



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale – Aeromeccanica e Sistemi
A.a. 2022/2023
Sessione di Laurea Ottobre 2023

Modellazione Dinamica dell'ECS di un Velivolo Ibrido-Elettrico

Relatore:
Professor Marco Fioriti
Tutor:
Ingegner Sofia Caggese

Candidato:
Andrea Veneziano

“- Bene, gatto. Ci siamo riusciti - disse sospirando - Sì, sull’orlo del baratro ha capito la cosa più importante - miagolò Zorba - Ah sì? E cosa ha capito? - chiese l’umano - Che vola solo chi osa farlo - miagolò Zorba.”

Luis Sepúlveda

INDICE

1	Abstract	12
2	Introduzione	13
2.1	Sfide dell'aviazione sostenibile	13
2.2	Confronto con i treni ad alta velocità	16
3	Stato dell'arte di velivoli con architetture elettrificate	19
3.1	Elettificazione dei sistemi di bordo	19
3.2	Tecnologie per velivoli ibridi	21
3.2.1	Motori elettrici	22
3.2.2	Batterie	24
3.2.3	Fuel Cell	25
3.3	Requisiti sui velivoli ibridi per il trasporto regionale	29
4	Architetture dell'ECS	31
4.1	Bleed-ECS	31
4.2	Bleedless-ECS	32
4.2.1	Compressore dedicato (EDC)	33
4.3	Vapour cycle system (VCS)	34
4.4	Air Cycle System (ACS)	35
4.4.1	Simple Air Cycle System	36
4.4.2	Two-Wheel Bootstrap Air Cycle System	36
4.4.3	Three-Wheel Bootstrap Air Cycle System	37
4.4.4	Four-Wheel Bootstrap Air Cycle System	38
4.4.5	Dual Expansion Energy Recovery (DEER) ACS	39
5	Funzioni dell'ECS	40
5.1	Cenni di fisiologia e requisiti per l'ECS	40
5.2	Decomposizione delle funzioni dell'ECS	42
5.3	Schema funzionale dell'ECS	47
6	Modellazione dei componenti dell'ECS	50
6.1	Obiettivi	50
6.2	Introduzione alla modellazione dinamica	50
6.2.1	Livello di modellazione	50
6.2.2	Fasi del design	51
6.3	Introduzione al software di modellazione Simcenter Amesim	51
6.4	Sviluppo del modello su Amesim	52
6.5	Modellazione dei componenti in ambiente Amesim	53
6.5.1	Scambiatori di calore	53

6.5.2	Compressore	57
6.5.3	Turbina	66
6.5.4	Fan	70
6.5.5	Evaporatore	71
6.5.6	Modelli per le tubazioni	72
6.5.7	Modello delle valvole	74
6.5.8	Modello per le macchine elettriche (PMDC)	75
6.5.9	Modello dell'albero	77
6.5.10	Camere di condensazione	78
6.5.11	Flusso secondario	78
6.5.12	Pozzi di calore	78
7	Identificazione parametrica – CAU A320	83
7.1	Dati di riferimento	83
7.2	Ipotesi	84
7.3	Procedimento operativo	85
7.4	Analisi di sensitività	88
7.5	Parametri del modello della CAU	91
7.6	Risultati	93
7.6.1	Temperature	93
7.6.2	Pressioni	97
7.6.3	Umidità	98
7.6.4	Tabella riassuntiva	99
8	Modellazione dell'ECS dell'ATR 42-500 con retrofit ibrido-elettrico	100
8.1	Riscaldamento del modello della CAU	100
8.2	Implementazione su Amesim del modello E-ECS	104
8.3	Parametri del modello E-ECS	104
8.4	Andamento delle grandezze	106
8.4.1	CASO 1: Ground Hot	106
8.4.2	CASO 2: Ground Cold	107
8.4.3	CASO 3: Cold – Ceiling	108
8.4.4	CASO 4: Standard ISA Cruise	109
8.4.5	Umidità nei casi di test	110
8.4.6	Tabella riassuntiva	111
8.5	Potenza elettrica assorbita dall'E-ECS	113
9	E-ECS per HERA	115
9.1	Parametri del modello E-ECS	115
9.2	Andamento delle grandezze	116

9.2.1	CASO 1 – Ground Hot	116
9.2.2	CASO 2 – Ground Cold	118
9.2.3	CASO 3 – Ceiling Cold	119
9.2.4	CASO 4 – Standard ISA Cruise	120
9.2.5	Umidità nei casi di test	121
9.2.6	Tabella riassuntiva	121
9.3	Potenza elettrica assorbita dall'E-ECS	123
9.4	Profilo di missione	125
9.4.1	Modello dell'atmosfera	126
9.4.2	Missione A	128
9.4.3	Missione B	130
9.5	Funzionamento dell'E-ECS durante le missioni	133
9.5.1	Missione A	133
9.5.2	Missione B	136
9.5.3	Energia elettrica richiesta per il funzionamento dell'E-ECS	138
10	Sviluppi Futuri e Conclusioni	141
10.1	Ampliamenti del modello Amesim	141
10.1.1	P-51 ed effetto Meredith	141
10.2	Sinergie tra ECS e TMS	143
10.3	Conclusioni	146

ELENCO DELLE FIGURE

1	Suddivisione della produzione di CO ₂ a livello mondiale [3]	13
2	ICAO 2019 Environmental Report - Aviation and Environment [4]	14
3	Consumo specifico di velivoli regionali e HSR [12]	17
4	Tempi di percorrenza di velivoli regionali e HSR [12]	18
5	Tipiche potenze di un velivolo tradizionale [6]	19
6	Tipiche potenze di un velivolo more-electric [6]	20
7	Efficienza di produzione della potenza secondaria [13]	20
8	Schema energetico del funzionamento di un motore elettrico [44]	22
9	Tecniche di raffreddamento a liquido [44]	23
10	Esempio di sistema di raffreddamento ibrido [45]	23
11	Esempio di raffreddamento tramite oil spray [15]	23
12	Confronto fra tecnologie di TMS per pacchi batterie [16]	24
13	Raffreddamento ad aria per Fuel Cell [17]	25
14	Profilo di temperature nella FC con raffreddamento ad aria [17]	26
15	Raffreddamento di Fuel Cell con tecniche passive [17]	26
16	Raffreddamento di Fuel Cell mediante heat pipe [17]	27
17	Raffreddamento a vettore liquido per fuel cell [17]	28
18	Tecnologie per il raffreddamento di fuel cell [17].	28
19	Possibili configurazioni dell'ECS [46]	31
20	Schema del sistema di bleed di un ECS tradizionale [15]	32
21	Schema del compressore di un ECS con motore elettrico dedicato [29]	33
22	Vapour Cycle System	34
23	Ciclo frigorifero effettuato dal VCS [25]	35
24	Simple ACS	36
25	Two-wheel bootstrap ACS	37
26	Three-wheel bootstrap ACS	37
27	Four-wheel bootstrap ACS	38
28	Schema DEER-ECS [23]	39
29	Schema funzionale dell'ECS di un velivolo commerciale [24]	40
30	Prove sperimentali della qualità dell'aria in cabina [26]	40
31	Schemi di ECS a ciclo aperto e a ciclo chiuso [19]	43
32	Schema di un pacco dell'ECS dell'A320 [28]	43
33	Schema dell'ECS di tipo bleed [19]	44
34	Rappresentazione delle funzioni di un ECS di tipo bleed [30]	45
35	Schema funzionale di un ECS con bleed [30]	45
36	Schema di un ECS di tipo bleed [22]	47
37	Architettura funzionale dell'ECS di un velivolo per trasporto passeggeri [43]	47
38	Decomposizione funzionale dei componenti dell'E-ECS	48
39	Diagramma funzionale della CAU	49
40	Livelli di modellazione [6]	50
41	Ciclo ideale di Joule-Brayton frigorifero e componenti [22]	53
42	Schema di uno scambiatore di calore [29]	54
43	Esempio di curve ϵ -NTU per scambiatori controcorrente ed equicorrente [31]	55
44	Modello Amesim di uno scambiatore di calore	55
45	Mappa del funzionamento del compressore [34]	59
46	Curve di funzionamento del compressore scelte per la CAU A320	61
47	Curve di funzionamento del compressore della CAU dell'ATR-42-500	62
48	Curve di funzionamento del compressore della CAU di HERA	62
49	Modello amesim del supercomponente relativo all'EDC	64

50	Mappa 1-D dell'EDC HERA	65
51	Mappa 1-D dell'EDC ATR	65
52	Schema finale del modello dell'EDC accoppiato al PMDC	66
53	Mappa della turbina dell'ACM dell'A320	68
54	Mappa per la turbina dell'ACM dell'ATR-42-500	69
55	Mappa per la turbina dell'ACM di HERA	69
56	Mappa tipica di una macchina elettrica PMDC	77
57	Schema di un ram air heat exchanger [24]	78
58	Schema di fan/compressor air heat exchangers [24]	79
59	Schema di skin heat exchanger [24]	79
60	Sistema propellente STRATOFLY MR3 [37]	81
61	Architettura della CAU di STRATOFLY MR3 [37]	82
62	Schema Amesim del modello della CAU A320	85
63	Schema dell'impianto di bleed dell'A320 [39]	86
64	Temperature della CAU A320 nel CASO 1	93
65	Temperature della CAU A320 nel CASO 2	94
66	Temperature della CAU A320 nel CASO 3 - condizioni di mixing simili a Liebherr [28]	95
67	Temperature della CAU A320 nel CASO 3 - condizioni di mixing simili a Di Fede [29]	95
68	Temperature della CAU A320 nel CASO 2 - condizioni di mixing simili a Di Fede [29]	96
69	Pressioni della CAU A320 nel CASO 1	97
70	Pressioni della CAU A320 nel CASO 2	97
71	Pressioni della CAU A320 nel CASO 3	98
72	Legame tra diametro dell'impeller e portata volumetrica [40]	101
73	Legame tra efficienza politropica e coefficiente di flusso [40]	102
74	Modello Amesim dell'E-ECS per l'ATR-42-500 con retrofit ibrido-elettrico	104
75	Temperature nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 1	106
76	Pressioni nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 1	106
77	Temperature nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 2	107
78	Pressioni nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 2	107
79	Temperature di bypass nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 3	108
80	Pressioni di bypass nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 3	108
81	Temperature nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 4	109
82	Pressioni nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 4	110
83	Temperature nell'ECS HEA nel CASO 1	116
84	Pressioni nell'ECS HEA nel CASO 1	117
85	Temperature nell'ECS HERA nel CASO 2	118
86	Pressioni nell'ECS HERA nel CASO 2	118
87	Temperature nell'ECS HERA nel CASO 3	119
88	Pressioni nell'ECS HERA nel CASO 3	119
89	Temperature nell'ECS HERA nel CASO 4	120
90	Pressioni nell'ECS HERA nel CASO 4	120
91	Andamento dell'umidità specifica secondo MIL-HDBK-310 [38]	127
92	Interpolazione dell'umidità specifica con Matlab	127
93	Quota e frazione di vapore nella missione A	129
94	Temperature e pressioni esterne nella missione A	129
95	Velocità nella missione A	130
96	Quota e frazione di vapore nella missione B	131
97	Temperature e pressioni nella missione B	132
98	Velocità nella missione B	132
99	Portate nella missione A	133
100	Funzionamento del compressore dedicato nella missione A	134

101	Funzionamento del motore elettrico dell'EDC nella missione A	134
102	Potenza ed energia elettrica richieste all'EPS nella missione A	135
103	Potenza degli stadi del compressore	135
104	Portate nella missione B	136
105	Parametri del funzionamento dell'ACM nella missione B	136
106	Condizioni di funzionamento del compressore dedicato nella missione B	137
107	Condizioni di funzionamento del motore elettrico dell'EDC nella missione B	137
108	Potenza degli stadi dell'EDC nella missione 2	138
109	Potenza ed energia elettrica richieste all'EPS nella missione B	138
110	Network di trasporto termico integrato in un velivolo civile [24]	143
111	Schema dell'ECS F-22 [34]	144
112	Schema di una metà del TMS F-22 [34]	145

ELENCO DELLE TABELLE

1 Esempi di potenza specifica in campo automotive [2]	22
2 Collegamento tra funzioni e componenti	46
3 Condizioni dimensionanti per il compressore dell'ACM dell'A320	60
4 Caratteristiche dell'uso della ram air come pozzo di calore	82
5 Caratteristiche dell'uso di idrogeno come fluido operativo e pozzo di calore	82
6 Dati di riferimento per la modellazione della CAU-A320 [28]	83
7 Valori di umidità nei casi operativi della CAU A320	98
8 Condizioni della CAU A320 nelle condizioni di test	99
9 Condizioni di riferimento per l'ECS ATR-42-500	104
10 Umidità per l'E-ECS ATR-42-500	110
11 Tabella riassuntiva dell'E-ECS dell'ATR-42-500	111
12 Potenze dell'E-ECS ATR-42-500	113
13 Umidità specifiche E-ECS HERA	121
14 Tabella riassuntiva dei risultati per l'ECS HERA	121
15 Potenza richiesta dall'E-ECS HERA	123
16 Rendimenti termici del pacco operativo dell'ECS	124
17 Rendimenti utili dell'ECS	125

ABBREVIAZIONI

LCC	Life Cycle Cost
LCA	Life Cycle Assesment
PHM	Prognosis and Health Management
OBS	On-board Systems (Sistemi di bordo)
ECS	Environmental Control System (Sistema di controllo ambientale)
IPS	Ice Protection System
MEA	More-Electric Aircraft
AEA	All-Electric Aircraft
TMS	Thermal Management System
EPS	Electrical Power System
HEA	Hybrid-Electric Aircraft
HST	High Speed Train
HSR	High Speed Rail
PMSM	Permanent Magnet Synchronous Machine
IM	Induction Motor
LH2	Liquid H ₂ (Idrogeno Liquido)
ACM	Air Cycle Machine
VCM	Vapour Cycle Machine
ACS	Air Cycle System
VCS	Vapour Cycle System
DEER	Dual Expansion Energy Recovery
TVOC	Total Volatile Organic Compound
NTU	Normalized Thermal Unit
BPV	By-Pass Valve
PHX	Primary Heat eXchanger
SHX	Secondary Heat eXchanger
MHX	Main Heat eXchanger
CHX	Condenser Heat eXchanger
CAU	Cold Air Unit
HERA	Hybrid-Electric Regional Aircraft
PMDC	Permanent Magnet Direct Current (machine)

1 Abstract

Lo scopo principe di questa tesi risiede nella modellazione dinamica dell'ECS bleedless di un velivolo ibrido-elettrico. Tale obiettivo viene perseguito utilizzando il software di modellazione e simulazione "Amesim". Prima di iniziare con la modellazione vera e propria, viene svolta un'analisi sullo stato dell'arte dei sistemi di controllo ambientale e sulle peculiarità dei velivoli ibrido-elettrici, inoltre viene analizzato come tali proprietà possano influenzare l'integrazione dei sistemi di bordo. Poichè la modellazione dinamica viene eseguita al livello funzionale, si effettua un'analisi delle funzioni dell'ECS e ad ogni funzione si associano i componenti che la soddisfano. In particolare l'architettura scelta per l'ECS è di tipo bootstrap sub-freezing; l'alimentazione del sistema è di tipo elettrico, per cui si parla di un ECS bleedless, che non richiede spillamenti dall'apparato propulsivo.

Il primo passo della modellazione risiede nella valutazione del funzionamento statico della Cold Air Unit in un sistema ECS di tipo bleed di un velivolo della famiglia A320, di cui sono note le temperature di esercizio in alcuni casi di funzionamento.

Basandosi su tali dati vengono identificati i parametri dei componenti che assicurano il funzionamento del modello in accordo con la CAU del velivolo stesso. Successivamente si passa all'identificazione parametrica dell'ECS di un ATR-42-500 con retrofit alla propulsione ibrida-elettrica. Pertanto l'ECS è di tipo bleedless ed è dotato di un compressore dedicato mosso da un motore elettrico (EDC) che costituisce la sorgente di aria calda del sistema. In particolare la CAU viene riscaldata rispetto al caso precedente e ad essa viene anteposto l'EDC opportunamente dimensionato.

Identificati i parametri di questo sistema di controllo ambientale di tipo bleedless, lo si scala al fine di ottenere un sistema compatibile con un velivolo regionale ibrido-elettrico da 80 passeggeri. Ottenuti i parametri finali del modello, si passa all'analisi del profilo di missione.

Date le condizioni di design dell'ECS vengono considerate due missioni rappresentative: la prima comprende il decollo notturno in condizioni fredde e velivolo vuoto, la fase di crociera alla quota di tangenza in atmosfera fredda e l'atterraggio nuovamente in condizioni fredde. La seconda missione possibile comprende il decollo con velivolo pieno in giornata calda, la crociera alla quota di crociera di circa 5200 m in condizioni standard e l'atterraggio nuovamente nel caso caldo. Entrambe le missioni prevedono una durata totale di 90 minuti. L'implementazione di questi profili di missione evidenzia alcune sfide poste dal progetto di un ECS di tipo bleedless, tra cui: l'interfaccia con il sistema elettrico (EPS), la regolazione del sistema in condizioni non nominali, i transitori delle grandezze fisiche che rappresentano il sistema, il power budget e l'energy budget da attribuire all'ECS di un velivolo ibrido-elettrico.

2 Introduzione

2.1 Sfide dell'aviazione sostenibile

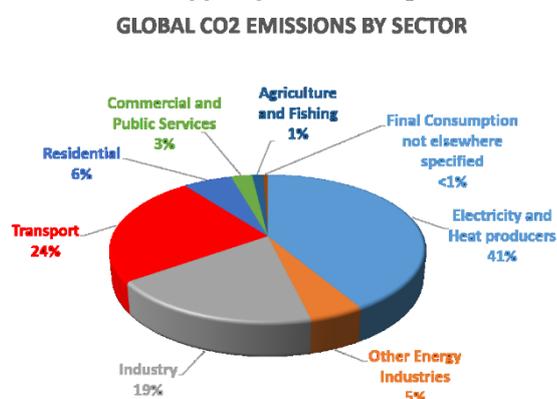
Il progetto dei moderni sistemi aeronautici impone ai progettisti di affrontare sfide che richiedono un miglioramento delle prestazioni e una riduzione del costo e dell'impatto del ciclo di vita degli aeromobili e dei relativi sistemi (valutati tramite analisi LCC e LCA). Questi miglioramenti richiederanno, tra le altre peculiarità, un sistema di propulsione più efficiente, affidabile e avanzato. L'utilizzo intelligente dei componenti attraverso l'integrazione delle funzioni dei sistemi aumenta l'efficienza e la sicurezza del velivolo in tutte le fasi di volo, rispondendo inoltre alle sfide ambientali. Questo approccio richiede un'integrazione e un'ottimizzazione degli impianti, sia a livello locale che a livello di sistema [1].

Data la complicazione dei sistemi aeronautici e dei loro componenti, le interazioni tra i diversi sottosistemi richiedono di essere comprese attraverso l'uso di modellazione e simulazione. Ciò viene realizzato partendo da modelli di singoli sottosistemi o componenti e combinandoli in un modello di sistema completo. Il controllo gerarchico e decentralizzato dei sistemi che scaturisce da tale modellazione permette di ridurre costi e rischi consentendo la migliore comprensione dell'integrazione e della modularità dei sistemi fin dalle prime fasi di progetto di un aeromobile. Questo processo comporta la definizione, lo sviluppo e la convalida rispetto ai requisiti delle principali capacità integrate dei sistemi del velivolo.

Lo sviluppo delle nuove tecnologie ibride e adattive di motori a turbina è promettente al fine di consentire un'ottimizzata efficienza del consumo di carburante e maggiori prestazioni al velivolo stesso. Il controllo del sistema di propulsione si prefigge di includere il controllo della **generazione di energia elettrica secondaria** da parte del motore e i sistemi di gestione termica; **l'integrazione con il controllo termico del velivolo** e il sistema di gestione della salute (PHM).

L'integrazione dei sistemi di controllo della propulsione e dei sistemi di controllo del volo ha mostrato un miglioramento significativo dei parametri di prestazione dell'aeromobile. Allo stato attuale della tecnica, quando i sottosistemi di propulsione, di alimentazione e termici non sono integrati, ma ogni sottosistema deve essere in grado di funzionare in combinazione con gli altri sottosistemi nel caso peggiore, vengono richiesti ampi margini operativi e un conseguente sovradimensionamento dei componenti. Per massimizzare le prestazioni e l'efficienza dell'aeromobile nel suo complesso, ogni sistema funziona e collabora con gli altri in modo preciso e tempestivo.

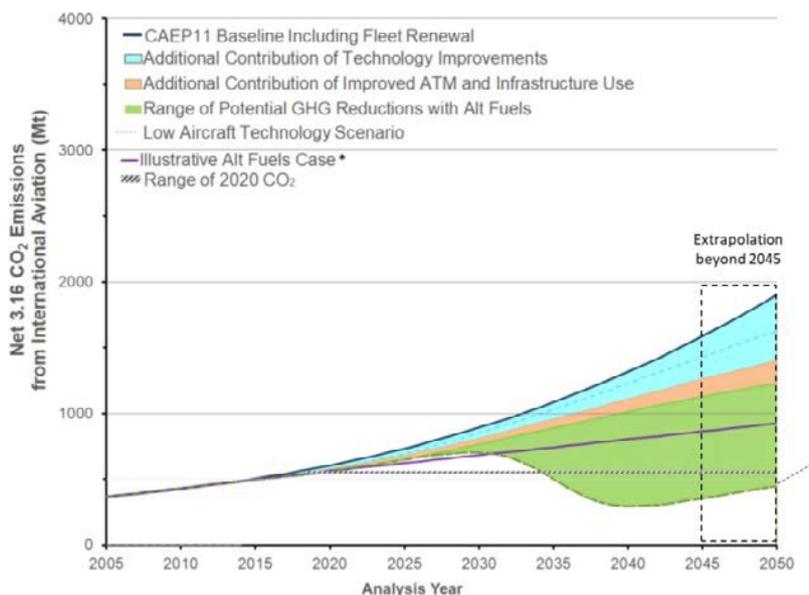
L'aumento delle emissioni di anidride carbonica in atmosfera sta facendo crescere l'interesse verso sorgenti alternative e sostenibili per l'energia utilizzata nei trasporti. Per questo motivo le parti interessate al settore stanno mirando a raggiungere un trasporto aereo sostenibile, attraverso la



1 Suddivisione della produzione di CO2 a livello mondiale [3]

decarbonizzazione. Ad esempio Airbus si pone di raggiungere questi obiettivi attraverso la performance ambientale e attraverso una *supply chain* sostenibile.

I dati e le statistiche ottenuti a livello globale dall'*International Energy Agency* (IEA) suggeriscono che il settore dei trasporti contribuisca a circa un quarto delle emissioni totali di CO₂ [2] [3] [4].



2 ICAO 2019 Environmental Report - Aviation and Environment [4]

Al fine di affrontare i problemi ambientali globali, l'*Intergovernmental Panel on Climate Change* (IPCC) si è prefissato l'obiettivo di ridurre le emissioni di CO₂ di almeno il 50% entro il 2050. Al fine di raggiungere questo obiettivo devono essere implementate tecnologie che possano portare a una significativa riduzione delle emissioni nel settore dei trasporti, delle quali l'aviazione è responsabile per circa il 20% [5] [6].

Il settore dei trasporti infatti consuma circa il 66% del petrolio prodotto a livello mondiale e causa circa il 25% delle emissioni di anidride carbonica. Si prevede che entro il 2050 il bilancio energetico e le emissioni dell'industria dei trasporti aumenteranno dell'80%. Ulteriori stime ritengono che il settore dell'aviazione sia responsabile dell'1-2% delle emissioni di CO₂ causate da effetti antropici [5] [6].

Negli ultimi decenni, l'industria dell'aviazione è stata chiamata a incrementare la sicurezza, l'efficienza e la redditività dei suoi prodotti. Ciò ha portato a una continua ottimizzazione dei velivoli in diverse aree disciplinari. Nel contesto attuale, una delle soluzioni più promettenti è l'elettificazione degli aeromobili. Questa tendenza è iniziata alcuni anni fa, definendo i concetti di *More Electric Aircraft* (MEA) e *All Electric Aircraft* (AEA), in cui si cerca di aumentare l'elettificazione dei sottosistemi dell'aeromobile. I sistemi di bordo (OBS) elettrificati dovrebbero ridurre il consumo di carburante grazie alla maggiore efficienza dell'utilizzo della potenza secondaria. Questo è particolarmente vero quando si considera l'elettificazione del Sistema di Controllo Ambientale (ECS) e del Sistema di Protezione dal Ghiaccio (IPS). Essi, infatti, sono tra le più ingenti utenze di energia presente a bordo del velivolo [7].

Nelle architetture tradizionali l'ECS e l'IPS sono alimentati da una portata di aria calda e pressurizzata spillata dai compressori del motore attraverso il sistema pneumatico. In generale, tutte le opzioni di OBS in grado di raggiungere una tecnologia senza spillamento (cioè evitando l'uso di aria compressa dai compressori del motore) producono effetti benefici sull'efficienza termodinamica del sistema di propulsione, riducendo pertanto i consumi. Per contro bisogna considerare anche gli svantaggi di architetture ad alto grado di elettificazione dei sistemi di bordo, che possono comprendere una maggior

complicazione dei sistemi e un aumento dei pesi, qualora non vengano scelte le architetture sistemistiche idonee alla tecnologia utilizzata per la produzione dell'energia secondaria.

Le missioni degli aeromobili di prossima generazione continuano a richiedere una **potenza elettrica** aggiuntiva per alimentare i sistemi. Questa tendenza è stata accelerata con l'introduzione in servizio di tecnologie a energia diretta e suite di comunicazione ad alta potenza. L'ottimizzazione dei futuri sistemi richiede una comprensione completa delle esigenze di potenza in tutto l'aeromobile, poiché l'assorbimento massimo di potenza aumenta e i profili di carico sono variabili durante la missione. Le future architetture dei sistemi di alimentazione hanno dimostrato i benefici attraverso studi di *trade-off* che integrano i flussi di potenza tradizionali (propulsivi, elettrici e termici) per ottimizzare le prestazioni del sistema. I futuri progetti degli aeromobili richiederanno sistemi riconfigurabili o adattivi per aumentare l'efficienza energetica complessiva, ridurre il numero di componenti e migliorare l'affidabilità a livello di piattaforma [1].

Poiché i carichi elettrici sono di grande entità e variabili nel tempo, sono in fase di sviluppo nuovi sottosistemi di accumulo elettrico per ridurre l'impatto dei transitori sulla stabilità del sistema elettrico. L'integrazione fisica di questi nuovi sistemi consente una maggiore densità di potenza, ma comporta un aumento della complessità del sistema e del controllo di esso.

Per quanto riguarda il sistema di controllo termico e ambientale, esso presenta un'architettura distribuita nella maggior parte dei prototipi di velivoli con molte componenti elettriche. Pertanto sarà fondamentale l'analisi dell'integrazione tra ECS, TMS, IPS e EPS (*Electrical Power System*).

Supponendo che la produzione di energia elettrica fosse sostenibile, un velivolo completamente elettrico offrirebbe le minori emissioni durante la fase operativa. Però, ai livelli attuali della tecnologia delle batterie, il *range* del velivolo risulterebbe molto limitato e il peso a vuoto del velivolo risulterebbe elevato, portando a una minor efficacia del trasporto [5].

L'impatto ambientale dell'aviazione non si limita alla CO₂, che ha un effetto globale sull'atmosfera, ma include anche forme di emissione dannose a livello locale, quali NO_x e rumore. Il settore aeronautico si pone quindi come obiettivo generale di ridurre gli impatti negativi, con il fine ultimo di raggiungere un'aviazione sostenibile.

Questa visione del settore aeronautico si concretizzò nel 2011, con la presentazione da parte della Commissione Europea del report *Flightpath 2050*. Esso non fornì solo obiettivi per la riduzione delle emissioni, ma costituì anche un *framework* per definire la direzione di mercato del settore. Essa comprendeva per esempio l'implementazione di procedure di imbarco e sbarco più snelle e rapide, al fine di permettere al 90% dei viaggiatori Europei di raggiungere la destinazione in 4 ore, considerato l'intero viaggio.

Nel 2019 è seguito l'*Europe Green Deal* che definì gli obiettivi di emissione e perseguì il concetto di economia circolare. A partire dal 2021, infatti, si dovrebbe puntare a raggiungere una crescita *carbon neutral*, abbinata ad un miglioramento dell'efficienza del 2% all'anno fino al 2050.

Detto ciò, parrebbe che la soluzione più plausibile potesse essere la sostituzione del trasporto aereo con soluzioni meno impattanti. Ciò però non è possibile perché sul mercato dei trasporti l'aviazione ha alcuni benefici rispetto alle altre modalità di trasporto. Tra questi, uno dei più rilevanti risiede nel tempo di viaggio, che spesso è il più basso considerando tutti i possibili mezzi di trasporto, grazie alle traiettorie rettilinee e alle alte velocità di crociera. Persino nel mercato del trasporto regionale, nonostante le brevi distanze coperte da ogni tratta, questo concetto rimane valido in una buona parte dei casi considerati. Infatti questo beneficio è ulteriormente notevole qualora la tratta ricopra barriere naturali come montagne, laghi, o mari. L'utilizzo di rotte aeree permette inoltre di connettere piccole città e luoghi remoti alla rete di trasporti precedentemente operativa, con costi infrastrutturali ridotti lungo la tratta. Infatti sarà sufficiente che le località di partenza e di destinazione possiedano delle

infrastrutture adeguate. Inoltre possono essere raggiunte regioni remote dove una connessione di trasporto veloce o la rotta stessa siano fattibili a livello economico o ambientale [5].

Secondo una previsione di mercato di ATR, il 58% delle tratte aeree regionali è stato creato tra il 2003 e il 2018. Per supportare questa crescita l'azienda ritiene che sia necessario estendere il segmento regionale in modo sostenibile, attraverso aeromobili da circa 50 passeggeri, al fine di connettere rotte più piccole e a minor volume di passeggeri e merci trasportati [8].

In questo ambito socio-tecnologico, si delinea quindi, tra le altre cose, la necessità di un trasporto aereo regionale sostenibile e distribuito.

Nell'ambito del trasporto regionale di passeggeri degli ultimi anni, oltre all'ascesa dei velivoli a breve tratta, si sta assistendo anche all'aumento del trasporto per via ferroviaria. In particolare questo segmento si delinea la concorrenza tra velivoli regionali e treni ad alta velocità. Ecco che allora sarà necessario che le caratteristiche ambientali e prestazionali dei velivoli siano comparabili o superiori a quelle dei treni ad alta velocità concorrenti sul segmento.

2.2 Confronto con i treni ad alta velocità

Allo stato attuale delle tecnologie aeronautiche, secondo alcune ricerche di LCA risulta che i treni ad alta velocità (HST) abbiano un impatto ambientale inferiore rispetto al trasporto aereo [9].

Alla luce di questa nozione, che ha una validità generale, si analizzano allora diversi scenari in modo da rendere più chiaro quale tecnologia sia maggiormente adatta ad ogni situazione.

Per fare ciò, si fa riferimento a una ricerca [10] del 2010 che ha fatto uso dell'applicazione della *game theory* per sperimentare l'ottimizzazione delle reti di trasporto passeggeri nei 27 stati europei.

In questa ricerca sono state modellate le reazioni delle alleanze internazionali (che utilizzano un modello *hub and spoke*) e delle compagnie aeree *low-cost* (che usano un modello distribuito), all'esistenza di un'estesa rete di treni ad alta velocità sull'infrastruttura ferroviaria già esistente in Europa. I risultati suggeriscono che sia possibile giustificare alcuni *Trans-European high-speed rail* nonostante gli ampi costi fissi di tale soluzione. Questo risultato, puntualizzano gli autori, però dipende fortemente dai costi di realizzazione, manutenzione e ammodernamento della rete ferroviaria. Inoltre, apportare una quota per la compensazione della CO₂ emessa sul prezzo del biglietto non cambia in modo notevole l'equilibrio della rete di trasporti.

Un modo più interessante di confrontare queste modalità di trasporto, almeno dal punto di vista del progetto ingegneristico del velivolo, risiede nell'analisi del consumo specifico di energia.

I treni ad alta velocità infatti sono di recente utilizzo per distanze tra 600 e 800 km, su cui competono con i velivoli regionali, mentre vengono continuativamente utilizzati su tragitti di 100-150 km, su cui

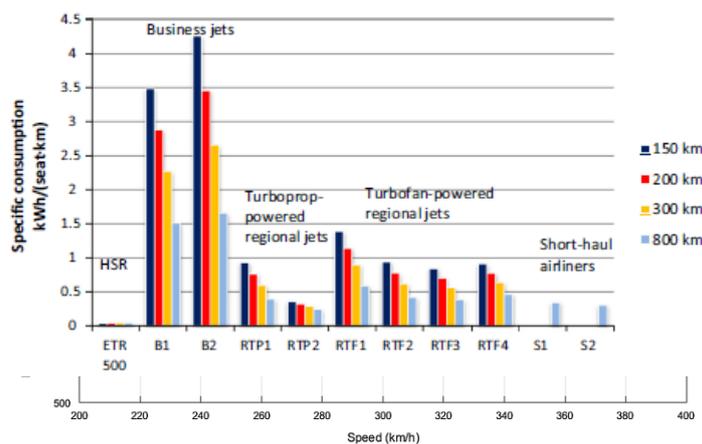
competono con gli autoveicoli [11]. Vengono utilizzati i seguenti dati ottenuti da una ricerca bibliografica del Politecnico di Torino [12]:

Country	Train	Seats	Specific energy consumption kWh/seat km
France	AGV	650	0.033
	TGV Duplex	545	0.037
	TGV Réseau	377	0.039
	TGV Sud Est	347	0.044
Germany	ICE-1	743	0.058
Italy	ETR 500	573	0.040
	ETR 600 Pendolino	432	0.033
Japan	Tohoku E2	815	0.026
	Tohoku E5	731	0.026
	Tohoku 700	1323	0.028
	Tohoku N700	1323	0.023
Spain	AVE Series 1	329	0.051
	AVE Series 103 Velaro	545	0.039
Sweden	SJ2000	320	0.042
United Kingdom	Class 373 Eurostar	750	0.041
	Class 390 Pendolino	439	0.033
	Class 91 InterCity 225	536	0.035
	Hitachi Super Express	649	0.028

Si evince una media di circa 0.037 kWh/pax km per il trasporto ferroviario ad alta velocità, considerando i valori tipici del settore in ambito europeo.

Per il confronto con gli aerei, non è possibile definire un solo valore di media, in quanto esso dipende fortemente dal tipo di velivolo (impianto propulsivo, numero di passeggeri, ecc.).

La ricerca propone che per un range di 150 km, gli HST abbiano il minor consumo specifico, con i velivoli, divisi in *business jet*, *small regional turboprop*, *regional turboprop* che presentano consumi comparabili, anche se maggiori.



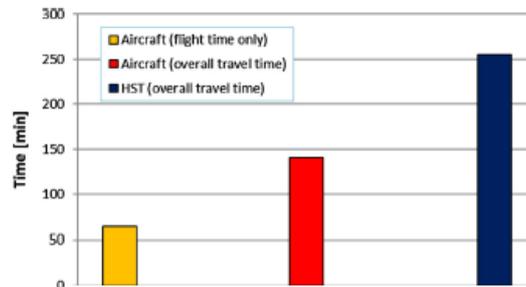
3 Consumo specifico di velivoli regionali e HSR [12]

All'aumentare della distanza, la differenza tra HST e trasporto aereo si riduce; tale andamento è imputabile al fatto che l'effetto della salita (ovvero la fase in cui il consumo è massimo) nella rotta di un velivolo sia inferiore quando si considerano crociere più lunghe; al contrario, per gli HST la decrescita del consumo specifico dell'energia rispetto alla distanza ha un comportamento non monotono e meno variabile. Quindi, per distanze più elevate alcune tipologie di trasporto aereo possono risultare maggiormente efficienti per la missione. Considerando quindi il consumo specifico riportato al numero di passeggeri e alla distanza percorsa, è evidente la convenienza dell'HSR rispetto alle altre alternative, principalmente grazie al grande numero di passeggeri trasportati da ogni vettore. I *business jet* sono le alternative con il consumo più alto, mentre nel campo dei velivoli regionali si nota come i più efficienti siano i *turboprop*. Per le lunghe distanze, invece, diventano vantaggiosi i velivoli a corto raggio che, nonostante il consumo più elevato, possono trasportare più passeggeri.

Un altro fattore da tenere in considerazione quando HSR e trasporto aereo regionale sono in diretta competizione su una tratta è il tempo di percorrenza. Grazie alle maggiori velocità di crociera, l'aereo

racchiude un vantaggio intrinseco, che viene però bilanciato dal fatto che gli aeroporti siano localizzati tipicamente lontano dai centri abitati.

Milan-Naples route	Specific energy [kW h/km]	Specific energy consumption [kW h/pass km] 100% occupation
Aircraft	44.49	0.2694
HST	23.80	0.0415



4 Tempi di percorrenza di velivoli regionali e HSR [12]

Sulla base di questi risultati si può dedurre che una soluzione sostenibile e ben funzionante potrebbe essere quella di affrontare un approccio integrato tra trasporto aereo e ferroviario.

Un'altra possibilità viene invece offerta dalle opportunità di miglioramento dell'efficienza e delle proprietà operative dei velivoli, attraverso l'applicazione di nuove tecnologie quali l'elettificazione dei sistemi di bordo o l'utilizzo di *powertrain* ibridi. In tal caso cambierebbero i dati di riferimento e le analisi comparative tra le modalità.

In questo senso, la concorrenza con l'HSR può fornire dei requisiti aggiuntivi ai velivoli regionali ibrido-elettrici, dandone linee guida per uno sviluppo sostenibile ed efficace del futuro dell'aviazione, almeno a livello regionale.

3 Stato dell'arte di velivoli con architetture elettrificate

3.1 Elettrificazione dei sistemi di bordo

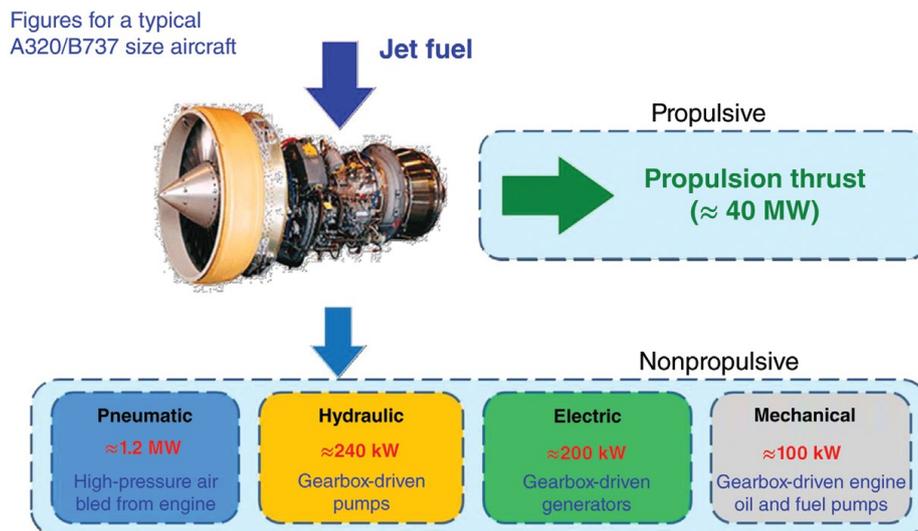
Per quanto detto rispetto alla sostenibilità ambientale dell'aviazione, lo sviluppo e l'implementazione di tecnologie avanzate che offrano soluzioni energeticamente efficienti, con un impatto ambientale ridotto, è estremamente importante. Nel settore dei trasporti questa visione ha portato a una maggiore elettrificazione dei mezzi grazie all'efficienza intrinsecamente più elevata dei sistemi elettrici. Questo concetto si rispecchia sia sui sistemi di bordo dei velivoli, che sugli apparati propulsivi. Una recente applicazione di questo concetto è il *More Electric Aircraft* (MEA) [5] [6].

Nell'ambito dei MEA, considerando a titolo esemplificativo un velivolo come il Boeing 787, una delle peculiarità principali risiede nell'eliminazione del sistema pneumatico. Infatti, grazie alla versatilità dei sistemi elettrici aeronautici attuali, la generazione di sola potenza elettrica causa una riduzione della potenza secondaria dissipata che quindi porta a una miglior efficienza del velivolo. Tale miglioramento dell'efficienza è imputabile a tre fattori principali:

- Riduzione del peso dei sistemi;
- Aumento dell'efficienza dei propulsori grazie alla tecnologia *bleedless*;
- Riduzione dell'utilizzo dei motori quando il velivolo è a terra;
- Controllo;
- Riconfigurabilità;
- Diagnostica e prognostica avanzate.

Inoltre la diminuzione del numero di sistemi generatori è benefica dal punto di vista manutentivo, riducendo costi e tempi di fermo dei velivoli.

Nei velivoli tradizionali la generazione di potenza secondaria, per contro, è divisa su diversi sistemi:

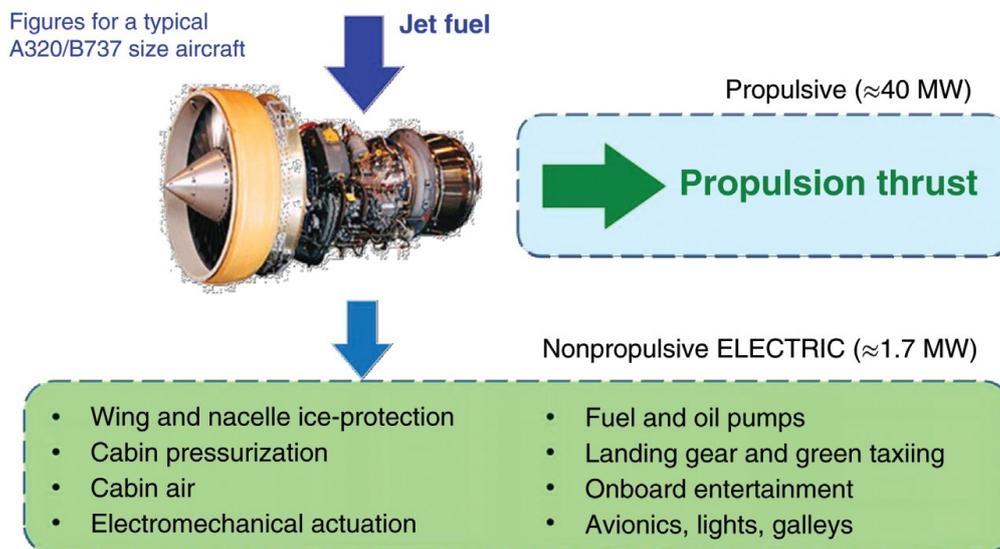


5 Tipiche potenze di un velivolo tradizionale [6]

- Pneumatico: attraverso la portata di aria spillata dai propulsori;
- Idraulico: attraverso pompe collegate alla *gearbox* del motore;
- Elettrico: attraverso generatori anch'essi collegati alla *gearbox*;
- Meccanico: attraverso pompe per olio e combustibile collegate alla *gearbox*.

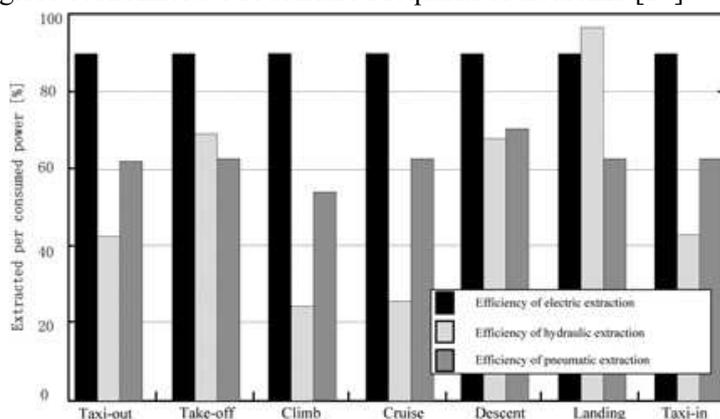
In queste configurazioni la potenza elettrica ammonta all'11,5% della potenza non propulsiva, ovvero allo 0,5% della potenza totale del motore.

Per contro, l'utilizzo di un'architettura *More Electric* prevede l'intera produzione di energia secondaria attraverso generatori elettrici.



6 Tipiche potenze di un velivolo more-electric [6]

Inoltre, rispetto alla potenza idraulica e pneumatica negli aeromobili, la potenza elettrica è più efficiente durante la trasmissione e la distribuzione di energia. Le potenze secondarie meccanica, idraulica e pneumatica convenzionale possono essere parzialmente o completamente sostituite dalla potenza elettrica. Qualora la potenza elettrica diventi predominante per l'alimentazione secondaria degli aeromobili, potrebbe essere gestita in modo efficace e ottimizzata attraverso la progettazione architettonica del velivolo per adempiere alle richieste di diminuzione di impatto e contemporaneamente di ottenere una maggiore economicità e soddisfare i requisiti di sicurezza [13].



7 Efficienza di produzione della potenza secondaria [13]

Volendo meglio analizzare l'efficienza di produzione dell'energia secondaria a bordo, la generazione di potenza elettrica è più efficiente: confrontata con la potenza idraulica e pneumatica negli aeromobili, l'efficienza del sistema di potenza elettrica è quasi costante e superiore al 90%, mentre la potenza idraulica e pneumatica si situano tra il 20% e il 70%, ad eccezione della potenza idraulica che raggiunge il 95% durante l'atterraggio.

Inoltre la potenza generata elettricamente può essere gestita in modo efficiente per realizzare l'automazione e l'integrazione dei sistemi di bordo di velivoli *More Electric* durante la trasmissione e la distribuzione dell'energia. Ciò rende possibile ottimizzare la potenza secondaria dell'aeromobile, riducendo così l'estrazione di potenza secondaria dal motore, diminuendo il consumo di carburante.

In generale l'elettrificazione del sistema di alimentazione degli aeromobili porta alla creazione di un sistema energetico integrato e inoltre facilita la creazione di un sistema di informazioni in cui sia presente una forte interazione tra l'elettronica e i sistemi elettrici di potenza a bordo del velivolo.

Riguardo al **sistema di controllo ambientale** (*Environmental Control System - ECS*) che è l'oggetto di questa tesi, l'elettrificazione ha quindi l'effetto principale di eliminare il *bleed* rispetto alle configurazioni tradizionali, richiedendo quindi la presenza di un compressore dedicato per generare l'aria calda e pressurizzata, che verrà successivamente manipolata dalla *Cold Air Unit (CAU)* e dalle altre componenti del sistema per fornire le corrette condizioni dell'aria in cabina.

3.2 Tecnologie per velivoli ibridi

Un'ulteriore possibilità data dai sistemi elettrici è quella di estendere il loro utilizzo non solo ai sistemi di bordo, andando verso architetture *More Electric* o *All Electric*, ma applicando l'utilizzo di sistemi propulsivi elettrici. In questo caso si può tipicamente parlare di velivoli ibrido-elettrici, o di velivoli a propulsione completamente elettrica. Nell'ambito dei velivoli regionali la soluzione di ottimo dal punto di vista energetico e ambientale sembra risiedere nella configurazione ibrida.

Tale morfologia garantisce un maggior numero di gradi di libertà per l'utilizzo del propulsore, promettendo pertanto un miglioramento dei consumi rispetto agli analoghi a sola propulsione attraverso motori termici.

In particolare, l'utilizzo di propulsori ibridi nella categoria dei velivoli regionali risulta benefica a causa delle dimensioni relativamente contenute dei velivoli, al tipico utilizzo di propulsori ad elica, facilmente collegabili ad un motore elettrico, alle tratte di distanza ridotta maggiormente percorse dalla categoria di velivoli.

Elettrificare il *powertrain* offre molti benefici rispetto alle architetture convenzionali, infatti i motori elettrici non producono emissioni locali. Ad essi può però essere associata l'emissione dovuta alla produzione di energia elettrica nella sede della centrale. Inoltre le proprietà dei motori elettrici vengono scalate quasi linearmente con massa e potenza, pertanto la propulsione distribuita diventa benefica ai fini dell'efficienza del volo [5].

Per vincere gli svantaggi di ognuna delle configurazioni precedentemente citate (propulsione termica e propulsione elettrica), un concetto di **velivolo ibrido-elettrico (HEA)** potrebbe combinare i vantaggi di entrambe, mitigandone gli svantaggi. Ad esempio si potrebbe raggiungere un range paragonabile a quello di velivoli regionali tradizionali, attraverso un sistema propulsivo ad efficienza maggiorata e senza lo svantaggio di un pacco batterie troppo massiccio a bordo.

Questo concetto abilita l'utilizzo di nuove strategie operative per mitigare le emissioni del volo. Rispetto alle **strategie operative**, è altresì importante citare l'effetto dell'architettura del sistema ibrido: infatti un sistema in serie può aumentare le ridondanze e offrire possibilità di sostituzione di un motore in caso di guasto; invece un sistema in parallelo può fornire un aumento di potenza negli scenari ad alto carico (decollo o *go-around*). In entrambi i casi bisogna tenere conto dell'aspetto certificativo legato ai sistemi propulsivi, secondo il quale bisogna verificare che l'occorrenza di un evento catastrofico sia estremamente improbabile. Da questo punto di vista i sistemi ibridi incontrano molte difficoltà riguardo all'iter di **certificazione**, in quanto la complessità aggiunta può richiedere maggiori sforzi per il raggiungimento della certificazione. Infatti, l'HEA deve garantire un livello di sicurezza almeno pari ai velivoli convenzionali comparabili. Per fornire un aiuto alla certificazione del velivolo, le differenti strategie operative e di gestione dell'energia possono, se correttamente integrate, portare a un maggior livello di ridondanza. L'analisi dell'architettura generale e dei diversi scenari di guasto risulta però più complicata e inoltre la manutenzione di componenti complicati, integrati e di nuova concezione può essere più onerosa rispetto ai costi già ingenti tipici del settore.

3.2.1 Motori elettrici

Con la crescente tendenza ad adottare la propulsione elettrificata, i motori elettrici sono tra i più cruciali componenti nella catena; a patto che si supponga che la corrente che li alimenta sia fornita in modo sicuro e continuo. Negli ultimi venti anni il **motore sincrono a magneti permanenti (PMSM)** è quello più utilizzato per veicoli terrestri e velivoli a propulsione elettrica. Il secondo per diffusione è il motore ad induzione (IM) e il terzo è il *wound rotor synchronous motor*. I PMSM vengono preferiti per le loro alte prestazioni in quanto al rapporto peso-potenza. Tale valore viene quantificato attraverso la potenza specifica del motore [2].

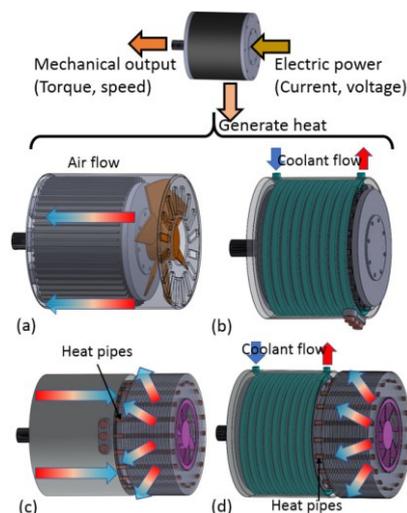
1 Esempi di potenza specifica in campo automotive [2]

Vehicle model	2012 Leaf	2012 Sonata HSG 23	2011 Sonata	2010 Prius	2008 Lexus LS600h	2007 Camry	2006 Honda Accord	2004 Prius
Power (kW)	80	8.5	30	60	110	70	12	50
Specific power (kW/kg)	1.4	1.9	1.1	1.6	2.5	1.7	0.5	1.1

Viene riportata una tabella con le potenze specifiche di alcuni veicoli elettrici in campo *automotive*.

Secondo il trend attuale di miglioramento delle prestazioni delle macchine elettriche, si considera che nel 2025 possano raggiungere 5[kW/kg] e nel 2035 arrivare al valore di 10[kW/kg] [2].

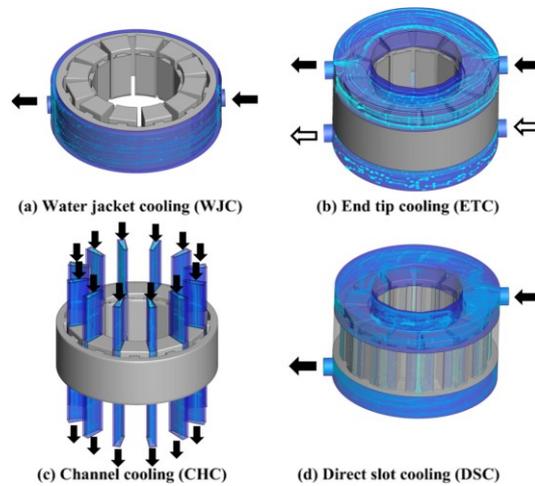
Una delle sfide che si incontrano durante il progetto di un velivolo ibrido consiste nella gestione termica dei motori elettrici. Infatti, con la richiesta di alte prestazioni, crescono anche le correnti e quindi anche i carichi termici dissipati dai sistemi elettrici. Tale perdita termica dipende profondamente dal rendimento del motore. Il *thermal management* dei motori elettrici impone delle nuove sfide in quanto, a differenza dai motori termici di utilizzo aeronautico, il calore non viene disperso nel flusso d'aria uscente, ma si propaga sulla struttura del motore e del velivolo, causandone un incremento della temperatura. Di conseguenza, il raffreddamento delle macchine elettriche sta diventando uno dei maggiori punti di interesse dell'industria.



8 Schema energetico del funzionamento di un motore elettrico [44]

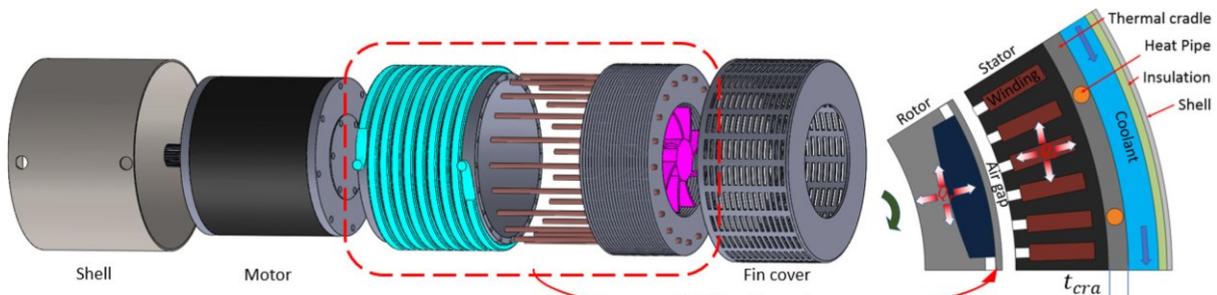
Gli approcci principali attualmente utilizzati per il raffreddamento dei motori elettrici sono i seguenti:

- Raffreddamento in bagno d'olio,
- Raffreddamento in acqua (tra cui il *Water Jacket Cooling*),



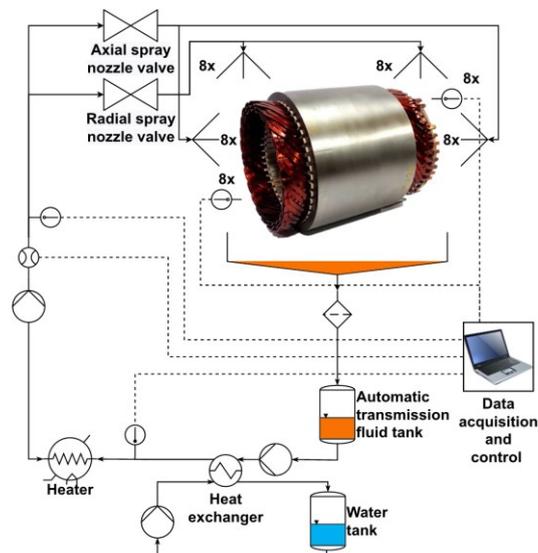
9 Tecniche di raffreddamento a liquido [44]

- Raffreddamento mediante *heat pipe* [14].
- Sistemi di raffreddamento ibridi



10 Esempio di sistema di raffreddamento ibrido [45]

- Raffreddamento tramite olio nebulizzato [15]



11 Esempio di raffreddamento tramite oil spray [15]

Per i fini dell'industria aeronautica, esistono delle proposte di miglioramento dei motori elettrici attuali, al fine di ridurre l'impatto termico sull'integrazione dei sistemi:

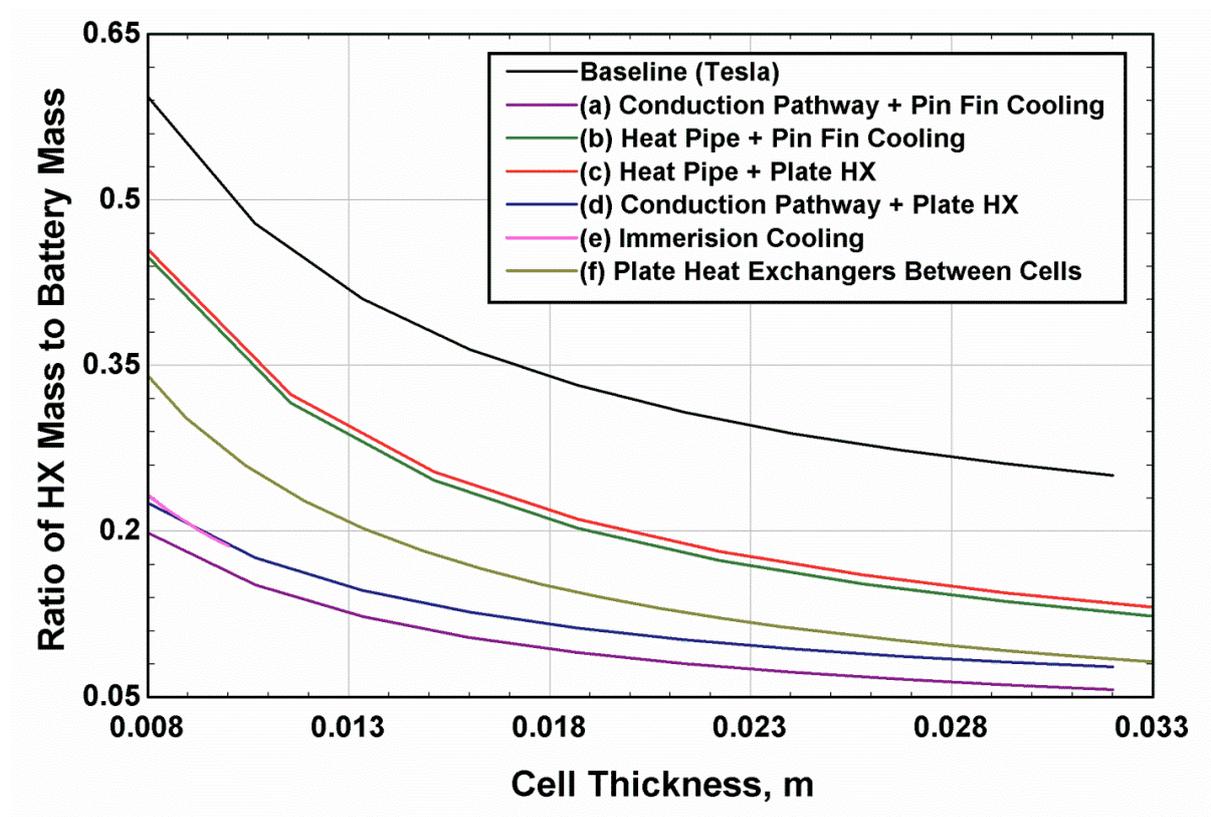
- Miglioramento termico dello statore – si produce inserendo dei componenti ad alta conduttività termica (barre di rame) nello statore al fine di riscaldare in modo più efficace il liquido refrigerante (e quindi di raffreddare meglio il motore);
- Raffreddamento tra le spire – si ottiene inserendo dei canali di raffreddamento tra le spire statoriche, in un percorso a serpentina;
- Raffreddamento all'interno delle spire – si raggiunge inserendo dei condotti refrigeranti in acciaio inossidabile all'interno del filo di rame che compone le spire [14].

3.2.2 Batterie

Allo stato attuale della tecnologia, il sistema di raffreddamento delle **batterie** (*Battery heat acquisition system* – BHAS) richiede una massa approssimabile alla metà della massa del pacco batterie stesso.

