

**Alma Mater Studiorum
Università di Bologna**

**SCUOLA DI INGEGNERIA E
ARCHITETTURA
Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale
Sede di Forlì
Classe L-9**

**ELABORATO FINALE DI LAUREA
in
AERODINAMICA DELL'AEROMOBILE**

**Progettazione di un movimentatore
assiale per il “Long Pipe” in CICLoPE**

Laureando: Francesco Bottau **Relatore:** Alessandro Talamelli

Correlatori:
Alessandro Rossetti

Anno accademico 2015/2016

Sommario

Questo elaborato di tesi si pone come obiettivo lo studio e la progettazione di un movimentatore assiale per la caratterizzazione delle tre componenti di velocità e delle loro statistiche lungo l'asse del long-pipe CICLoPE.

Il progetto CICLoPE (Center for International Cooperation in Long Pipe Experiments) è finalizzato allo studio della turbolenza di parete ad alti numeri di Reynolds ed in particolare si focalizza sulle più piccole strutture caratteristiche della turbolenza ed a una loro accurata caratterizzazione.

La natura caotica dei flussi turbolenti rende lo studio dei fenomeni ad essi associati molto complessa; anche in ambito sperimentale è difficile effettuare misurazioni accurate e ripetibili.

L'osservazione dei fenomeni fisici all'interno del pipe, si svolge nella regione dove la turbolenza risulta completamente sviluppata, ovvero dove le grandezze statistiche utilizzate per descriverla diventano invarianti rispetto al tempo e alla posizione assiale; al fine di determinare le caratteristiche e l'estensione di questa regione si è scelto di effettuare delle misure lungo tutto l'asse del pipe per determinare dove le grandezze statistiche manifestino questa tendenza.

A questo scopo si è resa necessaria la realizzazione di un movimentatore radiocomandato e opportunamente strumentato con sonde anemometriche in grado di spostarsi lungo l'asse del pipe e di effettuare una misurazione accurata e precisa del flusso, riducendo al minimo l'intrusività del sistema sulle misure.

Indice

Sommario	ii
Introduzione	v
1 Turbolenza	1
1.1 Scale della turbolenza	2
1.2 Turbolenza Completamente Sviluppata	4
1.3 CICLoPE	6
1.4 Metodo di analisi dell'evoluzione della turbolenza: misure sull'asse	8
2 Strumentazione di misura	10
2.1 Sonda a filo caldo	11
2.2 Mini CTA	12
2.3 Trasmettitore Wireless	13
2.4 Batterie	14
3 Progetto Concettuale	16
4 Stima della resistenza al movimento	19
4.1 Stima della resistenza aerodinamica	19
4.1.1 Stima della resistenza aerodinamica del corpo centrale	20
4.1.2 Stima della resistenza aerodinamica dei braccetti	22
4.1.3 stima della resistenza aerodinamica dei motori	27
4.1.4 Resistenza aerodinamica totale	32
4.2 Resistenza d'inerzia	34
4.3 Resistenza di rotolamento	35
4.4 Resistenza totale	37
5 Scelta motori	39
5.1 calcolo della coppia necessaria	39
5.2 Requisiti necessari	40
5.3 Scelta dei motori	40
5.4 Precarico necessario sulle ruote	44
6 Progettazione	45
6.1 Corpo centrale	46
6.2 Braccetti	47
6.2.1 Braccetto con ruota condotta	49

6.2.2	Braccetto con ruota motrice	50
6.2.3	Sospensione	52
6.2.4	Sterzo	53
6.2.5	Carenature	53
6.2.6	Giunzione corpo-braccetti	54
6.3	Configurazione definitiva del movimentatore	55
6.4	Calcolo dell'area frontale	56
7	Conclusioni	58
	Appendice	60
	Bibliografia	81
	Sitografia	83

Introduzione

La turbolenza caratterizza molte applicazioni ingegneristiche, come flussi d'aria su superfici aerodinamiche di aeromobili e autoveicoli o quelli interni ai propulsori a combustione interna; si è quindi interessati ad investigare i meccanismi fisici alla base della turbolenza di parete al fine di garantire una miglior conoscenza dei fenomeni ad essa associati ed incrementare le capacità predittive dei modelli che la descrivono.

Il progetto CICLoPE (Center for International Cooperation in Long Pipe Experiments) nasce con l'intento di realizzare un flusso con dimensioni caratteristiche delle scale turbolente tali da permettere alle strutture più piccole di avere una dimensione sufficientemente elevata da poter essere descritta per mezzo di sonde miniaturizzate, in grado di garantire una risoluzione spaziale adatta.

