Università degli studi di Roma "Tor Vergata"
Corso di laurea in Ingegneria Meccanica

ANALISI DEL CONDOTTO DI ASPIRAZIONE DEL VEICOLO FORMULA SAE: PROGETTAZIONE GEOMETRICA E VERIFICA STRUTTURALE

Gruppo: ERF



Data: 7 maggio 2008

Corso di Tecnica delle Costruzioni Meccaniche

A.A. 2007-2008

Responsabile:
Di Cicco Fabrizio

Membri:
Benivegna Valerio
Di Stefano Leonardo
Lerario Luca
Rodrigues Hugo

INDICE

1. Introduzione al progetto…….pag. 4

2. Cenni al regolamento SAE…….pag. 5

3. Ricerca delle caratteristiche tecniche del motore……...pag. 7

4. Principali problematiche inerenti
   l'aspirazione e studi effettuati…….…pag. 9
   4.1 Effetto d'onda a valvola aperta……pag. 10
   4.2 Risonatore di Helmotz……..……pag. 11
   4.3 Rilievi dimensionali……..……..…pag. 13
   4.4 Calcoli effettuati……pag. 14

5. Obiettivi e strumenti utilizzati……...pag. 17

6. Elaborazione del modello geometrico…….....pag. 18

7. Ricerca di possibili materiali e
   tecnologie per la realizzazione……..pag. 22

8. Analisi FEM…….……pag. 24
   8.1 Discretizzazione del dominio di analisi
   e creazione della mesh……...pag. 26
   8.2 Definizione di un set di vincoli……pag. 27
   8.3 Applicazione dei carichi sulla struttura.....pag. 27
   8.4 Analisi della resistenza statica e verifica della
   stabilità dell'equilibrio elastico (buckling).....pag. 28

9. Conclusioni……...pag. 35

10. Ulteriori sviluppi del progetto……...…..pag. 37
10.1 Flangia di accoppiamento……...pag. 37
10.2 Geometria variabile……pag. 38

11.Bibliografia…….……..pag. 40

12.Contatti…….pag. 41

1. INTRODUZIONE AL PROGETTO

La Formula SAE è un evento motoristico a livello mondiale dedicato a veicoli monoposto, realizzati dagli studenti delle varie università in collaborazione con i docenti.

La competizione si articola in varie prove, ad ognuna delle quali si assegna un determinato punteggio per un totale di 1000 punti.

La suddivisione dei punteggi è la seguente:

- Presentazione 75
- Progetto 150
- Analisi dei costi 100
- Prova di accelerazione 75
- Prova Skid-Pad 50
- Prova Autocross 150
- Consumo di carburante 50
- Endurance 350

L'università di Tor Vergata, anche nell'anno 2008, parteciperà con il veicolo Victrix alla suddetta competizione.

Il nostro studio si è concentrato sul condotto di aspirazione del Victrix, poiché tale componente, nell'edizione 2007, ha manifestato un malfunzionamento che ha compromesso le prestazioni del veicolo.

2. CENNI AL REGOLAMENTO SAE

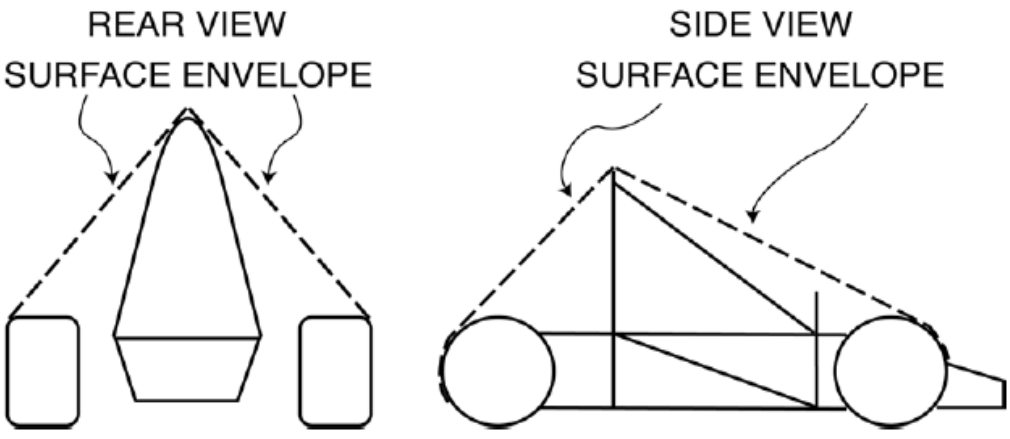
La Formula SAE presenta un regolamento che impone restrizioni tecniche di vario tipo. Di seguito si riporta un estratto dei punti cruciali che riguardano il sistema di aspirazione:

3.5.1.1 Engine Limitations

The engine(s) used to power the car must be four-stroke piston engine(s) with a displacement not exceeding 610 cc per cycle. The engine can be modified within the restrictions of the rules. If more than one engine is used, the total displacement can not exceed 610 cc and the air for all engines must pass through a single air intake restrictor (see 3.5.4.3, "Intake System Restrictor.") Hybrid powertrains utilizing on-board energy storage are not allowed.

3.5.3.9 Air Intake and Fuel System Location Requirements

All parts of the fuel storage and supply system, and all parts of the engine air and fuel control systems (including the throttle or carburetor, and the complete air intake system, including the air cleaner and any air boxes) must lie within the surface defined by the top of the roll bar and the outside edge of the four tires (see figure 8). All fuel tanks must be shielded from side impact collisions. Any fuel tank which is located outside the Side Impact Structure required by 3.3.8, must be shielded by structure built to 3.3.8. A firewall must also be incorporated, per section 3.4.10.1. Any portion of the air intake system that is less than 350 mm (13.8 inches) above the ground must be shielded by structure built to 3.3.8.

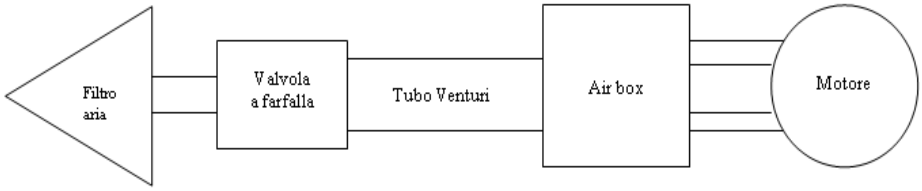


3.5.4.3 Intake System Restrictor

In order to limit the power capability from the engine, a single circular restrictor must be placed in the intake system between the throttle and the engine and all engine airflow must pass through the restrictor. Any device that has the ability to throttle the engine downstream of the restrictor is prohibited. The maximum restrictor diameters are:
- Gasoline fueled cars - 20.0 mm (0.7874 inch)
- E-85 fueled cars – 19.0 mm (0.7480 inch)
The restrictor must be located to facilitate measurement during the inspection process. The circular restricting cross section may NOT be movable or flexible in any way, e.g. the restrictor may not be part of the movable portion of a barrel throttle body. If more than one engine is used, the intake air for all engines must pass through the one restrictor.

Da tale estratto emergono due punti principali che hanno condizionato il nostro approccio alla progettazione:

- *disposizione degli elementi facenti parte del sistema di aspirazione secondo la configurazione sotto riportata e presenza di una strozzatura di 20 mm a valle della valvola a farfalla, posta a monte dell'intero sistema*



- *disposizione di tutti i componenti in modo tale che essi non fuoriescano dalla sagoma del telaio (vedi foto pag. 4)*

3. RICERCA DELLE CARATTERISTICHE TECNICHE DEL MOTORE

Il Victrix è equipaggiato di un motore "Aprilia SXV 550" di cui si riportano le principali caratteristiche tecniche:

Tipo motore: bicilindrico V 77°, 4 tempi

Raffreddamento: a liquido

Distribuzione: monoalbero a camme in testa con bilanciere sullo scarico, comando a catena, 4 valvole in titanio

Alesaggio e corsa: 80 x 55 mm

Cilindrata totale: 553 cm^3

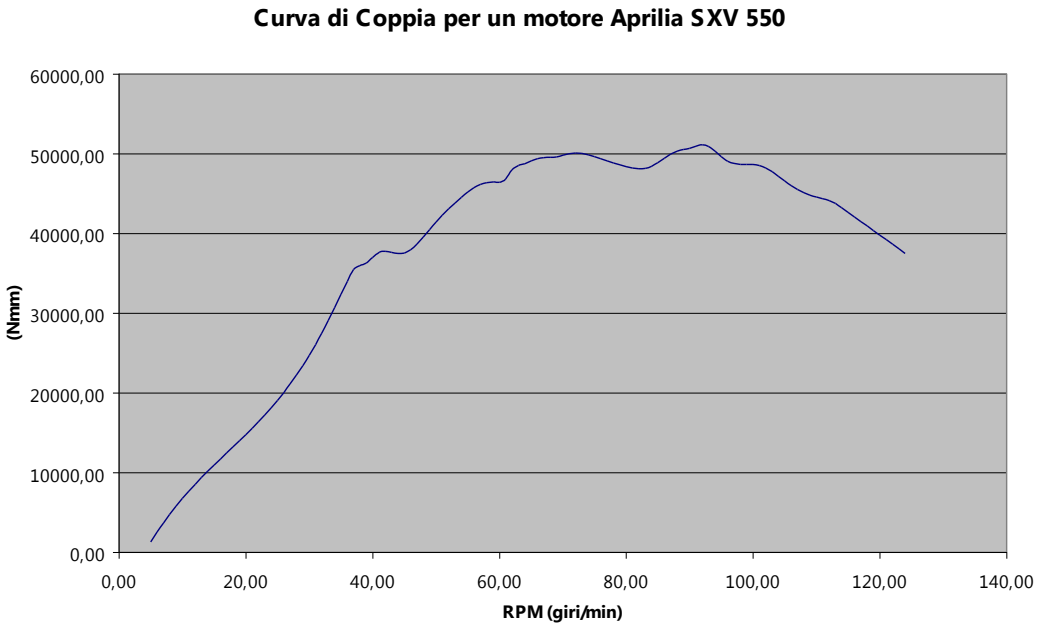
Rapporto di compressione: 12,5 :1

Lubrificazione: a carter secco con serbatoio esterno

Frizione: dischi multipli in bagno d'olio con comando meccanico



Si riporta, inoltre, la curva di coppia di tale motore.



