

Politecnico di Milano

Prova finale: Propulsione Aerospaziale AA 2022-2023

Docente:

Galfetti Luciano

Artemis I (SLS)

Gruppo n. 6



POLITECNICO
MILANO 1863

Autori:

Nome	Cognome	Cod. Persona
Adam	Lakrad	10727361
Marta	Lacrimini	10730726
Davide	Maddalena	10660008
Jacopo	Lissoni	10752781
Gabriele	Losito	10722372
Mohamed	Imbabi	10724053
Marco	Manelli	10720111
Vittorio	Iozzoli	10796956

Data di consegna: 03/06/2023

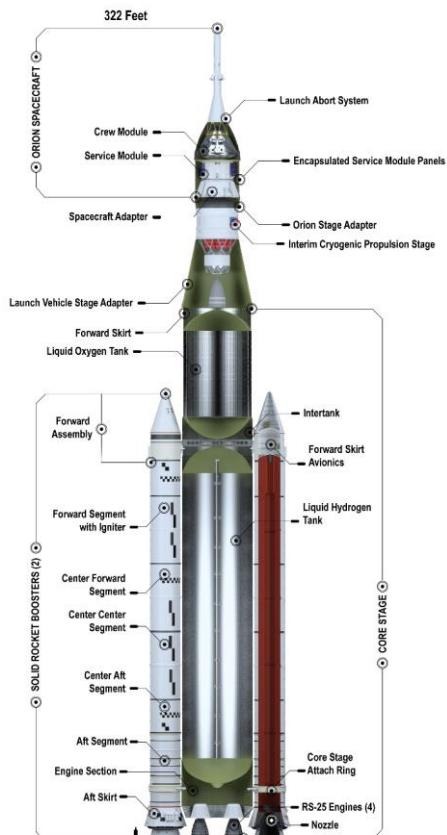
INDICE

0. INTRODUZIONE	3
1. CORE STAGE.....	5
1.1 INTRODUZIONE	5
1.2 IPOTESI ADOTTATE E DATI INIZIALI	6
1.3 DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE	10
1.3.1 PARAMETRI PROPULSIVI	10
1.3.2 PARAMETRI GEOMETRICI.....	15
1.3.3 DIMENSIONAMENTO DEL SISTEMA DI ALIMENTAZIONE	19
1.4 ENGINE CYCLE: STAGED COMBUSTION.....	23
1.5 SISTEMA DI PRESSURIZZAZIONE: TURBOPOMPE.....	28
1.5.1 DIMENSIONAMENTO POMPE.....	31
1.5.2 DIMENSIONAMENTO TURBINA	35
1.6 SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO.....	39
1.6.1 TIPOLOGIE DI RAFFREDDAMENTO	39
1.6.2 RAFFREDDAMENTO RIGENERATIVO	40
1.6.3 MATERIALI DELLA CAMERA DI COMBUSTIONE	41
1.6.4 COSTRUZIONE DEL PROFILO DI TEMPERATURA	42
1.7 GRAFICI NOTEVOLI	46
2. SOLID ROCKET BOOSTERS	48
2.1 INTRODUZIONE.....	48
2.2 DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE.....	48
2.3 GEOMETRIA DEL GRANO.....	50
2.4 ANALISI TERMODINAMICA IN CAMERA DI COMBUSTIONE.....	54
2.5 SPINTA E PARAMETRI PROPULSIVI.....	57
2.6 CINEMATICA DEL GIMBAL DELL'UGELLO.....	59
3. ICPS.....	62
3.1 INTRODUZIONE	62
3.2 IPOTESI E DATI INIZIALI.....	63
3.3 PARAMETRI PROPULSIVI	64
3.4 PARAMETRI GEOMETRICI	65
3.4.1 UGELLO	65
3.4.2 CAMERA DI COMBUSTIONE	66
3.4.3 PIASTRA DI INIEZIONE.....	68
3.4.4 SERBATOI	70
3.5 PRESSURIZZAZIONE.....	71

3.6 CONFRONTO CON DATI UFFICIALI	76
3.7 MOTORE AD IDRIZINA.....	77
3.7.1 PARAMETRI PROPULSIVI.....	78
3.7.2 PARAMETRI GEOMETRICI.....	78
3.7.3 PRESSURIZZAZIONE.....	83
3.7.4 CONFRONTO CON DATI UFFICIALI	84
4 ANALISI FLUIDODINAMICA.....	86
4.1 SOLID BOOSTERS NOZZLE	87
4.2 LIQUID NOZZLE.....	92
4.3 EXTERNAL AERODYNAMICS (full rocket, velocità subsonica)	97
4.4 EXTERNAL AERODYNAMICS (core stage, velocità supersonica)	100
5. GRAFICI PRESTAZIONALI DEL ROCKET COMPLETO	107
6. RIFERIMENTI.....	110

0. INTRODUZIONE

Negli ultimi decenni, l'esplorazione spaziale ha rappresentato una delle sfide più affascinanti e ambiziose per l'umanità. Dopo aver raggiunto la Luna per la prima volta con il programma Apollo negli anni '60 e '70, l'interesse per l'esplorazione del nostro satellite naturale è stato rinnovato grazie alla missione Artemis dell'agenzia spaziale NASA. Artemis rappresenta una nuova era di esplorazione umana, con l'obiettivo di portare l'umanità oltre la Luna e preparare il terreno per missioni spaziali di lunga durata, come l'esplorazione di Marte.



Questa missione, che coinvolgerà la capsula Orion e il sistema di lancio spaziale (SLS), mira a dimostrare la capacità di volo del nuovo sistema e a raccogliere dati cruciali per il successo delle future missioni con equipaggio.

Il sistema di lancio spaziale (SLS) sarà una delle componenti chiave di Artemis I. Il SLS è stato progettato per fornire una potenza di lancio eccezionale, in grado di superare le sfide e le distanze che l'esplorazione spaziale richiede. Il core stage del SLS sarà alimentato da quattro motori RS-25, ereditati dal programma dello Space Shuttle, che utilizzano una combinazione di idrogeno liquido (LH₂) e ossigeno liquido (LOX) come propellenti. Questi motori sono noti per la loro affidabilità e la loro potenza, con una spinta combinata di oltre 2 milioni di chili.

Per fornire un ulteriore supporto al core stage, il SLS sarà dotato di due booster a combustibile solido (SRB). Questi imponenti propulsori, che verranno accesi poco dopo il lancio per fornire una spinta supplementare, saranno caricati con un propellente a base di polvere di alluminio e perclorato di ammonio. I SRB forniranno una spinta combinata di circa 3,6 milioni di chili, contribuendo a garantire un decollo sicuro e una traiettoria di volo stabile per la capsula Orion.

L'analisi preliminare dei propulsori utilizzati nella missione Artemis I rappresenta solo la prima parte del nostro studio. La valutazione delle prestazioni, basata su dati e specifiche disponibili, ci consentirà di ottenere una visione generale delle capacità dei propulsori e dei parametri chiave che influenzano il successo della missione. Tuttavia, questa analisi preliminare sarà solo un punto di partenza. Dopo aver completato il dimensionamento preliminare dei propulsori, ci concentreremo sulla seconda parte del nostro studio, che coinvolgerà approfondimenti più dettagliati e simulazioni avanzate per affinare le nostre valutazioni.

Infine, al termine della nostra ricerca, presenteremo una conclusione esaustiva che riassumerà i risultati ottenuti. Questa fase finale del nostro studio servirà a sintetizzare le informazioni raccolte, analizzate e interpretate, fornendo una panoramica chiara delle prestazioni previste dei propulsori utilizzati nella missione Artemis I.

1. CORE STAGE



Figura 1.1

1.1 INTRODUZIONE

Il Core Stage costituisce il primo stadio dell'SLS (Space Launch System) ed è responsabile, insieme ai Solid Rocket Boosters, della generazione della spinta necessaria per portare l'Upper Stage e il carico pagante fuori dall'atmosfera terrestre. È alto approssimativamente 64.6 m, ha un diametro di 8.4 m (escluso lo strato di protezione termica) e il suo peso con il pieno di propellente (esclusi i motori) è di circa 1 t.

Facendo parte dell'SLS, un veicolo derivante dallo Space Shuttle, nel Core Stage sono utilizzati componenti, tecnologie e infrastrutture originariamente impiegate nello Space Shuttle, tra cui i suoi quattro motori RS-25.

Questi ultimi sono alimentati da un propellente liquido criogenico ottenuto bruciando idrogeno e ossigeno liquidi, i quali consentono di raggiungere le massime prestazioni ottenibili secondo la vigente regolamentazione con un propulsore a propellente liquido.

Il Core Stage è progettato per operare per l'intero lancio di 500 s da terra fino all'orbita terrestre, raggiungendo velocità prossime a Mach 23 e una quota di circa 160 Km prima di separarsi dall' ICPS (Interim Cryogenic Propulsion Stage), Orion Stage adapter e Orion spacecraft.

Il Core Stage è costituito da dieci sezioni a barile, 4 a cupola e 7 anelli. Ogni sezione a barile è fatta di otto pannelli di alluminio le cui dimensioni dipendono dalla sezione. Questi pannelli sono saldati con il metodo 'Friction-Stir welded' verticalmente e orizzontalmente a formare le cinque sezioni maggiori del Core stage:

- Sezione motore
- Serbatoio di idrogeno liquido
- Intertank
- Serbatoio di ossigeno liquido
- Gonna superiore

Partendo dal basso, la sezione motore ospita i quattro RS-25, i condotti per il propellente, avionica, sistemi per il controllo direzionale della spinta (TVC) e gli attacchi inferiori per i due solid rocket boosters.

In questo capitolo sarà presentato un dimensionamento preliminare del sistema propulsivo del primo stadio e verranno approfonditi alcuni aspetti degni di nota.

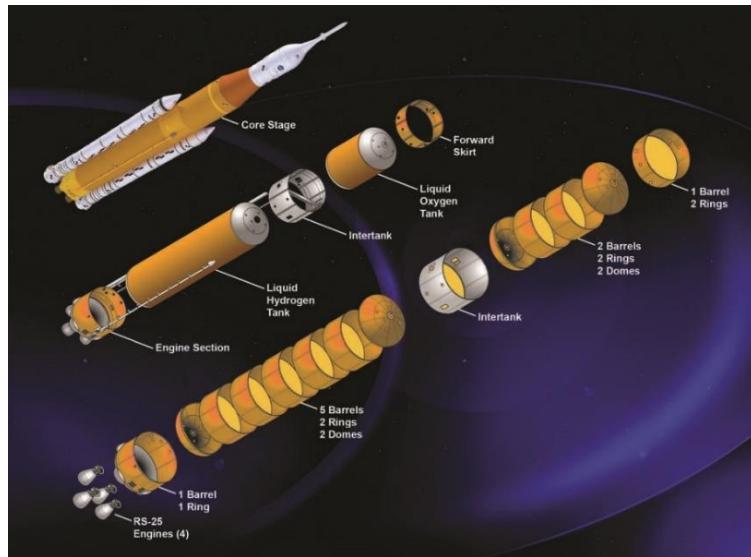


Figura 1.2

1.2 IPOTESI ADOTTATE E DATI INIZIALI

Per procedere con il dimensionamento del sistema sono state adottate delle ipotesi semplificative che permettono di ottenere dei risultati in accordo con le condizioni reali. È stato assunto che:

- Flusso unidimensionale
- Flusso isoentropico
- Flusso stazionario
- Flusso adiabatico
- Pressione all'efflusso costante
- Spinta equamente divisa tra i quattro motori
- Ignizione ipergolica
- ‘equilibrium conditions’ dalla sezione di ingresso nel motore alla sezione di gola
- ‘frozen expansion’ dalla sezione di gola
- La portata di propellente è considerata costante durante tutto lo svolgimento della missione

Per modellare in maniera più fedele il problema, i dati relativi alla combustione sono stati estrapolati mediante l'utilizzo del programma NASA CEA (Rocket Problem), mentre altri dati ritenuti necessari sono stati presi dai report della missione Artemis messi a disposizione dalla NASA.¹ (NASA)

DATI INIZIALI

SIMBOLO	VALORE E UNITA' DI MISURA	FONTE
r (mixture ratio)	6.03 [-]	Wikipedia
tb (burning time)	500 [s]	Wikipedia
P_cc (pressione camera di combustione)	206.4 [bar]	Sito enciclopedia
T_cc (temperatura camera di combustione)	3500 [K]	CEA

¹ Artemis I Reference Guide

Rho_O2 (densità ossigeno liquido)	1140 [kg/m^3]	Rocket Propulsion Elements-Sutton
Rho_H2 (densità idrogeno liquido)	71 [kg/m^3]	Rocket Propulsion Elements-Sutton
A_e/A_t (rapporto aree)	78 [-]	Wikipedia
Y_gc (gamma gas combusti)	1.1466 [-]	CEA
M_mol (massa molare dei gas combusti)	13.65 [Kg/Kmol]	CEA
Pe (pressione all'efflusso)	0.1363 [bar]	CEA
m_prop (portata in massa di propellente)	514 [Kg/s]	Wikipedia
Mcc (Mach camera di combustione)	0.2 [-]	ipotesi

SIMBOLI UTILIZZATI

SIMBOLO	SIGNIFICATO
γ	Rapporto tra calori specifici
P_e	Pressione all'efflusso
P_{cc}	Pressione in camera di combustione
T_{cc}	Temperatura in camera di combustione
R	Costante universale dei gas
v_e	Velocità all'efflusso
\dot{m}_p	Portata in massa di propellente
λ	Fattore di correzione
c_T	Coefficiente di spinta
η_n	Coefficiente prestazionale dell'ugello
A_t	Area di gola
D_t	Diametro di gola
A_e	Area all'efflusso
D_e	Diametro all'efflusso
ϵ	Rapporto tra area di gola e area all'efflusso
P_0	Pressione in condizioni standard
T_0	Temperatura in condizioni standard
a	Gradiente di temperatura nella stratosfera
\bar{P}	Pressione a 11 000
\bar{T}	Temperatura a 11 000
\bar{z}	Quota tropopausa
T	spinta
$P(z)$	Andamento della pressione in funzione della quota
g	Accelerazione gravitazionale
I_{sp}	Impulso specifico
c^*	Velocità caratteristica
v_{cc}	Velocità dei gas combusti in camera di combustione
M_{cc}	Mach in camera di combustione
ρ_{cc}	Densità dei gas combusti in camera di combustione
A_{cc}	Area della camera di combustione
D_{cc}	Diametro della camera di combustione

L^*	Lunghezza caratteristica di camera di combustione
V_{cc}	Volume della camera di combustione
L_{cc}	Lunghezza della camera di combustione
L_{conv}	Lunghezza del tratto convergente dell'ugello
L_{div}	Lunghezza del tratto divergente dell'ugello
L_{ugello}	Lunghezza totale ugello
\dot{m}_f	Portata in massa di combustibile
\dot{m}_{ox}	Portata in massa di ossidante
of	Rapporto ossidante combustibile
ρ_f	Densità del combustibile
ρ_{ox}	Densità dell'ossidante
M_f	Massa di combustibile
M_{ox}	Massa di ossidante
M_{tot}	Massa totale
V_f	Volume di combustibile
V_{ox}	Volume di ossidante
ρ_{av}	Densità media del propellente
T_{med}	Spinta media
$I_{sp,med}$	Impulso specifico medio
$I_{v,med}$	Impulso specifico volumetrico medio
$I_{tot,med}$	Impulso totale medio
v_{valle}	Velocità a valle degli iniettori
c_D	Coefficiente di scarico
A_{inj}	Area test del singolo iniettore
$A_{ox,tot}$	Area totale degli iniettori di ossidante
$A_{f,tot}$	Area totale degli iniettori di combustibile
N_{ox}	Numero degli iniettori di ossidante
N_f	Numero degli iniettori di combustibile
$A_{inj,ox}$	Area del singolo iniettore di ossidante
$A_{inj,f}$	Area del singolo iniettore di combustibile
$D_{inj,ox}$	Diametro del singolo iniettore di ossidante
$D_{inj,f}$	Diametro del singolo iniettore di combustibile
v_{ox}	Velocità attraverso gli iniettori di ossidante
v_f	Velocità attraverso gli iniettori di combustibile
γ_{ox}	Angolo di montaggio degli iniettori di ossidante
γ_f	Angolo di montaggio degli iniettori di combustibile
dP_{feed}	Caduta di pressione nei condotti di alimentazione
$dP_{cooling}$	Perdite di pressione dovute al raffreddamento
dP_{inj}	Perdite legate agli iniettori
$dP_{dyn,H2}$	Perdite di carico dinamiche legate all'idrogeno
$dP_{dyn,O2}$	Perdite di carico dinamiche legate all'ossigeno
$dP_{turbina,HP}$	Perdite di carico legate alla turbina di alta pressione
$dP_{turbina,LP,H2}$	Perdite di carico legate alla turbina di bassa pressione dell'idrogeno
$dP_{turbina,LP,O2}$	Perdite di carico legate alla turbina di bassa pressione dell'ossigeno
$dP_{tot,H2}$	Salto di pressione totale legato all'idrogeno
$dP_{HP,H2}$	Salto di pressione della pompa di alta di idrogeno

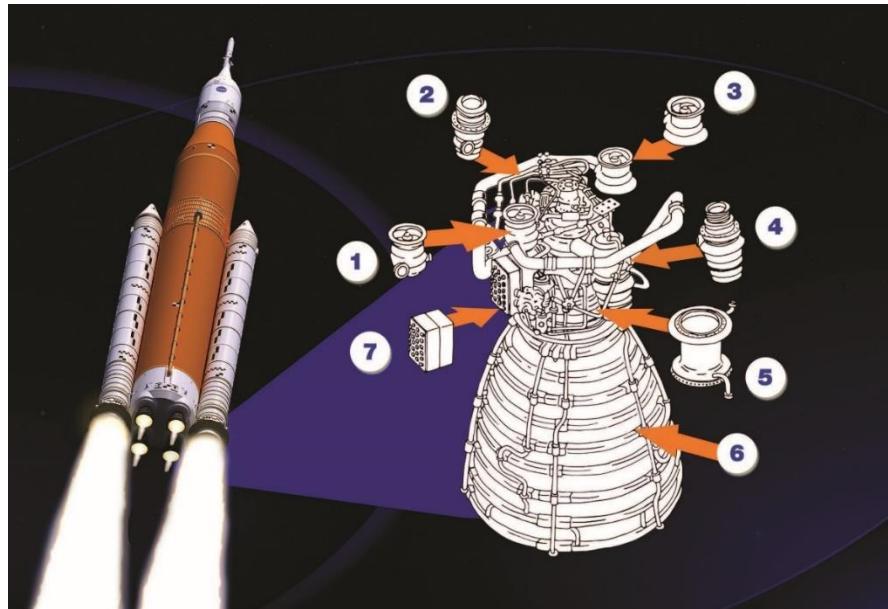
Q	Portata volumetrica di propellente della pompa
dP_{tot,Lp,HP1,O2}	Somma delle perdite di carico della pompa di bassa e del primo stadio di alta dell'ossigeno
dP_{HP1,O2}	Perdite di carico legate al primo stadio della turbina di alta di ossigeno
dP_{inlet,HP2,O2}	Pressione in ingresso al secondo stadio della pompa di alta di ossigeni
dP_{HP2,o2}	Perdite di carico legate al secondo stadio della pompa di alta di ossigeno
m_{ox,cc}	Portata di ossidante entrante in camera di combustione
m_{gc,cc}	Portata di gas combusti entrante in camera di combustione
m_{ox,pb}	Portata di ossidante nel preburner
m_{p,pb}	Portata di propellente nel preburner
m_{f,pb}	Portata di combustibile nel preburner
H_p	prevalenza
NPSH	Net positive suction head
ΔP_{stage}	Perdite di carico del singolo stadio
n_{stage}	Numero di stadi
N_s	Velocità specifica di rotazione per stadio
u_{ss}	Velocità specifica di aspirazione
N_R	Velocità di rotazione della pompa
ψ	pump head coefficient
u_t	Velocità di rotazione all'estremità del rotore
D_{in}	Diametro in ingresso al rotore
D_{out}	Diametro in uscita al rotore
Φ	Rapporto tra velocità assiale e tangenziale rispetto alla pala del rotore
L	Rapporto tra diametro del mozzo e della punta
η	efficienza
P_{req}	Potenza richiesta
c_o	Velocità di scarico isoentropica della turbina
c_p	Calore specifico a pressione costante
P_{trat}	Rapporto tra le pressioni in turbina
T_i	Temperatura in ingresso alla turbina
D_{m,turbina}	Diametro medio della turbina
u_m	Velocità ammissibile nel punto medio della pala della turbina
τ	Coppia dell'albero della pompa
m_{tp}	Massa della turbopompa
σ_R	Carico di rottura a trazione
k	Conducibilità termica
M_a	Numero di Mach
q	Flusso di calore
h	Coefficiente di scambio termico convettivo
N_u	Numero di Nusselt
R_e	Numero di Reynolds
P_r	Numero di Prandtl
μ	Viscosità dinamica

t	Spessore pareti
D_{pipe}	Diametro condotti

1.3 DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE

A partire dai dati sopra riportati verrà svolto il dimensionamento preliminare del sistema propulsivo al fine di determinare parametri prestazionali, geometrici e impiantistici. (L.Galfetti)

1.3.1 PARAMETRI PROPULSIVI



1-4 – Turbopompe, 5 -Camera di combustione principale, 6 - Ugello, 7 - Engine Controller

Figura 1.3

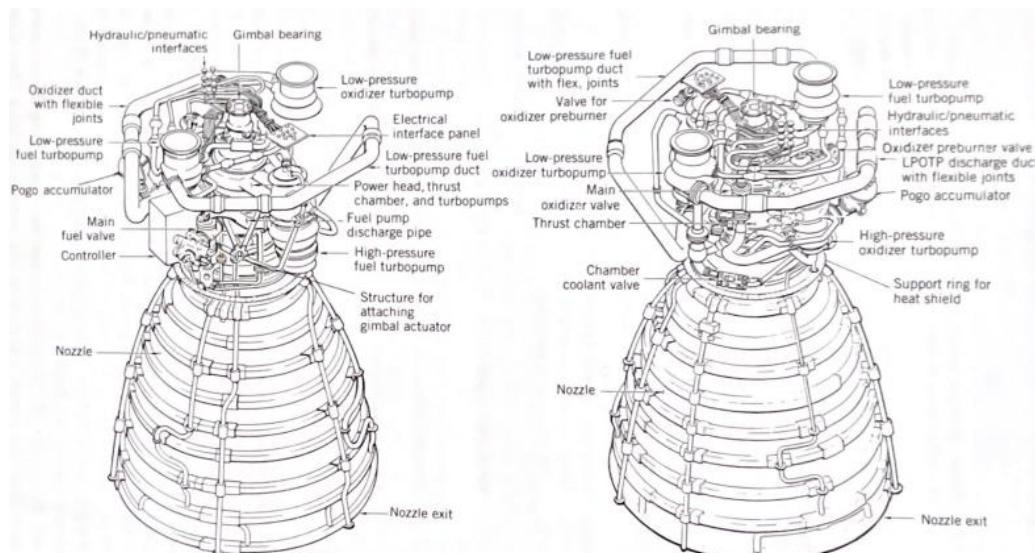


Figure 1.4

Il primo passo effettuato è stato determinare la funzione di Vandenkerckhove, utile per i calcoli successivi:

$$\Gamma = \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} = 0,6380$$

tale valore dipende esclusivamente dai calori specifici dei gas combusti.

Considerando una trasformazione isoentropica tra la camera di combustione e l'ugello è stato possibile trovare la velocità dei gas combusti in efflusso:

$$v_e = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{cc} \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_{cc}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} = 4502,8 \text{ m/s}$$

In questa formula possiamo riconoscere il contributo cinetico della camera di combustione e il parametro prestazionale dell'ugello η_n .

Successivamente, conoscendo la quota tale per cui l'ugello è in condizioni di ottimo ($P_e = P_{atm}$), è possibile determinare la relativa spinta:

$$T(z_{ott}) = \lambda \dot{m}_p v_e = 9,1459 MN$$

Nella condizione di ottimo si definisce il coefficiente di spinta c_T , notando come in questa particolare situazione esso dipenda esclusivamente dalla pressione in camera di combustione e all'efflusso oltre che dal tipo di miscela e dalla configurazione dell'ugello²:

$$c_t(z_{ott}) = \lambda \sqrt{\frac{2\gamma^2}{\gamma-1} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \left(1 - \left(\frac{P_e}{P_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} = 1,9436$$

$$v_{limite} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{cc}} = 5774,7 \text{ m/s} \quad \eta_n = 1 - \left(\frac{P_e}{P_{cc}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 0,6079$$

Questo implica che la porzione divergente dell'ugello incrementa del 94,36% la spinta statica esercitata sull'area di gola dell'ugello.

In alternativa sarebbe stato possibile ricavare il valore di c_T dal seguente diagramma, in funzione del rapporto d'espansione in ugello, del 'pressure ratio' e del calore specifico dei gas combusti:

² Il significato di lambda verrà spiegato nell'analisi delle prestazioni dell'ugello, trattato successivamente

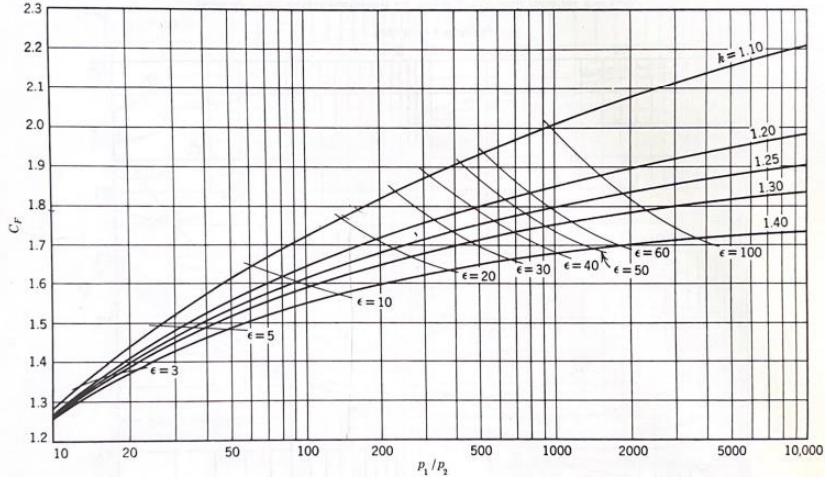


Figura 1.5

Invertendo la definizione di c_T , si può ricavare l'area di gola:

$$A_t = \frac{T(z_{ott})}{4P_{cc}c_t(z_{ott})} = 0,0570m^2 \quad D_t = \sqrt{\frac{4A_t}{\pi}} = 0,2694m$$

noto il rapporto di espansione dell'ugello si determina anche l'area all'efflusso:

$$A_e = A_t \varepsilon = 4,4456m^2 \quad D_e = \sqrt{\frac{4A_e}{\pi}} = 2,3791m$$

A questo punto si possono stabilire gli andamenti dei parametri propulsivi durante la missione, è però necessario trovare il profilo di pressione al variare della quota.

Nel primo strato dell'atmosfera, la troposfera, la pressione segue l'andamento descritto dalla seguente relazione:

$$P(z) = P_0 \left[1 - \left(\frac{a \cdot z}{T_0} \right) \right] \frac{g}{R_{air}a} \quad a = 6,5 \frac{K}{km}$$

nello strato successivo, la stratosfera, la relazione varia come seguita:

$$P(z) = \bar{P} \frac{-g(z - \bar{z})}{R_{air}\bar{T}} \quad \bar{z} = 11km \quad \bar{T} = 216,5K \quad \bar{P} = 22,6kPa$$

A quote superiori di 50 km, dati i valori di pressione molto bassi, è possibile, in prima approssimazione, considerare la pressione atmosferica trascurabile; il profilo di pressione considerato, fino alla quota di interesse, è qui riportato:

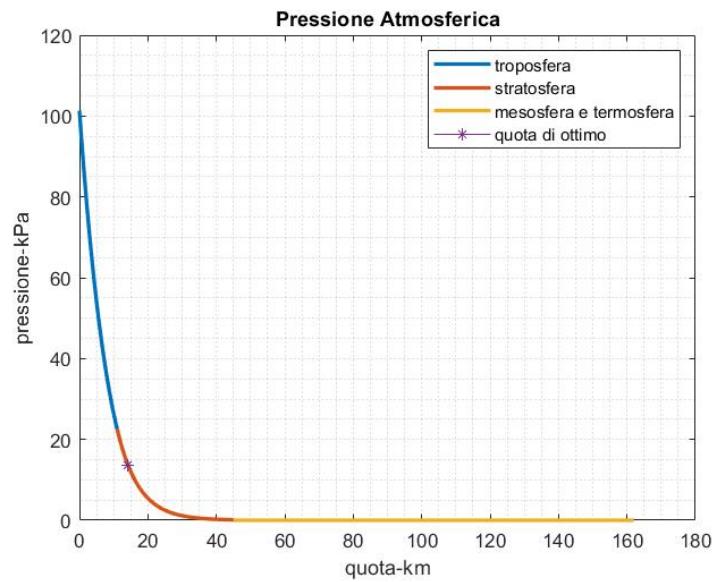


Figura 1.6

Una volta precisato l'andamento della pressione, si può procedere con il calcolo della spinta erogata dal core stage al variare della quota:

$$T(z) = 4[\lambda \dot{m}_p v_e + A_e [P_e - P(z)]]$$

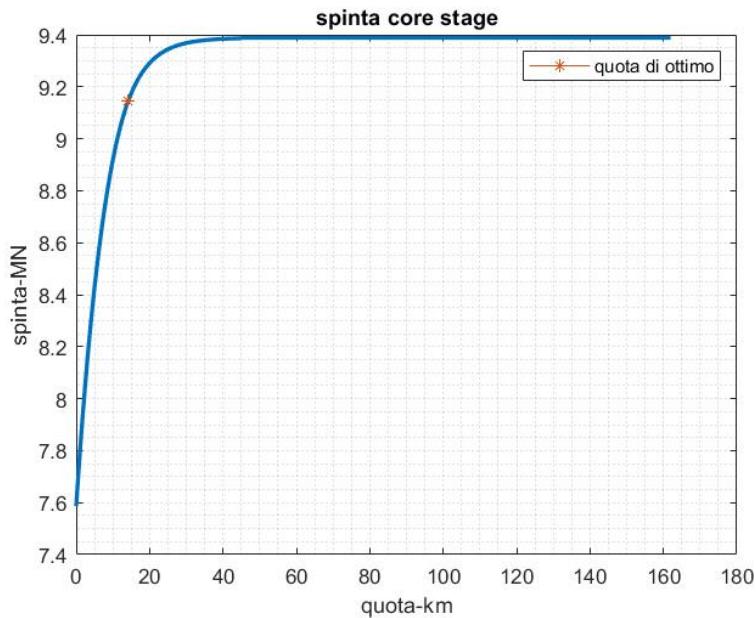


Figura 1.7

Dal grafico si nota:

- La spinta è minima al livello del mare
- Dal livello del mare fino alla quota di ottimo ($z= 14\ 203\ m$) l'ugello è subespanso

- Dalla quota di ottimo fino alla quota massima l'ugello è sovraespanso

Nota la spinta, si calcola l'andamento dell'impulso specifico con la quota

$$I_{sp}(z) = \frac{T(z)}{4\dot{m}_p g_0} \quad I_{sp}(z_{ott}) = 453,4537s$$

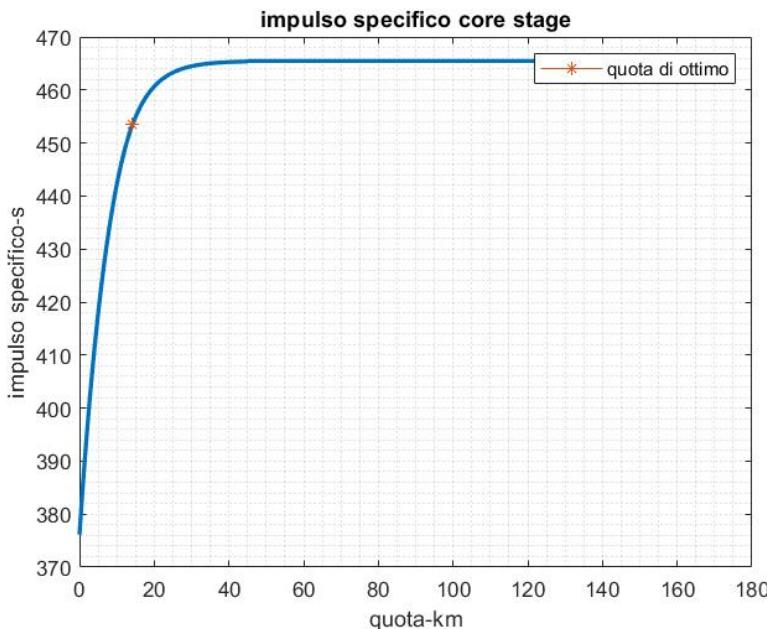


Figura 1.8

Osservazioni:

- L'impulso specifico cresce in maniera similare alla crescita della spinta, essendo proporzionale ad essa
- I valori ottenuti sono in accordo con i valori tipici di propellenti liquidi criogenici

È stata definita inoltre la velocità caratteristica, parametro di merito della camera di combustione, indice dell'efficienza dei processi di conversione termochimica all'interno della camera di combustione:

$$c^* = \frac{\sqrt{RT_{cc}}}{\Gamma} = 2288,7 m/s$$

L'ultimo andamento è quello del coefficiente di spinta che indica l'incremento di spinta dovuto all'ugello supersonico rispetto al valore di spinta esercitata sull'area di gola dell'ugello:

$$c_t(z) = \frac{I_s(z) g_0}{c^*}$$

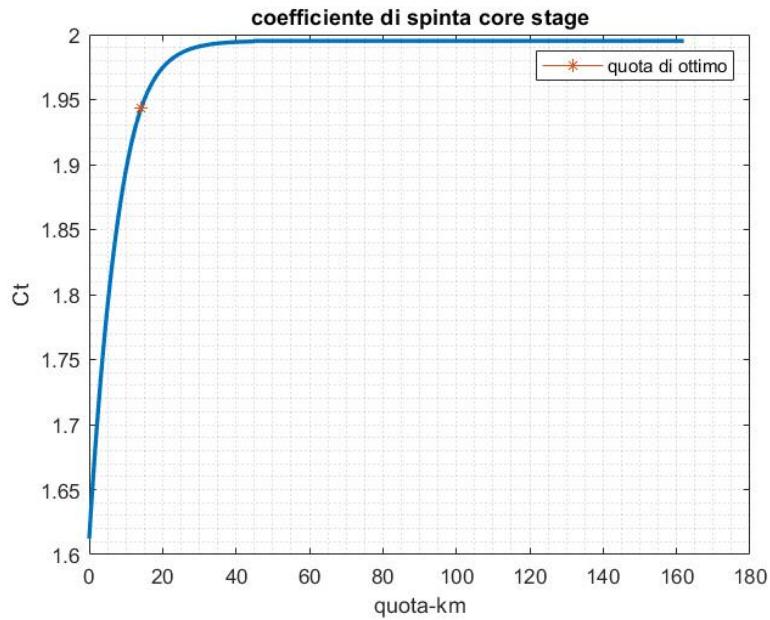


Figura 1.9

Osservazioni:

- I valori sono compresi tra 1 e 2 come spesso accade per propulsori termici

1.3.2 PARAMETRI GEOMETRICI

Nel seguente paragrafo viene riportato il dimensionamento della camera di combustione e dell'ugello. La camera di combustione è stata assunta cilindrica e con l'ipotesi di una velocità dei gas combusti in camera di combustione non superiore a 0.2 Mach (affinché la pressione tenda alla pressione di ristagno di modo che avvenga un miscelamento adeguato del propellente consentendo il completamento della reazione). Si è potuto determinare la velocità dei gas combusti:

$$v_{cc} = M_{cc} \sqrt{\gamma R T_{cc}} = 312,6862 \text{ m/s}$$

È stata definita la densità dei gas combusti in camera di combustione sfruttando la forte ipotesi di gas ideale:

$$\rho_{cc} = \frac{P_{cc}}{R T_{cc}} = 9,6820 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sfruttando poi l'equazione di continuità si calcola la sezione della camera di combustione:

$$A_{cc} = \frac{m_p}{\rho_{cc} v_{cc}} = 0,1698 \text{ m}^2 \quad D_{cc} = \sqrt{\frac{4A_{cc}}{\pi}} = 0,4649 \text{ m}$$

Per trovare il volume della camera di combustione si deve determinare prima la lunghezza caratteristica, ovvero un parametro tipico della camera di combustione che varia in base alla scelta dei propellenti:

Propellants	Characteristic Length (L^*)	
	Low (m)	High (m)
Liquid fluorine / hydrazine	0.61	0.71
Liquid fluorine / gaseous H ₂	0.56	0.66
Liquid fluorine / liquid H ₂	0.64	0.76
Nitric acid / hydrazine	0.76	0.89
N ₂ O ₄ / hydrazine	0.60	0.89
Liquid O ₂ / ammonia	0.76	1.02
Liquid O ₂ / gaseous H ₂	0.56	0.71
Liquid O ₂ / liquid H ₂	0.76	1.02
Liquid O ₂ / RP-1	1.02	1.27
H ₂ O ₂ / RP-1 (including catalyst)	1.52	1.78

Figura 1.10

$$L^* = \frac{L_{min} + L_{max}}{2} = 0,89m$$

Abbiamo preso un valor medio tra la minima e massima lunghezza caratteristica con il quale sono stati trovati volume e lunghezza della camera di combustione:

$$V_{cc} = A_t L^* = 0,0507m^3 \quad L_{cc} = \frac{V_{cc}}{Acc} = 0,2988m$$

Dovendo affrontare regimi supersonici, l'ugello è composto da un tratto convergente e uno divergente; il primo può essere visto come un proseguimento della camera di combustione secondo una geometria conica. Ipotizzando il semi angolo di apertura del tratto convergente pari a 45° (valore comunemente adottato), è stato possibile determinare la lunghezza del tratto convergente:

$$L_{conv} = \frac{D_{cc} - D_t}{2\arctan(\alpha_{conv})} = 0,1469m$$

Per quanto riguarda il tratto divergente la configurazione scelta è quella a campana poiché consente, rispetto alla controparte conica, di ottenere un flusso in uscita quasi assiale riducendo perdite di carico (grazie all'opportuno bilanciamento tra onde oblique di espansione e onde d'urto oblique), dimensioni e peso.

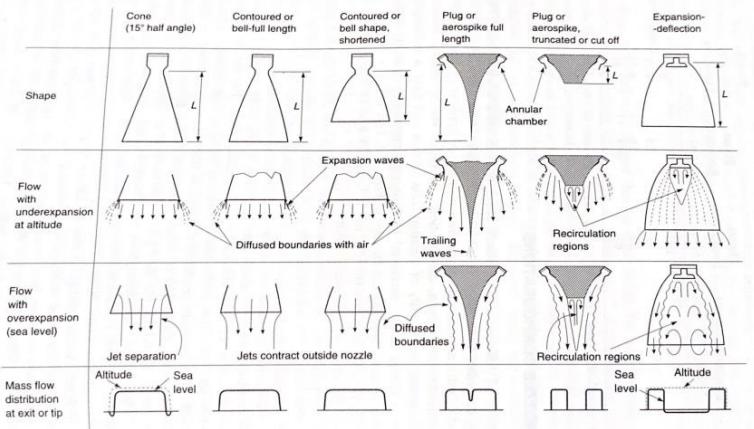


FIGURE 3-12. Simplified diagrams of several different nozzle configurations and their flow effects.

Figura 1.11

La lunghezza di un ugello a campana si determina come frazione della lunghezza di un ugello conico di riferimento con un semi angolo di apertura pari a 15° . Per ottenere un guadagno nelle prestazioni rispetto all'ugello conico, la frazione di lunghezza solitamente è intorno allo 0.8 poiché al diminuire di tale valore le perdite di carico dovute alle onde d'urto diventano predominanti:

$$L_{div} = 0,80 \frac{D_e - D_t}{2\arctan(\alpha_{div})} = 3,2958m \quad L_{ugello} = L_{conv} + L_{div} = 3,4427m$$

Esiste un fattore teorico di correzione lambda che può essere applicato alla spinta del getto per tenere conto delle perdite di performance causate dalla presenza di una componente tangenziale della velocità all'efflusso. Mediante una costruzione geometrica è possibile ricavare analiticamente una formula per calcolare tale coefficiente valida per un ugello conico:

$$\lambda = \frac{1}{2} (1 + \cos \theta_{cn})$$

Per gli ugelli a campana tale valore si può estrapolare dal grafico riportato in di seguito:

$$\lambda=0.988$$

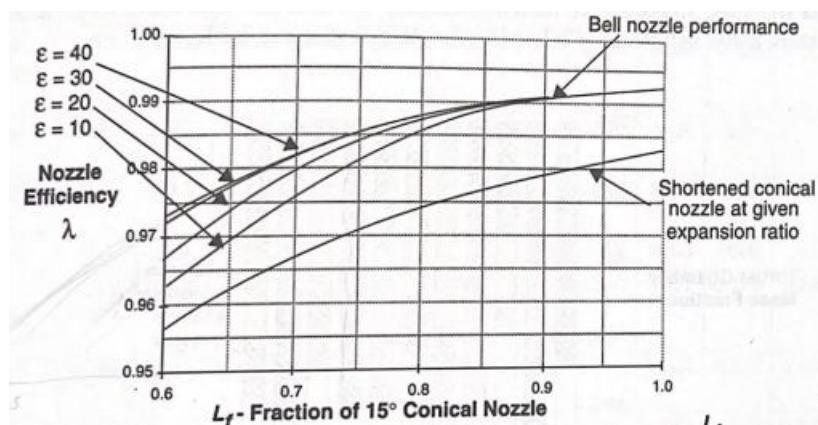


Figura 1.12

L'analisi esatta degli ugelli a campana richiede calcoli complessi che utilizzano la fluidodinamica computazionale basata sul metodo delle caratteristiche [Frey e Nickerson, 1970]. Tuttavia, possiamo utilizzare approssimazioni geometriche per il dimensionamento. Questa tecnica di approssimazione parabolica funziona abbastanza bene per il dimensionamento preliminare ed è spiegata di seguito. Il contorno della gola a monte è un arco di circonferenza con un raggio pari a 1.5 volte il raggio della gola (r_t) e termina alla gola geometrica (punto T). Il raggio della gola a valle è anch'esso circolare con un raggio di 0.382 r_t ; si unisce in maniera continua con la geometria a monte e continua fino al punto N, ovvero il punto in cui inizia l'andamento parabolico. In questo punto si impone la tangenza tra le due curve essendo noto Θ_n , l'angolo tra la tangente in N e la parabola. La parabola si estende per una lunghezza del divergente e un rapporto d'espansione dati, intercettando il punto E in cui la tangente alla parabola rispetto all'orizzontale possiede un'ampiezza pari a Θ_e .

Θ_n e Θ_e dipendono dal rapporto d'espansione e dalla percentuale di campana e sono estrapolabili dal grafico riportato di seguito.

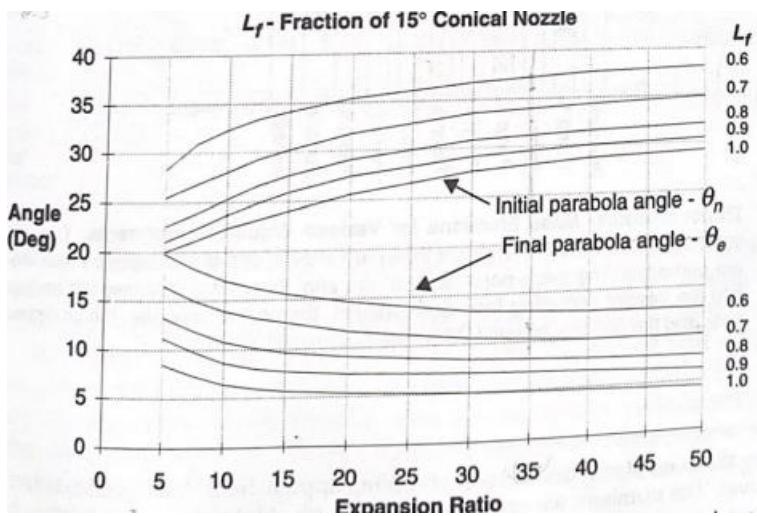


Figura 1.13

Questa procedura per la costruzione dell'ugello è riassunta nella figura seguente:

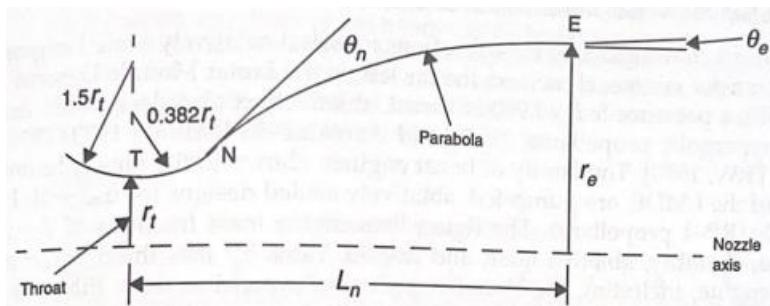


Figura 1.14

Il procedimento descritto sopra è stato implementato su Matlab, ottenendo le seguenti figure (Plotting a bell nozzle, s.d.):

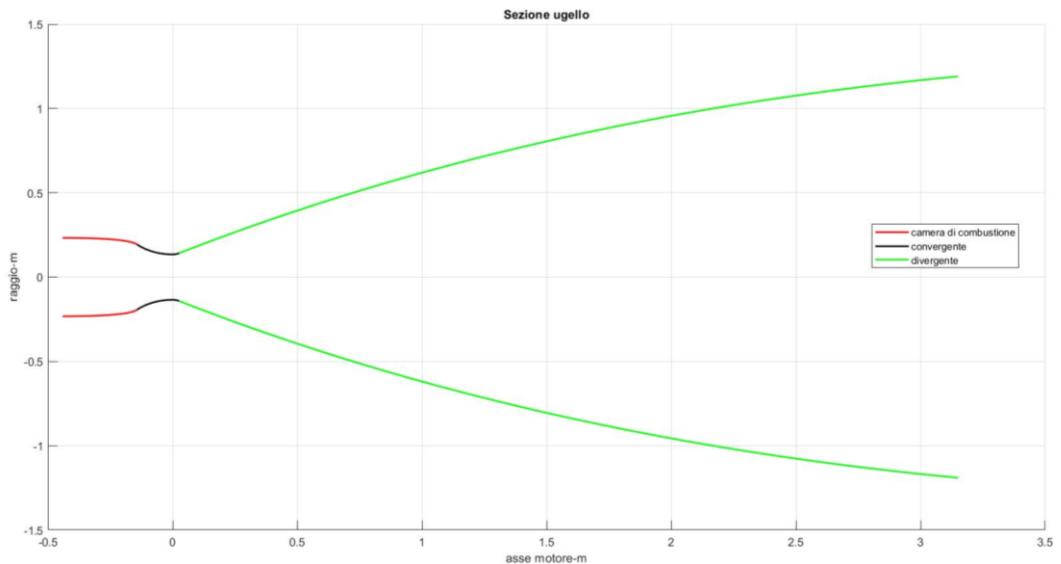


Figura 1.15

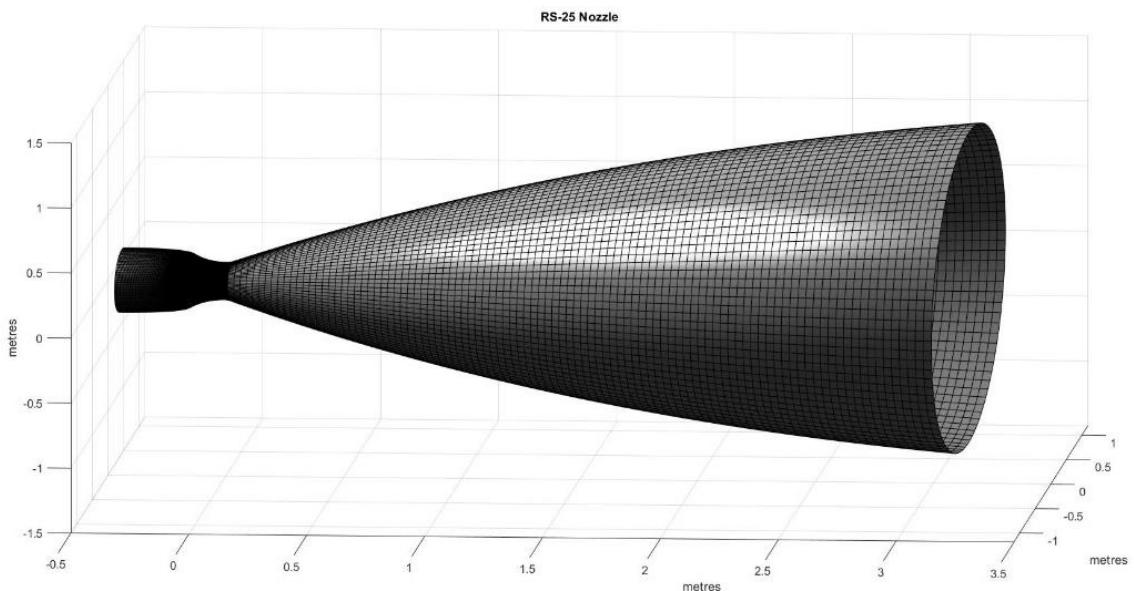


Figura 1.16

1.3.3 DIMENSIONAMENTO DEL SISTEMA DI ALIMENTAZIONE

Nella realtà il sistema di alimentazione è un sistema molto complesso basato sul ciclo della ‘staged combustion’, ma essendo un dimensionamento preliminare abbiamo considerato un sistema di alimentazione in cui la pressurizzazione è affidata a un gas inerte pressurizzante e che la combustione di ossigeno e idrogeno liquido avviene direttamente in camera di combustione. Nel capitolo 3 verrà affrontato il dimensionamento del vero sistema.