I metodi più utilizzati per il controllo termico delle batterie, spesso ispirati da soluzioni precedentemente utilizzate in campo *automotive*, sono:

- Piastre tra le celle (*Plate Heat Exchanger*)
- Raffreddamento per immersione
- Raffreddamento conduttivo (*Conduction Pathway*)
- *Heat pipe*
- *Pin fin cooling*



12 Confronto fra tecnologie di TMS per pacchi batterie [16]

I metodi più efficaci dal punto di vista della massa relativa del TCS rispetto alla batteria sembrano essere quelli basati sul *Conduction Pathway*, oppure sul raffreddamento a immersione.

Quest'ultimo metodo è limitato da due principali fattori: il primo è l'eccessivo calore, che porterebbe ad ebollizione i liquidi refrigeranti tipicamente utilizzati; il secondo è la distanza minima tra due superfici adiacenti per evitare il *vapor lock*.

Le tecnologie conduttive (*conduction pathway*) possono utilizzare delle lamelle o degli scambiatori di calore per trasferire il flusso di calore a un fluido operativo refrigerante. Tali tecnologie sono però svantaggiose dal punto di vista della perdita di pressione del fluido operativo [16].

3.2.3 Fuel Cell

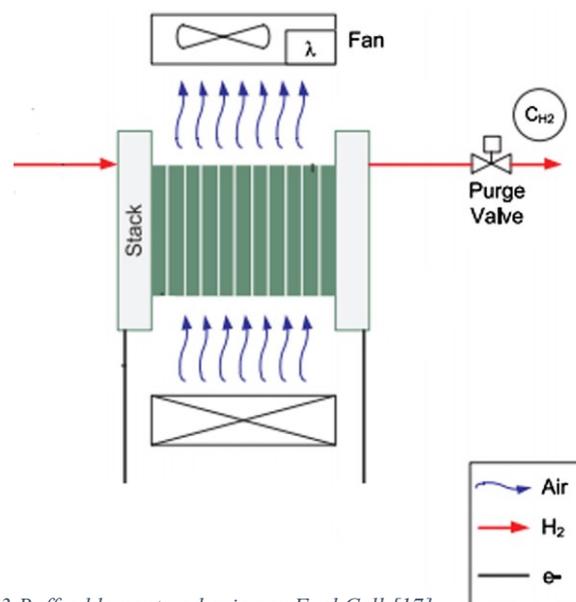
Guardando alle configurazioni di velivoli ibridi che fanno uso di LH2 come fonte di energia principale per gli apparati propulsivi e per la potenza secondaria, per il segmento considerato una delle tecnologie più promettenti risulta legata alle **Fuel Cell** (FC). Questa tecnica permette di convertire l'energia chimica del combustibile in energia elettrica. In tale processo elettrochimico, che richiede una reazione di elettro-ossidazione dell'idrogeno formando dell'acqua, viene rilasciato del calore.

Un vantaggio delle celle a combustibile consiste nella mancanza di parti mobili, che ne conferiscono efficienza di funzionamento e ridotti oneri di manutenzione. Inoltre esse emettono solo vapore acqueo, che è un gas serra molto meno persistente dell'anidride carbonica prodotta dai combustibili tradizionali. Ovviamente la sostenibilità ambientale di tale soluzione dipende in ampia misura dalla tecnologia di produzione dell'idrogeno.

Le *Fuel Cell* presentano quindi anche una sfida dal punto di vista del TMS del velivolo, poiché secondo alcuni studi circa l'8% del costo totale di alcuni sistemi basati sulle FC consiste nel relativo sistema di gestione termica. Esistono alcuni approcci prediletti per il raffreddamento delle celle a combustibile [17]:

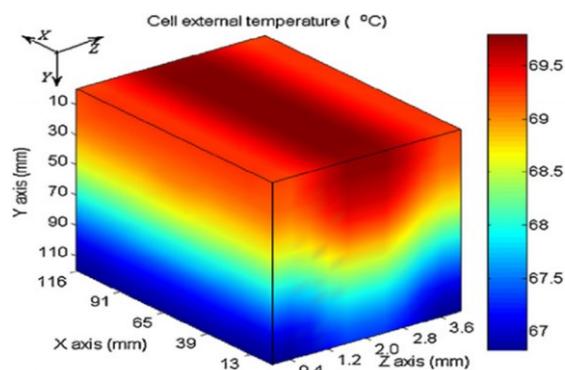
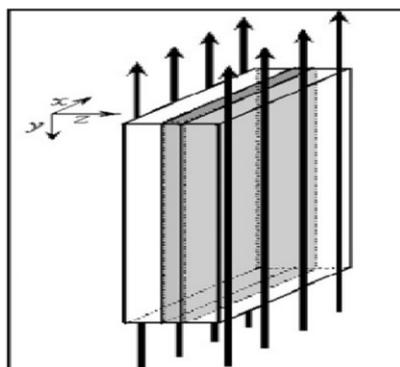
- Raffreddamento ad aria

Il raffreddamento ad aria presenta il vantaggio di presentare un'integrazione molto semplice e di richiedere sottosistemi poco complicati. Per contro, a causa della bassa capacità di rimozione del calore da parte di un vettore gassoso, l'efficienza e la sicurezza di questo metodo potrebbero essere ridotte rispetto alle altre tecniche.



13 Raffreddamento ad aria per Fuel Cell [17]

Si può inoltre constatare che il raffreddamento ad aria non è in grado di fornire un'uniformità di temperatura nella FC, infatti tipicamente la porzione di cella più vicina alla sorgente di aria fredda avrà temperature inferiori a causa del progressivo riscaldamento del gas durante l'attraversamento delle *Fuel Cell* [17].



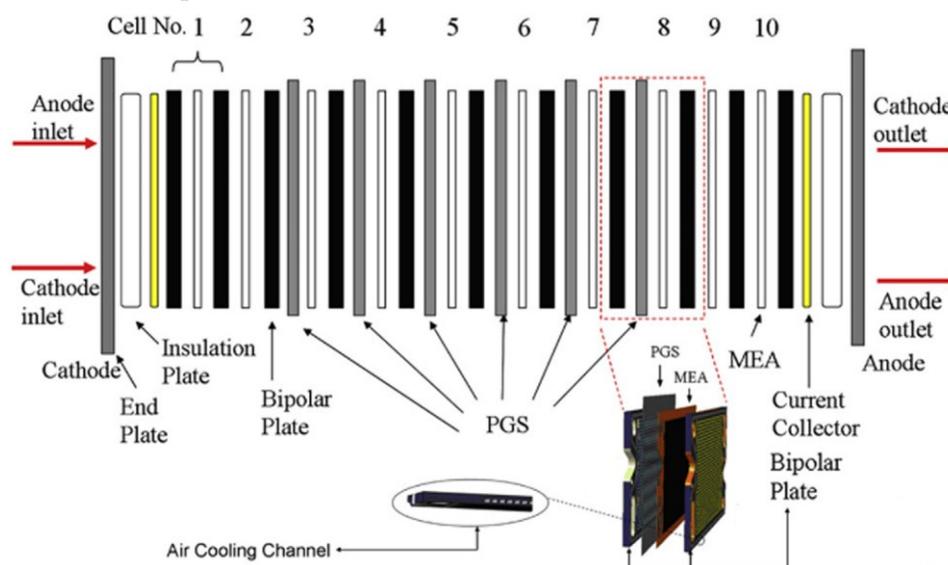
14 Profilo di temperature nella FC con raffreddamento ad aria [17]

- Raffreddamento passivo

Le tecniche di raffreddamento passivo portano ad architetture semplificate per il sistema di raffreddamento delle FC, in quanto esse prevedono soluzioni per dissipare il calore evitando l'utilizzo di componenti meccanici attivi. Tali metodologie sfruttano infatti i principi di conduzione, convezione e radiazione termica per trasferire il calore dalla *Fuel Cell* al pozzo di calore designato. Esempi di componenti che sfruttano tecniche di raffreddamento passivo sono: alette, convezione naturale, materiali a cambiamento di fase (PCM), schermatura termica, *heat pipes*.

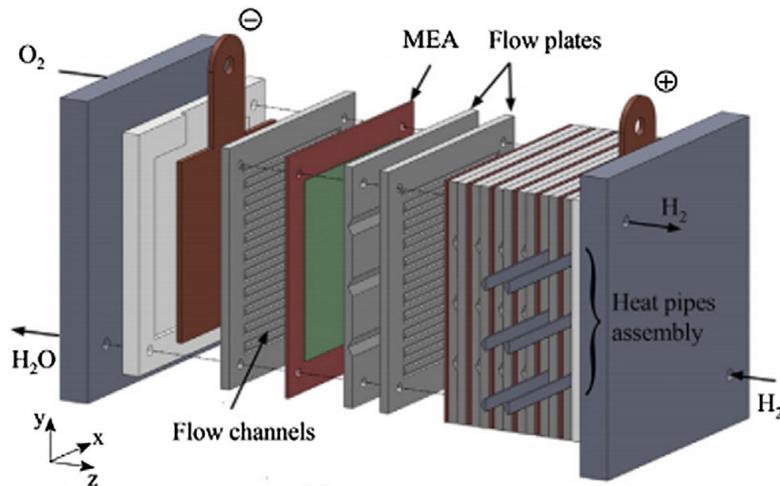
In generale si può parlare di dissipatori di calore (*heat spreaders*), che richiedono in generale materiali e geometrie che conferiscono un'alta conduttività termica per aumentarne l'efficacia, abbinati a una densità ridotta per contenere il peso dei sistemi.

Le alette e in generale i dissipatori termici basati sui solidi sfruttano il principio della conduzione per scambiare il calore con l'esterno. Pertanto in questi casi si cerca di massimizzare la superficie di scambio termico.



15 Raffreddamento di Fuel Cell con tecniche passive [17]

Le *heat pipe* possono funzionare basandosi su fluidi altamente conduttivi per dissipare in modo passivo il calore prodotto dalla *fuel cell*. Per FC con potenza prodotta tra 10 e 100 W si usano mini- o micro- *heat pipe*, mentre per FC con potenza superiore a 100 W si utilizzano *heat pipe* ad anello o pulsanti, per la loro elevata capacità di trasferimento termico [17].



16 Raffreddamento di Fuel Cell mediante heat pipe [17]

- Raffreddamento a liquido

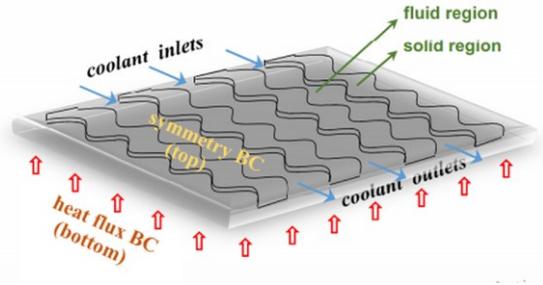
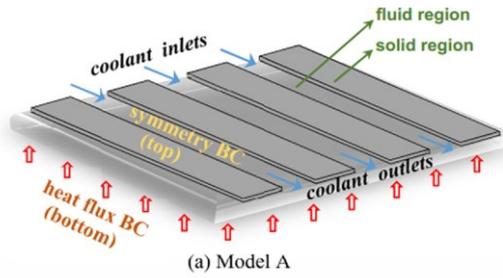
Un metodo ampiamente utilizzato per il raffreddamento delle FC consiste nell'utilizzo di liquidi, forzati attraverso delle macchine operatrici idro-meccaniche; perciò tale tecnica farà uso del fenomeno della convezione forzata. I circuiti refrigeranti basati su un liquido risultano vantaggiosi rispetto ai corrispettivi a gas grazie al maggiore calore specifico. Inoltre l'utilizzo di sistemi di raffreddamento basati su liquidi permette di ottenere una più uniforme distribuzione di temperature nelle varie zone delle FC.

I principali svantaggi di questa tecnologia consistono nella necessità di pompe e valvole per il controllo del flusso.

Il fluido viene fatto scorrere in canali opportunamente formati al fine di garantire che sia lo scambio termico tra FC e liquido, sia l'evacuazione del calore attraverso il flusso siano efficaci [17].

Per le basse temperature operative massime dei materiali di cui sono composte, le *fuel cell* sono caratterizzate dalla necessità di raffreddamento attraverso un fluido ad alta portata e con una differenza di temperatura limitata. Ciò diminuisce intrinsecamente la massima efficienza di trasporto del calore [18].

L'utilizzo di fluidi con caratteristiche termiche migliorate, come i nano fluidi, può migliorare il raffreddamento e ridurre le dimensioni dei sistemi di controllo termico delle *fuel cell* [17].



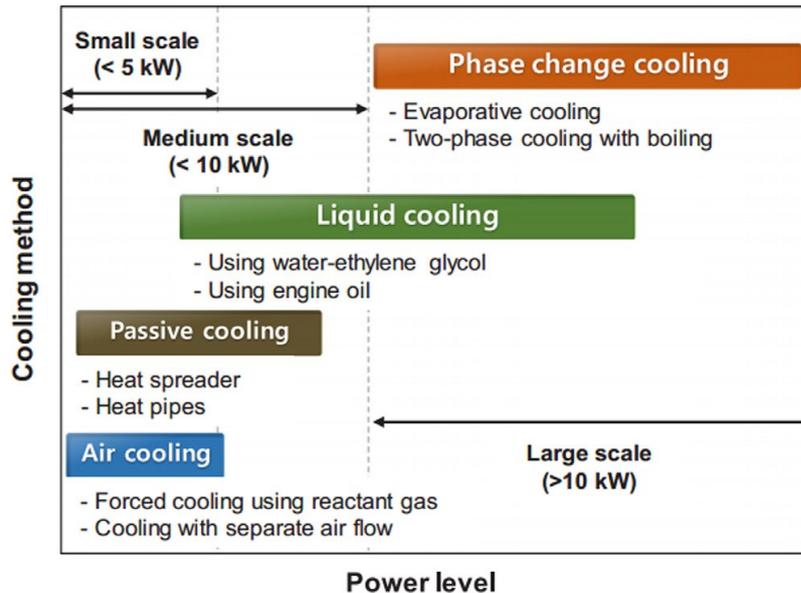
17 Raffreddamento a vettore liquido per fuel cell [17]

- Raffreddamento tramite PCM

Il trasferimento di calore tramite materiali a cambiamento di fase (PCM) ha una capacità di rimozione del calore significativamente più elevata grazie all'utilizzo del calore latente di evaporazione del liquido. Questo metodo di raffreddamento è applicabile nel caso in cui sia richiesta una grande quantità di potenza termica da dissipare.

Poiché la temperatura di esercizio delle celle a combustibile PEM è compresa tra 60 e 80 °C, è necessario scegliere un fluido di lavoro appropriato come liquido di raffreddamento, che sia in grado di eseguire un cambiamento di stato in questo intervallo di temperature.

L'utilizzo di PCM, grazie all'elevata capacità di trasferimento termico conferita dal calore latente, permette di ottenere un sistema di controllo termico di dimensioni ridotte rispetto ad un approccio che utilizzi un raffreddamento a liquido [17].



18 Tecnologie per il raffreddamento di fuel cell [17].

3.3 Requisiti sui velivoli ibridi per il trasporto regionale

In base a quanto precedentemente definito nel capitolo 2, è possibile definire dei requisiti che saranno da applicare a velivoli ibrido-elettrici regionali adibiti al trasporto passeggeri. Esistono molti tipi di requisiti, ad esempio i *clean sheet aircraft design requirements*, ovvero i requisiti preliminari per il progetto del velivolo, sono i seguenti:

- Avere **emissioni** atmosferiche e rumorose molto contenute;
- Includere tecnologie che assicurino la **sicurezza** in ambito operativo;
- Offrire un **costo** operativo competitivo;
- Offrire **miglioramenti operativi** se comparati ai velivoli regionali attuali;
- Non richiedere dispendiosi cambiamenti all'**infrastruttura** corrente.

Partendo dai *clean sheet requirements* si possono allora definire dei requisiti più specifici di ogni progetto, a titolo esemplificativo si riportano i requisiti di alto livello del progetto "FUTPRINT50". Essi si dividono in più classi:

- Requisiti Ambientali

TLAR (Environment)	Value
Reduction of CO ₂ emissions	≥75% vs. ATR-42
Reduction of NO _x emissions	≥90% vs. ATR-42
Reduction of Noise emissions	≥65% vs. ATR-42
Emissions during ground operations	No emissions of CO ₂ and NO _x
Materials used in the design	Sustainable end of life solution
Use of alternative propellants	Yes

- Requisiti Di Mercato

TLAR (Market)	Value
Number of passengers	≤50
Cargo capacity	≥500 kg
Luggage bins	≥0.06 m ³ /passenger
In-flight entertainment	Seamless connectivity
Cabin altitude	≤2000 m (6560 ft)
Cabin ventilation	≥0.25 kg/min fresh air per passenger
Cabin temperature	23 °C
Cabin humidity	10%
Lavatory	≥1
Galley	≥1
Direct operating costs	Competitive with ground transport
Dispatch reliability	≥98%

- Requisiti Operativi

TLAR (Operations)	Value
Wingspan	<36 m
Weather operations	All weather
Turn-around time	≤25 min

- Requisiti Prestazionali

TLAR (Performance)	Value
Design cruise speed	450–550 km/h (Mach 0.40–0.48)
Design payload	5300 kg
Maximum payload	5800 kg
Design range (design cruise speed, design payload)	400 km + reserve
Maximum range (design cruise speed, design payload)	800 km + reserve
Reserve fuel policy	185 km + 30 min holding
Range from hot and high airports (design payload, international standard atmosphere (ISA) +28, 5400 ft)	450 km + reserve
Range from cold airports (design payload, ISA –30)	450 km + reserve
Take-off field length (maximum take-off mass (MTOM), sea level (SL), ISA, paved)	≤1000 m
Take-off field length STOL (SL, ISA, paved, > 80% pax)	≤800 m
Landing field length (SL, ISA, paved)	≤1000 m
Rate of climb (MTOM, SL, ISA)	≥1850 ft/min
Rate of Climb at top of climb	≥1.5 m/s (300 ft/min)
Time to climb to FL 170	≤12.7 min
Maximum operating altitude	7620 m (25,000 ft)
Service ceiling for one engine inoperative (OEI) (or equivalent) (95% MTOM, ISA +10)	4000 m (13,125 ft)

Particolare attenzione è da porre alla definizione del requisito del *range*, in quanto esso può variare drasticamente in funzione della geografia dell'ambiente in cui il velivolo andrà ad operare. Inoltre saranno di considerevole importanza la missione tipica del velivolo e i requisiti normativi legati agli aeroporti di diversione [5].

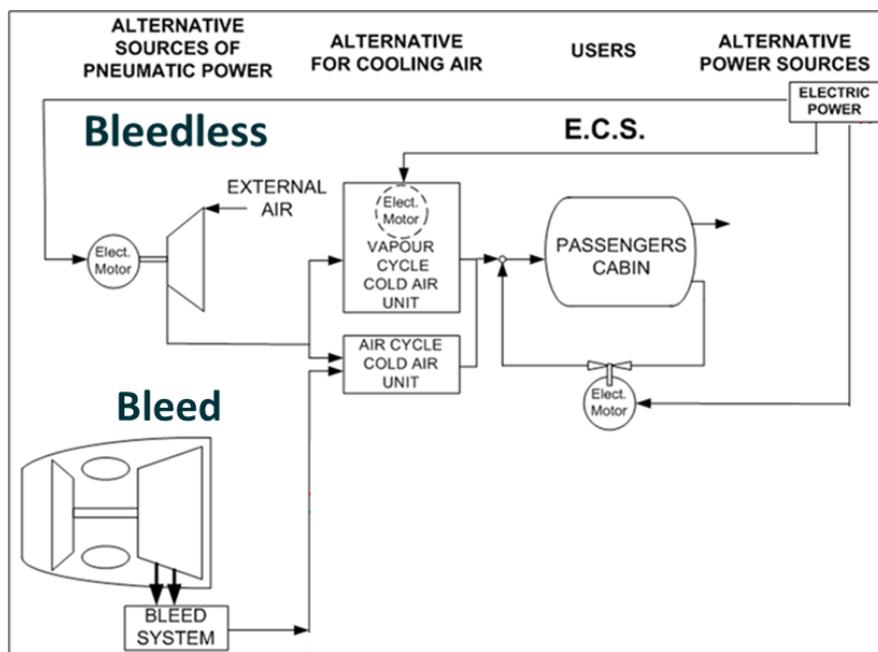
Si nota inoltre che secondo questo rapporto, il numero massimo di passeggeri di un velivolo regionale dovrebbe essere inferiore a 50. Nonostante ciò, su rotte brevi a domanda elevata potrebbero essere vantaggiosi velivoli più capienti. La scelta di seguire una diversa strategia dipende dalle previsioni e dalle scelte di mercato dei produttori.

4 Architetture dell'ECS

Si entra nello specifico del sistema di controllo ambientale di un velivolo regionale ibrido-elettrico, analizzandone dapprima le architetture più diffuse e utilizzate. Si passerà poi a decomporre le funzioni e si finirà con l'analisi delle componenti del sistema. Una volta completati questi passaggi sarà possibile eseguire la modellazione dinamica dell'ECS esaminato.

In funzione delle tecnologie disponibili e delle peculiarità del velivolo si può scegliere una diversa configurazione architeturale dell'ECS. Il sistema di controllo ambientale presenta infatti diverse modalità di integrazione con gli altri sistemi di bordo aeronautici a seconda dell'architettura scelta.

In base a ciò si definiscono due principali tipi di ECS: *bleed* o *bleedless*. Nelle architetture di tipo *bleed*, il sistema prevede uno spillamento di aria calda e pressurizzata dai propulsori, mentre nel sistema *bleedless* la potenza utilizzata dall'impianto è generata da un motore elettrico e la portata proviene dall'aria atmosferica esterna.



19 Possibili configurazioni dell'ECS [46]

Un'altra classificazione può essere svolta in base al ciclo termodinamico svolto dalla macchina, essa può essere basata su un ciclo ad aria (*Air Cycle Machine* – ACM) o a vapore (*Vapour Cycle Machine* – VCM).

Nei paragrafi seguenti si descriveranno meglio le peculiarità di ogni configurazione.

4.1 Bleed-ECS

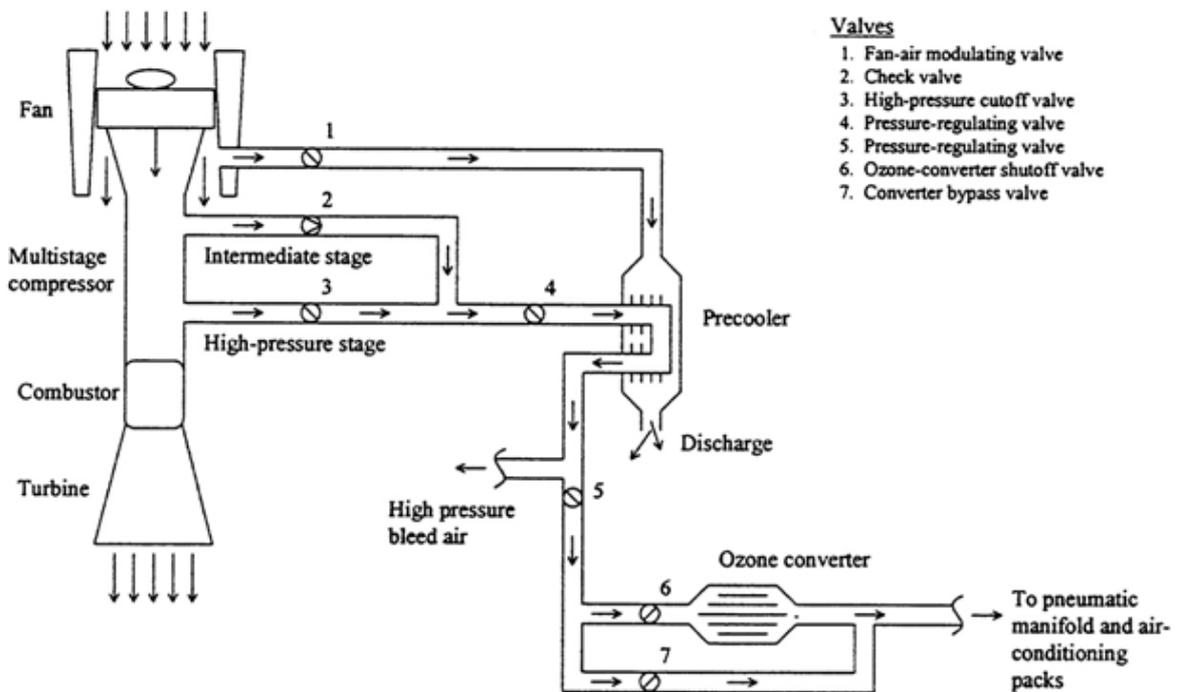
Gli ECS di tipo *bleed* prevedono come fonte primaria della portata di aria uno spillamento di portata calda dagli stadi di compressore della turbomacchina propulsiva del velivolo, o in alternativa dalla APU. L'architettura di tipo *bleed* è quella più comunemente utilizzata nei velivoli con configurazione di sistemi tradizionale.

La presenza di un ECS di tipo *bleed* richiede la presenza di motori termici ed è uno dei fattori che hanno portato alla continuativa esistenza del sistema pneumatico a bordo dei velivoli di trasporto [19].

Questa conformazione del sistema presenta alcuni svantaggi, tra cui:

- Riduzione dell'efficienza propulsiva: spillando una portata di aria calda dal compressore, si preleva effettivamente del lavoro da esso, riducendo l'efficienza termodinamica complessiva del motore. In aggiunta a ciò, la portata entrante nella turbina sarà inferiore e quindi il lavoro di espansione sarà minore.
- Dimensionamento dell'ECS per le condizioni di *idling* del propulsore: lo spillamento e quindi la portata massima in ingresso all'ECS sono limitati dal massimo *bleed* in condizioni di *idling* del motore. Quindi con manette più elevate, una parte della portata di *bleed* non verrà immessa nel circuito dell'ECS, causando ulteriori e non necessarie perdite al propulsore.

L'ECS in questa configurazione sarà principalmente composto dall'*Air Cycle Machine* e dal circuito di *bypass*, al fine di garantirne il funzionamento in tutte le condizioni operative.



20 Schema del sistema di bleed di un ECS tradizionale [15]

4.2 Bleedless-ECS

Nelle architetture *More-Electric* ed *All-Electric* viene abolito il sistema pneumatico e con esso lo spillamento dell'aria calda dal propulsore, al fine di ridurre le perdite parassitiche dovute a tale metodologia di generazione della potenza secondaria. Con questa scelta bisognerà allora trovare una diversa fonte di aria calda e pressurizzata per l'ingresso dell'ECS.

Per ricoprire questa funzionalità, si utilizza allora una presa d'aria esterna (*Ram Air Intake*), a cui sarà collegato un compressore a uno o più stadi, che innalzerà temperatura e pressione del flusso d'aria. Il compressore citato in questa configurazione viene mosso via un motore elettrico. Questa peculiarità fornisce al sistema una regolazione più efficiente e un maggiore *range* operativo, garantendo contemporaneamente perdite inferiori all'apparato propulsivo.

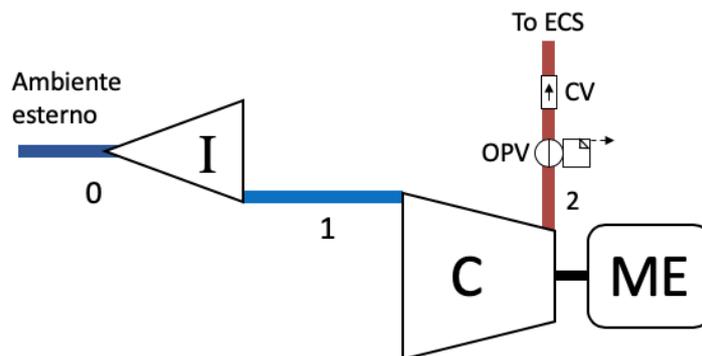
L'architettura del sistema a valle del compressore è simile a quella di un sistema di tipo *bleed*, quindi con ACM e circuito di *bypass*. Tali componenti vengono però dimensionati in modo congruo alle nuove condizioni operative. Infatti, negli ECS di tipo *bleedless* si cerca di ridurre il più possibile la temperatura in uscita dal compressore dedicato, in modo da ridurre la potenza richiesta al sistema elettrico.

In un velivolo ibrido la scelta più adeguata consiste nell'adottare un'architettura *bleedless*, al fine di massimizzare l'efficienza propulsiva. Nel caso di velivoli a propulsione elettrica, inoltre, questa strada è l'unica percorribile data l'assenza di un generatore di gas caldo all'interno del motore. Per di più, anche nel caso di velivoli ibridi, la configurazione con spillamento non è vantaggiosa in quanto in alcune fasi di volo il motore termico risulta spento, portando quindi a un funzionamento discontinuo dell'ECS se si facesse uso di un'architettura di tipo *bleed*.

4.2.1 Compressore dedicato (EDC)

Per evitare l'azionamento del sistema di controllo ambientale per via pneumatica, la generazione della potenza dell'impianto di condizionamento viene affidata al sistema elettrico. Inoltre un trend attuale nell'aviazione, come detto nel paragrafo 3.1 consiste nella generazione di potenza secondaria dal minor numero possibile di sistemi, al fine di ridurre masse, ingombri, oneri di manutenzione e dissipazioni energetiche dovute alla produzione della potenza secondaria stessa.

Il compito di innalzare pressione e temperatura del flusso d'aria, proveniente dalla *ram air*, viene affidato a un compressore mosso da un motore elettrico dedicato. Tale motore elettrico viene alimentato dal circuito elettrico, che sfrutta a sua volta generatori collegati alla *gearbox* del motore. Le batterie possono essere usate come fonti ausiliarie di potenza elettrica nel caso si scegliesse di spegnere i motori in taxi o in alcune fasi di volo, oppure nel caso di eliche in condizioni di sotto-rotazione in fase di taxi [20].



21 Schema del compressore di un ECS con motore elettrico dedicato [29]

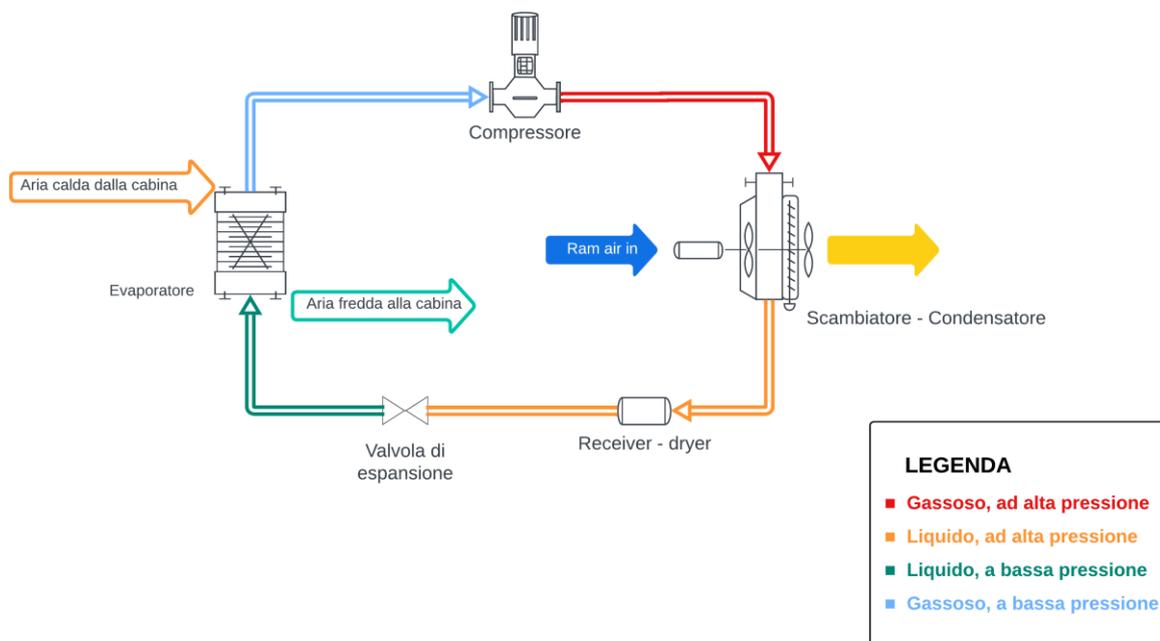
Nell'ambito del settore aeronautico, al fine di controllare le condizioni ambientali in cabina, vengono utilizzate principalmente due architetture per la componente attiva dell'ECS: *Vapor Cycle Machine (VCM)* e *Air Cycle Machine (ACM)*.

4.3 Vapour cycle system (VCS)

Un sistema a ciclo a vapore (VCS) è un sistema di condizionamento che utilizza un fluido a cambiamento di fase e fa uso di componenti capaci di sfruttarne le caratteristiche intrinseche.

Il VCS si basa, come suggerisce il nome, su un ciclo a vapore e viene tipicamente utilizzata come architettura per velivoli di dimensioni ridotte, quali aerei da aviazione generale o elicotteri. Questa configurazione viene anche utilizzata, quando necessario, nei velivoli di grandi dimensioni per effettuare un raffreddamento attivo delle aree che dissipano più calore, quali la baia avionica e la cambusa.

Il VCS sfrutta il calore latente di evaporazione di un fluido operativo in un circuito chiuso, per compiere un ciclo termodinamico frigorifero, ovvero capace di trasportare il calore da una sorgente calda a una sorgente fredda.



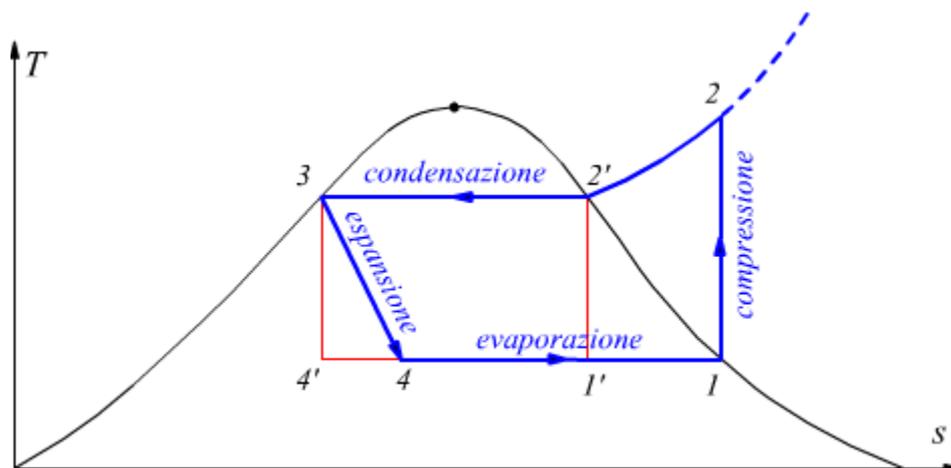
22 Vapour Cycle System

La macchina a ciclo a vapore (VCM) è costituita dai componenti attivi di un VCS. In alcuni casi essa può essere costituita da compressore e turbina calettati allo stesso albero. Più spesso, al fine di ridurre la complessità del sistema, al posto della turbina viene utilizzata una valvola di espansione e il compressore viene attivato da un motore dedicato.

I sistemi di raffreddamento basati su VCM sono tipicamente molto efficaci dal punto di vista termico, ma presentano lo svantaggio di avere una configurazione molto massiccia e molti componenti, il che li penalizza in applicazioni su velivoli più grandi. Quando si utilizza questo metodo, il condizionamento dell'aria e la pressurizzazione devono essere effettuati separatamente, sia utilizzando i compressori della cabina che il compressore azionato dal motore [21].

Si analizzano brevemente le funzioni dei componenti del sistema di raffreddamento basato sul VCS.

- Compressore: ha la funzione di innalzare pressione e temperatura del fluido operativo sotto forma di gas. Per fare ciò necessita di lavoro esterno.
- Condensatore: il condensatore è costituito da uno scambiatore tra il fluido e l'aria esterna, usata come pozzo di calore. Riguardo al fluido operativo avviene una trasformazione isobara che porta il gas a divenire dapprima vapore saturo e infine a condensare passando allo stato liquido.
- Receiver – Dryer: ha la funzione di evitare rapide variazioni di portata del flusso. Infatti, in condizioni molto calde il sistema ha bisogno di fluido aggiuntivo. Tale componente sarà di fatto costituito da un serbatoio contenente il fluido operativo. Inoltre in questo componente sono presenti filtri utili a rimuovere particelle estranee ed acqua dal liquido.
- Valvola di espansione: in essa avviene una trasformazione di espansione (isoentalpica nel caso ideale), che porta perchè a una diminuzione di temperatura, pressione e densità del fluido operativo allo stato liquido.
- Evaporatore: il fluido affronta una trasformazione di evaporazione isoterma e isobara; facendo ciò esso assorbe il calore proveniente dalla cabina sotto forma di calore latente di evaporazione. A questo punto il fluido può ricominciare il ciclo frigorifero.



23 Ciclo frigorifero effettuato dal VCS [25]

4.4 Air Cycle System (ACS)

Per velivoli di medie e grandi dimensioni l'architettura che viene ampiamente utilizzata prende il nome di Air Cycle System (ACS). Esso, infatti, ha la capacità di controllare le caratteristiche interne della cabina e di garantire il comfort dei passeggeri, pur mantenendo proprietà di leggerezza, ingombri ridotti e semplicità di funzionamento dei componenti. Tali buone proprietà portano però con sé alcuni svantaggi, tra cui la minore efficienza termodinamica del sistema, legata principalmente al ciclo aperto utilizzato dal sistema.

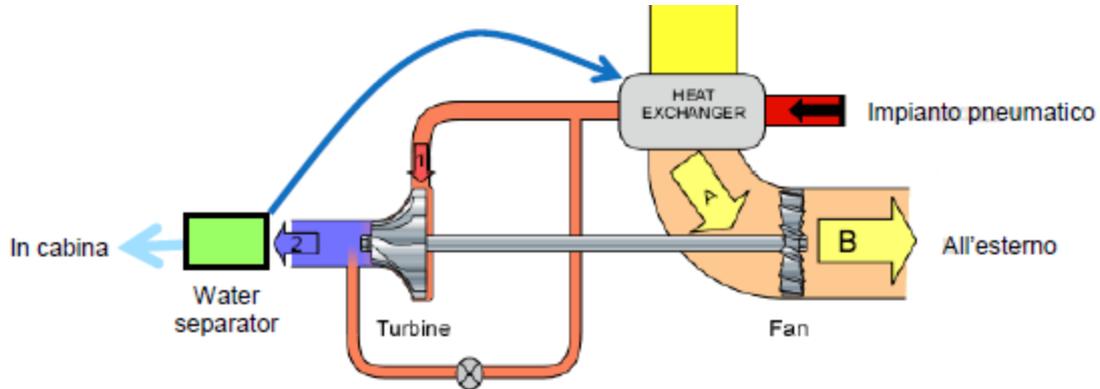
L'ACS ha quindi, come la VCS, la funzione di raffreddare l'aria entrante in essa. Quindi un sistema di condizionamento di un velivolo richiederà la presenza di altri componenti per sopperire alle necessità del riscaldamento.

Vengono ora analizzate alcune configurazioni architetture degli ACS, che risultano interessanti per lo studio di un ECS per velivoli regionali.

4.4.1 Simple Air Cycle System

Questa conformazione di base, di cui le seguenti costituiscono un'estensione, è formata principalmente da una turbina, un fan e uno scambiatore di calore.

Inoltre è presente un separatore di acqua, per controllare l'umidità dell'aria entrante in cabina.



24 Simple ACS

La portata di aria calda e compressa in uscita dal *bleed* o dal compressore dedicato incontra uno scambiatore di calore aria-aria, che lavora con *ram air* sul lato freddo e con l'aria spillata sul lato caldo. L'aria entrante viene quindi raffreddata, successivamente essa passa in una turbina, che la raffredda ulteriormente, raccogliendo il lavoro necessario a muovere il fan posto sul condotto della *ram air*.

La turbina può venire parzialmente esclusa attraverso un circuito di *bypass*, controllato da una valvola di *bypass* al fine di regolare la temperatura in uscita.

4.4.2 Two-Wheel Bootstrap Air Cycle System

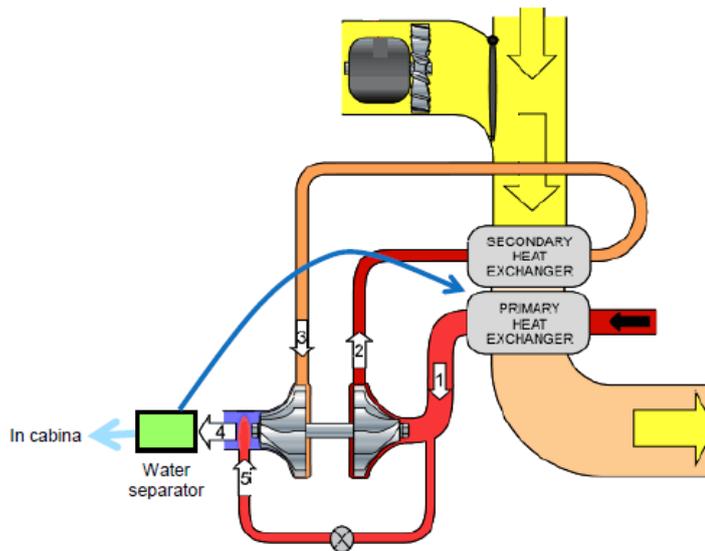
Il flusso di aria calda e pressurizzata entrante l'ACM passa per lo scambiatore primario, che ne causa un raffreddamento; successivamente entra in un compressore che ne innalza la temperatura. Il compressore viene collegato meccanicamente alla turbina. Prima di passare in quest'ultima, il flusso attraversa lo scambiatore di calore secondario.

Il circuito di *bypass* permette di sezionare la portata entrante nel compressore, tale portata sezionata verrà ricongiunta alla principale all'uscita della turbina.

Il fan riceve la potenza elettrica da un motore elettrico dedicato, che viene acceso solo nelle condizioni di necessità (con velivolo fermo o a basse velocità), aumentando l'efficienza del sistema.

Inoltre questa architettura, grazie alla presenza di uno scambiatore ulteriore e grazie all'architettura *bootstrap* dotata di compressore e turbina sullo stesso albero, permette di ottenere temperature inferiori in uscita a parità di perdita di pressione.

Nell'architettura del ciclo *bootstrap*, la turbina aziona un compressore invece del fan come in un ciclo ad aria semplice. In questo caso è presente uno scambiatore di calore secondario (SHX) (detto anche intercooler) necessario per ridurre la temperatura dell'aria proveniente dal compressore ed entrante nella turbina. Questa architettura comprende due scambiatori di calore, un compressore e una turbina. [22]



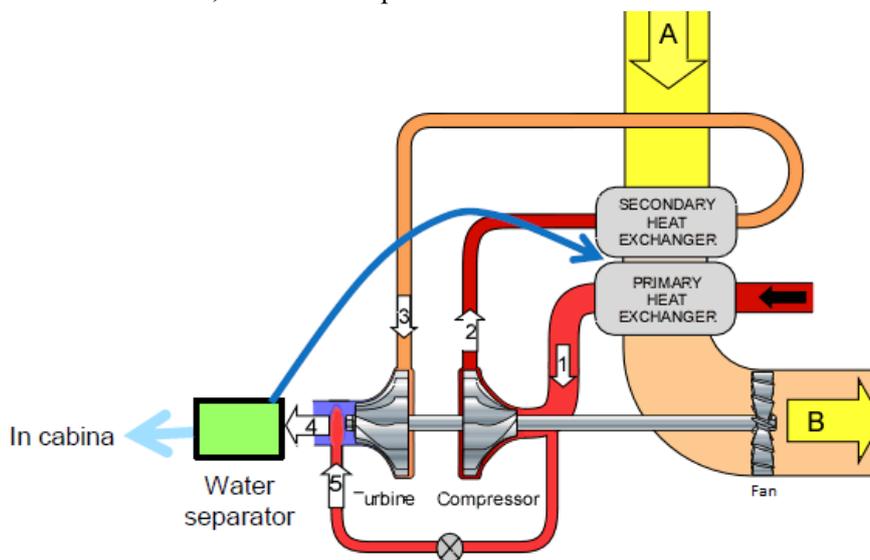
25 Two-wheel bootstrap ACS

Si nota che questa architettura costituisce di fatto un'estensione della precedente, e che il compressore ha un effetto termico inverso a quanto il sottosistema debba compiere tale effetto antagonista viene reso necessario al fine di massimizzare il salto entalpico causato dalla turbina.

Infine, gli scambiatori di calore possono essere posti in serie o in parallelo. Nella configurazione in serie, il secondo scambiatore avrà un lato freddo con una temperatura di ingresso più elevata e sarà pertanto svantaggiato. Nella configurazione in parallelo, invece, le temperature in ingresso saranno le stesse e quindi il funzionamento sarà avvantaggiato da questo punto di vista, ma verrà divisa la portata entrante e ci saranno maggiori problemi di impacchettamento del sistema, oltre che dei condotti per la *Ram Air*.

4.4.3 Three-Wheel Bootstrap Air Cycle System

Questa architettura è molto simile alla *two-wheel*, ma l'albero di trasmissione mosso dalla turbina attiva sia il compressore che il fan per il flusso secondario. Questa architettura presenta i vantaggi di avere riduzioni di peso e budget elettrico, eliminando il motore elettrico per il fan. Tale configurazione ha però lo svantaggio di una minore libertà di regolazione, in quanto le tre "ruote" avranno sempre le medesime velocità di rotazione, riducendo le possibilità di ottimizzazione del sistema.

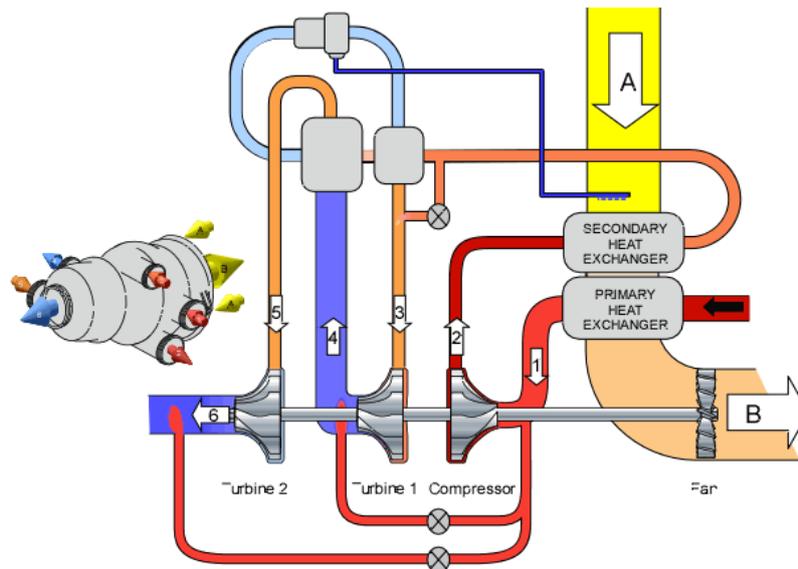


26 Three-wheel bootstrap ACS

4.4.4 Four-Wheel Bootstrap Air Cycle System

Quest'architettura si basa su un sistema bialbero, infatti la turbina viene suddivisa in due stadi separati: lo stadio di alta pressione collegato al compressore e il lo stadio a bassa pressione al fan.

A monte della turbina di alta pressione viene aggiunto il condensatore, con il relativo scambiatore di calore. Inoltre tra le turbine potrà venire interposto un *reheater*. Entrambi questi componenti potranno venire utilizzati anche nelle altre architetture, con peculiarità dipendenti dalla conformazione del sistema.



27 Four-wheel bootstrap ACS

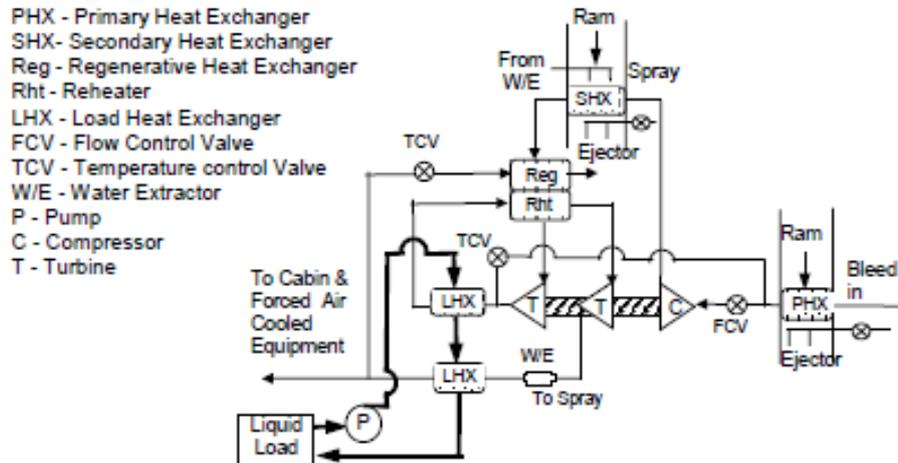
Grazie alla presenza dell'estrattore di acqua prima della turbina, essa può funzionare in condizioni *sub-freezing* senza incorrere nel rischio di formazione di ghiaccio nelle turbine, che ne causerebbe un'usura eccessiva.

Il vantaggio di quest'architettura risiede nella possibilità di avere diverse velocità di rotazione tra le due coppie di ruote. Ciò permette di ottimizzare le prestazioni, sia nel caso di dimensionamento, che in *off-design*. Inoltre la presenza di scambiatori aggiuntivi permette di innalzare l'efficienza di funzionamento del sistema.

Questi vantaggi vengono però accompagnati da alcuni lati negativi, tra cui l'aumento degli ingombri, l'aumento dei componenti e la complessità del sistema. Infine la presenza di multipli circuiti di *bypass* causa un'inerente difficoltà nel controllo della regolazione del sistema.

4.4.5 Dual Expansion Energy Recovery (DEER) ACS

Tale architettura è simile a una *two-wheel*, ma l'espansione avviene su due turbine, invece che su un'unica. Entrambe queste turbine saranno collegate meccanicamente tra di loro e al compressore attraverso un albero di trasmissione. In questo modo viene aumentata l'efficienza del ciclo termodinamico. Infatti, l'energia di scarico viene trasformata in lavoro per il compressore, che avrà un aumentato salto entalpico. La maggiore efficienza ottenuta dal ciclo riduce la portata in ingresso (dal *bleed* o dal compressore dedicato) e permette anche di utilizzare scambiatori più compatti [23].



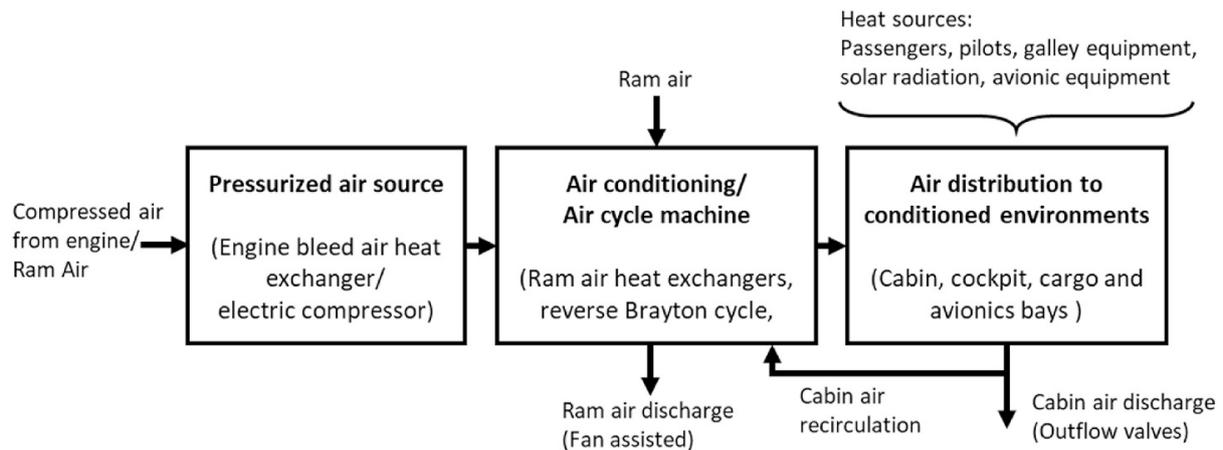
28 Schema DEER-ECS [23]

Il sistema rappresentato in [23] utilizza un ciclo rigenerativo di tipo *bootstrap*. Esso recupera inoltre una parte dell'energia termica emessa dall'avionica, che viene raffreddata attraverso un liquido a ciclo chiuso. Tale liquido viene a sua volta raffreddato negli scambiatori denominati *Load Heat Exchanger* (LHX). In quest'architettura il flusso di raffreddamento passa in parallelo nei due LHX, usando quindi l'aria due volte per il raffreddamento e riducendo quindi la portata di *bleed*.

Le due turbine saranno in serie e funzioneranno quindi come un sistema a due stadi, collegati allo stesso albero. Tra esse viene interposto il *reheater* per aumentare l'efficienza del ciclo termodinamico.

L'estrattore di acqua (non è considerato un condensatore perché manca lo scambiatore dedicato) viene posto a valle della seconda turbina. Da questo fatto si può dedurre che l'ACM lavorerà con temperature minime più alte del punto di solidificazione dell'acqua. Tale fatto è imputabile al momento di uscita del documento, ovvero nel 2003, in cui erano molto diffusi sistemi di questo tipo, mentre negli ultimi anni si è cercato sempre di più di utilizzare sistemi *sub-freezing* per abbassare la temperatura minima del ciclo termodinamico, al fine di ridurre ulteriormente la portata di *bleed* e la potenza secondaria richiesta dall'ECS in condizioni di raffreddamento.

5 Funzioni dell'ECS



29 Schema funzionale dell'ECS di un velivolo commerciale [24]

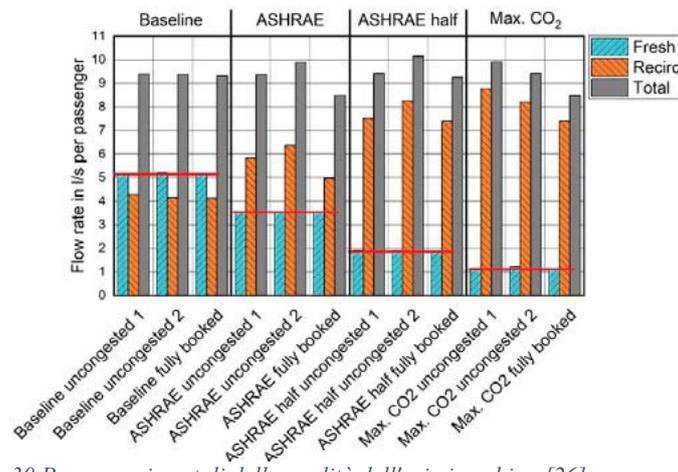
Il sistema di controllo ambientale (*Environmental Control System* – ECS) è spesso l'utenza secondaria più energivora a bordo di un velivolo. [25] In questo caso si considereranno ECS con cabine pressurizzate; essi potranno essere a ciclo aperto o a ciclo chiuso, a seconda della tecnologia utilizzata.

Al fine di valutare la dinamica dell'ECS, è necessario prima di tutto effettuarne una decomposizione funzionale, che permetta di associare ad ogni funzione uno o più elementi, sulla base dei quali verrà svolta la modellazione.

Il sistema di controllo ambientale (ECS) è deputato al mantenimento delle corrette condizioni ambientali a bordo, garantendo il comfort all'equipaggio e al carico pagante.

5.1 Cenni di fisiologia e requisiti per l'ECS

Seguendo il trend attuale all'aumento del ricircolo (fino all'88% dell'aria reimpressa in cabina è costituito da aria di ricircolo), si riesce ad abbassare la richiesta di potenza del sistema ECS, ma al costo dell'aumento di umidità e tenore di CO₂ in cabina. Secondo i test eseguiti in [26], tali effetti sono notevoli solo per voli lunghi e per cabine "fully-booked". Nella figura di seguito sono riportati i risultati della ricerca, effettuata utilizzando un campione umano al fine di ottenere risultati soggettivi di gradimento, da correlare ai valori di pressione, temperatura, umidità e tenore di CO₂ nella cabina dei passeggeri [26].



30 Prove sperimentali della qualità dell'aria in cabina [26]

Lo studio è stato condotto in modo adattivo, ovvero la portata di aria veniva scelta in base al numero di partecipanti all'esperienza. I risultati ottenuti sono i seguenti:

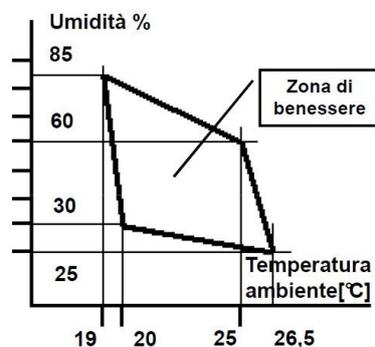
- L'umidità relativa, la percentuale di CO₂ e TVOC (*Total Volatile Organic Compound*) aumentano al diminuire del flusso di aria fresca;
- Effetti singolari come l'etanolo o un agente chimico per la pulizia mostrano un effetto più alto sui TVOC rispetto alla diminuzione del flusso di aria fresca.
- Né i sensori ambientali, né i soggetti sono riusciti a differenziare l'odore o l'accettabilità nelle differenti condizioni il flusso d'aria totale; solo nel caso con cabina al completo i risultati soggettivi sono stati peggiori al diminuire della portata di aria;
- Bassi flussi di aria esterna richiedono capacità di raffreddamento addizionale nel circuito di ricircolo. Ciò risulterebbe in un eventuale bisogno di riprogettare l'ECS, rispetto alle architetture odierne.

Secondo la normativa **CS-25 Subpart D - Paragrafi 831, 832, 841** [27], al fine di garantire comfort e sicurezza, le caratteristiche fisiche e chimiche dell'aria in cabina vanno mantenute in un determinato range durante tutte le fasi di volo. Da tali requisiti si evincono le caratteristiche relative all'aria in cabina:

- **temperatura,**
- **pressione,**
- **umidità,**
- **composizione chimica.**

Le funzioni dell'ECS dipenderanno quindi dai requisiti in normativa, in particolare:

- La quota massima equivalente in cabina deve essere di 8000 ft (2438 m) - tale norma limita quindi la pressione minima in cabina;
- Nelle fasi di salita e discesa, la pressione deve variare gradualmente, con una variazione equivalente a un rateo di salita o di discesa di 500 ft/min;
- La combinazione di valori di umidità e temperatura deve essere mantenuta all'interno di una zona di benessere, di cui non esiste una prescrizione univoca. In generale, la temperatura deve essere mantenuta tra i 18°C e i 25°C. L'umidità relativa dovrà essere mantenuta tra il 30% e il 60% circa, in funzione della temperatura.



- In normativa è presente un requisito aggiuntivo che si riferisce alla portata di aria "fresca" minima che deve essere fornita ad ogni passeggero in qualsivoglia condizione di volo. In

particolare devono essere forniti almeno $0.28 \text{ [m}^3\text{/min]}$ (0.343 [kg/min]) ovvero 0.0057 [g/s] di aria fresca ad ogni passeggero.

Questi sono i requisiti di contingenza del sistema, esistono inoltre requisiti per l'ECS nel caso di prestazioni degradate, che non verranno riportati in quanto ritenuti poco necessari per la modellazione funzionale dell'ECS.

5.2 Decomposizione delle funzioni dell'ECS

L'ECS mantiene e controlla la temperatura, la pressione, la portata d'aria e la relativa composizione chimica in cabina, al fine di assicurare sicurezza e comfort agli occupanti del velivolo.