Viste le restrizioni tecniche imposte, sono state rimosse le valvole a farfalla poste all'interno dei tronchetti di aspirazione, nei quali avviene unicamente l'iniezione del carburante.

4. PRINCIPALI PROBLEMATICHE INERENTI L'ASPIRAZIONE E STUDI EFFETTUATI

L'esigenza di studiare il condotto di aspirazione nasce dal fatto che, a causa della configurazione imposta dal regolamento SAE, tale componente lavora in condizioni di depressione causate proprio dall'aspirazione del motore.

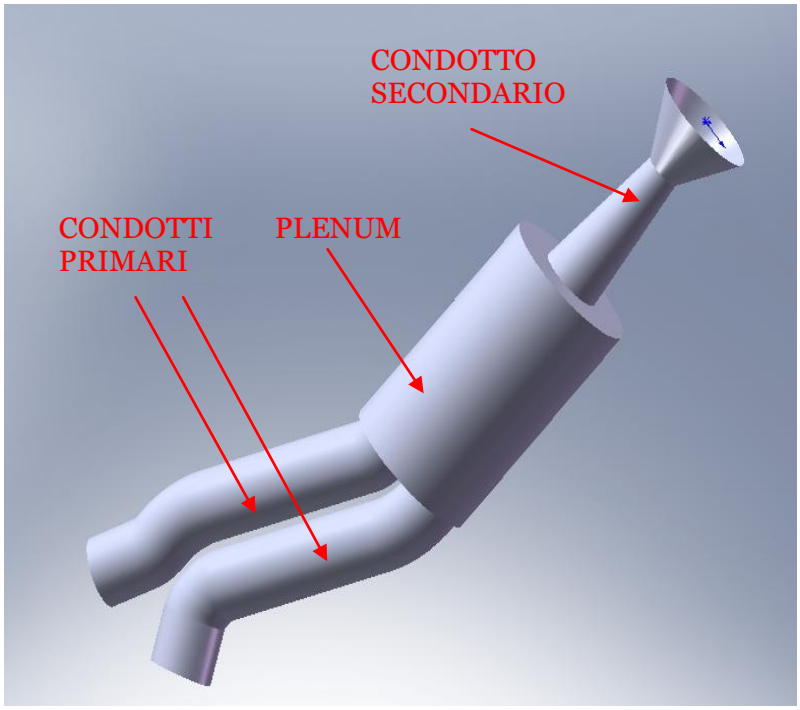
Quando la valvola a farfalla è in fase di chiusura, il condotto è soggetto ad una depressione pari circa ad ***1 atm*** per effetto dell'aspirazione continua dei cilindri. È stato proprio questo fenomeno a determinare il collasso strutturale del precedente sistema di aspirazione installato sul Victrix.

Tali problematiche hanno determinato la necessità di effettuare analisi che riguardano non solo la resistenza strutturale ma anche il problema della stabilità dell'equilibrio elastico.

Per definire le dimensioni caratteristiche del condotto ed ottimizzarne il funzionamento, abbiamo studiato il cosiddetto effetto d'onda a valvola aperta e il modello del risonatore di Helmoltz a 2 gradi di libertà.

Al fine di analizzare il problema in dettaglio, illustriamo la nomenclatura utilizzata per definire il sistema di aspirazione:

- condotti primari: collegano le luci di aspirazione dei cilindri al plenum
- plenum: volume interposto tra i condotti primari e il condotto secondario
- condotto secondario: collega la valvola a farfalla al plenum e presenta la strozzatura di 20 mm imposta dal regolamento

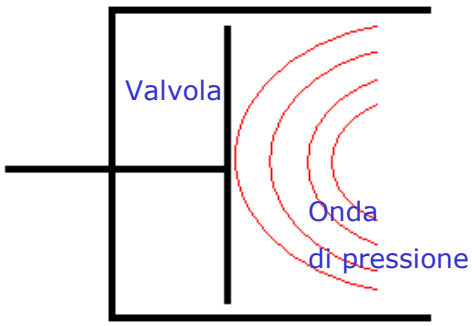


4.1 EFFETTO D'ONDA A VALVOLA APERTA

La lunghezza dei condotti primari è scelta in funzione dell'effetto d'onda a valvola aperta fissando il numero di giri del motore sulla curva di coppia.

All'apertura della valvola di aspirazione si genera un'onda di depressione nel primario che arriva fino al primo volume in serie (plenum). Quest'ultimo, essendo in condizioni di ristagno, rappresenta una discontinuità tale da annullare l'onda di depressione generando un'onda di pressione che risale il condotto in senso inverso. Se l'onda positiva torna verso la valvola all'incirca a metà della fase di aspirazione (85° - 90° di manovella) si ha un aumento di pressione risultante che favorisce il riempimento del cilindro con carica fresca. Ciò determina un aumento della coppia disponibile che si concretizza in un miglioramento delle prestazioni.

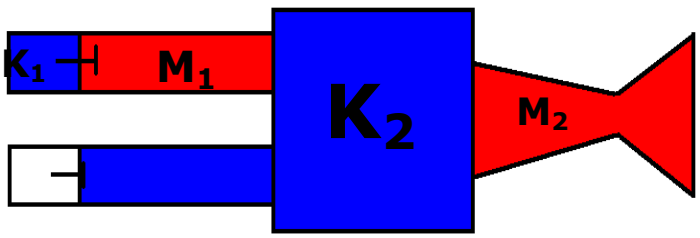
Variando la lunghezza dei primari varia il numero di giri del motore in corrispondenza dei quali si verifica quest'effetto benefico.



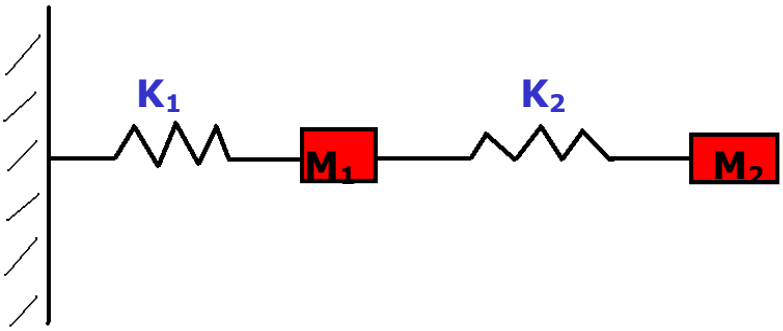
4.2 RISONATORE DI HELMOTZ

L'effetto che fa riferimento al risonatore di Helmoltz è un effetto inerziale dovuto alla non-stazionarietà del moto del fluido.

Il nostro sistema è più complesso rispetto al modello classico del risonatore ad un grado di libertà, poiché presenta un volume secondario somma del volume del plenum e del primario non coinvolto nell'aspirazione. Pertanto abbiamo dovuto trattare il modello a due gradi di libertà. Di seguito si riportano le schematizzazioni del risonatore adattate al nostro problema:

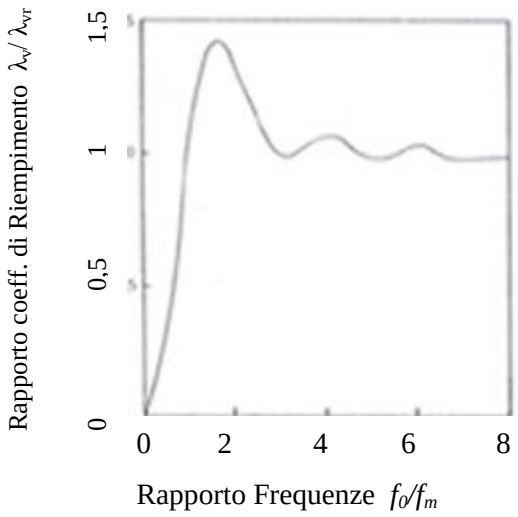






Fissata, quindi, la lunghezza dei primari è opportuno sfruttare l'effetto inerziale del sistema gassoso contenuto nei condotti trasformandone l'energia cinetica in energia di pressione, nel tratto finale della fase di aspirazione. Si raggiunge l'accordatura del sistema, ottenuta variando il volume del plenum, quando la frequenza propria del sistema è un multiplo pari della frequenza forzante data dai giri del motore.

Come si può vedere dal grafico riportato di seguito, se il rapporto tra la frequenza di accordatura e quella dei giri del motore è pari circa a 2, si ottiene un miglioramento del coefficiente di riempimento.



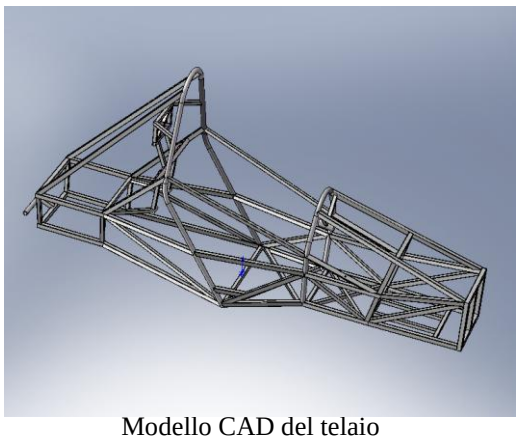
4.3 RILIEVI DIMENSIONALI

Dopo aver studiato i fenomeni fisici che regolano il buon funzionamento del condotto di aspirazione, ci siamo recati presso l'officina "Cicale Racing", dove si trova il Victrix, per rilevare le dimensioni necessarie.
Per prima cosa abbiamo dovuto smontare il vecchio sistema di aspirazione. Successivamente, tramite calibro digitale, abbiamo misurato lunghezze e diametri di partenza che hanno dato il via al nostro dimensionamento:

- diametro di accoppiamento della valvola a farfalla — 60 mm
- diametro di ingresso dei tronchetti aspirazione — 36 mm
- lunghezza dei tronchetti di aspirazione — 91 mm
- inclinazione relativa tra i tronchetti — 40°

Come secondo passo, sono stati rilevati gli ingombri massimi entro i quali deve rientrare la geometria del condotto e le dimensioni necessarie al suo accoppiamento col veicolo.
Per convalidare le nostre rilevazioni strumentali, ci sono stati forniti dai dottorandi di Ingegneria Meccanica un disegno CAD 3D del telaio del Victrix e uno del motore "Aprilia SXV 550".


