



POLITECNICO DI MILANO

Rolls Royce Trent XWB

Un confronto tra motore reale e un suo modello

Prova Finale di Propulsione Aerospaziale

Prof. Luciano Galfetti

A cura di Lorenzo Michieletto e Derek Micheletto
Numeri di matricola corrispondenti: 846321 e 847531

Anno accademico 2017/2018

Indice

Indice	2
Dati costruttore e condizioni di volo.....	4
Ciclo termodinamico	5
Schema del motore	5
Atmosfera.....	5
Presa d'aria.....	6
Fan	7
Camera di Combustione	8
Turbina.....	10
Ugello.....	11
Compressore	12
Un criterio per la separazione.....	12
Una stima del rapporto di compressione	13
Stima dell'efficienza del compressore	16
Risultati trovati	18
Mappa di prestazioni	22
Prestazioni.....	24
Risultati del ciclo	25
Riferimenti Bibliografici.....	28

Abstract

Il presente lavoro costituisce uno studio del motore Rolls Royce Trent XWB, il turbofan a tre alberi e ad alto rapporto di Bypass che attualmente viene montato esclusivamente sugli Airbus A350-XWB. Si tratta di un esoreattore progettato per velivoli ad ampia autonomia chilometrica sul cui sviluppo la Rolls Royce sta investendo molto con l'intento di ridurre, nell'arco di un decennio, i consumi di carburante, in modo da far fronte all'inevitabile incremento del traffico aereo, oltre che limitare drasticamente le emissioni di CO_2 e di NO_x .

Questo motore nel febbraio 2018 ha completato 1.3 milioni di ore di volo con una dispatch reliability (percentuale di partenze programmate che non incorrono in alcun ritardo, cancellazione o altro) pari al 99.9%



Un motore di diametro superiore a 3 metri

Nelle pagine seguenti si effettuerà un'analisi termodinamica del motore, a partire dallo schema generale di un turbofan tri-albero a flussi separati, prestando particolare attenzione al funzionamento di fan e compressore, in quanto gli elevati rapporti di compressione rivestono un ruolo fondamentale per le prestazioni dell'XWB, il quale, secondo i dati reali del costruttore, è capace di sviluppare fino a 400 kN in condizioni di massima potenza e a livello del mare.

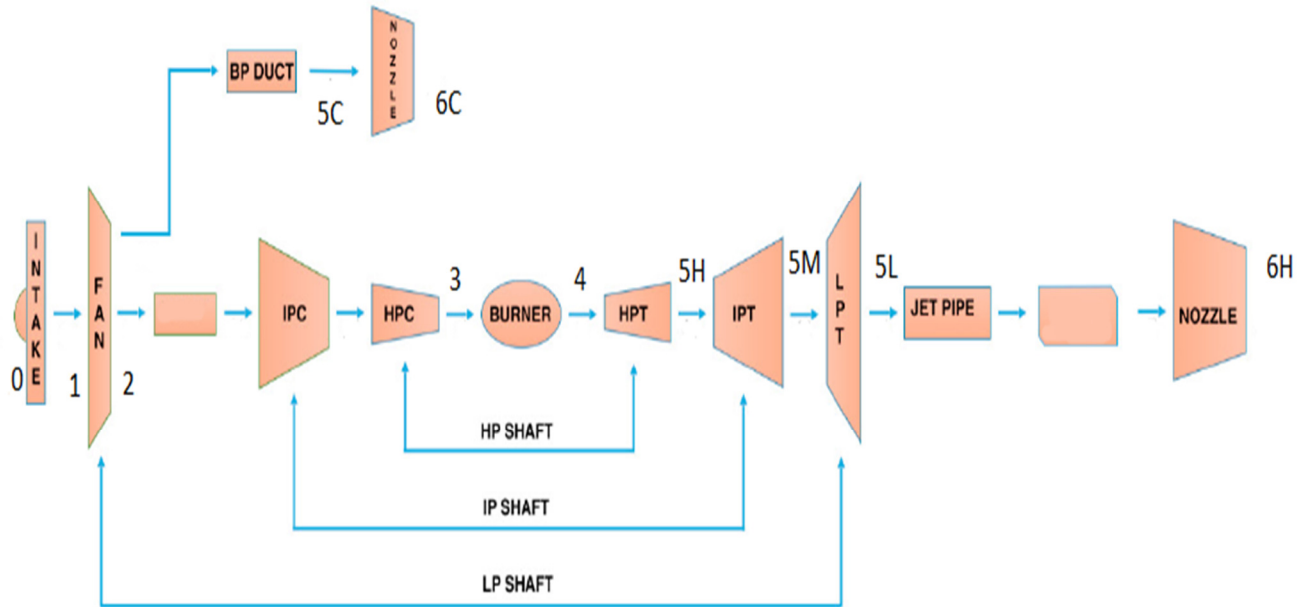
In questo elaborato si è tentato di ricavare in modo autonomo il maggior numero di dati possibile, in modo tale da rendere più significativo il confronto tra le prestazioni stimate e quelle reali. A questo proposito, nell'analisi del compressore ci si è mossi a partire dallo studio dei triangoli di velocità e da criteri che evitino la separazione dello strato limite del flusso. Per il calcolo delle prestazioni sono state scelte condizioni di lavoro che garantissero il massimo rendimento globale, pur sapendo che queste condizioni non consentono di raggiungere il massimo valore della spinta.

Dati costruttore e condizioni di volo

Nome lettera	Maiuscole	Minuscole	Minuscole
Quota	h	9000	m
Mach di volo	M_0	0.82	
Diametro albero	D_{shaft}	0.89978	m
Diametro Fan	D_{fan}	3.17944	m
Bypass Ratio	BPR	9.3	
Rapporto di compressione, inlet	ε_{inlet}	0.96	
Perdite, condotto d'aria fredda	$Pi_{condotto}$	0.975	
Rendimento camera combustione	η_b	0.9995	
Perdite pressione, camera	Pi_b	0.960	
Cp, gas combusti	C_{pgc}	1150	$\frac{J}{Kg\ K}$
Gamma, gas combusti	γ_{gc}	1.33	
Rendim. Meccanico, Fan	$\eta_{fan_{mecc}}$	0.99	
Rendim. Meccanico, Compressore	$\eta_{compressore_{mecc}}$	0.99	
Rendim. Meccanico, Turbina	$\eta_{turbina_{mecc}}$	0.9	
Rendim. Adiabatico, Turbina alta	η_{therm_high}	0.902	
Rendim. Adiabatico, Turbina media	η_{therm_mid}	0.9058	
Rendim. Adiabatico, Turbina bassa	η_{therm_low}	0.9189	
Chord spacing ratio		1.225	

Ciclo termodinamico

Schema del motore



Engine schematic diagram

Atmosfera

Innanzitutto ci si attiene al modello di atmosfera standard, valido per tutta la troposfera.

$$T_0 = T_{quota0} - 0.0065 \times h$$

$$P_0 = \frac{P_{quota0} \left(\frac{T_0}{T_{quota0}} \right)^{9.81}}{0.0065 \times R}$$

$$\rho_0 = \rho_{quota0} \left(\frac{T_0}{T_{quota0}} \right)^{-\left(1 + \frac{9.81}{-0.0065 \times R}\right)}$$

Scelta la quota, sono note pressione, temperatura e densità statiche; poiché è noto il Mach di volo in crociera si procede trovando la velocità di volo e si calcolano le quantità totali usando le formule di arresto isoentropico:

$$U = M_0 \sqrt{\gamma R T_0}$$

$$P_{t_0} = P_0 \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_0^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$T_{t_0} = T_0 \left(1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_0^2 \right)$$

Presa d'aria

A monte della presa d'aria [1], in fase di crociera, il tubo di flusso dell'aria si allarga sino a raggiungere la grandezza della presa. In questa fase l'aria subisce una compressione isoentropica e viene rallentata, mentre la sua pressione statica aumenta.

Avendo a disposizione solamente il valore dell'area in ingresso al fan, si procede imponendo il Mach in quella sezione pari a 0.4, un valore tipico. A questo punto viene assunto che il Mach sulla sezione d'ingresso della presa d'aria sia pari a 0.65. In questo modo si può risalire all'area della presa attraverso la seguente formula, valida per un processo isoentropico, ma adeguata anche per uno adiabatico.

$$A_{inlet} = \frac{M_{fan}}{M_{inlet}} A_{fan} \left(\frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{inlet}^2}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{fan}^2} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}}$$

Successivamente si ripete questo processo tra la sezione di ingresso della presa e il tubo di flusso a monte del motore, di cui si conosce il Mach (pari a quello di volo). In questo modo si ottiene anche la sezione del tubo di cattura (ci si aspetta sia inferiore a quella della presa d'aria, in modo tale che, in condizioni di progetto, parte della compressione avvenga esternamente al motore e sia quindi isoentropica).

I dati del costruttore indicano una perdita di pressione lungo il diffusore poco considerevole per cui anche qui ci sarà una compressione isoentropica, per cui pressione totale e temperatura totale si conservano.