Per realizzare le proprie funzioni, l'ECS richiederà i seguenti elementi:

- Sorgenti di aria calda;
- Pacchi di condizionamento dell'aria (*Air Conditioning Packs*);
- Un sottosistema di miscelamento e distribuzione;
- Equipaggiamenti di controllo elettrico-elettronico. [28]

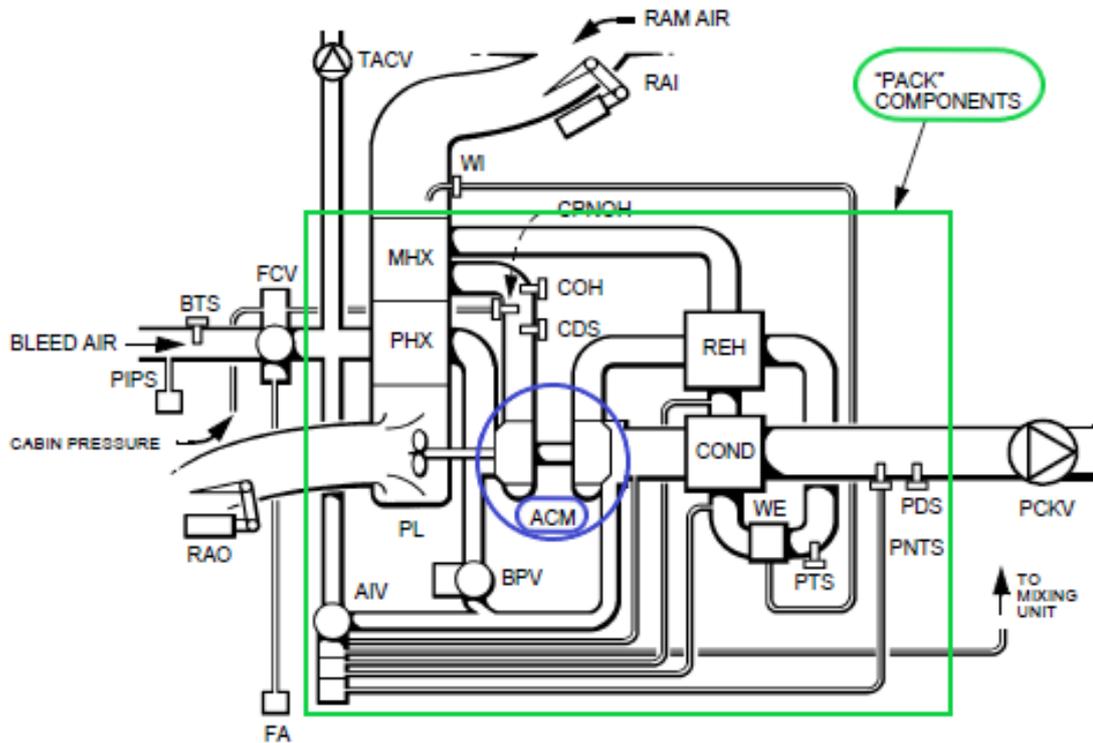
Prima di iniziare la decomposizione funzionale del sistema di controllo ambientale, è necessario fare una precisazione sul lessico utilizzato nel settore per descrivere i sottosistemi dell'ECS. Infatti, spesso la nomenclatura è fuorviante e comunque differente a seconda del soggetto che la utilizza.

Per esempio nella realtà Airbus con il termine *Air Cycle Machine* si fa riferimento ai soli componenti fluidodinamici attivi dell'ECS (compressore e turbina), mentre per l'intero sottosistema refrigerativo atto al condizionamento dell'aria si utilizza il termine "*Air Conditioning Pack*". [28]

In altre applicazioni si usa il termine *Air Cycle Machine* per descrivere l'intero blocco di componenti comprendenti i componenti attivi (compressore e turbina) e passivi (scambiatori, estrattore d'acqua, ecc) adatti al raffreddamento dell'aria calda in ingresso. Inoltre in alcuni casi lo scambiatore di calore primario (PHX) non viene considerato parte del pacco operativo, ma come un "pre-condizionatore" dell'aria entrante nel sottosistema.

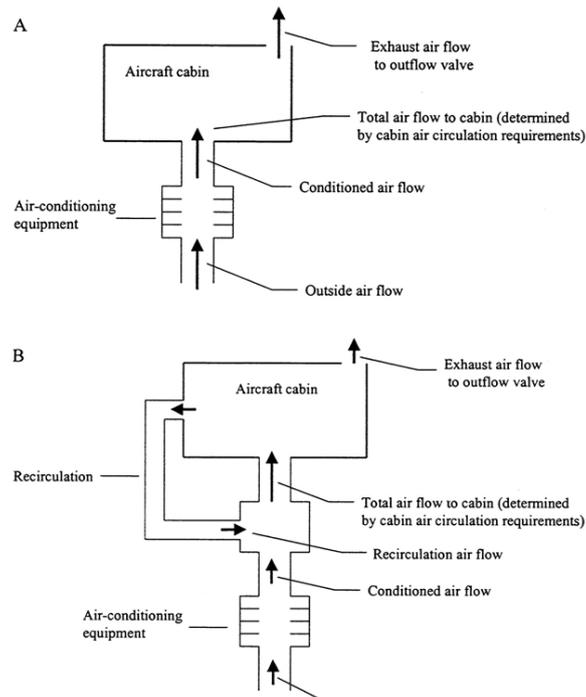
Al fine di evitare tali inconvenienti, si utilizza una **nomenclatura** il più conforme possibile a quella utilizzata in [28] [29] [30]:

- Il termine *Air Cycle Machine* (ACM) viene utilizzato per definire i componenti meccanici-fluidodinamici attivi, cioè compressore e turbina collegati da un albero;
- Per definire il sottosistema operativo atto al raffreddamento dell'aria entrante, comprendente ACM, valvole, scambiatori di calore, circuito di *bypass* e sensori, si utilizzano i termini *Air Cycle System* (ACS) oppure Pacco Operativo (*Operating Pack*).
- L'ECS sarà quindi formato dalla sorgente di aria calda, dal pacco operativo, dalle valvole di controllo e dal circuito fluidodinamico di trim.
- Lo scambiatore di calore detto "principale" (MHX) nella nomenclatura Airbus, viene chiamato "Scambiatore di Calore Secondario" (SHX) non per la secondarietà del suo effetto, che anzi spesso è il preponderante quando si guarda la variazione di temperatura, ma semplicemente perché in una visione sequenziale del flusso nel sistema, esso viene attraversato per secondo.



32 Schema di un pacco dell'ECS dell'A320 [28]

Lo scopo primario del mantenimento della **pressione** al di sopra di un limite minimo è determinato dalla necessità di una sufficiente pressione parziale di ossigeno biatomico, al fine dell'assorbimento dello stesso negli alveoli polmonari. Una soluzione alternativa, utilizzata nei velivoli militari da caccia, o negli stessi velivoli commerciali in fasi di depressurizzazione, risiede nell'utilizzo di maschere che forniscano agli occupanti un'aria a bassa pressione molto ricca di ossigeno. Tale soluzione viene evitata nel trasporto passeggeri, in quanto presenta delle ripercussioni sul *comfort* durante il volo e limita molto la mobilità di passeggeri ed equipaggio all'interno del velivolo.



31 Schemi di ECS a ciclo aperto e a ciclo chiuso [19]

Il controllo della **temperatura** in cabina è un aspetto critico per la sicurezza dei passeggeri ad alte quote ed è importante per il *comfort* degli occupanti nelle varie condizioni di volo. Tale controllo viene svolto fornendo aria calda o fredda alla cabina secondo necessità e costituisce una delle funzioni chiave dell'ECS.

Il sistema di **ventilazione** distribuisce l'aria fresca nella cabina e ne assicura la circolazione, evitando stagnazioni nelle zone più remote della cabina. Inoltre esso si occupa di eliminare una parte dell'aria dalla cabina, per garantirne le corrette caratteristiche di composizione chimica. Esso inoltre si propone l'obiettivo di mantenere una certa omogeneità di condizioni (principalmente temperatura e umidità) dell'aria nella cabina.

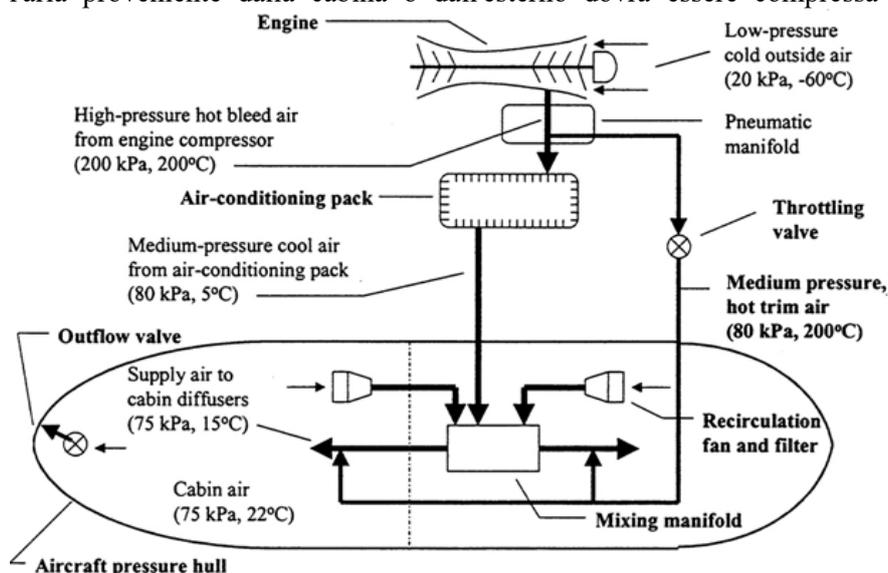
Oltre all'aria fresca proveniente dall'esterno, sarà necessario fornire una portata di aria per garantire la circolazione adeguata dell'aria in cabina. Tale funzione è assegnata al circuito di **ricircolo**, che per l'appunto permette di riutilizzare nel circuito dell'ECS una porzione di aria precedentemente presente in cabina.

Il controllo dell'**umidità relativa** viene effettuato per assicurare il *comfort* agli occupanti, ma anche per assicurare la sicurezza del velivolo (ad esempio per evitare la corrosione) e per mantenere delle condizioni sanitariamente accettabili, evitando zone di ristagno di acqua condensata dall'atmosfera interna alla cabina.

L'ECS deve essere capace di evitare un'umidità eccessiva, rimuovendo la frazione umida dall'aria esterna, prima che essa venga immessa in cabina. Tale funzione è particolarmente importante a basse quote e in giornate calde e umide, mentre ad alte quote la bassa umidità dell'aria atmosferica fredda risulta spesso sufficiente per controbilanciare l'umidità emessa dagli occupanti e dagli apparati di bordo. Un livello di umidità troppo basso può essere vinto utilizzando la minore portata di aria esterna possibile, mentre un'atmosfera della cabina troppo umida richiede l'utilizzo di un condensatore per rimuovere il vapore acqueo, che viene visto in questo caso come un inquinante [19].

Le funzioni dell'ECS possono essere ricavate partendo da uno schema architettonico *two-wheel bootstrap* con compressore dedicato, ovvero uno dei principali casi di studio di questa tesi.

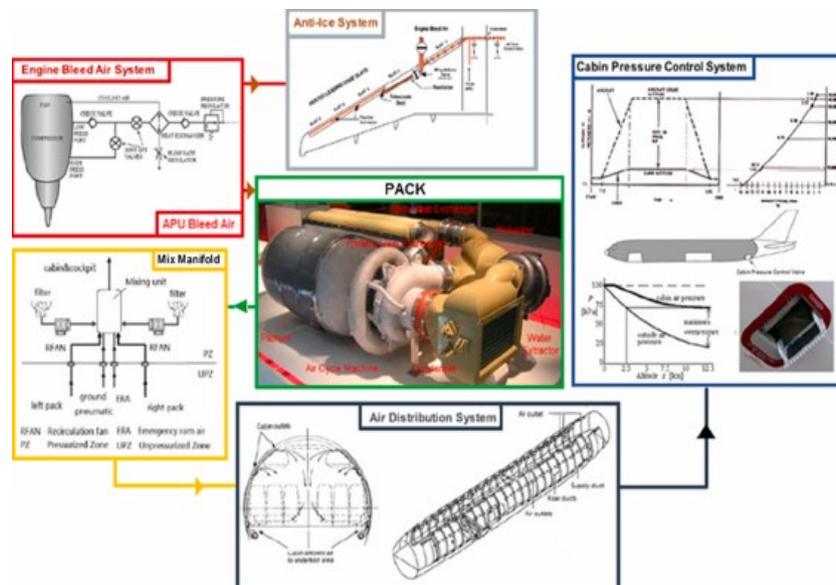
Si nota che l'aria proveniente dalla cabina o dall'esterno dovrà essere compressa attraverso un



33 Schema dell'ECS di tipo bleed [19]

compressore collegato meccanicamente a un motore elettrico dedicato, in modo da aumentarne temperatura e pressione. Nel caso di architetture che prevedano un *bleed* dall'impianto propulsivo, l'aria spillata è già compressa quindi questo passaggio verrà saltato.

Per controllarne la temperatura, a seconda delle condizioni di funzionamento del sistema, l'aria compressa viene fatta circolare in uno scambiatore primario che agisce di fatto come pre-condizionatore del flusso d'aria entrante nel pacco operativo, in modo da garantire le corrette condizioni di ingresso nei componenti successivi.

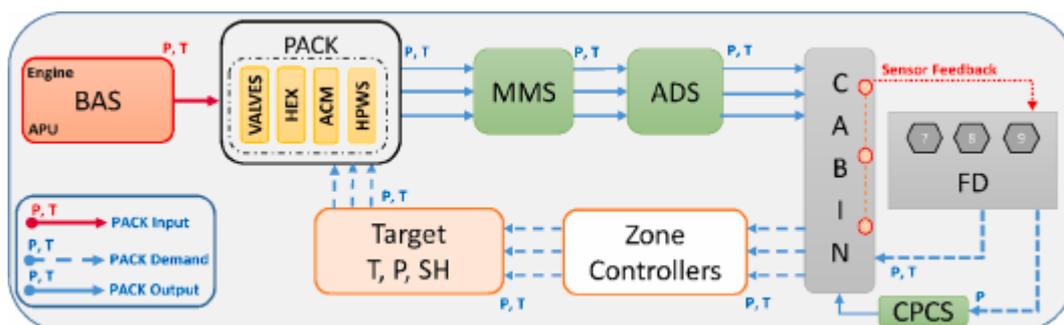


34 Rappresentazione delle funzioni di un ECS di tipo bleed [30]

A questo punto il gas passerà nel pacco operativo in cui avviene un ciclo termodinamico refrigerativo. Risulta possibile far fluire una porzione del flusso d'aria in ingresso nell'Operating Pack attraverso un circuito di *bypass*, in modo da ridurre il raffreddamento causato dal sottosistema.

L'aria in uscita dal pacco operativo viene miscelata con una portata di aria proveniente dalla cabina, al fine di garantire la corretta temperatura dell'aria entrante in essa. La frazione di aria di ricircolo proveniente dalla cabina dipende fortemente dall'architettura scelta.

A questo punto il gas viene distribuito uniformemente nella cabina.



35 Schema funzionale di un ECS con bleed [30]

Il ciclo di utilizzo del gas a questo punto è finito, ma è necessario tenere conto dell'anello di controllo delle condizioni ambientali: infatti nella cabina sono presenti sensori che, attraverso il monitoraggio delle caratteristiche e attraverso un algoritmo di controllo, comandano alcune valvole poste opportunamente tra i componenti precedentemente elencati. Questo passo può sembrare superfluo, ma è solo grazie ad una buona implementazione di esso che si rende possibile il controllo ambientale della cabina e quindi il corretto funzionamento dell'ECS, attraverso l'armonizzazione dei sottosistemi che lo compongono [30].

FUNZIONE	COMPONENTI
RISCALDAMENTO	Sorgente di aria calda: <ul style="list-style-type: none"> • <i>Bleed Air</i> nel caso <i>Bleed-ECS</i> • Compressore dedicato (EDC) nel caso <i>bleedless</i>
RAFFREDDAMENTO	Air Cycle System (ACS)
PRESSURIZZAZIONE	<i>Bleed Air</i> o EDC
CONTROLLO DELLA PRESSIONE	ACM, Valvola di Bypass, Valvola di Trim
DEUMIDIFICAZIONE	Condensatore ed estrattore di acqua
MIXING	Mixer

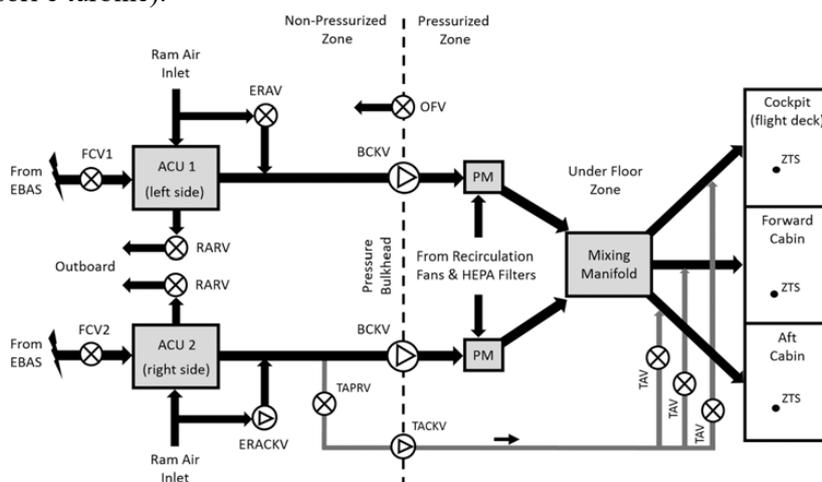
È interessante notare che alcune funzioni (ad esempio riscaldamento e pressurizzazione) che nelle architetture con spillamento vengono autonomamente svolte dall'aria calda prelevata dai propulsori, nel caso di architetture *bleedless* dovranno essere compiute da componenti aggiuntivi, in primis il compressore dedicato. Questa peculiarità, che porta con la sua applicazione un notevole aumento dell'efficienza dell'ECS del velivolo, causa però un aumento della complessità e del numero di componenti del sistema.

Per quanto detto in precedenza blocco operativo è composto da:

- Scambiatori di calore
- Valvola e circuito di bypass,
- Valvola per l'Anti Ice (non modellata perché esula dalle normali condizioni operative)
- Una macchina a ciclo ad aria o a vapore (ACM o VCM)
- Separatori di acqua
- Sensori (non modellati perché la loro dinamica è estranea alla modellazione dinamica al livello funzionale)

In particolare i primi tre componenti servono principalmente al controllo di temperatura e pressione della cabina, mentre l'ultimo è preposto al controllo dell'umidità dell'abitacolo.

A loro volta l'ACS e il VCS saranno costituiti da scambiatori di calore e da componenti meccanici (quali compressori e turbine).



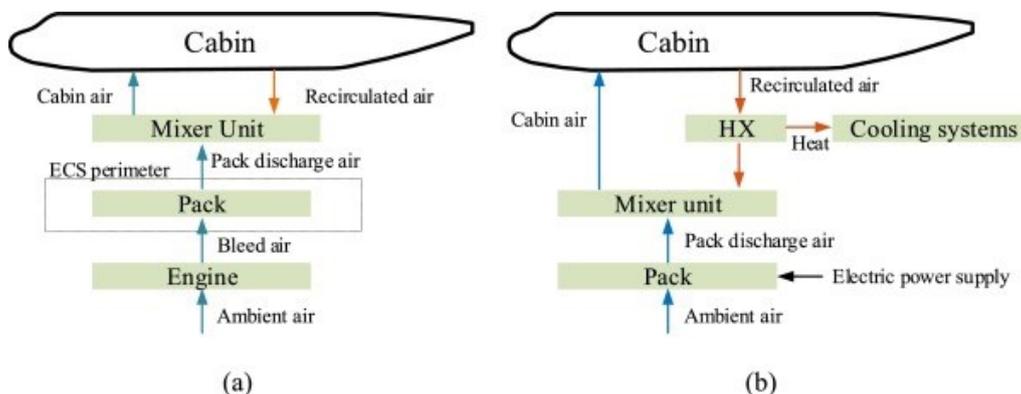
36 Schema di un ECS di tipo bleed [22]

L'analisi dettagliata e il dimensionamento dei componenti precedentemente elencati esulano dai fini di questa tesi, che mira ad un'analisi funzionale ai fini della modellazione dinamica del sistema generale, più che allo studio dei singoli componenti.

5.3 Schema funzionale dell'ECS

Per la nozione stessa di sistema e per le peculiarità dell'integrazione dei componenti dell'ECS, risulta poco efficace affidare analiticamente a ogni componente una sola funzione. Pertanto vengono analizzate funzioni che sono operate da più componenti, o dal sistema nella sua interezza.

Uno schema funzionale di base del sistema ECS è quello proposto nella figura seguente, che comprende le configurazioni con e senza spillamento dai propulsori.



37 Architettura funzionale dell'ECS di un velivolo per trasporto passeggeri [43]

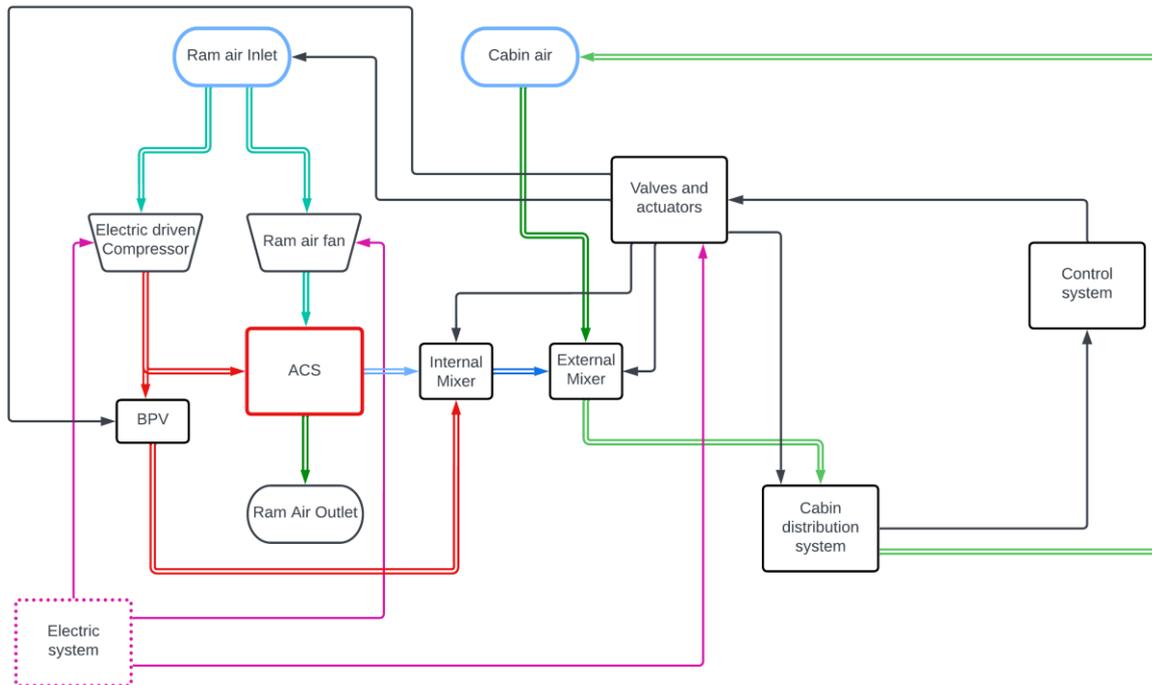
Si riassume quanto detto riguardo alla decomposizione funzionale dell'ECS nel seguente schema, che esemplifica inoltre il grande livello di integrazione dei componenti nel sistema, al fine di raggiungere lo scopo di esso.

Volendo eseguire il medesimo procedimento più in dettaglio sulla *Cold Air Unit*, si può ricavare che esso ha uno schema più lineare, in quanto la funzione principe della CAU è quella di fornire aria fredda e pressurizzata alla sua uscita grazie al ciclo termodinamico frigorifero di Joule-Brayton.

Il primo componente incontrato dal flusso d'aria dopo l'*inlet* è lo scambiatore di calore primario (PHX), che viene spesso considerato un pre-condizionatore dell'aria entrante nell'*Air Cycle Machine*. Esso infatti ha lo scopo di abbassare la temperatura del fluido operativo.

In seguito si riscontra il compressore, che ha lo scopo primario di innalzare la pressione dell'aria. Facendo ciò, tale componente ne innalzerà anche la temperatura.

A questo punto la presenza di uno scambiatore di calore secondario (SHX) rende possibile la formazione del ciclo frigorifero, prelevando calore dal fluido operativo scartandolo verso l'esterno, come succede anche nel PHX. Per questa funzione cruciale lo scambiatore di calore secondario viene anche nominato *Main Heat Exchanger*.

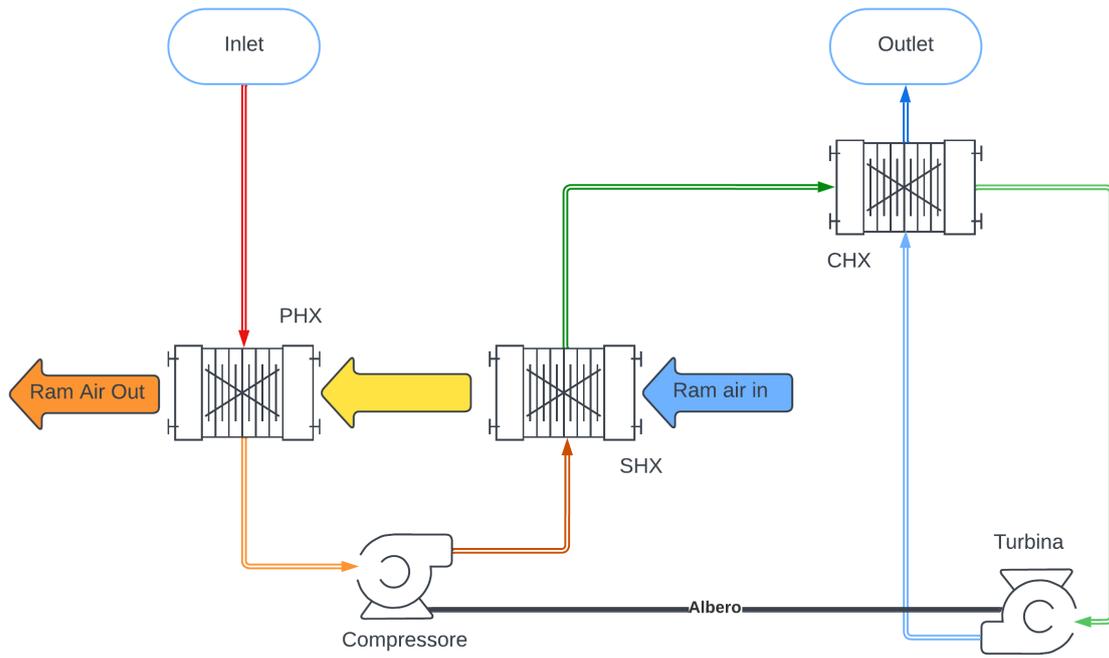


38 Decomposizione funzionale dei componenti dell'E-ECS

In serie al SHX è presente un condensatore, che ha lo scopo di raffreddare ulteriormente il fluido e di estrarne il vapore acqueo attraverso un evaporatore. Tale funzione è fondamentale nelle CAU *sub-freezing*.

A questo punto il fluido incontra la turbina, che ha lo scopo di abbassare pressione e temperatura dell'aria, trasformando questo calore prelevato nel lavoro utilizzabile dal compressore. Il componente che collega compressore e turbina è l'albero.

Infine il flusso incontra il lato a bassa pressione del condensatore, per poi essere mandato nei successivi componenti dell'ECS.



39 Diagramma funzionale della CAU

6 Modellazione dei componenti dell'ECS

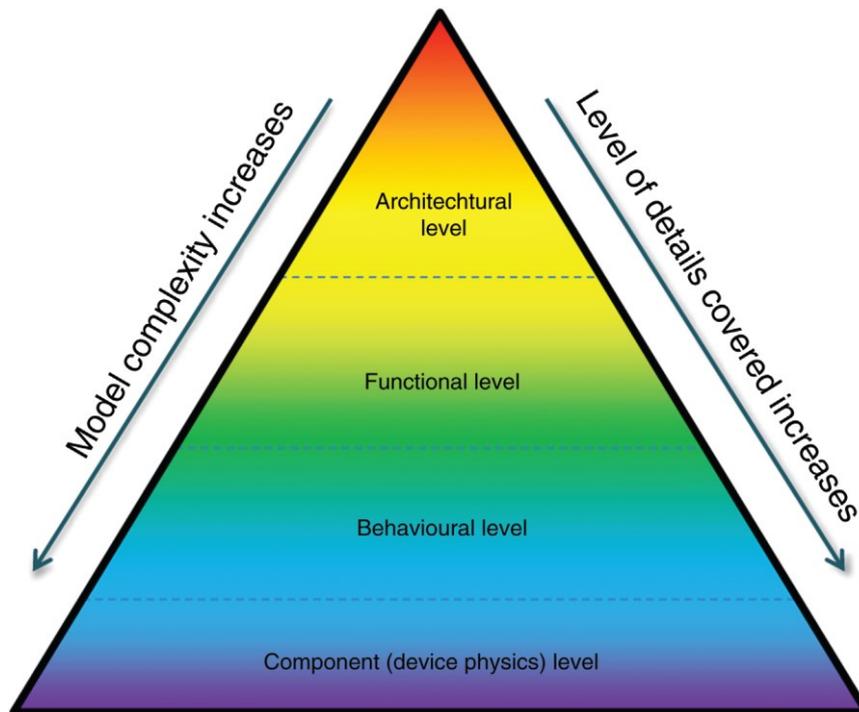
6.1 Obiettivi

L'obiettivo principe di questo lavoro è la modellazione dinamica dell'ECS di velivoli ibridi dotati di un'architettura *more-electric* (MEA) per i sistemi di bordo. Per modellazione si intende la creazione di un modello semplificato rispetto alla realtà, che possa fornire dei risultati compatibili con il sistema fisico realmente implementato.

Il modello sarà parametrico, al fine di poter valutare le diverse esigenze di velivoli di diverse categorie e dimensioni.

6.2 Introduzione alla modellazione dinamica

6.2.1 Livello di modellazione



40 Livelli di modellazione [6]

Viene riportata la schematizzazione grafica del *Multilevel Modeling Paradigm*. Essa è composta da quattro livelli:

- Il livello **architetturale** è il più semplice e meno dettagliato, esso considera il sistema dal punto di vista statico e caratterizzato da variabili booleane;
- Il livello **funzionale** studia il comportamento transitorio a basse frequenze, la stabilità, il controllo e la risposta del sistema a variazioni delle condizioni esterne;
- Il livello **comportamentale** considera dinamica e risposta a comandi in alta frequenza;

- Il livello **componentistico** considera in modo dettagliato la fisica di ogni elemento del sistema, viene poco utilizzato nella simulazione perché la precisione dei risultati va a discapito dell'alto costo computazionale del calcolo simulativo. [6]

Nell'ambito di questa tesi verrà svolta una modellazione dinamica al livello funzionale, ovvero si effettuerà un ampliamento delle analisi statiche-architettoniche già svolte in [29] e [31]. Tale analisi permette di trovare eventuali picchi che non erano inclusi nell'analisi del modello statico e di valutare il funzionamento transitorio del sistema.

6.2.2 Fasi del design

Si decide di avanzare con uno sviluppo progressivo e iterativo della modellazione del sistema.

1. La prima fase consiste nell'identificazione parametrica della **CAU dell'A320**.
 - a. Identificazione parametrica e dimensionamento dei componenti
 - b. Analisi statica del modello
2. La seconda fase consiste nell'identificazione parametrica dell'**E-ECS dell'ATR-42-500** con retrofit ibrido-elettrico.
 - a. Riscaldamento dei componenti
 - b. Identificazione parametrica
 - c. Analisi statica del modello
3. La terza fase consiste nella modellazione dell'**E-ECS di un velivolo regionale ibrido-elettrico da 80 passeggeri**.
 - a. Riscaldamento dei componenti
 - b. Identificazione parametrica
 - c. Analisi statica del modello
 - d. Implementazione del profilo di missione
 - e. Analisi dinamica del modello
 - f. Analisi energetica del sistema

I modelli e le simulazioni sono essenziali fin dall'inizio della fase di sviluppo e progettazione del sistema. In ogni caso, tali modelli sono utili anche durante l'intero ciclo di vita del sistema (test, verifica, manutenzione, modifiche del sistema, verifica, in servizio, modifiche al sistema). Essi devono essere evoluti e migliorati per adattarsi a ogni fase e i risultati devono essere verificati con dati di laboratorio e prototipi.

Inoltre, l'uso di modelli dinamici rispetto ai classici modelli stazionari permette ai progettisti di tenere conto delle inerzie termiche al fine di dimensionare i sistemi con un comportamento più realistico in base al funzionamento previsto. Inoltre ciò permette di considerare i diversi profili di missione di volo che il velivolo deve affrontare e include come variabili i carichi di calore che devono essere dissipati. Questo porta a un sistema ottimizzato per lo scenario reale e non un sistema sovradimensionato per lo scenario peggiore. [32]

6.3 Introduzione al software di modellazione Simcenter Amesim

Simcenter Amesim è una piattaforma di simulazione di sistemi che consente ai progettisti di valutare e ottimizzare virtualmente le prestazioni dei sistemi.

Amesim è progettato per aiutare ingegneri e progettisti a simulare il **comportamento di sistemi complessi** in una vasta gamma di settori, tra cui *automotive*, aerospaziale, energetico, elettronico e molti altri. Esso è un *software di simulazione multi dominio*, ovvero consente di creare modelli fisici di sistemi complessi che possono comprendere componenti aventi domini meccanici, idraulici, termici, pneumatici, elettrici e così via.

La simulazione multi dominio permette di progettare sistemi che coinvolgono diverse interfacce tra componenti e sottosistemi. Essa risulta particolarmente utile nello studio del comportamento del sistema fin dalle fasi di avan-progetto e di progetto preliminare dei sistemi.

Tali funzionalità garantiscono una valutazione sufficientemente accurata del funzionamento del sistema nelle diverse condizioni operative che esso si troverà ad affrontare durante il ciclo di vita.

Amesim viene altresì utilizzato per lo sviluppo e il **test virtuale** di componenti e sistemi, offrendo la possibilità di evitare di produrre prototipi fisici del sistema a dimensioni reali o in scala. Grazie a ciò la fase di progettazione può richiedere budget e tempi inferiori.

Nell'ambito della presente tesi, Amesim viene utilizzato con lo scopo di effettuare un'analisi dei transitori e delle **prestazioni dinamiche** del sistema.

Inoltre l'ambiente di modellazione e simulazione Amesim offre strumenti di **ottimizzazione** per identificare i parametri chiave per le prestazioni del sistema, fornendo un utile risposta alla ricerca di soluzioni di design ottimali.

Amesim risulta ampiamente utilizzato anche per la capacità di analizzare l'**efficienza energetica** dei sistemi, tale ambito è di particolare interesse nel settore aerospaziale degli ultimi anni, in cui la riduzione di potenza dissipata dai sistemi fornisce un utile sostegno alla progettazione di velivoli complessivamente più efficienti. [33]

Infine Simcenter Amesim presenta la possibilità di integrazione con altre soluzioni di Siemens, tra cui:

- Simcenter 3D: software di simulazione ingegneristica riguardo a tematiche strutturali, dinamiche, di fluidodinamica computazionale, termiche.
- Teamcenter: piattaforma che permette di gestire il ciclo di vita del prodotto (PLM).
- Simcenter Testlab: soluzione per l'acquisizione, l'analisi e la visualizzazione di dati sperimentali.
- Siemens NX: suite di software di progettazione e ingegneria assistita da computer (CAD e CAE).
- Tecnomatix: composizione di soluzioni per la produzione digitale.

Nei prossimi capitoli (0 e 8) Amesim è utilizzato anche al di fuori delle funzioni precedentemente elencate: in particolare esso viene impiegato per verificare il comportamento statico delle componenti del sistema di controllo ambientale, cioè viene svolta un'analisi dinamica, di cui verranno considerati solamente i valori a regime, su cui vengono svolti dei procedimenti di identificazione parametrica al fine di avvicinarsi ai valori statici ottenuti da analisi preliminari.

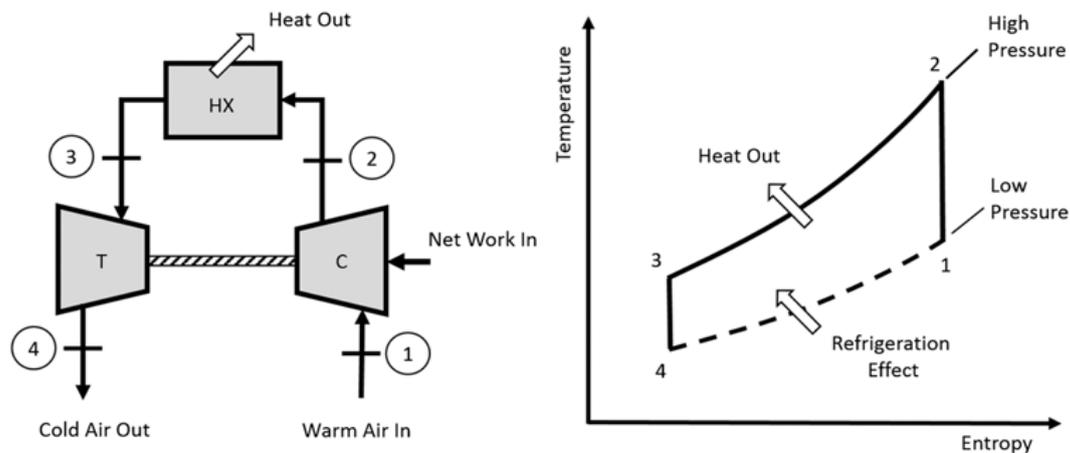
6.4 Sviluppo del modello su Amesim

La prima fase di modellazione viene svolta eseguendo il controllo termico considerando l'aria come un **gas secco**, ovvero senza considerarne l'umidità. Tale ipotesi semplifica il modello, permettendo l'utilizzo di un fluido con un solo componente e riducendo la complessità del modello. Tale fase preliminare è servita per familiarizzare con il software e per comprendere il relativo funzionamento, ma per la sua scarsa attinenza con il problema, non vengono riportati i risultati ottenuti con questo modello.

Infatti tale modello viene poi esteso per l'**aria umida**, che permette di ottenere risultati più attinenti alla realtà, anche se numericamente molto vicini al caso precedente.

L'utilizzo di aria umida per avvicinarsi maggiormente al fenomeno reale impone di passare da componenti "pneumatic" a componenti "gas-mixture". Si dovranno quindi calibrare i parametri di funzionamento dei componenti, per garantire l'integrazione armonica di essi al fine di comporre il sistema di controllo ambientale.

Come prima cosa vengono implementati i **componenti** fondamentali dell'*Air Cycle System* nell'ambiente Amesim; essi consistono in: compressore, turbina e scambiatore di calore secondario (SHE), a cui si aggiunge l'albero che collega i componenti meccanici-pneumatici. I componenti citati in questa fase sono ritenuti fondamentali perché in essi si svolge il ciclo termodinamico di Joule-Brayton frigorifero, che è alla base del funzionamento dell'ECS in condizioni di raffreddamento.



41 Ciclo ideale di Joule-Brayton frigorifero e componenti [22]

La presenza di un tenore di vapore acqueo nell'aria causa alcuni problemi ai componenti più freddi, quindi è necessario aggiungere un evaporatore a monte della turbina per evitare la formazione di ghiaccio al suo interno, poiché si è in presenza di un sistema *bootstrap sub-freezing*.

Tale sottosistema viene calibrato per le condizioni di funzionamento precedentemente calcolate nella tesi di Flavio Di Fede [29] con riferimento alla CAU dell'A320. I parametri dei componenti vengono quindi impostati in modo da avvicinarsi il più possibile alle diverse condizioni di funzionamento statiche calcolate precedentemente nei diversi casi di funzionamento. Successivamente il sottosistema viene riscaldato e incluso in un E-ECS per l'applicazione su velivoli regionali ibrido-elettrici. Il primo viene implementato su un velivolo assimilabile all'ATR-42-500, con retrofit a un sistema di tipo bleedless; il secondo riguarda un velivolo regionale ibrido elettrico da 80 passeggeri, a cui di seguito si farà anche riferimento con l'acronimo HERA.

A questo punto si implementano due **profili di missione** e vengono identificati i parametri di regolazione che garantiscono il rispetto delle condizioni ambientali in tutte le fasi della missione.

6.5 Modellazione dei componenti in ambiente Amesim

Si inizia ora con la rassegna dei modelli utilizzati al fine della rappresentazione dei componenti dell'ECS nell'ambiente Amesim.

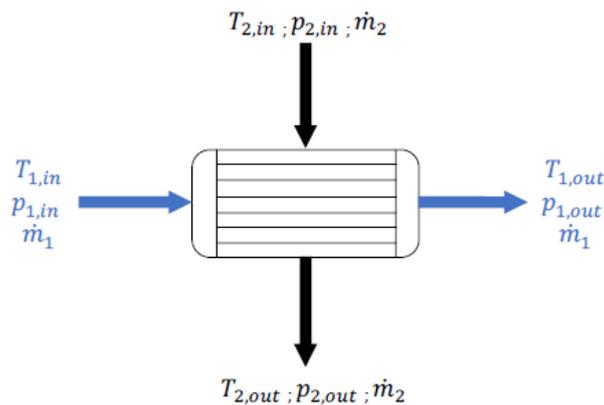
6.5.1 Scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore sono dispositivi termo-fluidodinamici, utilizzati per trasferire calore attraverso due fluidi, senza che essi entrino direttamente in contatto. Il funzionamento di uno scambiatore di calore

prevede che i fluidi possano fluire in due distinte porzioni del dispositivo, separate da una sottile superficie. Tale superficie può essere costituita da piastre, tubi o alette e viene dimensionata in modo da offrire la massima area di contatto tra i fluidi per favorire lo scambio termico tra essi, minimizzando al contempo la resistenza termica al passaggio del calore causata dalla superficie di separazione.

6.5.1.1 Leggi fisiche

Da un punto di vista teorico, gli scambiatori di calore vengono assimilati a sistemi aperti, ovvero che operano senza effettuare scambi di lavoro con l'ambiente. Infatti, trascurate le perdite, gli scambiatori di calore scambiano solo materia e calore con l'esterno, sotto forma delle portate in ingresso e in uscita.



42 Schema di uno scambiatore di calore [29]

La modellazione di scambiatori di calore si basa sulla conversione dei risultati di analisi CFD avanzate o di prove sperimentali su modelli a parametri concentrati.

Un metodo di valutazione delle prestazioni degli scambiatori è l' ϵ -NTU, che propone di analizzare lo scambiatore di calore e ottenere le temperature in uscita, note le temperature in ingresso, le portate e la tipologia di scambiatore.

L'efficacia termica ϵ viene definita come rapporto tra flusso di calore effettivamente scambiato e flusso di calore massimo scambiabile dallo scambiatore stesso.

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

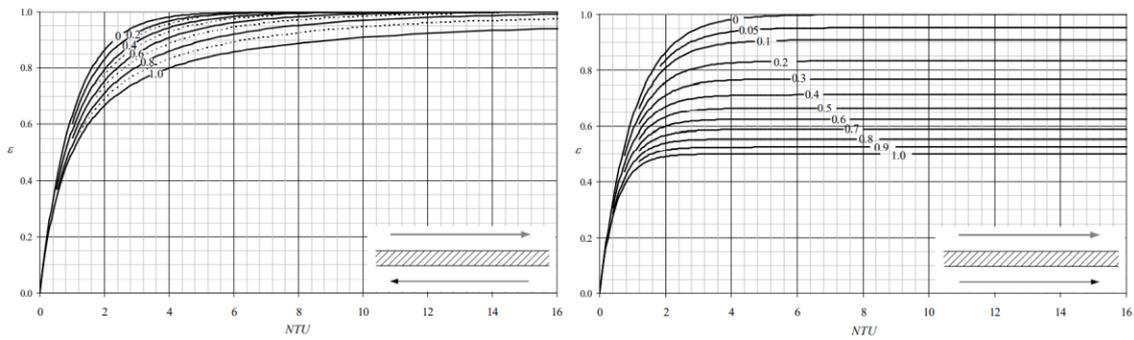
Dove: $\dot{Q}_{max} = c_{min}(T_{hot,in} - T_{cold,in})$

Si riconduce quindi la potenza termica scambiata al numero di unità di scambio termico

$NTU = \frac{UA}{c_{min}}$; tale operazione viene resa possibile grazie a relazioni matematiche o dedotte da andamenti sperimentali, da ricavare quindi da letteratura per ogni diversa configurazione di scambiatore di calore.

Inoltre l'efficacia termica dipende anche dal rapporto di capacità $c^* = \frac{c_{min}}{c_{max}}$.

$$\epsilon = f(NTU, C^*) = f(UA/C_{min}, C_{min}/C_{max}) [31]$$



43 Esempio di curve ε -NTU per scambiatori controcorrente ed equicorrente [31]

Gli scambiatori di calore verso l'aria esterna vengono spesso denominati **radiatori**.

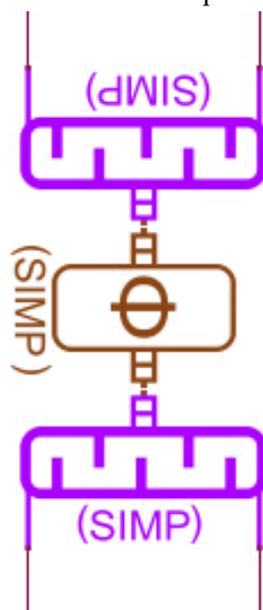
I radiatori hanno il compito di irradiare il calore accumulato dai sistemi verso l'ambiente esterno, che funge da *heat sink*. Nel caso aeronautico di interesse, il pozzo di calore può essere l'aria esterna. Per questo motivo, l'inserimento di radiatori massicci per rispettare le necessità dell'ECS di velivoli ibrido-elettrici, costituisce spesso uno svantaggio dal punto di vista aerodinamico quando si considera la *ram air* come pozzo di calore. Negli scorsi decenni si sono susseguite diverse soluzioni per sfruttare in modo vantaggioso le peculiarità dei radiatori, al fine di mitigarne gli indubbiamente elevati svantaggi aerodinamici.

6.5.1.2 Modello Amesim

Per gli scambiatori di calore viene utilizzato il *submodel* "simple thermal approach", essi vengono quindi modellati imponendo l'efficacia termica dello scambiatore.

Tale valore viene mantenuto costante al variare della condizione di funzionamento. Infatti, anche nella modellazione svolta attraverso il metodo ε -NTU nella tesi presa come riferimento [29], tali valori sono pressoché costanti.

Si nota che lo scambiatore di calore del condensatore ha un'efficacia termica inferiore agli altri, tale fatto è imputabile alle dimensioni ridotte e alla diversa configurazione di tale componente, a seguito delle necessità di impacchettamento del sistema. Inoltre esso prevede che ad entrambi i suoi capi sia presente aria del flusso primario, mentre i restanti scambiatori funzionano utilizzando il flusso secondario che ha portate più ingenti e salti di temperatura massimi più marcati. Gli scambiatori



44 Modello Amesim di uno scambiatore di calore

vengono modellati su Amesim suddividendoli in tre sottocomponenti principali: due mezzi scambiatori (*half heat exchanger*) collegati tra loro ai capi termici da un blocco di Amesim proposto al calcolo del flusso termico tra le due metà dello scambiatore.

Il blocco che valuta il flusso termico prende il nome di **THPHISIMP01 – heat flow rate calculation (simple thermal approach)**; esso calcola il flusso di calore in uno scambiatore di calore basandosi su efficienza termica sperimentale e indipendente dalla geometria. Tutti i calcoli sono basati sul metodo dell'efficienza-NTU. In questo sotto-modello è possibile impostare anche la massa dello scambiatore di calore.

Per impostare i parametri del blocco di flusso termico, è possibile scegliere una varietà di opzioni, di cui nell'ambito di questo lavoro è stata utilizzata la seguente:

Effectiveness – efficienza termica

All'utente viene chiesto di impostare l'efficacia termica come una stringa con due possibilità:

- Un'espressione matematica valida, funzione di $dm1$ e $dm2$, cioè delle portate ai capi dello scambiatore.
- Un percorso per un file ASCII del tipo: `./data/effectiveness.data`. I dati contengono l'efficacia in funzione di due variabili indipendenti che sono la portata massica alla porta 1 e la portata massica alla porta 2.

L'efficacia che l'utente inserisce corrisponde a:

$$\epsilon_{steady} = \frac{|\phi_{steady}|}{|c_{min} \cdot (T_{hot,in} - T_{cold,in})|}$$

In cui:

- ϵ_{steady} è l'efficienza nel caso termico stazionario dello scambiatore,
- ϕ_{steady} è il calore stazionario scambiato,
- c_{min} è la minima capacità termica,
- $T_{hot,in} - T_{cold,in}$ è la differenza di temperatura tra l'ingresso del flusso caldo e l'ingresso del flusso freddo.

I mezzi scambiatori di calore prendono il nome di **GMEXSIMP01 – gas mixture half heat exchanger (simple thermal approach)**; essi possono essere utilizzati per modellare globalmente uno scambiatore di calore facendo riferimento a pochi parametri per la sua completa definizione. Tutti i calcoli sono nuovamente basati sul metodo efficienza-NTU. Questo sotto-modello è indicato per l'utilizzo nelle prime fasi di sviluppo di un sistema.

Per specificarne la caduta di pressione, viene impostato il valore dell'area di un orifizio equivalente, mediante un calcolo a coefficiente di flusso (Cq) costante e imponendo la **free-flow cross-sectional area**.

L'utilità *gmrcqfix* di Amesim viene utilizzata per calcolare il salto di pressione conoscendo la pressione e la temperatura a monte e a valle, l'area della sezione trasversale e il diametro idraulico d . Tiene conto di una transizione da laminare a turbolento con il numero di flusso critico fornito.

Si passa ora al calcolo termico, che verrà mediato dal blocco apposito. Il calore specifico verrà calcolato come:

$$c_p = \left| \frac{h(p_{up}, T_{up}) - h(p_{int}, T_{opp})}{T_{up} - T_{opp}} \right|$$

Dove:

- T_{opp} è la temperatura di ingresso all'*half heat exchanger* opposto;
- h è l'entalpia specifica calcolata utilizzando la *gmhpti utility function*.

Quando $T_{up} - T_{opp}$ si avvicina a 0, c_p viene arrotondato verso il valore calcolato utilizzando la *utility function gmcppti* alla pressione interna e alla temperatura media ($0,5 \cdot (T_{up} + T_{opp})$).

6.5.2 Compressore

6.5.2.1 Leggi fisiche

I compressori sono macchine fluidodinamiche, il cui obiettivo principe consiste nell'innalzare la temperatura e la pressione del flusso uscente rispetto al flusso entrante. In questo modo il compressore innalzerà l'energia interna del fluido; per fare ciò sarà necessario fornire un lavoro da parte di un motore o di una turbina al compressore stesso.

Tipicamente nell'ECS dei velivoli vengono utilizzati compressori radiali.

La potenza assorbita dal compressore può essere definita dalla seguente formula:

$$P_c [W] = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \frac{1}{\eta_c} = \dot{m} c_p T_{in} \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c}$$

In cui:

- \dot{m} è la portata che attraversa il compressore;
- c_p è il calore specifico isobaro del fluido operativo;
- T_{out} è la temperatura all' uscita del compressore;
- T_{in} è la temperatura in ingresso del compressore;
- $\frac{1}{\eta_c}$ è il reciproco del rendimento fluidodinamico del compressore;
- $\beta_c = \frac{p_{out}}{p_{in}}$ è il rapporto di compressione tra uscita e ingresso;
- γ è l'esponente della legge del gas, ovvero il rapporto tra il calore specifico isobaro e il calore specifico isocoro.

Tale formula ha validità generale, tuttavia per entrare nel dettaglio del regime di funzionamento della macchina sarà necessario definirne le curve di funzionamento attraverso la mappa.

Nell'ambiente Amesim viene fatto uso di diversi tipi di modellazione per i differenti tipi di compressore, pertanto essi saranno visti separatamente.

6.5.2.2 Modello Amesim del compressore dell'ACM

Il compressore dell'ACM implementato nei casi studio che verranno analizzati nei capitoli seguenti viene modellato in Amesim attraverso il modello **GMCP02 – gas mixture compressor (R-C) with table Pr = f(dmc, wc)**.

L'utente deve fornire due *lookup table multi-1D spline* per le caratteristiche di rapporto di compressione ed efficienza in funzione di dmc , la portata in massa corretta in [kg/s] e wc , la velocità di rotazione corretta del compressore in [giri/min]. Tali tabelle potrebbero anche essere definite da un valore unico, accorgimento che verrà utilizzato per impostare un valore di rendimento costante per il compressore.

La *lookup table* per il rapporto di compressione è nel seguente formato:

w_{c1}	N_1	
	$dm_{c1,1}$	$Pr_{1,1}$
	$dm_{c1,2}$	$Pr_{1,2}$
	...	
	$dm_{c1,N1}$	$Pr_{1,N1}$
w_{c2}	N_2	
	$dm_{c2,1}$	$Pr_{2,1}$
	$dm_{c2,2}$	$Pr_{2,2}$
	...	
	$dm_{c2,N2}$	$Pr_{2,N2}$
...		
w_{cM}	N_M	
	$dm_{cM,1}$	$Pr_{M,1}$
	$dm_{cM,2}$	$Pr_{M,2}$
	...	
	$dm_{cM,NM}$	$Pr_{M,NM}$

In essa vengono fornite le curve di funzionamento determinate dalle coppie ordinate (dmc, pr). Prima di fornire ogni curva si definisce il numero di giri corretto relative ad essa (wc), nonché il numero di punti che saranno utilizzati per definirla (N).

Fuori dal range in cui è imposta la mappa, il software esegue delle operazioni per approssimare il funzionamento del compressore. In tali regioni operative le due seguenti similarità vengono utilizzate per calcolare le prestazioni della macchina:

$$p_{in,1} = p_{in,0} \left(\frac{\omega_1}{\omega_0} \right)^2$$

$$dm_1 = dm_0 \frac{\omega_1}{\omega_0}$$

La temperatura in uscita dal compressore sarà inoltre dedotta dalla seguente espressione:

$$T_{out} = T_{in} + \frac{T_{in}}{\eta_{is}} (\beta_c^{\gamma_s} - 1)$$

In cui:

- η_{is} è il rendimento isoentropico del compressore, che per valori di portata molto bassi viene impostato pari a 0,2.
- γ_s è il fattore calorifico isoentropico calcolato dalla gmgspiti utility function.

E infine la coppia del compressore viene calcolata dividendo la differenza tra i flussi di entalpia ai capi del componente, per il regime di rotazione espresso in [rad/s].

$$C = \frac{dm h_{in} + dm h_{out}}{\omega}$$

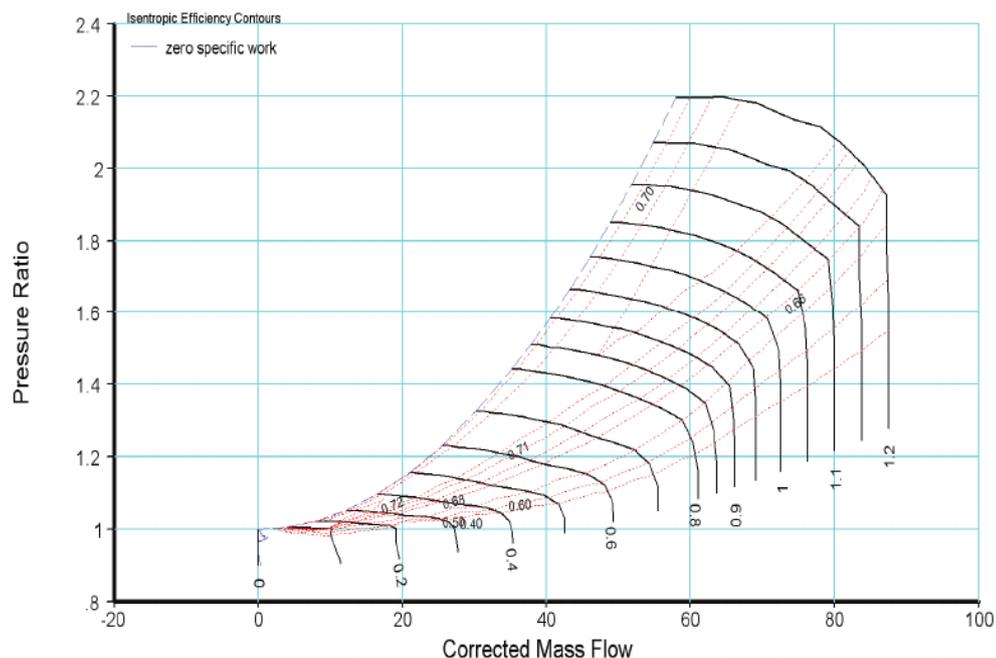
Se la velocità di rotazione del compressore fosse nulla, la coppia tenderebbe teoricamente all'infinito. Nella pratica la coppia per velocità di rotazione nulle è pari a zero e quindi anche nel modello la coppia converge a 0 utilizzando la *smooth utility function*. Questo procedimento viene eseguito per valori numerici bassi della velocità di rotazione del compressore, vale a dire velocità di rotazione inferiori a $\omega_0/1000$. All'interno di questo intervallo l'ipotesi del bilancio energetico non è più valida.

Il compressore dell'*Air Cycle Machine* viene modellato al fine di definire le corrette condizioni di funzionamento nei vari casi di test o durante le varie fasi della missione. Pertanto viene definita una mappa 3-dimensionale del compressore, ovvero che comprenda alcune curve di funzionamento al variare del numero di giri della macchina. Tali curve verranno interpolate linearmente dal *software* Amesim, al fine di completare l'intero range di funzionamento del compressore.

Per coerenza con i dati di riferimento, si è scelto di utilizzare un rendimento costante per il compressore dell'ACM dell'A320 e dell'ATR-42, mentre nel caso dell'E-ECS del velivolo ibrido-elettrico sono state definite le mappe di efficienza del compressore.

Per ottenere le mappe di funzionamento e di efficienza, è stata eseguita una ricerca in letteratura per ottenere dei valori di riferimento tipici del settore, da riadattare al fine di modellare correttamente le condizioni di funzionamento del sistema.

In particolare è stato scelto di utilizzare le mappe proposte dal *paper* [34], che si sono rivelate le più attinenti all'applicazione scelta rispetto alla disponibilità in letteratura.



45 Mappa del funzionamento del compressore [34]

Su tale grafico si può notare che sono presenti entrambe le mappe relative al compressore: in nero sono presenti le curve relative al funzionamento, quotate con il numero di giri corretto adimensionalizzato (quindi la curva denotata dalla cifra "1" è la curva di *design*); mentre in rosso sono presenti le curve iso-rendimento.

Il procedimento operativo per il riconoscimento parametrico del compressore dell'ACM è il seguente:

- Vengono impostati i dati del punto di design del compressore, partendo dalle pressioni e dalle temperature fornite dal manuale Liebherr [28]. Esso è preciso e specifico sulle temperature, mentre dà solo l'informazione che la pressione in uscita del compressore deve essere pari a 1,3

volte la pressione in ingresso alla CAU. Pertanto, i dati mancanti quali portata e rapporto di compressione vengono prelevati dai risultati statici ottenuti attraverso lo script *Matlab* elaborato in [29]. I dati di design sono quindi:

- $\beta_c = 1,3705$
- $\dot{m} = 1,102 \left[\frac{kg}{s}\right]$
- $n = 32500 [rpm]$

La portata e il numero di giri vengono corretti per ottenere dei valori coerenti con quanto descritto dalla mappa di funzionamento del compressore:

- $n_c = n \sqrt{\frac{T_{std}}{T_{in}}} = 29750 [rpm]$
- $\dot{m}_c = \dot{m} \sqrt{\frac{T_{in}}{T_{std}}} \sqrt{\frac{p_{std}}{p_{in}}} = 0.427 \left[\frac{kg}{s}\right]$

Vengono riportati nella seguente tabella i dati letti nelle diverse condizioni di funzionamento del compressore dell'ACM dell'A320.

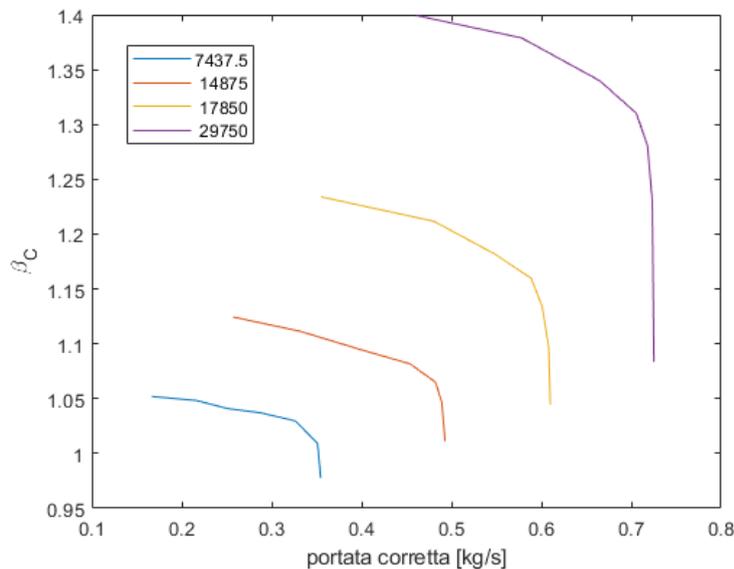
3 Condizioni dimensionanti per il compressore dell'ACM dell'A320

	CASO 1	CASO 2	CASO 3
$\beta_c [-]$	1,3705	1,2584	1,3294
$\dot{m} \left[\frac{kg}{s}\right]$	1,102	0,711	1,350
$n [rpm]$	32500	24500	26700

Si nota che la condizione dimensionante per il compressore dell'ACM risiede nel CASO 1 – *ground hot*. Ciò è dovuto al fatto che quando viene richiesta la massima capacità refrigerante della CAU, allora il rapporto di espansione della turbina dovrà essere massimo e con esso anche il relativo numero di giri; poiché la turbina è rigidamente collegata al compressore attraverso un albero di trasmissione, ciò si traduce nel fatto che il compressore sarà anch'esso nelle condizioni più gravose e quindi dimensionanti. Inoltre, quando il rapporto di espansione nella turbina sarà massimo, il compressore dovrà in ogni caso fornire una pressione sufficiente a mantenere la cabina del velivolo in una leggera sovrappressione rispetto all'ambiente esterno (per evitare l'ingresso incontrollato di sostanze dall'esterno e per mantenere pressurizzati i portelloni).

