

Progetto di due motori, uno a propellenti liquidi ed uno a propellenti ibridi.

1 - PARAMETRI DI MISSIONE

Prima di portare avanti tutti i calcoli relativi alle varie parti del motore bisogna conoscere ovviamente la missione richiesta. In questo caso il motore in esame deve trasferirsi da un'orbita di parcheggio cioè 275Km rispetto alla superficie della Terra, alla quota di 390Km(orbita in cui si trova la ISS)per poi giungere ad una di 100Km,fase in cui ha, poi, inizio il rientro atmosferico.

Passiamo, ora, al calcolo del ΔV necessario per soddisfare la missione.

Dall'ipotesi che le orbite siano circolari, siamo in grado di utilizzare uno dei più utili e semplici metodi di trasferimento ovvero, il metodo di Hohmann. Tale metodo è caratterizzato da minima energia e massimo tempo e si basa su un trasferimento ellittico a doppia tangenza, tangente, cioè, sia all'orbita interna che a quella esterna (fig. 1).

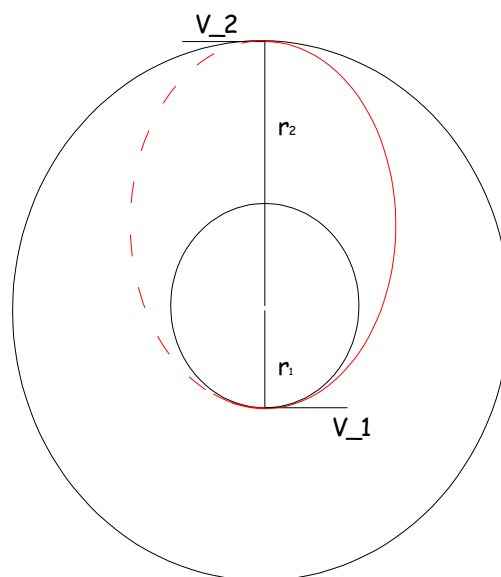


Fig. 1

Vista la presenza di tre orbite ci saranno in gioco tre energie:

$$\text{interna (di raggio } r_1) \longrightarrow \mathcal{E}_1 = \frac{V_1^2}{2} - \frac{\mu}{r_1} = -\frac{\mu}{2 \cdot r_1}$$

$$\text{Hohmann (di semiasse maggiore } a_t) \longrightarrow \mathcal{E}_t = \frac{V^2}{2} - \frac{\mu}{r} = -\frac{\mu}{2 \cdot a_t}$$

$$\text{esterna (di raggio } r_2) \longrightarrow \mathcal{E}_2 = \frac{V_2^2}{2} - \frac{\mu}{r} = -\frac{\mu}{2 \cdot r_2}$$

Riferiamoci per ora alla prima parte di missione cioè fino all'attracco con la ISS. Sapendo che r rappresenta la distanza dal centro della terra espressa in unità canoniche, h_1 ed h_2 rappresentano la quota rispetto alla superficie terrestre rispettivamente dell'orbita di parcheggio e di quella di missione, troviamo che:

$$r_1 = \frac{6378,145 + h_1}{6378,145} = 1 + \frac{275}{6378,145} = 1,0431 \text{ DU}$$

$$r_2 = \frac{6378,145 + h_2}{6378,145} = 1 + \frac{390}{6378,145} = 1,06115 \text{ DU (prima parte di missione)}$$

$$a_t = \frac{r_1 + r_2}{2} = 1,05213 \text{ DU}$$

Possiamo, quindi, conoscere i tre valori di energia $\left(\mu = 1 \frac{\text{DU}^3}{\text{TU}^2} \right)$:

$$\mathcal{E}_1 = -\frac{\mu}{2 \cdot r_1} = -0,47934 \left(\frac{\text{DU}}{\text{TU}} \right)^2$$

$$\mathcal{E}_2 = -\frac{\mu}{2 \cdot r_2} = -0,47119 \left(\frac{\text{DU}}{\text{TU}} \right)^2$$

$$\mathcal{E}_T = -\frac{\mu}{2 \cdot a_t} = -0,47523 \left(\frac{\text{DU}}{\text{TU}} \right)^2$$

Dai tre valori di energia procediamo al calcolo delle velocità:

$$\text{interna} \quad \longrightarrow \quad V_1 = \sqrt{\frac{\mu}{r_1}} = 0,979115 \frac{DU}{TU}$$

$$\text{esterna} \quad \longrightarrow \quad V_2 = \sqrt{\frac{\mu}{r_2}} = 0,970761 \frac{DU}{TU}$$

$$\text{Hohmann} \quad \longrightarrow \quad V_t = \sqrt{2 \cdot \left(\varepsilon_t + \frac{\mu}{r_1} \right)} = 0,983301 \frac{DU}{TU}$$

Per poter ricavare gli incrementi di velocità non ci resta che ricavare:

$$V_p = \text{velocità al perigeo} = \sqrt{2 \cdot \frac{\mu}{r_1} \cdot \frac{r_2}{r_1 + r_2}} = 0,983301 \frac{DU}{TU}$$

$$V_A = \text{velocità all'apogeo} = \sqrt{2 \cdot \frac{\mu}{r_2} \cdot \frac{r_1}{r_1 + r_2}} = 0,966593 \frac{DU}{TU}$$

Infatti ora possiamo ricavare il ΔV per la prima parte di missione:

$$\Delta V_1 = V_p - V_1 = (0,98339 - 0,97912) = 0,004186 \frac{DU}{TU}$$

$$\Delta V_2 = V_2 - V_A = (0,970761 - 0,966593) = 0,004168 \frac{DU}{TU}$$

$$\Delta V' = \Delta V_1 + \Delta V_2 = 0,008354 \frac{DU}{TU}$$

Sapendo che $1 \frac{Km}{sec} = 0,1264963205 \frac{DU}{TU}$,

il ΔV richiesto per giungere alla quota di 390Km:

$$\Delta V' = 0,066039 \frac{Km}{sec}$$

Il relativo Time of Flight (ovviamente la metà del periodo di trasferimento orbitale visto che si percorre metà ellisse) è:

$$TOF_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{a_t^3}{\mu}} = 3,390429 \text{ TU}$$

Convertendo ciò nel sistema metrico ($1TU = 806,8118744 \text{ sec}$) troviamo:

$$TOF_1 = 2735,439 \text{ sec} = 45,6 \text{ minuti}$$

A questo punto bisogna ripetere il procedimento per la seconda parte di missione ovvero per il passaggio dall'orbita in cui si ha l' attracco con la ISS alla quota di 100Km (la indicheremo col pedice 3), quota in cui si considera convenzionalmente l'inizio della nostra atmosfera.

$$\left\{ \begin{array}{l} r_2 = 1,0615 \text{ DU} \\ a_t = 1,038589 \text{ DU} \\ r_3 = 1,015679 \text{ DU} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_2 = -0,47119 \left(\frac{DU}{TU} \right)^2 \longrightarrow V_2 = 0,970761 \frac{DU}{TU} \\ \varepsilon_T = -0,48150 \left(\frac{DU}{TU} \right)^2 \longrightarrow V_T = 0,960076 \frac{DU}{TU} \\ \varepsilon_3 = -0,49228 \left(\frac{DU}{TU} \right)^2 \longrightarrow V_3 = 0,992252 \frac{DU}{TU} \end{array} \right.$$

$$V_p = 0,960076 \frac{DU}{TU} \longrightarrow \Delta V_2 = -0,01069 \frac{DU}{TU}$$

$$V_A = 1,003055 \frac{DU}{TU} \longrightarrow \Delta V_3 = -0,0108 \frac{DU}{TU}$$

Il ΔV richiesto per questa seconda parte di missione risulta:

$$\Delta V'' = -0,02149 \frac{DU}{TU} = -0,16987 \frac{Km}{sec}$$

Il Time Of Flight risulta:

$$TOF_2 = \pi \cdot \sqrt{\frac{a_t^3}{\mu}} = 3,324334TU = 2682,112\text{sec} = 44,70187\text{minuti}$$

Termineremo questa sezione trovando le variazioni di massa in funzione dei due ΔV richiesti mediante la ben nota “equazione di Tsiolkowsky”:

$$\frac{m_0}{m} = \exp\left(\frac{\Delta V_i}{g_0 \cdot Isp}\right)$$

Dove :

$$g_0 \cdot Isp = c = 2964,7 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 2,9647 \frac{\text{Km}}{\text{s}} = 0,3750 \frac{\text{DU}}{\text{TU}}$$

c velocità di efflusso equivalente;

m_0 è la massa iniziale;

m è la massa finale.