É tuttavia significativo considerare un valore della perdita di pressione poco inferiore all'unità, da cui si può ricavare anche il rendimento adiabatico della presa grazie alla seguente formula:

$$\eta_{ad} = \frac{\varepsilon_{inlet}^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_0^2 \right] - 1}{\frac{\gamma - 1}{2} M_0^2}, \quad \varepsilon_{inlet} = \frac{P_{t_inletexit}}{P_{t0}} = \frac{P_{t1}}{P_{t0}}$$

Con la prima forma del teorema di Bernoulli si trova la pressione statica in uscita dal diffusore, da cui si trova il coefficiente di pressione relativo alla presa d'aria.

$$c_{Pressione} = \frac{P_{1statica} - p_{0statica}}{\frac{1}{2} \rho_0 V_{0inlet}^2}$$

Una volta noto il coefficiente di pressione si può fare una prima considerazione sulla separazione dello strato limite. Seguendo un criterio noto, se il coefficiente di pressione supera il valore di 0.6 allora c'è il rischio che ci sia separazione lungo il condotto.

Un secondo criterio valuta invece la geometria del diffusore, basta trovare l'angolo di apertura del diffusore e il suo aspect ratio, cioè il rapporto tra la lunghezza e il diametro iniziale.

Poiché sono note le aree di ingresso e di uscita e la lunghezza, è sufficiente trovare l'angolo di apertura e l'aspect ratio dalle seguenti formule.

$$H = \sqrt{\frac{4A_{inlet}}{\pi}}$$

$$B = \sqrt{\frac{4A_{inletexit}}{\pi}}, A_{inletexit} = A_{fan}$$

$$\theta = 2 * \arctan\left(\frac{B - H}{2 * L}\right)$$

Una volta trovati i parametri si valuta la collocazione del diffusore nel grafico, assicurandosi che si trovi al di fuori della zona di separazione.

Fan

Attraverso il fan [2] si osserva un aumento di pressione totale dato dal rapporto di compressione del fan e si trova la temperatura ideale in uscita considerando il processo isoentropico, dalla quale si ottiene quella reale con il rendimento adiabatico del fan.

$$Pt_2 = Pt_1 \times \beta_{fan}$$

$$Tt_{2iso} = Tt_1 \times \beta_{fan}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$Tt_2 = Tt_1 + \frac{(Tt_{2iso} - Tt_1)}{\eta_{fan}}$$

La maggior parte dell'aria attraversa il condotto periferico [5_{cold}], attraverso il quale il flusso viene accelerato, essendo il campo di moto soggetto a un gradiente di

pressione favorevole. In queste condizioni il flusso è isoentropico e non vi è rischio di separazione. Nonostante ciò sono presenti comunque sforzi viscosi lungo la parete a cui si devono leggere perdite di pressione totale, mentre la temperatura rimane costante.

$$Pt_{5cold} = Pi_{condotto} * Pt_2$$

$$Tt_{5cold} = Tt_2$$

Il resto del flusso attraversa il compressore [3], in cui, come ci si può aspettare, si verifica un incremento considerevole di pressione totale.

$$Pt_3 = \beta_c \times Pt_2$$

$$Tt_{3_iso} = Tt_2 \times \beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

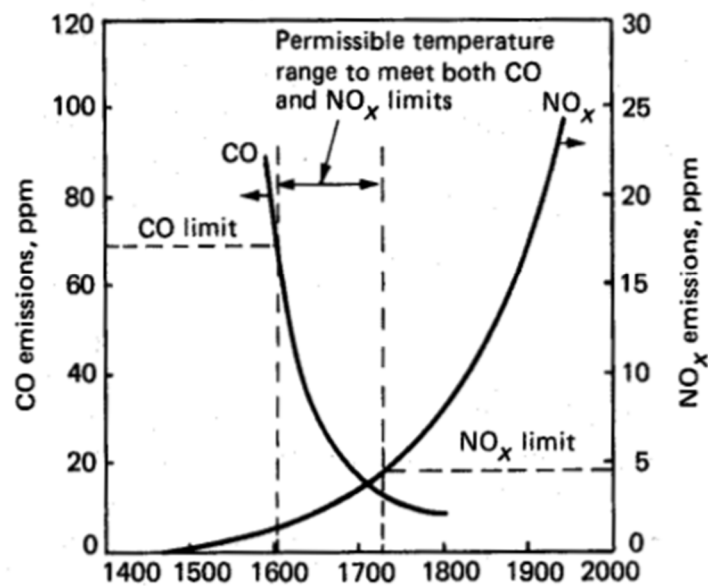
$$Tt_3 = Tt_2 + \frac{Tt_{3_iso} - Tt_2}{\eta_c}$$

Il procedimento con cui si calcola il rapporto di compressione β_c e il rendimento adiabatico η_c saranno descritti in seguito nel dettaglio. Si noti che esso permette di determinare non solo la temperatura totale a valle del compressore Tt_3 , ma anche quella all'uscita del compressore intermedio, $Tt_{compressoremid}$, indispensabile per i bilanci di potenze che verranno effettuati nell'analisi delle turbine.

Camera di Combustione

Il flusso di aria calda giunge quindi alla camera di combustione. A questo punto ci sono due metodi per procedere: il primo è quello di fissare una temperatura in camera di combustione e ricavare il rapporto tra portata di combustibile e quello di aria calda (f) ; il secondo richiede di fissare il rapporto e di ricavare in seguito la temperatura. Poiché la manetta può comandare il rapporto combustibile su aria calda, è significativo valutare la variazione di tutto il ciclo cambiando f .

Va considerato però che f deve sottostare a dei limiti dettati dalle emissioni; infatti, la temperatura in camera di combustione non può essere troppo elevata, in modo da limitare le emissioni di NO_x né eccessivamente ridotta, o si verifica un incremento del tasso di dissociazione di CO_2 in CO .



Il rapporto f che è stato scelto e a partire dal quale proseguirà l'analisi termodinamica è quello che garantisce il massimo rendimento globale del sistema propulsivo. Bisogna precisare che tale f è quello complessivo di tutta la camera e generalmente si trova ben fuori dai limiti di ignizione. Questo perché in un motore reale la camera si suddivide in 3 zone e la combustione viene avviata in quella primaria in condizioni stechiometriche ($f = 0.67$). Per limitare i consumi e le emissioni è inoltre necessario controllare la temperatura lungo le pareti del liner e la sua distribuzione in ingresso in turbina. Per questo motivo gran parte dell'aria viene immessa nelle zone più avanzate della camera di combustione. Il modello considerato non prevede queste complessità aggiunte. Si tenga a mente che, in una miscela povera, il fenomeno di dissociazione della CO_2 , può essere invertito, in un processo esotermico, proprio da un corretto apporto di aria nelle zone successive alla primaria.

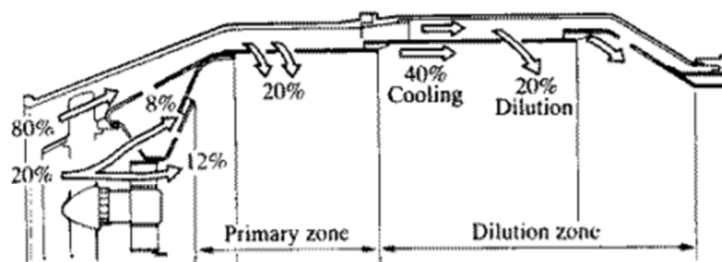


FIGURE 6.31 Airflow distribution in a gas turbine combustor. (Courtesy Rolls-Royce, plc.)

Per trovare la temperatura della camera di combustione si ricorre a un bilancio energetico tra l'aria calda in ingresso, il combustibile (considerando il suo potere calorifico) e i gas combusti emessi, i quali hanno valori diversi di calore specifico e gamma rispetto all'aria.

$$\dot{m}_{hot} h_{t3} + \eta_b \dot{m}_f Q_f = (\dot{m}_{hot} + \dot{m}_f) h_{t4}$$

$$Tt_4 = \frac{C_p \times Tt_3 + f \times \eta_b \times Q_f}{(1 + f) \times C_{pgc}}$$

$$Pt_4 = Pi_b \times Pt_3$$

Turbina

I gas combusti entrano ora nella turbina di alta pressione [5] ; note la temperatura e la pressione di ingresso, per determinare la temperatura a valle della turbina bisogna ricorrere al bilancio di potenza con il compressore relativo (quello che è collegato allo stesso albero), considerando i vari rendimenti meccanici.

