

POLITECNICO DI TORINO



Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Studio di fattibilità e Progettazione di un Minibanco Motore 4T per l'analisi delle prestazioni in quota

Relatore:
Prof. Michele Ferlauto

Candidato:
Gianluca Fiorito

Anno Accademico 2017/2018

Indice

1.	Introduzione	1
2.	Banco prova motore	2
2.1	Caratteristiche principali	2
2.2	Tipologie di freni dinamometrici	3
3.	I motori alternativi in campo aeronautico.....	5
3.1	Nozioni generali.....	5
3.2	Classificazione dei motori a combustione interna	6
3.2.1	Modalità di accensione.....	6
3.2.2	Durata del ciclo.....	7
3.2.3	Modalità di alimentazione dell'aria	8
3.2.4	Modalità di alimentazione del combustibile	8
3.2.5	Sistema di raffreddamento.....	8
3.3	Studio del ciclo termodinamico.....	9
3.3.1	Ciclo Otto	9
3.3.2	Ciclo indicato	12
3.4	Effetti condizioni ambiente sui motori alternativi.....	14
3.4.1	Motore ad accensione comandata	14
3.4.2	Effetti condizioni ambiente al variare della quota	15
3.5	Rimedi alla perdita di prestazioni.....	17
3.5.1	Motori sovralimentati.....	17
3.6	Configurazioni e proprietà dei motori a combustione interna aeronautici (4).....	18
3.7	Proprietà e caratteristiche dei motori alternativi aeronautici	19
4.	Scelta del motore	20
4.1	Offerta mercato degli aeromodelli.....	20
4.1.1	Cenni sui motori glow	20
4.2	Motore scelto per il banco	21
5.	Simulazione ambiente in quota.....	23
5.1	Soluzione con serbatoio	24
5.2	Soluzione con tubo di Venturi	30
5.2.1	Definizione delle sezioni intermedie in funzione della loro posizione	32

5.2.2	Definizione della curva caratteristica del condotto e scelta del ventilatore.....	36
6.	Sistema di misura della coppia	43
6.1	Supporto flottante.....	44
6.2	Misura tramite cella di carico	48
7.	Conclusioni	50
	Bibliografia.....	52

Sommario

Il lavoro svolto nelle pagine seguenti si propone di fare uno studio preliminare al fine di individuare i componenti necessari alla realizzazione di un banco prova motore con cui è possibile sperimentare il funzionamento in quota di un motore a combustione interna alternativo ed effettuare delle misure valide per lo svolgimento di un'esercitazione didattica rivolta agli studenti di Ingegneria Aerospaziale del Politecnico di Torino.

1. Introduzione

L'intento principale di questo lavoro è lo studio di fattibilità e la progettazione di un banco prova per indagare il comportamento e le prestazioni di un motore a combustione interna alternativo impiegato nella propulsione di aeromobili. L'oggetto principale d'indagine è la definizione di tutte le componenti necessarie alla realizzazione di un minibanco prova motore atto a valutare la variazione delle prestazioni del motore in funzione dell'altitudine di volo dell'aeromobile, cioè verificare qual è influenza della temperatura, della pressione e della densità dell'aria aspirata variabili in funzione della quota.

Si vuole realizzare un banco per fare un'analisi sperimentale, cioè misurare la potenza, la coppia e anche i consumi del motore a combustione interna e dedurre, sempre sperimentalmente, gli effetti del volo in quota.

Poiché questo progetto si propone di realizzare un banco per effettuare delle misure e per la raccolta di dati validi per lo svolgimento di un'esercitazione didattica, si ritiene opportuno creare un banco in grado di testare un motore le cui dimensioni, potenze e coppie siano contenute in modo tale da averne una più facile gestione, in modo tale da rendere la misura delle coppie erogate dal propulsore e la dissipazione della potenza abbastanza semplici evitando la necessità di avere sistemi di misurazione e di gestione del banco complicati da utilizzare; in sostanza si vuole realizzare una versione in scala di un banco prova che simuli il funzionamento di un motore alternativo aeronautico reale in quota.

Per queste motivazioni si ritiene non opportuno adoperare la strumentazione che solitamente equipaggia un banco prova pensato per rilevare le caratteristiche meccaniche di un motore a combustione interna alternativo, ma si valuta la possibilità ridefinire tutti i sistemi necessari ad uno studio sperimentale del motore.

La definizione del banco parte con l'individuazione di un motore che possa essere rappresentativo di un propulsore alternativo utilizzato in campo aeronautico e conforme con le necessità di realizzazione di un banco di dimensioni contenute e di facile gestione e controllo; si pensa anche un sistema in grado di simulare le condizioni ambiente in quota per il quale si valutano due soluzioni alternative ognuna delle quali ha punti di forza e criticità; infine si valuta anche un sistema di misurazione della coppia del motore. In sostanza l'obiettivo di questo elaborato è quello di individuare e progettare in linea di massima la strumentazione necessaria alla realizzazione di un banco prova motore prestando maggiormente attenzione all'obiettivo di realizzare un sistema semplice e facilmente gestibile che non a creare un modello con cui effettuare delle attività sperimentali rigorosamente scientifiche.

Inoltre, prima della spiegazione di ogni soluzione individuata, si fa nelle pagine seguenti un'introduzione spiegando quali sono le soluzioni costruttive adottate per la realizzazione di banchi prova e dando una visione generale sui motori a combustione interna alternativi applicati in ambito aeronautico.

2. Banco prova motore

2.1 Caratteristiche principali

Un banco prova motore è uno strumento, o meglio un insieme di strumenti progettati per rilevare la coppia motrice, la potenza erogata e i consumi di combustibile dei motori a combustione interna. Sostanzialmente un banco prova motore è costituito da un basamento o base sismica dove viene posizionato il motore e da un dispositivo in grado di applicare una coppia resistente al motore in prova.

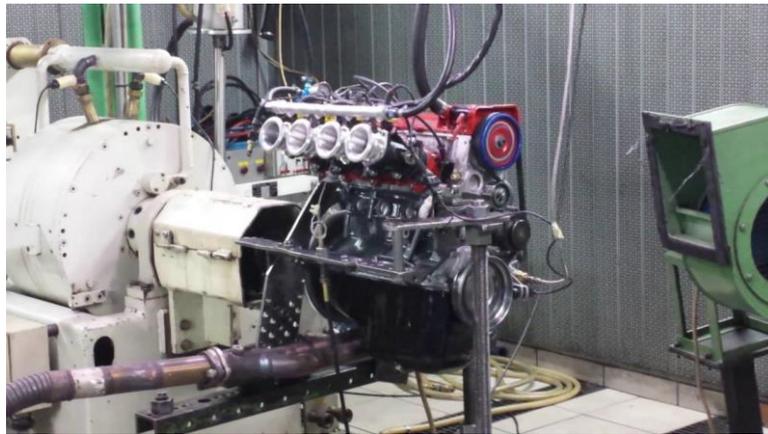


Figura 2.1 - Banco Motore (1)

La misura della potenza del motore in prova può avvenire in modi differenti: tramite una misura diretta utilizzando freni dinamometrici tarati, cioè macchine utilizzatrici di cui è nota la caratteristica oppure misurando separatamente la velocità e la coppia. In quest'ultima modalità di misura la coppia può essere valutata utilizzando un torsionometro oppure adoperando un freno dinamometrico a reazione il cui principio di funzionamento, basato su un rotore e uno statore, resta lo stesso indipendentemente che si tratti di un freno meccanico, idraulico o elettrico.



Figura 2.2 - Freno dinamometrico Ranzi, Museo Storico dei Motori e dei Meccanismi, UniPa (2)

La misura della potenza con questa tipologia di freni viene ottenuta grazie alla loro parte statorica flottante tenuta ferma in posizione dal sistema di rilevamento della coppia che può essere meccanico o elettronico cioè costituito da una cella di carico. In genere i costruttori dei freni dinamometrici forniscono anche l'equazione caratteristica del freno che lega la forza misurata e la velocità di rotazione alla potenza utile erogata dal motore come riportato nella relazione (2.1) in cui k_f racchiude le caratteristiche costruttive del freno.

$$P_u = \frac{F \cdot n}{k_f} \quad (2.1)$$

I freni dinamometrici inoltre presentano importanti criticità di tipo costruttivo e di utilizzo, infatti essi devono essere dotati di cuscinetti il cui attrito è estremamente ridotto in modo tale che esso vada a fornire un contributo trascurabile alla misura della coppia e nell'installazione del freno è necessario far attenzione a non vincolare in alcun modo la carcassa se non tramite la cella di carico e l'immissione di fluidi di raffreddamento immessi nel freno non devono causare variazioni della quantità di moto che vanno anch'esse a falsare la misurazione della coppia.

2.2 Tipologie di freni dinamometrici

I freni dinamometrici a reazioni utilizzati nella realizzazione dei banchi prova possono essere basati su diversi principi di funzionamento di seguito elencati:

- *Freni idraulici laminari* simili a quello riportato in Figura 2.2 la cui coppia resistente e al potenza dissipata sono legate alla velocità di rotazione secondo le relazioni (2.2) e (2.3)

$$C_{res} = k \cdot \omega \quad (2.2)$$

$$P_{diss} = C_{res} \cdot \omega = k \cdot \omega^2 \quad (2.3)$$

in cui k dipende dal livello dell'acqua presente tra il rotore e lo statore;

- *Freni elettrici a correnti parassite*: esso è costituito da uno statore realizzato in materiale metallico attraversato da un campo magnetico generato da bobine e da un rotore simile ad una ruota dentata che nella sua rotazione genera un flusso magnetico variabile il quale a sua volta genera una forza elettromotrice indotta; tale forza elettromotrice genera nella massa metallica dello statore delle correnti parassite che dissipano energia sotto forma di calore; con questa tipologia di freni è possibile ottenere qualunque caratteristica di coppia resistente semplicemente controllando la corrente di eccitazione;

- *Freni a corrente continua*: il freno è sostanzialmente un generatore elettrico in corrente continua che trasforma l'energia del motore in energia elettrica che può essere riversata nella rete elettrica oppure dissipata su una resistenza, in questo secondo caso sono necessari anche sistemi di raffreddamento più complessi; la sua caratteristica può essere variata andando a modificare la corrente di eccitazione e poiché si tratta di una macchina reversibile può essere utilizzata per avviare il motore;
- *Freni a corrente alternata*: in sostituzione della dinamo possono essere utilizzati generatori a corrente alternata in cui si può variare l'ampiezza e la frequenza della tensione di alimentazione tramite un inverter; questa soluzione, a parità di potenze assorbite risulta essere più compatta di un freno a corrente continua.

3. I motori alternativi in campo aeronautico

3.1 Nozioni generali

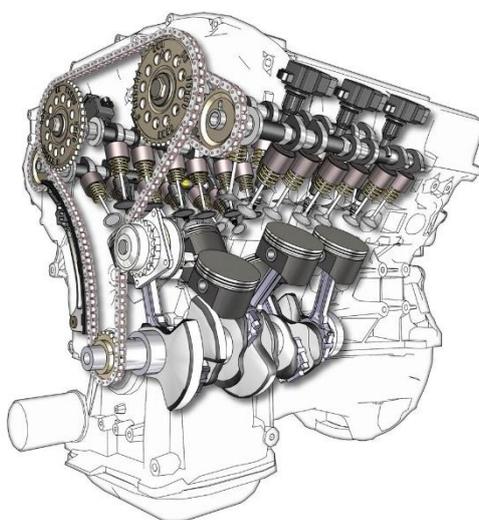


Figura 3.1 - Motore a combustione interna alternativo

I motori a combustione interna alternativi sono stati i primi propulsori utilizzati in applicazione aeronautica e fino alla metà del XX secolo anche gli unici. Ai giorni nostri essi sono stati in gran parte sostituiti dalla propulsione con turbine a gas, ma rimangono impiegati nell'aviazione leggera, cioè per le piccole potenze. In estrema sintesi essi sono caratterizzati da una combustione interna cioè che avviene all'interno della macchina stessa e da un funzionamento ciclico che permette di raggiungere temperature di combustione più elevate rispetto a quelle delle turbine a gas senza creare particolari problemi dovuti sollecitazioni termiche poiché esse sono intermittenti.

Per poter fare una descrizione esaustiva delle caratteristiche dei motori a combustione interna è opportuno dare una spiegazione di quello che è il loro cinematismo. Essi sono essenzialmente composti da uno o più cilindri all'interno del quale scorre un pistone dotato di un moto alterno rettilineo, la parte superiore del cilindro è chiamata testa e su di essa, nel caso si tratti di un motore 4 tempi, sono posizionate le valvole che gestiscono l'aspirazione e lo scarico del fluido motore e se si tratta di un propulsore ad accensione comandata, sulla testa è presente anche una candela che genera un arco elettrico necessario all'accensione della miscela. Il pistone inoltre è collegato ad un sistema biella-manovella che trasforma il moto alternativo dello stantuffo in un moto rotatorio dell'albero motore.

Dallo studio del moto del pistone possono essere definite alcune grandezze caratteristiche di tipo geometrico:

- *Volume minimo* V_{\min} : volume minimo raggiunto all'interno della camera di combustione;
- *Volume massimo* V_{\max} : volume massimo raggiunto all'interno della camera di combustione;

- *Punto morto inferiore* PMI: posizione del pistone in corrispondenza di V_{\min} ;
- *Punto morto superiore* PMS: posizione raggiunta in corrispondenza di V_{\max} ;
- *Corsa*: distanza percorsa dallo stantuffo per andare dal PMS al PMI;
- *Alesaggio*: diametro interno del cilindro;
- *Cilindrata* $V=V_{\max}-V_{\min}$: volume spazzato dal pistone in una corsa;
- *Rapporto di compressione volumetrico* $\epsilon= V_{\max}/ V_{\min}$: rapporto tra volume massimo in camera e volume minimo.

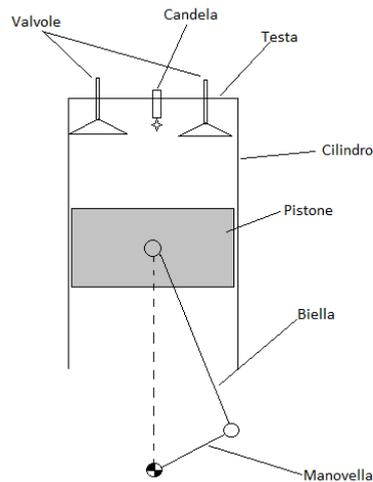


Figura 3.2 - Schema cilindro

3.2 Classificazione dei motori a combustione interna

I motori a combustione interna alternativi possono essere suddivisi in diverse categorie utilizzando diversi criteri di classificazione tra i quali i principali sono:

- *Modalità di accensione;*
- *Durata del ciclo;*
- *Modalità di alimentazione dell'aria;*
- *Modalità di alimentazione del combustibile;*
- *Sistema di raffreddamento.*

3.2.1 Modalità di accensione

Andando a considerare la modalità di accensione del combustibile i motori possono essere classificati in:

- ✓ *Motori ad accensione comandata*

Questi motori utilizzano combustibili a bassa reattività come benzina, etanolo, metanolo, gas naturale o GPL. Il combustibile viene miscelato all'aria comburente al di fuori della camera di combustione creando così una miscela che può essere compressa senza dare origine a reazioni chimiche. Il processo di combustione deve perciò essere avviato dall'esterno attraverso un arco elettrico generato da una candela e che causa la combustione di una piccolissima frazione della miscela da cui poi si propaga in tutta la camera di combustione dando origine ad un fronte di fiamma. Questa modalità di combustione è capace di auto adattarsi alle variazioni di velocità di rotazione del motore, il che consente a questi motori di raggiungere velocità di rotazione molto elevate. Affinché il fronte di fiamma si propaghi con una velocità elevata, la combustione deve avvenire con proporzioni aria/combustibile stechiometriche il che vuol dire che se si verifica una diminuzione del carico richiesto al motore, bisogna diminuire insieme al combustibile immesso in camera anche l'aria in modo tale da mantenere la miscela stechiometrica, ciò viene fatto

parzializzando l'aspirazione e quindi introducendo delle perdite fluidodinamiche che causano una diminuzione del rendimento.

✓ *Motori ad accensione per compressione*

Questi motori utilizzano combustibili ad elevata reattività come gasolio o biodiesel che non permettono di essere premiscelati con aria all'esterno della camera di combustione e poi in essa compressi senza dare origine a reazioni chimiche. Infatti il combustibile viene introdotto in camera al termine della fase di compressione andando incontro prima ad una atomizzazione, poi ad una evaporazione e in fine ad una spontanea combustione. In questa tipologia di motori al fine della combustione non è molto importante il rapporto aria/combustibile che complessivamente è sempre caratterizzato da un eccesso di aria, cosa che consente di variare il carico semplicemente variando la quantità di combustibile iniettato. Questi motori però non sono in grado di adattarsi a variazioni della velocità poiché i processi che portano alla combustione non si auto adattano al variare della velocità, cosa che pone dei limiti sulle velocità massime raggiungibili da questi motori.

3.2.2 Durata del ciclo

Per durata del ciclo si intende quante corse deve effettuare lo stantuffo per completare l'intero ciclo termodinamico. Per cui in base a questa caratteristica i motori a combustione interna vengono classificati in:

✓ *Motori 4 tempi*

L'intero ciclo termodinamico è compiuto in quattro corse dello stantuffo, cioè in due giri completi della manovella. Sebbene il ciclo termodinamico viene distribuito su quattro corse (aspirazione, compressione, espansione e scarico), dal punto di vista del funzionamento possono essere individuate sei fasi: aspirazione, compressione, combustione, espansione, scarico spontaneo e scarico forzato. Durante la fase di aspirazione il pistone si muove dal PMS al PMI richiamando dall'esterno carica fresca che attraversa la valvola di aspirazione la quale si apre leggermente prima che il pistone abbia raggiunto il PMS e si chiude con un piccolo ritardo rispetto al raggiungimento del PMI. In questa fase se si tratta di un motore ad accensione comandata si immette in camera di combustione una miscela di aria e combustibile, mentre se si tratta di un motore ad accensione per compressione in questa fase si ha l'immissione solamente di aria. Durante la corsa di compressione, invece, entrambe le valvole restano chiuse e lo stantuffo compie lavoro sul gas in camera comprimendolo. Prima che venga raggiunto il PMS, viene innescata la combustione che, nel caso si tratti di un motore ad accensione comandata, ciò avviene facendo scoccare la scintilla all'interno della miscela compressa; nel caso si tratti di un motore ad accensione per compressione, la combustione parte quando si inietta il combustibile. In ogni caso si verifica un repentino aumento della pressione in camera. Nella fase di espansione, i gas combusti ad alta pressione e ad alta temperatura espandono spingendo il pistone verso il PMI fornendo un lavoro superiore a quello assorbito durante la fase di compressione. Al termine di questa corsa, prima che venga raggiunto il PMI, si ha l'apertura della valvola di scarico e, poiché la pressione in camera è ancora elevata, i gas combusti fluiscono spontaneamente verso lo scarico (scarico spontaneo); in seguito, con la risalita del pistone, si ha l'espulsione dei gas rimasti in camera. Alla fine della corsa di scarico, in prossimità del PMS, si ha la chiusura della valvola di scarico e l'apertura di quella di aspirazione segnando l'inizio di un nuovo ciclo.

