POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Ingegneria Meccanica ed Aerospaziale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Tesi di Laurea Magistrale

MODELLIZZAZIONE DI UN SISTEMA ECS BLEEDLESS PER VELIVOLI DA TRASPORTO CIVILE

Relatori

Fioriti Marco
Corpino Sabrina

Candidato

Iaia Paolo Donato

Marzo 2019

Indice

Indice delle Figure

Indice delle Tabelle

1. Introduzione

2. Il sistema ECS

2.1 Necessità di un sistema ECS

2.2 Evoluzione del Sistema ECS

2.3 Descrizione Sistemi ECS

2.3.1 Architettura Classica dei Sistema ECS

2.3.2 Architettura *Bleedless* dei Sistemi ECS

3. Modello S-211

3.1 Descrizione Componenti CAU

3.2 Calcolo Rendimenti e pressione di Uscita dal Compressore

3.3 Risultati Ottenuti

4. Modello A-320

4.1 Calcolo Rendimenti e pressione di Uscita dal Compressore

4.2 Calcolo Carichi Termici della Fusoliera

4.3 Calcolo Portata d'Aria Necessaria

4.4 Risultati Ottenuti

5. Modello ECS AEA\MEA con *Air Cycle Machine*

6. Confronto e Analisi dei Risultati Ottenuti

6.1 Calcolo Potenza Pneumatica Estratta

6.2 Confronto del Power Budget

7. Conclusioni e Sviluppi Futuri

Bibliografia

Appendici

Ringraziamenti

Indice delle Figure

Figura 1.1 - Numero Passeggeri Aeroporto Torino-Caselle 1

Figura 2.1 - Tempo di coscienza in quota 3

Figura 2.2 - Intervalli di Temperatura e Umidità 4

Figura 2.3 - Variazione Temperatura Atmosfera Standard Internazionale 4

Figura 2.4 - Variazione pressione Atmosfera Standard Internazionale 5

Figura 2.5 - Schema Ciclo Aperto 7

Figura 2.6 - Schema Ciclo Aperto 8

Figura 2.7 - Schema Ciclo Aperto con Ricircolo 8

Figura 2.8 - Variazione Pressione in cabina 9

Figura 2.9 - Sistema di Spillamento Aria Compressa 11

Figura 2.10 - Schema Simple Air Cycle Machine 12

Figura 2.11 - Schema Two Wheels Air Cycle Machine Bootstrap 12

Figura 2.12 - Schema Three Wheels Air Cycle Machine Bootstrap 13

Figura 2.13 - Schema Low Pressure Water Separation System 14

Figura 2.14 – Schema High Pressure Water Separation System 15

Figura 2.15 - Tipica Architettura del Sistema di Distribuzione dell'aria 17

Figura 2.16 - Disposizone Cabin Pressure Control Valve 18

Figura 2.17 - Generazione Potenza a Bordo del Velivolo (Stato dell’Arte) 19

Figura 2.18 - Generazione Potenza a Bordo del Velivolo (Nuovi Trend) 20

Figura 2.19 - Obiettivi Ambientali 21

Figura 2.20 - Schema ECS AEA\MEA con ACM 23

Figura 2.21 - Schema ECS AEA\MEA con Vapour Cycle Machine 25

Figura 2.22 - Schema ECS AEA\MEA con Heat Pump 26

Figura 3.1 - Vista in pianta S-211 27

Figura 3.2 - Schema CAU S-211 28

Figura 3.3 - Schema Scambiatore di Calore Primario 29

Figura 3.4 - Schema Scambiatore di Calore Secondario 31

Figura 3.5 - Schema Compressore 32

Figura 3.6 - Compressione sul piano T-s 35

Figura 3.6 - Schema Turbina 36

Figura 3.7 - Espansione sul piano T-s 37
Figura 3.8 - Diagramma T-s ACM 38
Figura 4.1 - Vista in pianta A-320 45
Figura 4.2 - Schema CAU A-320 46
Figura 4.3 - Rappresentazione Schematica PHE & MHE 47
Figura 4.4 - Schema Compressore 49
Figura 4.5 - Schema Turbina 50
Figura 4.6 - Schema Reheater & Condensatore 51
Figura 4.7 - Rappresentazione Bilancio Termico Fusoliera 54
Figura 4.8 - Potenza Termica Persone per Diverse Mansioni 55
Figura 4.9 - Sezione Fusoliera 57
Figura 4.10 - Area Parabrezza A-320 60
Figura 4.11 - Dimensioni singolo finestrino A-320 60
Figura 4.12 - Dati delle Tre Condizioni 63
Figura 5.1 – Nuovi Componenti da Modellizzare 72
Figura 5.2 - Schema Presa Dinamica 74
Figura 5.3 - Piano T-s Presa Reale 75
Figura 5.4 - Piano T-s Presa Ideale 75
Figura 5.5 - Schema Compressore mosso da Motore Elettrico 77
Figura 6.1 - Caratteristiche Motore "IAE V2500" 87
Figura 6.2 - Confronto Potenza Idle 90
Figura 6.3 - Confronto Potenza Cruise 91
Figura 6.4 - Confronto Potenza Take-off 91

Indice delle Tabelle

Tabella 3.1 - Coefficienti Calcolo Cp Aria Secca 39
Tabella 3.2 - Coefficienti Calcolo Cp Vapore 40
Tabella 3.3 - Input Condizione 1 S-211 41
Tabella 3.4 - Output Condizione 1 S-211 41
Tabella 3.5 - Input Condizione 2 S-211 42
Tabella 3.6 - Output Condizione 2 S-211 42
Tabella 3.7 - Input Condizione 3 S-211 43
Tabella 3.8 - Output Condizione 3 S-211 43
Tabella 3.9 - Input Condizione 4 S-211 44
Tabella 3.10 - Output Condizione 4 S-211 44
Tabella 4.11 - Dati Strati Fusoliera 57
Tabella 4.12 - Input del modello A-320 Condizione 1 65
Tabella 4.13 - Output Valori Compressore e Turbina Modello A-320 Condizione 1 65
Tabella 4.14 - Output Valori Scambiatori Modello A-320 Condizione 1 66
Tabella 4.15 - Output Lavori di Compressione ed Espansione Modello A-320 Condizione 1 66
Tabella 4.16 - Input del modello A-320 Condizione 2 67
Tabella 4.17 - Output Valori Compressore e Turbina Modello A-320 Condizione 2 68
Tabella 4.18 - Output Valori Scambiatori Modello A-320 Condizione 2 68
Tabella 4.19 - Output Lavori di Compressione ed Espansione Modello A-320 Condizione 2 69
Tabella 4.20 - Input del modello A-320 Condizione 3 69
Tabella 4.21 - Output Valori Compressore e Turbina Modello A-320 Condizione 3 70
Tabella 4.22 - Output Valori Scambiatori Modello A-320 Condizione 3 70
Tabella 4.23 - Output Lavori di Compressione ed Espansione Modello A-320 Condizione 3 71
Tabella 5.1 - Dati Presa Condizione 1 76
Tabella 5.2 - Dati Presa Condizione 2 76
Tabella 5.3 - Dati Presa Condizione 3 76
Tabella 5.4 – Output valori Compressore Dedicato Modello EECS Condizione 1 79
Tabella 5.5 - Output Valori Compressore e Turbina Modello EECS Condizione 1 79
Tabella 5.6 - Output Valori Fan Modello EECS Condizione 1 80
Tabella 5.7 - Output Valori Scambiatori Modello EECS Condizione 1 80

Tabella 5.8 – Output valori Compressore Dedicato Modello EECS Condizione 2 81
Tabella 5.9 - Output Valori Compressore e Turbina Modello EECS Condizione 2 81
Tabella 5.10 - Output Valori Fan Modello EECS Condizione 2 82
Tabella 5.11 - Output Valori Scambiatori Modello EECS Condizione 2 82
Tabella 5.12 – Output valori Compressore Dedicato Modello EECS Condizione 3 83
Tabella 5.13 - Output Valori Compressore e Turbina Modello EECS Condizione 3 83
Tabella 5.14 - Output Valori Fan Modello EECS Condizione 3 84
Tabella 5.15 - Output Valori Scambiatori Modello EECS Condizione 3 84
Tabella 6.1 - Potenza Pneumatica in Idle 88
Tabella 6.2 – Potenza Pneumatica in Cruise 89
Tabella 6.3 - Potenza Pneumatica Take-off 90

1. Introduzione

Oggigiorno, l'impatto ambientale prodotto dal settore del trasporto aereo, è motivo di grande preoccupazione; secondo *Clean Sky JTI (Joint Technology Initiative)* infatti rappresenta circa il 2% delle emissioni di CO2 introdotte dall'uomo, e il 12% dei sistemi di trasporto globali. Questo, si traduce con circa 628 milioni di tonnellate di CO2 prodotte ogni anno. Tali dati diventano preoccupanti se si prende in considerazione il fatto che ogni anno sempre più persone utilizzano aerei per spostarsi e che quindi la flotta commerciale sarà raddoppiata entro il 2050 a causa dell'introduzione di circa 1300 nuovi aeroporti internazionali. Secondo la *IATA (International Transport Association)*, che rappresenta circa l'80% delle compagnie aeree, per il 2035, si avrà il raddoppio del numero dei passeggeri e con ciò raddoppieranno anche i quantitativi di emissioni di CO2 e di NOx.

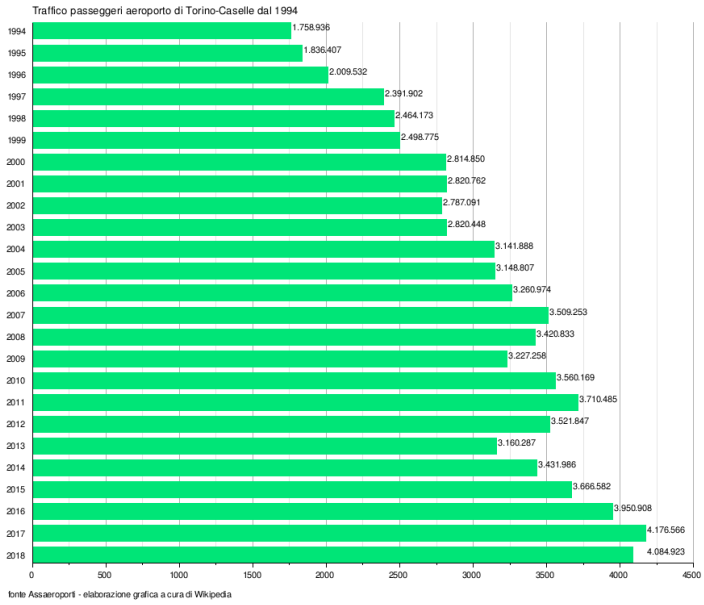

Figura 1.1 - Numero Passeggeri Aeroporto Torino-Caselle

Per tali ragioni risulta importante implementare nuove tecnologie atte a ridurre le emissioni di CO2 e quindi i consumi a bordo degli aeroplani. È quindi in questo contesto che viene ad inserirsi il seguente lavoro di tesi il cui scopo è quello di confrontare l'impatto che ha il sistema di controllo ambientale *(ECS: Enviromental Control System)* a bordo del velivolo a seconda se si tratti di un sistema convenzionale o di un sistema di nuova concezione alimentato elettricamente. Infatti il sistema ECS, è il sistema che richiede il maggior quantitativo di energia

nel velivolo e consuma circa il 75% dell'intera energia destinata ai sistemi e circa il 3-5 % della potenza prodotta dai motori. L'analisi del consumo energetico da parte di questo sistema, ci consente di migliorare l'efficienza dell'intero sistema modificando la configurazione, determinando quindi una riduzione del fabbisogno energetico per l'aeromobile e conseguentemente delle emissioni. Ci si aspetta che l'applicazione di un ECS elettrico, comporterà dei miglioramenti sotto questi punti di vista.

In questo documento, verrà inizialmente descritto il sistema in esame focalizzandosi principalmente su quello classico in cui viene spillata aria compressa dal motore e in seguito su quello elettrico in cui la potenza pneumatica viene sostituita da appunto da quella elettrica. In questo caso non verrà prelevata aria dal motore, ma dall'esterno. Questa tecnologia è stata implementata da Boeing in uno dei suoi aerei più recenti: il B-787. Dopodiché verranno descritti i vari modelli implementati e in particolare i primi due cercano di simulare i sistemi installati a bordo dell'ultraleggero *S-211* e dell'*Airbus A-320*, mentre il terzo vuole simulare un ECS di nuova concezione. Validati tali modelli, si passa alle varie simulazioni effettuate e alla discussione dei risultati.

2. Il sistema ECS

2.1 Necessità di un sistema ECS

La respirazione è un processo fisiologico che consente al corpo umano di assumere ossigeno e restituire anidride carbonica. Per poter estrarre ossigeno dall'aria occorre che questa si trovi nei polmoni a una pressione opportuna. È da notare che ciò che conta è la pressione parziale dell'ossigeno indipendentemente dalla pressione atmosferica. Se l'apporto di ossigeno ai tessuti scende sotto un certo limite, si verifica un'ipossia, che si manifesta con debolezza e scarsa capacità di attenzione. Il limite inferiore di pressione parziale dell'ossigeno è di circa 80 mmHg corrispondente ad un quota di 4500 metri dal livello del mare, oltre tale quota il rischio di perdita di coscienza è elevato (Figura 2.1).

TIME OF USEFUL CONSCIOUSNESS		
Altitude	Moderate Activity	Sitting Quietly
22 000 feet	5 minutes	10 minutes
25 000 feet	2 minutes	3 minutes
28 000 feet	1 minute	1.5 minutes
30 000 feet	45 seconds	1.25 minutes
35 000 feet	30 seconds	45 seconds
40 000 feet	18 seconds	30 seconds

Figura 2.2 - Tempo di coscienza in quota

Occorre quindi stabilire un corretto valore della pressione parziale dell'ossigeno e questo è possibile attraverso due vie:

- Aumentando la pressione atmosferica dell'aria a pari percentuale di ossigeno (metodo più utilizzato in aeronautica);
- Aumentando la percentuale di ossigeno nell'aria a parità di pressione atmosferica.

Un altro aspetto da considerare è invece la condizione di benessere legata alla temperatura e all'umidità, le quali sono difficili da definire in quanto sono sensazioni variabili da individuo a individuo e dipendono fortemente dalla velocità dell'aria. In generale la temperatura è ritenuta accettabile per valori tra i 20 e i 24 °C in estate e tra i 18 e i 22 °C in inverno con tenori di umidità attorno al 30-70% (Figura 2.2).

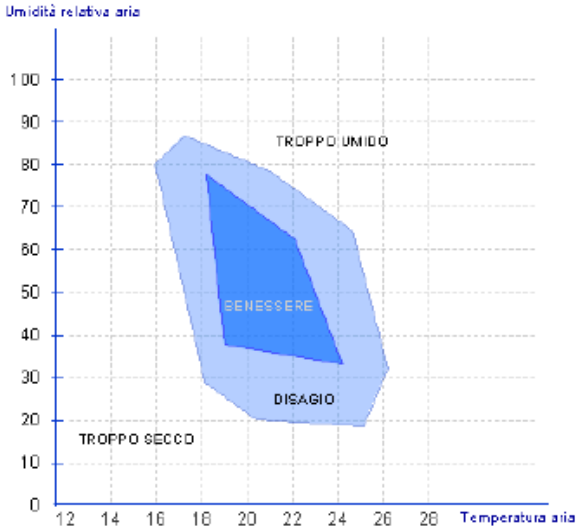

Figura 3.2 - Intervalli di Temperatura e Umidità

È per tali ragioni che diventa importante l'utilizzo di un sistema di controllo ambientale sugli aeroplani in quanto l'atmosfera standard presenta delle caratteristiche di pressione e temperatura tali da garantire la sopravvivenza umana solo a quote inferiori alle poche migliaia di metri sul livello del mare (Figure 2.3-2.4).

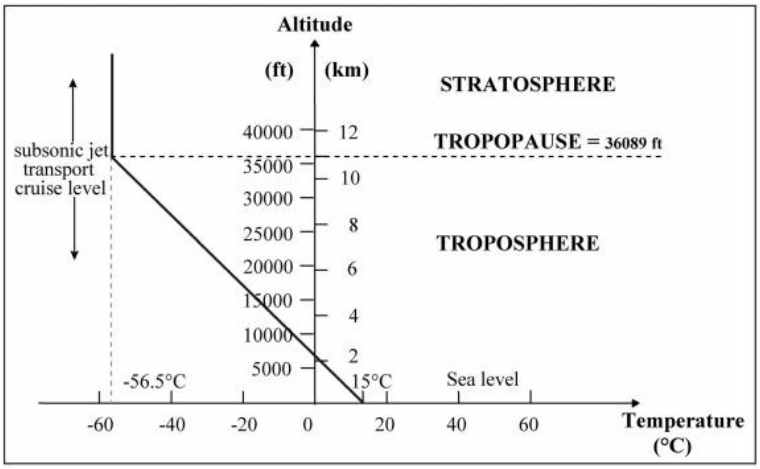

Figura 2.4 - Variazione Temperatura Atmosfera Standard Internazionale

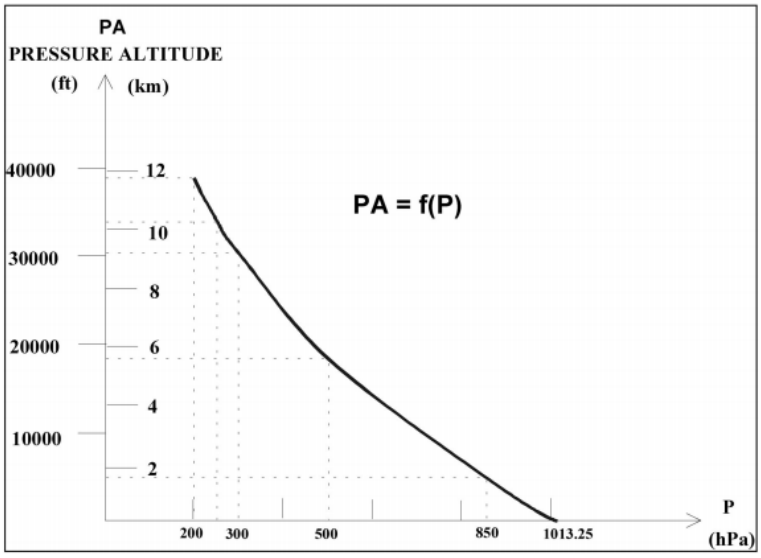

Figura 2.5 - Variazione pressione Atmosfera Standard Internazionale

È per queste ragioni infatti che l'uomo ha volato nei primi decenni dell'aviazione a quote non superiori a pochi chilometri sul livello del mare in quanto non era stato pensato un sistema di pressurizzazione e condizionamento. È con l'avvento dei motori a getto in sostituzione a quelli alternativi che si è potuta innalzare la quota di tangenza e quindi anche quella di crociera, perché risultava conveniente sia da un punto di vista economico in quanto a quote elevate la resistenza aerodinamica incontrata dal velivolo è minore a causa della rarefazione dell'aria, sia da un punto di vista strategico per quanto riguarda i velivoli militari, infatti un velivolo da combattimento trae innumerevoli vantaggi dal volare a quote alte, essendo più difficile da raggiungere. È così diventato fondamentale dotare i velivoli di un sistema ECS il quale si occupasse di far si che l'ambiente e l'atmosfera a bordo fossero adatti a consentire la vita umana e il benessere in termini di temperatura, pressioni parziali dei gas, pressione totale e composizione chimica.

2.2 Evoluzione del sistema ECS

Nel corso degli anni sono state adottate diverse soluzioni per il sistema di condizionamento, questo è dipeso sia dal tipo di missione del velivolo, sia dall'evoluzione della tecnologia aeronautica. Vediamo le principali soluzioni adottate pe quanto riguarda il riscaldamento e il raffreddamento del velivolo:

1. *Riscaldamento con gas di scarico*: è il sistema più semplice di tutti, utilizza degli scambiatori di calore tra aria esterna presa in dinamica che attraversa un condotto anulare coassiale agli scarichi di un motore in genere a pistone. Tale sistema è utilizzato nei piccoli velivoli di aviazione generale.

2. *Riscaldamento con bruciatori*: l'aria esterna presa in dinamica, viene riscaldata attraverso un secondo flusso d'aria sempre prelevata dall'esterno, all'interno del quale, viene iniettato del combustibile che bruciando genera il riscaldamento dell'aria da mandare in fusoliera. Il sistema risulta più potente e rapido rispetto a quello precedente nel fornire il comfort necessario. È utilizzato sempre su velivoli di piccole dimensioni.

3. *Riscaldamento elettrico*: è usato a volte quando il velivolo è a terra e i motori sono spenti. L'aria prelevata dalla cabina, viene riscaldata facendola passare su resistenze elettriche calde. Questo metodo è anche utilizzato da velivoli di piccole dimensioni con propulsione turboelica.

4. *Riscaldamento con aria compressa*: è il sistema più utilizzato fino ad adesso; basti pensare che l'unico velivolo commercialmente diffuso che non impiega questa tecnologia è il Boeing B-787 Dreamliner. Viene spillata aria calda e compressa dal propulsore e successivamente modificate le caratteristiche termodinamiche di temperatura, pressione e umidità, prima che essa faccia il suo ingresso in cabina. (Se ne parlerà diffusamente in seguito).

5. *Raffreddamento con ciclo frigorifero a circuito chiuso*: si tratta di un ciclo frigorifero tradizionale a circuito chiuso dove facendo espandere un gas che è stato fortemente compresso, si ha un forte assorbimento di calore per l'evaporazione del fluido. Il calore viene sottratto all'ambiente da raffreddare, mediante uno scambiatore. Viene usato su velivoli con motori a pistoni o piccoli turboelica.

6. *Raffreddamento con ciclo frigorifero aperto con Air Cycle Cooling Machine*: si tratta di un ciclo frigorifero a circuito aperto, molto sofisticato, ma anche molto potente. Viene usato nei velivoli da trasporto di una certa dimensione e dotati di grandi turbo propulsori a getto.

Come si è accennato prima, la strada comunemente adottata per mantenere una adeguata concentrazione di ossigeno in cabina è la pressurizzazione nei confronti dell'esterno. La pressurizzazione viene ottenuta inserendo nella fusoliera aria spillata dal compressore del motore, oppure inserendo in cabina aria esterna compressa con un apposito compressore. Tale aria viene elaborata prima dell'immissione in cabina, in modo da rispettare i valori di temperatura e umidità adeguati. È chiaro quindi che esiste una differenza di pressione tra interno ed esterno della fusoliera, e ciò costituisce una condizione di carico che ha rilevanza strutturale sia dal punto di vista statico che dal punto di vista della fatica. La regolazione della pressurizzazione, avviene attraverso delle valvole di efflusso che regolano la portata d'aria scaricata nell'atmosfera esterna.

Il ciclo di pressurizzazione della fusoliera di un velivolo, può essere a ciclo aperto o a ciclo chiuso. Nel primo caso, la portata d'aria che viene scaricata, deve essere completamente reintegrata nel velivolo, per questo è necessario prelevarla dall'impianto pneumatico già compressa. Tale portata però è molto calda e a pressione eccessiva, occorre quindi raffreddarla e regolarne la pressione.

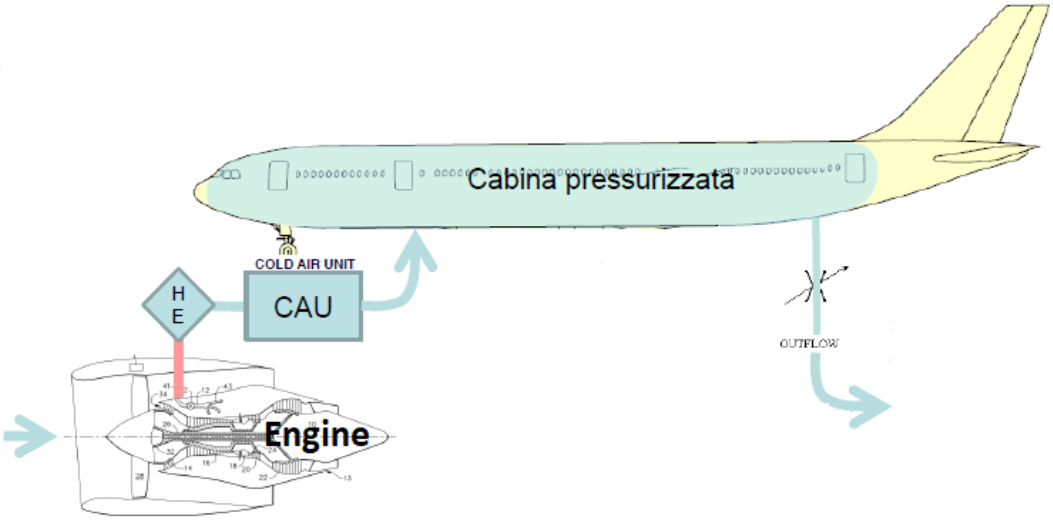

Figura 2.6 - Schema Ciclo Aperto

Con l'impianto a ciclo chiuso invece ci si svincola dall'impianto pneumatico. Infatti in questo caso la portata d'aria viene continuamente ricircolata e le perdite con l'esterno sono minime e compensate da un compressore dedicato che comprime l'aria esterna. Si ha bisogno però di filtri di depurazione chimica e di una fonte di energia per comprimere l'aria esterna.

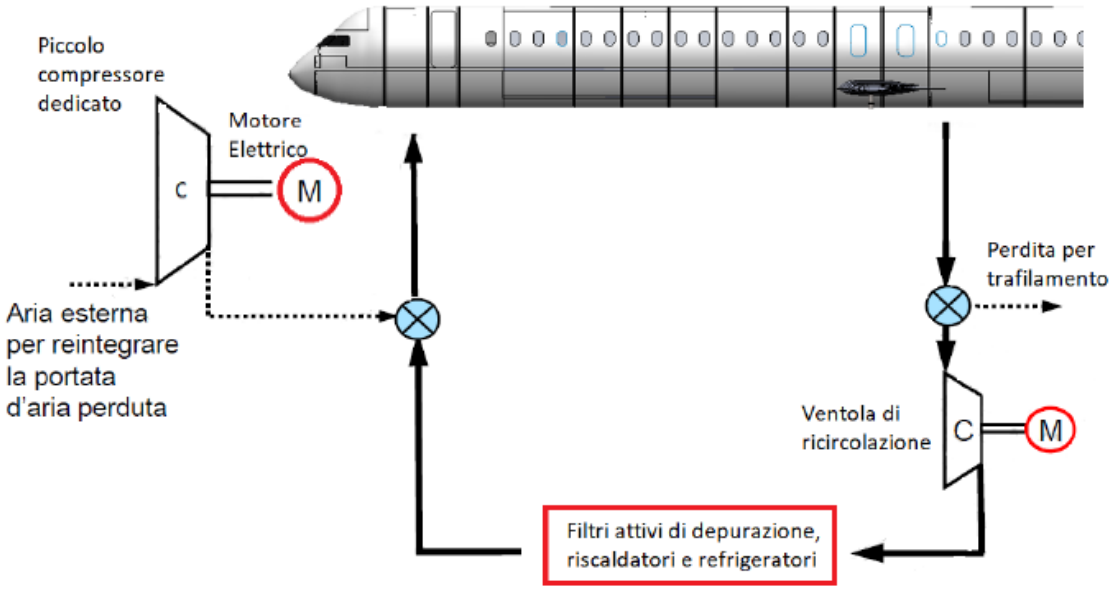

Figura 2.7 - Schema Ciclo Aperto

Ultimamente però, l'impianto a ciclo aperto si sta evolvendo, introducendo un ricircolo parziale dell'aria in cabina essenzialmente per ridurre la porta spillata al compressore del propulsore e quindi il consumo di combustibile. La portata fatta ricircolare in cabina può arrivare fino al 50% di quella totale.

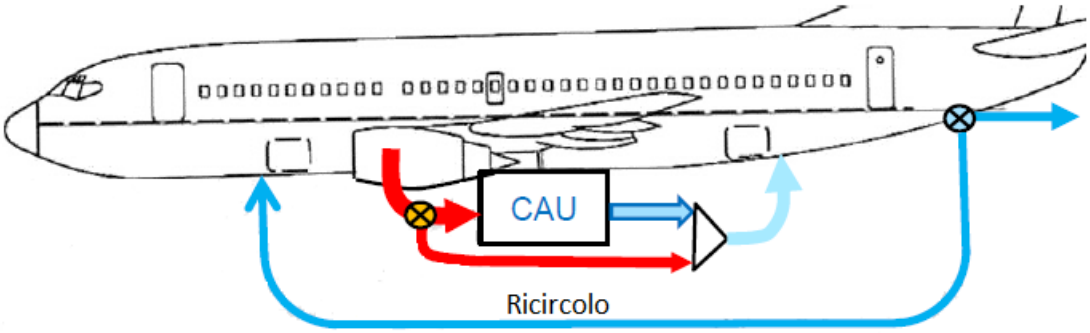

Figura 2.8 - Schema Ciclo Aperto con Ricircolo

Durante la pressurizzazione della fusoliera si cerca quindi di raggiungere un valore accettabile di pressione per permettere all'uomo di respirare, bisogna fare attenzione però ad evitare elevate differenze di pressione tra interno ed esterno per evitare elevati carichi di pressurizzazione. Si sceglie come valore di pressione interno circa 75 KPa equivalenti alla pressione atmosferica di 2400 metri sul livello del mare.

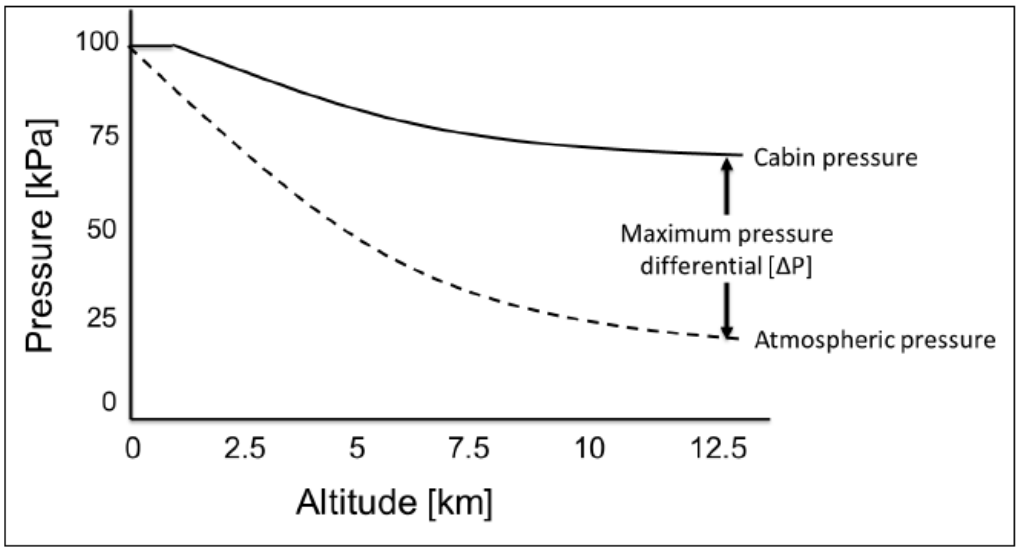

Figura 2.9 - Variazione Pressione in cabina

2.3 Descrizione sistemi ECS

Capito come viene alimentato l'impianto di condizionamento, vediamo ora i vari componenti che costituiscono la CAU (*Cold Air Unit*), ovvero la parte centrale del sistema che modifica i valori di temperatura, pressione e umidità attraverso dei cicli termodinamici prima dell'immissione dell'aria in cabina.