Valvola a farfalla


Modello CAD del telaio

4.4 CALCOLI EFFETTUATI

Di seguito riportiamo i calcoli effettuati e i risultati a cui siamo pervenuti:

- *dimensionamento condotto secondario*

Il condotto secondario presenta un diametro di ingresso pari a quello del gruppo farfallato e un diametro di uscita pari a quello delle luci di aspirazione del motore. Inoltre, come già menzionato, in tale condotto è presente la strozzatura di 20 mm.
Per ottimizzare le condizioni fluidodinamiche, l'angolo di imbocco è pari a 30° mentre quello in uscita è pari a 6°. Il condotto, che è un tubo di Venturi, ha tali dimensioni:

- diametro ingresso 60 mm
- diametro strozzatura 20 mm
- diametro uscita 36 mm
- lunghezza tratto convergente 34,641 mm
- lunghezza tratto divergente 76,115 mm
- lunghezza totale 110,756 mm

- *dimensionamento condotto primario e plenum*

Abbiamo determinato la lunghezza del condotto primario basandoci sull'effetto a valvola aperta, secondo la seguente relazione:

$$lprim = \frac{\Delta\theta_{half}}{720 \cdot deg} \cdot \frac{a_{air}}{f_{open}}$$

$\Delta\theta_{half} = 85°$
$a_{air} = 355.37$ m/s (velocità del suono nell'aria a 313 K)
$f_{open} = 9000$ rpm (la frequenza è stata scelta in relazione alla tipologia di prove che si dovranno effettuare durante la competizione e sotto consiglio del Prof. Biancolini)

Con tali dati la lunghezza del primario risulta pari a **280 mm.**

Avendo fissato tale dimensione, abbiamo determinato, attraverso le relazioni che fanno riferimento al risonatore di Helmotz, il volume del plenum in modo tale che la metà di una delle frequenze del risonatore corrisponda alla frequenza precedentemente fissata (f_{open}).

Per definire tale volume, abbiamo elaborato un programma Matlab in grado di definire un array di frequenze che variano con il variare del volume. Con l'array abbiamo individuato il valore del volume del plenum che corrisponde alla frequenza di accordatura scelta.

Il programma Matlab è il seguente:

```
kair=1.4;
Tair=313;
aair=sqrt(kair*288*Tair);
alesaggio=0.08;
corsa=0.055;
cr=12.5;
cilindro=alesaggio^2*pi*corsa/4;
Veq=cilindro*(cr+1)/(2*(cr-1));
lprim=0.28;
dprim=0.036;
Aprim=dprim^2*pi/4;
x=0.1:0.05:10;
lsec=0.11;
L1=lprim/Aprim;
L2=lsec/Aprim;

for j=1:length(x)
    Vplenum(j)=cilindro*x(j);
    V2(j)=Vplenum(j)+Aprim*lprim;
    alpha=L2/L1;
    beta(j)=V2(j)/Veq;
    f1(j)=((aair/(2*pi))*sqrt((alpha*beta(j)+alpha+1-
sqrt((alpha*beta(j)+alpha+1)^2-
4*alpha*beta(j)))/(2*alpha*beta(j)*L1*Veq)))*60;

f2(j)=((aair/(2*pi))*sqrt((alpha*beta(j)+alpha+1+sqrt((alpha*beta(
j)+alpha+1)^2-4*alpha*beta(j)))/(2*alpha*beta(j)*L1*Veq)))*60;
    f11(j)=f1(j)/2;
    f22(j)=f2(j)/2;

end
```

Con tale programma, il volume del plenum risulta essere pari a 2,45 volte il volume di un cilindro del motore e, quindi, a **0,677 l**.

Dopo aver determinato il volume del plenum, abbiamo verificato che effettivamente la metà di una delle frequenze ottenute col risonatore di Helmotz fosse pari a 9000 rpm:

$V_{plenum} := Cilindrata \cdot 2.45 = 0.677 L$

$l_{sec} := 11 \cdot cm$

$V_2 := V_{plenum} + A_{prim} \cdot l_{prim}$

$V_1 := V_{equivalente}$

$l_1 := l_{prim}$ $\quad l_2 := l_{sec}$

$A_1 := A_{prim}$ $\quad A_2 := A_{prim}$

$L_1 := \frac{l_1}{A_1}$ $\quad L_2 := \frac{l_2}{A_2}$

$C_1 := V_1$ $\quad C_2 := V_2$

$\alpha := \frac{L_2}{L_1}$ $\quad \beta := \frac{C_2}{C_1}$

$$f_{12} := \begin{bmatrix} \frac{a_{air}}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot \beta + \alpha + 1 - \sqrt{(\alpha \cdot \beta + \alpha + 1)^2 - 4 \cdot \alpha \cdot \beta}}{2 \cdot \alpha \cdot \beta \cdot L_1 \cdot C_1}} \\ \frac{a_{air}}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{(\alpha \cdot \beta + \alpha + 1) + \sqrt{(\alpha \cdot \beta + \alpha + 1)^2 - 4 \cdot \alpha \cdot \beta}}{2 \cdot \alpha \cdot \beta \cdot L_1 \cdot C_1}} \end{bmatrix}$$

$$\frac{f_{12}}{2} = \begin{pmatrix} 4.695 \times 10^3 \\ 9.001 \times 10^3 \end{pmatrix} \cdot RPM$$

Dopo aver calcolato tutte le dimensioni geometriche caratteristiche del sistema di aspirazione, abbiamo verificato che il volume totale fosse al di sotto di 3 volte la cilindrata per avere un adeguato coefficiente di risposta del motore.

Il volume totale è pari a **1,34 l**, ovvero pari a 2,4 volte la cilindrata.

5. OBIETTIVI E STRUMENTI UTILIZZATI

Di seguito elenchiamo gli obiettivi da noi prefissati:

- eseguire un progetto di massima del condotto su considerazioni strutturali
- individuare diversi tipi di materiali che potrebbero essere adottati per la realizzazione del condotto e individuare la tecnologia di realizzazione più adatta alla geometria del condotto e ai materiali scelti
- per la geometria definita, studiare il problema della stabilità dell'equilibrio elastico evidenziando le differenze tra i diversi materiali
- valutare la resistenza meccanica in condizioni di funzionamento evidenziando le differenze tra i diversi materiali
- determinare degli indici di merito e scegliere la soluzione ottimale

I software utilizzati per lo sviluppo del nostro progetto sono i seguenti:

- *Femap 9.3*, utilizzato per elaborare il modello geometrico del condotto e gestire la fase di pre/post processing
- *MSC Nastran*, solutore F.E.M.
- *Matlab*, utilizzato per determinare il volume del plenum e l'andamento della lunghezza dei condotti primari in funzione del numero di giri (cfr. cap.10)
- *Mathcad*, utilizzato per determinare le frequenze risonanti del risonatore di Helmotz

6. ELABORAZIONE DEL MODELLO GEOMETRICO

Abbiamo realizzato la geometria del condotto d'aspirazione tenendo conto degli ingombri massimi rilevati e delle grandezze dimensionali stabilite in precedenza.

Il componente è stato disegnato in maniera non rettilinea; in particolare abbiamo progettato i condotti primari in modo tale che potessero collegarsi adeguatamente con i tronchetti di aspirazione e permettere, quindi, il corretto accoppiamento del condotto con il veicolo.

Di seguito si elencano i procedimenti adottati per la realizzazione delle tre parti del condotto: c.secondario, Plenum e c.primari.

- **Condotto Secondario**

Abbiamo definito innanzitutto un workplane di base (posto parallelamente al piano x-y e centrato nell'origine) su cui disegnare una prima circonferenza corrispondente all'inizio del condotto secondario. Quindi, traslando il workplane di volta in volta sono state disegnate le altre due circonferenze nelle sezioni note del secondario (la gola di 20 mm e la fine del divergente di 36 mm). Tramite il comando break abbiamo suddiviso le circonferenze, ognuna in quattro archi, e unito le curve ottenute con delle superfici tramite il comando "Alligned Curves".