✓ *Motori 2 tempi*

Il ciclo è compiuto in due corse dello stantuffo quindi in un solo giro di manovella poiché la sostituzione del fluido avviene quando lo stantuffo si trova al PMI dove vengono evacuati i gas combusti ed immessa carica fresca attraverso delle luci praticate nella parete del cilindro e che vengono scoperte dal moto stesso dello stantuffo. Anche in questo caso le fasi compiute dal motore restano sei, ma vengono distribuite su una corsa di compressione e una di espansione. Durante la corsa di compressione sia la luce di carico che quella di scarico restano chiuse e lo

stantuffo comprime i gas intrappolati in camera, poco prima del PMS viene avviata la combustione che comporta un repentino incremento della pressione e della temperatura in camera. Segue poi la corsa di espansione in cui lo stantuffo raccoglie lavoro dai gas combusti e in prossimità del PMI viene scoperta la luce di scarico generando la fase di scarico spontaneo; in seguito viene scoperta la luce di aspirazione e la carica fresca che entra in camera spinge fuori i gas combusti rimasti in camera. In seguito avviene la corsa di risalita del pistone verso il PMS che chiude prima la luce di aspirazione e poi quella di scarico provocando una dispersione della carica immessa. Chiuse entrambe le luci si ricomincia con un nuovo ciclo.

Ad oggi i motori 4 tempi sono i più diffusi in quanto, a fronte di una potenza dimezzata, consentono di raggiungere dei rendimenti più elevati e delle emissioni inquinanti inferiori, sebbene i motori 2 tempi trovino ancora applicazione in campi dove sono richieste piccole potenze e ridotte dimensioni.

3.2.3 Modalità di alimentazione dell'aria

Se si considera l'alimentazione dell'aria, i motori a combustione interna possono essere classificati in:

- ✓ *Motori aspirati o ad aspirazione naturale* in cui l'aria viene richiamata all'interno del cilindro grazie alla depressione creata dalla corsa dello stantuffo;
- ✓ *Motori sovralimentati*: un compressore pressurizza i condotti di aspirazione in modo tale che all'apertura della valvola di aspirazione si ha l'immissione forzata dell'aria in camera; l'azionamento del compressore può essere di tipo meccanico o fluidodinamico.

3.2.4 Modalità di alimentazione del combustibile

Nei motori ad accensione comandata l'alimentazione del combustibile può avvenire utilizzando un carburatore costituito da un tubo di Venturi nella cui gola sbocca un piccolo condotto collegato ad una vaschetta contenente il combustibile. Con questo sistema la portata aspirata dal motore crea una depressione nella gola del Venturi richiamando dalla vaschetta tramite il condotto una corrispondente portata di combustibile. A questo sistema si contrappone l'iniezione elettronica fatta utilizzando un iniettore elettromeccanico che può iniettare il combustibile o nel condotto di aspirazione (iniezione indiretta) o direttamente in camera di combustione (iniezione diretta). Per quanto riguarda i motori ad accensione per compressione solitamente si parla di motori ad iniezione diretta, ma nel caso di motori di piccola cilindrata l'iniezione può essere indiretta cioè fatta in una precamera connessa alla camera di combustione al fine di garantire un migliore mescolamento del combustibile con l'aria comburente.

3.2.5 Sistema di raffreddamento

Come già accennato i motori a combustione interna non richiedono componenti realizzati con materiali resistenti alle alte temperature come ad esempio succede per le turbine a gas anche se in essi si raggiungono temperature molto elevate. Questo accade perché essi vengono esposti alle alte temperature per intervalli temporali estremamente ridotti che uniti all'inerzia termica dei materiali consente alle parti meccaniche di dover resistere al valor medio delle temperature. In ogni caso le parti meccaniche a contatto con la combustione devono essere sufficientemente raffreddate o con un sistema di raffreddamento ad aria costituito da una ventola che soffia aria sulle superfici alettate del cilindro e della testa del motore o con un sistema a liquido realizzato da un circuito chiuso che passa all'interno della struttura meccanica del motore al cui interno scorre una miscela di acqua e glicole la cui temperatura è controllata da uno scambiatore di calore aria/acqua. I due sistemi di raffreddamento sono entrambi molto diffusi perché il raffreddamento ad aria garantisce un'estrema semplicità e una scarsa manutenzione, il raffreddamento a liquido, a fronte di una maggiore complicazione costruttiva, garantisce un controllo più accurato degli stress termici a cui sono sottoposte le parti meccaniche del motore.

3.3 Studio del ciclo termodinamico

3.3.1 Ciclo Otto

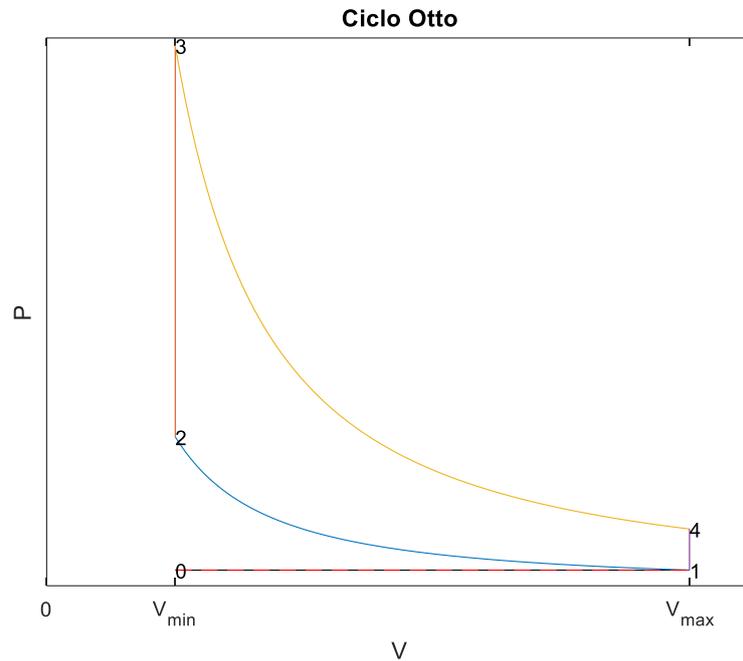


Figura 3.3 - Ciclo Otto

Dopo aver fatto una veloce valutazione del funzionamento cinematico dei propulsori alternativi e dei criteri utilizzati per la loro classificazione, è necessario farne una valutazione dal punto di vista termodinamico. Per questa analisi si farà riferimento ai soli motori ad accensione comandata poiché rappresentano la quasi totalità di propulsione alternativa impiegati in campo aeronautico.

Il ciclo termodinamico idealmente percorso dal fluido in un motore ad accensione comandata può essere idealmente approssimato dal ciclo Otto che nella Figura 3.3 è rappresentato sul piano Pressione-Volume.

Il fluido che percorre il ciclo Otto è un fluido ideale e subisce quattro trasformazioni anch'esse ideali:

- 1-2 *Compressione isentropica* durante la quale lo stantuffo compie lavoro sul gas;
- 2-3 *Compressione a volume costante*: il gas riceve energia dall'ambiente sotto forma di calore;
- 3-4 *Espansione isentropica*: il fluido motore compie lavoro sullo stantuffo;
- 4-1 *Espansione a volume costante*: il gas cede energia all'ambiente sotto forma di calore.

Inoltre nel ciclo ideale Otto si va a considerare il ciclo chiuso senza sostituzione del fluido.

È possibile calcolare il rendimento del ciclo assumendo che il fluido motore non modifichi la sua composizione e le sue proprietà termodinamiche (c_p , c_v , γ) e che esso sia composto esclusivamente da aria (*def.* di fluido ideale); partendo dal primo principio della termodinamica applicato ad un ciclo chiuso (equazione (3.1)),

$$L = Q_{ass} - Q_{res} \quad (3.1)$$

il rendimento del ciclo risulta essere:

$$\eta = \frac{L}{Q_{ass}} = \frac{Q_{ass} - Q_{res}}{Q_{ass}} = 1 - \frac{Q_{res}}{Q_{ass}} \quad (3.2)$$

In questa relazione il calore Q_{ass} è quello assorbito dal fluido durante *la compressione a volume costante 2-3* che si calcola attraverso la relazione (3.3),

$$Q_{ass} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (3.3)$$

mentre il calore Q_{res} è quello restituito all'ambiente durante la fase di *espansione a volume costante 4-1* che viene calcolato tramite la relazione (3.4).

$$Q_{res} = c_v \cdot (T_4 - T_1) \quad (3.4)$$

Le relazioni (3.3) e (3.4) possono essere sostituite nell'equazione (3.2) ottenendo:

$$\eta = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1} \quad (3.5)$$

Poiché le trasformazioni 2-3 e 4-1 sono a volume specifico costante e le trasformazioni 1-2 e 3-4 sono delle isentropiche, valgono le relazioni (3.6)

$$\begin{cases} v_2 = v_3 \\ v_4 = v_1 \\ T_1 \cdot v_1^{\gamma-1} = T_2 \cdot v_2^{\gamma-1} \\ T_3 \cdot v_3^{\gamma-1} = T_4 \cdot v_4^{\gamma-1} \end{cases} \quad (3.6)$$

che messe insieme danno origine alla relazione (3.7).

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (3.7)$$

Questo risultato, sostituito nella relazione (3.5), restituisce il rendimento del ciclo Otto in funzione del rapporto di compressione volumetrico ε .

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (3.8)$$

La formula (3.8) può essere rappresentata in un diagramma cartesiano il quale è riportato in **Errore**.
L'origine riferimento non è stata trovata.:

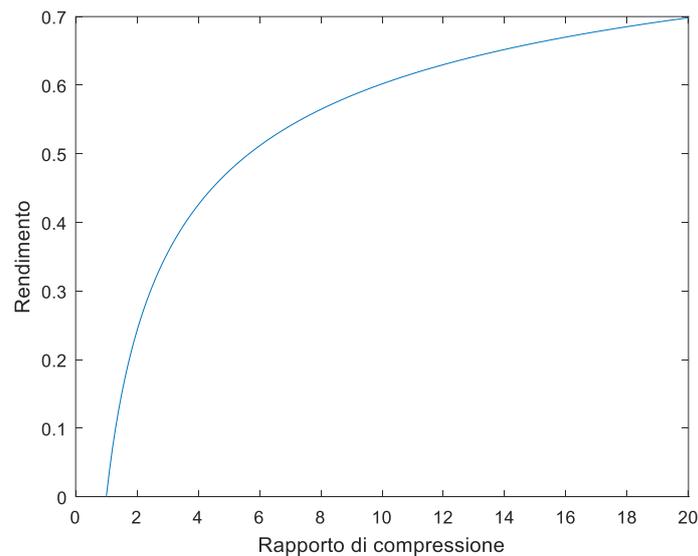


Figura 3.4 - Rendimento del ciclo Otto

Dal grafico si osserva che il rendimento del ciclo aumenta con il rapporto di compressione, raggiungendo anche valori molto elevati che però non si riscontrano nei reali motori a combustione interna poiché il ciclo

Otto non va a considerare importanti fenomeni che si verificano durante il funzionamento del motore e che contribuiscono pesantemente alla diminuzione dell'efficienza dei motori a combustione interna. Il primo fenomeno limitante e forse anche il più importante per quanto riguarda i motori ad accensione comandata è la detonazione cioè una combustione anomala dell'ultima frazione di combustibile in camera che al posto di bruciare gradualmente quando viene raggiunta dal fronte di fiamma, brucia tutta istantaneamente cosa che comporta una pressione in camera oscillante causando fatica a caldo delle parti meccaniche e della diminuzione del rendimento. La detonazione è un fenomeno che si verifica se a fine compressione si raggiungono delle temperature e delle pressioni troppo elevate, poiché queste dipendono dal rapporto di compressione ε non si possono raggiungere valori di tale rapporto superiori a 10-12; ciò pone quindi anche un limite sul rendimento massimo che può essere raggiunto.

3.3.2 Ciclo indicato

Il ciclo ideale appena presentato può dare una prima spiegazione dello studio termodinamico di un motore a combustione interna, ma non dà una spiegazione esaustiva di tutti i fenomeni che si verificano in un motore a combustione interna. Nel ciclo ideale si considera che le proprietà del fluido motore restino costanti e che il ciclo percorso sia un ciclo chiuso; nella realtà il fluido subisce delle alterazioni chimiche e fisiche da cui scaturisce la necessità di utilizzare un ciclo termodinamico aperto e provvedere al ricambio periodico del fluido stesso. Nel ciclo reale il calore non viene fornito al fluido da uno scambio termico, ma attraverso la reazione di combustione composta da varie reazioni di ossidazione le quali sono reazioni di equilibrio cinetico tra quelle dirette che portano all'ossidazione dei reagenti liberando energia e quelle inverse che portano alla dissociazione dei reagenti nei prodotti. Quando la temperatura in camera non è elevata, la velocità delle reazioni dirette prevale largamente su quella delle reazioni inverse, ma se la temperatura cresce, le reazioni inverse non sono più trascurabili impedendo l'utilizzo di tutta l'energia messa a disposizione dei reagenti contribuendo perciò alla diminuzione del rendimento. Inoltre la combustione non avviene istantaneamente, ma richiede un certo lasso di tempo perché possa completarsi il che comporta che essa debba essere innescata prima che il pistone abbia raggiunto il PMS; cosa fa scostare la compressione da una trasformazione isentropica e che causa perdite per intemperività della combustione e per incompletezza. Un'altra causa di perdita legata alla combustione sono gli scambi termici dei gas combusti con le pareti che causano la dispersione di una parte dell'energia liberata dal processo di combustione e che evidenzia come le trasformazioni termodinamiche in realtà non siano adiabatiche. Infine durante la fase di ricambio fluido esso dovrà attraversare le valvole di aspirazione e di scarico dove subirà delle laminazioni che causeranno un lavoro netto richiesto per la sostituzione del fluido non nullo che viene definito lavoro di pompaggio. Considerando tutti questi fenomeni il ciclo termodinamico si trasforma da quello ideale riportato in Figura 3.3 in quello reale o indicato riportato in Figura 3.5.

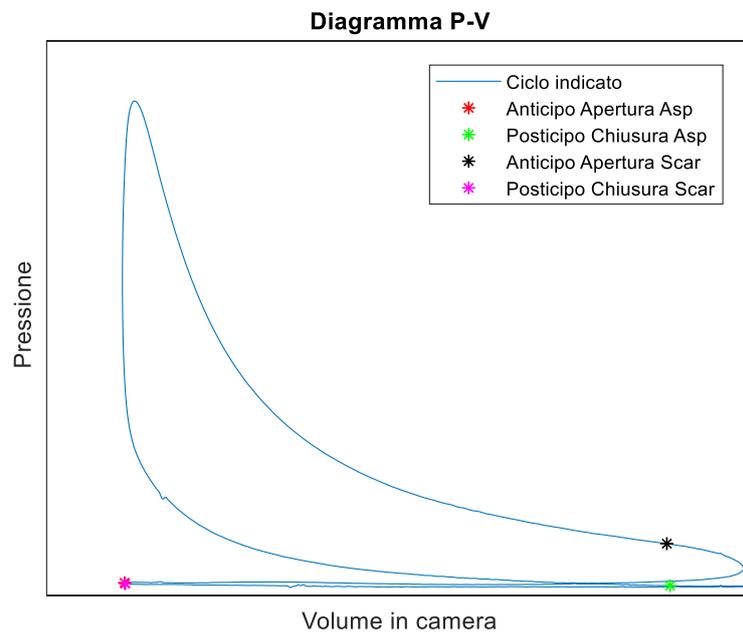


Figura 3.5 - Ciclo indicato

È possibile anche calcolare *il lavoro indicato* L_i che corrisponde all'area racchiusa dal ciclo considerata positiva per la parte del ciclo percorso in senso orario, negativa per la parte percorsa in senso antiorario e si può anche definire la *pressione media indicata* come riportato nella formula (3.9) dove i è numero di cilindri.

$$p_{mi} = \frac{L_i}{iV} \quad (3.9)$$

Il lavoro indicato però non è il lavoro che si può disporre all'albero poiché ad esso vanno ancora sottratte le perdite meccaniche rappresentate principalmente dall'attrito che si genera nel contatto tra canna e stantuffo e il lavoro assorbito dagli accessori necessaria al funzionamento del motore.

Poiché si è capito qual è il funzionamento reale di un motore a combustione interna si definiscono le più importanti grandezza che ne danno una descrizione numerica. Quindi si definiscono:

- *Il coefficiente di riempimento:*

$$\lambda_v = \frac{\text{massa d'aria aspirata}}{\text{massa d'aria aspirata teorica}} = \frac{m_{asp}}{\rho_{ambiente} \cdot V} \quad (3.10)$$

- *La dosatura aria/combustibile:*

$$\alpha = \frac{m_{aria}}{m_{comb}} \quad (3.11)$$

- *La dosatura relativa:*

$$\lambda = \frac{\alpha}{\alpha_{stechiometrico}} \quad (3.12)$$

- *il rendimento utile*

$$\eta_u = \frac{L_u}{m_{comb} \cdot H_i} \quad (3.13)$$

dove H_i è il potere calorifico inferiore del combustibile;

- *la pressione media effettiva*

$$p_{me} = \frac{L_u}{iV} = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v \cdot \rho_a \cdot H_i}{\alpha} \quad (3.14)$$

- *la pressione di marcia a vuoto*

$$p_v = \frac{L_u - L_i}{V} = p_{mi} - p_{me} \quad (3.15)$$

che valuta il lavoro necessario a far funzionare gli accessori e a vincere gli attriti;

- *la potenza utile*

$$P_u = L_u \cdot i \cdot \frac{n}{m} = p_{me} \cdot iV \cdot \frac{n}{m} \quad (3.16)$$

dove n è la velocità di rotazione del motore e m i giri necessari a compiere un ciclo (per un 4 tempi $m = 2$);

- *la coppia erogata dal motore:*

$$C = \frac{P_u}{\omega} = p_{me} \cdot iV \cdot \frac{1}{2\pi \cdot m} \quad (3.17)$$

dove $\omega = 2\pi n$;

- *Il consumo specifico:*

$$q_b = \frac{\dot{m}_{comb}}{P_u} = \frac{1}{\eta_u \cdot H_i} \quad (3.18)$$

3.4 Effetti condizioni ambiente sui motori alternativi

Dalle formule elencate nel paragrafo precedente si deduce che le prestazioni di un motore alternativo dipendono dalla densità dell'aria dell'ambiente di aspirazione, cosa di grande interesse in campo aeronautico poiché la densità atmosferica decresce all'aumentare della quota. Inoltre anche la diminuzione di temperatura va ad influenzare negativamente sulle prestazioni del motore poiché al decremento di essa è legata una decrescita del coefficiente di riempimento λ_v .