Per ottenere dati più accurati gli studi sulla turbolenza vengono svolti dove questa è pienamente sviluppata, cioè quella zona dove le grandezze statistiche usate per la sua descrizione diventano indipendenti dalla coordinata assiale del flusso. Nel caso di flusso in un condotto si raggiunge questo stato ad una distanza dall'imbocco di circa 80 volte il diametro; pertanto si è reso necessario realizzare un pipe di lunghezza molto elevata (circa 100 m).

Al fine di identificare l'estensione della regione del flusso caratterizzata da una turbolenza pienamente sviluppata è necessario misurare la velocità del flusso e le sue statistiche sull'asse, lungo tutto il pipe per osservare dove le grandezze statistiche convergono ad un valore invariante.

Per le ragioni appena esposte, si è resa necessaria la realizzazione di una strumentazione in grado di raccogliere questi dati dall'interno del condotto; cioè un dispositivo che possa muoversi lungo il pipe e fermarsi stabilmente in ogni posizione per misurare le tre componenti del campo di moto. In questo modo sarà possibile studiare l'evoluzione del flusso nel pipe e individuare la regione dove la turbolenza è completamente sviluppata.

I principali requisiti che tale dispositivo deve garantire si articolano in:

- Bassa intrusività, poiché il dispositivo deve modificare il meno possibile il flusso a monte, dove verranno poste le sonde, per consentire l'acquisizione di dati relativi ad un flusso pressoché indisturbato e la minimizzazione degli errori dovuti alla presenza del dispositivo di movimentazione.
- Bassa resistenza aerodinamica in modo da facilitare la movimentazione e migliorare la stabilità in fase di misura.
- Capacità di misurazione delle tre componenti della velocità del flusso sull'asse del pipe; la strumentazione utilizzata deve avere una alta risposta in frequenza per reagire alle rapide variazioni della velocità del flusso tipiche della turbolenza.
- Capacità di rilevazione della posizione e orientamento della sonda, indispensabile al posizionamento del dispositivo e alla definizione dell'evoluzione spaziale della turbolenza.

Dati questi requisiti è stato dimensionato un movimentatore (rover), comandato in remoto, in grado di spostarsi internamente al pipe per mezzo di ruote motrici e raccogliere dati sulle componenti del campo di moto trasmessi all'elaboratore tramite una connessione wireless.

Il movimentatore, costituito da un corpo centrale cilindrico coassiale al condotto, contiene al suo interno la strumentazione di misura e si sposta all'interno del pipe grazie a sei braccetti profilati muniti di ruote motrici alle estremità che poggiano sulla superficie interna del pipe. Al fine di ridurre la resistenza aerodinamica e l'interferenza, sia i braccetti che le ruote saranno carenati con carenature aerodinamiche realizzate in prototipazione rapida.

La progettazione del rover ha reso necessaria una stima preliminare delle varie componenti di resistenza in gioco per calcolare la coppia necessaria alla movimentazione e, quindi, scegliere i motori più adatti. Le resistenze che si generano durante il movimento sono di tre diverse nature: la resistenza aerodinamica, dovuta al flusso nel pipe, la resistenza di rotolamento, dovuta alla pressione agente sulle ruote, e la resistenza d'inerzia.

Per la strumentazione di misura è stato scelto un anemometro a filo caldo a tre fili per misurare contemporaneamente le tre componenti del campo di moto. L'anemometria a filo caldo è caratterizzata da una buona risoluzione spaziale ($6 \mu m$) e da un'alta risposta in frequenza; cioè è in grado di seguire bene le rapide variazioni delle grandezze cinematiche del flusso.

Il documento si propone di esporre le scelte progettuali di configurazione, la stima delle coppie necessarie, le scelte dei motori e dei componenti, i disegni tecnici costruttivi e fornire una breve guida di montaggio del movimentatore.

Capitolo 1

Turbolenza

Il flusso turbolento, o turbolenza, può essere definito come una regione di flusso che verifica le seguenti condizioni:

1. Flusso non stazionario;
2. Movimento caotico nello spazio e nel tempo; il campo di velocità, quindi, presenta variazioni casuali e irregolari sia nelle tre direzioni spaziali che nel tempo;
3. Presenza di alta vorticità con strutture vorticosi di diverse scale appartenenti ad un ampio spettro di valori.