La turbina di alta pressione è collegata con il compressore di alta pressione, la turbina di media pressione con il compressore intermedio e la turbina di bassa pressione con il fan. Il procedimento risolutivo è analogo lungo le 3 turbine.

$$\frac{1}{\eta_{compressore_{mecc}}} \Delta h_{compressore} = \eta_{turbina_{mecc}} \Delta h_{turbina}$$

$$Tt_{5high} = Tt_4 - \frac{C_p \times (Tt_3 - Tt_{compressore_{mid}})}{(1 + f) \times \eta_{compressore_{mecc}} \times \eta_{turbina_{mecc}} \times C_{pgc}}$$

$$Tt_{5high_{iso}} = Tt_4 - \frac{Tt_4 - Tt_{5high}}{\eta_{therm_{high}}}$$

$$Pt_{5high} = Pt_4 \times \left(\frac{Tt_{5high_{iso}}}{Tt_4} \right)^{\frac{\gamma_{gc}}{\gamma_{gc}-1}}$$

$$Tt_{5mid} = Tt_{5high} - \frac{C_p \times (Tt_{compressore_{mid}} - Tt_2)}{(1 + f) \times \eta_{compressore_{mecc}} \times \eta_{turbina} \times C_{pgc}}$$

$$T_{5mid_{iso}} = T_{5high} - \frac{T_{5high} - T_{5mid}}{\eta_{therm_{mid}}}$$

$$P_{5mid} = P_{5high} \times \left(\frac{T_{5mid_{iso}}}{T_{5high}} \right)^{\frac{\gamma_{gc}}{\gamma_{gc}-1}}$$

$$T_{5low} = T_{5mid} - C_p \times (1 + BPR) \frac{(T_2 - T_1)}{(1 + f) \times \eta_{compressore_{mecc}} \times \eta_{turbina_{mecc}} \times C_{pgc}}$$

$$T_{5low_{iso}} = T_{5mid} - \frac{T_{5mid} - T_{5low}}{\eta_{thermlow}}$$

$$P_{5low} = P_{5mid} \times \left(\frac{T_{5low_{iso}}}{T_{5mid}} \right)^{\frac{\gamma_{gc}}{\gamma_{gc}-1}}$$

Ugello

La massa di aria fredda viene accelerata separatamente da quella calda e si può trovare la sua velocità in uscita con la seguente formula, proveniente dal bilancio entalpico.

Poiché sono state considerate condizioni di crociera, viene avanzata l'ipotesi di ugello adattato.

$$V_{6cold} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \times R \times T_{6cold} \times \left(1 - \left(\frac{P_0}{P_{6cold}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}$$

$$V_{6hot} = \sqrt{\frac{2\gamma_{gc}}{\gamma_{gc}-1} \times R_{gc} \times T_{6hot} \times \left(1 - \left(\frac{P_0}{P_{6hot}} \right)^{\frac{\gamma_{gc}-1}{\gamma_{gc}}} \right)}$$

Si tenga presente che questa formula deriva da un bilancio entalpico che considera nulla la velocità in uscita dalla turbina: tale assunzione è valida in quanto il contributo di energia cinetica associata a tale stazione è trascurabile.

La stessa formula si usa per trovare la velocità di uscita nell'ugello dell'aria calda.

Compressore

Un criterio per la separazione

In un compressore è di fondamentale importanza evitare la separazione dello strato limite, questo comporta l'esistenza di un valore massimo per gli angoli di incidenza relativi lungo le palette, ma non solo: se si pensa ogni schiera di palette come un diffusore allora bisogna porre un limite all'incremento di pressione al suo interno. Generalmente la velocità relativa diminuisce lungo il rotore, e quella assoluta lungo lo statore, per cui il flusso d'aria viene decelerato; da qui il rischio di separazione, in quanto il flusso sta si muove contro il gradiente di pressione.

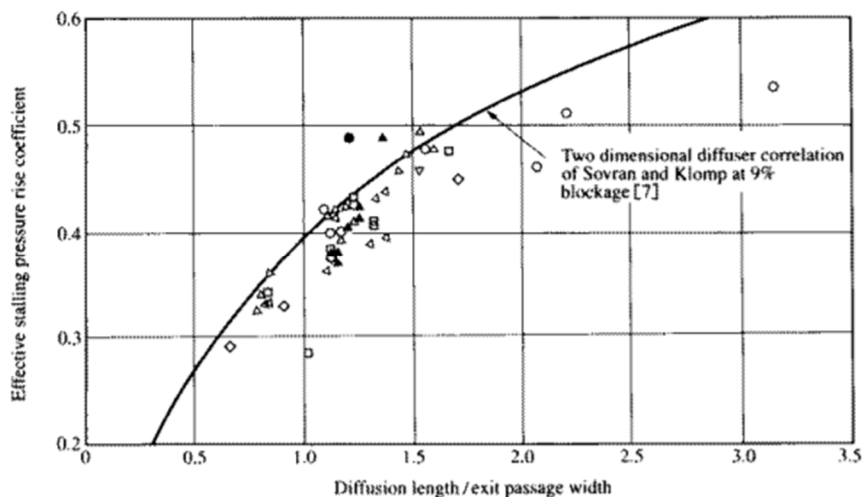
Un criterio che permette di stimare quando avviene la separazione è quello di Koch, il quale considera ogni paletta come un diffusore, il che porta a limitare il coefficiente di pressione in un intervallo che varia tra 0.4 e 0.8. I risultati del criterio sono riassunti in un grafico in cui si può trovare il coefficiente di pressione massimo, una volta noto il rapporto tra la lunghezza del diffusore e la larghezza del passaggio di uscita.

Ipotizzando densità costante lungo il rotore e lo statore, si lega il $C_{pressione}$ alle velocità a monte e a valle di essi grazie al teorema di Bernoulli:

$$C_{pressione} = 1 - \left(\frac{w_2}{w_1}\right)^2 \quad C_{pressione} = 1 - \left(\frac{c_2}{c_1}\right)^2$$

Poiché si vuole che la velocità assiale sia costante, risulta:

$$C_{pressione} = 1 - \frac{\cos^2(\beta_2)}{\cos^2(\beta_1)}$$



Un'idea per valutare se in uno stadio può avvenire separazione, è quello di ottenere il rapporto tra corda della paletta e larghezza del passaggio d'uscita, approssimabile con il valore c/s (chord ratio spacing). Inserendo questo valore nel diagramma di Koch si risale al coefficiente di pressione massimo ammissibile. Ricavando il coefficiente di pressione dalle formule viste in precedenza è possibile assicurarsi (con una prima stima) se avviene o meno separazione.

Va tenuto conto che questo criterio serve come stima preliminare e non porta a risultati esatti, non vi è infatti alcuno studio del comportamento del flusso nelle tre dimensioni.

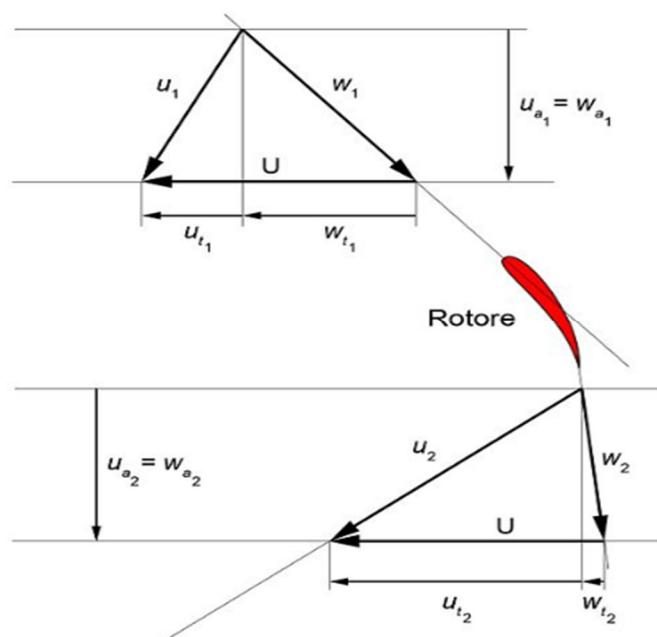
Una stima del rapporto di compressione

Si studiano ora i triangoli di velocità dei vari stadi del compressore e l'evoluzione della temperatura lungo di essi, sotto ipotesi di schiera ripetuta.

Il primo elemento considerato è il fan, di cui sono note velocità di rotazione (per il volo in crociera), diametro dell'albero e diametro esterno. Il flusso d'aria in ingresso è stato posto pari a 0.4 Mach e la sua incidenza di ingresso è pari a zero. Si suppone nota l'efficienza del fan.

Poiché l'incidenza iniziale è nulla non è possibile ipotizzare una schiera ripetuta per questo stadio, per cui si avanza prendendo il rapporto chord/spacing del fan del motore, da cui si risale al $C_{pressione}$ massimo ammissibile dal grafico di Koch. Viene fissato dunque un $C_{pressione}$ leggermente minore di quello massimo e si ricava la velocità relativa a valle del fan grazie al teorema di Bernoulli.