- A questo punto la mappa di funzionamento viene esportata per punti su un file *Matlab* e viene quindi scalata al fine di ottenere le curve di funzionamento necessarie alla descrizione operativa del componente. In particolare:

- La portata corretta e il numero di giri corretto vengono scalati proporzionalmente, quindi ottenendo un fattore moltiplicativo che assicura il passaggio tra mappa letta e mappa necessaria per il funzionamento del compressore nella CAU dell'A320;



46 Curve di funzionamento del compressore scelte per la CAU A320

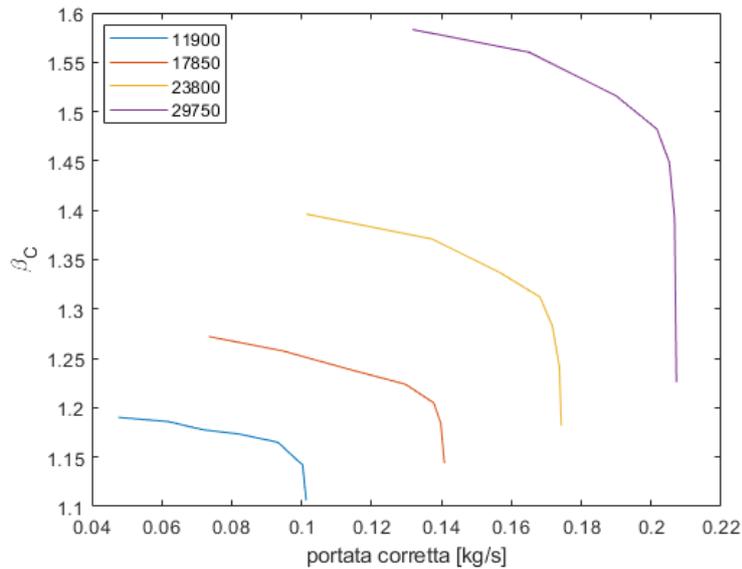
- Il rapporto di compressione viene scalato linearmente, imponendo che, quando il rapporto di compressione letto nella mappa in letteratura è 1, allora anche il rapporto di compressione della mappa del componente modellato su Amesim sarà unitario; inoltre al valore di design della mappa fornita, corrisponde il rapporto di compressione di design precedentemente calcolato.

$$\beta_{c,Amesim} - 1 = \frac{\beta_{c,Design,Amesim} - 1}{\beta_{c,Design,Read} - 1} * (\beta_{c,Read} - 1)$$

- Per coerenza viene mantenuto lo stesso fattore di scala per tutte le curve di funzionamento. In particolare vengono prese quattro curve equi spaziate tra il 40% del numero di giri di design e il 100% del numero di giri di design.
- Le mappe così ottenute per punti vengono quindi stampate sul terminale di Matlab, da cui vengono copiate nel file di input del compressore.

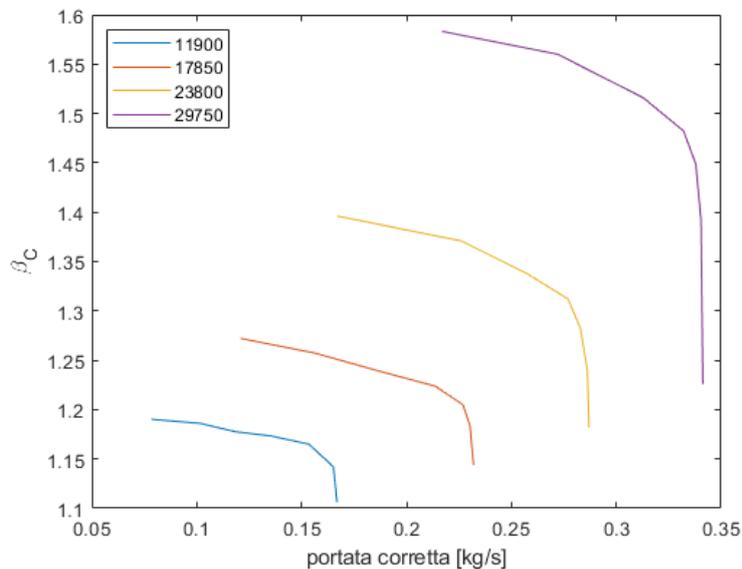
Tale procedimento porta alla mappa di funzionamento implementata nel modello Amesim dell'ACM.

Per passare dal compressore dell'A320 a quello dell'ATR con *retrofit* vengono scalati i valori di portate e rapporti di compressione in accordo con i risultati presi come riferimento nel caso dell'ATR-42.



47 Curve di funzionamento del compressore della CAU dell'ATR-42-500

Infine per passare dalla mappa del compressore dell'ACM dell'ATR alla controparte pensata per un velivolo ibrido-elettrico da 80 passeggeri, è necessario scalare le portate, come può essere meglio compreso nel capitolo 9.



48 Curve di funzionamento del compressore della CAU di HERA

6.5.2.3 Modello Amesim del compressore dedicato (EDC)

Per completare la modellazione dell'ECS nel caso di velivoli ibridi in cui venga adottata l'architettura *bleedless* per il sistema di controllo ambientale, è necessario considerare che non è presente una portata di aria spillata dal propulsore, ma è necessario prelevare aria atmosferica esterna e portarla alle corrette condizioni di ingresso per il funzionamento della CAU e dell'ECS in generale.

Per fare ciò si inserisce un compressore attivato da un motore elettrico a monte del blocco operativo (di cui fa parte la CAU) per modellare il sistema ECS *bleedless*. Per questo componente è stato utilizzato

come riferimento il blocchetto **ACECOMP02 - aircraft DC driven compressor** già presente su Amesim, che rappresenta il complesso di motore elettrico, compressore e sistema di controllo. Tale sistema di controllo è stato poi eliminato, in quanto non forniva alcun beneficio dal punto di vista della modellazione e risultava particolarmente difficile eseguirne un riscaldamento al variare dei parametri del compressore dedicato, del motore elettrico e della trasmissione.

Il compressore dedicato viene modellato nell'ambito dell'E-ECS dell'ATR-42 con propulsione ibrido-elettrica e nell'ambito dell'E-ECS per un velivolo regionale ibrido-elettrico con 80 occupanti.

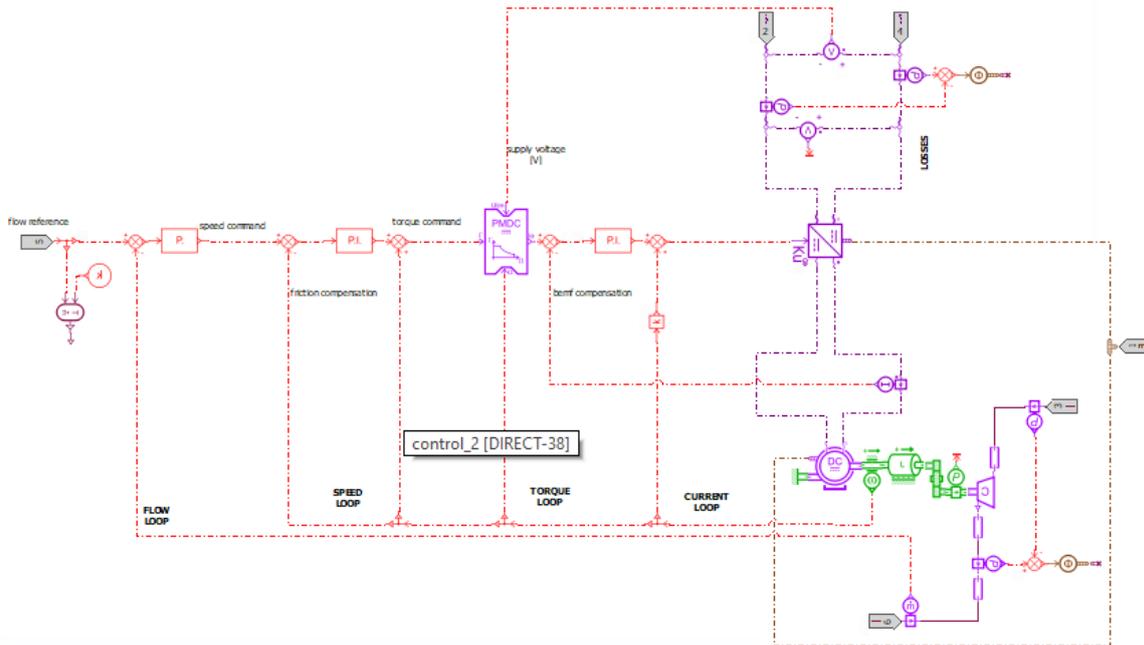
Il modello fisico e su Amesim del compressore dedicato è analogo al compressore dell'ACM, in questo caso varia la definizione della mappa di funzionamento, al fine di mantenere la compatibilità con il *supercomponent* già implementato nell'ambiente di programmazione.

Infatti il "super componente" comprende molti elementi già presenti su Amesim, il cui funzionamento può essere schematizzato nel seguente modo:

1. Partendo dalla tensione in ingresso, si inserisce un **convertitore DC/DC**, che può funzionare sia da innalzatore, che da riduttore di tensione, in base al funzionamento del sistema e alle leggi di controllo;
2. La tensione alimenta un **motore in corrente continua a magneti permanenti (PMDC motor)**;
3. Il motore elettrico è collegato a un **albero di trasmissione**, per il quale viene modellato l'attrito volvente;
4. L'albero è collegato a una coppia di ingranaggi che fornisce un **rapporto di riduzione** tra il regime di rotazione del motore e quello del compressore dedicato;
5. Il **compressore** dedicato è collegato all'uscita del riduttore di velocità;
6. Infine sono presenti degli anelli di **controllo e regolazione**, quali:
 - Un controllore proporzionale sulla portata;
 - Un controllore proporzionale-integrativo sulla velocità di rotazione;
 - Un regolatore di corrente, che funziona in base alla mappa del PMDC e che richiede in input la coppia prodotta dal motore;
 - Due controllori sulla corrente: l'uno puramente proporzionale per fornire un anello di controllo e l'altro proporzionale-integrativo per fornire la compensazione dell'attrito.

Viene quindi riportata un'immagine dello schema Amesim del modello del compressore dedicato e dei suoi circuiti di alimentazione e controllo.

Si precisa che il "super componente" implementato nell'*Aerospace Blockset* di Amesim è basato su un funzionamento pneumatico con aria secca, pertanto esso viene reso compatibile con il modello dell'ECS sostituendo i costituenti fluidici con i componenti adatti alle miscele di gas.



49 Modello amesim del supercomponente relativo all'EDC

Viene mantenuta la mappa di funzionamento del motore PMDC fornita da Amesim, non essendo a libera disposizione in letteratura mappe più dettagliate per tali macchine elettriche.

Si sceglie pertanto di usare una mappa bidimensionale per il compressore. In tale applicazione viene fornita la curva di funzionamento *on-design* del compressore e tutti i parametri ottenuti da tale mappa verranno scalati linearmente con il numero di giri per ottenere l'intero range di funzionamento del componente. Per il compressore dedicato viene scelto un regime di rotazione di *design* pari a $n = 23\,500$ [rpm].

In modo interessante, si può notare che le condizioni di design (quindi le più gravose) del compressore dedicato differiscono dalle condizioni dimensionanti del compressore dell'ACM. Infatti il compressore dell'ACM viene dimensionato per fornire il corretto salto di pressione per attivare la turbina nel caso in cui viene richiesto il massimo raffreddamento (ground,hot). Invece il compressore dedicato mosso per via elettrica presenta il fine di innalzare la pressione della *ram air* per fornire una pressione accettabile in cabina; facendo ciò esso innalzerà anche la temperatura dell'aria, fungendo quindi a tutti gli effetti da sorgente calda del sistema. Per questo motivo le condizioni dimensionanti del compressore dedicato sono le condizioni volo alla quota di **tangenza**.

Per l'EDC viene quindi usato il componente **GMCP01 – gas mixture compressor (R) using table $P_r = f(dmc)$** .

L'efficienza isoentropica del compressore viene posta pari a un valore costante.

Per il calcolo delle condizioni di funzionamento del compressore l'utente fornisce il rapporto di compressione al variare della portata corretta, al regime di rotazione di riferimento.

Tale input sarà fornito sotto forma di una tabella nel seguente formato:

dm_{c1}	Pr_1
dm_{c2}	Pr_2
dm_{c3}	Pr_3
...	
dm_{cn}	Pr_n

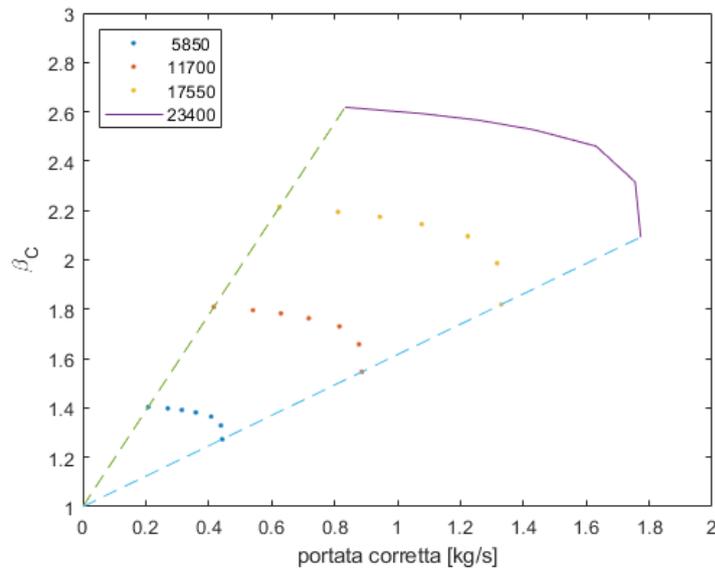
Le condizioni di funzionamento al variare del numero di giri vengono calcolate mediante le identiche relazioni già introdotte in precedenza:

$$p_{in,1} = p_{in,0} \left(\frac{\omega_1}{\omega_0} \right)^2$$

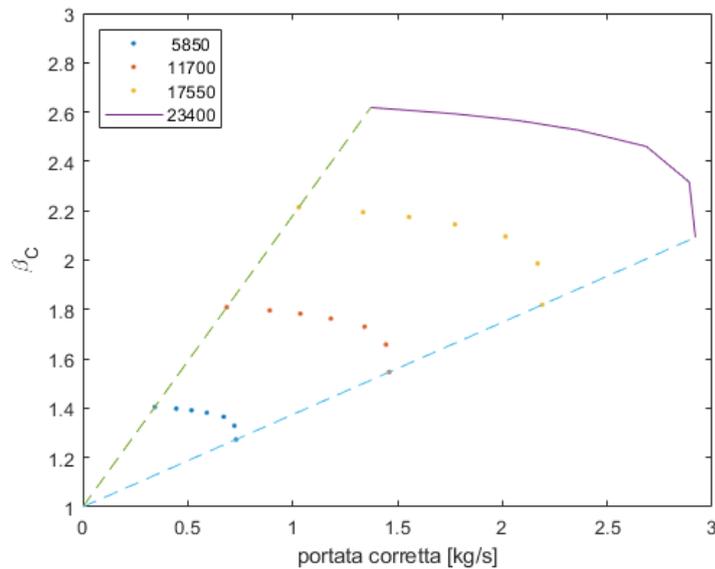
$$dm_1 = dm_0 \frac{\omega_1}{\omega_0}$$

$$T_{out} = T_{in} + \frac{T_{in}}{\eta_{is}} (\beta_c^{\gamma_s} - 1)$$

$$C = \frac{dm h_{in} + dm h_{out}}{\omega}$$



51 Mappa 1-D dell'EDC ATR



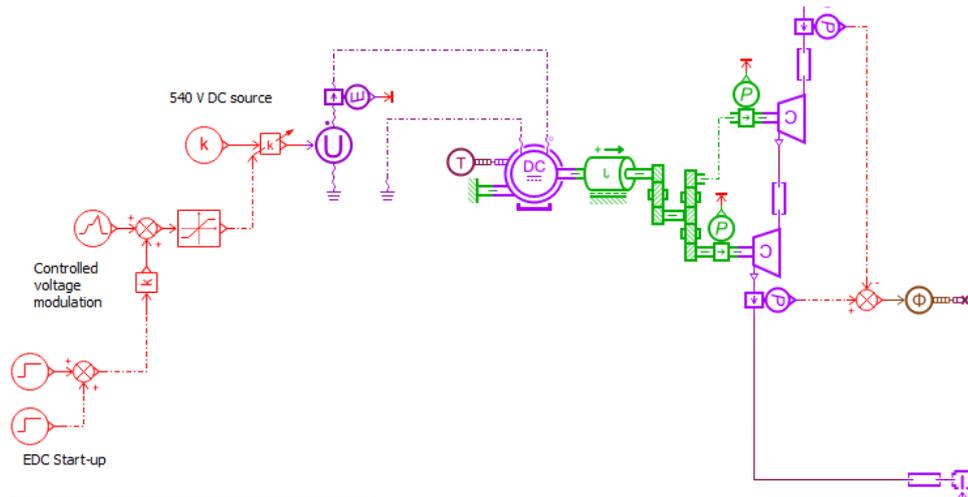
50 Mappa 1-D dell'EDC HERA

Infine, definite le mappe di compressore e motore elettrico, viene scelto un rapporto di compressione che ne garantisca un funzionamento armonizzato. Tale rapporto di trasmissione viene selezionato pari a $\tau = 1/4$.

Tale rapporto di trasmissione permette di raggiungere regimi di rotazione prossimi a quelli di design, per la velocità massima tipica dei motori PMDC, che si assesta tra i 6000 e i 7000 [rpm].

Per la necessità di avere rapporti di compressioni superiori a 2.5 viene scelta un'architettura a due stadi per il compressore radiale dell'EDC. Entrambi gli stadi del compressore sono attivati dallo stesso motore, attraverso una trasmissione che li fa ruotare alla stessa velocità.

Infine, poiché l'impostazione dei parametri della rete di controllo della PMDC risulta particolarmente ardua, soprattutto in seguito alla variazione dei parametri del motore elettrico, è stato scelto di eliminare la logica di controllo elettronica e di utilizzare un comando esterno per determinare il funzionamento dell'EDC.



52 Schema finale del modello dell'EDC accoppiato al PMDC

Tale scelta non limita la modellazione, né ne inficia la somiglianza con la realtà, ma anzi costituisce un'opportunità per conoscere meglio il funzionamento delle macchine PMDC, soprattutto qualora appaite a compressori.

6.5.3 Turbina

Le turbine sono anch'esse macchine fluidodinamiche, ma hanno il fine di abbassare temperatura e pressione del flusso uscente rispetto al flusso entrante. L'energia interna del fluido pertanto diminuirà e la differenza di essa verrà trasformata in lavoro meccanico.

6.5.3.1 Leggi fisiche

La potenza all'albero fornita dalla turbina può essere definita dalla seguente formula:

$$P_t = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \eta_t = \dot{m} c_p T_{in} \left(1 - \frac{1}{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \eta_T$$

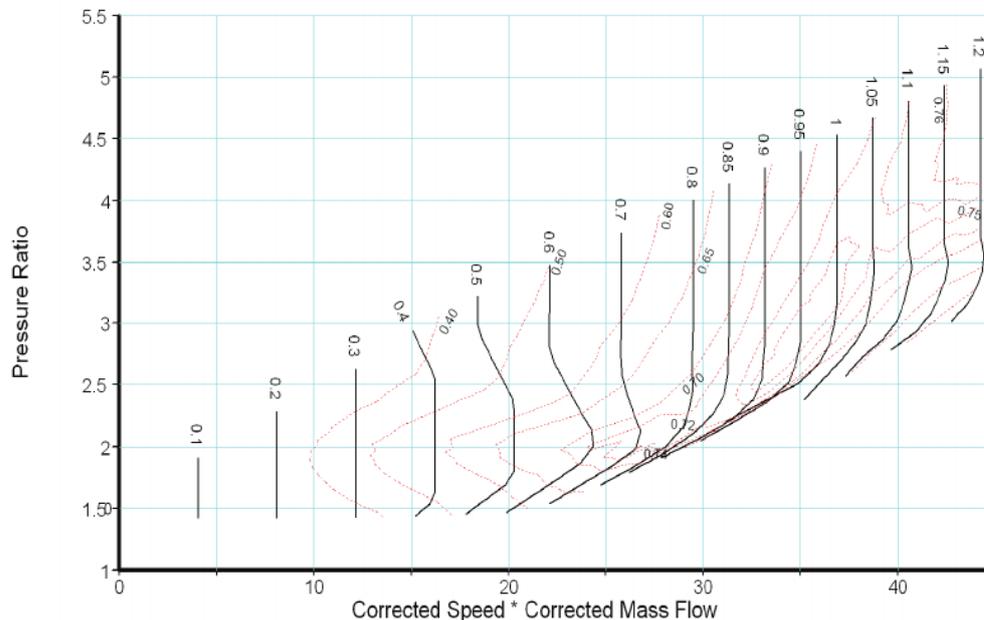
Tale formula ha validità generale, mentre per entrare nel dettaglio del regime di funzionamento della macchina sarà necessario definirne le curve di funzionamento.

6.5.3.2 Modellazione su Amesim della turbina dell'ACM

La turbina, analogamente al compressore, viene modellata per rappresentare le condizioni di funzionamento on-design e in regolazione dell'ACM.

Anche per la turbina viene definita una mappa tridimensionale, in cui per ogni curva di funzionamento viene definito il rapporto di espansione in funzione della portata corretta e sono presenti più curve di funzionamento al variare del numero di giri corretto.

Per coerenza con i dati di riferimento, si è scelto di utilizzare un rendimento costante per la turbina dell'ACM dell'A320 e dell'ATR-42. Invece nel caso dell'E-ECS del velivolo regionale ibrido-elettrico sono state definite le mappe di efficienza della stessa.



I passaggi per importare la mappa scalata nel file di lettura del software Amesim sono analoghi a quelli svolti per il compressore. Si riportano quindi i dati di riferimento utilizzati per riscaldare la mappa della turbina:

- $\beta_t = 2,27$
- $\dot{m} = 1,084 \left[\frac{kg}{s} \right]$
- $n = 32500 \text{ [rpm]}$

La portata e il numero di giri vengono corretti per ottenere dei valori coerenti con quanto descritto dalla mappa di funzionamento del compressore:

- $\dot{m}_c = \dot{m} \sqrt{\frac{T_{in}}{T_{std}}} \sqrt{\frac{p_{std}}{p_{in}}} = 3,591 \left[\frac{kg}{s} \right]$
- $n_c = n \sqrt{\frac{T_{std}}{T_{in}}} = 31100 \text{ [rpm]}$

Per passare dalla turbina dell'A320 a quella dell'ATR-42 vengono scalati i valori di portate e rapporti di espansione in accordo con i risultati presi come riferimento nel caso dell'ATR-42. Successivamente viene svolto lo stesso procedimento per il velivolo regionale ibrido elettrico da 80 posti, scalando la portata corretta ottenuta per l'ATR.

Si nota che la portata di design della turbina è leggermente inferiore alla portata del compressore, in quanto la differenza è dovuta alla frazione umida dell'aria che viene separata dal flusso grazie all'evaporatore.

La turbina dell'ACM implementata nei casi studio viene modellata in Amesim attraverso il modello **GMTB001 – gas mixture turbine (R) with table dmc = f(Pr, wc)**.

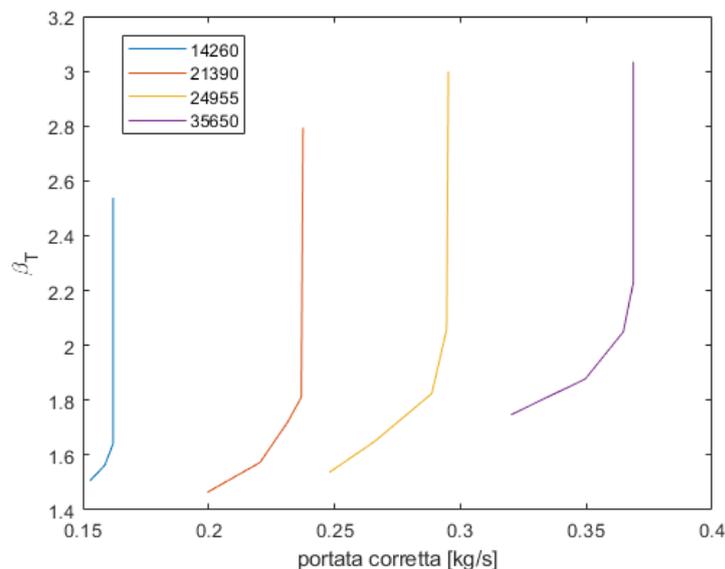
L'utente deve fornire due *lookup table* multi-1D spline per le caratteristiche di rapporto di compressione ed efficienza in funzione di Pr , il rapporto di espansione, e wc , la velocità di rotazione corretta della

turbina N in [giri/min]. Tali tabelle potrebbero anche essere definite da un valore unico, accorgimento che verrà utilizzato per impostare un valore di rendimento costante per la turbina.

La *lookup table* la portata in funzione del rapporto di espansione è nel seguente formato:

```
# Table format: T1D
  wc1  N1
    Pr1,1 dmc1,1
    Pr1,2 dmc1,2
    ...   ...
    ...   ...
    Pr1,N1 dmc1,N1
  wc2  N2
    Pr2,1 dmc2,1
    Pr2,2 dmc2,2
    ...   ...
    ...   ...
    Pr2,N2 dmc2,N2
  .
  .
  .
  wcM  NM
    PrM,1 dmcM,1
    PrM,2 dmcM,2
    ...   ...
    ...   ...
    PrM,NM dmcM,NM
```

Si nota che in questo caso la mappa viene fornita in formato diverso rispetto a quella del compressore, tale fatto è imputabile alla modellazione eseguita su Amesim per la turbina, che fonda il suo funzionamento su un modello resistivo e quindi ha come base funzionale un orificio di Barrè – Saint Venant.



53 Mappa della turbina dell'ACM dell'A320

Le grandezze influenzate dal funzionamento della turbina vengono calcolate come indicato dalle seguenti formule:

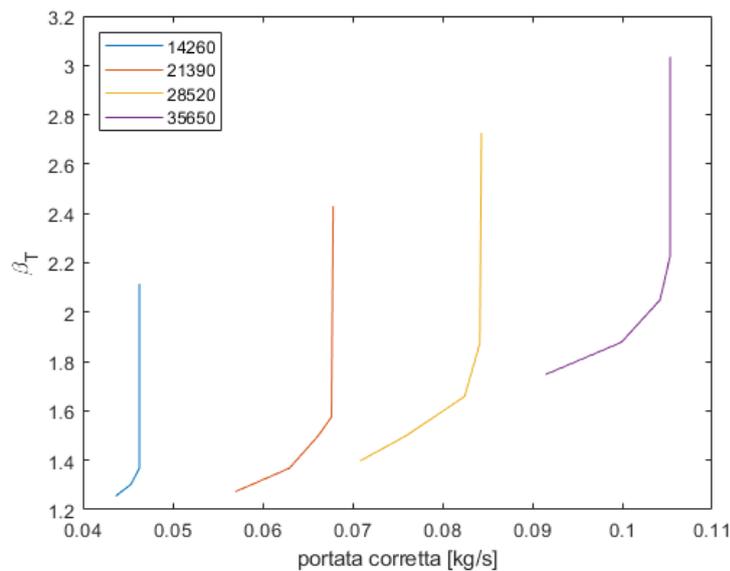
$$T_{out} = T_{in} + T_{in}\eta_{is}(1 - \beta_t^{\gamma_s-1})$$

$$C = \frac{dm h_{in} + dm h_{out}}{\omega}$$

Nell'applicazione di tali formule, ogni valore di rendimento inferiore a 0,1 viene plafonato al valore limite inferiore di 0,1.

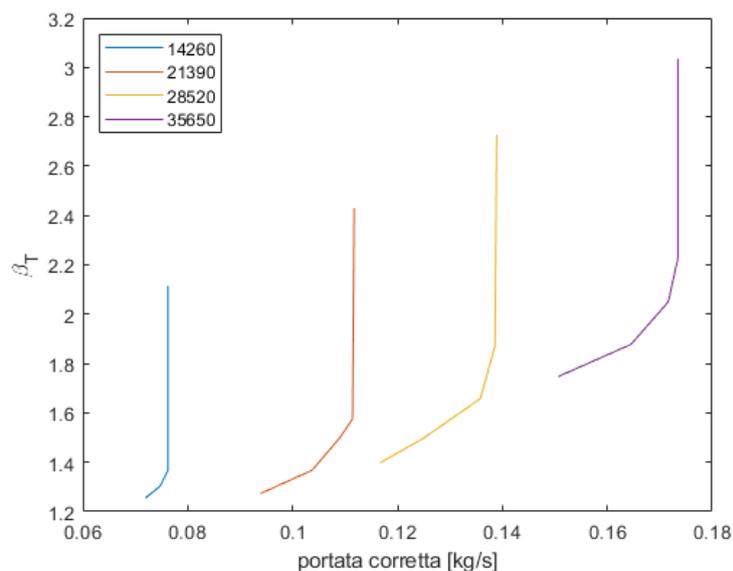
Qualora il rapporto di espansione fosse inferiore all'unità, la turbina funzionerebbe in contro flusso (*backflow*). In tali condizioni di funzionamento per il calcolo della coppia all'albero viene utilizzato un valore di rendimento pari a 0,2.

Per ottenere la mappa della turbina della CAU dell'ATR si scalano portate e rapporti di espansione, come già eseguito in precedenza.



54 Mappa per la turbina dell'ACM dell'ATR-42-500

Per ottenere la mappa della turbina della CAU per HERA, si scalano le portate rispetto all'omologa dell'ATR, il procedimento è spiegato più nel dettaglio nel capitolo 9.



55 Mappa per la turbina dell'ACM di HERA

6.5.4 Fan

Per il fan, che viene anch'esso attivato da un motore elettrico, viene utilizzato un procedimento del tutto simile a quello implementato per l'EDC, a causa della somiglianza tra gli effetti dei due componenti.

6.5.4.1 Leggi Fisiche

Dal punto di vista fisico, il fan presenta lo stesso comportamento di un compressore. Quindi, fintanto che non si analizzi troppo nel dettaglio il funzionamento (come si farà per esempio nella modellazione), l'equazione governativa può essere mantenuta la medesima:

$$P_{fan} [W] = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \frac{1}{\eta_c} = \dot{m} c_p T_{in} \left(\beta_{fan}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c}$$

6.5.4.2 Modellazione su Amesim dell'Fan per l'E-ECS

La modellazione del fan si discosta da quella utilizzata per il compressore, a causa delle diverse finalità per cui vengono usati questi componenti: il compressore viene utilizzato per aumentare temperatura e pressione di un fluido, mentre il fan viene tipicamente impiegato per fornire la differenza di pressione strettamente necessaria per muovere il fluido e garantirne quindi una portata costante.

Pertanto il modello del fan è fondamentalmente diverso, infatti esso si basa sugli invarianti di Rateau per calcolare le prestazioni del fan.

La modellazione su Amesim avviene tramite il componente **GMFAN01 – gas mixture fan (R)**. Esso si basa sulla conoscenza della portata volumica [m^3/s] e dell'efficienza per valutarne le prestazioni.

Anche in questo caso viene fornita un'unica curva di funzionamento a un regime di rotazione di riferimento, da cui il software è in grado di modellizzare il comportamento del fan nell'intero intervallo operativo.

La tabella in input assegna un legame tra la variazione di pressione attraverso il fan [bar] e la portata volumica [m^3/s] e viene fornita nel seguente formato:

```
# Table format: 1D
      dp_ref 1      Qv_ref 1
      dp_ref 2      Qv_ref 2
      ...
      dp_ref n      Qv_ref n
```

L'efficienza viene nuovamente mantenuta costante.

Dalla differenza di pressione alle porte Δp , viene calcolata una differenza di pressione di riferimento utilizzando la seguente relazione:

$$\Delta p_{ref} = \Delta p \frac{\rho_{ref} \omega_{ref}^2 r_{ref}^2}{\rho \omega^2 r^2}$$

Questa relazione viene a sua volta ottenuta dall'invariante di pressione di Rateau:

$$\mu = \frac{\Delta p}{\rho \omega^2 r^2} = \frac{\Delta p_{ref}}{\rho_{ref} \omega_{ref}^2 r_{ref}^2}$$

Una volta determinato il salto di pressione di riferimento, viene determinata la portata volumetrica di riferimento in base alla tabella impostata dall'utente.

A questo punto è possibile definire l'invariante di flusso di Rateau:

$$\delta = \frac{q_v}{\omega r^3} = \frac{q_{v,ref}}{\omega_{ref} r_{ref}^3}$$

Impostato questo invariante e conosciuti i dati di riferimento, è possibile calcolare la portata volumica.

$$q_v = \frac{\omega r^3}{\omega_{ref} r_{ref}^3} q_{v,ref}$$

Risulta sufficiente moltiplicare per la densità per ottenere la portata in massa.

Per calcolare le caratteristiche del flusso a valle, conosciuta l'efficienza isoentropica del fan, si può definire prima di tutto la temperatura a valle:

$$T_{out} = T_{in} + \frac{T_{in}}{\eta_{is}} (\beta_{fan}^{1-\gamma_s} - 1)$$

Partendo dalla variazione di temperatura, è possibile calcolare la variazione di entalpia del gas:

$$\Delta H = c_p (T_{out} - T_{in})$$

Da cui si calcolano la potenza meccanica e la coppia richieste per l'attivazione del fan:

$$P_{m,fan} = \frac{\dot{m} \Delta H}{\eta_{ref}}; \quad C = \frac{P_{m,fan}}{\omega}$$

Se la velocità di rotazione è nulla, il fan viene modellato come un orifizio di area pari a quelle impostata come parametro *outlet equivalent area*.

6.5.5 Evaporatore

Poiché le ACM modellate sono entrambe di tipo *sub-freezing*, si antepone un evaporatore alla turbina. La sua presenza si reputa necessaria in un sistema *sub-freezing* per ridurre l'umidità nell'aria e quindi per scongiurare la possibilità di formazione di ghiaccio nelle palettature della turbina durante l'espansione. L'evaporatore ha un funzionamento associato allo scambiatore-condensatore (CHX). Infatti il condensatore abbassando la temperatura dell'aria umida favorisce la condensazione dell'acqua, che potrà essere eliminata dal fluido operativo attraverso l'evaporatore e dispersa nel flusso secondario di aria atmosferica in uscita dal lato freddo degli scambiatori (PHX e SHX). Data la poca significatività del flusso di acqua che viene reimpresso nel flusso secondario, per ridurre il costo computazionale e la complessità del modello tale emissione viene modellata come diretta verso un pozzo di liquido, posto alla stessa temperatura dell'aria esterna.

6.5.5.1 Leggi fisiche

Per il modello funzionale **MADRY001**, descritto più in dettaglio nel paragrafo seguente nel funzionamento come deumidificatore e quindi come estrattore di acqua, si presentano delle particolari condizioni che permettono la modellazione dal punto di vista fisico attraverso i seguenti passaggi.

Se l'umidità in ingresso è minore dell'umidità target, non viene rimossa nessuna parte della specie condensata e l'evaporatore funge come elemento di perdita di pressione. In caso contrario, ovvero quando l'umidità in ingresso è maggiore dell'umidità target una parte della specie condensata viene rimossa al fine di fornire un'umidità all'uscita pari all'umidità target.

La portata di aria rimossa viene espressa dalla seguente espressione:

$$\dot{m}_{rimossa} = \dot{m}_{in} \left(\frac{ah_{in}}{1 + ah_{in}} - \frac{ah_{target}}{1 + ah_{target}} \right) (1 + ah_{target})$$

In cui con "ah" si indica l'umidità assoluta.

Nel caso di deumidificazione dell'aria, la portata calcolata mediante tale formula sarà sempre positiva, o nulla nel caso in cui l'umidità in ingresso sia inferiore all'umidità target.

Risulta quindi possibile calcolare la portata in uscita dall'evaporatore:

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{rimossa}$$

La temperatura in uscita sarà uguale alla temperatura in ingresso e l'umidità pari all'umidità target.

Per il modello ampliato **MADRY010**, il funzionamento del componente non si basa su equazioni fisiche, bensì sulle tabelle o sulle espressioni definite dall'utente. Nuovamente, la temperatura viene mantenuta costante tra i capi del componente.

6.5.5.2 Modelli Amesim dell'evaporatore

Per modellare su Amesim l'evaporatore della CAU dell'A320 viene utilizzato il modello **MADRY001**. Esso può operare da deumidificatore funzionale o deumidificatore/umidificatore con doppia funzione.

Poiché viene utilizzato un sottomodello funzionale per l'evaporatore, esso permette di imporre le condizioni dell'aria in uscita e di rispettare la continuità della portata. Pertanto la conservazione dell'energia non è strettamente assicurata in tutte le condizioni di funzionamento.

La portata in ingresso viene calcolata utilizzando la *utility function* gmrcqfix.

Il salto di pressione tra i capi dell'evaporatore viene calcolata utilizzando la *utility function* gmrcqfix, in relazione ai parametri di coefficiente di flusso (Cq) e area dell'orifizio.

Per modellare l'evaporatore nei casi degli E-ECS viene utilizzato il modello **MADRY010**. Tale componente non viene più definito funzionale, grazie alle sue più ampie caratteristiche operative. L'obiettivo di tale componente è di rimuovere parte del vapore acqueo in ingresso, trasformarlo in acqua allo stato liquido e separarlo dal flusso di aria umida, abbassando quindi l'umidità di quest'ultima. Questo componente può funzionare solo da deumidificatore.

In questo caso l'utente deve fornire due espressioni o *lookup table* per definire:

- La portata in funzione del salto di pressione e in funzione dell'umidità in ingresso;
- L'efficienza del *dryer* come funzione del salto di pressione e in funzione dell'umidità in ingresso.

Qualora le tabelle o le espressioni forniscano un valore negativo, esso verrebbe saturato a 0.

La definizione dell'umidità viene lasciata in scelta all'utente. In questo caso viene utilizzata l'umidità specifica.

Va inoltre fornita la *equivalent cross-sectional area* e il *flow coefficient* per definire il funzionamento in controflusso.

6.5.6 Modelli per le tubazioni

I tubi vengono considerati in questo caso dei connettori tra i componenti, pertanto i relativi sottomodelli vengono impostati come ultimo passaggio della definizione dei *submodel* al fine di garantire la compatibilità tra tutti i componenti. Ciò non significa che l'effetto dei tubi sia nullo, infatti essi possono causare uno o più dei seguenti effetti:

- Attrito (friction – R)
- Pressione (pressure state – C)
- Inerzia (Inertia – I)

Si nota quindi che per i tubi viene usata una modellazione in analogia con l'elettrotecnica.

Si passa ora a definire i sottomodelli utilizzati nello svolgimento della modellazione.

- GMP010 – *pipe with friction and optional inertia (R)/(R-I)*

Come in tutti i componenti di tipo *gas mixture - R*, le *utility function* gmr e gmir gestiscono la direzione del flusso.

Pressione in [Pa], temperatura in [K] e indice del nodo [thpnull] sono input su entrambe le porte e portata di massa in [g/s], portata entalpica in [J/s] e indice del nodo [thpnull] sono i valori in uscita calcolati su entrambe le porte.

L'attrito del tubo viene preso in considerazione utilizzando un fattore di attrito basato sul numero di Reynolds e sulla rugosità relativa.

I fenomeni di inerzia e di attrito vengono presi in considerazione sulla stessa variabile di stato.

Nella modellazione, viene scelto di utilizzare questo componente con il solo effetto resistivo.

- GMP011 – *pipe with friction and pressure state (R-C)*

Questo sottomodello viene utilizzato per simulare un tubo di miscela di gas con stato di attrito e pressione.

Le equazioni applicate per l'utilizzo del sottomodello valgono quando il numero di Mach è basso, cioè $V < 0.3 * c$.

La pressione [Pa] e la temperatura [K] sono variabili di stato alla porta 1 e vengono calcolate utilizzando le portate effettive [g/s] alla porta 1 e alla porta 2.

La portata in massa [g/s] alla porta 2 viene calcolata in base al fattore di attrito e alla caduta di pressione tra la pressione [Pa] nella camera alla porta 1 e la pressione di ingresso [Pa] alla porta 2.

Come in tutti i componenti di tipo *gas mixture - R*, le *utility function* gmr gestiscono la direzione del flusso.

L'attrito del tubo viene preso in considerazione utilizzando un fattore di attrito basato sul numero di Reynolds e sulla rugosità relativa.

- GMP012 – *pipe with friction and pressure state (C-R)*

Il modello GMCP012 viene utilizzato analogamente al GMCP011, ma con componenti dalle direzioni invertite.

La pressione [Pa] e la temperatura [K] sono variabili di stato alla porta 1 e vengono calcolate utilizzando le portate effettive [g/s] alla porta 1 e alla porta 2.

La portata in massa [g/s] alla porta 2 viene calcolata in base al fattore di attrito e alla caduta di pressione tra la pressione [Pa] nella camera alla porta 1 e la pressione di ingresso [Pa] alla porta 2.

Come in tutti i componenti di tipo *gas mixture - R*, le *utility function* gmr gestiscono la direzione del flusso.

L'attrito del tubo viene preso in considerazione utilizzando un fattore di attrito basato sul numero di Reynolds e sulla relativa rugosità.

- GMP013 – *pipe with pressure state (C)*

Ciascuna porta riceve come input la portata massica [g/s] e la portata entalpica [J/s]. La pressione [Pa] e la temperatura [K] nella camera sono variabili di stato e vengono calcolate utilizzando le portate di massa effettive [g/s] dalla porta 1 e dalla porta 2.

L'attrito del fluido nel tubo non viene preso in considerazione.

Nel modello della CAU dell'A320 vengono anche utilizzati tubi specifici per l'aria umida (**MAP000**), che comprendono il fenomeno dello scambio termico, oltre a attrito, inerzia e stato di pressione.

Lo scambio termico viene calcolato combinando gli scambi termici radiativi e convettivi tra la miscela di gas e la parete del tubo.

L'utilizzo di tali dati aggiuntivi non fornisce una visibile miglioria nella modellazione, ma aumenta di molto il costo computazionale della simulazione, pertanto nei successivi modelli di ECS tale modello di tubo per aria umida non viene utilizzato, in favore dei sotto-modelli elencati precedentemente.

6.5.7 Modello delle valvole

Viene valutato di modellare le valvole attraverso un modello di valvola a saracinesca. Tale scelta viene effettuata poiché la modellazione delle valvole a farfalla richiede approfondite conoscenze fluidodinamiche relative al flusso in funzione dell'angolo di apertura della valvola e della velocità del fluido che la attraversa. Pertanto viene utilizzato il modello di valvola a saracinesca per la sua intrinseca semplicità di modellazione.

Come negli altri componenti, la *utility function* gmr viene utilizzata per gestire la direzione del flusso.

Le variabili che vengono calcolate alle porte fluidiche sono: pressione, temperatura, portata e flusso di entalpia.

L'alzata della valvola viene fornita tramite una porta di segnale e viene considerata espressa in [mm].

L'utente fornisce:

- Una *lookup table* o un'espressione per definire il coefficiente di flusso in funzione dell'alzata della valvola;
- I diametri di valvola e del *gate* o una *lookup table* o un'espressione per definire la *cross-sectional area* in funzione dell'alzata della valvola.

Se il coefficiente di flusso è negativo, viene automaticamente saturato a 0.

Per considerazioni geometriche, e per la convenzione del sistema di riferimento utilizzato per definire il sollevamento della valvola, si ha che:

$$0 < x_{lift} < D_{valve}$$

La portata viene calcolata all'uscita e viene definita attraverso la seguente formula:

$$\dot{m} = AC_q C_m \frac{P_{in}}{\sqrt{T_{in}}}$$

In cui:

- A è l'area di passaggio del flusso [m²]
- C_q è il coefficiente di flusso [-]
- C_m è il parametro di portata in massa [(kg*K/J)^{1/2}]

La portata viene considerata positiva se è uscente dalla porta di uscita, cioè quella numerata con l'indice 2 su Amesim.

Il coefficiente C_m dipende dal salto di pressione presente ai capi della valvola. Infatti, al di sopra di un rapporto di pressione il flusso passa a un regime sonico, cambiando le caratteristiche di risposta della valvola.

Tale rapporto di pressione critico è pari a: $\beta_{cr} = \left(\frac{2\gamma}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{1-\gamma}}$. Quando il rapporto di pressione $\frac{p_{out}}{p_{in}} = \beta$ è superiore al valore critico, il flusso è subsonico e C_m dipende dal rapporto di pressione e dalle caratteristiche del fluido.

Viceversa, nel caso sonico in cui $\beta < \beta_{cr}$ il flusso è sonico al *gate*, il parametro di portata è costante e la portata dipende solo dalla temperatura in ingresso alla valvola.

6.5.8 Modello per le macchine elettriche (PMDC)

Nel modello Amesim le macchine elettriche vengono utilizzate per attivare compressori dedicati e fan nei sistemi con architetture *two-wheel bootstrap* elettrificate.

L'architettura di motore elettrico in corrente continua a magneti permanenti viene scelta per la sua inerente semplicità di modellazione, a discapito di una più fedele rappresentazione del comportamento reale del componente a bordo del velivolo.

6.5.8.1 Leggi fisiche

Per quanto riguarda le leggi fisiche delle macchine PMDC viene utilizzato un modello lineare a parametri concentrati. Tali parametri saranno la resistenza interna (R_{a0}) e la costante tensione-velocità (k_t). Viene trascurata la dipendenza dei parametri dalla temperatura.

Attraverso questi parametri è possibile definire i valori di funzionamento del motore.

La coppia prodotta dal motore può essere espressa dalla seguente equazione:

$$C = k_t * i_a$$

in cui i_a è la corrente che scorre attraverso il motore.

La forza contro-elettromotrice, ovvero la tensione dovuta unicamente alla rotazione libera del rotore, viene calcolata come segue:

$$f_{cem} = k_t * \omega$$

dove ω è la velocità angolare relativa tra rotore e statore, espressa in [rad/s].

Per esprimere la tensione ai capi del motore, si utilizza il principio di sovrapposizione degli effetti che permette di esprimerla come sommatoria tra tensione dovuta alla corrente attraverso la resistenza interna (sfruttando la legge di Ohm) e tensione dovuta alla forza contro-elettromotrice.

$$i_a = \frac{C}{k_t}$$

$$V_{ohm} = i_a * R_a = \frac{C}{k_t} R_a$$

$$V_a = V_{ohm} + f_{cem} = \frac{C}{k_t} R_a + k_t * \omega$$

6.5.8.2 Modello Amesim

Il modello Amesim ricalca in modo fedele le formule elettrotecniche lineari precedentemente elencate. Viene posta particolare attenzione al dimensionamento del motore elettrico PMDC nei due diversi casi: attuazione dell'EDC e attuazione del fan.

La costante tensione-velocità k_t viene scelta in base alla tensione massima ai capi del motore, che equivale alla tensione di 540 V del bus DC, e al massimo regime di rotazione del motore elettrico a vuoto, che in queste applicazioni solitamente non supera 8000 [rpm].

$$\text{Pertanto } k_t = \frac{U_{MAX}}{\omega} = \frac{540[V]}{8000 \cdot \frac{\pi}{30} [\frac{rad}{s}]} = 0.644578 [V * s / rad].$$

Si cerca allora un legame tra la resistenza e alcuni parametri di funzionamento della macchina operatrice a cui sarà collegato il motore elettrico. In particolare, poiché nelle formule viene già esplicitata la coppia, si utilizzerà la coppia massima necessaria nelle condizioni di design del compressore o del fan per determinare la resistenza interna massima attraverso una formula inversa.

$$R_a = \frac{k_t U_{MAX} - k_t^2 \omega_x}{C_{MAX}}$$

in cui:

- C_{MAX} è la coppia massima richiesta dall'utilizzatore, ovvero la coppia richiesta in condizioni di design, moltiplicata per il rapporto di trasmissione;
- ω_x è la massima velocità angolare per cui al motore viene richiesta la coppia massima, essa equivale quindi alla velocità di design del compressore dedicato divisa per il rapporto di trasmissione.

Note le condizioni di funzionamento dei compressori e del fan è quindi possibile determinare un valore numerico dimensionante per il valore della resistenza interna.

Nel caso dell'EDC dell'ATR-42, $\tau = 4$:

- $C_{MAX} \cong 7 [Nm] * \tau = 28 [Nm]$
- $\omega_x = \frac{24000 [rpm]}{\tau} = 6000 [rpm]$

E quindi si calcola $R_{a,MAX} = 21.75 \Omega$.

A seguito del procedimento operativo della modellazione su Amesim si utilizzeranno i seguenti valori per il motore elettrico del compressore dedicato dell'ATR-42:

- $R_{a,0} = 0.77694 \Omega$
- $k_{t,0} = \frac{540}{8000 \cdot \frac{\pi}{30}} = 0.64458 V * \frac{s}{rad}$

Nel caso del fan dell'ATR-42:

- $R_{a,0} = 2.30300 \Omega$
- $k_{t,0} = \frac{540}{2000 \cdot \frac{\pi}{30}} = 2.57831 V * \frac{s}{rad}$

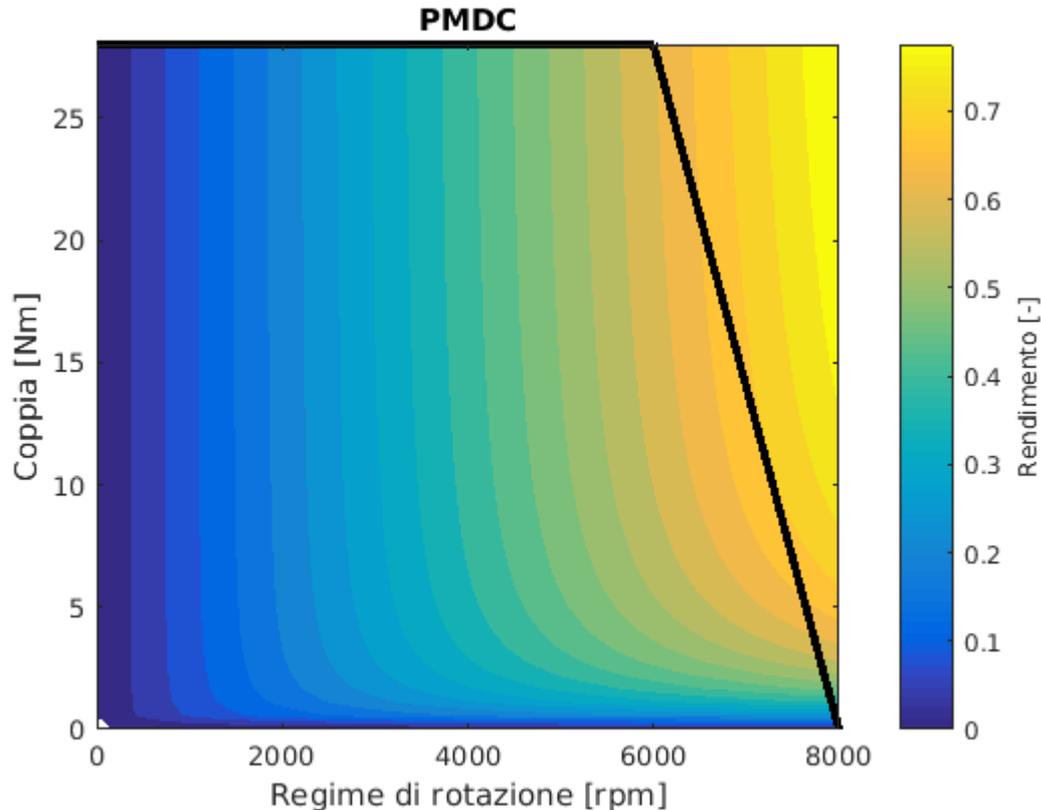
Si ripete il medesimo procedimento per le macchine elettriche presenti nell'E-ECS HERA.

Per il motore elettrico del compressore dedicato si ottiene:

- $R_{a,0} = 0.57284 \Omega$
- $k_{t,0} = \frac{540}{8000 \cdot \frac{\pi}{30}} = 0.64458 V * \frac{s}{rad}$

Per il motore elettrico che muove il fan si ricava:

- $R_{a,0} = 0.84900 \Omega$
- $k_{t,0} = \frac{540}{2000 \cdot \frac{\pi}{30}} = 2.57831 V * \frac{s}{rad}$



56 Mappa tipica di una macchina elettrica PMDC

6.5.9 Modello dell'albero

L'albero prevede un modello relativamente semplice dal punto di vista fisico, infatti non viene considerata l'elasticità che si manifesta come torsione dell'albero stesso. Vengono invece modellati l'inerzia e l'attrito, su cui si procede più nel dettaglio.

L'attrito all'albero viene modellato al fine di rappresentare il relativo rendimento meccanico.

Il modello utilizzato da Amesim per modellare l'attrito è un modello superviscoso lineare, con l'aggiunta della discontinuità dovuta al coefficiente di attrito statico.

In generale il rendimento all'albero delle ACM viene imposto prossimo al 99%, poiché grazie alla tecnologia a cuscinetto d'aria utilizzata per tali applicazioni si riescono facilmente a raggiungere rendimenti superiori al 95%. Per gli alberi dedicati alle macchine elettriche vengono invece impostati i parametri in modo che garantiscano un rendimento del 95% alla velocità di rotazione di design.

L'attrito all'albero è funzione dei seguenti parametri:

- Coppia di strizione (massima forza di attrito statico) [Nm]
- Coppia di attrito Newtoniano [Nm]
- Coefficiente di attrito viscoso [Nm/(rpm)]
- Eventuale coefficiente di *windage* [Nm/(rpm)²]

Tutte le quantità elencate devono essere positive.

La coppia di attrito newtoniano è la coppia misurata all'istante del moto incipiente dell'albero. Essa deve essere in ogni caso inferiore alla coppia di strizione.

A regimi di rotazione diversi dal valore nullo il moto dell'albero viene rappresentato quindi dalla seguente formula:

$$J * \frac{d\omega}{dt} = T_{free} - T_{visc}$$

La *utility function* rinert viene utilizzata per includere la coppia di attrito e determinare l'accelerazione angolare.

6.5.10 Camere di condensazione

Nel modello degli ECS vengono utilizzate camere di condensazione a valle dei componenti in cui avvengono ingenti raffreddamenti o in cui viene variata l'umidità dell'aria.

Questo è un sottomodello di camera di miscelazione di gas con dinamica di volume e pressione variabile.

La portata massica [g/s], la portata entalpica [J/s], l'indice della camera, la derivata del volume [L/min] e il volume [cm³] sono input su ciascuna porta pneumatica; pressione [Pa], temperatura [K] e indice della camera vengono restituiti come output.

Il bilancio per ciascuna si riferisce al volume a monte e permette di accedere alla concentrazione della portata della miscela.

6.5.11 Flusso secondario

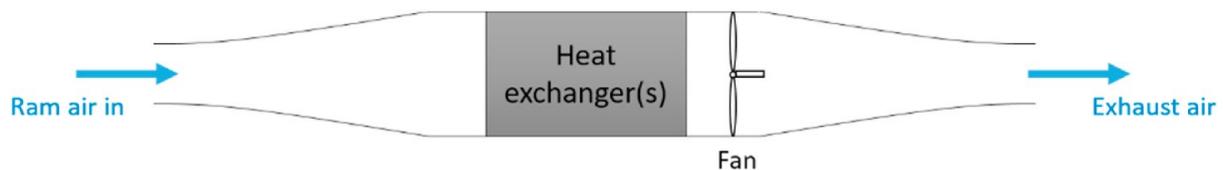
Si implementa a questo punto l'apporto della *ram air*, che viene utilizzata come pozzo di calore nello scambiatore. Si inserisce quindi la seconda metà dello scambiatore secondario, al fine di definirne le caratteristiche dinamiche durante il profilo di missione.

I parametri scelti per il flusso secondario in ogni scenario di modellazione verranno elencati volta per volta, poiché dipendono ampiamente dal procedimento iterativo di identificazione parametrica.

6.5.12 Pozzi di calore

Analizzando l'utilizzo degli scambiatori di calore all'interno del sistema di controllo ambientale, l'ECS consiste a tutti gli effetti in un sistema di trasporto di energia termica. Essa dovrà essere scaricata sull'**aria atmosferica** che viene vista come un pozzo di calore. I metodi di trasporto del calore verso l'aria esterna sono:

- *Ram air cooling*



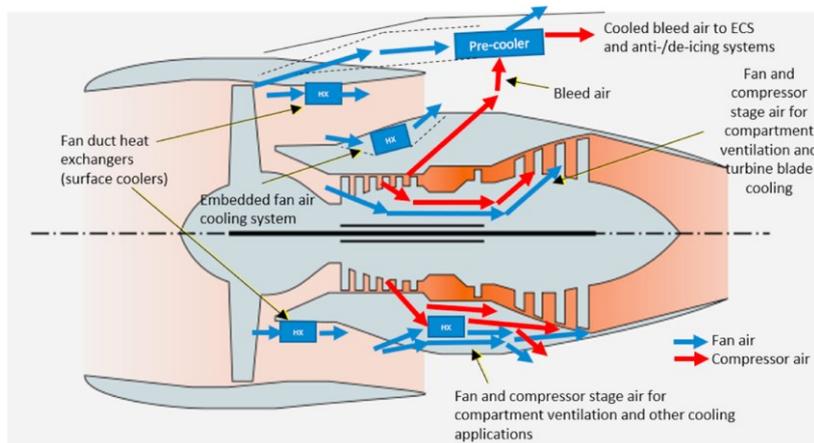
57 Schema di un ram air heat exchanger [24]

Questa architettura principale di un sistema di raffreddamento basato sulla *ram air* è presente nei sistemi di aeromobili moderni, perlopiù nell'ambito del sistema di controllo ambientale (ECS).

Il Mustang P-51D e il Messerschmitt Bf-109 sono esempi di aerei che avevano questi radiatori installati all'interno di un condotto con un diffusore e un ugello per ridurre la resistenza dell'aria di raffreddamento del propulsore a pistoni utilizzando il cosiddetto effetto Meredith. Con l'introduzione delle turbine a gas, e in particolare per i motori *turbofan*, la gestione termica del motore è diventata una questione meno critica per gli aeromobili grazie al grande e costante

flusso d'aria che trasporta la maggior parte del calore residuo del motore verso l'ambiente circostante [35].

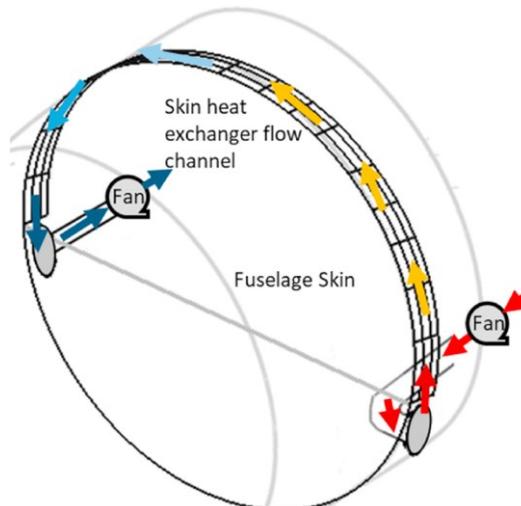
- *Fan and compressor air cooling system*



58 Schema di fan/compressor air heat exchangers [24]

Questa configurazione è possibile nel caso di propulsione turbofan. Essa risulta efficace perché molti componenti nel motore richiedono un raffreddamento costante e ciò viene favorito dalla vicinanza degli scambiatori. Lo svantaggio di questa configurazione consiste nella maggiore temperatura dell'aria a valle del fan rispetto all'aria esterna. Si presenta allora la possibilità di integrazione di questo sistema di raffreddamento con l'*Advanced Engine Stream*, che richiede però la possibilità di implementare un ciclo variabile nel propulsore. Rimane aperta la sfida tecnologica ad applicare tale metodologia su un velivolo turboelica a propulsione ibrida [24].

- *Surface/skin heat exchangers*



59 Schema di skin heat exchanger [24]

L'utilizzo di scambiatori di calore posti sulle superfici del velivolo, invece che in postazioni dedicate con prese dinamiche, viene effettuato per ridurre dove possibile la resistenza aerodinamica causata dagli scambiatori che utilizzano la *ram air* come veicolo dello scambio termico [36].