Da queste condizioni si possono dedurre alcuni importanti aspetti che caratterizzano il flusso turbolento e lo differenziano da quello laminare:

- Nel passaggio da moto laminare a turbolento la diffusività del flusso aumenta molto in quanto cambia il meccanismo di scambio dell'energia e della quantità di moto tra le varie parti del flusso. Nel moto laminare lo scambio avviene solo a livello molecolare; nel moto turbolento, invece, sono coinvolte intere particelle nel rimescolamento del fluido, quindi si ha lo spostamento di porzioni di flusso molto maggiori e di conseguenza uno scambio più efficace. Questo è dovuto all'alta vorticità che per definizione caratterizza il flusso turbolento.
- Per via della viscosità, in un flusso lo strisciamento tra le varie particelle del fluido in movimento causa la dissipazione di parte dell'energia cinetica in calore. Questo meccanismo in un flusso turbolento è molto accentuato; esso, infatti, presenta un'alta vorticità e quindi grandi movimenti interni che di conseguenza portano ad un'alta dissipatività.
- Un flusso turbolento è non-lineare e instabile, come suggerisce il comportamento caotico e irregolare. Ciò rende molto complicato uno studio analitico della turbolenza; infatti, non è possibile fare previsioni analitiche del suo comportamento ma solo stime statistiche.

Data la forte irregolarità del flusso turbolento è conveniente definirne il campo di moto ($\mathbf{u}(t) = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} + w\mathbf{k}$) con la decomposizione di Reynolds:

$$\mathbf{u}(t) = \mathbf{U} + \mathbf{u}'(t) \quad (1.1)$$

dove:

- U : velocità media;
- $u'(t)$: fluttuazione.

La decomposizione può essere applicata anche alle componenti del campo di moto ottenendo:

- lungo l'asse x: $u(t)=U+u'(t)$;
- lungo l'asse y: $v(t)=V+v'(t)$;
- lungo l'asse z: $w(t)=W+w'(t)$.

Grazie a questa decomposizione si possono definire le quantità statistiche usate per studiare i flussi turbolenti, che come visto in precedenza possono essere analizzati solo con metodi statistici a causa della loro forte irregolarità. Le grandezze solitamente usate sono:

- velocità media:

$$U = \langle u(t) \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T u^2(t) dt \quad (1.2)$$

- varianza:

$$V = \langle u'^2 \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T u'^2(t) dt \quad (1.3)$$

- skewness:

$$S = \frac{\langle u'^3 \rangle}{\sqrt{V^3}} \quad (1.4)$$

- flatness:

$$F = \frac{\langle u'^4 \rangle}{\sqrt{V^4}} \quad (1.5)$$

1.1 Scale della turbolenza

Se si osserva l'andamento della fluttuazione della velocità in un flusso turbolento si può notare che il flusso può essere visto come composto di diverse "parti", divise tra loro ma una certa continuità nello spazio. Queste strutture vorticosi che caratterizzano la turbolenza sono anche chiamate *eddies* e hanno diverse dimensioni appartenenti ad un ampio spettro di valori; le scale più grandi, infatti, sono dello stesso ordine di grandezza della dimensione caratteristica del fenomeno, mentre le più piccole sono diversi ordini di grandezza più piccole.

È stato ipotizzato che le strutture più grandi collassino man mano in strutture di scala minore alle quali viene trasferita l'energia cinetica. Nelle scale più grandi sono identificabili lunghezza e velocità caratteristiche che hanno lo stesso ordine di grandezza di quelle del dominio in cui si studia il fluido (L e U). In questo caso il numero di Reynolds resta elevato, quindi prevalgono le forze d'inerzia del fluido su quelle viscosi e fenomeno rimane instabile; si ha, quindi, una frammentazione in moti con lunghezze e velocità caratteristiche a scale minori. Il collasso delle strutture turbolente comporta una diminuzione del numero di Reynolds degli eddies, a causa della diminuzione della lunghezza di scala. questo fenomeno si interrompe quando il numero di Reynolds diventa così basso che l'energia cinetica delle strutture viene dissipata in calore

dalla viscosità (ν). Le scale degli eddies che poi dissipano l'energia è la più piccola che si può raggiungere all'interno della turbolenza e prende il nome di scala di Kolmogorov (l_k). Si deduce, quindi, che per mantenere la turbolenza e il fenomeno di collasso delle strutture vorticosi è necessario fornire continuamente energia dall'esterno che poi verrà dissipata da energia cinetica in calore a causa della viscosità.