Separando le due missioni, troviamo che per la prima parte:

$$\frac{m_0}{m} \Big|_{\Delta V_1} = \exp\left(\frac{\Delta V_1}{g_0 \cdot Isp}\right) = 1,011224$$

$$\frac{m_0}{m} \Big|_{\Delta V_2} = \exp\left(\frac{\Delta V_2}{g_0 \cdot Isp}\right) = 1,011176$$

e cioè:

$$\frac{m_0}{m} \Big|_1 = \frac{m_0}{m} \Big|_{\Delta V_1} \frac{m_0}{m} \Big|_{\Delta V_2} = 1,02253$$

Mentre per la parte finale della missione:

$$\left. \frac{m_0}{m} \right|_{\Delta V_2'} = 1,028902$$

$$\left. \frac{m_0}{m} \right|_{\Delta V_3} = 1,029225$$

$$\left. \frac{m_0}{m} \right|_2 = \left. \frac{m_0}{m} \right|_{\Delta V_2} \left. \frac{m_0}{m} \right|_{\Delta V_3} = 1,058971$$

(osservando comunque che, la massa finale dopo la prima accensione è pari alla massa all'inizio della seconda accensione).

Conoscendo la massa a vuoto dello Shuttle cioè 99117Kg possiamo ricavare la massa dei propellenti:

$$\left. \frac{m_0}{m} \right|_2 = \frac{(m_{struct}) + (m_{prop})_2}{(m_{struct})} = 1 + \frac{(m_{prop})_2}{(m_{struct})} = 1,058971$$

procedendo al calcolo della massa di propellente (seconda parte di missione):

$$(m_{prop})_2 = 0,058971 \cdot (m_{struct}) = 5845 \text{ Kg}$$

Calcoliamo ora la massa di propellente della prima parte di missione:

$$\left. \frac{m_0}{m} \right|_1 = \frac{m_{struct} + m_{prop2} + m_{prop1}}{m_{struct} + m_{prop2}} = 1 + \frac{m_{prop1}}{m_{struct} + m_{prop2}} = 1,02253$$

$$(m_{prop})_1 = 0,02253 \cdot (m_{struct} + m_{prop2}) = 2101 \text{ Kg}$$

E quindi la quantità totale:

$$(m_{prop})_{tot} = (m_{prop})_1 + (m_{prop})_2 = 7946 \text{ Kg}$$

Conoscendo, infine, il rapporto ossidante riducente vale a dire 1,7:1 possiamo ricavare la quantità minima di propellenti da portare a bordo senza, ovviamente, tener conto di un eventuale sistema di raffreddamento.

Per quanto riguarda l'ossidante(N_2O_4) si parla di minimo 5003Kg mentre per il riducente(MMH) di 2943Kg.

Volendo conoscere il volume occupato dai propellenti:

$$\rho(N_2O_4) = 1,447 \frac{g}{cc} \longrightarrow \text{Vol}(N_2O_4) = 3,457529 \text{ m}^3$$

$$\rho(MMH) = 0,874 \frac{g}{cc} \longrightarrow \text{Vol}(MMH) = 3,367239 \text{ m}^3$$

Dai risultati del CEA(che verranno di seguito illustrati) si prevede una portata di 9,005399 kg/sec il che porta ad un tempo di funzionamento di circa 14min e 42 sec.

La stessa cosa bisogna, poi, effettuarla per il motore ibrido tenendo in considerazione che stavolta :

$$g_0 \cdot Isp = 2902,9 \frac{m}{s} = 2,9029 \frac{Km}{s} = 0,367206 \frac{DU}{TU}$$

$$\text{Rapporto} \frac{Ox}{Rid} = 5,6$$

Ripetendo Tsiolkowsky:

$$m(H_2O_2) = 6886,65 \text{ Kg}$$

$$m(HDPE) = 1229,76 \text{ Kg}$$

$$\rho(H_2O_2) = 1,44 \frac{g}{cc} \longrightarrow \text{Vol}(H_2O_2) = 4,782399 \text{ m}^3$$

$$\rho(HDPE) = 0,94 \frac{g}{cc} \longrightarrow \text{Vol}(HDPE) = 1,308255 \text{ m}^3$$

In questo caso, la portata risulta essere leggermente maggiore(9,19716 Kg/sec) ma troviamo un tempo di funzionamento praticamente identico(meno di un secondo di differenza).

L'unica cosa che possiamo dire al riguardo, quindi, è che dal punto di vista delle masse di propellenti il motore a liquido risulta più conveniente (circa 170 kg in meno).

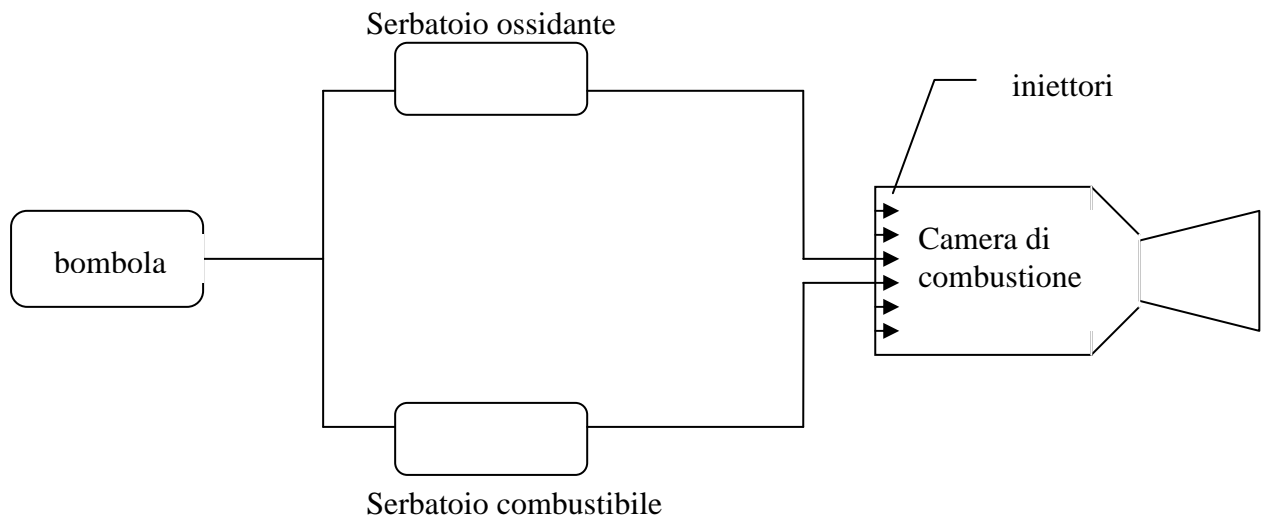
2 - SISTEMA DI ALIMENTAZIONE

MOTORE A PROPELLENTI LIQUIDI

Il sistema di alimentazione deve provvedere all'ingresso in camera di combustione della giusta quantità di propellente, tale da garantire la portata necessaria alla spinta prevista.

A tale fine occorre dimensionare:

- i serbatoi dei liquidi propellenti (sia combustibile che ossidante), e relativo impianto di pressurizzazione;
- le linee di alimentazione, che trasportano la portata di fluido dal serbatoio alla camera di combustione;
- l'eventuale impianto di refrigerazione della camera, che verrà a gravare sulla linea di alimentazione di uno dei due fluidi, generalmente del combustibile;
- gli iniettori di propellente in camera di combustione.



Lo studio dei diversi componenti del sistema procede a ritroso a partire da alcuni parametri fondamentali di progetto dell'intero motore: la spinta necessaria, il tempo di funzionamento, i propellenti usati e relative caratteristiche termodinamiche, il rapporto di miscelamento, la pressione in camera di combustione e la velocità di efflusso equivalente. Questi dati vengono forniti da studi precedentemente svolti sui processi in camera di combustione e dai parametri della missione. I propellenti utilizzati sono la MMH e N_2O_4 .

