

Progetto base di un turbojet

Fabio Alfano, Luca Candela,
Stefano Gambuzza, Matteo Hakimi

Corso: Motori aeronautici
Docente: Mauro Valorani

September 19, 2016

Si vuole determinare il procedimento progetto base di design per un turbogetto semplice.

Lo sviluppo prevede una prima analisi di vincolo e di missione per determinare il peso e la spinta a terra dell'aeromobile, seguito da un'analisi semplificata del ciclo turbojet in condizioni di progetto allo scopo di trovare un valore ottimale di β_c per il dimensionamento del compressore.

1 Analisi di vincolo e di missione

Si vuole che l'aereo riesca complessivamente a:

- Decollare da una pista a livello del mare con una corsa massima di 1800 m.
- Effettuare una crociera subsonica a quota 10000 m e Mach di volo leggermente transonico ($Ma = 0.85$).
- Effettuare, in condizioni di crociera, una virata stazionaria con fattore di carico $n = 1.1$ (corrispondente ad angolo di rollio $\phi \approx 25^\circ$).

Sono supposti, come parametri aerodinamici dell'aereo, un aspect ratio per l'ala pari a 11, un C_L massimo in condizioni di decollo di 2.2 e di 2.4 in configurazione flappata di atterraggio.

Si ottiene, con questi vincoli, lo spazio delle soluzioni riportato in fig. ??.

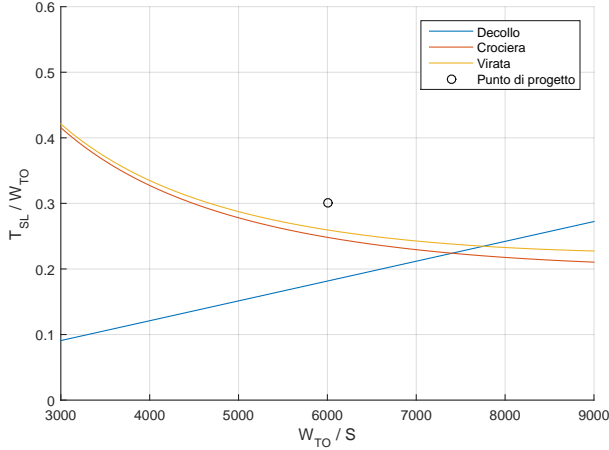
Nel grafico si nota l'andamento atteso lineare per la richiesta sulla corsa di decollo e iperbolico per la condizione di crociera e manovra stazionaria. Essendo i possibili valori che soddisfano l'analisi di vincolo quelli al disopra delle curve, si è scelto come punto di progetto il rapporto $T_{SL}/W_{TO} = 0.4$, in corrispondenza del carico alare $W_{TO}/S = 6000 \text{ N m}^{-2}$.

Per la determinazione del peso a vuoto dell'aeromobile si è proceduto con l'analisi di missione, richiedendo un'autonomia di 8000 km in condizioni standard di crociera. Sapendo che il peso al decollo si può determinare come

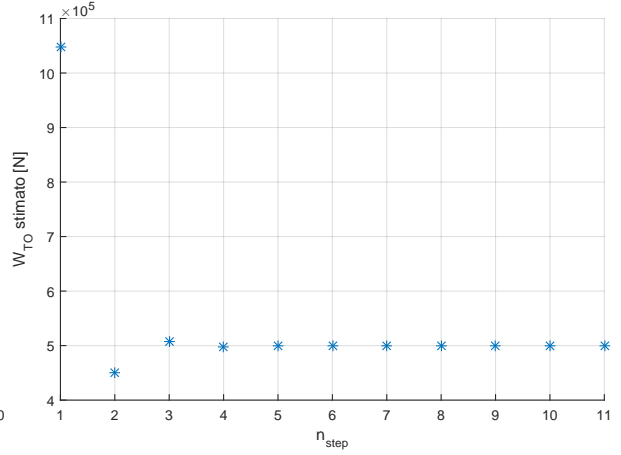
$$W_{TO} = \frac{W_P}{1 - \frac{W_E}{W_{TO}} - \frac{W_E}{W_{TO}}}$$