Poiché la scala di Kolmogorov è fortemente legata al fenomeno della dissipazione si può considerare che dipenda da questa e dalla viscosità che ne è la causa. Definiamo quindi ϵ come il *tasso medio di dissipazione per unità di massa* cioè l'energia cinetica dissipata per unità di tempo ($[\epsilon] = [m^2/s^3]$). Si può, quindi, definire la scala di Kolmogorov come:

$$l_k = \epsilon^a \cdot \nu^b \quad (1.6)$$

Attraverso un'analisi dimensionale si possono trovare i valori di a e b , rispettivamente $-1/4$ e $3/4$:

$$l_k = \left(\frac{\nu^3}{\epsilon}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (1.7)$$

Con lo stesso procedimento si può trovare la velocità di scala delle più piccole strutture (u_k):

$$u_k = (\epsilon \cdot \nu)^{\frac{1}{4}} \quad (1.8)$$

Noti l_k e u_k posso calcolare il numero di Reynolds a cui si arriva prima di dissipare l'energia cinetica in calore:

$$Re_k = \frac{l_k \cdot u_k}{\nu} = 1 \quad (1.9)$$

Si può quindi dire che quando gli eddies raggiungono un Re caratteristico pari a 1, non hanno più sufficiente energia cinetica per collassare in strutture più piccole e quindi cedono la loro energia sotto forma di calore.

Per completare la stima della scala di Kolmogorov è, però, necessario trovare il valore del tasso di dissipazione. Per farlo si analizza un flusso turbolento interno ad un condotto circolare con una velocità media pari a U . Si seleziona un volume di controllo costituito da un tratto del condotto di lunghezza L delimitato da due superfici perpendicolari all'asse del condotto. È possibile notare che sulla superficie a monte agisce una pressione $p + \Delta p$ mentre su quella a valle la pressione ha un valore pari a p . Pertanto si deduce che la pressione compie un lavoro (W) sul fluido che di conseguenza diventa energia interna (e) del flusso, sotto forma di energia cinetica. Considerando l'assenza di scambi di calore tra il flusso e l'esterno la prima legge della termodinamica espressa in funzione delle potenze diventa:

$$\Delta e = \Delta W \quad (1.10)$$

dove:

- $\Delta W = \Delta p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot U$: è la potenza che la pressione cede al flusso;
- $\Delta e = \epsilon \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot L \cdot \rho$: è la variazione di energia interna del flusso per unità di tempo.

Risolvendo la relazione 1.10 si ottiene:

$$\epsilon = \frac{\Delta p \cdot U}{L\rho} \quad (1.11)$$

Si considera, quindi, il bilancio delle forze agenti sul volume di controllo. Le uniche forze in gioco sono dovute alla pressione sulle superfici perpendicolari al condotto e allo stress a parete (τ_w) sulla superficie laterale del volume.

$$\Delta p \cdot \frac{\pi D^2}{4} = \tau_w \cdot \pi DL \quad (1.12)$$

risolvendo si ottiene:

$$\frac{\Delta p}{L} = 4 \frac{\tau_w}{D} \quad (1.13)$$

Sostituendo nell'espressione del tasso di dissipazione (1.11) si ottiene:

$$\epsilon = 4 \frac{\tau_w}{D} \cdot \frac{U}{\rho} \quad (1.14)$$

È conveniente esprimere lo stress a parete in funzione del coefficiente di frizione locale (C_f):

$$\tau_w = \frac{1}{2} \rho U^2 C_f \quad (1.15)$$

$$\epsilon = \left(\frac{\nu^3 D}{2U^3 C_f} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (1.16)$$

Sostituendo questa espressione di ϵ in l_k si ricava il rapporto tra la scala più grande, che coincide con il diametro del condotto, e la più piccola:

$$\frac{D}{l_k} = (2C_f)^{\frac{1}{4}} \cdot Re^{\frac{3}{4}} \quad (1.17)$$

1.2 Turbolenza Completamente Sviluppata

In recenti studi è stato provato che un flusso turbolento interno ad un condotto ad una certa distanza dall'ingresso presenta un comportamento invariante nel tempo e lungo la direzione del flusso; cioè le grandezze statistiche che lo descrivono non variano nella direzione del flusso e nel tempo. In questa condizione si dice che la turbolenza è completamente sviluppata.

Studiando il flusso all'interno di un condotto si può notare che la velocità media del flusso converge ad un valore costante attorno a una distanza dall'ingresso di circa 60 volte il diametro (D) del condotto; mentre le grandezze statistiche di ordine superiore convergono attorno a $80D$. La figura 1.1 mostra l'andamento della velocità media di center line, normalizzata con la velocità media misurata nella sezione terminale del pipe, in funzione della distanza dall'ingresso del condotto normalizzata col diametro del condotto. La figura 1.2 mostra, invece, l'andamento delle grandezze statistiche di ordine superiore sempre in funzione della distanza dall'ingresso espressa in diametri. Questi grafici sono il risultato di uno studio compiuto all'università di Melbourne proprio al fine di cercare di definire in maniera più accurata la turbolenza completamente sviluppata [6].