È nota inoltre la velocità assiale (la quale si conserva) per cui si possono calcolare il valori in uscita.



$$\beta_1 = \operatorname{atan}\left(\frac{U_f}{c_{1f}}\right)$$

$$w_1 = \frac{c_{1f}}{\cos(\beta_1)} c_{\theta 1} = 0$$

$$w_2 = w_1(1 - Cp)^{0.5} \quad c_{z2} = w_{z2} = c_{z1} \quad \beta_2 = \operatorname{acos}\left(\frac{w_{2z}}{w_2}\right)$$

$$w_{\theta 2} = w_2 \sin(\beta_2) \quad c_{\theta 2} = U - w_{\theta 2} \quad \alpha_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{c_{\theta 2}}{c_{z1}}\right)$$

$$c_2 = \frac{c_{2z}}{\cos(\alpha_2)}$$

Dal teorema di Eulero, correlato alla relazione tra entalpia totale e lavoro, si può esprimere l'isoentropica come:

$$Pi_f = \frac{P_{t2}}{P_{t1}} = \left(1 + \frac{\omega_f r_m c_{\theta 2}}{c_{sp} T_{t1}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Il raggio medio può essere stimato con la formula

$$r_m = \frac{D_{est} + D_{shaft}}{4}$$

La formula può essere corretta con il rendimento relativo a un singolo stadio:

$$Pi_f = \frac{P_{t2}}{P_{t1}} = \left(1 + \eta_{stage} \frac{\omega_f r_m c_{\theta 2}}{c_{sp} T_{t1}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

In questo modo è possibile fornire una stima del rapporto di compressione del fan. Grazie al bilancio entalpico si trova l'incremento di temperatura:

$$h_2 = h_1 + w$$

$$w = \omega r \Delta c_{\theta}$$

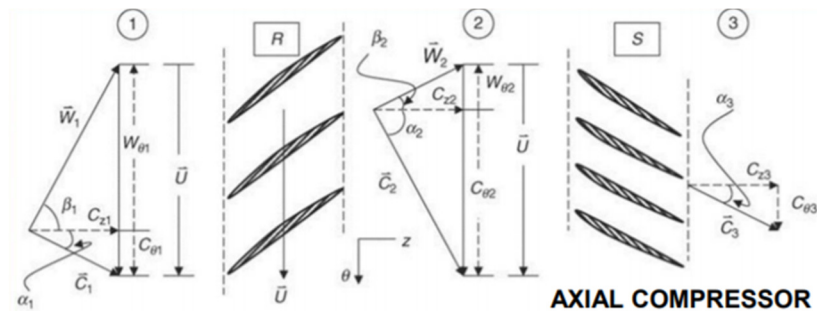
$$T_{t2} = T_{t1} + \frac{w}{c_{sp}}$$

A valle del fan il flusso presenta un'incidenza eccessivamente elevata. Al fine di ottimizzare l'efficienza tale incidenza va ridotta, di modo tale che il termine Δc_{θ} sia più elevato. Di conseguenza si è ritenuto opportuno introdurre un inlet guide vane a valle del fan. Un modo per trovare dei valori ottimali per l'angolo di uscita dall'IGV

è quello di osservare come varia l'andamento dei rapporti di compressione degli stadi seguenti e, in particolare, di quello totale. Per calcolare la velocità di uscita si impone la velocità assiale costante, quindi

$$c_2 = c_1 \frac{\cos(\alpha_1)}{\cos(\alpha_2)}$$

Segue il compressore intermedio, composto da 8 stadi. Il flusso entra con temperatura, velocità e incidenza noti e attraversa un rotore e uno statore. Anche qui sono noti il valore della velocità di rotazione e le dimensioni. Si suppone nota l'efficienza del singolo stadio.



La velocità assiale rimane costante

$$w_{z1} = c_{z1} = c_1 \cos(\alpha_1) \quad w_{\theta 1} = U_{mc} - c_1 \sin(\alpha_1)$$

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{w_{\theta 1}}{w_{z1}}\right) \quad w_1 = \frac{w_{z1}}{\cos(\beta_1)}$$

$$c_{\theta 1} = c_1 \sin(\alpha_1)$$

$$w_{z1} = c_{z2} = w_{z2} \quad \alpha_2 = \beta_1 \quad \beta_2 = \alpha_1$$

$$w_2 = \frac{w_{z2}}{\cos(\beta_2)} \quad c_2 = \frac{c_{z2}}{\cos(\alpha_2)} \quad c_{\theta 2} = c_2 \sin(\alpha_2)$$

Per la schiera ripetuta (che implica stadio ripetuto):

$$\alpha_3 = \alpha_1 \quad c_3 = c_1$$

Si può ottenere il rapporto di compressione del primo stadio con la formula usata precedentemente per il fan:

$$P_{if} = \frac{P_{t2}}{P_{t1}}$$

E ancora

$$T_{t2} = T_{t1} + \frac{w}{c_{sp}}$$

Gli stadi seguenti hanno le stesse componenti delle velocità per l'ipotesi di schiera ripetuta, per cui basterà tenere conto dell'incremento di temperatura a ogni stadio e aggiornare il valore nella formula di Pi_f . Per ogni stadio il rapporto di compressione è leggermente inferiore di quello precedente e quello dell'insieme degli stadi si ottiene moltiplicando ognuno degli 8 rapporti di compressione.

Per la temperatura invece l'incremento è lineare e per trovare quella all'uscita dal compressore intermedio basta porre

$$T_{tfinale} = T_{t1} + 8 \frac{w}{c_{sp}}$$

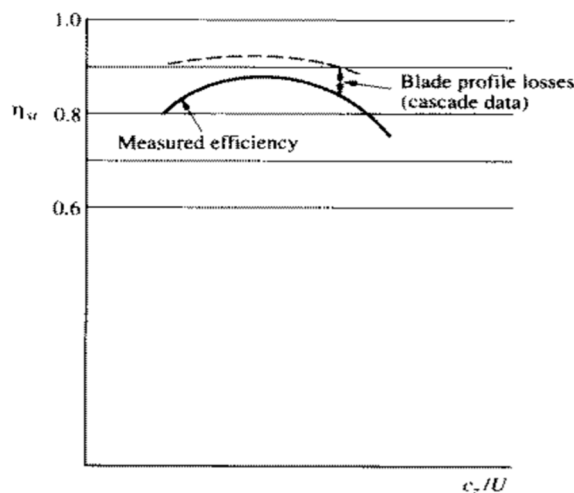
Per quanto riguarda il rapporto di compressione del compressore di alta pressione (HP) la procedura è analoga, variano solo le dimensioni, la velocità angolare e il numero di stadi è 6 anziché 8.

Infine il rapporto di compressione totale si ottiene come:

$$Pi_{tot} = Pi_{mc} * Pi_{hp}$$

Stima dell'efficienza del compressore

L'efficienza è minore dell'unità a causa degli effetti di attrito che avvengono lungo le superfici, degli effetti viscosi che si creano nel mescolamento del flusso a valle di ogni paletta e degli strati limite lungo le pareti del case esterno e lungo il mozzo. Generalmente l'efficienza per uno stadio del compressore si aggira tra 0.9 e 0.8, al variare del rapporto tra la velocità assiale del flusso e quella della paletta.

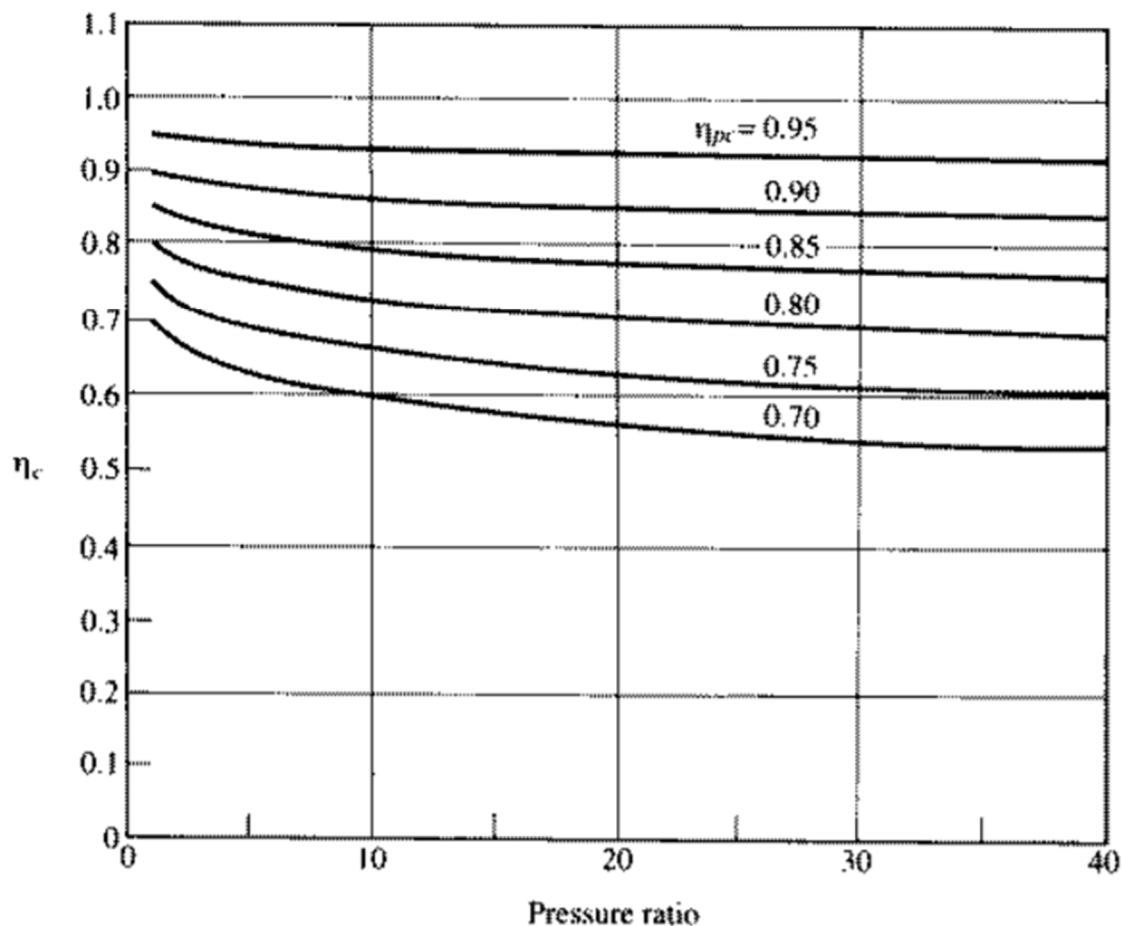


Si distinguono tre tipi di efficienze: quella relativa a uno stadio, quella di tutto il compressore e quella politropica (relativa a un incremento infinitesimo di temperatura) che è uguale a dT_{0s}/dT_0 .