dove per $\frac{W_E}{W_{TO}}$ si è utilizzata la stima empirica

$$\frac{W_E}{W_{TO}} = 1.02 \cdot W_{TO}^{-0.06}$$



(a) Spazio delle soluzioni



(b) Andamento a convergenza per W_{TO}

si è impostato un procedimento iterativo, stimando il rapporto $\frac{W_F}{W_{TO}}$ dal confronto con aerei della stessa categoria. Fissando da normativa (210 lb per passeggero) il peso del payload, e determinando il rapporto tra peso del carburante e peso al decollo con

$$\frac{W_F}{W_{TO}} = 1 - \exp \left(\left(\frac{C_1}{M_{cr}} + C_2 \right) \cdot \sqrt{\frac{4C_{D0}}{\pi A R e}} \cdot \frac{\Delta s}{a_{cr}} \cdot g_0 \right)$$

si ottiene un peso al decollo pari a $W_{TO} = 499.08$ kN, che trova riscontro con aeromobili della stessa categoria (cfr. Boeing 737-100, che dispone di due motori turbojet). Avendo fissato il rapporto spinta-peso in fase di analisi di vincolo, si ottiene una spinta totale al livello del mare di $T_{SL} = 149.73$ kN. Utilizzando due motori, ognuno dovrà garantire una spinta massima di $T_{eng} = 74.86$ kN.

2 Analisi del ciclo

Per l'analisi del ciclo turbogetto sono state imposte come condizioni di volo quelle della crociera per l'analisi di vincolo, unite al parametro di progetto sulla temperatura di immissione in turbina $T_4 = 1400$ K. Il valore di β_c è stato fatto variare in un intervallo tra 10 e 30, calcolando per ogni valore i parametri di prestazioni (I_a , TSFC e rendimenti η_{th} , η_p ed η_{ov}).

Da questi andamenti si ottiene, come valore di β_c che ottimizza l'impulso specifico, un valore compreso tra 12 e 12.75. Sarà quindi utilizzato $\beta_c = 12$, in corrispondenza del quale si ha $I_a \approx 730$ m s⁻¹. La portata potrà essere determinata richiedendo che la spinta sia pari a quella ottenuta in fase di analisi di vincolo: sapendo che $I_a = \frac{F}{\dot{m}}$ si ottiene $\dot{m} = 102.41$ kg s⁻¹. Dallo stesso programma si può ottenere l'andamento del TSFC al variare del numero di Mach, che è stato utilizzato all'interno dell'analisi di missione per la determinazione della frazione di carburante in funzione dell'autonomia. Si è ottenuto, approssimando con una retta di regressione