Per calcolare gli effetti della variazione delle condizioni ambiente su un motore a combustione interna è necessario comprendere come ogni grandezza che descrive tali condizioni (pressione, densità e temperatura dell'aria) influenzi le prestazioni del motore. Solitamente le formule che verranno ricavate vengono adoperate per confrontare dati sperimentali raccolti in condizioni ambiente differenti normalizzandoli rispetto a condizioni ambiente standard caratterizzato da una pressione $p_0 = 101325 Pa$ e da una temperatura $T_0 = 20^\circ C$, ma possono essere anche utilizzate per calcolare l'influenza dell'ambiente sulle prestazioni del motore.

3.4.1 Motore ad accensione comandata

Le formule dimostrate nelle righe che seguono sono valide nel caso in cui si fa riferimento ad un motore ad accensione comandata ad aspirazione naturale.

La *pressione media effettiva* erogata dal motore può essere scritta come espresso nella formula (3.14) sia che essa venga misurata in condizioni ambiente generiche sia che venga misurata in condizioni standard. Da questa relazione si deduce che, considerando la dosatura α costante e indipendente dall'aria aspirata dal motore, il potere calorifico H_i influenzato in maniera trascurabile dalla temperatura ambiente e, in prima approssimazione, il rendimento utile η_u invariabile, la *pme* dipende dal riempimento λ_v e dalla densità dell'aria ρ_a .

$$pme \propto \lambda_v \cdot \rho_a \quad (3.19)$$

Inoltre per la densità si ricava dall'equazione di stato che:

$$\rho_a \propto \frac{p_{amb}}{T_{amb}} \quad (3.20)$$

mentre per il coefficiente di riempimento si può ottenere sperimentalmente la sua dipendenza dalla temperatura.

$$\lambda_v \propto \sqrt{T_{amb}} \quad (3.21)$$

Mettendo insieme le relazioni (3.19), (3.20) e (3.21) si ottiene la dipendenza della *pme* dalle condizioni ambiente;

$$pme \propto \frac{p_{amb}}{\sqrt{T_{amb}}} \quad (3.22)$$

tale relazione è valida anche per le condizioni standard.

$$pme_o \propto \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} \quad (3.23)$$

Dividendo membro a membro le equazioni (3.22) e (3.23) si ricava la relazione (3.24) che permette di valutare l'influenza dell'ambiente sulla *pme*.

$$pme_o = pme \cdot \frac{p_0}{p_{amb}} \cdot \sqrt{\frac{T_{amb}}{T_0}} \quad (3.24)$$

Se si considera costante la velocità di rotazione del motore n , la formula (3.24) è valida anche per la potenza utile.

$$P_{uo} = P_u \cdot \frac{p_0}{p_{amb}} \cdot \sqrt{\frac{T_{amb}}{T_0}} \quad (3.25)$$

Bisogna a questo punto verificare l'ipotesi fatta inizialmente sul rendimento utile. Esso può essere calcolato dalla relazione (3.26).

$$\eta_u = \eta_{lim} \cdot \eta_{\theta i} \cdot \eta_o \quad (3.26)$$

Avendo posto la dosatura costante il rendimento limite η_{lim} e il rendimento termofluidodinamico $\eta_{\theta i}$ non variano, mentre il rendimento organico η_o può esser valutato con la relazione (3.27),

$$\eta_o = 1 - \frac{p_v}{p_{mi}} \quad (3.27)$$

dove la p_{mi} può anche essere scritta come nell'equazione (3.28)

$$p_{mi} = \eta_{lim} \cdot \eta_{\theta i} \cdot \frac{\lambda_v \cdot \rho_a \cdot H_i}{\alpha} \quad (3.28)$$

dalla quale, da un ragionamento analogo a quello della p_{me} , si ottiene che essa dipende dalle condizioni ambiente,

$$p_{mi} \propto \frac{p_{amb}}{\sqrt{T_{amb}}} \quad (3.29)$$

mentre la p_v rimane costante in quanto dipende solo dalla velocità di rotazione del motore, quindi unendo tutte queste osservazioni si deduce che il rendimento organico e quindi anche quello utile non sono costanti al variare delle condizioni ambiente. Le formule (3.24) e (3.25) però restano valide per piccole variazioni delle condizioni ambiente tali da rendere trascurabili le variazioni di rendimento cioè restano valide per valori del coefficiente di correzione compreso tra 0,93 e 1,07.

3.4.2 Effetti condizioni ambiente al variare della quota

Poiché a variazioni significative della quota corrispondono variazioni importanti di pressione e temperatura, l'utilizzo delle formule appena descritte porta a risultati non corretti. Per un motore definito *motore semplice* cioè non provvisto di sistemi per contrastare la diminuzione di potenza dovuta all'aumento della quota, gli effetti delle condizioni ambiente si studiano andando a prendere in considerazione le grandezze indicate, cioè alla *pressione media indicata* p_{mi} ed alla *potenza indicata* P_{ind} :

$$p_{mi} = \frac{p_{me}}{\eta_o} \quad (3.30)$$

$$P_{ind} = \frac{P_u}{\eta_o} \quad (3.31)$$

che in funzione della quota possono essere scritte come:

$$p_{mi}(z) = \eta_{lim} \cdot \eta_{\theta i} \cdot \frac{\lambda_v(z) \cdot \rho_a(z) \cdot H_i}{\alpha} \quad (3.32)$$

$$P_{ind}(z) = p_{mi}(z) \cdot i \cdot V \cdot \frac{n}{m} \quad (3.33)$$

La densità ρ_a varia con la quota come descritto dal fattore correttivo K ,

$$K = \frac{\rho_a(z)}{\rho_0} = \frac{p_a(z)}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(z)} \quad (3.34)$$

mentre il coefficiente di riempimento λ_v diminuisce con la quota perché vale la relazione sperimentale (3.21) e poiché con l'altitudine diminuisce la temperatura ambiente, mentre i due rendimenti $\eta_{lim}, \eta_{\theta i}$ restano costanti, quindi il fattore correttivo per le grandezze indicate diventa:

$$K' = \frac{p_a(z)}{p_0} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_a(z)}} \quad (3.35)$$

come già trovato nel paragrafo precedente.

Valutando le grandezze effettive, è necessario considerare l'influenza della quota sul rendimento organico η_o dato che anch'esso diminuisce con la quota, ciò può essere tenuto in conto utilizzando il fattore di correzione ψ ricavato sperimentalmente (3)

$$\psi = 1,1325 \cdot K - 0.1325 \quad (3.36)$$

che utilizzato nelle relazioni (3.37) e (3.38) permette di valutare l'influenza della quota sulle grandezze effettive.

$$pme(z) = \psi \cdot pme_0 \quad (3.37)$$

$$P_u(z) = \psi \cdot P_{u0} \quad (3.38)$$

3.5 Rimedi alla perdita di prestazioni

Per ovviare al problema della perdita di prestazioni dei motori a combustione interna causata dalla variazione delle condizioni ambiente con la quota, sono state ideate diverse soluzioni costruttive (4), per cui i motori alternativi per aeromobili possono essere classificati anche in base a questo criterio. Essi si dividono in:

- *Motori semplici*: non si adotta nessun rimedio alla diminuzione di prestazioni con la quota;
- *Motori adattati*: essi sono progettati per funzionare in modo ottimale alla quota di progetto, ciò è ottenuto in vari modi:
 - ✓ *Motori alleggeriti*: visto che all'aumentare della quota diminuiscono le sollecitazioni delle parti meccaniche, si progetta il motore per resistere alle sollecitazioni che si verificano alla quota di progetto. Se il motore si trova a funzionare ad una quota inferiore a quella di progetto, deve essere parzializzato per evitare che la pressione massima raggiunta in camera di combustione superi quella consentita dalle parti meccaniche;
 - ✓ *Motori Surcompressi*: per recuperare la perdita di potenza dovuta ad un aumento della quota con essa si aumenta il rapporto volumetrico di compressione, ma poiché questo non può essere variato con continuità, a parità di ϵ si può parzializzare il motore come avviene nei motori alleggeriti;
 - ✓ *Motori Sovralesati*: si aumenta la cilindrata e a quote inferiori a quella di progetto si parzializza;
- *Motori Sovralimentati*: si inserisce un compressore nel circuito di alimentazione per rendere l'alimentazione meno sensibile alle condizioni ambiente.

3.5.1 Motori sovralimentati

La sovralimentazione è la tecnica più usata per compensare la perdita di prestazione con la quota. Come già accennato un compressore pressurizza i condotti di aspirazione in modo tale da avere l'immissione forzata dell'aria in camera. I motori sovralimentati possono essere classificati in base al sistema con cui si va ad azionare il compressore, cioè si divide la sovralimentazione in:

- ✓ *Sovralimentazione meccanica*: Il compressore centrifugo è trascinato dall'albero motore e da esso assorbe una quota parte di potenza non trascurabile. Con questo sistema di sovralimentazione il motore viene progettato per funzionare ad una determinata quota (quota di adattamento), se l'altitudine è superiore, la pressione di alimentazione scende con la conseguente diminuzione di potenza, se la quota è inferiore a quella di adattamento, la pressione di alimentazione salirebbe a valori non sopportabili dal motore. Per evitare sovrappressioni a quote inferiori a quella di adattamento, si parzializza il motore in modo da mantenere la pressione di alimentazione costante e pari alla massima ammissibile dal motore; con questa regolazione a una quota inferiore a quella di adattamento, si ha una riduzione della potenza poiché la densità dell'aria aspirata è minore a causa di una temperatura maggiore e di una pressione che rimane costante. Questo tipo di sovralimentazione viene utilizzato per altitudini non molto elevate;

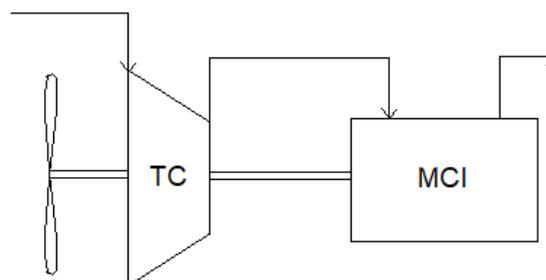


Figura 3.6 - Schema Sovralimentazione Meccanica

- ✓ *Sovralimentazione con turbocompressore*: il compressore è trascinato da una turbina mossa dai gas di scarico del motore e le due macchine non sono collegate meccanicamente ad esso. Questo tipo di sovralimentazione permette di avere potenze elevate anche a quote elevate e non si hanno riduzioni di potenza almeno per quote inferiori a quella di adattamento. Questo sistema può essere utilizzato anche per aumentare la potenza del motore in fase di decollo del velivolo. Solitamente i compressori utilizzati sono centrifughi, mentre le turbine possono essere assiali o centripete.

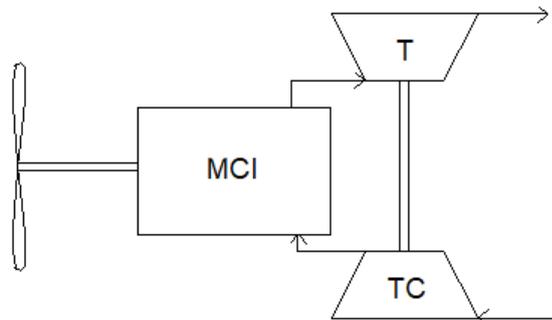


Figura 3.7 - Schema Sovralimentazione con Turbina

3.6 Configurazioni e proprietà dei motori a combustione interna aeronautici (4)

Indipendentemente dal sistema di compensazione delle perdite di prestazioni i motori aeronautici possono differire per:

- il numero di cilindri che può andare da 2 fino alla trentina;
- alesaggio dei cilindri;
- disposizione: cilindri in linea (Figura 3.8), cilindri contrapposti (Figura 3.9), a "V" (Figura 3.10), a stella (Figura 3.10);



Figura 3.8 - BMW IVa 6 cilindri in linea (5)

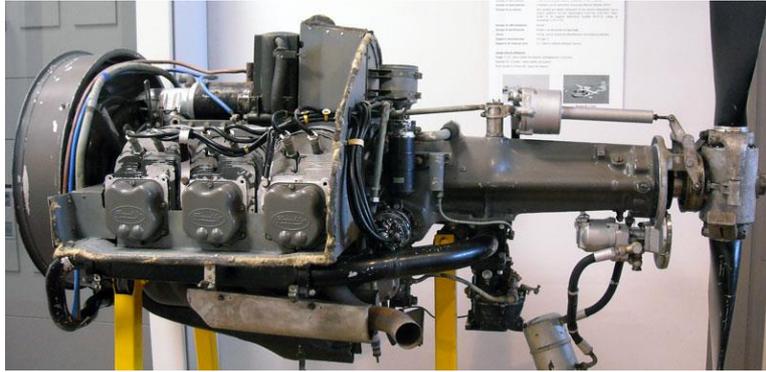


Figura 3.9 - Motore Franklin 6A8, Museo Storico dei Motori e dei Meccanismi, UniPa (2)



Figura 3.10 - Fiat AS6 (5)



Figura 3.11 - Packard DR-980USA (5)

3.7 Proprietà e caratteristiche dei motori alternativi aeronautici

Come si può evincere da quanto appena illustrato le soluzioni costruttive adottate nei motori alternativi aeronautici sono molto differenti l'una dall'altra e quindi per fare un confronto tra le varie soluzioni è necessario far riferimento a proprietà (4) che li accomuna tutti quanti con cui è possibile valutarne anche le prestazioni. Queste proprietà sono:

- *Rapporto Peso/Potenza*: il parametro più importante per valutare un motore aeronautico e può variare tra $0,7 \text{ kg/kW}$ per motori di elevata potenza e 1 kg/kW per motori di piccola potenza;
- *Ingombro frontale*: rappresenta il rapporto Potenza/Area frontale e dipende principalmente dalla disposizione dei cilindri e dal sistema di raffreddamento utilizzato;
- *Peso specifico*: è la massa per unità di cilindrata e dipende dalle dimensioni del motore e dal sistema di raffreddamento;
- *Potenza specifica*: rappresenta la potenza per unità di cilindrata e dipende dalle dimensioni, dal sistema di raffreddamento e da ε ; può assumere valori che vanno dai 20 kW/dm^3 per i motori di piccola potenza fino ai 60 kW/dm^3 per le elevate potenze;
- *Consumo specifico (formula (3.18))* esso può variare dai $0,27 \text{ kg/kWh}$ per i motori di bassa potenza fino ai $0,20 \text{ kg/kWh}$ per i motori con potenze maggiori.

4. Scelta del motore

Poiché si vuole realizzare un banco prova motore caratterizzato dalla maneggevolezza e dalla semplicità di gestione e utilizzo e con cui si vogliono effettuare delle misurazioni valide per un'esercitazione didattica, si ritiene non opportuno valutare l'utilizzo di un motore a combustione interna costruito per la propulsione degli aeromobili. Si cerca quindi un motore il quale garantisce al banco tutte le caratteristiche in esso ricercate, ma che comunque possa essere rappresentativo di un motore alternativo aeronautico. Per questo motivo si va a valutare l'offerta del mercato hobbistico per aeromodelli.

4.1 Offerta mercato degli aeromodelli

Il mercato degli aeromodelli, per quanto riguarda la propulsione, offre svariate soluzioni che vanno dai motori elettrici fino alle turbine a gas passando per i motori a combustione interna alternativi. I motori elettrici disponibili sul mercato possono essere motori brushless o con le spazzole le cui potenze possono anche superare i 5 kW; le turbine, invece, sono divise in turboeliche, per aerei jet o per elicotteri con potenze che raggiungono sino agli 8 kW.

Per i motori alternativi le possibilità proposte dai produttori sono molteplici:

- dal punto di vista delle potenze che vanno da meno di 1 CV fino ad oltre i 10 CV;
- dal punto di vista delle cilindrata che vanno da meno di 10 cm³ fino ad oltre 250 cm³;
- dal punto di vista delle configurazioni che possono essere: monocilindrica, bicilindrica a pistoni contrapposti oppure stellare fino a 9 cilindri
- dal punto di vista delle fasi essendo in commercio sia modelli 2 tempi che 4 tempi.

Inoltre questi motori possono essere classificati anche in base alla tipologia di combustibile utilizzata e le modalità con la quale ne viene innescata la combustione. Infatti essi si dividono in:

- *Motori benzina*: classici motori ad accensione comandata alimentati con benzina la cui combustione è innescata da un arco elettrico;
- *Motori glow*: motori il cui combustibile è composto da una miscela di metanolo e nitrometano e l'accensione è innescata da un punto caldo presente in camera.

4.1.1 Cenni sui motori glow

I motori glow sono dei motori realizzati per i micromotori per applicazioni hobbistiche. I primi prototipi di questa categoria di motori a combustione interna furono realizzati nella seconda metà del secolo scorso partendo da micromotori ad accensione comandata in cui la normale candela ad arco elettrico fu sostituita da un sistema di accensione che al posto degli elettrodi possedeva una piccola resistenza elettrica capace di generare un punto caldo all'interno della camera di combustione (*candela glow*), questa diversa soluzione, però, generò risultati insoddisfacenti in termini di prestazioni. Contemporaneamente, sempre per i micromotori, fu sperimentato un nuovo combustibile a base di metanolo che si scoprì essere capace di far funzionare il motore anche togliendo l'alimentazione elettrica alla candela poiché i suoi elettrodi, dopo poco tempo dall'avviamento del motore, diventavano incandescenti raggiungendo una temperatura tale da poter innescare la combustione senza far scoccare la scintilla. Fu quindi pensato di unire le due soluzioni,

cioè di utilizzare la candela glow per innescare la combustione del metanolo. Nei moderni micromotori glow il filamento delle candele è realizzato in lega di platino e le alte temperature a cui esso si trova ad operare vengono raggiunte in fase di avviamento facendolo attraversare da una corrente; tali temperature vengono poi mantenute elevate in parte grazie alla combustione del metanolo e in parte dall'inerzia termica del filamento stesso. Il combustibile tutt'ora utilizzato, invece, è costituito da metanolo spesso additivato di nitrometano in percentuali molto variabili che funge da agente ossidante durante la combustione. In poche parole quello che differenzia i micromotori benzina e quelli glow è l'accensione della miscela d'aria e combustibile che in questi ultimi avviene perché a fine compressione essa si trova ad alte pressioni, alte temperature (condizioni favorevoli alla combustione) e a contatto con il filamento della candela che funge da punto caldo in camera da combustione.