Spinta necessaria	26689 N
Tempo di funzionamento	912,4 s
Pressione in camera	861840 Pa
Impulso specifico	2964,70 m/s
Rapporto di miscelamento	1,7
C*	1740,40 m/s
C _f	1,59

Si risale, dunque, alla portata di propellenti richiesta dalla camera di combustione. Infatti, poiché

$$S = \dot{m}_{tot} \cdot c$$

$$\text{e } c = c^* \cdot c_f$$

conoscendo sia C* che C_f, si ricava

$$\dot{m}_{tot} = S / c$$

Una volta nota \dot{m}_{tot} , si può ricavare la portata del singolo propellente:

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{ox} + \dot{m}_f = \dot{m}_{ox} (1 + 1/f) \Rightarrow \begin{cases} \dot{m}_{ox} = \dot{m} / (1 + 1/f) \\ \dot{m}_f = \dot{m}_{ox} / f \end{cases}$$

In questo modo si è in grado di dimensionare gli iniettori.

Essi sono caratterizzati dalla velocità di efflusso del fluido e dal salto di pressione che impongono al fluido stesso, affinché il liquido possa polverizzarsi e quindi giungere a contatto con l'altro propellente nelle condizioni più idonee a reagire. La velocità e il ΔP sono legati tra loro dalla relazione di Bernoulli:

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

dove C_D è il coefficiente di efflusso che tiene conto delle perdite di carico associate all'iniettore.

Purtroppo, mentre un'elevata velocità di efflusso garantisce una migliore atomizzazione del propellente, un elevato ΔP comporta perdite eccessive che andrebbero supportate con una struttura troppo pesante. Occorre quindi cercare un compromesso, che offra un certo range di velocità non troppo basse, ma che mantenga il salto di pressione entro limiti accettabili.

Nel caso in esame si è scelta una velocità di efflusso pari a 30 m/s. Da questa è possibile determinare l'area totale di efflusso, scegliere quindi il tipo di iniettori e di conseguenza il numero e

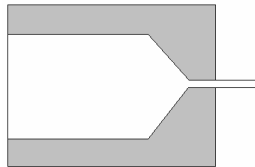
il diametro dei fori. Gli iniettori sono tutti uguali tra loro e i fori sono tutti delle stesse dimensioni per semplicità costruttiva.

$$A_{tot_ox} = \dot{m}_{ox} / (\rho_{ox} \cdot v_{in})$$

$$A_{tot_f} = \dot{m}_f / (\rho_f \cdot v_{in})$$

$$A_i = A_{tot_ox} / n_{in} \quad \rightarrow \quad D_i = \sqrt{\frac{4A_i}{\pi}}$$

La lunghezza dei fori si determina a sua volta da considerazioni di carattere empirico, tenendo conto che il rapporto L/D incide sul valore del coefficiente di efflusso. È stato scelto lo stesso tipo di iniettore sia per l'ossidante che per il combustibile, anche se in numero diverso perché le portate sono diverse. La forma è la seguente, tale da ridurre il più possibile il fenomeno della vena contratta, i valori scelti sono $C_D = 0,80$ e diametro $D = 1,44$ mm.



La velocità di efflusso è la stessa.

Si possono progettare gli iniettori seguendo il modello di iniettori a doppietta con impinging: questo sistema, che consiste in una angolatura dei fori dell'iniettore, prevede che i due getti del combustibile e dell'ossidante si incontrino per facilitare la rottura delle gocce e il loro miscelamento. Si può utilizzare la relazione che c'è tra gli angoli degli iniettori in modo che il getto risultante dai due flussi dopo l'impatto sia assiale:

$$\frac{v_{in} \cdot \sin(\gamma_{ox})}{v_{in} \cdot \sin(\gamma_f)} = \frac{1}{f}$$

Nel nostro caso le due velocità sono uguali, per cui imponendo l'angolo $\gamma_{ox} = 45^\circ$, quello del combustibile risulta essere $\gamma_f = 24,5^\circ$.

A questo punto è possibile ricavare il ΔP sia dell'ossidante che del riducente:

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} (v_{in} / C_D)^2 = \begin{cases} \Delta P_{ox} = 10.04 \text{ atm} \\ \Delta P_f = 6.07 \text{ atm} \end{cases}$$

L'impianto di refrigerazione consiste in un condotto di trasporto del combustibile che si avvolge al massimo lungo tutta la camera di combustione. Per tenere conto anche della superficie

della sezione di gola si introduce un aumento del 20% nella lunghezza del diametro. L'ugello, pur essendo molto sollecitato termicamente, non viene raffreddato con questo impianto, ma attraverso l'utilizzo di un materiale refrattario.

La velocità del fluido all'interno del condotto è imposta pari a 20 m/s, dopo essersi assicurati che sia superiore alla velocità minima necessaria per garantire un adeguato raffreddamento.

La lunghezza del condotto dipende dalla superficie esterna della camera di combustione, mentre il diametro dipende dalla portata necessaria per garantire uno scambio termico efficace tra fluido e camera. Con questi dati è possibile valutare le perdite di carico che il liquido subisce lungo tutto il percorso dal serbatoio alla camera:

$$\Delta P_{pc} = (\mu v_f L_{co}) / D_{co}^2$$

dove μ è la viscosità del fluido, espressa in cPoise.

Lungo le linee di alimentazione si sono aggiunte delle perdite di carico approssimate a 0.1 atm l'una, che tengono conto della presenza di valvole e deviazioni del flusso. Ne sono state considerate 4: una dopo il serbatoio e una prima degli iniettori, sia per l'ossidante che per il combustibile.

Ripercorrendo il sistema a ritroso si giunge alla determinazione della pressione che deve essere imposta al serbatoio per garantire il corretto funzionamento del motore:

$$P_{s,f} = P_0 + \Delta P_{in,f} + \Delta P_{pc,f}$$

Lo stesso calcolo va effettuato per l'ossidante, tenendo conto della diversità delle perdite sia per gli iniettori che lungo le linee di alimentazione:

$$P_{s,ox} = P_0 + \Delta P_{in,ox} + \Delta P_{pc,ox}$$

Per dimensionare il volume dei serbatoi occorre determinare la massa di propellente necessaria per l'utilizzo del motore per il tempo stabilito:

$$m_{ox} = \dot{m}_{ox} \cdot t_{funz} = 5172 \text{ kg}$$

$$m_f = \dot{m}_f \cdot t_{funz} = 3042 \text{ kg}$$

Le dimensioni dei serbatoi devono contenere il volume di propellenti necessario:

$$V_{ox} = m_{ox} / \rho_{ox}$$

$$V_f = m_f / \rho_f$$

Sono stati scelti dei serbatoi cilindrici a base emisferica di Alluminio 6061 T8. Il diametro e lo spessore sono stati imposti del valore di 1 m e 0.05 m rispettivamente.

La temperatura di conservazione dei liquidi è di 20 °C per entrambi, in modo tale da mantenerli allo stato liquido.

Perché sia garantita nei serbatoi la pressione prevista, occorre provvedere ad un impianto di pressurizzazione. Poiché il motore non ha dimensioni particolarmente elevate, è sconsigliabile l'utilizzo di turbopompe, per cui si è preferito progettare un impianto a gas freddi pressurizzati.

La bombola di pressurizzazione è unica. Poiché i due serbatoi necessitano di due pressioni diverse viene introdotta una perdita di carico di bilanciamento (attraverso una valvola o una deviazione del flusso) prima del serbatoio del combustibile che garantisca la pressione desiderata.

La massa di gas necessario per pressurizzare i serbatoi viene determinata secondo la seguente relazione:

$$M_i = \gamma \frac{P_s V_s}{RT_i} \frac{1}{1 - P_f / P_i}$$

dove P_s e V_s sono la pressione da garantire nel serbatoio di combustibile e il volume totale dei serbatoi (somma di quello della MMH e di quello del N_2O_4). La T_i è la temperatura del gas nella bombola all'inizio del funzionamento, P_f e P_i le pressioni alla fine e all'inizio del funzionamento sempre riferite al gas pressurizzante. Nel caso in esame il gas è l'azoto (N_2) conservato a 20 °C: questa temperatura impedisce la liquefazione a qualunque pressione.