Essendo noto il rapporto di miscela e la portata di propellente, è stato possibile calcolare le portate di idrogeno e ossigeno:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_p}{of + 1} = 73,1152 \frac{kg}{s} \quad \dot{m}_{ox} = \frac{of \dot{m}_p}{of + 1} = 440,8848 \frac{kg}{s}$$

mediante le densità e il ‘burning time’ si calcolano le relative masse e volumi:

$$\rho_{ox} = 1140 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_f = 71 \text{ kg/m}^3$$

$$M_{ox} = 4m_{ox}tb = 881,77t$$

$$M_f = 4m_f tb = 146,23t$$

$$M_{tot} = M_{ox} + M_f = 1028t$$

$$V_{ox} = \frac{M_{ox}}{\rho_{ox}} = 773482L$$

$$V_f = \frac{M_f}{\rho_f} = 2059600L$$

Andando a definire la densità media del propellente

$$\rho_{av} = \frac{M_{tot}}{V_f + V_{ox}} = 362,8578 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

e calcolando l’impulso specifico medio a partire dalla spinta media (applicando il teorema della media integrale alla funzione della spinta), è stato possibile calcolare l’impulso specifico volumetrico e l’impulso specifico totale:

$$T_{med} = \frac{1}{z_{\max}} \int_0^{z_{\max}} T(z) dz = 9,3070 MN \quad Isp_{med} = 461,44s$$

$$Iv_{med} = \rho_{av} Isp_{med} = 167440 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} s$$

$$Itot_{med} = 4 Isp_{med} \dot{m} pg_0 = 4653,510^6 MN \cdot s$$

Gli iniettori hanno il compito di introdurre e controllare il flusso di propellente nella camera di combustione, causando la formazione di piccole gocce mediante il processo di atomizzazione, e distribuire e miscelare il propellente in modo da realizzare una miscela omogenea di combustibile e ossidante. L’analisi del design degli iniettori è complessa perché molti fenomeni fisici influenzano simultaneamente l’iniezione del propellente, miscelamento e combustione. Complessi algoritmi computazionali sono stati sviluppati per modellare l’occorrenza simultanea di tutti questi processi; tuttavia, l’analisi dei dati è limitata dalle scarse conoscenze a livello di transizione e turbolenza del fluido. È possibile analizzare in maniera individuale l’atomizzazione, la distribuzione delle gocce e il miscelamento per individuare dei parametri base per il design degli iniettori. Ricordando che ci limitiamo a un dimensionamento preliminare, andremo ad analizzare soltanto alcuni parametri base degli iniettori, tra cui si distinguono varie tipologie in base alle modalità di atomizzazione del getto e configurazioni.

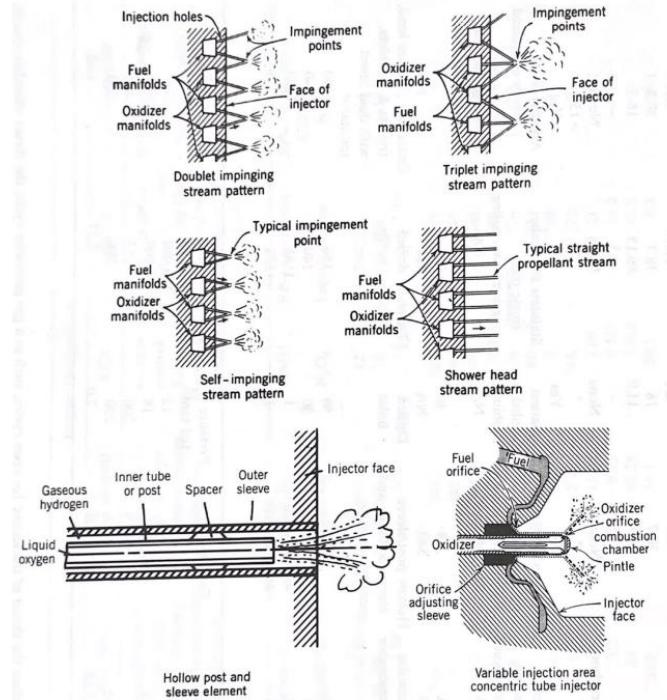


Figura 1.17

Per prima cosa si deve scegliere il tipo di testata di iniezione in base al rapporto tra iniettori di idrogeno e ossigeno e l'angolo di montaggio. Nel nostro caso è stata scelta una testata con getti incrociati con configurazione a doppietta (1:1), ovvero i propellenti sono iniettati attraverso un numero di piccoli orifici separati in modo tale che i getti di combustibile e ossidante collidano tra loro e, essendo la coppia ipergolica, si presenta un'autoignizione (la coppia non necessita un sistema di accensione).

Le caratteristiche specifiche degli iniettori sono riportate nella seguente tabella.

Orifice Type	Diagram	Diameter (mm)	Discharge Coefficient
Sharp-edged orifice		Above 2.5 Below 2.5	0.61 0.65 approx.
Short-tube with rounded entrance $L/D > 3.0$		1.00 1.57 1.00 (with $L/D \sim 1.0$)	0.88 0.90 0.70
Short tube with conical entrance		0.50 1.00 1.57 2.54 3.18	0.7 0.82 0.76 0.84-0.80 0.84-0.78
Short tube with spiral effect		1.0-6.4	0.2-0.55
Sharp-edged cone		1.00 1.57	0.70-0.69 0.72

Figura 1.18

La tipologia di orifizi adottata è ‘short-tube with rounded entrance’.

Assumendo un calo di pressione di circa il 10% della pressione in camera di combustione e considerando la velocità del flusso a monte dell’iniettore trascurabile, si calcola la velocità a valle degli iniettori tramite l’equazione di Bernoulli:

$$v_{valle} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

Si deve introdurre un fattore di correzione c_d , detto coefficiente di scarico, definito come il rapporto tra la portata reale e quella ideale attraverso l’orifizio. Tale rapporto è sempre minore di uno a causa della contrazione di vena fluida ed è tabulato in base al tipo di orifizio e al suo diametro. Utilizzando l’equazione di continuità e tenendo conto di c_d , è stato possibile calcolare l’area totale degli iniettori di ossigeno e di combustibile:

$$c_d = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{id}} = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho A_{inj} v_{valle}} = 0,88$$

$$AOx_{tot} = \frac{\dot{m}_{ox}}{c_d \sqrt{2\rho_{ox} \Delta P}} = 0,0073 m^2 \quad Af_{tot} = \frac{\dot{m}_f}{c_d \sqrt{2\rho_f \Delta P}} = 0,0049 m^2$$

Prendendo un diametro test dalla tabella 1.15, è stato possibile calcolare l’area del singolo iniettore, sia di idrogeno che di ossigeno, per poi calcolare il loro numero di iniettori. Tuttavia, il numero di iniettori di idrogeno e ossigeno non è lo stesso, quindi per rispettare la tipologia di testata adottata è stato preso come numero di riferimento quello degli iniettori di combustibile poiché è quello che garantisce un numero minore. Da questo numero si è poi ricavato a ritroso il diametro degli iniettori di ossigeno, mantenendo quello di idrogeno pari al diametro test.

$$N_{ox} = 6180$$

$$N_f = 6180$$

$$A_{inj,ox} = 1,1810 e^{-6} m^2$$

$$A_{inj,f} = 7,8540 e^{-7} m^2$$

$$D_{inj,ox} = 1,2 mm$$

$$D_{inj,f} = 1 mm$$

Volendo che il getto del propellente sia assiale lungo la camera di combustione, e quindi l’ugello, è necessario determinare l’angolo di montaggio degli iniettori sulla testata. Sfruttando la velocità effettiva dei getti di idrogeno e ossigeno attraverso gli orifizi, si scrive l’espressione della conservazione della quantità di moto in direzione trasversale rispetto all’asse della camera di combustione e, imponendo che il flusso risultante debba essere assiale, si ricavano le seguenti equazioni:

$$v_{ox} = c_d \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{ox}}} = 52,95 m/s$$

$$v_f = c_d \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} = 212,19 m/s$$

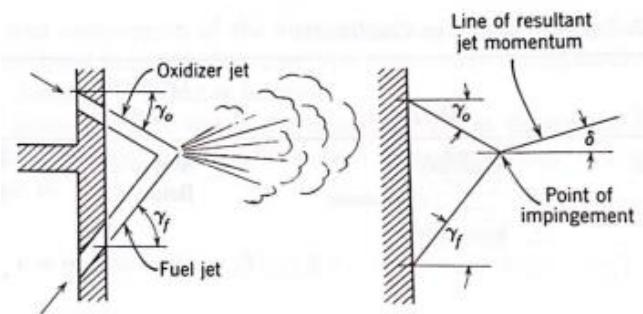


Figura 1.19

$$-\dot{m}_{ox}v_{ox}\sin\gamma_{ox} + \dot{m}_fv_f\sin\gamma_f = v\dot{m}_p\sin\delta$$

Scegliendo un angolo di montaggio, nel nostro caso quello di ossigeno, pari a 25° (scelta riportata in gran parte della letteratura) si ottiene l'angolo di montaggio degli iniettori dell'idrogeno:

$$\gamma_f = 39,49^\circ \quad \gamma_{ox} = 25^\circ$$

Proseguendo con la filosofia del dimensionamento preliminare, si è intrapresa la scelta della pressurizzazione con gas inerte (elio). L'obiettivo è quello di garantire che ossidante e combustibile raggiungano la camera di combustione con una pressione minima garantita pari alla pressione della camera di combustione. Prendendo come dati i seguenti parametri dell'elio ed assumendo che ci sia un serbatoio di elio sia per ossigeno sia per l'idrogeno (dovendo essere a pressioni e temperature diverse), si calcola la massa necessaria di elio:

$$Mm_{He} = 4,0026 \frac{kg}{kmol} \quad \gamma_{He} = 1,6$$

$$V_{He} = 4325900L \quad M_{He} = 2073t$$

Il procedimento e le considerazioni teoriche sono spiegati in maniera approfondita nel capitolo sul ICPS. In questo paragrafo ci limitiamo solamente a far notare che il sistema di alimentazione vero non può essere pressurizzato con gas inerte perché la massa di elio e il relativo volume sono paragonabili alle masse di ossidante e combustibile, andando ad aumentare in maniera significativa la massa inerte del razzo.

1.4 ENGINE CYCLE: STAGED COMBUSTION

Alla luce dei risultati riportati nel capitolo precedente è evidente che la pressurizzazione non può essere effettuata mediante gas inerte. Nei grandi lanciatori, come nel nostro caso, i propellenti sono pressurizzati da delle pompe alimentate da delle turbine, le quali derivano la propria potenza grazie all'espansione di gas caldi.

Un 'Engine Cycle', per il sistema di turbopompe che alimentano il motore, descrive il percorso specifico del flusso di propellente attraverso i maggiori componenti del motore, il metodo di generazione di gas caldi per uno o più turbine e il metodo di gestione dei gas combusti uscenti dalla turbina.

Esistono cicli aperti e cicli chiusi: i cicli aperti sono caratterizzati dal fatto che il fluido di lavoro esausto dalla turbina è espulso all'esterno solitamente a seguito dell'espansione attraverso un ugello dedicato o attraverso l'ugello della camera di combustione, nel ciclo chiuso tutti i fluidi di lavoro dalla turbina sono iniettati nella camera di combustione del motore (detta principale) per ottimizzare l'uso della loro energia rimanente.

Nei cicli chiusi, inoltre, i gas esausti dalla turbina sono espansi subendo il completo rapporto di espansione presente tra camera di combustione e ugello, fornendo così una maggiore performance rispetto ai cicli aperti dove i gas combusi espandono secondo un minor rapporto di espansione.

La differenza di performance tra i due cicli è quantificata in una differenza compresa tra 1%-5% dell'impulso specifico.

Tra gli engine cycle citiamo:

- Gas generator cycle
- Staged combustion cycle
- Expander cycle

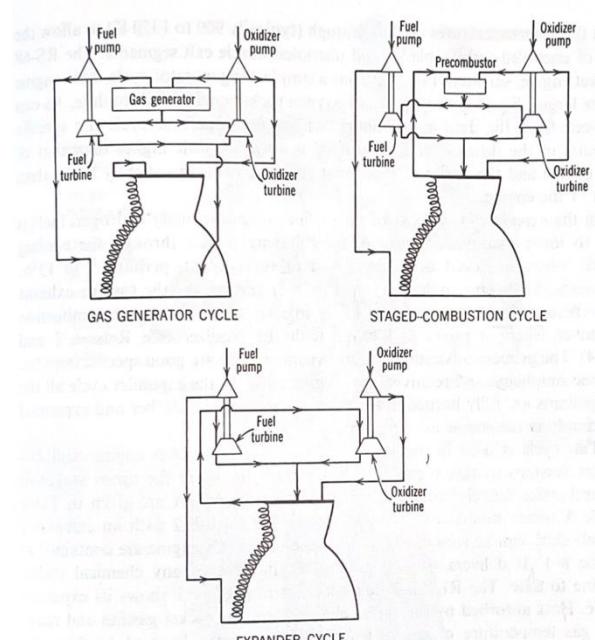


Figura 1.20

Il ciclo migliore viene scelto sulla base della missione, compatibilità dei motori esistenti e sui criteri stabiliti per particolari veicoli. Esiste un valore ottimale di pressione in camera di combustione e di rapporto di miscela per ogni engine cycle.

Nella 'staged combustion cycle' il fluido refrigerante, nel nostro caso l'idrogeno, fluisce attraverso dei condotti facenti parte del sistema di raffreddamento (noto anche come 'cooling jacket'). L'idrogeno criogenico è un ottimo combustibile non solo per le sue proprietà propulsive in coppia con l'ossigeno, ma anche perché è un eccellente assorbitore di calore e non si decompone. Una volta che fuoriesce dal sistema di raffreddamento, l'idrogeno brucia nel precombustore insieme a una piccola quantità di ossidante (miscela ricca di combustibile) in modo tale da generare un gas ad alta energia da cui le turbine estraggono la potenza necessaria per mettere in moto la pompa ad esse collegata.

Il flusso di gas combusi uscente dalla turbina è iniettato nella camera di combustione principale dove brucia con la restante parte dell'ossidante. Questo ciclo si basa su elevate pressioni operative in camera di combustione, consentendo di ottenere camere di spinta di piccole dimensioni. Tuttavia, poiché il gradiente

di pressione richiesto alle pompe è maggiore rispetto a un ciclo aperto a causa di un calo di pressione aggiuntivo causato dal precombustore e dalla turbina, la combustione stadiata richiede un sistema di pompe, turbine e condotti più complessi e pesanti.

L'RS-25 adotta la 'staged combustion cycle' con una variazione rispetto al ciclo classico sopra descritto, sono utilizzate due camere di precombustione separate, ognuna montata direttamente su una turbopompa principale. In aggiunta sono presenti due ulteriori turbopompe per generare un aumento di pressione extra per le pompe principali, ma le loro turbine non sono alimentate da gas combusti: ossigeno liquido ad alta pressione alimenta una turbina, mentre idrogeno gassoso alimenta l'altra.

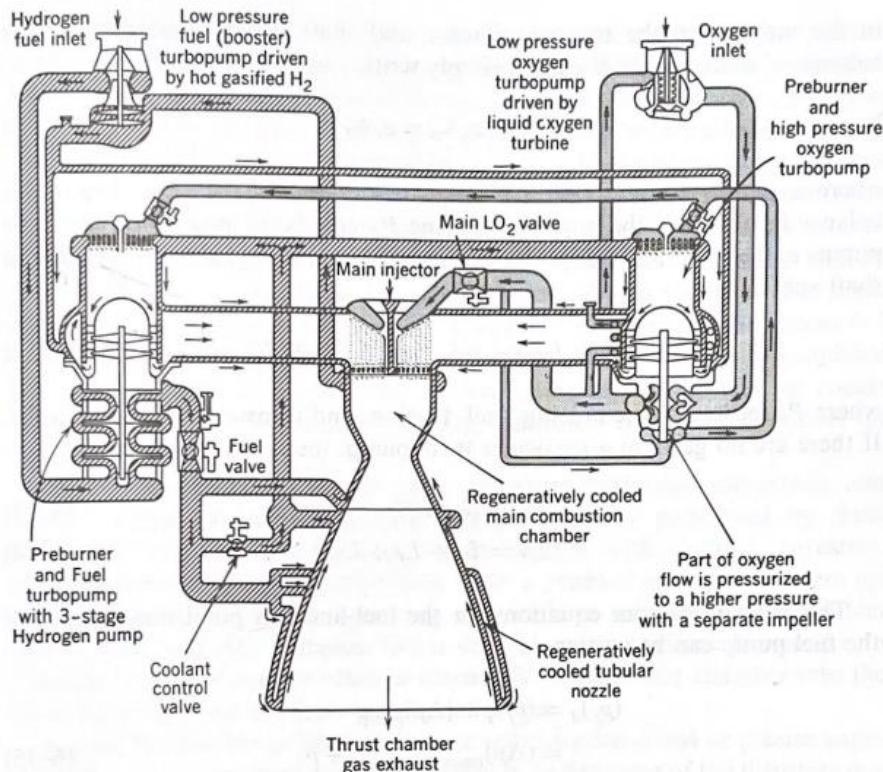


Figura 1.21

Alla luce di ciò è necessario svolgere un dimensionamento più accurato ricalcolando la quantità di ossidante e combustibile, le testate di iniezione per precombustori e camera principale.

È stata posta un'ipotesi semplificativa: i precombustori lavorano nelle stesse condizioni operative, con una pressione pari a 309.6 bar e con un rapporto di miscela pari a 0.7 (valori presi dalla letteratura).

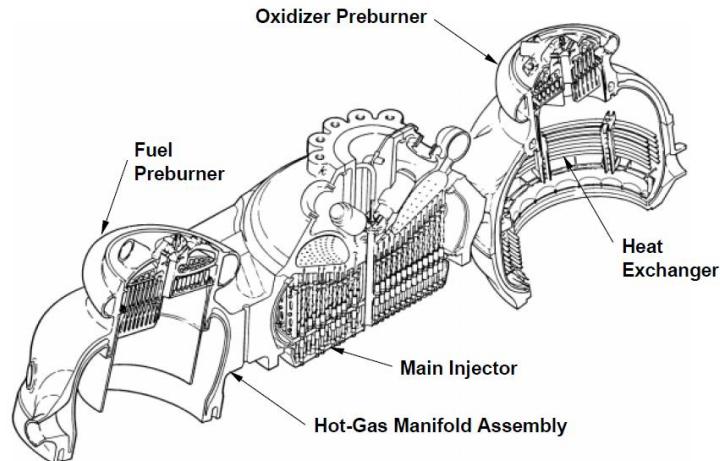


Figura 1.22

Mantenendo invariata rispetto al dimensionamento preliminare la portata di propellente in camera di combustione (ricordando che il propellente è costituito da ossigeno liquido e gas combusti provenienti dal preburner), è stato risolto il seguente sistema lineare che ha come incognite le varie portate attraverso i singoli preburner e attraverso la camera di combustione:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -o/f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -o/f_{pb} \\ 0 & 1 & -2 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{m}_{ox,cc} \\ \dot{m}_{gc,cc} \\ \dot{m}_{p,pb} \\ \dot{m}_{ox,pb} \\ \dot{m}_{f,pb} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{m}_p \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ox,cc} &= 440,88 \text{ kg/s} & \dot{m}_{gc,cc} &= 73,12 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_{p,pb} &= 36,56 \text{ kg/s} & \dot{m}_{ox,pb} &= 15,05 \text{ kg/s} & \dot{m}_{f,pb} &= 21,50 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Successivamente è stato possibile calcolare le portate totali di ossigeno e idrogeno e le relative masse e volumi totali.

$$\dot{m}_{ox,tot} = \dot{m}_{ox,cc} + 2\dot{m}_{ox,pb} = 470,99 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{f,tot} = 2\dot{m}_{f,pb} = 43,01 \text{ kg/s}$$

$$M_{ox,tot} = 4\dot{m}_{ox,tot}b = 941,98 \text{ t} \quad M_{f,tot} = 4\dot{m}_{f,tot}b = 86,02 \text{ t}$$

$$V_{ox,tot} = 826300L \quad V_{f,tot} = 1211500L$$

Si osserva che la massa totale di propellente è rimasta invariata, mentre è calata la massa di idrogeno e aumentata quella di ossigeno. Essendoci una nuova ridistribuzione di ossidante e combustibile, si è calcolato la nuova densità media dei propellenti e il nuovo impulso specifico volumetrico.

$$\rho_{av} = \frac{M_{tot}}{V_f + V_{ox}} = 504,46 \frac{kg}{m^3} \quad Iv_{med} = \rho_{av} I s_{med} = 232780 \frac{kg}{m^3} s$$

Per attenersi alla combustione stadiata è stato necessario eseguire il calcolo degli iniettori dei preburner e della camera principale una seconda volta, considerando un salto di pressione a cavallo degli iniettori pari al 20% della pressione in camera di combustione. Facendo riferimento alla figura 1.18, per la testata di iniezione dei preburner è stata scelta una configurazione a doppietta caratterizzata da ‘short tube with conical entrance’, invece per la testata della camera sono stati utilizzati degli iniettori ‘short tube with rounded entrance’. Per il dimensionamento dei preburner è stato seguito lo stesso procedimento adottato nel dimensionamento preliminare:

- Preburner

$$c_d = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{id}} = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho A_{inj} v_{valle}} = 0,82$$

$$AOx_{tot} = \frac{\dot{m}_{ox}}{c_d \sqrt{2\rho_{ox} \Delta P}} = 0,0001545 m^2 \quad Af_{tot} = \frac{\dot{m}_f}{c_d \sqrt{2\rho_f \Delta P}} = 0,0008844 m^2$$

$$N_{ox} = 197$$

$$N_f = 197$$

$$A_{inj,ox} = 7,8540 e^{-7} m^2$$

$$A_{inj,f} = 4,4894 e^{-6} m^2$$

$$D_{inj,ox} = 1 mm$$

$$D_{inj,f} = 2,4 mm$$

$$v_{ox} = c_d \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{ox}}} = 85,4657 m/s$$

$$v_f = c_d \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} = 342,4642 m/s$$

$$\gamma_{ox} = 25^\circ$$

$$\gamma_f = 4,2339^\circ$$

- Camera di combustione principale

$$c_d = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{id}} = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho A_{inj} v_{valle}} = 0,88$$

$$AOx_{tot} = \frac{\dot{m}_{ox}}{c_d \sqrt{2\rho_{ox} \Delta P}} = 0,0054 m^2 \quad N_{ox} = 681$$

$$A_{inj,ox} = 7,9423 e^{-6} m^2$$

$$D_{inj,ox} = 3,2 mm$$

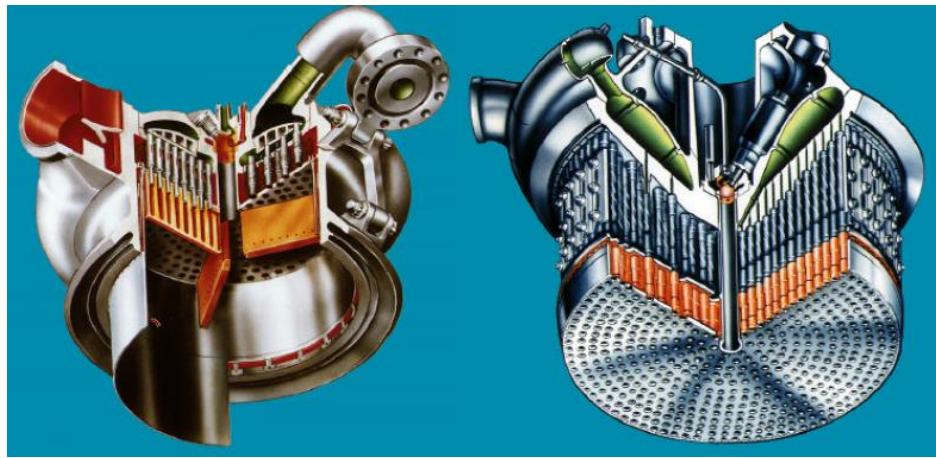


Figura 1.23

sulla sinistra la testata di iniezione del preburner, sulla destra quella della camera principale

1.5 SISTEMA DI PRESSURIZZAZIONE: TURBOPOMPE

Come accennato in precedenza, la pressurizzazione del motore è affidata a un complesso sistema di turbopompe, come spesso avviene nei motori ad alte prestazioni (tra cui quelli a combustione stadiata). I flussi di combustibile e ossidante, storati negli appositi serbatoi in condizioni di pressione e temperatura tali da mantenere il loro stato criogenico in tutta la missione, incontrano come primo elemento del sistema di pressurizzazione una pompa dedicata detta ‘di bassa pressione’. Il suo ruolo è quello di fornire il salto di pressione necessario a evitare il raggiungimento della pressione di cavitazione, effetto delle perdite di carico lungo i condotti del sistema che giungono alla pompa principale (o di alta pressione). L'idrogeno, a seguito dell'aumento di pressione della pompa di alta, raggiunge una valvola, detta principale, da cui si diramano due condotti:

- uno che porta l'idrogeno nei condotti di raffreddamento dell'ugello e poi nei preburner
- un secondo condotto che porta l'idrogeno nei condotti di raffreddamento della camera di combustione, poi alimenta la turbina della turbopompa di bassa pressione a seguito della quale una piccola portata di idrogeno viene impiegata per la pressurizzazione del serbatoio di idrogeno e l'altra per il raffreddamento dei preburner.

I due flussi si immettono in fine nella camera di combustione principale.

Per quanto riguarda l'ossigeno è necessario puntualizzare che la pompa di alta pressione è divisa in due stadi di pressurizzazione poiché, come verrà spiegato in seguito, solo una parte di ossigeno richiede un ulteriore aumento di pressione. Dopo il primo stadio il flusso si divide in quattro condotti:

- 1) Uno porta l'ossigeno verso la testata di iniezione della camera di combustione principale.
- 2) Un altro conduce l'ossigeno a uno scambiatore di calore che vaporizza l'ossigeno successivamente utilizzato per la pressurizzazione del serbatoio di ossigeno e per ‘pogo suppression system’ (il sistema per controllare lo sciabordio e le varie turbolenze).
- 3) Un terzo condotto guida l'ossigeno verso la turbina della turbopompa di bassa pressione a seguito della quale si riunisce col flusso in uscita dalla pompa di bassa pressione.
- 4) Un ultimo condotto porta l'ossigeno verso il secondo stadio di pressurizzazione della pompa di alta per poi essere condotto verso i preburner.

Tale schema di impianto è riportato nella figura seguente.

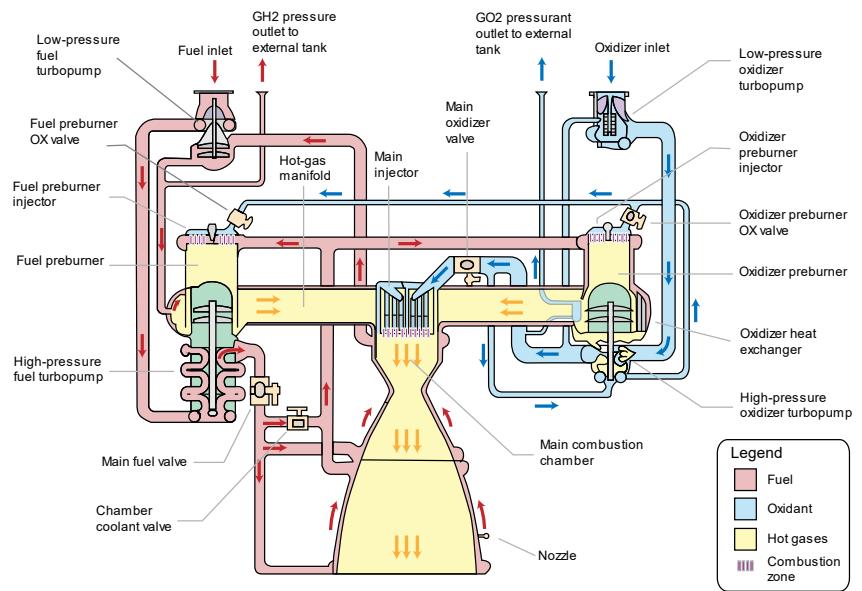


Figura 1.24

Data la complessità del sistema, per semplificarlo abbiamo trascurato alcune perdite di carico considerando solo le seguenti:

- 1) Perdite di carico lungo i condotti di alimentazione:

$$dP_{feed} = 50 \text{ kPa}$$

- 2) Perdite di carico legate al raffreddamento pari al 15% della pressione in camera di combustione:

$$dP_{cooling} = 3096 \text{ kPa}$$

- 3) Perdite di carico legate al sistema di iniezione pari al 20% della pressione in camera di combustione; la maggiore causa del calo di pressione attraverso gli iniettori è data da un aumento di pressione dinamica poiché piccoli orifizi accelerano il fluido così che il flusso ad alta velocità possa atomizzare e vaporizzare più semplicemente. La vera caduta di pressione però dipende dalla spinta e dalla geometria oltre che dalle instabilità e oscillazioni del flusso.

$$dP_{ini} = 4128 \text{ kPa}$$

- 4) Perdite di carico dovute alla pressione dinamica, considerando come velocità del flusso 10 m/s (valore tipico).

$$dP_{dyn,H_2} = \frac{1}{2} \rho_{H_2} v^2 = 0,3550 \text{ kPa}$$

$$dP_{dyn,O_2} = \frac{1}{2} \rho_{O_2} v^2 = 5,7 \text{ kPa}$$

- 5) Perdite di carico dovute alle turbine: quelle di bassa sono state estrapolate dal report ufficiale della NASA sul SLS, mentre le perdite di alta sono state calcolate come segue, considerando un rapporto di espansione pari a 1.5 valore usuale per i cicli a combustione stadiata

$$dP_{turbina,HP} = \frac{1}{2} P_{cc} = 1032 \text{ kPa}$$

$$dP_{turbina,LP,0_2} = 876,7 \text{ kPa}$$

$$dP_{turbina,LP,H_2} = 722,6 \text{ kPa}$$

³

Scrivendo un bilancio di pressione tra i serbatoi e la camera di combustione, è stato possibile calcolare il salto di pressione totale fornito dalle pompe di idrogeno e, essendo noto dalla letteratura il salto di pressione fornito dalla pompa di bassa, si è determinato il salto di pressione della pompa di alta:

$$dP_{tot,H_2} = 4525,67 \text{ kPa}$$

$$dP_{HP,H_2} = dP_{tot,H_2} - dP_{LP,H_2} = 876,7 \text{ kPa}$$

Analogamente si è calcolato per l'ossigeno il salto di pressione fornito dal primo stadio della pompa di alta (essendo noto il salto di pressione della pompa di bassa dell'ossigeno) e conoscendo la pressione dell'ossigeno in ingresso al secondo stadio della pompa di alta si è determinato il gradiente di pressione impartito da questo.

$$dP_{tot,LP,HP1,O_2} = 3602,85 \text{ kPa}$$

$$dP_{HP1,O_2} = dP_{tot,LP,HP1,O_2} - dP_{LP,O_2} = 3382,85 \text{ kPa}$$

$$dP_{inlet,HP2,O_2} = 2760 \text{ kPa}$$

$$dP_{HP2,O_2} = 756,5 \text{ kPa}$$

L'insieme di una turbina con una o più pompe è chiamato turbopompa, il cui obiettivo è l'aumento di pressione di un fluido di lavoro. I principali sottosistemi sono una turbina alimentata a gas caldi (nel caso della turbopompa di alta) o da propellente pressurizzato (nel caso della turbopompa di bassa) e una o due pompe per il propellente. Nel caso della turbopompa di alta, questa opera ad alte velocità di rotazione con elevati gradienti di pressione e temperatura essendo collocata vicino alla camera di combustione, che è una potente sorgente di rumore e vibrazioni. È possibile eseguire il dimensionamento delle turbopompe in almeno due modi: il primo consiste nel valutare la fluidodinamica delle pompe e delle turbine, la seconda in maniera più rapida ed efficiente si basa su parametri globali che consentono di ottenere la miglior combinazione in termini di performance, leggerezza, affidabilità, durata, semplicità e costo globale sostenibile.

³ I valori assunti come tipici sono stati estratti da (R.W. Humble, 1995)

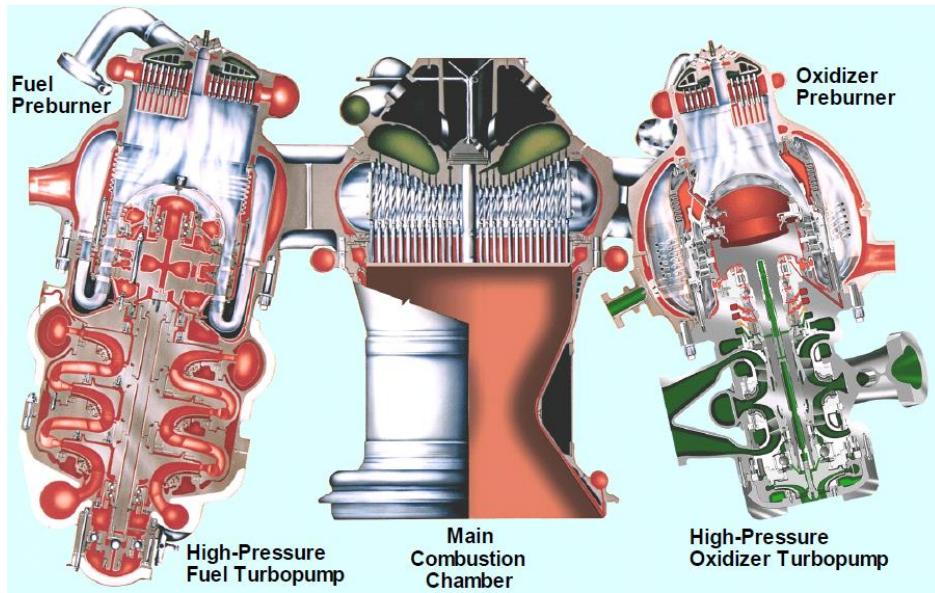


Figura 1.25

Sistema di turbopompe di alta pressione, precombustori e camera di combustione principale

1.5.1 DIMENSIONAMENTO POMPE

Le pompe più diffuse per il pompaggio di propellente in grandi lanciatori sono quelle centrifughe, che consentono di elaborare grandi portate e pressioni mantenendo elevata efficienza e relativa leggerezza.

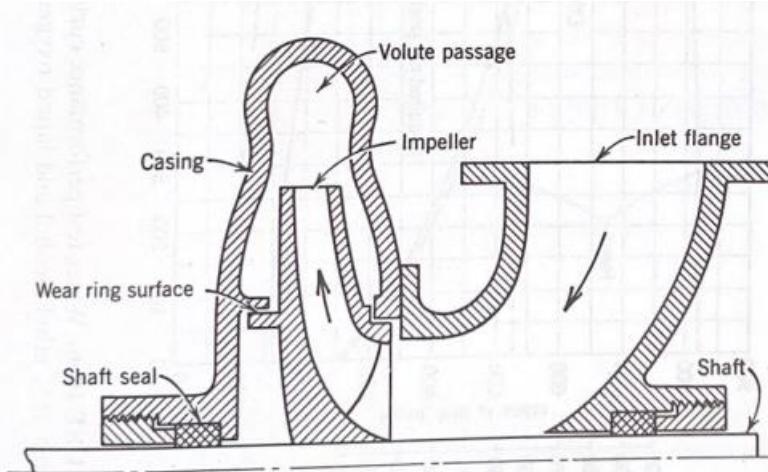


Figura 1.26

Il fluido entra attraverso il rotore (impeller) che è essenzialmente una ruota con palette curvate a spirale che ruota all'interno della cassa (detta casing). Questo fluido viene accelerato all'interno dei canali del rotore e lascia la periferia dell'impeller con una velocità elevata per entrare nelle volute, o collettore, e successivamente nel diffusore, dove avviene la conversione da energia cinetica (velocità) a energia potenziale (pressione). La perdita interna, o la circolazione tra il lato ad alta pressione (scarico) e il lato a bassa pressione (aspirazione) di un impeller, viene ridotta al minimo mantenendo tolleranze ridotte tra le parti rotanti e stazionarie alle guarnizioni o alle superfici dell'anello di usura. La perdita esterna lungo l'albero viene ridotta al minimo o impedita mediante l'uso di una tenuta sull'albero. Le pompe a singolo

stadio (con un solo impeller) sono limitate allo sforzo di pressione che possono imprimere al liquido; quindi, sono necessarie pompe a stadi multipli per una portata elevata della pompa, ad esempio con l'idrogeno liquido. Le caratteristiche della pompa, ovvero la pressione, il flusso e l'efficienza, dipendono dalla velocità della pompa, dall'impeller, dalla forma delle palette e dalla configurazione della cassa.

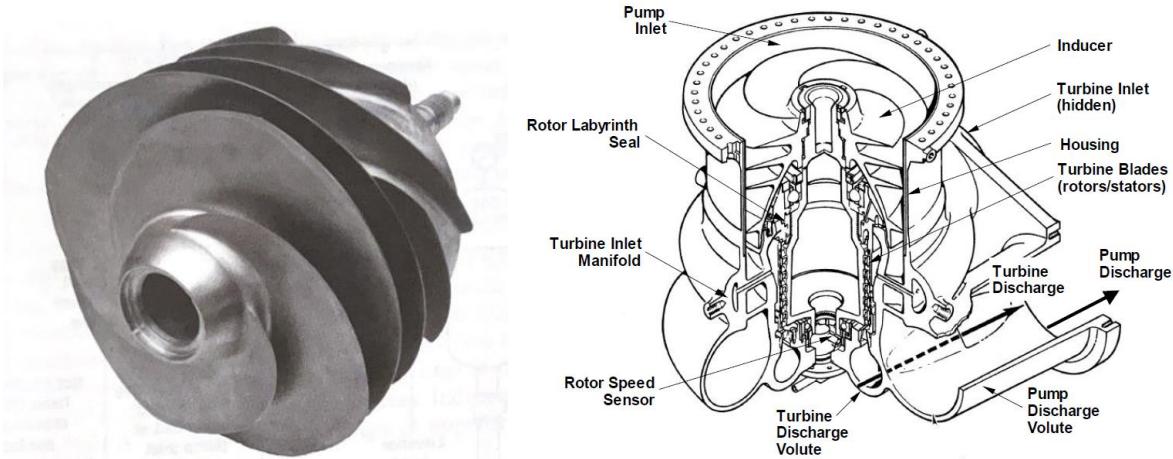


Figura 1.27

A sinistra il rotore dell'impeller della pompa, a destra la turbopompa di bassa pressione dell'ossidante

La pompa deve fornire propellente senza richiedere una pressione in ingresso (per evitare la cavitazione) più alta di quella consentita dai serbatoi e dall'impianto di alimentazione. Le specifiche del motore, quali portate di propellente e livelli di pressione, si traducono in specifiche della pompa per quanto riguarda portate volumetriche e salti di pressione.

Innanzitutto, è necessario calcolare la portata volumetrica di propellente:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

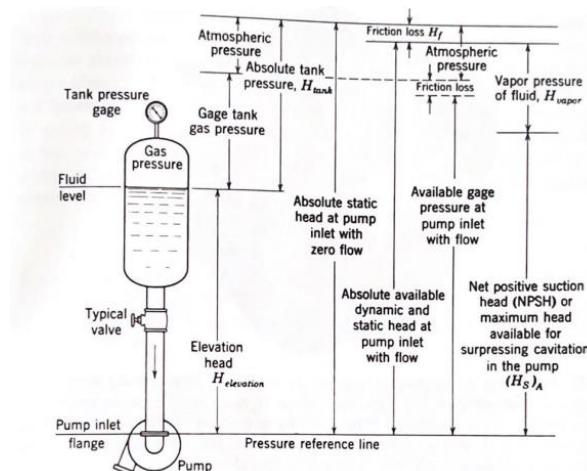


Figura 1.28

Rappresentazione grafica delle colonne relative ai salti di pressione

Successivamente si calcolano due parametri caratterizzanti la pompa: H_p , l'altezza di una colonna di propellente dato un certo salto di pressione, e NPSH ovvero l'altezza di una colonna di propellente dato il salto di pressione massimo consentito per evitare la cavitazione, ed esprime anche il limite del sistema di pompaggio per evitare che il propellente vaporizzi durante l'azione di pompaggio.

$$H_p = \frac{\Delta P}{g\rho} \quad NPSH = \frac{P_{in} - P_{va}}{g\rho}$$

Ipotizzando il numero di stadi della pompa si calcola il salto di pressione del singolo stadio verificando che tale valore non superi il valore limite di progettazione dipendente dal tipo di propellente:

$$\Delta P_{stage} = \frac{\Delta P}{n_{stage}}$$

$$\Delta P_{max, stage_{H_2}=160bar} \quad \Delta P_{max, stage_{O_2}=470bar}$$

Andando a definire la velocità specifica di aspirazione, parametro che esprime la velocità minima di aspirazione alla quale la pompa può operare senza che la cavitazione influenzi la performance, e la velocità di rotazione specifica per stadio si calcola la velocità di rotazione della pompa, prendendo il minimo tra i due seguenti valori:

$$N_{R_1} = \frac{u_{ss} (NPSH)^{0,75}}{\sqrt{Q}} \quad N_{R_2} = \frac{N_s \left(\frac{H_P}{n} \right)^{0,75}}{\sqrt{Q}}$$

$$u_{ss_{H_2}} = 130m/s \quad u_{ss_{O_2}} = 90m/s$$

$$Ns_{H_2} = 2 \frac{\frac{rad}{s} \sqrt{\frac{m^3}{s}}}{m^{0,75}} \quad Ns_{O_2} = 3 \frac{\frac{rad}{s} \sqrt{\frac{m^3}{s}}}{m^{0,75}}$$

I valori di USS e NS sono specifici del fluido utilizzato.

$$N_R = \min (N_{R_1}, N_{R_2}) \quad RPM = \frac{30N_R}{\pi}$$

Gli stadi delle pompe centrifughe ruotano a velocità più elevate rispetto alle altre tipologie di pompe, consentendo di elaborare una maggiore portata e salto di pressione al fine di diminuire ingombro e peso. La velocità specifica per stadio è un indicatore del rapporto tra i diametri di ingresso e di uscita del rotore. Tuttavia, tale parametro deve essere contenuto per evitare elevate inefficienze dovute a perdite di carico per attrito; infatti, per valori di NS superiori a 3, è più conveniente utilizzare pompe assiali. È necessario sottolineare che pompe che condividono la stessa geometria di ingresso forniscono un simile valore di velocità specifica di aspirazione, in quanto essa non dipende dai parametri geometrici globali, ma solo dai rapporti tra diametri, distribuzione del rapporto lunghezza-diametro e dalla geometria delle pale del rotore.

Un elevato valore della velocità specifica di aspirazione indica l'abilità di operare a basse pressioni di ingresso.

Si definisce ψ , pump head coefficient, parametro adimensionale che caratterizza il salto di pressione di una pompa operante in certe condizioni, ricavato sfruttando l'equazione di Eulero per elementi di turbomacchine aperte; pompe che hanno velocità specifica dello stadio simile e geometrie simili, possiedono valore simile di ψ .

A questo punto si stima la velocità di rotazione dell'estremità del rotore:

$$u_t = \sqrt{\frac{gH_p}{n_{stage}\psi}}$$

Così facendo si può calcolare il diametro di ingresso e di uscita dal rotore, dove ϕ indica il rapporto all'estremità di ingresso del motore tra la velocità assiale e quella tangenziale rispetto alla pala del rotore:

$$\psi_{H_2} = 0,6$$

$$\psi_{O_2} = 0,55$$

$$\phi = 0,1$$

$$L = 0,3$$

$$D_{out} = \frac{u_t}{N_R}$$

$$D_{in} = \sqrt[3]{\frac{4Q}{\pi\phi N_r(1-L^2)}}$$

Utilizzando il seguente grafico si può stimare l'efficienza della pompa.

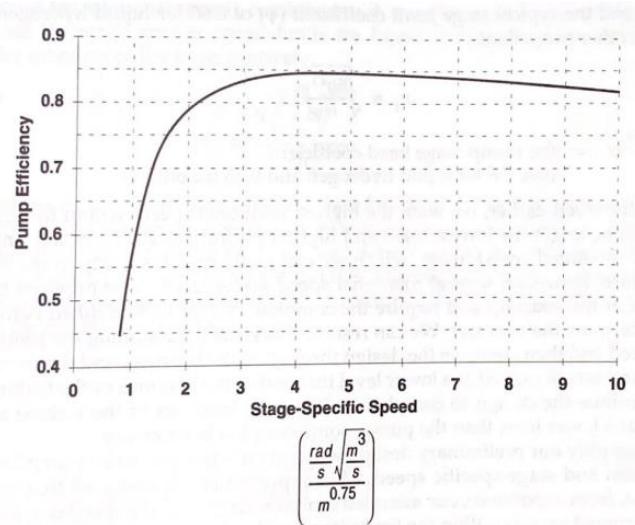


Figura 1.29

A questo punto è possibile determinare la potenza richiesta dalla pompa, che equivale alla potenza effettiva fornita dalla turbina:

$$P_{req} = \frac{g\dot{m}H_p}{\eta}$$

1.5.2 DIMENSIONAMENTO TURBINA

La turbina deve fornire una potenza sufficiente all'albero per azionare le pompe del propellente alla velocità e coppia desiderate. La turbina ricava la sua energia dall'espansione di un fluido di lavoro gassoso attraverso ugelli fissi e pale rotanti. Le pale sono montate su dischi collegati all'albero. Il gas si espande a una velocità elevata attraverso ugelli inclinati e poi fluisce attraverso pale appositamente sagomate, dove l'energia del gas viene convertita in forze tangenziali su ciascuna pala. Queste forze fanno ruotare l'albero della turbina. La maggior parte delle turbine ha pale sulla periferia di un disco della turbina e il flusso del gas è assiale. Idealmente, ci sono due tipi di turbine a flusso assiale di interesse per gli azionamenti delle pompe per razzi: turbine ad impulso e turbine a reazione.