4.2 Motore scelto per il banco

Per la realizzazione del banco prova si scartano a priori i motori elettrici e le turbine per ovvie ragioni e, poiché si vuole costruire un banco il più possibile rappresentativo di un sistema reale, si scartano dalla scelta anche i motori alternativi 2 tempi visto che questa è una configurazione non utilizzata in ambito aeronautico. Inoltre non si prendono in considerazione anche i motori glow visto che essi differiscono dai propulsori aeronautici sia nella composizione del combustibile utilizzato che nelle modalità con cui viene innescata la combustione. La scelta è stata perciò ristretta ai soli motori ad accensione comandata 4 tempi tra i quali si è pensato di operare una selezione tra quelli caratterizzati da avere una piccola cilindrata e una potenza minima al fine di perseguire l'obiettivo di realizzare un banco facilmente gestibile. Alla luce di tutte queste valutazioni si sceglie di utilizzare il motore Saito FG11 che risponde a tutte le caratteristiche volute per la realizzazione del banco in quanto si tratta di un motore alternativo 4 tempi ad accensione comandata, cioè dello stesso tipo di quelli reali e in più la sua cilindrata è prossima agli 11 cm³, quindi ha dimensioni molto contenute con una potenza che arriva a 0,95 CV, valore estremamente piccolo in accordo con le specifiche realizzative del banco. Avendo scelto il motore, il banco si configura come un sistema con cui simulare il funzionamento in quota di un motore semplice cioè privo di sistemi capaci di compensare le variazioni di prestazioni. Nella Tabella 4.1 sono riassunte le caratteristiche principali del motore (6) scelto per effettuare le misurazioni sul banco.



Figura 4.1 - Saito FG11 (6)

Cilindrata	10,9 cm ³
Potenza	0,95 CV
N cilindri	1
Alesaggio	27,0 mm
Corsa	19,0 mm
Combustibile	Benzina
Combustibile/Olio	20:1
Consumi	7 cm ³ /min @8800 rpm piena ammissione (approx)
Eliche supportate	12x8 13x8
Range velocità	2000-9500 rpm
Peso motore	465 g
Peso silenziatore	50 g
Peso accensione	100 g
Batteria richiesta	6-8,5 V 1000 mA

Tabella 4.1 - Caratteristiche motore

Per il funzionamento del motore sono necessari anche degli accessori come il sistema di accensione elettronico (compreso nel kit del motore) per comandare la candela che genera l'arco elettrico, una batteria per fornire l'energia indispensabile alla generazione della scintilla, il silenziatore, un serbatoio per il combustibile, un condotto in materiale polimerico per l'alimentazione del combustibile, un filtro della benzina e la valvola per riempire il serbatoio. Tra gli accessori è anche presente un elica il cui importante scopo è quello di fungere da carico resistente per il motore e quindi assicurarne un corretto funzionamento; essa sostanzialmente svolge la stessa funzione che ha freno dinamometrico in un banco prova motore reale, con una caratteristica di coppia resistente che non può essere modificata. Il banco prova motore senza i sistemi di simulazione della quota e di misurazione di portata si configura come riportato in Figura 4.2.



Figura 4.2 - Banco prova motore

5. Simulazione ambiente in quota

Dato che si vuole dotare il banco motore in grado di simulare il funzionamento di un motore a combustione interna in quota, bisogna escogitare un modo per simulare queste condizioni e il funzionamento del motore in questo ambiente. Simulare il funzionamento di un motore in quota significa sostanzialmente imporre al condotto di scarico e a quello di aspirazione del motore le condizioni di temperatura, pressione e densità presenti all'altitudine che si desidera simulare. In pratica è necessario realizzare un sistema in grado di modificare le condizioni ambiente in cui si trova ad operare il motore, ma poiché uno degli obiettivi del banco è svolgere un attività didattica, si sceglie di realizzare un sistema in grado di controllare una sola funzione di stato dell'ambiente in cui opera il motore, per cui si pensa ad un sistema in grado di variare la densità e per la sua realizzazione si valutano due soluzioni differenti:

- Serbatoio la cui aria al suo interno è portata ad una densità inferiore a quella ambiente a cui poi si collega l'aspirazione e lo scarico del motore;
- Tubo di venturi realizzato in modo tale da abbassare la densità dell'aria aspirata dall'ambiente circostante.

5.1 Soluzione con serbatoio

Per variare le condizioni ambiente di lavoro del motore tramite l'ausilio di un serbatoio è sufficiente collegarvi l'aspirazione e lo scarico del motore e modificare le condizioni dell'aria al suo interno.

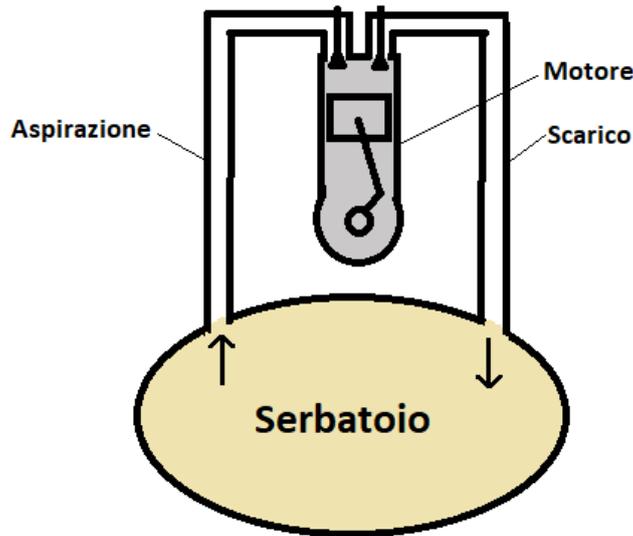


Figura 5.1 - Schema serbatoio

Questa soluzione è molto semplice dal punto di vista realizzativo, ma presenta delle criticità molto importanti, se deve essere un modello rappresentativo dell'ambiente esterno. Infatti, quando un motore a combustione interna si trova ad operare all'aperto, non va ad influenzare quelle che sono le caratteristiche di pressione, densità, temperatura e composizione dell'aria, perciò se si vuole simulare l'ambiente esterno tramite un serbatoio, è necessario che esso sia sufficientemente grande in modo tale che l'aria al suo interno non sia influenzata dal motore o comunque che le variazioni di proprietà dell'aria al suo interno influenzino in maniera trascurabile le prestazioni del motore. Per poter fare una stima del volume del serbatoio tale per cui esso non vada ad influenzare il motore si parte da alcuni dati riguardanti quest'ultimo e ipotesi sul suo funzionamento che sono:

- cilindrata $c = 10,9 \text{ cm}^3$;
- numero di giri necessari a completare un ciclo $m = 2$;
- condizione di piena ammissione per la quale si ipotizza un riempimento $\lambda_v = 0,85$
- dosatura stechiometrica $\alpha = 14,6$
- velocità di rotazione $n = 8500 \text{ rpm}$.

Dato che si vuole far funzionare il motore per tempo sufficiente affinché si possano raccogliere dei dati, si pensa ad una prova di durata $t = 2 \text{ minuti}$ che, con i dati ipotizzati, permette di calcolare i cicli N_c motore svolti nell'intera prova,

$$N_c = t \cdot \frac{n}{m} = 8500 \quad (5.1)$$

grazie ai quali è possibile calcolare anche il volume elaborato dal motore durante il funzionamento

$$V_{el} = \lambda_v \cdot c \cdot N_c = 0,0788 \text{ m}^3 \quad (5.2)$$

da cui è infine possibile ricavare il volume che del serbatoio ponendo che sia 10 volte il volume elaborato:

$$V = 10 \cdot V_{el} = 0,788 \text{ m}^3 \quad (5.3)$$

A questo punto, noto il volume del serbatoio, si può valutare come l'aria al suo interno sia modificata dal funzionamento del motore. Prima di tutto si definiscono quali sono le condizioni ambiente che vengono poste pari a quelle dell'aria al livello del mare:

- Densità $\rho_{amb} = 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$;
- Pressione $p_{amb} = 101325 \text{ Pa}$;

- Temperatura $T_{amb} = 15^{\circ}C$;

Per il serbatoio, invece, visto che si vuole simulare la densità dell'aria ad una data altitudine, si pone la densità iniziale dell'aria contenuta al suo interno pari a quella della quota in esame,

$$\rho_{serb0} = \rho_{z_{sim}} \quad (5.4)$$

mentre i valori di temperatura e pressione iniziali nel serbatoio si calcolano ipotizzando che esso sia portato dalla densità ambiente a quella voluta seguendo una trasformazione isoterma, quindi queste grandezze possono essere calcolate rispettivamente con le formule (5.5) e (5.6).

$$T_{serb0} = T_{amb} \quad (5.5)$$

$$p_{serb0} = p_{amb} \cdot \frac{\rho_{serb0}}{\rho_{amb}} \quad (5.6)$$

Conoscendo il volume del serbatoio e la densità dell'aria è possibile anche calcolare la massa d'aria iniziale con la relazione (5.7), la sua energia interna iniziale (equazione (5.8) in cui si pone $c_v = 717 \text{ J/kg} \cdot K$ calore specifico a volume costante) , l'energia interna iniziale specifica (5.9) e la massa di ossigeno nel serbatoio (5.10) ($C_{ox0} = 0,232$ è la concentrazione in massa di ossigeno nell'atmosfera e dell'aria nel serbatoio all'inizio della prova).

$$M_{serb0} = V \cdot \rho_{serb0} \quad (5.7)$$

$$U_{serb0} = M_{serb0} \cdot c_v \cdot T_{serb0} \quad (5.8)$$

$$u_{serb0} = \frac{U_{serb0}}{M_{serb0}} \quad (5.9)$$

$$M_{ox0} = C_{ox0} \cdot M_0 \quad (5.10)$$

Si definiscono inoltre le caratteristiche dei gas combusti prodotti dal motore:

- temperatura dei gas di scarico in ingresso al serbatoio: $T_{gas} = 50^{\circ}C$;
- il calore specifico a volume costante $c_{v_{gas}} = 718 \text{ J/kg} \cdot K$;

da cui si ricava la loro energia interna specifica u_{gas} .

$$u_{gas} = c_{v_{gas}} \cdot T_{gas} \quad (5.11)$$

Poiché è stato definito il funzionamento del motore e lo stato iniziale della massa d'aria nel serbatoio è possibile calcolare la sua evoluzione tra un ciclo motore e l'altro. Andando ad osservare cosa succede durante il generico ciclo motore i-esimo, la massa d'aria prelevata dal serbatoio durante la fase di aspirazione del motore è calcolata dalla relazione (5.12)

$$m_{asp\ i} = \lambda_v \cdot \sqrt{\frac{T_{serb\ i}}{T_{serb0}}} \cdot \rho_{serb\ i} \cdot c \quad (5.12)$$

nella quale è tenuta in conto la dipendenza del riempimento dalla temperatura (relazione (3.21)). Questa equazione, sostituita nella (5.13), permette di calcolare la variazione di energia interna del serbatoio dovuta all'immissione di gas combusti durante la fase di scarico del motore e dal prelievo di aria durante la fase di aspirazione del ciclo i-esimo.

$$\Delta U_{serb\ i} = \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) \cdot m_{asp\ i} \cdot u_{gas} - m_{asp\ i} \cdot u_{serb\ i} \quad (5.13)$$

Nota la variazione di energia interna è possibile ricavarne il suo valore alla fine del ciclo il quale corrisponde anche al valore iniziale del ciclo successivo.

$$U_{serb\ i+1} = U_{serb\ i} + \Delta U_{serb\ i} \quad (5.14)$$

È possibile calcolare anche la nuova massa d'aria nel serbatoio dall'equazione (5.15) che risulta incrementata dato che la massa di gas combusti introdotti nel serbatoio è data da quella dell'aria prelevata a cui si somma quella del combustibile.

$$M_{serb\ i+1} = M_{serb\ i} + \frac{m_{asp\ i}}{\alpha} \quad (5.15)$$

Calcolate massa e energia interna si può calcolare l'energia interna specifica a fine ciclo dalla (5.16) utile per valutare la variazione di energia interna (5.13)

$$u_{serb\ i+1} = \frac{U_{serb\ i+1}}{M_{serb\ i+1}} \quad (5.16)$$

e si possono anche definire le condizioni della massa d'aria al termine del ciclo motore attraverso le formule (5.17), (5.18) e (5.19)

$$T_{serb\ i+1} = \frac{u_{serb\ i+1}}{c_v} \quad (5.17)$$

$$\rho_{serb\ i+1} = \frac{M_{serb\ i+1}}{V} \quad (5.18)$$

$$p_{serb\ i+1} = \rho_{serb\ i+1} \cdot R \cdot T_{serb\ i+1} \quad (5.19)$$

nelle quali $R = 287,05\ J/kgK$ è la costante elastica dell'aria.

Inoltre si può calcolare la massa di ossigeno nel serbatoio alla fine del ciclo (formula (5.20))

$$M_{ox\ i+1} = M_{ox\ i} - C_{ox\ i} \cdot m_{asp\ i} \quad (5.20)$$

da cui si ricava la concentrazione di ossigeno a fine ciclo (formula (5.21)).

$$C_{ox\ i+1} = \frac{M_{ox\ i+1}}{M_{serb\ i+1}} \quad (5.21)$$

Immaginando di voler simulare il funzionamento del motore ad una quota di 4000 metri, le condizioni iniziali dell'aria nel serbatoio vengono definite da:

- densità iniziale del serbatoio $\rho_{serb0} = 0,819\ kg/m^3$;
- massa iniziale dell'aria, ricavata dalla formula (5.7), $M_{serb0} = 0,645\ kg$;
- temperatura iniziale, per ipotesi fatte, pari a quella ambiente cioè $15^\circ C$;
- pressione iniziale, ottenuta dalla relazione (5.6), $p_{serb0} = 0,68\ bar$;
- concentrazione in massa di ossigeno $C_{ox0} = 0,232$, pari a quella atmosferica;

mentre la sua evoluzione può essere valutata come appena spiegato ottenendo quando riportato nei grafici seguenti.

In particolare per la massa si può osservare l'evoluzione riportata in Figura 5.2

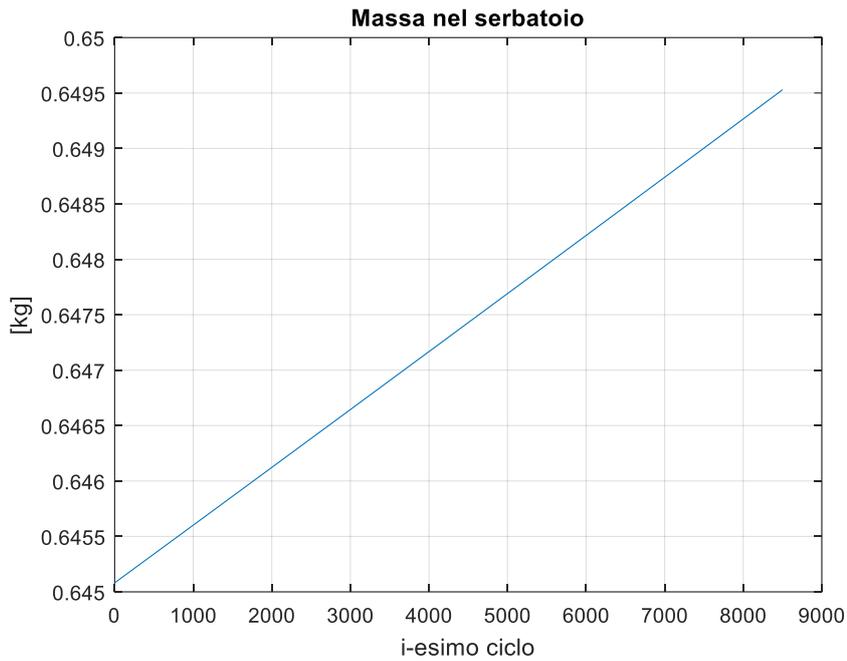


Figura 5.2 - Massa serbatoio

dalla quale si osserva che la massa d'aria resta pressoché costante durante la prova, infatti passa da 0,645 kg ad inizio prova a 0,650 kg al termine della prova cioè aumenta dello 0,7% che rappresenta una variazione trascurabile.

La densità mostra un'evoluzione molto simile a quella della massa; infatti allo stesso modo di questa, resta quasi costante poiché le due grandezze sono legate da una costante (il volume del serbatoio), essa perciò passa da un valore di 0,819 kg/m³ ad un valore finale di 0,825 kg/m³ che rappresenta sempre un incremento percentuale dello 0,7%.

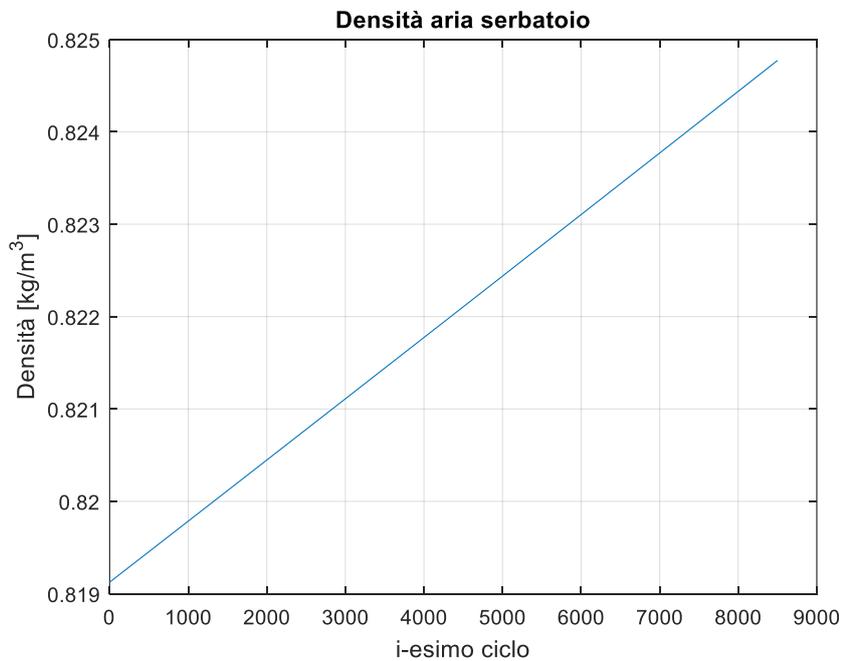


Figura 5.3 - Densità serbatoio

La Figura 5.4 mostra l'evoluzione della temperatura nel serbatoio.

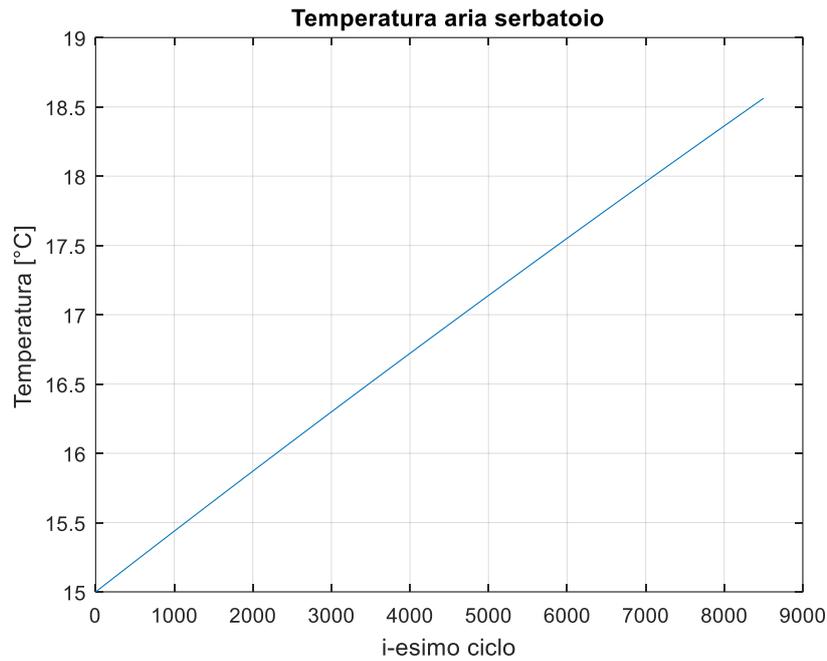


Figura 5.4 - Temperatura serbatoio

Anche la temperatura dell'aria cresce col procedere della prova e ciò avviene perché dal serbatoio viene sottratta aria che viene sostituita da gas combusti ipotizzati alla temperatura di 50°C i quali causano un aumento dell'energia interna dell'aria nel serbatoio e quindi della sua temperatura che passa da 15°C a 18,6°C, cioè essa aumenta di 3,6°C.