Date le pressioni elevate a cui è sottoposta la struttura della bombola, è più conveniente dimensionarla facendo anche alcune considerazioni di resistenza strutturale. In tal modo si giunge alla seguente espressione, più completa della precedente:

$$M_t = M_B + M_i = V_s P_s \left(\frac{\gamma}{RT_i} + \frac{3\gamma}{\sigma_{\max}} \rho_B \frac{1 + L_B / D_B}{1 + 1.5 L_B / D_B} \right) \frac{1}{1 - P_f / P_i}$$

I termini con il pedice B sono riferiti alla bombola: M_B è la massa strutturale, ρ_B è la densità del materiale con cui è costruita, L_B e D_B sono le dimensioni. La σ_{\max} è la tensione massima ammissibile dal materiale. Il materiale scelto è lo stesso dei serbatoi (Al 6061 T8).

La pressione iniziale è quella di limite per la resistenza della bombola, mentre quella finale è il doppio della pressione di serbatoio, in modo che fino alla fine della missione la pressione dei propellenti sia quella necessaria.

In questo modo sono state determinati tutti i termini necessari per il dimensionamento dell'impianto di pressurizzazione.

MOTORE A PROPELLENTI IBRIDI

Nel motore a propellenti ibridi, il sistema di alimentazione viene modificato in quanto non si hanno più due propellenti liquidi, ma uno solo. In particolare l'ossidante è H_2O_2 , mentre il combustibile è polietilene allo stato solido.

Si semplifica quindi l'impianto di alimentazione, che si riduce ad un solo serbatoio e ad una sola linea di mandata di liquido propellente.

Una volta determinata la pressione in camera necessaria alla combustione, e tenuto conto dei diversi propellenti e delle caratteristiche diverse del motore, si possono nuovamente ricavare tutti i dati necessari aggiornandoli alla nuova situazione.

Spinta necessaria	26689 N
Tempo di funzionamento	897 s
Pressione in camera	861840 Pa
Impulso specifico	2902,90 m/s
Rapporto di miscelamento	5,6
C^*	1663,5 m/s
C_f	1,63

Le differenze più significative si riscontrano nell'impianto di refrigerazione. La camera di combustione ha dimensioni più elevate rispetto a quella nel caso di propellenti liquidi, in quanto deve alloggiare tutto il combustibile necessario alla spinta richiesta. Date anche le caratteristiche termodinamiche del fluido ossidante, in particolare la densità, le perdite di carico per un impianto rigenerativo diventano eccessive, dell'ordine di 23 atm. Si ritiene dunque più conveniente provvedere ad un raffreddamento di tipo ablativo per questo tipo di motore.

Il sistema di alimentazione è soggetto dunque a meno perdite di carico perché segue un percorso più breve, per cui la pressione del serbatoio è minore che nel caso del motore a liquido.

Anche l'impianto di pressurizzazione è di dimensioni ridotte. Per determinarne le caratteristiche geometriche si procede allo stesso modo che nel caso dei propellenti liquidi. Anche in questo caso il materiale usato è l'alluminio 6061 T8, sia per il serbatoio di H_2O_2 che per la bombola di gas pressurizzante.

3 - Camere di combustione

Il primo passo per il dimensionamento del motore consiste nel determinare le caratteristiche termodinamiche dei propellenti alla fine del processo di combustione, dato che queste determinano il funzionamento di tutto il motore e dipendono essenzialmente solo dai propellenti scelti.

A questo scopo si presuppone che i propellenti raggiungano l'equilibrio chimico in camera di combustione e si assume che non ci siano perdite di pressione di ristagno all'interno della camera di combustione.

Inoltre si assume che il processo di combustione avvenga adiabaticamente per cui attraverso la camera di combustione si conserva l'entalpia totale dei gas.

Fatto ciò si ottiene un sistema di equazioni chiuso che può quindi essere risolto. A tale scopo è stato usato un programma di calcolo appositamente sviluppato dalla NASA, il CEA (Chemical Equilibrium Application).

I dati di input per tale calcolo sono le entalpie con cui i propellenti entrano in camera di combustione il rapporto di miscelamento (qui sempre inteso come rapporto in peso tra ossidante e riducente) e la pressione di ristagno che regna in camera.

Le entalpie dei propellenti sono quelle che li caratterizzano all'interno dei serbatoi e sono:

Razzo a propellenti liquidi			Ibrido		
Propellente	Entalpia(*)	Temperatura(**)	Propellente	Entalpia(*)	Temperatura(**)
MMH	54200	298.15	Polietilene	-25600	298.15
N ₂ O ₄	-17549	298.15	H ₂ O ₂	-187780	298.15

(*) in KJ/KG-MOL (**) in K

Per la pressione di ristagno è stato scelto un valore dettato dalle esperienze riguardo situazioni simili al nostro caso. Si è scelto $P_0=125\text{PSIA}=8,6184\text{bar}$.

Il rapporto di miscelamento è stato scelto massimizzando il parametro c^* che a parità di coefficiente di amplificazione della spinta (c_f dipende solo dall'ugello) è proporzionale all'impulso specifico. Sono stati, quindi, fatti calcoli per diversi valori del rapporto di miscelamento e si sono trovati i seguenti valori ottimi:

Prop. Liquidi	Ox/f = 1.7
Ibrido	Ox/f = 5.6

I risultati così ottenuti sono elencati in tab.1 e tab.2. In effetti il CEA permette di risolvere anche il flusso isentropico attraverso l'ugello, e calcola quindi anche i parametri del motore. E' stato a

questo scopo fissato un rapporto di espansione tra gola e uscita dell'ugello pari a 55 (valore trovato sempre da esperienze di motori simili) per entrambi i motori. Inoltre il calcolo è stato fatto ipotizzando condizioni di equilibrio chimico prima della gola e composizione congelata dopo di essa.

	razzo a propellenti liquidi		
	CHAMBER	THROAT	EXIT
Pinf/P	1	1,7456	96,008
P, BAR	8,6184	4,9371	0,08977
T, K	3072,1	2882,57	1290,57
RHO, KG/CU M	6,96E-01	4,29E-01	1,74E-02
H, KJ/KG	315,63	-349,31	-3547,3
U, KJ/KG	-922,2	-1499,06	-4062,06
G, KJ/KG	-38598,8	-36862,8	-19895
S, KJ/(KG)(K)	12,667	12,667	12,667
M, (1/n)	20,635	20,846	20,846
Cp, KJ/(KG)(K)	4,8362	4,1114	1,83
GAMMAS	1,1496	1,1567	1,2787
SON VEL,M/SEC	1192,9	1153,2	811,3
MACH NUMBER	0	1	3,426
TRANSPORT PROPERTIES (GASES ONLY)			
CONDUCTIVITY IN UNITS OF MILLIWATTS/(CM)(K)			
VISC,MILLIPOISE	0,95913	0,91785	0,51883
WITH FROZEN REACTIONS			
Cp, KJ/(KG)(K)	2,1435	2,1268	1,83
CONDUCTIVITY	3,2709	3,071	1,427
PRANDTL NUMBER	0,6285	0,6357	0,6653
PERFORMANCE PARAMETERS			
Ae/At		1	10,216
CSTAR, M/SEC		1740,4	1740,4
CF		0,6626	1,5971
Ivac, M/SEC		2150,2	2964,7
Isp, M/SEC		1153,2	2779,5

Tab.1

Razzo ibrido			
	CHAMBER	THROAT	EXIT
Pinf/P	1	1,7332	95,326
P, BAR	8,6184	4,9724	0,09041
T, K	2822,09	2666,74	1349,11
RHO, KG/CU M	7,72E-01	4,75E-01	1,71E-02
H, KJ/KG	-4960,64	-5555,56	-8625,24
U, KJ/KG	-6077,41	-6602,44	-9154,86
G, KJ/KG	-41448,8	-40035,1	-26068,5
S, KJ/(KG)(K)	12,9295	12,9295	12,9295
M, (1/n)	21,011	21,18	21,18
Cp, KJ/(KG)(K)	5,1255	4,3918	2,113
GAMMAS	1,1304	1,1366	1,2282
SON VEL,M/SEC	1123,6	1090,8	806,5
MACH NUMBER	0	1	3,357
TRANSPORT PROPERTIES (GASES ONLY)			
CONDUCTIVITY IN UNITS OF MILLIWATTS/(CM)(K)			
VISC,MILLIPOISE	0.97802	0.94117	0.55357
WITH FROZEN REACTIONS			
Cp, KJ/(KG)(K)	2,5061	2,5061	2,113
CONDUCTIVITY	3,4083	3,2273	1,5286
PRANDTL NUMBER	0,7191	0,7244	0,7652
PERFORMANCE PARAMETERS			
Ae/At		1	11,211
CSTAR, M/SEC		1663,5	1663,5
CF		0,6557	1,6275
Ivac, M/SEC		2050,5	2902,9
Isp, M/SEC		1090,8	2707,2

Tab.2

Ora per terminare il lavoro bisogna dimensionare le camere di combustione; queste verranno supposte cilindriche per semplicità.