In una turbina ad impulso, l'entalpia del fluido di lavoro viene convertita in energia cinetica nella prima serie di ugelli stazionari della turbina e non negli elementi rotanti delle pale. Il gas ad alta velocità viene fornito (essenzialmente in direzione tangenziale) alle pale rotanti, e la rotazione delle pale avviene a seguito dell'impulso impartito dal momento del flusso del fluido ad alta energia cinetica alle pale rotanti che sono montate sul disco della turbina. La turbina ad impulso a stadi di velocità ha una serie fissa di pale che cambia la direzione del flusso dopo che il gas lascia la prima serie di pale rotanti e guida il gas a entrare in una seconda serie di pale rotanti in cui il fluido di lavoro cede ulteriore energia all'albero della turbina. In una turbina ad impulso a stadi di pressione, l'espansione del gas avviene in tutte le file fisse di pale.

In una turbina a reazione, l'espansione del gas è approssimativamente equamente divisa tra gli elementi rotanti e fissi delle pale. In alcuni cicli, i gas di scarico della turbina passano attraverso una valvola di Laval all'uscita del tubo di scarico. L'alta pressione all'uscita della turbina crea condizioni di flusso critico alla gola del Venturi (specialmente ad alte altitudini) e garantisce così una pressione costante all'uscita della turbina e una potenza costante che non varia con l'altitudine. Inoltre, fornisce una piccola spinta aggiuntiva al motore.

Per prima cosa è necessario definire le caratteristiche termodinamiche del fluido di lavoro, in particolar modo calore specifico, rapporto dei calori specifici e temperatura in ingresso alla turbina. In questo processo il fluido viene trattato in prima approssimazione come un gas ideale, per cui si determina la velocità di scarico isoentropica, che è la velocità che il flusso di gas uscente dalla turbina avrebbe se si espandesse isoentropicamente dalle condizioni in ingresso della turbina alla pressione statica in uscita dalla turbina:

$$C_0 = \sqrt{2c_p T_i \left[1 - \left(\frac{1}{P_{trat}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$

In secondo luogo, si determina la massima velocità di pitch consentita dal materiale, il quale deve essere scelto in base alle specifiche del progetto. In particolar modo, velocità di pitch comprese tra 450 e 550 m/s sono molto prossime a limiti strutturali dei rotori delle turbine operanti ad alte temperature.

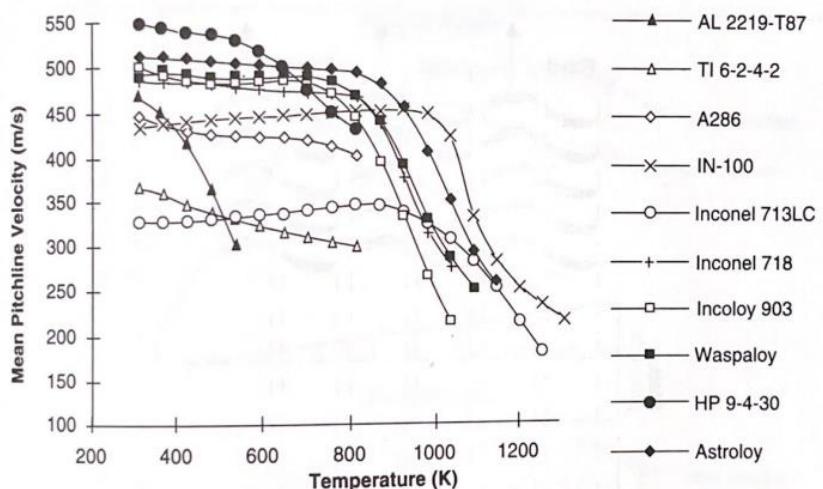


Figura 1.30

Consultando il seguente grafico si può determinare l'efficienza della turbina in base al rapporto tra la velocità consentita dal materiale e quella isoentropica.

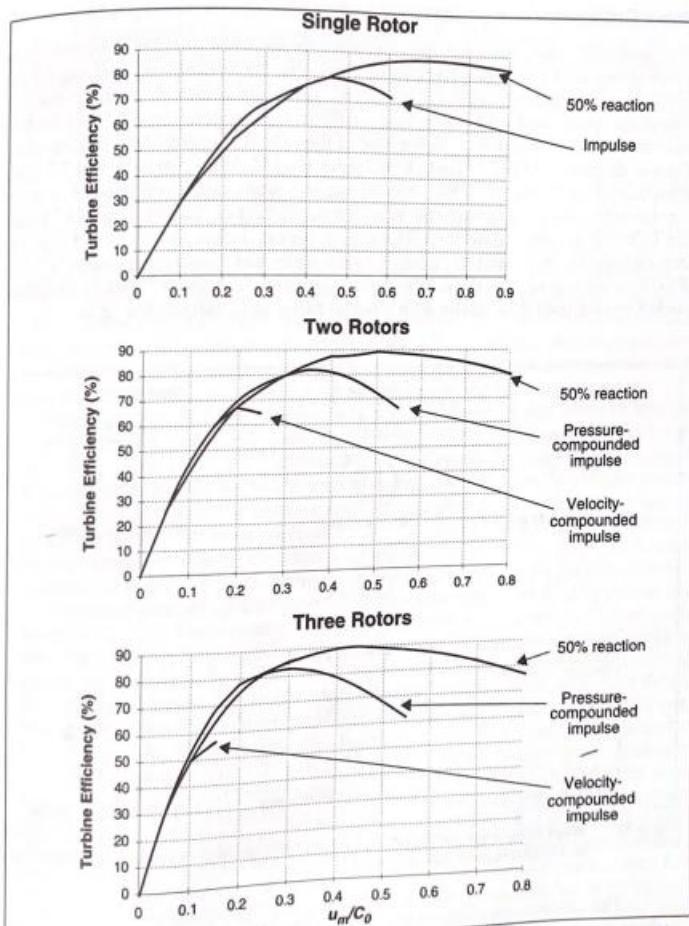


Figura 1.31

L'efficienza della turbina è in grado di caratterizzare anche il tipo di turbina e numero di stadi, i quali sono caratterizzati da una diminuzione di pressione attraverso una valvola a ugello convenzionale o una fila di pale fisse. Sebbene alcune turbine possano avere diverse file di pale rotanti (rotori) o file di pale fisse (statori), se hanno una sola diminuzione di pressione, si tratta di turbine monostadio.

Assumendo che la velocità di rotazione sia la stessa della pompa, grazie a un 'Direct Drive System' (no trasmissioni) è possibile stimare il diametro medio di pitch della turbina:

$$D_{m,turbina} = \frac{2u_m}{N_R}$$

Altri parametri geometrici della turbina, come l'altezza delle pale o la distribuzione delle stesse, richiedono un'analisi fluidodinamica del flusso del gas attraverso la turbina. Poiché trascuriamo questi fattori il valore dell'efficienza della turbina ricavato graficamente potrebbe essere ottimistico, tuttavia ci preme ricordare che questa è un'analisi preliminare della turbopompa.

Le regole di scalatura convenzionali producono una relazione di massa proporzionale al cubo del diametro. Sappiamo anche che il flusso e la spinta del motore sono proporzionali al quadrato del diametro. Combinando queste due relazioni, otteniamo una massa della turbopompa proporzionale alla spinta del motore elevata alla potenza 1.5. Tuttavia, l'esperienza ha dimostrato che questa è una relazione troppo forte con la spinta, poiché cuscinetti e guarnizioni non scalano nello stesso modo degli altri sottocomponenti e i materiali raggiungono spessori minimi. Le masse effettive dell'hardware delle turbopompe per i motori a razzo corrispondono a:

$$\tau = \frac{P_{req}}{N_r} \quad m_{tp} = A\tau^B$$

Sulla base della fedeltà del design il coefficiente A può variare tra 1.3 e 1.6 e il parametro B può variare tra 0.6 e 0.667. Esaminando la relazione si nota come la massa aumenta all'aumentare della potenza e diminuisce all'aumentare della velocità di rotazione.

Di seguito riportiamo una tabella che include i risultati relativi al dimensionamento delle quattro turbopompe secondo il procedimento illustrato sopra:

	TURBOPOMPA BASSA PRESSIONE H2	TURBOPOMPA DI BASSA PRESSIONE O2	TURBOPOMPA DI ALTA PRESSIONE H2	TURBOPOMPA DI ALTA PRESSIONE O2
m	43.01 kg/s	470.991 kg/s	43.01 kg/s	I stadio: 470.99 kg/s II stadio: 30.10 kg/s
p	71 kg/m ³	1140 kg/m ³	71 kg/m ³	1140 kg/m ³
ΔP	1792.64 kPa	2200 kPa	43464.07 kPa	I stadio: 33828,5 kPa II stadio: 7565 kPa
n_stage	1	1	3	2

P_inlet	206.843 kPa	689.476 kPa	1723 kPa	I stadio: 2620.01 kPa II stadio: 27600 kPa
P_vapore	202.6 kPa	5.2 kPa	202.6 kPa	5.2 kPa
T_inlet pompa	20 K	90.15 K	24.82 K	95.93 K
T_inlet turbina	264.82 K	104 K	630 K	630 K
Cp (in turbina)	1443.6 J/kg K	909.38 J/kg K	8760 J/kg K	8760 J/kg K
γ (in turbina)	3.5	3.5	1.383	1.383
R* (in turbina)	4124.7 J/kg K	259.82 J/kg K	2426.02 J/kg K	2426.02 J/kg K
Q	0.6058 m^3/s	0.4132 m^3/s	0.6058 m^3/s	I stadio: 0.4132 kg/m3 II stadio: 0.0264 kg/m3
H_p	2573.7 m	196.72 m	62403 m	I stadio: 3025 m II stadio: 676.45 m
NPSH	6.0918 m	61.19 m	2182.9 m	I stadio: 223.81 m
ΔP_stage	1792.64 kPa	2200 kPa	14488 kPa	I stadio: 33828,5 kPa II stadio: 7565 kPa
N_r	6184.8 RPM	2341.1 RPM	42502 RPM	I stadio: 18179 RPM II stadio: 23383 RPM
D_inlet_pompa	0.2357 m	0.2868 m	0.1239 m	I stadio: 0.1448 m II stadio: 0.0532 m
D_outlet_pompa	0.3167 m	0.2416 m	0.131 m	I stadio: 0.122 m II stadio: 0.0449 m
η_pompa	0.78	0.86	0.78	0.86
P_req_pompa	1.3922 MW	1.0569 MW	33.755 MW	16.484 MW
Co_turbina	914.544 m/s	649.9261 m/s	1082.7 m/s	1082.7 m/s
um_turbina	440 m/s	440 m/s	450 m/s	450 m/s
η_turbina	0.72	0.677	0.88	0.88
Dm_turbina	1.3587 m	3.5895 m	0.2022 m	0.4728 m
M_turbopompa	149.7957 kg	227 425 kg	319.1747 kg	/

Osservazione:

Le turbine considerate sono state utilizzate al 50% a reazione, (frazione del calo di pressione che avviene nel rotore), poiché assicura di minimizzare il calo di pressione tra la pompa e la camera di combustione.

Per quanto riguarda i dati relativi ai gas combusti nel precombustore è stata utilizzata la funzione NASA 'CEA'.

Come si può osservare dai dati riportati in tabella, per quanto riguarda la turbopompa di alta pressione dell'ossigeno son stati distinte espressamente i due stadi poiché operano in condizioni diverse, secondo le specifiche di funzionamento elencate in precedenza.

1.6 SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO

Il calore viene trasmesso a tutte le superfici interne del sistema esposte ai gas caldi, ovvero la testata degli iniettori, le pareti della camera principale e dell'ugello. Il tasso di trasferimento di calore o l'intensità di trasferimento di calore, ossia le temperature locali delle pareti e il trasferimento di calore per unità di superficie delle pareti, varia all'interno del razzo.

La parte più grande del calore viene trasferita per convezione. Una parte del calore trasferito è attribuibile alla radiazione e alla conduzione.

Per una pressione costante nella camera, la superficie delle pareti della camera aumenta meno rapidamente rispetto al volume all'aumentare del livello di spinta. Di conseguenza, il raffreddamento delle camere è generalmente più semplice nelle condizioni di spinta elevate, e la capacità del materiale delle pareti o del liquido di raffreddamento di assorbire tutto il calore emanato dal gas caldo è generalmente più critica nelle dimensioni più piccole, a causa della relazione tra volume e superficie.

Una pressione di camera più elevata porta a una maggiore performance del veicolo (valori I_s più elevati), ma anche a una maggiore massa inerte del motore. Tuttavia, l'aumento risultante del trasferimento di calore con la pressione della camera spesso impone limiti di progettazione o di materiali sulla massima pressione di camera pratica sia per i razzi a propellente liquido che solido.

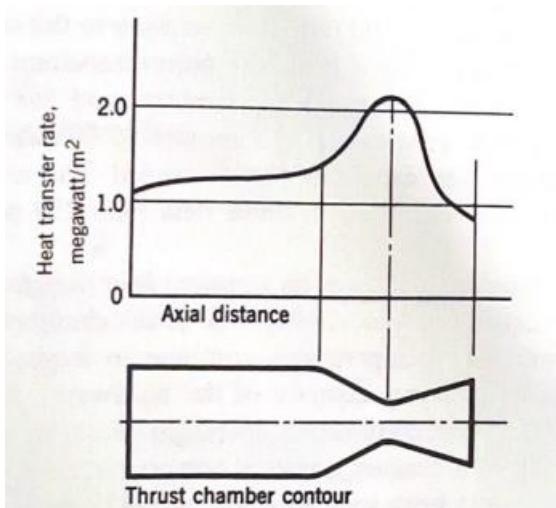


Figura 1.32

I valori elevati si riferiscono alla regione della gola dell'ugello delle grandi camere di spinta a propellente liquido e ai motori a razzo a propellente solido ad alta pressione.

L'obiettivo principale del raffreddamento è prevenire che le pareti della camera e dell'ugello diventino troppo calde, in modo che non siano più in grado di sopportare gli sforzi a cui sono sottoposte, causando così il fallimento della camera o dell'ugello. La maggior parte dei materiali delle pareti diventa più debole man mano che la temperatura aumenta. Con un ulteriore riscaldamento, le pareti potrebbero alla fine cedere o addirittura fondere. Il raffreddamento riduce quindi le temperature delle pareti a un valore accettabile.

1.6.1 TIPOLOGIE DI RAFFREDDAMENTO

Fondamentalmente, ci sono due metodi di raffreddamento comunemente utilizzati oggi. Il primo è il metodo a regime stazionario. Il tasso di trasferimento di calore e le temperature delle camere raggiungono l'equilibrio termico. Questo include il raffreddamento rigenerativo e il raffreddamento per radiazione. La

durata è limitata solo dalla disponibilità di propellente.

Il raffreddamento rigenerativo viene effettuato costruendo una guaina di raffreddamento intorno alla camera di spinta e facendo circolare uno dei propellenti liquidi (di solito il combustibile) attraverso di essa prima che venga alimentato nell'iniettore. Questa tecnica di raffreddamento viene utilizzata principalmente con camere di spinta bipropellenti di medio e grande spinta. Si è dimostrata efficace nelle applicazioni con alte pressioni di camera e alti tassi di trasferimento di calore. Inoltre, la maggior parte degli iniettori utilizza il raffreddamento rigenerativo.

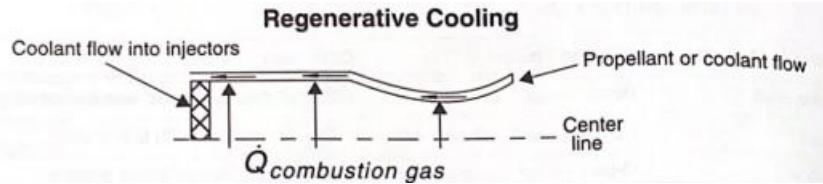


Figura 1.33

Nel raffreddamento per radiazione, la camera e/o l'ugello hanno solo una parete singola fatta di materiale ad alta temperatura. Quando raggiunge l'equilibrio termico, questa parete di solito diventa rossa o incandescente e irradia calore verso l'ambiente circostante o lo spazio vuoto.

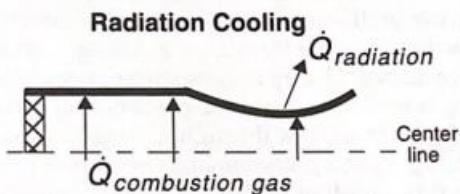


Figura 1.34

Il secondo metodo di raffreddamento si basa sul trasferimento di calore in regime non stazionario (chiamato raffreddamento tramite scambiatore di calore). La camera di spinta non raggiunge un equilibrio termico e le temperature continuano ad aumentare con la durata di funzionamento. La capacità di assorbimento del calore del sistema determina la sua durata massima.

1.6.2 RAFFREDDAMENTO RIGENERATIVO

L'RS-25 utilizza come metodo di raffreddamento rigenerativo mediante l'utilizzo di un volume di idrogeno come precedentemente illustrato nel paragrafo sulla combustione stadiata.

Nel nostro caso la camera di spinta è dotata di dispositivi per il raffreddamento di alcune o di tutte le parti metalliche che entrano in contatto con i gas caldi, come le pareti della camera, le pareti dell'ugello e le testate degli iniettori. Condotti interni di raffreddamento e 'cooling jacket' consentono la circolazione di un refrigerante. La parete interna confina i gas e gli spazi tra le pareti fungono da passaggio per il refrigerante. La regione della gola dell'ugello è di solito il punto in cui si ha la maggiore intensità di trasferimento di calore ed è quindi la più difficile da raffreddare. Per questo motivo, il 'cooling jacket' è spesso progettato in modo che la velocità del refrigerante sia più elevata nelle regioni critiche, limitando la sezione trasversale del passaggio del refrigerante.

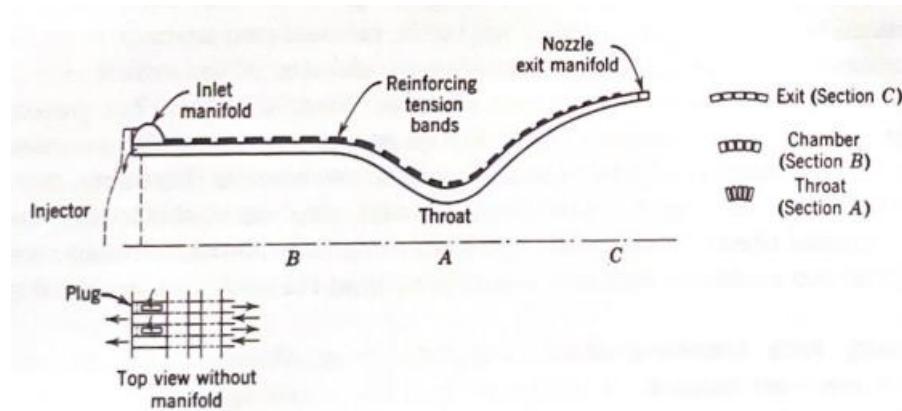


Figura 1.35

Infatti, una parte di fluido refrigerante entra direttamente nei pressi della gola dell'ugello.

Sebbene la selezione della velocità del refrigerante e della sua variazione lungo la parete per una determinata progettazione della camera di spinta dipenda dalle considerazioni sul trasferimento di calore, la selezione della geometria del passaggio del refrigerante dipende spesso dalla perdita di pressione, dagli sforzi e dalle considerazioni di produzione.

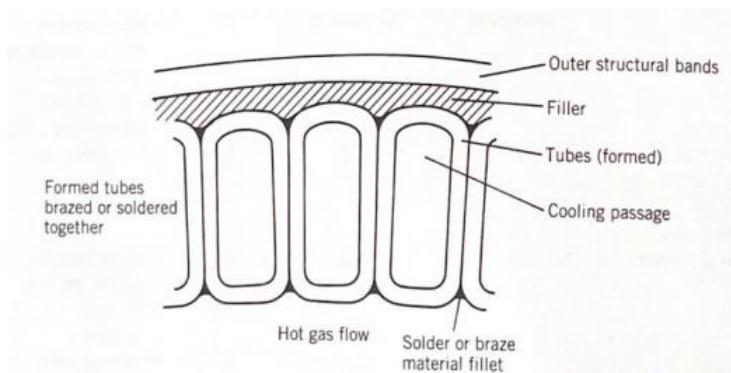


Figura 1.36

Nel raffreddamento rigenerativo, il calore assorbito dal refrigerante non viene sprecato; aumenta il contenuto energetico iniziale del propellente prima dell'iniezione, aumentando leggermente la velocità di scarico.

Al fine di sopportare i carichi di pressione del gas in tensione circonferenziale, vengono rinforzati esternamente con fasce o fili ad alta resistenza.

1.6.3 MATERIALI DELLA CAMERA DI COMBUSTIONE

La scelta dei materiali per il rivestimento delle pareti interne della camera di combustione e della regione della gola, che sono le zone più critiche, è influenzata dai gas combusti (dipendenti dalla tipologia di propellente), dalla massima temperatura della parete e dal flusso di calore.

Le proprietà dei materiali da tenere in considerazione sono molteplici e devono tener conto delle proprietà fisiche e termodinamiche.

Le pareti interne della camera di combustione sono realizzate da una lega intermetallica di rame, detta Narloy-Z, che presenta piccole quantità di zirconio e argento e consente di avere una elevata resistenza alle alte temperature, oltre che la proprietà di non ossidarsi a contatto con gas combusti non corrosivi.

Internamente le pareti sono rivestite da uno strato di ossido di zirconio stabilizzato con ittrio (YSZ) che svolge la funzione di isolante.

Le proprietà dei materiali utilizzate sono riportate nella seguente tabella (P.Schmitt) (Bilyar N.Bath):

	Narloy-Z	YSZ
Carico di rottura a trazione (σ_R)	4.5 MPa	310 Mpa
Conducibilità termica (k)	2.20 W/ m K	320 W/m K

Esternamente la camera di combustione è costituita da INCONEL718, tuttavia per l'analisi degli scambi termici sarà necessario analizzare il flusso termico tra gas combusti e refrigerante considerando unicamente i materiali che costituiscono le pareti interne della camera di combustione (YSZ e NARloy-Z).

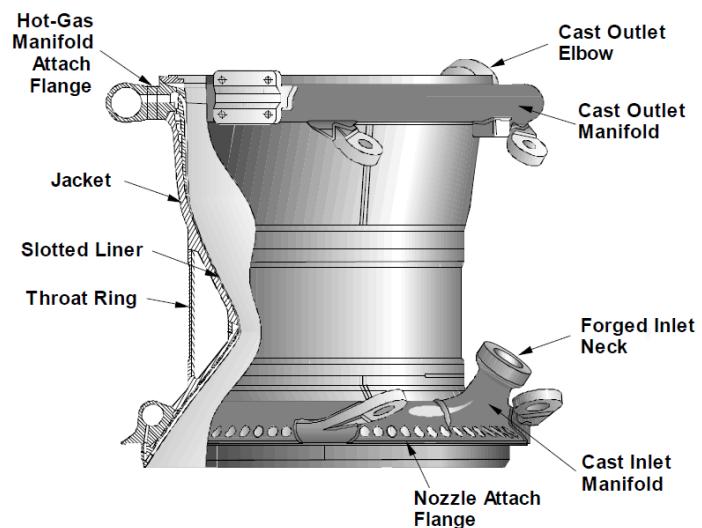
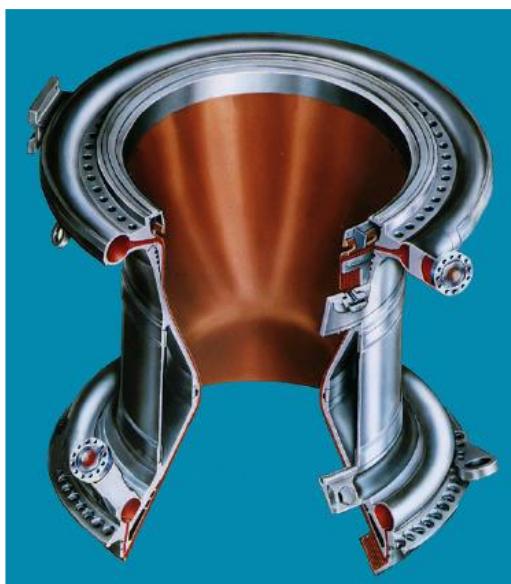


Figura 1.37

1.6.4 COSTRUZIONE DEL PROFILO DI TEMPERATURA

Come accennato in precedenza, verranno analizzati i profili di temperatura nelle regioni più critiche del motore, ovvero camera di combustione (temperatura statica massima) e gola (temperatura totale massima). Programmi sofisticati di analisi degli elementi finiti (FEA) del trasferimento di calore sono disponibili da almeno una dozzina di anni e diversi programmi informatici FEA sono stati utilizzati per l'analisi del trasferimento di calore in stato stazionario e transitorio nelle camere di spinta, con diverse geometrie delle camere o diversi materiali con proprietà variabili al variare della temperatura. In questa trattazione verrà utilizzato un metodo consueto al dimensionamento preliminare che si basa su conoscenze basilari di fisica tecnica e fluidodinamica.

Per le regioni analizzate si è ipotizzato di osservare i profili di temperatura in dato istante di tempo, ipotizzando quindi la stazionarietà del flusso termico, trascurando la ovvia variazione di temperatura nel tempo.

Il trasferimento di calore in stato stazionario può essere trattato come un problema di trasferimento di calore in stato stazionario di tipo seriale, con un gradiente di temperatura attraverso il film gassoso sul lato interno della parete della camera, una diminuzione di temperatura attraverso le pareti e una terza diminuzione di temperatura attraverso il film del fluido di raffreddamento in movimento. Si tratta di una combinazione di convezione ai confini dei fluidi in movimento e conduzione attraverso le pareti della camera. Il problema è fondamentalmente quello del trasporto di calore e massa associato alla conduzione attraverso una parete. (F.Rinaldi)

$$T_0' = T_0 \left(1 + \frac{\gamma_{gc} - 1}{2} M_a^2 \right)$$

$$q_1 = h_{gc} (T_0' - T_{GC}) \quad q_2 = k_{NAR} (T_{GC} - T_{NAR})$$

$$q_3 = k_{ysz} (T_{NAR} - T_{ysz}) \quad q_4 = h_{H_2} (T_{ysz} - T_{H_2})$$

Queste relazioni semplici assumono che il flusso di calore sia radiale. La semplice teoria quasi-unidimensionale spesso assume anche che la conducibilità termica e i coefficienti del film siano a valori medi e non funzioni della temperatura o della pressione.

Le quantità importanti per il controllo del trasferimento di calore attraverso la parete di una camera a razzo sono i limiti del film fluido stabiliti dai prodotti della combustione da un lato della parete e dal flusso del liquido di raffreddamento dall'altro. Il coefficiente del film del gas determina il valore numerico del tasso di trasferimento di calore e il film liquido determina il valore delle temperature della parete.

Il primo passo è quello di modellare il flusso dei gas combusti all'interno della camera di combustione in modo tale da distinguere una regione a temperatura omogenea (temperatura asintotica del flusso) e uno strato limite di temperatura in cui si verifica un flusso termico per convezione.

Ipotizzando lo spessore dello strato limite di temperatura pari al 10% del diametro della regione considerata, calcoliamo h , ovvero il coefficiente di scambio termico convettivo, andando ad utilizzare la relazione teorica che lega i parametri adimensionali (Re , Pr , Nu) nel caso di scambio termico all'interno di un fluido in moto turbolento:

$$Nu = \frac{h_g D}{k} \quad Re = \frac{D v \rho}{\mu} \quad Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

$$Nu = 0,026 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

$$h_g = 0,026 \frac{(\rho v)^{0,8}}{D^{0,2}} P_r^{0,4} \frac{k}{\mu^{0,8}}$$

Successivamente è stato calcolato lo spessore della parete di NARloy-Z utilizzando come massimo sforzo consentito il carico di rottura a trazione del materiale:

$$t_{w,NAR} = \frac{2,5 PD}{2\sigma_r}$$

È necessario sottolineare come la pressione utilizzata è poco più doppio di quella reale per motivi di sicurezza.

Per quanto riguarda lo spessore di YSZ, essendo esclusivamente un rivestimento isolante applicato alla parete, il suo valore è stato ipotizzato pari a 1 mm.

La temperatura del flusso di gas combusti è una temperatura totale che consente di tenere conto anche degli effetti termici dovuti al moto del fluido.

Come per i gas combusti, anche per il fluido refrigerante è stata distinta una regione di omogeneità termica e uno strato limite convettivo il cui spessore è stato sempre ipotizzato come il 10% del diametro del condotto del refrigerante; in prima approssimazione è stato determinato il coefficiente di scambio termico convettivo dello strato limite di idrogeno utilizzando la seguente formula approssimata:

$$h_{H_2} = 0,023\bar{c}\frac{m}{A} \left(\frac{Dv\rho}{\mu}\right)^{-0,2} \left(\frac{\mu\bar{c}}{k}\right)^{-\frac{2}{3}}$$

Le proprietà termodinamiche dei gas combusti quali conducibilità termica, viscosità e numero di Prandtl sono state determinate grazie all'ausilio del programma NASA CEA; la temperatura dell'idrogeno in prossimità della regione considerata della camera di combustione e della regione di gola sono state determinate consultando il report 'NASA SSME'.

Il valore di viscosità dell'idrogeno è stato ricavato mediante un'interpolazione lineare da dati noti.

Inoltre, la portata di idrogeno e il diametro dei condotti sono stati assunti dalla letteratura:

$$\dot{m} = 13,25 \text{ kg/s} \quad D_{\text{pipe}} = 0,07 \text{ m}$$

I risultati dell'analisi termica in camera di combustione e in gola sono riportati sulla seguente tabella e grafici:

	Camera di combustione	Gola dell'ugello
v_pipe	48.4922 m/s	48.4922 m/s
T_h2	222.22 K	163.33 K
p_h2	71 kg/m^3	71 kg/m^3
μ_h2	7300 μPa *s	6100 μPa *s
k_h2	0.1815 W/ m K	0.1815 W/ m K
T_gc_statica	3500 K	3375.09 K
γ_gc	1.1460	1.1469
Ma_gc	0.33	1
v_suono_gc	1573 m/s	1528.8 m/s
Cp_gc	7300 J/kg K	6917.4 J/kg K
μ_gc	108.5 μPa*s	103.4 μPa*s
k_gc	0.565 W/m K	0.54141 W/m K
p_gc	7.9 kg/m^3	4.9578 kg/m^3
D	0.4649 m	0.2694 m
Pr_gc	0.71290	0.71620
P	171 bar	101.027 bar
tw_YSZ	1 mm	1 mm
q	2.9245 MW/m^2	3.2877 MW/m^2
T_gc_tot	3527.8 K	3623.0 K
T_gc/YSZ	3276.3 K	3250.0 K
T_YSZ/Narloy-z	1947.0 K	1755.6 K
T_Narloy-z/film_h2	1654.0 K	1.6428 K

h_gc	11626 W/K m ²	8813.3 W/K m ²
h_h2	2042.6 W/K m ²	2222.22 W/K m ²
tw_Narloy-z	32.1 cm	11 cm

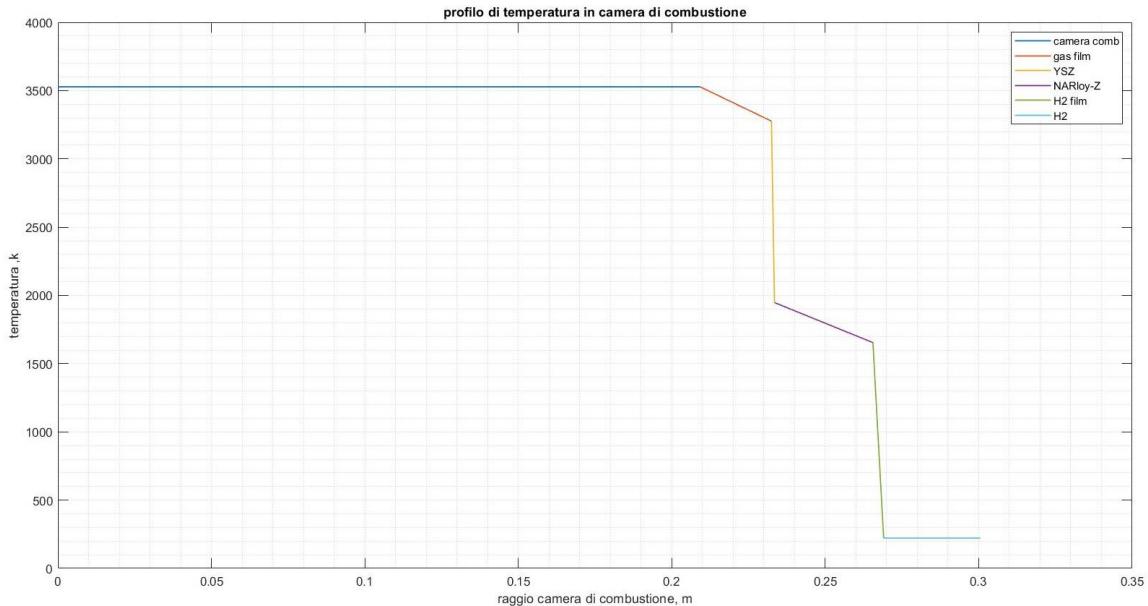


Figura 1.39

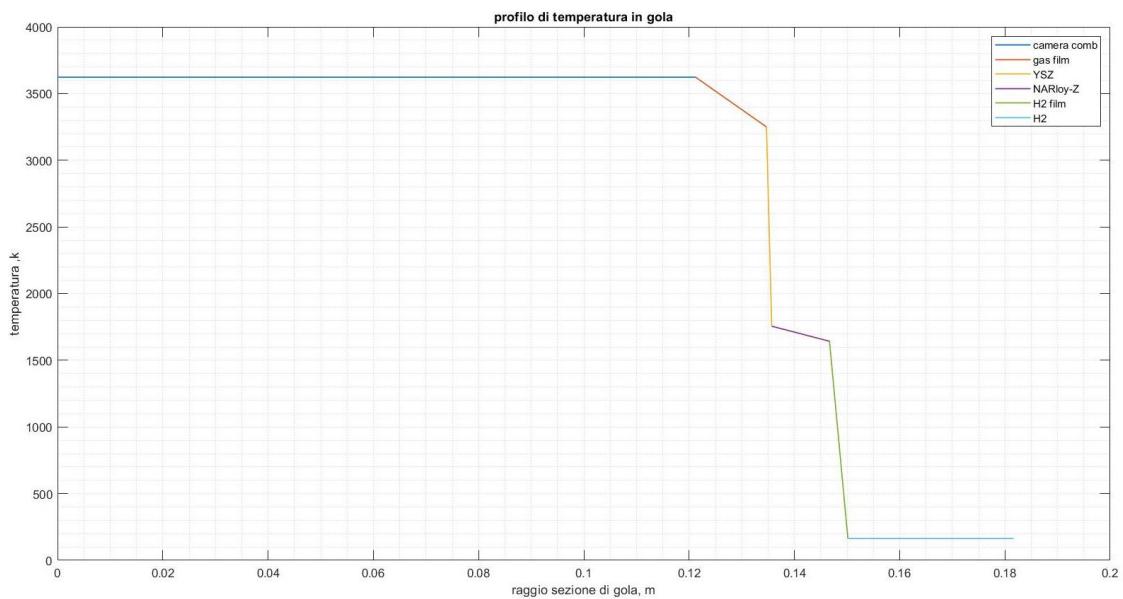


Figura 1.40

Come si può evincere dall'analisi dei diagramma sopra riportati, questo metodo preliminare di analisi non è consistente in quanto i materiali che costituiscono la parete sono soggetti a temperature superiori a quelle sopportabili; ciò è causato dalla mancata considerazione della rugosità superficiale delle pareti e dalla

presenza di piccole ostruzioni che concorrono alla generazione di un flusso largamente turbolento, il quale è in grado di dissipare maggiormente il calore e, di conseguenza, ridurre la temperatura delle pareti.

1.7 GRAFICI NOTEVOLI

Un metodo per comprendere in maniera efficacie e rapida il funzionamento di un motore a razzo è l'analisi di grafici che mostrano l'andamento di grandezze notevoli lungo l'asse del motore.

Innanzitutto, è stato necessario costruire il grafico che mostrasse l'andamento del rapporto dei calori specifici lungo l'asse del motore per realizzare successivamente dei grafici più fedeli possibili; per fare ciò è stata creata una curva che interpolasse i valori di gamma forniti da CEA in punti notevoli del motore, quali camera di combustione, sezione di gola e sezione di efflusso.

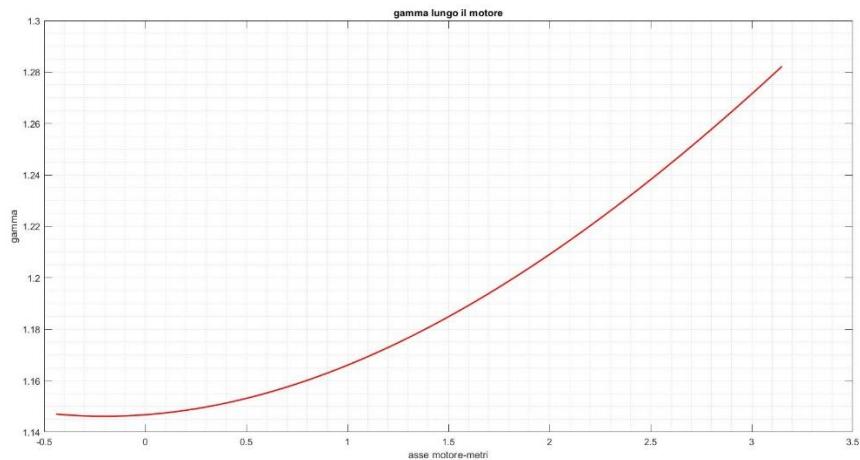


Figura 1.41

Nel nostro caso ci siamo focalizzati sul numero di Mach e la pressione statica.

Per tracciare i grafici è stata sfruttata la legge delle aree che, per un flusso isoentropico, consente di legare il numero di Mach lungo l'asse alla sezione del motore secondo la seguente relazione:

$$\frac{A_2}{A_t} = \frac{1}{M_2} \sqrt{\left(\frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_2^2}{\frac{\gamma + 1}{2}} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}}$$

La relazione è stata risolta utilizzando un programma implementato ad hoc che prevede una risoluzione approssimata per via numerica; tuttavia è necessario puntualizzare che è possibile ottenere, per una data sezione, due valori di numero di Mach: uno subsonico e uno supersonico. Per questo è stato imposto che il flusso nel tratto convergente fosse subsonico, mentre nel divergente supersonico.

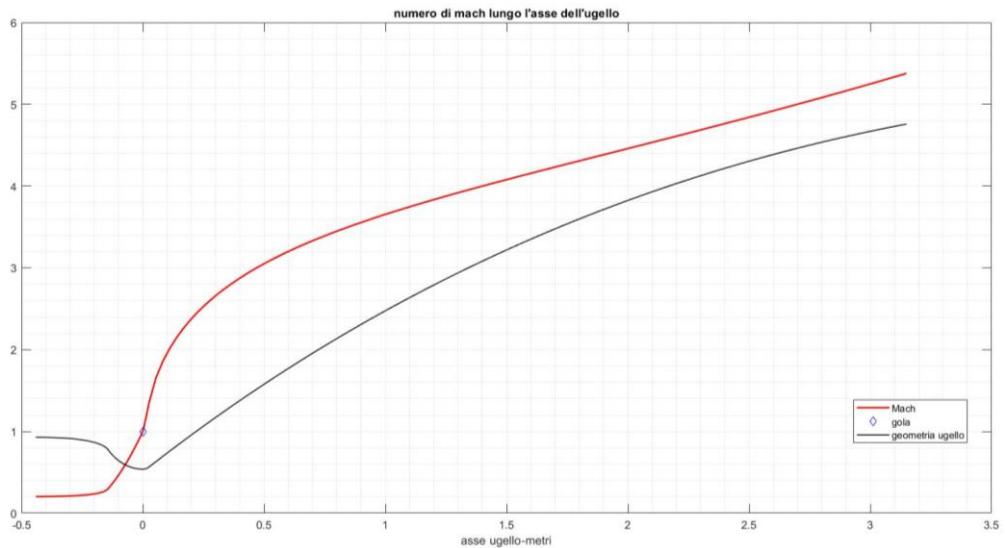


Figura 1.42

Come ci si può aspettare il flusso è sonico in corrispondenza della gola.

Sfruttando l'equazione di continuità e la legge delle aree, è stato possibile ricavare una relazione tra le pressioni statiche:

$$\frac{p_2}{p_t} = \sqrt{\frac{\frac{\gamma+1}{2}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2} \frac{1}{M_2} \frac{A_t}{A_2}}$$

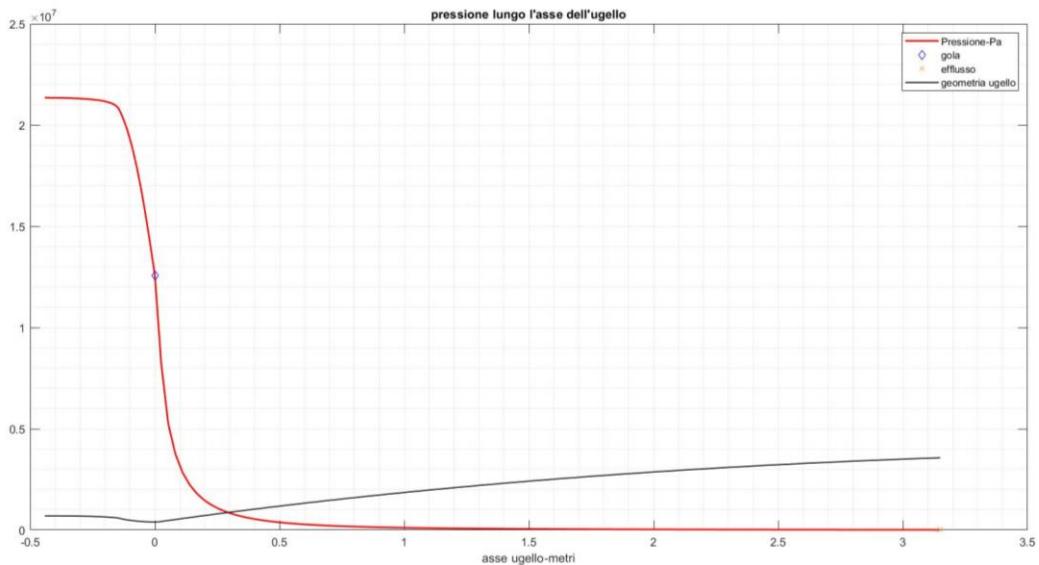


Figura 1.43

Questo grafico mette in luce che la pressione statica diminuisce in maniera continua e monotona data l'espansione del flusso in ugello.

2. SOLID ROCKET BOOSTERS

2.1 INTRODUZIONE

L'SRB, acronimo di Solid Rocket Booster, è il booster a propellente solido che supporta nella fase di decollo il lanciatore Artemis I. Il grano propellente è composto da una miscela di PBAN, perclorato di ammonio e alluminio.

Questo capitolo tratterà il dimensionamento dell'SRB, con lo scopo ultimo di trovare l'andamento della spinta e dei parametri propulsivi nel tempo di operazione.

Attraverso il dimensionamento preliminare, è possibile ricavare dei valori fortemente approssimati. Di questi valori verrà presa in considerazione unicamente l'area di gola, in quanto dato necessario all'implementazione di studi più precisi.

Si procederà con lo studio temporale dell'andamento della superficie del grano, parametro fondamentale per determinare la portata massica e dunque la spinta.

Si implementerà infine, attraverso un metodo iterativo, uno studio della variazione temporale dei parametri termodinamici in camera di combustione.

Nota la storia temporale del processo combustivo in camera di combustione, è possibile ricavare i valori di spinta ed i parametri prestazionali.

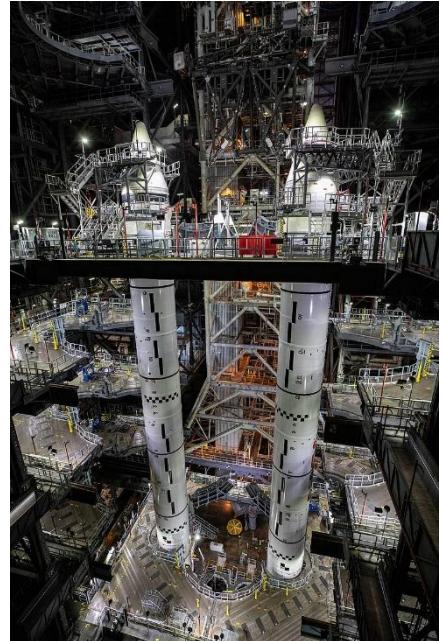


Figura 2.1

2.2 DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE

L'analisi dell'SRB comincia con un dimensionamento preliminare. In quanto tale, si effettueranno diverse ipotesi:

- Il dimensionamento avviene a quota zero, l'ugello è in espansione ottima
- Si considera la pressione e la temperatura in camera di combustione costanti.
- Il processo viene considerato isoentropico.
- La velocità dei gas in camera di combustione è nulla.

È dunque possibile definire i dati iniziali.

Il valore della pressione in camera di combustione oscilla tra i 2.5 MPa e i 7 MPa . Scegliamo:

$$P_c = 6.25 \text{ MPa}$$

Attraverso il software CEA è possibile determinare la temperatura in camera di combustione

$$T_c = 3440 \text{ K}$$

Essendo a quota zero, la pressione ambientale risulta essere:

$$P_a = 101325 \text{ Pa}$$

Sempre utilizzando CEA, è possibile determinare i dati relativi ai gas di scarico, ovvero massa molare, costante specifica dei gas di scarico, coefficiente di dilatazione adiabatica e calore specifico:

$$M_{mol} = 26.595 \frac{kg}{kmol}$$

$$R^* = 312.6152 \frac{J}{kg K}$$

$$\gamma = 1.199$$

$$c_p = R^* \frac{\gamma}{\gamma - 1} = 1883.5 \frac{J}{kg K}$$

Per effettuare un'analisi completa occorre conoscere altre due grandezze tabulate, la spinta massima e la densità del propellente:

$$F_{max} = 16300 \text{ kN}$$

$$\rho_{prop} = 1771.51 \text{ kg/m}^3$$

Come da ipotesi, si considera il processo ad entalpia costante, rispettando dunque la seguente equazione:

$$h_c + \frac{1}{2}v_c^2 = h_{eff} + \frac{1}{2}v_{eff}^2$$

Poiché abbiamo considerato la velocità dei gas in camera di combustione nulla:

$$v_c = 0 \text{ m/s}$$

Inoltre, la definizione di entalpia è:

$$h = c_p T$$

Eseguendo le dovute sostituzioni, possiamo trovare la velocità di efflusso:

$$v_{eff} = \sqrt{2c_p(T_c - T_{eff})} = \sqrt{2c_p(T_c - T_{eff})} = \sqrt{2c_p T_c \left(1 - \frac{T_{eff}}{T_c}\right)} = \sqrt{2c_p T_c} \sqrt{1 - \left(\frac{P_{amb}}{P_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Ottenendo il risultato di:

$$v_{eff} = 2534.0 \text{ m/s}$$

Questo dato ci permette di determinare la portata, sfruttando l'ipotesi di espansione ottima:

$$\dot{m} = \frac{F}{v_{eff}} = 6432.52 \text{ kg/s}$$

Possiamo ora trovare valori termodinamici all'efflusso, ovvero temperatura, velocità del suono e numero di mach:

$$T_{eff} = T_c \left(\frac{P_{amb}}{P_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1735.5 \text{ K}$$

$$a_{eff} = \sqrt{\gamma R^* T_c} = 806.5 \text{ m/s}$$

$$Ma_{eff} = \frac{v_{eff}}{a_{eff}} = 3.1418$$

Si prosegue determinando i parametri geometrici dell'ugello. L'area d

$$A_t = \frac{c^* \dot{m}}{P_c} = 1.6457 \text{ m}^2$$

Per trovare l'area di efflusso si può usare la legge delle aree:

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{Ma_1}{Ma_2} \left(\frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_2^2}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_1^2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

Area di efflusso:

$$A_{eff} = A_t \frac{1}{Ma_{eff}} \left(\frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_{eff}^2}{1 + \frac{\gamma - 1}{2}} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} = 13.5922 \text{ m}^2$$

Il dimensionamento preliminare è basato su assunzioni forti. Occorre quindi effettuare un'analisi più precisa, studiando l'andamento temporale sia della superficie del grano che delle grandezze termodinamiche all'interno della camera di combustione.