$$TSFC \approx 0.021Ma + 0.09 \text{ [kg/Nh]}$$

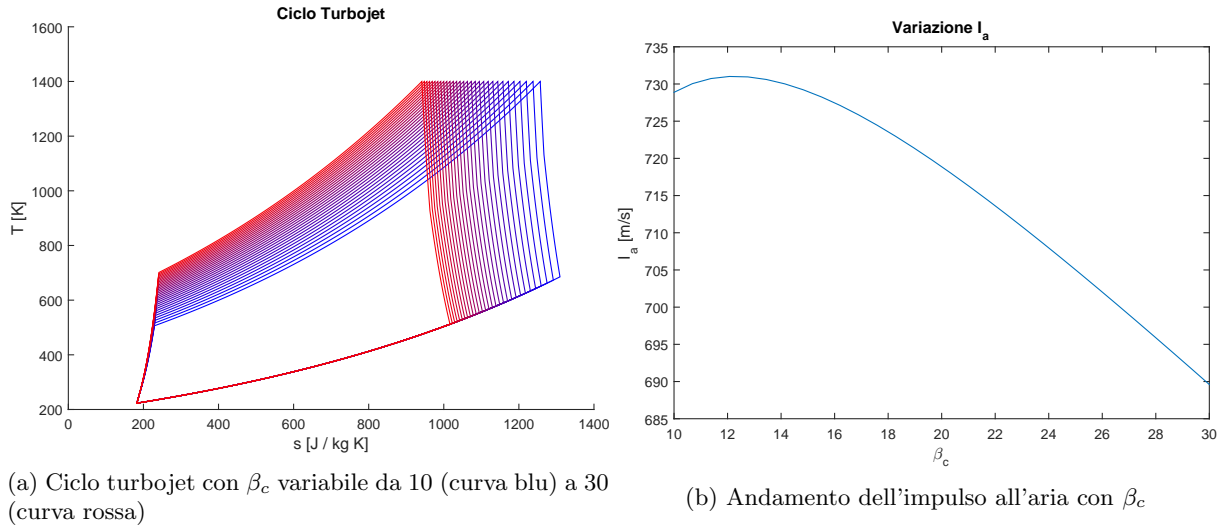


Figure 2: Ciclo turbojet, risultati preliminari

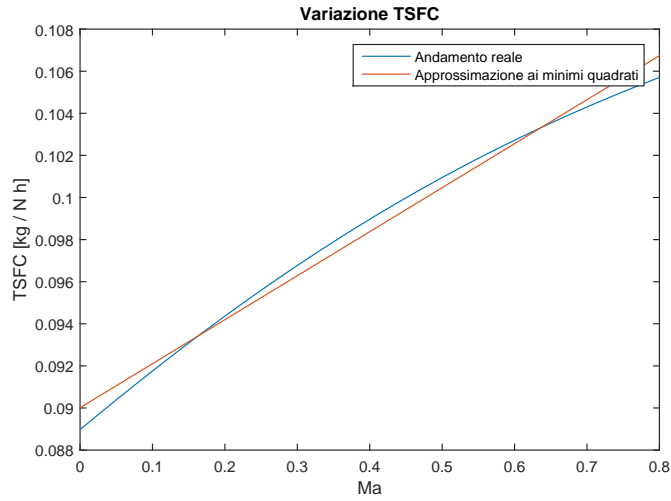


Figure 3: Andamento del TSFC *vs* Mach Number

3 Compressore

Le ipotesi a monte del dimensionamento prevedono

- Nessun inlet guide vane,
- Stadio ripetuto ($C_3 = C_1$),
- Distribuzione a vortice libero (C_a costante lungo il raggio),
- Assenza di spillamento (\dot{m} costante su tutti gli stadi),
- Flusso non reagente (C_p , γ , R costanti).

Si suppongono inoltre note le seguenti grandezze:

- Portata di flusso in ingresso al compressore \dot{m}_{in} (dall'analisi di vincolo e dal ciclo semplificato),
- rapporto di compressione totale del compressore β_{tot} (dalla massimizzazione di I_a).

Pressione p_{in} , temperatura T_{in} e Mach M_{in} derivano dalla correlazione all'uscita della presa dinamica in modo tale che la condizione di funzionamento on-design sia sufficientemente lontana dalla condizione

di choking del compressore.

Si è ipotizzato $M_{in, tip} = 0.9$, per assicurarsi che la pala lavori in regime subsonico. Da letteratura, risulta accettabile un range $[0.9 \div 1.1]$, tuttavia si è scelto il valore minore per evitare perdite legate agli urti al tip della pala.

Si sono ipotizzati dei valori dell'*aspect ratio* $AR = 1.8$ per il primo stadio e di $\chi = \frac{r_{tip}}{r_{hub}} = 0.7$ mediante analisi di mercato, e dei valori del rendimento politropico $\eta_p = 0.9$ e del grado di reazione al raggio medio $\Lambda_m^* = 0.5$.