- **Plenum**

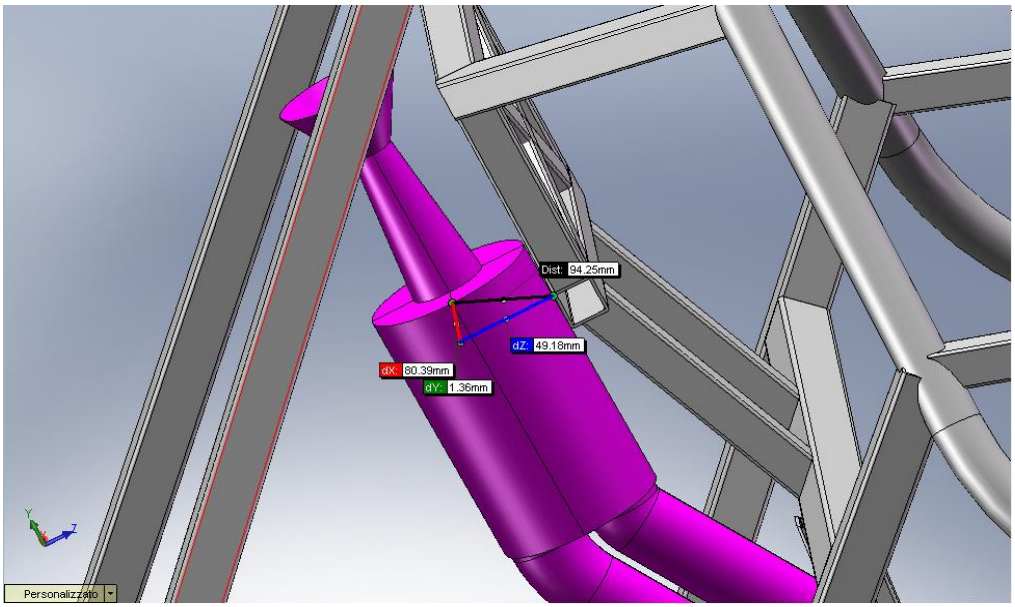
Nello stesso Workplane della fine del divergente abbiamo creato una circonferenza di 80 mm di diametro, che sarebbe poi servita come base per costruire il plenum. Analogamente a quanto fatto per il secondario abbiamo traslato il piano di lavoro (di 133 mm), creato una seconda circonferenza e unito le curve con delle superfici con i metodi sopra descritti. Il volume finale del plenum è risultato quindi essere pari a quello calcolato (0,667 litri).

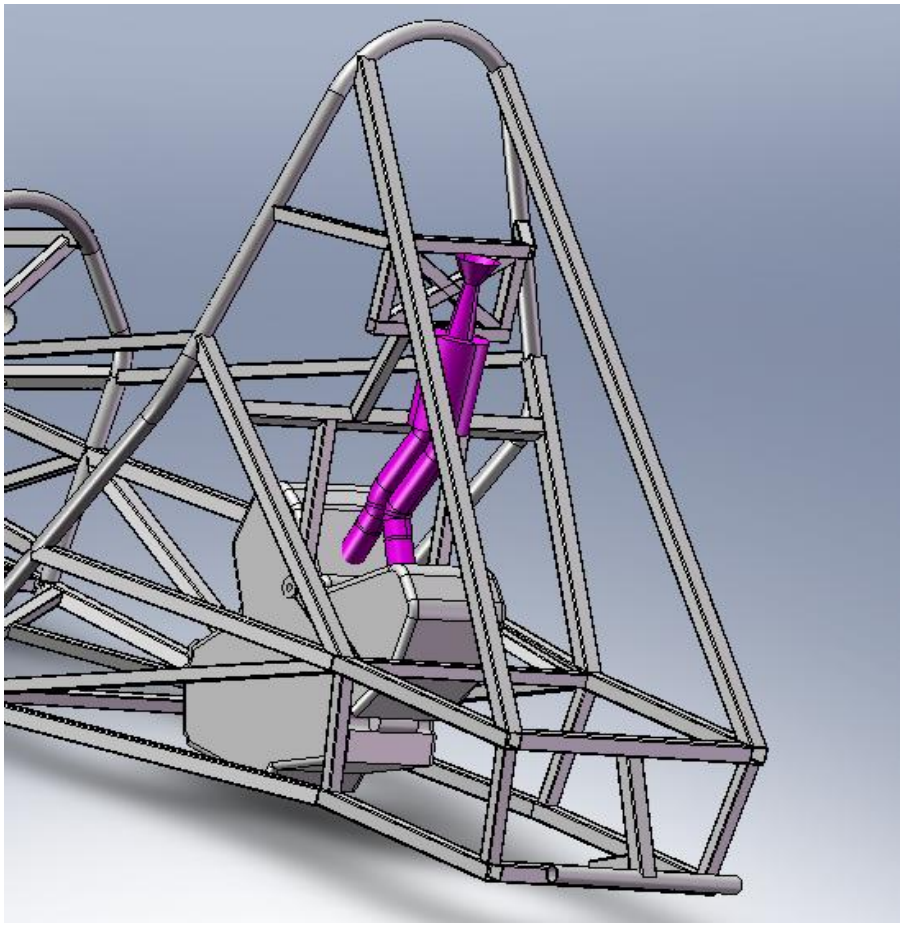
- **Condotti Primari**

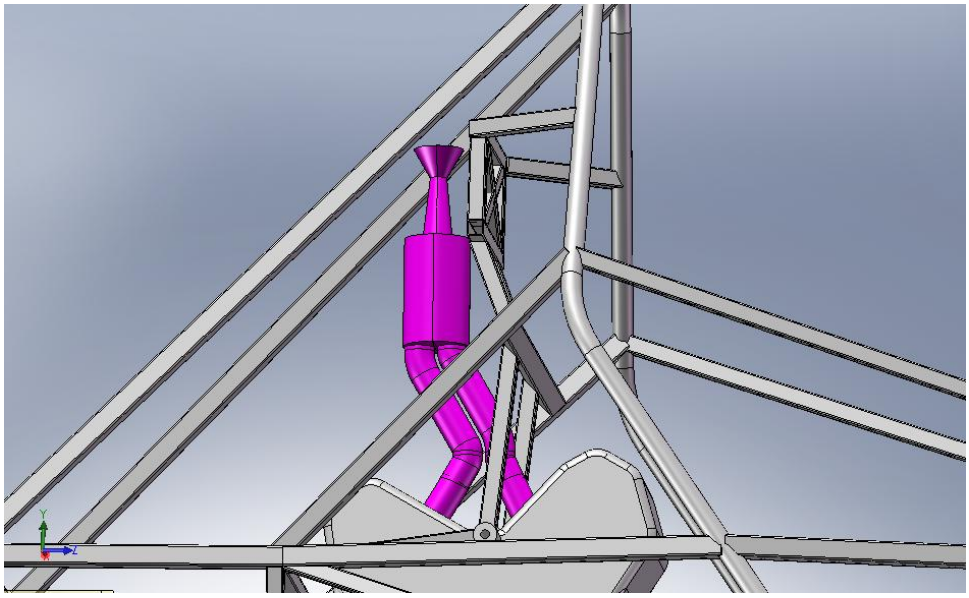
Nella sezione finale del plenum sono state disegnate due circonferenze entrambe di diametro pari a quello finale del secondario (36 mm). Per disegnare i gomiti e i tratti obliqui dei primari abbiamo utilizzato il comando "Sweep". Nel primo caso la curva guida scelta è un arco di circonferenza di angolo 20 gradi con centro in un punto a 20 mm dal centro delle circonferenze più vicine al suddetto centro. La parte relativa alla modellazione geometrica è stata poi conclusa con il comando "Stitch" per formare con le superfici appena create un unico solido.

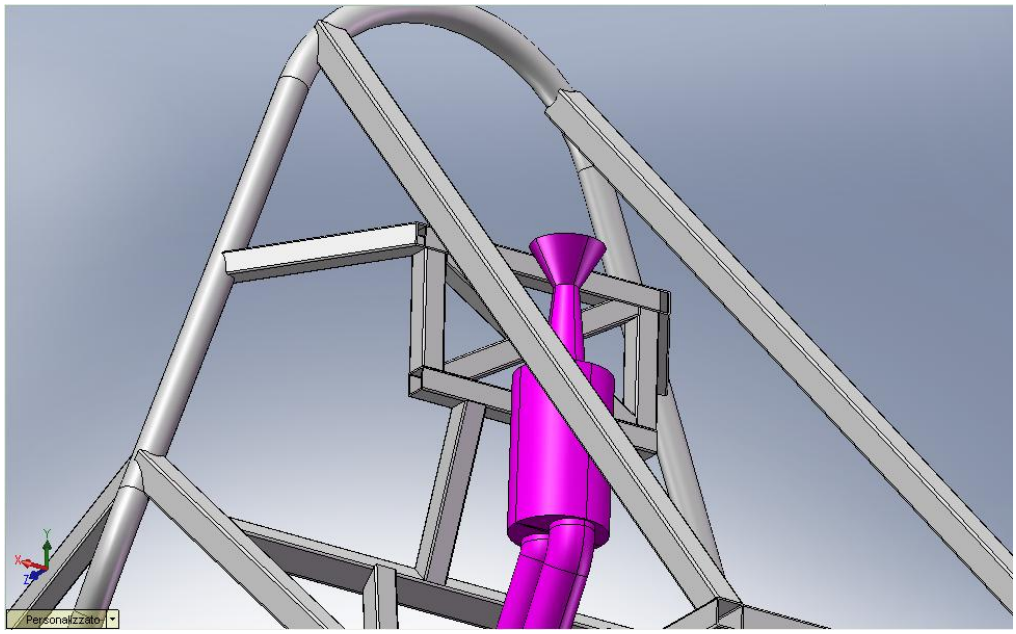
Questa procedura ci ha permesso di ottenere lo scostamento voluto tra l'asse del plenum ed il telaio di *47.18 mm*, tale da evitare quella parte del telaio che altrimenti avrebbe impedito il posizionamento del condotto.