La Figura 5.5 valuta, invece, l'evoluzione della pressione che cresce con il procedere della prova visto che essa è legata a densità e temperatura dalla legge dei gas perfetti, formula (5.19). Questa grandezza passa dal valore iniziale di 0,68 *bar* al valore finale di 0,69 *bar* evidenziando quindi un incremento minimo anche di questa grandezza che in percentuale rappresenta una variazione dell'1,9%.

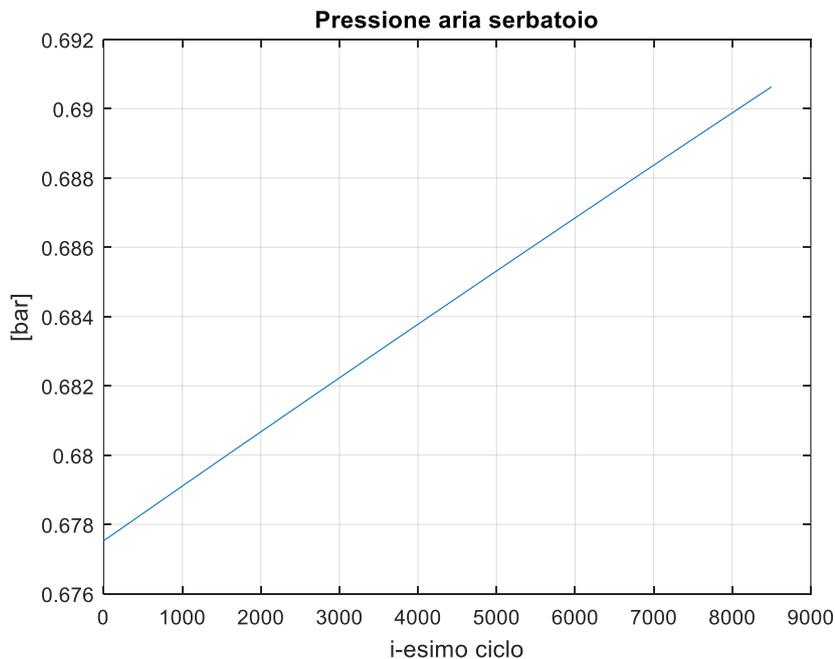


Figura 5.5 - Pressione nel serbatoio

Infine si riporta la variazione della concentrazione in massa dell'ossigeno presente nell'aria del serbatoio.

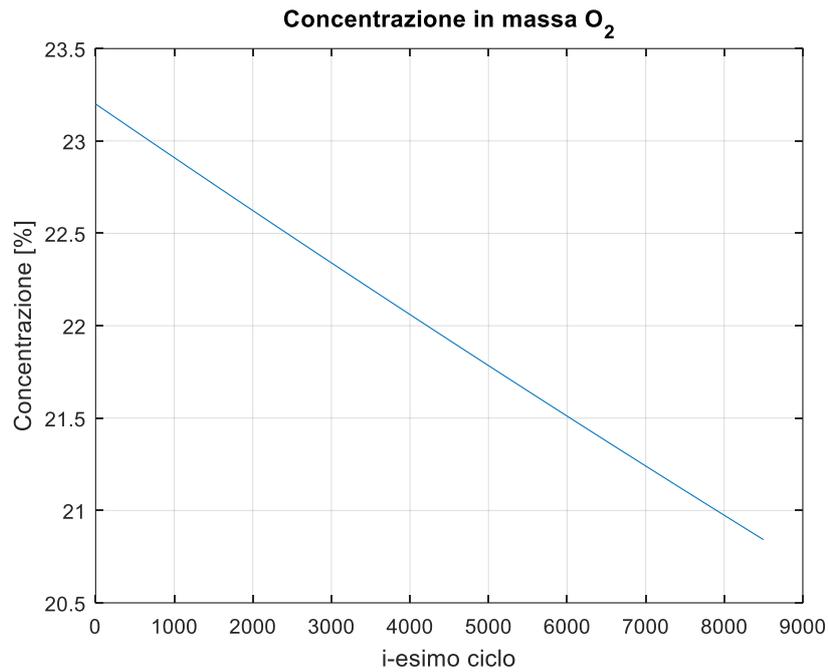


Figura 5.6 - Concentrazione ossigeno

La concentrazione di ossigeno, definita dalla formula (5.21), diminuisce durante la prova sia perché durante ogni ciclo una parte di essa viene sottratta in fase di aspirazione del motore e rimpiazzata dai prodotti della combustione immessi nel serbatoio durante la fase di scarico del motore (formula (5.20)), sia perché la massa d'aria del serbatoio aumenta (formula (5.15)). Durante la prova la concentrazione di ossigeno passa dal 23,2 % al 20,8 % perciò decresce del 2,4 %, diminuzione, insieme alle dimensioni eccessive del serbatoio, può rappresentare il limite maggiore di questo sistema di simulazione dell'aria in quota.

5.2 Soluzione con tubo di Venturi

La soluzione alternativa per variare le caratteristiche dell'ambiente di lavoro del motore consiste nel collegare l'aspirazione e lo scarico alla sezione di gola di un tubo di venturi sfruttando, in questo modo, la diminuzione di pressione, temperatura e densità che si creano al passaggio di una corrente fluida all'interno del condotto.

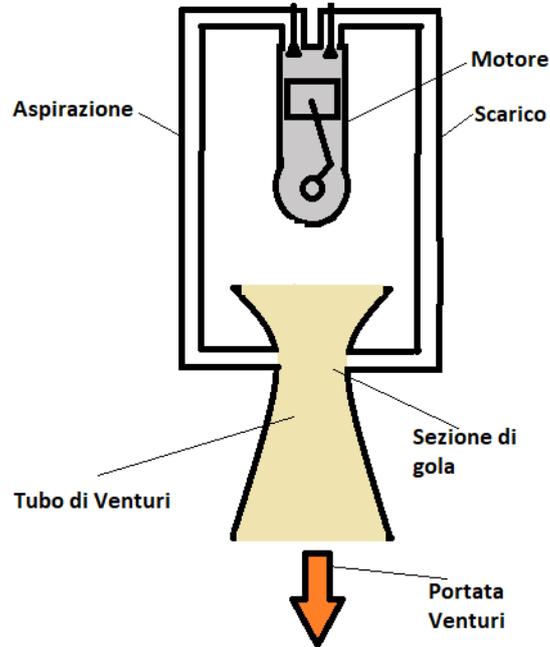


Figura 5.7 - Schema Venturi

Dallo schema in Figura 5.7 si deduce che il motore sottrae massa da un lato e reimmette gas combusti dall'altra parte. Affinché il funzionamento del motore non vada ad influenzare lo stato dell'aria nella sezione di gola modificando il comportamento del condotto e del motore stesso, è necessario che la portata d'aria elaborata dal motore sia trascurabile rispetto a quella che attraversa il tubo di Venturi. Per dimensionare il condotto, bisogna prima di tutto valutare qual è la portata d'aria necessaria al motore, quindi è necessario valutarne alcuni dati costruttivi e di funzionamento, in particolare si considera:

- cilindrata $c = 10,9 \text{ cm}^3$;
- numero di giri necessari a completare un ciclo $m = 2$;
- condizione di piena ammissione per la quale si ipotizza un riempimento $\lambda_v = 1$;
- velocità di rotazione $n = 8500 \text{ rpm}$.

Si sceglie anche di progettare l'ugello affinché possa simulare la densità dell'aria fino ad una quota ad una quota di 4000 m, di conseguenza si assume per il dimensionamento che:

$$\rho_{gola} = \rho_{4000m} = 0,819 \text{ kg/m}^3 \quad (5.22)$$

In questa situazione l'aria aspirata dal motore è pari a:

$$\dot{m}_{mot} = \lambda_v \cdot \rho_g \cdot c \cdot \frac{n}{m} = 6,3 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s} = 0,63 \text{ g/s}, \quad (5.23)$$

da questa stima si può ricavare la portata che deve essere elaborata dal Venturi ponendo che essa sia 200 volte la portata aspirata dal motore.

$$\dot{m}_{vent} = 200 \cdot \dot{m}_{mot} = 0,1265 \text{ kg/s} \quad (5.24)$$

È inoltre noto che il condotto aspira aria dall'ambiente circostante nelle condizioni di pressione $p_{amb} = 101325 \text{ Pa}$, densità $\rho_{amb} = 1,225 \text{ kg/m}^3$ e temperatura $T_{amb} = 288,15 \text{ K}$ che corrispondono anche alle proprietà di ristagno della corrente fluida nel Venturi; cioè i valori che le proprietà termodinamiche assumerebbero se la corrente fosse decelerata isentropicamente senza scambiare lavoro fino alla velocità nulla (7):

$$p^o = p_{amb} = 101325 \text{ Pa}, \quad (5.25)$$

$$\rho^o = \rho_{amb} = 1,225 \text{ kg/m}^3, \quad (5.26)$$

$$T^o = T_{amb} = 288,15 \text{ K}, \quad (5.27)$$

quindi, supponendo il flusso isentropico e unidimensionale (7), è possibile calcolare dalla relazione (5.28) (ponendo $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,4$) il numero di Mach della sezione di gola ottenendo un valore di 0,93.

$$\frac{\rho^o}{\rho_g} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma_g^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (5.28)$$

A questo punto, prima di proseguire si ricava la relazione che per un ugello lega la portata al numero di Mach nella sezione di gola. Si parte dalla definizione di portata (5.29) in cui c_g è la velocità del fluido nella sezione di gola.

$$\dot{m}_{vent} = A_g \cdot \rho_g \cdot c_g = A_g \cdot \frac{p_g}{R \cdot T_g} \cdot c_g \quad (5.29)$$

Moltiplicando e dividendo la relazione (5.29) per la velocità del suono c_s definita come:

$$c_s = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_g} \quad (5.30)$$

si ottiene:

$$\dot{m}_{vent} = A_g \cdot \frac{p_g}{R \cdot T_g} \cdot \frac{c_g}{c_s} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_g} = A_g \cdot \frac{p_g}{\sqrt{R \cdot T_g}} \cdot Ma_g \cdot \sqrt{\gamma} \quad (5.31)$$

In questa relazione si possono ancora sostituire le equazioni (5.32) e (5.33)

$$\frac{p^o}{p_g} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma_g^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5.32)$$

$$\frac{T^o}{T_g} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma_g^2 \quad (5.33)$$

ottenendo la relazione (5.34) **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** che lega la portata al numero di Mach nella sezione di gola.

$$\dot{m}_{vent} = \frac{p^o}{\sqrt{R \cdot T^o}} \cdot A_g \cdot \frac{\sqrt{\gamma} \cdot Ma_g}{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma_g^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (5.34)$$

Attraverso la formula (5.34), conoscendo il numero di Mach nella sezione di gola e la portata d'aria, è possibile calcolare l'area della sezione A_g che risulta esser pari a $5,3 \text{ cm}^2$ e considerando la sezione di forma quadrata si ottiene un lato $L_g = 2,3 \text{ cm}$; in più si possono anche ricavare i valori di pressione $p_g = 57679 \text{ Pa}$ e di temperatura $T_g = 245,30 \text{ K}$ utilizzando rispettivamente le formule (5.32) e (5.33).

Progettata la sezione di gola, si dimensiona ora l'uscita imponendo un Mach ideale di $Ma_{eid} = 0,05$ e applicando la relazione (5.34) si ottiene una $A_{eid} = 61 \text{ cm}^2$ e immaginando sempre la sezione quadrata un lato $L_{eid} = 7,8 \text{ cm}$. Noto il lato della sezione di gola e di quella ideale di uscita, è possibile calcolare anche la lunghezza ideale del tratto divergente imponendo la condizione empirica sulla geometria del condotto divergente la quale afferma che tale tratto non può avere un angolo di apertura superiore ai 7° .

Quindi per ricavare la lunghezza ideale del tratto divergente si impone che l'angolo di apertura deve essere $\alpha = 6^\circ$, per cui si ricava la lunghezza dalla relazione (5.35)

$$X_{div id} = \frac{L_{eid} - L_g}{\tan 6^\circ} = 52,4 \text{ cm} \quad (5.35)$$

Per dimensionare la sezione d'ingresso infine si suppone che l'aria in questo punto abbia una velocità non nulla, ma comunque non elevata, cioè si suppone che all'ingresso essa sia caratterizzata da un Mach di 0,05 grazie al quale, sempre dalla formula (5.34), si ricava l'area che risulta essere $A_i = 61 \text{ cm}^2$ e la densità dell'aria in questo punto può essere calcolata dalla relazione (5.28) ottenendo il valore $\rho_i = 1,224 \text{ kg/m}^3$.

5.2.1 Definizione delle sezioni intermedie in funzione della loro posizione

Noti i valori dell'area nelle sezioni d'ingresso, di gola e di uscita è ora possibile valutare questa grandezza per le sezioni intermedie, ma prima di fare ciò bisogna definire le lunghezze dei tratti tra le sezioni calcolate:

- il tratto convergente fino alla prima sezione di gola si pone esser pari a 0,1 m;
- il tratto caratterizzato dall'aver una sezione costante e pari a quella di gola si stabilisce lungo 0,03 m
- il tratto divergente dalla sezione di gola fino alla sezione di uscita si fissa pari a $0,7 \cdot X_{divid} = 0,37 \text{ m}$;

e in secondo luogo si definisce un sistema di riferimento la cui origine coincide con la sezione d'ingresso e l'asse x con l'asse del condotto. Per maggiore chiarezza si riporta in Figura 5.8 uno schema di quanto spiegato.

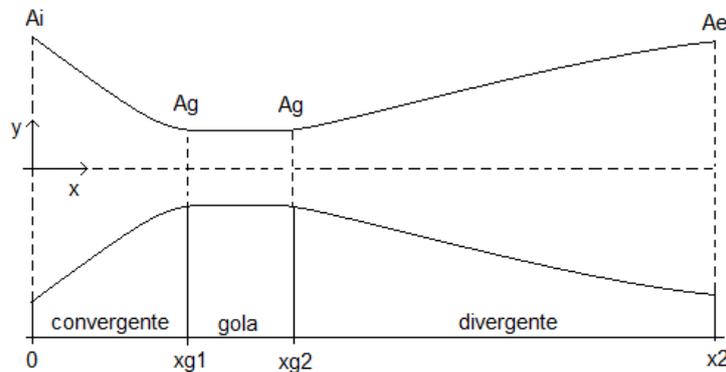


Figura 5.8 - Schema condotto

Per calcolare le sezioni intermedie dei tre tratti del condotto bisogna anche definire la legge di variazione del numero di Mach in funzione della coordinata x cioè è necessario imporre un $Ma(x)$, quindi per i tre tratti si fanno le seguenti assunzioni:

- *Tratto convergente*: legge di variazione parabolica $Ma(x) = a \cdot x^2 + b \cdot x + c$ con $Ma(0) = Ma_i$ e $Ma(xg1) = Ma_g$;

Si definisce inoltre la funzione

$$f(Ma(x)) = \frac{\sqrt{\gamma} \cdot Ma(x)}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot Ma(x)^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (5.36)$$

che sostituita nella relazione per il calcolo della portata dell'ugello (formula (5.34)) permette di calcolare l'area della sezione.

$$A(x) = \dot{m}_{vent} \cdot \frac{\sqrt{R \cdot T^o}}{p^o} \cdot \frac{1}{f(Ma(x))} \quad (5.37)$$

- *Tratto di gola*: Mach costante e pari al valore Ma_g da cui si ottiene una sezione pari a quella di gola;
- *Tratto divergente* invece si pone che il lato della generica sezione si ricava imponendo la relazione

$$L(x) = L_g + \tan 6^\circ \cdot (x - xg2) \quad (5.38)$$

da cui si ottiene direttamente la sezione essendo pari a:

$$A(x) = L(x)^2 \quad (5.39)$$

e ottenendo una sezione di uscita reale $A_e = 38 \text{ cm}^2$ mentre il Mach può essere valutato ricavato dalla (5.34) scrivendola per la generica sezione e che per la sezione di uscita consente di calcolare un Mach di 0,08.

Note queste relazioni è possibile rappresentare l'andamento del Mach (Figura 5.9) e della area della sezione (Figura 5.10) in funzione della coordinata x.