Per il razzo a propellenti liquidi ciò che determina le dimensioni della camera di combustione è la necessità che venga raggiunto l'equilibrio chimico alla fine della camera. Infatti imponendo che il tempo di permanenza in camera deve essere pari al tempo necessario al raggiungimento dell'equilibrio si ottiene il volume minimo della camera di combustione:

$$\tau_p = \frac{\rho V_{cc}}{\dot{m}} = \tau_c$$

La densità della miscela (ρ) è stata calcolata dal CEA e la portata massica si determina conoscendo la spinta, che è una specifica del progetto ed è $S = 6000lb = 26698N$, infatti risulta:

$$S = \dot{m}c = \dot{m}I_{vac}$$

Si è scelta la velocità di efflusso in condizioni di assenza di atmosfera perché la missione OMS si svolge solo nello spazio, si ottengono così le portate in entrambi i casi:

Prop. Liquidi	$\dot{m} = 9.005 \frac{Kg}{s}$
Ibrido	$\dot{m} = 9.197 \frac{Kg}{s}$

Tab.3

Il tempo necessario al raggiungimento dell'equilibrio chimico, però, è tutt'altro che semplice da determinare; per cui alla fine ci si affida a valori di L^* $\left(L^* = \frac{V_{cc}}{A_t} \right)$ dettati dall'esperienza. Esistono in letteratura, infatti, tabelle in cui a seconda dei propellenti viene dato il tipico range in cui varia L^* . Nel nostro caso:

Prop. Liquidi	$0.6m < L^* < 0.89m$
Ibrido	$1.52m < L^* < 1.78m$

Come già detto per il motore a liquidi è questo il criterio da utilizzare per cui è facile calcolare il volume dopo aver assunto conservativamente il valore più elevato per L^* :

Prop. Liquidi	$V_{cc} = 0.016185m^3$
---------------	------------------------

Dopodichè si può scegliere il massimo diametro compatibilmente con l'ingombro per minimizzare il flusso di massa e quindi le perdite di pressione attraverso la camera di combustione. Qui si è scelto per la camera di combustione lo stesso diametro della sezione di uscita dell'ugello, per cui si ha:

Prop. Liquidi	$D_c = 0.4865m$	$L_c = 0.08712$
---------------	-----------------	-----------------

Per il razzo a propellenti solidi c'è da dimensionare il grano di combustibile. Questa operazione va fatta non solo facendo in modo che il combustibile sia sufficiente al completamento della missione,

ma anche facendo attenzione a rispettare il rapporto di miscelamento. Quest'ultima condizione va imposta osservando che:

$$\dot{m}_f = \rho_f A_b \dot{r}$$

Dove il pedice f sta per fuel A_b è l'area della superficie di combustibile che brucia e \dot{r} è la velocità di regressione della superficie del grano di combustibile.

Poi imponendo il rapporto di miscelamento si ha:

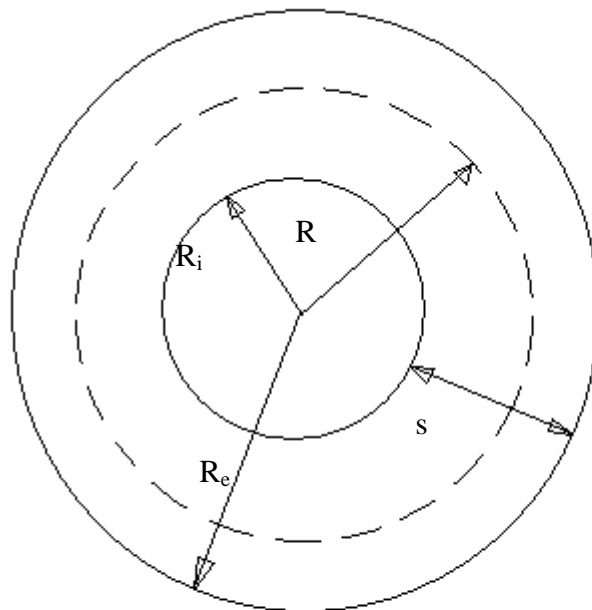
$$\dot{m} = (ox/f + 1)\rho_f A_b \dot{r}$$

A questo punto è indispensabile avere un'espressione per \dot{r} . Da dati di letteratura si è visto che nel nostro caso conviene usare le prima delle relazioni di Marxmann e Wooldridge, per cui:

$$\dot{r} = 7 \cdot 10^{-6} G^{0.8} L_c^{-0.2}$$

Dove G è il flusso di massa e le unità di misura sono tutte nel S.I.

A questo punto conviene specificare che è stato scelto il grano semplicemente perforato, da cui si deduce che A_b varia a mano a mano che si consuma il combustibile. Per cui conviene dimensionare il grano in modo che il rapporto di miscelamento sia quello ottimo quando il grano è già consumato per metà. In questa sede si è scelto di rispettare il rapporto di miscelamento quando il grano dimezza il suo spessore. Per cui le dimensioni della camera che verranno qui calcolate saranno quelle di una superficie completamente affogata nel grano, la fig sotto forse potrà chiarire meglio.



Ora si ha che:

$$A_b = 2\pi RL_c$$

Per cui imponendo il rapporto di miscelamento si ottiene una relazione tra L_c e R (avendo notato che $G = \frac{\dot{m}}{\pi R^2}$), esplicitando la lunghezza si ha:

$$L_c^{0.8} = \frac{\dot{m}^{0.2} \pi^{-0.2}}{2\rho_f K(ox/f + 1)} R^{0.6}$$

Dove K è la costante che compare nell'espressione di \dot{r} .

Da quest'equazione si vede come $L_c \propto R^{0.75}$ da cui si ha che $\dot{r} \propto R^{-1.75}$, ma lo spessore del grano, fissato il tempo di funzionamento, è direttamente proporzionale ad \dot{r} , quindi il rapporto $\frac{s}{R} \propto \frac{1}{R^{2.75}}$. In definitiva è quindi preferibile fare una camera di combustione quanto più larga possibile per evitare forti variazioni dei parametri del motore, bisogna però anche contenere la lunghezza per ovvi problemi di ingombro. Fatte queste considerazioni si sono scelti i seguenti valori:

R	L_c	s	R_i	R_e
0.17623	7.546	0.081	0.136	0.218

Le unità di misura sono in S.I.

Ovviamente lo spessore del grano è stato trovato sapendo che il volume di combustibile necessario alla missione è $V_f = 0.6763m^3$.

4 - SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO

MOTORE A PROPELLENTI LIQUIDI

Negli *endoreattori* il sistema di raffreddamento assume un ruolo di estrema importanza, sia perché le temperature che si raggiungono in camera di combustione e nell'ugello sono estremamente elevate ($\approx 2500^\circ\text{K}$) e sia perché risulta del tutto impossibile (non conveniente) portare a bordo un liquido solo per il raffreddamento. Non potendo sfruttare un fluido, poiché generalmente le missioni sono al di fuori dell'atmosfera, si può utilizzare uno dei liquidi propellenti.

Questo sistema di raffreddamento prende il nome di “*Sistema Rigenerativo*” ed è quello che usualmente è utilizzato in endoreattori a propellenti liquidi. Tale sistema prevede la circolazione di liquido sul lato esterno della parete sia dell'ugello che della camera di combustione.

Un'altra considerazione da fare riguarda il tempo di funzionamento del propulsore. Se tale tempo risulta essere minore del tempo impiegato dalla temperatura di parete (T_P) a raggiungere la temperatura massima ammissibile dalla stessa $(T_P)_{\max}$ è ipotizzabile anche non utilizzare un sistema di raffreddamento. Questo perché “teoricamente” la parete non raggiunge mai la condizione limite.