2.3.1 Architettura classica dei sistemi ECS

Come già detto, ad oggi il sistema più utilizzato dagli aeromobili civili è quello che sfrutta la tecnologia a *bleed* pneumatico dal motore il quale è la fonte di alimentazione del sistema. Il *bleed* di aria calda e compressa di solito avviene attraverso una porta (chiamata porta di bassa pressione) che si trova tra il quinto e il sesto stadio del compressore del motore. Tale porta è intesa come quella nominalmente operativa, mentre qualora la richiesta di aria compressa da parte dell'impianto pneumatico fosse superiore rispetto la fornitura disponibile dalla porta di bassa pressione, in quanto il sistema pneumatico deve alimentare non solo il sistema di condizionamento, ma anche quello *De/Anti Ice* e le altre utenze pneumatiche a bordo, si fa ricorso ad una seconda porta (chiamata porta di alta pressione) che si trova di solito attorno al nono stadio. Il sistema di controllo quindi attraverso delle valvole di *shut – off* provvede ad attivare anche il *bleed* di alta pressione. Per tale motivo i condotti di bassa pressione, sono dotati di valvole di non ritorno per evitare che il flusso ad alta pressione risalga i condotti e venga reinserito nel motore. Comunque sia tutti i flussi spillati, vengono convogliati in un'unica uscita, che fornisce aria ad una temperatura tipicamente compresa tra i 180°C e 250°C.

Essendo tali valori di temperatura abbastanza elevati, è necessario regolare la temperatura stessa attraverso uno scambiatore di calore ad aria alimentato con l'aria esterna proveniente dal fan del motore la cui regolazione si effettua gestendo la portata di quest'ultima. Infine il flusso raffreddato viene regolato in pressione attraverso delle opportune laminazioni ed inviato alle utenze dell'impianto pneumatico.

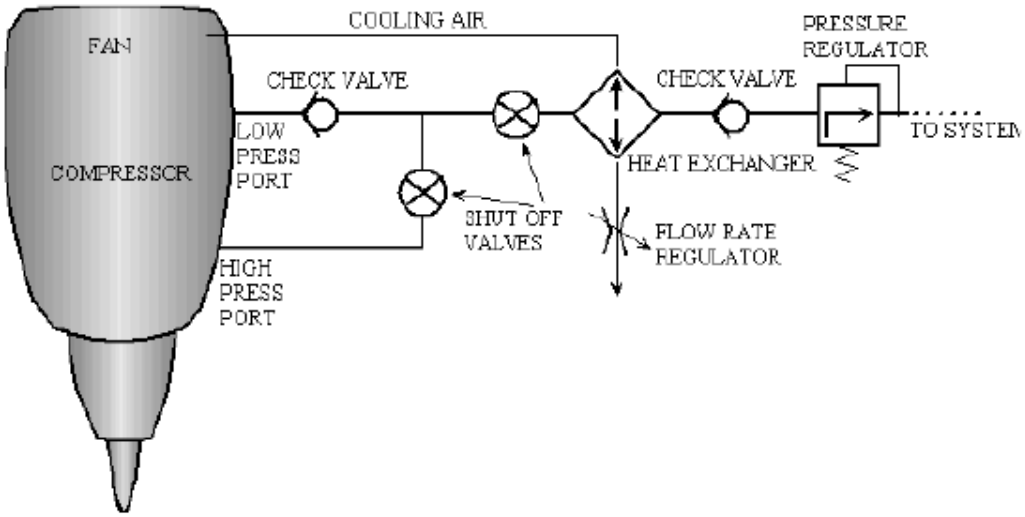

Figura 2.10 - Sistema di Spillamento Aria Compressa

Il flusso d'aria è adesso pronto a raggiungere quello che è l'impianto di condizionamento vero e proprio. Esso è costituito da delle CAU (*Cold Air Unit*), tipicamente su un aeromobile hanno ridondanza doppia, con metà fornitura ciascuna in condizioni nominali, ma con la possibilità di poter aumentare la fornitura fino al 120 % in caso di emergenza come ad esempio il malfunzionamento di una delle due.

Il componente principale di una CAU, è l'*Air Cycle Machine*, la quale in base ai componenti dai quali è costituita, può essere di diversi tipi. Le principali sono:

- *Simple Air Cycle Machine*: l'aria calda e compressa proveniente dall'impianto pneumatico, subisce un raffreddamento a pressione costante in uno scambiatore aria-aria per poi passare in una turbina. Il lavoro della turbina, è utilizzato per muovere un fan montato sul suo stesso albero. Il fan mosso dalla turbina, serve a forzare il flusso esterno che alimenta gli scambiatori di calore. Ciò rende il sistema capace di funzionare anche senza l'azione dinamica sull'aria esterna, ovvero quando il velivolo è fermo o a bassa velocità.

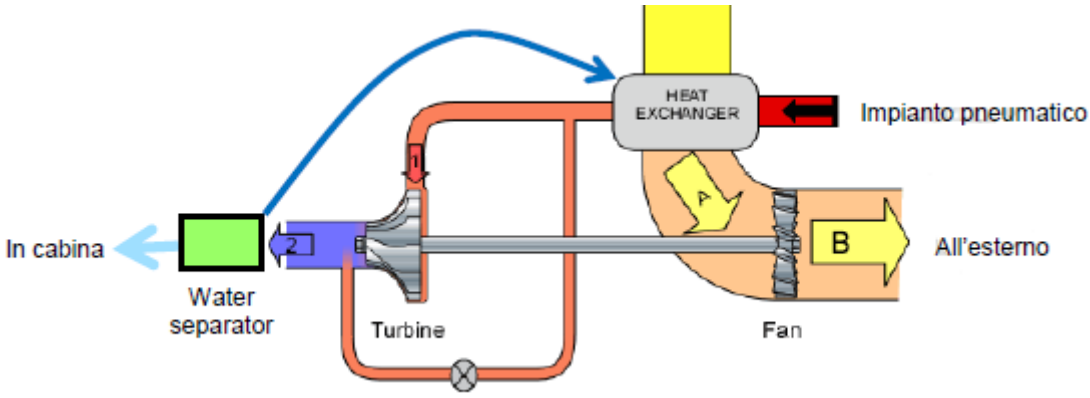

Figura 2.11 - Schema Simple Air Cycle Machine

- *<u>Two wheels Air Cycle Macine Bootstrap</u>*: essa è composta dall'insieme compressore turbina. Il compressore è mosso dalla turbina e un eventuale fan è alimentato da un motore elettrico e non dalla turbina stessa. In questo caso è presente uno scambiatore di calore in più e si riescono ad ottenere rispetto al caso precedente maggiori capacità di refrigerazione, infatti a parità di pressione finale, si ottengono temperature inferiori.

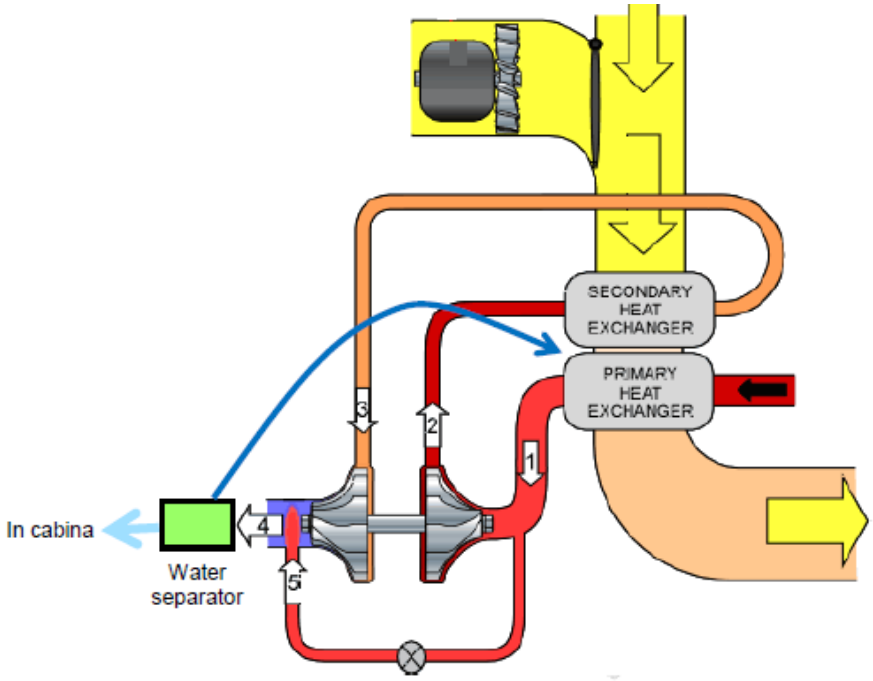

Figura 2.12 - Schema Two Wheels Air Cycle Machine Bootstrap

- *Three Wheels Air Cycle Machine Bootstrap*: rispetto al caso precedente è stato aggiunto sullo stesso albero di compressore e turbina un fan, in questo modo si evita il motore elettrico per muovere il fan, la turbina fornisce quindi energia sia al compressore che al fan.

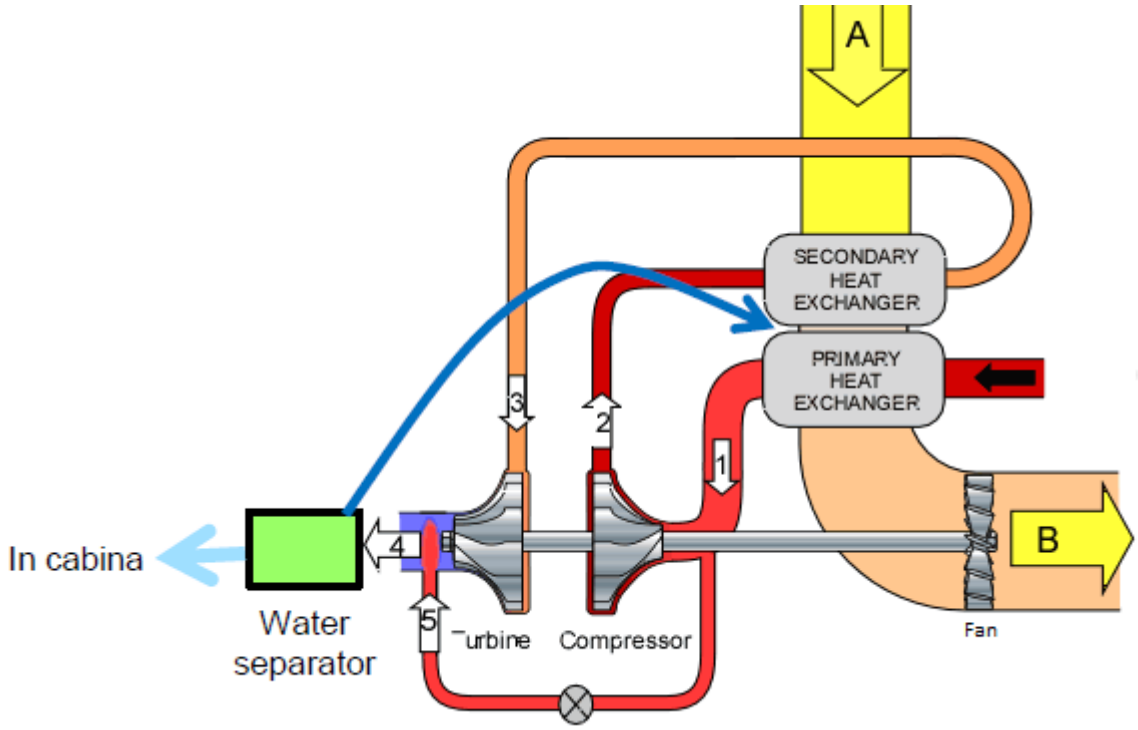

Figura 2.13 - Schema Three Wheels Air Cycle Machine Bootstrap

L'*Air Cycle Machine Three Wheels Bootstrap*, è quella universalmente adottata nei velivoli moderni (per lo meno in quelli di medio/grandi dimensioni). Ne esistono di due tipologie:

1. *Low Pressure Water Separation System*:

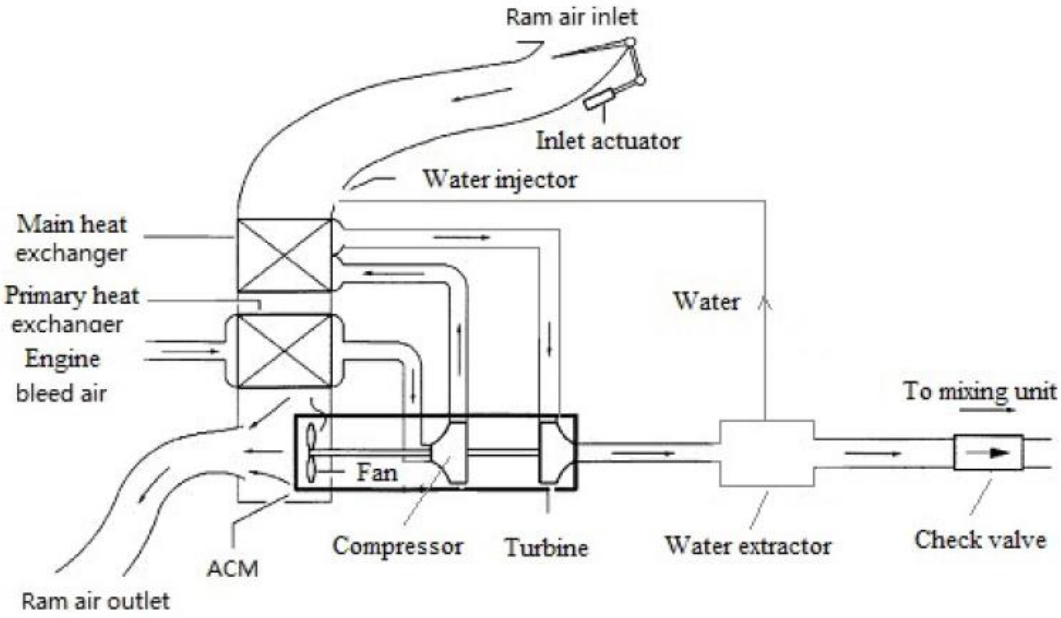

Figura 2.14 - Schema Low Pressure Water Separation System

Come si vede in figura, in questo tipo di sistema l'aria spillata dal motore o dall'APU, passa attraverso uno scambiatore di calore primario dove viene raffreddata per poi passare nel compressore, qui l'aria viene riscaldata e compressa, quindi mandata nello scambiatore di calore principale dove è nuovamente raffreddata. Adesso l'aria è pronta a raggiungere la turbina, dove attraverso una espansione, diminuisce ulteriormente i valori di temperatura e pressione. Dopodiché l'aria raggiunge l'estrattore d'acqua il quale separa il vapore acqueo dal flusso pneumatico. Il flusso è pronto a raggiungere la cabina. Il vapore acqueo estratto, viene nebulizzato a monte dello scambiatore di calore principale al fine di massimizzarne l'efficienza e il raffreddamento. La turbina, come visto prima, oltre ad effettuare una espansione quanto più possibile adiabatica, genera del lavoro meccanico il quale viene utilizzato per circa l'85% per muovere il compressore, ed il restante 15% per muovere il fan atto a forzare il flusso estero di raffreddamento negli scambiatori. La temperatura di uscita dalla CAU, per questo tipo di sistema, si attesta attorno i 2-3 °C principalmente per evitare che si formi acqua sulle palette della turbina pregiudicandone il suo funzionamento ed evitare sgradevoli sensazioni ai passeggeri legate all'immissione di aria troppo fredda.

Gli sviluppi più recenti, volti a diminuire l'onere energetico, hanno portato a diminuire la richiesta d'aria all'impianto pneumatico e ad abbassare la temperatura di uscita della CAU. È qui che si inserisce la seconda tipologia di *Air Cycle Machine Three Wheels Bootstrap*:

2. *<u>High Pressure Water Separation System</u>*:

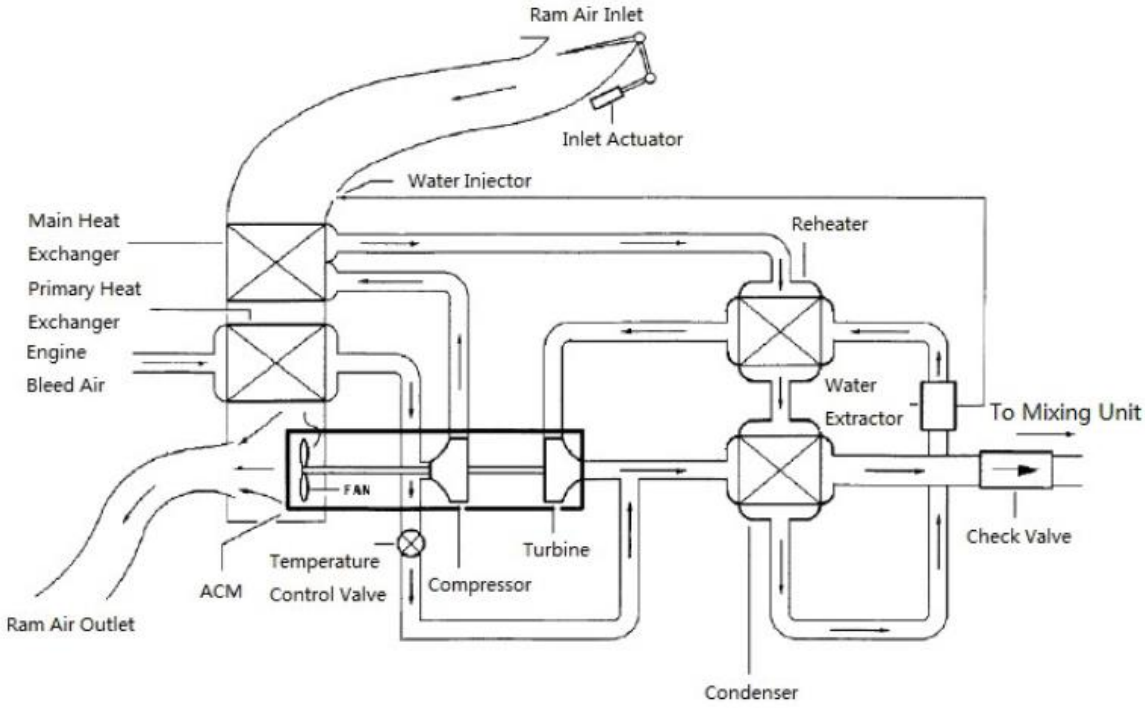

Figura 2.15 – Schema High Pressure Water Separation System

In questa tipologia di ACM, dovendo l'aria raggiungere temperature di decine di gradi al di sotto dello zero, si ha la necessità di estrarre l'acqua dal flusso d'aria, prima della sua entrata in turbina in questo modo risolvo il problema della formazione di ghiaccio sulle palette. L'aria quindi dopo essersi raffreddata nello scambiatore principale, non raggiunge subito la turbina, ma passa attraverso un ulteriore scambiatore denominato Reheater dove viene ulteriormente raffreddata dall'aria fredda e deumidificata uscente dall'estrattore d'acqua per passare in un condensatore alimentato da aria già condizionata e infine nell'estrattore di vapore il quale elimina l'umidità e rende il flusso secco e pronto per il suo ingresso in turbina. Qui il flusso espande e si raffredda ulteriormente raggiungendo le decine di gradi sotto lo zero, alimenta il condensatore e si miscela con l'aria proveniente dal ricircolo della cabina e l'aria che ha bypassato l'ACM (in alcuni casi l'aria che bypassa l'ACM, viene miscelata con il resto del flusso

subito dopo l'uscita dalla turbina) per poi entrare finalmente in quest'ultima. Questo è un passaggio fondamentale, in quanto non si può far entrare aria al di sotto dei 20 gradi in cabina per il benessere dei passeggeri. Tale architettura è nota anche con il nome di CAU Sub-Freezing. Le ragioni per implementare il ricircolo d'aria piuttosto che inserire aria totalmente fresca oltre al già citato beneficio di ridurre la portata d'aria spillata al motore e quindi di ridurre il consumo di carburante, sono molteplici:

- L'aria proveniente dal ricircolo, aiuta ad incontrare i requisiti imposti dalla normativa in termini di percentuale di umidità ottimale per il benessere dei passeggeri in quanto alle elevate quote l'umidità dell'aria è piuttosto ridotta.
- L'utilizzo dell'aria di ricircolo consente di ridurre il salto di temperatura tra quella già presente in cabina (la quale deve avere una temperatura compresa tra i 18 °C ed i 25 °C) e quella immessa attraverso le bocchette del condizionamento, consentendo così di massimizzare il comfort dei passeggeri.
- Diversi studi hanno dimostrato come l'utilizzo del ricircolo aiuti a rispettare i requisiti in termini di sicurezza e salute dei passeggeri.

L'aria viene fatta ricircolare dalla cabina alla *mixing unit* dove incontra l'aria fresca proveniente dalle CAU attraverso delle ventole usualmente mosse da motori elettrici e fatta passare attraverso filtri di depurazione chimica per l'eliminazione di eventuali virus, batteri, presenti in cabina. L'aria viene quindi distribuita nella fusoliera attraverso un sistema di distribuzione che culmina con delle bocchette eventualmente disposte dividendo la cabina in due o più zone a seconda della grandezza del velivolo. La loro disposizione e forma, è studiata non solo per garantire la portata richiesta in cabina, ma anche per assicurare un'opportuna fluidodinamica interna al fine di consentire che i passeggeri non avvertano sbalzi termici interni alla cabina, rumore o fastidi di altro genere. Oltre alla zona in cui vi sono i passeggeri, bisogna controllare la temperatura anche dei vani in cui sono presenti gli apparati avionici ed elettronici in generale per evitare il surriscaldamento durante il loro funzionamento, e provvedere anche alla ventilazione della zona cargo ne caso in cui vi fossero ad esempio animali vivi.

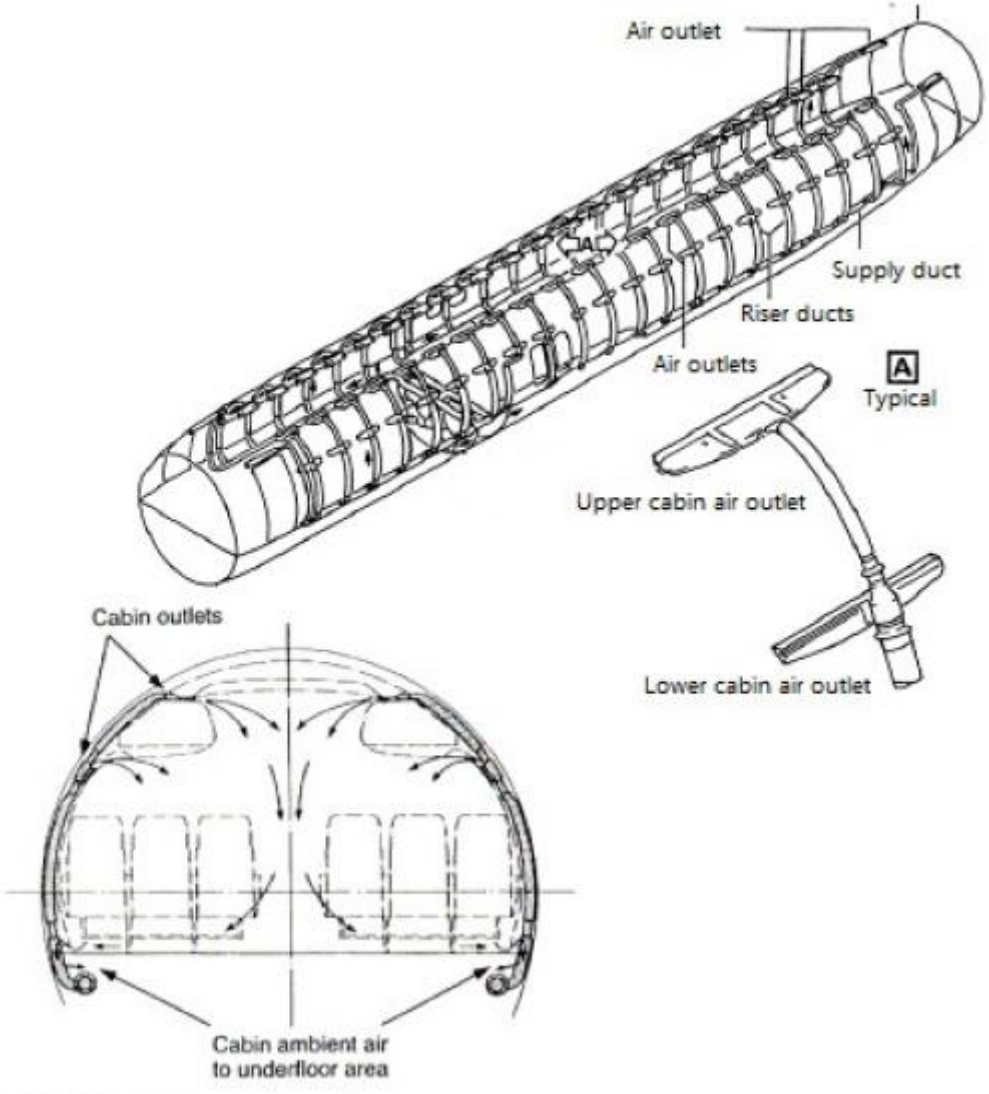

Figura 2.16 - Tipica Architettura del Sistema di Distribuzione dell'aria

Il controllo della pressione in cabina per evitare differenze di pressione elevate tra interno e esterno, è operato mediante una valvola: la Cabin Pressur Control Valve, la quale gestisce la portata dell'efflusso dell'aria dall'interno verso l'esterno della cabina. Tipicamente è collocato nella parte posteriore della fusoliera, ed è affiancato da altri tipi di valvole che hanno una funzione puramente di sicurezza; la positive pressure release valve e la negative pressure release valve le quali vengono aperte se la differenza di pressione tra interno ed esterno supera le soglie previste evitando quindi l'implosione o l'esplosione della fusoliera.

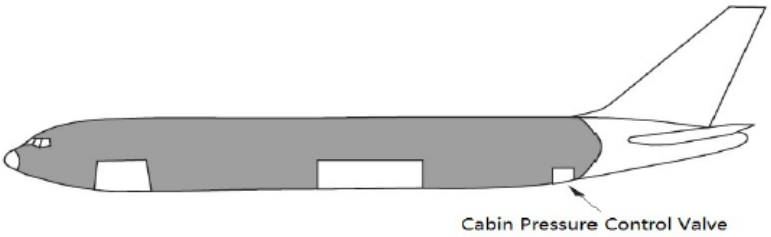

Figura 2.17 - Disposizone Cabin Pressure Control Valve

2.3.2 Architettura *Bleedless* dei Sistemi ECS

Le tecnologie fin qui presentate, rappresentano i sistemi di condizionamento più utilizzati e quindi più installati sui moderni velivoli. Tali tecnologie essendo utilizzate ormai da parecchi anni, sono totalmente affidabili dal punto di vista della sicurezza, ma nonostante ciò, anche nel mondo aeronautico, ci si sta spostando verso l'utilizzo di tecnologie che sfruttano l'energia elettrica, non solo per il sistema protagonista del lavoro di tesi, ma anche per i restanti sistemi di bordo di un velivolo. Si sta cercando quindi di andare a sostituire le varie tipologie di potenza secondaria presenti a bordo (idraulica, pneumatica, meccanica ed elettrica), con la solo potenza elettrica in modo da ottimizzare i consumi e le prestazioni dell'intero velivolo. La figura sottostante, rappresenta quello che è lo stato dell'arte per la generazione della potenza a bordo di un velivolo. Come si può notare, ogni sottosistema viene alimentato dal propulsore o dall'APU attraverso dei generatori o delle pompe idrauliche. Si ha:

- **Il sistema elettrico** alimentato da dei generatori che a loro volta sono mossi da una gearbox che estrae potenza meccanica dai propulsori; che alimenta le sue utenze come ad esempio l'avionica di bordo, i sistemi di illuminazione, ecc.;
- **Il sistema idraulico** anch'esso alimentato dai propulsori per mezzo di una *gearbox* che muove le pompe idrauliche le quali forniscono potenza agli attuatori dei comandi di volo primari e secondari dei carrelli di atterraggio, delle porte, dei freni, ecc.;
- **Il sistema pneumatico** che utilizza l'aria spillata dagli stadi del compressore di motore e APU per alimentare come già visto il sistema ECS, o il sistema *De/Anti ice*, o per avviare i motori.

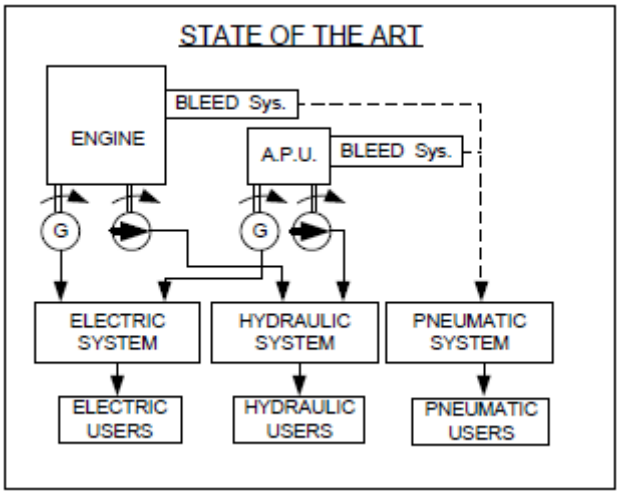

Figura 2.18 - Generazione Potenza a Bordo del Velivolo (Stato dell'Arte)

Per ogni trasformazione di potenza, bisogna considerare un rendimento il quale abbassa di volta in volta l'energia totale a disposizione, ovvero non tutta l'energia sottratta al motore, viene convertita in energia utile. Ciò comporta inoltre aumento di peso e complessità del motore, aumento dei costi operativi e manutentivi, aumento della temperatura di ingresso della turbina del motore, abbassamento della soglia del pompaggio del compressore, riduzione della spinta disponibile, incremento del consumo specifico e degli agenti inquinanti prodotti. Per tali ragioni quindi i nuovi trend portano ad una generazione della potenza a bordo del velivolo esclusivamente elettrica e successivamente se necessario, si trasforma tale potenza in potenza idraulica o pneumatica.