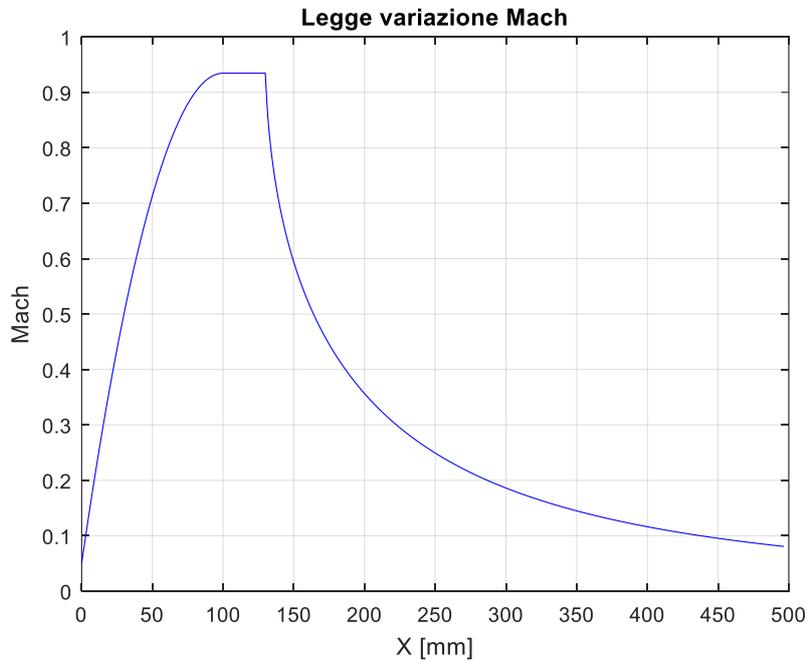


Figura 5.9 - Legge di variazione Mach

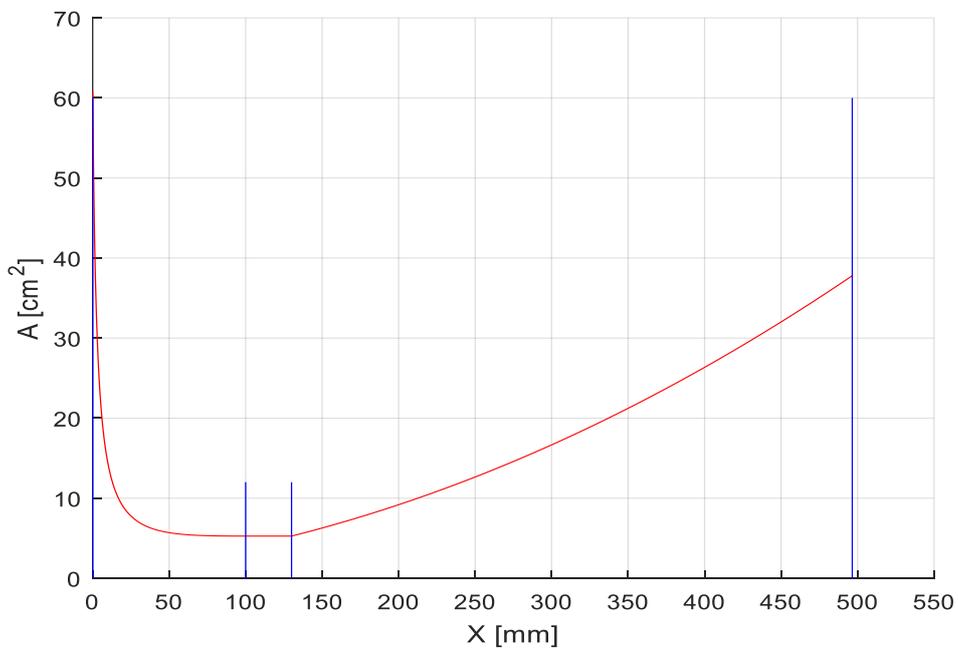


Figura 5.10 - Area sezione

Ipotizzando di nuovo che ogni sezione del condotto sia di forma quadrata, se ne calcola il lato in funzione della coordinata x tramite la relazione (5.40) e si fa una rappresentazione del condotto sia in 2 dimensioni che in 3D.

$$L(x) = \sqrt{A(x)} \quad (5.40)$$

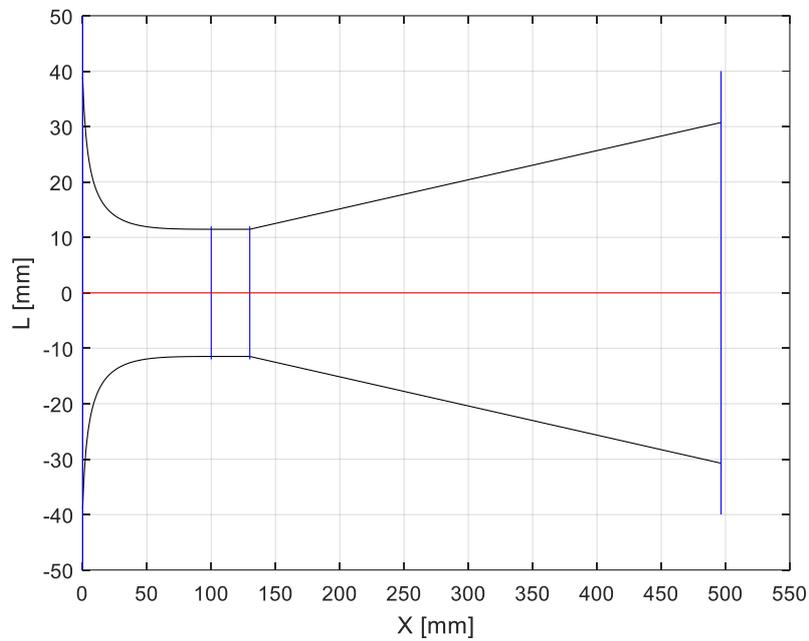


Figura 5.11 - Rappresentazione 2D

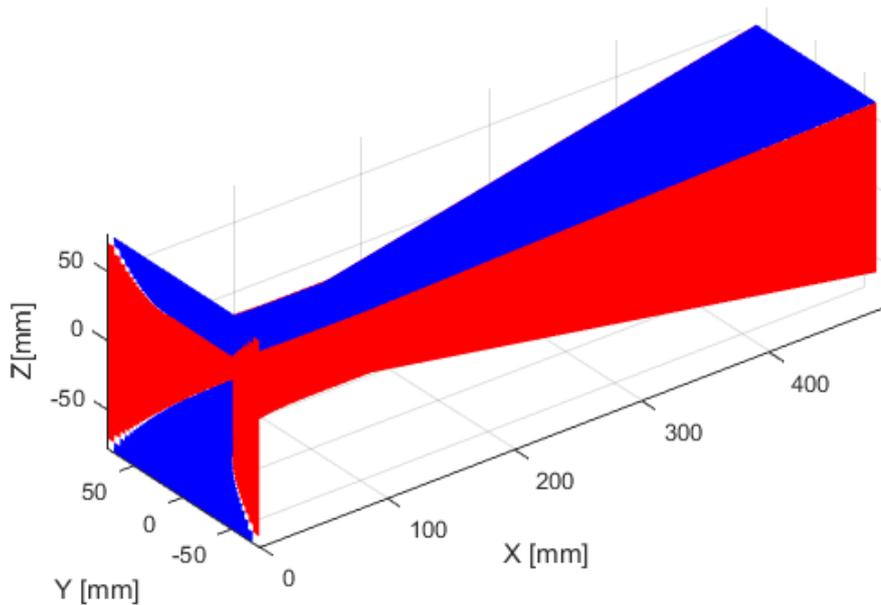


Figura 5.12 - Rappresentazione 3D

Inoltre si può valutare anche l'andamento della pressione attraverso tutto il condotto attraverso la relazione (5.41).

$$\frac{p^o}{p(x)} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma(x)^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (5.41)$$

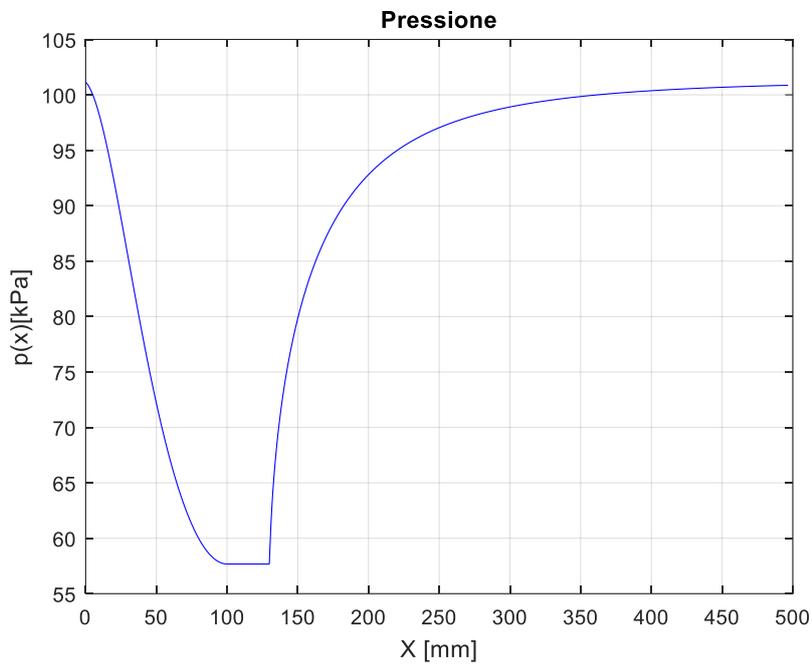


Figura 5.13 - Pressione nel condotto

Questa pressione può essere anche riportata in termini di differenza rispetto alla pressione ambiente p_{amb} .

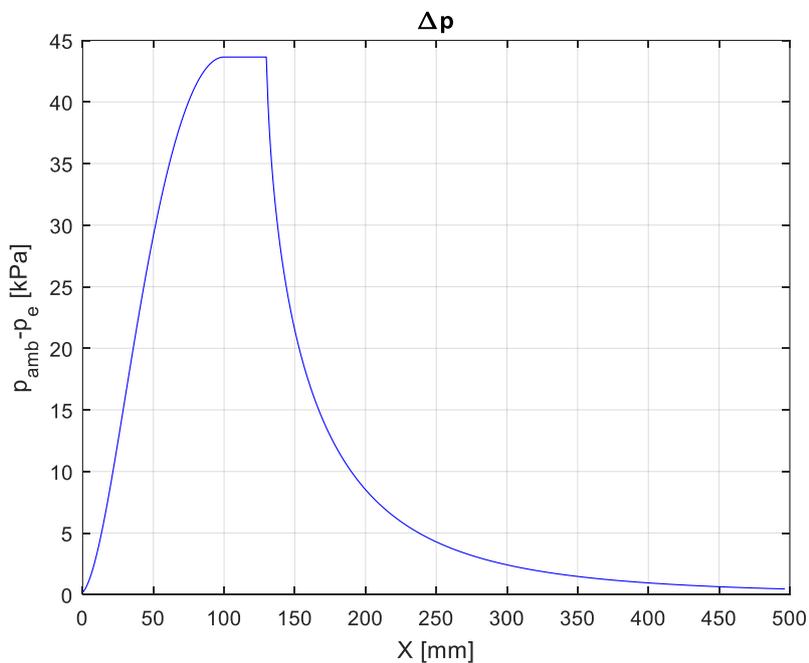


Figura 5.14 - Salto di pressione

Infine si può anche riportare l'andamento della pressione volumica.

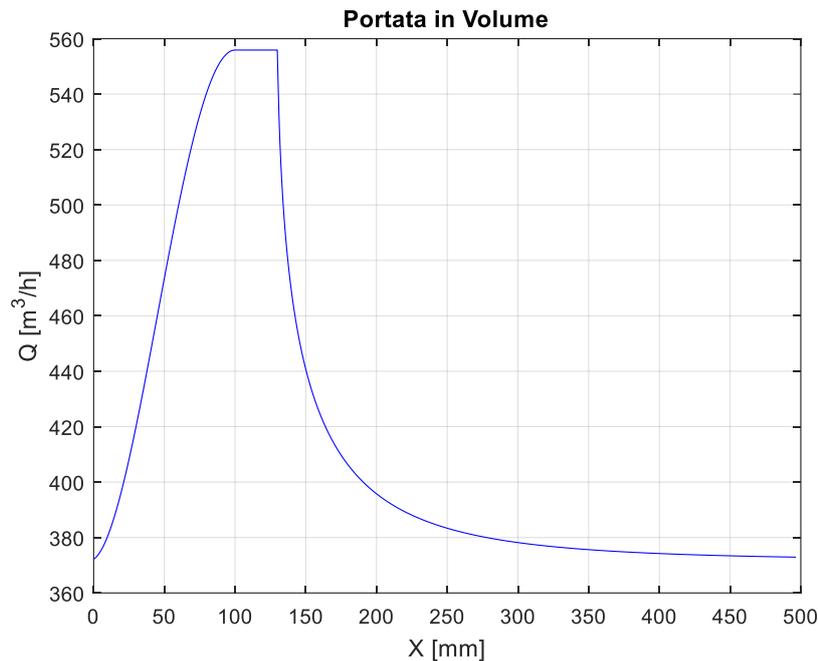


Figura 5.15 - Pressione volumica

5.2.2 Definizione della curva caratteristica del condotto e scelta del ventilatore

Dopo aver definito la geometria dell'ugello è necessario scegliere un ventilatore in grado di far fluire una portata al suo interno e che andrà collegato alla sezione di uscita del condotto come mostrato in Figura 5.16, ma prima di poter scegliere la macchina è necessario valutare la curva caratteristica del tubo di Venturi.

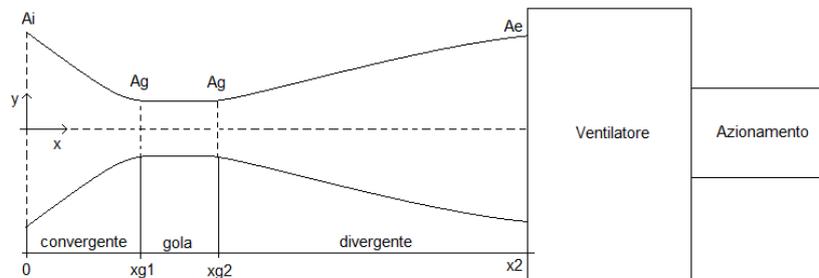


Figura 5.16 - Venturi + Mac. Operatrice

Ricavare la curva caratteristica dell'ugello significa riportare la portata che attraversa il condotto in funzione della pressione di uscita sia che esso raggiunga il funzionamento supersonico (si raggiungono nel condotto $Ma \geq 1$), sia che si rimanga in una condizione di funzionamento subsonico ($Ma < 1$).

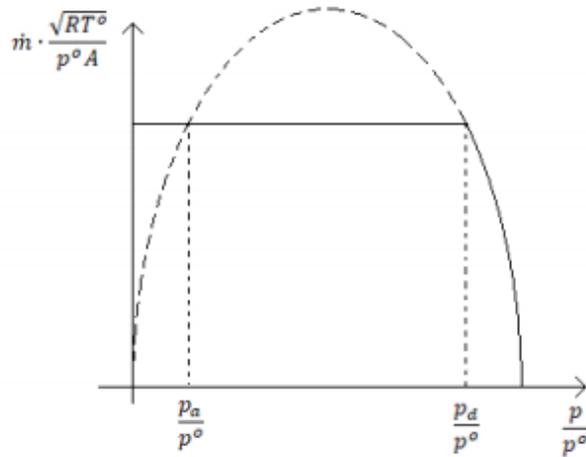


Figura 5.17 - Caratteristica ugello

Si inizia dalla valutazione della portata effettuandola nella sezione di gola poiché, a differenza di tutte le altre sezioni all'interno del condotto, in questa è noto a priori che il numero di Mach può variare da 0 a 1 senza superare l'unità, quindi la portata può essere valutata attraverso la relazione (5.42) nell'intervallo $0 \leq Ma_g \leq 1$.

$$\dot{m}_{vent} = \frac{p^o}{\sqrt{R \cdot T^o}} \cdot A_g \cdot \frac{\sqrt{\gamma} \cdot Ma_g}{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma_g^2\right)^{\frac{\gamma + 1}{2 \cdot (\gamma - 1)}}} \quad (5.42)$$

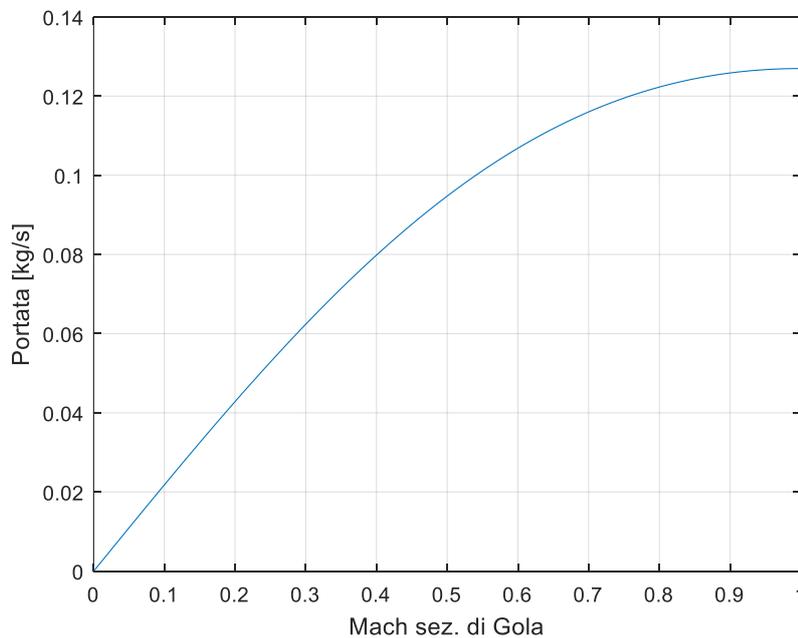


Figura 5.18 – Portata

Perciò, per quanto detto, la portata che fluisce attraverso il condotto non può superare il valore

$$\dot{m}_{vent\ max} = 0,1270\ kg/s \quad (5.43)$$

La relazione (5.42) può anche essere scritta come riportato nella (5.44)

$$\dot{m}_{vent} \frac{\sqrt{R \cdot T^o}}{p^o} = A_g \cdot \frac{\sqrt{\gamma} \cdot Ma_g}{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma_g^2\right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}}} = A_g \cdot f(Ma_g) \quad (5.44)$$

e, nel caso in cui il flusso rimanga subsonico all'interno di tutto il condotto, questa relazione resta valida anche per la sezione di uscita,

$$\dot{m}_{vent} \frac{\sqrt{R \cdot T^o}}{p^o} = A_e \cdot f(Ma_e) \quad (5.45)$$

cosa che consente di ottenere la formula che lega il Mach nella sezione di uscita a quello della sezione d'ingresso nella condizione di funzionamento subsonico.

$$Ma_e = f^{-1} \left(\frac{A_g}{A_e} \cdot f(Ma_g) \right) \quad (5.46)$$

Anche la formula (5.46) può essere quindi valutata per $0 \leq Ma_g \leq 1$ ottenendo l'intervallo di variazione del Mach della sezione di uscita nel funzionamento subsonico del condotto.

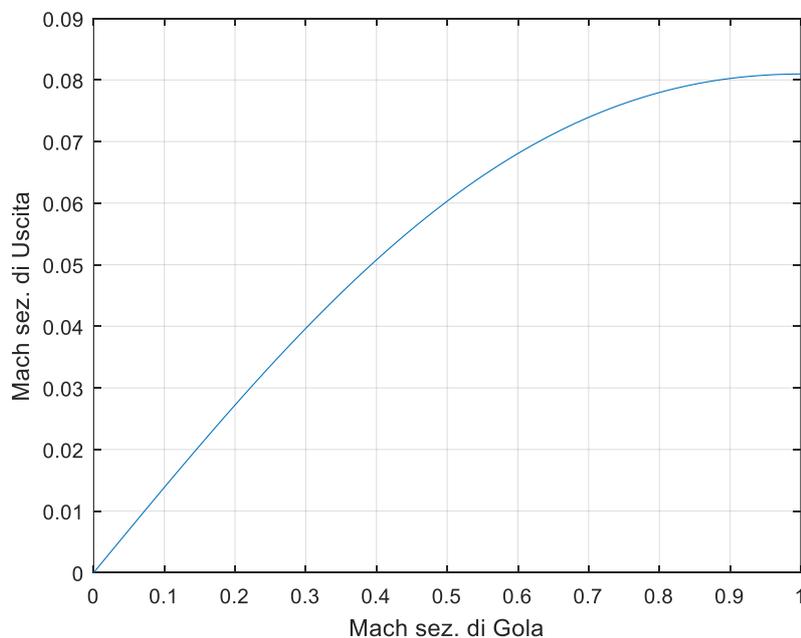


Figura 5.19 - Mach sez. Uscita

A questo punto, noto il valore di Mach della sezione di uscita è possibile calcolare la corrispondente pressione di uscita per il funzionamento subsonico tramite la legge (5.47).

$$\frac{p^o}{p_e} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma_e^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (5.47)$$

Per la condizione di funzionamento supersonico, invece, non si effettuano ulteriori calcoli, ma si impone semplicemente che la portata in funzione della pressione di uscita resti costante e pari al valore massimo calcolato.