Per un compressore con un numero elevato di stadi, l'efficienza politropica è circa uguale a quella del singolo stadio. Combinando l'efficienza politropica in un processo isoentropico con quella del compressore, sotto ipotesi di γ e η_{pc} costanti risulta la seguente formula che lega le due.

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma\eta_{pc}} - 1},$$

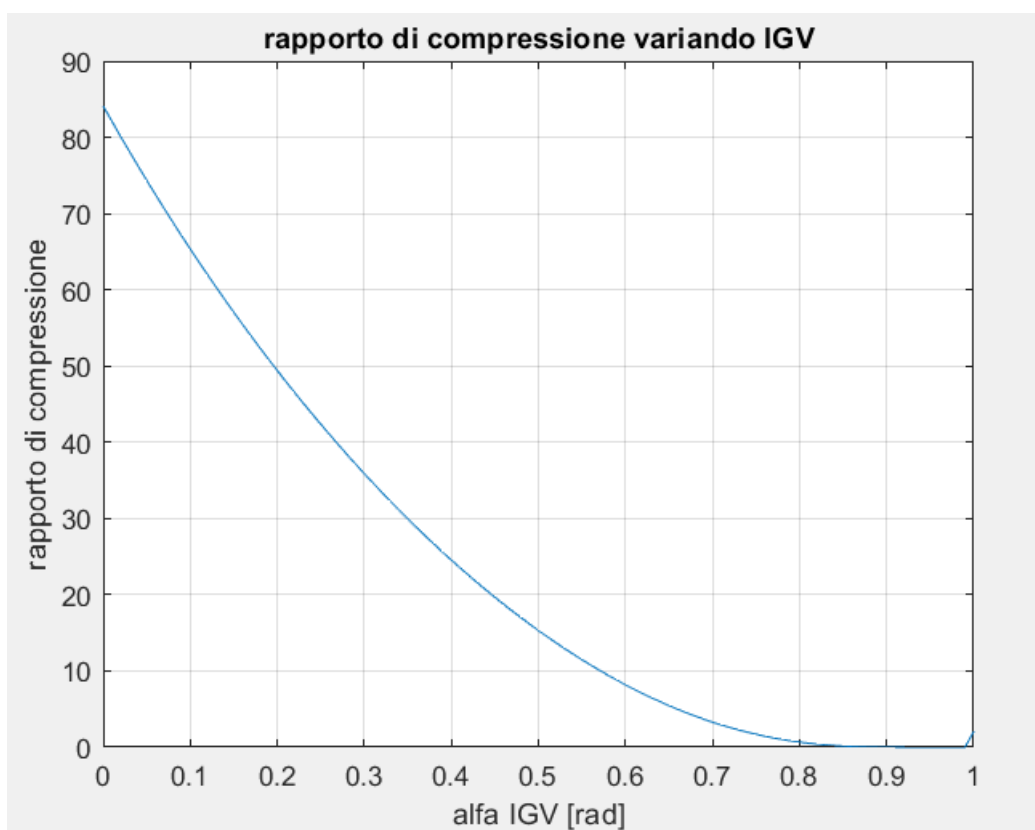
In cui p_{02} e p_{01} sono le pressioni a monte e a valle del compressore. Questa formula è anche esprimibile dal seguente grafico.



Seguendo il procedimento descritto, una volta trovato il rapporto di compressione e avendo considerato nota l'efficienza del singolo stadio, si ricava il rendimento adiabatico dell'intero compressore.

Risultati trovati

In mancanza di dati si è assunto un rendimento adiabatico di ogni stadio pari a 0.9. Per prima cosa viene implementato il ciclo del compressore su Matlab con il valore dell'angolo di uscita dall'IGV come un parametro variabile. Tutto ciò viene iterato al variare dell'angolo di uscita α_{IGV} e per ogni iterazione vengono salvati i rapporti di compressione del compressore e si stampa quindi il variare di questi ultimi in funzione dell'angolo α_{IGV} .



Dal grafico risultano rapporti di compressione elevatissimi per angoli molto bassi. Questi valori non sono significativi in primo luogo perché si è sotto ipotesi di schiera ripetuta, per cui l'incidenza iniziale non può essere nulla, in secondo luogo perché valori così elevati di compressione non sono realistici.

Una valore sufficientemente maggiore di zero dell'angolo di uscita dall'IGV inoltre è importante per garantire un'incidenza relativa minore e quindi non rischiare separazione dello strato limite lungo le palette. Non si vuole nemmeno valori troppo elevati in quanto, poi, il rapporto di compressione, che dipende dal ΔC_0 , verrebbe troppo basso.

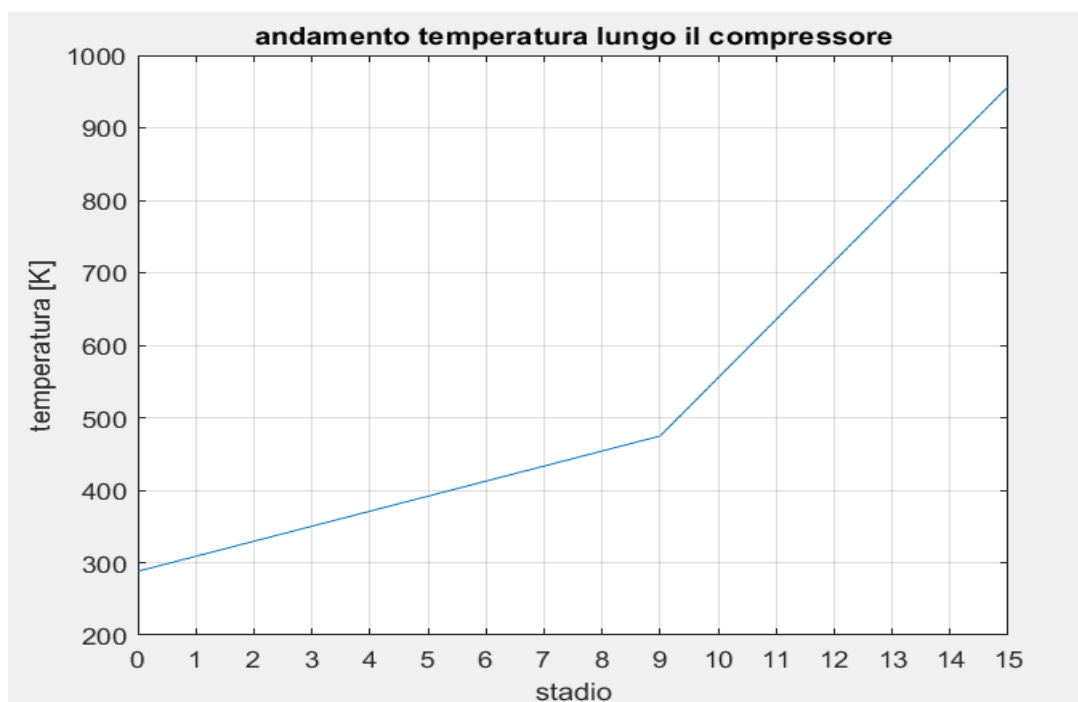
Vi è inoltre un altro limite che non appare nel grafico: con un alfa superiore a 0.64 i valori del rapporto di compressione diventano complessi (la funzione 'plot' di matlab ha trascurato i valori complessi e stampato solo quelli reali). Questo avviene in quanto i triangoli di velocità così impostati sono validi per alfa e beta maggiori di zero, nel caso i vettori delle velocità non abbiano la lunghezza desiderate, le formule trigonometriche portano coseni maggiori dell'unità. Non si considerano quindi angoli superiori a questo valore.

Un intervallo significativo di valori di α_{IGV} potrebbe essere tra 0.25 e tra 0.5.

I dati del costruttore indicano che in crociera il rapporto di compressione si aggira intorno a 50, per cui, a fronte dei limiti posti e di un rapporto di compressione simile a quello del costruttore, viene posto α_{IGV} 0.3 radianti.