3.1 Dimensionamento del compressore

Dal rendimento politropico ipotizzato è possibile ricavare l'esponente n della politropica equivalente:

$$n = \frac{\gamma \eta_p^*}{1 + \gamma(\eta_p^* - 1)}$$

Dalle grandezze iniziali di pressione, temperatura e Mach si possono calcolare densità, velocità del suono e grandezze totali all'ingresso, oltre che la velocità assiale come $C_a = M_{in} a_{in}$. Utilizzando le relazioni per la politropica si ottiene la temperatura totale allo scarico e quindi il salto entalpico totale come

$$T_{0, out} = \beta_c^{n-1/n} T_{0, in}, \quad \Delta h_0 = c_P(T_{0, out} - T_{0, in})$$

L'area di ingresso del compressore si potrà stimare da

$$A_{in} = \frac{\dot{m}}{\rho_{in} C_a} = \pi(r_{tip}^2 - r_{hub}^2) = \pi r_{tip}^2 (1 - \chi^2)$$

Da cui, a sua volta, si può ricavare il raggio al tip e all'hub $r_{hub} = \chi r_{tip}$. Risulta utile introdurre un raggio medio e definire l'altezza della paletta:

$$r_m = \frac{r_{hub} + r_{tip}}{2} \quad h = r_{tip} - r_{hub}$$

Tramite il triangolo delle velocità, si possono calcolare le varie componenti delle stesse per il tip, per l'hub e per il raggio medio.

$$W_{1,tip} = M_{in,tip} a_{in} \quad U_{1,tip} = \sqrt{W_{1,tip}^2 - C_a^2}$$

Per le condizioni in ingresso senza swirl, si può calcolare la velocità di rotazione da

$$U = \omega r = C_a \tan(\beta)$$

e potendo calcolare facilmente ω

$$\omega = \frac{U_{1,tip}}{r_{tip}}$$

sarà possibile calcolare gli angoli β_1 (al tip, all'hub e al raggio medio) e, quindi $W_{1,hub}$ e $W_{1,m}$.

Per una distribuzione a vortice libero, il grado di reazione risulta dipendere dal raggio:

$$\Lambda(r) = 1 - \frac{1 - \Lambda_m}{\left(\frac{r}{r_m}\right)^2} \quad (1)$$

Si vuole $\Lambda(r_{hub}) > 0$ per evitare che il rotore all'hub operi ad espandere il flusso. Ne segue che

$$\Lambda_m > 1 - \left(\frac{r_{hub}}{r_m}\right)^2 \quad (2)$$

Nel caso si verifichi un $\Lambda_{hub} < 0$, si ricalcola il Λ_m tale per cui $\Lambda_{hub} > 0$. Dalla relazione, utilizzabile grazie all'ipotesi di stadio ripetuto:

$$\Lambda_m = \frac{C_a}{2U_m} (\tan(\beta_{1,m}) + \tan(\beta_{2,m})) \quad (3)$$

si ricava β_{2m} , e si può calcolare il salto entalpico totale relativo ad un solo stadio:

$$\Delta h_{0,stad} = U_m C_a (\tan(\beta_{1,m}) - \tan(\beta_{2,m}))$$

Si può calcolare il numero degli stadi da

$$N_{stad} = \text{ceil} \left[\frac{\Delta h_{0,tot}}{\Delta h_{0,stad}} \right]$$

Si ricalcola nuovamente, da quest'ultima, $\Delta h_{0,stad}$ e, conseguentemente, $\beta_{2,m}$ e Λ_m . Occorre riconfrontare tale valore del grado di reazione a raggio medio con la specifica introdotta nella (2). Se non dovesse risultare verificata quest'ultima, occorre aumentare il numero degli stadi e, successivamente, reiterare.

A fine procedura si ha a disposizione Λ_m , Λ_{hub} e Λ_{tip} dalla (1), $\beta_{2,m}$, $\beta_{2,hub}$ e $\beta_{2,tip}$ dalla (3).

Supponendo che il raggio dello stadio non sia soggetto a variazioni, possiamo scrivere:

$$\frac{U}{C_a} = \tan(\alpha_2) + \tan(\beta_2)$$

da cui si può ricavare α_2 all'hub, al tip e al raggio medio.