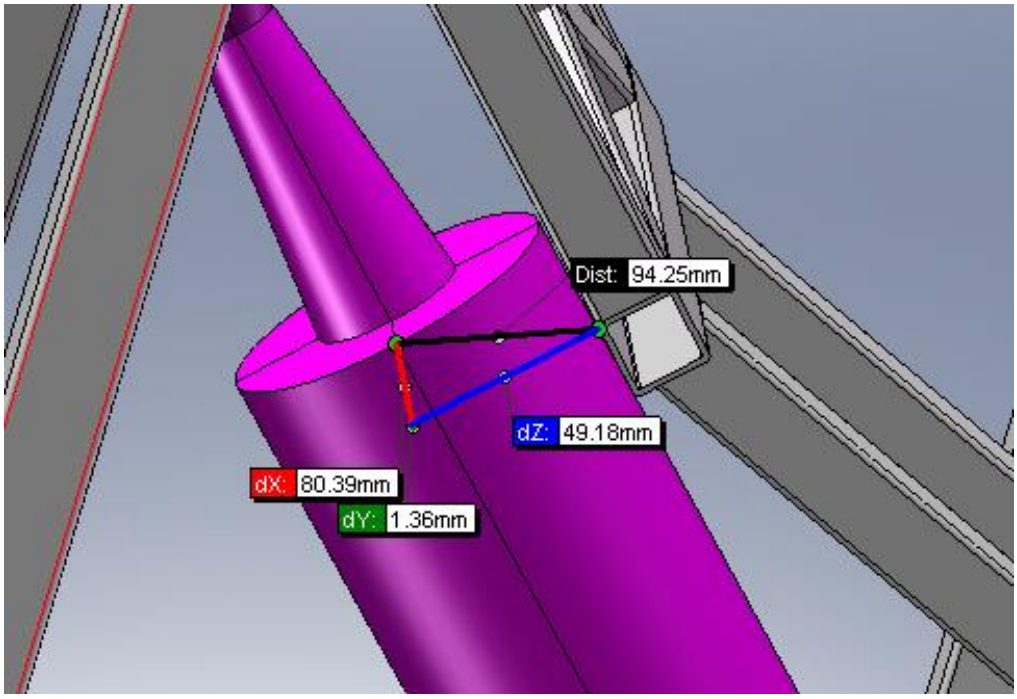
Di seguito si mostra l'insieme del condotto con il telaio dove si può notare la curva dei condotti primari e lo scostamento.





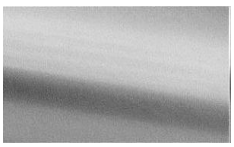





Dist: 94.25mm
dZ: 49.18mm
dX: 80.39mm
dY: 1.36mm

7. RICERCA DEI POSSIBILI MATERIALI E DELLA TECNOLOGIA PER LA REALIZZAZIONE

Data la forte analogia del nostro condotto di aspirazione con i comuni sistemi di scarico, abbiamo ritenuto opportuno utilizzare, per la progettazione, i materiali più adatti alla costruzione di quest ultimi. Ci siamo quindi informati presso alcuni produttori (principalmente Galassetti) riguardo la possibilità di realizzazione e i materiali da loro principalmente impiegati.


	Alluminio	**Acciaio**	**Lega al Titanio**
Nome	1050-H14	AISI 1022	IMI 834
Composizione [%]	Al 99.5 Si 0,25 Cu, Mg 0,05 Mn, V, Zn 0,05	C 0,2 Fe 99,10 Mn 0,61 P 0,04 S 0,05	Ti 85,15 Al 5,8 Nb 0,7 Mo 0,5 Si 0,35 Sn 4 Zr 3,5
σ_S [Mpa]	103	360	925
E [GPa]	69	205	120
ν	0,330	0.290	0,31
ρ [Kg/m^3]	2705	7858	455
k [W/mK]	227	49,8	7
HB	30	149	326

Data la geometria del condotto e fissati i materiali, i quali vengono forniti dai produttori in forma di lamiere, la tecnologia di lavorazione scelta per la realizzazione del sistema di aspirazione è la *Piegatura di lamiere*, assemblate tramite saldatura T.I.G., a "Filo continuo" e Argon (a seconda del materiale).

8. ANALISI F.E.M.

In questo capitolo sono presentate le analisi agli elementi finiti effettuate sul condotto. La procedura seguita per le suddette è la seguente:

1. Discretizzazione del dominio di analisi e creazione della mesh;

2. Definizione di un set di vincoli;

3. Applicazione dei carichi sulla struttura;

4. Analisi della Resistenza statica e verifica della Stabilità dell'equilibrio elastico (Buckling)

Prima di effettuare le analisi di buckling sul modello in esame, è stato necessario convalidare la nostra metodologia di modellazione su un caso più semplice. In particolare abbiamo studiato un cilindro soggetto a delle condizioni di carico simili a quelle del condotto ed abbiamo confrontato il risultato della pressione critica fornito dal software con quello analitico ricavato dalle relazioni seguenti:

(1) $$p_{cr} = \frac{E}{4\left(1-\nu^2\right)}\left(\frac{s}{r_0}\right)^3$$

(2) $$\sigma_{cr} = \frac{E}{4\left(1-\nu^2\right)}\left(\frac{s}{r_0}\right)^2$$

dove **s** è lo spessore della parete del cilindro, $\mathbf{r_0}$ è il raggio del cilindro, **E** è il modulo di Young e **ν** il coefficiente di Poisson.

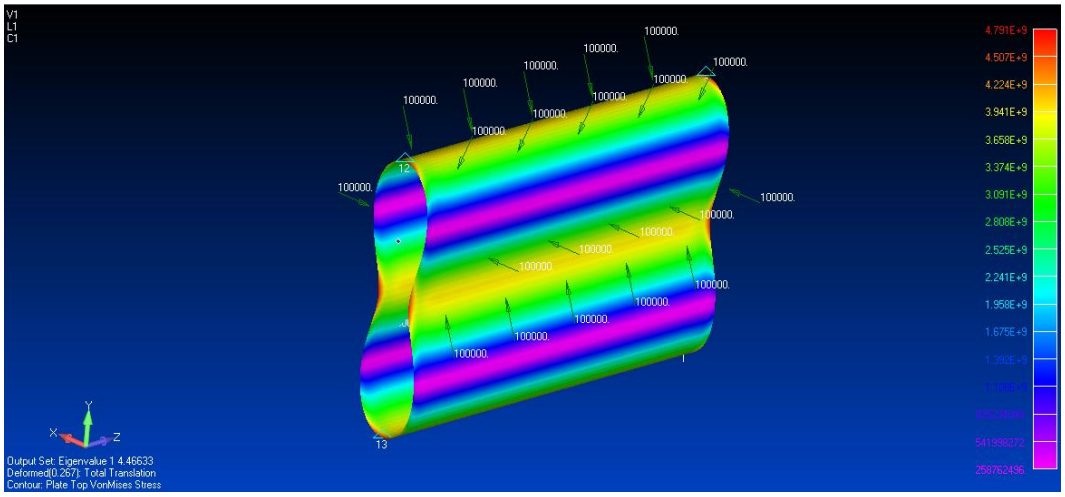
Una verifica effettuata con questa espressione è valida ipotizzando che:

- Il valore di tensione critica della (2) raggiunto deve essere in campo elastico e inferiore alla tensione limite di proporzionalità σ_p.
- Il rapporto spessore / diametro deve rispettare la condizione **$s/d \leq 0.05$**

Il cilindro da noi studiato presenta le seguenti caratteristiche:

$$s = 0{,}004 \text{ m}$$
$$r_0 = 0{,}2 \text{ m}$$
$$\nu = 0{,}29$$
$$E = 205 \text{ GPa}$$

Una volta definita la geometria abbiamo discretizzato il dominio con una mesh strutturata di **30000** elementi. Il cilindro è stato poi vincolato in maniera isostatica mediante l'applicazione di vincoli semplici per impedire rotazioni e traslazione rispetto ai 3 assi coordinati (cfr. file *BUCKLING_CILINDRO.mod*), e caricato con una pressione esterna uniformemente distribuita per tutta la sua superficie; quindi è stata avviata l'analisi di buckling.



Deformata di buckling (2 onde)

In questo modo è stato possibile confrontare il risultato ottenuto tramite il metodo degli elementi finiti con quello analitico.

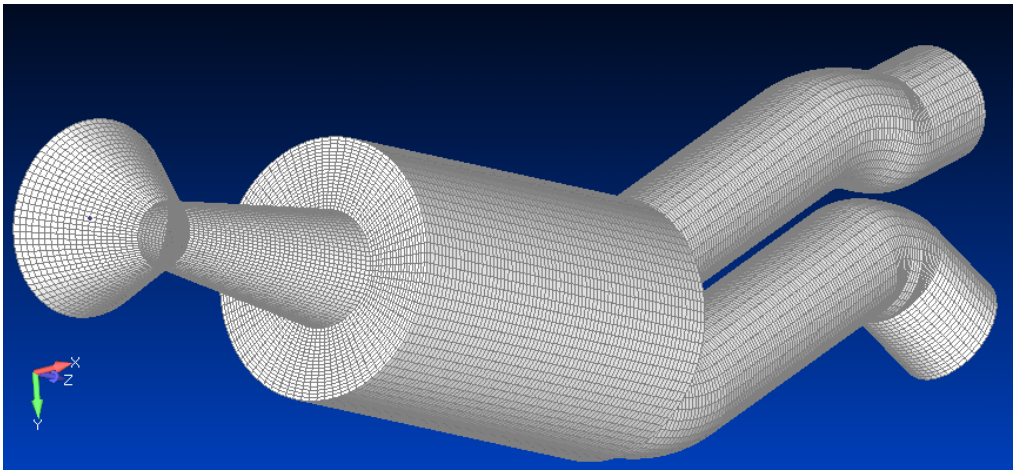
Dalla (1) si ottiene un valore di pressione critica pari a 4,476 bar, mentre tramite l'analisi FEM si è ottenuto un valore pari a 4,466 bar. Poiché i due risultati differiscono dello 0,22 %, si è potuta ritenere corretta la procedura di modellazione agli elementi finiti del problema in esame. Quindi, si è potuto procedere con le stesse modalità alla modellazione del condotto.

8.1 DISCRETIZZAZIONE DEL DOMINIO DI ANALISI E CREAZIONE DELLA MESH

Abbiamo deciso di realizzare una mesh di tipo strutturato, ovvero definendo gli elementi sfruttando la geometria del solido. In particolare è stato definito il numero di elementi su ogni curva appurando che la disposizione di quest'ultimi fosse topologicamente corretta (ogni coppia di elementi ha in comune un solo lato e assenza di bordi liberi interni). Il numero di elementi è stato scelto in modo che rispettasse le proporzioni della mesh adottata nel cilindro: gli elementi ottenuti sono stati **25840.**

Come si può notare dalla (1), i parametri da cui dipende la pressione critica sono: E, ν, s ed r_0. Dato che il raggio è vincolato dalle dimensioni del condotto, abbiamo caratterizzato le varie

property con i diversi E, ν dei materiali scelti e con tre spessori significativi: **0,5 mm - 0,7 mm – 1 mm** ; tali valori sono stati scelti in funzione degli spessori commerciali disponibili.