In primo luogo, è necessario definire una funzione descrittiva dell'andamento della superficie del grano nel tempo. La superficie, infatti, non può più essere considerata costante.

In secondo luogo, è opportuno aggiustare i parametri termodinamici ad ogni istante, dipendenti dalla superficie del grano stessa.

2.3 GEOMETRIA DEL GRANO

Questo paragrafo si occupa della modellazione geometrica del grano. Lo scopo è di determinare l'andamento temporale della superficie del grano, da un punto di vista puramente geometrico, dal momento dell'accensione fino al termine della combustione.

La geometria scelta per il modello è a stella.

I dati iniziali necessari alla modellazione sono:

- N : numero di punte presenti nella geometria.
- $\beta = \frac{2\pi}{N}$: angolo definito dagli assi di simmetria di due punte adiacenti.
- α : angolo tra il lato della punta e il suo asse di simmetria.
- $r_b = r_b(t)$: velocità di combustione, generalmente considerata dipendente dal tempo.
- R_0 : distanza iniziale tra il centro della camera e l'intersezione dei lati di due punte adiacenti.
- R : raggio del liner.

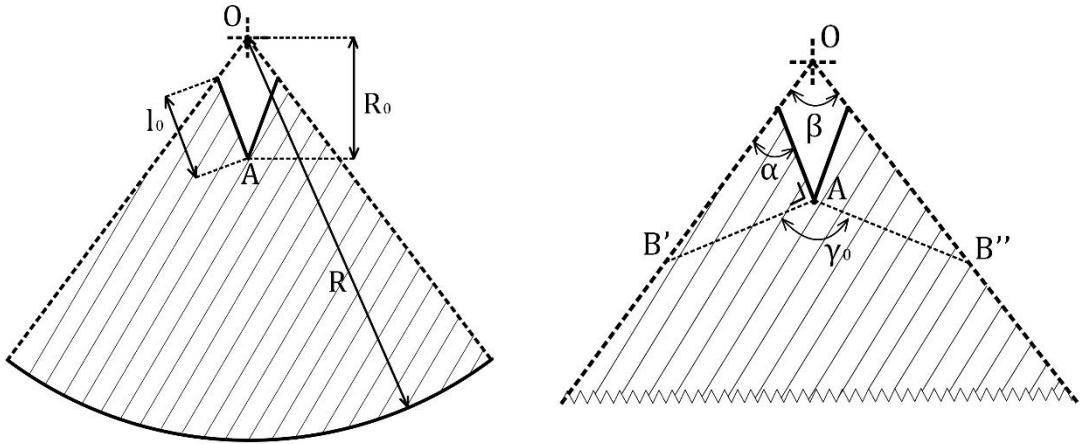
È opportuno sottolineare che la velocità di combustione non può essere nota a priori, essendo una grandezza dipendente dalla superficie stessa. Questo problema verrà trattato nel paragrafo 2.4. Per semplicità, in questa trattazione, consideriamo la velocità di combustione come nota a priori.

Innanzitutto, è possibile determinare lo spessore di propellente bruciato ad un dato istante temporale:

$$r(t) = \int_0^t r_b(t') dt'$$

L'andamento temporale della superficie del grano può essere diviso in tre fasi, ognuna descritta da una funzione differente.

Prima fase:



La prima fase descrive l'andamento della superficie dall'accensione fino alla completa combustione delle punte. È opportuno definire il valore iniziale della lunghezza del lato delle punte:

$$l_0 = \frac{R_0 \sin(\frac{\beta}{2})}{\sin(\alpha)}$$

Le punte bruciano perpendicolarmente ai loro lati. I segmenti AB' e AB'' separano la combustione delle punte con la combustione del punto di intersezione, che si espande radialmente. I lati delle punte, dunque, tendono a diminuire in lunghezza; l'arco di circonferenza invece tende ad espandersi.

La lunghezza del lato della punta è variabile nel tempo secondo la legge:

$$l(t) = \left(l_0 - \frac{r(t)}{\tan(\alpha)} \right)$$

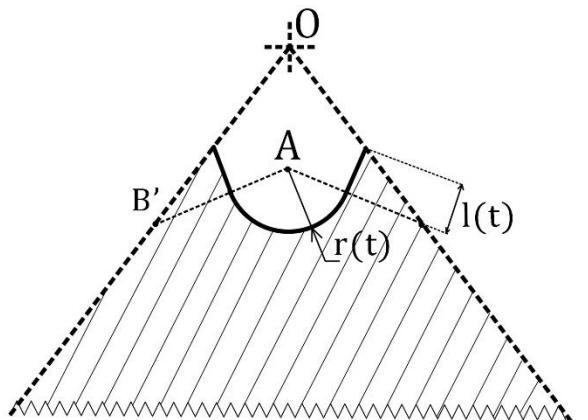
L'arco di circonferenza ha ampiezza costante:

$$\gamma_0 = \pi - 2\alpha + \beta$$

La prima fase termina con la bruciatura completa della punta, ovvero quando $r(t)$ equivale ad AB' e AB'' .

Tale valore di spessore è:

$$r_1 = l_0 \tan(\alpha)$$



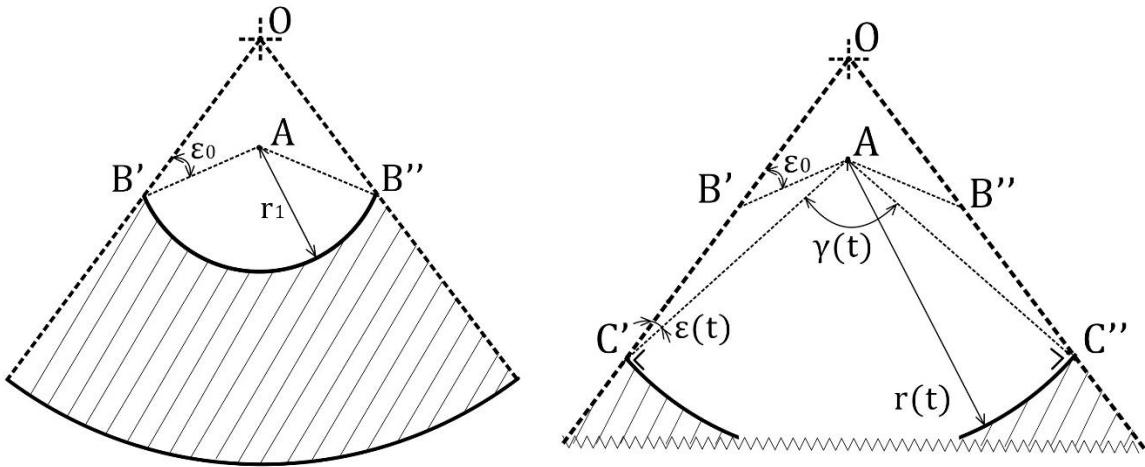
La geometria rimanente del grano risulta essere un arco di circonferenza con centro in A stesso.

Possiamo dunque definire:

$$S(t) = (2l(t) + \gamma_0 r(t))NL$$

per $0 \leq r(t) < r_1$

Seconda fase:



Nel secondo stadio le punte sono completamente bruciate. Si studia l'andamento dell'arco di circonferenza fino al raggiungimento del liner. Quando viene raggiunto il liner, lo spessore bruciato sarà:

$$r_2 = R - R_0$$

In questo stadio la geometria ad arco di circonferenza del grano non ha più ampiezza costante ma si riduce nel tempo. L'arco di circonferenza è definito dai segmenti AC' e AC'' di lunghezza $r(t)$. In particolare, i raggi dell'arco di circonferenza formano un angolo di $\varepsilon = \varepsilon(t)$ con l'asse di simmetria delle punte.

Per $r(t) = r_1$, il valore di tale angolo è:

$$\varepsilon_0 = \frac{\pi}{2} - \alpha$$

Usando il teorema dei seni troviamo sui triangoli $AB'C'$ e $AB''C''$ si ottiene:

$$\varepsilon(t) = \sin^{-1} \left(\sin(\varepsilon_0) \frac{r_1}{r(t)} \right)$$

Sempre sfruttando i triangoli $AB'C'$ e $AB''C''$ è possibile trovare l'angolo che descrive l'ampiezza dell'arco di circonferenza:

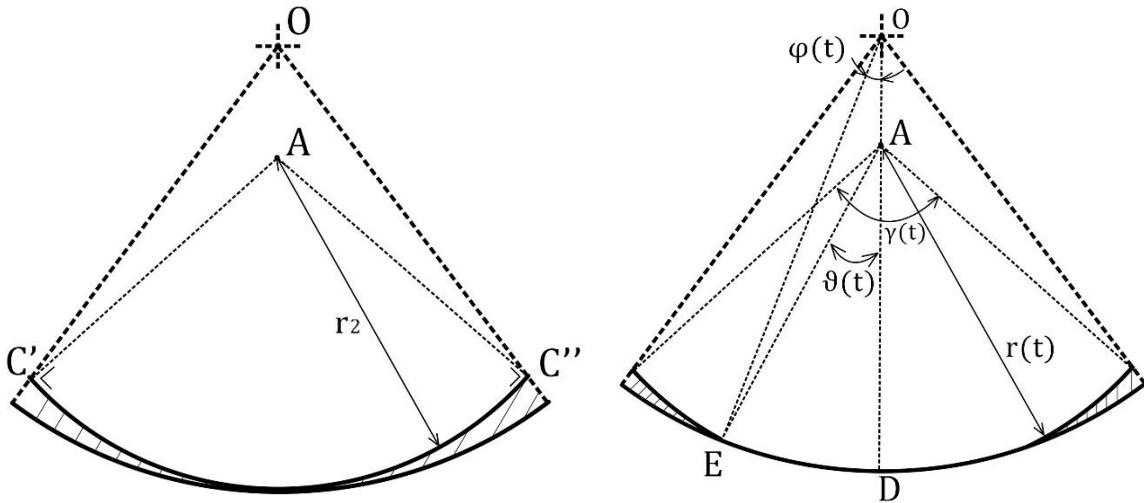
$$\gamma(t) = \gamma_0 - 2\varepsilon_0 + 2\varepsilon(t)$$

Noto l'andamento di tale angolo è dunque possibile trovare la funzione della superficie per il secondo stadio:

$$S(t) = \gamma(t)r(t) NL$$

per $r_1 \leq r(t) < r_2$

Terza Fase:



Nella terza fase brucia il combustibile rimasto. In particolare, avendo raggiunto il liner, si creerà un altro arco di circonferenza, di ampiezza dipendente dal tempo e centro in O , che descrive l'andamento della superficie del liner scoperto, ovvero dove il combustibile è bruciato completamente.

Il raggio di tale arco di circonferenza è il raggio del liner, R , ed è descritto dal segmento OE . Per trovare l'angolo che descrive questo arco di circonferenza è necessario studiare i segmenti OA , OE , AE . Questi segmenti hanno le seguenti lunghezze:

$$OA = R_0$$

$$OE = R$$

$$AE = r(t)$$

Definiamo ora $\varphi(t)$ l'angolo definito dai segmenti OD e OE , $\vartheta(t)$ l'angolo definito da AD e AE .

Possiamo dunque scrivere la seguente relazione:

$$\begin{cases} R \sin(\varphi(t)) = r(t) \sin(\vartheta(t)) \\ R \cos(\varphi(t)) = r(t) \cos(\vartheta(t)) + R_0 \end{cases}$$

Risolvendo questo sistema si trova che:

$$\vartheta(t) = \cos^{-1} \left(\frac{R^2 - R_0^2 - (r(t))^2}{2R_0 r(t)} \right)$$

Questo angolo va sottratto all'ampiezza dell'arco di circonferenza definito dai segmenti AC' e AC'' , ovvero $\gamma(t)$.

L'andamento di $\gamma = \gamma(t)$ è analogo alla fase precedente, troviamo dunque la superficie:

$$S(t) = (\gamma(t) - 2\vartheta(t))r(t) NL$$

$$\text{per } r_2 \leq r(t) \leq R_b$$

Dove R_b è lo spessore totale bruciato:

$$R_b = \int_0^{t_b} r_b(t) dt$$

Riassumendo, la superficie è descritta dalla seguente funzione:

$$S(t) = \begin{cases} (2l(t) + \gamma_0 r(t))NL \\ \gamma(t)r(t) NL \\ (\gamma(t) - 2\vartheta(t))r(t) NL \end{cases}$$

È opportuno sottolineare che, noto R_b , è possibile ricavare a posteriori il valore di R_0 , usando il teorema del coseno sul triangolo OAF . Si ottiene l'equazione:

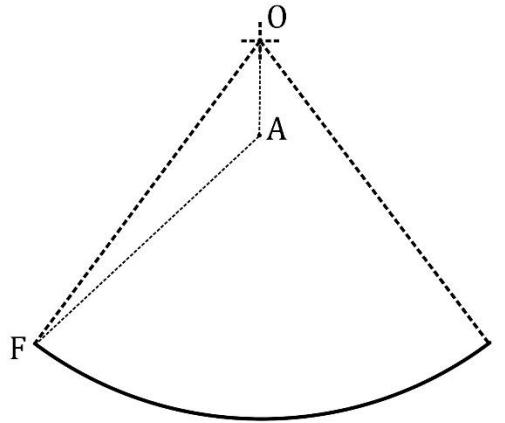
$$R_b^2 = R^2 + R_0^2 - 2R_0 R \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

Risolvendo il binomio per R_0 troviamo:

$$R_0 = R \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \pm \sqrt{R^2 \cos^2\left(\frac{\beta}{2}\right) - R^2 + R_b^2}$$

Si considera solo:

$R_0 = R \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) - \sqrt{R^2 \cos^2\left(\frac{\beta}{2}\right) - R^2 + R_b^2}$, in quanto l'altra soluzione risulterà sempre maggiore del raggio del liner.



2.4 ANALISI TERMODINAMICA IN CAMERA DI COMBUSTIONE

Questo paragrafo ha lo scopo di modellare più precisamente il comportamento del booster durante la sua vita operativa. Per fare ciò, è necessario abbandonare le ipotesi più restrittive del dimensionamento preliminare, analizzando l'andamento temporale di grandezze precedentemente considerate costanti.

Il tempo operativo è di $t_b = 126s$

In primo luogo, è opportuno considerare i valori termodinamici in camera di combustione variabili nel tempo. In particolare, la pressione in camera di combustione è dipendente dalla superficie di combustione del grano e dalla velocità caratteristica. Questa relazione è esplicitata dalla formula:

$$P_c = \left(\frac{a \rho_p S c^*}{A_t} \right)^{1/(1-n)}$$

Il modello sfrutterà anche l'equazione di calcolo della velocità di combustione:

$$r_b = a P_c^n$$

Per l'inizializzazione del processo è necessario determinare le grandezze al tempo iniziale $t_0 = 0$.

Scelti i parametri geometrici del grano, ovvero α, N, R_0, R , è possibile trovare la superficie iniziale del grano:

$$S(t_0) = S(\alpha, N, R_0, R, r(t_0))$$

È da sottolineare che $r(t_0) = 0 m$.

Sorge una problematica nella determinazione della superficie iniziale. Come esplicitato nel paragrafo precedente, è possibile trovare una correlazione tra il raggio iniziale e lo spessore totale bruciato. Questa correlazione è:

$$R_0 = R \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) - \sqrt{R^2 \cos^2\left(\frac{\beta}{2}\right) - R^2 + R_b^2}$$

Dove:

$$R_b = \int_0^{t_b} r_b(t) dt$$

La distanza iniziale era dunque determinabile a priori sotto l'ipotesi di velocità di combustione $r_b(t)$ nota a priori. Non è il caso di questo modello, in quanto la velocità di combustione è una delle incognite. Per risolvere questo problema, è opportuno ripetere il processo iterativo di determinazione dei parametri termodinamici per diversi valori di R_0 ipotizzati a priori, e verificare al termine di ogni ciclo se l'equazione

$$R_0 = R \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) - \sqrt{R^2 \cos^2\left(\frac{\beta}{2}\right) - R^2 + R_b^2}$$

Questa condizione viene soddisfatta per il valore della distanza iniziale di:

$$R_0 = 0.6287 \text{ m}$$

I restanti parametri geometrici scelti sono:

- $\alpha = 0.6283 \text{ rad}$
- $N = 6$
- $R = 1.8 \text{ m}$

Riguardo i parametri termodinamici, è necessario fare un'assunzione ragionevole su una grandezza termodinamica all'istante iniziale. Nel nostro caso, abbiamo ritenuto opportuno ipotizzare il valore di pressione.

Dunque, per ipotesi ragionevole: $P_c(0) = 3.5 \text{ MPa}$

Noto questo valore, attraverso l'utilizzo di CEA è possibile determinare i restanti parametri termodinamici all'istante iniziale.

Nota la pressione, è possibile calcolare anche la velocità di combustione all'istante iniziale.

$$r_b(t_0) = a P_c^n(t_0)$$

È possibile ora avviare il ciclo iterativo, dove, ad ogni istante di tempo t_i si utilizza la velocità di combustione dell'istante precedente $r_b(t_{i-1})$ per determinare la nuova superficie $S(t_i)$. Questa, usata assieme alla velocità caratteristica precedente $c^*(t_{i-1})$, trova il valore della pressione in camera di combustione $P_c(t_i)$ e conseguentemente la nuova velocità di combustione $r_b(t_i)$. Dunque, ad ogni istante:

$$S(t_i) = S(r_b(t_{i-1}), t_i)$$

$$P_c(t_i) = \left(\frac{a \rho_p S(t_i) c^*(t_{i-1})}{A_t} \right)^{1/(1-n)}$$

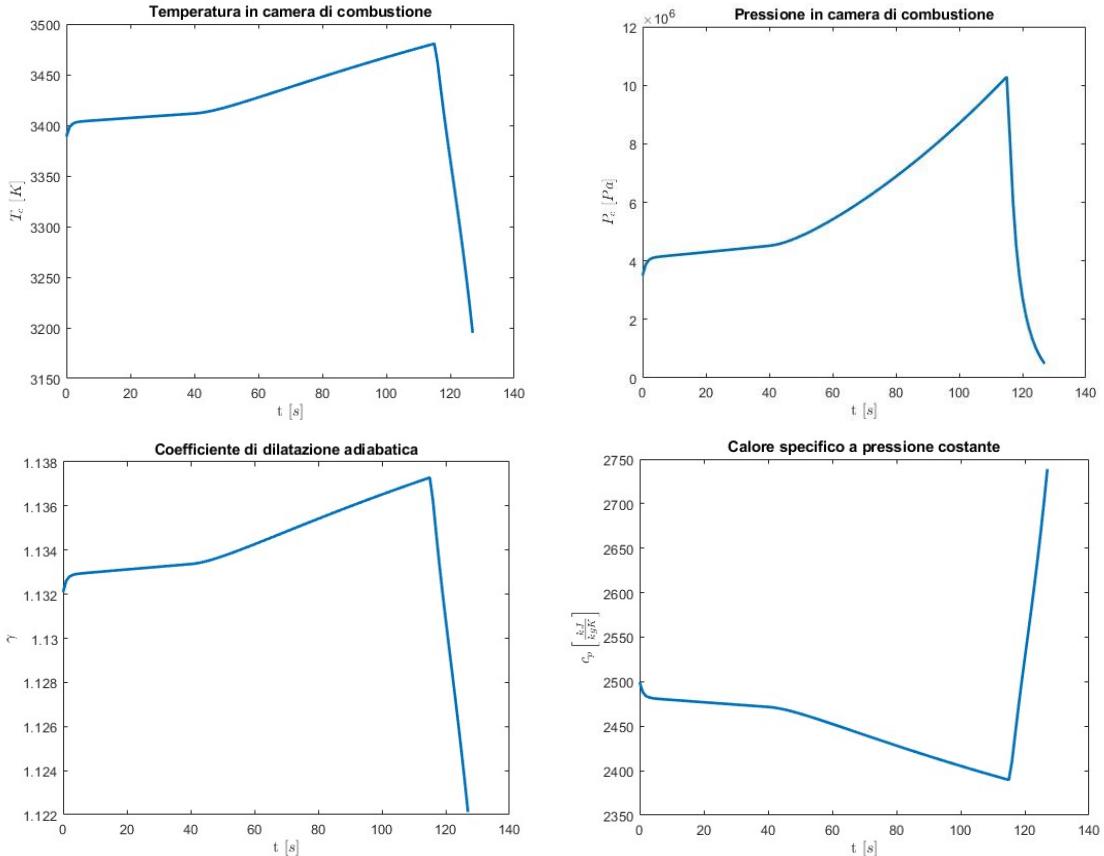
$$r_b = a P_c^n(t_i)$$

Sfruttando CEA, utilizzando $P_c(t_i)$ come dato di ingresso, possiamo trovare, per ogni istante t_i le seguenti grandezze:

- Velocità caratteristica $c^*(t_i)$
- Temperatura in camera di combustione $T_c(t_i)$
- Coefficiente di dilatazione adiabatica $\gamma(t_i)$
- Calore specifico $c_p(t_i)$

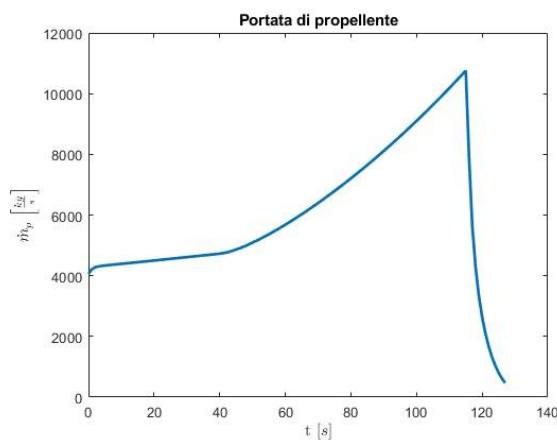
Questo processo si ripete fino al raggiungimento di $t_i = t_b$; dove il ciclo si arresta.

I risultati del ciclo sono i seguenti:



Noto il valore dei parametri termodinamici è possibile trovare l'andamento della portata massica sfruttando la seguente equazione:

$$\dot{m}(t) = \rho_p S(t) r_b(t)$$



È anche possibile verificare la massa totale di propellente bruciato:

$$m = \int_0^{t_b} \dot{m}(t) dt = 761000 \text{ kg}$$

2.5 SPINTA E PARAMETRI PROPULSIVI

Lo scopo di questo paragrafo è di sfruttare i valori delle grandezze termodinamiche in camera di combustione per determinare i valori di spinta e i parametri prestazionali del Booster.

Per semplicità di conto, almeno in prima approssimazione, sfrutteremo i valori geometrici dell'ugello trovati nel dimensionamento preliminare. Eventuali correzioni saranno opportunamente segnalate e motivate.

Come definita precedentemente la velocità all'efflusso è data dalla seguente equazione:

$$v_{eff}(t) = \sqrt{2c_p(t)(T_c(t) - T_{eff}(t))}$$

La temperatura di efflusso non è nota. Per trovarla possiamo sfruttare il numero di mach all'efflusso, ricavabile mediante la legge delle aree.

$$\frac{A_{eff}}{A_t} = \frac{Ma_t(t)}{Ma_{eff}(t)} \left(\frac{1 + \frac{\gamma(t)-1}{2} Ma_{eff}^2(t)}{1 + \frac{\gamma(t)-1}{2} Ma_t^2(t)} \right)^{\frac{\gamma(t)+1}{2(\gamma(t)-1)}}$$

Dove l'area di gola, ricavata dal dimensionamento preliminare, è:

$$A_t = 1.6457 \text{ m}^2$$

La legge delle aree può essere semplificata, assumendo il Mach in gola sempre unitario:

$$\frac{A_{eff}}{A_t} = \frac{1}{Ma_{eff}(t)} \left(\frac{1 + \frac{\gamma(t)-1}{2} Ma_{eff}^2(t)}{1 + \frac{\gamma(t)-1}{2}} \right)^{\frac{\gamma(t)+1}{2(\gamma(t)-1)}}$$

Otteniamo un'equazione implicita risolvibile numericamente per il mach di efflusso.

Noto questo valore possiamo procedere e ricavare la temperatura all'efflusso:

$$Ma_{eff} = \frac{v_{eff}(t)}{v_{suono}(t)} = \frac{\sqrt{2c_p(t)T_c(t) - T_{eff}(t)}}{\sqrt{R^*(t)\gamma(t)T_{eff}(t)}}$$

Possiamo dunque trovare l'andamento della temperatura di efflusso nel tempo:

$$T_{eff}(t) = \frac{2c_p(t)T_c(t)}{Ma_{eff}^2(t)\gamma(t)R^*(t) + 2c_p(t)T_c(t)}$$

Nota la temperatura di efflusso è possibile trovare la velocità di efflusso e la pressione all'efflusso.

$$v_{eff}(t) = \sqrt{2c_p(t)(T_c(t) - T_{eff}(t))}$$

$$P_{eff}(t) = P_c(t) \left(\frac{T_{eff}(t)}{T_c(t)} \right)^{\frac{\gamma(t)-1}{\gamma(t)}}$$

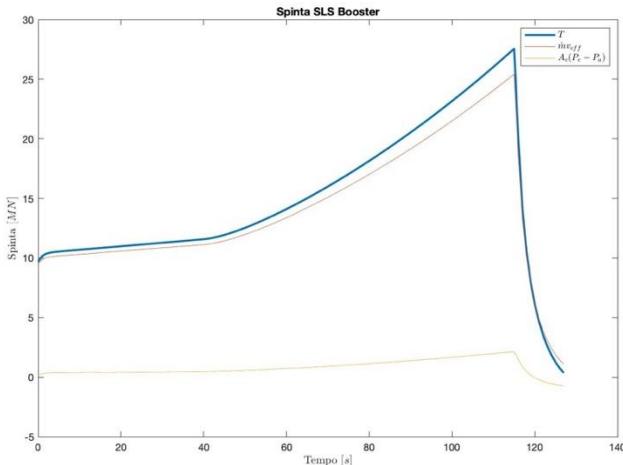
Riguardo la pressione all'efflusso è opportuno fare una considerazione. Sfruttando il valore dell'area all'efflusso trovata nel dimensionamento preliminare, si ottiene una pressione all'efflusso spesso inferiore rispetto alla pressione atmosferica di riferimento, ovvero a quota zero.

Questo risultato può essere spiegato dalla scelta di un valore di pressione in camera di combustione nel dimensionamento preliminare più elevato di quello dell'andamento reale in buona parte della combustione. Per limitare la formazione di onde d'urto è opportuno ridurre l'area di efflusso. È stato scelto il seguente valore:

$$A_{eff} = 8.6771 \text{ m}^2$$

È possibile dunque trovare l'andamento della spinta nel tempo sfruttando la seguente equazione:

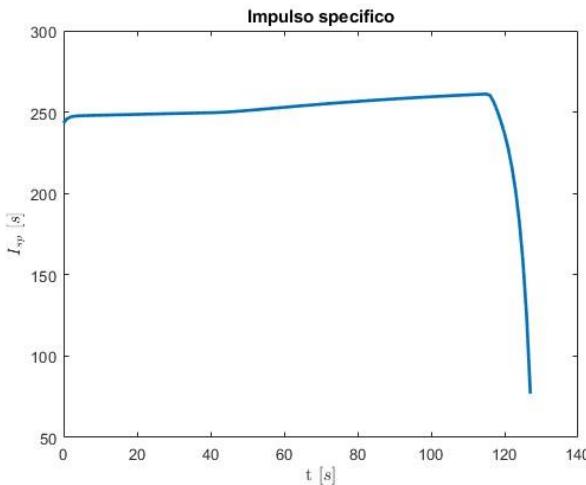
$$F(t) = v_{eff}(t)\dot{m}(t) + A_{eff} (P_c(t) - P_{eff}(t))$$



Dai valori di spinta computati, risultano dei valori di 14.809MN di spinta media e 27.557MN di spinta massima per motore. Osservando il grafico, possiamo notare un picco di spinta corrispondente agli istanti finali di combustione, non presente nei valori misurati durante gli static fire test da parte della casa costruttrice. Ciò può essere attribuito ad una serie di fattori:

1. Variazioni nella geometria del grano a stella, utilizzata in questa fase di dimensionamento preliminare, influenzano largamente l'andamento finale della spinta;
2. Il propulsore, nella fase finale della progettazione, risulterà essere suddiviso in 5 segmenti, ognuno dei quali può contenere grano propellente avente geometria diversa dai rimanenti;
3. Il dimensionamento preliminare effettuato non tiene conto degli effetti della combustione erosiva, la quale andrebbe a generare una perdita in spinta proporzionale al tempo di funzionamento, andando a ridurre l'entità del picco presente nell'andamento ideale.

L'impulso specifico avrà il seguente andamento:



2.6 CINEMATICA DEL GIMBAL DELL'UGELLO

Questo capitolo si occupa della modellazione cinematica del gimbal collegato al motore. Lo scopo di tale strumento è di direzionare la spinta per compensare eventuali perturbazioni.

Per la modellazione cinematica, il motore può essere approssimato ad un disco, collegato alla struttura portante attraverso quattro martinetti idraulici.

La posizione di una figura piana nello spazio è determinata da tre punti; la scelta di avere quattro punti di collegamento è dovuta a due ragioni: la prima è per ridondanza del sistema in caso di guasto, la seconda riguarda il posizionamento dei martinetti. Un sistema a tre martinetti prevede il loro posizionamento a 120° tra di essi. Con quattro martinetti si ha una disposizione a 90° , rendendo molto più semplice la modellazione, essendo gli attuatori disposti a due a due sullo stesso asse cardinale.

Il motore è dunque collegato alla struttura attraverso quattro martinetti idraulici. I collegamenti dei martinetti sono cerniere sferiche.

Per determinare i gradi di libertà, blocchiamo gli attuatori lungo l'asse y . Il motore è dunque vincolato dai due martinetti e da una cerniera che permette la rotazione solo attorno all'asse y . Il martinetto può essere ridotto ad un'asta collegata alla struttura con un carrello con cerniera sferica, ovvero 5 gradi di libertà (la rotazione attorno all'asse dell'asta è trascurabile) e 2 gradi di vincolo. Le due cerniere sferiche aggiungono 3 gradi di vincolo ciascuna. Abbiamo dunque 16 gradi di libertà totali e 15 gradi di vincolo. Il grado di libertà rimanente sarà dunque controllato da uno dei due martinetti, mentre l'altro avrà lunghezza dipendente da quest'ultimo.

Il ragionamento è analogo per gli altri due attuatori, avendo quindi un totale di due gradi di libertà controllati dagli attuatori, uno per asse.

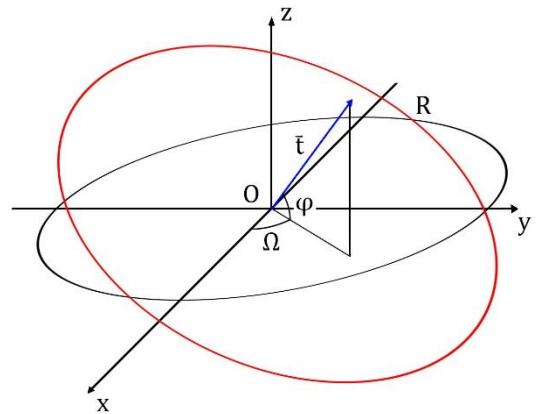
Possiamo ora studiare la cinematica del sistema. Possiamo ridurre il motore ad un disco di raggio r avente, in posizione iniziale, il centro nell'origine e appartenente al piano xy . La direzione della spinta è data dal vettore \vec{t} , uscente dal centro del disco e perpendicolare ad esso.

A riposo \vec{t} è allineato all'asse z.

In caso di perturbazione del lanciatore, la spinta viene direzionata. L'orientazione del disco cambierà e sarà descrivibile dal vettore \vec{t} . Il centro del disco si mantiene nell'origine.

Questo vettore è definito da due angoli:

- φ : angolo tra \vec{t} e il piano xy.z
- Ω : angolo tra l'asse e la proiezione di \vec{t} sul piano xy.



Questi due angoli verranno considerati noti, in quanto sono calcolabili mediante strumentazioni di bordo.

Studiamo ora la posizione del disco. Sia \overrightarrow{RO} il vettore che descrive l'intersezione del piano xy con il disco.

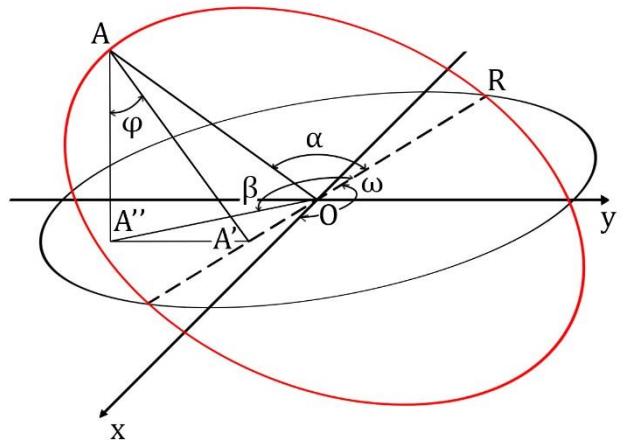
\overrightarrow{RO} è sempre perpendicolare alla proiezione di \vec{t} sul piano xy.

L'angolo tra l'asse delle ascisse e \overrightarrow{RO} è: $\omega = \Omega + \frac{\pi}{2}$

Sia A un generico punto sul bordo del disco e sia \overrightarrow{AO} il vettore congiungente l'origine con A.

Definiamo ora:

- $\overrightarrow{A'O}$: proiezione di \overrightarrow{AO} lungo la direzione di \overrightarrow{RO} .
- $\overrightarrow{A''O}$: proiezione di \overrightarrow{AO} sul piano xy.
- α : angolo compreso tra \overrightarrow{RO} e \overrightarrow{AO}
- β : angolo compreso tra \overrightarrow{RO} e $\overrightarrow{A''O}$



Allora il vettore \overrightarrow{AO} è descritto dalle seguenti componenti:

$$\overrightarrow{AO} = \begin{bmatrix} \|\overrightarrow{A''O}\| \cos(\beta + \omega) \\ \|\overrightarrow{A''O}\| \sin(\beta + \omega) \\ \|\overrightarrow{AO}\| \sin(\alpha) \cos(\varphi) \end{bmatrix}$$

La lunghezza di \overrightarrow{AO} è nota: $\|\overrightarrow{AO}\| = r$.

Possiamo trovare ora le lunghezze di altri vettori:

$$\|\overrightarrow{A'O}\| = \|\overrightarrow{AO}\| \cos(\alpha) = r \cos(\alpha)$$

$$\|\overrightarrow{AA'}\| = \|\overrightarrow{AO}\| \sin(\alpha) = r \sin(\alpha)$$

$$\|\overrightarrow{AA'}\| = \|\overrightarrow{AA'}\| \cos(\varphi) = r \sin(\alpha) \cos(\varphi)$$

$$\|\overrightarrow{A'A''}\| = \|\overrightarrow{AA'}\| \sin(\varphi) = r \sin(\alpha) \sin(\varphi)$$

$$\|\overrightarrow{A''O}\| = \sqrt{\|\overrightarrow{A'O}\|^2 + \|\overrightarrow{A'A}\|^2} = r\sqrt{\cos^2(\alpha) + \sin^2(\alpha)\sin^2(\varphi)}$$

È opportuno osservare che le lunghezze di alcuni di questi vettori possono essere negative. Ciò non crea problematiche nel modello, anzi è necessario per ottenere la corretta posizione di A .

Poiché φ è noto, possiamo trovare $\beta = \beta(\alpha)$:

$$\begin{cases} \sin(\beta) = \frac{\|\overrightarrow{A'A}\|}{\|\overrightarrow{A''O}\|} = \frac{\sin(\alpha)\sin(\varphi)}{\sqrt{\cos^2(\alpha) + \sin^2(\alpha)\sin^2(\varphi)}} \\ \cos(\beta) = \frac{\|\overrightarrow{A'O}\|}{\|\overrightarrow{A''O}\|} = \frac{\cos(\alpha)}{\sqrt{\cos^2(\alpha) + \sin^2(\alpha)\sin^2(\varphi)}} \end{cases}$$

Abbiamo dunque definito la posizione di A in funzione unicamente dell'angolo α :

$$\overrightarrow{AO} = \begin{bmatrix} r\sqrt{\cos^2(\alpha) + \sin^2(\alpha)\sin^2(\varphi)} \cos(\beta(\alpha) + \omega) \\ r\sqrt{\cos^2(\alpha) + \sin^2(\alpha)\sin^2(\varphi)} \sin(\beta(\alpha) + \omega) \\ r \sin(\alpha) \cos(\varphi) \end{bmatrix}$$

Studiamo ora gli attuatori. Essi sono posizionati lungo gli assi cartesiani a due a due. Possiamo dunque definire il punto di collegamento B_i di ogni attuatore come:

$$B_1 = \begin{bmatrix} R \\ 0 \\ h \end{bmatrix}; \quad B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ R \\ h \end{bmatrix}; \quad B_3 = \begin{bmatrix} -R \\ 0 \\ h \end{bmatrix}; \quad B_4 = \begin{bmatrix} 0 \\ -R \\ h \end{bmatrix};$$

dove R è la distanza dall'asse z e h è la distanza dal piano xy .

Ogni attuatore è collegato al disco nel generico punto A_i . I punti A_i sono disposti sul bordo del disco con una differenza di $\Delta\alpha = 90^\circ$, quindi $\alpha_{i+1} = \alpha_i + 90^\circ$.

La lunghezza degli attuatori è data da $l_i = \|\overrightarrow{A_i B_i}\|$.

Come dimostrato precedentemente, i punti A_i dipendono da α . Dunque, per portare il disco all'orientazione richiesta sono presenti infinite combinazioni di l_i .

La soluzione migliore è un sistema che, quando è richiesto un cambio di orientazione, minimizzi la variazione di lunghezza degli attuatori Δl_i .

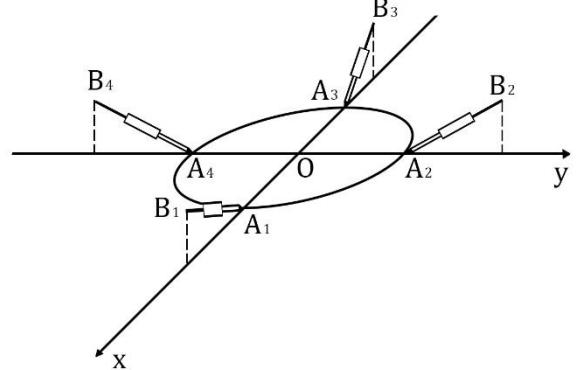
La trattazione precedente considera che la lunghezza degli attuatori possa essere infinita. Bisogna introdurre dei limiti. In particolare, la lunghezza massima dell'attuatore deve essere tale da coprire un arco di $\pm 45^\circ$ rispetto all'asse su cui è posto. Dunque, α_i deve essere tale che:

$$-45^\circ + (i-1)90^\circ < \beta(\alpha_i) + \omega < 45^\circ + (i-1)90^\circ$$

Ad esempio, il terzo attuatore può arrivare solo in posizioni che rispettino la seguente condizione:

$$135^\circ < \beta(\alpha_3) + \omega < 225^\circ$$

Ovviamente tali posizioni definite da α_i variano al variare di ω e φ , vanno dunque verificate ogni qualvolta che è richiesta una nuova orientazione del disco.



3. ICPS

3.1 INTRODUZIONE

Interim Cryogenic Propulsion Stage (ICPS) è parte integrante dell'upper stage del SLS ed il suo compito è fornire ad Orion la spinta necessaria per raggiungere l'orbita lunare. Più precisamente si tratta di un sistema monomotore a propellente liquido che si serve di idrogeno e ossigeno, rispettivamente combustibile e ossidante, per fornire la spinta nel vuoto dopo aver raggiunto la termosfera.

Costruito da Boeing e United Launch Alliance, l'ICPS è una versione modificata del Delta Cryogenic Second Stage, un più comune stadio superiore utilizzato sui veicoli di lancio Delta IV della United Launch Alliance.

Le modifiche per l'SLS includono l'allungamento del serbatoio di idrogeno liquido, l'aggiunta di propulsori a idrazina per il controllo dell'assetto, piccoli cambiamenti all'avionica e una valvola di sfato di sicurezza modificata per l'idrogeno liquido che supporta il riavvio del motore RL10 in volo.

L'ICPS è alto 13.7 m e ha un diametro di 5.1 m (senza considerare lo spessore della protezione termica) e la sezione cilindrica si rimpicciolisce leggermente alle estremità: in quella superiore vi alloggiano avionica e adattatore per il modulo Orion, in quella inferiore vi alloggiano motore e adattatore per il Core Stage (NASA).

Le componenti principali dell'ICPS, elencate dall'alto verso il basso, sono:

- serbatoio di idrogeno liquido
- serbatoio di ossigeno liquido
- propulsore

A differenza del Core Stage, in cui i due serbatoi erano tenuti separati da un Intertank, l'upper stage si serve di una serie di travi incrociate, soluzione che limita l'ingombro e garantisce comunque un'ottima resistenza strutturale.

Come detto precedentemente questo stadio è alimentato da un motore Aerojet Rocketdyne RL10B-2 che genera una spinta massima di 110 kilo-newton. La sua autonomia è di circa 22 minuti distribuita su 3 impulsi (Nasa):

- un impulso al perigeo per circolarizzare l'orbita di Orion, di 22 secondi circa;
- un impulso TLI (Trans-Lunar Injection) per spingere Orion fuori dall'orbita terrestre verso la Luna, di circa 18 minuti;
- un impulso "di smaltimento" dopo la separazione di Orion per inviare l'ICPS su un'orbita eliocentrica, di circa tre minuti

Lo scopo di questo capitolo è fornire un dimensionamento preliminare dell'ICPS con particolare focus sui parametri propulsivi e geometrici.

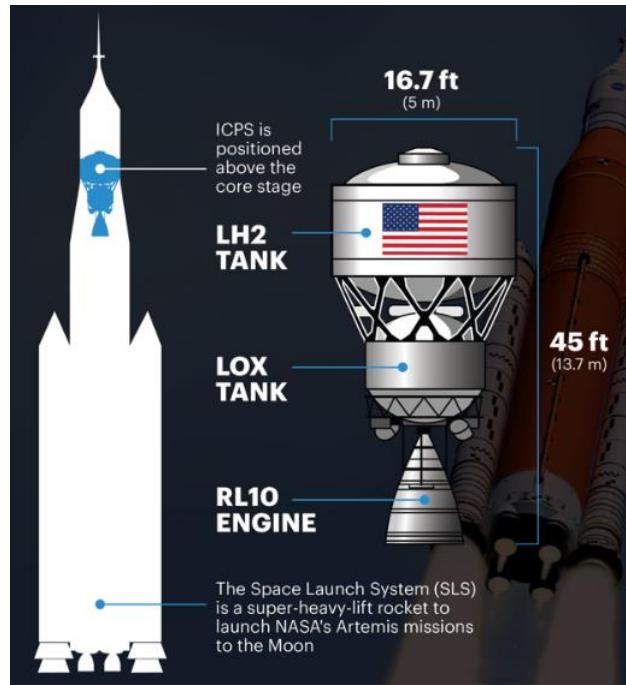


Figura 1 ICPS

3.2 IPOTESI E DATI INIZIALI

Per il dimensionamento dell'Interim Cryogenic Propulsion Stage (ICPS) si sono adottati due approcci differenti: il primo fa fede solo ed esclusivamente alle nozioni e alle tecniche affrontate durante il corso di propulsione aerospaziale, il secondo affianca a queste conoscenze teoriche anche l'utilizzo del software CEA sviluppato dalla nasa.

Entrambe gli approcci si basano sulle seguenti ipotesi esemplificative:

- Flusso unidimensionale, stazionario, isoentropico e adiabatico
- Pressione alla sezione di efflusso dell'ugello costante
- Ignizione ipergolica
- Portata di propellente costante per tutta l'autonomia stimata
- Reazioni di combustione continuano lungo tutto l'ugello (equilibrium)

Come si può notare molte delle semplificazioni adottate sono identiche a quelle citate nei capitoli precedenti, con un maggior somiglianza al caso del Core Stage in quanto anch'esso è un sistema a propellente liquido.

La sostanziale differenza tra i due approcci sta nella scelta dei dati iniziali. Nell'approccio classico si è soliti scegliere una quota di adattamento e calcolarsi la relativa pressione all'efflusso servendosi dell'ipotesi di espansione ottima. Una volta inizializzato il problema, si calcolano una serie di parametri, tra cui anche il rapporto di espansione. Con CEA invece è possibile dare in input il rapporto di espansione e altri dati noti per calcolarsi la medesima serie di parametri, compresa la pressione all'efflusso.

Tenendo presente che l'ICPS opera direttamente nello spazio e che il rapporto di espansione del RL10B-2 è noto nel corso del report si farà riferimento principalmente alla seconda opzione descritta.

DATI INIZIALI	
γ_{Cf} costante adiabatica dei gas combusti a fine della camera di combustione	1.1385
M_{Cf} numero di Mach a fine camera di combustione	0.15
ε_e rapporto di espansione dell'ugello	280
r rapporto di miscela	5.88
η parametro correttivo delle prestazioni dell'ugello	0.98
ρ_{ox} densità dell'ossidante	1141 kg/m ³
ρ_{fu} densità del combustibile	71 kg/m ³
t_b tempo di combustione totale	1280 s
T_{max} spinta massima	110000 N
h_{ox} entalpia di evaporazione dell'ossidante	-405.324 kJ/kg*K
h_{fu} entalpia di evaporazione del combustibile	-4467.615 kJ/kg*K
P_c pressione in camera di combustione	4.44 MPa
R costante universale dei gas perfetti	8.3145 J/(mol * K)
g_0 accelerazione di gravità a livello del mare	9.80665 m/s ²

Il focus di questo dimensionamento preliminare verte sulla determinazione dei parametri propulsivi e geometrici. Quest'ultimi in particolar modo fanno riferimento a ugello, camera di combustione e serbatoi.