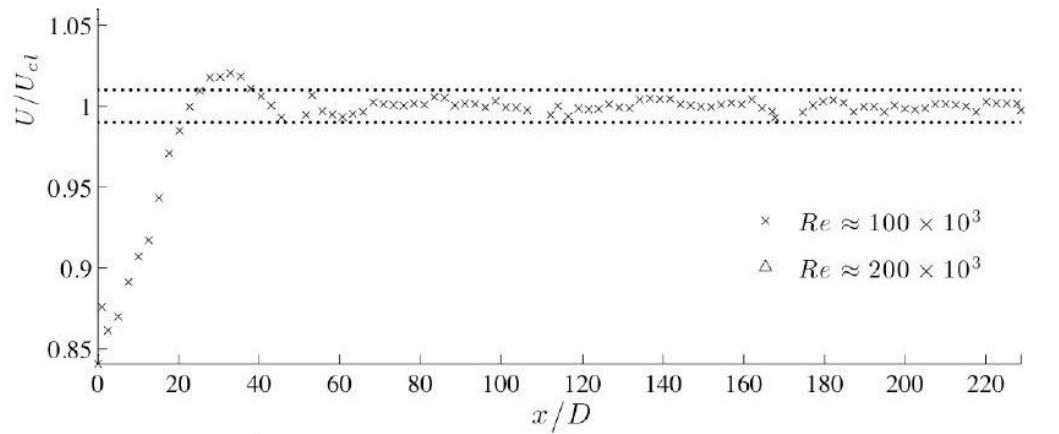


Figura 1.1: Andamento della velocità media sulla center line

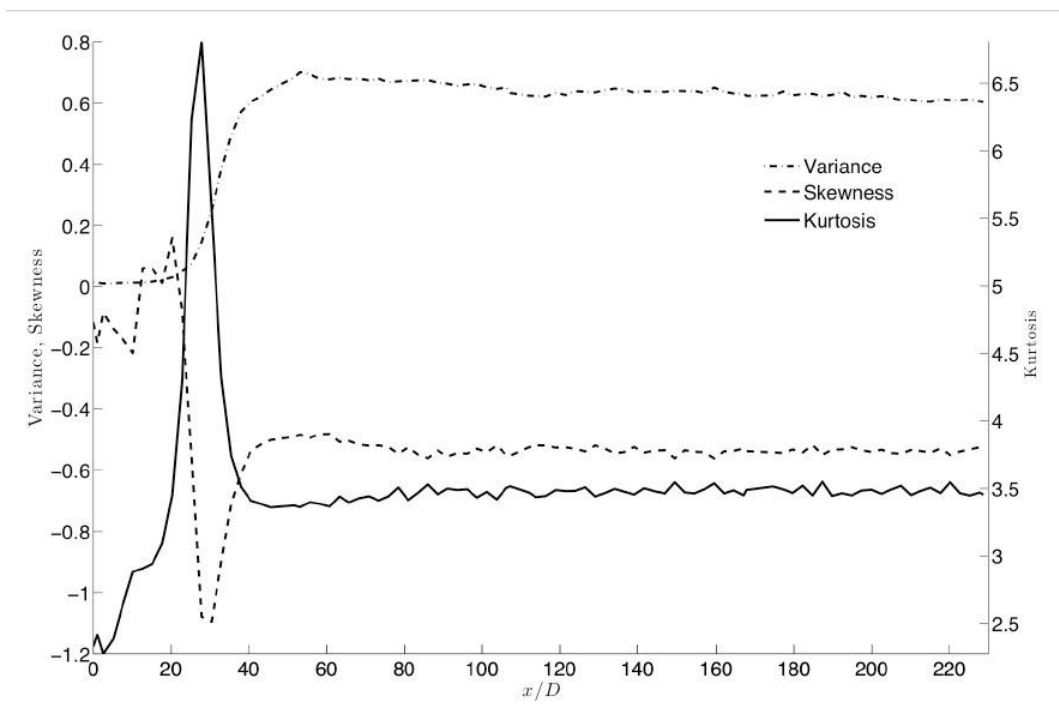


Figura 1.2: Andamento delle grandezze statistiche di ordine superiore

Data la sua invarianza questa condizione si presta molto bene allo studio delle strutture vorticosi organizzate che formano la turbolenza. È, quindi, importante riuscire a riprodurre in laboratorio una turbolenza completamente sviluppata. A questo scopo sono necessarie gallerie del vento abbastanza lunghe da permettere al flusso di raggiungere tale condizione non nelle ultime sezioni del tunnel ma ad una distanza sufficientemente alta dalla fine in modo da avere abbastanza spazio per prendere agevolmente le misure necessarie.