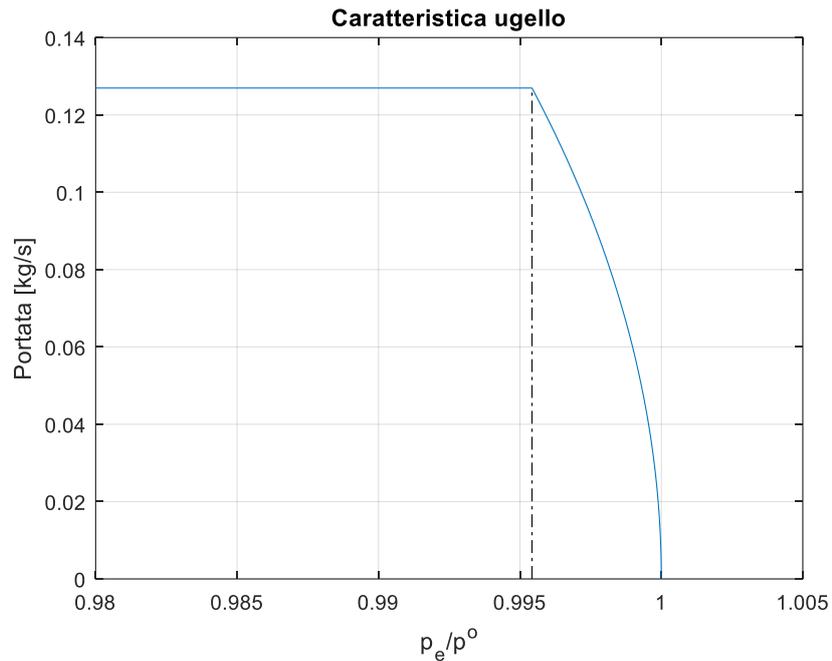


Figura 5.20 - Caratteristica ugello

Per il tratto subcritico, tratto in cui si desidera far funzionare il condotto, è possibile anche calcolare la differenza tra la pressione di uscita dall'ugello e la pressione ambiente che è anche il salto di pressione che deve essere compensato dal ventilatore.

$$\Delta p = p_{amb} - p_e \quad (5.48)$$

Questo delta può essere riportato in funzione della portata che attraversa il condotto definendo un altro modo per rappresentare la caratteristica dell'ugello.

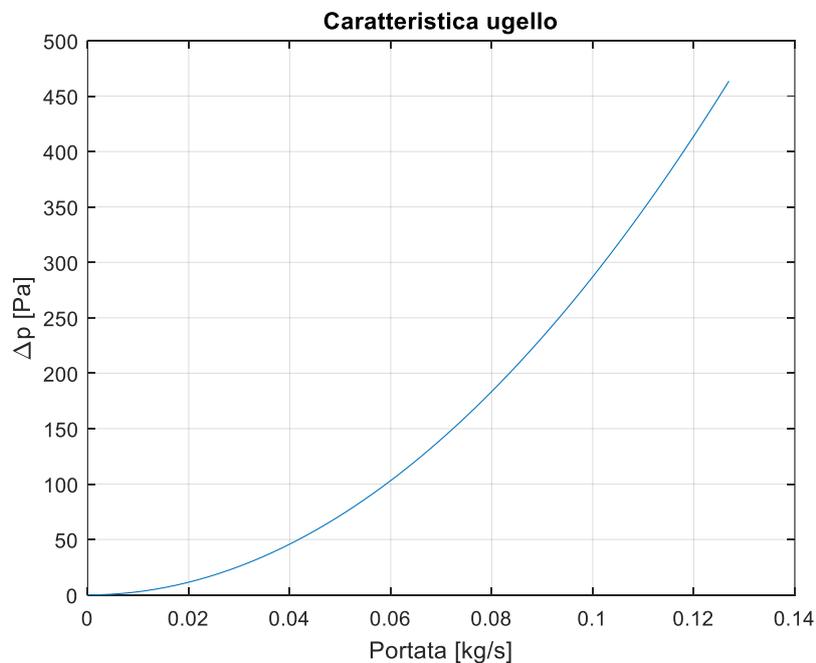


Figura 5.21 - Caratteristica ugello

Definita la caratteristica dell'ugello è possibile scegliere il ventilatore più opportuno al soddisfacimento delle specifiche richieste al condotto. Poiché si desidera far funzionare il condotto con portate volumiche della sezione di uscita prossime ai $370 \text{ m}^3/h$ a cui corrisponde un salto di pressione prossimo ai 460 Pa , è necessario che il ventilatore sia in grado di elaborare le portate e fornire i salti di pressione necessari a

soddisfare questa richiesta. La macchina che soddisfa le caratteristiche ricercate è il ventilatore centrifugo VC N 2.40 riportato Figura 5.22 la cui caratteristica (8) è riportata in Tabella 5.1



Figura 5.22 - VC NP 25

VC N 2.40	Q [m³/h]	175	200	250	300	350	400	450	500	600	700	900
2750 rpm	P din [kgf/m²]	48	48	48	49	51	52	53	56	59	60	53
0,37 kW	P stat [kgf/m²]	47	46	45	44	44	44	43	43	39	33	10
	dB(A)		60		61		63		65		68	

Tabella 5.1 - Caratteristica Ventilatore

Questa caratteristica può essere riportata sul grafico del tubo di Venturi stando attenti a trasformare la portata volumica in massica e la pressione statica in Pascal, in questo modo si ottiene il punto di lavoro del ventilatore e del Venturi dall'intersezione delle due curve.

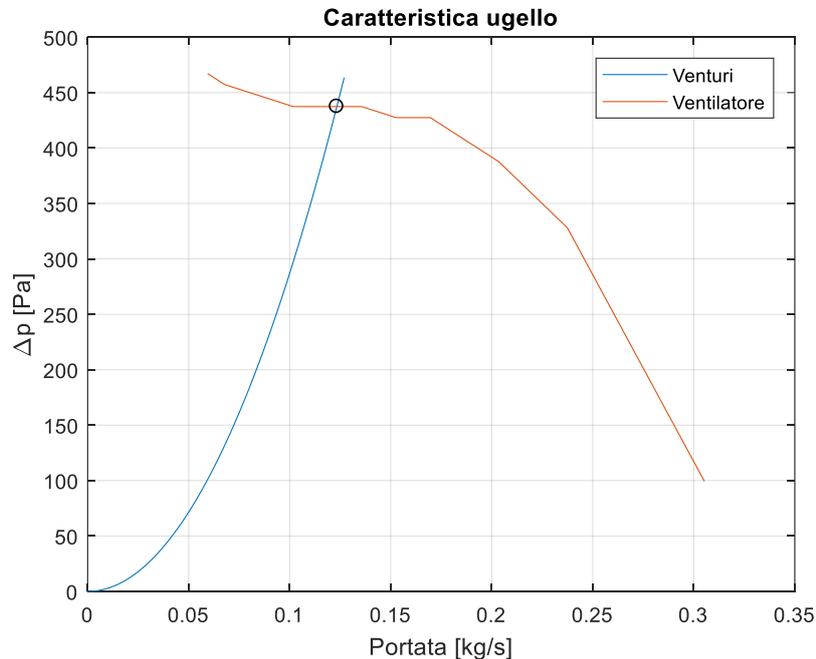


Figura 5.23 - Ventilatore e Venturi

Per avere altri punti di lavoro si pensa di regolare il ventilatore variandone la velocità di rotazione che dal punto di vista della caratteristica significa variare le portate e le pressioni fornite dalla macchina seguendo la seconda legge di similitudine (formule (5.49) e (5.50) in cui n è la velocità di rotazione della girante del ventilatore)

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{n}{n_0} \quad (5.49)$$

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \quad (5.50)$$

e se si immagina di far funzionare il ventilatore alle velocità riportate in Tabella 5.2,

n [rpm]	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2750	2850
----------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Tabella 5.2 - Velocità ventilatore

si ottengono i punti di lavoro riportati in Figura 5.24 i cui valori di portate e salti di pressione sono riportati più dettagliatamente in Tabella 5.3

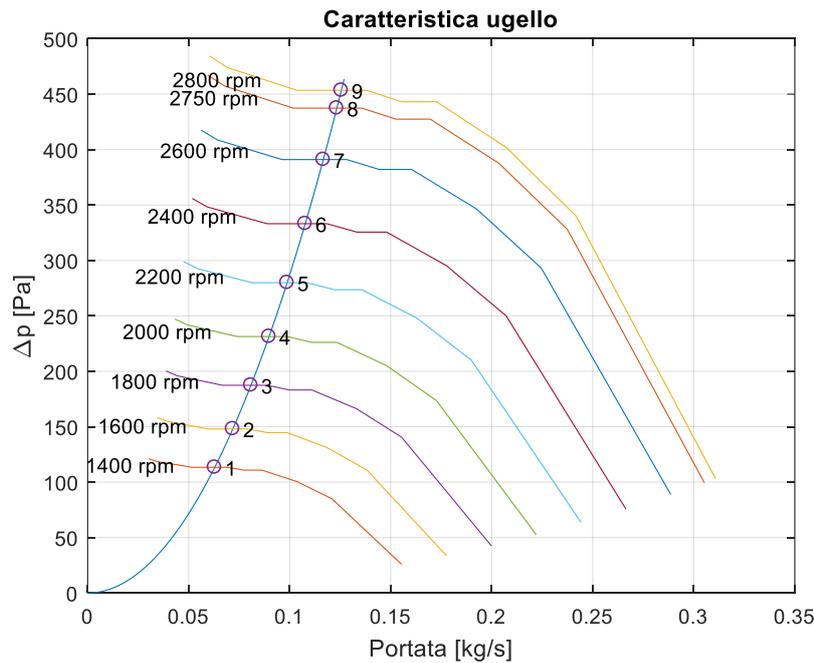


Figura 5.24 - Punti di lavoro

n [rpm]	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2750	2850
\dot{m} [kg/s]	0,063	0,072	0,081	0,090	0,099	0,108	0,117	0,123	0,126
Δp [Pa]	113	148	187	231	280	333	391	437	453

Tabella 5.3 - punti di lavoro

Avendo calcolato la portata che attraversa il condotto in ogni punto di lavoro, è possibile calcolare il numero di Mach nella sezione di gola Ma_g dalla formula (5.42) dal quale poi si può ricavare la densità, la temperatura e la pressione del flusso in questa sezione utilizzando le relazioni (5.28), (5.32) e (5.33). Noti quindi questi valori è possibile valutare anche il fattore di correzione di potenza per il motore (formula (3.36)) e con esso ricavare come varia il valore di potenza massima in funzione della densità raggiunta nella sezione di gola del tubo di venturi cioè come varia la potenza massima al variare della grandezza dell'aria in quota che si vuole simulare con il condotto.

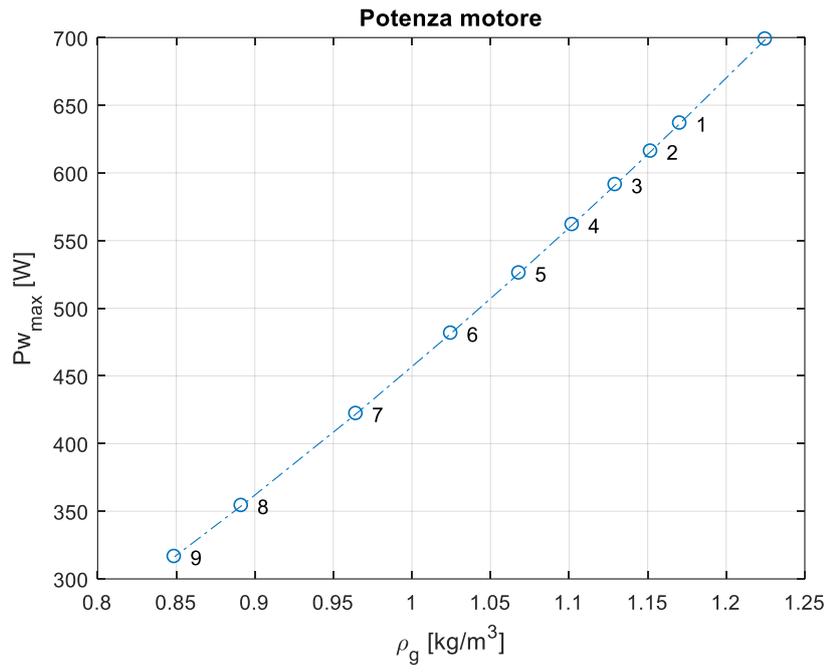


Figura 5.25 - Potenza motore

6. Sistema di misura della coppia

Dopo aver affrontato la problematica riguardante la simulazione dell'aria in quota, è necessario andare a definire i sistemi di misura per valutare gli effetti delle diverse condizioni che si verificano in quota. Per poter effettuare dei rilievi sperimentali sul banco è quindi necessario dotarlo di sistemi con cui è possibile misurare le grandezze d'interesse riguardanti il motore, tra queste grandezze quella di maggior interesse è la coppia erogata dal motore necessaria a far funzionare l'elica. Per effettuare la misurazione della coppia si è deciso di scartare dalle opzioni possibili quella di misurare la coppia che il motore imprime all'elica utilizzando un torsionmetro rotativo da montare tra l'albero motore e l'elica poiché tale strumento è troppo costoso per effettuare dei rilevamenti a fini puramente didattici. Si è perciò pensato non di misurare la coppia che il motore imprime all'elica, ma quella che il motore scarica sul supporto a cui esso è vincolato che per il principio di azione e reazione è paria a quella da esso erogata. Affinché si possa valutare la coppia che il motore esercita sul suo supporto, bisogna che questo sia svincolato dall'intera struttura del banco in modo tale che questa coppia non sia equilibrata dalla struttura del banco, ma dal sistema di misura che permette inoltre di acquisirne il valore. Bisogna realizzare uno strumento di misura che somiglia molto ad un freno dinamometrico idraulico. Il sistema di misura così ideato può essere realizzato in due modi differenti:

- Supporto flottante;
- Misura tramite cella di carico;

6.1 Supporto flottante

L'idea alla base di questo sistema di misurazione è quella di rendere il motore e il supporto solidale ad esso completamente liberi di ruotare intorno all'asse dell'albero motore e di collegare una massa alla parte bassa del supporto la quale, quando agisce la coppia del motore, viene spostata dalla sua posizione di riposo e con il suo peso va ad equilibrare la coppia. Si realizza in sostanza un pendolo la cui rotazione è proporzionale alla coppia erogata dal motore, quindi per valutare la coppia è sufficiente misurare l'angolo di cui è ruotato il supporto rispetto alla posizione di riposo. Per maggiore chiarezza di come debba esser realizzato il sistema, se ne riporta un disegno.

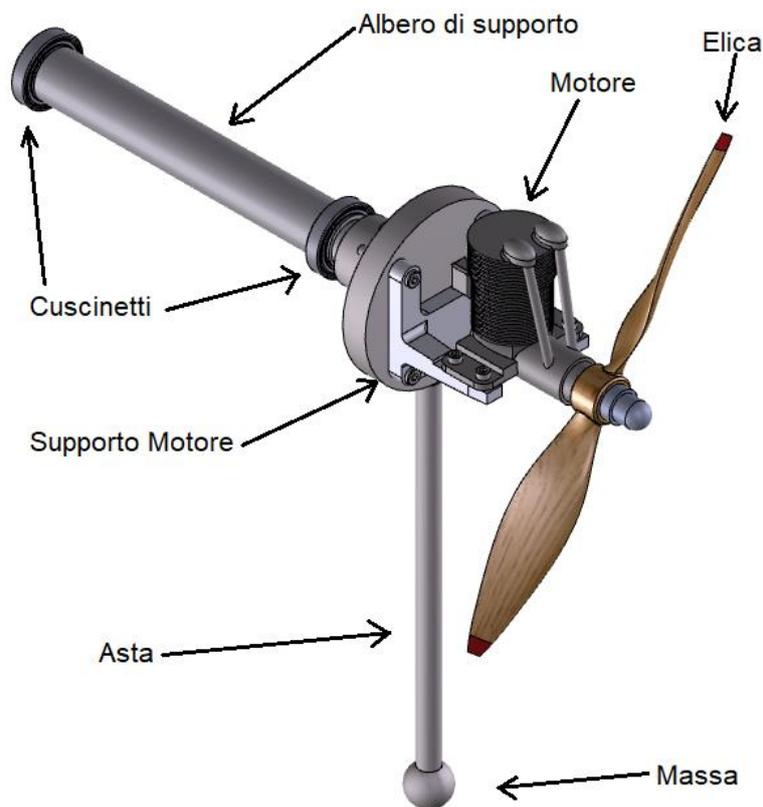


Figura 6.1 - Supporto flottante

Perché questo sistema possa fornire delle misure facilmente leggibili è necessario che l'angolo di rotazione massimo della massa sia sufficientemente ampio, non è però possibile avere angoli di rotazione troppo elevati poiché si rischierebbe che il sistema di misura diventi instabile falsando la misura. In pratica è necessario fare una stima della massa che bisogna collegare al supporto flottante affinché il tutto funzioni al meglio. Per stimare il valore della massa da collegare si semplifica la struttura composta da supporto e asta di collegamento della massa assimilandola ad una trave incernierata sulla cui cerniera agisce la coppia del motore equilibrata dal momento della forza peso della massa; in questo modello si ipotizza anche che la massa del motore sia concentrata sull'asse di rotazione del supporto flottante in modo tale da semplificare ulteriormente il modello ed evitare di dover considerare il momento generato dal peso del motore.