3.3 PARAMETRI PROPULSIVI

Fornendo al software CEA solo alcuni dei dati precedentemente elencati è possibile ottenere una serie di dati, relativamente ai gas combusti, che per il nostro intento sono fondamentali. Tra questi i più importanti sono:

- Pressione
- Temperatura
- Densità
- Massa molare
- Gamma (coefficiente di dilatazione adiabatica)
- Numero di Mach
- Celerità del suono
- Coefficiente di spinta sia a livello del mare che nel vuoto
- Impulso specifico sia a livello del mare che nel vuoto
- Velocità caratteristica

Ciascuna di queste grandezze ci viene fornita in corrispondenza di quattro sezioni della camera di spinta, ossia:

- Sezione iniziale della camera di combustione
- Sezione finale della camera di combustione
- Sezione di gola dell'ugello
- Sezione di efflusso dell'ugello

Per quanto concerne impulso specifico e coefficiente di spinta siamo interessati prevalentemente ai valori della sezione di efflusso in quanto grazie ad essi possiamo calcolarci, rispettivamente, portata di propellente

e sezione di gola. Prima di procedere bisogna tener conto che CEA si serve dell'ipotesi di ugello ideale, pertanto, se si vuole avere un'approssimazione più realistica, è opportuno introdurre un rendimento:

$$I_{spreal} = I_{spideal} * \eta = 461 \text{ s} \quad C_{Treal} = C_{Tideal} * \eta = 1.9614$$

$$u_{e_{real}} = u_{e_{ideal}} * \eta = 4520.8 \text{ m/s}$$

$$\dot{m}_p = \frac{T_{max}}{I_{spreal} * g_0} = 24,3322 \text{ kg/s}$$

Dopo aver calcolato la portata di propellente, si determinano le corrispondenti portate di ossidante e combustibile mediante il seguente sistema di equazioni;

$$\begin{cases} r = \frac{\dot{m}_{ox}}{\dot{m}_{fu}} = 5.88 \\ \dot{m}_p = \dot{m}_{ox} + \dot{m}_{fu} = 24,3322 \text{ kg/s} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \dot{m}_{ox} = 20.7955 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_{fu} = 3.5367 \text{ kg/s} \end{cases}$$

Si calcola poi la massa e il volume totali di ossidante e combustibile da imbarcare:

$$M_{ox} = \dot{m}_{ox} * t_b = 26618 \text{ kg} \quad V_{ox} = \frac{M_{ox}}{\rho_{ox}} = 23.3289 \text{ m}^3$$

$$M_{fu} = \dot{m}_{fu} * t_b = 4527 \text{ kg} \quad V_{fu} = \frac{M_{fu}}{\rho_{fu}} = 63.7594 \text{ m}^3$$

Ora è possibile definire una densità media del propellente e conseguentemente l'impulso specifico volumetrico:

$$\rho_{av} = \frac{\rho_{ox} * V_{ox} + \rho_{fu} * V_{fu}}{V_{ox} + V_{fu}} = 357.6277 \text{ kg/m}^3$$

$$I_{spvol} = I_{spreal} * \rho_{av} = 164862 \text{ s} * \text{kg/m}^3$$

Un altro parametro utile in ambito propulsivo è l'impulso totale, definito come segue:

$$I_{tot} = I_{spreal} * \dot{m}_p * t_b * g_0 = 140.8 * 10^6 \text{ N} * \text{s}$$

3.4 PARAMETRI GEOMETRICI

Da qui in poi si è proceduto con la definizione delle dimensioni di massima dei componenti precedentemente indicati.

3.4.1 UGELLO

In prima battuta si è calcolata la sezione di gola e il relativo diametro;

$$A_t = \frac{T_{max}}{P_c * C_{Treal}} = 0.0128 \text{ m}^2 \quad D_t = \sqrt{\frac{4 * A_t}{\pi}} = 0.1276 \text{ m}$$

Successivamente, mediante la definizione del rapporto di espansione, si è calcolata la sezione di efflusso ed il suo diametro.

$$A_e = A_t * \varepsilon_e = 3.5812 \text{ m}^2 \quad D_e = \sqrt{\frac{4*A_e}{\pi}} = 2.1354 \text{ m}$$

Per la definizione della sezione della camera di combustione ci si è serviti del rapporto di contrazione che si può calcolare con due dati iniziali:

$$\varepsilon_c = \frac{1}{M_{Cf}} * \left[\frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} * M_{Cf}}{1 + \frac{\gamma - 1}{2}} \right]^{\frac{\gamma+1}{2*(\gamma-1)}} = 4.0237$$

$$A_c = A_t * \varepsilon_c = 0.0515 \text{ m}^2 \quad D_c = \sqrt{\frac{4*A_c}{\pi}} = 0.2560 \text{ m}$$

Osservazione: il coefficiente di dilatazione adiabatica usato per il calcolo di ε_c è frutto di una media aritmetica della medesima grandezza sulla sezione finale della camera di combustione e sulla sezione di gola.

Lo step successivo è stato calcolare la lunghezza dei tratti convergente e divergente dell'ugello. Per fare ciò, si è fatto affidamento a dei valori noti di pendenza, ossia $\alpha_{div} = 15^\circ$ e $\alpha_{conv} = 45^\circ$:

$$L_{div} = \frac{(D_e - D_t)/2}{\tan(\alpha_{div})} = 3.7465 \text{ m} \quad L_{conv} = \frac{(D_e - D_t)/2}{\tan(\alpha_{conv})} = 0.0642 \text{ m}$$

3.4.2 CAMERA DI COMBUSTIONE

Avendo già determinato la sezione della camera di combustione, non resta che definirne la lunghezza. Per fare ciò è necessario conoscere un parametro noto come lunghezza caratteristica l^* . Di tale valore sono noti massimo e minimo per una determinata coppia di combustibile e ossidante; pertanto, si è preferito servirsi del valore medio, nel caso in questione:

$$l^* = \frac{l_{min}^* + l_{max}^*}{2} = 0.89 \text{ m}$$

Successivamente si calcola il volume totale della camera di combustione:

$$V_C = l^* * A_t = 0.0114 \text{ m}^3$$

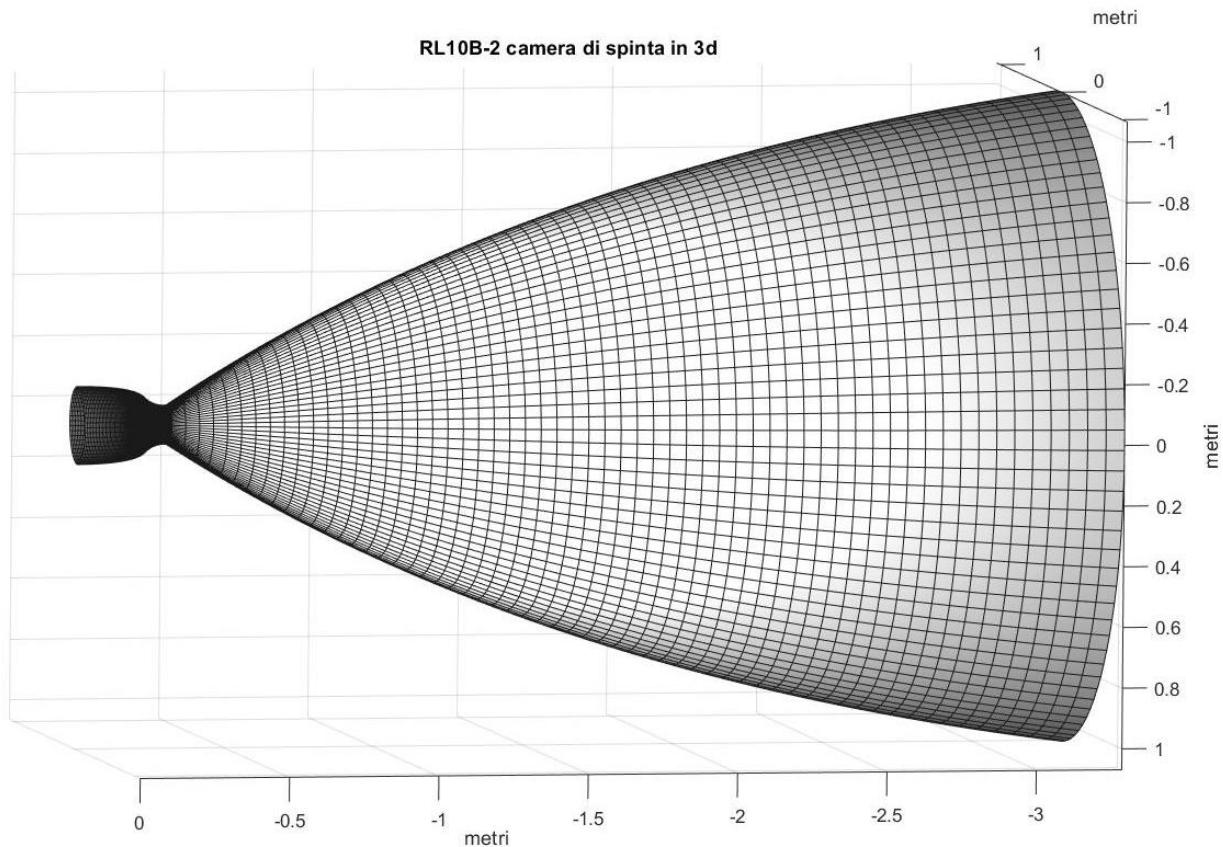
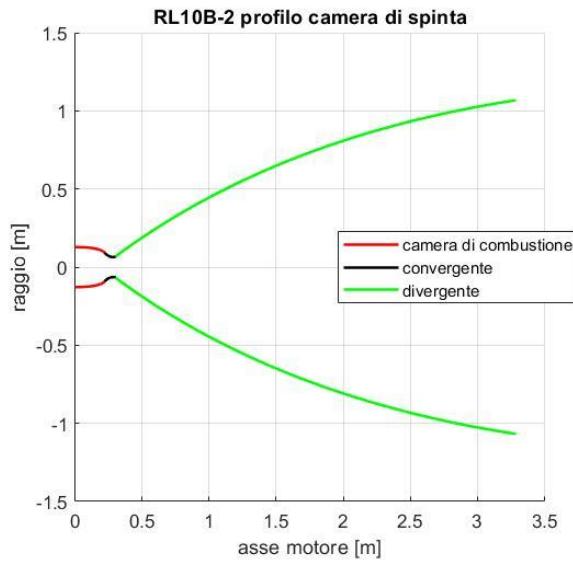
Ed infine si ricavano la lunghezza e la superficie laterale della camera di combustione. Quest'ultimo è un parametro di fondamentale importanza per lo studio dell'instabilità di fiamma.

$$L_c = \frac{V_C}{A_c} = 0.2212 \text{ m} \quad S_{Lc} = \pi * D_c * L_c = 0.1779 \text{ m}^2$$

Abbiamo poi definito la lunghezza totale del motore:

$$L_{eng} = L_c + L_{conv} + L_{div} = 4.03 \text{ m}$$

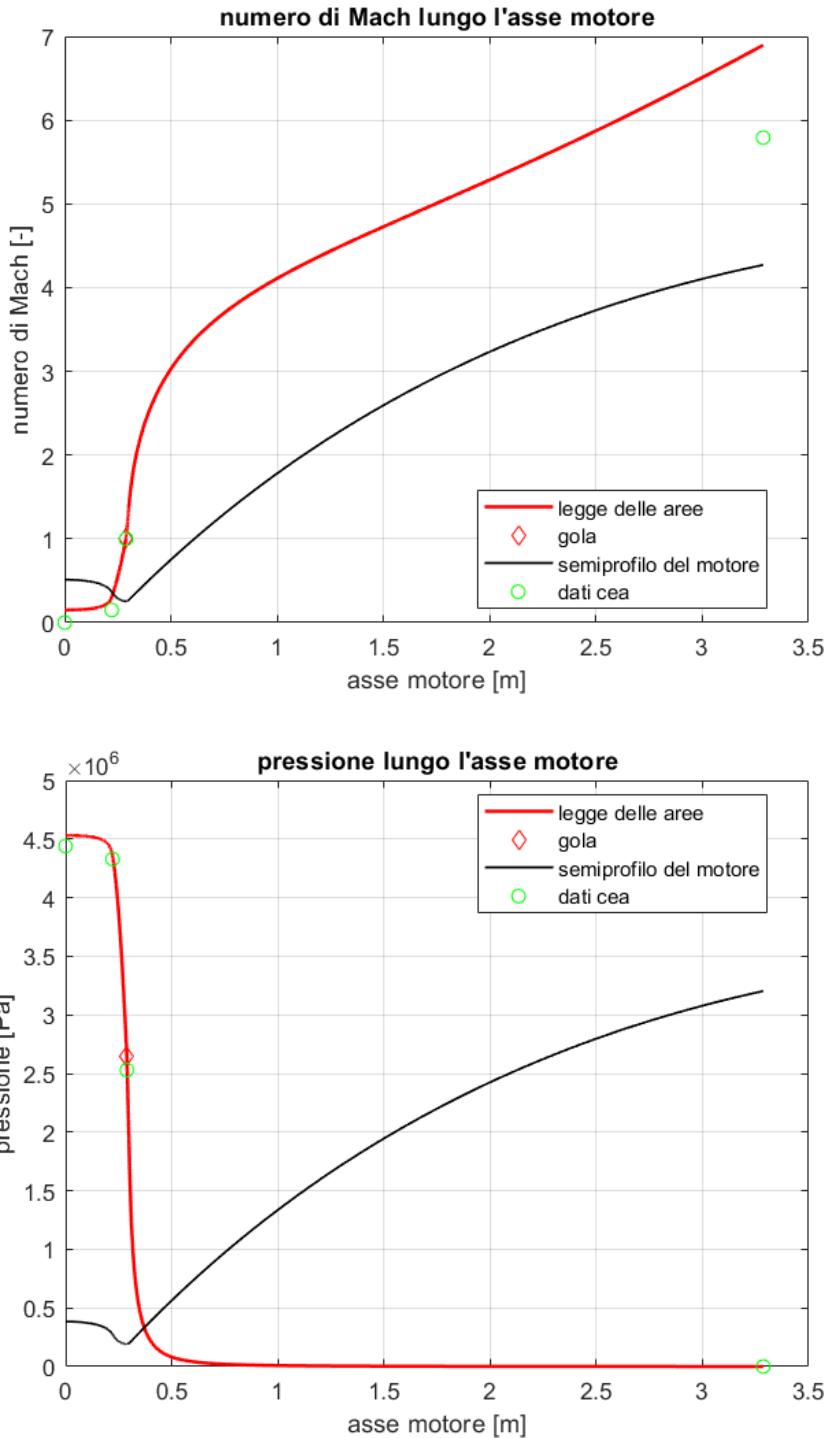
Grazie ai dati ottenuti finora e alla funzione *bell_shape*, presentata precedentemente, è stato possibile ottenere una rappresentazione molto accurata della forma della camera di combustione e dell'ugello.



Ed è stato così possibile determinare l'andamento di pressione e numero di Mach dei prodotti di combustione lungo tutta l'estensione della camera di spinta. Per fare ciò si è optato per una reiterazione della legge delle aree lungo l'asse motore e si sono confrontati i risultati con i dati forniti da CEA in corrispondenza delle quattro sezioni precedentemente citate.

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{M_1}{M_2} * \left[\frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} * M_2^2}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} * M_1^2} \right]^{\frac{\gamma + 1}{2 * (\gamma - 1)}}$$

con A_1 e A_2 generiche sezioni dell'ugello ed M_1 e M_2 i rispettivi numeri di Mach



Come possiamo vedere entrambi i due approcci ci forniscono valori simili e differiscono maggiormente nell'analisi del numero di Mach, specie in prossimità della sezione di efflusso. Tali errori possono essere ricondotti alla stima del coefficiente di dilatazione adiabatica effettuata con un'interpolazione cubica, su tutta la lunghezza dell'ugello, usando solo quattro valori.

3.4.3 PIASTRA DI INIEZIONE

È noto che la piastra di iniezione del RL10B-2 è composta da 216 iniettori concentrici anulari, il cui condotto interno è adibito al passaggio dell'ossigeno liquido mentre quello esterno è utilizzato per l'afflusso di idrogeno liquido .

L'alimentazione del RL-10 avviene mediante l'impiego di turbopompe, che permettono di guadagnare spazio e di raggiungere comunque pressioni elevate.

Il dimensionamento del sistema ha richiesto una serie di ipotesi aggiuntive che tuttavia sono molto prossime alla realtà:

- Velocità del getto di ossidante proporzionale alla differenza tra la pressione di scarico della turbopompa e la pressione massima in camera di combustione
- Velocità del getto di combustibile proporzionale alla differenza tra la pressione di scarico della turbina e la pressione massima in camera di combustione
- Spessore dei condotti di un millimetro

Note le pressioni di scarico delle due turbopompe, una per l'idrogeno e l'altra per l'ossigeno è possibile determinare i diametri dei condotti di iniezione

In prima battuta si calcola la perdita di pressione dp dovuta all'accelerazione del fluido e la velocità di quest'ultimo in uscita dalla pompa:

$$P_{OUT TURB FU} = 5.23 * 10^6 \text{ Pa} \quad dp_{fu} = 0.8 * (P_{OUT TURB FU} - P_c) = 4.81 * 10^6 \text{ Pa}$$

$$v_{OUT FU} = \sqrt{\frac{2 * dp_{fu}}{\rho_{fu}}} = 138 \text{ m/s}$$

$$P_{OUT PUMP OX} = 5.9 * 10^6 \text{ Pa} \quad dp_{ox} = 0.8 * (P_{OUT PUMP OX} - P_c) = 1.21 * 10^6 \text{ Pa}$$

$$v_{OUT OX} = \sqrt{\frac{2 * dp_{ox}}{\rho_{ox}}} = 46 \text{ m/s}$$

Ora si può calcolare sia il diametro interno, invertendo l'espressione della portata, che quello esterno tenendo conto dello spessore.

$$D_{INJ OX INT} = \sqrt{\frac{4 * \dot{m}_{ox}}{n_{inj} * \rho_{ox} * v_{OUT OX} * \pi}} = 1.5 \text{ mm} \quad D_{INJ OX EXT} = D_{INJ OX INT} + 2 \text{ mm} = 3.5 \text{ mm}$$

$$D_{INJ FU INT} = \sqrt{\frac{4 * \dot{m}_{fu}}{n_{inj} * \rho_{fu} * v_{OUT fu} * \pi} + D_{INJ OX EXT}^2} = 3.8 \text{ mm}$$

$$D_{INJ FU EXT} = D_{INJ FU INT} + 2 \text{ mm} = 5.8 \text{ mm}$$

Per verificare la plausibilità dei risultati ottenuti è bastato dimostrare che l'area totale di tutte le luci di iniezione fosse inferiore alla sezione della camera di combustione

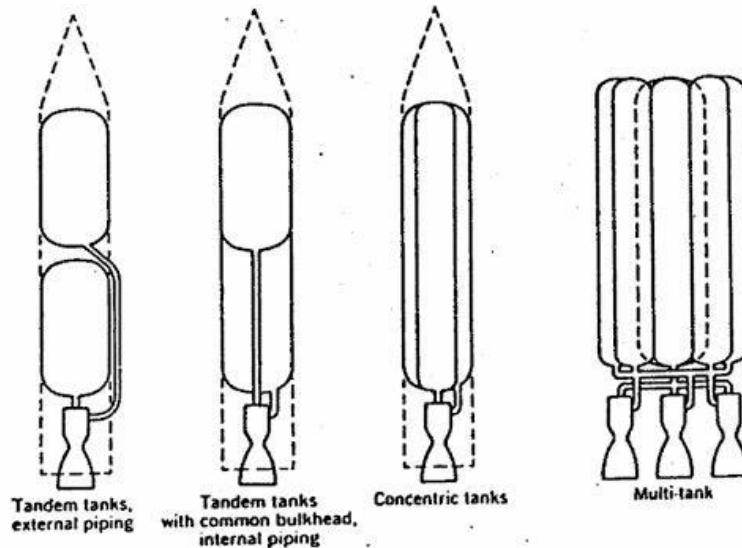
$$A_{INJ TOT} = n_{inj} * \pi * \frac{D_{INJ FU EXT}^2}{4} = 0.0057 \text{ m}^2$$

Come possiamo notare la superficie totale di iniezione è di circa un ordine di grandezza inferiore alla sezione totale della camera di combustione

3.4.4 SERBATOI

In genere i serbatoi utilizzati per lo stoccaggio del propellente sono sferici o cilindrici con l'estremità semisferiche. Il grande vantaggio della forma sferica è il suo elevato rapporto volume/superficie e ciò si traduce in grande risparmio in termini di peso.

La configurazione dei serbatoi dell'ICPS è a tandem con pescaggio esterno del propellente. Sappiamo inoltre che il diametro del serbatoio di idrogeno è di circa 5 metri, mentre quello dell'ossigeno è di circa 3.2 metri.



Per il dimensionamento dei serbatoi prima di tutto si è verificato se i volumi di combustibile e ossidante potessero essere contenuti in sfere dai diametri precedentemente riportati. Qualora il volume di tali sfere non fosse stato sufficiente si sarebbero ciclati valori di lunghezza fino ad ottenere un serbatoio cilindrico con l'estremità semisferiche in grado di ospitare la quantità di liquido designata. Questa operazione è stata implementata numericamente mediante MATLAB.

Con questo procedimento si sono ottenuti: un serbatoio di idrogeno completamente sferico dal diametro di 5 metri, un serbatoio di ossigeno cilindrico con estremità semisferiche. Quest'ultimo presenta sempre un diametro di 3.2 metri mentre il tratto cilindrico è lungo 78 cm.

I volumi e le lunghezze dei tank sono i seguenti:

$$V_{TANK_{ox}} = 23.35 \text{ m}^3 \quad L_{TANK_{ox}} = 3.98 \text{ m}$$

$$V_{TANK_{fu}} = 65.45 \text{ m}^3 \quad L_{TANK_{fu}} = 5 \text{ m}$$



Figura 2 serbatoi dell'ICPS

3.5 PRESSURIZZAZIONE

La pressurizzazione dell'ICPS viene effettuata mediante l'utilizzo di turbopompe. Così facendo è possibile non solo garantire un processo di combustione efficiente ma anche evitare l'aggravio di peso e spazio che la pressurizzazione ad elio comporterebbe. Le turbopompe permettono di mantenere nei serbatoi una pressione tra 0.1 e 0.4 Mpa (Wikipedia, s.d.) e ciò avviene mediante lo spillamento di una piccolissima quantità di idrogeno e ossigeno all'uscita dalle pompe stesse.

L'impianto utilizzato è un ciclo ad espansione composto da due compressori assiali per idrogeno e ossigeno, un rigeneratore utilizzato per raffreddare l'ugello a idrogeno compresso e una turbina assiale a due stadi a idrogeno, la cui potenza serve a mettere in moto i compressori.

L'avvio dell'impianto avviene 3 volte, al verificarsi dei 3 impulsi necessari per lo svolgimento della missione. L'avvio del sistema di turbopompe è effettuato tramite l'iniezione di elio pressurizzato nel sistema per portare la turbina a regime.

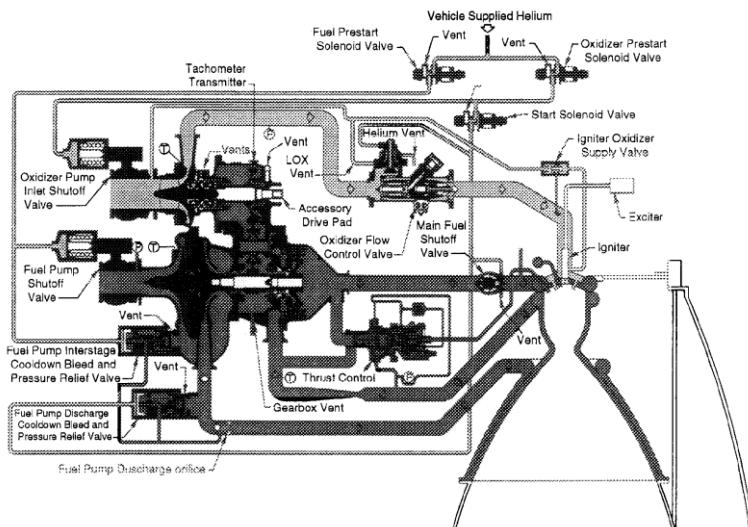


Figura 3 schema d'impianto per il motore RL10-B2

Per il dimensionamento delle turbopompe dell'upperstage abbiamo adottato un approccio differente da quello utilizzato per l'impianto di pressurizzazione del Core Stage.

I dati di partenza utilizzati sono simili al dimensionamento sopracitato, ma vengono aggiunti i giri al minuto di entrambi i compressori. Inoltre, non viene calcolato il salto di pressione necessario con le approssimazioni su perdite di carico, perdita degli iniettori e pressione dinamica, ma viene calcolato come la differenza tra la pressione all'uscita delle pompe e la pressione dei serbatoi. Sia i giri al minuto che la pressione all'uscita delle turbopompe sono dati ottenuti da uno scritto di *Pratt & Whitney, 'Evolution of the RL10 liquid rocket engine for a new upperstage application'* in cui viene posto a confronto l'RL10B-2 con i precedenti RL10.

I dati di partenza per il dimensionamento di turbopompe, turbina e ciclo termodinamico sono quindi i seguenti.

DATI	
$\rho_{ox} [kg/m^3]$	1140
$\dot{m}_{ox} [kg/s]$	20.379
$\rho_{fu} [kg/m^3]$	71
$\dot{m}_{fu} [kg/s]$	3.465
$P_{tank\ ox} [Pa]$	$3 \cdot 10^5$
$T_{tank\ ox} [K]$	90.17
$P_{tank\ fu} [Pa]$	$3 \cdot 10^5$
$T_{tank\ fu} [K]$	20.27
$P_{vap\ ox} [Pa]$	$0.0526 \cdot 10^5$
$P_{vap\ ox} [Pa]$	$2.026 \cdot 10^5$
$P_{OUT\ PUMP\ OX} [Pa]$	$5.916 \cdot 10^6$
$P_{OUT\ PUMP\ FU} [Pa]$	$1.0404 \cdot 10^7$
$RPM_{ox} [n^o\ giri/min]$	15163
$RPM_{fu} [n^o\ giri/min]$	37900
$n_s_{ox} [-] numero\ stadi\ pompa\ ossigeno$	1
$n_s_{fu} [-] numero\ stadi\ pompa\ idrogeno$	2
$\beta[-] rapporto\ di\ espansione\ turbina$	1.85

Il primo passo è calcolare il salto di pressione delle turbopompe come anticipato considerando un 3% di perdita di carico tra serbatoio e pompa.

$$\Delta P = P_{out_pump} - 0.97 \cdot P_{tank}$$

Calcoliamo poi la portata volumetrica entrante nella pompa come il rapporto tra portata massica e densità.

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Si calcolano poi i parametri prestazionali *Pump Head Rise* e *Net Positive Suction Head* (con $g_0 = 9.81 \frac{m}{s^2}$):

$$H_p = \frac{\Delta P}{g_0 \rho} \quad NPSH = \frac{P_i - P_v}{g_0 \rho}$$

Dai giri al minuto si trova la velocità angolare N_r e quindi la velocità specifica della pompa N_s .

$$N_r = \frac{RPM \cdot \pi}{30} \quad N_s = \frac{N_r \sqrt{Q}}{\left(\frac{H_p}{n}\right)^{3/4}}$$

Si determina la velocità di punta delle pale della turbopompa e successivamente diametro d'uscita della pompa, dove ψ è il coefficiente di perdita di carico della pompa e viene considerato in analisi preliminare $\psi=0.6$ o $\psi=0.55$ rispettivamente per idrogeno e ossigeno.

$$u_t = \sqrt{\frac{g_0 \cdot H_p}{n \cdot \psi}} \quad D_{Exit} = \frac{2u_t}{N_r}$$

Per il diametro in ingresso della turbopompa è necessario fare delle assunzioni usando i valori presenti sulla seguente fonte (R.W. Humble, 1995, p. 255):

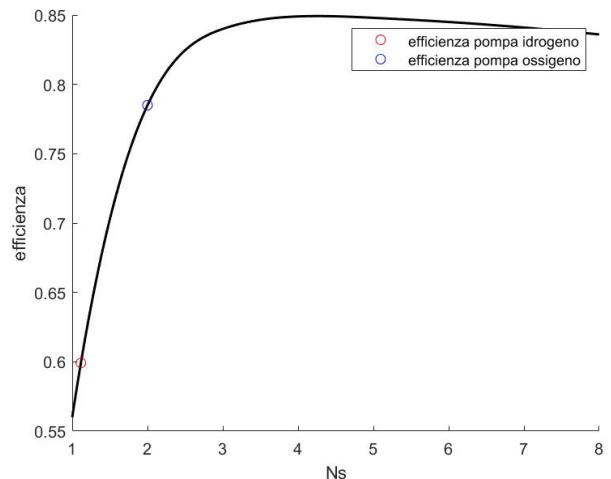
- Coefficiente di flusso indotto in ingresso $\phi=0.1$
- Diametro mozzo-punta della presa in ingresso alla pompa $L=0.3$ [m]

Il diametro in ingresso della turbopompa è quindi:

$$D_{in} = \sqrt[3]{\frac{\frac{4}{\pi} Q}{\phi N_r (1 - L^2)}}$$

Si determina poi l'efficienza della pompa dal grafico $N_s-\eta$, ottenuto interpolando i valori trovati sul manuale precedentemente citato:

$$\eta_{p_f} = 0.5992 \quad \eta_{p_{ox}} = 0.785$$



Per trovare i parametri prestazionali della turbina è necessario sviluppare un ciclo iterativo per calcolare la temperatura d'ingresso in turbina tale per cui la potenza non utilizzata delle macchine motrici è accettabile (circa l'1% della potenza della turbina). La turbina scelta è una turbina assiale a reazione a due stadi in IN-100, una lega a base di nichel spesso utilizzata per le pale delle turbine data la sua alta resistenza a sforzi ad alte temperature. L'efficienza della turbina dipende dalla velocità di rotazione che a sua volta dipende dalla temperatura operativa.

Il ciclo iterativo già citato considera una temperatura d'ingresso in turbina iniziale di 1000 K che a ogni iterazione diminuisce di un grado. Il criterio di arresto è basato sul rapporto tra potenza dispersa, calcolata con le potenze usate dalle turbopompe sottratte alla potenza generata dalla turbina, e la potenza della turbina. Quando questo rapporto raggiunge l'1% si ferma il ciclo.

Per poter calcolare le potenze in gioco è necessario determinare temperature e pressioni del ciclo termodinamico rigenerativo.

Il ciclo rigenerativo in questione è un ciclo aperto Joule-Brayton a idrogeno che consiste in:

1. compressione di bassa pressione in un primo compressore assiale dell'idrogeno;
2. compressione di alta pressione in un secondo compressore assiale dell'idrogeno;

3. rigenerazione isobara nello scambiatore che funge da raffreddamento per ugello e camera di combustione;
4. espansione dell'idrogeno in turbina.

Per la caratterizzazione dei punti del ciclo si procede come segue:

- le condizioni d'ingresso nella turbopompa sono quelle di stoccaggio, viene inoltre considerata una perdita di carico nei condotti del 3% rispetto alla pressione del serbatoio;
- le condizioni all'uscita del primo stadio della turbopompa sono calcolate considerando un ΔP dimezzato rispetto al totale. La temperatura della trasformazione ideale si ottiene usando l'equazione della politropica (a) per poi usare il rendimento della turbopompa trovato nel rispettivo dimensionamento per trovare la temperatura reale raggiunta (b):

$$T_{1i} = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (a)$$

$$T_1 = T_0 + \left(\frac{T_{1i} - T_0}{\eta_p} \right) \quad (b)$$

- le condizioni all'uscita del secondo stadio della turbopompa si ottengono in maniera analoga considerando il salto di pressione totale;
- la temperatura di uscita dal rigeneratore è imposta dal ciclo iterativo essendo la temperatura di ingresso in turbina. Considerando il riscaldamento isobaro la pressione di uscita dalla turbopompa è uguale a quella di ingresso in turbina a meno di un rendimento pneumatico $\pi_p = 0.93$. Il rendimento pneumatico viene considerato tale, nel dimensionamento preliminare, per avere una perdita di pressione nel *cooling* corrispondente al 15% della pressione in camera di combustione.
- La pressione di uscita dalla turbina è calcolata considerando un rapporto di espansione standard $\frac{P_3}{P_4} = 1.5$. Per trovare invece la temperatura in uscita della turbina si utilizza un procedimento analogo alla compressione, ma al posto di (b) si usa la seguente formula, dove il rendimento della turbina è trovato a ogni iterazione, essendo dipendente dalla temperatura di ingresso:

$$T_4 = T_3 \cdot \eta_T (T_{4i} - T_3) \quad (c)$$

- La compressione dell'ossigeno si caratterizza in modo analogo ai primi due punti del ciclo a idrogeno, sempre considerando un 3% di perdita di carico nei condotti dal serbatoio all'ingresso della turbopompa.

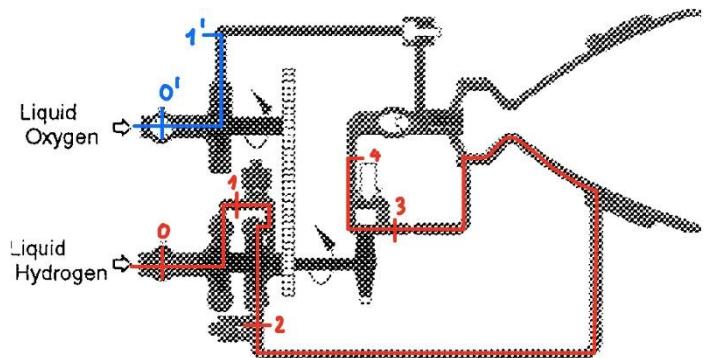


Figura 4 schematizzazione schema d'impianto

I risultati ottenuti tramite il procedimento sopra citato sono i seguenti:

	Step	Trasformazione	Temperatura [K]	Pressione [kPa]
Idrogeno	0	Condizioni d'ingresso	20.27	291
	0->1	Compressione adiabatica	64.16	5347.5
	1->2	Compressione adiabatica	86.58	10404
	2->3	Rigenerazione isobara	863	9675.72
	3->4	Espansione adiabatica	738.28	5230.1

Ossigeno	0'	Condizioni d'ingresso	90.17	294.86
	0'->1'	Compressione adiabatica	245.89	5916

Per il dimensionamento della turbina, trovata ora la temperatura operativa, si considera la turbina in rotazione sullo stesso asse alla turbopompa dell'idrogeno, hanno perciò velocità angolari uguali.

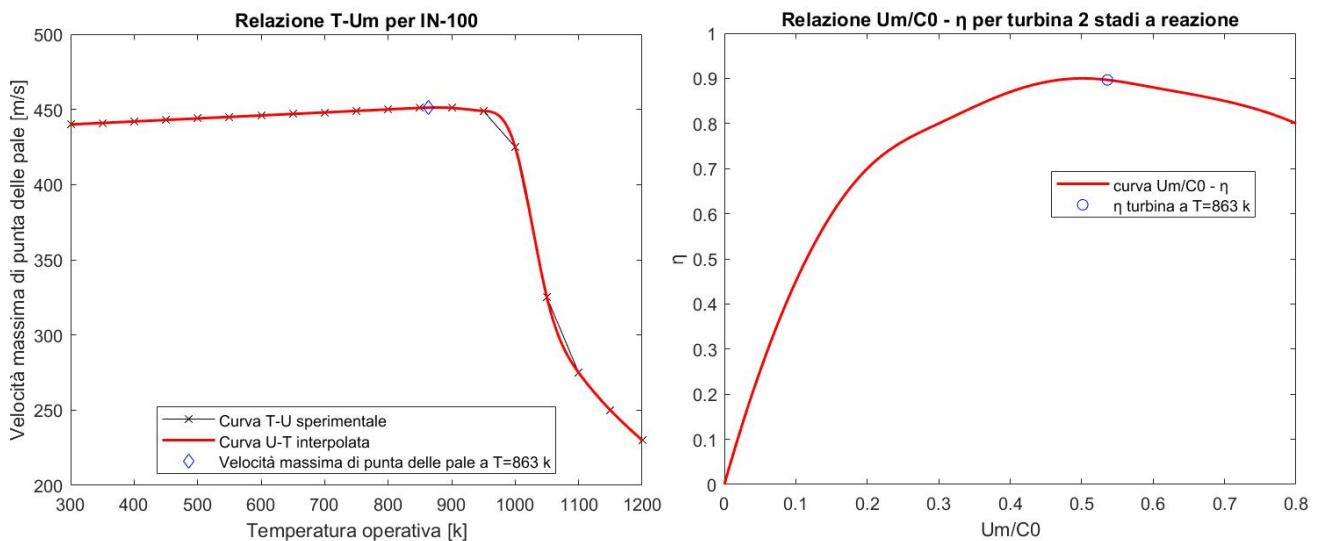
Il primo passo è trovare la velocità di getto isoentropico, cioè la velocità alla quale il getto fuoriuscirebbe dall'uscita della turbina se l'espansione fosse isoentropica, a parità di condizioni iniziali:

$$C_0 = \sqrt{2c_p T_i \left[1 - \left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad [m/s]$$

Dove, c_p e γ sono rispettivamente il calore specifico a pressione costante e il rapporto tra i calori specifici dell'idrogeno. β invece è il rapporto tra la pressione in entrata e quella in uscita. Nel caso studiato è stato considerato $\beta = 1.85$.

Si ottiene che $C_0 = 841.65 \text{ m/s}$.

I parametri U_m , velocità massima di punta delle pale della turbina, e η_T , efficienza della turbina, sono ricavate dai seguenti grafici, ottenuti interpolando i valori trovati sulla seguente fonte (R.W. Humble, p. 263):



Estrapolando dai grafici si ottengono $U_m = 451.18 \text{ [m/s]}$ e $\eta_T = 0.8966$.

L'ultimo parametro da calcolare rimane il diametro maggiore tra le pale della turbina, e si ottiene considerando la velocità angolare della turbina già definita in precedenza:

$$D_m = \frac{2U_m}{N_r} = 0.2274 \text{ m}$$

Osservazioni:

- le potenze in gioco delle turbomacchine sono calcolate tramite la formula: $W = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in})$

- le turbopompe consumano circa mezzo Mega-Watt di potenza.
- L'1% di potenza della turbina è in eccesso, circa 10.3 Kilo-Watt; nella realtà questa potenza in eccesso viene dispersa da attriti meccanici nella trasmissione tra l'albero di trasmissione e la turbopompa dell'ossigeno.
- La pressione all'uscita della turbina è maggiore di quella all'ingresso della camera di combustione di circa 0.82 Mpa, ciò è dovuto ai dati iniziali scelti. Infatti, invece di calcolare le perdite di carico distribuite e considerare una perdita di pressione negli iniettori pari al 10% della pressione massima in camera di combustione, si è preferito utilizzare la pressione all'uscita della pompa.

3.6 CONFRONTO CON DATI UFFICIALI

Per testare l'affidabilità del dimensionamento preliminare è stato effettuato un confronto con i dati ufficiali prelevati da diversi fonti, prevalentemente report della NASA.

	DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE	DATI UFFICIALI
$I_{sp,real}$ impulso specifico a livello del mare [s]	461	462
$u_{e,real}$ velocità all'efflusso [m/s]	4520.8	4565
D_e diametro della sezione di efflusso [m]	2.13	2.13
Lunghezza totale della camera di spinta [m]	4.03	4.13
Lunghezza totale ICPS [m]	13	13.7

Come si può notare molti dei parametri propulsivi e geometrici si avvicinano ai dati della NASA o delle varie case costruttrici. La lunghezza totale dell'ICPS è stata ottenuta sommando le lunghezze del motore e dei due serbatoi.

$$L_{ICPS} = L_{eng} + L_{TANK_{ox}} + L_{TANK_{fu}} = 13 \text{ m}$$

Non si è tenuto conto: dello spazio che intercorre tra i due serbatoi, dello spazio tra il serbatoio di ossigeno e il motore, dello spazio adibito all'alloggio dell'avionica. Avendo trascurato questi elementi, una differenza di 70 cm tra il valore ottenuto e il dato ufficiale è più che ragionevole.

Pur non avendo alcun riferimento sui documenti riguardanti l'ICPS o il motore RL10B-2, si sono potuti verificare alcuni dei parametri ottenuti durante il dimensionamento con le conoscenze generali in ambito propulsivo. Tra questi si citano:

- La velocità caratteristica, che risulta essere 2305 m/s. Ottimo risultato sapendo che negli endoreattori tale grandezza si attesta tra 1500 e i 3000 m/s e che per la coppia di propellenti H2-O2 può arrivare fino a 2350 m/s;
- Il coefficiente di spinta, che risulta essere 1.96. Anch'esso un ottimo risultato sapendo che generalmente è compreso tra 1 e 2, con valori prossimi al 2 per i motori più performanti.

3.7 MOTORE AD IDRIZINA

Come accennato nell'introduzione, l'upper stage, esattamente come il modulo Orion, possiede dei motori a reazione per il controllo d'assetto. La maggior parte di questi motori sono monopropellenti, ossia non necessitano di imbarcare la coppia combustibile-ossidante. In particolare, ci si focalizzerà sul dimensionamento dei motori MR104-G presenti in 12 copie sul modulo Orion.

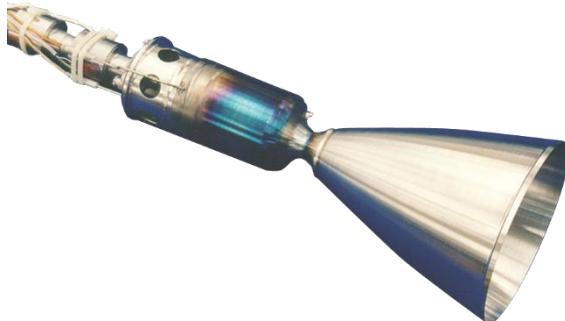


Figura 5 MR104-G

In tal motore il processo di combustione avviene depositando una sostanza altamente reattiva su un letto catalizzatore. La sostanza adottata è una miscela liquida di idrazina N_2H_4 e monometilidrazina CH_6N_2 , mentre il catalizzatore è un composto che prende il nome di Shell 405/LCH-202. La composizione chimica esatta del catalizzatore non è stata resa nota dalla casa produttrice; ci si è serviti pertanto di catalizzatori più comuni che comunque garantiscono prestazioni molto simili: ossido di alluminio Al_2O_3 e ossido di ferro Fe_2O_3 .

Dopo aver fornito in input a CEA composizione chimica, entropia e percentuale di propellente e catalizzatore è stato possibile ricavare i medesimi parametri ottenuti nel caso dell'Upper stage. I due dimensionamenti, infatti, nonostante la differenza di prestazioni e dimensioni, sono molto simili ad eccezione della piastra di iniezione e del sistema di pressurizzazione.

In prima approssimazione possiamo dire che simultaneamente reagiscono le seguenti sostanze con le rispettive percentuali:

reagente	percentuale
N_2H_4	63 %
CH_6N_2	27 %
Al_2O_3	3.75%
Fe_2O_3	6.25%

DATI INIZIALI	
γ_{Cf} costante adiabatica dei gas combusti a fine della camera di combustione	1.292
M_{Cf} numero di Mach a fine camera di combustione	0.1
ε_e rapporto di espansione dell'ugello	53
η parametro correttivo delle prestazioni dell'ugello	0.98
$\rho_{N_2H_4}$ densità dell'ossidante	1014 kg/m^3
$\rho_{CH_6N_2}$ densità del combustibile	793 kg/m^3
t_b tempo di combustione totale	600 s
T_{max} spinta massima	712 N
$h_{N_2H_4}$ entalpia di evaporazione dell'ossidante	381 kJ/kg*K
h_{fu} entalpia di evaporazione del combustibile	212.1 kJ/kg*K
P_c pressione in camera di combustione	1.8 MPa

R costante universale dei gas perfetti	8.3145 J/(mol * k)
g_0 accelerazione di gravità a livello del mare	9.80665 m/s ²

Visto che le equazioni da utilizzare sono le stesse adottate precedentemente si procede al calco di parametri propulsivi e parametri geometrici.

3.7.1 PARAMETRI PROPULSIVI

$$I_{sp\ real} = I_{sp\ ideal} * \eta = 215 \text{ s} \quad C_{T\ real} = C_{T\ ideal} * \eta = 1.77$$

$$u_{e\ real} = u_{e\ ideal} * \eta = 2106 \text{ m/s}$$

$$\dot{m}_p = \frac{T_{max}}{I_{sp\ real} * g_0} = 0,313 \text{ kg/s}$$

Il burning time assegnato è stato ipotizzato in condizione di sicurezza in quanto è stato preso il tempo massimo riscontrabile di utilizzo di questi motori ed è stato moltiplicato per il numero di motori ad idrazina montati sul modulo Orion. È stato così possibile definire la quantità di propellente da imbarcare:

$$M_p = \dot{m}_p * t_b = 188 \text{ kg}$$

e dopo aver calcolato la densità media della miscela, è stato possibile definire anche il volume totale di combustibile E l'impulso specifico volumetrico:

$$\rho_p = \rho_{N2H4} * 0.7 + \rho_{CH6N2} * 0.3 = 852.93 \text{ kg/m}^3$$

$$V_p = \frac{M_p}{\rho_p} = 0.2206 \text{ m}^3$$

$$I_{sp\ vol} = I_{sp\ real} * \rho_p = 183177 \text{ s} * \text{kg/m}^3$$

Anche in tal caso si definisce l'impulso totale:

$$I_{tot} = I_{sp\ real} * \dot{m}_p * t_b * g_0 = 396.28 * 10^3 \text{ N} * \text{s}$$

3.7.2 PARAMETRI GEOMETRICI

Di seguito vengono riportati i calcoli per il dimensionamento delle varie parti del motore:

- **UGELLO**

Si determinano le caratteristiche di

- o Gola

$$A_t = \frac{T_{max}}{P_c * C_{T\ real}} = 0.2215 * 10^{-3} \text{ m}^2 \quad D_t = \sqrt{\frac{4 * A_t}{\pi}} = 0.0168 \text{ m}$$

- o Sezione di efflusso

$$A_e = A_t * \varepsilon_e = 0.0117 \text{ m}^2 \quad D_e = \sqrt{\frac{4 * A_e}{\pi}} = 0.1223 \text{ m}$$

- o Camera di combustione

$$\varepsilon_c = \frac{1}{M_{Cf}} * \left[\frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} * M_{Cf}}{1 + \frac{\gamma - 1}{2}} \right]^{\frac{\gamma + 1}{2*(\gamma - 1)}} = 5.8912$$

$$A_c = A_t * \varepsilon_c = 0.0013 \text{ m}^2 \quad D_c = \sqrt{\frac{4*A_c}{\pi}} = 0.0408 \text{ m}$$

α_{div} e α_{conv} in prima approssimazione possono essere considerati gli stessi del caso precedente, si ottiene così:

$$L_{div} = \frac{(D_e - D_t)/2}{\tan(\alpha_{div})} = 0.1968 \text{ m} \quad L_{conv} = \frac{(D_e - D_t)/2}{\tan(\alpha_{conv})} = 0.012 \text{ m}$$

- **CAMERA DI COMBUSTIONE**

Dopo aver determinato la sezione della camera di combustione si è proceduto con il calcolo della sua lunghezza. Ovviamente i valori massimi e minimi della lunghezza caratteristica nel caso del motore a idrazina sono diversi dai precedenti, ma anche qui ci si è serviti del valor medio:

$$l^* = \frac{l_{min}^* + l_{max}^*}{2} = 0.375 \text{ m}$$

Successivamente si calcola il volume totale della camera di combustione:

$$V_c = l^* * A_t = 0.0831 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

Ed infine si ricavano la lunghezza e la superficie laterale della camera di combustione.