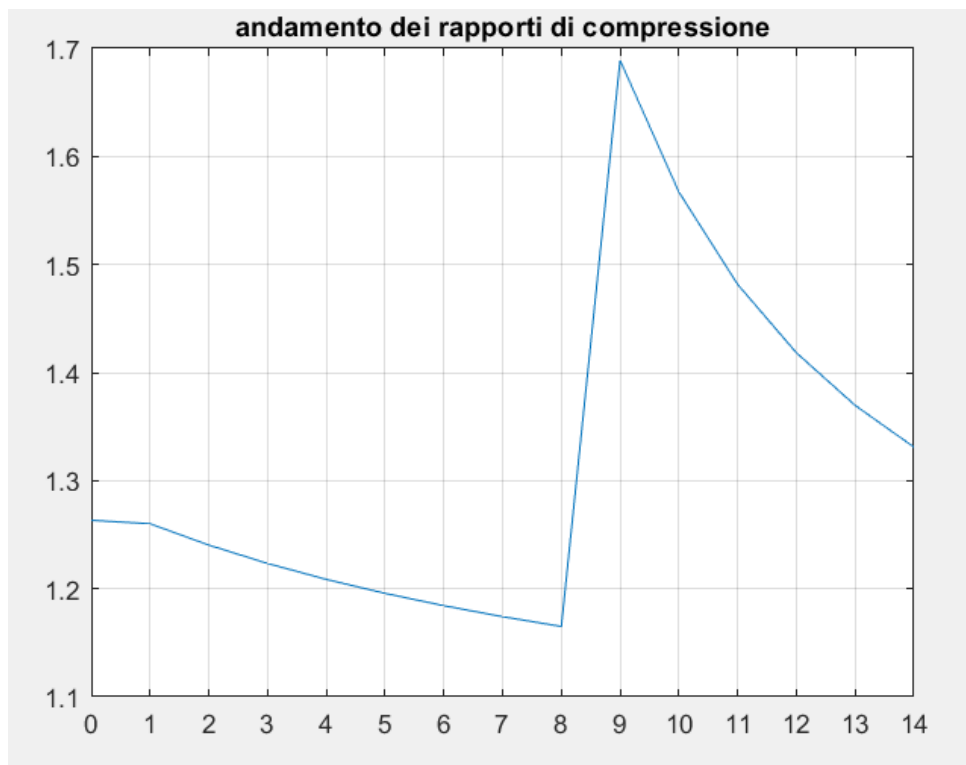
Si può percorrere quindi il ciclo avendo noto ogni dato.

Viene stampato innanzitutto l'andamento della temperatura dallo stadio 0 (prima del fan) allo stadio 15 (uscita dal compressore).



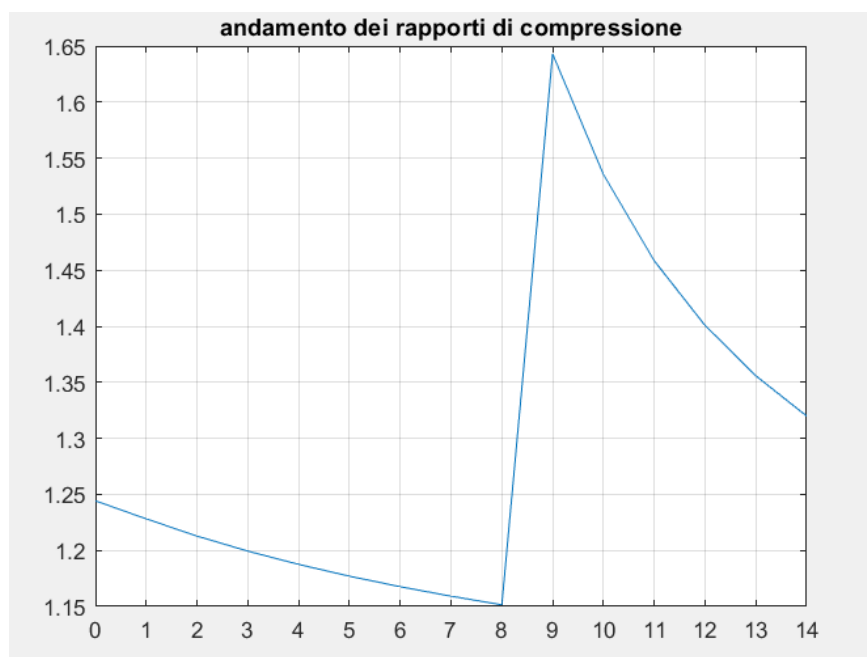
Come previsto l'andamento è lineare con un punto angoloso allo stadio 9, infatti qui l'incremento di stadio in stadio diventa maggiore in quanto la velocità angolare del compressore aumenta, siamo infatti nel compressore ad alta pressione.

Si stampa quindi il variare del rapporto di compressione lungo tutti gli stadi, è atteso un decremento dei valori all'avanzare, in quanto la temperatura aumenta costantemente.



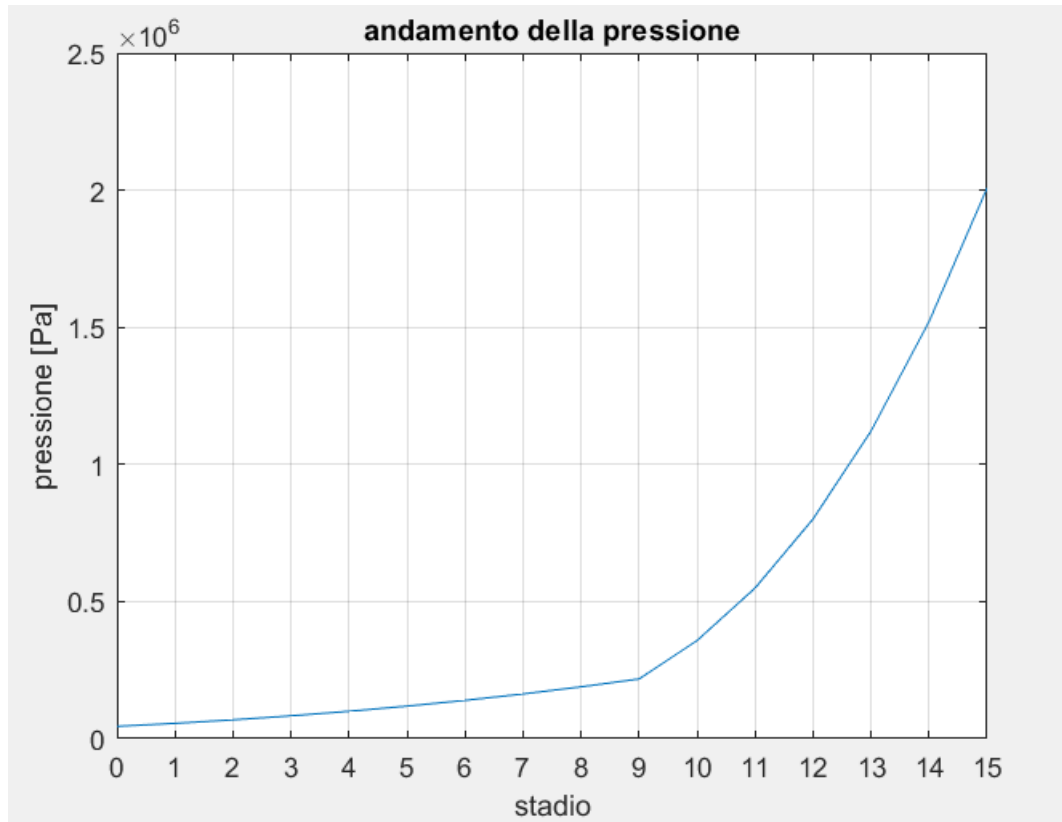
Gli stadi ora sono 14, in quanto rappresentano il fan e le coppie rotore – statore. Si osserva un picco molto significativo nell’ottavo stadio, infatti è l’inizio del compressore di alta pressione e la sua velocità angolare maggiore, nonostante abbia un raggio medio inferiore di quello intermedio, incide di molto.

Una nota di riguardo va espressa per l’andamento costante tra il fan e il primo stadio del compressore. Questo fatto dipende strettamente dalla scelta dell’angolo α_{IGV} che rende uguali i due rapporti di compressione. Se si ponesse, per esempio, α_{IGV} uguale a 0.35 i risultati sarebbero i seguenti.



I rapporti di compressione tra fan e primo stadio del compressore sono entrambi diversi, come atteso.

Infine viene stampato l'andamento della pressione totale da prima del fan all'uscita del compressore.



Il grafico mostra l'evidente innalzamento, come atteso, visti i rapporti di compressione, della pressione totale lungo gli stadi.

I risultati più significativi sono i seguenti:

$$pi_{MC} = 3.8914$$

$$pi_{HP} = 9.2198$$

$$pi_{compressore} = 35.8783$$

$$pi_{Fan} = 1.2442$$

$$pi_{totale} = 44.6508$$

$$rendimento_{adiabatico_compressore} = 0.8418$$

Confrontando questi valori con quelli reali si nota che il rapporto di compressione è quasi uguale, mentre c'è una discrepanza significativa nel rapporto di compressione

del fan, il cui valore reale è 1.4. Questo errore è dovuto al procedimento utilizzato nel fan, cioè procedendo imponendo un coefficiente di pressione attraverso il fan.

Un'altra discrepanza sta nei rapporti di compressione: quelli reali assumono valori che si aggirano intorno a 5 (π_{MC}) e 6. Uno dei motivi di questo è il fatto che è stata ipotizzata schiera ripetuta e che i triangoli di velocità sono stati considerati uguali, nonostante le velocità di rotazione cambino considerevolmente.

Mappa di prestazioni

Solitamente è possibile risalire al rapporto di compressione, e conseguentemente al rendimento adiabatico, consultando dei grafici che prendono il nome di mappe di prestazione. Tramite l'analisi dimensionale ed il teorema di Buckingham, infatti, è possibile esprimere tali parametri nel modo seguente:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{\theta}}{\delta}, \frac{N}{\sqrt{\theta}}\right)$$

In cui

$$\theta = \frac{T_{01}}{(T_{01})_{std}}, (T_{01})_{std} = 288.15K$$

$$\delta = \frac{P_{01}}{(P_{01})_{std}}, (P_{01})_{std} = 101.325KPa$$

N rappresenta il numero giri compiuti al minuto. Tale relazione viene rappresentata graficamente proprio dalle mappe di prestazione.