1.3 CICLoPE

Lo studio analitico della turbolenza è molto complesso, per questa ragione si ricorre alla formulazione di modelli matematici semplificati che descrivano il comportamento del flusso in particolari condizioni. Questi modelli però vanno verificati sperimentalmente, in appositi laboratori, in modo da garantire la loro effettiva attinenza al fenomeno reale. La necessità di realizzare un impianto come il CICLoPE (Center for International Cooperation in Long Pipe Experiment) discende dall'impossibilità di caratterizzare le più piccole strutture della turbolenza ad alti numeri di Reynolds negli attuali laboratori esistenti. Il CICLoPE è gestito dall'Università di Bologna ed è situato a Predappio dove era già presente un tunnel scavato nella collina che consente di avere un ottimo isolamento termico e acustico dall'ambiente esterno, in modo da avere meno disturbi possibili durante gli esperimenti.

Il progetto richiede un long pipe che permetta di avere:

- un flusso ad alti numeri di Reynolds;
- una turbolenza completamente sviluppata nella sezione terminale sufficientemente lunga del pipe;
- un profilo di velocità tale da avere che la scala delle più piccole strutture che formano la turbolenza sia sufficientemente grande da poterle studiare con gli attuali strumenti di misura.

Analizzando la definizione di numero di Reynolds si può comprendere quali strategie adottare per realizzare un impianto in grado di generare flussi caratterizzati da un alto valore di questo parametro.

$$Re = \frac{UL\rho}{\mu} \quad (1.18)$$

dove:

- U : la velocità del flusso [m/s];
- L : lunghezza caratteristica del fenomeno [m];
- ρ : densità [kg/m^3];
- μ : viscosità dinamica [$Pa \cdot s$].

Si può quindi incrementare il Re attraverso:

- un aumento della velocità;
- una diminuzione della viscosità;
- un aumento della densità;
- un aumento della lunghezza caratteristica.

I primi tre metodi comportano alcune problematiche realizzative: alzando troppo la velocità si deve tenere conto della comprimibilità dell'aria che a basse velocità (numero di Mach piccolo: $M < 0.3$) sono trascurabili; questo complica molto le leggi che governano il moto del fluido e di conseguenza rende più difficoltoso lo studio fluidodinamico. È, comunque, importante avere

velocità abbastanza alte per arrivare ad avere alti numeri di Reynolds; nella galleria del vento del progetto CICLoPE è stato quindi scelto di impostare una velocità massima di 50 m/s . Altri due modi di alzare il Re consistono nell'abbassare la viscosità, abbassando la temperatura del gas, oppure aumentare la densità, pressurizzando il gas; entrambe queste soluzioni però sono molto scomode da realizzare e soprattutto molto costose. Al CICLoPE, per alzare il Reynolds mantenendo una buona risoluzione spaziale, è stato scelto di aumentare la lunghezza caratteristica (L) costruendo una galleria del vento molto lunga. L'elevata lunghezza, per altro, è anche indispensabile per raggiungere la condizione completamente sviluppata. Il long pipe, quindi, dovrà essere lungo circa 110 volte il suo diametro per garantire una sezione di lavoro, dove la turbolenza è completamente sviluppata, abbastanza lunga.

La scelta del diametro è determinata dalla necessità di avere scale abbastanza grandi da permetterne la distinzione tramite la strumentazione di misura utilizzata, cioè le scale devono essere più grandi della risoluzione spaziale delle sonde utilizzate. Gli strumenti di misura in generale hanno una loro risoluzione spaziale, cioè hanno una determinata capacità di rilevare le variazioni della grandezza misurata in piccoli spazi; si può, quindi, definire la risoluzione spaziale di uno strumento come la minor distanza a cui è possibile distinguere una variazione della grandezza. Per lo studio della turbolenza si usano sonde anemometrica a filo caldo (hot wire anemometer) che misurano la velocità locale del flusso. Questi tipi di sonde sono caratterizzate da una risposta in frequenza molto alta, cioè sono molto sensibili alle variazioni della grandezza misurata, caratteristica fondamentale quando si osserva un fenomeno che varia molto nel tempo e nello spazio come la turbolenza. Al CICLoPE sono utilizzate delle sonde anemometriche che hanno una risoluzione spaziale di circa $6 \mu\text{m}$; quindi per riuscire a distinguere le strutture turbolente quest'ultime devono avere una scala di circa $10 \mu\text{m}$. È stato calcolato che per raggiungere questo obiettivo è necessario avere un pipe di diametro $D = 0.9 \text{ m}$ che di conseguenza da una lunghezza $L = 100D \simeq 100 \text{ m}$.