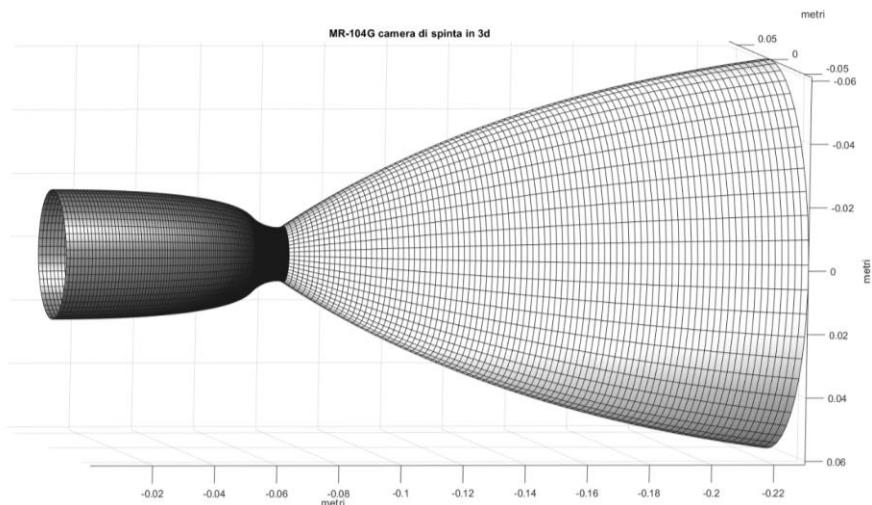
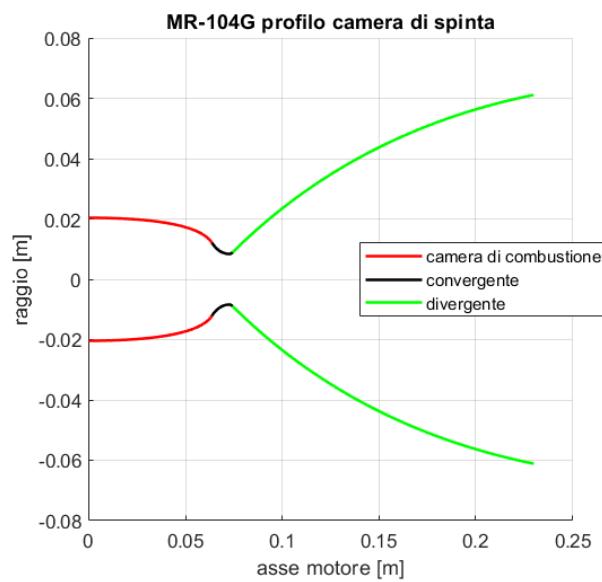
$$L_c = \frac{V_c}{A_c} = 0.0637 \text{ m} \quad S_{Lc} = \pi * D_c * L_c = 0.0082 \text{ m}^2$$

Si è poi definita la lunghezza totale del motore:

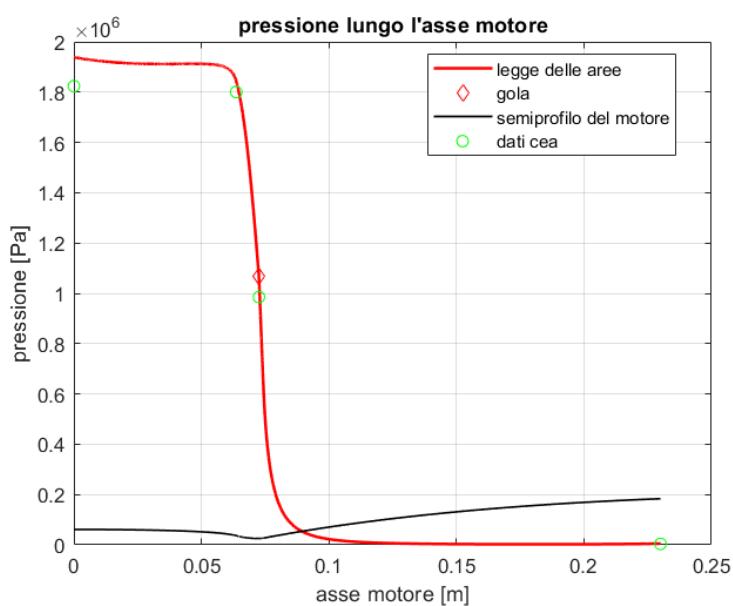
$$L_{eng} = L_c + L_{conv} + L_{div} = 0.2724 \text{ m}$$

- **GRAFICI SIGNIFICATIVI**

Analogamente al caso precedente, si sono ricavate delle rappresentazioni basate sui risultati trovati di camera di combustione e ugello:



Ed allo stesso modo è stato possibile definire l'andamento di pressione lungo l'asse motore.



- PIASTRA DI INIEZIONE

Per quanto riguarda la piastra di iniezione emergono sostanziali differenze in quanto, di per sé, il processo di combustione avviene in maniera diversa dagli endoreattori bipropellenti.

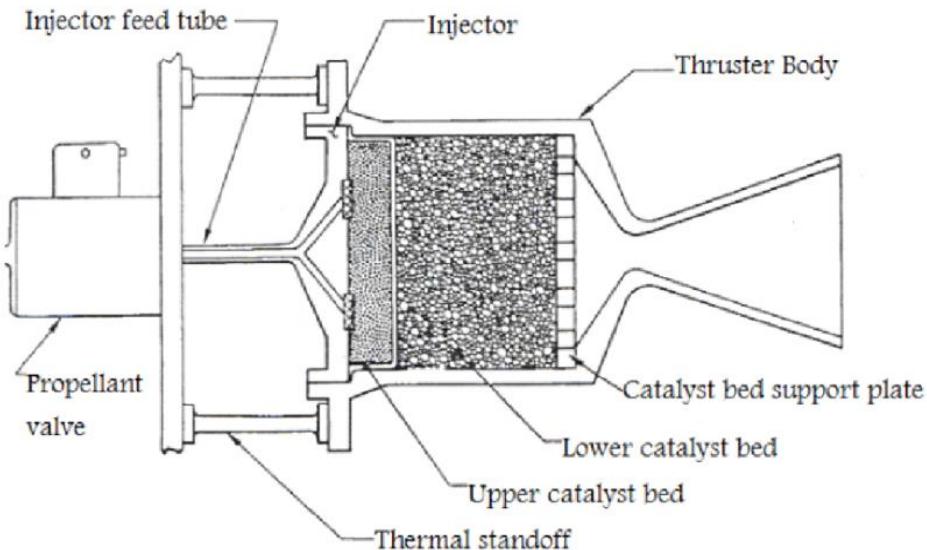


Figura 6 motore a idrazina

Quando il sistema di controllo segnala la necessità di una correzione d'assetto, una valvola a solenoide viene aperta per permettere il flusso in camera d'espansione della miscela di idrazina N_2H_4 e monometilidrazina CH_3N_2 ; quest'operazione può essere del tipo impulsiva (della durata minima di circa 5 ms) o di durata lunga. Successivamente la pressione nel serbatoio del propellente spinge la miscela nell'iniettore ed entra sotto forma di "spray" nella camera di catalizzazione, dove entra in contatto con il catalizzatore, che nel nostro caso è fatto in parte da ossido di alluminio ed in parte da ossido di ferro. L'idrazina liquida si riscalda quando entra in contatto con la base catalizzante; ciò spinge l'idrazina a evaporare e decomporsi in gas ad alta temperatura; questo gas è composto da idrogeno, azoto e ammoniaca (NH_3). Si controlla la proporzione dei vari costituenti i gas emessi tramite il controllo del flusso entrante nella camera di catalizzazione e la geometria della camera stessa. Per le applicazioni di controllo d'assetto per cui è importante avere un altro valore di I_{sp} si richiede l'emissione di una dose minima di NH_3 . La minima quantità di NH_3 raggiungibile è del 30-40%. Alla fine del processo i prodotti della decomposizione dell'idrazina lasciano la base catalizzante e vengono accelerati mediante l'ugello.

Di seguito ci siamo concentrati sul dimensionamento dei fori che abbiamo supposto essere cilindrici e con diametro di 1 mm.

Per prima cosa ci siamo calcolati la velocità di iniezione del propellente ipotizzando un salto di pressione tra iniettore e camera combustione pari al 10% della pressione in camera di combustione stessa.

$$\Delta p = 0.1 * P_c = 0.181 * 10^6 \text{ Pa} \quad u_p = c_D * \sqrt{\frac{2 * \Delta p}{\rho_p}} = 18.14 \text{ m/s}$$

con c_D coefficiente di scarico preso pari a 0.88

Dopo di che si è calcolata l'area della sezione di iniezione, che a questa velocità garantisce la portata di propellente in caso di spinta massima.

$$A_{INJ\ TOT} = \frac{\dot{m}_p}{c_D * \sqrt{2 * \rho_p * \Delta p}} = 0.002 * 10^{-3} m^2$$

Supponendo un diametro di 1 mm per i fori, si ottiene il numero di iniettori:

$$A_{INJ} = \pi * \frac{D_{INJ}^2}{4} = 78.54 * 10^{-6} m^2 \quad n_{inj} = \frac{A_{INJ\ TOT}}{A_{INJ}} = 25.81$$

Ovviamente si deve scegliere un numero di iniettori intero, pertanto è necessario arrotondare il valore di n_{inj} ottenuto. Se si arrotondasse per eccesso, affinché la sezione totale di iniezione si mantenga, andrebbe ridotto il diametro di ciascun iniettore, operazione difficile da realizzare. Al contrario se si arrotondasse per difetto, basterebbe semplicemente allargare il diametro di ciascun foro per mantenere la medesima sezione. Si è scelto quest'ultima opzione.

$$n_{inj} = 25 \quad D_{inj} = \sqrt{\frac{4 * \frac{A_{INJ\ TOT}}{n_{inj}}}{\pi}} = 1.016 \text{ mm}$$

Come si può notare è sufficiente allargare di poco il diametro degli iniettori originali.

- SERBATOI

Nel modulo Orion l'idrazina è stivata in due tank, ciascuno dei quali è pressurizzato in maniera indipendentemente dall'altro mediante elio. Le precedenti considerazioni sulla forma e le dimensioni dei serbatoi valgono ancora; ci si è serviti pertanto dello stesso approccio e della stessa implementazione numerica adottati nel dimensionamento dell'upper stage.

Ipotizzando un diametro di 0.5 m abbiamo ottenuto due serbatoi con i seguenti volume e lunghezza totali:

$$V_{TANK_p} = 23.35 \text{ m}^3 \quad L_{TANK_p} = 1.03 \text{ m}$$

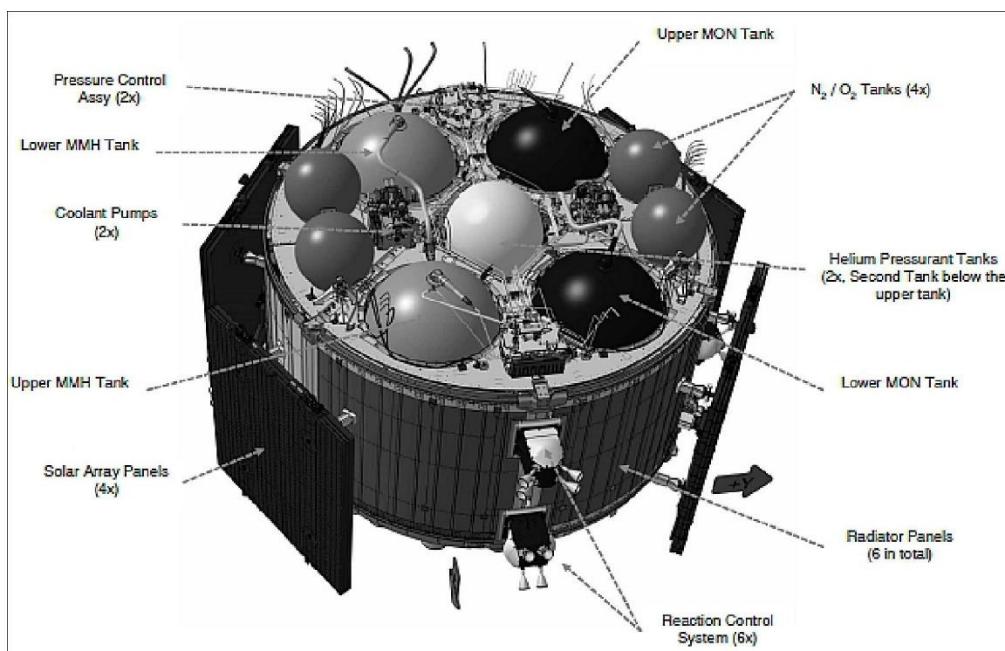


Figura 7 serbatoi modulo Orion

3.7.3 PRESSURIZZAZIONE

Come detto precedentemente l'alimentazione di questi motori avviene mediante un gas pressurizzante: non ci si serve di spillamento di fluido dalle turbopompe ma bensì di un gas, il più comune l'elio, che mantiene nei serbatoi una pressione tale da poter vincere tutte le perdite di carico della linea di alimentazione e garantire un processo di combustione efficiente. Affinché l'elio assolva a queste funzione è necessario imbarcarne una determinata quantità con precise caratteristiche di temperatura e pressione.

Dati iniziali

$$\gamma_{He} = 1.6 \quad R_{He} = 2077.7 \text{ J/(kg * K)}$$

In primo luogo, definiamo la pressione minima da mantenere nei serbatoi di idrazina tenendo conto dei seguenti contributi

- Perdite di pressione concentrare e distribuite $dp_{feed} = 50 \text{ kPa}$
- Perdita di pressione dinamica $dp_{dyn} = \frac{1}{2} * \rho_p * 10^2$
- Contributo per evitare problemi di cavitazione $dp_{cav} = 40 \text{ kPa}$
- Pressione in camera di combustione $P_C = 1.8 \text{ MPa}$

$$P_{TANK} = dp_{feed} + dp_{dyn} + dp_{cav} + P_C = 2.126 \text{ MPa}$$

Passando al dimensionamento del serbatoio di gas pressurizzante, dobbiamo tener conto del fatto che man mano che il propellente si consuma l'elio tende ad espandersi sempre più nel tank di idrazina e per questo vede gradualmente la sua temperatura diminuire.

Considerando che i serbatoi di idrazina sono piuttosto piccoli si è ipotizzata un'escursione termica di cinque gradi. Inoltre, tenendo conto che l'idrazina resta stabile nell'intervallo di temperatura che va da -55°C a 32°C (Evans, 1968) abbiamo assunto per l'elio le seguenti temperature iniziali e finali:

$$T_{He\ ini} = 283.15 \text{ K} \quad T_{He\ fin} = 278.15 \text{ K}$$

Come misura cautelativa abbiamo ipotizzato che la pressione finale dell'elio sia uguale a quella minima calcolata, in modo da garantire anche alla quantità finale di propellente di poter vincere le perdite di carico ed entrare propriamente nel motore. È stato così possibile, mediante la legge di espansione adiabatica, ottenere la pressione iniziale dell'elio ossia quella con cui devo essere immagazzinato prima dell'inizio della missione.

$$P_{He\ fin} = P_{TANK} = 2.126 \text{ MPa} \quad P_{He\ ini} = P_{He\ fin} * \left(\frac{T_{He\ ini}}{T_{He\ fin}} \right)^{\frac{\gamma_{He}}{\gamma_{He} - 1}} = 2.23 \text{ MPa}$$

Non resta che determinare la massa e il volume d'elio da imbarcare. Questi calcoli sono stati effettuati computazionalmente reiterando il calcolo di massa e volume di elio fino al soddisfacimento di un criterio di arresto. Ad ogni iterazione viene calcolato la massa totale di elio come prodotto tra la densità dello stesso in condizioni finali e la somma dei volumi dei tank di propellente e di elio. Successivamente viene calcolato il volume di elio come il rapporto tra la massa d'elio così ottenuta e la densità dell'elio in condizioni iniziali. Il volume d'elio così ottenuto diventa quello utilizzato per il calcolo della massa nella successiva iterazione. Per avviare il ciclo viene fornito un valore arbitrariamente piccolo di volume dell'elio, mentre come criterio d'arresto è stata scelta la differenza normalizzata tra i valori di massa calcolati in due step consecutivi, scoprendo che:

- per la pressurizzazione di un singolo serbatoio di propellente è necessario imbarcare:

$$M_{He} = 13.46 \text{ kg}$$

- che con le condizioni iniziali precedentemente selezionate corrispondono ad un volume di:

$$V_{He} = 3.5529 \text{ m}^3$$

Per tanto, in totale, per la sola alimentazione dei 12 motori MR-104G dovranno essere imbarcati

$$M_{He} = 26.92 \text{ kg} \quad V_{He} = 7.1058 \text{ m}^3$$

Giunti a questo punto si potrebbe procedere con il dimensionamento dei serbatoi d'olio; tuttavia, non risulta opportuno farlo in quanto l'olio stivato nel modulo Orion è utilizzato anche per altre funzioni, tra cui l'alimentazione dell'OMS (Orbital Maneuvering System), un motore per il controllo orbitale il cui studio non viene affrontato in questo report.

Se il motore RL-10B-2 fosse alimentato ad elio, considerando il volume non trascurabile dei serbatoi di ossigeno e idrogeno, sarebbe necessario imbarcare:

- 16.94 kg di elio con un volume equivalente di 17.38 m³, per la pressurizzazione dell'ossigeno
- 47.28 kg di elio con un volume equivalente di 7.21 m³, per la pressurizzazione dell'idrogeno

La differenza di densità è dettata dalle diverse temperature di stivaggio dell'olio per i due propellenti criogenici. Questo fattore causerebbe anche il dimensionamento di due tank indipendenti di elio che risulterebbe in un aggravio di spazio e peso non accettabile. È per questo che il motore principale dell'ICPS è alimentato mediante turbopompe. L'olio a bordo dell'ICPS è invece finalizzato all'avviamento delle turbopompe e all'alimentazione dei motori a idrazina per il controllo d'assetto.

3.7.4 CONFRONTO CON DATI UFFICIALI

Rispetto a quanto fatto con l'ICPS, un confronto con dati ufficiali per quanto concerne il motore ad idrazina appena dimensionato è difficile da effettuare. Questo è dovuto principalmente al fatto che dati ufficiali sul MR-104G non sono stati ancora pubblicati dalla casa costruttrice, Aerojet Rocketdyne. Tuttavia, è possibile effettuare un paragone con le caratteristiche dei modelli meno recente dello stesso motore, come l'MR-104AC.

	Dimensionamento MR-104	Dati modelli precedenti
$I_{sp_{ideal}}$ impulso specifico ideale nel vuoto [s]	231.5	228-239
D_e diametro della sezione di efflusso [cm]	12.23	Max 15.2
L_{nozzle} lunghezza totale dell'ugello [cm]	21	\approx 18
T _c temperatura della camera di combustione [K]	990	\approx 1070
\dot{m}_p portata di propellente [g/s]	313	91-290

Osservazioni:

- si può notare per dati come la T_c e $I_{sp_{ideal}}$, entrambi forniti direttamente da CEA, sono molto simili a quelli caratteristici della serie MR-104.
- Per quanto riguarda la differenza sulla sezione di efflusso invece è possibile che la pressione ipotizzata in camera di combustione sia diversa da quella dei modelli precedenti, mentre per quanto

riguarda la lunghezza dell'ugello la differenza potrebbe essere data dagli angoli di divergenza e di convergenza che sono stati ipotizzati.

- L'evidente aumento della portata di propellente è spiegato da una significativa crescita della spinta prodotta che è passata da un massimo di 572 N nei vecchi modelli ad uno di 712 N nel MR-104G.

4 ANALISI FLUIDODINAMICA

L'analisi fluidodinamica è stata condotta mediante l'utilizzo del software ANSYS (Fluent), versione student.

Lo studio si divide in due parti:

- Simulazione dei gas combusti all'interno del nozzle, separatamente per i propulsori a solido e a liquido.

I modelli cad sono stati realizzati mediante la funzione “bell_shape”, implementata su matlab. Dopodiché è stata eseguita una triangolazione della geometria per convertire i modelli in formato “.stl” utilizzando il comando matlab “surf2stl”. Una volta importati su ANSYS è stata eseguita la mesh, utilizzando come parametro di controllo la skewness e valutandone i massimi globali ed i valori nel complesso della mesh. Per il setup fisico è stato utilizzato un modello di gas ideale viscoso. I valori caratteristici di diffusività termica, gamma, viscosità e Cp del gas sono stati inseriti mediante polinomi interpolanti (variano in funzione della temperatura localmente nella simulazione), conoscendo le frazioni molari ricavate dal software “cea” e sfruttando il database di gas disponibili su Fluent.

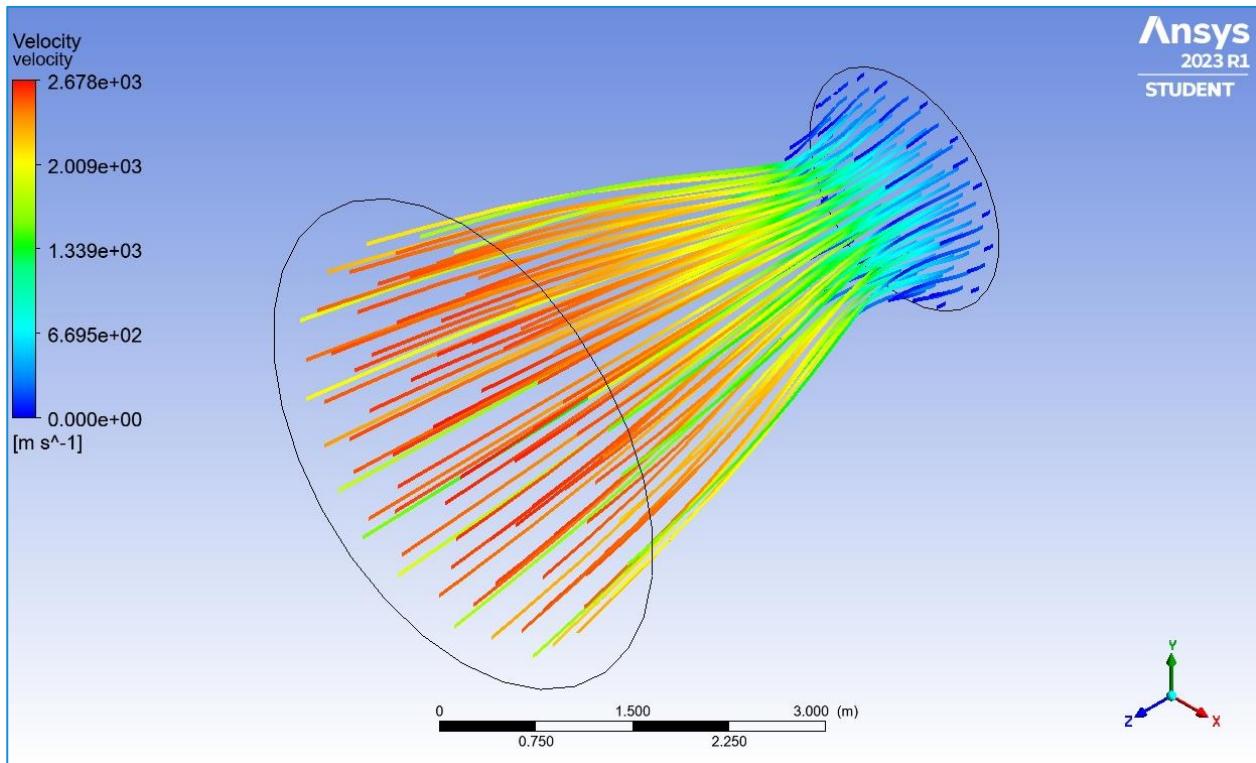
- Simulazione aerodinamica esterna del rocket, con e senza booster solidi.

In questo caso i modelli sono stati realizzati a mano utilizzando SolidWorks e seguentemente importati all'interno di ANSYS. Le grandezze operative utilizzate in queste simulazioni sono coerenti con il modello di legge oraria sviluppato; dunque, c'è un legame stretto tra la velocità del rocket e i valori fisici dell'aria circostante. Il modello fisico è quello di gas ideale viscoso. L'aria, trattabile come gas ideale, è già registrata nel database ANSYS; dunque, non si è dovuto calcolare ed inserire manualmente i coefficienti polinomiali essendo questi già presenti.

4.1 SOLID BOOSTERS NOZZLE

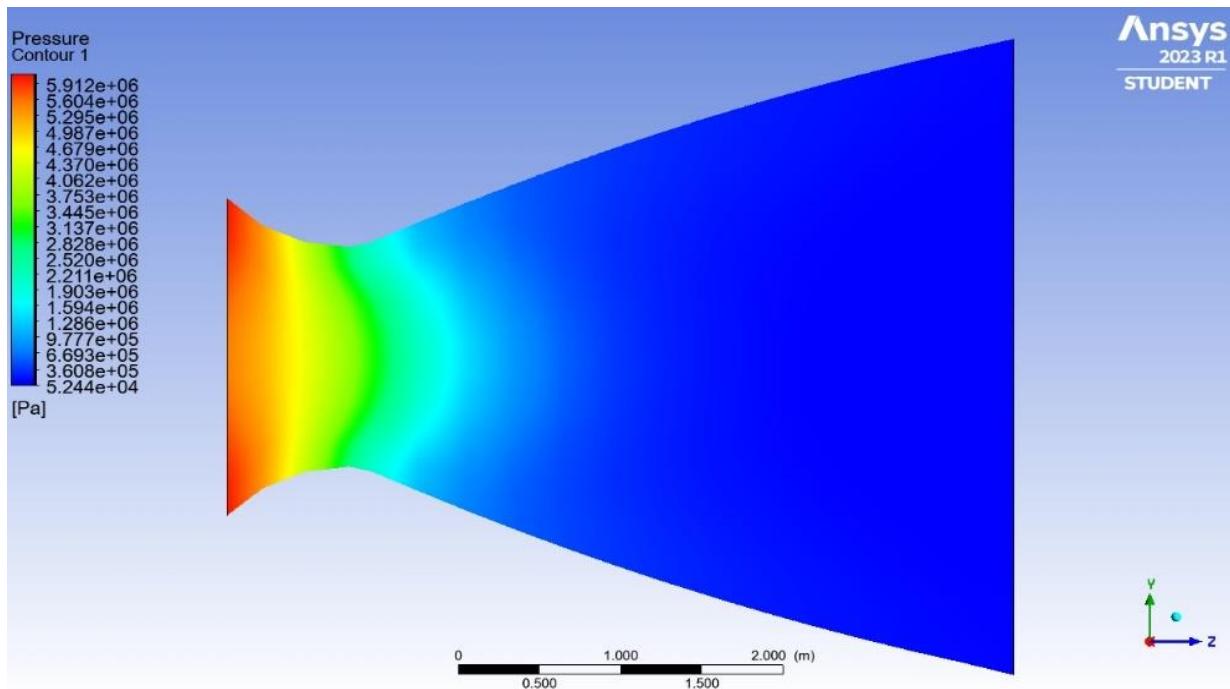
Le condizioni ambiente considerate sono quelle a zero metri, la pressione ambiente è pari ad 1 atmosfera.

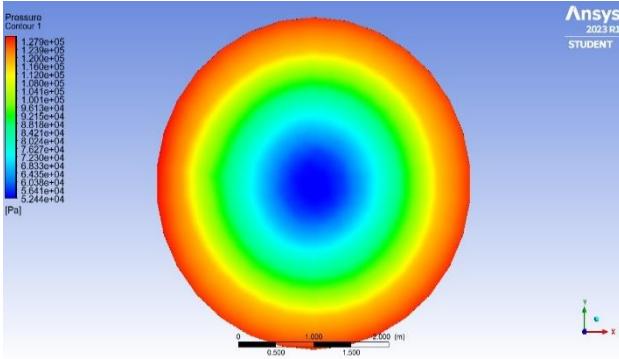
- *Streamlines di velocità.*



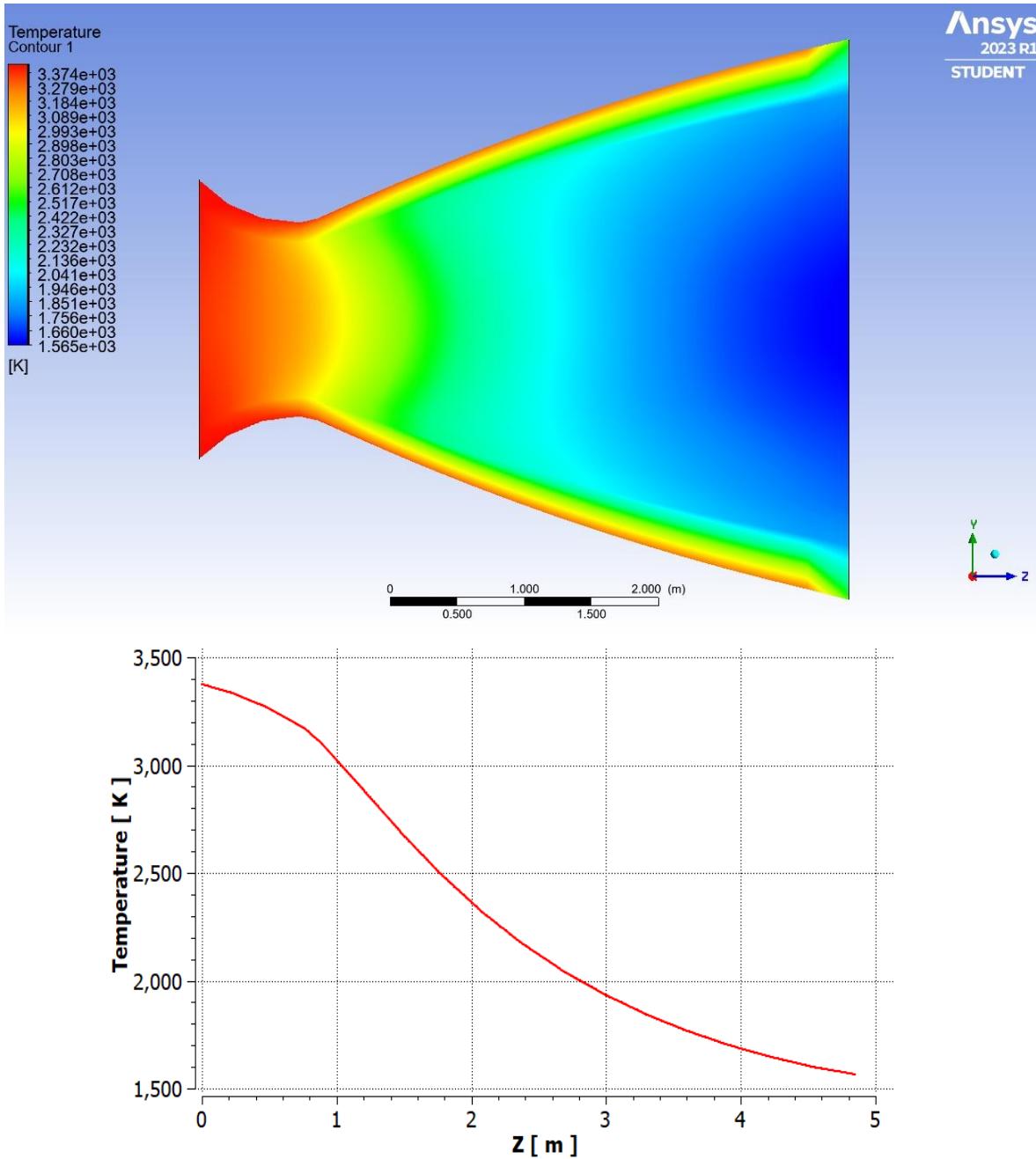
- *Curve di livello della pressione lungo l'ugello e sull'area di efflusso.*

Si noti come il valore di pressione sulla superficie non è uniforme. Tuttavia, calcolando il valore medio rispetto all'area si ricava un valore di pressione praticamente pari a quella atmosferica (espansione ottima).



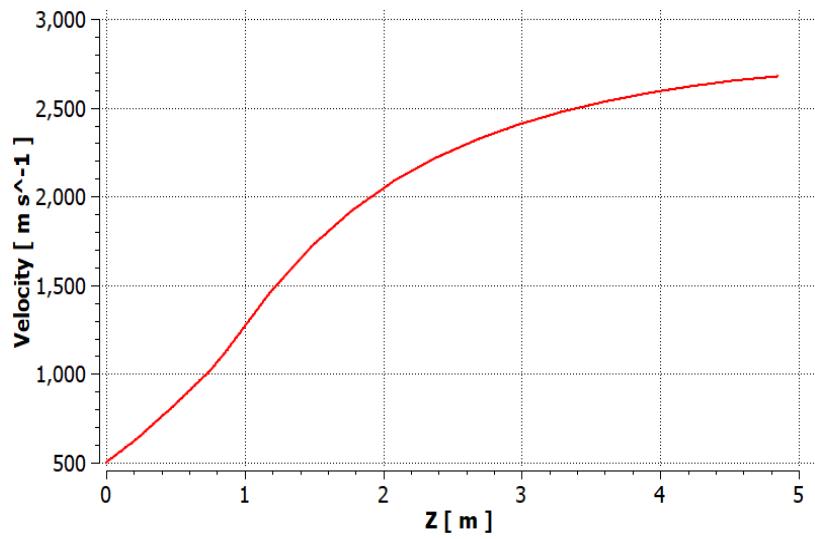
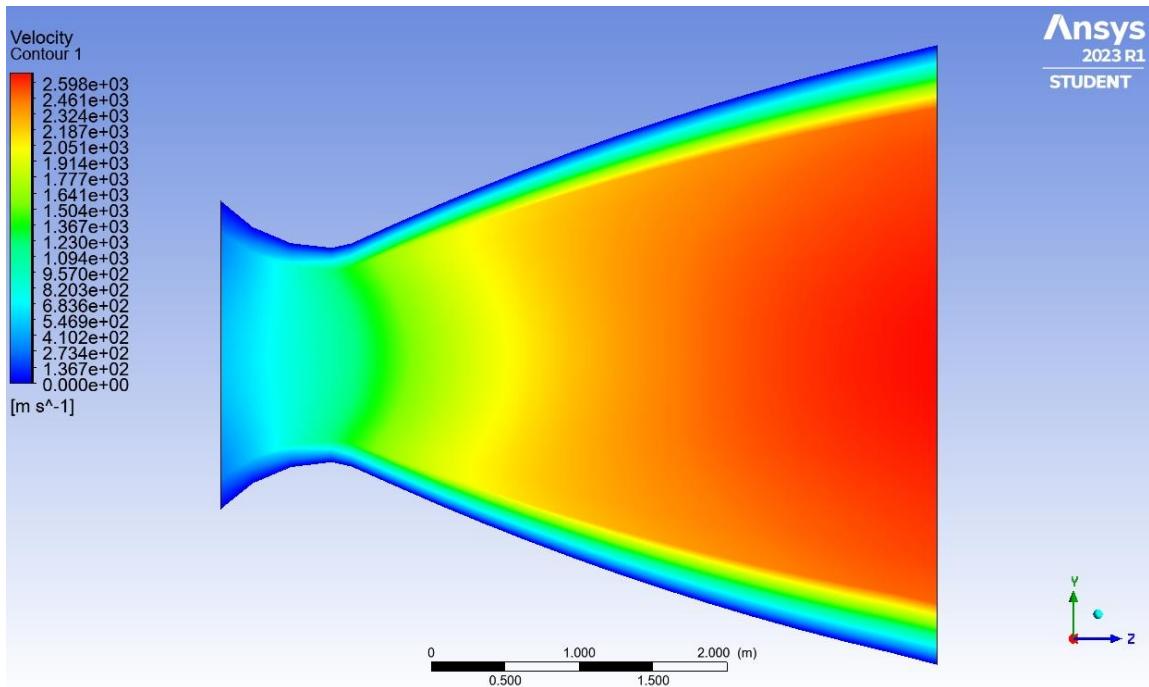


- *Curve di livello e andamento della temperatura.*



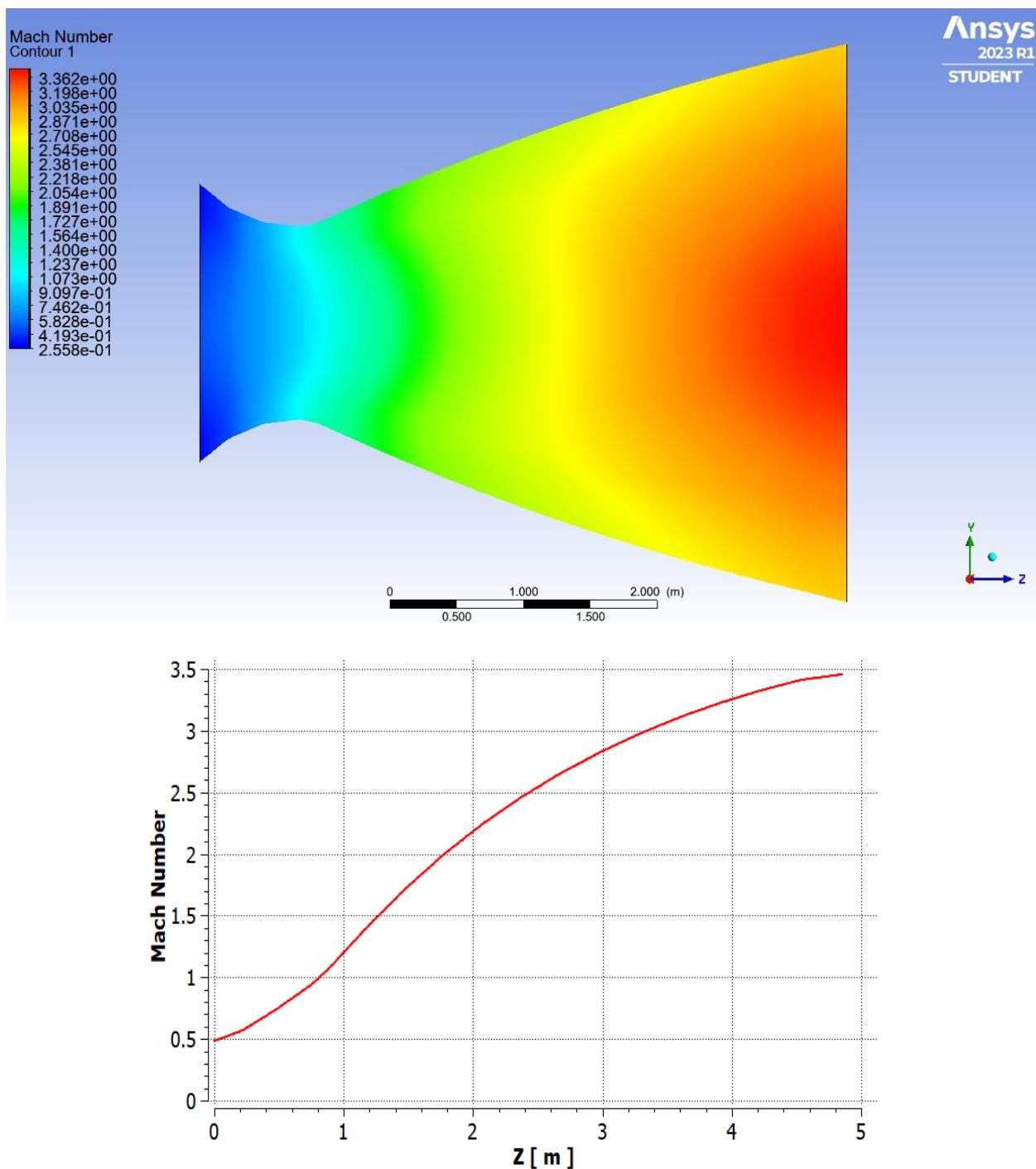
- **Curve di livello e andamento della velocità.**

Si noti come il modello di fluido viscoso porti alla condizione di velocità nulla a parete.

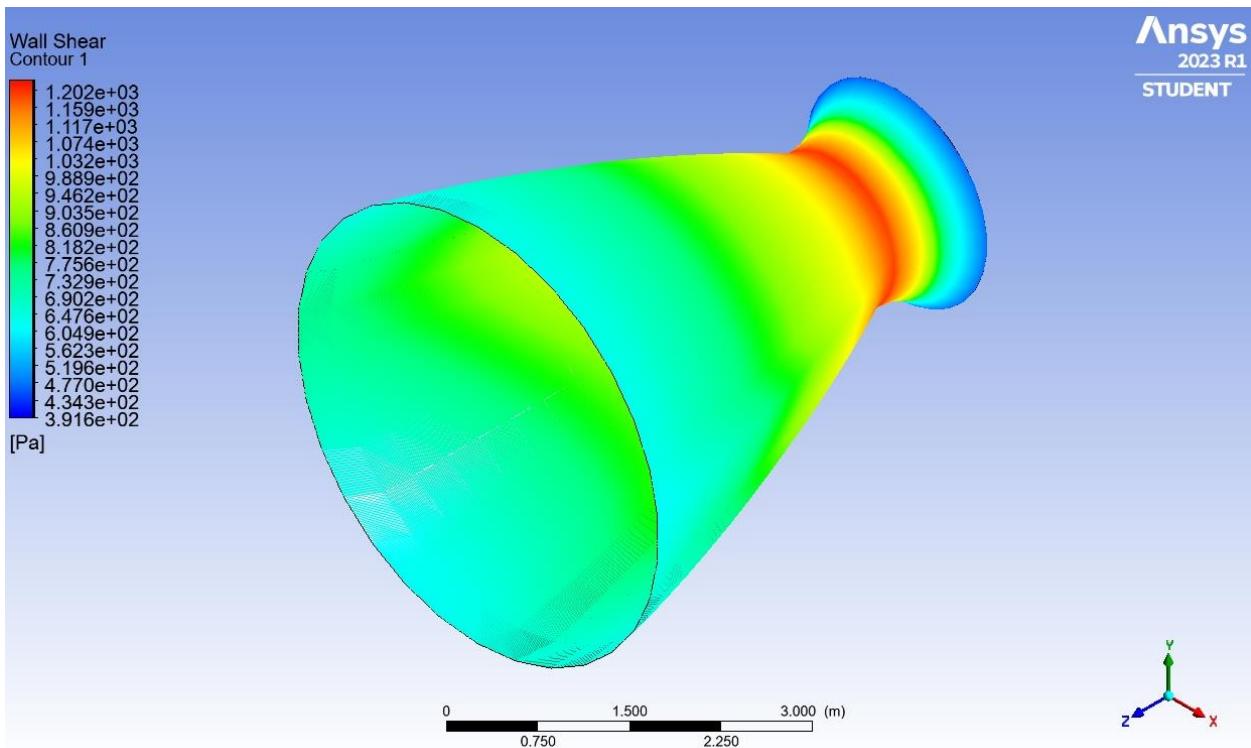


- **Curve di livello e andamento del numero di Mach.**

Si noti come il numero di Mach assume valori prossimi a uno in concomitanza della gola.



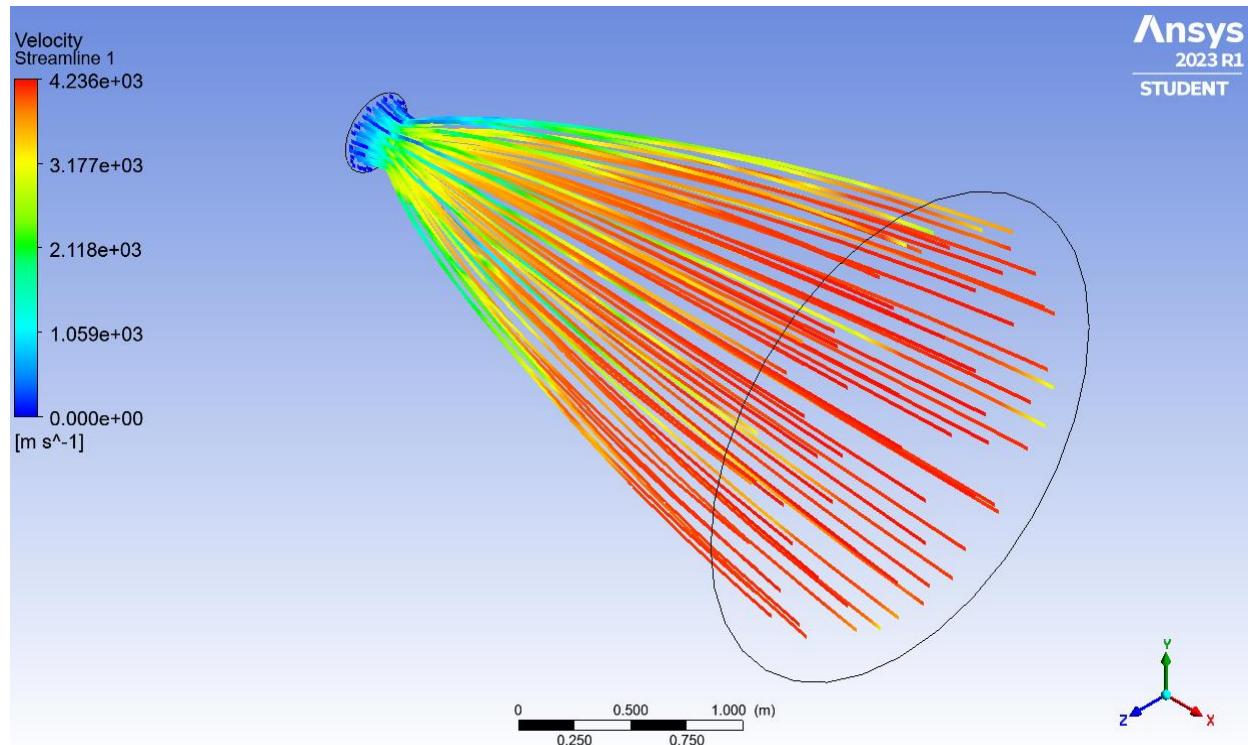
- **Sforzo di taglio esercitato dal fluido sulla superficie interna del condotto.**



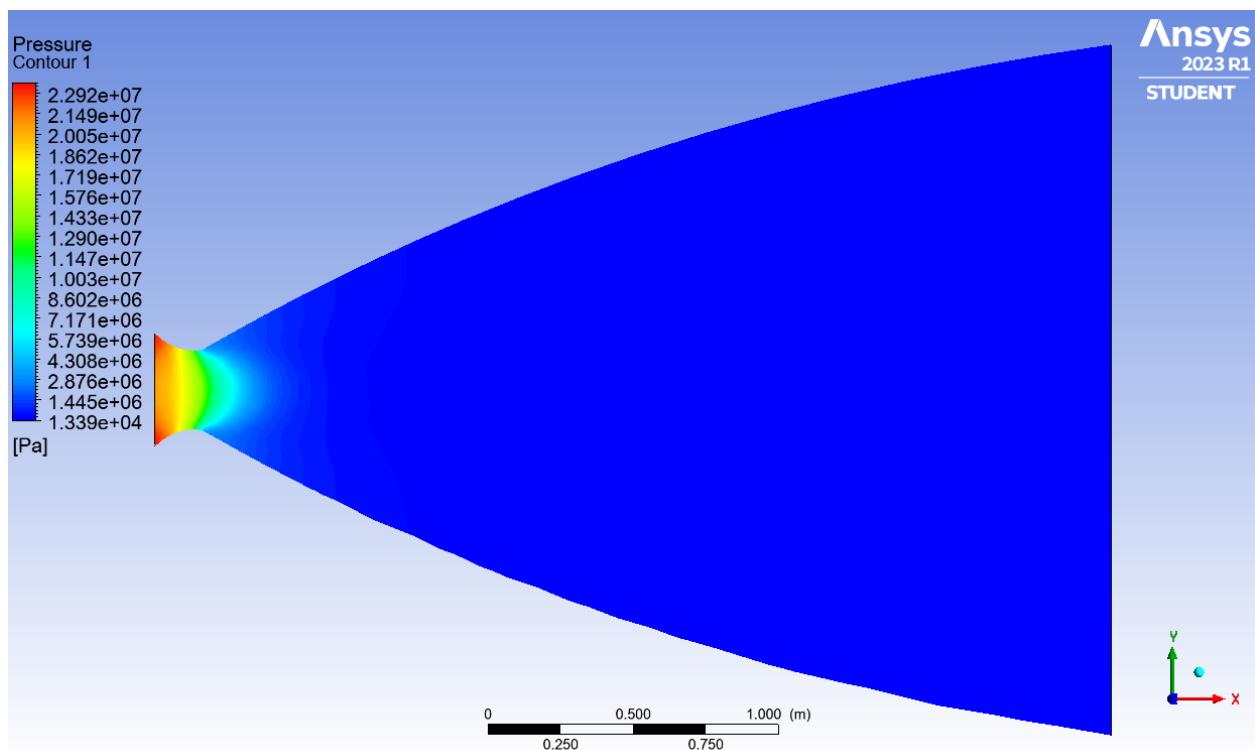
4.2 LIQUID NOZZLE

Le condizioni ambiente considerate sono quelle a zero metri, dunque la pressione ambiente è pari ad 1 atmosfera.