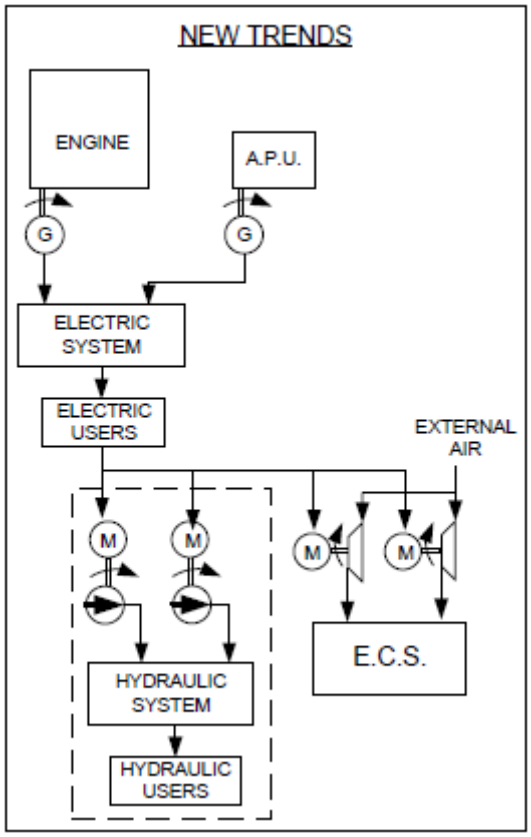

Figura 2.19 - Generazione Potenza a Bordo del Velivolo (Nuovi Trend)

Come si può notare in figura le pompe per alimentare il sistema idraulico sono mosse da motori elettrici e non più collegate direttamente al motore (così facendo si riesce anche a utilizzare la pompa al suo rendimento massimo in quanto è possibile regolare i giri del motore elettrico e non essere vincolati alla potenza del motore e quindi alla fase di volo) così come l'aria compressa per alimentare il sistema ECS è fornita da un compressore dedicato mosso sempre da un motore elettrico. Con l'adozione quindi delle architetture AEA/MEA si vuole: ridurre le dimensioni del core del propulsore, aumentare il rapporto di *by-pass*, aumentare il rapporto di compressione e temperatura di ingresso turbina senza peggiorarne il consumo, in modo da ottenere una sensibile miglioria nelle *performances* e nell'efficienza del propulsore in quanto l'estrazione globale di potenza da quella dedicata alla spinta scende. Inoltre, bisogna considerare anche le perdite di peso dovute all'eliminazione degli impianti tradizionali da soppesare però con l'aumento di peso del sistema elettrico e infine grazie all'utilizzo di sistemi innovativi, si vuole cercare di andare incontro al delicato problema delle emissioni di *CO2* e cercare di abbassarne le emissioni. Infatti, diverse normative impongono negli anni avvenire una sempre più drastica diminuzione dei consumi e delle emissioni. A tal proposito, si cita il

Consiglio Consultivo per la Ricerca Aeronautica in Europa (ACARE) che ha fissato alcune sfide per il 2020 che includono:

- Riduzione consumo carburante e emissione di CO_2 del 50%
- Riduzione emissioni degli Ossidi di Azoto dell'80%
- Riduzione del rumore percepito a terra del 50%

L'industria ha abbracciato la sfida ACARE proponendo i programmi *CLEEN II* della FAA e *CLEAN SKY 2* della UE riassunti in tabella:

2020+ Objectives

	CLEEN II*	CLEAN Sky 2**
Noise	-32 DB	-50 %
Emission	-75 %	-80 %
Fuel Burn	-40 %	↗

* CLEEN II – Continuous Lower Energy, Emission, and Noise Program Led by Federal Aviation Administration (FAA)
** Clean Sky 2 – Joint Technology Initiative Led by European Commission

Figura 2.20 - Obiettivi Ambientali

Ritornando quindi al sistema di studio, introduciamo l'architettura del sistema ECS in cui viene utilizzata energia elettrica come fonte di energia primaria nel velivolo in modo da ottenere un impianto di condizionamento completamente svincolato da ogni forma di spillamento di aria dal motore. Come già detto l'unico velivolo civile commerciale di grandi dimensioni e di ampia diffusione che attualmente implementa tale tecnologia è il *Boeing B-787 Dreamliner*.

Il primo problema a cui si va in contro adoperando tecnologie che non utilizzano aria spillata dal motore, è quello di come prelevare l'aria necessaria a garantire la portata minima sufficiente per la respirazione, la sopravvivenza e il benessere a bordo. Questo problema,

viene risolto in modo differente in base alla tecnologia che si utilizza a bordo, le principali tecnologie sono:

- *Air Cycle Machine*, che come già accennato prima, sfrutta l'aria prelevata dall'esterno tramite apposite prese d'aria, compressa per mezzo di compressori dedicati.
- *Vapour Cycle Machine e Heat Pump Machine*, la quale utilizza la sola aria presente in cabina che viene quindi fatta ricircolare completamente, andando a condizionarla ciclo dopo ciclo in termini di temperatura e composizione fisico-chimica. Si tratta di fatto di una tecnologia analoga a quella utilizzata dai frigoriferi, dalle pompe di calore, dai condizionatori domestici o delle automobili.

Entrambe le tecnologie presentano ovviamente dei vantaggi e degli svantaggi. Se la prima tecnologia citata è relativamente più semplice da realizzare rispetto la seconda e presenti una tecnologia più matura, di contro dover prelevare aria dall'esterno, richiede la disposizione di prese d'aria le cui dimensioni possono diventare importanti, comportando quindi un inevitabile aumento della resistenza e un'impossibilità di utilizzo per velivoli ipersonici, a meno che non si realizzino prese a geometria variabile. Invece utilizzare solo aria di ricircolo come per il caso a ciclo di vapore, consente di condizionare senza alcun problema anche velivoli supersonici o che operino fuori dall'atmosfera evitando quindi la disposizione di prese d'aria eliminando così tutti i problemi che ne derivano. A suo svantaggio vi è però la necessità di prevedere un fluido refrigerante con tutte le problematiche massive ed ambientali che ne conseguono, e soprattutto di garantire delle tenute sufficientemente buone per far sì che l'aria inizialmente immessa nella fusoliera e nell'intero impianto, non venga dispersa nell'ambiante esterno a bassa pressione tramite trafelamenti per evitare, data l'impossibilità di immettere nuova aria nell'impianto, che la cabina si decomprima.

I sistemi ECS AEA/MEA basati su *Air Cycle Machine*, sono caratterizzati da uno schema di funzionamento del tipo riportato in figura.

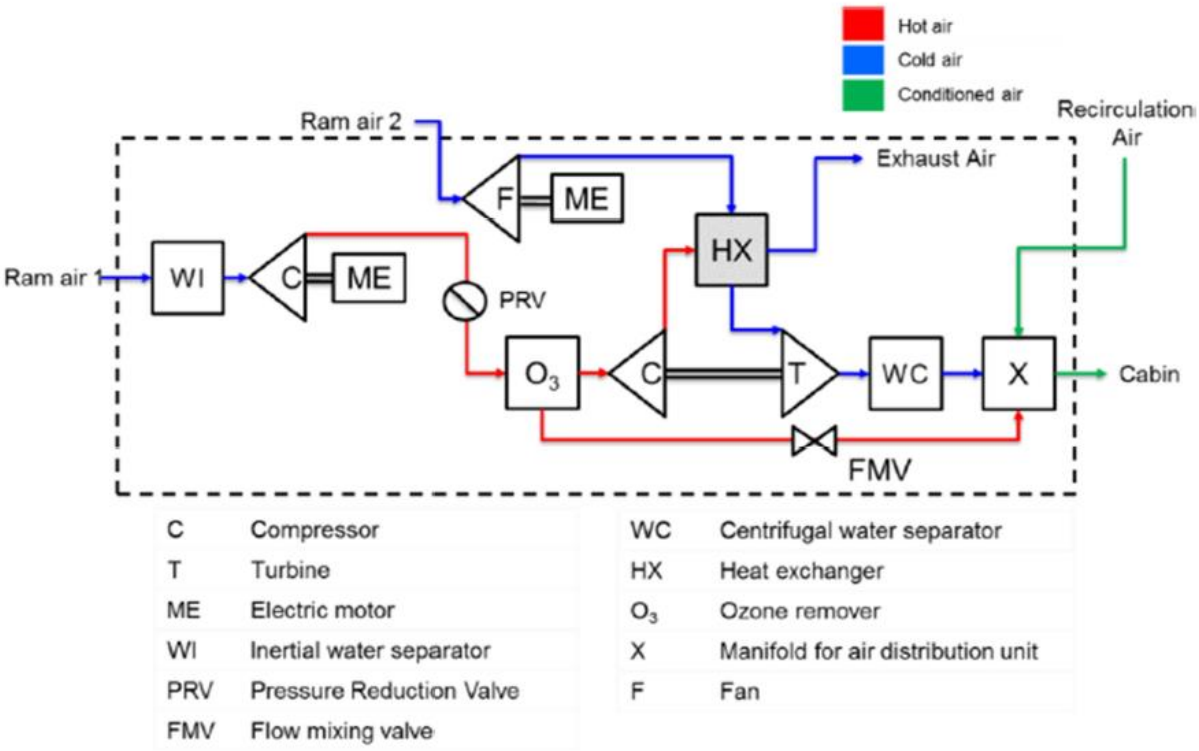

Figura 2.21 - Schema ECS AEA\MEA con ACM

Come è chiaramente visibile dalla figura, anche in questo caso, nel sistema è presente il complesso compressore – turbina montati su uno stesso albero i quali sono alimentati da aria proveniente dall'esterno tramite una presa d'aria e compressa per mezzo di un ulteriore compressore il quale è mosso da un motore elettrico che rappresenta la prima grande utenza dell'impianto richiedente potenza elettrica. L'aria prima di entrare nel primo compressore viene fatta passare in un deumidificatore al fine di eliminare l'eventuale acqua presente. L'aria viene quindi compressa e riscaldata al tal punto da ripristinare le condizioni previste ad una quota standard alla quale l'impianto è dimensionato. A valle del compressore dedicato, è montata una valvola regolatrice di pressione che regola appunto la pressione del flusso pneumatico. Si passa quindi all'estrazione dell'ozono dall'aria tramite l'apposito estrattore e alla suddivisione del flusso in due parti. Una prima parte viene inviata al secondo compressore, mentre la seconda, viene immessa direttamente nel circuito di distribuzione al fine di regolare la temperatura del flusso da immettere in cabina. Il secondo compressore comprime e riscalda l'aria prima che essa venga raffreddata da uno scambiatore di calore aria-aria per poi espandere in turbina, essere nuovamente deumidificata e mixata con l'aria di ricircolo e quella che ha bypassato il complesso compressore-turbina e quindi essere immessa in cabina. Il secondo compressore è mosso dalla turbina, non è necessario quindi un ulteriore motore

elettrico, il quale invece serve per muovere il fan che forza l'aria in una seconda presa d'aria che alimenta lo scambiatore di calore. Questa è la seconda grande utenza dell'impianto che richiede potenza elettrica. A volte le due prese possono essere integrate in una sola aventi però dimensioni maggiori.

I sistemi ECS AEA/MEA che non desiderano utilizzare aria proveniente dall'ambiente esterno, durante il pieno ricircolo dell'aria già presente in cabina, devono far fronte alle due necessità tipiche di qualunque sistema di condizionamento ovvero quella di raffreddare l'aria troppo calda per le specifiche di cabina, e al contrario, riscaldare l'aria troppo fredda. Tali impianti operabili sugli aeromobili, utilizzano due diverse configurazioni per assolvere a queste funzioni: il raffreddamento è operato dal *Vapour Cycle Machine*, mentre il riscaldamento dalla *Heat Pump Machine*. Benché tali due configurazioni sono ben distinguibili dal punto di vista termodinamico, l'*hardware* e l'equipaggiamento con cui sono realizzate è esattamente lo stesso, pertanto nonostante si presentino due schemi di funzionamento separati, si tenga presente che l'impianto installato a bordo è unico.

Entrambi i sistemi, basano il loro funzionamento su un fluido refrigerante che fluisce in un circuito chiuso, al quale vengono applicate diverse trasformazioni termo-fluidodinamiche. I principali componenti del sistema sono:

- *Un compressore* che comprime il refrigerante quando si trova in stato gassoso, aumentandone pressione e temperatura. Tale compressore è mosso da un motore elettrico il quale rappresenta la prima grande utenza dell'impianto richiedente potenza elettrica;
- *Un condensatore* che trasforma il refrigerante da gassoso a liquido;
- *Un evaporatore* che trasforma nuovamente il fluido refrigerante dallo stato liquido a quello aeriforme;
- *Due fan* che forzano l'aria esterna o di cabina attraverso il condensatore o l'evaporatore a seconda che il sistemi funzioni come *Heat pump* o *Vapour Cycle*. Entrambi i fan sono mossi da due motori elettrici che rappresentano la seconda e la terza gande utenza del sistema richiedenti potenza elettrica.

Vediamo ora nel dettaglio il funzionamento dei due sistemi.

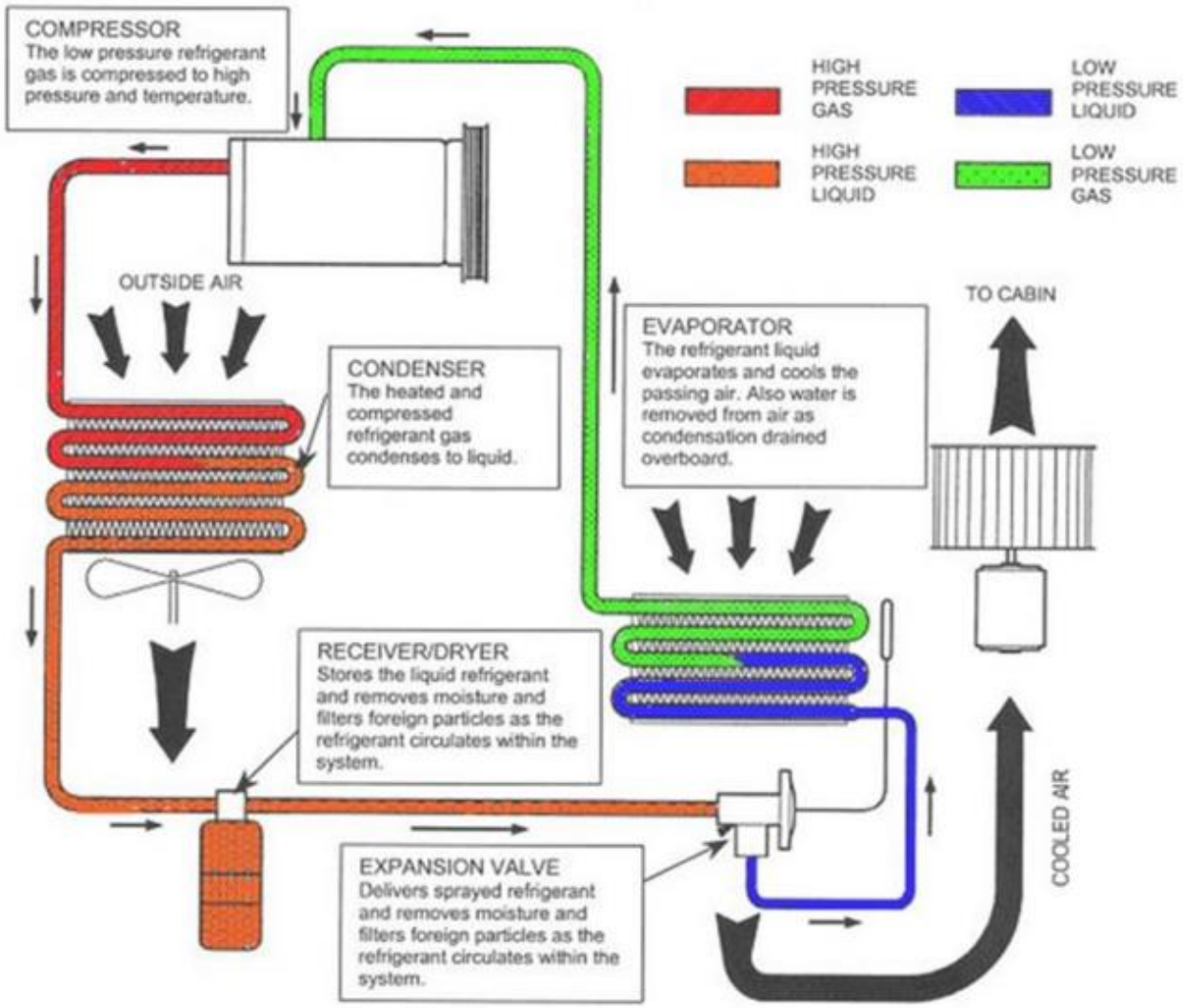

Figura 2.22 - Schema ECS AEA\MEA con Vapour Cycle Machine

Come si può notare in figura, nel sistema a ciclo di vapore, il fluido refrigerante allo stato gassoso, viene compresso dal compressore innalzandone così pressione e temperatura, il refrigerante ad alta pressione passa dunque attraverso il condensatore dove scambia calore con l'aria esterna cambiano così il suo stato da aeriforme a liquido (pur sempre ad alta pressione). Il liquido passa quindi attraverso un filtro essiccatore il quale ha lo scopo di eliminare umidità e impurezze allo stato solido prima di espandere attraverso una valvola che ha il compito di abbatterne la pressione. Il refrigerante può quindi fare il suo ingresso nell'evaporatore dove è libero di evaporare e tornare allo stato aeriforme pronto per un nuovo reinserimento nel compressore e conseguente riavvio del ciclo. Il processo di evaporazione essendo un passaggio di stato endotermico, viene sfruttato per la refrigerazione dell'aria in cabina. Infatti il calore latente di evaporazione, viene fornito proprio dalla portata d'aria in

cabina che viene fatta ricircolare e passare attraverso l'evaporatore. Così facendo la portata d'aria di cabina, cede calore al fluido refrigerante e si raffredda mentre quest'ultimo utilizza l'energia termica ricevuta per passare dallo stato liquido ad aeriforme.

La funzione di raffreddamento, viene invece svolta dallo stesso impianto, lasciandolo lavorare in senso inverso.

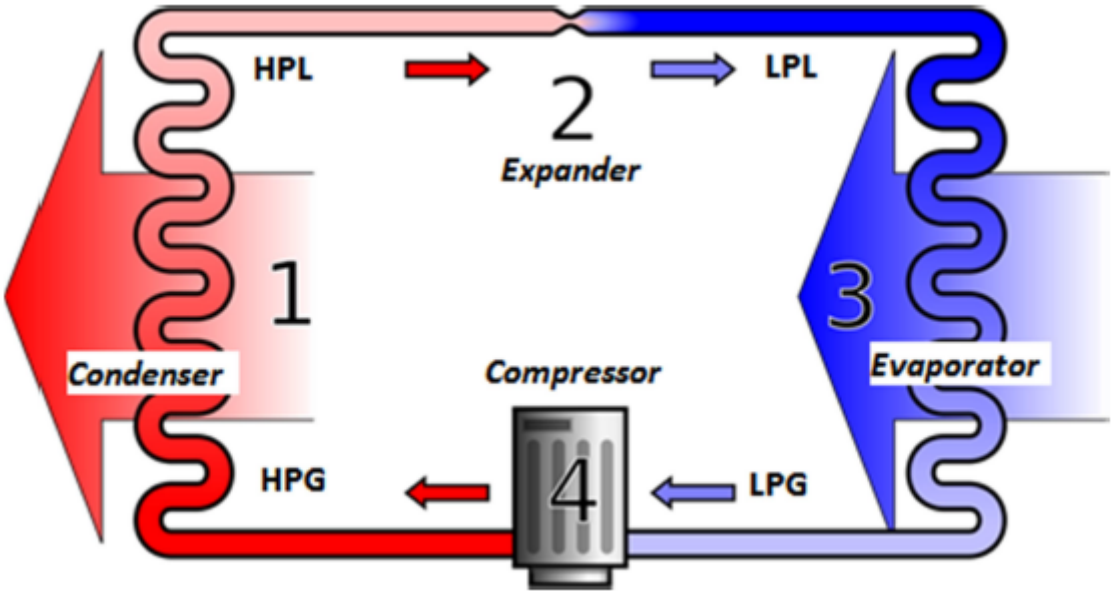

Figura 2.23 - Schema ECS AEA\MEA con Heat Pump

Come si può vedere in figura il liquido ad alta pressione viene fatto espandere senza passaggio di stato attraverso l'apposito *expander* che ne abbatte la pressione. Il liquido a bassa pressione passa quindi attraverso l'evaporatore il quale lo trasforma da liquido ad aeriforme, dopodiché il fluido raggiunge il compressore che ne alza temperatura e pressione per poi passare attraverso il condensatore e ritornare allo stato liquido. Il ciclo può così ripartire. Per poter riscaldare l'aria in cabina, in questo caso viene sfruttato il processo esotermico di condensazione infatti la portata d'aria proveniente dalla cabina, va ad alimentare il condensatore e sottrae al fluido refrigerante il calore latente di condensazione riscaldandosi. L'evaporatore invece è alimentato dall'aria esterna che fornisce al fluido refrigerante il calore latente di evaporazione necessario. Succede quindi l'esatto contrario del caso precedente cioè per far funzionare il sistema come pompa di calore, è semplicemente sufficiente commutare le alimentazioni esterne dell'impianto stesso.

3. Modello S-211

Il primo modello di sistema di condizionamento e pressurizzazione modellato in ambiente MatLab, è stato quello del velivolo SIAI-Marchetti S-211: un aereo da addestramento con motore a getto che per il periodo in cui fu concepito, risultava essere un esempio di progettazione moderna e avanzata specialmente per l'ala a profilo supercritico, il motore turbofan, e il largo uso di strutture in materiale composito.

In figura è mostrato il velivolo in pianta.

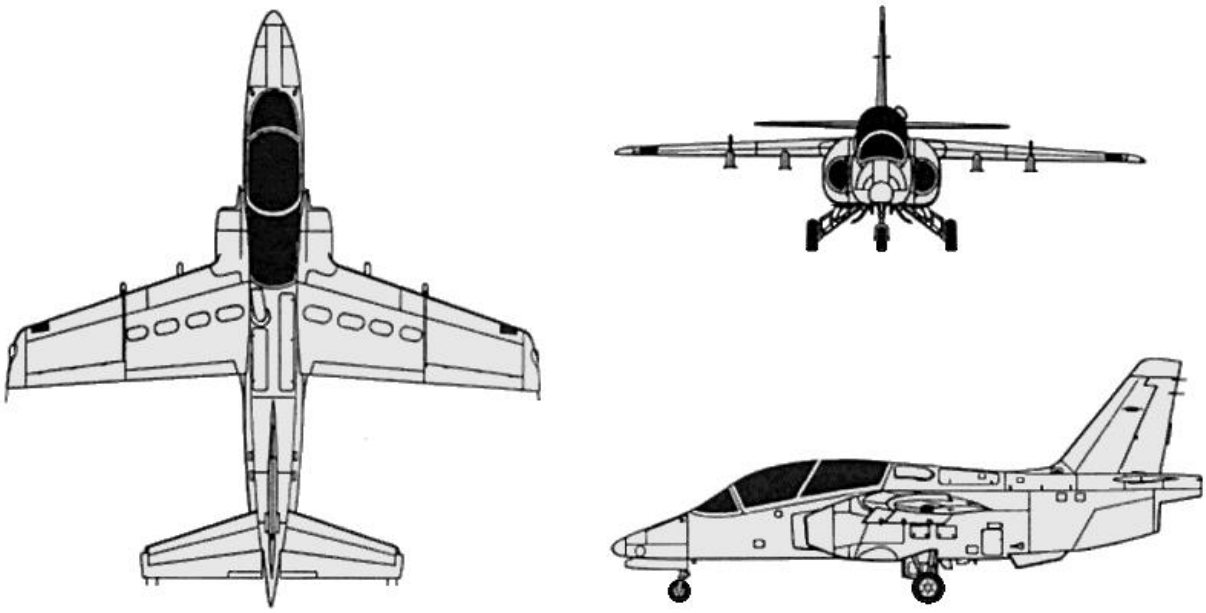

Figura 24.1 - Vista in pianta S-211

Il sistema di condizionamento adottato è il classico sistema che utilizza l'aria spillata dal motore, la CAU è composta da due scambiatori di calore alimentati da aria esterna, un compressore, una turbina, e un estrattore d'acqua. Non c'è la presenza di un fan e di conseguenza la turbina muove il solo compressore. Si tratta quindi di una *Two wheels Air Cycle Macine Bootstrap non Sub-Freezing* in quanto l'estrattore d'acqua è posizionato a valle della turbina. In figura è possibili osservare lo schema di tale impianto:

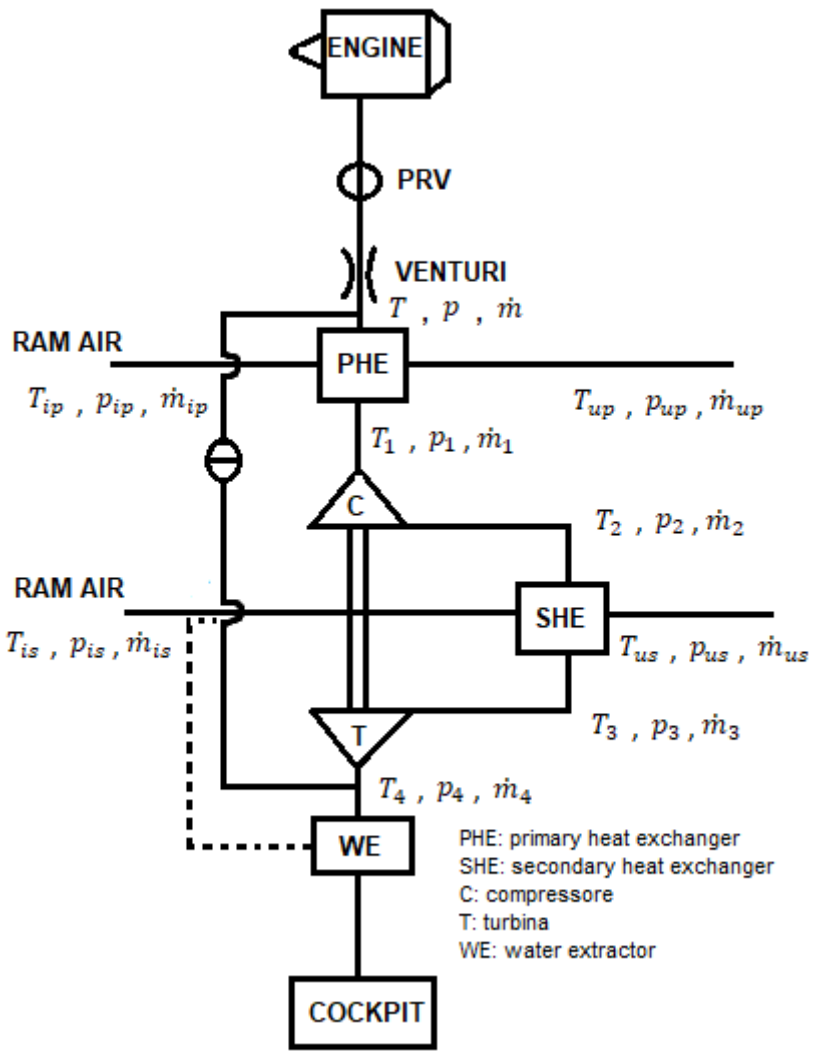

Figura 3.2 - Schema CAU S-211

Lo scopo principale del modello, è quello di andare a simulare correttamente il funzionamento dell'*Air Cycle Machine* e riprodurre in modo corretto i valori di pressione e temperatura che si hanno in diverse fasi di volo. Infatti a seconda che il velivolo sia a terra o in volo, oppure se il motore spinge al massimo o al minimo, tali valori variano e il modello, deve essere in grado di simularne correttamente l'evoluzione.

La scelta della modellizzazione di questo sistema di condizionamento in particolare come primo step del lavoro di tesi svolto, è dovuta al fatto che per questo sistema si conoscono oltre che i valori delle portate in gioco, anche quelli di pressione e temperatura di entrata e uscita di ogni componente, è quindi possibile confrontare i risultati ottenuti con il modello MatLab con quelli reali e validare quindi il modello. In questo modo sarà possibile usarlo anche per sistemi più complessi come vedremo in seguito.

3.1 Descrizione componenti CAU

Andiamo adesso a descrivere i vari componenti, e le relazioni utilizzate nel modello:

1. *Scambiatore di Calore Primario* (*PHE: Primary Heat Exchanger*)

In figura è rappresentato schematicamente lo scambiatore di calore, questo è uno scambiatore tipo aria-aria in cui il flusso primario in questo caso proveniente dal bleed del motore, viene raffreddato facendolo passare in dei condotti i quali sono immersi in un fluido più freddo, in questo caso aria proveniente dall'esterno. All'interno dello scambiatore il fluido oltre ad abbassare la sua temperatura, subisce anche un abbassamento di pressione dovuto alle perdite di carico distribuite e concentrate a cui è sottoposto percorrendo i dotti del componente.

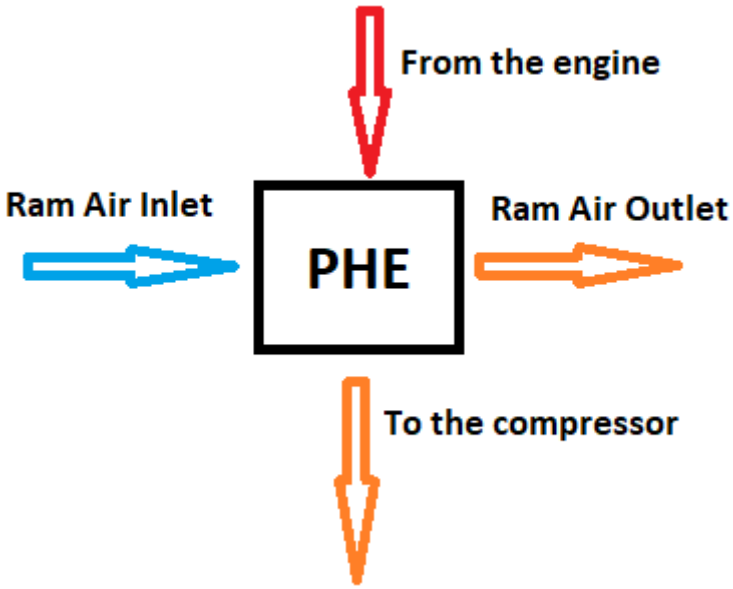

Figura 3.3 - Schema Scambiatore di Calore Primario

Note le temperature di ingresso del flusso primario e del secondario, sono state trovate quelle in uscita attraverso l'efficienza dello scambiatore il cui valore era noto. Inoltre si è ipotizzata una perdita di carico attraverso lo scambiatore in base alle sue dimensioni e al suo materiale. Si è quindi potuto calcolare il calore totale espulso dall'*Air Cycle Machine*.

$$\epsilon_{PHE} = \frac{T - T_1}{T - T_{ip}}$$

Da cui si può calcolare la temperatura di uscita dello scambiatore:

$$T_1 = T - \epsilon(T - T_{ip})$$

E di conseguenza:

$$Q_{PHE} = \dot{m}\ cp\ (T - T_1)$$

Che rappresenta il calore che è stato ceduto al flusso secondario grazie allo scambiatore. Si ricordi che la temperatura dopo il processo di raffreddamento, deve essere maggiore della temperatura di entrata del flusso primario e che quindi il flusso primario, non può essere raffreddato ad una temperatura al di sotto di T_{ip}.