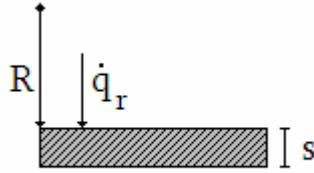
Nel caso in esame, il motore è ad uno stadio e dovendo raggiungere una certa quota per il de-orbiting, il tempo di funzionamento risulta essere elevato (dell'ordine di qualche minuto) e di conseguenza possiamo ritenere indispensabile per la riuscita della missione l'utilizzo di un sistema di raffreddamento.

La progettazione di un sistema rigenerativo richiede due tipi di verifiche da effettuarsi sulla parete da raffreddare e sul liquido refrigerante.

Verifica sulla parete

Tale verifica è effettuata per controllare se la parete esterna raggiunge una temperatura maggiore di quella di ebollizione del fluido refrigerante. Se questo accade può succedere che il liquido a contatto evapori e si formino localmente delle bolle di vapore.

Inoltre lo spessore della parete deve comunque essere sufficientemente sottile per non indurre delle sollecitazioni di tipo termico:



$$\sigma_T = \frac{2\alpha E \Delta T}{1-\nu} = \frac{2\alpha E (T_{pg} - T_{pl})}{1-\nu}$$

che sommate alle sollecitazioni indotte dalla pressione:

$$\sigma_P = \frac{pD}{2s}$$

diano una sollecitazione ($\sigma = \sigma_T + \sigma_P = \sigma_{MAX}$) uguale a quella massima del materiale.

Il calcolo delle temperature T_{pg} e T_{pl} (uniche due incognite) lo si fa imponendo, a regime, l'eguaglianza dei flussi di calore che attraversano la parete nell'ipotesi di flusso unidimensionale.

Tale verifica è sufficiente farla in corrispondenza del punto più a rischio, dove la temperatura è più elevata e quindi il liquido ha minori capacità refrigeranti.

Con tali ipotesi si può scrivere l'uguaglianza dei flussi di calore attraverso la parete:

$$q = h_g (T_{0\infty} - T_{pg}) = \frac{k}{s} (T_{pg} - T_{pl}) = h_l (T_{pg} - T_l)$$

Dalle quali è possibile calcolare le incognite temperature di parete.

Risolvendo il suddetto sistema otteniamo le due espressioni per le temperature:

$$T_{pl} = T_{max} + \frac{(1-\nu) \cdot k \cdot (1+s)}{2 \cdot E \cdot \alpha \cdot s \cdot k} \cdot \left[\frac{PD}{2s} - \sigma_{max} \right]$$

$$T_{pg} = \frac{s}{1+s} \cdot T_{max} + \frac{1}{1+s} T_{pl}$$

Effettuate le verifiche, se le temperature sono troppo elevate, è possibile migliorare lo scambio convettivo fra la parete e fluido refrigerante aumentando la velocità del fluido nei condotti riducendo la sezione di passaggio del fluido refrigerante.

Verifica sul liquido refrigerante

Per quanto riguarda la verifica sul fluido refrigerante, c'è bisogno che questo riesca ad assorbire tutto il calore fornitogli dalla parete, senza raggiungere la temperatura di ebollizione.

Si può applicare il bilancio dell'energia globale tra gas caldi e fluido refrigerante ipotizzando che tutto il flusso agente sulla parete venga assorbito dal liquido come un aumento di temperatura che al limite può eguagliare quella di ebollizione:

$$Q = qA = \dot{m}c\Delta T = \dot{m}c(T_{lf} - T_{li})$$

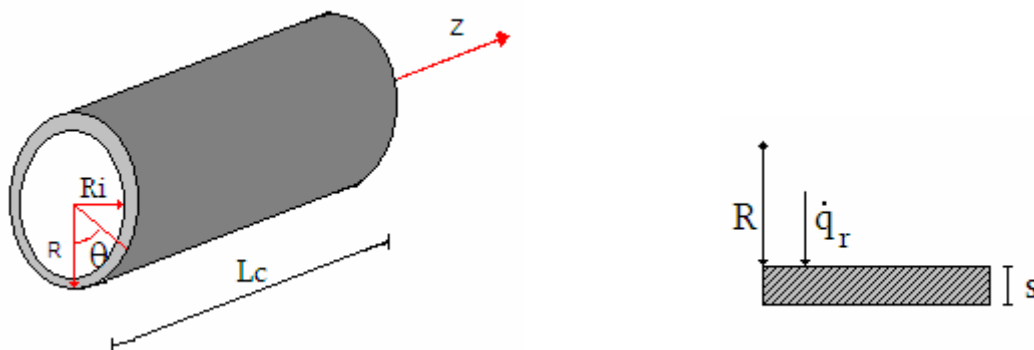
q è il flusso di calore per unità di superficie, T_{li} è la temperatura iniziale del liquido, T_{lf} è la temperatura finale del liquido (T di ebollizione) A è la superficie da raffreddare e c è il coefficiente di calore specifico.

Il flusso di calore per un mezzo isotropo si scrive nella forma:

$$\underline{\dot{q}} = -k\underline{\nabla T}$$

dove il gradiente di temperatura è un vettore normale alla superficie isoterma, il vettore flusso termico è l'energia termica che fluisce nell'unità di tempo per area unitaria nella direzione delle temperature decrescenti e k è la conducibilità termica del materiale espressa in W/mK nel S.I.

Nell'ipotesi di geometria cilindrica per la camera di combustione, il flusso di calore sarà dato da:



$$\underline{\dot{q}} = -k \frac{\partial T}{\partial r} \hat{i}_r - \frac{k}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \hat{i}_\theta - k \frac{\partial T}{\partial z} \hat{i}_z$$

Nell'ipotesi di unidimensionalità, possiamo considerare agente soltanto quello in direzione normale alla parete (q_r):

$$q_r = -k \frac{\partial T}{\partial r}$$

Ipotizzando inoltre costante la distribuzione della temperatura lungo R, il flusso alla parete può essere calcolato nel seguente modo:

$$q = -k \cdot (T_{pg} - T_{max})$$

dove k è la conducibilità termica del materiale, T_{pg} è la temperatura di parete e T_{max} è la massima temperatura raggiunta in camera.

Conosciuto il flusso termico e la superficie da raffreddare (A) procediamo al calcolo della portata di fluido refrigerante da fornire per garantire il non raggiungimento della temperatura di ebollizione del liquido.

$$\dot{m} = \frac{qA}{c(T_{lf} - T_{li})}$$

Affinché il sistema riesca a smaltire il flusso di calore deve accadere che:

$$\dot{m} \leq \dot{m}_{OX} \quad \text{oppure} \quad \dot{m} \leq \dot{m}_f$$

Determinata la portata, possiamo calcolare il diametro del condotto:

$$D_{co} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho V \pi}}$$

E la lunghezza del condotto:

$$L_{co} = 2\pi R \frac{Lu}{D_{co}}$$

*In allegato ci sono tutti i risultati pervenuti dalle operazioni di calcolo.

MOTORE A PROPELLENTI IBRIDI

La camera di combustione e l'ugello sono stati progettati in lega di Columbio: questo materiale è in grado di resistere ad elevate temperature conservando delle buone proprietà meccaniche. Le sue caratteristiche incontrano le specifiche di entrambi gli organi e l'utilizzo dello stesso materiale consente eventualmente di realizzare un pezzo unico, evitando il problema del collegamento e riducendo i costi di realizzazione. Di seguito sono riportati i valori delle principali proprietà fisiche e meccaniche, dei quali ci si è serviti nel dimensionamento.