Non avendo a disposizione tali diagrammi relativi al Turbofan in analisi, si è voluto elaborarne uno alternativo, in cui il rapporto di compressione dipende solamente dalle velocità di rotazione del compressore intermedio e di quello ad alta pressione.

Ipotizzando che gli stadi del compressore siano organizzati secondo la configurazione di schiera ripetuta, infatti, è possibile riscrivere l'espressione del rapporto di compressione come:

$$\varepsilon_d = \frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(1 + \frac{\omega r_m (c_{\theta 2} - c_{\theta 1})}{c_p T_{t1}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

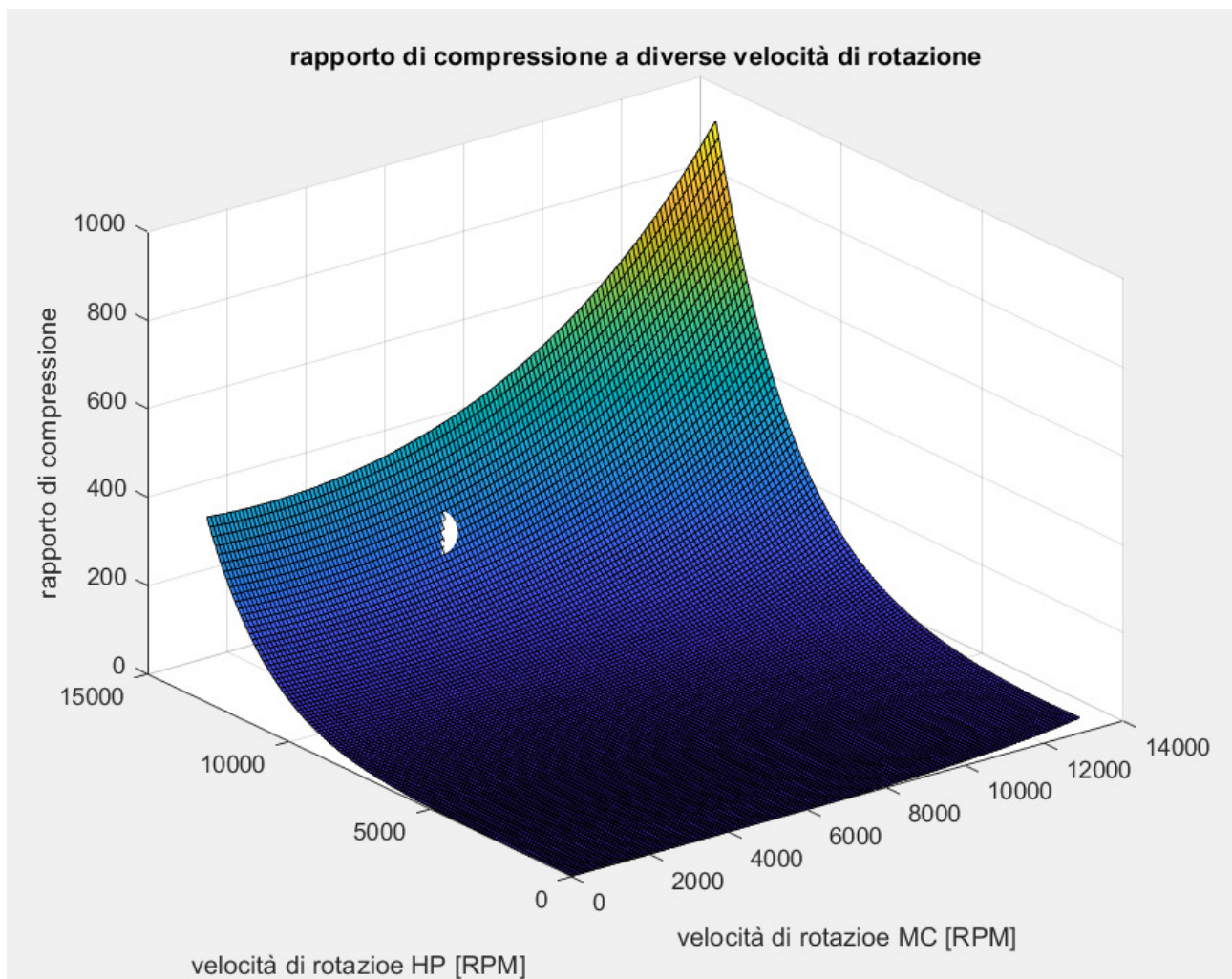
$$c_{\theta 2} - c_{\theta 1} = \omega r_m - 2c_z \tan(\alpha_1)$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(1 + \eta_{stage} \frac{\omega r_m (\omega r_m - 2c_z \tan(\alpha_1))}{c_p T_{t1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Si noti che ε_d dipende, oltre ad ω anche dalla velocità assiale c_z e dall'angolo d'incidenza α_1 , per i quali si assumono i valori ottenuti a valle dell'Inlet guide vane, e della temperatura T_{t1} . Quest'ultima, come visto, non è costante ma aumenta di stadio in stadio: per questo motivo, a partire dalla temperatura a valle del fan, si è calcolato il suo andamento (per ogni coppia di valori delle velocità angolari delle due fasi di compressione) come:

$$T_{t_{new}} = T_{t_{old}} + \frac{\omega r_m (\omega r_m - 2c_z \tan(\alpha_1))}{c_p}$$

Il risultato di questa operazione può essere visualizzato nel seguente grafico, in cui è stato evidenziato il punto di lavoro dell'XWB:



Si tenga presente che tale grafico non considera la dipendenza dalla portata corretta, solo parzialmente espressa dalla velocità assiale, ed inoltre ha validità per un angolo di incidenza ben preciso.

Prestazioni

Per la spinta, si considera l'incremento di quantità di moto sia del flusso d'aria calda, che di quello d'aria fredda

$$T = \dot{m}_h \times (1 + f) \times V_{6hot} + \dot{m}_{cold} \times (V_{6cold} - U) - \dot{m}_{hot} \times U$$

Per il rendimento propulsivo, dividiamo l'effetto utile, quindi la spinta moltiplicata per la velocità di volo, per l'effetto utile più la perdita, associata all'energia cinetica che viene persa rilasciando i gas combusti ad alta velocità

$$\eta_p = \frac{T \times U}{T \times U + \frac{1}{2} \times \dot{m}_h \times (V_{6hot} - U)^2 + \frac{1}{2} \times \dot{m}_{cold} \times (V_{6cold} - U)^2}$$

Il rendimento termico si trova dividendo l'energia al motore con l'energia disponibile dal combustibile