- *Streamlines di velocità.*

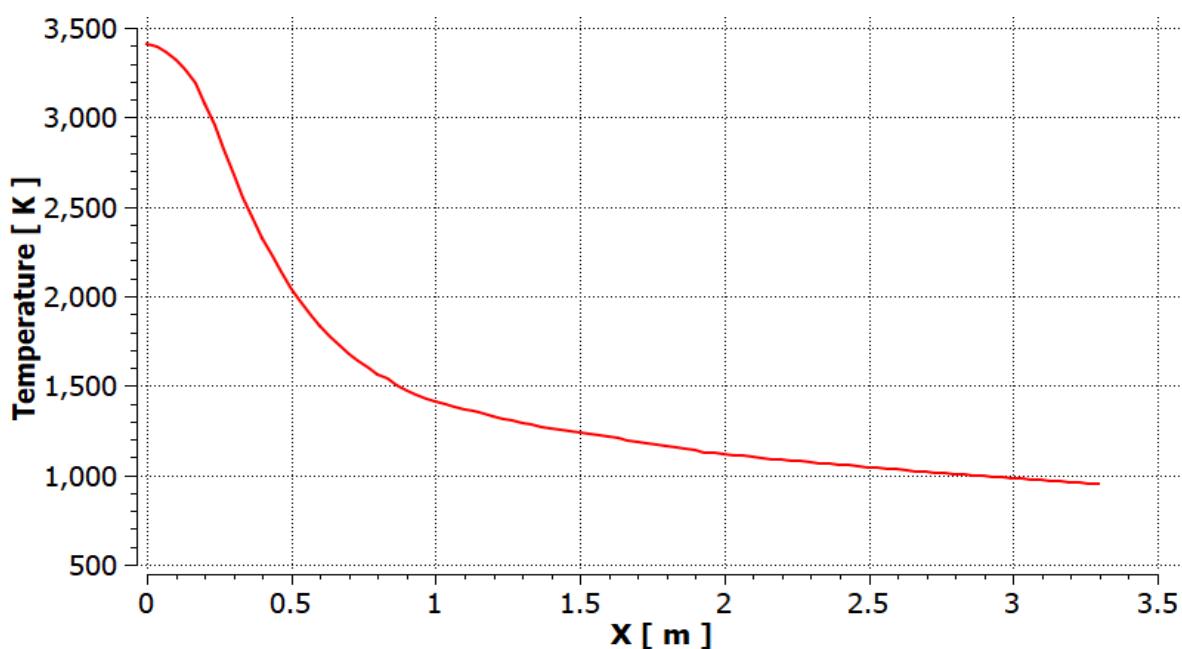
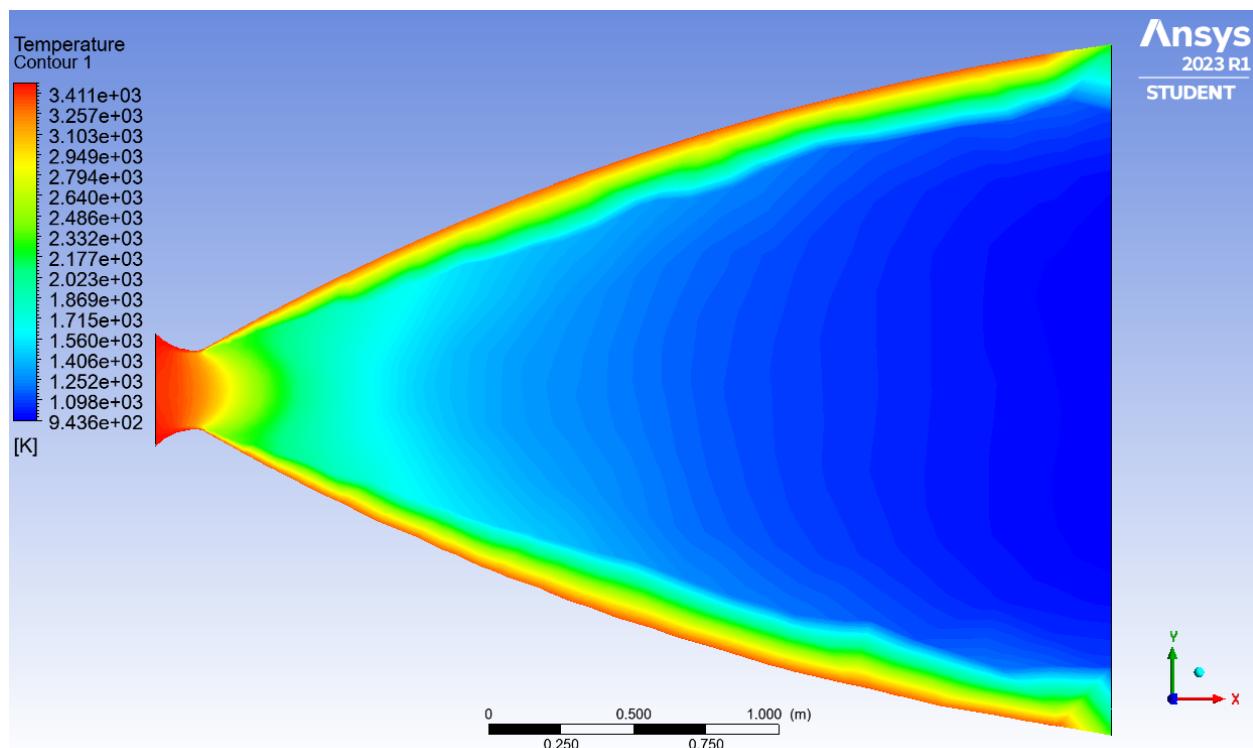


- *Curve di livello della pressione.*



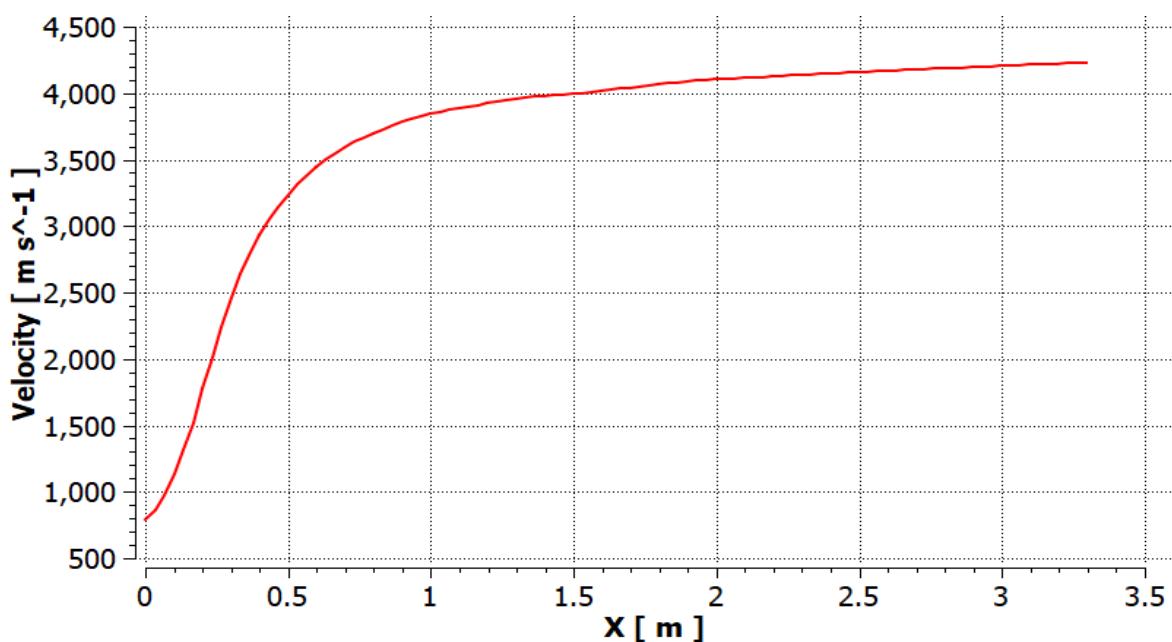
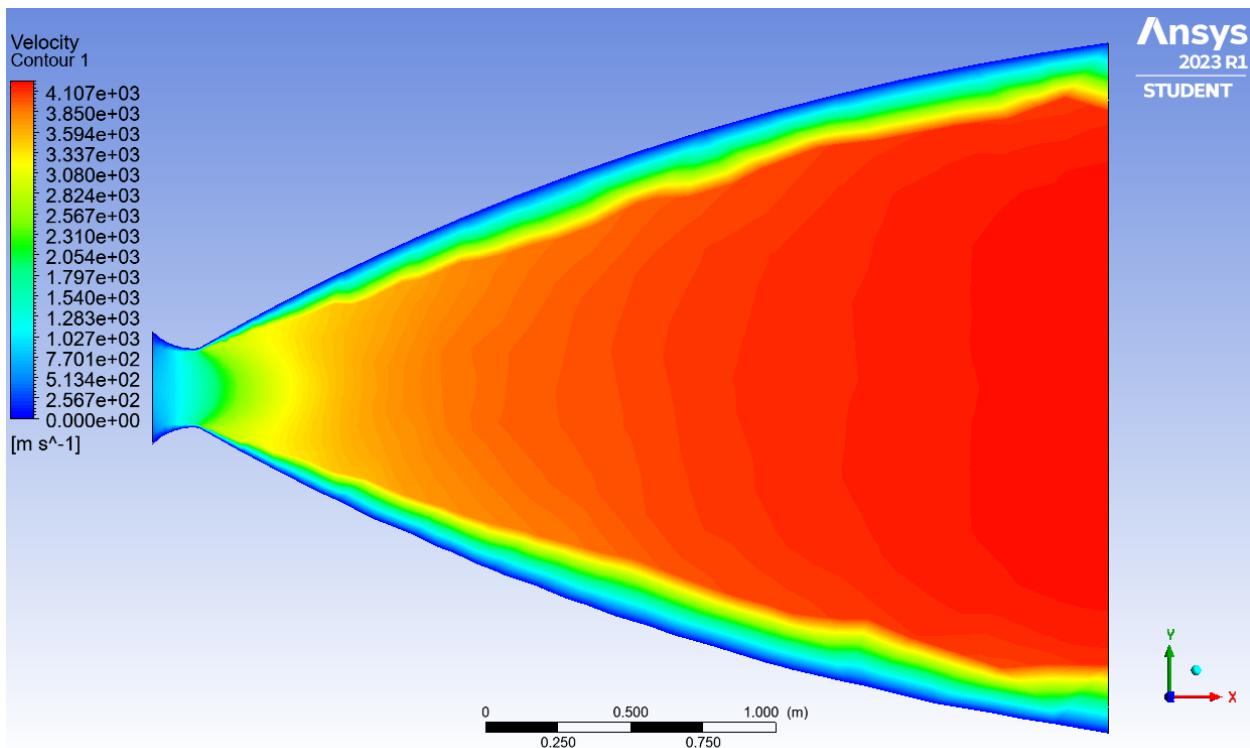
Si noti come i valori all'efflusso dell'ordine di $1e+04$ Pa in efflusso indichino un ugello leggermente sovraespanso, dal momento che la pressione esterna considerata in questa analisi è quella ambientale a quota zero di 1 atmosfera.

- ***Curve di livello e andamento della temperatura.***



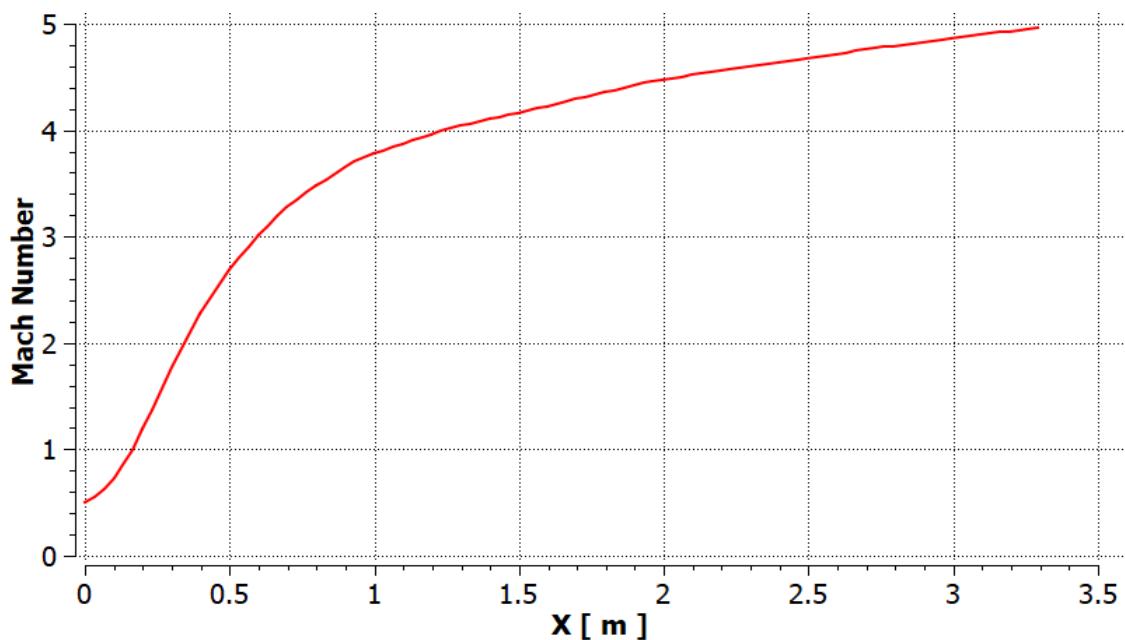
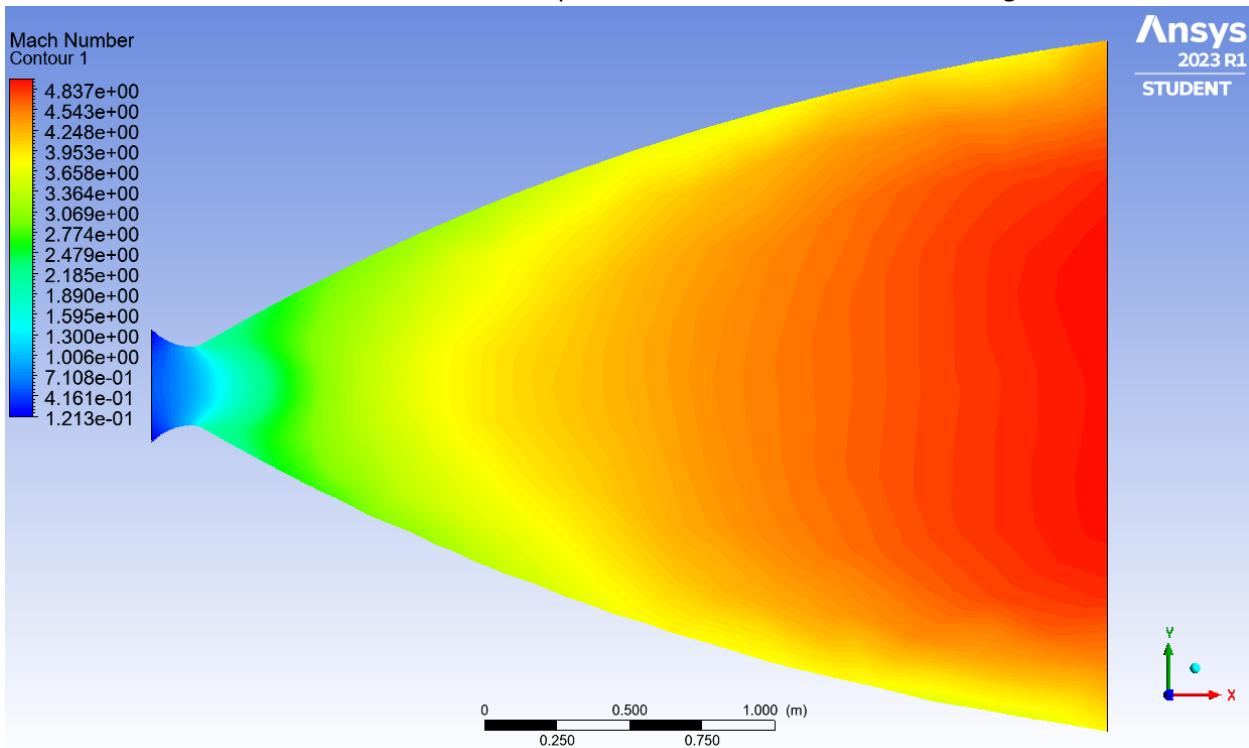
- **Curve di livello e andamento della velocità.**

Si noti come il modello di fluido viscoso porti alla condizione di velocità nulla a parete.

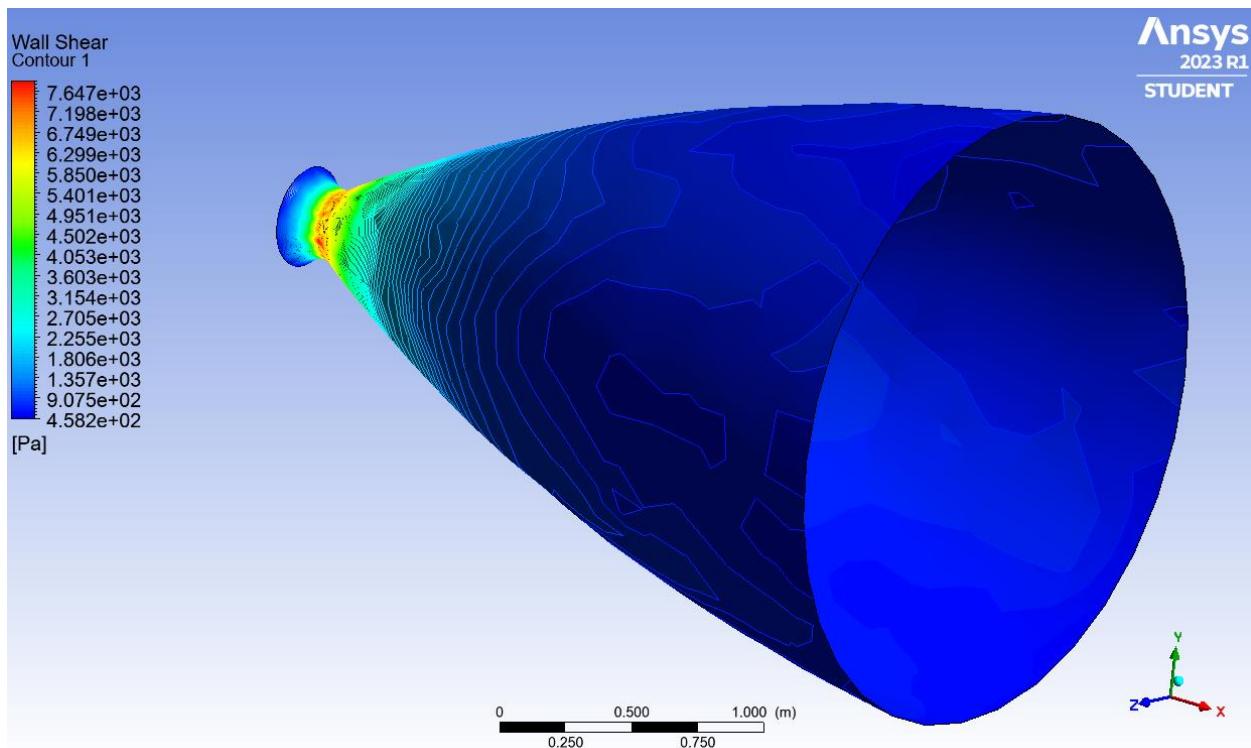


- **Curve di livello e andamento del numero di Mach.**

Si noti come il numero di Mach assume valori prossimi a uno in concomitanza della gola.

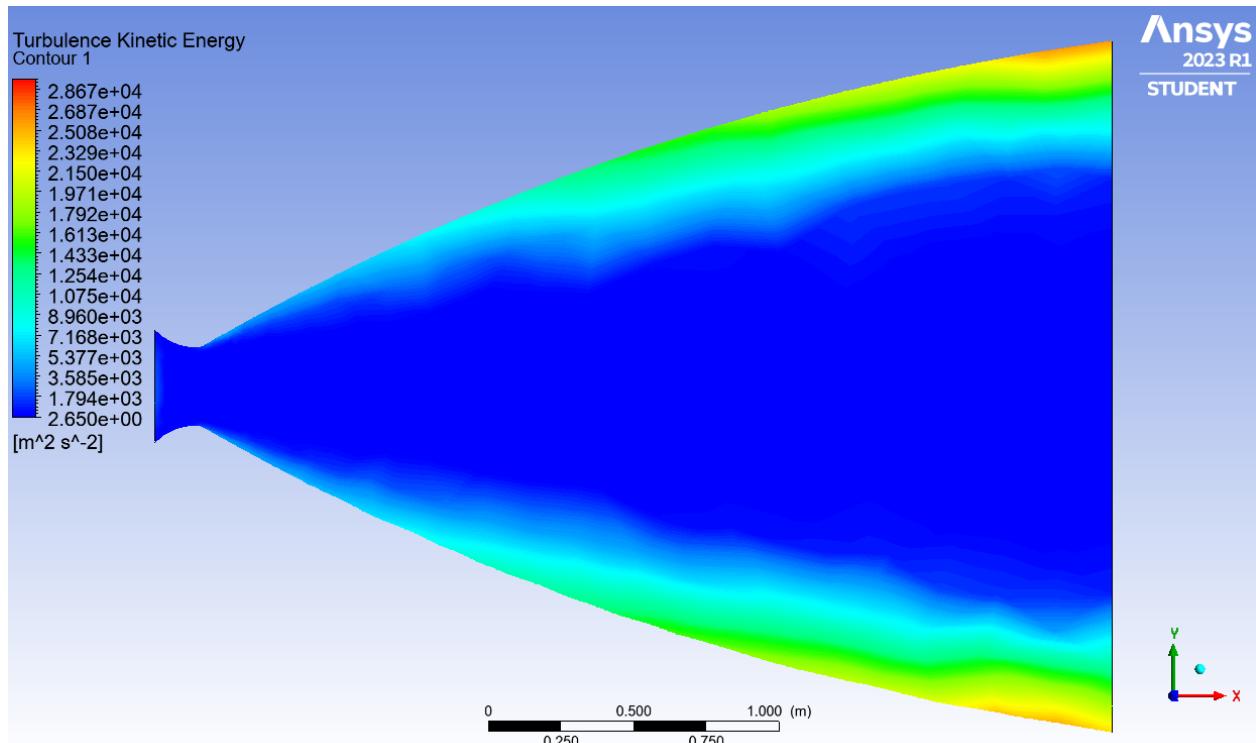


- **Sforzo di taglio a parete esercitato sulla superficie interna del nozzle dal fluido.**

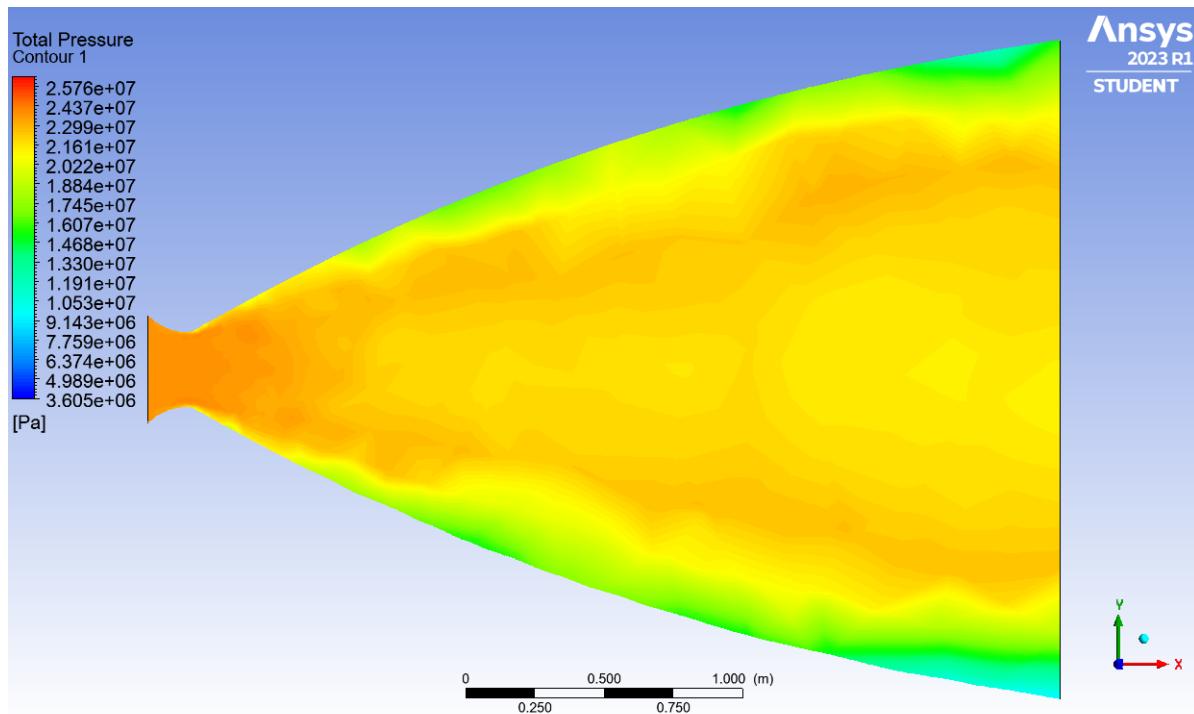


- **Energia cinetica legata a fenomeni di turbolenza.**

Si noti come il flusso sia approssimativamente laminare nelle zone centrali del modello e come invece assuma carattere turbolento nelle zone adiacenti alle pareti.



- **Curve di livello della pressione totale.**

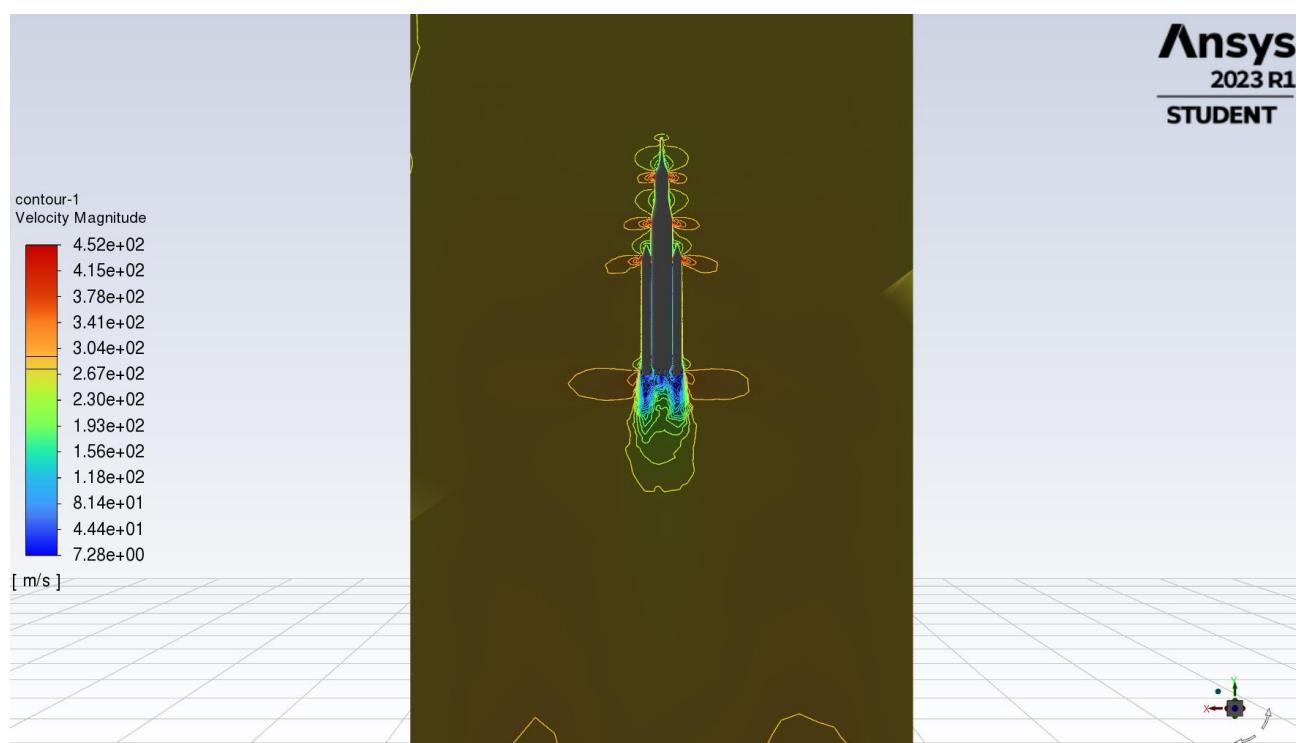


Si noti come il valore decresca maggiormente nelle zone adiacenti alle pareti, indicando maggiori perdite in queste zone.

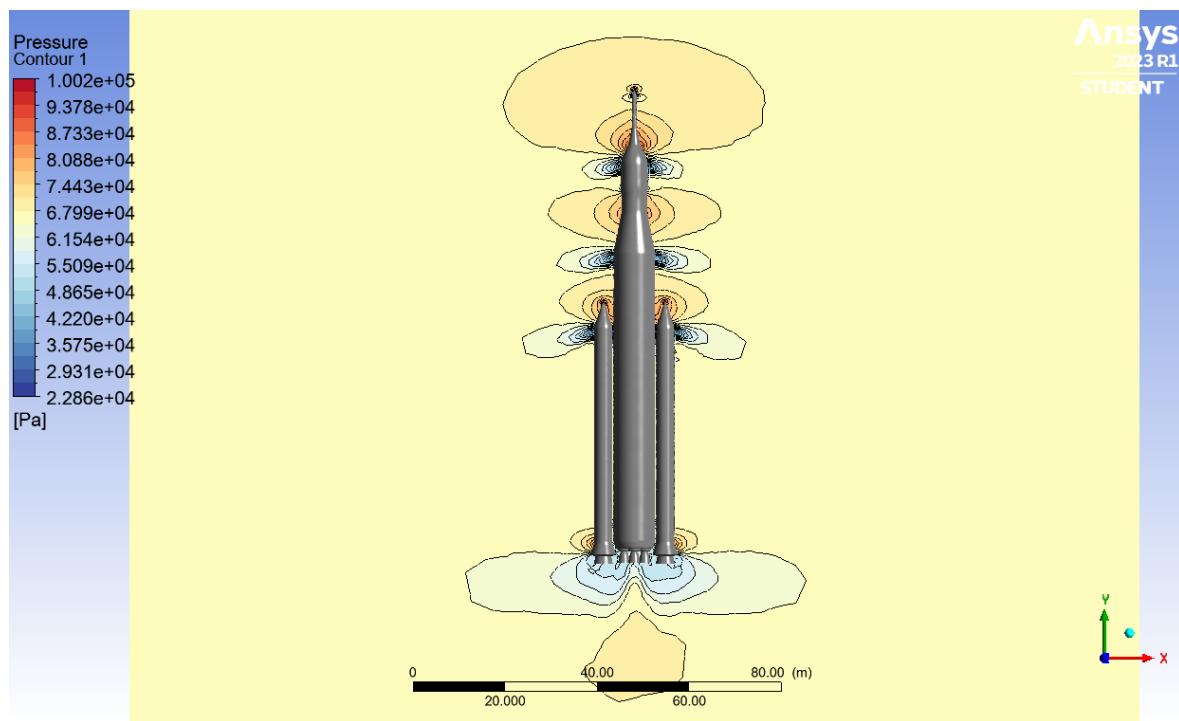
4.3 EXTERNAL AERODYNAMICS (full rocket, velocità subsonica)

Condizioni di volo considerate:

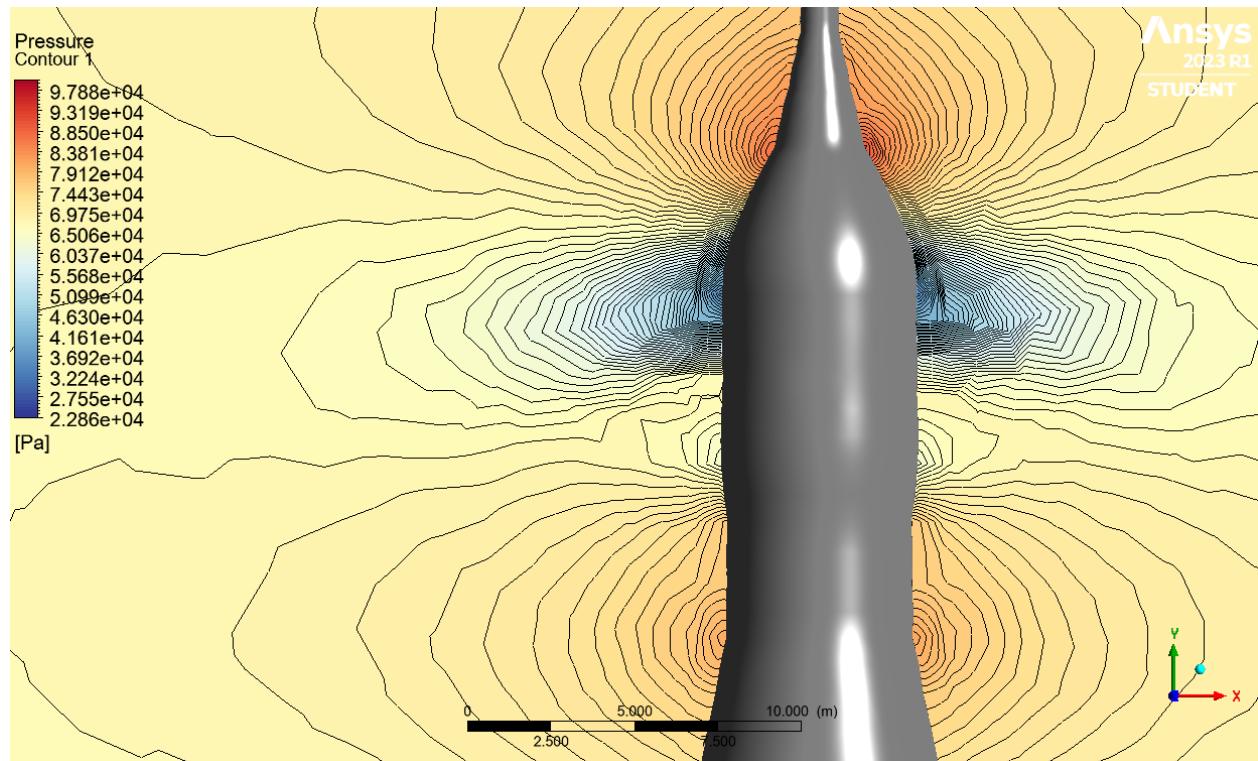
- Velocità: 275 m/s;
- Quota: 6826,64 m;
- Temperatura aria: -29,37 °C;



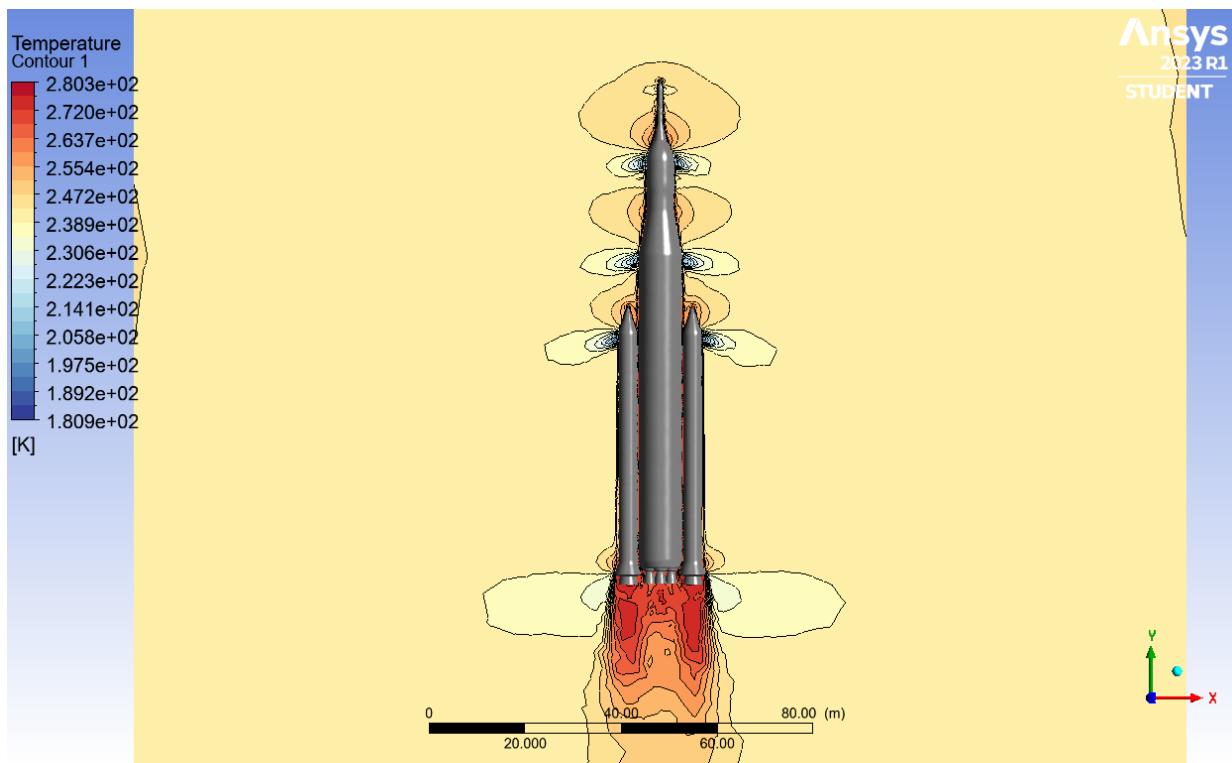
- **Curve di livello della pressione statica.**



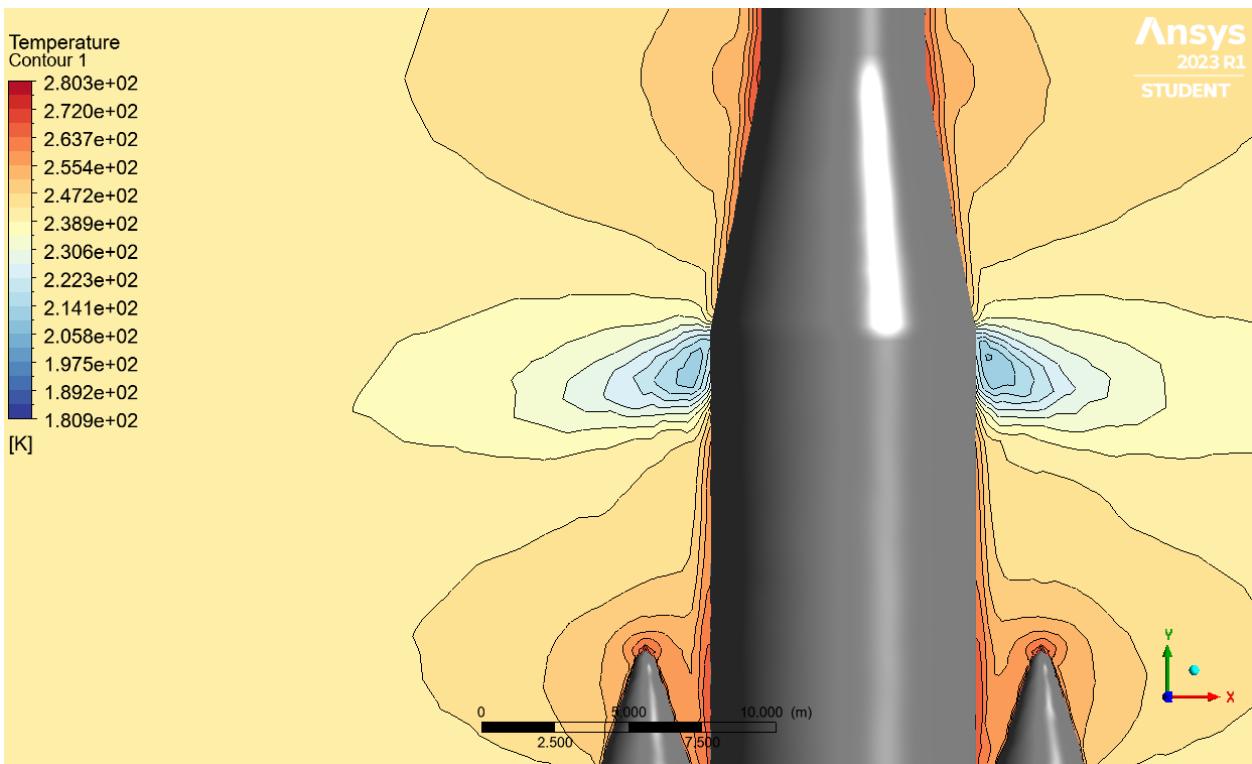
Dettagli delle variazioni di pressione relativi al cambio d'angolo della superficie su cui l'aria sta fluendo.



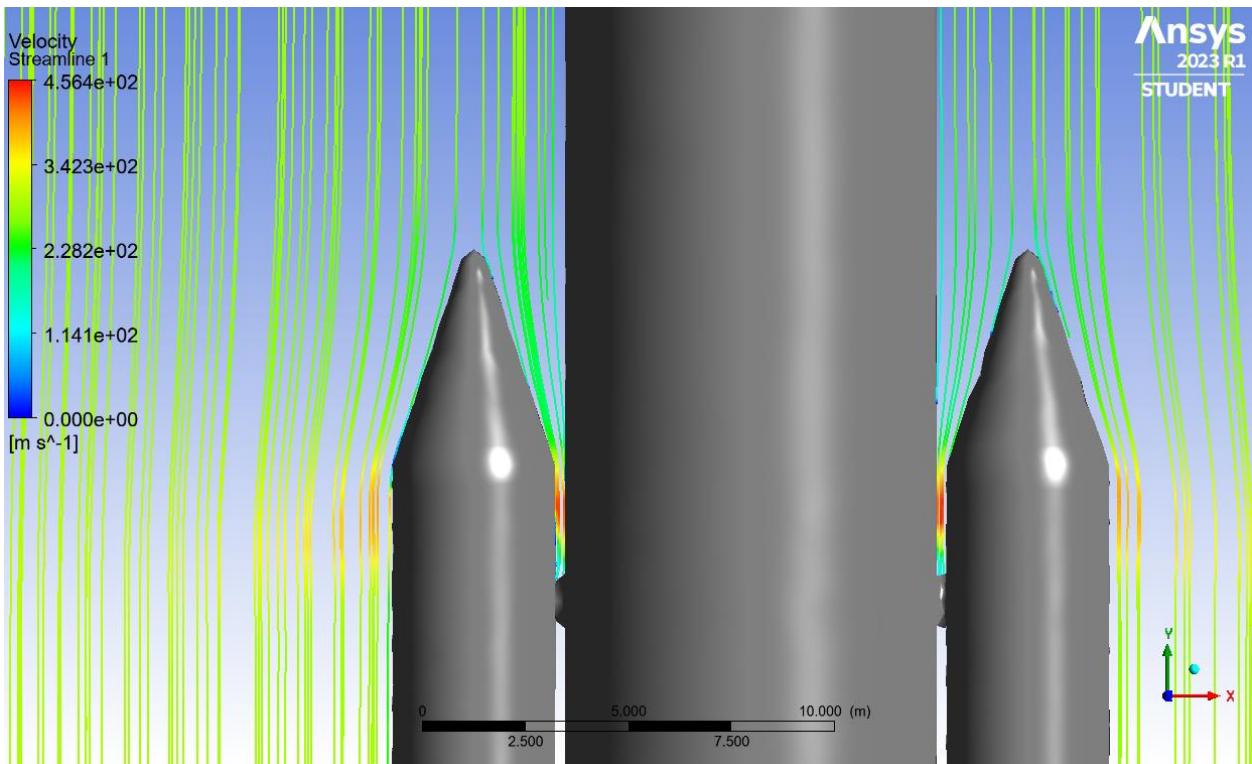
- **Curve di livello della temperatura.**



Si noti come la temperatura cresce nelle zone di ristagno.



- Streamlines di velocità attorno al rocket.