Dalle relazioni geometriche sul triangolo di velocità

$$W_{2,u} = C_a \tan(\beta_2) \quad C_{2,u} = C_a \tan(\alpha_2)$$

$$W_2 = \sqrt{W_{2,u}^2 + C_a^2} \quad C_2 = \sqrt{C_{2,u}^2 + C_a^2}$$

si possono ricavare le componenti tangenziali ed assiali della velocità ($W_{2,u}$, $C_{2,u}$) e le relative velocità nel riferimento della paletta (W_2 , C_2) all'hub, al tip e al raggio medio.

Scegliendo un *Diffusion Factor* $DF = 0.45$ (valore ottimale durante la progettazione ed il dimensionamento), possiamo calcolare la *blade solidity* σ .

$$\Lambda_{rot} = \frac{\Lambda C_u}{(DF - 1)W_1 + W_2}$$

$$\Lambda_{stat} = \frac{\Lambda C_u}{(DF - 1)C_1 + C_2}$$

Si saranno calcolati, quindi, tre valori di σ per il rotore (riferiti all'hub, al tip e al raggio medio) ed altrettanti per lo statore. Scegliendo il massimo, si potrà calcolare il passo s nel piano interpolare, utilizzando la definizione della blade solidity $\sigma = \frac{c}{s}$. La corda c da inserire nella precedente relazione viene ricavata dall'aspect ratio AR , e viene ipotizzata costante.

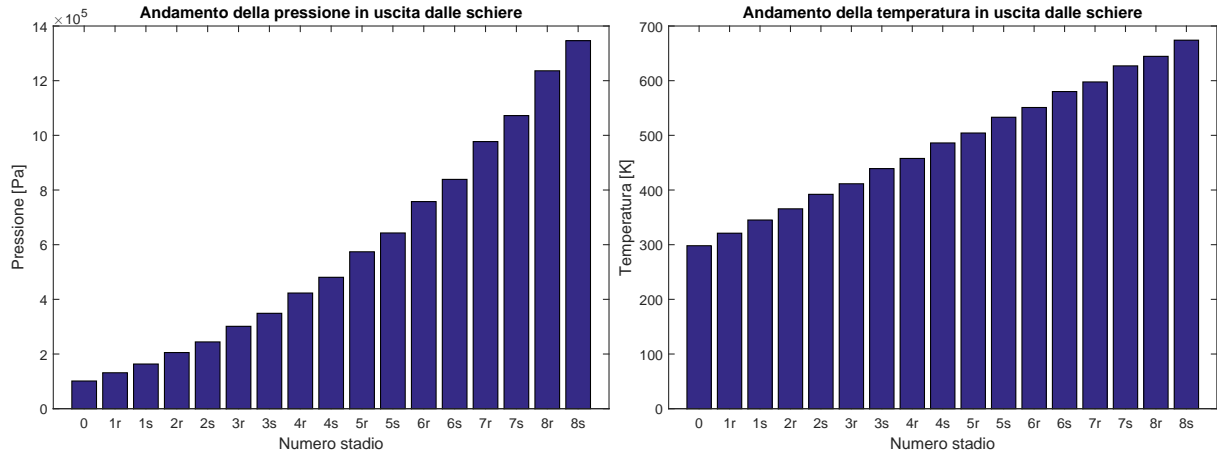
Dal passo interpolare, si ricava il numero di pale dalla

$$2\pi r = s N_{pale} \Rightarrow N_{pale} = \text{round} \left[\frac{2\pi r}{s} \right]$$