Eguagliando il calore ceduto del flusso primario, e quello assorbito dal flusso secondario, è possibile calcolare a meno di un rendimento la temperatura di uscita del flusso secondario.

$$(T - T_1)\ \dot{m}\ cp_p\ \eta_s = \left(T_{ip} - T_{up}\right)\ \dot{m}_s\ cp_s$$

$$T_{up} = T_{ip} - \frac{(T - T_1)\ \dot{m}\ cp_p}{\dot{m}_s\ cp_s} \cdot \eta_s$$

Dove:

- $\dot{m}$ = portata d'aria che fluisce all'interno dell'ACM;
- $\dot{m}_s$= portata d'aria del flusso secondario;
- cp_p = calore specifico a pressione costante del flusso primario;
- cp_s = calore specifico a pressione costante del flusso secondario;
- η_s= rendimento scambio di calore tra le pareti.

2. <u>*Scambiatore di Calore Secondario*</u> (*SHE: Secondary Heat Exchanger*)

Il funzionamento del secondo scambiatore, posizionato tra il compressore e la turbina è identico a quello dello scambiatore primario a patto che per aumentare la sua efficienza viene spruzzata l'aria estratta dal separatore sul fluido refrigerante. In questo caso è l'aria proveniente dal compressore che viene raffreddata prima di espandere in turbina. Anche in questo caso sapendo la sua efficienza, risulta facile calcolare le temperature di uscita

del flusso primario e secondario. Anche in questo caso, si è supposta un perdita di pressione tra l'entrata e l'uscita del componente.

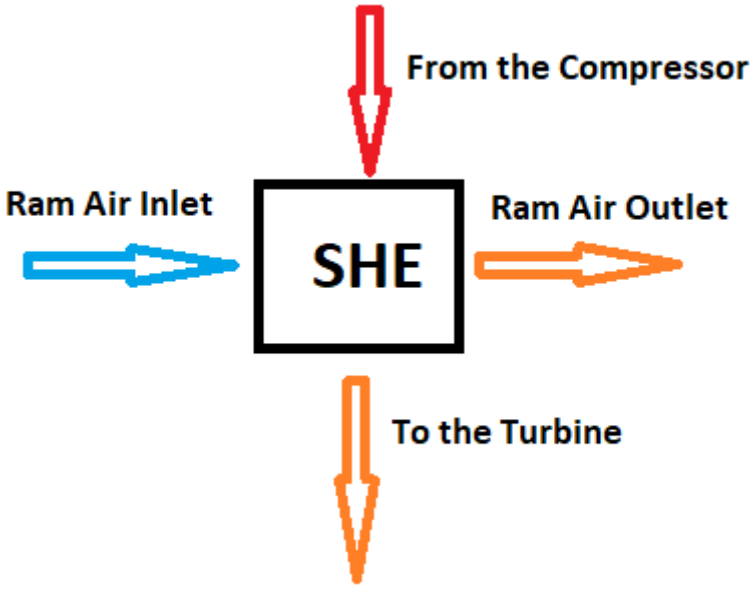

Figura 3.4 - Schema Scambiatore di Calore Secondario

Valgono le stesse relazione utilizzate in precedenza:

$$\epsilon_{SHE} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_{is}}$$

Da cui:

$$T_3 = T_2 - \epsilon(T_2 - T_{is})$$

E di conseguenza:

$$Q_{SHE} = \dot{m}\, cp_p\, (T_2 - T_3)$$

Che rappresenta il calore che è stato ceduto al flusso secondario grazie allo scambiatore. Anche in questo caso, il flusso non può essere raffreddato al di sotto della temperatura di entrata del flusso primario.

Eguagliando il calore ceduto del flusso primario, e quello assorbito dal flusso secondario, è possibile calcolare a meno di un rendimento la temperatura di uscita del flusso secondario.

$$(T_2 - T_3)\, \dot{m}\, cp_p\, \eta_s = (T_{is} - T_{us})\, \dot{m}_s\, cp_s$$

$$T_{us} = T_{is} - \frac{(T_2 - T_3)\, \dot{m}\, cp_p}{\dot{m}_s\, cp_s} \cdot \eta_s$$

Dove:

- $\dot{m}$ = portata d'aria che fluisce all'interno dell'ACM;
- $\dot{m}_s$= portata d'aria del flusso secondario;
- cp_p = calore specifico a pressione costante del flusso primario;
- cp_s = calore specifico a pressione costante del flusso secondario;
- η_s= rendimento scambio di calore tra le pareti.

3. *Compressore* (*C*)

Il compressore è azionato dalla turbina, entrambi sono infatti collegati allo stesso albero. L'intera energia prodotta dalla turbina, viene utilizzata dal compressore per comprimere il fluido in quanto non è presente il fan.

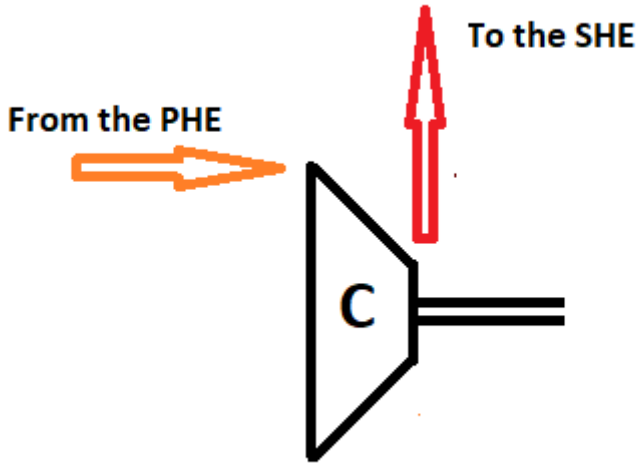

Figura 3.5 - Schema Compressore

Assumendo che il compressore operi attraverso un processo isoentropico ovvero che non ci sia guadagno o perdita di calore e che quindi tutta l'energia prodotta dal compressore sia utilizzata per comprimere il fluido, si possono scrivere le seguenti relazioni:

$$p\,V^{\gamma} = costante$$

$$i.e.\ \ p_1\,V_1^{\gamma} = p_2\,V_2^{\gamma}$$

Dove:

- p: pressione del fluido
- V: volume del fluido
- γ: rapporto $\frac{c_p}{c_v}$

Inoltre, considerando il flusso d'aria come un gas ideale, si può usare la seguente equazione termodinamica:

$$p\,V = n\,R\,T$$

$$p_1\,V_1 = n\,R\,T_1 \ \rightarrow\ V_1 = \frac{n\,R\,T_1}{p_1}$$

$$p_2\,V_2 = n\,R\,T_{2i} \ \rightarrow\ V_2 = \frac{n\,R\,T_{2i}}{p_2}$$

Combinando le due equazioni, si ottiene:

$$p_1\left(\frac{n\,R\,T_1}{p_1}\right)^{\gamma} = p_2\left(\frac{n\,R\,T_{2i}}{p_2}\right)^{\gamma}$$

Da cui:

$$\frac{T_{2i}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Dove:

- $T_{2i} = temperatura\ in\ uscita\ del\ compressore\ del\ processo\ isentropico$
- $T_1 = temperatura\ in\ entrata\ del\ compressore$
- $p_2 = pressione\ in\ uscita\ del\ compressore$
- $p_1 = pressione\ in\ entrata\ del\ compressore$

Tuttavia la temperatura di uscita del compressore, è superiore rispetto a quella calcolata con l'equazione precedente, in quanto entra in gioco il rendimento del compressore η_c il quale per definizione è uguale a:

$$\eta_c = \frac{h_{2i} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Dove:

- $h_1 = entalpia\ in\ entrata$
- $h_{2i} = entalpia\ in\ uscita\ del\ processo\ isentropico$
- $h_2 = entalpia\ in\ uscita\ del\ processo\ reale$

Questa equazione, può essere riscritta nel seguente modo:

$$\eta_c = \frac{h_{2i} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{c_p(T_{2i} - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} = \frac{(T_{2i} - T_1)}{(T_2 - T_1)}$$

E quindi la temperatura di uscita del compressore, può essere calcolata attraverso al seguente formula:

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \right\}$$

Si noti come è fondamentale conoscere il valore del rendimento al fine di calcolare correttamente la temperatura di uscita del compressore.

Nella figura seguente, è rappresentata in modo qualitativo sul piano Temperatura – Entropia (T – s) l'evoluzione isentropica e reale del fluido.

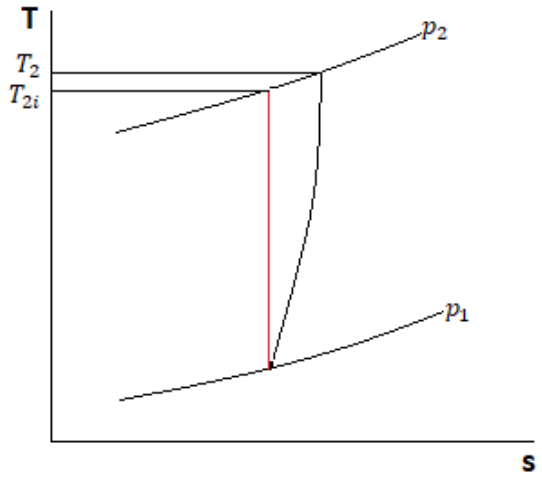

Figura 3.6 - Compressione sul piano T-s

Il lavoro globale di compressione, può essere invece scritto come:

$$L_{gc} = \dot{m}\, c_p (T_2 - T_1) = \frac{\dot{m}\, c_p\, T_1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Delle equazioni fin ora scritte, i valori incogniti sono la pressione di uscita compressione, il rendimento del compressore e la sua temperatura di uscita. Quest'ultima è facilmente calcolabile, grazie l'equazione prima descritta, ma per fare ciò bisogna prima trovare le altre due incognite. Di questo se ne parlerà successivamente.

4. <u>*Turbina*</u> (*T*)

Dopo aver lasciato il secondo scambiatore di calore, il flusso d'aria passa in turbina dove espande. Grazie all'espansione, la temperatura del fluido subisce il maggiore abbassamento ed inoltre viene prodotta energia meccanica grazie alla quale è possibile muovere l'albero al quale è connesso il compressore.

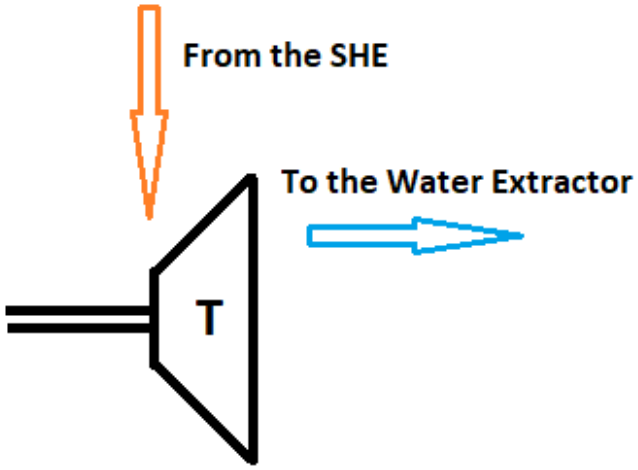

Figura 3.6 - Schema Turbina

La relazione tra la temperatura di entrata e di uscita della turbina, può essere dimostrata utilizzando lo stesso metodo descritto per il compressore, ottenendo la seguente formula:

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 - \eta_t \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}$$

Dove:

- $T_2 = temperatura\ in\ uscita\ della\ turbina$
- $T_1 = temperatura\ in\ entrata\ della\ turbina$
- $p_2 = pressione\ in\ uscita\ della\ turbina$
- $p_1 = pressione\ in\ entrata\ della\ turbina$
- $\eta_t = rendimento\ della\ turbina$

Ed il rendimento è cosi definito:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2i}} = \frac{c_p(T_1 - T_2)}{c_p(T_1 - T_{2i})} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2i}}$$

Dove:

- $h_1 = entalpia\ in\ entrata$
- $h_{2i} = entalpia\ in\ uscita\ del\ processo\ isentropico$
- $h_2 = entalpia\ in\ uscita\ del\ processo\ reale$

- $T_{2i} = temperatura\ in\ uscita\ della\ turbina\ del\ processo\ isentropico$

Nella figura seguente, è rappresentata sul piano Temperatura – Entropia (T – s) qulitativamente, l'evoluzione isentropica e reale del fluido durante l'espansione. Anche in questo caso la temperatura di uscita del processo isentropico, è inferiore rispetto al caso reale.

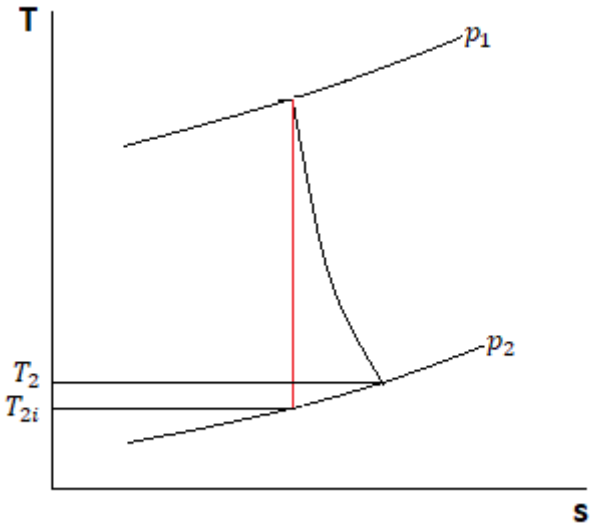

Figura 3.7 - Espansione sul piano T-s

Il lavoro globale di espansione, può essere invece scritto come:

$$L_{gt} = \dot{m}\, c_p (T_1 - T_2) = \dot{m}\, c_p\, T_1\, \eta_t \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]$$

Anche in questo caso, si hanno come valori incogniti il rendimento della turbina e la sua temperatura di uscita, mentre per quanto riguarda le pressioni, si possono considerare note in quanto la pressione di entrata risulta essere uguale a quella di uscita compressione a meno di alcune perdite dovute al passaggio del flusso nello scambiatore secondario, mentre per quella di uscita, si può assumere un valore tale per cui si ottieni in cabina il valore di pressione desiderato.

In figura è rappresentata l'intera evoluzione qualitativa del fluido all'interno dell'Air Cycle Machine sul piano T – s:

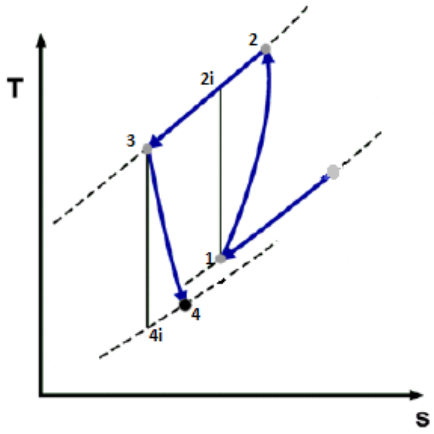

Figura 25.8 - Diagramma T-s ACM

3.2 Calcolo rendimenti e pressione di uscita dal compressore

Il calcolo dei rendimenti e della pressione di uscita del compressore, è stato fatto attraverso una routine MatLab la quale calcola e confronta il valore del lavoro di compressione con quello di espansione per diverse combinazioni di rendimenti, fin tanto che i due non si eguaglino ovvero:

$$L_{gc} = L_{gt}$$

$$\dot{m}\, c_p (T_2 - T_1) = \dot{m}\, c_p (T_3 - T_4)$$

$$\frac{\dot{m}\, c_p\, T_1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] = \dot{m}\, c_p\, T_4\, \eta_t \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_2 \cdot perdite\ carico} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

Come già accennato prima, le uniche incognite di questa equazione, sono i due rendimenti e la p_2 avendo supposto un valore di perdite di pressione tra l'ingresso della turbina e l'uscita del compressore. Per ogni coppia di rendimenti assunti, vengono calcolate:

- $p_2 = pressione\ uscita\ compressore$
- $T_2 = Temperatura\ uscita\ compressore$
- $T_4 = Temperatura\ uscita\ turbina$

Per conoscere quindi i giusti valori dei due rendimenti, vengono confrontati tali valori con i corrispondenti valori noti, il caso in cui tutti e tre corrispondono è il caso di nostro interesse. Si trovano quindi i valori di rendimento.

È importante tener conto anche del calcolo dei c_p utilizzati nei vari componenti. Infatti per ognuno di essi è stato utilizzato come valore di calore specifico a pressione costante un valore medio tra l'entrata e l'uscita dello stesso. Inoltre nel calcolo si è tenuto conto dell'umidità dell'aria, fattore che influenza non di poco la variabile. Il metodo utilizzato è quello riportato nel *Walsh-Fletcher* "*Gas Turbine Performance*", basato sulla seguente formula:

$$c_p = A_0 + A_1 T_z + A_2 T_z^2 + A_3 T_z^3 + A_4 T_z^4 + A_5 T_z^5 + A_6 T_z^6 + A_7 T_z^7 + A_8 T_z^8$$

Dove $T_z = \frac{T}{1000}$ mentre i coefficienti A_i variano a seconda del tipo di fluido e per l'aria si fa riferimento alla seguente tabella:

A_0	0.992313
A_1	0.236688
A_2	-1.852148
A_3	6.083152
A_4	-8.893933
A_5	7.097112
A_6	-3.234725
A_7	0.794571
A_8	-0.081873

Tabella 3.1 - Coefficienti Calcolo Cp Aria Secca

Nel caso in cui è presente umidità nell'aria, in base alla sua percentuale, è possibile calcolarne il titolo ovvero la massa di vapore acqueo rapportata alla massa di aria secca attraverso la seguente formula:

$$titolo = \frac{0.622 \cdot \varphi \cdot \psi}{p_{atm} - (\varphi \cdot \psi)}$$

Dove:

- $0.622 = rapporto\ tra\ la\ costante\ R\ dei\ gas\ e\ del\ vapore\ acqueo$
- $\varphi = percentuale\ di\ umidit\grave{a}\ nell'aria$
- $p_{atm} = pressione\ atmosferica\ a\ livello\ del\ mare$

- $\psi = \psi(T, p_{atm})\ valore\ trovato\ da\ tabelle$

L'equazione per il calcolo del c_p viene così modificata:

$$c_p = A_0 + A_1 T_z + A_2 T_z^2 + A_3 T_z^3 + A_4 T_z^4 + A_5 T_z^5 + A_6 T_z^6 + A_7 T_z^7 + A_8 T_z^8 + (A_{0H2O} + A_{1H2O} T_z + A_{2H2O} T_z^2 + A_{3H2O} T_z^3 + A_{4H2O} T_z^4 + A_{5H2O} T_z^5 + A_{6H2O} T_z^6 + A_{7H2O} T_z^7 + A_{8H2O} T_z^7) * titolo$$

Dove per i coefficienti A_{iH2O} si fa riferimento alla seguente tabella:

A_{0H2O}	1.937043
A_{1H2O}	-0.967916
A_{2H2O}	3.338905
A_{3H2O}	-3.652122
A_{4H2O}	2.332470
A_{5H2O}	-0.819451
A_{6H2O}	0.118783
A_{7H2O}	0
A_{8H2O}	0

Tabella 3.2 - Coefficienti Calcolo Cp Vapore

Una volta calcolato il c_p della trasformazione, si trova l'esponente dell'adiabatica γ infatti:

$$c_v = c_p - R$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

Anche in questo caso, nel caso di aria umida, si utilizza la costante dei gas R così modificata:

$$R_{ariaumida} = R_{ariasecca} + (titolo \cdot R_{vapreacqueo})$$

3.3 Risultati Ottenuti

In questa sezione verranno analizzati i risultati ottenuti e confrontatati con i valori noti al fine di poter validare il modello.

I risultati ottenuti, di quattro diverse condizioni, sono riassunti nelle seguenti tabelle (per i pedici delle varie grandezze si fa riferimento alla Figura 1):

CONDIZIONE 1:

- Altitudine: 0 m
- Numero di Mach: 0
- Motore: IDLE
- Titolo: 17 g/kg

INPUT DEL MODELLO	
$\boldsymbol{T}$	421 K
$\boldsymbol{p}$	1.71 bar
$\dot{\boldsymbol{m}} = \dot{\boldsymbol{m}}_1 = \dot{\boldsymbol{m}}_2 = \dot{\boldsymbol{m}}_3 = \dot{\boldsymbol{m}}_4$	0.077 kg/s
$\boldsymbol{T_{ip}}$	318 K
$\dot{\boldsymbol{m}}_{ip}$	0.24 kg/s
$\boldsymbol{\epsilon_{PHE}}$	0.918
$\boldsymbol{T_{is}}$	318 K
$\dot{\boldsymbol{m}}_{is}$	0.245 kg/s
$\boldsymbol{\epsilon_{SHE}}$	0.93

Tabella 3.3 - Input Condizione 1 S-211

	OUTPUT DEL MODELLO	OUTUPU VALORI NOTI	ERRORE
$\boldsymbol{T_1}$	326.44 K	326 K	+0.47 %
$\boldsymbol{p_1}$	1.62 bar	1.62 bar	0 %
$\boldsymbol{T_{up}}$	348 K	348 K	0 %
$\boldsymbol{T_2}$	361.03 K	362 K	-0.26 %
$\boldsymbol{p_2}$	2.089 bar	2.09 bar	0 %
$\boldsymbol{T_{us}}$	330 K	331 K	0.30 %
$\boldsymbol{T_3}$	321 K	320 K	0.31 %
$\boldsymbol{p_3}$	2.019 bar	2.02 bar	0 %
$\boldsymbol{T_4}$	285.37	283.3 K	0.84 %
$\boldsymbol{p_4}$	1.065 bar	1.065 bar	0 %
$\boldsymbol{\eta_c}$	0.65		
$\boldsymbol{\eta_t}$	0.70		

Tabella 3.4 - Output Condizione 1 S-211

CONDIZIONE 2:

- Altitudine: 0 m
- Numero di Mach: 0
- Motore: MAX TAKE-OFF
- Titolo: 17 g/kg

INPUT DEL MODELLO	
T	608 K
p	3.97 bar
$\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$	0.223 kg/s
T_{ip}	318 K
$\dot{m}_{ip}$	0.283 kg/s
ϵ_{PHE}	0.765
T_{is}	318 K
$\dot{m}_{is}$	0.44 kg/s
ϵ_{SHE}	0.81

Tabella 3.5 - Input Condizione 2 S-211

	OUTPUT DEL MODELLO	OUTUPU VALORI NOTI	ERRORE
T_1	386.15 K	386.2 K	0 %
p_1	3.49 bar	3.49 bar	0 %
T_{up}	433.7 K	433.7 K	0 %
T_2	474 K	484.9 K	-2.3%
p_2	6.31 bar	6.32 bar	-0.16 %
T_{us}	390.8 K	390.8 K	0 %
T_3	339.14 K	341.2 K	-0.6 %
p_3	6.08 bar	6.09 bar	-0.16 %
T_4	240.16	242.5 K	-0.98 %
p_4	1.265 bar	1.265 bar	0 %
η_c	0.675		
η_t	0.80		

Tabella 3.6 - Output Condizione 2 S-211

CONDIZIONE 3:

- Altitudine: 0 m
- Numero di Mach: 0.6
- Motore: MAX CONTINUOUS
- Titolo: 17 g/kg

INPUT DEL MODELLO	
T	561 K
p	3.95 bar
$\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$	0.228 kg/s
T_{ip}	340.9 K
$\dot{m}_{ip}$	0.67 kg/s
ϵ_{PHE}	0.837
T_{is}	340.9 K
$\dot{m}_{is}$	0.69 kg/s
ϵ_{SHE}	0.874

Tabella 3.7 - Input Condizione 3 S-211

	OUTPUT DEL MODELLO	OUTUPU VALORI NOTI	ERRORE
T_1	376.7 K	376.7 K	0 %
p_1	3.47 bar	3.47 bar	0 %
T_{up}	403.3 K	403.3 K	0 %
T_2	472 K	480 K	-1.6 %
p_2	6.58 bar	6.5 bar	-1.2 %
T_{us}	383 K	382.7 K	0 %
T_3	357 K	353 K	1.1 %
p_3	6.35 bar	6.28 bar	1.1 %
T_4	250.75 K	249.5 K	0.5 %
p_4	1.27 bar	1.27 bar	0 %
η_c	0.66		
η_t	0.845		

Tabella 3.8 - Output Condizione 3 S-211

CONDIZIONE 4:

- Altitudine: 12200 m
- Numero di Mach: 0.89
- Motore: MAX CONTINUOUS
- Titolo: 0 g/kg

INPUT DEL MODELLO	
T	5533 K
p	2.19 bar
$\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$	0.167 kg/s
T_{ip}	270 K
$\dot{m}_{ip}$	0.203 kg/s
ϵ_{PHE}	0.763
T_{is}	270 K
$\dot{m}_{is}$	0.218 kg/s
ϵ_{SHE}	0.80

Tabella 3.9 - Input Condizione 4 S-211

	OUTPUT DEL MODELLO	OUTUPU VALORI NOTI	ERRORE
T_1	337 K	337 K	0 %
p_1	1.92 bar	1.92 bar	0 %
T_{up}	408 K	408 K	0 %
T_2	415 K	421 K	-1.4 %
p_2	3.446 bar	3.45 bar	0 %
T_{us}	343 K	343 K	0 %
T_3	299 K	299 K	0 %
p_3	3.316 bar	3.32 bar	-0.12 %
T_4	215 K	215 K	0 %
p_4	0.728 bar	0.728 bar	0 %
η_c	0.71		
η_t	0.81		

Tabella 3.10 - Output Condizione 4 S-211

Dalle tabelle appena presentate, si può notare come gli errori percentuali, qualora ce ne fossero, tra le grandezze di output del modello e i valori noti, sono minimi, raggiungono al massimo l'unità. Per tali ragioni, il modello è validato ed è in grado quindi di simulare il corretto funzionamento dell'ACM. Nel capitolo successivo vedremo come questo semplice modello, è stato adattato per ottenerne uno più complesso che fa riferimento all' Airbus A-320.

4. **Modello A-320**

Si passa adesso alla descrizione del modello MatLab del sistema di condizionamento e pressurizzazione del velivolo Airbus A-320: un aeroplano a medio raggio per l'aviazione civile passeggeri bi-propulsore, con un corridoio centrale in cabina, e che può contenere un massimo di 180 passeggeri. In figura, è mostrato il velivolo in pianta e sono riportate le principali grandezze:

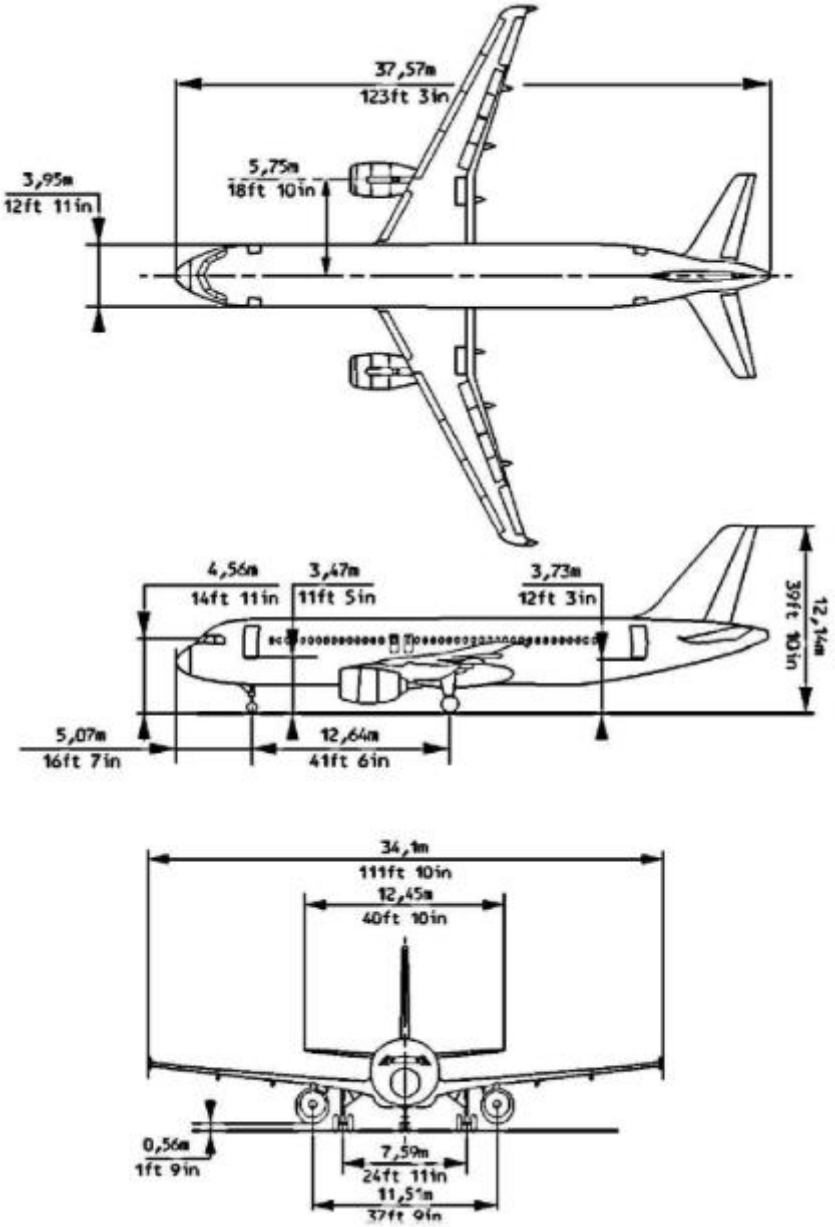

Figura 4.1 - Vista in pianta A-320

Anche in questo caso, il sistema di condizionamento adottato, è il classico sistema che utilizza aria spillata dal motore, però a differenza del caso precedente, qui si tratta di una *Three Wheels Air Cycle Machine Bootstrap Sub-Freezing* infatti all'albero che muove il compressore è collegato anche un fan il quale facilita l'ingresso di aria fresca dall'esterno per alimentare i due scambiatori di calore. Inoltre il separatore d'acqua, non è più posto dopo la turbina, ma tra lo scambiatore di calore principale e la turbina insieme ad altri due elementi: il condensatore e il *reheater*. Risulta quindi concettualmente più complicato, ma come vedremo, le relazioni utilizzate nei vari componenti, sono molto simili al modello dell'S-211. In questo caso però, gli unici valori noti sono le temperature in 3 diverse condizioni nei vari componenti e per simulare il suo funzionamento completo, si dovranno fare delle supposizioni rispetto i valori di pressione, ovviamente, dopo attente analisi. In figura, è possibile osservare lo schema di tale impianto:

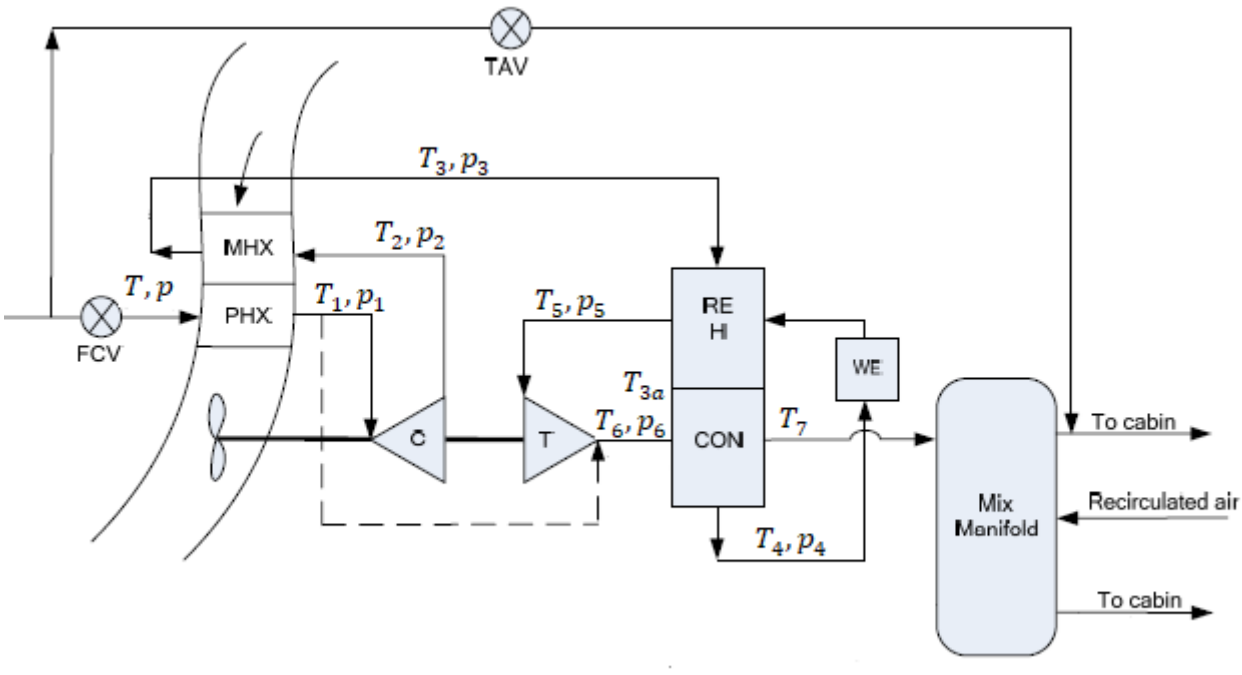

Figura 4.2 - Schema CAU A-320

Andiamo adesso a descrivere i vari componenti, e le relazioni utilizzate nel modello:

1. <u>*Scambiatori di calore*</u> (*PHE: Primary Heat Exchanger - MHX: Main Heat Exchanger*)

In questo caso, i due scambiatori di calore, sono in serie tra di loro, ovvero solo lo scambiatore principale (MHE) è alimentato direttamente dall'aria esterna, mentre lo scambiatore primario è alimentato dall'aria di scarico di quello principale. Entrambi sono scambiatori aria – aria e anche in questo caso, all'ingresso dello scambiatore principale, viene nebulizzata l'acqua estratta dall'estrattore d'acqua per aumentarne l'efficienza. In figura sono rappresentati schematicamente i due scambiatori:

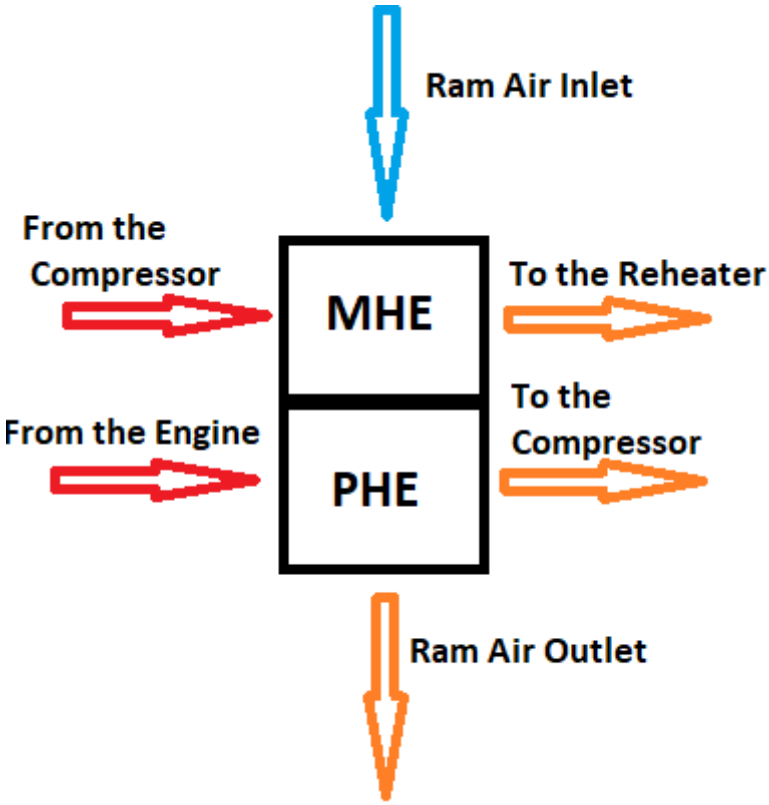

Figura 4.3 - Rappresentazione Schematica PHE & MHE

Per lo scambiatore principale, è stato facile ricavare la sua efficienza essendo note le temperature di entrata e uscita del flusso primario e quella di entrata del secondario:

$$\epsilon_{MHE} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_{ramair}}$$

Dove:

- $T_{ramair} = temperatura\ ingresso\ flusso\ secondario$

Si ricava quindi la temperatura di uscita del flusso primario:

$$T_3 = T_2 - \epsilon(T_2 - T_{ramair})$$

E di conseguenza:

$$Q_{MHE} = \dot{m}\, cp_p\, (T_2 - T_3)$$

Che rappresenta la quantità di calore ceduto al flusso secondario, da parte di quello primario. Anche in questo caso la temperatura di uscita del flusso primario, non può essere maggiore di T_{ramair}.

Per calcolare invece i valori della portata del flusso secondario passante per i due scambiatore e la temperatura di uscita del flusso secondario del MHE che coincide con quella di entrata del PHE, sono state messe a sistema le due equazioni di equilibrio tra il calore ceduto e assorbito dalle due portate dei due scambiatori. Si ottiene:

$$\begin{cases} (T_2 - T_3)\, \dot{m}\, cp_{pMHE}\, \eta_{sMHE} = (T_{ramair} - T_{usMHE})\, \dot{m}_s\, cp_{sMHE} \\ (T - T_1)\, \dot{m}\, cp_{pPHE}\, \eta_{sPHE} = (T_{isPHE} - T_{usPHE})\, \dot{m}_s\, cp_{sPHE} \end{cases}$$

Dove:

- $\dot{m}_s = portata\ del\ flusso\ secondario$
- $T_{usMHE} = temperatura\ di\ uscita\ del\ flusso\ secondario\ dal\ MHE$
- $T_{isPHE} = temperatura\ di\ entrata\ del\ flusso\ secondario\ del\ PHE$

Si ricava quindi la temperatura incognita ed è quindi possibile ricavare l'efficienza dello scambiatore di calore primario:

$$\epsilon_{PHE} = \frac{T - T_1}{T - T_{isPHE}}$$

2. <u>Compressore</u> (C)

Il compressore anche in questo caso, è azionato dalla turbina, entrambi sono infatti collegati allo stesso albero, però in aggiunta vi è anche un fan. L'energia prodotta dalla turbina, viene quindi utilizzata non solo dal compressore, ma anche da quest'ultimo per una percentuale che varie in base alla condizione.

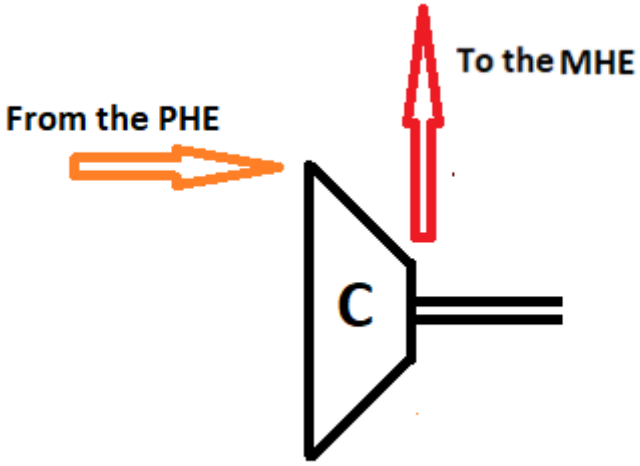

Figura 4.4 - Schema Compressore

Le relazioni utilizzate per descrivere il funzionamento del compressore, sono le stesse utilizzate per i modello dell'S211 e anche in questo caso risulta importante scrivere l'equazione del lavoro di compressione al fine di poter trovare il valore di pressione di uscita del compressore eguagliandolo con il lavoro di espansione.

$$\eta_c = \frac{h_{2i} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{c_p(T_{2i} - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} = \frac{(T_{2i} - T_1)}{(T_2 - T_1)}$$

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\}$$

$$L_{gc} = \dot{m}\, c_p (T_2 - T_1) = \frac{\dot{m}\, c_p\, T_1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

3. <u>*Turbina*</u> (*T*)

Dopo aver lasciato lo scambiatore di calore principale, in questa tipologia di CAU, l'aria passa prima attraverso l'estrattore d'acqua per poi finire in turbina dove espande. Viene quindi prodotta energia meccanica che serve per muovere l'albero dove sono collegati il compressore e il fan.

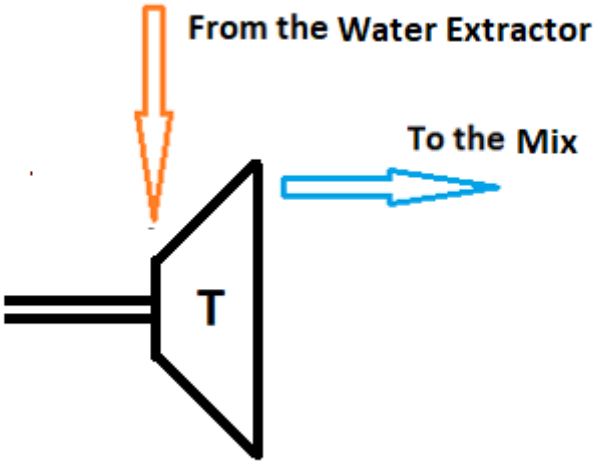

Figura 4.5 - Schema Turbina

Anche in questo caso, le relazioni per descrivere l'espansione del fluido, sono le stesse utilizzate per il modello dell'S-211 e come detto prima è importante andare a definire il lavoro di espansione:

$$T_6 = T_5 \left\{ 1 - \eta_t \left[1 - \left(\frac{p_6}{p_5} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}$$

$$\eta_t = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6i}} = \frac{c_p(T_5 - T_6)}{c_p(T_5 - T_{6i})} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_{6i}}$$

$$L_{gt} = \dot{m}\, c_p (T_5 - T_6) = \dot{m}\, c_p\, T_5\, \eta_t \left[1 - \left(\frac{p_6}{p_5} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

4. <u>Condensatore</u> (CON) & <u>Reheater</u> (REH)

Il condensatore e il reheater, sono elementi tipici del sistema Three Wheel high pressure water separation. Loro sono utilizzati per diminuire la temperatura del flusso d'aria al fine di condensare l'umidità nel condensatore, ed eliminarla nell'estrattore d'acqua. Di seguito rappresentato lo schema di tali componenti:

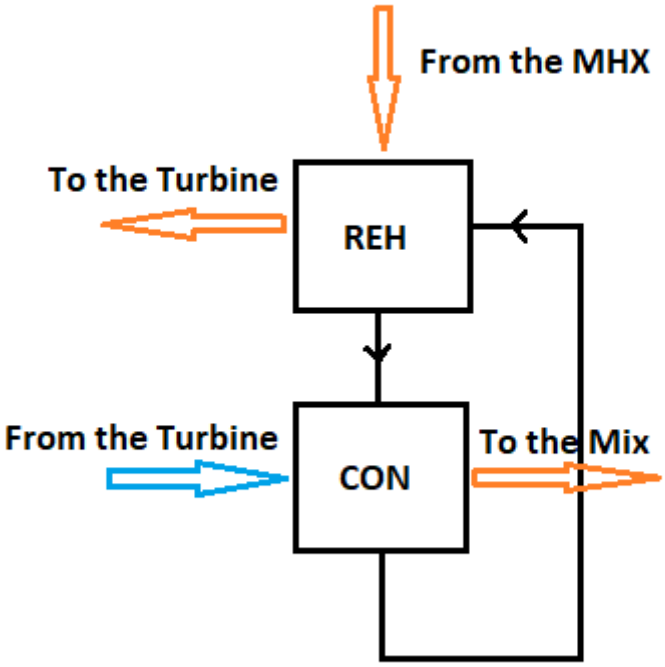

Figura 26.6 - Schema Reheater & Condensatore

L'efficienza del reheater, può essere calcolata attraverso al seguente formula:

$$\epsilon_R = \frac{T_3 - T_{3a}}{T_3 - T_4}$$

E quindi T_{3a}, può essere espressa nel seguente modo:

$$T_{3a} = (1 - \epsilon_R)T_3 + \epsilon_R T_4$$

Allo stesso modo, per il condensatore scrivo:

$$\epsilon_c = \frac{T_{3a} - T_4}{T_{3a} - T_6}$$

$$T_4 = (1 - \epsilon_c)T_{3a} + \epsilon_c T_6$$

Nel condensatore, l'umidità può far aumentare il valore di uscita della temperatura dovuto al rilascio di calore per la condensazione se c'è parecchia umidità nell'aria. Questo problema, invece non è presente se siamo in crociera in quanto l'umidità dell'aria è vicina allo zero e quindi la legge di conservazione dell'energia può tranquillamente essere usata.

Nei due componenti è ipotizzata una perdita di pressione seppur minima.

4.1 Calcolo rendimenti e pressione di uscita dal compressore

Il calcolo dei rendimenti e della pressione di uscita del compressore, anche in questo caso, è stato fatto attraverso una routine MatLab la quale calcola e confronta il valore del lavoro di compressione con quello di espansione per diverse combinazioni di rendimenti, fin tanto che i due non si eguaglino ovvero:

$$L_{gc} = \alpha L_{gt}$$

$$\dot{m}\, c_p (T_2 - T_1) = \frac{\dot{m}\, c_p\, T_1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] = \alpha\, \dot{m}\, c_p (T_5 - T_6)$$

$$= \dot{m}\, c_p\, T_5\, \eta_t \left[1 - \left(\frac{p_6}{p_2\, \cdot perdite\ carico} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

Adesso è presente un termine aggiuntivo α il quale tiene in conto dell'energia che la turbina deve fornire al fan. Si noti come siano state stimate delle perdite di pressione tra l'uscita del compressore e l'ingresso in turbina, al fine di eliminare una incognita dall'equazione. Anche in questo caso la routine, ha come output, il valore della pressione di uscita dal compressore, il quale può essere confrontato per scegliere i rendimenti opportuni dei due componenti.

Nel caso in cui α fosse uguale a 1, il compressore, assorbirebbe l'intera energia sviluppata dalla turbina, mentre nel caso fosse uguale a zero, l'energia sviluppata dalla turbiana, sarebbe interamente consumata dal fan (simple cycle).

4.2 Calcolo Carichi Termici della Fusoliera

Per lo studio e lo sviluppo del modello del sistema di condizionamento dell'A320 risulta importante andare a calcolare quelle che sono le portate in gioco all'interno dell'Air Cycle Machine e dell'intera CAU in quanto non sono note. Infatti al variare delle condizioni climatiche e al variare del numero di passeggeri a bordo tali valori differiscono e ciò si ripercuote sull'intero velivolo in termini di consumi e energia da sviluppare.

La funzione principale del sistema di condizionamento, è quella di regolare la temperatura in cabina, nella zona cargo e nel cockpit oltre che assicurare il corretto funzionamento degli apparati elettronici i quali possono andare incontro al surriscaldamento se non sufficientemente ventilati. Questa funzione, viene svolta modificando i carichi termici nel velivolo ovvero equilibrando la potenza netta termica uscente o entrante nella fusoliera in modo da ottenere un flusso termico risultante nullo e mantenere la temperatura in cabina entro i limiti imposti dalla normativa. Risulta quindi necessario calcolare il bilancio termico al fine di progettare un sistema di condizionamento. Occorre quindi considerare la cabina da condizionare come un sistema termodinamico che può andare incontro alle seguenti sorgenti di calore e flussi termici:

- *Carico termico metabolico* dovuto alla fisiologia dei passeggeri e dell'equipaggio di bordo;
- *Carico termico dovuto ai dispositivi avionici e elettronici in generale* che generano calore;
- *Flusso di potenza termica entrante o uscente dovuto alla conducibilità* termica attraverso le pareti della fusoliera;
- *Flusso di potenza termica entrante dovuto all'irraggiamento solare* agente sulla fusoliera;

Le voci del bilancio termico, sono dettagliate nella figura sottostante:

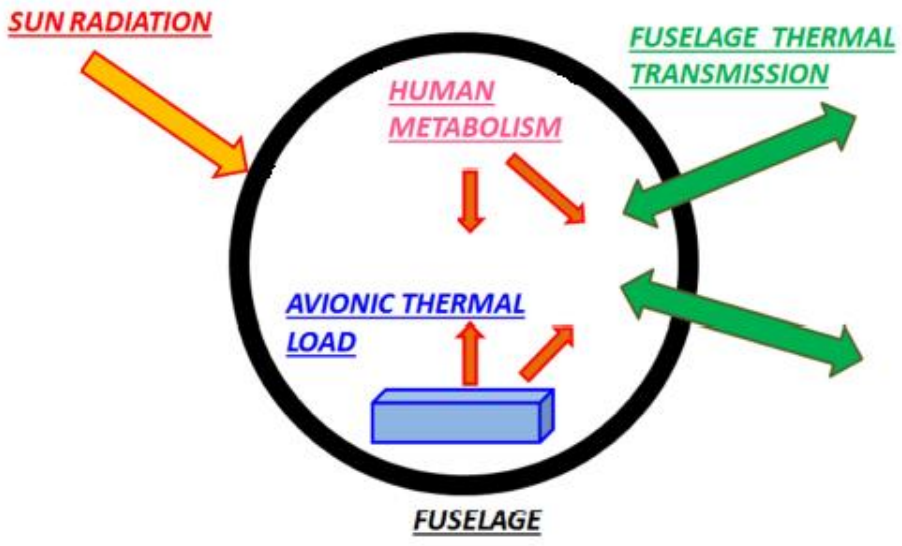

Figura 4.7 - Rappresentazione Bilancio Termico Fusoliera

Se risulta facile andare a descrivere queste fonti di calore, è particolarmente difficile andare a calcolarle con precisione perché ci sono parecchi fattori di cui bisogna tenere in conto nello stesso tempo come ad esempio l'esatta quota di volo o l'esatta velocità di volo che come vedremo influenzano i risultati. Tutti i calcoli, sono stati fatti per due condizioni estreme, così come prevede la normativa vigente:

- *Condizione 1 (RISCALDAMENTO)*: velivolo in quota, di notte, in inverno (temperatura esterna particolarmente bassa), senza passeggeri con il numero minimo di membri dell'equipaggio e con le utenze avioniche non essenziali spente.
- *Condizione 2 (RAFFREDDAMENTO)*: velivolo fermo su pista, di giorno, in estate (temperatura esterna particolarmente alta), con il massimo numero di passeggeri e membri dell'equipaggio a bordo e con l'avionica completamente accesa.

4.2.1 Calcolo Carico Termico del Metabolismo Umano

Il metabolismo umano, produce due tipi di calore differente, uno è il calore sensibile, mentre l'altro è il calore latente. Il primo si propaga in cabina attraverso la convezione e la radiazione e aumenta direttamente la temperatura in cabina. Il secondo si propaga attraverso il respiro e l'evaporazione del sudore, non aumentando direttamente il carico termico della fusoliera, ma influenzandone l'umidità relativa.

La figura seguente, mostra differenti potenze termiche sviluppate dall'uomo per diverse mansioni:

Physical condition	Thermal power (W)
Sleep	50
Sitting, at rest	70
Light manual work	100
Moderate manual work, walking	200
Heavy manual work	300

Figura 4.8 - Potenza Termica Persone per Diverse Mansioni

Come si può notare dalla figura, la potenza termica prodotta dall'essere umano, può variare sensibilmente a seconda dello stato di attività dell'individuo (sonno, riposo, lavoro leggero, lavoro pesante...) dell'età e del momento della giornata. Quindi, al fine di ricavare un valore quanto più allineato con i reali carichi termici dovuti agli occupanti, si è scelto un valore frutto di ragionamenti e che differisce tra i passeggeri e i membri dell'equipaggio. In particolare:

- $0.10\ kW\ per\ ogni\ passeggero$
- $0.18\ kW\ per\ ogni\ membro\ dell'equipaggio$

Quindi distinguendo le due condizioni descritte in precedenza si ottiene:

$$\dot{q}_{metabolismo_1}\ [kW] = 0.18\ \cdot N_{\min_crew}$$

$$q_{metabolismo_2}[kW]^{\cdot} = 0.10\ \cdot N_{\max_pass} + 0.18\ \cdot N_{\max_crew}$$

Dove il pedice 1 e 2 rappresentano la condizione 1 e 2 e:

- $N_{\min_crew} = numero\ minimo\ membri\ equipaggio\ a\ bordo$
- $N_{\max_crew} = numero\ massimo\ membri\ dell'equipaggio\ a\ bordo$
- $N_{\max_pass} = numero\ massimo\ di\ passeggeri\ a\ bordo$

4.2.2 Calcolo Flusso Termico Attraverso la Fusoliera

Il flusso termico passante attraverso la fusoliera per effetto della conducibilità termica, può essere calcolato attraverso la seguente formula:

$$\dot{q}_{conducibilità} = k_{trasm} \cdot A \cdot \Delta T$$

Dove:

- $k_{trasm} = coefficiente\ di\ conducibilità\ termico\ dell'intera\ fusoliera$
- $A = superficie\ bagnata\ della\ fusoliera$
- $\Delta T =$
  $differenza\ tra\ la\ temperatura\ della\ cabina\ e\ dello\ strato\ superficiale\ esterno\ della\ fusoliera$

Occorre quindi calcolare tutti e tre i termini in gioco.

4.2.2.1 Calcolo k_{trasm}

Per il calcolo del coefficiente di conducibilità termica, si considera la fusoliera come una piastra multistrato composta da N strati i quali sono caratterizzati da un proprio spessore x_i e un proprio coefficiente di conducibilità termica k_i. Il coefficiente dell'intera fusoliera, può quindi essere determinato attraverso la seguente formula:

$$k_{trasm} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{N} \frac{x_i}{k_i}}$$

In genere, per i velivoli da trasporto civile, la fusoliera è composta da tre strati: uno interno di rivestimento decorativo, uno intermedio di materiale isolante e uno esterno che rappresenta il vero e proprio rivestimento strutturale della fusoliera.

Lo strato esterno della fusoliera, è tipicamente costituito da una lega leggera di alluminio, il cui spessore è di circa un millimetro avente coefficiente di conducibilità termica pari a 140 W/(m K). Lo strato isolante intermedio, invece nasce dalla necessità di dover isolare l'interno della cabina dall'ambiente esterno. Infatti, se la temperatura in cabina si aggira da normativa intorno i 18\24 °C, la temperatura esterna, può variare da -55°C a +55°C durante il volo, creando una differenza di temperatura tra interno e esterno che si aggira tra i 75°C e -30°C. Normalmente lo strato isolante è formato da lana di vetro avente un coefficiente di scambio termico pari a 0.03 W/(m K) e spessore che può variare. Infine, lo strato decorativo più interno,

formata da materiale plastico con coefficiente di conducibilità termica pari a 0.25 W/(m K) e spessore di circa 5 mm, oltre a decorare l'ambiente ove sono seduti i passeggeri, ha anche la funzione di limitare la trasmissione tra l'ambiente interno e quello esterno. Nella tabella seguente sono riassunti i valori degli spessori e dei coefficienti di conducibilità adottati dei vari strati:

STRATO	x_i $[mm]$	k_i $[W/(m\,K)]$
Strato decorativo	5	0.25
Strato isolante	11.5	0.03
Rivestimento esterno	1	140

Tabella 4.11 - Dati Strati Fusoliera

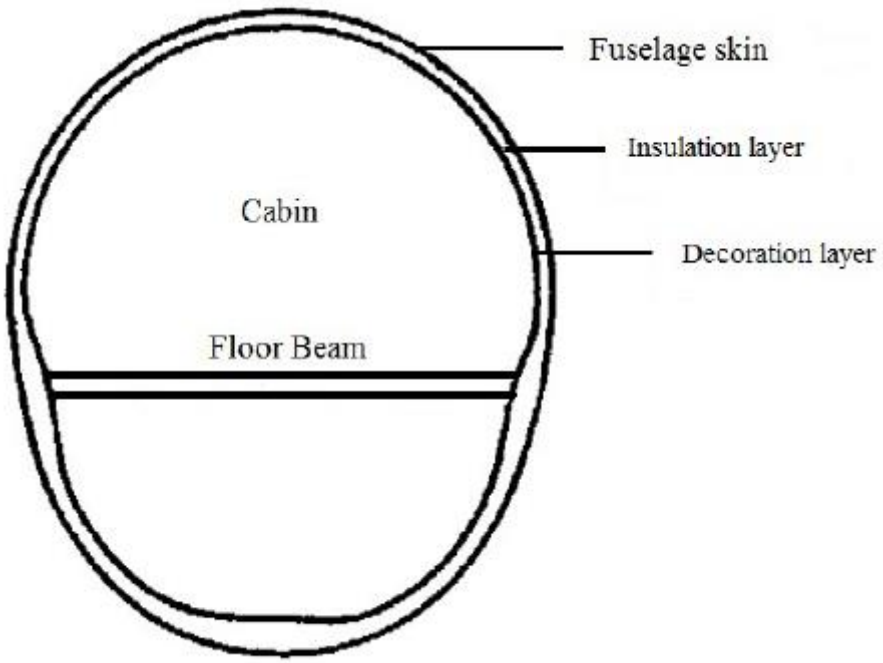

Figura 4.9 - Sezione Fusoliera

Si fa notare al lettore che anche nel caso in cui invece di una lega di alluminio, si scegliesse per il rivestimento esterno della fusoliera un materiale composito rinforzato con fibre di carbonio (coefficiente di trasmissione termica pari a 21 W/(m K)), il valore totale del coefficiente per l' intera fusoliera non comporterebbe rilevanti variazioni.

4.2.2.2 Calcolo Superficie Bagnata della Fusoliera

Per il calcolo della superficie bagnata della fusoliera, è stata utilizzata la seguente formula:

$$A = d \cdot \pi \cdot l$$

Dove:

- $d = diametro\ fusoliera$
- $l = lunghezza\ fusoliera\ pressurizzata$

4.2.2.3 Calcolo Temperatura Superficie Esterna della Fusoliera

Per il calcolo della temperatura della superficie esterna della fusoliera, può essere utilizzata la seguente formula:

$$T_{skin_1} = T_{esterna}(1 + \frac{\gamma - 2}{2} M^2)$$

Dove:

- $T_{esterna} = temperatura\ esterna\ al\ vevlivolo$
- $M = numero\ di\ Mach\ in\ crociera$

Tale formula, nel caso in cui il velivolo sia fermo in pista (condizione 2), è così trasformata:

$$T_{skin_2} = T_{esterna} \cdot 0.9$$

Una volta calcolati tutti i termini necessari, è possibile calcolare il flusso termico entrante o uscente dalla fusoliera per le due diverse condizioni:

$$\dot{q}_{conducibilità_1} = k_{trasm} \cdot A \cdot (T_{cab_1} - T_{skin_1})$$

$$\dot{q}_{conducibilità_2} = k_{trasm} \cdot A \cdot (T_{cab_2} - T_{skin_2})$$

Dove:

- $T_{cab_1} = 18°C$
- $T_{cab_2} = 24°C$

4.2.3 Calcolo Flusso Termico da Irraggiamento Solare

L'aumento del carico termico dovuto alle radiazione solari, assorbite maggiormente dalle superfici trasparenti della fusoliera, ovvero dai finestrini degli occupanti e dal parabrezza del cockpit, non può essere trascurato in quanto le aree trasparenti sui velivoli stanno aumentando sempre di più per il comfort a bordo dei passeggeri. Nel calcolo si trascura quindi la porzione che investe le aree della fusoliera non trasparenti in quanto si assume che ne influenzi solamente la temperatura superficiale e che quindi il suo contributo, sia già stato conteggiato nel calcolo del flusso termico per conducibilità attraverso la fusoliera.

La formula utilizzata per il calcolo è la seguente:

$$\dot{q}_{irraggiamento} = \tau \cdot G_s \cdot f(A_p)$$

Quindi la potenza termica entrante dovuta all'irraggiamento è proporzionale alla costante solare $G_s = 1367 \frac{W}{m^2}$ al livello del mare e alle porzioni trasparenti di fusoliera A_p moltiplicate per il coseno dell'angolo di incidenza. Nella formula, tale dato viene espresso attraverso un coefficiente $\tau = 0.7$ per convenzione e una funzione dell'area trasparente $f(A_p)$. In letteratura vi sono diversi metodo per il calcolo di $f(A_p)$, in questo caso si è scelto il cosiddetto metodo 2/3 in cui:

$$f(A_p) = A_p \cdot \frac{2}{3}$$

Si ottiene quindi:

$$\dot{q}_{irraggiamento} = \tau \cdot G_s \cdot A_p \cdot \frac{2}{3}$$

Per l'area trasparente totale, si è fatto riferimento alla reale area trasparente dell'A320. Nelle figure seguenti, sono riportate le dimensioni di un finestrino e del parabrezza:

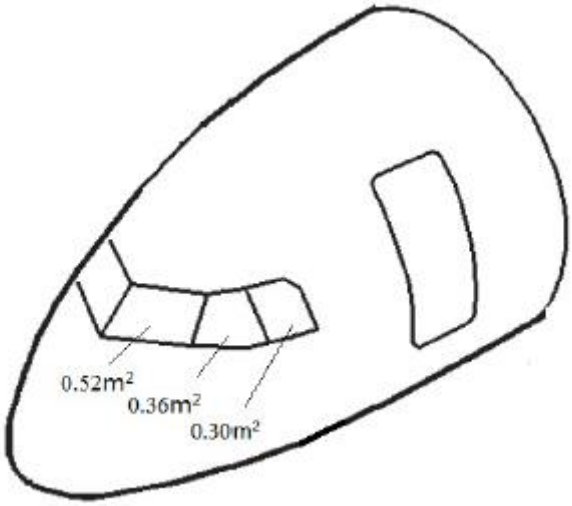

Figura 4.10 - Area Parabrezza A-320

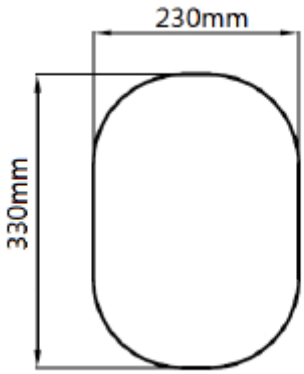

Figura 4.11 - Dimensioni singolo finestrino A-320

Ovviamente il contributo dovuto alla radiazione solare, è contemplato solamente nella condizione 2.