È stato inoltre calcolato il valore di **drag** agente sul rocket per queste condizioni operative:

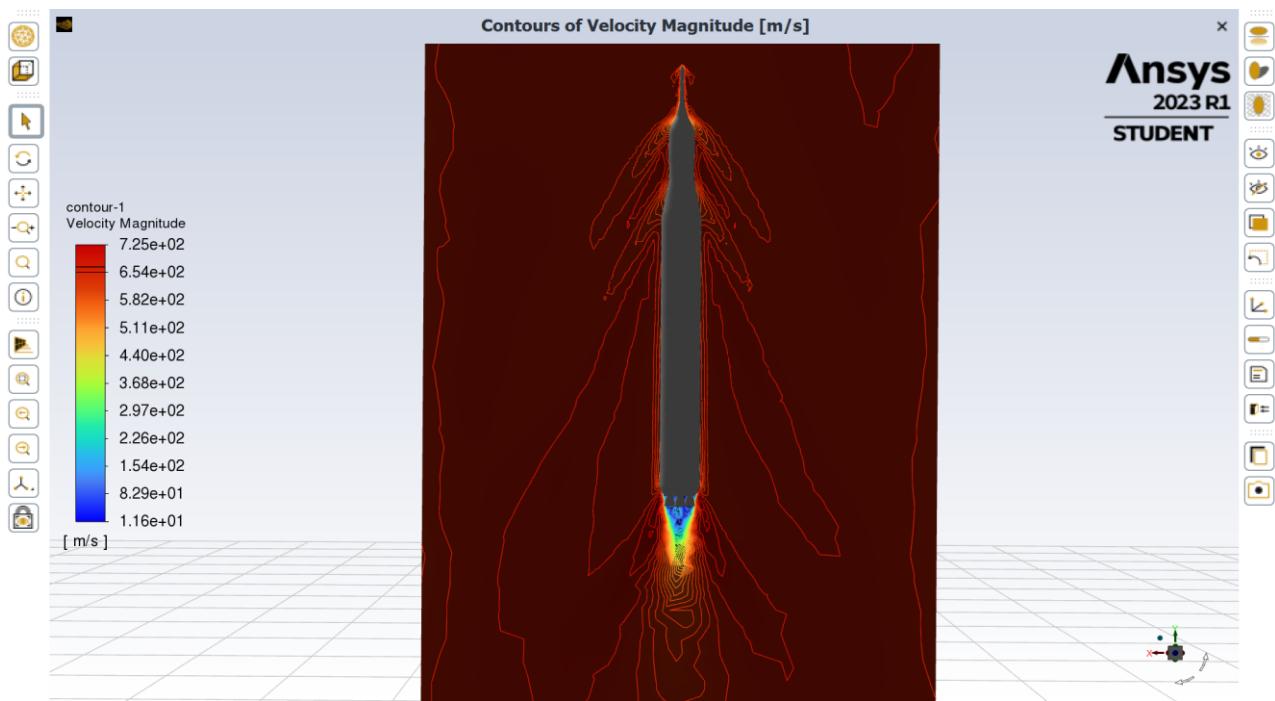
Outline of All Parameters				
	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	Input Parameters			
*	New input parameter	New name	New expression	
4	Output Parameters			
5	Fluid Flow (Fluent) (A1)			
6	P1	drag-op	2.3389E+06	N
*	New output parameter		New expression	
8	Charts			

4.4 EXTERNAL AERODYNAMICS (core stage, velocità supersonica)

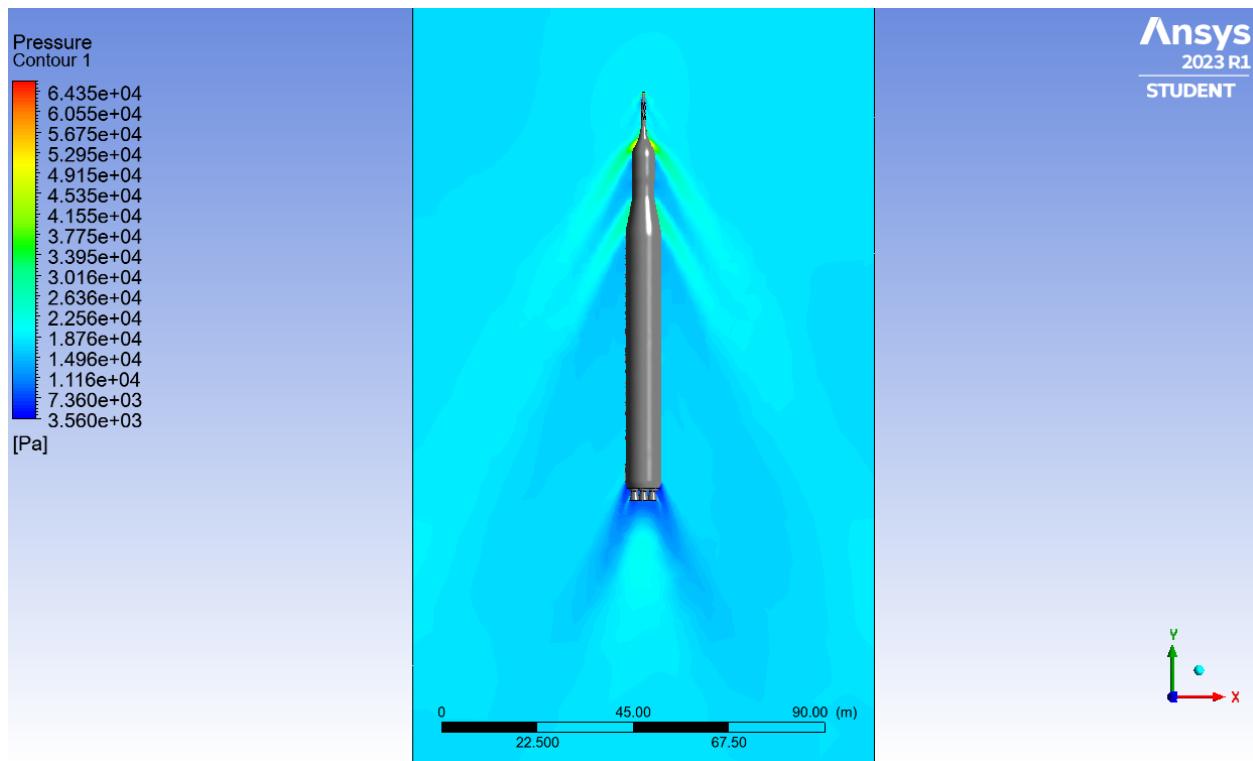
Condizioni di volo considerate:

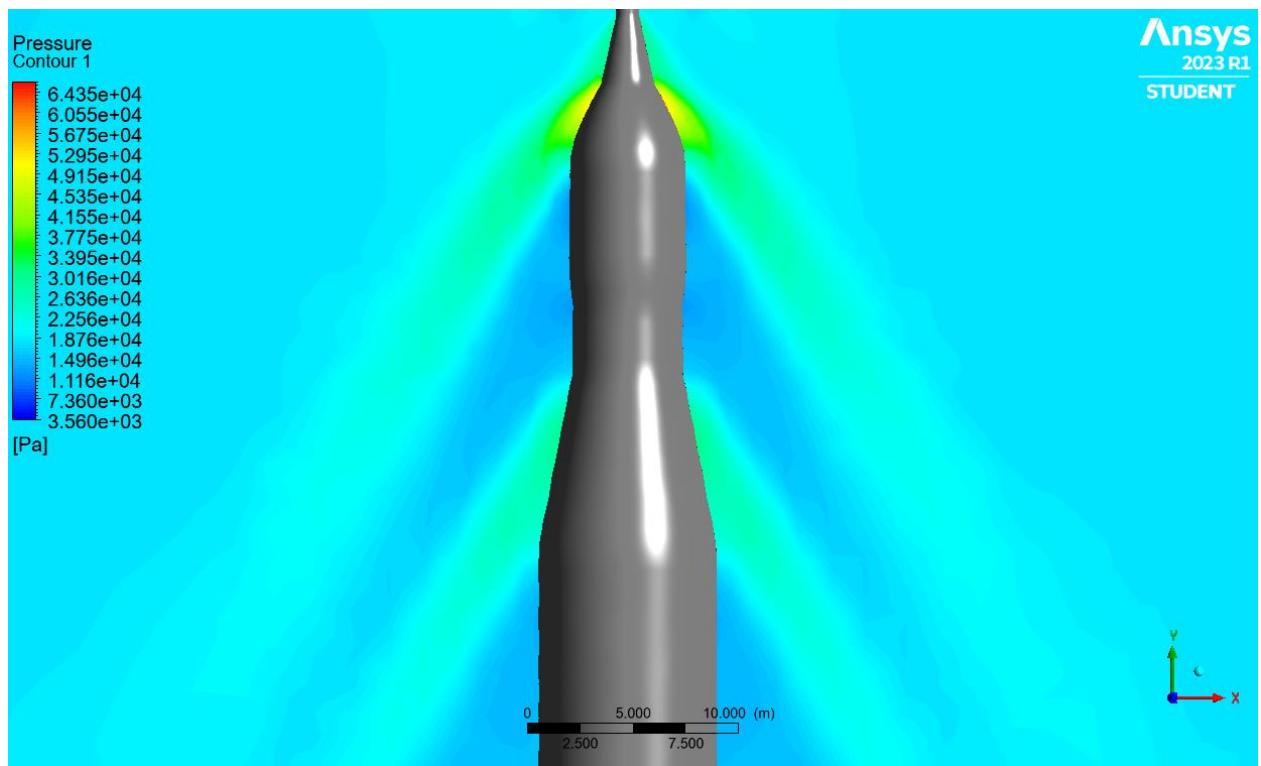
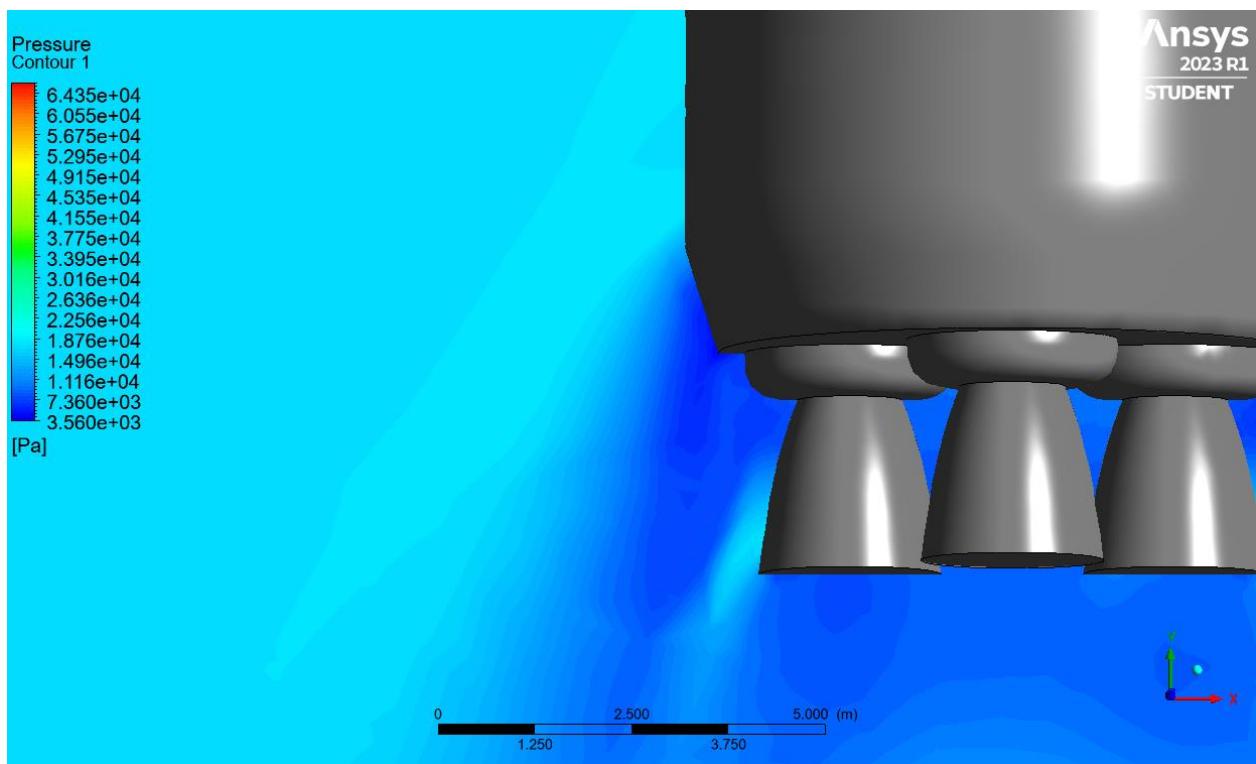
- Velocità: 682,5716 m/s;
- Numero di Mach: 2,3138;
- Quota: 18574 km;
- Temperatura aria: -55 °C;

- **Curve di livello di velocità.**



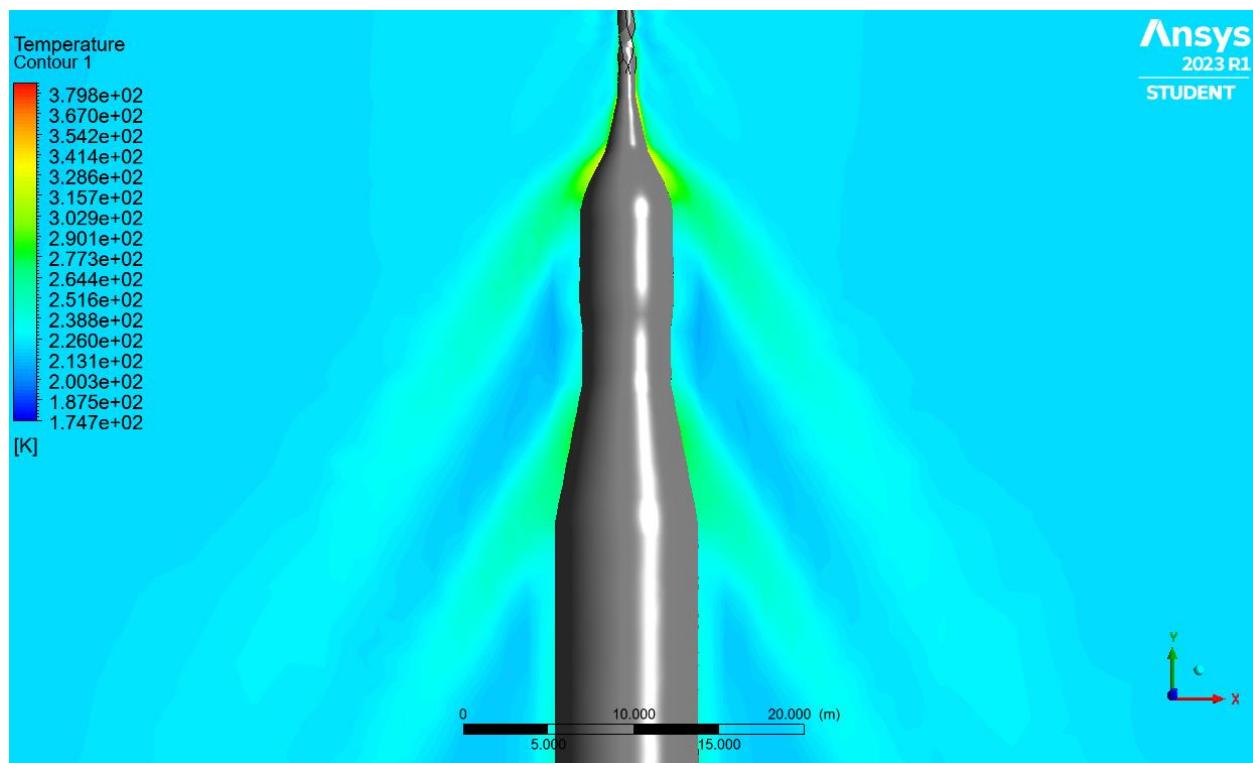
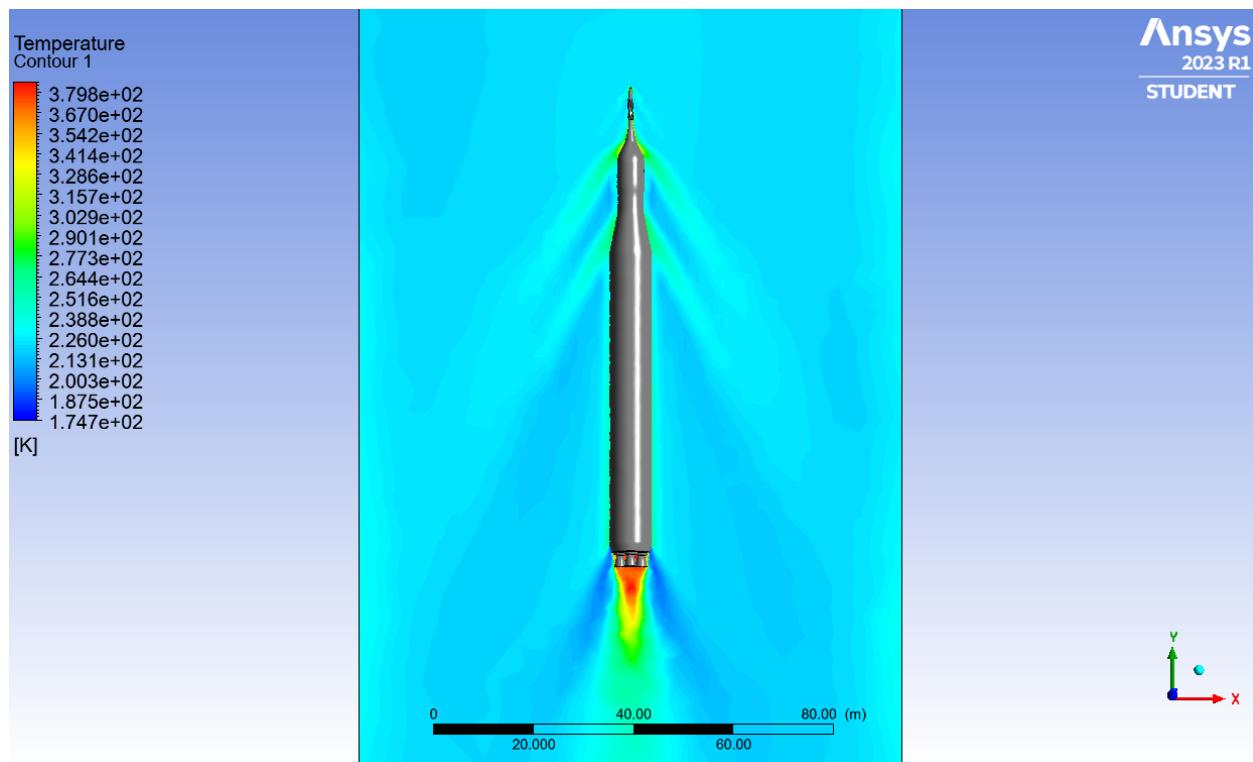
- **Curve di livello di pressione statica attorno al rocket.**

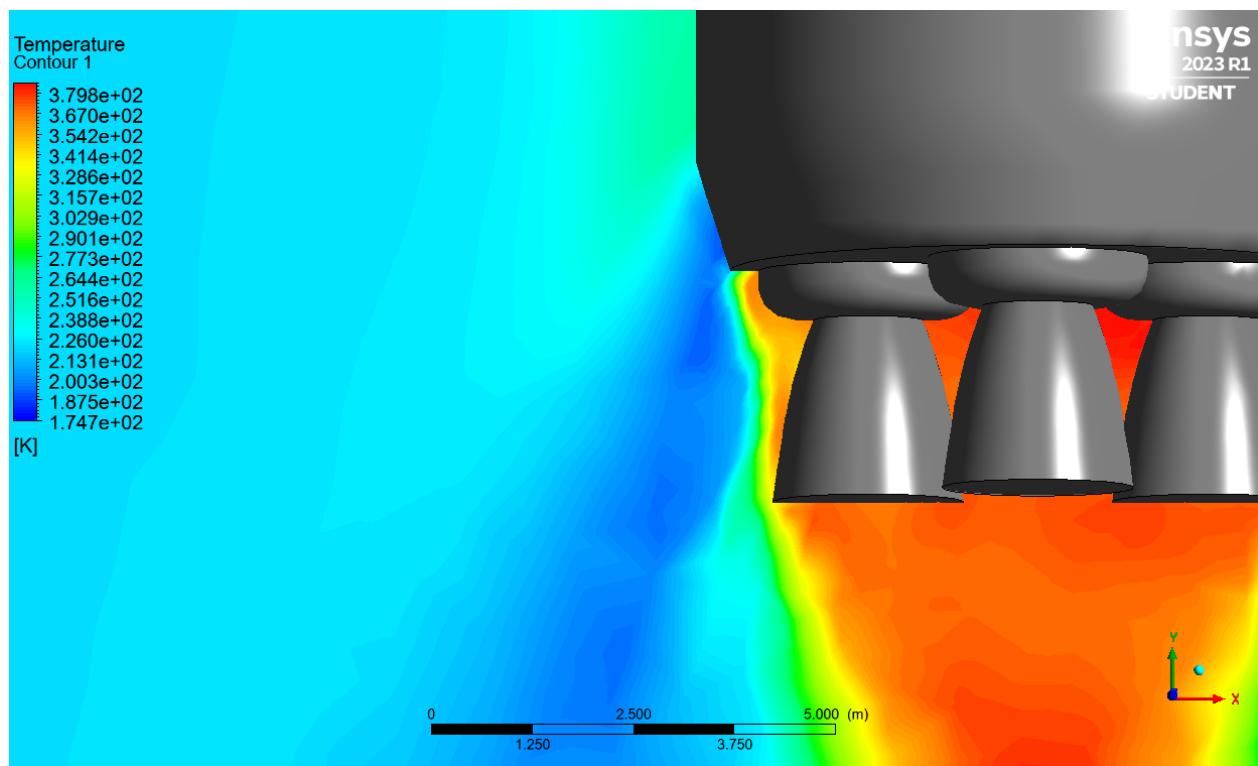




Si noti come, essendo in velocità supersonica, si generino onde d'urto, a cavallo delle quali si verifica un forte aumento di pressione statica (figura inferiore). Allo stesso modo si generano onde d'espansione per angoli convessi che diminuiscono la pressione statica (figura superiore).

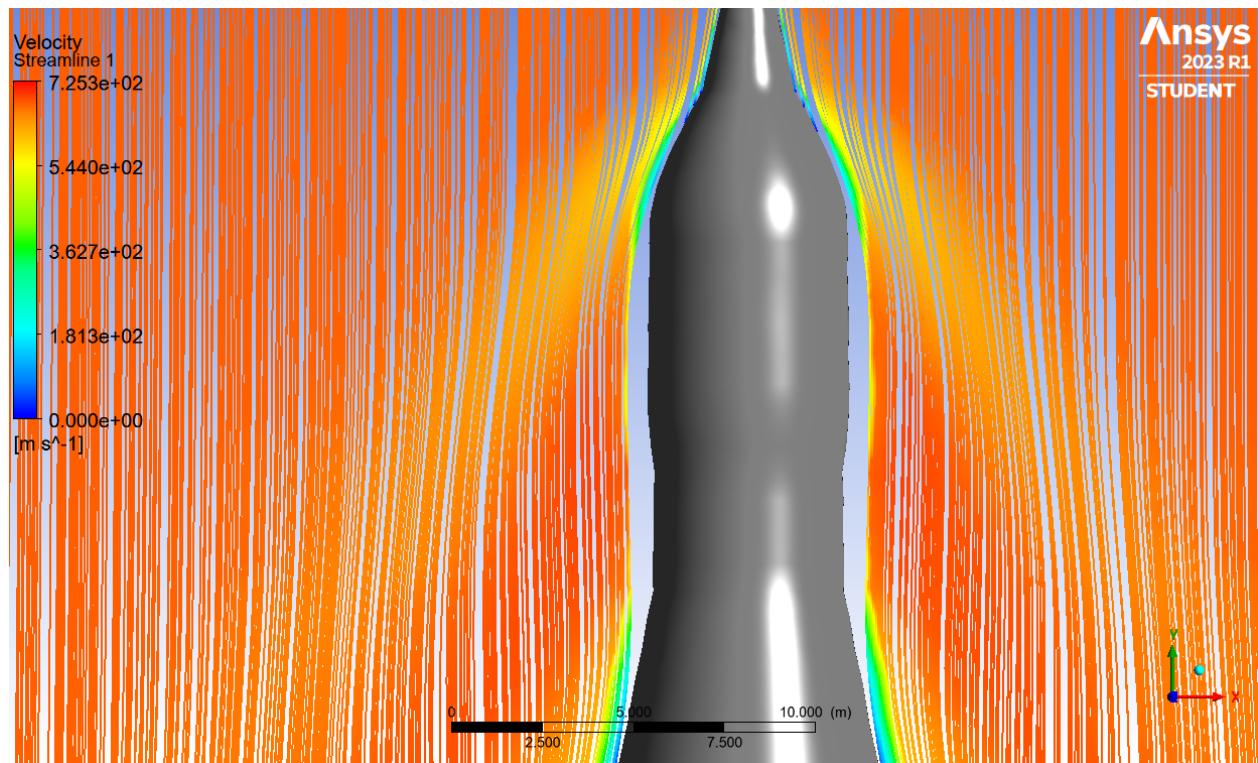
- *Curve di livello della temperatura.*



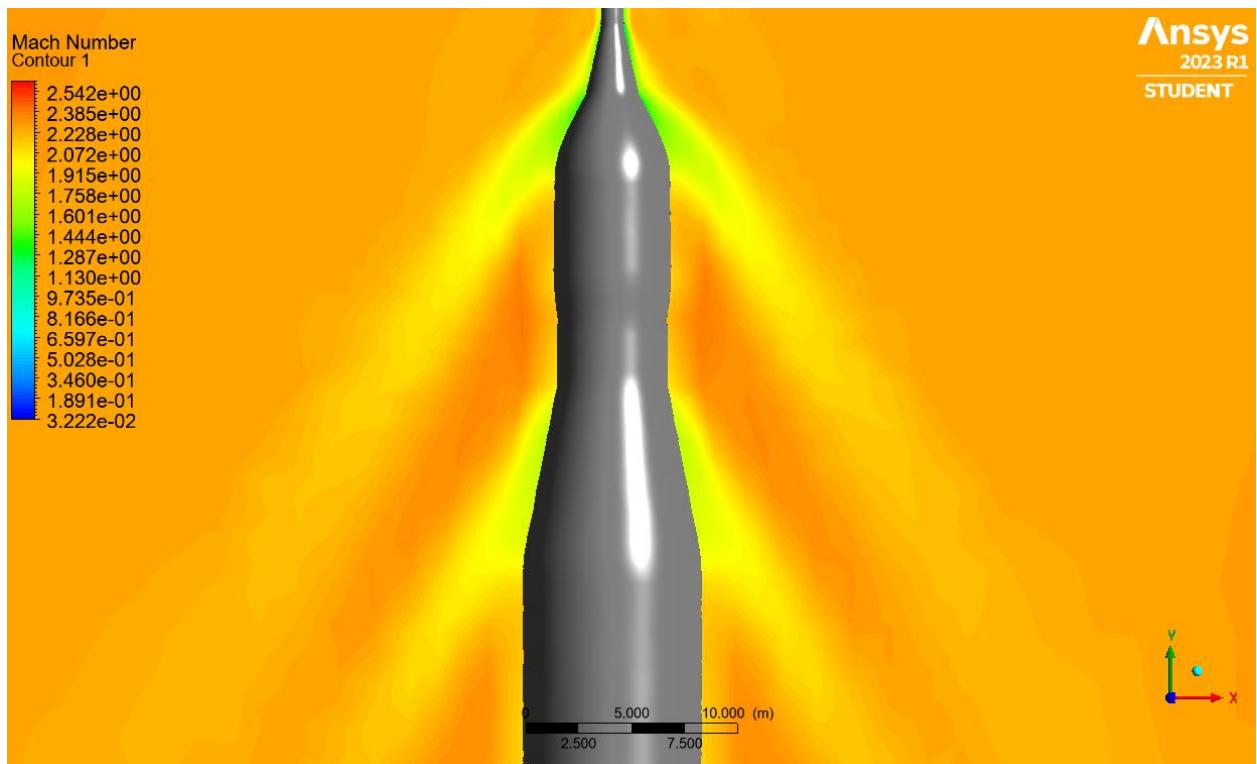
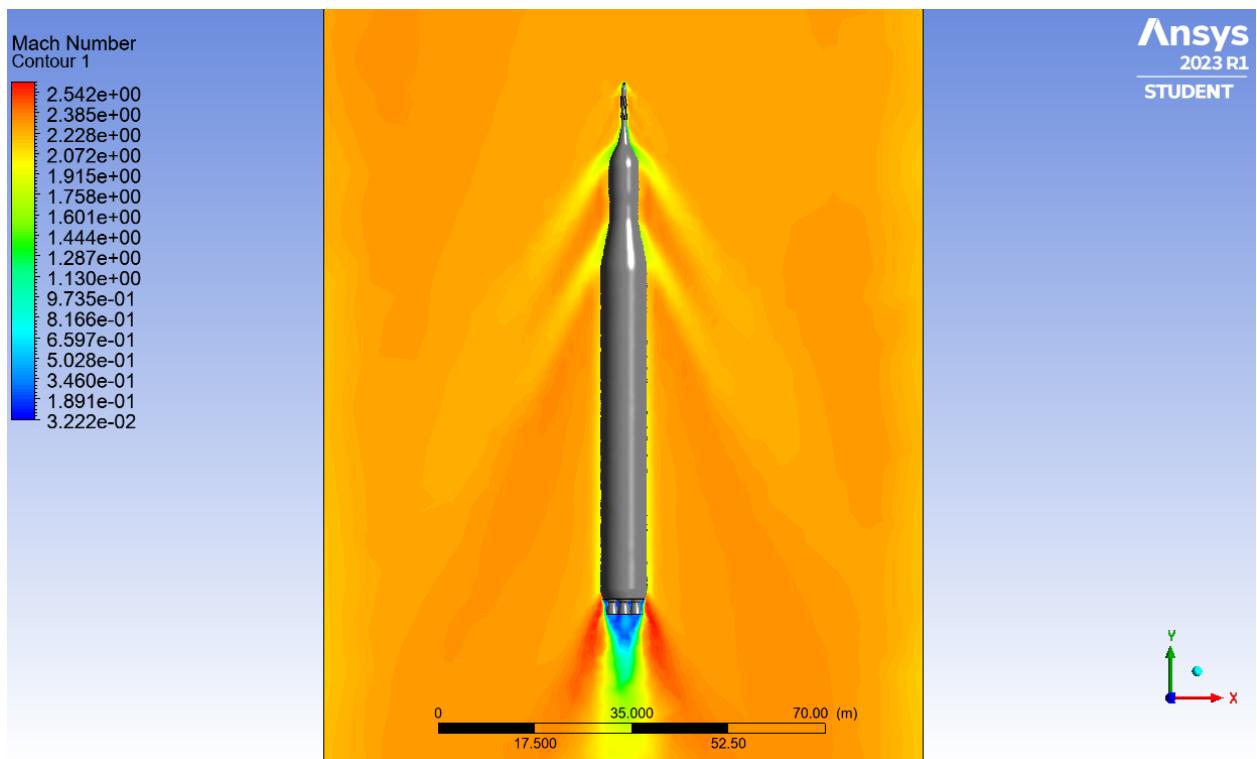


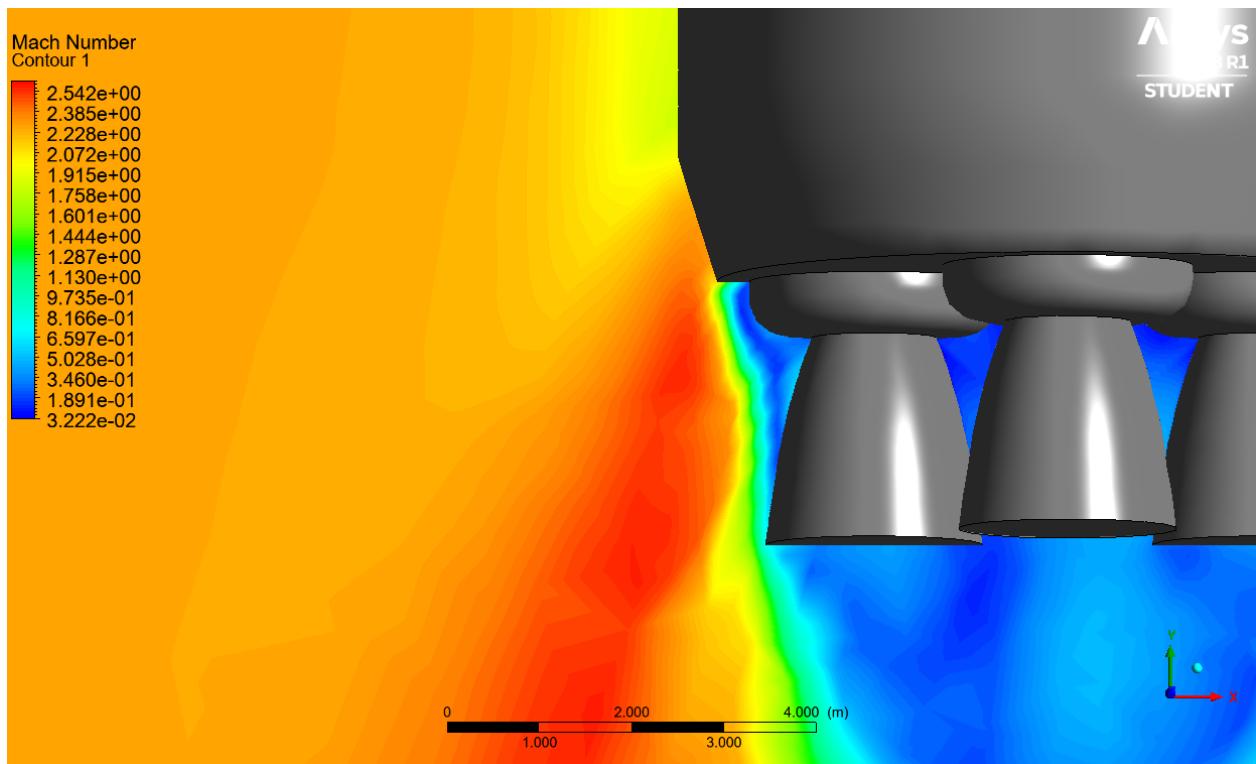
In questo caso, essendo in velocità supersonica, le onde d'urto portano ad un forte aumento di temperatura (figura superiore). Al contrario, le onde d'espansione per angoli convessi diminuiscono la temperatura (figura inferiore).

- *Streamlines di velocità.*



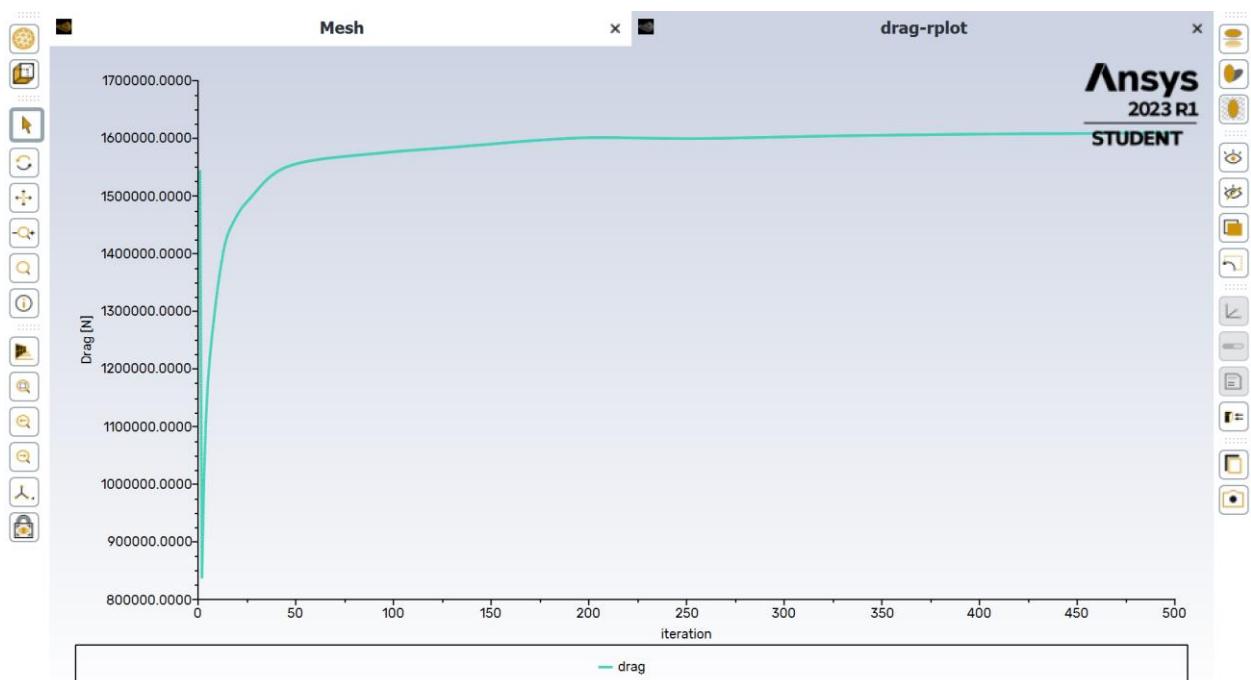
- **Curve di livello del numero di Mach.**





In questo caso, essendo in velocità supersonica, le onde d'urto portano ad una diminuzione del numero di Mach (figura superiore, aumenta la temperatura e diminuisce la velocità). Al contrario le onde d'espansione per angoli convessi aumentano il numero di Mach (figura inferiore, aumenta la velocità e diminuisce la temperatura).

È stata calcolata la **forza di drag** agente sul rocket in queste condizioni operative:



Outline of Schematic A7: Parameters				
	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	Input Parameters			
*	New input parameter	New name	New expression	
4	Output Parameters			
5	Fluid Flow (Fluent) (A1)			
6	P1	drag-op	1.609E+06	N
*	New output parameter		New expression	
8	Charts			

5. GRAFICI PRESTAZIONALI DEL ROCKET COMPLETO

È possibile a questo punto studiare le prestazioni e l'andamento di grandezze indicative del SLS completo, al variare del tempo di volo e della quota.

Notando i valori di spinta per i Solid rocket boosters sono stati computati al variare del tempo mentre la spinta del core stage è in funzione della quota, è stato necessario modellare una legge oraria che consentisse di ottenere dei grafici complessivi.

IPOTESI:

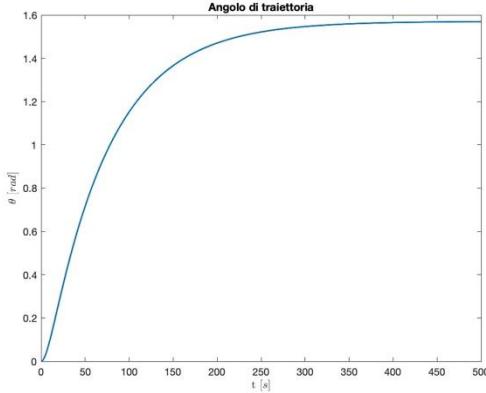
- Trascurato Drag aerodinamico
- Angolo di traiettoria segue un transitorio del secondo ordine prima di assestarsi a $\frac{\pi}{2}$
- Trascurata la curvatura terrestre e il problema di Keplero a due corpi
- Problema bidimensionale
- Spinta, velocità e accelerazione concorde con l'asse del rocket
- Modello del corpo rigido
- Gravità variabile con la quota

È stato applicato il modello di atmosfera standard enunciato nel capitolo del Core stage.

Per prima cosa, sono state determinate le costanti di tempo T_1 e T_2 tali che:

$$\theta(t) = \frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{T_1}{T_1 - T_2} e^{-\frac{t}{T_1}} + \frac{T_2}{T_1 - T_2} e^{-\frac{t}{T_2}} \right)$$

Le costanti scelte sono $T_1 = 7s$ e $T_2 = 70s$. Le due costanti differiscono per un intero ordine di grandezza. Macroscopicamente, ciò comporta che il transitorio sia assimilabile ad uno del primo ordine, garantendo però che le manovre di rollio e beccheggio inizino dopo che il veicolo abbia raggiunto una quota di sicurezza.



Mediante un equilibrio dinamico delle forze agenti sul rocket:

$$\frac{d\vec{Q}}{dt} = \vec{R} \Rightarrow M_{tot}\vec{a} + \dot{m}_p\vec{v} = \vec{T} + M\vec{g} \Rightarrow \vec{a} = \begin{bmatrix} \frac{T}{M_{tot}} \sin \theta \\ -g + \frac{T}{M_{tot}} \cos \theta \end{bmatrix} - \frac{\dot{m}_p}{M_{tot}} \vec{v}$$

È stato generato un processo iterativo, calcolando:

- Spinta, mediante la somma di spinte del Solid Rocket Boosters e del Core stage considerando la quota raggiunta all'iterazione (i-1) e il relativo istante di tempo, all'istante i;
- Massa, integrando la porta di propellente (solido e liquido) espulsa in un intervallo dt, all'istante i, con il metodo di Eulero in avanti:

$$M_{i+1} = M_i - \dot{m}_p(t_i)dt;$$

- Accelerazione, mediante l'equilibrio delle forze descritto, all'istante i;
- Velocità, integrando l'accelerazione con il metodo di Eulero in avanti:

$$\vec{v}_{i+1} = \vec{v}_i + \vec{a}(\vec{v}_i, z_i, t_i)dt;$$

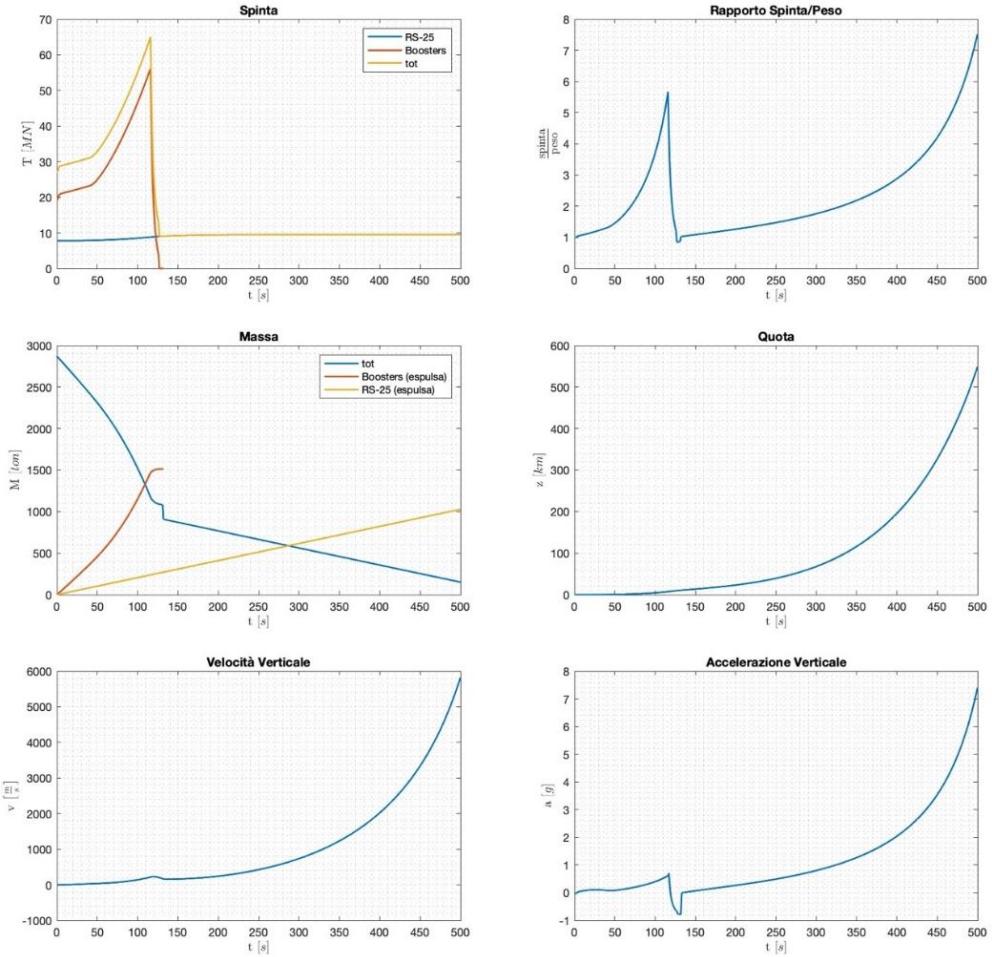
- Quota, integrando la velocità con il metodo di Eulero in avanti:

$$z_{i+1} = z_i + (\vec{v}_i \cdot \hat{z})dt;$$

Son stati distinti 3 macro-intervalli relativi, dall'accensione dei motori allo spegnimento dei Solid rocket boosters (0 s-125 s), dallo spegnimento alla separazione dei Solid rocket boosters (125 s-132 s) e dalla separazione al termine della missione (132 s- 500 s).

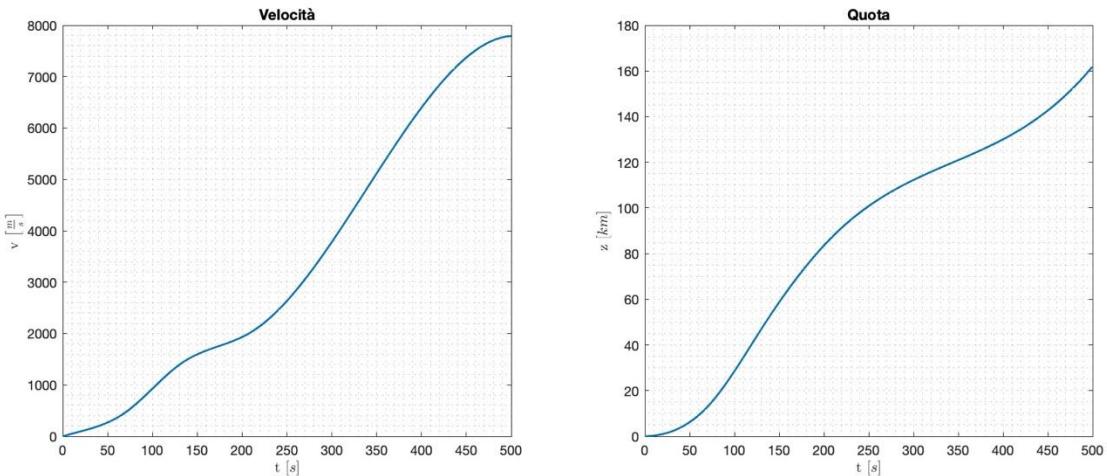
Il procedimento è stato implementato ed eseguito con Matlab.

Sono stati plottati vari andamenti significativi al variare del tempo:



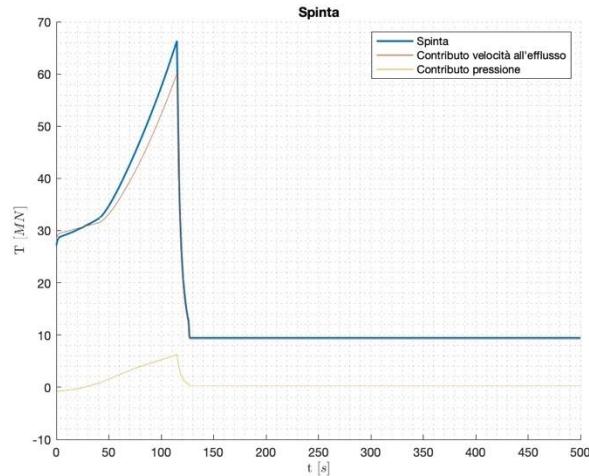
Osservando i grafici, si può notare come all'istante della separazione vi sia una discontinuità nell'andamento della massa nel tempo, dovuta alla perdita della massa inerte relativa ai boosters, risultante in un aumento impulsivo dell'accelerazione (e conseguentemente in un punto angoloso nella velocità). Inoltre, possiamo osservare un altro salto, antecedente a quello appena descritto, attribuibile alla diminuzione brusca della spinta in seguito al valore di picco.

Per discutere la veridicità dei grafici così ottenuti, sono stati estrapolati alcuni andamenti significativi, interpolando, mediante *spline cubica*, i dati ufficiali, presenti nel Report Nasa Artemis.



Si può osservare che i valori di quota e velocità risultanti dalla legge oraria utilizzata sono maggiori rispetto ai valori interpolati. Ciò è attribuibile, nei primi istanti del volo, alle ipotesi semplificative utilizzate, quali

l'assenza di drag aerodinamico. Negli istanti finali del volo invece, quando la massa del veicolo è significativamente ridotta, non avendo considerato il throttle, si osserva che quota e velocità corrispondenti alla spinta massima differiscono in maniera sostanziale dai valori attesi.



Possiamo osservare come l'andamento della spinta (massima) sia pressoché identico. Fatto attribuibile al ridotto effetto delle variazioni di pressione ambiente sui valori di spinta finali.

6. RIFERIMENTI

Biblarz, G. S. (2001). *Rocket Propulsion Elements*. John Wiley & Sons.

Bilyar N.Bath, S. E. (s.d.). *Fabrication of High Thermal Conductivity NARloy-Z-diamond Composite Combustion Chamber Liner for Advanced Rocket Engines*. Tratto da www.nasa.gov.

Boeing. (1998). *Space Shuttle Main Engine Orientation*.

Encyclopedie Astronautica. (s.d.). Tratto da web.archive.org.

Evans, T. P. (1968). *The Status of Monopropellant Hydrazine Technology*. Pasadena, California: NASA.

F.Rinaldi. (s.d.). Appunti di Fisica Tecnica del prof. F.Rinaldi.

L.Galfetti. (s.d.). Appunti di Propulsione Aerospaziale del prof. L.Galfetti.

NASA. (s.d.). *Artemis reference guide*. Tratto da www.nasa.gov.

NASA. (s.d.). Interim Cryogenic Propulsion Stage. In NASA, *SLS reference guide* (p. 55). Tratto da https://www.nasa.gov/exploration/systems/sls/reference_guide.html

NASA, B. J. McBride and S. Gordon, "Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications," *NASA Reference Publication (RP)*, Jun. 1996, [Online]. Tratto da <https://ntrs.nasa.gov/citations/19960044559>.

NASA, M. J. Zehe, S. Gordon, and B. J. McBride, "CAP: A Computer Code for Generating Tabular Thermodynamic Functions from NASA Lewis Coefficients," *Technical Publication (TP)*, Feb. 2002, [Online]. Tratto da <https://ntrs.nasa.gov/citations/20020036214>.

NASA, R. A. Svehla, "Transport Coefficients for the NASA Lewis Chemical Equilibrium Program," *Technical Memorandum (TM)*, Apr. 1995, [Online]. Tratto da <https://ntrs.nasa.gov/citations/19950021761>.

NASA, B. J. McBride and S. Gordon, "Computer program for calculating and fitting thermodynamic functions," *NASA Reference Publication (RP)*, Nov. 1992, [Online]. Tratto da <https://ntrs.nasa.gov/citations/19930003779>.

P.Schmitt, M. (s.d.). *Multilayer Thermal Barrier Coating (TBC) Architectures utilizing rare earth doped YSZ and rare earth Pyrochlores*. Tratto da www.nasa.gov.

Plotting a bell nozzle. (s.d.). Tratto da www.github.com.

R.W. Humble, G. H. (1995). *Space Propulsion Analysis and Design*. McGraw-Hill.

Santiago, J. R. (1996). Evolution of the RL10 liquid rocket engine for a new upperstage application. West Palm Beach, FL: American Institute of Aeronautics and Astronautics.

wikipedia. (s.d.).

Wikipedia. (s.d.). [wikipedia.org](https://en.wikipedia.org/wiki/Propellant_tank#:~:text=Normally%2C%20propellant%20in%20the%20tank,pressure%20to%20the%20combustion%20chamber). Tratto da https://en.wikipedia.org/wiki/Propellant_tank#:~:text=Normally%2C%20propellant%20in%20the%20tank,pressure%20to%20the%20combustion%20chamber.

www.astronautix.com. (s.d.). Tratto da <http://www.astronautix.com/m/mr-104.html>