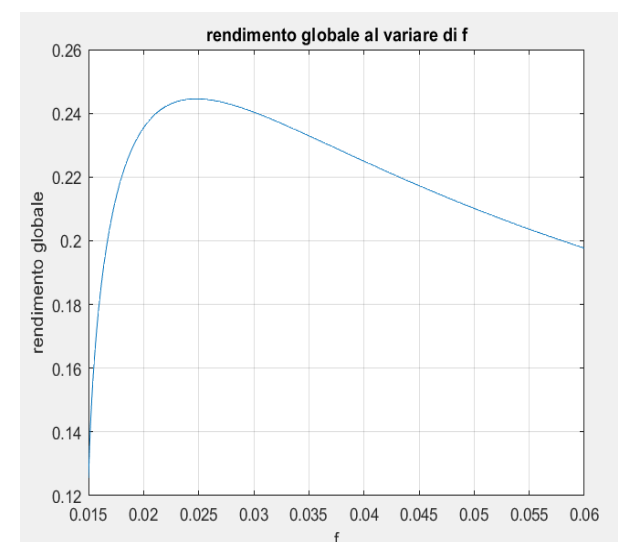
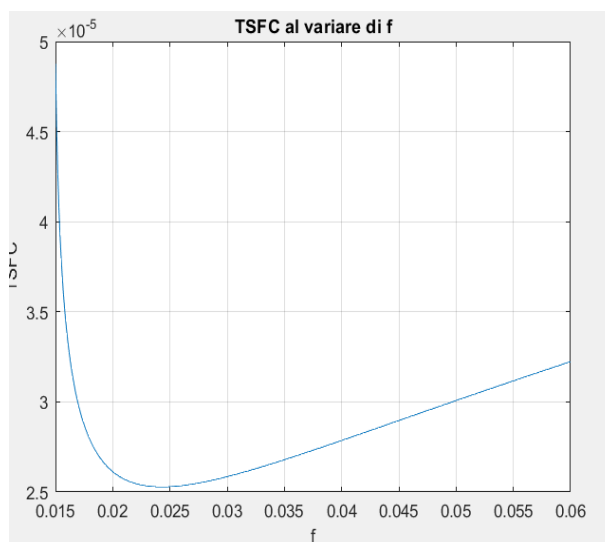
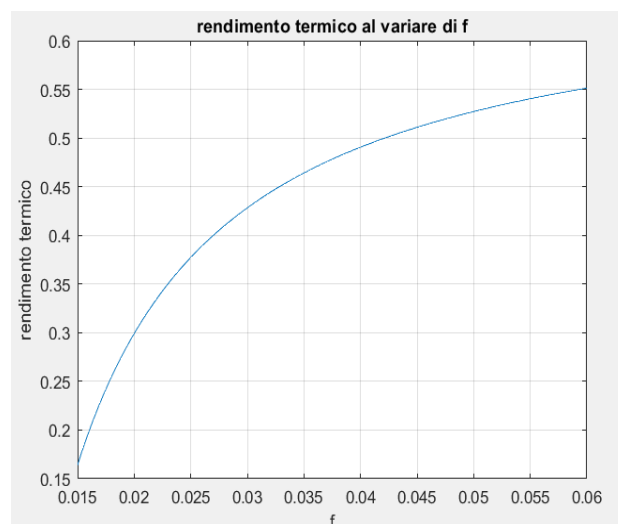
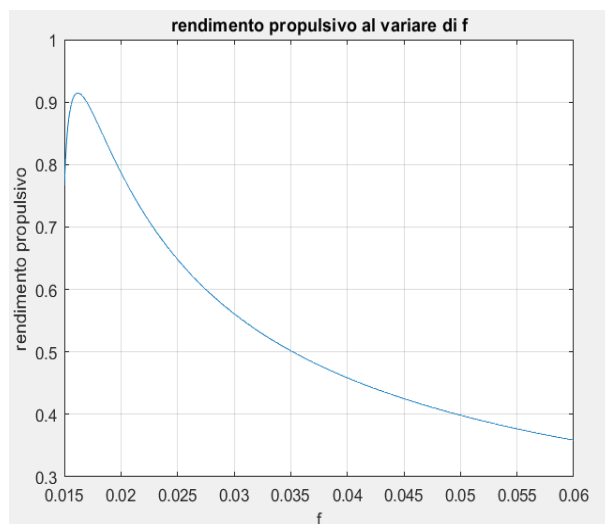
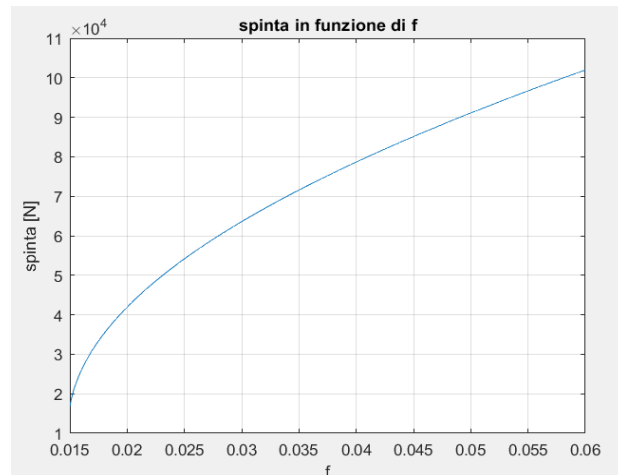
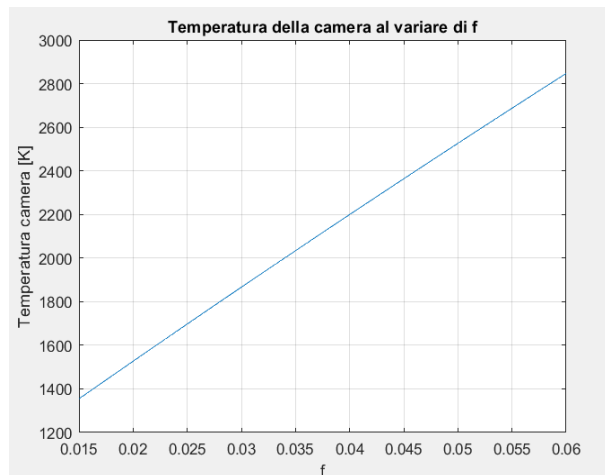
$$\eta_{th} = \frac{(1 + f) \times V_{6hot}^2 + BPR \times V_{6cold}^2 - (1 + BPR) \times U^2}{2 \times f \times Q_f}$$

Si valuta infine il consumo specifico

$$TSFC = \frac{\dot{m}_f}{T}$$

Risultati del ciclo

Si analizzano innanzitutto gli andamenti di spinta, rendimenti e consumo al variare del rapporto tra massa di combustibile e massa di aria calda, ovvero al variare della massa di combustibile immessa in camera di combustione, in quanto la portata massica totale e il BPR sono fissate.



Da questi grafici si nota innanzitutto che i valori della spinta appaiono bassi rispetto a quelli teorici (400kN). Un motivo di questa discrepanza è il fatto che i calcoli effettuati considerano un volo in quota a 9000 metri, mentre i dati teorici sono riferiti alla quota a livello del mare in cui la portata massica è ben più alta. Applicando la formula seguente è possibile ottenere un'approssimazione idealizzata dell'andamento della spinta con la quota:

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^\xi$$

Risulta che per $\xi = 0.9$ la spinta massima alla quota di volo considerata è pari a 160 kN, ancora superiore a quelle che appaiono sul grafico relativo all'analisi effettuata. Si ritiene che questa incoerenza sia legata al fatto che il modello non prevede tutte le caratteristiche reali del motore, quali le condizioni di stechiometria l'effetto dell'aria introdotta in zona secondaria nella camera.

L'andamento del grafico della temperatura fa pensare che un f superiore a 0.035 comporterebbe un valore troppo elevato in camera di combustione, il quale intuitivamente comprometterebbe la struttura della camera di combustione. Tuttavia un'analisi fluido-termodinamica del fenomeno porterebbe a studiare più nel dettaglio la distribuzione della temperatura e la trasmissione del calore. Ciò porterebbe alla conclusione che in un motore reale gli stress termici non sono così intensi, ma controllati in modo migliore dal liner.

Il rendimento propulsivo presenta un massimo in corrispondenza di f circa pari a 0.017, mentre quello globale per un f di 0.025. Quest'ultimo è da considerarsi come un ottimo di volo.

Esiste infine un valore ottimale anche riguardante i consumi: il consumo specifico presenta un minimo per lo stesso f che dà il rendimento globale massimo.

Viene quindi scelto il valore di f corrispondente al massimo rendimento globale, quindi $f = 0.025$.

I risultati prodotti sono i seguenti:

$$T = 54.15 \text{ kN}$$

$$v_{6_{cold}} = 308.26 \frac{m}{s}$$

$$v_{6_{hot}} = 762.18 \frac{m}{s}$$

$$\eta_{propulsivo} = 0.648$$

$$\eta_{termico} = 0.3773$$

$$\eta_{globale} = 0.2445$$

$$TSFC = 25.3 \frac{g}{kN \times s}$$

$$P_{combustion_{chamber}} = 2.604 MPa$$

$$T_{combustion_{chamber}} = 1697 K$$

Temperatura	K
Tt ₀	262.8344
Tt _{Inlet}	262.8344
Tt ₁	262.8344
Tt ₂	283.0024
Tt _{2_iso}	280.9856
Tt ₃	946.7741
Tt _{3_iso}	841.7588
Tt _{compr_mid}	433.3160
Tt ₄	1697.3
Tt _{5_cold}	283.0024
Tt _{5_high}	1206.1
Tt _{5_high_iso}	1152.8
Tt _{5_mid}	1062.3
Tt _{5_mid_iso}	1047.4
Tt _{5_low}	863.6146
Tt _{5_low_iso}	846.0767
Tt _{6_hot}	863.6146
Tt _{6_cold}	283.0024

Pressione Tot	kPa
Pt ₀	49.285
Pt ₁	47.313
Pt ₂	59.771
Pt ₃	2712.6
Pt ₄	2604.1
Pt _{5_cold}	582.77
Pt _{5_high}	547.63
Pt _{5_mid}	310.08
Pt _{5_low}	123.90
Pt _{6_cold}	58.277
Pt _{6_hot}	123.90

Portate massiche	Kg/s
\dot{m}	564.3
\dot{m}_{cold}	509.5
\dot{m}_{hot}	54.7863
\dot{m}_f	1.3697

Riferimenti Bibliografici

Hill Peterson, 1992. Mechanics and thermodynamics of propulsion. Second edition.

A. Dik, N. Bitén, V. Zaccaria, I. Aslanidou, K.G. Kyprianidis, August 2017. Conceptual Design of a 3-Shaft Turbofan Engine with Reduced Fuel Consumption for 2025. Energy Procedia. Disponibile su <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217363129>

Dispense del corso di Propulsione Aerospaziale, disponibili su beep.

Dispense del corso di propulsione aerospaziale dell'università La Sapienza di Roma. Disponibili su

http://dma.ing.uniroma1.it/users/aeroprop_c1/testolez05b.pdf

http://dma.ing.uniroma1.it/users/aeroprop_c1/testolez11b.pdf

Undergraduate Team – Engine September 13, 2014. Student Design Competition 2014/2015. An Ultra-High Bypass Ratio Turbofan Engine for the Future. Disponibile su

[https://www.aiaa.org/uploadedFiles/Events/Other/Student_Competitions/2014-2015_UgradTeamEngine\(1\).pdf](https://www.aiaa.org/uploadedFiles/Events/Other/Student_Competitions/2014-2015_UgradTeamEngine(1).pdf)