Un pozzo di calore alternativo, utilizzato principalmente nel TMS, consiste nel *fuel system*. Esso presenta la possibilità di avere una miglior efficacia di raffreddamento rispetto a un sistema basato su scambiatori aria-aria, grazie all'utilizzo di scambiatori liquido-aria o liquido-liquido. Tale metodologia

presenta però lo svantaggio di avere un raffreddamento fortemente dipendente dalla quantità di combustibile e dalla sua temperatura.

Si riporta anche l'utilizzo della **struttura** come pozzo di calore terminale per varie sorgenti presenti nelle vicinanze degli elementi strutturali stessi (ad esempio i motori).

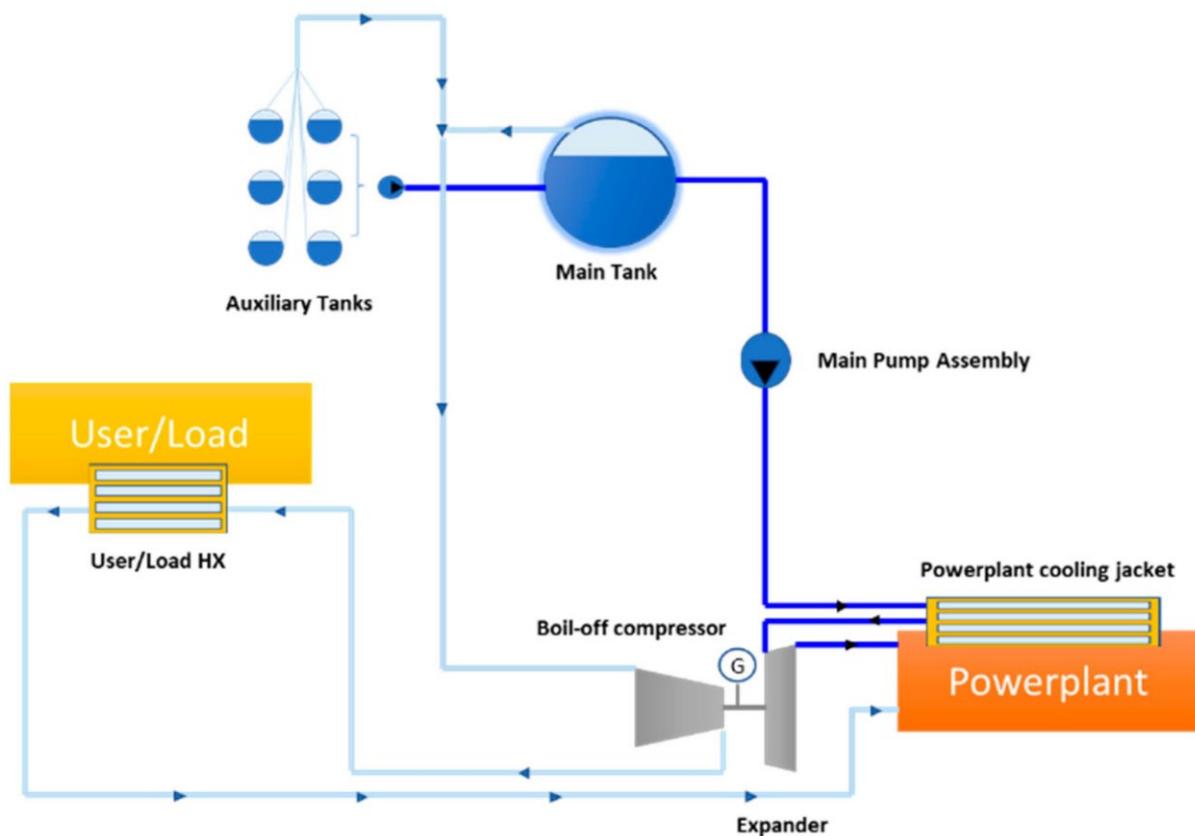
Gli scambiatori di calore sono i componenti attraverso i quali si realizzano gli scambi di calore verso i pozzi (esterni al velivolo) oppure tra sottosistemi del velivolo stesso. In particolare nell'ACS dei velivoli commerciali allo stato attuale della tecnologia aeronautica sono presenti principalmente scambiatori aria-aria [24].

Nel caso di velivoli che basano il funzionamento sull'utilizzo di **idrogeno liquido** come fonte di energia primaria, si incontrano delle configurazioni nuove per i sistemi di controllo ambientale e di controllo termico per le diverse necessità operative, quando si considera un sistema di raffreddamento che utilizzi l'idrogeno come mezzo operativo o come pozzo di calore finale.

In particolare, la frazione liquida prelevata dai serbatoi può essere utilizzata per raffreddare il sistema propulsivo o le *fuel cell* attraverso una *cooling jacket*, di fatto viene implementato un sistema di raffreddamento a liquido. Così si ottiene idrogeno supercritico in uscita dal sistema di raffreddamento per il *powerplant*. A questo punto può venire implementato un ciclo rigenerativo che recupera l'energia termica dall'idrogeno supercritico: esso viene fatto espandere in una turbina per poi essere inviato all'apparato propulsivo.

Il lavoro estratto dalla turbina può essere utilizzato per muovere compressori o pompe. Un utilizzo proposto per questa energia estratta è quello di attivare un compressore che preleva la frazione gassosa di idrogeno andata in *boil-off*, che viene a questo punto utilizzata come refrigerante per dei carichi termici presenti nei sistemi del velivolo (avionica, *fuel cell*, TMS, ...). Anche tale frazione di idrogeno viene inviata all'impianto propulsivo. [37]

Si cerca di evitare il più possibile di inviare l'idrogeno (liquido o gassoso) surriscaldato indietro ai serbatoi, in quanto esso ne aumenterebbe ulteriormente la temperatura, aumentando ancora di più il *boil-off* e causando la ventilazione dell'idrogeno in eccesso verso l'esterno. Pertanto la capacità refrigerante dipende dalla portata di idrogeno richiesta dal propulsore o dalle *fuel cell* ed è pertanto altamente instazionaria.



60 Sistema propellente STRATOFly MR3 [37]

Si nota che nel caso dell'utilizzo di idrogeno, si rende necessaria un'ampia integrazione tra i sistemi di bordo dei velivoli, al fine di sfruttare al meglio i benefici di avere un combustibile imbarcato a temperature molto ridotte.

Tali benefici possono essere sfruttati anche per l'integrazione tra il sistema propellente e l'ECS di tipo *bleedless*. Ad esempio alcuni dei carichi raffreddati dall'idrogeno gassoso in *boil-off* consistono negli scambiatori di calore all'interno della CAU.

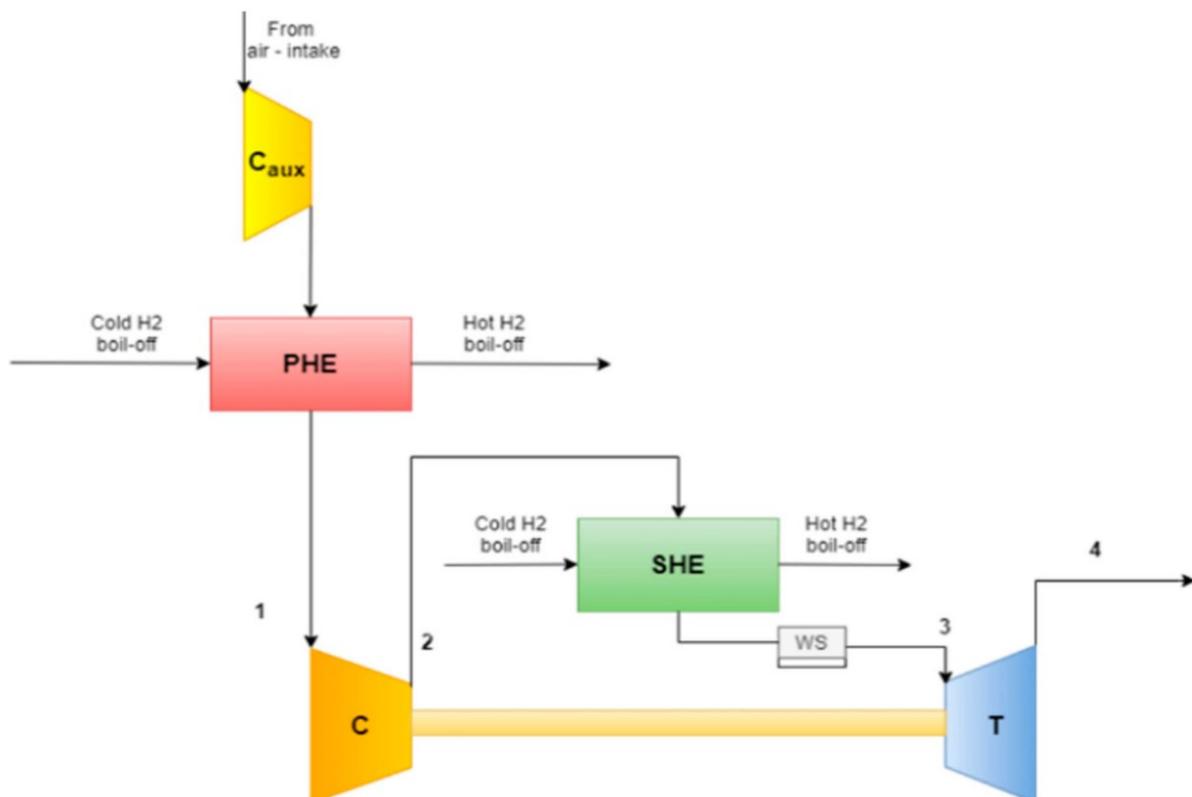
Tale scelta risulta obbligata nel caso dello STRATOFly, un velivolo ipersonico in cui la riduzione delle resistenze parassitiche è chiave per l'efficienza in volo. Nel caso dei velivoli regionali considerati per la modellazione dell'ECS, che volano nel basso subsonico, sarebbe sicuramente interessante svolgere un'analisi di *trade-off* tra la possibilità di raffreddamento utilizzando la *ram air* o l'idrogeno in *boil-off*.

4 Caratteristiche dell'uso della ram air come pozzo di calore

RAM AIR	
Pro	Contro
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Controllo del flusso 	<ul style="list-style-type: none"> ○ Elevato drag per il raffreddamento
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Flusso costante in crociera 	<ul style="list-style-type: none"> ○ Temperatura elevata della sorgente fredda
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Architettura semplice 	<ul style="list-style-type: none"> ○ Temperatura dipendente dalle condizioni atmosferiche

5 Caratteristiche dell'uso di idrogeno come fluido operativo e pozzo di calore

IDROGENO	
Pro	Contro
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Drag per il raffreddamento ridotto 	<ul style="list-style-type: none"> • Flusso dipendente dal funzionamento dell'apparato propulsivo
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Ridotta temperatura del pozzo 	<ul style="list-style-type: none"> • Flusso poco controllabile
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Temperatura del pozzo costante 	<ul style="list-style-type: none"> • Componenti aggiuntivi: pesi, ingombri e complicazione dell'architettura



7 Identificazione parametrica – CAU A320

Al fine di definire i corretti parametri della modellazione dinamica, risulta fondamentale prima di tutto ottenere le condizioni di funzionamento statiche, che vengono utilizzate per confermare la validità del modello statico e per ampliare la trattazione stazionaria a un modello dinamico. Per ottenere i parametri corretti per il funzionamento risulta necessario confrontare le condizioni a regime ottenute dalla modellazione con dei dati di riferimento che si considerano rappresentativi di un caso stazionario.

7.1 Dati di riferimento

I dati di riferimento vengono recapitati da lavori svolti in precedenza, in particolare i dati possono essere dichiarati dal costruttore o ricavati da analisi statiche svolte precedentemente.

In particolare si fa riferimento al manuale “**Liebherr-Aerospace Lindenberg, A319/A320/A321 Environmental Control System, 2004**” [28] come dati del costruttore, mentre dal punto di vista dei risultati di lavori precedenti ci si riferisce al lavoro di tesi svolto da Flavio di Fede presso il Politecnico di Torino, “**Progetto e integrazione dei sistemi ECS e IPS in un velivolo da trasporto regionale con propulsione ibrida**”, con Prof. Marco Fioriti e Prof. Sabrina Corpino come relatori [29].

Per semplicità, i dati di riferimento ottenuti dal Manuale Liebherr [28] vengono riassunti nella seguente tabella.

6 Dati di riferimento per la modellazione della CAU-A320 [28]

		CASO 1	CASO 2	CASO 3
		Hot - Ground	Cold - Ground	Cold - FL250
Condizioni	T ambiente [K]	323	250	212
	T bleed [K]	478	393	463
	BPV	0%	33%	37%
	Regime rotazione ACM [rpm]	32400	24500	26700
T [K]	CAU inlet	478	393	463
	PHX	381	415	413
	Compressore	429	445	451
	SHX	320	292	272
	CHX-hp	318	295	277
	Mixer	271	301	224
	CHX-lp	281	298	291

Si nota che il caso dimensionante per la CAU è il CASO 1, derivante dalle condizioni *Hot-Ground*. Infatti in queste condizioni sono massime le richieste di raffreddamento ai fini del mantenimento della temperatura in cabina all’interno dei range imposti dalla normativa.

I CASI 2 e 3 rappresentano condizioni di funzionamento off-design e sono utili a identificare parametri che garantiscano un funzionamento consono dell’ECS in tutto il range operativo.

Si nota in particolare che la temperatura in uscita dal mixer nel CASO 3 risulta particolarmente al di fuori del range di temperature coperte nel relativo caso operativo. Nel caso in cui tale valore dovesse provocare problemi alla modellazione su Amesim, verrà utilizzato il corrispettivo tratto dall’analisi

statica svolta da Flavio Di Fede [29]. Si sospetta un errore sulla battitura in [°C] di tale valore nella tabella di riferimento.

7.2 Ipotesi

Implementando il sistema in un software di modellazione, sarà necessario svolgere delle ipotesi semplificative, al fine di ridurre la complessità del modello, senza inficiare eccessivamente nella precisione dei risultati.

Per gli scambiatori di calore si utilizza il *subsystem* “*Simple thermal approach*”, imponendo l’efficacia termica dello scambio di calore.

Viene ipotizzato che gli scambiatori abbiano un’efficacia termica costante, pari a:

- $\epsilon_{PHX} = 0.84$
- $\epsilon_{SHX} = 0.84$
- $\epsilon_{CHX} = 0.59$

Questi dati sono in accordo con le efficienze riportate nella tesi [29].

Viene trascurato l’effetto del *reheater*, in quanto esso non causa variazioni di temperatura considerevoli ai suoi capi, ma si pone nel sottosistema per migliorare l’efficienza del funzionamento dell’ACM.

Nonostante l’architettura *three-wheel* della CAU dell’A320, viene scelto di non modellare il fan in quanto si è notato dai calcoli precedenti che esso non ha un effetto notevole sulla potenza all’albero estratta dalla turbina. Inoltre, implementando sorgenti di portata su Amesim, la sua presenza si rende superflua.

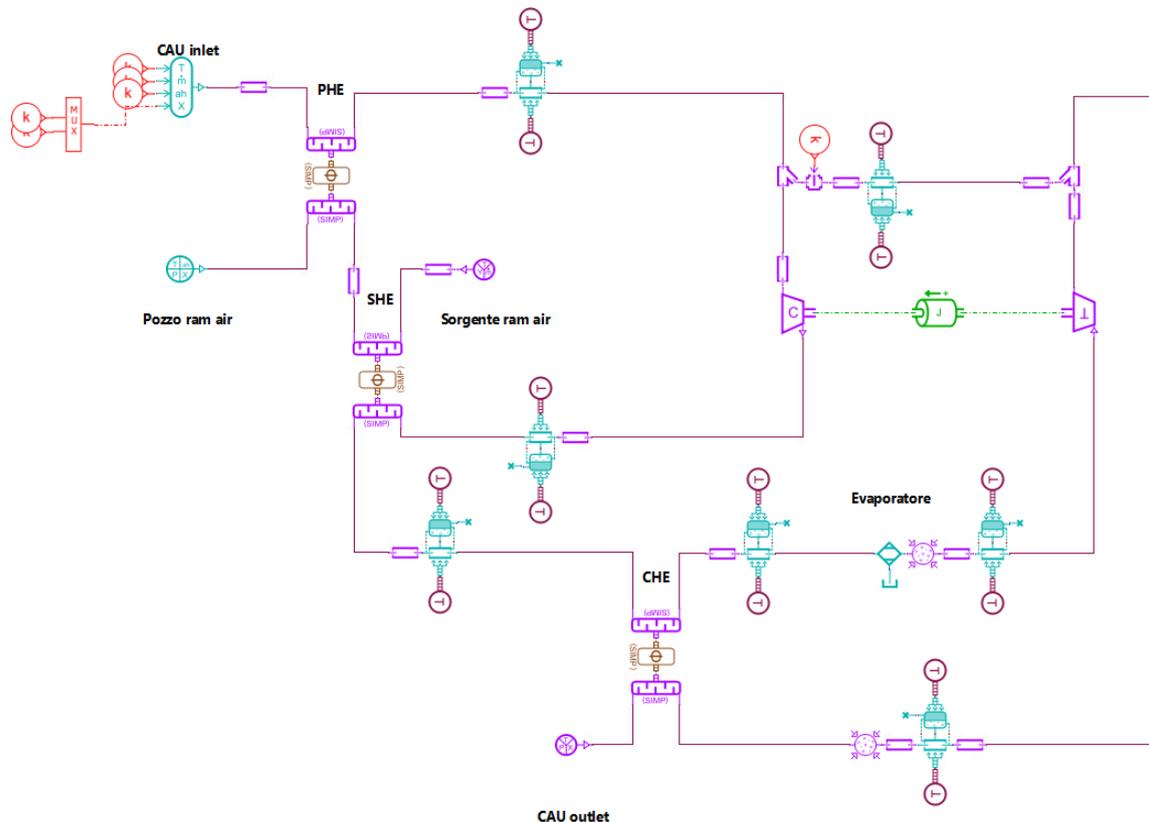
L’apertura della valvola di bypass viene ritenuta un parametro di riferimento. Nonostante ciò, date le limitazioni e le semplificazioni svolte durante il procedimento di modellazione del sottosistema in esame, i valori di apertura percentuale potranno essere leggermente variati al fine di assicurare il corretto funzionamento alla CAU. Per la valvola di bypass viene utilizzato un modello a saracinesca.

Per quanto riguarda il modello dell’atmosfera e dell’umidità, si procede in modo analogo a quanto svolto nella tesi [29]. Per l’atmosfera viene usato il modello ISA, per l’umidità viene utilizzato il profilo proposto dalla MIL-HDBK-310 [38]. Tali modellazioni forniscono i valori di temperatura, pressione, densità e umidità esterne utilizzati alla base della modellazione, essi sono del tutto analoghi a quelli ottenuti in [29] e pertanto non vengono approfonditi per ora. Un ampliamento di tale modellazione verrà svolto nell’ambito dei profili di missione nel capitolo 9.4, a cui si rimanda una più approfondita analisi dei valori atmosferici utilizzati.

Alle ipotesi riportate in questa sede si aggiungono le ipotesi generali di modellazione dei componenti richiamate nel capitolo 6.5.

7.3 Procedimento operativo

Viene quindi implementato il modello su Amesim con i parametri precedentemente chiariti:



62 Schema Amesim del modello della CAU A320

Si nota che per l'*inlet* del sistema è stata utilizzata una sorgente variabile di flusso d'aria umida, che impone portata, temperatura, frazione di vapore e umidità; mentre per l'*outlet* è stata impiegata una sorgente costante che impone temperatura, pressione e frazione di vapore all'uscita della *Cold Air Unit*. Quest'ultima può essere facilmente cambiata con la controparte variabile, in caso di necessità, ma poiché le analisi svolte sulla CAU dell'A320 sono di tipo statico, questo passaggio non si rende necessario.

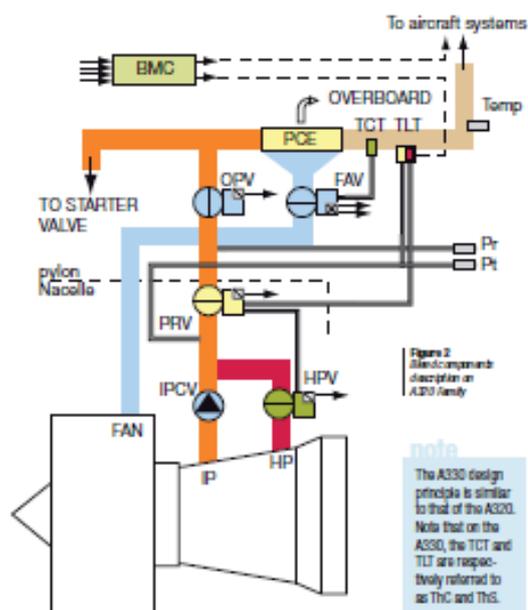
Lo scambiatore primario e il secondario sono posti in serie, come suggerito dal manuale [28], al fine di rappresentare nel modo più fedele possibile l'ambiente termico in cui essi agiscono.

Tra i componenti vengono interposte delle camere di mixing, al fine di garantire l'omogeneità dell'aria umida entrante in ogni componente.

Per identificare i parametri da associare ad ogni componente, attraverso il blocchetto relativo, viene svolto un procedimento iterativo. In particolare si parte dalle condizioni di design (CASO 1) e si identificano i parametri dei componenti, in modo che le grandezze meccaniche e termodinamiche si avvicinino il più possibile ai dati usati come riferimento [39].

Come dati di riferimento termodinamici (pressioni, temperature, portate e rendimenti) vengono presi in considerazione i risultati ottenuti da Di Fedè [29], mentre come dati di riferimento meccanici (regimi di rotazione dei componenti attivi) vengono utilizzati quelli forniti dal manuale Liebherr [28].

Un punto critico di questa identificazione consta nel cercare di far aderire due modelli formalmente diversi, ma comunque coerenti, che descrivono lo stesso fenomeno.



63 Schema dell'impianto di bleed dell'A320 [39]

Ottenuti i parametri che assicurino le condizioni di funzionamento di design, si cambiano le condizioni al contorno per simulare il CASO 3 e si valuta se il funzionamento off-design venga rispettato. Qualora ciò non accada, si rende necessario identificare dei nuovi parametri che permettano al sistema modellato su *Amesim* di avvicinarsi alle condizioni di riferimento. Successivamente questi parametri identificati per validare le condizioni di off-design vengono utilizzati per la verifica del funzionamento nelle condizioni di design e ritoccati nuovamente per avvicinarsi ai dati di riferimento in questa condizione.

Questo procedimento iterativo viene applicato per fare sì che il sottosistema costituito dalla *Cold Air Unit* aderisca il più possibile alle condizioni di funzionamento conosciute e ritenute veritiere.

I criteri per l'identificazione dei parametri ritenuti accettabili per la modellazione dinamica del sistema sono i seguenti:

- Le pressioni in ogni componente devono essere in un intorno di ampiezza del 10% rispetto al valore di riferimento ricavato da [29];
- Le temperature in ogni componente devono essere in un intorno di ampiezza del 2% rispetto al valore di riferimento ricavato da [28];
- L'errore sui regimi di rotazione dell'albero del blocco operativo deve essere inferiore al 5% nella condizione di design, mentre non viene eseguito questo controllo nelle altre condizioni a causa dell'incertezza sulla portata di aria nel flusso primario e sulle mappe dei componenti attivi al variare della velocità di rotazione.

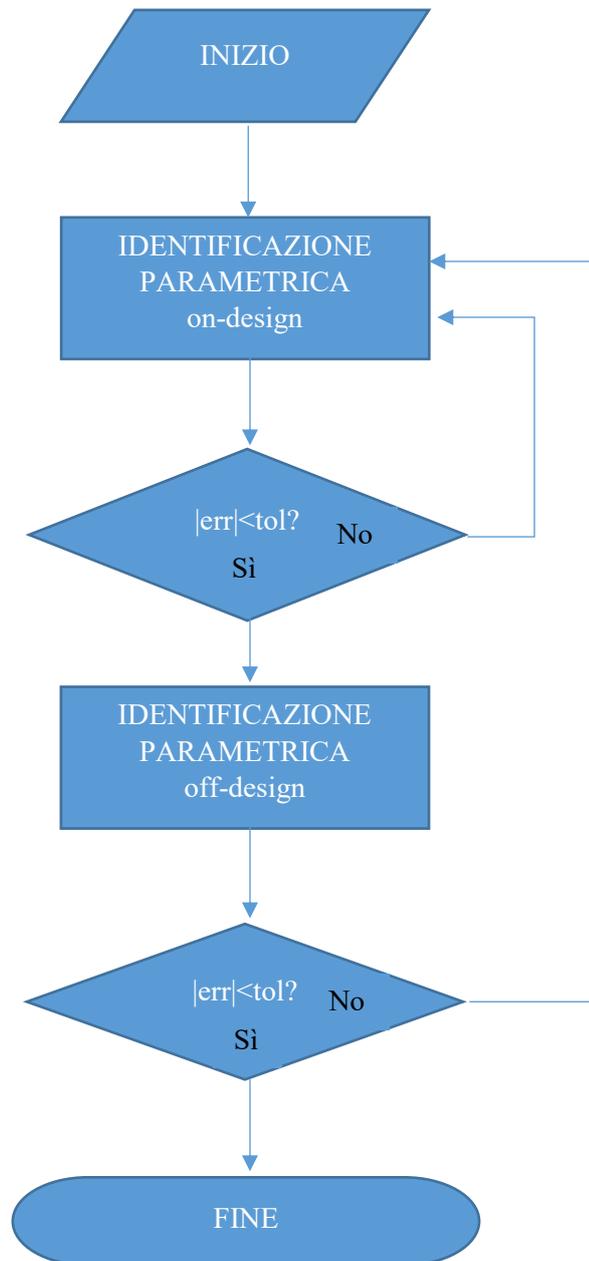
Queste tolleranze vengono scelte poiché sulla temperatura si hanno dati certi e quindi viene impostato un intorno poco ampio per descrivere al meglio il comportamento termico del sistema; in prima approssimazione la temperatura è il parametro maggiormente determinante per il funzionamento del sistema.

Per le pressioni viene scelta una tolleranza più abbondante, poiché i dati relativi a tale grandezza sono calcolati attraverso uno script *Matlab* e passando al software *Amesim* è impossibile mantenere le stesse ipotesi di base, ponendo quindi una sostanziale differenza ad esempio rispetto al calcolo delle perdite di pressione nei componenti. La tolleranza sul valore in ingresso della pressione deve comunque

rimanere contenuta in quanto da essa dipende l'energia secondaria richiesta dall'ECS. Riguardo al numero di giri dell'albero motore, esso dovrebbe assomigliare al massimo al valore riportato sul manuale Liebherr; non avendo però a disposizione mappe o dati tecnici del funzionamento dei componenti, non si esegue un controllo sul regime di rotazione nelle condizioni di *off-design*, ma ci si limita a confrontare i valori ottenuti con quelli desiderati per cercare il minimo scarto.

Qualora, durante il processo iterativo, uno di questi criteri non venga rispettato, sarà necessario eseguire una nuova iterazione.

É importante notare che, anche quando i valori ottenuti siano all'interno del range desiderato per il caso di funzionamento considerato, viene comunque effettuata un'iterazione successiva per valutare se essi siano validi per i casi di funzionamento restanti. In caso positivo, il procedimento iterativo viene fermato, altrimenti vengono corretti i parametri e ricontrollate le grandezze fisiche che descrivono il funzionamento del sottosistema, procedendo quindi ad un'altra iterazione del procedimento.



In generale, procedendo con l'identificazione parametrica si nota che le variazioni di alcune grandezze a cavallo dei componenti dipendono sensibilmente di più da alcuni parametri che da altri:

- La variazione di pressione attraverso i mezzi scambiatori di calore dipende dall'area equivalente del condotto;
- La variazione di temperatura attraverso entrambe le parti dello scambiatore di calore dipende dal gain imposto allo scambio di calore e dall'efficacia termica dello scambio di calore.
- La variazione di pressione e temperatura a valle di compressore e turbina dipende dalle mappe di essi;
- La variazione di temperatura a valle di compressore e turbina, a pari pressione, dipende dal loro rendimento fluidodinamico;
- Il regime di rotazione del blocco operativo dipende dalle mappe dei componenti attivi, dai rendimenti di essi e dall'attrito all'albero, oltre che alle condizioni fluidodinamiche imposte al contorno.

7.4 Analisi di sensitività

Tale elenco di legami fisici precedentemente effettuato può far sembrare che si riesca a trovare un legame univoco tra ogni parametro dei componenti e la grandezza in uscita. Purtroppo la situazione si discosta da ciò, poiché il funzionamento di ogni componente non è da considerarsi isolato, ma integrato nel sistema. Quindi si potrebbero riscontrare degli andamenti che sembrano andare contro a quanto potrebbe suggerire l'intuizione. Per esempio, se i **rendimenti di compressore e turbina** diminuiscono, contro intuitivamente la temperatura in uscita dall'ACM aumenta.

Infatti, considerando i componenti meccanici integrati nell'ACM, nell'intorno di un unico punto di funzionamento, si può eseguire il seguente ragionamento:

- Riguardo al compressore si ottengono le seguenti formule, che ne descrivono lavoro e temperature ai capi:

$$L_C = c_p T_{C,in} \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_C}; \quad T_{C,out} = T_{C,in} + \frac{L_C}{c_p}$$

- Si può valutare che in un intorno del punto di funzionamento scelto, la temperatura in ingresso alla turbina sia proporzionale alla temperatura in uscita dal compressore. Tale considerazione equivale a linearizzare il comportamento dello scambiatore del condensatore nell'intorno di un punto e quindi ha validità limitata.

$$T_{T,in} = k T_{C,out}$$

- Rispetto alla turbina si ricavano le seguenti formule riguardo a lavoro e temperature ai capi:

$$L_T = c_p T_{T,in} \left(1 - \frac{1}{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \eta_T; \quad T_{C,out} = T_{C,in} + \frac{L_C}{c_p}$$

- Si può in prima approssimazione trascurare il rendimento meccanico della trasmissione meccanica, imponendo quindi che

$$L_C = -L_T$$

- Si suppone a questo punto che il rapporto di espansione sia costante, in quanto in questa prima approssimazione esso viene unicamente determinato dalle pressioni ai capi della turbina.
- Si investiga l'effetto della diminuzione del rendimento di turbina:

$$\eta_T \downarrow \Rightarrow |L_T| \downarrow \Rightarrow L_C \downarrow$$

- Se si considera che la temperatura di ingresso del compressore non sia variata, cioè che le condizioni del sistema esterne all'ACM siano pressoché costanti, allora una diminuzione del lavoro di compressione causerà una diminuzione della temperatura in uscita dal compressore.
- Poiché la temperatura in ingresso alla turbina è proporzionale alla temperatura in uscita dal compressore, anche quest'ultima diminuirà.
- Considerando nuovamente che il rapporto di espansione sia costante, si ha che la differenza di temperatura tra l'ingresso e l'uscita della turbina è circa costante, se il lavoro è rimasto quasi costante, quindi la temperatura in uscita potrebbe diminuire. Se invece il lavoro è diminuito più di quanto non sia diminuita la temperatura in ingresso alla turbina, allora la temperatura in uscita alla turbina potrebbe aumentare.

Riassumendo, una diminuzione del rendimento della turbina causa un abbassamento delle temperature intermedie dell'ACM, (considerando che la temperatura in ingresso sia rimasta costante), mentre questo ragionamento sugli andamenti non porta risultati conclusivi sulla temperatura in uscita dalla turbina dell'ACM.

Quindi per investigare tale effetto si eseguono delle simulazioni su Amesim variando il rendimento della turbina e riportando di seguito i risultati. Un procedimento simile viene anche svolto per il rendimento del compressore, per valutarne l'effetto.

Si prende quindi il caso studio on-design per l'ACS dell'A320 e si investiga l'effetto della variazione dei rendimenti di compressore e di turbina.

Vengono riportate le condizioni nello scenario base:

SCENARIO	η_C	η_T	TC,in	TC,out	TT,in	TT,out	n [rpm]	Palbero [W]
BASE	0.82	0.7	408.8	445.1	283.8	247.1	22750	25499

Si esegue ora un primo esperimento mantenendo costante il rendimento del compressore e variando il rendimento della turbina, ottenendo i seguenti risultati:

SCENARIO	η_C	η_T	TC,in	TC,out	TT,in	TT,out	n [rpm]	Palbero [W]
1	0.82	0.85	415.8	455.2	283.4	243.3	26380	28349
2	0.82	0.55	399.6	432.7	284.8	251.3	18850	22403

Viene eseguito un secondo esperimento mantenendo costante il rendimento della turbina, modificando il rendimento del compressore, con i seguenti risultati:

SCENARIO	η_C	η_T	TC,in	TC,out	TT,in	TT,out	n [rpm]	Palbero [W]
3	0.97	0.7	408.8	441.5	283.4	250.2	26000	23443
4	0.67	0.7	407.8	448.5	284.5	243.2	19670	27868

Dalle tabelle soprastanti, in cui sono riassunti i risultati ottenuti per la variazione dei rendimenti di compressore e turbina dell'ACM nel caso operativo 3 per la CAU dell'A320, si possono effettuare le osservazioni comparative che seguono:

- Si nota in generale che la temperatura di ingresso della turbina è pressoché costante, poiché essa dipende fortemente dalla temperatura in uscita dal sistema, che viene mantenuta costante.

Tale fatto è notevole poiché evidenzia l'effetto del CHX, che si discosta ampiamente da quanto ipotizzato in precedenza nella trattazione semplificata.

- L'aumento del rendimento della turbina nello scenario 1 causa un incremento nel lavoro prodotto dalla turbina, con conseguente aumento delle variazioni di temperatura a cavallo dei due componenti, oltre che della potenza all'albero. Inoltre il numero di giri dei componenti subisce un incremento.

In questo scenario le temperature attraverso il compressore subiscono entrambe un incremento rispetto al valore di riferimento, mentre la temperatura in uscita della turbina aumenta.

- La diminuzione del rendimento della turbina nello scenario 2 causa una riduzione del lavoro prodotto dalla stessa, con conseguente abbassamento delle variazioni di temperatura a cavallo dei due componenti, oltre che della potenza all'albero. Inoltre il numero di giri dei componenti subisce un decremento.

In questo scenario le temperature attraverso il compressore subiscono entrambe una riduzione rispetto al valore di riferimento; la temperatura in uscita della turbina diminuisce.

- L'aumento del rendimento del compressore nello scenario 3 causa una riduzione del lavoro necessario alla sua attivazione, con conseguente diminuzione delle variazioni di temperatura a cavallo dei due componenti, oltre che della potenza all'albero. Inoltre il numero di giri dei componenti subisce un incremento.

In questo scenario la temperatura in ingresso del compressore rimane quasi costante, le temperature intermedie all'ACM aumentano entrambe, come anche la temperatura in uscita della turbina.

- La diminuzione del rendimento del compressore nello scenario 4 causa un aumento del lavoro necessario alla sua attivazione, con conseguente incremento delle variazioni di temperatura a cavallo dei due componenti, oltre che della potenza all'albero. Inoltre il numero di giri dei componenti subisce una diminuzione.

In questo scenario la temperatura in ingresso del compressore rimane quasi costante, le temperature intermedie all'ACM diminuiscono entrambe, come anche la temperatura in uscita della turbina.

In generale, considerando un approccio a più ampia visione, si cerca di correlare direttamente il rendimento con la temperatura in uscita dall'ACM, ottenendo i seguenti risultati:

$$\eta_T \uparrow \Rightarrow T_{ACM,out} \downarrow$$

$$\eta_T \downarrow \Rightarrow T_{ACM,out} \uparrow$$

$$\eta_C \uparrow \Rightarrow T_{ACM,out} \downarrow$$

$$\eta_C \downarrow \Rightarrow T_{ACM,out} \uparrow$$

Quindi si può concludere che una riduzione dei rendimenti causa un aumento delle temperature in uscita.

In ogni caso, avendo dei valori di riferimento per i rendimenti già utilizzati su Matlab, essi verranno mantenuti costanti e per variare il funzionamento dell'ACM si lavorerà sulle mappe dei componenti attivi, modificandole leggermente per correggere le condizioni di funzionamento senza provocarne ampi discostamenti dalle mappe ottenute tramite l'interpolazione lineare delle curve di funzionamento nel file di fonte [34].

7.5 Parametri del modello della CAU

Al termine del procedimento iterativo, svolto anche mediante le simulazioni in *batch* di Amesim, vengono raccolti i parametri che garantiscono al sistema un funzionamento il più possibile analogo a quello reale.

Per garantire le corrette perdite di pressione nei componenti passivi sono stati scelti i seguenti parametri:

- *Free flow cross sectional area* degli scambiatori nel flusso primario di 5000 [mm²];
- Diametro dei tubi pari a 101,6 [mm], ovvero 4 [inch];
- Lunghezza di ogni tubo pari a 1[m];
- *Free flow cross sectional area* dell'estrattore di acqua di 2500 [mm²];

L'identificazione del corretto valore di questi parametri, durante il procedimento operativo, viene influenzata negativamente da valori di rapporti di compressione o di espansione non conformi ai dati di riferimento. Infatti un incorretto valore di perdita di pressione può influenzare il funzionamento di compressore e turbina, portando erroneamente a credere che l'errore sia dovuto alle mappe dei componenti meccanici, mentre esso può essere in alcuni casi causato solamente dalle perdite nelle condutture.

La lunghezza delle condutture viene scelta per fornire un valore accettabile per il modello di tubazione implementato su Amesim, che richiede che la lunghezza sia molto maggiore del diametro.

Nei PHX e SHX, al fine di mantenere il più possibile costanti i relativi parametri, la variazione di temperatura del flusso primario viene controllata attraverso la variazione della *free flow cross sectional area* della porzione di scambiatore nel flusso secondario e inoltre viene ulteriormente modificata cambiando la portata di flusso secondario.

Infatti ridurre la *free flow cross sectional area* nel flusso secondario causa una riduzione del calore scambiato, diminuendo quindi la variazione di temperatura ai capi della porzione di scambiatore attraversata dal flusso primario. Tale ragionamento vale sia in termini assoluti, per determinare la variazione di temperatura totale a valle degli scambiatori, sia in termini relativi, cioè affidando ad ogni scambiatore uno scambio termico dipendente dall'area stessa. Inoltre tale effetto può venire calibrato correggendo la portata in ingresso, infatti ridurre la portata mantenendo costante lo scambio termico aumenta la variazione di temperatura causata dallo scambiatore, influenzando la temperatura dell'aria a cavallo tra PHX e SHX; tale effetto viene utilizzato efficacemente quando le variazioni di temperatura a cavallo degli scambiatori sono discordi.

I parametri identificati per PHX e SHX sono i seguenti:

- $A_{\text{PHX, primario}} = 5000 \text{ mm}^2$
- $A_{\text{SHX, primario}} = 5000 \text{ mm}^2$
- $A_{\text{PHX, secondario}} = 4000 \text{ mm}^2$
- $A_{\text{SHX, secondario}} = 8000 \text{ mm}^2$

Per lo scambiatore di calore del condensatore (CHX) valgono le stesse considerazioni, ma data la conformazione che si basa sullo scambio termico tra due rami del flusso primario, esse dovranno essere applicate in modo diverso. Infatti la *free flow cross sectional area* influenza sia il salto di pressione della metà di scambiatore relativa, sia il salto di temperatura del mezzo scambiatore opposto. Per questo motivo pressione e temperatura sono interconnesse tra i due rami, causando una complicazione

aggiuntiva nell'identificazione parametrica della CAU. Per poter svincolare questi valori, è stato scelto di utilizzare come parametro aggiuntivo il *gain* dello scambiatore. Mentre esso viene mantenuto costante e pari al valore unitario in PHX e SHX, una sua variazione nel CHX permette di identificare i corretti parametri che garantiscano il funzionamento analogo al sistema reale.

In particolare i parametri identificati per il CHX sono i seguenti:

- *Gain* dello scambio termico pari a 0,5;
- *free flow cross sectional area* del lato ad alta pressione pari a 7500 mm²;
- *free flow cross sectional area* del lato a bassa pressione pari a 10000 mm²;

Per compressore e turbina dell'ACM sono utilizzate le mappe appositamente ricavate nel capitolo 6.5.2.

- Per la turbina è inserita una *free flow cross sectional area* dell'ugello di uscita pari a 5000 [mm²] per garantire le corrette condizioni critiche espresse nella mappa.
- Il rendimento del compressore è mantenuto costante e pari a 0,82.
- Il rendimento della turbina è mantenuto costante e pari a 0,7.

Come precedentemente affermato, le mappe dei componenti vengono corrette durante il procedimento iterativo effettuando fini scalamenti dei parametri coinvolti in esse, al fine di rappresentare al meglio le condizioni di funzionamento a valle delle variazioni nel sistema dovute alla diversa modellazione dei componenti. Le mappe scelte sono quelle già illustrate nel paragrafo 6.5.2.2.

Non avendo a disposizione dei valori di riferimento per l'inerzia all'albero, essa è stata valutata in modo analitico a partire dalle dimensioni plausibili delle giranti e dell'albero stesso.

L'inerzia dell'albero influenza il transitorio caratterizzato dalla costante di tempo più breve e quindi la risposta istantanea del sistema. Inoltre un'inerzia elevata causa problemi numerici se il regime di rotazione impostato come valore iniziale si discosta di molto dal valore statico a valle del transitorio del sistema completo.

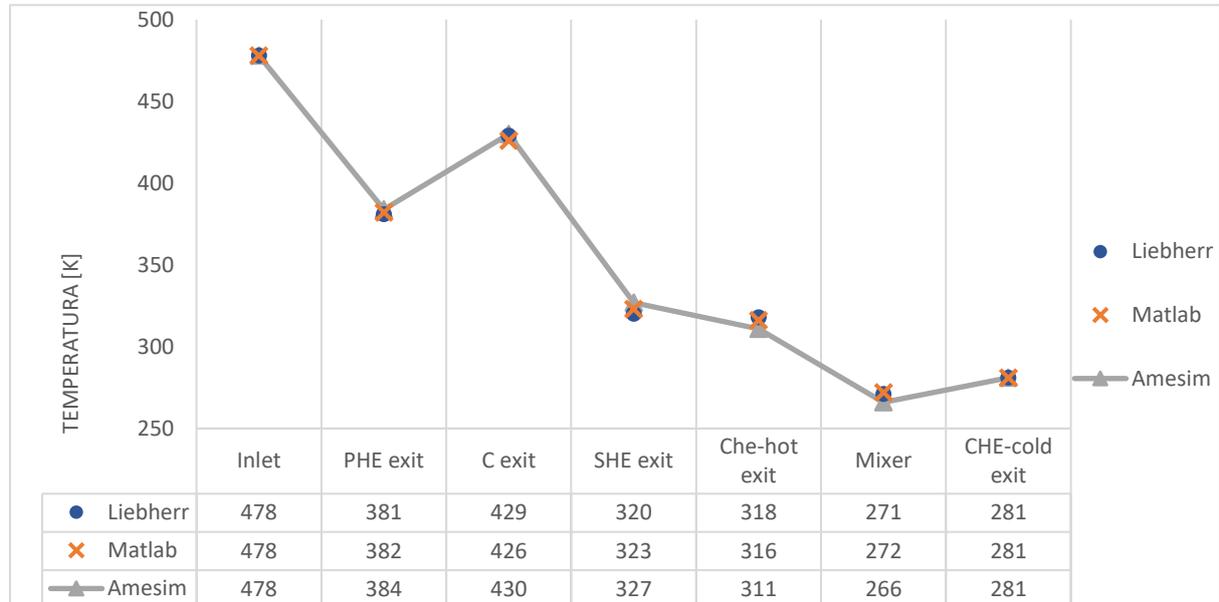
L'apertura della valvola suggerita dal manuale Liebherr [28] è risultata soddisfacente per i casi 1 e 3, mentre nel caso 2 essa è stata maggiorata fino a un valore del 30%, come anche riportato nei risultati. Tale discrepanza è dovuta prima di tutto alla modellazione della valvola come una valvola a saracinesca invece che a farfalla, a causa della difficoltà di modellazione dal punto di vista numerico di quest'ultima; inoltre si nota che nel caso 2 anche il regime di rotazione è molto più basso di quello previsto, questo può portare all'idea che la portata calcolata con Matlab sia diversa da quella presente nel sistema reale. Nonostante ciò, il significato fisico delle grandezze viene in ogni caso mantenuto grazie a queste piccole variazioni dei parametri di riferimento e quindi la modellazione può essere ritenuta rappresentativa del sistema nel suo complesso.

7.6 Risultati

Impostati questi valori per i parametri scelti per la modellazione, si esegue una simulazione per ogni caso operativo e si analizzano le grandezze significative.

7.6.1 Temperature

7.6.1.1 CASO 1 – Hot ground

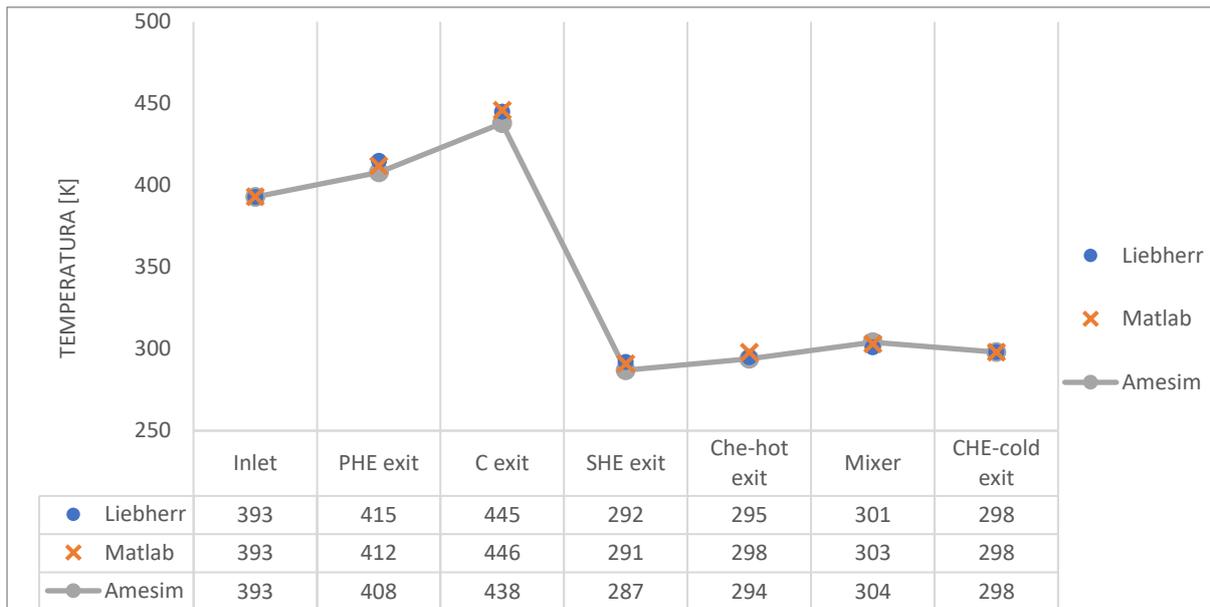


64 Temperature della CAU A320 nel CASO 1

Questi risultati riguardo alle temperature nel caso di design confermano la bontà del modello a rappresentare il funzionamento statico del sistema nelle condizioni dimensionanti.

Si nota che i discostamenti delle temperature rispetto ai valori di riferimento del manuale Liebherr sono minimi. Ciò denota soprattutto che dal punto di vista termico, che è l'interesse predominante in questo caso di funzionamento dell'ECS, il modello rappresenta agevolmente le variazioni di temperatura necessarie al funzionamento.

7.6.1.2 CASO 2 – Cold ground



65 Temperature della CAU A320 nel CASO 2

Questo caso di funzionamento presenta delle peculiarità che sono sfidanti dal punto di vista della modellazione. Infatti in queste condizioni in cui viene richiesto al sistema di riscaldare l'aria entrante in cabina, gli scambiatori di calore mostrano dei funzionamenti specifici.

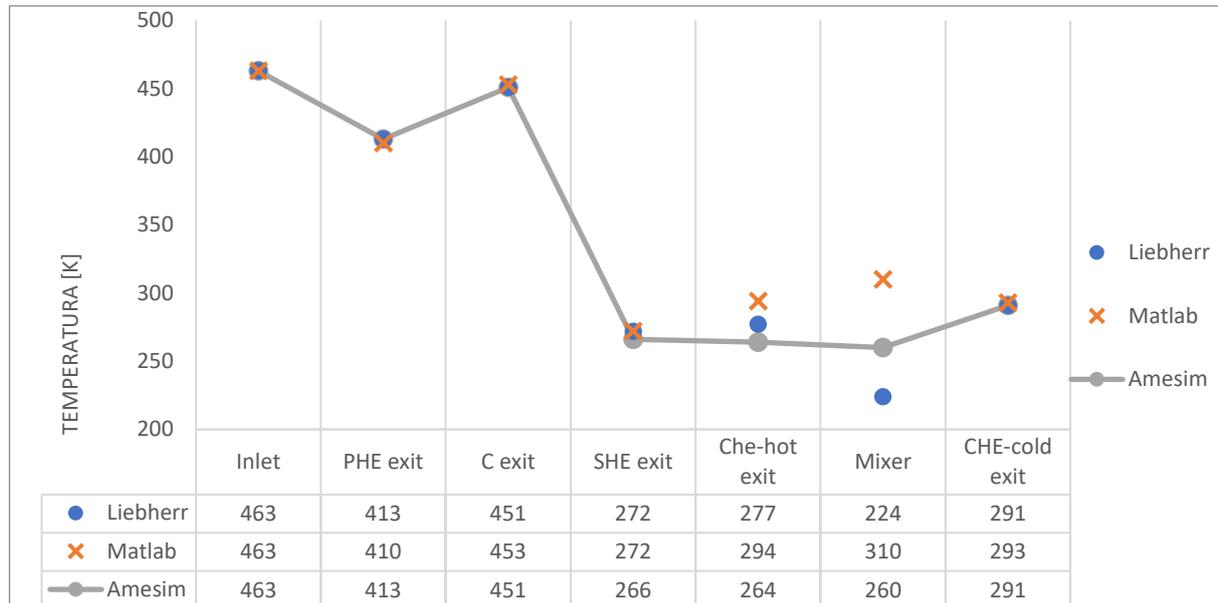
Se si considera il flusso secondario infatti, la temperatura valutata a cavallo dei due scambiatori di calore, è maggiore della temperatura di uscita di esso. Pertanto lo scambiatore di calore primario riscalderebbe il flusso di aria primario entrante in esso, mentre lo scambiatore di calore secondario lo raffredderebbe.

Inoltre il lato ad alta pressione dello scambiatore di calore del condensatore riscalderebbe il flusso d'aria. Viceversa il lato a bassa pressione lo raffredderebbe. Tale comportamento è in opposizione al funzionamento di progetto del condensatore e dimostra inoltre un effetto della portata calda di bypass.

Riassumendo, nel caso cold-ground l'ACM si ritrova a dover lavorare con variazioni di temperature più contenute rispetto al caso dimensionante; il raffreddamento avviene nella sua quasi totalità nel SHX. I componenti attivi funzionano a dovere, al fine di garantire il corretto salto di pressione e garantiscono inoltre una diminuzione di temperatura a valle della turbina. Tale variazione non è visibile in questo grafico, poiché la sonda virtuale posta a valle delle condizioni di *mixing* è influenzata dal flusso di *bypass* che nel complesso causa un riscaldamento del flusso d'aria.

7.6.1.3 CASO 3 – Cold FL250

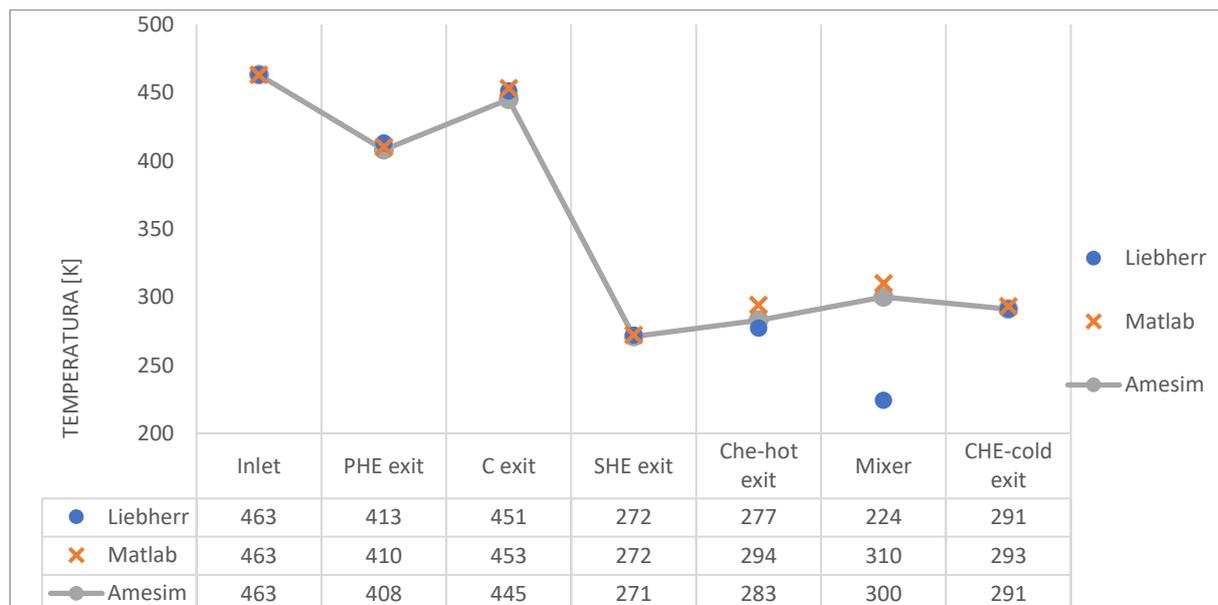
In questo caso si sono riscontrate delle discrepanze tra i dati di riferimento per le condizioni di *mixing*. Per questo motivo si è dapprima effettuata la modellazione per avvicinarsi alle condizioni fornite dal manuale Liebherr e successivamente a quelle valutate attraverso lo strumento Matlab.



66 Temperature della CAU A320 nel CASO 3 - condizioni di mixing simili a Liebherr [28]

Si nota che nella migliore ottimizzazione dei parametri del sistema, la temperatura si discosta ancora molto dal valore fornito in [28].

Inoltre risulta poco ragionevole considerare che il flusso dell'aria risulti così freddo a valle delle condizioni di *mixing* con un flusso di *bypass* dalla temperatura di oltre 100 [°C]. Per questo motivo si ritiene opportuno valutare i parametri del sistema che garantiscano una migliore adesione con i risultati ottenuti con il Matlab [29].

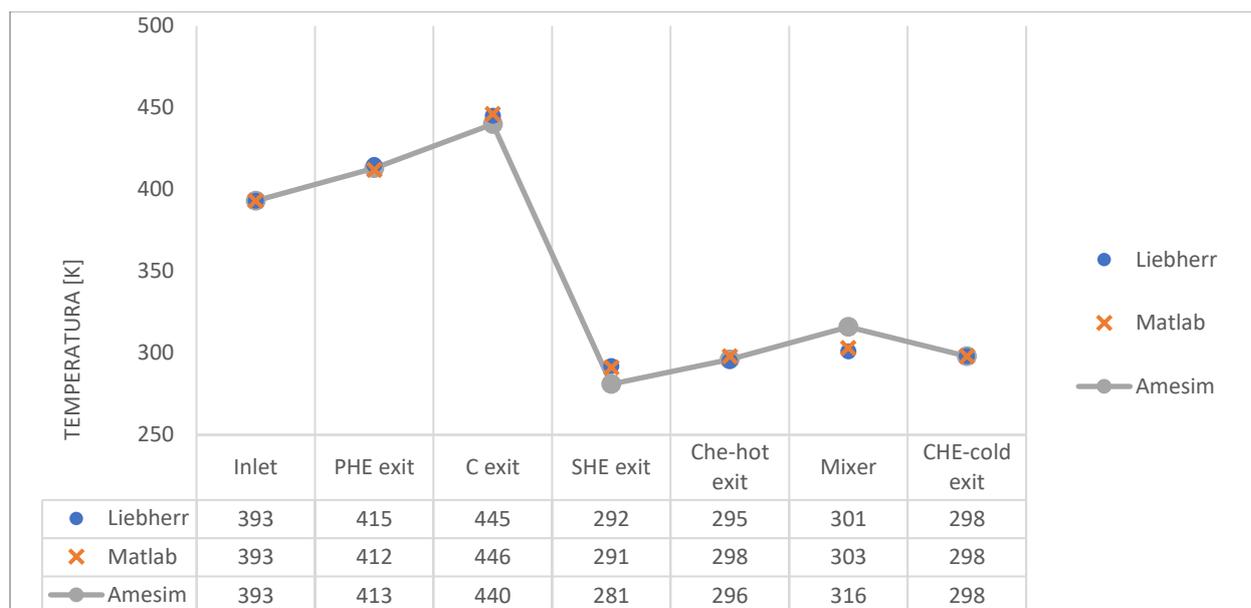


67 Temperature della CAU A320 nel CASO 3 - condizioni di mixing simili a Di Fede [29]

A valle di questa seguente iterazione, si nota come le condizioni di mixing previste da Flavio Di Fede vengono raggiunte con maggiore precisione e garantiscono inoltre al sistema un funzionamento più uniforme dal punto di vista termico.

Infatti tutti gli scambiatori presentano andamenti di temperature concordi a quelli di *design*. Pertanto si ritiene questa identificazione parametrica la più opportuna da perseguire al fine di una modellazione dinamica dell'ACS.

Tale scelta avviene però, come spesso accade in ambito ingegneristico, con un risvolto negativo: i parametri identificati per compressore e turbina in questo caso hanno un effetto negativo sulle condizioni di *mixing* nel CASO 2.



68 Temperature della CAU A320 nel CASO 2 - condizioni di mixing simili a Di Fede [29]

Infatti la temperatura a valle del mixer subisce un aumento di circa 15 [°C]. Nonostante ciò, tale effetto viene considerato accettabile per le tolleranze imposte e inoltre ha conseguenze minime sul funzionamento dei restanti componenti del sottosistema, poiché essi risentono minimamente di tale variazione di temperatura e inoltre gli andamenti rimangono concordi a quelli valutati in precedenza. Tale condizione potrebbe venire ulteriormente migliorata variando l'apertura della valvola di *bypass* in queste condizioni, ma poiché tale variazione non avrebbe risvolti sugli altri casi operativi, si decide di concludere il procedimento iterativo che porta all'identificazione parametrica dell'ACS.

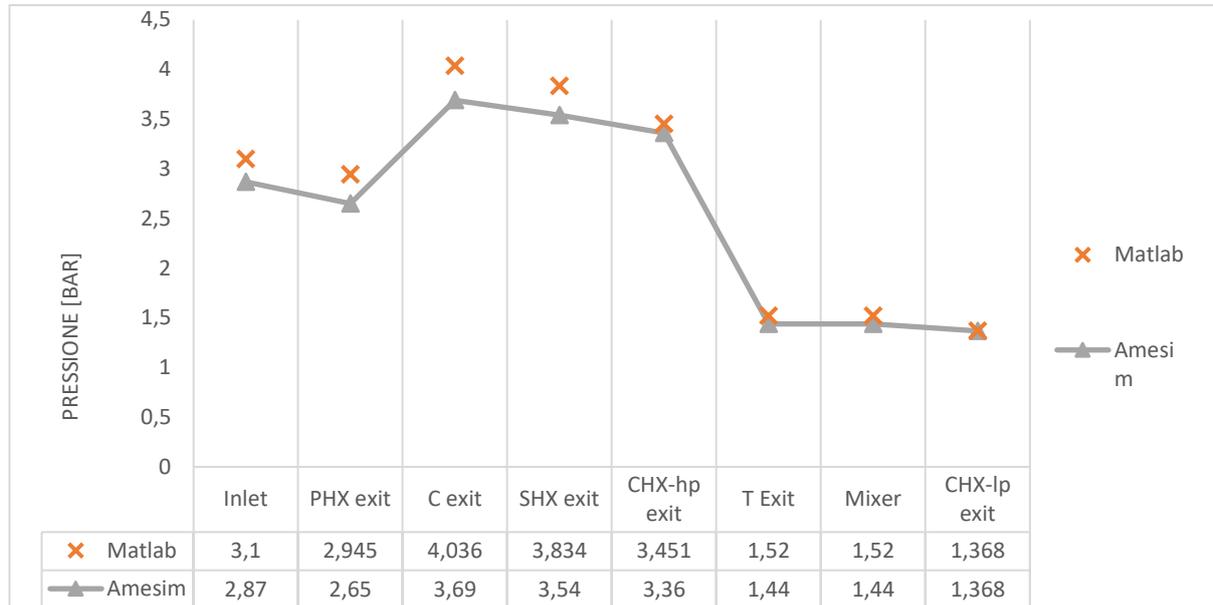
Rinforzando quanto detto finora rispetto alla relazione tra casi *on-* e *off- design*, la variazione dei parametri che ha influenzato in questo caso solo le curve di funzionamento regimi di rotazione più contenuti, non ha alcun effetto sulle temperature nei componenti dell'ACS nel CASO 1.