4.2.4 Calcolo Carichi Termici Dovuti agli Apparati Elettrici/Elettronici

Importante per il calcolo del bilancio termico per il design del sistema ECS, è considerare, anche il calore dissipato da tutti gli apparati elettrici ed elettronici presenti a bordo. Tra questi vi sono le lampadine presenti in cabina, i display presenti nel cockpit e tutta l'avionica di bordo i quali devono essere refrigerati in maniera abbondante ed evitare il surriscaldamento. Da tenere in considerazione anche che col passare del tempo e lo sviluppo dell'industria aeronautica e delle tecnologie elettroniche, sempre più equipaggiamenti elettrici sono utilizzati per migliorare le performance globali del velivolo.

Per tali ragioni, è veramente difficile, se non impossibile, calcolarne in modi preciso il carico termico. In questo caso per ovviare a tale problema, è stato utilizzato un piccolo algoritmo che tiene in conto del numero dei passeggeri e dell'equipaggio di seguito descritto:

$$\dot{q}_{elettronica} = \left(\dot{q}_{eq1} + \dot{q}_{eq2}\right) * K_{eq}$$

Dove K_{eq} è pari a 1 se il velivolo è in volo, e pari a 0.3 se a terra.

$\dot{q}_{eq2}$ invece, equivale alla potenza termica dissipata dalle lampadine, dalla cambusa e dei servizi ed è dato dalla seguente formula:

$$\dot{q}_{eq2} = 1 + 0.05 \cdot N$$

Dove N è il numero dei passeggeri più l'equipaggio.

Il carico termico dovuto agli apparati avionici invece $\dot{q}_{eq1}$, dipendente sempre dal numero totale delle persone a bordo, è calcolato attraverso un semplice algoritmo consultabile in appendice.

4.3 Calcolo Portata d'Aria Necessario

Una volta trovati i carichi termici agenti sulla fusoliera, risulta importante calcolare il flusso d'aria che ogni pacco di ECS deve poter erogare al fine di pareggiare il flusso termico totale entrante o uscente dalla fusoliera. Per fare ciò, sono state utilizzate le formule sotto riportate e i risultati ottenuti sono stati confrontati con la portata minima che per normativa bisogna fornire ad ogni passeggero, in modo da scegliere il risultato più stringente e poter dimensionare al meglio l'*Air Cycle Machine.*

$$\dot{m}_{ECS_{tot}} = \frac{\dot{q}_{TOT}}{c_{p_{air}} * (T_{entrata} - T_{cabina})}$$

Dove:

- $\dot{q}_{TOT} = flusso\ termico\ totale\ entrante\ o\ uscente\ dalla\ fusoliera$
- $T_{entrata} = temperatura\ ingresso\ cabina\ dalle\ bocchette$
- $T_{cabina} = temperatura\ in\ cabina$

Il valore di temperatura in ingresso in cabina può variare da 6 °C (caso caldo in cui voglio raffreddare) fino a 50 °C (caso freddo in cui voglio riscaldare).

Il valore così trovato, si riferisce alla portata totale che deve entrare in cabina mentre, per quella che deve essere spillata al motore, deve essere presa in considerazione, la portata che è fatta ricircolare dalla cabina stessa:

$$\dot{m}_{ECS_bleed} = \dot{m}_{ECS_{tot}} - \%ricircolazione$$

Per i calcoli, è stata considerata come portata di ricircolo, il 40%. Il valore che effettivamente deve alimentare l'*Air Cycle Machine* invece, è così calcolato:

$$\dot{m}_{ECS} = \frac{\dot{m}_{ECS_{tot}}}{N_{ECSPack}}$$

Dove $N_{ECSPack}$ rappresenta il numero di CAU installate sul velivolo. In questo caso tale valore e pari a 2.

Il valore della portata d'aria che invece passa attraverso l'ACM e che quindi subisce le varie trasformazioni termodinamiche è dato da:

$$\dot{m}_{ACM} = \dot{m}_{ECS} - \dot{m}_{BPV}$$

Dove $\dot{m}_{BPV}$ rappresenta la quantità d'aria che bypassa l'*Air cycle Machine* e che viene utilizzata per abbassare la temperatura in uscita dalla turbina qualora fosse necessario.

4.4 Risultati Ottenuti

Verranno ora presentati ed analizzati i risultati ottenuti in seguito alle simulazioni effettuate per tre diverse condizioni. Nello sviluppo e l'utilizzo del modello, si è fatto riferimento al "*Training Manual*" della *Liebherr Aerospace* il quale faceva per l'appunto riferimento al pacco di ECS montato sull'Airbus A-320.

Le tre condizioni a cui questo manuale fa riferimento e che quindi sono state utilizzate nelle simulazioni effettuate sono:

- *Aereo fermo in pista al caldo*
- *Aereo fermo in pista al freddo*
- Aereo in volo in crociera

Le diverse condizioni, sono meglio descritte nella figura di seguito riportata:

Conditions Phase	Hot Ground	Cold Ground	Cold FL 250
T Ambient (°C)	50	-23	-61
T Bleed (°C)	205	120	190
FCV (% Nom.)	120	120	100
BPV (°Open)	0	33	37
RAD (%Open)	100	04	13
ACM (RPM)	32400	24500	26700
Temperatures in °C:			
FCV out	205	120	190
COMP in	108	142	140
COMP out	156	172	178
REH in	47	19	-1
COND (HP) in	44	21	5
COND (HP) out	37	22	10
Turbine in	45	20	4
Cond (LP) in	-2	28	25
Cond (LP) out	9	25	18
MHX (ram side) in	38	-23	-35
PHX (ram side) out	145	109	156

Figura 4.12 - Dati delle Tre Condizioni

Come è possibile vedere dalla Figura 4.12, gli unici riferimenti a cui si poteva fare riferimento, sono le temperature di entrata e di uscita di alcuni componenti, oltre che alla temperatura iniziale del flusso di alimentazione (*T bleed*), che corrisponde al valore di temperatura in uscita dal pre-cooler e che quindi non corrisponde al valore della temperatura di bleed vera e propria del motore. Anche la pressione che va ad alimentare la CAU, non corrisponde esattamente alla pressione di spillamento dal motore, ma prima che essa arrivi al modulo ECS, viene abbassata attraverso un'apposita valvola. Non si hanno valori di riferimento per le pressioni, sono stati utilizzati quindi dei valori frutto di attente analisi. Come valore di pressione di entrata della CAU, è stato scelto un valore che permettesse all'*Air Cycle Machine* di lavorare in modo opportuno raggiungendo le corrette temperature per valori di rendimento del compressore e della turbina accettabili e comunque in linea con i valori reperibili in letteratura. Per quanto riguarda invece la pressione di uscita della CAU, si è scelto un valore tale da soddisfare i requisiti in cabina, e che quindi fosse abbastanza alto da vincere le diverse perdite di carico distribuite e concentrate che si incontrano nei dotti di distribuzione.

Nelle tabelle seguenti, sono raccolti i diversi dati di input output ottenuti delle diverse condizioni. I dati si riferiscono ad un singolo pacco. Come pressione di entrata CAU per le prime due condizioni, è stato scelto come valore 3 bar in quanto per valori inferiori si ottenevano valori di rendimento della turbina e del compressore troppo elevati. Questo ha portato all'esclusione di valori inferiori a 3. Per quanto riguarda invece la terza condizione, ovvero quella in crociera, essendo la pressione di uscita in turbina inferiore in quanto la pressione in cabina è più bassa, e possibile utilizzare valori di pressione inferiori. Sono riportati i risultatai per 2.5 bar

4.4.1 Condizione 1 (Raffreddamento)

<u>*Caratteristiche Generali*</u>:

- $T_{esterna} = 50°C$
- $Quota = 0\ m$
- $Numero\ Mach = 0$

INPUT DEL MODELLO		
T_{bleed}	$478\ K$	$temperatura\ di\ entrata\ della\ CAU$
p_{bleed}	$3\ bar$	$pressione\ di\ entrata\ della\ CAU$
$T_{ramair_{in}}$	$311.15\ K$	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
ϵ_{PHE}	0.88	$efficienza\ PHE$
ϵ_{MHE}	0.92	$efficienza\ MHE$
$p_{uscitaturbina}$	$1.35\ bar$	$pressione\ di\ uscita\ dalla\ turbina$
α	15%	$percentuale\ di\ energia\ utiizzata\ dal\ fan$
$\dot{m}_{ECS}$	$0.732\frac{kg}{s}$	$portata\ spillata\ al\ motore$
$\dot{m}_{ACM}$	$0.732\frac{kg}{s}$	$portata\ che\ effettivamente\ entra\ nell'ACM$
$\dot{m}_{BPV}$	0	$portata\ che\ bypassa\ l'ACM$

Tabella 4.12 - Input del modello A-320 Condizione 1

COMPRESSORE		
T_1	$381\ K$	$temperatura\ di\ ingresso\ compressore$
T_2	$428.84\ K$	$temperatura\ di\ uscita\ compressore$
p_1	$2.815\ bar$	$pressione\ di\ ingresso\ compressore$
p_2	$3.917\ bar$	$pressione\ di\ uscita\ comressore$
η_c	0.78	$rendimento\ compressore$
β_c	1.39	$rapporto\ di\ compressione$

TURBINA		
T_1	$318\ K$	$temperatura\ di\ ingresso\ turbina$
T_2	$269.63\ K$	$temperatura\ di\ uscita\ turbina$
p_1	$3.36\ bar$	$pressione\ di\ ingresso\ turbina$
p_2	$1.35\ bar$	$pressione\ di\ uscita\ turbina$
η_t	0.8	$rendimento\ turbina$
β_t	2.5	$rapporto\ di\ espansione$

Tabella 4.13 - Output Valori Compressore e Turbina Modello A-320 Condizione 1

SCAMBIATORI		
SCAMBIATORE PRINCIPALE		
$\boldsymbol{T_{ramairin}}$	$311.15\ K$	$temperatura\ in\ entrata$ $flusso\ secondario$ $scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{T_{ramairout}}$	$367.5\ K$	$temperatura\ in\ uscita$ $flusso\ secondario$ $scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{\dot{m}_{ramair}}$	$1.27\ \frac{kg}{s}$	$portata$ $flusso\ secondario$
$\boldsymbol{T_1}$	$428.84\ K$	$temperatura\ in\ entrata$ $flusso\ primario$ $scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{T_2}$	$320.15\ K$	$temperatura\ in\ uscita$ $flusso\ primario$ $scambiatore\ principale$
SCAMBIATORE PRIMARIO		
$\boldsymbol{T_{ramairin}}$	$367.5\ K$	$temperatura\ in\ entrata$ $flusso\ secondario$ $scambiatore\ primario$
$\boldsymbol{T_{ramairout}}$	$418\ K$	$temperatura\ in\ uscita$ $flusso\ secondario$ $scambiatore\ primario$
$\boldsymbol{\dot{m}_{ramair}}$	$1.27\frac{kg}{s}$	$portata$ $flusso\ secondario$
$\boldsymbol{T_1}$	$478\ K$	$temperatura\ in\ entrata$ $flusso\ primario$ $scambiatore\ primario$
$\boldsymbol{T_2}$	$381\ K$	$temperatura\ in\ uscita$ $flusso\ primario$ $scambiatore\ primario$

Tabella 4.14 - Output Valori Scambiatori Modello A-320 Condizione 1

TABELLA DEI LAVORI		
	COMPRESSORE	TURBINA
Lavoro Globale	$36.52\ kW$	$42.96\ kW$
Lavoro Adiabatico	$28.49\ kW$	$53.72\ kW$
Lavoro Adiabatico + Lavoro Controricupero	$28.85\ kW$	$55.24\ kW$

Tabella 4.15 - Output Lavori di Compressione ed Espansione Modello A-320 Condizione 1

4.4.1 Condizione 2 (Riscaldamento a terra)

<u>*Caratteristiche Generali*</u>:

- $T_{esterna} = -23°C$
- $Quota = 0\ m$
- $Numero\ Mach = 0$

INPUT DEL MODELLO		
$\boldsymbol{T_{bleed}}$	$393\ K$	$temperatura\ di\ entrata\ della\ CAU$
$\boldsymbol{p_{bleed}}$	$3\ bar$	$pressione\ di\ entrata\ della\ CAU$
$\boldsymbol{T_{ramair_{in}}}$	$250\ K$	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{\epsilon_{PHE}}$	0.92	$efficienza\ PHE$
$\boldsymbol{\epsilon_{MHE}}$	0.78	$efficienza\ MHE$
$\boldsymbol{p_{uscitaturbina}}$	$1.35\ bar$	$pressione\ di\ uscita\ dalla\ turbina$
$\boldsymbol{\alpha}$	30%	$percentuale\ di\ energia\ utiizzata\ dal\ fan$
$\boldsymbol{\dot{m}_{ECS}}$	$0.268\frac{kg}{s}$	$portata\ spillata\ al\ motore$
$\boldsymbol{\dot{m}_{ACM}}$	$0.1828\frac{kg}{s}$	$portata\ che\ effettivamente\ entra\ nell'ACM$
$\boldsymbol{\dot{m}_{BPV}}$	$0.0852\frac{kg}{s}$	$portata\ che\ bypassa\ l'ACM$

Tabella 4.16 - Input del modello A-320 Condizione 2

COMPRESSORE		
T_1	415 K	***temperatura di ingresso compressore***
T_2	445 K	***temperatura di uscita compressore***
p_1	2.815 bar	***pressione di ingresso compressore***
p_2	3.393 bar	***pressione di uscita comressore***
η_c	0.74	***rendimento compressore***
β_c	1.20	***rapporto di compressione***

TURBINA		
T_1	293 K	***temperatura di ingresso turbina***
T_2	247.9 K	***temperatura di uscita turbina***
p_1	2.91 bar	***pressione di ingresso turbina***
p_2	1.35 bar	***pressione di uscita turbina***
η_t	0.78	***rendimento turbina***
β_t	2.16	***rapporto di espansione***

Tabella 4.17 - Output Valori Compressore e Turbina Modello A-320 Condizione 2

SCAMBIATORI		
SCAMBIATORE PRINCIPALE		
$T_{ramairin}$	250 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
$T_{ramairout}$	417 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
$\dot{m}_{ramair}$	$0.15\frac{kg}{s}$	$portata\ flusso\ secondario$
T_1	445 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ primario\ scambiatore\ principale$
T_2	292 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ primario\ scambiatore\ principale$
SCAMBIATORE PRIMARIO		
$T_{ramairin}$	417 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ primario$
$T_{ramairout}$	382 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ secondario\ scambiatore\ primario$
$\dot{m}_{ramair}$	$0.15\frac{kg}{s}$	$portata\ flusso\ secondario$
T_1	393 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ primario\ scambiatore\ primario$
T_2	415 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ primario\ scambiatore\ primario$

Tabella 4.18 - Output Valori Scambiatori Modello A-320 Condizione 2

TABELLA DEI LAVORI		
	COMPRESSORE	TURBINA
Lavoro Globale	$5.79\ kW$	$8.28\ kW$
Lavoro Adiabatico	$2.28\ kW$	$10.62\ kW$
Lavoro Adiabatico + Lavoro Controricupero	$4.32\ KW$	$10.89\ kW$

Tabella 4.19 - Output Lavori di Compressione ed Espansione Modello A-320 Condizione 2

4.4.1 Condizione 3 (Raffreddamento in quota)

<u>*Caratteristiche Generali*</u>:

- $T_{esterna} = -61°C$
- $Quota = 250\ FL$
- $Numero\ Mach = 0.78$

INPUT DEL MODELLO		
$\boldsymbol{T_{bleed}}$	$463.15\ K$	$temperatura\ di\ entrata\ della\ CAU$
$\boldsymbol{p_{bleed}}$	$2.5\ bar$	$pressione\ di\ entrata\ della\ CAU$
$\boldsymbol{T_{ramair_{in}}}$	$238\ K$	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{\epsilon_{PHE}}$	0.54	$efficienza\ PHE$
$\boldsymbol{\epsilon_{MHE}}$	0.87	$efficienza\ MHE$
$\boldsymbol{p_{uscitaturbina}}$	$1.1\ bar$	$pressione\ di\ uscita\ dalla\ turbina$
$\boldsymbol{\alpha}$	19%	$percentuale\ di\ energia\ utiizzata\ dal\ fan$
$\boldsymbol{\dot{m}_{ECS}}$	$0.6187\frac{kg}{s}$	$portata\ spillata\ al\ motore$
$\boldsymbol{\dot{m}_{ACM}}$	$0.3867\frac{kg}{s}$	$portata\ che\ effettivamente\ entra\ nell'ACM$
$\boldsymbol{\dot{m}_{BPV}}$	$0.232\frac{kg}{s}$	$portata\ che\ bypassa\ l'ACM$

Tabella 4.20 - Input del modello A-320 Condizione 3

COMPRESSORE		
T_1	413 K	***temperatura di ingresso compressore***
T_2	450 K	***temperatura di uscita compressore***
p_1	2.315 bar	***pressione di ingresso compressore***
p_2	2.939 bar	***pressione di uscita comressore***
η_c	0.78	***rendimento compressore***
β_c	1.30	***rapporto di compressione***

TURBINA		
T_1	277 K	***temperatura di ingresso turbina***
T_2	229.6 K	***temperatura di uscita turbina***
p_1	2.52 bar	***pressione di ingresso turbina***
p_2	1.1 bar	***pressione di uscita turbina***
η_t	0.81	***rendimento turbina***
β_t	2.29	***rapporto di espansione***

Tabella 4.21 - Output Valori Compressore e Turbina Modello A-320 Condizione 3

SCAMBIATORI		
SCAMBIATORE PRINCIPALE		
$T_{ramairin}$	232 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
$T_{ramairout}$	369.8 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
$\dot{m}_{ramair}$	$0.469\frac{kg}{s}$	$portata\ flusso\ secondario$
T_1	451 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ primario\ scambiatore\ principale$
T_2	272 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ primario\ scambiatore\ principale$
SCAMBIATORE PRIMARIO		
$T_{ramairin}$	369.8 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ primario$
$T_{ramairout}$	429 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ secondario\ scambiatore\ primario$
$\dot{m}_{ramair}$	$0.469\frac{kg}{s}$	$portata\ flusso\ secondario$
T_1	463 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ primario\ scambiatore\ primario$
T_2	413 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ primario\ scambiatore\ primario$

Tabella 4.22 - Output Valori Scambiatori Modello A-320 Condizione 3

TABELLA DEI LAVORI		
	COMPRESSORE	TURBINA
Lavoro Globale	$14.91\ kW$	$18.40\ kW$
Lavoro Adiabatico	$11.62\ kW$	$22.74\ kW$
Lavoro Adiabatico + Lavoro Controricupero	$11.74\ kW$	$23.30\ kW$

Tabella 4.23 - Output Lavori di Compressione ed Espansione Modello A-320 Condizione 3

Anche in questo caso, confrontando i valori ottenuti attraverso le simulazioni con quelle del "*Traning Manual*" della *Liebherr*, sono molto simili tra loro, questo come ulteriore conferma del fatto che il modello funziona e dà risultati coerenti con quelli che ci aspettiamo.

5. Modello ECS AEA\MEA con *Air Cycle Machine*

Nella seguente sezione, verrà descritto il modello MatLab utilizzato per poter simulare il funzionamento della CAU utilizzata nei velivoli di nuova concezione *All Electric (AEA)* e *More Electric (MEA)* e in particolare il compressore utilizzato per alimentare l'*Air Cycle Machine* del sistema EECS (*Electric Enviromental Control System*). Come visto nei capitoli precedenti, tale compressore, è alimentato da aria proveniente dall'esterno che viene introdotta all'interno del velivolo grazie a delle prese d'aria di solito posizionate sulla pancia del velivolo. Il compito delle prese d'aria è quello di rallentare l'aria e aumentarne la pressione.

Occorre quindi andare a modellizzare anche la prese d'aria in quanto questa opera una prima compressione chiamata compressione dinamica dovuta al velivolo in movimento.

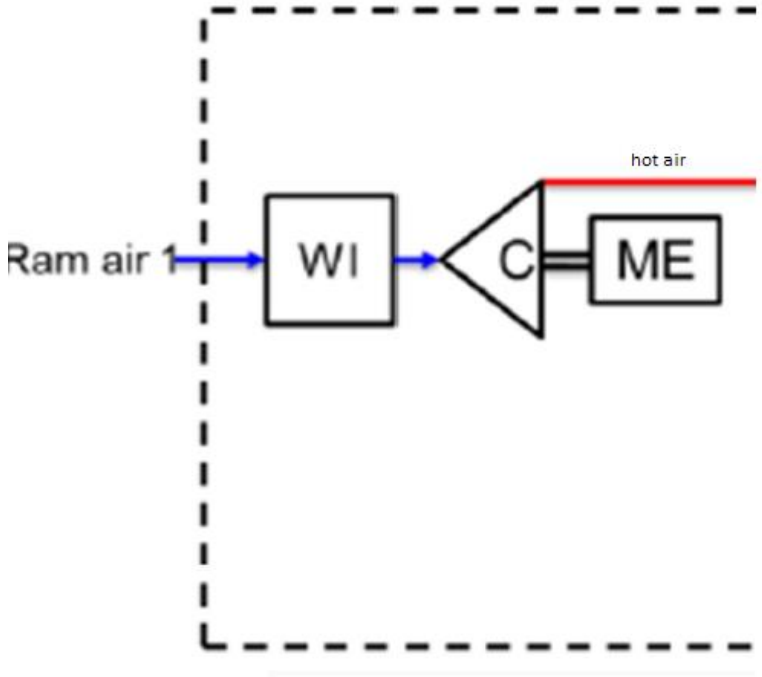

Figura 5.1 – Nuovi Componenti da Modellizzare

Si distinguono due casi diversi: un primo caso in cui il velivolo è fermo in pista, e un secondo caso in cui il velivolo è in quota a un determinato Mach di volo.

Nel primo caso gli input del modello sono:

- $Altitudine$
- $Numero\ di\ Mach$

- $T_{suolo} = temperatura\ esterna$
- $p_{suolo} = pressione\ esterna$

Nel momento in cui si setta il valore di pressione, bisogna ricordare come questa vari in base alla temperatura e all' umidità presente nell'aria per avere risultati più accurati. Tali valori saranno ovviamente anche i valori di ingresso del compressore in quanto, essendo il velivolo fermo, si assume l'ipotesi conservativa che la presa d'aria non operi alcuna compressione dinamica.

Compressione dinamica che invece avviene quando il velivolo e in quota. In questo caso i valori di input del modello sono solamente:

- $Altitudine$
- $Numero\ di\ Mach$

I valori di pressione e temperatura in ingresso della presa, sono calcolati a partire dai valori di temperatura e pressione standard a livello del mare tramite le relazioni tipiche dell'atmosfera standard sotto riportate dipendenti per l'appunto dalla quota di volo.

Per valori di quota compresi tra 0 e 11000 metri:

$$T_{ingressopresa}[K] = T_{std} + (-6.5 \cdot 10^{-3} \ \cdot altitudine)$$

$$p_{ingressopresa}[bar] = \left(\rho_{ingressopresa}\ R\ T_{ingressopresa}\right) * 10^{-5}$$

$$\rho_{ingressopresa} = \rho_{std} * \left(\frac{T_{ingressopresa}}{T_{std}}\right)^{\frac{1}{0.23496}}$$

Con $T_{std} = 288.15\ K$ e $\rho_{std} = 1.225 \frac{kg}{m^3}$.

Per valori di quota compresi tra 11000 e 20000 metri:

$$T_{ingressopresa}[K] = T_{std} + (-6.5 \cdot 10^{-3} \ \cdot 11000)$$

$$p_{ingressopresa}[bar] = (22632 \cdot \psi) \cdot 10^{-5}$$

$$\rho_{ingressopresa} = 0.3639 \cdot \psi$$

Con $\psi = e^{\frac{-(altitudine-11000)\cdot 9.806}{R\cdot 216.66}}$

Una volta noti i valori di input della presa, il modello calcola i valori di ingresso compressore attraverso le seguenti relazioni in cui il pedice 0 rappresenta la sezione di ingresso della presa e il pedice 1 quella di uscita:

$$T_0^0 = \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_{volo}^2\right)\right) T_0$$

$$p_0^0 = \left(\frac{T_0^0}{T_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} p_0$$

$$T_1^0 = T_0^0$$

$$T_{1is}^0 = \eta_{presa}(T_1^0 - T_0) + T_0$$

$$p_1^0 = p_0 \left(\frac{T_{1is}^0}{T_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$T_1 = \frac{T_1^0}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2}$$

$$p_1 = p_1^0 \left(\frac{T_1}{T_1^0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R\, T_1}$$

La presa quindi rallenta il flusso dal mach di volo, fino a M_1 e aumenta la pressione da $p_{ingressopresa}$ a p_1. Nella figura seguente è possibile vedere una rappresentazione schematica della presa e la trasformazione che subisce il flusso sul piano T-s.

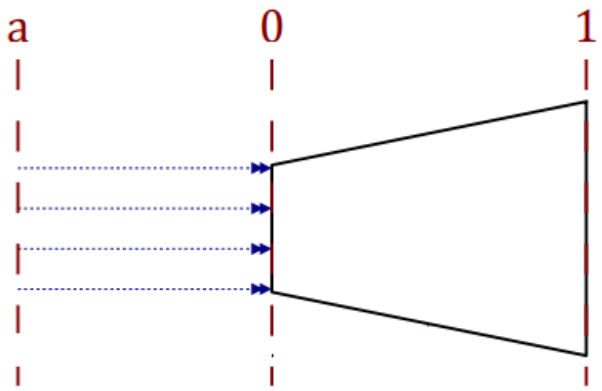

Figura 5.2 - Schema Presa Dinamica

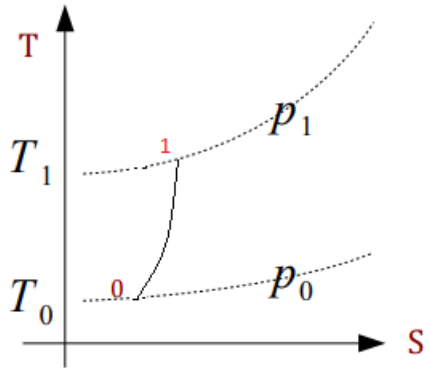

Figura 27.3 - Piano T-s Presa Reale

Tali espressioni possono essere semplificate ipotizzando che il flusso in uscita dalla presa dinamica, è quasi fermo, e che quindi le condizioni di temperatura e pressione, corrispondono a quelle di ristagno. Si ottiene:

$$T_1 = \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_{volo}^2\right)\right) T_0$$

$$p_1 = \left(\frac{T_1}{T_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} p_0$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R\, T_1}$$

La trasformazione che subisce il flusso, è cosi modificata:

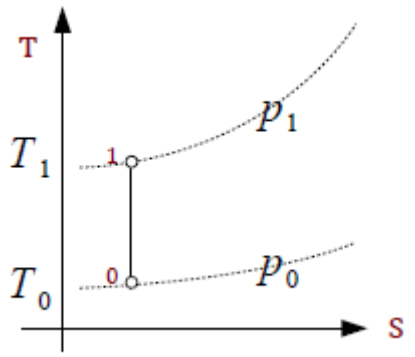

Figura 5.4 - Piano T-s Presa Ideale

La presa modellata fa riferimento a un flusso subsonico, infatti per flussi supersonici, le prese differiscono per la loro geometria e inoltre si è ipotizzato che la sezione di cattura, sia uguale alla sezione di ingrasso, in questo modo, il Mach di ingresso, è uguale al Mach di volo.

Per le tre diverse condizioni già discusse nei capitoli precedenti, sono state trovate pressioni, temperatura e densità del flusso all'uscita della presa:

1. **Condizione 1 (Raffreddamento)**

INPUT PRESA	
Numero Mach	0
$T_{suolo}[K]$	323
$p_{suolo}[bar]$	1.013
Altitudine [m]	0

OUTPUT PRESA	
$p_1[bar]$	1.013
$T_1[K]$	323
$\rho_1\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	1.09

Tabella 5.24 - Dati Presa Condizione 1

2. **Condizione 2 (Riscaldamento a terra)**

INPUT PRESA	
Numero Mach	0
$T_{suolo}[K]$	250.15
$p_{suolo}[bar]$	1.013
Altitudine [m]	0

OUTPUT PRESA	
$p_1[bar]$	1.013
$T_1[K]$	250.15
$\rho_1\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	1.41

Tabella 5.2 - Dati Presa Condizione 2

3. **Condizione 3 (Raffreddamento in quota)**

INPUT PRESA	
Numero Mach	0.78
Altitudine [m]	10000

OUTPUT PRESA	
$p_1[bar]$	0.3951
$T_1[K]$	250.3
$\rho_1\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	0.55

Tabella 5.3 - Dati Presa Condizione 3

Il flusso quindi può finalmente entrare nel compressore, il quale come accennato prima è mosso da un motore elettrico e non più da una turbina. In questo modo il compressore lavora meglio, in quanto si possono regolare i giri del motore elettrico e quindi ottenere rendimenti di compressione maggiori rispetto ai compressori mossi da turbina.

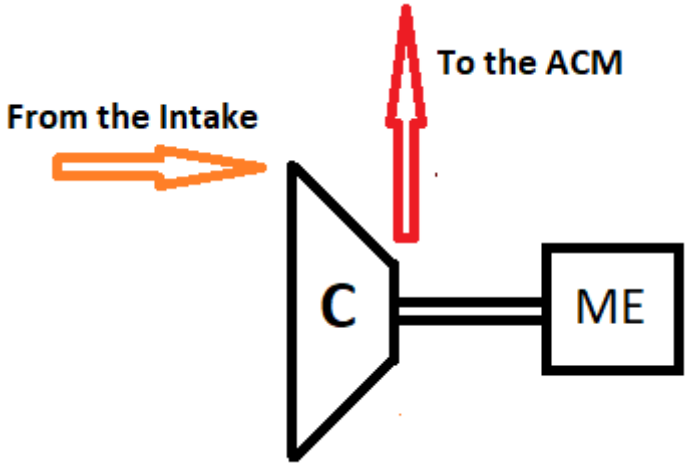

Figura 5.5 - Schema Compressore mosso da Motore Elettrico

Note la temperatura e la pressione di entrata, il modello ricevendo come input la pressione in uscita del compressore, ovvero la pressione di alimentazione dell'ACM necessaria ad ottenere i risultati sperati, viene calcolata la temperatura di uscita. Vengono utilizzate le stesse formule già descritte nel capitolo del modello S-211 anche per il calcolo dei c_p.