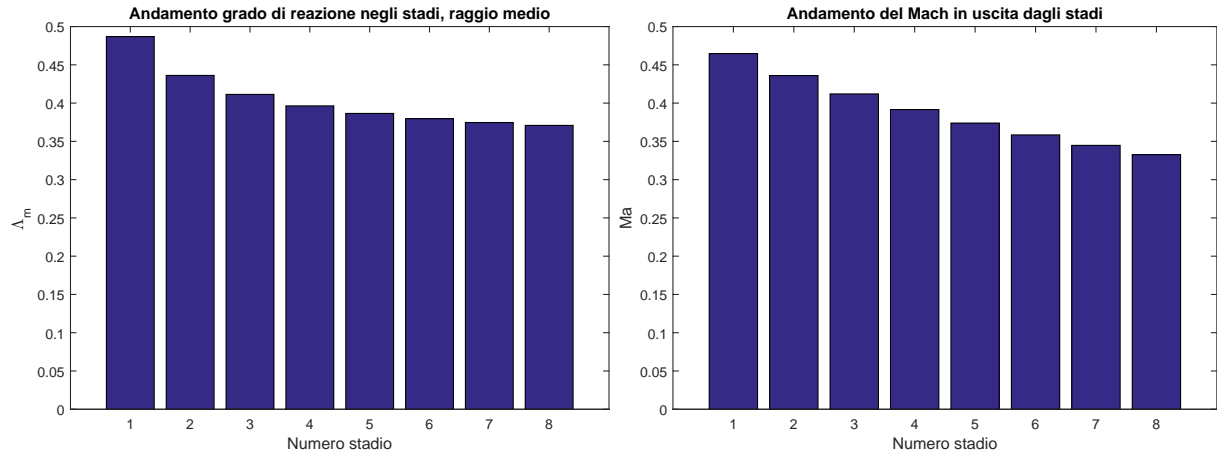
dove r è il raggio corrispondente al σ massimo ottenuto.

Nota la ω , mantenendo costante il r_{tip} , sapendo il $\Delta h_{0,stad}$ si può ripetere il procedimento del dimensionamento per ogni stadio al fine di ottenere le velocità W_1 , W_2 , C_1 , C_2 , le differenze tra angoli

$\Delta\alpha$ e $\Delta\beta$ ed i gradi di reazione al raggio medio, oltre agli andamenti di pressione e temperatura all'uscita di ogni schiera di pale.



(a) Andamento delle pressioni in uscita da ogni schiera di pale (b) Andamento delle temperature in uscita da ogni schiera di pale



(c) Andamento del grado di reazione al raggio medio lungo ogni stadio (d) Andamento del numero di Mach in uscita da ogni stadio

Come atteso, avendo imposto per tutti gli stadi uno stesso Δh_0 , la temperatura aumenta linearmente lungo il compressore. Per quanto riguarda l'aumento di pressione, si verifica l'andamento ad esponente $\frac{n-1}{n}$ caratteristico della politropica equivalente. Per il numero di Mach, si verifica una diminuzione progressiva data dall'andamento costante di C_a e dall'aumento di temperatura.

3.2 Correlazioni di perdita

Si sono correlate le perdite mediante l'utilizzo del modello di Soderberg, valido per macchine assiali in condizioni di progetto. Tale modello quantifica le perdite di ogni schiera introducendo un fattore correttivo, che tiene conto della deviazione attraverso il canale. Successivamente, tale fattore viene ulteriormente corretto tramite l'aspect ratio della paletta e il numero di Reynolds:

$$Re_{rot} = \frac{DW_1}{\nu} \text{ con } D = \frac{2hs \cos \alpha_1}{h + s \cos \alpha_1}$$

$$Re_{stat} = \frac{DC_1}{\nu} \text{ con } D = \frac{2hs \cos \beta_2}{h + s \cos \beta_2}$$

Le perdite vengono quindi quantificate come

- Perdite di profilo: $\xi = 0.04 + 0.06 \left(\frac{\Delta\Phi}{100} \right)^2$, con $\Delta\Phi = \Delta\beta$ per il rotore e $\Delta\Phi = \Delta\alpha$ per lo statore.
- perdite secondarie legate al rapporto d'aspetto $\frac{h}{c}$: $\xi' = (1 - \xi) \left(0.975 + 0.075 \left(\frac{c}{h} \right) \right) - 1$;
- perdite legate al numero di Reynolds: $\xi'' = \left(\frac{10^5}{Re} \right)^{1/4} \xi'$.

Non vengono riportate ed utilizzate le perdite al *tip leakage*, in quanto richiederebbero la conoscenza della configurazione geometrica inerente alla cassa.

Si ottengono i seguenti andamenti di ξ per il rotore e lo statore.