Pertanto i parametri identificati in questo processo vengono validati e introdotti nei successivi passaggi della trattazione, ovvero per l'ampliamento del modello implementando lo schema funzionale dell'E-ECS rappresentato nei capitoli seguenti.

Si prosegue con l'analisi delle altre grandezze del modello ottenuto per l'ACS dell'A320.

7.6.2 Pressioni

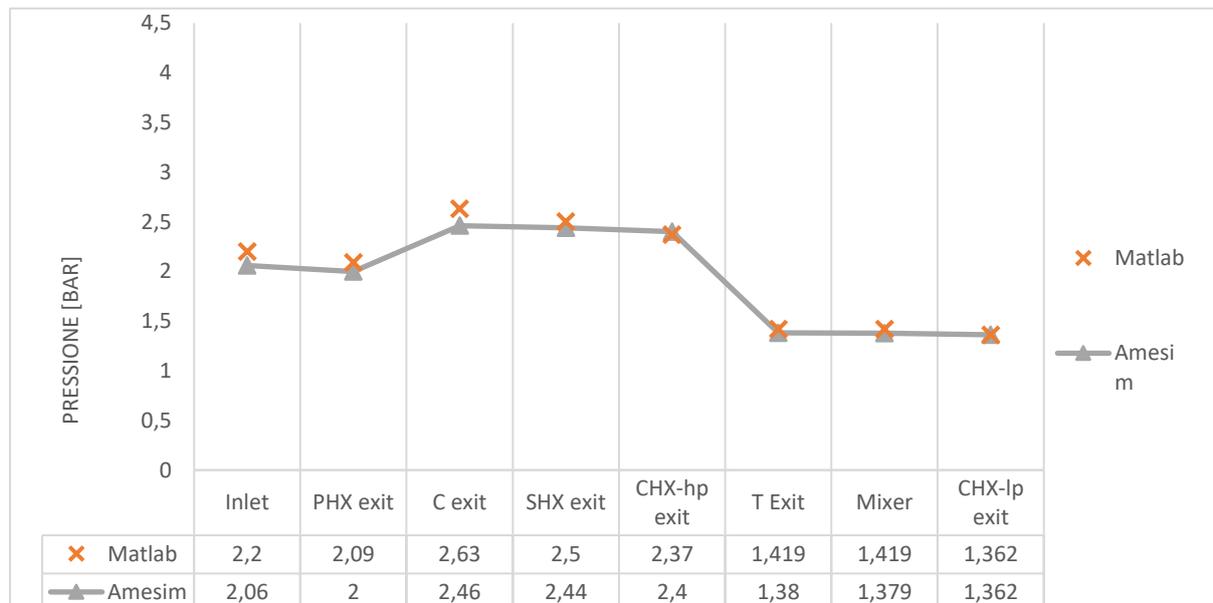
7.6.2.1 CASO 1 – Hot ground



69 Pressioni della CAU A320 nel CASO 1

Nelle condizioni di design si nota che le pressioni sono molto simili nella porzione del sottosistema a valle della turbina. Invece, risalendo dalla turbina verso la sorgente di *bleed*, si nota che le variazioni di pressione aumentano. Tale fatto è imputabile alla diversa valutazione dei salti di pressione ai capi degli scambiatori tra Amesim e Matlab. Nonostante ciò, i risultati rientrano nel *range* di accettabilità precedentemente impostato.

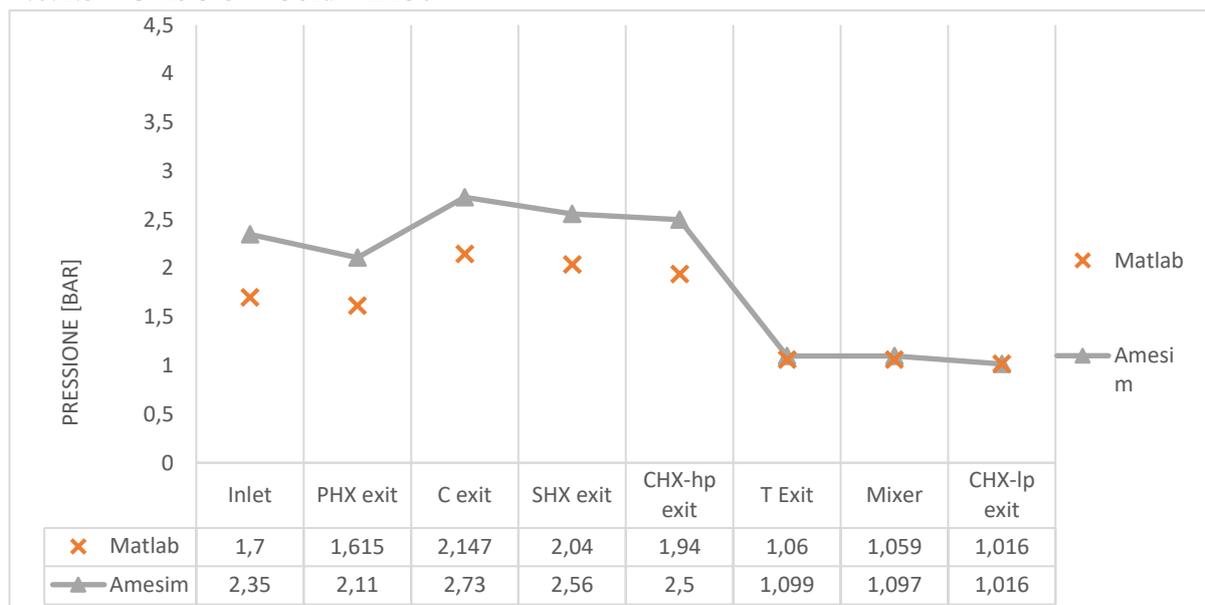
7.6.2.2 CASO 2 – Cold ground



70 Pressioni della CAU A320 nel CASO 2

Nel caso 2, a causa delle portate ridotte, si nota una quasi perfetta somiglianza tra i set di dati ottenuti. Ciò rafforza l'ipotesi che una migliore omogeneità dei metodi di computazione delle perdite di pressione possa portare a risultati più vicini tra i due modelli in tutti i casi operativi.

7.6.2.3 CASO 3 – Cold FL250



71 Pressioni della CAU A320 nel CASO 3

Nel caso 3 si nota una leggera discrepanza tra i rapporti di espansione della turbina. Questo fatto può essere dato dal tipo di modellazione dell'efficienza della turbina, che considera costante l'efficienza, includendo in essa le perdite dovute all'attivazione del fan. In questo caso, in cui il fan avesse un regime di rotazione molto contenuto, tale rendimento si alzerebbe portando a un minore salto di pressione necessario alla turbina.

7.6.3 Umidità

Per quanto riguarda l'umidità dell'aria, ci si può limitare ad affermare che tale valore è superiore alla richiesta fornita dalla normativa, solo nel CASO 1, ovvero nelle condizioni ground-hot. Infatti le condizioni del CASO 2 sono sufficientemente fredde da ridurre il tenore di vapore acqueo nell'aria al di sotto dei valori necessari per il condizionamento della cabina. Tale ragionamento vale anche per il CASO 3, in cui l'aumento della quota fornisce un ulteriore fattore che garantisce la diminuzione dell'umidità nell'aria.

Detto ciò, l'evaporatore viene mantenuto in costante funzionamento al fine di evitare il fenomeno di formazione di brina nella turbina, che può avere conseguenze negative per tale componente.

Vengono allora riportati i valori di umidità specifica rilevanti ai fini della modellazione del funzionamento della CAU.

7 Valori di umidità nei casi operativi della CAU A320

	CASO 1	CASO 2	CASO 3
x in	0,0171	0,0002	0,0000
x out	0,0001	0,0002	0,0000

Si nota che nel CASO 1 – ground hot all'evaporatore viene richiesto di ridurre la frazione di vapore dell'aria, al fine di garantire le corrette condizioni ambientali in cabina. Negli altri casi la frazione di vapore in ingresso è molto inferiore, se non nulla, e pertanto l'evaporatore non separerà la piccola frazione di acqua allo stato gassoso disciolta nell'aria.

7.6.4 Tabella riassuntiva

8 Condizioni della CAU A320 nelle condizioni di test

		CASO 1	CASO 2	CASO 3
Inlet	T [K]	478	393	463
	p [bar]	2.87	2.06	2.35
	dm [g/s]	1102	0.519	1.026
	X in	0.0171	0.0002	0.0000
PHX exit	T [K]	384	413	408
	p [bar]	2.65	2	2.11
C exit	T [K]	430	440	445
	p [bar]	3.69	2.46	2.73
	Rc	1.39	1.23	1.29
	pc/pinlet	1.29	1.19	1.16
Bypass	Valve opening [%]	0	21.4	30.2
SHX exit	T [K]	327	281	271
	p [bar]	3.54	2.44	2.56
CHX-hp exit	T [K]	311	296	283
	p [bar]	3.36	2.4	2.5
T exit	T [K]	266	269	247
	p [bar]	1.44	1.38	1.099
Mixer	T [K]	266	316	300
	p [bar]	1.44	1.379	1.097
CHX-lp exit	T [K]	281	298	291
	p [bar]	1.368	1.362	1.016
	X out	0.0001	0.0002	0.0000
Shaft	Ω [rpm]	31700	13800	23000
Flusso secondario	dm [g/s]	1984	300	825
	T _{in} [K]	312	250	238
	T _{out} [K]	421	396	447

8 Modellazione dell'ECS dell'ATR 42-500 con retrofit ibrido-elettrico

A questo punto si amplia la trattazione verso un argomento più innovativo, infatti si procede a modellare l'intero ECS di un velivolo ibrido-elettrico. In particolare si utilizzano i dati dell'ATR 42-500 e si ipotizza di poterne sostituire il sistema di controllo ambientale tradizionale, con uno di tipo *bleedless* con compressore dedicato. Tale operazione, se realmente effettuata, avrebbe innumerevoli effetti sull'integrazione dei sistemi di bordo, oltre che sull'apparato propulsivo.

Avendo a che fare in questo caso con la modellazione di componenti con funzioni diverse, essi presenteranno anche differenti condizioni di design. Un esempio di ciò può essere constatato nel dimensionamento dell'EDC e dell'ACM. Infatti l'ACM, come affermato precedentemente, ha il funzionamento più gravoso e quindi le condizioni di design nel caso di massimo raffreddamento dell'aria calda entrante nel sistema, quindi viene dimensionato secondo le condizioni *hot-ground*.

A monte dell'ACM, negli E-ECS, è presente il compressore dedicato (EDC). Esso funge da sorgente di aria calda e perciò presenta le sue condizioni dimensionanti nel caso più freddo e quando viene richiesto il massimo salto di pressione, quindi viene dimensionato secondo le condizioni *cold-ceiling*.

Pertanto il funzionamento di un E-ECS sarà caratterizzato da almeno un componente fuori dalle condizioni di design in ogni condizione di funzionamento. Quindi sarà fondamentale la definizione delle mappe *off-design* dei componenti per costituire l'armonizzazione del funzionamento delle componenti al fine di assicurare le corrette condizioni del sistema completo.

8.1 Riscaldamento del modello della CAU

Per ottenere la *Cold Air Unit* dell'ATR 42, si riscalda il modello Amesim della CAU dell'A320. Tale procedimento è favorito dalla presenza di informazioni dettagliate sulle portate e sulle condizioni del flusso nella tesi in [29].

In particolare, vengono scalate le portate e i rapporti di compressione dei componenti meccanici dell'ACM (compressore e turbina), in modo che essi possano soddisfare le condizioni di progetto e di *off-design* del sistema.

Riguardo alle macchine, si considera il caso del compressore come esemplificativo del problema. Inoltre si punta a mantenere costanti i regimi di rotazione delle macchine, ove possibile.

Innanzitutto si calcola la prevalenza del compressore (Head) a partire dalle condizioni statiche:

$$\begin{cases} T_{C,in} = 347.05 [K] \\ \beta_c = 1.569 \\ p_{C,in} = 2.112 [bar] \end{cases}$$

Si può a questo punto calcolare il carico totale del compressore mediante la formula proposta da [40]:

$$H = R^* T_{C,in} \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left(\beta_c^{\gamma/\gamma-1} - 1 \right) \left[\frac{J}{kg} \right]$$

In cui, data la massa molare dell'aria $M = 29,01 [g/mol]$, e dato $\gamma = 1.4$ si ottiene $R^* = 287 \left[\frac{J}{kg K} \right]$.

In questo caso si considera una trasformazione adiabatica caratterizzata da un'esponente γ , mentre sarebbe più corretto considerare una politropica con esponente generico m . Poiché non si ha un modo efficace e preciso di calcolare tale esponente, viene utilizzata una trasformazione adiabatica, considerando che il calcolo di tali parametri è preliminare e non inficia di molto sulle successive modellazioni.

Sulla base di tali valori si può calcolare un carico $H = 47873 \left[\frac{J}{kg} \right]$, da cui si ottiene la prevalenza

$$h = \frac{H}{g} = 4880 [m]$$

Si passa ora all'utilizzo di formule empiriche riguardanti il funzionamento del compressore.

- Calcolo della velocità al *tip* [40]

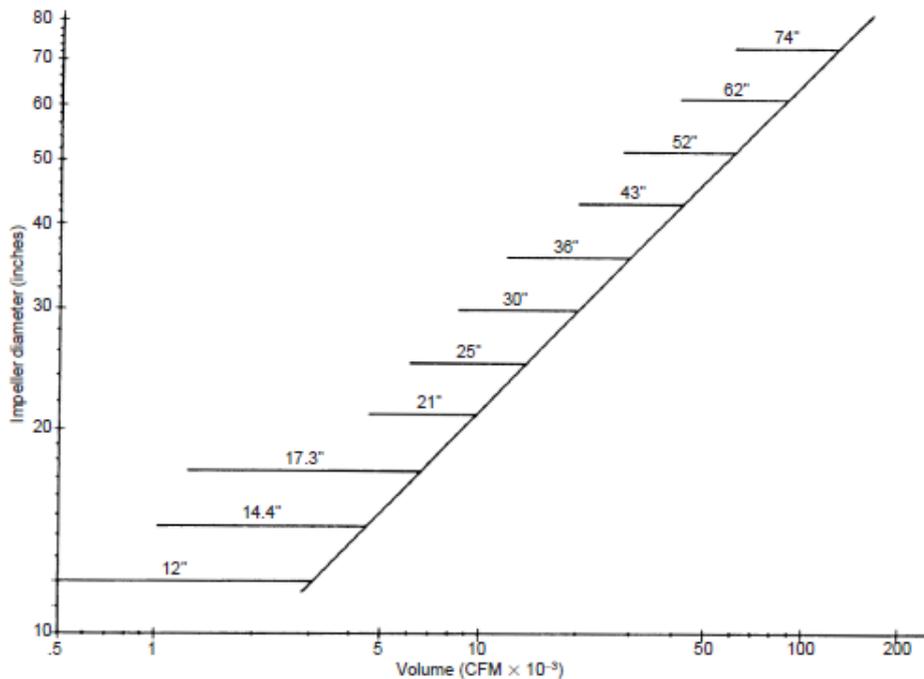
$$u_2 = \sqrt{\frac{H}{\mu}}$$

In cui μ è l'*head coefficient*, ovvero il coefficiente di carico del compressore. Qualora tale valore sia pari a 0.5, si lavora nel caso adiabatico e la formula proposta ricalca l'equazione di Bernoulli calcolata tra le condizioni di uscita dal compressore e le condizioni di massima altezza del flusso.

In generale si utilizza un coefficiente $\mu = 0.48$, [40] che porta ad avere una velocità tangenziale del flusso $u_2 = 315.8 \left[\frac{m}{s} \right]$. Tale velocità può sembrare eccessivamente elevata, ma confrontata con la velocità del suono per le condizioni di ingresso $c = \sqrt{\gamma R^* T_{C,in}} = 373.4 \left[\frac{m}{s} \right]$ porta a calcolare un numero di Mach in uscita pari a 0.845. Il compressore sarà quindi transonico.

- Calcolo del diametro dell'*impeller*

Il calcolo del diametro della girante avviene a partire dal flusso di gas entrante e si effettua sulla base di considerazioni empiriche riportate nel grafico sottostante.



72 Legame tra diametro dell'impeller e portata volumetrica [40]

Viene calcolata la portata volumetrica a partire dalla portata in massa e dalla densità del flusso di gas.

$$\rho = \frac{p_{C,in}}{R^* T_{C,in}} = 2.120 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Si ottiene quindi $Q = 1.443 \left[\frac{m^3}{s} \right] = 3030.3 [cfm]$

Da tale valore di portata si può risalire dal grafico a un diametro dell'*impeller* di circa 12", ovvero 0.3048 [m].

- Calcolo del numero di giri

Si procede al calcolo del numero di giri del compressore in queste condizioni di design, considerando le equazioni di base del moto circolare uniforme percorso dalle particelle fluide al *tip* della palettatura.

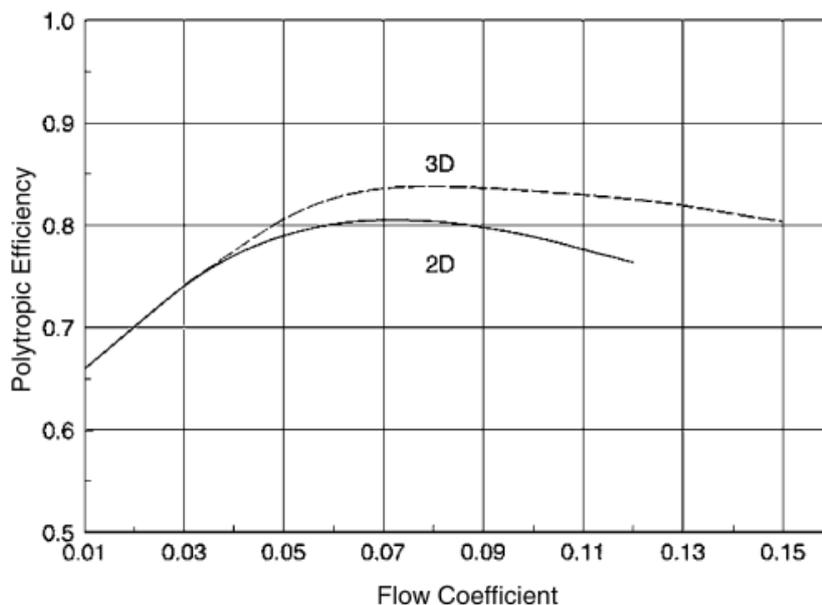
$$N = \frac{60 u_2}{\pi d} = 19788 [rpm]$$

Si nota che tale valore si discosta dai 32500 [rpm] che si punta a mantenere costanti. Tale differenza si può constatare considerando meglio quali condizioni di design siano state considerate da questo procedimento empirico, grazie al coefficiente di flusso.

- Calcolo del coefficiente di flusso

Il coefficiente di flusso nasce da andamenti sperimentali e può essere calcolato mediante formule empiriche.

$$\delta [-] = 700 \left[\frac{rpm \text{ in}^3}{cfm} \right] \frac{Q[cfm]}{N[rpm]d_2^3[in^3]} = 0.062$$



73 Legame tra efficienza politropica e coefficiente di flusso [40]

Dal grafico si può notare che il punto di dimensionamento calcolato è prossimo al massimo dell'efficienza politropica della curva 3D. Si nota però che è possibile innalzare il coefficiente di flusso fino a un valore di 0.13 mantenendo il rendimento politropico nell'intorno del valore di 0.83 che si è scelto di utilizzare per il compressore.

Si decide allora di ricalcolare il diametro della girante partendo dai seguenti dati:

$$\begin{cases} N = 32500 [rpm] \\ \delta = 0.13 \\ Q = \text{costante} \end{cases}$$

$$d = \sqrt[3]{700 \frac{Q}{N \delta}} = 7.94'' \cong 0.20 [m]$$

Attraverso la formula inversa del calcolo del numero di giri si verifica che $u_2 = 338 \left[\frac{m}{s} \right]$ e che il numero di Mach al *tip* risulta circa 0.9. Essendo il flusso subsonico viene mantenuta la validità della trattazione, per lo meno al livello preliminare del dimensionamento di tale macchina.

La maggiore velocità al tip può portare a un aumento della prevalenza (grazie al legame precedentemente constatato tra prevalenza e velocità al tip), oppure può conferire una robustezza del funzionamento del compressore anche per coefficienti di flusso inferiori al valore previsto.

Si nota infine che per le scelte attuate ci si discosta dal dimensionamento attraverso il legame tra portata e diametro della girante, ma si può considerare che l'andamento riportato in quel caso consiste in un trend del design industriale dei componenti, quindi è possibile spostarsi dalla curva prevista, qualora siano diverse le proprietà delle macchine dimensionate.

Viene scelto pertanto di mantenere questi ultimi risultati alla base della modellazione della CAU dell'ATR-42-500 con retrofit ibrido-elettrico.

Se si volesse effettuare un'analisi comparativa considerando i dati del compressore della CAU dell'A320, utilizzando questa stessa formula si otterrebbe un diametro della girante pari a:

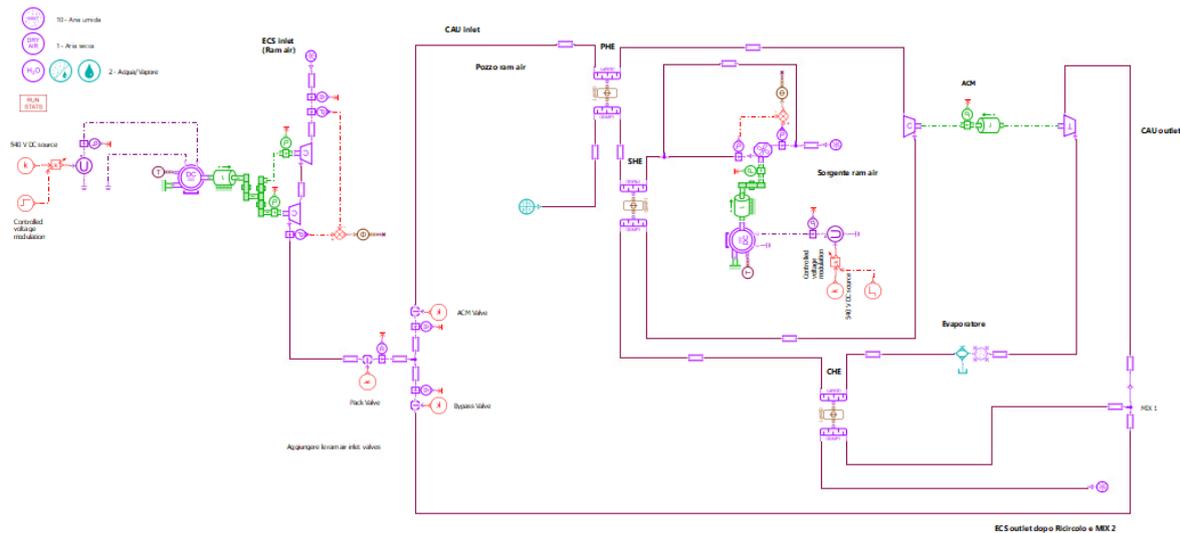
$$d_{C,A320} = \sqrt[3]{700 \frac{Q}{N \delta}} = 12.18'' \cong 0.31 [m]$$

Si nota che, almeno a livello preliminare, è possibile ridurre la dimensione della girante, mantenendone il regime di rotazione, per considerare una riduzione della portata di *design* del compressore. Tale ragionamento è valido nella misura in cui le dimensioni delle giranti e dei condotti siano molto maggiori dello strato limite.

In ogni caso il regime di rotazione collega solamente compressore e turbina tra di loro, quindi una volta determinata una scelta di modellazione univoca, la diversa velocità angolare di progetto dei componenti non avrà alcun effetto sui risultati.

8.2 Implementazione su Amesim del modello E-ECS

Una volta scalati i parametri della CAU viene allora esteso il modello precedente al fine di modellare il funzionamento di un ECS ad azionamento elettrico. Rispetto al modello della CAU dell'A320 viene rimosso il condotto di *bypass*, che in quel caso esegue un'esclusione dei soli componenti inclusi tra compressore e turbina. Tale condotto viene sostituito da un circuito di *bypass* immediatamente successivo all'EDC, per aumentarne l'efficacia grazie alla temperatura maggiore e per mantenere la coerenza con la modellazione svolta su Matlab, che fa uso di questa modellazione per il *bypass* [29].



74 Modello Amesim dell'E-ECS per l'ATR-42-500 con retrofit ibrido-elettrico

8.3 Parametri del modello E-ECS

Prima di identificare i parametri è necessario considerare le varie **condizioni operative** su cui viene valutato il funzionamento del sistema di controllo ambientale. Le condizioni *hot-ground* e *cold-ground* con velivolo fermo a terra rimangono invariate. Il caso freddo dimensionante rimane lo stesso dal punto di vista operativo, ovvero le condizioni di tangenza in giornata fredda con velivolo vuoto, ma cambiano quota e velocità di volo per le diverse caratteristiche del velivolo. Viene aggiunta un'ulteriore condizione, data la sua importanza: tale condizione risiede nel volo a quota di crociera in giornata standard con velivolo occupato all'80% della capienza. L'importanza di questa condizione è dovuta alla vasta porzione di tempo che essa occupa nella vita operativa del velivolo.

9 Condizioni di riferimento per l'ECS ATR-42-500

		CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4
		Hot - Ground	Cold - Ground	Cold - Ceiling	Std ISA - Cruise
Condizioni	T ambiente [K]	314.15	253.15	214.15	254.45
	p ambiente [bar]	1.013	1.013	0.377	0.527
	Mach [-]	0	0	0.4	0.4
	Quota [m]	0	0	7600	5181
	Passeggeri	48	0	0	40
	Umidità specifica χ [-]	0.0172	0.0002	0.0000	0.0007
	Umidità relativa ϕ [-]	35%	28%	50%	40%

Si può passare allora all'identificazione parametrica del modello E-ECS utilizzando come dati di riferimento i risultati ottenuti da Flavio Di Fedè nella tesi [29].

L'identificazione parametrica porta, oltre che alle mappe dei componenti elencate nel capitolo 6, ai seguenti parametri per il modello dell'E-ECS per l'ATR-42-500:

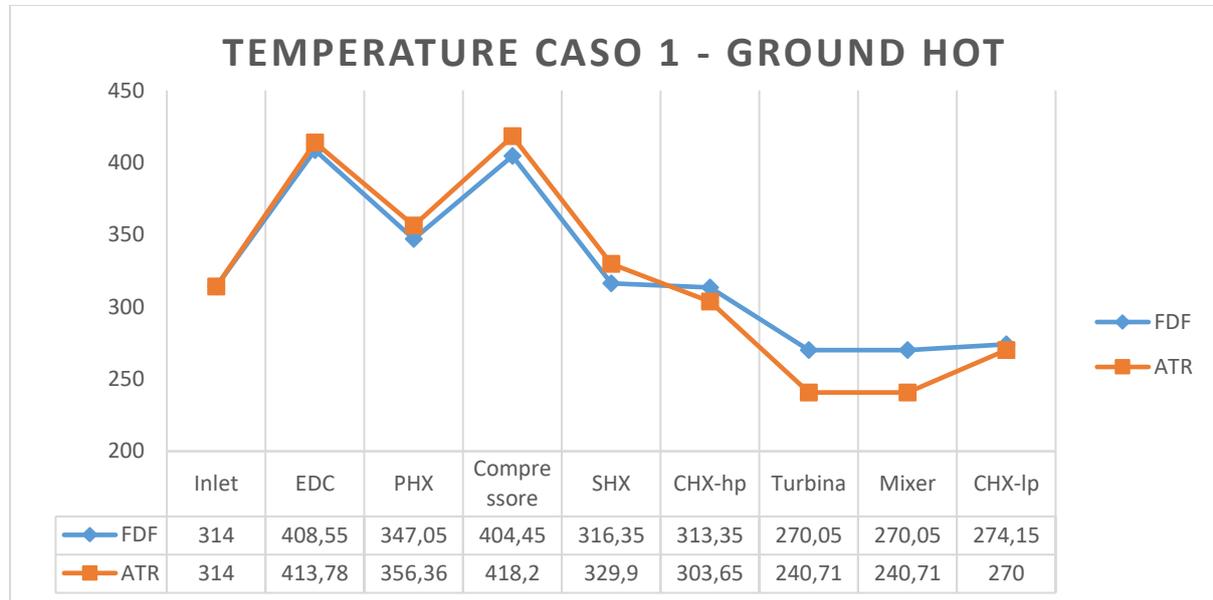
- $A_{PHX, \text{primario}} = 2500 \text{ [mm}^2\text{]}$
- $A_{SHX, \text{primario}} = 2500 \text{ [mm}^2\text{]}$
- $A_{PHX, \text{secondario}} = 8000 \text{ [mm}^2\text{]}$
- $A_{SHX, \text{secondario}} = 4000 \text{ [mm}^2\text{]}$
- $\epsilon_{PHX} = 0.87$
- $\epsilon_{SHX} = 0.87$
- $A_{CHX, \text{hp}} = 1875 \text{ [mm}^2\text{]}$
- $A_{CHX, \text{lp}} = 2500 \text{ [mm}^2\text{]}$
- $G_{CHX} = 0.50$
- $\epsilon_{CHX} = 0.59$
- $L_{\text{tubi}} = 0.5 \text{ [m]}$
- $D_{\text{tubi}} = 50 \text{ [mm]}$
- $\eta_C = 0.83$
- $\eta_T = 0.90$
- $\eta_{\text{Fan}} = 0.73$
- $\eta_{Y, \text{Fan}} = 0.95$

I parametri dei motori elettrici sono elencati nel paragrafo 6.5.8. Con i parametri così identificati, è possibile ricavare gli andamenti delle grandezze che rivelano il funzionamento dell'ECS.

8.4 Andamento delle grandezze

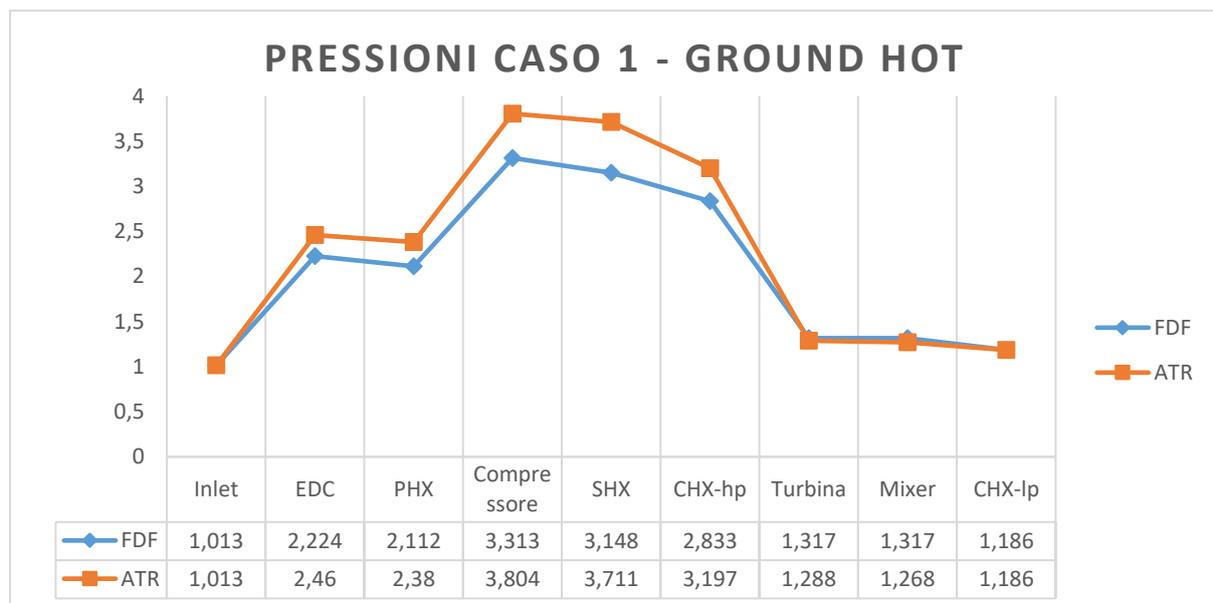
8.4.1 CASO 1: Ground Hot

In questo caso dimensionante per l'ACM, tutto il flusso di gas passa nella CAU per fornire la massima capacità di raffreddamento del sistema.



75 Temperature nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 1

Riguardo alle temperature ottenute dall'analisi su Amesim, si nota che esse ricalcano fedelmente i risultati statici di riferimento. Le differenze maggiori si riscontrano nello scambiatore di calore del condensatore e nella turbina. In generale si nota che il CHX ha un'efficacia termica nel caso simulato e che alla turbina è richiesto un maggiore salto entalpico per attivare il compressore dell'ACM.

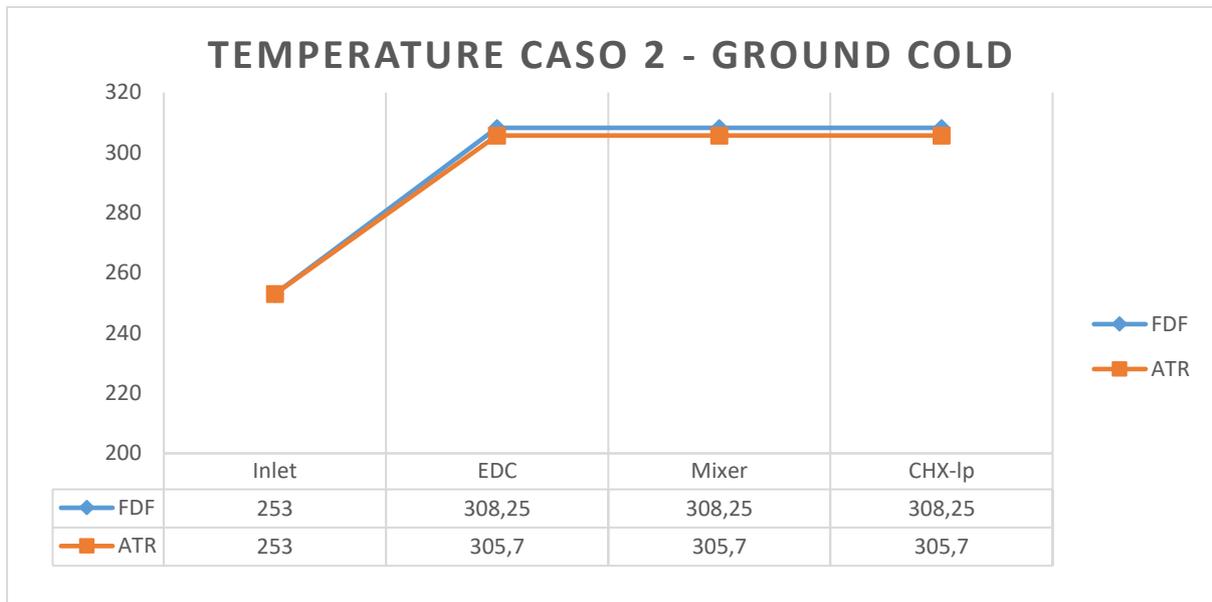


76 Pressioni nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 1

Il salto entalpico maggiorato nella turbina risulta notevole anche dal punto di vista delle pressioni, che risultano maggiorate a valle del compressore. A parte ciò, le pressioni e le relative variazioni ricalcano quanto previsto dall'analisi statica eseguita con Matlab.

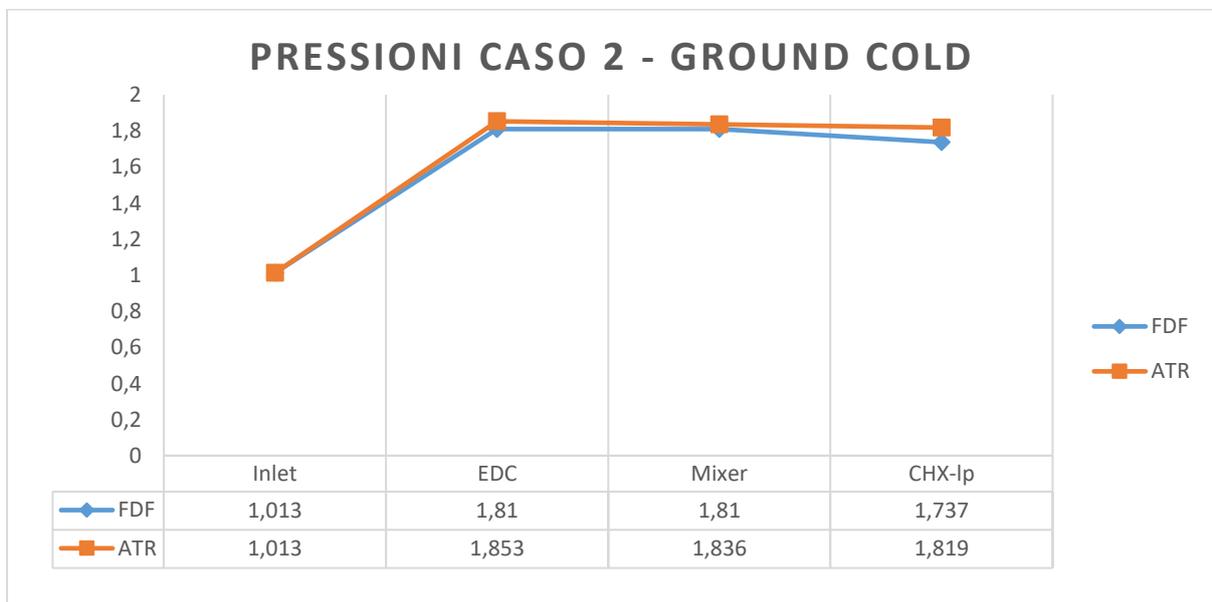
8.4.2 CASO 2: Ground Cold

In questo caso viene richiesto di riscaldare la cabina del velivolo e pertanto la CAU viene completamente bypassata. Si analizzano allora le condizioni del fluido nel circuito di bypass.



77 Temperature nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 2

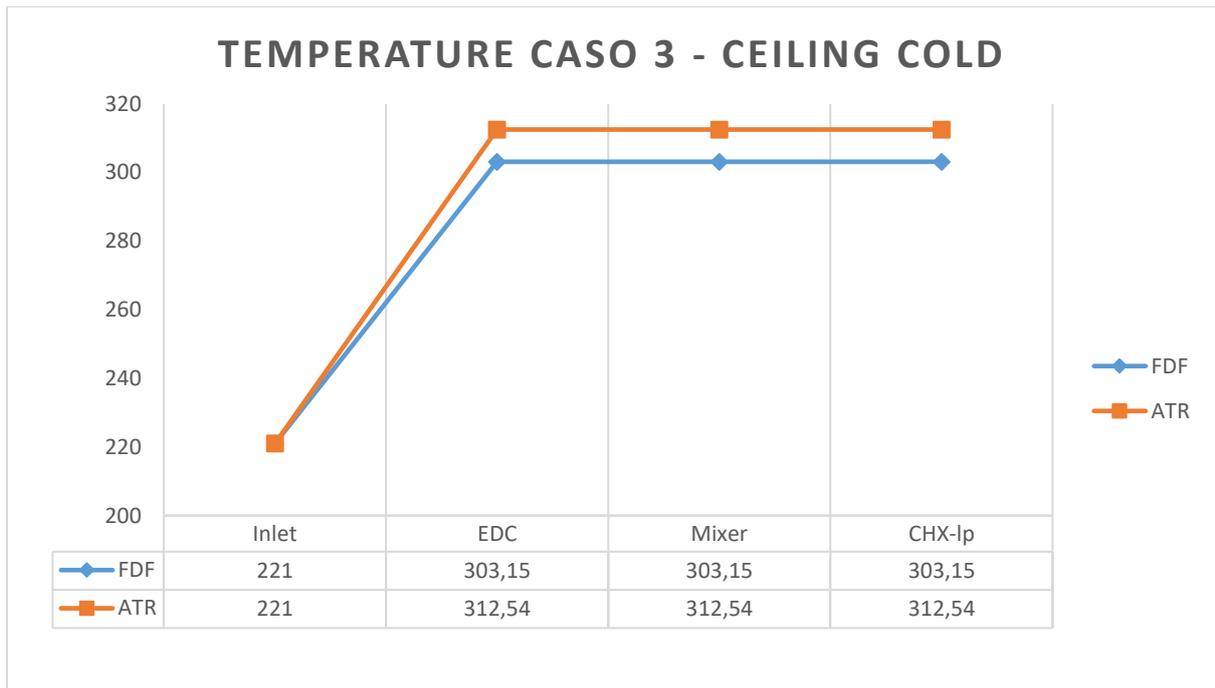
La temperatura subisce un aumento nel compressore dedicato e nei componenti successivi rimane costante, poiché non si sono considerati gli scambi termici all'interno dei tubi. Lo scambiatore di calore del condensatore non ha alcun effetto, poiché la portata nella CAU è nulla.



78 Pressioni nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 2

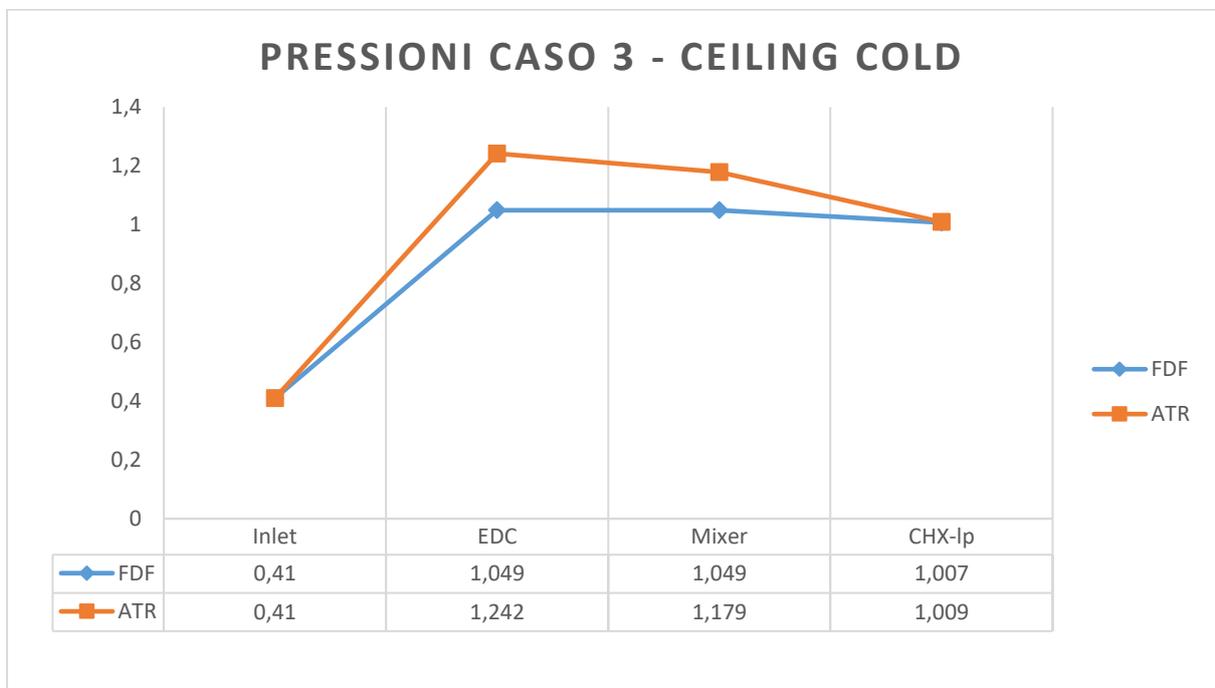
Le pressioni vengono riprodotte in modo molto fedele in questo caso, le cadute di pressione sono dovute all'attrito del gas nei tubi e nei condotti dello scambiatore di calore del condensatore.

8.4.3 CASO 3: Cold – Ceiling



79 Temperature di bypass nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 3

La temperatura nel circuito di bypass subisce nuovamente variazioni solo all'interno dell'EDC, poiché la portata nella CAU è nulla. In questo caso per mantenere la portata nel range normato è necessario innalzare leggermente la temperatura in uscita dal compressore dedicato.

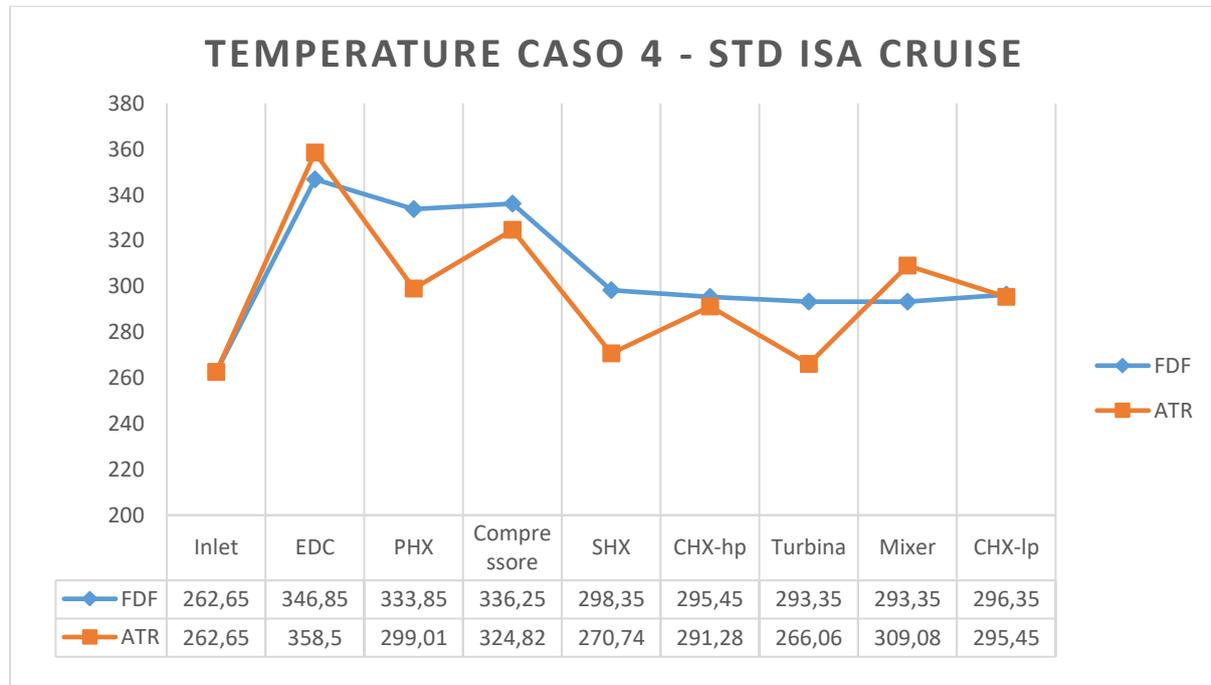


80 Pressioni di bypass nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 3

Si nota che le pressioni in uscita sono le medesime, poiché esse sono state imposte come condizioni al contorno del problema. A causa della portata più elevata, la modellazione su Amesim prevede delle perdite di pressione elevate nelle condutture e nello scambiatore (CHX). Tali perdite vengono compensate da un maggiore rapporto di compressione dell'EDC.

8.4.4 CASO 4: Standard ISA Cruise

In questo caso la soluzione statica prevede di far passare tutta la portata nella CAU per controllarne la temperatura. Nella modellazione su Amesim tale scelta non viene modellata per le condizioni di funzionamento dell'ACM che non verrebbero rispettate. Pertanto si sceglie di biforcare il flusso tra CAU e circuito di bypass, al fine di garantire il corretto funzionamento di ogni componente e condizioni di uscita accettabili.



81 Temperature nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 4

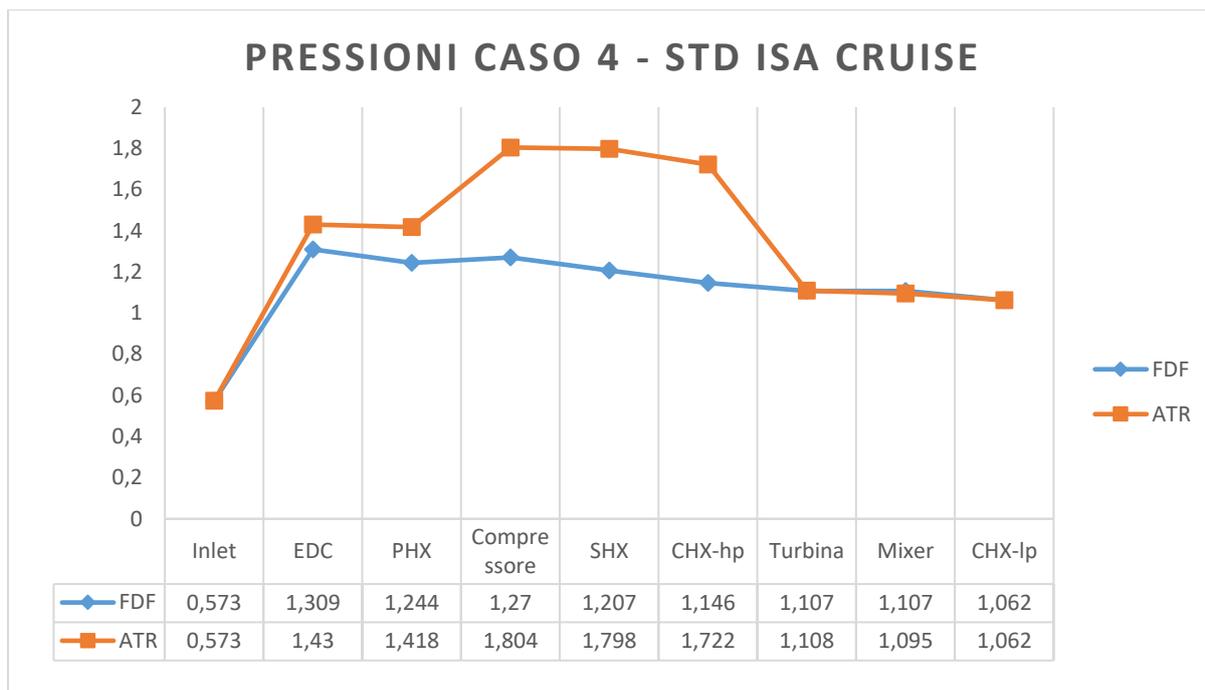
L'andamento delle temperature risulta diverso quando si confrontano i risultati di Matlab e di Amesim. In particolare su Amesim tutti gli scambiatori sono caratterizzati da una maggiore efficacia dello scambio termico, aumentando quindi le variazioni di temperature tra i capi.

Il compressore e la turbina dell'ACM trovano una condizione di equilibrio per rapporti di compressione più elevati, come può essere visto dai maggiori salti di temperature.

Si nota inoltre un aumento di temperatura nel mixer, ciò è causato dal mescolamento dei flussi provenienti dalla CAU e dal circuito di bypass, che andrà a provocare una temperatura in uscita dal mixer superiore alla temperatura in uscita dalla turbina. Infatti la CAU fornisce di fatto una sorgente di aria fredda, mentre l'EDC attraverso il circuito di bypass costituisce una sorgente calda. Combinando opportunamente le due si riesce ad ottenere una temperatura compatibile con le richieste termiche della cabina.

Infatti la temperatura richiesta è di poco superiore alla temperatura della cabina, poiché il bilancio termico è tale da richiedere poca potenza all'ECS. [29]

Nonostante la potenza richiesta sia contenuta, il funzionamento combinato tra bypass e CAU per controllare la temperatura in uscita è alla base di una riduzione dell'efficienza generale del sistema. Infatti si può considerare che la temperatura in uscita dall'EDC debba essere maggiorata rispetto al valore necessario teoricamente, al fine di attivare l'ACM. Quindi la potenza richiesta sarà superiore al necessario poiché da una parte per mantenere la portata è necessario innalzare la temperatura di bypass e dall'altra, per compensare tale aumento della temperatura di bypass, sarà necessario attivare la CAU, richiedendo quindi una temperatura in ingresso più elevata per l'equilibrio termico.



82 Pressioni nell'ECS ATR-42-500 nel CASO 4

Anche guardando l'andamento delle pressioni si nota che il regime di funzionamento dell'ACM è superiore, quindi il potere refrigerante della CAU aumenta e con esso crescono le richieste di potenza elettrica. Al di fuori degli elementi centrali dell'ACM le pressioni sono pressoché invariate.

8.4.5 Umidità nei casi di test

L'umidità specifica nei casi in cui è stato provato il funzionamento dell'E-ECS sono riportati nella tabella seguente.

10 Umidità per l'E-ECS ATR-42-500

	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4
x in	0.0172	0.0002	0	0.0007
x out	0	0.0002	0	0.0001

Si può notare che la diversa modellazione dell'evaporatore permette di raggiungere nel CASO 1 un'efficienza di funzionamento vicina all'unità, portando quindi a un'umidità in ingresso nella cabina prossima allo 0.

Nei CASI 2 e 3 l'evaporatore non è in funzione, l'umidità uscente è pari all'umidità entrante nel sistema.

Nel CASO 4, cioè nella crociera standard, l'evaporatore è attivo e rimuove parte del vapore acqueo dall'aria per garantirne le corrette proprietà.

8.4.6 Tabella riassuntiva

11 Tabella riassuntiva dell'E-ECS dell'ATR-42-500

Sottosistema	Componente	Grandezza	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4
EDC	Inlet	T [K]	314	253	221	262.65
		p [bar]	1.013	1.013	0.41	0.573
		x [-]	0.0172	0.0002	0	0.0007
		phi [%]	35	28	0	40
		dm [g/s]	306.31	167	404.5	161.59
	1° STADIO	T [K]	368.63	275.65	268.7	310.2
		p [bar]	1.607	1.32	0.765	0.934
		beta_c	1.586	1.303	1.872	1.631
		omega [rpm]	23800	16650	23500	22200
	2° STADIO	T [K]	413.78	305.7	312.54	358.5
		p [bar]	2.46	1.853	1.242	1.43
		beta_c	1.512	1.378	1.669	1.5
omega [rpm]		23800	16650	23500	22200	
		Pack valve opening [%]	100	100	100	100
		ACS valve opening [%]	100	0	0	100
FLUSSO PRIMARIO	Inlet	T [K]	413.78	-	-	358.5
		p [bar]	2.46	-	-	1.43
		x [-]	0.0172	-	-	0.0007
		phi [%]	-	-	-	-
		dm [g/s]	306.31	-	-	85.54
	PHX	T [K]	356.36	-	-	299.01
		p [bar]	2.38	-	-	1.418
	Compressore	T [K]	418.2	-	-	324.82
		p [bar]	3.804	-	-	1.804
		beta_c	1.598	-	-	1.273
		omega [rpm]	33578	-	-	17595
	SHX	T [K]	329.9	-	-	270.74
		p [bar]	3.711	-	-	1.798
	CHX-hp	T [K]	303.65	-	-	291.28
		p [bar]	3.648	-	-	1.788
	EV	dm air out [g/s]	10.34	-	-	0.0004
T [K]		303.65	-	-	291.28	
p [bar]		3.197	-	-	1.722	
phi in [%]		1.678	-	-	1.415	
phi out [%]		0.085	-	-	1.269	
Turbina	T [K]	240.71	-	-	266.06	
	p [bar]	1.288	-	-	1.108	
	beta_t	2.481	-	-	1.436	
Mixer		T [K]	240.71	305.7	312.54	309.08

		p [bar]	1.268	1.836	1.179	1.095
	CHX-lp	T [K]	270	305.7	312.54	295.45
		p [bar]	1.186	1.819	1.009	1.062
	Outlet	T [K]	270	305.7	306.9	295.45
		p [bar]	1.186	1.819	1.009	1.062
		x [-]	0	-	0	
BYPASS		T [K]	-	305.7	312.54	358.5
		p [bar]	-	1.819	1.179	1.43
		dm [g/s]	-	121	404.5	75.04
		BPV opening [%]	0	100	100	20
FLUSSO SECONDARIO	Ram Inlet	T [°C]	314	-	-	262.65
		p [bar]	1.39	-	-	0.636
		dm [g/s]	806	-	-	170
	After SHX	T [°C]	351.22	-	-	325.04
	After PHX	T [°C]	374.83	-	-	332.6
Fan	omega [rpm]	2778	-	-	775	
Ram Outlet	T [°C]	374.83	-	-	352.2	
ECS OUTLET		T [K]	270	305.7	306.9	295.45
		p [bar]	1.186	1.819	1.009	1.062
		x [-]	0	0.0002	0	0.0001

8.5 Potenza elettrica assorbita dall'E-ECS

Vengono riassunti nella seguente tabella i risultati relativi alle potenze calcolate dall'analisi statica per l'E-ECS dell'ATR-42-500 con *retrofit* a un sistema propulsivo di tipo ibrido-elettrico.

12 Potenze dell'E-ECS ATR-42-500

		CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4
Regolazione K [-]		0.9	0.6	0.9	0.8
EDC	P utile [kW]	25.60	7.31	22.63	12.93
	P stadio 1 [kW]	15.32	4.40	13.45	7.72
	P stadio 2 [kW]	15.52	4.41	13.81	7.86
	P albero [kW]	32.06	9.43	28.52	16.66
	P elettrica [kW]	36.44	10.21	31.87	18.02
	η compressore	83%	83%	83%	83%
	η trasmissione	96%	93%	96%	94%
	η PMDC	88%	92%	89%	92%
FAN	P utile [kW]	5.02	0.00	0.00	0.00
	P fan [kW]	5.68	0.00	0.00	0.00
	P albero [kW]	5.72	0.00	0.00	0.00
	P elettrica [kW]	6.01	0.00	0.00	0.00
	η fan	88%	-	-	-
	η trasmissione	99%	-	-	-
	η PMDC	95%	-	-	-
ACM	P albero [kW]	19.37	0.00	0.00	0.42
	η compressore	83%	83%	83%	83%
	η trasmissione	97%	-	-	95%
	η turbina	90%	90%	90%	90%
P elettrica totale [kW]		42.45	10.21	31.87	18.02

Dalla tabella soprastante si possono raccogliere alcuni risultati importanti dal punto di vista del funzionamento dell'ECS con un'architettura di tipo *bleedless*.

- In generale rapporti di compressione e regimi di rotazione di riferimento degli stadi degli EDC sono stati scelti per ottenere una suddivisione della potenza prossima alla metà per ogni stadio. Tale affermazione risulta vera in ogni caso di test.

- Il rendimento della PMDC è superiore all'85%, suggerendo un funzionamento molto efficiente di tale componente. Tali valori di rendimento potrebbero venire abbassati in seguito a un dimensionamento del motore PMDC tramite un'analisi di *trade-off* tra la potenza richiesta e il peso dei componenti.
- La potenza richiesta dall'EDC dipende non solo dal fattore di regolazione k : infatti i casi 1 e 3 presentano lo stesso k , ma richiedono potenze diverse. Infatti esso regola la tensione ai capi del motore e di conseguenza la corrente, attraverso la resistenza del motore. Tale resistenza è però dipendente dal regime di rotazione, quindi le configurazioni che presentano un regime di rotazione superiore per l'EDC richiedono più potenza al sistema elettrico.
- Il fan funziona solo nel CASO 1, ovvero *ground-hot*. Infatti nelle altre condizioni o la velocità è sufficiente da garantire il corretto afflusso d'aria nell'*inlet*, oppure non è presente l'esigenza di raffreddare gli scambiatori.
- La potenza elettrica richiesta per mantenere attivo il fan nelle condizioni dimensionanti risulta di 6 [kW], ovvero molto prossima ai risultati ottenuti con Matlab nel [29]. Poiché la potenza richiesta dal fan è relativamente contenuta, e poiché esso viene utilizzato tipicamente per brevi fasi della missione, si potrebbe scegliere di utilizzare una PMDC più compatta per esso, in modo da ridurre pesi e ingombri, al costo però di una più ridotta efficienza energetica.
- La potenza all'albero dell'ACM non viene considerata nella computazione delle potenze richieste, in quanto essa viene scambiata tra compressore e turbina, che sono componenti interni all'ACM e quindi essa non va a rappresentare un'interfaccia di scambio energetico con l'esterno.
- La potenza all'albero dell'ACM descrive il funzionamento dell'ACS: infatti esso funziona a pieno carico nel caso 1, in *idling* nel caso 4 e viene considerato spento negli altri casi di funzionamento. Nella realtà applicativa, anche nei casi 2 e 3 l'ACS dovrà essere mantenuto in condizioni di regime minimo, ma a causa della ridotta impronta che tale condizione avrebbe sul funzionamento del sistema, tale condizione viene trascurata. Inoltre, per garantire il corretto funzionamento in *idling* è necessario implementare una rete di controllo su parametri quali portata e temperatura, che sono esuli a scopi e obiettivi del presente lavoro di tesi.
- Il caso più gravoso dal punto di vista della potenza richiesta risiede nel CASO 1 (*ground-hot*), seguito dal CASO 3 (*ceiling-cold*). Si nota quindi come la potenza richiesta dall'ECS sia comparabile nei casi di raffreddamento e riscaldamento. Infatti nel caso di raffreddamento la potenza elettrica sarà richiesta per fornire temperatura e pressione sufficienti da attivare l'ACM, mentre nel caso del riscaldamento la potenza elettrica sarà direttamente convertita in potenza termica attraverso l'EDC.