Nello studio della turbolenza è molto importante conoscere il valore dello stress a parete perché permette di ricavarsi la velocità di frizione (u_τ), utilizzata per adimensionalizzare tutte le grandezze caratteristiche utilizzate.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (1.19)$$

È difficile ottenere misure accurate dalla misurazione diretta dello stress a parete; questo comporterebbe errori nella adimensionalizzazione e di conseguenza nei dati ottenuti. Al CICLoPE è stato scelto adottato un pipe, ovvero un condotto a sezione circolare, poiché presenta uno stress a parete linearmente dipendente dalla caduta di pressione in direzione del flusso, più facilmente misurabile con accuratezza. In questo modo si riesce a ricavare con maggiore precisione il valore dello stress a parete.

$$\tau_w = \frac{R}{2} \cdot \frac{dp}{dx} \quad (1.20)$$

Dove:

- R : raggio del pipe [m];
- dp/dx : caduta di pressione in direzione del flusso [N/m^3].

A seguito è mostrato l'impianto long-pipe (fig 1.3).

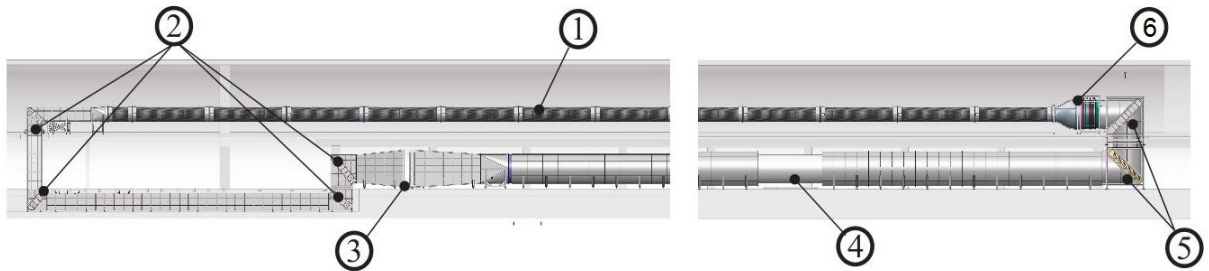


Figura 1.3: schema del long-pipe CICLoPE

Componenti dell'impianto long-pipe:

1. Pipe in fibra di carbonio; composto di sezioni di 4 m di lunghezza l'una;
2. Curve rettangolari per l'espansione;
3. Scambiatore di calore: permette di mantenere stabile la temperatura durante l'esperimento;
4. Impianto Fan;
5. Curve circolari;
6. Camera di assestamento / Convergente.

1.4 Metodo di analisi dell'evoluzione della turbolenza: misure sull'asse

Il fenomeno della turbolenza completamente sviluppata non è ancora stato definito rigorosamente e, quindi, non è possibile indicare a priori dove inizi esattamente. Questo dato è però importante per sapere dove studiare la turbolenza e per dare una base solida alle argomentazioni degli studi svolti nella regione completamente sviluppata. Pertanto, al fine di determinare dove la turbolenza diventa completamente sviluppata si effettuano misurazioni della velocità lungo tutto il pipe per individuare a che distanza dall'imbocco le grandezze statistiche diventano invarianti lungo la direzione del pipe.

Un modo di raccogliere questi dati sperimentali è utilizzare gli accessi di misura, presenti in ogni sezione del pipe, per inserire gli strumenti e misurare la velocità sull'asse. Questo metodo ha, però, molti svantaggi; infatti, richiede l'arresto del flusso ad ogni spostamento dei sensori portando ad un grande spreco di tempo e di energia. Aprire gli oblò, inoltre, modifica la composizione dell'aria interna al pipe ad ogni misurazione; questo potrebbe dare delle fluttuazioni nelle misure non dipendenti dal flusso stesso ma dalla variazione delle condizioni ambientali, modificando i risultati dello studio. Dato il posizionamento degli oblò a distanze prefissate si ottengono dei dati discreti che non permettono la precisa determinazione della regione completamente sviluppata.