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\}$$

$$L_{gc} = \dot{m}\, c_p (T_2 - T_1) = \frac{\dot{m}\, c_p\, T_1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Dove il pedice 1 si riferisce all'ingresso del compressore e il pedice 2 all'uscita.

Grazie al calcolo del lavoro globale del compressore è possibile dimensionare il motore elettrico che lo muove, quindi calcolare i KW che deve essere in grado di sviluppare.

Subito dopo il compressore dedicato che comprime e riscalda l'aria proveniente dalla presa vi è l'*Air Cycle Machine,* la quale è identica a quella già presentata nel capitolo precedente. È costituita quindi da due scambiatori di calore in serie, uno posizionato tra i due compressori, e un altro tra il secondo compressore e il *Reheater.* Anche in questo caso sono alimentati da

aria proveniente dall'esterno la quale viene però forzata sempre da un fan, ma questa volta mosso da un motore elettrico. La differenza principale è quindi quella che la turbina, muove solamente il compressore e non più il fan.

Per il calcolo della potenza necessaria a muovere il fan, si è fatto riferimento alla seguente relazione:

$$Potenza_{fan} = \frac{prevalenza \cdot \dot{Q}}{\eta_{fan}}$$

Dove:

- $\dot{Q} = portata\ in\ volume\ flusso\ secondario$
- $\eta_{fan} = rendimento\ fan$

Il modello quindi è molto simile a quello dell'A-320 a parte la parte iniziale in cui non vi è più lo spillamento di aria dal motore. Per le diverse simulazioni, si è cercato di ottenere gli stessi valori di temperatura di uscita della turbina ricavati per il caso tradizionale al fine di poter confrontare al meglio i risultati. Le portate in gioco nelle varie simulazioni sono uguali a quelle utilizzate per il caso tradizionale, in quanto si è tenuto lo stesso velivolo come riferimento.

I risultati ottenuti per le diverse condizioni, sono riassunti nelle seguenti tabelle:

5.1 Condizione 1 (Raffreddamento)

Caratteristiche Generali:

- $T_{esterna} = 50°C$
- $Quota = 0\ m$
- $Numero\ Mach = 0$

COMPRESSORE DEDICATO		
T_1	323 K	***temperatura di ingresso compressore***
T_2	413.35 K	***temperatura di uscita compressore***
p_1	1.013 bar	***pressione di ingresso compressore***
p_2	2.2 bar	***pressione di uscita compressore***
η_c	0.88	***rendimento compressore***
β_c	2.17	***rapporto di compressione***
Potenza Compressore	69.03 kW	***Potenza necessaria***
η_m	0.8	***rendimento meccanico tra motore e compressore***
Potenza Motore	86.28 kW	***Potenza sviluppata dal motore***

Tabella 5.4 – Output valori Compressore Dedicato Modello EECS Condizione 1

COMPRESSORE		
T_1	340 K	***temperatura di ingresso compressore***
T_2	379.3 K	***temperatura di uscita compressore***
p_1	2 bar	***pressione di ingresso compressore***
p_2	2.763	***pressione di uscita comressore***
η_c	0.83	***rendimento compressore***
β_c	1.38	***rapporto di compressione***

TURBINA		
T_1	311.47 K	***temperatura di ingresso turbina***
T_2	270.7 K	***temperatura di uscita turbina***
p_1	2.459 bar	***pressione di ingresso turbina***
p_2	1.35 bar	***pressione di uscita turbina***
η_t	0.83	***rendimento turbina***
β_t	1.82	***rapporto di espansione***

Tabella 5.5 - Output Valori Compressore e Turbina Modello EECS Condizione 1

FAN		
$\boldsymbol{Potenza\ Fan}$	1.8 kW	$\boldsymbol{Potenza\ necessaria}$
$\boldsymbol{\eta_m}$	0.8	$\boldsymbol{rendimento\ meccanico\ tra\ motore\ e\ fam}$
$\boldsymbol{Potenza\ Motore}$	2.25 kW	$\boldsymbol{Potenza\ sviluppata\ dal\ motore}$

Tabella 5.6 - Output Valori Fan Modello EECS Condizione 1

SCAMBIATORI		
SCAMBIATORE PRINCIPALE		
$\boldsymbol{T_{ramairin}}$	311 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{T_{ramairout}}$	360.31 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{\dot{m}_{ramair}}$	0.8303 kg/s	$portata\ flusso\ secondario$
$\boldsymbol{T_1}$	380.53 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ primario\ scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{T_2}$	316.52 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ primario\ scambiatore\ principale$
SCAMBIATORE PRIMARIO		
$\boldsymbol{T_{ramairin}}$	360.31 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ primario$
$\boldsymbol{T_{ramairout}}$	418 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ secondario\ scambiatore\ primario$
$\boldsymbol{\dot{m}_{ramair}}$	0.8303 kg/s	$portata\ flusso\ secondario$
$\boldsymbol{T_1}$	413.35 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ primario\ scambiatore\ primario$
$\boldsymbol{T_2}$	340 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ primario\ scambiatore\ primario$

Tabella 5.7 - Output Valori Scambiatori Modello EECS Condizione 1

5.2 Condizione 2 (Raffreddamento a terra)

Caratteristiche Generali:

- $T_{esterna} = -23°C$
- $Quota = 0\ m$
- $Numero\ Mach = 0$

COMPRESSORE DEDICATO		
T_1	250.15 K	***temperatura di ingresso compressore***
T_2	331.73 K	***temperatura di uscita compressore***
p_1	1.013 bar	***pressione di ingresso compressore***
p_2	2.5 bar	***pressione di uscita compressore***
η_c	0.88	***rendimento compressore***
β_c	2.47	***rapporto di compressione***
Potenza Compressore	18.51 kW	***Potenza necessaria***
η_m	0.8	***rendimento meccanico tra motore e compressore***
Potenza Motore	23.14 kW	***Potenza sviluppata dal motore***

Tabella 5.8 – Output valori Compressore Dedicato Modello EECS Condizione 2

COMPRESSORE		
T_1	355 K	***temperatura di ingresso compressore***
T_2	404.08 K	***temperatura di uscita compressore***
p_1	2.3 bar	***pressione di ingresso compressore***
p_2	3.377 bar	***pressione di uscita comressore***
η_c	0.83	***rendimento compressore***
β_c	1.47	***rapporto di compressione***

TURBINA		
T_1	299.8 K	***temperatura di ingresso turbina***
T_2	248.86 K	***temperatura di uscita turbina***
p_1	3.005 bar	***pressione di ingresso turbina***
p_2	1.35 bar	***pressione di uscita turbina***
η_t	0.83	***rendimento turbina***
β_t	2.23	***rapporto di espansione***

Tabella 5.9 - Output Valori Compressore e Turbina Modello EECS Condizione 2

FAN		
$\boldsymbol{Potenza\ Fan}$	100 W	$\boldsymbol{Potenza\ necessaria}$
$\boldsymbol{\eta_m}$	0.8	$\boldsymbol{rendimento\ meccanico\ tra\ motore\ e\ fam}$
$\boldsymbol{Potenza\ Motore}$	124 W	$\boldsymbol{Potenza\ sviluppata\ dal\ motore}$

Tabella 5.10 - Output Valori Fan Modello EECS Condizione 2

SCAMBIATORI		
SCAMBIATORE PRINCIPALE		
$\boldsymbol{T_{ramairin}}$	250.15 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{T_{ramairout}}$	479 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{\dot{m}_{ramair}}$	0.06 kg/s	$portata\ flusso\ secondario$
$\boldsymbol{T_1}$	404.08 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ primario\ scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{T_2}$	297.8 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ primario\ scambiatore\ principale$
SCAMBIATORE PRIMARIO		
$\boldsymbol{T_{ramairin}}$	479 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ primario$
$\boldsymbol{T_{ramairout}}$	382.15 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ secondario\ scambiatore\ primario$
$\boldsymbol{\dot{m}_{ramair}}$	0.06 kg/s	$portata\ flusso\ secondario$
$\boldsymbol{T_1}$	331.73 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ primario\ scambiatore\ primario$
$\boldsymbol{T_2}$	355 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ primario\ scambiatore\ primario$

Tabella 5.11 - Output Valori Scambiatori Modello EECS Condizione 2

5.3 Condizione 3 (Raffreddamento in quota)

Caratteristiche Generali:

- $T_{esterna} = -61°C$
- $Quota = 250\ FL$
- $Numero\ Mach = 0.78$

COMPRESSORE DEDICATO		
T_1	250.3 K	***temperatura di ingresso compressore***
T_2	400 K	***temperatura di uscita compressore***
p_1	0.3951 bar	***pressione di ingresso compressore***
p_2	1.8 bar	***pressione di uscita compressore***
η_c	0.88	***rendimento compressore***
β_c	4.55	***rapporto di compressione***
Potenza Compressore	96.2 kW	***Potenza necessaria***
η_m	0.8	***rendimento meccanico tra motore e compressore***
Potenza Motore	120.25 kW	***Potenza sviluppata dal motore***

Tabella 5.12 – Output valori Compressore Dedicato Modello EECS Condizione 3

COMPRESSORE		
T_1	360 K	***temperatura di ingresso compressore***
T_2	387.88 K	***temperatura di uscita compressore***
p_1	1.6 bar	***pressione di ingresso compressore***
p_2	1.994 bar	***pressione di uscita comressore***
η_c	0.83	***rendimento compressore***
β_c	1.25	***rapporto di compressione***

TURBINA		
T_1	276 K	***temperatura di ingresso turbina***
T_2	247 K	***temperatura di uscita turbina***
p_1	1.775 bar	***pressione di ingresso turbina***
p_2	1.1 bar	***pressione di uscita turbina***
η_t	0.82	***rendimento turbina***
β_t	1.61	***rapporto di espansione***

Tabella 5.13 - Output Valori Compressore e Turbina Modello EECS Condizione 3

FAN		
$\boldsymbol{Potenza\ Fan}$	1.25 kW	$\boldsymbol{Potenza\ necessaria}$
$\boldsymbol{\eta_m}$	0.8	$\boldsymbol{rendimento\ meccanico\ tra\ motore\ e\ fam}$
$\boldsymbol{Potenza\ Motore}$	1.56 kW	$\boldsymbol{Potenza\ sviluppata\ dal\ motore}$

Tabella 5.14 - Output Valori Fan Modello EECS Condizione 3

SCAMBIATORI		
SCAMBIATORE PRINCIPALE		
$\boldsymbol{T_{ramairin}}$	240 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{T_{ramairout}}$	356.83 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ secondario\ scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{\dot{m}_{ramair}}$	0.305 kg/s	$portata\ flusso\ secondario$
$\boldsymbol{T_1}$	387.88 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ primario\ scambiatore\ principale$
$\boldsymbol{T_2}$	270 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ primario\ scambiatore\ principale$
SCAMBIATORE PRIMARIO		
$\boldsymbol{T_{ramairin}}$	356.83 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ secondario\ scambiatore\ primario$
$\boldsymbol{T_{ramairout}}$	429 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ secondario\ scambiatore\ primario$
$\boldsymbol{\dot{m}_{ramair}}$	0.305 kg/s	$portata\ flusso\ secondario$
$\boldsymbol{T_1}$	400 K	$temperatura\ in\ entrata\ flusso\ primario\ scambiatore\ primario$
$\boldsymbol{T_2}$	360 K	$temperatura\ in\ uscita\ flusso\ primario\ scambiatore\ primario$

Tabella 5.15 - Output Valori Scambiatori Modello EECS Condizione 3

Dai risultati ottenuti, si evince come il comportamento della CAU nel caso elettrico sia ben diverso da quello tradizionale. Infatti in questo caso l'*Air Cycle Machine* lavora meglio, si

ottengono rendimenti migliori sia per il compressore che per la turbina. Questo è dovuto sia perché la turbina deve muovere solo il compressore e quindi sviluppare meno energia, sia perché il valore di pressione di alimentazione può essere regolato a proprio piacimento essendosi svincolati del tutto dallo spillamento di aria dal motore; si è quindi indipendenti da come esso giri.

6. Confronti e Analisi dei Risultati Ottenuti

I dati fin ora presentati, rappresentano il comportamento dell'ACM per diverse condizioni operative. Se la prima parte del lavoro di tesi era incentrato sulla modellazione di sistemi di condizionamento e sulla simulazione del loro funzionamento, in questa seconda parte si cercherà di valutare l'impatto che tali sistemi hanno sul velivolo e in particolare la potenza totale che tali sistemi richiedono. Verrà quindi calcolato il *Power Budget* delle due diverse configurazioni fin qui presentate e valutati i pro e i contro di entrambi.

Se per il caso in cui il sistema di condizionamento e pressurizzazione è alimentato elettricamente è risultato facile calcolare la potenza richiesta dal motore (come spiegato nel Capitolo 5) per il caso tradizionale in cui viene spillata aria dal motore, risulta più complicato in quanto per il calcolo della potenza pneumatica estratta dal motore, bisogna far riferimento alle effettive temperature e pressioni di *bleed* del motore e non quelle a valle della valvola di regolazione della pressione (PRSOV) e del *pre-cooler*; ovvero i valori che sono stati utilizzati per alimentare il sistema.

6.1 Calcolo Potenza Pneumatica Estratta

Per il calcolo della potenza pneumatica, si è cercato di calcolare la pressione effettiva a cui viene spillata aria dal motore andando a vedere in quale stadio del compressore fossero presenti le porte di *bleed*. In questo modo conoscendo l'*Overall Pressure Ratio* (OPR) del motore e quindi la pressione finale ottenibile dopo l'intera compressione che avviene nel motore, si è stimata una pressione per gli stadi intermedi.

Il motore a cui si è fatto riferimento è uno dei motori che viene utilizzato dall' Airbus A-320 e nello specifico l' "*International Aero Engines V2500*" (IAE V2500) il quale come si può leggere dalle certificazioni scaricabili dal sito dell' "*European Aviation Safety Agency*" (EASA), è composto da quattro stadi di compressione a bassa pressione, 10 stadi di compressione ad alta pressione e per quanto riguarda la turbina invece è costituito da due stadi di alta pressione e cinque di bassa pressione. Le due porte di bassa e alta pressione, a cui è possibile spillare aria dal motore sono posizionate rispettivamente al settimo e al decimo stadio del compressore di alta pressione. Questo conferma il fatto che quando il motore raggiunge i valori nominali di progetto ad esempio quando è in crociera, la pressione e la temperatura spillata è maggiore di quella che effettivamente è necessaria al sistema di condizionamento

per funzionare. Da qui quindi la necessità di inserire una valvola di regolazione della pressione. Tale scelta progettuale, cioè quella di inserire le porte di *bleed* a stadi di compressione così elevate, è dettato dal fato che il sistema deve essere in grado di funzionare, anche nel caso in cui il motore è in *IDLE,* cioè al minimo. Questa circostanza si può verificare ad esempio quando il velivolo è fermi in pista o quando è in fase di atterraggio e non ha più bisogno di spinta. Il progetto è fatto considerando la situazione più gravosa e quindi la necessità di dover spillare aria ad una pressione tale da poter permettere il funzionamento del sistema ECS e garantire quindi il comfort dei passeggeri per l'intero inviluppo di volo a partire dall'imbarco, fino all'uscita dalla cabina. Tutto ciò comporta una estrazione di potenza pneumatica dal motore maggiore di quella effettivamente richiesta e che quindi comporta degli svantaggi sull'intero velivolo.

Nella figura sotto riportata, sono riportate alcune caratteristiche dei motori *V2500* della IAE:

Characteristics	V2500-A1	V2522-A5	V2524-A5	V2527-A5*	V2530-A5	V2533-A5	V2525-D5	V2528-D5
Diameter, fan tip, in.	63	63.5	63.5	63.5	63.5	63.5	63.5	63.5
Length, flange to flange, in.	126	126	126	126	126	126	126	126
Nominal Performance - Sea level								
Takeoff thrust, lbs**	25,000	23,000	24,500	26,600	30,400	32,000	25,800	28,600
Flat rated temp.,°F	86	131	131	115	86	86	86	86
Bypass ratio	5.4	4.9	4.9	4.8	4.6	4.5	4.8	4.7
Overall pressure ratio	29.8	26.9	26.9	27.2	32.1	33.4	27.2	30.0
Fan pressure ratio	1.6	1.6	1.6	1.6	1.8	1.8	1.6	1.7
Aircraft Installation								
	A320	A319	A319	A319/A320 A319CJ	A321	A321	MD-90	MD-90

*Enhanced ratings available for the Airbus Corporate Jetliner and high-altitude airports. **Equivalent thrust at 0.2 Mn.

Figura 6.1 - Caratteristiche Motore "IAE V2500"

Nei calcoli effettuati per determinare la pressione spillata dal motore si è utilizzato un *Overall Pressure Ratio* pari a 29.8, dal quale è stata poi ipotizzata una pressione per il settimo stadio ad alta pressione del compressore è calcolata la potenza estratta tenendo conto della portata spillata e anche della temperatura che il flusso raggiunge al determinato stadio.

La relazione utilizzata per il calcolo della potenza è la seguente:

$$Potenza\ Pneumatica = \dot{m}_{bleed} \cdot c_{p_{air}} \cdot (T_{bleed} - T_{in})$$

Dove:

- $T_{bleed} = temperatura\ porta\ di\ bleed$
- $T_{in} = temperatura\ ingresso\ motore$

La T_{bleed}, è stata trovata a partire dalla pressione di spillamento dell'aria dalla porta di bleed, ricavata con il procedimento prima descritto.

La Potenza è stata ricavata per tre diverse manette del motore:

- *Idle*: motore al minimo
- *Take-off*: motore al massimo
- Cruise: valore di spinta nominale

E dove possibile, è stata fatta la differenza tra caso caldo e freddo.

Nelle seguenti tabelle, sono riassunti i risultati relativi alle potenze calcolate.

IDLE:

CASO CALDO		
$\dot{m}_{bleed}$	0.735 kg/s	*portata spillata al motore*
T_{bleed}	520 K	*temperatura porta di bleed*
T_{in}	323 K	*temperatura ingresso motore*
p_{bleed}	3.2 bar	*pressione porta di bleed*
Potenza Pneumatica	151 kW	*potenza spillata al motore*
CASO FREDDO		
$\dot{m}_{bleed}$	0.268 kg/s	*portata spillata al motore*
T_{bleed}	409 K	*temperatura porta di bleed*
T_{in}	250 K	*temperatura ingresso motore*
p_{bleed}	3.2 bar	*pressione porta di bleed*
Potenza Pneumatica	44.21 kW	*potenza spillata al motore*

Tabella 6.1 - Potenza Pneumatica in Idle

CRUISE:

$\dot{m}_{bleed}$	0.6187 kg/s	*portata spillata al motore*
T_{bleed}	533 K	*temperatura porta di bleed*
T_{in}	250 K	*temperatura ingresso motore*
p_{bleed}	4 bar	*pressione porta di bleed*
Potenza Pneumatica	183.7 kW	*potenza spillata al motore*

Tabella 25.2 – Potenza Pneumatica in Cruise

TAKE-OFF:

CASO CALDO		
$\dot{m}_{bleed}$	0.735 Kg/s	*portata spillata al motore*
T_{bleed}	660 K	*temperatura porta di bleed*
T_{in}	323 K	*temperatura ingresso motore*
p_{bleed}	9 bar	*pressione porta di bleed*
Potenza Pneumatica	263.12 kW	*potenza spillata al motore*

CASO FREDDO		
$\dot{m}_{bleed}$	0.268 kg/s	*portata spillata al motore*
T_{bleed}	519 K	*temperatura porta di bleed*
T_{in}	250 K	*temperatura ingresso motore*
p_{bleed}	9 bar	*pressione porta di bleed*
Potenza Pneumatica	75.25 K	*potenza spillata al motore*

Tabella 6.3 - Potenza Pneumatica Take-off

6.2 Confronto del *Power Budget*

Calcolate le potenze sviluppate dalle due configurazioni di ECS, risulta importante andare a confrontare i valori per le diverse condizioni per poter dare un giudizio complessivo sulle due tipologie di CAU descritte.

Nei diagrammi sotto riportati, verranno visualizzate le differenze di potenza tra le due configurazioni per le diverse condizioni di volo e manetta del motore.

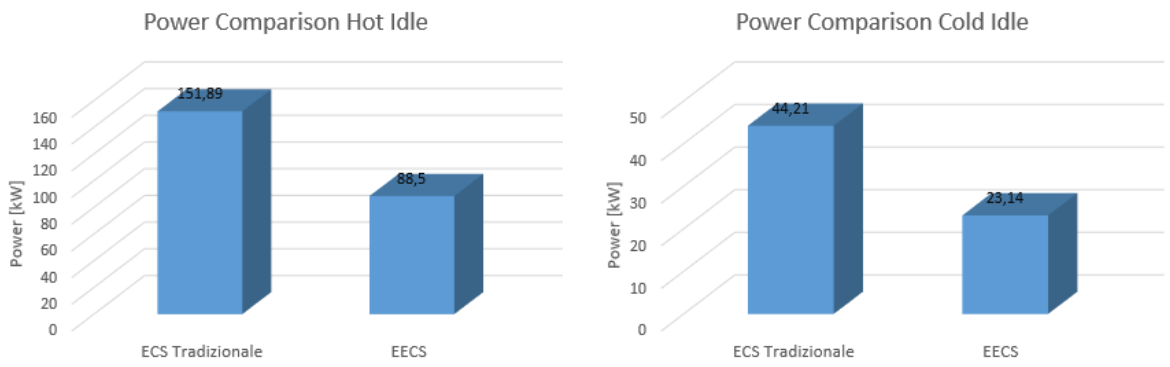

Figura 6.2 - Confronto Potenza Idle

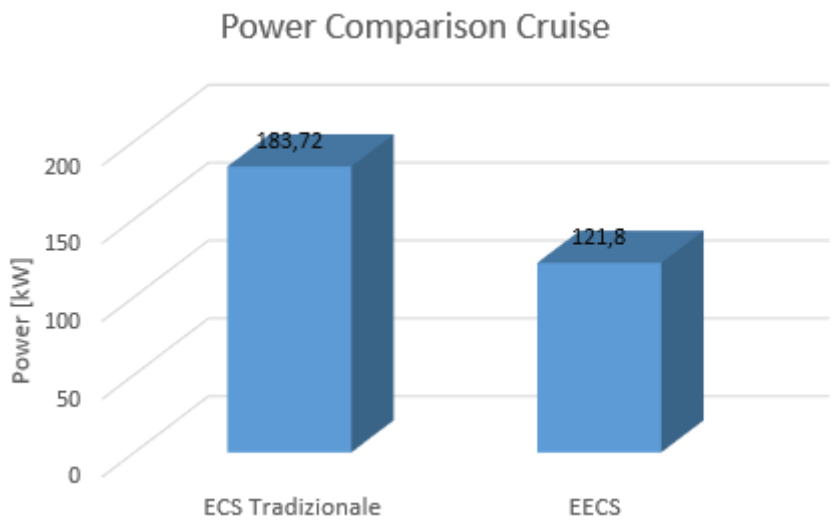

Figura 6.3 - Confronto Potenza Cruise

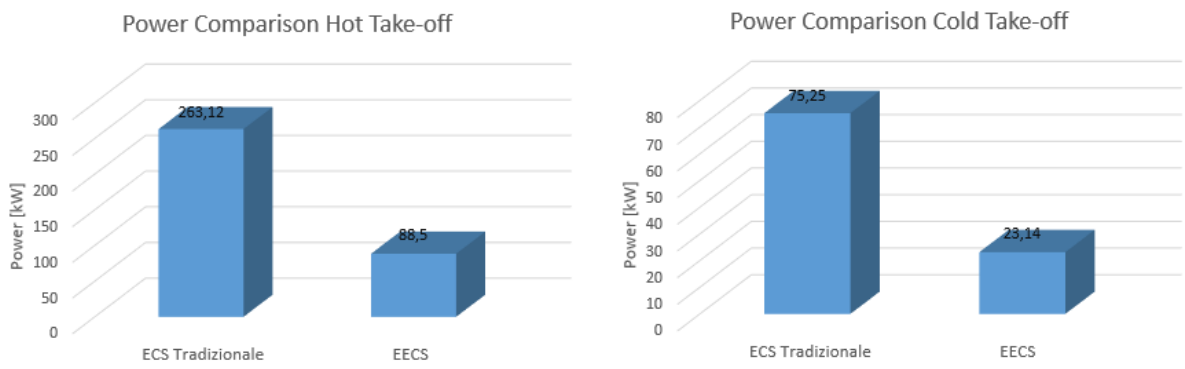

Figura 6.4 - Confronto Potenza Take-off

Dai risultati ottenuti, si nota subito come il sistema di condizionamento tradizionale consumi una potenza maggiore rispetto al corrispondente sistema alimentato per via elettrica. Tale differenza è dovuta al fatto che nel primo caso, la dipendenza dal dover spillare aria dal motore non permette di poter regolare il flusso in base alle proprie esigenza. Le differenza maggiori infatti tra i due sistemi si hanno nelle condizioni in cui il velivolo richiede lo sforzo maggiore da parte del velivolo ovvero al *take-off* e in crociera. Risulta quindi molto vantaggioso in termini di potenza poter utilizzare un compressore dedicato per alimentare il sistema di condizionamento. Inoltre non dover prelevare portata d'aria dal motore comporterebbe tutta una serie di vantaggi, già citati nei capitoli precedenti, che

permetterebbero di ottenere vantaggi anche dal punto di vista delle emissioni di CO2 e della grandezza del motore il quale conseguentemente diminuirebbe il proprio peso. Va detto però che l'utilizzo di apparati elettronici andrebbero ad aumentare anche il peso di quello che è l'impianto elettrico installato a bordo; bisognerebbe quindi valutare attentamente se vi è un effettivo guadagno di peso totale.

7. Conclusioni e Sviluppi Futuri

Il lavoro di Tesi Magistrale fin qui presentato intende dare un taglio innovativo a quelle che sono le ormai superate tecnologie utilizzate maggiormente a bordo degli aerei. Infatti negli anni si sta cercando sempre di più di utilizzare nuove tecnologie che porterebbero a dei miglioramenti dal punto di vista delle performances globali del velivolo. Nuove tecnologie che sono state implementate da tutti i settori dell'aeronautica, da quello aerodinamico, a quello propulsivo, a quello strutturale, fino a quello sistemistico. È proprio a quest'ultimo che fa riferimento il testo fin qui prodotto e punta l'attenzione ai cosiddetti sistemi in configurazione "*More Electric Aircraft*" o "*All Electric Aircraft*".

Il sistema protagonista del lavoro di tesi è stato il sistema di controllo ambientale ECS il quale rappresenta il sistema che nella sua implementazione tradizionale a *bleed* del motore, è quello che richiede la maggior parte dell'energia destinata alla totalità dei sistemi. Ed attraverso l'implementazione di un modello di calcolo realizzato in ambiente MataLab, si è voluto studiare ed analizzare tale sistema per poter stimare potenze richieste e confrontare tali valori per le due diverse configurazioni: quella tradizionale e quella elettrica. Il modello creato è stato utilizzato per lo studio del sistema montato su un aereo da trasporto civile. Le simulazioni effettuate, sono servite sia per poter validare il modello e quindi dimostrare il suo funzionamento, sia per effettuare confronti e comparazioni al fine di capire quali sono gli impatti delle innovazioni in fase di introduzione a bordo degli aeromobili moderni.

Si è ottenuto come risultato un risparmio in termini di potenze da parte del sistema e si è visto come lavorasse meglio l'ACM nel caso elettrico rispetto quella del caso tradizionale.

Naturalmente, tale lavoro è da intendere come un punto di partenza e non di arrivo per eventuali studi futuri e sviluppi di modelli più precisi al fine di rendere più veritieri e reali i risultati ottenibili. Si potrebbe pensare di dettagliare maggiormente la modellizzazione di alcuni componenti come ad esempio gli scambiatori di calore e il condensatore, così come alcuni componenti potrebbero essere maggiormente automatizzati. Da un altro punto di vista, invece, si potrebbero pensare di cambiare alcuni parametri di input, al fine di poter migliorare maggiormente il risparmio di energia e ad esempio la possibilità di ottenere meno energia elettrica richiesta da parte dei motori elettrici con conseguente perdita di peso da parte dei motori.

Bibliografia

1. Cavcar, M. (2000), "The International Standard Atmosphere (ISA)",Anadolu University, Turkey.

2. Paolo, A. (2009), Numerical Models for Aircraft Systems – lecture notes, Chapter 6 – Environmental Control System, Politecnico Di Milano.

3. Mathieu, K. (2006), "Simulation of Components from the Environmental Control System".

4. http://www.fzt.haw-hamburg.de/pers/Scholz/arbeiten/TextKwiatkowski.pdf

5. Di I, Duch.seb, CC BY-SA 3.0, https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=2231471

6. https://www.easa.europa.eu/search/IAE%20V2500

7. Clean Sky JTI (Joint Technology Initiative). [Online] http://www.cleansky.eu/.

8. Peng X. (2013): "Aircraft environmental control systems modeling for conFiguration selection", Cranfield University

9. Vega Diaz R.: "Analisys of an electric environmental control system to reduce the energy consumption of fixed wing and rotary wing aircraft", Cranfielf University

10. Martinez I. (1995 – 2014): "Aircraft environmental control systems"

11. Biscaglia M. (2015): "Realizzazione, sperimentazione e valutazione al banco dimostrativo di un impianto di condizionamento nell'ambito del "More Electric Aircraft", Politecnico di Milano

12. Walsh, Philip P. and Fletcher, Paul. "Gas Turbine Performance." Oxford: Blackwell Science Ltd, 2004

13. Catania, Andrea Emilio, "Complementi di Macchine", Levrotto & Bella

14. Capetti, Antonio, "Compressori di Gas"

15. Maggiore, Paolo, “Sistemi di Bordo Aerospaziali: appunti del corso”, Politecnico di Torino

16. Lapira E., “Sviluppo Di Metodi Di Calcolo Per Il Preliminary Design Di Sistemi In Configurazione “More Electric Aircraft” Ed Indagine Del Loro Impatto Sulle Architetture Innovative Di Aeromobile”, Politecnico di Torino

17. Han Yang, Xingjuan Zhang, Chao Wang, Chunxin Yang, “Design Analysis of Power Recovery Systems for Cabin Exhaust Air”

18. Han Yang, Xingjuan Zhang, Chao Wang, Chunxin Yang , “Experimental and theoretical study on a novel energy-saving ECS for commercial airliners”

19. Chiesa S., “Impianti di bordo per aeromobili: impianti pneumatico, condizionamento, anti-ghiaccio” e A.P.U. C.L.U.T, Torino, 1995.