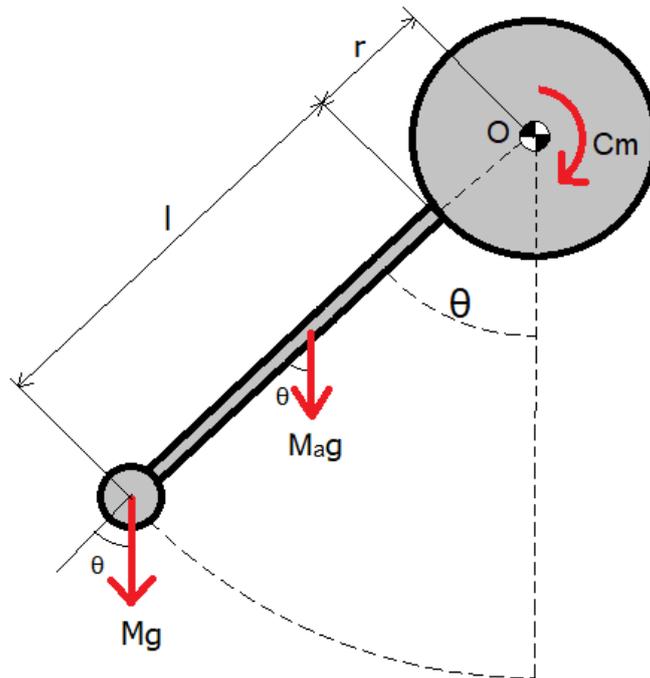


Figura 6.2 - Schema supporto flottante

Prima di fare una stima della massa è necessario avere una stima, anche se approssimativa, del valore della coppia erogata dal motore, gli unici dati a disposizione sulle prestazioni del motore sono:

- la potenza massima $P_{W_{max}} = 0,95 \text{ CV} = 698,7 \text{ W}$;
- la velocità massima raggiungibile dal motore al suolo con un elica 13x7 $v_{max} = 8500 \text{ rpm}$;

da questi dati si può stimare un valore di coppia del motore C_m .

$$C_m = \frac{30 \cdot P_{W_{max}}}{v_{max} \cdot \pi} = 0,785 \text{ Nm} \quad (6.1)$$

Inoltre si assimila l'asta ad un cilindro di acciaio di diametro $D = 1 \text{ cm}$, per cui la sua massa M_a può essere calcolata attraverso la relazione (6.2),

$$M_a = \rho_{acc} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot l \quad (6.2)$$

a questo punto è possibile scrivere l'equazione di equilibrio dei momenti rispetto alla cerniera O:

$$C_m - M_a \cdot g \cdot \left(r + \frac{l}{2} \right) \cdot \sin \vartheta - M \cdot g \cdot (l + r) \cdot \sin \vartheta = 0 \quad (6.3)$$

in questa relazione s'impone anche che per il valore di coppia stimato l'angolo di rotazione ϑ del supporto deve essere pari a 30° e che il raggio r è pari a 4 cm . Invertendo quindi l'equazione (6.3) si ottiene l'espressione con cui calcolare la massa M .

$$M = \frac{C_m - M_a \cdot g \cdot \left(r + \frac{l}{2} \right) \cdot \sin \vartheta}{g \cdot (l + r)} \quad (6.4)$$

Definite le relazioni per calcolare la massa M_a (relazione (6.2)) e la massa M (relazione (6.4)) è possibile valutare come esse varino in funzione della lunghezza l dell'asta.

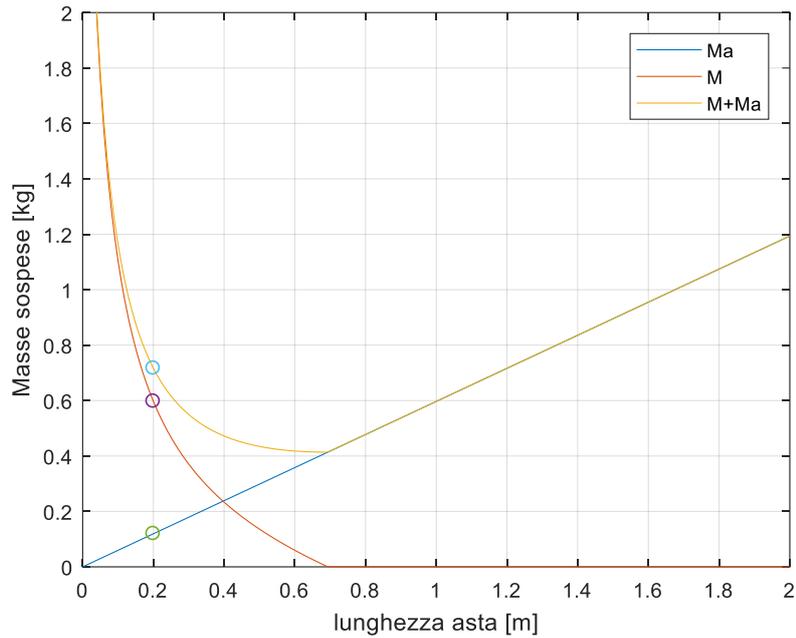


Figura 6.3- Masse in funzione di l

Dal grafico si deduce che la scelta ottimale per la lunghezza dell'asta è di 20 cm perché con questo valore si ottiene un sistema che non è né troppo ingombrante né con una massa sospesa eccessivamente grande. Infatti con un'asta lunga 20 cm si ottengono:

- un valore della massa $M = 0,597 \text{ kg}$;
- un valore della massa dell'asta $M_a = 0.119 \text{ kg}$.

Definiti i valori delle masse sospese è possibile definire la relazione che lega la coppia erogata dal motore alla rotazione del supporto flottante sia nella forma lineare (6.5) che in quella esistente realmente tra le due grandezze (6.6).

$$C_m = k \cdot \vartheta \quad (6.5)$$

$$C_m = k \cdot \sin \vartheta \quad (6.6)$$

In entrambe le relazioni la costante k si ottiene dalla relazione (6.7).

$$k = M_a \cdot g \cdot \left(r + \frac{l}{2} \right) + M \cdot g \cdot (r + l) = 1,57 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \quad (6.7)$$

Andando a realizzare un grafico delle relazioni (6.5) e (6.6) se ne possono apprezzare le differenze e l'errore di linearità che si commette che aumenta all'aumentare dell'angolo di rotazione, ma che però è abbastanza contenuto da poter ritenere le misure effettuate con questo sistema valide ai fini di un'esercitazione didattica.

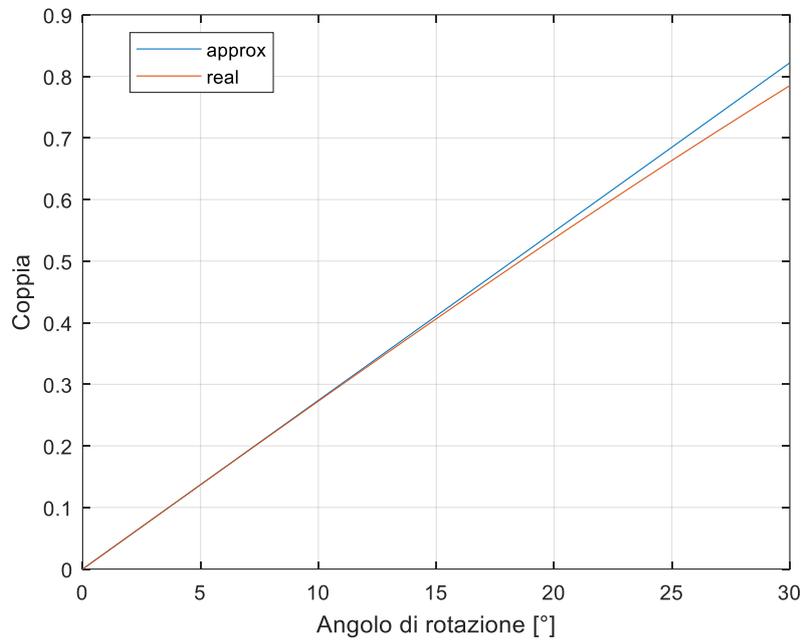


Figura 6.4 - Relazione coppia-rotazione

6.2 Misura tramite cella di carico

Anche nel caso di misurazione della coppia attraverso una cella di carico è necessario che il supporto del motore sia indipendente dalla struttura del banco come nel caso precedente, ma in questo caso la coppia del motore non è più equilibrata dal momento generato da una forza peso, ma dalla forza elastica generata dalla deformazione della cella di carico che viene montata ad una certa distanza dall'asse di rotazione del supporto come mostrato in Figura 6.5.

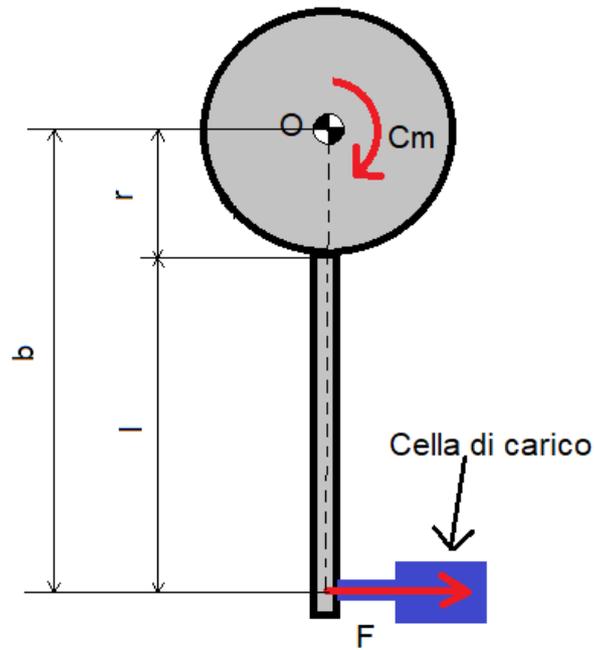


Figura 6.5 - Misura con cella di carico

Per avere delle misure significative è necessario scegliere una cella di carico adeguata a rilevare le coppie erogate dal motore, cioè è necessario avere una stima della forza F per poter scegliere la cella più adatta. Si scrive quindi l'equazione di equilibrio dei momenti rispetto alla cerniera O .

$$C_m = F \cdot b \quad (6.8)$$

Imponendo una lunghezza del braccio b pari a 10 cm e come valore di coppia quello ipotizzato nel caso precedente $C_m = 0,785 \text{ Nm}$ si ottiene:

$$F = \frac{C_m}{b} = 7,85 \text{ N} = 0,8 \text{ kgf} \quad (6.9)$$

quindi il carico nominale della cella deve essere di almeno 1 kgf e ipotizzando di utilizzarne una che funzioni a trazione e compressione per facilitarne il montaggio nel sistema di misura ideato, si sceglie la cella CTCA1K5 (9) riportata in Figura 6.6 le cui caratteristiche sono riportate in Tabella 6.1.

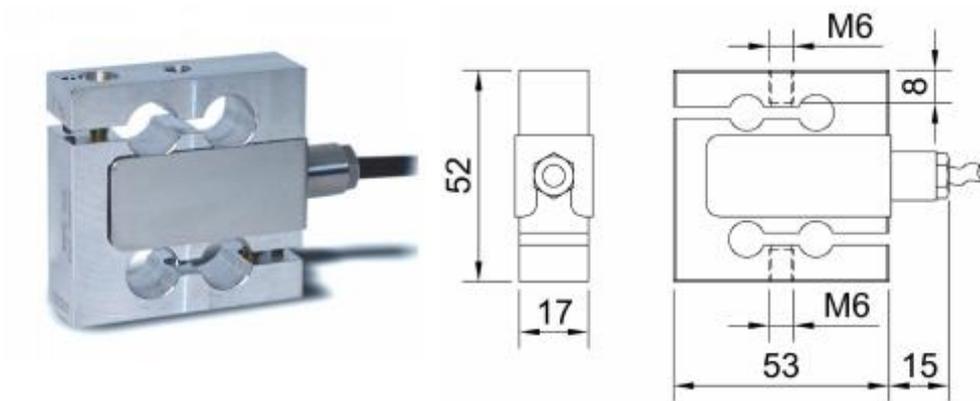


Figura 6.6 - Cella di carico

Carico Nominale	1 kg
Sensibilità Nominale	2mV/V
Errore Combinato	$\pm 0,03\%$ FS
Bilanciamento dello Zero	$\pm 1\%$
Alimentazione Nominale	1 – 15 V
Carico di Servizio	120 %
Carico Limite	150 %
Temperatura di riferimento	23°C
Temperatura di esercizio	- 20/+70 °C
Materiale della cella	Alluminio

Tabella 6.1 - Caratteristica cella

7. Conclusioni

Il lavoro si è focalizzato prima di tutto sull'aver un'idea generale su come sono costituiti i banchi prova motore realmente utilizzati per effettuare delle analisi scientifiche sui motori a combustione interna, poi ci si è soffermati sull'analisi del funzionamento dei motori a combustione interna evidenziandone le caratteristiche e facendone una classificazione. Inoltre si è fatta un'attenta valutazione della termodinamica e di tutti i fenomeni che avvengono durante il suo funzionamento e come esso sia fortemente influenzato dalle condizioni ambiente e si è capito che questo aspetto è di fondamentale importanza per i motori a combustione interna utilizzati per la propulsione di aeromobili; per cui si è sinteticamente spiegato come questo problema viene affrontato nella pratica comune. Si è inoltre cercato di dare una classificazione dei motori alternativi aeronautici e una visione generale delle loro caratteristiche.

Tutte queste informazioni unite alla volontà di realizzare un banco prova motore per effettuare misurazioni degli effetti del volo in quota con finalità didattica ha evidenziato la necessità di realizzare un banco differente da quelli utilizzati nella pratica comune.

Lo studio di fattibilità di cui ci si è occupati in questo lavoro ha fatto emergere diverse problematiche. La prima è stata l'impossibilità di utilizzare per le misurazioni un motore a combustione interna realmente applicato per la trazione di velivoli per evidenti problemi di dimensioni e potenze messe in gioco. Per questo motivo si è pensato di effettuare le misurazioni su un motore costruito per la trazione di aeromodelli per cui è scaturita la necessità d'individuazione di un motore a combustione interna per aeromodelli che rispettasse al contempo sia la caratteristica di essere il più rappresentativo possibile di un motore applicato in campo aeronautico, sia la caratteristica di avere prestazioni in termini di coppia e potenza ridotte in modo tale da essere facilmente gestibile anche con una strumentazione non eccessivamente sofisticata; tale problema è stato affrontato scegliendo di testare al banco un motore alternativo 4 tempi ad accensione comandata.

Poiché lo scopo del banco è rilevare gli effetti del volo in quota sul propulsore alternativo, la seconda criticità affrontata in questo lavoro è stata l'individuazione di un sistema per la simulazione delle condizioni ambiente in quota, problematica affrontata trovando due soluzioni differenti: collegare aspirazione e scarico ad un serbatoio la cui aria all'interno viene portata alla densità dell'aria alla quota che si vuole simulare, oppure connettere il motore alla gola di un tubo di Venturi; la prima soluzione è molto semplice da realizzare, ma il suo studio ha evidenziato la necessità di un serbatoio troppo grande e non compatibile con la caratteristica di compattezza del sistema, mentre la seconda soluzione comporta maggiori complicazioni realizzative, ma è decisamente più compatta. Inoltre di questa seconda soluzione n'è stato individuato anche il ventilatore necessario al suo funzionamento e individuando anche i possibili effetti sul motore a combustione interna.

La terza problematica evidenziata è la misurazione della coppia che non è possibile effettuare utilizzando dei freni dinamometrici impiegati nei normali banchi prova motore per cui è stato necessario individuare una modalità alternativa di misura; infatti sono state individuate due soluzioni entrambe basate sulla

misura della coppia di reazione che il motore esercita sul suo supporto: una prevede di creare una relazione che lega la coppia alla rotazione del supporto intorno all'asse dell'albero motore equilibrando la coppia del motore tramite il momento generato dalla forza peso di una massa; l'altra soluzione, più classica e probabilmente anche più precisa, prevede di rilevare la coppia utilizzando una cella di carico. Per valutare e misurare tutte le grandezze d'interesse necessarie a fare una valutazione più completa di quelli che sono gli effetti del volo in quota su un motore a combustione interna alternativo, mancano altri strumenti che non sono stati individuati in questo lavoro. Quindi ad una definizione più completa del banco mancano un sistema per rilevare i consumi del motore e uno per il rilevamento della velocità del motore che, associati alla misura della coppia, permettono di valutare anche la potenza del motore, i consumi ed anche il rendimento.

Bibliografia

1. **Youtube.** www.youtube.com. [Online]
2. **Meccanismi, Museo dei motori e dei.** <http://www.museomotori.unipa.it>. [Online]
3. **Gamma, F.** *Dispense del Corso di Motori per Aeromobili.* s.l. : Università degli Studi di Roma "La Sapienza".
4. **Nasuti, F., Lentini, D. e Gamma, F.** *Dispense del Corso di Propulsione Aerospaziale.* s.l. : Università degli Studi di Roma "La Sapienza, 2004.
5. **Wikipedia.** it.wikipedia.org. [Online]
6. **SAITO.** Manuale d'istruzione SAITO FG-11.
7. **Catania, A. E.** *Complementi di Macchine.* Torino : Levrotto & Bella.
8. **Mapi.** *Catalogo ventilatori industriali.*
9. **Riels Instruments.** *Catalogo celle di carico.*

Ringraziamenti

Ringrazio il Professore Michele Ferlauto per avermi seguito in tutti questi mesi e per avermi aiutato nella realizzazione della tesi mettendo a disposizione la sua conoscenza e il suo sapere, ma anche la sua esperienza, dandomi anche l'opportunità di lavorare in autonomia ed imparare dai miei errori.

Il ringraziamento più grande va a mia Madre e mio Padre non solo per essermi stati vicini in questi cinque anni di università consolandomi quando le cose non andavano come io sperassi ed essendo fieri di me quando tutto andava come volessi, ma anche e soprattutto per tutti i motivi per cui un figlio deve esser grato ai propri Genitori; ragioni che non voglio e non posso elencare perché sono talmente tante da non esser sufficiente un'altra tesi e perché se provassi, sicuramente ne dimenticherei moltissime.

Un ringraziamento importante va a mia Sorella che per almeno una parte de mio percorso mi è stata vicina e mi ha sopportato facendomi quasi da seconda mamma e spero che questo "allenamento" le servirà quando, tra pochissimo tempo, diventerà davvero una mamma di una figlioletta un po' più disciplinata di me. Proprio a questa figlioletta che si chiamerà Selene voglio dedicare la mia tesi come augurio per la vita e il futuro che attendono con ansia il suo arrivo.

Grazie ai miei nonni e all'interminabile schiera di zii, zie e cugini per il semplice fatto di esserci e per la bellezza di essere una famiglia spropositatamente allargata che riesce ogni domenica a trovare il tempo e la voglia di trascorrere una giornata tutti insieme da ormai tanto tempo da far sembrare la cosa semplice e scontata, ma che in realtà non lo è.

Grazie anche ai miei due migliori amici di sempre Luigi e Giuseppe perché dopo tantissimi anni restano e resteranno due persone che stimo, apprezzo e con cui posso parlare e confidarmi apertamente. Nonostante lo spazio e il tempo che ci separano, quando sono con loro ho la sensazione che tutti e tre torniamo ad essere ragazzini e che da allora nulla è cambiato e nulla cambierà.

Ringrazio tutti gli amici che ho incontrato e conosciuto in questi anni perché mi hanno dato il piacere e l'onore di confrontarmi con persone tanto valide e tanto intelligenti, con esperienze e storie diverse dalla mia da cui non ho potuto altro che imparare e con le quali ho condiviso una buona parte del mio tempo dentro e fuori il Politecnico.

Ringrazio infine me stesso per esser stato capace di crescere non solo dal punto di vista culturale e intellettuale, ma soprattutto di essere cresciuto almeno in piccola parte come persona e di aver acquisito la consapevolezza che questo è solo un piccolo passettino verso il futuro che ancora mi attende.