Considerando quindi l'ECS nel complesso, il caso che necessita un raffreddamento presenterà un rendimento inferiore alla circostanza richiedente un riscaldamento della cabina. Infatti anche nel caso del raffreddamento sarà necessario riscaldare il flusso entrante e ciò causerà una riduzione dell'efficienza complessiva del raffreddamento.

9 E-ECS per HERA

Vista la scalabilità del modello dell'E-ECS precedentemente ottenuto su Amesim, risulta a questo punto possibile valutare la modellazione dinamica del sistema per un velivolo ibrido-elettrico regionale da 80 passeggeri (da adesso si farà riferimento ad esso con la sigla "HERA").

Di tutti i requisiti principali di progetto, in questo modello parametrico semplificato dell'ECS, sarà necessario definire prima di tutto la portata di progetto che tale sistema dovrà gestire. Non avendo implementato modelli termici della cabina del velivolo, si baserà il ragionamento relativo alla portata in base al numero di passeggeri. Tale considerazione è ovviamente riduttiva per quanto riguarda la complessità del problema del controllo ambientale di un velivolo, ma la si considera sufficiente per definire un valore di riferimento di portata per sviluppare l'analisi dinamica dell'E-ECS, rimanendo coscienti che un valore ottenuto con analisi più approfondite potrà essere differente da quello proposto in questa sede.

9.1 Parametri del modello E-ECS

Le condizioni esterne sono considerate le medesime del caso dell'ATR, così come gli scenari operativi.

Vengono di seguito riportati i parametri identificati per la modellazione dell'E-ECS di HERA al fine di mantenere le medesime temperature dell'ECS rispetto all'ATR, scalando le portate al fine di rispettare il requisito normativo.

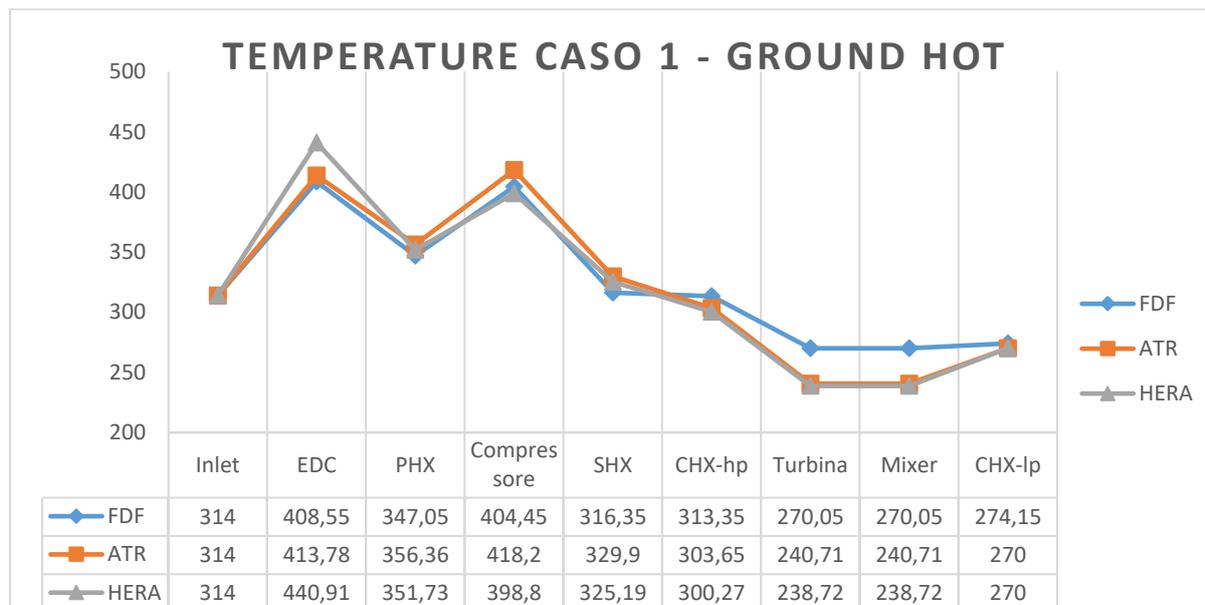
- $A_{PHX, \text{primario}} = 4117.5 \text{ [mm}^2\text{]}$
- $A_{SHX, \text{primario}} = 4117.5 \text{ [mm}^2\text{]}$
- $A_{PHX, \text{secondario}} = 6588 \text{ [mm}^2\text{]}$
- $A_{SHX, \text{secondario}} = 3294 \text{ [mm}^2\text{]}$
- $\epsilon_{PHX} = 0.87$
- $\epsilon_{SHX} = 0.87$
- $A_{CHX, \text{hp}} = 6176.2 \text{ [mm}^2\text{]}$
- $A_{CHX, \text{lp}} = 8235 \text{ [mm}^2\text{]}$
- $G_{CHX} = 0.50$
- $\epsilon_{CHX} = 0.59$
- $L_{\text{tubi}} = 0.75 \text{ [m]}$
- $D_{\text{tubi}} = 75 \text{ [mm]}$
- $\eta_C = 0.83$
- $\eta_T = 0.90$
- $\eta_{\text{Fan}} = 0.73$
- $\eta_{Y, \text{Fan}} = 0.95$

SI nota che per garantire le corrette condizioni di funzionamento statiche on-design e off-design è necessario aumentare l'area del CHX rispetto alle aree degli altri scambiatori di calore.

9.2 Andamento delle grandezze

Per un'analisi ottimale degli andamenti delle grandezze fisiche (temperature, pressioni e umidità) all'interno dei diversi componenti, si confrontano i risultati dell'E-ECS HERA con quelli precedentemente ottenuti per l'E-ECS ATR e con i risultati di riferimento ricavati dalla tesi [29].

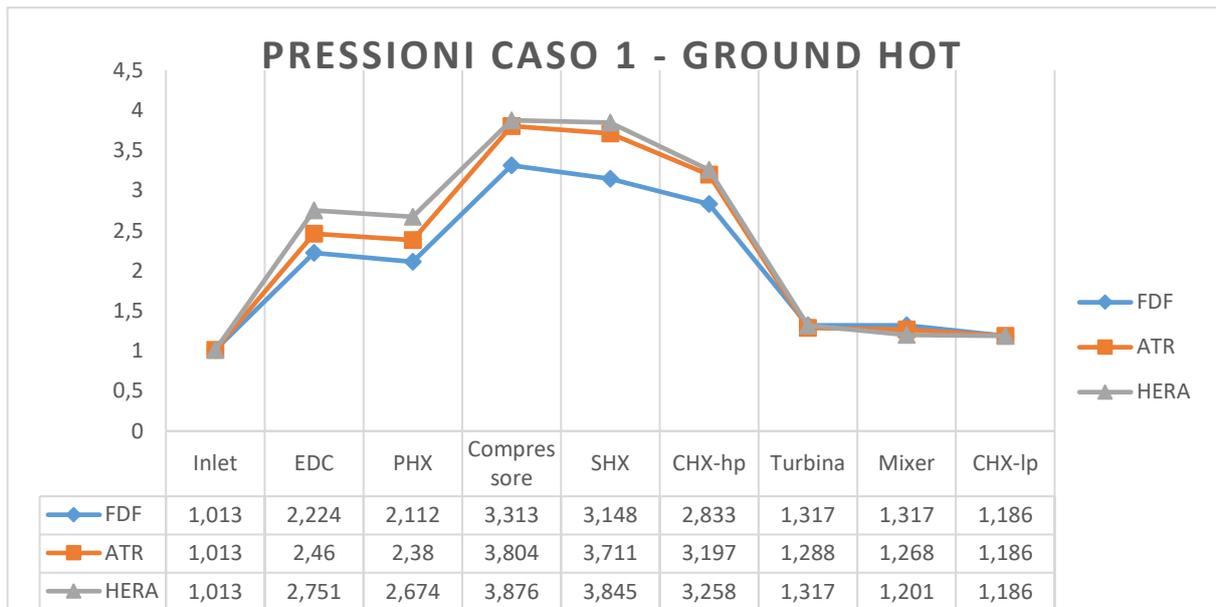
9.2.1 CASO 1 – Ground Hot



83 Temperature nell'ECS HEA nel CASO 1

In generale l'andamento delle temperature per l'E-ECS HERA è analogo a quello precedentemente calcolato per l'ATR.

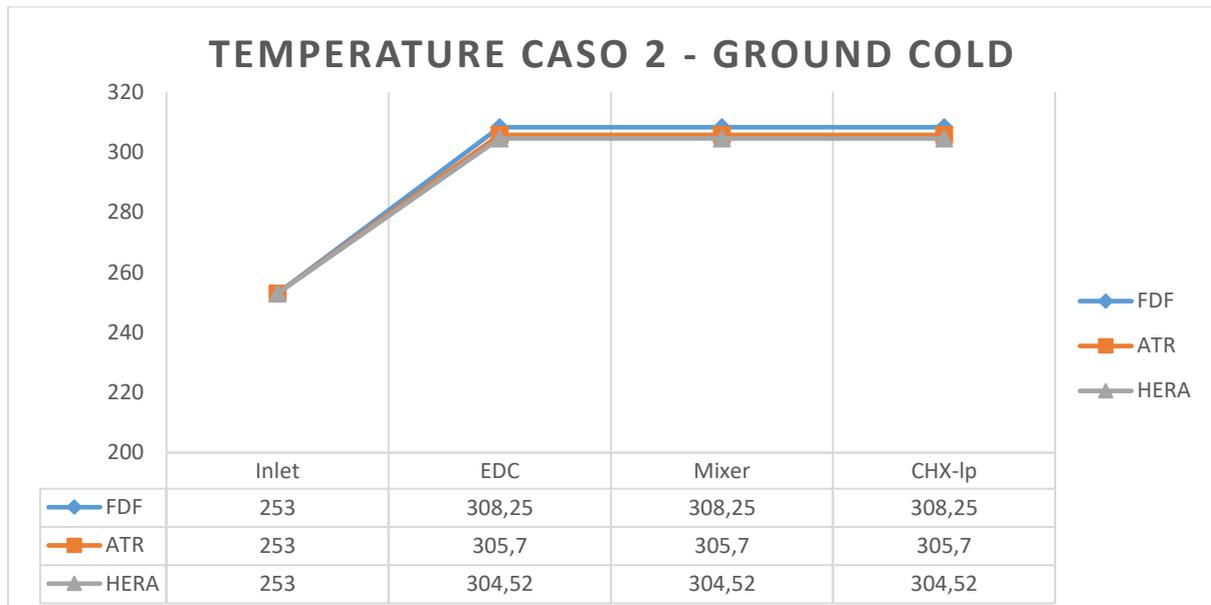
Si nota che la temperatura in uscita dall'EDC aumenta e quindi la potenza richiesta al sistema elettrica sarà proporzionalmente maggiore.



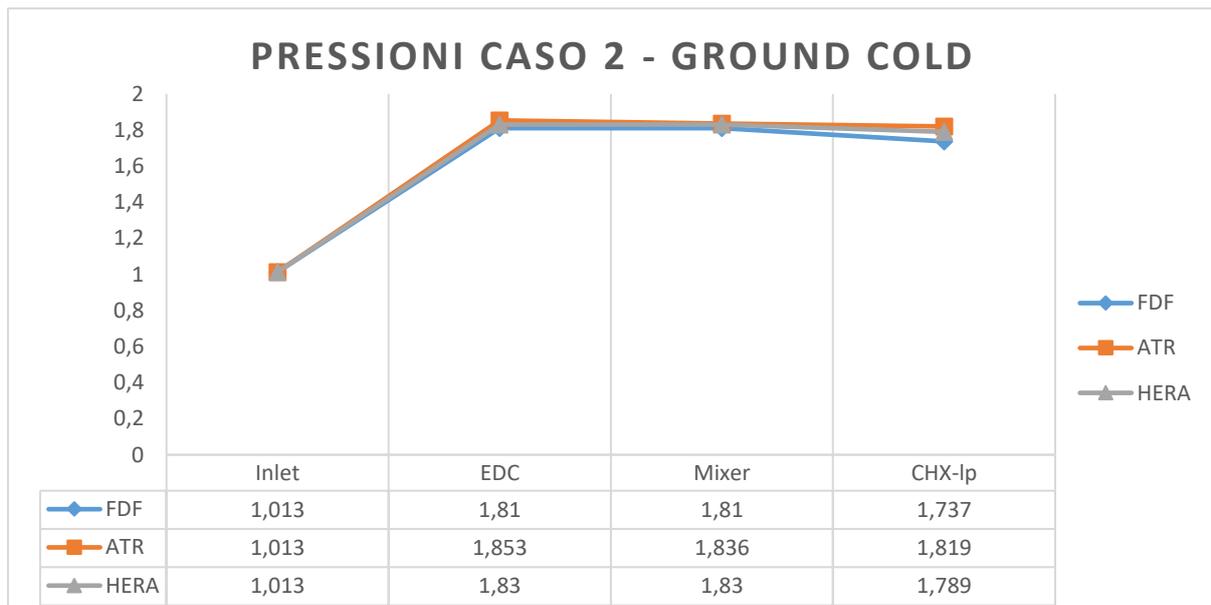
84 Pressioni nell'ECS HEA nel CASO 1

L'andamento delle pressioni è del tutto analogo a quello calcolato per l'ATR.

9.2.2 CASO 2 – Ground Cold



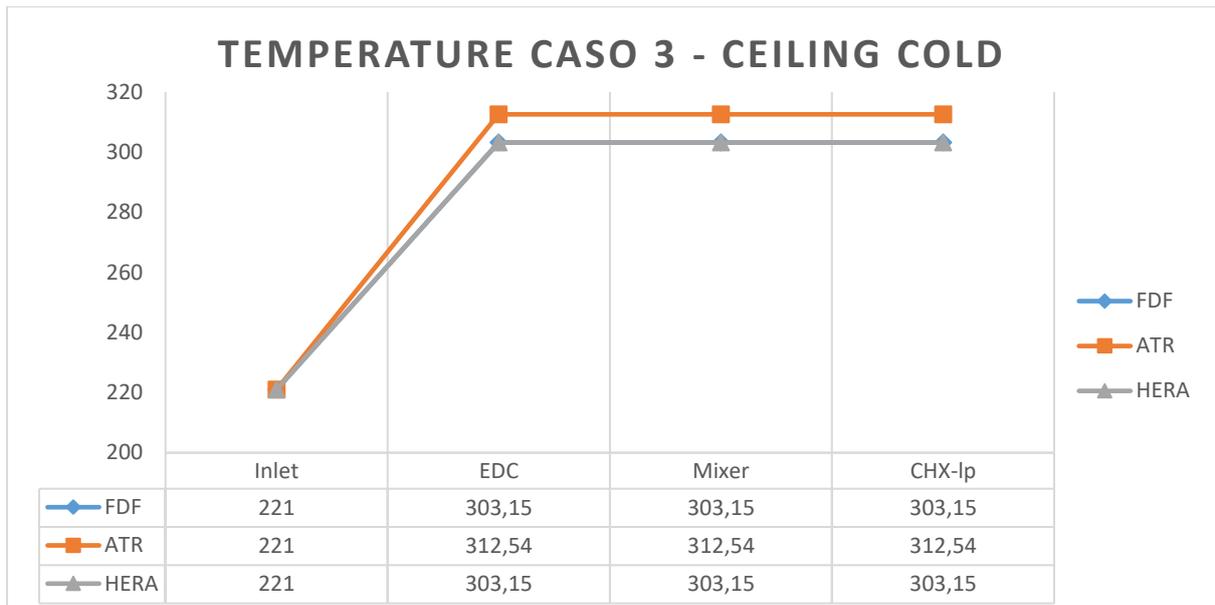
85 Temperature nell'ECS HERA nel CASO 2



86 Pressioni nell'ECS HERA nel CASO 2

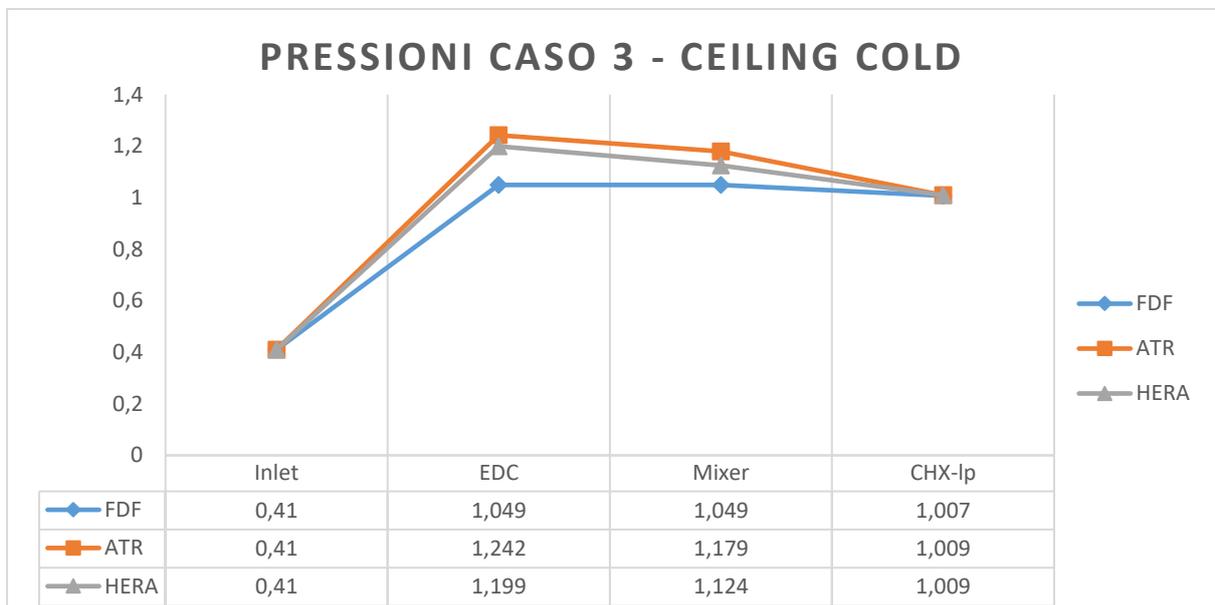
Gli andamenti di temperature e pressioni sono conformi al previsto.

9.2.3 CASO 3 – Ceiling Cold



87 Temperature nell'ECS HERA nel CASO 3

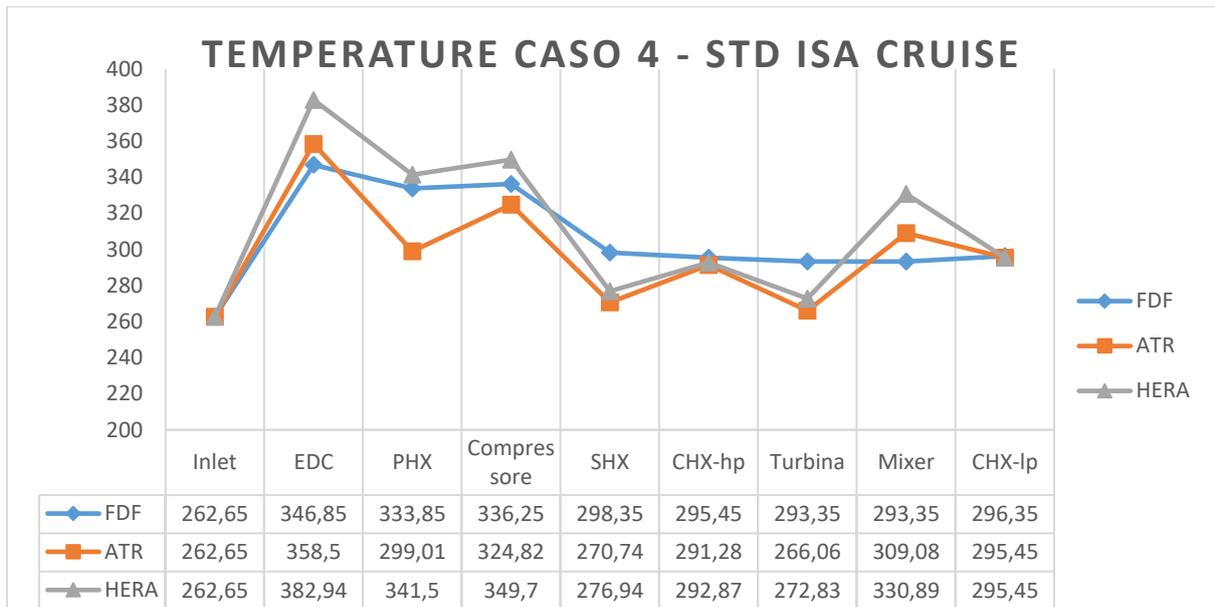
Si osserva un aumento della temperatura in uscita dell'EDC con il riscaldamento del sistema per l'ATR, con il ritorno a condizioni pari a quelle iniziali per HERA. Tale comportamento è dovuto alle condizioni al contorno imposte al sistema al fine di evitare la presenza di eccessive discontinuità nella simulazione.



88 Pressioni nell'ECS HERA nel CASO 3

Gli andamenti delle pressioni sono analoghi, si nota che per il riscaldamento dei componenti, HERA presenta un maggior salto di pressione nei condotti a monte del mixer abbinato a una minore riduzione di pressione nel CHX.

9.2.4 CASO 4 – Standard ISA Cruise

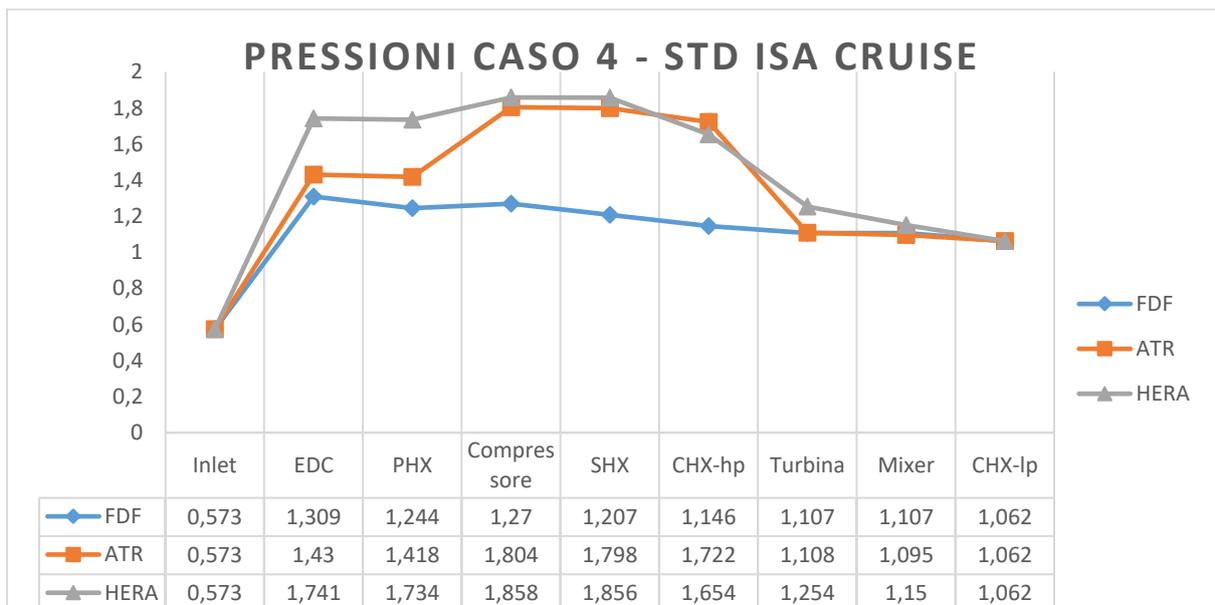


89 Temperature nell'ECS HERA nel CASO 4

L'andamento delle temperature ricalca quanto calcolato precedentemente, con l'eccezione del PHX in cui il raffreddamento è ridotto. Tale raffreddamento viene recuperato nel SHX. Questo comportamento può essere dovuto alla scalatura delle dimensioni degli scambiatori, o a un valore incorretto di portata di *ram air* nel flusso secondario.

Si nota che i salti entalpici in compressore e turbina sono ridotti, quindi l'ACM ha un regime di rotazione inferiore, prossimo all'*idling*.

Nel mixer vi è un ampio aumento di temperatura, dovuto all'unione della portata nell'ACM con l'ingente portata di bypass dettata dalle esigenze di funzionamento del sistema.



90 Pressioni nell'ECS HERA nel CASO 4

L'andamento delle pressioni è simile al caso dell'ATR; si nota che la pressione massima è simile, ma il salto di pressione avviene in gran parte nell'EDC, mentre nel compressore dell'ACM si assiste a un

aumento molto ridotto del valore di pressione. Un ragionamento analogo vale per la turbina, in cui il rapporto di espansione è inferiore a causa delle maggiori perdite di pressione a valle della turbina, che limitano per l'appunto tale valore.

9.2.5 Umidità nei casi di test

Le umidità specifiche calcolate nelle condizioni di test dell'E-ECS HERA vengono riportate nella seguente tabella.

13 Umidità specifiche E-ECS HERA

HERA	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4
x in	0.0172	0.0002	0	0.0007
x out	0	0.0002	0	0.0007

Gli andamenti delle umidità risultano del tutto simili a quanto calcolato nel caso dell'E-ECS ATR-42-500 nel paragrafo 8.4.5.

9.2.6 Tabella riassuntiva

14 Tabella riassuntiva dei risultati per l'ECS HERA

Sottosistema	Componente	Grandezza	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	
EDC	Inlet	T [K]	314	253	221	262.65	
		p [bar]	1.013	1.013	0.41	0.573	
		x [-]	0.0172	0.0002	0	0.0007	
		phi [%]	35	28	0	40	
		dm [g/s]	434.7	210.82	620.99	216	
	1° STADIO	T [K]	376.99	278.8	265.46	321.83	
		p [bar]	1.728	1.379	0.669	1.042	
		beta_c	1.715	1.363	1.715	1.825	
		omega [rpm]	25829	16452	22023	25277	
	2° STADIO	T [K]	440.91	304.52	303.15	382.94	
		p [bar]	2.751	1.83	1.199	1.741	
		beta_c	1.592	1.327	1.575	1.67	
		omega [rpm]	25829	16452	22023	25277	
			Pack valve opening [%]	100	100	100	100
			ACS valve opening [%]	100	0	0	100
FLUSSO PRIMARIO	Inlet	T [K]	440.91	-	-	382.94	
		p [bar]	2.751	-	-	1.741	
		x [-]	0.0172	-	-	0.0007	
		dm [g/s]	434.7	-	-	102.35	
	PHX	T [K]	351.73	-	-	341.5	
		p [bar]	2.674	-	-	1.734	
	Compressore	T [K]	398.8	-	-	349.7	
		p [bar]	3.876	-	-	1.858	
		beta_c	1.449	-	-	1.072	
		omega [rpm]	27915	-	-	7930	
	SHX		T [K]	325.19	-	-	276.94

		p [bar]	3.845	-	-	1.856
	CHX-hp	T [K]	300.27	-	-	292.87
		p [bar]	3.833	-	-	1.855
	EV	dm air out [g/s]	429.55	-	-	102.28
		T [K]	300.27	-	-	292.87
		p [bar]	3.258	-	-	1.654
		phi in [%]	12.56	-	-	9.08
		phi out [%]	0	-	-	0
	Turbina	T [K]	238.72	-	-	272.83
		p [bar]	1.317	-	-	1.254
		beta_t	2.47	-	-	1.319
	CHX-lp	T [K]	270	-	-	295.45
		p [bar]	1.186	-	-	1.062
	Mixer	T [K]	238.72	-	-	330.89
		p [bar]	1.201	-	-	1.15
	Outlet	T [K]	269.32	-	-	295.45
		p [bar]	1.453	-	-	1.062
		x [-]	0	-	-	0.0005
BYPASS		T [K]	-	304.52	303.15	382.94
		p [bar]	-	1.827	1.124	1.741
		dm [g/s]	-	210.82	678.36	113.61
		BPV opening [%]	0	100	100	20
FLUSSO SECONDARIO	Ram Inlet	T [°C]	314	-	-	262.65
		p [bar]	1.398	-	-	0.69
		dm [g/s]	1327	-	-	85
	After SHX	T [°C]	338.33	-	-	310.7
	After PHX	T [°C]	367.79	-	-	344.76
	Fan	T [°C]	-	-	-	-
p [bar]		-	-	-	-	
omega [rpm]		4822	-	-	821	
Ram Outlet	T [°C]	367.79	-	-	342	
ECS OUTLET		T [K]	270	304.52	303.15	295.45
		p [bar]	1.186	1.819	1.009	1.062
		x [-]	0	0.0002	0	0.0007

9.3 Potenza elettrica assorbita dall'E-ECS

Si analizza ora la potenza richiesta dall'E-ECS al sistema elettrico. Tale passaggio risulta fondamentale per valutare il *power budget* necessario al funzionamento del sistema di controllo ambientale elettrificato del velivolo.

15 Potenza richiesta dall'E-ECS HERA

		CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4
Regolazione K [-]		0.95	0.56	0.85	0.85
EDC	P utile [kW]	46.74	9.08	45.95	18.83
	P stadio 1 [kW]	27.82	5.45	27.69	11.16
	P stadio 2 [kW]	28.49	5.48	27.67	11.53
	P albero [kW]	56.31	11.95	56.47	23.50
	P elettrica [kW]	69.08	13.01	69.73	26.00
	η compressore	83%	83%	83%	83%
	η trasmissione	99%	92%	98%	99%
	η PMDC	82%	92%	81%	90%
FAN	P utile [kW]	10.29	0.00	0.00	0.00
	P fan [kW]	11.65	0.00	0.00	0.00
	P albero [kW]	12.05	0.00	0.00	0.00
	P elettrica [kW]	12.50	0.00	0.00	0.00
	η fan	88%	-	-	-
	η trasmissione	97%	-	-	-
	η PMDC	96%	-	-	-
ACM	P albero [kW]	19.37	0.00	0.00	0.73
	η compressore	83%	83%	83%	83%
	η trasmissione	97%	-	-	95%
	η turbina	90%	90%	90%	90%
P elettrica pacco [kW]		81.58	13.01	69.73	26.00

- Si può notare una maggiore efficienza della PMDC nei casi vicini al funzionamento on-design. Tale risultato potrebbe essere dovuto alla scelta di scalabilità utilizzata per passare dal modello

dell'ATR al modello di HERA, che tiene conto di una sola interpolazione lineare con la portata massima. Tale scelta è giustificata dal fatto che a pari rapporto di compressione, le caratteristiche della macchina elettrica dipenderanno solamente dalla portata che attraversa il compressore. Per contro, tale scelta porta a trascurare gli effetti della scala della macchina elettrica sul rendimento della stessa.

- Si osserva inoltre che il rendimento all'albero, secondo la modellazione svolta su Amesim, è massimo nei casi in cui i carichi sono più elevati. Tale tendenza è dovuta al fatto che il rendimento sia dovuto all'attrito all'albero; esso su Amesim viene modellato dal punto di vista della coppia trasmessa, con un andamento lineare con la velocità di rotazione. Detto ciò, se si considerano due casi in cui la potenza all'albero è medesima, il caso con la coppia maggiore subirà una diminuzione percentuale inferiore. Pertanto nei casi in cui la coppia richiesta è massima il rendimento è elevato poiché le coppie dissipate avranno un minor effetto globale.
- Il riscaldamento del modello non garantisce la linearità della trasformazione, fatto che si può notare particolarmente confrontando i fattori di regolazione e le potenze, mentre temperature e pressioni vengono mantenute pressoché costanti. Tale fatto può essere dovuto alle variazioni di portata o alla non linearità nei componenti modellati.

Si cerca ora di analizzare quali condizioni di funzionamento risultino meno efficienti dal punto di vista energetico, al fine di ricercare una possibilità di miglioramento dei consumi durante la missione.

Si inizia analizzando l'efficienza termica di un pacco operativo dell'ECS.

Per quanto riguarda i carichi termici, essi vengono scalati tramite il fattore di scala utilizzato precedentemente ($FS=1.647$) rispetto ai risultati dell'analisi statica sull'ATR-42-500 [29]. Infatti considerando costanti le temperature e riscaldando le portate, i carichi termici seguono lo stesso andamento delle portate.

16 Rendimenti termici del pacco operativo dell'ECS

	$P_{elettrica,Pacco}$	$P_{termica,Pacco} = \dot{m}C_p(T_{ECS} - T_{ram})$	$\eta_{ECS,th}$
CASO 1	81.58	-19.21	-24%
CASO 2	13.01	10.91	84%
CASO 3	69.73	51.24	73%
CASO 4	26.00	7.12	27%

L'efficienza negativa nel caso del raffreddamento non indica una condizione fisicamente non accettabile, ma che l'energia viene cambiata di segno per la convenzione usata. Si può dire quindi che le efficienze positive sono efficienze di riscaldamento, le efficienze negative sono efficienze di raffreddamento.

Si nota che l'efficienza di raffreddamento nel caso caldo a terra (CASO 1) è pari al 24%. Tale valore è ritenuto buono poiché in questo caso la CAU è in funzione e tipicamente una CAU a ciclo ad aria porta con il suo utilizzo un rendimento relativamente contenuto, se si considera ulteriormente che l'energia spesa per scaldare l'aria nell'EDC viene calcolata come un effetto negativo dal punto di vista del raffreddamento della cabina.

Nei casi freddi, i rendimenti sono molto variabili in funzione della condizione di funzionamento, essi saranno molto alti quando l'ACM sarà bypassata. Infatti si nota che nei casi 2 e 3 il rendimento è molto elevato, mentre nel caso 4 in cui si sfruttano gli effetti antagonisti di EDC e CAU per conseguire la corretta temperatura e portata in cabina, il rendimento diminuisce considerevolmente.

Una volta considerato il rendimento termico del singolo pacco componente l'ECS, si passa ad esaminare il calore utile fornito alla cabina e quindi il rendimento generale del sistema. In questo caso si possono notare le limitazioni della regressione lineare utilizzata per il riscaldamento del modello.

La potenza utile fornita alla cabina viene calcolata mediante la formula del flusso termico:

$$\dot{q} = P_u = m_{ECS} C_p (T_{ECS} - T_{cab})$$

Viene utilizzato lo stesso fattore di scala precedentemente proposto per scalare le potenze termiche ottenute dall'analisi statica dell'ATR-42 [29].

17 Rendimenti utili dell'ECS

	$P_{elettrica,ECS}$	$P_{u,cab}$	η_u	$P_{u,scalata}$	$\eta_{u,scalata}$
CASO 1	163.15	-24.45	-15%	-25.03	-15%
CASO 2	26.03	5.73	22%	6.75	26%
CASO 3	139.46	15.16	11%	18.28	13%
CASO 4	52.00	1.93	4%	2.31	4%

Si può notare che i rendimenti risultano ridotti, a causa delle perdite e instazionarietà nella cabina, ma che l'andamento di potenze e rendimenti rimane analogo a quanto previsto dall'analisi statica. Si nota che il rendimento nel CASO 3 viene ridotto ampiamente, tale fatto si può spiegare considerando le grandi perdite termiche per dissipazione dalla cabina, nonché per l'esigenza di pressurizzazione della cabina, che non viene considerata nel fenomeno termico del riscaldamento ma è una funzione fondamentale dell'ECS ad alte quote.

Lo stesso ragionamento vale anche per il CASO 4, in cui il rendimento è ridotto, oltre che alla necessità di pressurizzare la cabina, a causa delle condizioni di funzionamento antagoniste di CAU ed EDC già analizzate nel rendimento interno all'ECS.

Si nota inoltre che le potenze calcolate sono costantemente inferiori a quelle previste, fornendo utili indicazioni sulle differenze di modellazione tra Amesim e Matlab, con il secondo software che fornisce valori più ottimistici.

In conclusione, si nota che il caso dimensionante dal punto di vista del *power budget* risulta il CASO 1 – hot ground, con una potenza elettrica di 163.15 [kW]. Inoltre, per garantire un funzionamento efficiente nelle condizioni di crociera, potrebbe essere utile considerare i CASI 3 e 4 come dimensionanti dal punto di vista dell'efficienza del sistema, per il grande lasso temporale trascorso in queste condizioni. Da questi ragionamenti si comprende l'utilità dell'analisi dinamica lungo il profilo di missione del funzionamento dell'ECS, al fine di comprendere al meglio le necessità del sistema e le vere condizioni dimensionanti nei transistori.

9.4 Profilo di missione

Si passa all'implementazione dei profili di missione significativi per il problema della modellazione dinamica dell'ECS, al fine di osservare nell'insieme il funzionamento dell'ECS e le condizioni più gravose dal punto di vista di potenza secondaria, nonché le condizioni che comportano un maggiore dispendio energetico globale rispetto alla missione.

Vengono implementati due profili di missione, entrambi della durata di 90 minuti, comprese le fasi di rullaggio a terra. Il range calcolato per tali missioni è compreso tra 400 e 600 [km], esso è per l'appunto il valore di distanza consigliata nel capitolo 2 per il settore dei velivoli regionali.

Ai fini della modellazione le fasi di taxi, decollo e atterraggio vengono svolte alla quota di terra; la fase di crociera viene svolta alla quota di crociera scelta per la missione. Le variazioni di quota avvengono interamente nelle fasi di salita e discesa.

Si utilizza un numero di Mach di decollo pari a 0.23, un Mach di crociera pari a 0.4, e un Mach di atterraggio pari a 0.2. Essi sono dati tipici per velivoli regionali a turboelica.

Per quanto riguarda il rateo di salita si utilizza il dato dell'ATR-42-500, maggiorando però i tempi di salita per tener conto dell'incertezza su tale valore a causa della nuova architettura.

La missione si può suddividere nelle seguenti fasi:

1. **Taxi out:** dalla durata di 10 minuti, in cui si suppone il numero di Mach prossimo allo 0.
2. **Decollo:** dalla durata di 35 secondi, che porta il velivolo da fermo a Mach 0.23, mantenendo costante la quota.
3. **Salita:** presenta una durata e un rateo di salita variabili in funzione della missione, porta il velivolo alla quota di crociera stabilita e accelera costantemente fino a raggiungere un numero di Mach pari a 0.4 all'inizio della fase di crociera.
4. **Crociera:** avviene a Mach costante pari a 0.4 e a quota costante; presenta una durata variabile in funzione della missione scelta.
5. **Discesa:** presenta durata e rateo di discesa variabili a seconda della missione, porta il velivolo dalla quota di crociera alla quota del terreno, decelera in modo costante fino a portare il numero di Mach pari a 0.2 all'inizio della fase di atterraggio.
6. **Atterraggio:** dalla durata di 30 secondi, porta il velivolo da Mach 0.2 a 0, a quota costante.
7. **Taxi in:** dalla durata di 10 minuti, in cui si suppone il numero di Mach prossimo allo 0.

9.4.1 Modello dell'atmosfera

Per quanto riguarda la modellazione dell'atmosfera, viene utilizzato il modello di atmosfera standard internazionale (ISA). Per implementare la variazione delle condizioni rispetto ai valori standard atmosferici, viene utilizzato il valore del ΔISA , espresso in termini di temperatura [K].

Il modello ISA prevede le seguenti grandezze al livello del mare in condizioni standard:

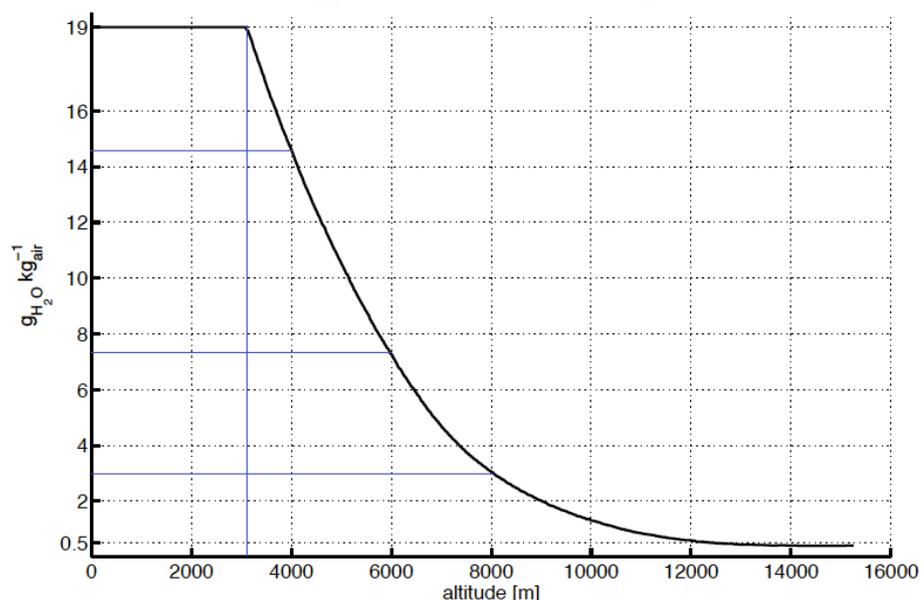
- $T = 15 [^{\circ}C] = 288 [K]$
- $p = 1.013 [bar]$
- $\rho = 1.225 [kg/m^3]$

Inoltre tale modellazione per l'atmosfera terrestre prevede un gradiente termico in condizioni standard pari a $-0.0065 [K/m]$.

A partire dal modello atmosferico è possibile calcolare le condizioni al variare della quota e della temperatura al livello del mare, implementando di fatto un ampliamento delle condizioni statiche precedentemente utilizzate per il funzionamento dell'ECS del velivolo.

Considerando l'umidità, essa è un parametro estremamente variabile a seconda della temperatura, della pressione e delle condizioni atmosferiche e meteorologiche che coinvolgono la formazione di vapore acqueo nell'aria atmosferica.

Per evitare di incorrere in modelli oltremodo complicati per esprimere l'umidità atmosferica rispetto all'uso che se ne esegue nel modello di ECS implementato su Amesim, viene utilizzato un andamento semplificato con la quota proposto come condizione di riferimento dalla MIL-HDBK-310 [38]. Si vuole far notare che tale andamento non rappresenta un valore limite e pertanto non costituisce una condizione

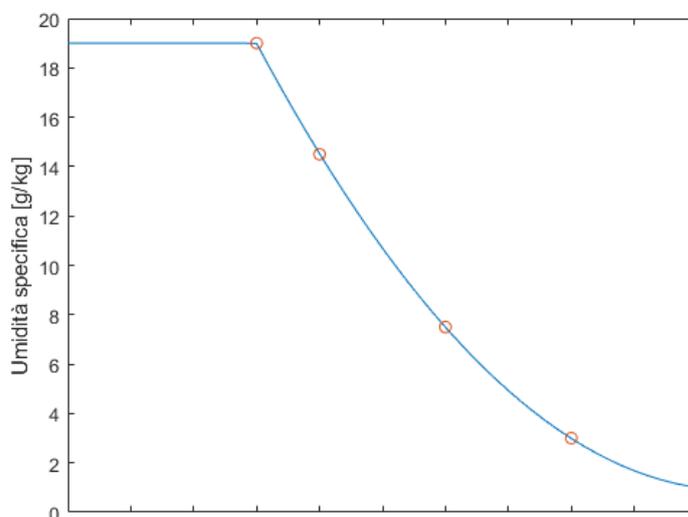


91 Andamento dell'umidità specifica secondo MIL-HDBK-310 [38]

da considerare dimensionante. Inoltre esso non costituisce un andamento standard, in quanto l'umidità dell'aria è estremamente dipendente dalla latitudine e dalla stagione. Quindi tale andamento viene preso come riferimento; pur rimanendo coscienti della limitatezza di tale trattamento riservato all'umidità si considera in ogni caso il grafico rappresentativo di un andamento plausibile e quindi viene inserito nella trattazione.

Nella figura viene rappresentata la frazione in massa di vapore acqueo nell'aria. Si nota che tale valore rimane costante fino a una quota di circa 3000 [m], per poi diminuire a causa della saturazione del vapore nell'aria fredda e rarefatta.

Non essendo disponibili formule o tabulati per il relativo grafico, si è scelto di approssimare la porzione curvilinea della curva con un'interpolazione polinomiale, per poi saturare il risultato al valore massimo di frazione di vapore presente negli strati bassi dell'atmosfera.



92 Interpolazione dell'umidità specifica con Matlab

$$\begin{cases} x_{H20} = 19 \left[\frac{g}{kg} \right] & \text{se } 0 [m] < z < 3000 [m] \\ x_{H20} = 3.152 * 10^{-7} z^2 - 6.666 * 10^{-3} z + 36.146 \left[\frac{g}{kg} \right] & \text{se } z > 3000 [m] \end{cases}$$

9.4.2 Missione A

La missione A consiste nell'applicazione e nell'interpolazione dei casi statici freddi (CASO 2 e CASO 3), a terra e alla quota di tangenza di 7600 [m], prelevata nuovamente dal *datasheet* dell'ATR-42-500 e plausibile per un velivolo del settore.

Per il caso freddo si utilizza $\Delta ISA = -35[K]$, esso rimane costante al variare della quota.

Riguardo alla durata della salita, è possibile calcolare un valore plausibile partendo dal dislivello percorso considerando costante la velocità verticale.

$$v = 1851 \frac{ft}{min} = 9,394 \frac{m}{s}$$

$$\Delta t_{climb} = \frac{z_{cruise} - z_{gnd}}{v} = \frac{7600[m] - 0[m]}{9,394 [m/s]} = 809 [s]$$

Tale valore viene arrotondato per eccesso alle centinaia, fornendo un valore di 900 [s], ovvero con un incremento di circa l'11% rispetto al valore precedentemente calcolato.

Si considera inoltre che la discesa avvenga alla medesima velocità verticale, cambiata di segno. Pertanto i tempi di salita e discesa saranno equivalenti.

Si può allora valutare la distanza percorsa dal velivolo durante la missione, trascurando le distanze percorse a terra. Prima di fare ciò è però necessario calcolare le velocità corrispondenti ai numeri di Mach alle diverse quote impostate.

- $z = 0 [m]$
 - $T = 253,15 [K]$ e pertanto $c = \sqrt{\gamma R^* T} = 318,8 [m/s]$
 - $V_{to} = M_{to} * c = 0,23 * 318,8 \left[\frac{m}{s} \right] = 73,3 \left[\frac{m}{s} \right]$
 - $V_{ld} = M_{ld} * c = 0,20 * 318,8 \left[\frac{m}{s} \right] = 63,8 \left[\frac{m}{s} \right]$
- $z = 7600 [m]$
 - $T = 214,15 [K]$, da cui $c = \sqrt{\gamma R^* T} = 293,3 [m/s]$
 - $V_{cr} = M_{cr} * c = 0,40 * 293,3 \left[\frac{m}{s} \right] = 117,3 \left[\frac{m}{s} \right]$
- Inoltre si calcola il tempo di crociera come differenza tra la durata totale della missione e la durata delle altre fasi, ottenendo un valore di $\Delta t_{cruise} = 2335 [s]$

A questo punto si possono approssimare le distanze:

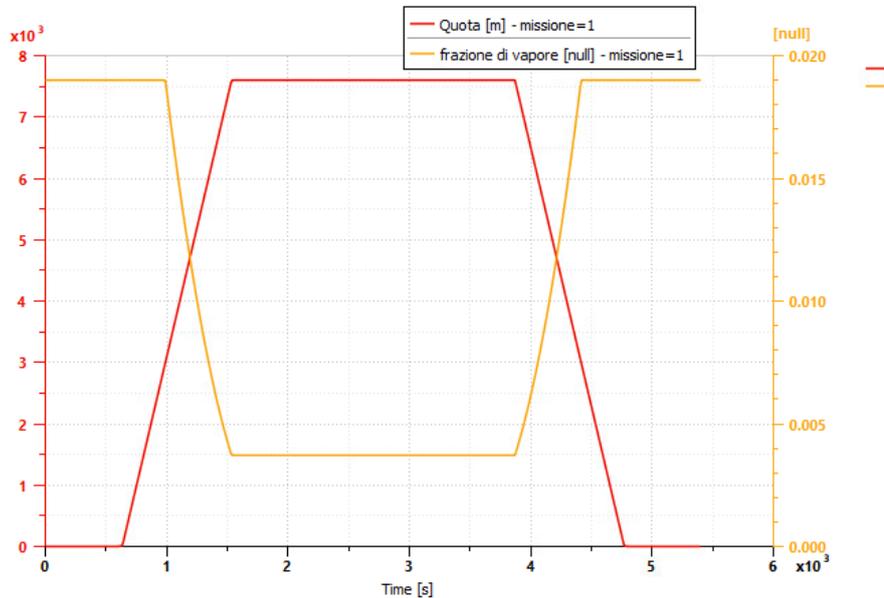
$$d_{climb} = \bar{V} * \Delta t_{climb} = \frac{V_{to} + V_{cr}}{2} * \Delta t_{climb} = 85,770 [km]$$

$$d_{descent} = \bar{V} * \Delta t_{descent} = \frac{V_{cr} + V_{ld}}{2} * \Delta t_{descent} = 81,495 [km]$$

$$d_{cruise} = \bar{V} * \Delta t_{cruise} = V_{cr} * \Delta t_{cruise} = 273,896 [km]$$

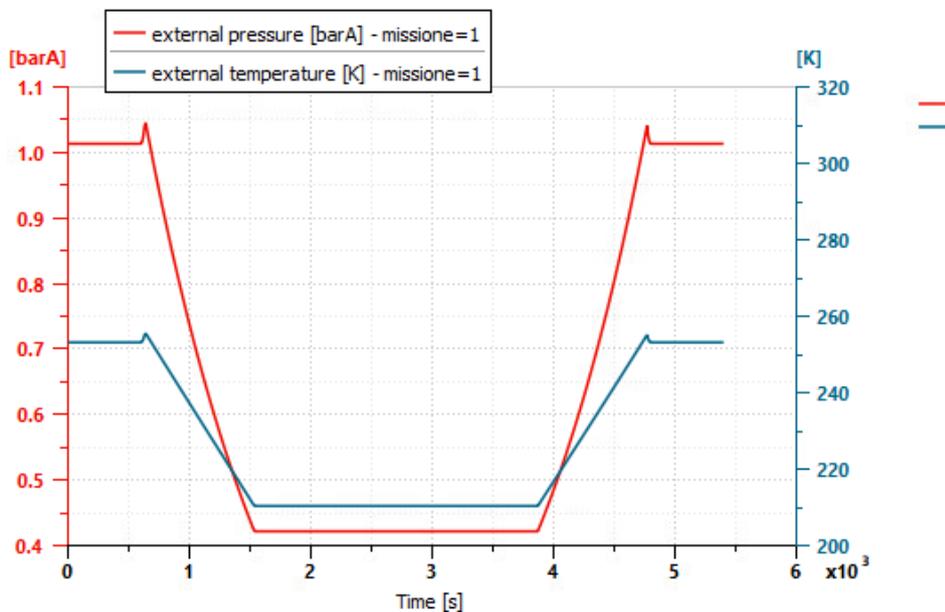
In totale percorrendo la missione A il velivolo coprirà una distanza $d_{flight} = 441,161$ [km]. Tale range viene fortemente penalizzato dalle lunghe ed energivore fasi di salita e dal fatto che la crociera ad una quota elevata per questo tipo di velivolo causa una velocità limitata poiché il numero di Mach massimo è ridotto.

Durante questa missione, che considera le condizioni fredde dimensionanti, l'ECS si trova a funzionare sempre con il fine di riscaldare la cabina del velivolo. Pertanto la CAU risulta sempre spenta, o comunque mantenuta in condizioni di *idling*.



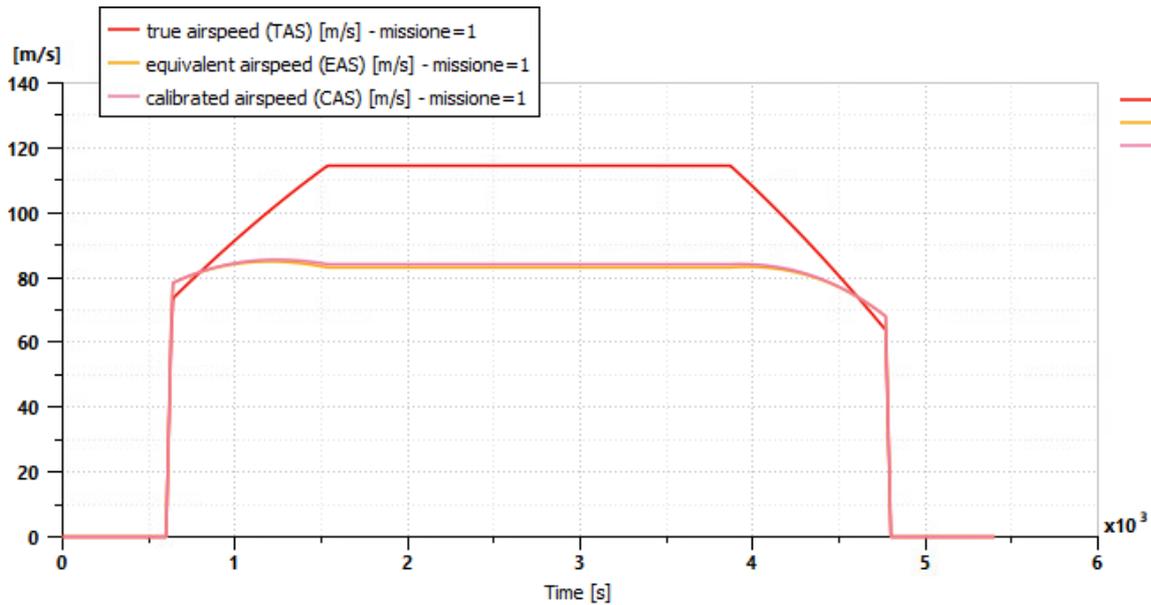
93 Quota e frazione di vapore nella missione A

È possibile notare che l'andamento dell'umidità al variare della quota rispetta la curva prevista.



94 Temperature e pressioni esterne nella missione A

I picchi di pressione e temperatura sono causati da variazioni repentine del numero di Mach del velivolo, infatti essi si possono notare in corrispondenza di decollo e atterraggio.



95 Velocità nella missione A

Vengono riportate le velocità per la missione A secondo diverse definizioni delle condizioni atmosferiche di riferimento per la misurazione.

9.4.3 Missione B

La missione B consiste nell'applicazione e nell'interpolazione del caso statico caldo a terra e del caso in condizioni ISA standard alla quota di crociera di 5181 [m] (CASO 1 e CASO 4), prevista dal *datasheet* dell'ATR-42-500 e plausibile per un velivolo del settore.

Per il ΔISA si utilizza una funzione lineare con la quota, in quanto:

- $\Delta ISA @ 0[m] = +26 [K]$;
- $\Delta ISA @ 5181[m] = 0 [K]$;

$$\Delta ISA [K] = f(z) = 26 [K] - \frac{26}{5181} \left[\frac{K}{m} \right] * z [m]$$

Riguardo alla durata della salita, è possibile calcolare un valore plausibile partendo dal dislivello percorso considerando costante la velocità verticale.

$$v = 1851 \frac{ft}{min} = 9,394 \frac{m}{s}$$

$$\Delta t_{climb} = \frac{z_{cruise} - z_{gnd}}{v} = \frac{5181[m] - 0[m]}{9,394 [m/s]} = 552 [s]$$

Tale valore viene maggiorato, fornendo un valore di 700 [s], ovvero con un incremento di circa il 27% rispetto al valore calcolato. Tale incremento è maggiore rispetto al caso precedente, poiché si considera che in questo caso il velivolo sarà in condizioni *fully-booked*, quindi il peso sarà prossimo al peso massimo al decollo (MTOW) e pertanto il rateo di salita sarà limitato.

Si considera inoltre che la discesa avvenga alla medesima velocità verticale, cambiata di segno. Nuovamente i tempi di salita e discesa saranno equivalenti.

Si vuole un'altra volta valutare la distanza percorsa dal velivolo durante la missione, trascurando le distanze percorse a terra. Prima di fare ciò è necessario calcolare le velocità corrispondenti ai numeri di Mach alle diverse quote impostate.

- $z = 0$ [m]
 - $T = 314,15$ [K] e pertanto $c = \sqrt{\gamma R^* T} = 355,3$ [m/s]
 - $V_{to} = M_{to} * c = 0,23 * 355,3 \left[\frac{m}{s} \right] = 81,7 \left[\frac{m}{s} \right]$
 - $V_{ld} = M_{ld} * c = 0,20 * 355,3 \left[\frac{m}{s} \right] = 71,1 \left[\frac{m}{s} \right]$
- $z = 5181$ [m]
 - $T = 254,45$ [K], da cui $c = \sqrt{\gamma R^* T} = 319,7$ [m/s]
 - $V_{cr} = M_{cr} * c = 0,40 * 319,7 \left[\frac{m}{s} \right] = 127,9 \left[\frac{m}{s} \right]$
- Inoltre si calcola il tempo di crociera come differenza tra la durata totale della missione e la durata delle altre fasi, ottenendo un valore di $\Delta t_{cruise} = 2735$ [s]

A questo punto si possono approssimare le distanze:

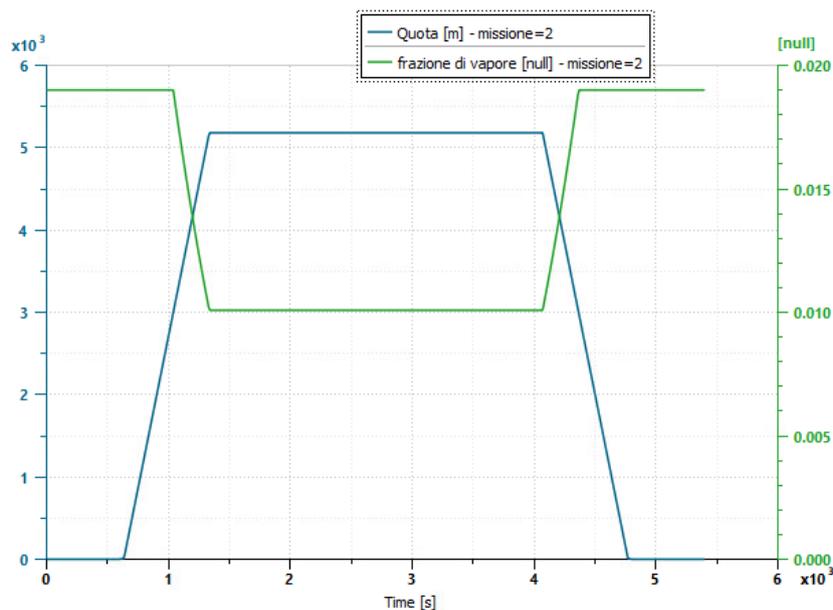
$$d_{climb} = \bar{V} * \Delta t_{climb} = \frac{V_{to} + V_{cr}}{2} * \Delta t_{climb} = 73,360 \text{ [km]}$$

$$d_{descent} = \bar{V} * \Delta t_{descent} = \frac{V_{cr} + V_{ld}}{2} * \Delta t_{descent} = 69,650 \text{ [km]}$$

$$d_{cruise} = \bar{V} * \Delta t_{cruise} = V_{cr} * \Delta t_{cruise} = 349,807 \text{ [km]}$$

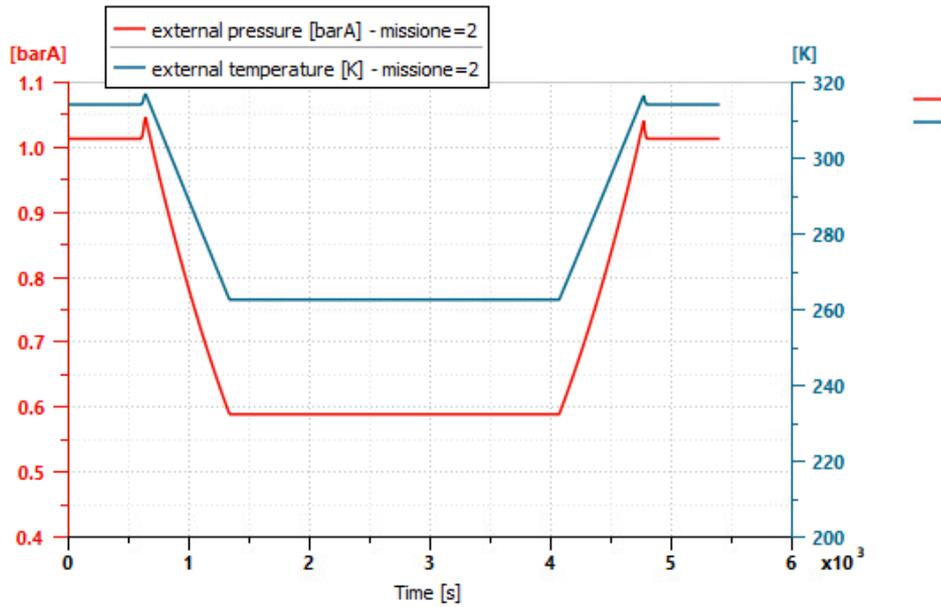
In totale percorrendo la missione B il velivolo coprirà una distanza $d_{flight} = 492,817$ [km]. Tale range si avvicina ai 500 [km] ritenuti ottimali per le missioni dei velivoli regionali [8].