20. Paolo Maggiore, Matteo D. L. Dalla Vedova, Lorenzo Pace, Marco Tosetti, Andrea Piovano, “Development Of An Environmental Control System Pack Simulation Model For A More Electric Aircraft”, Politecnico di Torino

21. Liebherr Aerospace, “Environmental Control System, Training Manual”

22. A.P.P. Santos, C.R. Andrade, E.L. Zaparoli, “Thermodynamic Study of Air Cycle Machine for Aeronautical Applications”

23. SAE International, “Airbus Enviromental Control System”

24. “A320-Air Conditioning and Pressurization”, Flight Crew Operating Manual

25. Canadair Regional Jet 100/200 - Environmental Control System

26. Ferrari F., “Impact of different subsystem architectures on aircraft engines in terms of Specific Fuel Consumption”, Politecnico di Torino

27. http://dma.ing.uniroma1.it/users/impbordo_c2/1500%20CONDIZIONAMENTO%202007ppf.pdf

28. “Presa dinamica”, http://dma.ing.uniroma1.it/users/aeroprop_c1/testolez11b.pdf

Appendici

(Modello MatLab ECS tradizionale – Input per Condizione 1)

```
close all
clear all
clc

%% INPUT

N_pax=180;                                                    %2 classi
N_crew=6;
N_tot=N_pax+N_crew;
Mach_crociera=0.78;
tau=0.7;                        % medium incident light transfer coefficient
G_sun=1367;                                          % [W/m^2] solar heating
A_windows=8.1;                                                     % [m^2]
t_skin=0.001;                                                        % [m]
t_decor=5e-3;                                                        % [m]
t_insul=0.0114;                                                      % [m]
k_decor=0.25;                                                  % [W/(mK)]
k_insul=0.03;                                                  % [W/(mK)]
k_Al=140;                                                      % [W/(mK)]
T_cab=25;                          %[°C] desired air temperature in cabin in
cooling condition
T_esterna=45;                                                        %[°C]
wet_surf=373;                                     %[m^2]fuselage wet surface
Avionic_Power=7000;                                                  % [W]
keq=0.3;                    % set this value = 0.3 on ground and 1 in flight
Perc_recirculation=0.4;          % percentage of air recirculation in cabin

%% THERMAL LOADS - COOLING
w1=-(110*N_pax+180*N_crew);                            %[W] human metabolism
w2=-tau*G_sun*A_windows*(2/3);                        %[W] solar irradiation
k_trasm_Al=1/(t_skin/k_Al+t_insul/k_insul+t_decor/k_decor);
%[W/(m^2K)] heat transfer coefficient through the fuselage
T_skin=T_esterna*0.9;                                                %[°C]
w3=k_trasm_Al*wet_surf*(T_cab-T_skin); %[W] conduction through the fuselage
if N_tot<10
    if Avionic_Power>0
        Avionic_Power=-Avionic_Power;
    end
          w4=Avionic_Power; % [W]
       else
            if N_tot<= 100
                weq1 = 6e3;
            elseif N_tot > 100 && N_tot <= 200
                weq1 = 10e3;
            elseif N_tot > 200 && N_tot <= 300
                weq1 = 15e3;
            elseif N_tot > 300
                weq1=20e3;
            end
            weq2=1e3*(1+0.05*N_tot);                                 % [W]
            w4 =-(weq1+weq2)*keq;              % [W] avionics thermal load
end
w_tot=(w1+w2+w3+w4)/1000;
```

```
%% ENVIROMENTAL CONTROL SYSTEM

min_air_flow=(0.0057*N_tot);                                          % [kg/s]
T_enter_cool=6;                            % [°C] air temperature at cabin
inlet in cooling codition
m_cool=w_tot/(1.005*(T_enter_cool-T_cab));                            % [kg/s]
m_rec_cool=m_cool*Perc_recirculation;                                 % [kg/s]
m_pn_cool=m_cool-m_rec_cool;       % [kg/s] required airflow from pneumatic
system
portata=m_pn_cool/2;                       % [kg/s] airflow in each ACM pack
T_bleed=478.15;                                                          % [k]
p_bleed=3.3;                                                           % [bar]
T_ramair_in=311.15;                                                      % [k]
T_ramair_out=418.15;                                                     % [k]
delta_p_PHE=0.185;
epsilon_PHE=0.8773;
epsilon_MHE=0.924;
eta_cc=0.75;                                          % rendimento compressore
eta_tt=0.74;                                              % rendimento turbina
p_2_t=1.35;                                                            % [bar]
alpha=0.85;
perdite_carico=0.859;
T_2_PHE=-(((T_bleed-367.5815)*epsilon_PHE)-T_bleed);
T_1_c=T_2_PHE;
p_1_c=p_bleed-delta_p_PHE;
%coefficieni calcolo cp
A_0=0.992313;
A_1=0.236688;
A_2=-1.852148;
A_3=6.083152;
A_4=-8.893933;
A_5=7.097112;
A_6=-3.234725;
A_7=0.794571;
A_8=-0.081873;
A_0_H2O=1.937043;
A_1_H2O=-0.967916;
A_2_H2O=3.338905;
A_3_H2O=-3.652122;
A_4_H2O=2.332470;
A_5_H2O=-0.819451;
A_6_H2O=0.118783;
A_7_H2O=0;
A_8_H2O=0;
humidity=0.281;
ps=0.0959;
titolo=(0.62198*humidity*ps)/(1.013-(humidity*ps));
R_ariasecca=0.28705;
R_H2O=0.4615;
R_umido=R_ariasecca+(titolo*R_H2O);
T_mean_c=T_1_c;
TZ_mean_c=T_mean_c/1000;
cp_medio_c=A_0+A_1*TZ_mean_c+A_2*TZ_mean_c^2+A_3*TZ_mean_c^3+A_4*TZ_mean_c^
4+A_5*TZ_mean_c^5+A_6*TZ_mean_c^6+A_7*TZ_mean_c^7+A_8*TZ_mean_c^8+(A_0_H2O+
A_1_H2O*TZ_mean_c+A_2_H2O*TZ_mean_c^2+A_3_H2O*TZ_mean_c^3+A_4_H2O*TZ_mean_c
^4+A_5_H2O*TZ_mean_c^5+A_6_H2O*TZ_mean_c^6+A_7_H2O*TZ_mean_c^7+A_8_H2O*TZ_m
ean_c^8)*titolo;                                                     %[kJ/kgK]
cv_c=cp_medio_c-R_umido;
k_c=cp_medio_c/cv_c;
s=(k_c-1)/k_c;
T_mean_t=T_1_t;
TZ_mean_t=T_mean_t/1000;
```

```
cp_medio_t=A_0+A_1*TZ_mean_t+A_2*TZ_mean_t^2+A_3*TZ_mean_t^3+A_4*TZ_mean_t^
4+A_5*TZ_mean_t^5+A_6*TZ_mean_t^6+A_7*TZ_mean_t^7+A_8*TZ_mean_t^8;
%[kJ/kgK]
cv_t=cp_medio_t-R_ariasecca;
k_t=cp_medio_t/cv_t;
t=(k_t-1)/k_t;
p_2_c=40; %inizializzo il valore
A=(portata*cp_medio_c)/eta_cc;
m=(A*T_1_c)/(p_1_c)^s;
B=portata*cp_medio_t*eta_tt;
D=p_2_t^t;
n=(alpha*B*T_1_t*D)/perdite_carico^t;
p=alpha*T_1_t*B+A*T_1_c;
a=5;
u=-1; %valore per confrontare T_mean_c
j=-1; %valore per confrontare T_mean_t
while (j-T_mean_t~=0)

while (u-T_mean_c~=0)

while(a>=0.001)

    p_2_c_new=p_2_c-0.001;
    p_2_c=p_2_c_new;
    A_new=(portata*cp_medio_c)/eta_cc;
    A=A_new;
    m_new=(A*T_1_c)/(p_1_c)^s;
    m=m_new;
    B_new=portata*cp_medio_t*eta_tt;
    B=B_new;
    D_new=p_2_t^t;
    D=D_new;
    n_new=(alpha*B*T_1_t*D)/perdite_carico^t;
    n=n_new;
    p_new=alpha*T_1_t*B+A*T_1_c;
    p=p_new;
    a_new=m*p_2_c^(s+t)-(p*p_2_c^t)+n;
    a=a_new;
end
u=T_mean_c;
u=chop(u,10);
T_2_c=(T_1_c/eta_cc)*((p_2_c/p_1_c)^s-1)+T_1_c;
T_mean_c=(T_1_c+T_2_c)/2;
T_mean_c=chop(T_mean_c,10);
TZ_mean_c=T_mean_c/1000;
cp_medio_c=A_0+A_1*TZ_mean_c+A_2*TZ_mean_c^2+A_3*TZ_mean_c^3+A_4*TZ_mean_c^
4+A_5*TZ_mean_c^5+A_6*TZ_mean_c^6+A_7*TZ_mean_c^7+A_8*TZ_mean_c^8+(A_0_H2O+
A_1_H2O*TZ_mean_c+A_2_H2O*TZ_mean_c^2+A_3_H2O*TZ_mean_c^3+A_4_H2O*TZ_mean_c
^4+A_5_H2O*TZ_mean_c^5+A_6_H2O*TZ_mean_c^6+A_7_H2O*TZ_mean_c^7+A_8_H2O*TZ_m
ean_c^8)*titolo;                                                    %[kJ/kgK]
cv_c=cp_medio_c-R_umido;
k_c=cp_medio_c/cv_c;
s=(k_c-1)/k_c;
end
j=T_mean_t;
j=chop(j,10);
T_2_t=T_1_t-(T_1_t*eta_tt*(1-(1/((p_2_c*perdite_carico)/p_2_t)^t)));
T_mean_t=(T_1_t+T_2_t)/2;
T_mean_t=chop(T_mean_t,10);
TZ_mean_t=T_mean_t/1000;
```

```
cp_medio_t=A_0+A_1*TZ_mean_t+A_2*TZ_mean_t^2+A_3*TZ_mean_t^3+A_4*TZ_mean_t^
4+A_5*TZ_mean_t^5+A_6*TZ_mean_t^6+A_7*TZ_mean_t^7+A_8*TZ_mean_t^8;%[kJ/kgK]
cv_t=cp_medio_t-R_ariasecca;
k_t=cp_medio_t/cv_t;
t=(k_t-1)/k_t;
end

%% SCAMBIATORI

T_1_MHX=T_2_c;
T_2_MHX=320.15;
T_1_PHX=T_bleed;
T_2_PHX=T_1_c;

TZ_ramair_in=T_ramair_in/1000;
TZ_ramair_out=T_ramair_out/1000;

cp_ramair_in=A_0+A_1*TZ_ramair_in+A_2*TZ_ramair_in^2+A_3*TZ_ramair_in^3+A_4
*TZ_ramair_in^4+A_5*TZ_ramair_in^5+A_6*TZ_ramair_in^6+A_7*TZ_ramair_in^7+A_
8*TZ_ramair_in^8+(A_0_H2O+A_1_H2O*TZ_ramair_in+A_2_H2O*TZ_ramair_in^2+A_3_H
2O*TZ_ramair_in^3+A_4_H2O*TZ_ramair_in^4+A_5_H2O*TZ_ramair_in^5+A_6_H2O*TZ_
ramair_in^6+A_7_H2O*TZ_ramair_in^7+A_8_H2O*TZ_ramair_in^8)*titolo;
cp_ramair_out=A_0+A_1*TZ_ramair_out+A_2*TZ_ramair_out^2+A_3*TZ_ramair_out^3
+A_4*TZ_ramair_out^4+A_5*TZ_ramair_out^5+A_6*TZ_ramair_out^6+A_7*TZ_ramair_
out^7+A_8*TZ_ramair_out^8+(A_0_H2O+A_1_H2O*TZ_ramair_out+A_2_H2O*TZ_ramair_
out^2+A_3_H2O*TZ_ramair_out^3+A_4_H2O*TZ_ramair_out^4+A_5_H2O*TZ_ramair_out
^5+A_6_H2O*TZ_ramair_out^6+A_7_H2O*TZ_ramair_out+A_8_H2O*TZ_ramair_out^8)*t
itolo;

cp_ramair=(cp_ramair_in+cp_ramair_out)/2;

TZ_1_MHX=T_1_MHX/1000;
TZ_2_MHX=T_2_MHX/1000;
TZ_1_PHX=T_1_PHX/1000;
TZ_2_PHX=T_2_PHX/1000;

cp_1_MHX=A_0+A_1*TZ_1_MHX+A_2*TZ_1_MHX^2+A_3*TZ_1_MHX^3+A_4*TZ_1_MHX^4+A_5*
TZ_1_MHX^5+A_6*TZ_1_MHX^6+A_7*TZ_1_MHX^7+A_8*TZ_1_MHX^8+(A_0_H2O+A_1_H2O*TZ
_1_MHX+A_2_H2O*TZ_1_MHX^2+A_3_H2O*TZ_1_MHX^3+A_4_H2O*TZ_1_MHX^4+A_5_H2O*TZ_
1_MHX^5+A_6_H2O*TZ_1_MHX^6+A_7_H2O*TZ_1_MHX^7+A_8_H2O*TZ_1_MHX^8)*titolo;
cp_2_MHX=A_0+A_1*TZ_2_MHX+A_2*TZ_2_MHX^2+A_3*TZ_2_MHX^3+A_4*TZ_2_MHX^4+A_5*
TZ_2_MHX^5+A_6*TZ_2_MHX^6+A_7*TZ_2_MHX^7+A_8*TZ_2_MHX^8+(A_0_H2O+A_1_H2O*TZ
_2_MHX+A_2_H2O*TZ_2_MHX^2+A_3_H2O*TZ_2_MHX^3+A_4_H2O*TZ_2_MHX^4+A_5_H2O*TZ_
2_MHX^5+A_6_H2O*TZ_2_MHX^6+A_7_H2O*TZ_2_MHX+A_8_H2O*TZ_2_MHX^8)*titolo;

cp_MHX=(cp_1_MHX+cp_2_MHX)/2;

cp_1_PHX=A_0+A_1*TZ_1_PHX+A_2*TZ_1_PHX^2+A_3*TZ_1_PHX^3+A_4*TZ_1_PHX^4+A_5*
TZ_1_PHX^5+A_6*TZ_1_PHX^6+A_7*TZ_1_PHX^7+A_8*TZ_1_PHX^8+(A_0_H2O+A_1_H2O*TZ
_1_PHX+A_2_H2O*TZ_1_PHX^2+A_3_H2O*TZ_1_PHX^3+A_4_H2O*TZ_1_PHX^4+A_5_H2O*TZ_
1_PHX^5+A_6_H2O*TZ_1_PHX^6+A_7_H2O*TZ_1_PHX^7+A_8_H2O*TZ_1_PHX^8)*titolo;
cp_2_PHX=A_0+A_1*TZ_2_PHX+A_2*TZ_2_PHX^2+A_3*TZ_2_PHX^3+A_4*TZ_2_PHX^4+A_5*
TZ_2_PHX^5+A_6*TZ_2_PHX^6+A_7*TZ_2_PHX^7+A_8*TZ_2_PHX^8+(A_0_H2O+A_1_H2O*TZ
_2_PHX+A_2_H2O*TZ_2_PHX^2+A_3_H2O*TZ_2_PHX^3+A_4_H2O*TZ_2_PHX^4+A_5_H2O*TZ_
2_PHX^5+A_6_H2O*TZ_2_PHX^6+A_7_H2O*TZ_2_PHX+A_8_H2O*TZ_2_PHX^8)*titolo;

cp_PHX=(cp_1_PHX+cp_2_PHX)/2;

eta_MHXX=0.9;
eta_PHXX=0.9;
```

```
T_N_1=(T_1_MHX-T_2_MHX)*portata*cp_MHX*eta_MHXX;
T_N_2=(T_1_PHX-T_2_PHX)*portata*cp_PHX*eta_PHXX;
portata_secondario=(T_N_2+T_N_1)/(T_ramair_out*cp_ramair-
T_ramair_in*cp_ramair);
in=(T_N_1+(T_ramair_in*portata_secondario*cp_ramair))/(portata_secondario*c
p_ramair);

%% CALCOLO LAVORI

l_c=log((((cp_medio_c*T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^s-
1)/eta_cc)+((1/s)*R_umido*T_1_c))/((1/s)*R_umido*T_1_c)))/log(p_2_c/p_1_c);
%(m-1/m )
Li=-(1/l_c)*R_umido*T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^(l_c)-1)*portata;
Lg=-(1/s)*R_umido*T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^(l_c)-1)*portata;
Lise=-(1/s)*R_umido*T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^(s)-1)*portata;

l_t=log(((-((cp_medio_c*T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^s-
1)/eta_cc)/alpha)+((1/t)*R_ariasecca*T_1_t))/((1/t)*R_ariasecca*T_1_t)))/lo
g(p_2_t/(p_2_c*perdite_carico));
p_1_t=p_2_c*perdite_carico;
Lgt=(1/t)*R_ariasecca*T_1_t*(1-(p_2_t/p_1_t)^(l_t))*portata;
Liset=(1/t)*R_ariasecca*T_1_t*(1-(p_2_t/p_1_t)^(t))*portata;
Lit=-(1/l_t)*R_ariasecca*T_1_t*((p_2_t/p_1_t)^(l_t)-1)*portata;
```

(Modello Matlab componenti aggiuntivi EECS)

```
clear all
close all
clc

%INPUT

R=287.05;
k=1.4;
mach=0.78;                                          %inserire mach di volo
altitudine=10000;                                %inserire quota di volo in m
T_suolo=250.15;                                                        %[k]
p_suolo=1.013;                                                      %[bar]
rho_suolo=1.225;                                                 %[kg/m^3]
T_std=288.15;                                                          %[k]
p_std=1.013;                                                        %[bar]
rho_std=1.225;                                                   %[kg/m^3]
if (altitudine==0)
    T_0=T_suolo;
    p_0=p_suolo;
    rho_0=rho_suolo;
elseif (0<altitudine)&&(altitudine<=11000)
T_0=T_std+((-6.5*10^(-3))*altitudine);
rho_0=rho_std*(T_0/T_std)^(1/(1.23496-1));
p_0=(rho_0*R*T_0)*10^-5;
elseif(11000<altitudine)&&(altitudine<=20000)
    T_0=T_std+((-6.5*10^(-3))*11000);%[K]
    psi=exp(1)^(-(altitudine-11000)*9.806/(R*216.66));
    p_0=(22632*psi)*10^-5;
    rho_0=0.3639*psi;
else (altitudine>20000);
     disp ('inserire manualemnte i valori, vedere tabelle atmosfera
standard')
     T_0=input('Temperatura alla quota inserita= ');
     p_0=input('Pressione alla quota inserita= ');
end
```

```
%PRESA

T_1=(1+(((k-1)/2)*mach^2))*T_0;
p_1=((T_1/T_0)^(k/(k-1)))*p_0;
rho_1=p_1/(R*T_1)*10^5;

%COMPRESSORE DEDICATO

portata=1.25;
A_0=0.992313;
A_1=0.236688;
A_2=-1.852148;
A_3=6.083152;
A_4=-8.893933;
A_5=7.097112;
A_6=-3.234725;
A_7=0.794571;
A_8=-0.081873;
A_0_H2O=1.937043;
A_1_H2O=-0.967916;
A_2_H2O=3.338905;
A_3_H2O=-3.652122;
A_4_H2O=2.332470;
A_5_H2O=-0.819451;
A_6_H2O=0.118783;
A_7_H2O=0;
A_8_H2O=0;
humidity=0.281;
ps=0.0959;
titolo=(0.62198*humidity*ps)/(1.013-(humidity*ps));
R_ariasecca=0.28705;
R_H2O=0.4615;
R_umido=R_ariasecca+(titolo*R_H2O);



eta_cc=0.88;
T_1_c=T_1;
T_mean_c=T_1_c;
TZ_mean_c=T_mean_c/1000;
p_1_c=p_1;
p_2_c=2.2;
cp_medio_c=A_0+A_1*TZ_mean_c+A_2*TZ_mean_c^2+A_3*TZ_mean_c^3+A_4*TZ_mean_c^
4+A_5*TZ_mean_c^5+A_6*TZ_mean_c^6+A_7*TZ_mean_c^7+A_8*TZ_mean_c^8;
cv_c=cp_medio_c-R_umido;
k_c=cp_medio_c/cv_c;
s=(k_c-1)/k_c;
u=-1;                                       %valore per confrontare T_mean_c
while (u-T_mean_c<=-0.001 || u-T_mean_c>=0.001)

u=T_mean_c;
u=chop(u,8);
T_2_c=(T_1_c/eta_cc)*((p_2_c/p_1_c)^s-1)+T_1_c;
T_mean_c=(T_1_c+T_2_c)/2;
T_mean_c=chop(T_mean_c,8);
TZ_mean_c=T_mean_c/1000;
cp_medio_c=A_0+A_1*TZ_mean_c+A_2*TZ_mean_c^2+A_3*TZ_mean_c^3+A_4*TZ_mean_c^
4+A_5*TZ_mean_c^5+A_6*TZ_mean_c^6+A_7*TZ_mean_c^7+A_8*TZ_mean_c^8+(A_0_H2O+
A_1_H2O*TZ_mean_c+A_2_H2O*TZ_mean_c^2+A_3_H2O*TZ_mean_c^3+A_4_H2O*TZ_mean_c
^4+A_5_H2O*TZ_mean_c^5+A_6_H2O*TZ_mean_c^6+A_7_H2O*TZ_mean_c^7+A_8_H2O*TZ_m
ean_c^8)*titolo; %[kJ/kgK]
```

```
cv_c=cp_medio_c-R_umido;
k_c=cp_medio_c/cv_c;
s=(k_c-1)/k_c;
end
```

(Modello Matlab S-211 – Input per Condizione 1)

```
clear all
close all
clc

%INPUT

%Uscita Bleed

T_1=421;                                                                %[K]
portata=0.0767;                                                       %[kg/s]
beta_engine=(T_1/273)^(m/(m-1));
p_1=1.74                                                               %[bar]

%PRV

delta_p_prv=-0.015;

%Venturi

delta_p_venturi=-0.015;

%Scambiatore 1

T_entry_pr=318;                                              %[K] dal sensore
delta_T_pr=30;
delta_p_pr=-0.09;
D_pr=1/2.75;                                         %rapporto tra i diametri
eta_pr=0.918;
delta_p_cooling_pr=(portata_fan^2/portata^2)*delta_p_pr*(D_pr)^4;

%Scambiatore 2

T_entry_se=318;                                                         %[K]
delta_T_se=63;
delta_p_se=-0.07;
eta_se=0.93;
D_se=1/1.3;
portata_se=0.245;                                                     %[kg/s]

%Turbina

p_exit=1.065;
delta_T_lam=0;

%SCAMBIATORE DI CALORE 1
A_0=0.992313;
A_1=0.236688;
A_2=-1.852148;
A_3=6.083152;
R=0.28705;                                                         %[kJ/kgK]
T_1_cooling_pr=T_entry_pr;
T_2_main_pr=T_1+(eta_pr*(-T_1+T_1_cooling_pr));
```

```
T_2_cooling_pr=T_1_cooling_pr+delta_T_pr;
TZ_1=T_1/1000;
TZ_2_main_pr=T_2_main_pr/1000;
TZ_1_cooling_pr=T_1_cooling_pr/1000;
TZ_2_cooling_pr=T_2_cooling_pr/1000;
cp1_main_pr=A_0+A_1*TZ_1+A_2*TZ_1^2+A_3*TZ_1^3;                    %[kJ/kgK]
cp2_main_pr=A_0+A_1*TZ_2_main_pr+A_2*TZ_2_main_pr^2+A_3*TZ_2_main_pr^3;
%[kJ/kgK]
cp1_cooling_pr=A_0+A_1*TZ_1_cooling_pr+A_2*TZ_1_cooling_pr^2+A_3*TZ_1_cooli
ng_pr^3;                                                           %[kJ/kgK]
cp2_cooling_pr=A_0+A_1*TZ_2_cooling_pr+A_2*TZ_2_cooling_pr^2+A_3*TZ_2_cooli
ng_pr^3;                                                           %[kJ/kgK]
cp_main_medio_pr=(cp1_main_pr+cp2_main_pr)/2;                      %[kJ/kgK]
cp_cooling_medio_pr=(cp1_cooling_pr+cp2_cooling_pr)/2;             %[kJ/kgK]
p_1_main_pr=p_1+delta_p_prv+delta_p_venturi;                          %[bar]
p_2_main_pr= p_1_main_pr+delta_p_pr;                                  %[bar]
p_1_cooling_pr=1-H/101325;                                            %[bar]
p_2_cooling_pr=p_1_cooling_pr+delta_p_cooling_pr;                     %[bar]
%calcolo entropia globale inclusiva di massa
s_main_pr=(cp_main_medio_pr*log(T_2_main_pr/T_1)-
R*log(p_2_main_pr/p_1_main_pr))*portata;
s_cooling_pr=(cp_cooling_medio_pr*log(T_2_cooling_pr/T_1_cooling_pr)-
R*log(p_2_cooling_pr/p_1_cooling_pr))*portata_fan;
s_global_pr=s_main_pr+s_cooling_pr;                                 %[kJ/K]
Q=cp_main_medio_pr*portata*(T_2_main_pr-T_1);        %[kW] calore scambiato


%COMPRESSORE

alpha=1;
eta_tt=0.70;
eta_cc=0.65;
T_1_c=T_2_main_pr;
TZ_1_c=T_1_c/1000;
cp1_c=A_0+A_1*TZ_1_c+A_2*TZ_1_c^2+A_3*TZ_1_c^3;                    %[kJ/kgK]
T_mean_c=T_1_c;
TZ_mean_c=T_mean_c/1000;
p_1_c=p_2_main_pr;
p_2_c=40; %inizializzo il valore
cp_medio_c=A_0+A_1*TZ_mean_c+A_2*TZ_mean_c^2+A_3*TZ_mean_c^3;%1.242;
cv_c=cp_medio_c-R;
k_c=cp_medio_c/cv_c;
s=(k_c-1)/k_c;
T_1_t=(((T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^s)-
T_1_c+T_1_c*eta_cc)/eta_cc)+eta_se*(T_entry_pr-((T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^s)-
T_1_c+T_1_c*eta_cc)/eta_cc)));
T_mean_t=T_1_t;
TZ_mean_t=T_mean_t/1000;
cp_medio_t=A_0+A_1*TZ_mean_t+A_2*TZ_mean_t^2+A_3*TZ_mean_t^3;
cv_t=cp_medio_t-R;
k_t=cp_medio_t/cv_t;
t=(k_t-1)/k_t;
p_2_t=p_exit;
perdite_carico = 0.966507177;
A=(portata*cp_medio_c)/eta_cc;
m=(A*T_1_c)/(p_1_c)^s;
B=portata*cp_medio_t*eta_tt;
D=p_2_t^t;
n=(alpha*B*T_1_t*D)/perdite_carico^t;
p=alpha*T_1_t*B+A*T_1_c;
```

```
a=5; %inizializzio il valore a=eq dell'energia
paolo=0;
paolo1=0;
paolo2=0;
u=-1; %valore per confrontare T_mean_c
j=-1; %valore per confrontare T_mean_t
while (j-T_mean_t~=0)

while (u-T_mean_c~=0)

while(a>=0.001)

    p_2_c_new=p_2_c-0.001;
    p_2_c=p_2_c_new;
    T_1_t_new=(((T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^s)-
T_1_c+T_1_c*eta_cc)/eta_cc)+eta_se*(T_entry_pr-((T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^s)-
T_1_c+T_1_c*eta_cc)/eta_cc)));
    T_1_t=T_1_t_new;
    A_new=(portata*cp_medio_c)/eta_cc;
    A=A_new;
    m_new=(A*T_1_c)/(p_1_c)^s;
    m=m_new;
    B_new=portata*cp_medio_t*eta_tt;
    B=B_new;
    D_new=p_2_t^t;
    D=D_new;
    n_new=(alpha*B*T_1_t*D)/perdite_carico^t;
    n=n_new;
    p_new=alpha*T_1_t*B+A*T_1_c;
    p=p_new;
    a_new=m*p_2_c^(s+t)-(p*p_2_c^t)+n;
    a=a_new;
end
u=T_mean_c;
u=chop(u,10);
T_2_c=(T_1_c/eta_cc)*((p_2_c/p_1_c)^s-1)+T_1_c;
T_mean_c=(T_1_c+T_2_c)/2;
T_mean_c=chop(T_mean_c,10);
TZ_mean_c=T_mean_c/1000;
cp_medio_c=A_0+A_1*TZ_mean_c+A_2*TZ_mean_c^2+A_3*TZ_mean_c^3;
cv_c=cp_medio_c-R;
k_c=cp_medio_c/cv_c;
s=(k_c-1)/k_c;
end
j=T_mean_t;
j=chop(j,10);
T_2_t=T_1_t-(T_1_t*eta_tt*(1-(1/((p_2_c*perdite_carico)/p_2_t)^t)));
T_mean_t=(T_1_t+T_2_t)/2;
T_mean_t=chop(T_mean_t,10);
TZ_mean_t=T_mean_t/1000;
cp_medio_t=A_0+A_1*TZ_mean_t+A_2*TZ_mean_t^2+A_3*TZ_mean_t^3;%1.242;
cv_t=cp_medio_t-R;
k_t=cp_medio_t/cv_t;
t=(k_t-1)/k_t;
end

%SCAMBIATORE 2

T_1_main_sc=T_2_c;
T_2_main_sc=T_1_main_sc+(-(T_1_main_sc-T_entry_pr)*eta_se);
T_1_cooling_se=T_entry_pr;
```

```
T_2_cooling_se=T_1_cooling_se+delta_T_se;

% TURBINA

T_1_tt=T_2_main_sc;
p_1_tt=p_2_c*perdite_carico;
l_t=log(((-(cp_medio_c*T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^s-
1)/eta_cc)+((1/t)*R*T_1_tt))/((1/t)*R*T_1_tt)))/log(p_2_t/p_1_tt);  %(m-
1/m)
T_2_tt=T_1_tt*(p_2_t/p_1_tt)^l_t;


%CALCOLO LAVORI

Li=-(1/l_c)*R*T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^(l_c)-1)*portata;
Lg=-(1/s)*R*T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^(l_c)-1)*portata;
Lise=-(1/s)*R*T_1_c*((p_2_c/p_1_c)^(s)-1)*portata;
Lgt=(1/t)*R*T_1_tt*(1-(p_2_t/p_1_tt)^(l_t))*portata;
Liset=(1/t)*R*T_1_tt*(1-(p_2_t/p_1_tt)^(t))*portata;
Lit=-(1/l_t)*R*T_1_tt*((p_2_t/p_1_tt)^(l_t)-1)*portata;
```

Ringraziamenti

Giunto al termine dell'elaborato, è doveroso dover ringraziare chi ha contribuito alla stesura dello stesso e al raggiungimento di questo grande traguardo.

Parto col ringraziare innanzitutto i relatori e in particolar modo la persona che è il Prof. Marco Fioriti per la sua disponibilità sempre mostratami e i consigli, gli aiuti e le indicazioni fornitomi durante l'intero percorso di ricerca e stesura della Tesi.

Un sentito ringraziamento va anche all' Ing. Guido Pavan per l'aiuto che mi ha fornito durante questi mesi di lavoro.

Un grazie speciale alla mia famiglia, ai miei genitori che mi hanno permesso di poter raggiungere un così grande obiettivo e a mio fratello per essermi sempre stato d'aiuto durante questi anni universitari.

Grazie a tutti coloro che hanno sempre creduto in me.

Paolo Iaia.