Densità (Kg/m ³)	8.570*10 ³
Modulo di Young (Pa)	104.9*10 ⁹
Modulo di Poisson	0.3970
Resistenza massima a trazione	585*10 ⁶
Calore specifico (J/Kg K)	268.0
Conducibilità termica (W/m K)	53.70
Coefficiente di dilatazione termica (1/K)	7.200*10 ⁻⁶
Temperatura massima operativa (°C)	1650

Tabella 1 : Proprietà fisiche e meccaniche del Columbio

CAMERA DI COMBUSTIONE

All'istante a cui il combustibile necessario per la fase propulsa si esaurisce è lecito supporre che alla parete si realizzi la temperatura di ablazione del combustibile stesso. Questa è la condizione sulla quale basare il dimensionamento dello spessore della camera, essendo la più gravosa sia perchè la parete non è protetta termicamente dal combustibile che da un punto di vista strutturale, come si evince dall'equazione (3) osservando che la tensione è una funzione crescente del diametro medio della camera. Il valore reperito per la temperatura di ablazione del polietilene è di 400 K, ovvero ampiamente al di sotto della temperatura massima operativa del Columbio. Questo fa sì che non sia necessario proteggere la parete. Lo spessore della camera di combustione è stato dimensionato in modo da resistere alle tensioni combinate dovute all'elevata pressione in camera ed alla differenza di temperatura. Il flusso termico cui la parete è soggetta è stato calcolato con la relazione:

$$\dot{q} = h_C (T_b - T_a) + \varepsilon_w (\varepsilon_g T_b^4 - T_a^4) \quad (1)$$

$T_b = 2822$ K temperatura di combustione

$T_a = 400$ K temperatura di ablazione del polietilene

$\varepsilon_g = 0.4$ emissività della miscela gassosa

$\varepsilon_w = 0.8$ emissività/coefficiente di assorbimento del polietilene

Il coefficiente di scambio termico convettivo è stato calcolato con la relazione di Dittus-Boelter:

$$h_C = 0.024 C_p \left(\frac{\mu}{D} \right)^{0.2} (\rho V)^{0.8} \quad (2)$$

Il valore calcolato per il flusso termico è dunque:

$$\dot{q} = 4.637 \frac{MW}{m^2}$$

Per determinare lo spessore della camera s_C e la temperatura esterna T_e sono state imposte due condizioni:

1. Esaurito il combustibile, la temperatura interna della camera di Columbio eguaglia quella di ablazione del polietilene e la tensione eguaglia quella massima ammissibile:

$$\sigma_{\max} = \frac{p D}{2 s_C} + \frac{2 \alpha E (T_{\max} - T_e)}{1 - \nu} \quad (3)$$

2. E' verificata la continuità del flusso termico attraverso lo spessore di Columbio:

$$\dot{q} = \lambda_C \frac{T_{\max} - T_e}{s_C} \quad (4)$$

Assumendo un fattore di sicurezza 1.5 tra la resistenza massima a trazione e la tensione massima ammissibile si ottiene:

$$s_C = 1.698 \text{ mm} \quad T_e = 288.5 \text{ K}$$

Si vede come l' elevato valore del flusso termico determini un forte gradiente di temperatura, con una caduta di circa 100 K in uno spessore di poco superiore al millimetro, comunque sufficiente ad assorbire la conseguente tensione grazie alle elevate proprietà meccaniche del Columbio.

Il peso della camera di combustione vale dunque:

$$W_C = \rho_C \frac{\pi}{4} [(D + s_C)^2 - D^2] L_C = 72.35 \text{ Kg}$$

UGELLO

Sono stati considerati due diversi meccanismi di protezione termica dell' ugello, al fine di valutare quale risulti più conveniente.

Raffreddamento instazionario

Nota il tempo di funzionamento, è possibile dimensionare lo spessore dell' ugello in modo che non sia raggiunto lo stato stazionario, ed al termine del funzionamento non sia in nessun punto superata la temperatura massima ammissibile. Nell' ipotesi di piccolezza del numero di Biot:

$$Bi = \frac{h_g(x) s_u(x)}{\lambda_c} \ll 1$$

è lecito assumere come incognita la temperatura media nello spessore; supponendo che la parete esterna sia adiabatica, ipotesi conservativa che equivale a trascurare l' energia irradiata dall' ugello nello spazio, si ottiene la soluzione analitica:

$$\frac{T(t)}{T_{aw}} = 1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \left(1 - \frac{T_i}{T_{aw}} \right) \quad (5)$$

dove T è la temperatura media nello spessore, T_{aw} è la temperatura di parete adiabatica, T_i la temperatura iniziale, e la costante di tempo vale:

$$\tau = \frac{\rho_c C s_u(x)}{h_g(x)} \quad (6)$$

Imponendo che al termine del funzionamento l' ugello sia isoterma e la temperatura sia ovunque pari a quella massima operativa del Colombio, e approssimando la temperatura di parete adiabatica con quella di ristagno (ipotesi conservativa) si trova per la costante di tempo il valore:

$$\tau = s$$

Calcolando il coefficiente di scambio termico con la relazione di Dittus-Boelter (2) si determina la distribuzione di spessore che consente di realizzare la costante di tempo desiderata. A riprova dell'

applicabilità dell' ipotesi di piccolezza del numero di Biot se ne riporta di seguito l' andamento lungo l' ugello.

Raffreddamento radiativo

Dualmente è possibile dimensionare lo spessore dell' ugello in modo che si raggiunga lo stato stazionario e la parete interna sia isoterma alla temperatura massima operativa. Calcolato il coefficiente di scambio termico convettivo con la relazione (2), si calcola quindi il flusso termico in ingresso:

$$\dot{q}(x) = h_g(x) (T_{aw} - T_{\max}) \quad (7)$$

da cui imponendo la condizione di equilibrio radiativo locale:

$$\dot{q} = \varepsilon_w \sigma T_e^4 \quad (8)$$

si ricava $T_e = K$. Imponendo infine la continuità del flusso termico attraverso la parete:

$$\dot{q}(x) = \lambda_c \frac{T_{\max} - T_e(x)}{s_u(x)} \quad (9)$$

si ricava la distribuzione di spessore.

Di seguito sono confrontate le due distribuzioni di spessore che realizzano i meccanismi di raffreddamento descritti. Lo spessore rappresentato è misurato in direzione normale alla parete.

5 - UGELLO

Un metodo molto semplice ed affidabile per definire le caratteristiche dell'ugello è utilizzare il metodo semplificato di Rao. Per svilupparlo è necessario conoscere solo i raggi delle sezioni di gola e d'uscita: la prima grandezza è stata ricavata dalla relazione

$$A_g = \frac{S}{P_0 C_f}$$

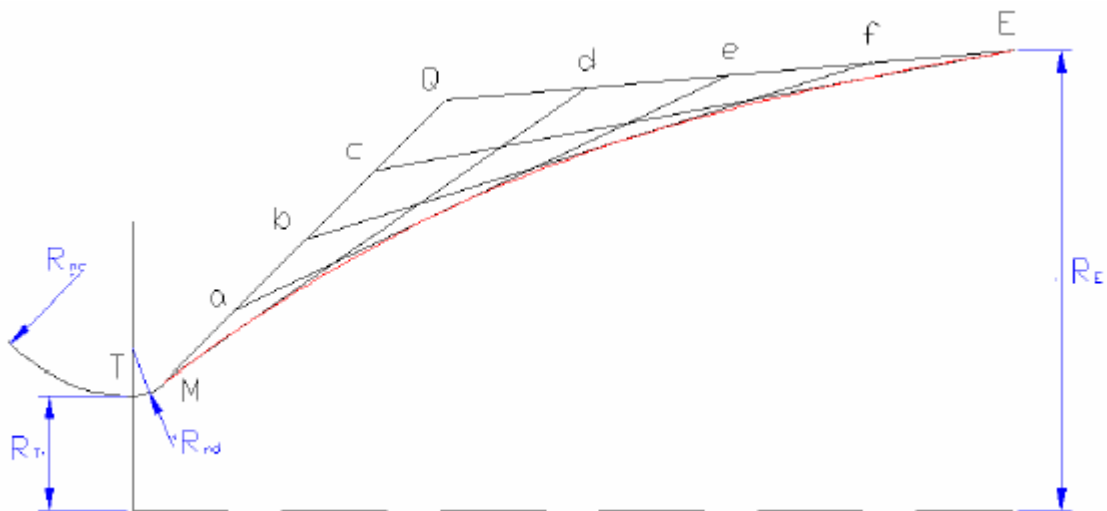
mentre la seconda è nota di conseguenza a partire dal rapporto delle aree dell'ugello, ricavato dal CEA a partire dal rapporto di espansione scelto.

Si suppone inoltre che il tratto finale della parte convergente e quello iniziale della parte divergente siano archi di circonferenze, rispettivamente di lunghezza $1.5 \cdot R_g$ e $0.4 \cdot R_g$.

La lunghezza dell'ugello si calcola con l'espressione

$$L_{noz} = 0.4 \cdot R_g \cdot \sin(\alpha) + \frac{R_u - R_g}{\tan(\alpha)}$$

nella quale α è l'angolo di semiapertura del cono, scelto di 15° (usualmente compreso tra 12° e 20°).