8.2 DEFINIZIONE DI UN SET DI VINCOLI

Il condotto è stato vincolato in maniera iperstatica per rimanere congruenti con il suo accoppiamento con il veicolo: incastrato alla base dei c. primari e all'ingresso del c. secondario. Per impostare questo set di vincoli abbiamo selezionato le due curve estreme del condotto (inizio secondario e fine primario) e bloccato le tre traslazioni e le tre rotazioni su ciascuna di esse.

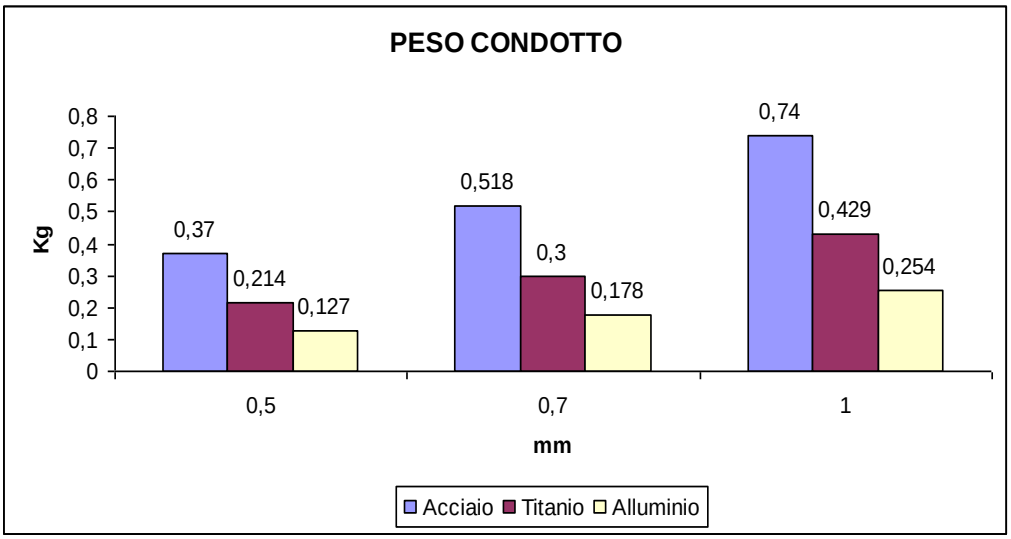
Per ulteriori fissaggi del condotto con il telaio, è sufficiente aggiungere dei vincoli al set precedentemente descritto.

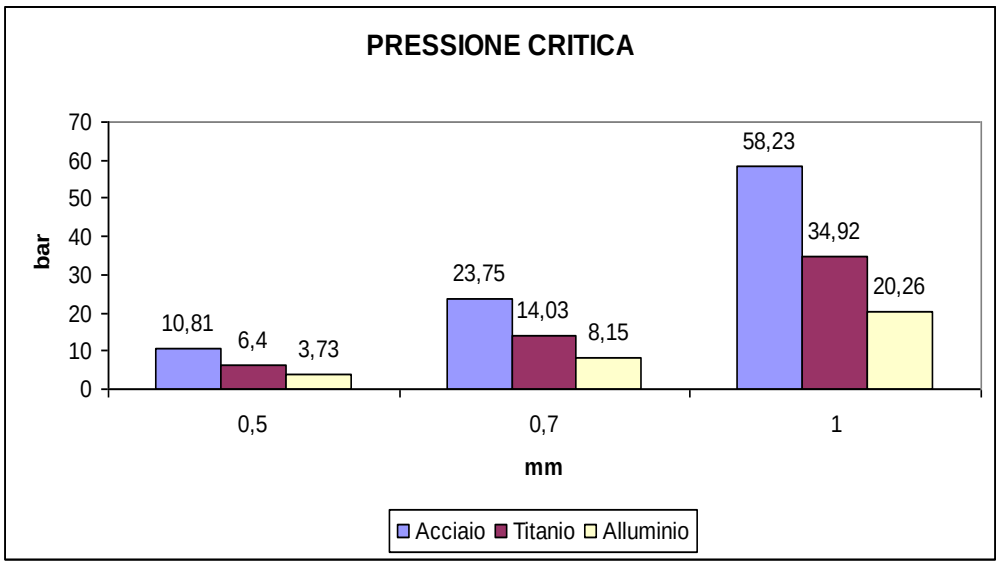
8.3 APPLICAZIONE DEI CARICHI SULLA STRUTTURA

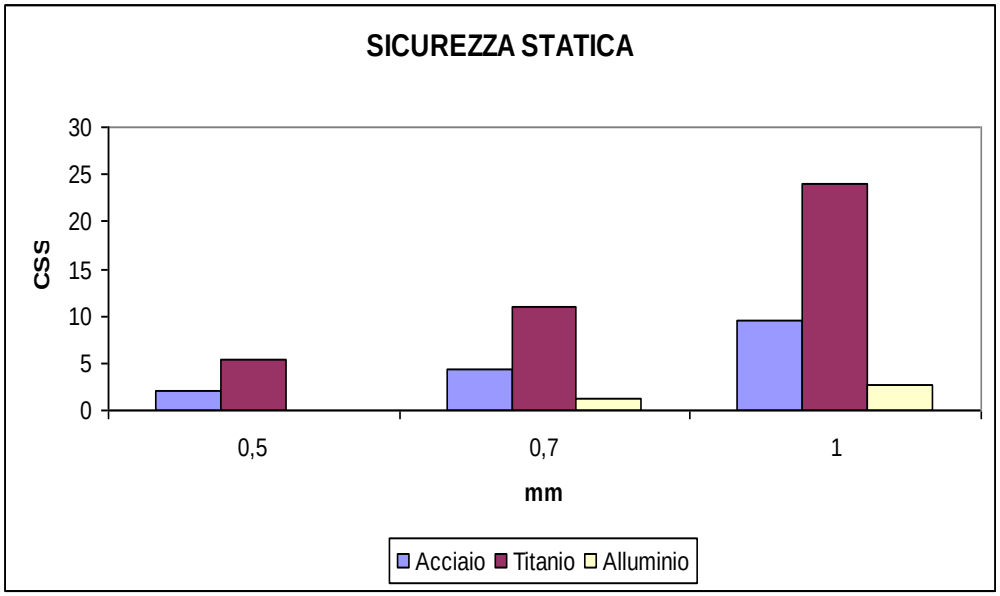
Per simulare le condizioni di funzionamento a cui è sottoposto il condotto (cfr. cap.4), abbiamo applicato una pressione dall'esterno pari a ***101326 Pa*** (p_{atm} approssimata per eccesso) uniformemente distribuita su tutta la superficie del condotto.

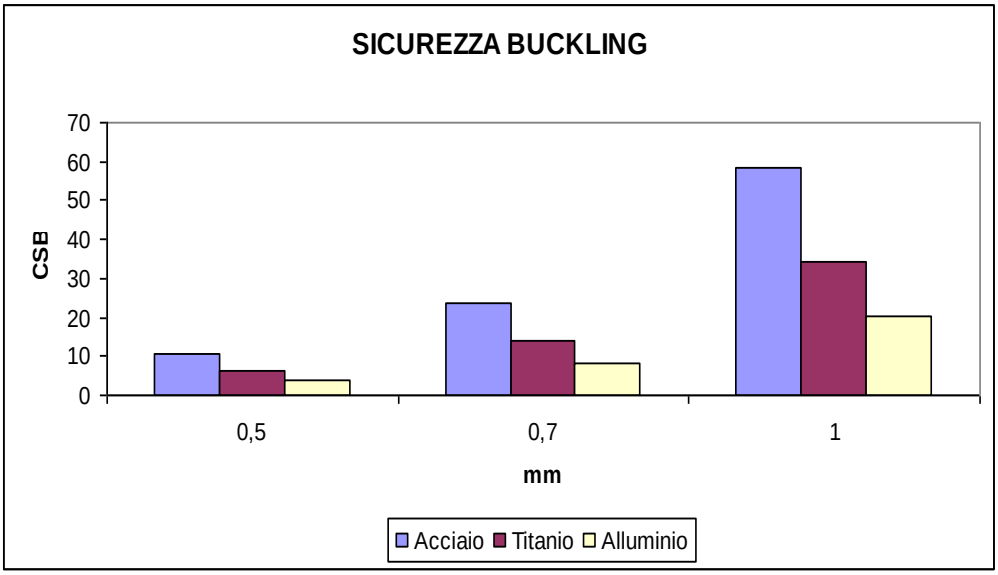
8.4 ANALISI DELLA RESISTENZA STATICA E VERIFICA DELLA STABILITA' DELL'EQUILIBRIO ELASTICO (BUCKLING)

Compiuta la fase di modellazione, abbiamo proceduto con l'analisi per verificare la resistenza della struttura. Di seguito sono presentati i risultati ottenuti.