Durante questa missione, che considera la condizione dimensionante nel caso di atmosfera calda, l'ECS si trova a funzionare sempre con il fine di raffreddare la cabina del velivolo. Pertanto la CAU risulta a lavorare a pieno regime in questa condizione. Inoltre nelle condizioni di crociera viene mantenuta una portata di aria fredda passante per la CAU poiché per mantenere la portata minima si rende necessario utilizzare questo stratagemma per parzializzare la temperatura in uscita dall'ECS, pur mantenendo una portata coerente al numero di passeggeri presenti a bordo del velivolo e conforme ai fenomeni termici applicati alla cabina.



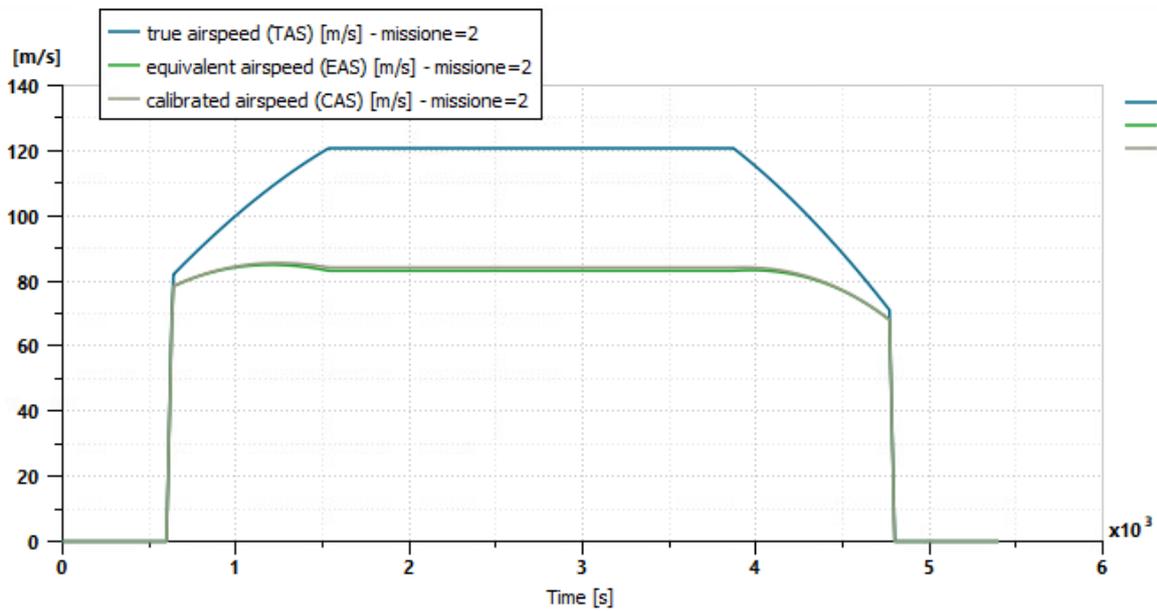
96 Quota e frazione di vapore nella missione B

Gli andamenti sono analoghi al caso precedente, si denota la quota di crociera più contenuta.



97 Temperature e pressioni nella missione B

Gli andamenti sono nuovamente analoghi al caso precedente, con la differenza di avere una temperatura maggiore.



98 Velocità nella missione B

9.5 Funzionamento dell'E-ECS durante le missioni

A questo punto, definiti i profili di missione e gli andamenti delle grandezze che li delineano, si può passare alla valutazione del funzionamento dell'E-ECS durante le varie fasi del profilo di missione. In particolare viene posta l'attenzione sull'andamento delle caratteristiche del fluido e dei componenti durante i transitori, nonché sugli aspetti energetici legati all'attivazione dei componenti elettrici. Inoltre l'opportunità di valutare il comportamento del sistema durante le missioni precedentemente definite garantisce la possibilità di valutare la correttezza delle scelte parametriche effettuate, in particolare riguardo ai parametri di regolazione, che hanno un effetto non indifferente sul funzionamento dell'ECS.

Grazie all'implementazione del profilo di missione sorge il problema dell'accensione del sistema, che sarebbe esule dalla modellazione dal punto di vista funzionale, ma di cui viene proposta una soluzione operativa, di cui viene lasciata l'eventuale analisi a studi più approfonditi eseguiti al livello comportamentale o al livello degli elementi stessi.

Questa fase del lavoro permette di valutare condizioni aggiuntive per il dimensionamento e per la regolazione del sistema, grazie all'analisi nel tempo delle condizioni dell'ECS al variare di temperatura, pressione e umidità. Tale finalità giustifica lo sforzo svolto nelle fasi precedenti, in cui si è ricercata la massima aderenza con i dati conosciuti o di riferimento, al fine di realizzarne un effettivo ampliamento dal punto di vista della modellazione funzionale del sistema di controllo ambientale.

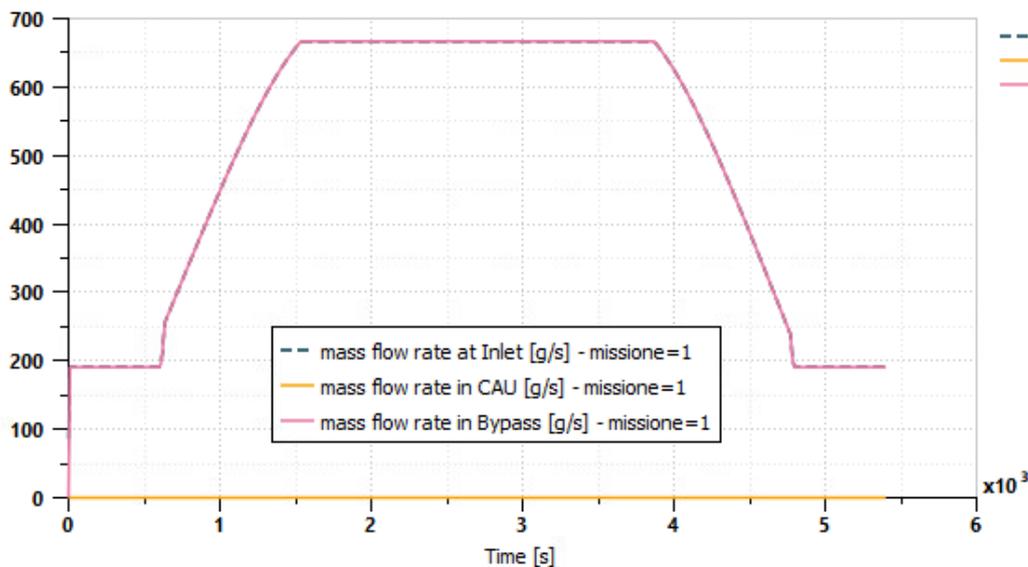
Come ipotesi principale, si suppone di poter utilizzare degli andamenti lineari a tratti per poter descrivere le variazioni dei parametri del modello Amesim al variare della missione.

9.5.1 Missione A

Durante la Missione A, l'esigenza di riscaldamento della cabina fa sì che la CAU venga bypassata in tutte le fasi della missione. Per coerenza con i risultati statici ottenuti precedentemente non si modella lo stato in *idling* dell'ACM presente nella Cold Air Unit.

Si analizzano allora alcuni parametri notevoli per il funzionamento dell'E-ECS durante la missione, al fine di osservarne il comportamento dinamico.

- **Portate**



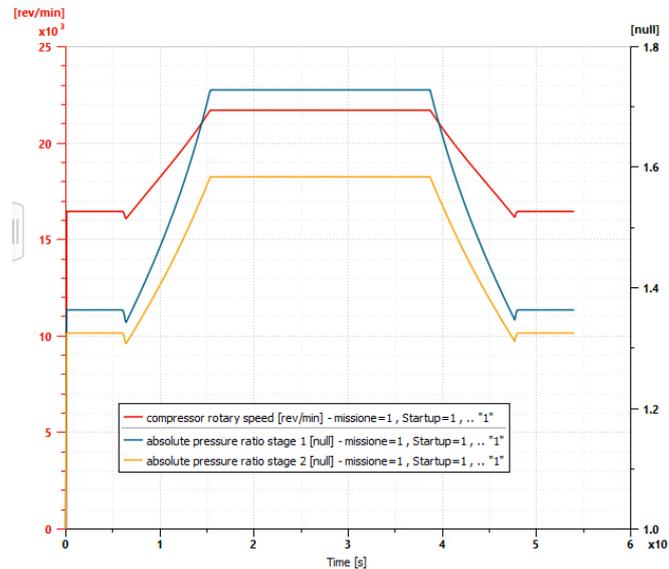
99 Portate nella missione A

Si nota che nella missione A, in cui all'ECS viene chiesto di riscaldare la cabina in modo continuativo, la portata nella CAU viene mantenuta nulla, poiché tale circuito viene bypassato per consentire un riscaldamento ottimale della cabina.

- **Funzionamento dell'ACM**

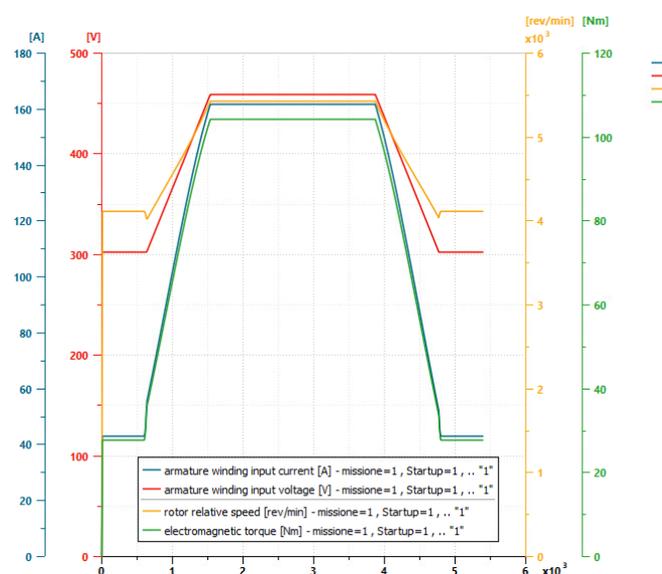
L'ACM viene completamente bypassata. La velocità di rotazione è identicamente nulla, così come la potenza scambiata all'albero. I rapporti di compressione ed espansione sono unitari.

- **Condizioni EDC**



100 Funzionamento del compressore dedicato nella missione A

Si nota che il regime di rotazione del motore elettrico e i rapporti di compressione degli stadi sono caratterizzati da andamenti simili. È interessante notare che durante il transitorio la variazione lineare della velocità di rotazione causa una variazione dei rapporti di compressione con andamenti curvilinei, con la concavità verso l'alto. Tale fatto è imputabile alla modellazione utilizzata su Amesim per il compressore, come espresso nel paragrafo 6.5.2.

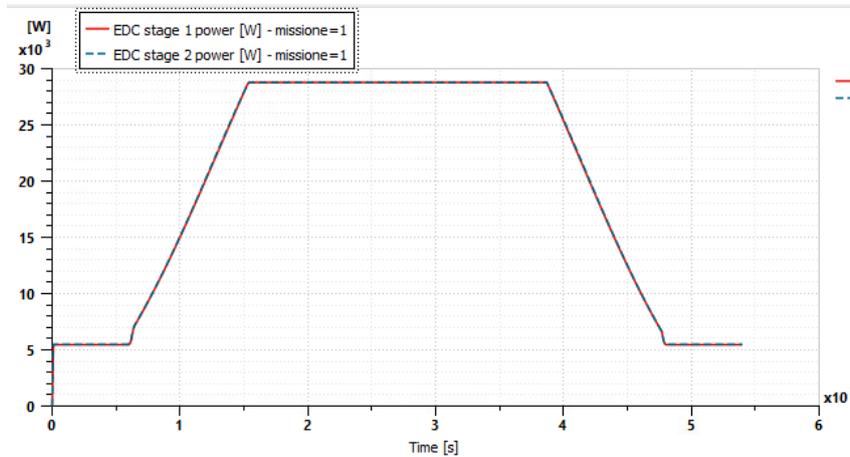


101 Funzionamento del motore elettrico dell'EDC nella missione A

La variabile comandata in questo caso è la tensione ai capi del motore. In modo interessante, gli andamenti delle variabili influenzate da essa saranno diversi.

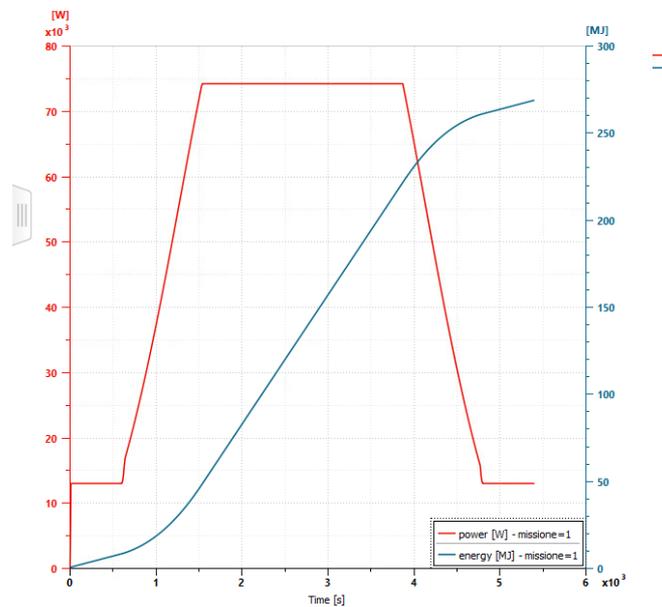
Infatti si può notare che la corrente e la coppia elettromagnetica hanno andamenti direttamente proporzionali (poiché sono legate dal solo Kt); in corrispondenza di aumenti di numero di Mach del velivolo essi subiscono variazioni considerevolmente più veloci, indicando una dipendenza dalla portata d'aria in ingresso di tali grandezze.

- **Potenze elettriche**



103 Potenza degli stadi del compressore

Il dimensionamento degli stadi dell'EDC è stato svolto con la finalità di suddividere equamente la potenza tra i due stadi. Si nota che tale obiettivo è riuscito e inoltre si può vedere che la potenza, dipendendo dal prodotto tra tensione e corrente, ha delle variazioni repentine in corrispondenza di decollo e atterraggio a causa dell'andamento della corrente.

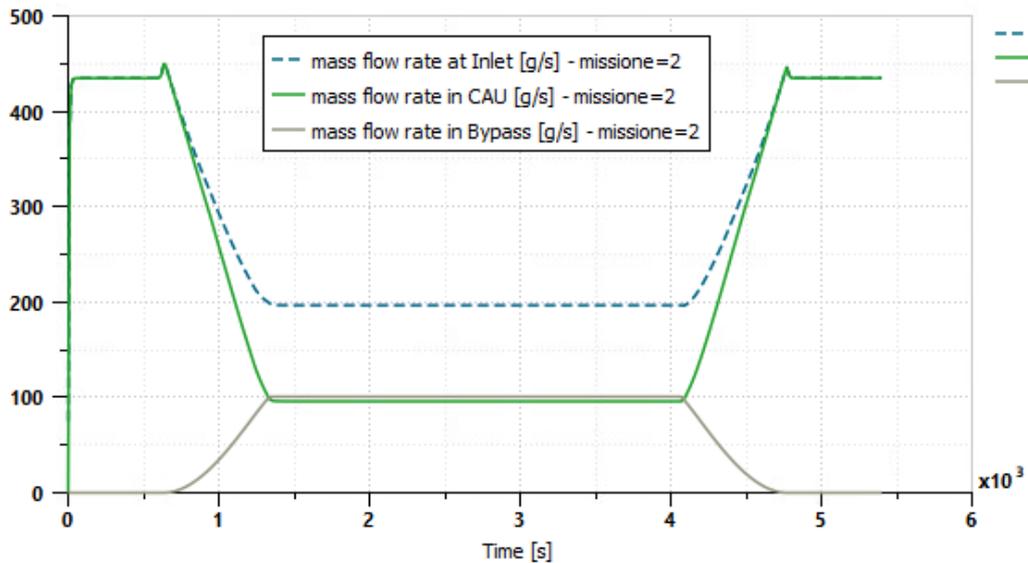


102 Potenza ed energia elettrica richieste all'EPS nella missione A

Infine si analizza l'energia elettrica richiesta, che può essere calcolata integrando numericamente la potenza in ogni istante di tempo calcolato. Poiché la richiesta di potenza in questo caso è maggiore in crociera, in questa fase si avrà l'aumento più consistente di energia richiesta.

9.5.2 Missione B

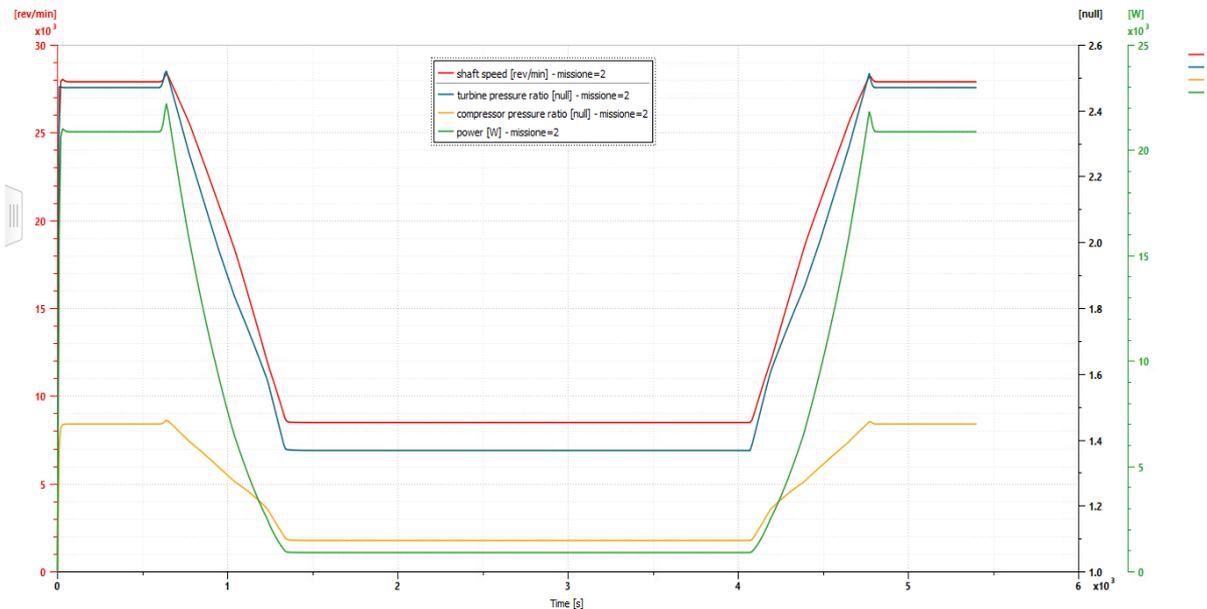
- Portate



104 Portate nella missione B

Nelle fasi di raffreddamento a terra il flusso d'aria passa interamente nella CAU, in crociera esso sarà diviso quasi equamente tra CAU e bypass. Nelle fasi transitorie di salita e discesa l'andamento non è lineare a causa della mappatura della valvola di bypass, la cui apertura viene considerata avere un andamento lineare a tratti.

- Funzionamento dell'ACM



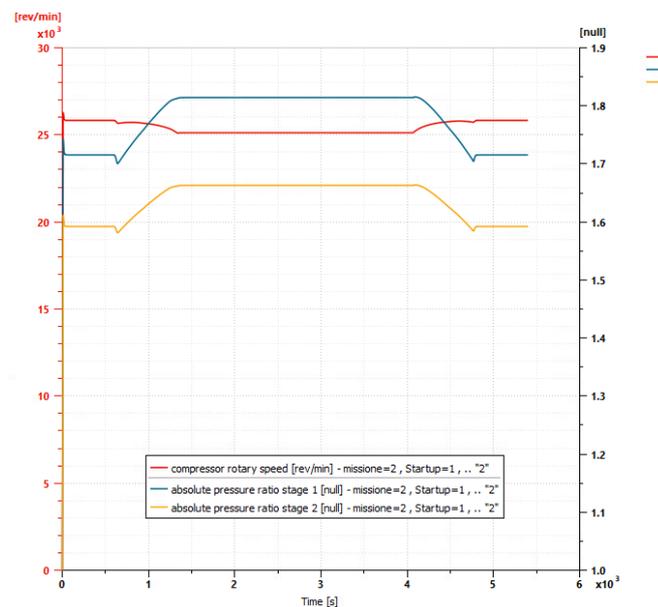
105 Parametri del funzionamento dell'ACM nella missione B

In questo caso si possono notare chiaramente le mappe utilizzate per i componenti dell'ACM e il loro effetto sul funzionamento del sistema. In particolare la potenza ha un andamento molto regolare anche nel transitorio, mentre i rapporti di compressione e la velocità di rotazione dell'albero presentano degli andamenti più segmentati. Tale fatto è imputabile alle mappe utilizzate per compressore e turbina dell'ACM, le quali non rappresentano andamenti strettamente regolari, al

fine di garantire le corrette condizioni di funzionamento in ogni caso operativo. Ciò ha per contro la conseguenza di causare questi andamenti meno regolari.

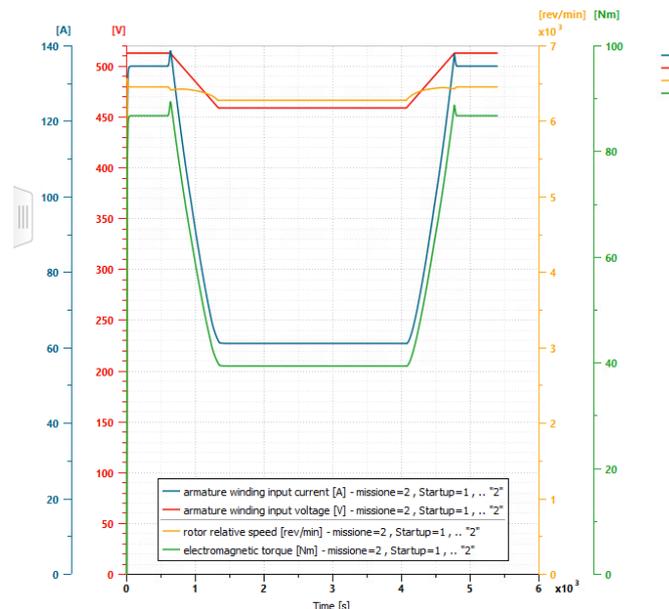
Si può affermare quindi che la potenza all'albero sia la variabile che controlla velocità di rotazione e rapporto di compressione.

- **Condizioni EDC**



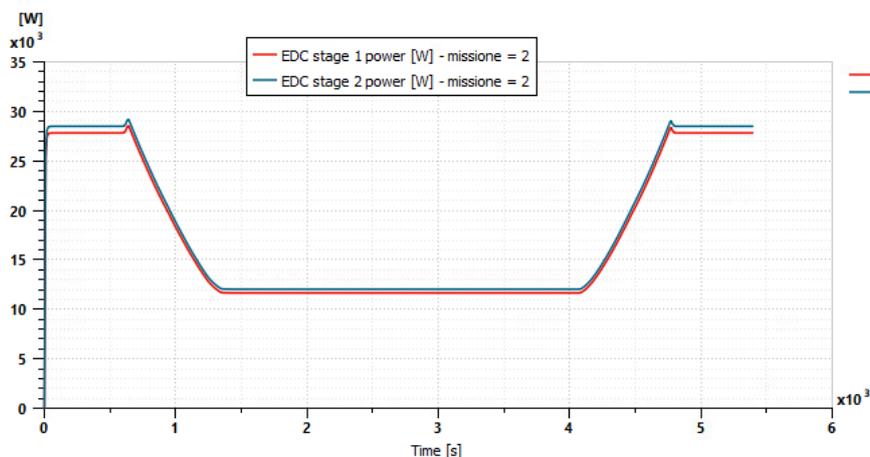
106 Condizioni di funzionamento del compressore dedicato nella missione B

L'EDC presenta condizioni di funzionamento diversificate nei casi di funzionamento durante il profilo di missione. In particolare è notevole il fatto che in crociera, a seguito di una diminuzione della variabile di controllo del compressore e quindi anche della velocità angolare, il rapporto di compressione aumenti. Ciò è dovuto alla diminuzione di portata, che fa sì che il lavoro specifico compiuto dal motore sull'unità di massa di fluido operativo sia superiore.



107 Condizioni di funzionamento del motore elettrico dell'EDC nella missione B

Si nota infatti che a una velocità di rotazione quasi costante è associata una coppia elettromagnetica molto variabile proprio a causa di questa variazione nella portata.

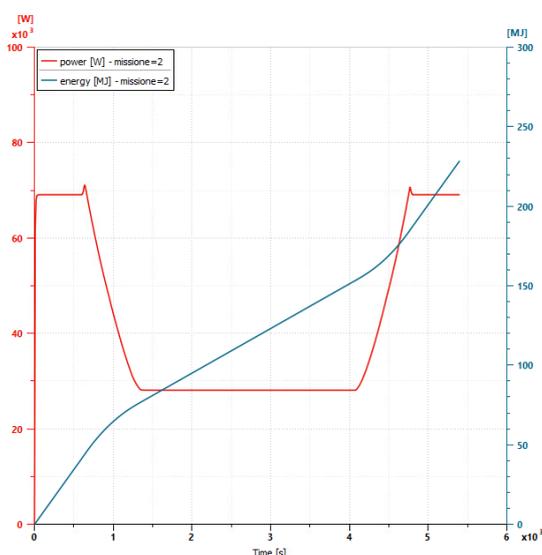


108 Potenza degli stadi dell'EDC nella missione 2

Nuovamente la potenza elettrica è stata bisezionata tra i due stadi del compressore dedicato.

- **Potenze elettriche**

L'andamento dell'energia è diverso dal caso precedente, poiché le condizioni più energivore si riscontrano nel raffreddamento a terra. Perciò l'energia elettrica richiesta dal sistema aumenterà molto in questi casi, ma meno nelle fasi di crociera.



109 Potenza ed energia elettrica richieste all'EPS nella missione B

9.5.3 Energia elettrica richiesta per il funzionamento dell'E-ECS

Il calcolo dell'energia totale richiesta per il condizionamento della cabina del velivolo fornisce un'indicazione sull'impatto del sistema stesso sull'efficienza energetica della missione tipica. Ciò dà inoltre informazioni riguardo a quali missioni risultino le più energivore, dal punto di vista dell'E-ECS. In questo modo si può dare un'indicazione preliminare della massa aggiuntiva di batterie o combustibile da considerare per il funzionamento del sistema.

Integrando nel tempo la potenza elettrica si ottiene l'energia elettrica, come già eseguito nei grafici nei due paragrafi precedenti. In questo modo si riesce a completare il calcolo del budget elettrico, dal punto di vista di potenza ed energia.

Si riportano pertanto i valori di energia elettrica richiesta per il funzionamento dell'E-ECS ottenuti attraverso l'analisi dinamica del profilo di missione.

$$E_A = 268.89 \text{ MJ}$$

$$E_B = 228.54 \text{ MJ}$$

Si nota che il consumo energetico delle missioni è confrontabile e che la Missione A richiede il budget energetico più elevato. Si procede allora all'analisi della massa aggiuntiva in base a tale missione, che risulta dimensionante dal punto di vista dell'energia elettrica richiesta all'EPS.

- JET-A1

Volendo calcolare la quantità di carburante tradizionale occorrente per attivare il sistema, bisogna dapprima considerare che l'energia elettrica in questo caso viene prodotta estraendo lavoro dalle *gearbox* dei propulsori. Tale lavoro viene estratto dal gas caldo attraverso la turbina.

Quindi il rendimento della generazione sarà influenzato dalla turbina, dalla trasmissione e dal generatore.

Se si considera che la turbina del propulsore abbia un rendimento di 0.85, che la trasmissione abbia un rendimento di 0.95 e che il generatore abbia un rendimento di 0.8, si ottiene un rendimento tra carburante ed elettricità pari a 0.612.

Quindi verrà richiesta un'energia pari a $E_{carb,pack} = \frac{E_{el,pack}}{\eta_{carb-el}} = 487.14 \text{ [MJ]}$ al carburante. Tale calcolo è relativo al singolo pacco dell'ECS, quindi tale valore viene raddoppiato per fornire un valore relativo all'intero velivolo.

$$E_{carb,ECS} = E_{carb,pack} * 2 = 974.28 \text{ [MJ]}$$

Considerando che la densità energetica del carburante è pari a 43.1 [MJ/kg], si ottiene una massa di carburante aggiuntiva pari a 22.60 [kg] solo ai fini del funzionamento dell'ECS.

- LNG

Lo stesso rendimento energetico può essere considerato se si esamina il caso di utilizzo di gas naturale per la propulsione. La densità energetica del LNG è pari a 54 [MJ/kg], porta a richiedere una massa di carburante aggiuntiva pari a 18.04 [kg], che occuperebbero circa 42 [l] di serbatoio.

- LH2

Nel caso dell'idrogeno liquido, che ha una densità energetica di 120 [MJ/kg], si richiederebbe una massa di carburante pari a 8.12 [kg], che occuperebbero un volume di 114.6 [l].

- Batterie

Si considera ora il caso in cui la potenza elettrica venga stoccata unicamente in dei pacchi batteria. Considerando una capienza energetica di 270 [Wh/kg] delle batterie, che è un valore plausibile nella proiezione futura di questa tecnologia. Si converte allora il dato di energia in queste unità.

$$E_{el,ECS} = E_{el,pack} * 2 = 165627.2 \text{ [Wh]}$$

Considerando nuovamente un valore di rendimento della generazione elettrica pari a 0.85, si ottiene un'energia da mantenere nelle batterie pari a:

$$E_{batt,ECS} = \frac{E_{el,ECS}}{0.85} = 194855.5 \text{ [Wh]}$$

Tale energia conservata porterebbe a una massa di batterie pari a 721.7 [kg].

Si nota che l'alternativa dello stoccaggio energetico attraverso le batterie sia molto meno efficace delle altre dal punto di vista del peso. L'idrogeno per contro presenta il peso minimo ma incontra delle difficoltà dal punto di vista dell'impacchettamento di un volume elevato di carburante.

10 Sviluppi Futuri e Conclusioni

10.1 Ampliamenti del modello Amesim

Alcuni possibili ampliamenti del modello Amesim, che sono sorti sotto la forma di limitazioni durante la modellazione sono i seguenti:

- Implementare un modello termico della cabina per ottenere andamenti più fedeli della portata dell'ECS [24].
- Ottimizzare il modello ECS HERA cercando di minimizzare le portate
- Utilizzare la modellazione epsilon-NTU per gli scambiatori, abbinata a dimensioni e architetture plausibili per i velivoli in esame.
- Controllare il sistema durante il profilo di missione con delle leggi di controllo PID.
- Personalizzare le macchine elettriche, implementando architetture più compatibili all'applicazione.
- Implementazione di strategie di controllo combinate: tra cui la possibilità di avere il compressore che controlla solamente la pressione e una serie di scambiatori che controllano la temperatura in ingresso. Ad esempio è possibile utilizzare uno scambiatore quale pi PHX qualora si dovesse raffreddare il flusso d'aria e uno scambiatore che prelevi calore da altri sistemi per riscaldare il flusso entrante. Tale modellazione richiede una grande conoscenza dell'integrazione dei sistemi di bordo e delle leggi di controllo applicate per un mantenimento ottimale delle condizioni in cabina.
- Un'altra possibilità di integrazione, alternativa o ampliativa al caso precedente, può prevedere che nel caso di riscaldamento la portata nella CAU (obbligatoria per tenerla in *idling*) può essere utilizzata per raffreddare altri sistemi, in modo da fornire un effetto utile invece di avere un comportamento antagonista al necessario aumento di temperatura richiesto all'ECS in tali condizioni.
- Usare il fan come booster dell'EDC mettendoli in serie nella stessa presa d'aria. Questo potrebbe anche migliorare l'efficacia di un eventuale effetto Meredith
- Implementare un'architettura ibrida tra Air Cycle Machine e Vapour Cycle Machine per consentire un'ottimizzazione del funzionamento in diverse condizioni operative.

10.1.1 P-51 ed effetto Meredith

Grazie all'alta integrazione capace di essere simulata nell'ambiente Amesim, una possibilità di ampliamento del modello risiede nella modellazione dell'apparato propulsivo, al fine di valutare l'effetto di una possibile integrazione di esso con gli scambiatori dell'ECS e del TMS. Tale integrazione sfrutta un fenomeno fisico noto come Effetto Meredith, che è già stato applicato in diversi velivoli a motori alternativi, in cui le necessità di raffreddamento elevate del sistema propulsivo hanno portato allo sviluppo di soluzioni creative per la compensazione del drag dovuto al raffreddamento. Tale tecnologia è andata incontro a un calo di popolarità con i velivoli basati su motori a getto, per la loro peculiarità di evacuare l'aria calda attraverso l'*exhaust gas*. A causa delle crescenti necessità di raffreddamento negli ECS e nei TMS previste per i velivoli ibrido-elettrici, tale effetto potrebbe fornire una possibile soluzione ai problemi di resistenza elevata causati dalle prese d'aria poste per i radiatori [41].

Nel caso di sistemi di raffreddamento basati sulla *ram air*, l'effetto Meredith permette di bilanciare parzialmente il drag causato dai condotti e dalle prese d'aria legati al radiatore, attraverso la generazione

di una spinta. Tale spinta è ottenuta tramite un *ramjet* subsonico, che utilizza come fonte di calore il radiatore stesso.

Il condotto di Meredith è l'insieme di componenti capaci di realizzare l'effetto Meredith attraverso il *ramjet* subsonico. Esso è caratterizzato dall'assenza di componenti meccanici attivi. Infatti il condotto di Meredith consiste in tre tratti in cui avvengono le trasformazioni termodinamiche del flusso d'aria esterna.

Il primo tratto è un **diffusore**, che riduce la velocità del flusso d'aria e ne aumenta la pressione secondo l'effetto Venturi. Tale effetto fa sì che il radiatore posto a valle di esso riceva un flusso d'aria meno rarefatto, aumentandone le prestazioni.

Il secondo tratto consiste nel **radiatore** stesso, che ha la funzione di aumentare la temperatura del flusso d'aria entrante.

Il terzo tratto consiste in un **ugello**, che aumenta la velocità del flusso d'aria uscente incrementando quindi l'efficienza propulsiva del condotto (o analogamente diminuendo la resistenza aerodinamica complessiva del velivolo).

Ottenere la massima efficacia dell'effetto Meredith permette quindi di ridurre la resistenza dovuta al raffreddamento dei sistemi del velivolo e inoltre assicura un miglioramento del funzionamento dei radiatori grazie alla compressione dinamica nel diffusore.

L'effetto Meredith è stato utilizzato principalmente per velivoli a pistoncini (ad esempio il P-51 – Mustang), con il risultato di compensare completamente il drag del sistema di raffreddamento e permettendo perfino di ottenere un aumento della spinta disponibile del velivolo [41].

Una sfida tecnologica dell'utilizzo di questo effetto consiste nel posizionamento della presa d'aria, infatti essa deve essere posizionata lontana da disturbi aerodinamici e in una zona di alta pressione per massimizzare la portata d'aria entrante e la spinta del *ramjet* subsonico.

Nel caso del P-51, la presa è posizionata al di sotto della fusoliera e distanziata da essa, per escludere lo strato limite dall'*inlet*.

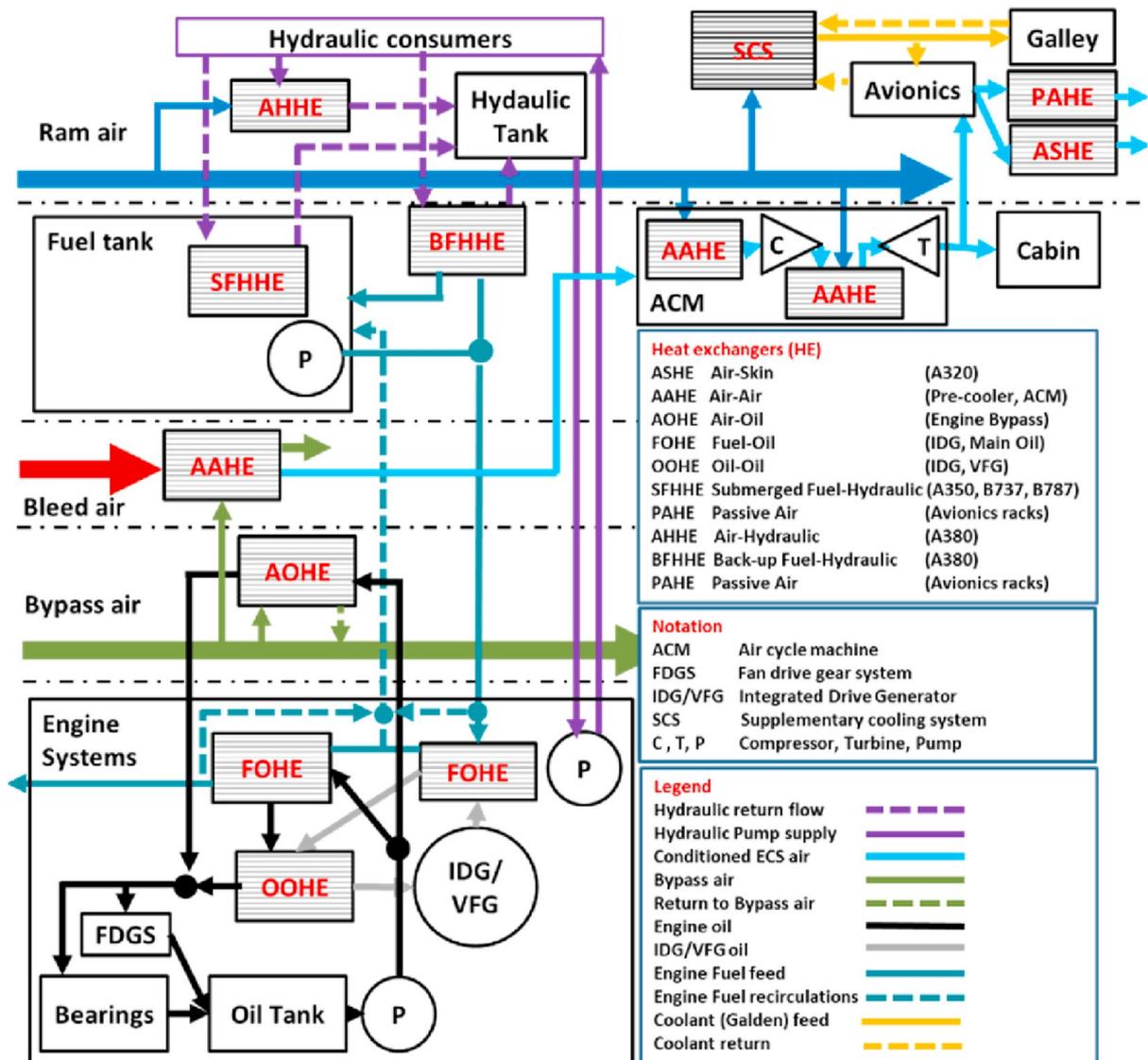
Nell'applicazione dello stesso effetto sul Bf-109, la presa è posizionata nella parte mediana del ventre alare. Il radiatore è integrato nell'ala stessa e l'ugello è posto in corrispondenza del bordo di fuga dell'ala. Tale configurazione aumenta l'efficacia del flap, oltre a ridurre la resistenza del velivolo [41].

Con un motore a getto, il flusso termico del motore viene naturalmente disperso in atmosfera con i gas di scarico, a differenza dei motori alternativi che necessitano di un sistema di raffreddamento. L'effetto Meredith rimane comunque di interesse anche in velivoli a turbina per poter offrire una compensazione della resistenza dovuta al raffreddamento, di cui una parte è necessaria per il funzionamento dell'ECS e del TMS. Inoltre con l'aumento del numero di Mach di volo di un velivolo a turbina rispetto all'equivalente a pistoncini l'effetto Meredith potrebbe essere più efficace.

Integrare una configurazione simile a valle dell'elica propulsiva del velivolo costituirebbe un vantaggio semplificato, in quanto garantirebbe sempre un flusso entrante nel condotto e toglierebbe la necessità di inserire un fan interno al condotto per garantire il corretto funzionamento degli scambiatori alle basse velocità.

L'effettivo vantaggio dell'utilizzo di questo metodo per l'applicazione su un velivolo a propulsione ibrido-elettrica sarebbe da verificare mediante studi approfonditi e congiunti su temi aerodinamici, propulsivi e sistemistici.

10.2 Sinergie tra ECS e TMS



110 Network di trasporto termico integrato in un velivolo civile [24]

Un trend attuale nell'industria aeronautica consiste nell'integrazione delle funzioni svolte da più sistemi, in modo da ridurre la complessità degli stessi e di aumentarne l'efficienza di funzionamento.

Nell'ambito dell'ECS di cui si è trattato finora, si delinea la possibilità di integrazione con altri sistemi di stampo propriamente termico, tra cui il Thermal Management System (TMS).

Attraverso una ricerca in letteratura riguardo allo stato dell'arte sui velivoli militari, si può realizzare che esistono attualmente architetture che fanno ampio uso di questa metodologia.

I sistemi di trasporto termico sugli aerei sono già piuttosto complessi. Ciò può essere apprezzato osservando la figura, che mostra le architetture funzionali dei sistemi di gestione termica di diversi aerei da trasporto civile. Come si può vedere, ci sono molti elementi inclusi e ci sono molte interfacce di interazione tra i diversi sistemi. 110 Network di trasporto termico integrato in un velivolo civile

Ciò influisce sulle prestazioni del velivolo e quindi l'integrazione tra i sistemi, se progettata opportunamente, potrebbe portare ad alcuni vantaggi, tra cui:

- Riduzione del **drag** causato dal TMS, grazie a un uso più intelligente dei pozzi di calore che riduce la richiesta di portata di aria esterna;

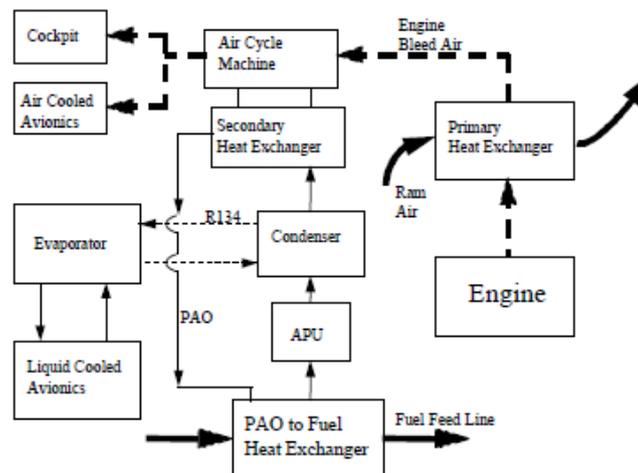
- Diminuzione della **massa**, per l'introduzione di componenti o sottosistemi multifunzionali;
- Utilizzo del calore disperso da alcuni sistemi per funzioni che richiedono un riscaldamento; ciò promuove una **gestione energetica ottimale** e riduce gli effetti negativi sull'efficienza, limitando inoltre la necessità di pozzi di calore;
- Miglioramento della **manutenibilità**, grazie al minor numero di componenti installati a bordo.

Si può dire che uno degli scopi dell'integrazione dei sistemi sia quello di rendere possibile una gestione termica sufficiente, pur causando il minimo impatto negativo sull'efficienza e sulle operazioni del velivolo [24].

L'integrazione dei sistemi termici però, porta con sé alcuni svantaggi, che includono:

- **Complessità**: i sistemi integrati sono più complicati di sistemi "federali", per le potenziali interrelazioni tra diversi elementi del sistema tra essi e con il resto del velivolo; il comportamento del sistema potrebbe essere sostanzialmente più difficile da predire accuratamente;
- **Sfide di progetto**: a causa della complessità implicata, il processo di sviluppo richiede più tempo e presenta costi aumentati; la necessità di comunicazione efficace tra diversi reparti in fase di progetto aumenta;
- **Sicurezza e certificazione**: la natura interconnessa e la potenziale *failure mode* comune può portare a problemi legati alla sicurezza del velivolo, rendendo più difficile sottostare all'iter certificativo specialmente per i sistemi di più nuova concezione;
- **Difficoltà nell'aggiornamento e nel design a famiglie**: sistemi altamente integrati possono essere difficili da aggiornare o ri-progettare, poiché una variazione su un componente può portare a effetti a catena su tutti i sistemi coinvolti nell'integrazione;
- **Strategie di controllo**: l'interconnessione tra i sistemi fa sì che sorga la necessità di elaborare strategie di controllo più articolate, lo sviluppo delle quali è ulteriormente esacerbato dalla difficoltà di previsione del comportamento dei sistemi attraverso la modellazione [24].

L'F-22 è stato il primo esempio di un velivolo che presentasse sistemi ECS e TMS integrati. L'ECS bleed dell'F-22 è di tipo bootstrap e utilizza un'Air Cycle Machine per lo scopo di raffreddamento. Tale



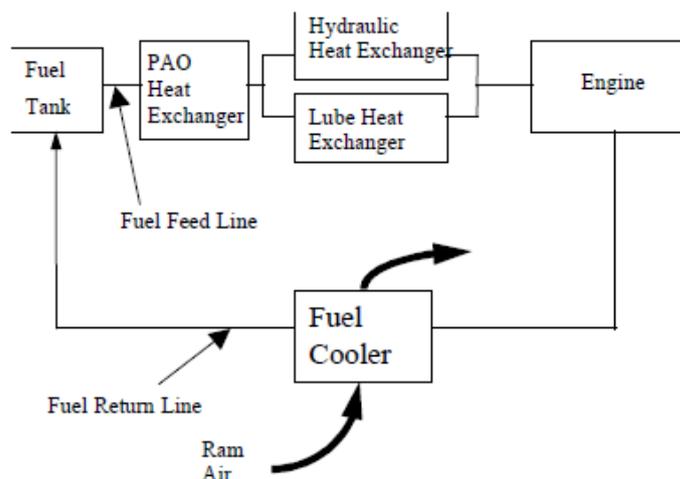
111 Schema dell'ECS F-22 [34]

ACS viene utilizzato per il raffreddamento dell'aria entrante nel cockpit e di alcuni apparati avionici, direttamente raffreddati ad aria. Tale ACS viene coadiuvato da un VCS che si occupa del raffreddamento degli apparati avionici che vengono raffreddati attraverso il liquido operativo PAO. Il VCS utilizza l'R134a come refrigerante. Inoltre un secondo loop di PAO rimuove calore dal condensatore e dal lubrificante dell'APU e lo riversa sul carburante [42].

Confrontando questo sistema con quelli proposti in precedenza si nota la differenza che in questo caso sono presenti due pozzi di calore: la *Ram Air* e il carburante. L'ECS dell'F-22 può anche essere visto come somma di due sistemi: il primo basato su un ciclo ad aria e il secondo su un ciclo a vapore.

Inoltre, attraverso questa configurazione che include il sistema propulsivo sia attraverso lo spillamento dal motore, sia con il carburante utilizzato come pozzo di calore, si integra il controllore del motore (FADEC) nell'anello di controllo dell'ECS [42].

Il TMS dell'F-22 è deputato al raffreddamento di alcuni liquidi introdotti nei sistemi, ovvero il fluido operativo idraulico, il lubrificante della gearbox. Inoltre il carburante fornisce una sorgente di raffreddamento per i componenti del motore che lo richiedono, attraverso un circuito dedicato interno al propulsore stesso [42].



112 Schema di una metà del TMS F-22 [34]

Si vuole far notare che il sistema in figura è relativo a una sola metà del velivolo, il restante sarà speculare.

Il flusso di carburante al motore funge da dissipatore di calore per gli scambiatori di calore dell'*airframe*. Quando il fluido di un sottosistema si avvicina al relativo limite di temperatura, una porzione di flusso di carburante viene aggiunta al flusso di carburante in combustione del motore per essere fatto passare attraverso gli scambiatori di calore, con il fine ultimo di mantenere la temperatura del sottosistema al di sotto del limite. Il carburante non bruciato viene raffreddato con uno scambiatore aria-liquido prima di essere reimpresso nel serbatoio del carburante. Il flusso totale del carburante è controllato da una valvola di ritorno situata sul motore. Questa valvola viene comandata tramite il FADEC [42].

L'utilizzo di carburante come pozzo di calore primario per i sistemi ECS e TMS integrati muove il design nella direzione ulteriore dello studio dell'interazione di essi con il sistema combustibile. Infatti, per ridurre il *drag* causato dalla presa d'aria è necessario conoscere e poter controllare i carichi termici. Inoltre l'utilizzo del combustibile cambia le caratteristiche dinamiche del controllo termico del velivolo. Precisamente la variazione di temperatura dovuta al combustibile di ritorno nel serbatoio causa un'instazionarietà nel comportamento del sistema di controllo termico. In questo caso diventa fondamentale l'analisi dinamica dei sistemi, in quanto le analisi statiche potrebbero risultare estremamente limitate [42].

Rimangono aperti gli studi e i dibattiti sull'eventuale vantaggio dell'applicazione di un'architettura con macchina a vapore a ciclo chiuso su velivoli per trasporto passeggeri, che hanno dimensioni ed esigenze diverse dai velivoli su cui viene attualmente implementato un VCS.

10.3 Conclusioni

Alla luce di quanto visto finora, si può affermare che i modelli implementati possono valere per velivoli a propulsione ibrido-elettrica, ma più in generale si può dire che essi possono essere applicati a modellazioni di E-ECS per velivoli con architettura *all-electric* (AEA) o *more-electric* (MEA), a prescindere dall'architettura propulsiva di essi. Tale procedimento può essere svolto a patto di mantenere i fattori di scala e di verificare che la modellazione sia coerente con il fenomeno fisico sperimentale o con le prestazioni calcolate in fase di avan-progetto.

Il procedimento operativo della modellazione è stato svolto in tre passaggi principali: il primo è costituito dall'identificazione parametrica della CAU di tipo *bleed* per il sistema di controllo ambientale dell'A320.

Fatto ciò, si è riscalata tale CAU per andare incontro alle esigenze di un velivolo più piccolo, ovvero l'ATR-42-500, di cui si è previsto un retrofit con ECS ad attivazione elettrica di tipo *bleedless*. Si è quindi estesa la modellazione dalla sola CAU all'intero E-ECS, comprendente compressore dedicato e circuito di *bypass*, oltre alla CAU già implementata.

A questo punto si è giunti al terzo passaggio della modellazione, ovvero una seconda operazione di riscaldamento. Questa volta è stata mantenuta la stessa architettura dell'E-ECS, ma è stato variato il numero di passeggeri da 48 a 80, al fine di verificare il funzionamento dell'ECS su più scale. Su questo sistema di controllo ambientale è stata poi implementata un'analisi dinamica lungo il profilo di missione, al fine di ottenere dei plausibili andamenti delle variabili di funzionamento in regolazione del sistema, completi di transitori e picchi. In questo modo è stato possibile valutare la correttezza della modellazione statica precedentemente svolta e di offrire delle possibili correzioni di essa.

Una volta valutati gli andamenti, è stato possibile estrapolare la potenza massima richiesta dal sistema, che costituisce il *power budget* dell'ECS e l'energia totale richiesta dalla missione più gravosa, che costituisce l'*energy budget* del sistema.

BIBLIOGRAFIA

- [1] A. Behbahani, A. Von Moll, R. Zeller e J. Ordo, «Aircraft Integration Challenges and Opportunities for Distributed Intelligent Control, Power, Thermal Management, Diagnostic and Prognostic Systems,» SAE International, 2014.
- [2] A. Zeaiter, «Thermal modeling and cooling of electric motors.Application to the propulsion of hybrid aircraft,» 2020. [Online]. Available: <https://theses.hal.science/tel-03158868>.
- [3] «Global Energy & CO2 Status Report 2019 – Analysis,» [Online]. Available: <https://www.iea.org/reports/global-energy-and-co2-status-report-2019>.
- [4] «ICAO 2019 Environmental Report - Aviation and Environment,» 2019. [Online]. Available: [https://www.icao.int/environmental-protection/Documents/ICAO-ENV-Report2019-F1-WEB%20\(1\).pdf](https://www.icao.int/environmental-protection/Documents/ICAO-ENV-Report2019-F1-WEB%20(1).pdf).
- [5] D. Eisenhut, N. Moebs, E. Windels, D. Bergmann, I. Geiß, R. Reis e A. Strohmayr, «Aircraft Requirements for Sustainable Regional Aviation,» 2021.
- [6] S. Bozhko, C. I. Hill e T. Yang, «More-Electric Aircraft: Systems and Modeling,» Giugno 2018. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/325717050>.
- [7] M. Fioriti, P. Della Vecchia e G. Donelli, «Effect of Progressive Integration of On-Board Systems Design Discipline in an MDA Framework for Aircraft Design with Different Level of Systems Electrification,» MDPI, 2022.
- [8] ATR, *Turboprop Market Forecast 2018-2037*, Blagnac, 2018.
- [9] M. Janic, «High-speed rail and air passenger transport: a comparison of the operational environmental performance,» Delft, 2002.
- [10] N. Adler, E. Pels e C. Nash, «High-speed rail and air transport competition: Game engineering as tool for cost-benefit analysis,» 2010.
- [11] B. Dalla Chiara, D. De Franco, N. Coviello e D. Pastrone, «Comparative specific energy consumption between air transport and high-speed rail transport: A practical assessment,» 2017.
- [12] «The energy consumptions in railway transport Internal report,» Politecnico di Torino, 2014.
- [13] H. Yannian e K. Yuanli, «Overview of MEA key technology and system integration,» in *The 4th International Symposium on More Electric Aircraft Technology (MEA 2017)*, 2017.
- [14] D. C. Deisenroth e M. Ohadi, «Thermal Management of High-Power Density Electric Motors for Electrification of Aviation and Beyond,» *energies*, 20 Settembre 2019.
- [15] P.-O. Gronwald, N. Wiese, T. A. Kern e M. Henke, «Electric Traction Motor Spray Cooling— Empirical Model Development and Experimental Validation,» *IEEE TRANSACTIONS ON TRANSPORTATION ELECTRIFICATION*, vol. 9, n. 2, 2023.
- [16] S. R. Annapragada, M. Macdonald, A. Sur, R. Mahmoudi e C. Lents, «Hybrid Electric Aircraft Battery Heat Acquisition System,» *AIAA Propulsion and Energy Forum*, 2018.

- [17] M. Ramezanizadeh, M. Alhuyi Nazari, M. Hossein Ahmadi e L. Chen, «A review on the approaches applied for cooling fuel cells,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, n. 139, p. 517–525, 2019.
- [18] E. Vredenburg e F. Thielecke, «Thermal Management Investigations for Fuel Cell Systems On-Board Commercial Aircraft,» *SAE International*, 2013.
- [19] National Research Council, *The Airliner Cabin Environment and the Health of Passengers and Crew*, Washington, DC: The National Academies Press, 2002.
- [20] J. Thauvin, G. Barraud, M. Budinger, D. Leray, X. Roboam e B. Sareni, «Hybrid Regional Aircraft: A Comparative Review of New Potentials Enabled by Electric Power,» 2016.
- [21] [Online]. Available: <http://aeronauticollecture.blogspot.com/2014/01/vapour-cycle-cooling-system-in-aircraft.html>.
- [22] M. Merzvinskas, C. Bringhenti, J. Tomita e C. de Andrade, «Air conditioning systems for aeronautical applications: a review,» *THEAERONAUTICAL JOURNAL*, 2019.
- [23] R. L. C. Wong, «Dual Expansion Energy Recovery (DEER) Environmental Control System,» 2003.
- [24] A. van Heerden, «Aircraft thermal management: Practices, technology, system architectures, future challenges, and opportunities,» *Progress in Aerospace Sciences*, n. 128, 2022.
- [25] P. Maggiore, *Sistema di Condizionamento e Pressurizzazione: dispense del corso*, 2020.
- [26] V. Norrefeldt, F. Mayer, B. Herbig, R. Ströhlein, P. Wargocki e F. Lei, «Effect of Increased Cabin Recirculation Airflow Fraction on Relative Humidity, CO₂ and TVOC,» in *10th EASN International Conference on Innovation in Aviation & Space to the Satisfaction of the European Citizens*, 2022.
- [27] «Easy Access Rules for Large Aeroplanes (CS-25),» EASA, Gennaio 2023. [Online]. Available: <https://www.easa.europa.eu/en/document-library/easy-access-rules/online-publications/easy-access-rules-large-aeroplanes-cs-25>.
- [28] Liebherr-Aerospace Lindenberg, *A319/A320/A321 Environmental Control System*, 2004.
- [29] F. Di Fede, *Progetto e integrazione dei sistemi ECS e IPS in un velivolo da trasporto regionale con propulsione ibrida*, Politecnico di Torino, 2019.
- [30] I. Jennionsa, F. Alia, M. Esperon Miguez e I. Camacho Escobar, «Simulation of an aircraft environmental control system,» *Applied Thermal Engineering*, n. 172, 2020.
- [31] S. Caggese, *Sviluppo di un modello per progettazione parametrica del TMS per velivoli more-electric e con propulsione ibrido-elettrica*, Politecnico di Torino, 2022.
- [32] P. Del Valle e P. Blazquez Munoz, «Advantages of the Dynamic Simulation for the Thermal Management Systems Design,» *SAE*, vol. 01, n. 2152, 2014.
- [33] [Online]. Available: <https://plm.sw.siemens.com/it-IT/simcenter/systems-simulation/amesim/>.

- [34] Y. Yoo, S. Kho e e. al., *A study on modeling program development of an environmental control system using amesim s/w*, ASME GT2010 – 22862, 2010.
- [35] H. Kellermann, M. Lüdemann, M. Pohl e M. Hornung, «Design and Optimization of Ram Air–Based Thermal Management Systems for Hybrid-Electric Aircraft,» *Aerospace*, vol. 8, n. 3, 2020.
- [36] H. Kellermann, A. L. Habermann e M. Hornung, «Assessment of Aircraft Surface Heat Exchanger Potential,» *Aerospace*, vol. 7, n. 1, 2020.
- [37] D. Ferretto e N. Viola, «Preliminary Design and Simulation of a Thermal Management System with Integrated Secondary Power Generation Capability for a Mach 8 Aircraft Concept Exploiting Liquid Hydrogen,» *aerospace*, vol. 10, n. 180, 2023.
- [38] *MIL-HDBK-310 - Global Climatic Data for Developing Military Products*, 1997.
- [39] X. Jolivet, X. Villain e L. Seguy, «A320 Family / A330 Prevention and Handling of Dual Bleed Loss,» 2012.
- [40] R. Brown, «Centrifugal Compressors,» in *Compressors : Selection and sizing*, Elsevier Science & Technology, 2005.
- [41] L. Piancastelli, L. Frizziero e G. Donnici, «THE MEREDITH RAMJET: AN EFFICIENT WAY TO RECOVER THE HEAT WASTED IN PISTON ENGINE COOLING,» *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 10, n. 12, 2015.
- [42] J. T. Letlow e L. C. Jenkins, «Development of an Integrated Environmental Control System,» *SAE Technical Papers*, n. 981544.
- [43] [Online]. Available: <https://ars.els-cdn.com/content/image/3-s2.0-B9780128221013000186-f13-13-9780128221013.jpg>.
- [44] J. Park, J. An, K. Han, H.-S. Choi e I. Seouk Park, «Enhancement of cooling performance in traction motor of electric vehicle using direct slot cooling method,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 217, 2022.
- [45] J. Huang, S. Shoai Naini, R. Miller, D. Rizzo, K. Sebeck, S. Shurin e J. Wagner, «A Hybrid Electric Vehicle Motor Cooling System—Design, Model, and Control,» *IEEE TRANSACTIONS ON VEHICULAR TECHNOLOGY*, vol. 68, n. 5, 2019.
- [46] M. Fioriti e N. Viola, *Slides*, torino, 2022.