Per determinare il punto M , si fissa il numero di Mach della corrente nella corrispondente sezione (si è scelto 1.02 per entrambi gli ugelli) e si ricava l'angolo di Prandtl e Meyer, che porta la corrente dalla condizione sonica a quella scelta. A questo punto si tracciano i segmenti MQ e QE , dei quali è nota l'inclinazione dalle relazioni:

$$\vartheta_M = \frac{1}{2} \arcsin \left[\frac{2}{\gamma \cdot M_M} \operatorname{ctg}(\alpha_M) \right]$$

$$\vartheta_E = \frac{1}{2} \arcsin \left[\frac{2}{\gamma \cdot M_E} \operatorname{ctg}(\alpha_E) \right]$$

dove α_M e α_E sono gli angoli di Mach locale (rispettivamente punto M e punto E).

Dividendo in parti uguali i segmenti QM e QE (dove Q è l'intersezione delle due tangenti alle pareti nel punto E ed M) si può facilmente disegnare il contorno parabolico dell'ugello con una curva *spline*.

Questo metodo oltre ad essere molto semplice e rapido conferisce risultati che non si allontanano del 3% dai risultati del metodo delle caratteristiche (che necessita un tempo maggiore di implementazione).

Allegato

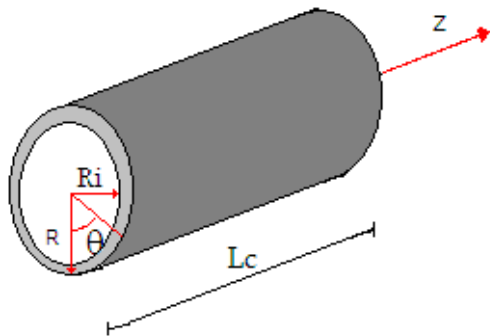
MOTORE A PROPELLENTI LIQUIDI: sistema di raffreddamento rigenerativo

Verifica sulla parete

Camera di Combustione

dati di input:

geometria



$L_c =$	0,500	m
$R =$	0,300	m
$R_i =$	0,200	m
$s =$	0,100	m

materiale

il materiale scelto per la costruzione della camera di combustione è:
che presenta queste caratteristiche:

Colombio

tensione massima
densità
modulo di Young
conducibilità termica
coefficiente di dilatazione termico
modulo di poisson

$\sigma_{max} =$	585.000.000	Pa
$\rho =$	8.530	Kg/m ³
$E =$	104.900.000.000	Pa
$K =$	53	W/(m*K)
$\alpha =$	0,00000720	1/K
$\nu =$	0,397	

liquido ossidante

il liquido scelto come ossidante è:
che presenta queste caratteristiche:

N2O4(L)

coefficiente di calore specifico
densità

$C =$	2143,50	J/(Kg*K)
$\rho =$	900,00	Kg/m ³

Altri dati utili

portata di liquido ossidante
temperatura a cui viene conservato
temperatura di ebollizione

m_{ox}	6,5	Kg/s
T_{li}	298,15	K
T_{lf}	360,15	K

temperatura max raggiunta in camera
pressione in camera

T_{maxcc}	3072,1	K
P	873302,472	Pa

Calcolo delle temperature di parete

Il calcolo delle temperature di parete lo si fa imponendo che le equazioni 6 e 7 sommate tra loro siano al massimo uguale alla tensione massima del materiale, ed inoltre imponendo l'uguaglianza dei flussi di calore attraverso la parete (equazione 8).

$$\sigma_T = \frac{2\alpha E \Delta T}{1-\nu} = \frac{2\alpha E (T_{pg} - T_{pl})}{1-\nu} \quad (6)$$

$$\sigma_P = \frac{pD}{2s} \quad (7)$$

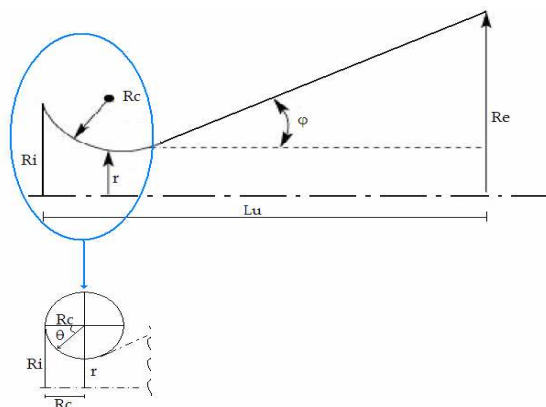
$$q = h_g (T_{0\infty} - T_{pg}) = \frac{k}{s} (T_{pg} - T_{pl}) = h_l (T_{pg} - T_l) \quad (8)$$

otteniamo come risultato:

$T_{pg} =$	747,2986	K
$T_{pl} =$	514,8185	K

Ugello

dati di input:



geometria

$R_c =$	0,150	m
$L_u =$	1,000	m
$R_e =$		m
$R_i =$	0,300	m
$s =$	0,100	m
$r =$	0,15	m

materiale

il materiale scelto per la costruzione dell'ugello è:
che presenta queste caratteristiche:

Colombio

tensione massima
densità
modulo di Young

$\sigma_{max} =$	585.000.000	Pa
$\rho =$	8.530	Kg/m ³
$E =$	104.900.000.000	Pa

conducibilità termica	K =	53	W/(m*K)
coefficiente di dilatazione termico	α =	0,00000720	1/K
modulo di Poisson	ν =	0,397	

Altri dati utili

temperatura max raggiunta nell'ugello	Tmaxu	2882,57	K
pressione nell'ugello	P	500276,34	Pa

Calcolo delle temperature di parete

Il calcolo delle temperature di parete lo si fa imponendo che le equazioni 6 e 7 sommate tra loro siano al massimo uguale alla tensione massima del materiale, ed inoltre imponendo l'uguaglianza dei flussi di calore attraverso la parete (equazione 8).

$$\sigma_T = \frac{2\alpha E \Delta T}{1-\nu} = \frac{2\alpha E (T_{pg} - T_{pl})}{1-\nu} \quad (6)$$

$$\sigma_P = \frac{pD}{2s} \quad (7)$$

$$q = h_g (T_{0\infty} - T_{pg}) = \frac{k}{s} (T_{pg} - T_{pl}) = h_l (T_{pg} - T_l) \quad (8)$$

otteniamo come risultato:

Tpg =	550,3058	K
Tpl =	317,0794	K

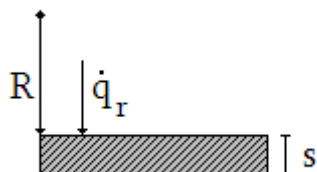
verifica:

La temperatura di parete più alta è quella della camera di combustione	Tplmax =	514,8185
--	----------	----------

La parete non resiste alle sollecitazione

Verifica sul fluido refrigerante

Camera di Combustione



calcolo del flusso massimo di calore alla parete	q =	123214,5	J/m ²
--	-----	----------	------------------

calcolo dell'area da refrigerare	A =	0,94	m ²
----------------------------------	-----	------	----------------

calcolo della portata di fluido refrigerante

$m =$	0,87	Kg/sec
-------	------	--------

Ugello

calcolo del flusso massimo di calore alla parete

$q =$	123610	J/m ²
-------	--------	------------------

calcolo dell'area da refrigerare

$A =$	1,03	m ²
-------	------	----------------

calcolo della portata di fluido refrigerante

$m =$	0,96	Kg/sec
-------	------	--------

0,95767862

verifica:

Il fluido è in grado di refrigerare la parete

imponendo al fluido una velocità nei condotti pari a:

$V_c =$ 1,5 m/s

otteniamo che il diametro del condotto deve essere pari a:

$D_{co} =$ 0,03 m

ipotizzando che il circuito di raffreddamento è a spirale ed è avvolto intorno a tutta la camera di combustione, la sua lunghezza deve essere:

$L_{co} =$ 31,36 m

Autori

- Parametri di missione ed Ugello realizzati da:
Amoroso Salvatore e Calzolaio Diego;
- Sistema di Alimentazione realizzato da:
de Dilectis Francesco e Razzano Elena;
- Camera di Combustione realizzata da:
Di Paola Roberto e Mogavero Alessandro;
- Sistema di raffreddamento realizzato da:
De Fenza Angelo e Fico Vincenzo