Grafici riassuntivi dei risultati

TABELLE DEI RISULTATI

Spessore = 0,5 mm

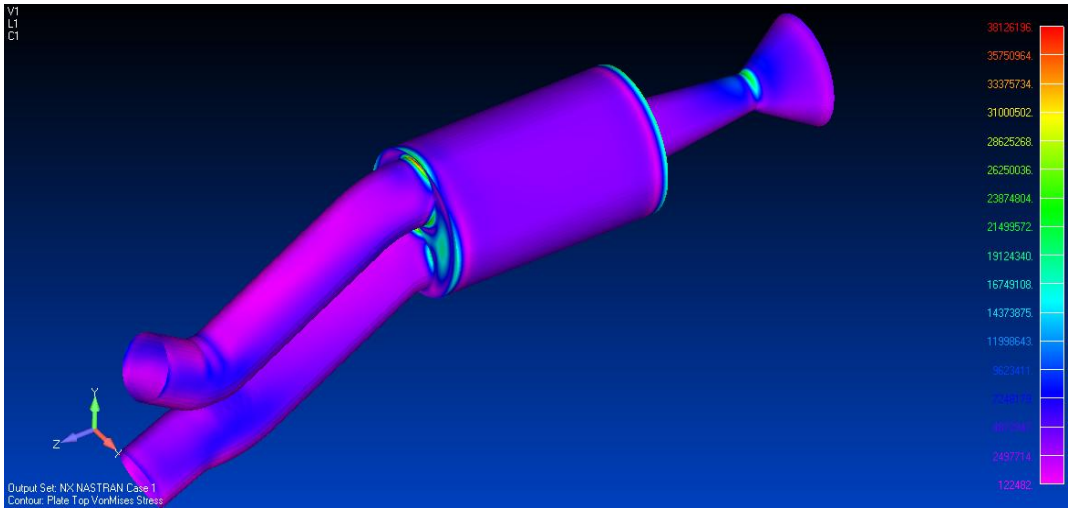
Materiale	Acciaio	Titanio	Alluminio
Nome	AISI 1022	IMI 834	1050-H14
Peso [kg]	0,370	0,214	0,127
Tensione massima [MPa]	171,89	171,63	171,42
Pressione critica [bar]	10,81	6,4	3,73
Tensione di snervamento [MPa]	360	925	103
Conducibilità termica [W/mK]	49,8	7	227
Coeff. Sicurezza statico	2,1	5,39	Snervamento
Coeff. Sicurezza Buckling	10,66	6,32	3,68
Femap Output index	8;9	12;13	10;11

Spessore = 0,7 mm

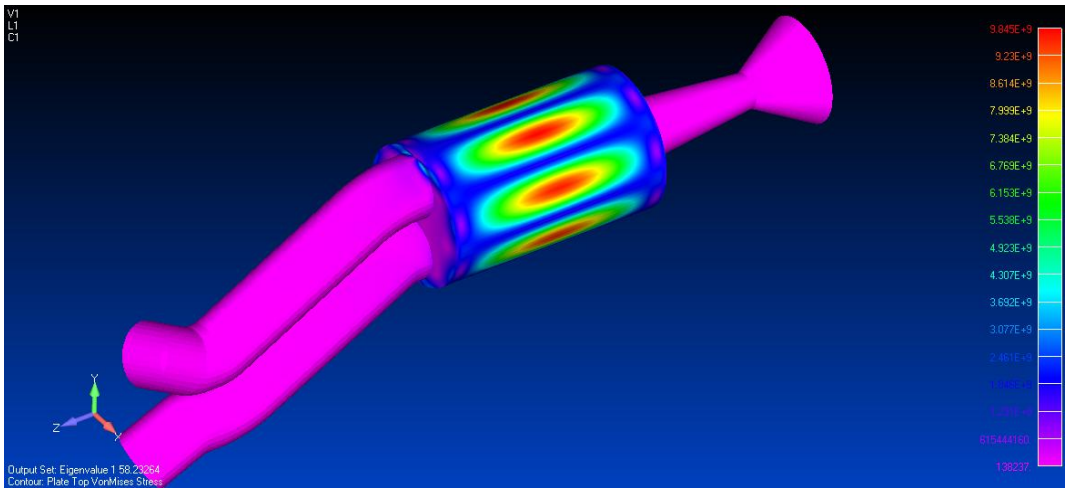
Materiale	Acciaio	Titanio	Alluminio
Nome	AISI 1022	IMI 834	1050-H14
Peso [kg]	0,518	0,300	0,178
Tensione massima [MPa]	84,34	84,19	84,07
Pressione critica [bar]	23,75	14,03	8,15
Tensione di snervamento [MPa]	360	925	103
Conducibilità termica [W/mK]	49,8	7	227
Coeff. Sicurezza statico	4,27	10,98	1,23
Coeff. Sicurezza Buckling	23,44	13,84	8,04
Femap Output index	14;15	18;19	16;17

Spessore = 1 mm

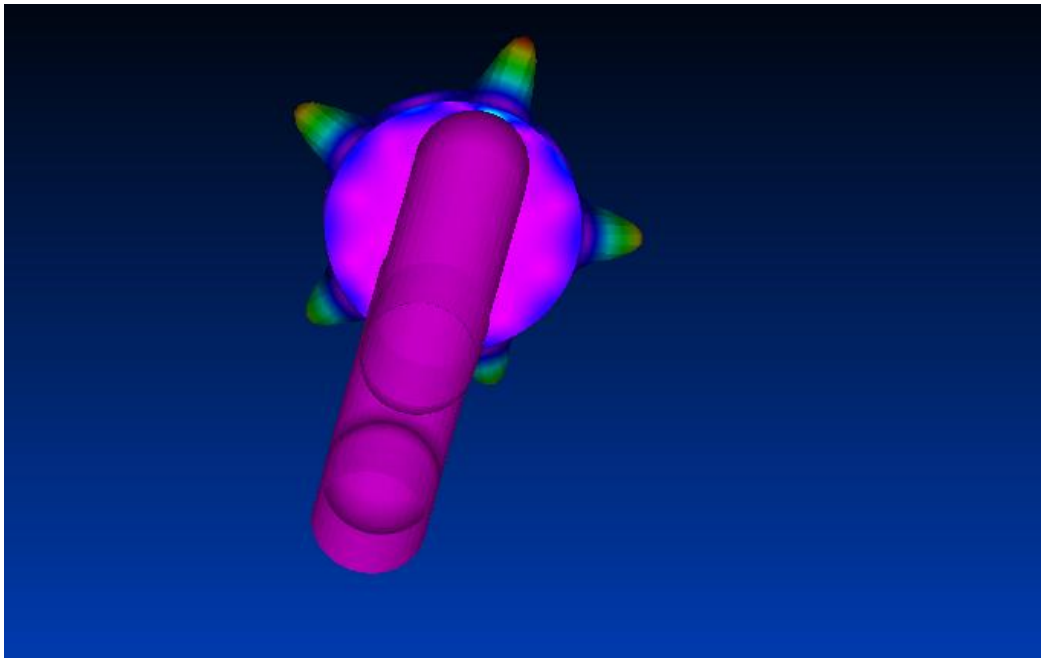
Materiale	Acciaio	Titanio	Alluminio
Nome	AISI 1022	IMI 834	1050-H14
Peso [kg]	0,740	0,429	0,254
Tensione massima [MPa]	38,13	38,01	37,90
Pressione critica [bar]	58,23	34,92	20,26
Tensione di snervamento [MPa]	360	925	103
Conducibilità termica [W/mK]	49,8	7	227
Coeff. Sicurezza statico	9,5	24	2,7
Coeff. Sicurezza Buckling	58,23	34,46	20,05
Femap Output index	6;7	4;5	2;3



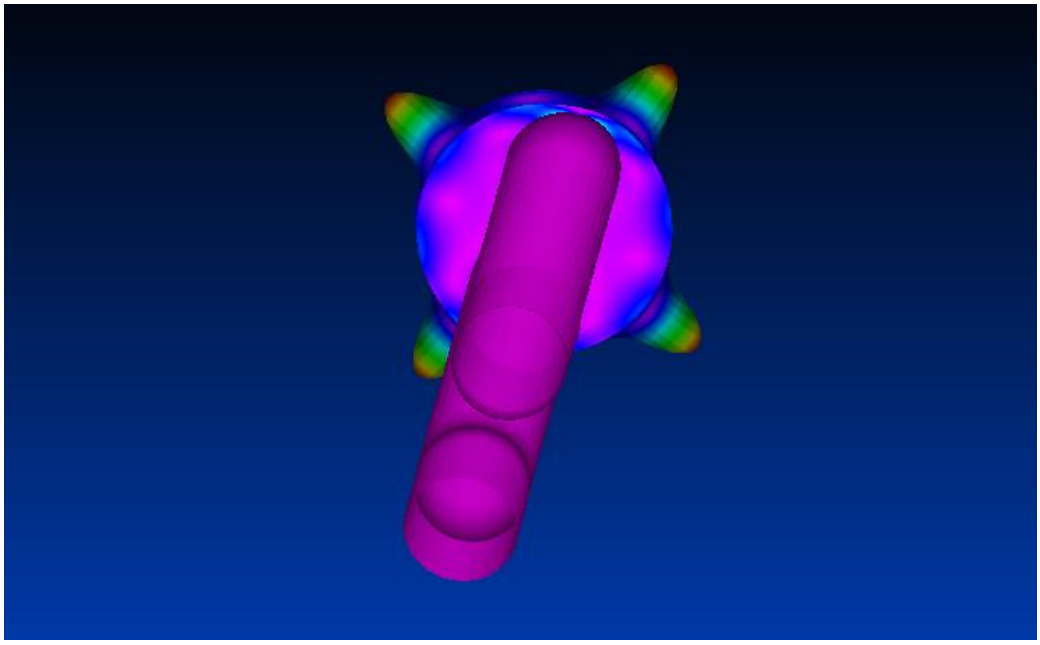
Analisi statica dell'acciaio (s = 1 mm)



Analisi di Buckling dell'acciaio (s = 1 mm)



Deformata Buckling per uno spessore di 0,5 mm
(5 onde)



Deformata Buckling per uno spessore di 0,7 mm e 1 mm
(4 onde)

9. CONCLUSIONI

Al termine del nostro studio abbiamo confrontato i risultati ottenuti al fine di stabilire le soluzioni migliori per la realizzazione del condotto. Gli indici di merito presi in esame per la scelta del materiale e dello spessore ottimali per la realizzazione sono stati:

- Coefficiente di sicurezza sulla verifica statica ≥ 4;
- Coefficiente di sicurezza sulla verifica di buckling ≥ 8;
- Buona conducibilità termica (al fine di smaltire il calore proveniente dal motore, così da non compromettere la portata d'aria immessa nel cilindro);

Si può notare come l'Alluminio non soddisfi in nessun caso la verifica statica, tenendo conto dei coefficienti di sicurezza stabiliti.

L'Acciaio e il Titanio invece soddisfano ampliamente le specifiche da noi imposte per gli spessori 0,7 mm e 1 mm, mentre risultano non idonei nel caso di spessore pari a 0,5 mm. Pertanto si esclude la realizzazione del condotto con lamiere di 0,5 mm.

Riguardo il terzo indice di merito, l'Alluminio presenta un' ottima conducibilità termica, a differenza del Titanio; l'Acciaio invece ne presenta una discreta.

	C.S.S.		C.S.B.	
Spessore	**0,7**	**1**	**0,7**	**1**
Acciaio	4,27	9,5	23,44	58,23
Titanio	10,98	24	13,84	34,46
Alluminio	1,23	2,7	8,04	20,05

	Conducibilità Termica [W/mK]
Acciaio	49,8
Titanio	7
Alluminio	227

In ultima analisi si può notare (cfr. § 8.4, pag. 27) come il peso del condotto varia sensibilmente al variare di spessore e materiale impiegato. Il minimo peso ottenuto è quello dell'Alluminio di spessore 0,5 mm pari a 0,127 Kg, mentre si raggiunge il valore massimo di 0,740 Kg con l'Acciaio di spessore 1 mm.

Alla luce di quanto presentato fino ad ora, la soluzione migliore ci è sembrata essere **Acciaio di 0,7 mm.**

Infatti questa configurazione soddisfa perfettamente le specifiche di resistenza; l'acciaio inoltre presenta una discreta conducibilità termica (è una via di mezzo tra l'ottima dell'Alluminio e quella scarsa del Titanio), la quale non deve essere necessariamente troppo spinta data la forte esposizione del condotto all'aria esterna.

- **Riflessione**

E' importante sottolineare che il nostro studio si è concentrato unicamente sull'aspetto *strutturale* e di *accordatura del condotto*. E' quindi necessario approfondire gli aspetti fluidodinamici e di trasmissione del calore (da noi affrontati qualitativamente) prima di procedere alla realizzazione.

10. ULTERIORI SVILUPPI DEL PROGETTO

La progettazione di un sistema di aspirazione da competizione è influenzata da molteplici aspetti teorico-pratici (fluidodinamici, strutturali, costruttivi, termodinamici).

Il nostro studio si è focalizzato su alcuni di questi aspetti. Tuttavia vogliamo presentare due possibili sviluppi per migliorare ulteriormente le prestazioni e la funzionalità del sistema di aspirazione.

10.1 FLANGIA DI ACCOPPIAMENTO

L'accordatura del condotto da noi proposta è ottimizzata per un regime di rotazione di 9000 rpm. Dato che, nell'ambito della Formula SAE, i veicoli devono cimentarsi in differenti prove (prova di accelerazione, gara di durata, handling), il motore dovrà rispondere in maniera diversa per ottenere sempre il massimo delle prestazioni in ogni prova.

Per avere questa diversità di risposta, è possibile intervenire manualmente sulla lunghezza dei condotti primari sostituendo, prima di ogni prova, le trombette di aspirazione (ovvero la parte dei condotti primari che termina all'interno del plenum).

In tal modo varia la frequenza alla quale si verifica l'effetto a valvola aperta precedentemente discusso e, di conseguenza, la curva caratteristica di coppia. Di seguito si propongono alcune lunghezze per le trombette in funzione del regime del motore; esse sono state calcolate con la medesima formula utilizzata per il dimensionamento del c. primario. Abbiamo ricavato come lunghezza minima di quest'utimo il valore ottenuto a 10000 rpm, per la quale esso termina esattamente all'inizio del plenum.

L prim @ 10000 rpm = 0,25163 mm

Regime [rpm]	**L trom** [mm]
5500	0,20592
6000	0,16779
6500	0,13553
7000	0,10788
7500	0,08391
8000	0,06294
8500	0,04444
9000	0,02799
9500	0,01328
10000	0

Per permettere la sostituzione manuale delle trombette è opportuno che il condotto sia facilmente smontabile. A tal fine abbiamo pensato che si potrebbe realizzare il plenum in due parti accoppiate con una flangia a tenuta stagna.

Inoltre tale flangia comporterebbe dei vantaggi anche per quanto riguarda l'instabilità dell'equilibrio elastico. Infatti essa è una cerchiatura che crea una discontinuità sulla superficie del plenum allontanando ulteriormente il fenomeno del buckling.

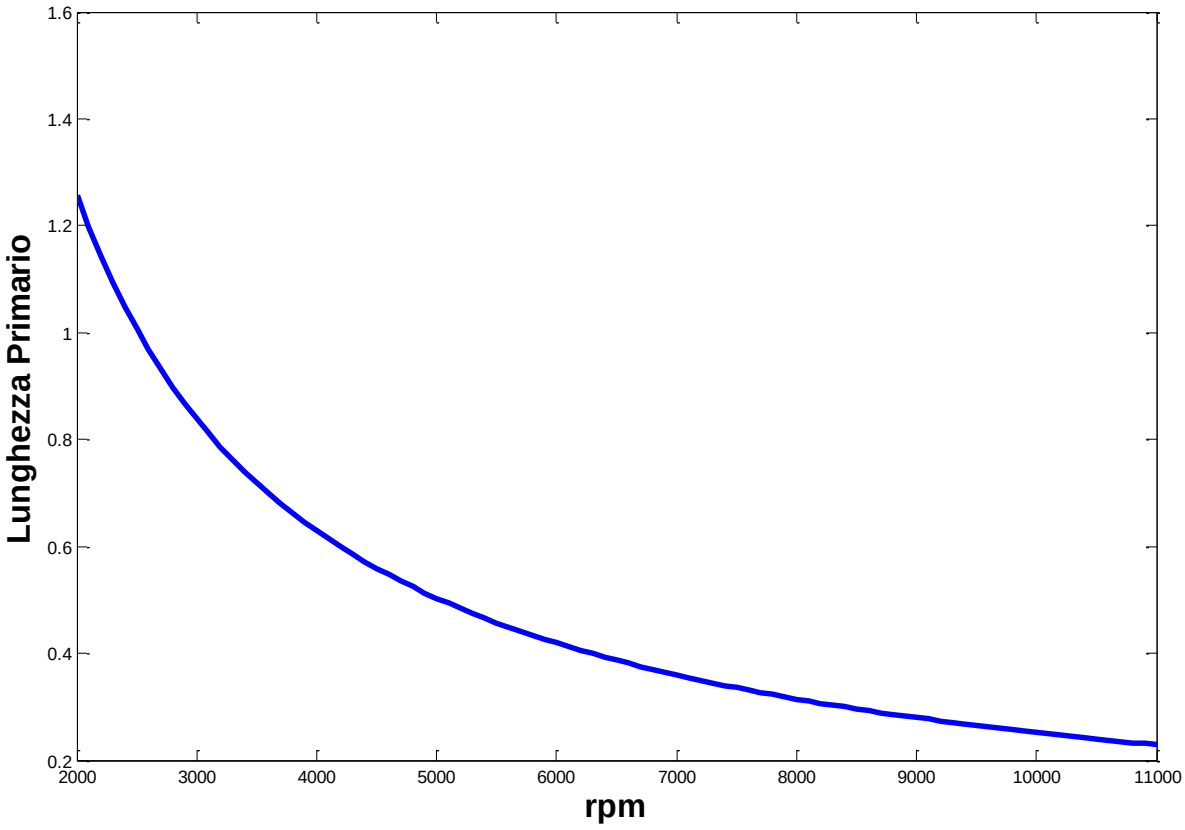
10.2 GEOMETRIA VARIABILE

Un miglioramento ulteriore delle prestazioni si può ottenere con la geometria variabile dei condotti primari. Essa permette di variare, con continuità, il posizionamento delle trombette di aspirazione precedentemente descritte e quindi la lunghezza *l.prim*. Questa variazione consente di trarre beneficio dall'effetto a valvola aperta a qualsiasi regime di rotazione. Diversamente dalla soluzione con flangia di accoppiamento, ci sarà bisogno di un'unica coppia di trombette che scorrerà all'interno dei condotti primari.

Per movimentare le suddette è necessario utilizzare un attuatore comandato dalla centralina, in cui va implementata una funzione di comando.

Di seguito si presenta il listato del programma ed il grafico dell'andamento di *l.prim* in funzione del regime del motore:

```
kair=1.4;
Tair=313;
aair=sqrt(kair*288*Tair);
alesaggio=0.08;
corsa=0.055;
cr=12.5;
cilindro=alesaggio^2*pi*corsa/4;
Veq=cilindro*(cr+1)/(2*(cr-1));
fopen=2000:100:11000;
lprim=(85.*aair.*60)./(720.*fopen);
```



11. BIBLIOGRAFIA

- Giancarlo Ferrari, "Motori a combustione interna", Ed. "Il Capitello"
- J.B. Heywood, "Internal combustion engine fundamentals", Mc Graw Hill
- H.G.Allen, P.S. Bulson, "Background to Buckling", Mc Graw Hill
- Intake System Design for a Formula SAE Application, Badih A. Jawad, Jeffrey P. Hoste and Brian E. Johnson, Lawrence Technological Univ.
- Regolamento ufficiale Formula SAE

12. CONTATTI

Per ulteriori informazioni e chiarimenti, lasciamo i nostri contatti e-mail:

- Valerio Benivegna: valbenny86@hotmail.it
- Fabrizio Di Cicco: satch_86@hotmail.it
- Leonardo Di Stefano: leodistefano@yahoo.it
- Luca Lerario: luca.lerario@yahoo.it
- Hugo Rodrigues: h.d.rodrigues@gmail.com