Per queste ragioni questo procedimento di misura non dà risultati rigorosi nella definizione della regione completamente sviluppata. Un'alternativa in grado di garantire una misurazione accurata e non affetta da errori eccessivi è sviluppare un sistema interno al pipe che sia in grado di fare misurazioni della velocità del flusso in qualsiasi punto del condotto senza dover arrestare il flusso o aprire il tunnel. Per rendere il sistema il più rigoroso ed efficace possibile, però, è necessario che questo sistema modifichi il meno possibile il flusso che investe i sensori. Sarà quindi studiato un movimentatore, radiocomandato dall'esterno, in grado di spostare all'interno del pipe un anemometro a filo caldo al fine di misurare la velocità del flusso sull'asse a qualsiasi distanza dall'ingresso del condotto. I dati raccolti saranno poi inviati al computer del laboratorio tramite un trasmettitore wireless. Questo sistema permette di velocizzare le operazioni di misura e di non modificare le condizioni ambientali interne ad ogni misurazione, ottenendo dati più precisi.

Capitolo 2

Strumentazione di misura

Per effettuare le misure di velocità, il movimentatore verrà equipaggiato con un anemometro a filo caldo che invierà le informazioni raccolte ad un computer tramite un trasmettitore wireless. È stato scelto questo tipo di strumentazione perché permette di avere alte risposte in frequenza, cioè il sistema è molto rapido a cambiare stato e quindi è in grado di seguire le rapide variazioni delle grandezze cinetiche associate alla turbolenza.

La catena di misurazione è costituita da:

1. una sonda a filo caldo;
2. un mini CTA;
3. un trasmettitore wireless che invii i dati al computer;
4. batterie per l'alimentazione dei vari componenti.



Figura 2.1: Catena di misurazione

2.1 Sonda a filo caldo

La sonda a filo caldo è un sensore costituito da un filo di materiale conduttore molto sottile ($= 0,6 - 10\mu m$) teso tra 2 sostegni (Figura 2.2).

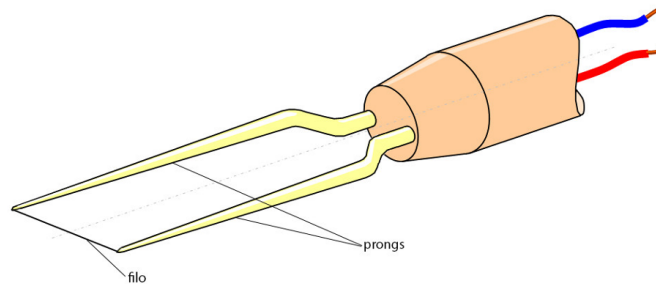


Figura 2.2: Sonda a filo caldo

Il filo viene attraversato da corrente e quindi per effetto Joule si scalda e raggiunge una certa temperatura di equilibrio tra il calore fornito dalla corrente e il calore dissipato nell'ambiente circostante. Quando il sensore viene esposto al flusso la potenza dissipata aumenta e quindi si deve raggiungere un nuovo equilibrio; la temperatura del filo, quindi, cala fino a raggiungere un nuovo stato di equilibrio. La resistenza elettrica del filo dipende dalla temperatura, è quindi possibile misurare la velocità del flusso attraverso la variazione della resistenza del filo. Per studiare un flusso turbolento è molto importante che il sensore sia sensibile alle rapide e continue variazioni di velocità locale del flusso; per cui deve essere molto veloce a raggiungere nuovi equilibri termici per poter rispondere a tutti i cambiamenti del flusso. È per questa necessità che il filo è così sottile; uno spessore così esiguo, infatti, dà una capacità termica molto bassa e quindi la capacità di cedere e acquistare calore molto rapidamente.

Gli anemometri a filo caldo possono lavorare in due diverse modalità, dipendenti dal tipo di trasduttore a cui la sonda viene collegata:

- CCA (Costant Current Anemometer): in questa modalità il trasduttore fornisce una corrente costante all'anemometro e si misura la velocità del flusso attraverso la variazione di resistenza, dovuta al cambiamento di temperatura, del filo. Questa modalità fornisce risposte in frequenza più basse perché dipende dall'inerzia termica del filo, il quale, anche se è molto sottile, richiede un certo intervallo di tempo per variare la sua temperatura
- CTA (Costant Temperature Anemometer): in questa modalità il trasduttore fornisce alla sonda una corrente variabile in modo da mantenere la temperatura del filo costante al variare della velocità del flusso; la velocità del flusso viene, quindi, calcolata misurando la corrente che attraversa il filo. In questo modo si ha una risposta in frequenza molto più alta poiché si evita la dipendenza dall'inerzia termica del filo.

La sonda usata per questa fine sarà una Dantec 55P91 a tre fili, in grado di misurare le tre componenti del vettore velocità.

Tipo di fluido	Aria
Materiale del sensore	Tungsteno placcato in oro
Dimensioni del sensore	Diametro=5 μm , Lunghezza=1.25 mm
Resistenza del sensore R20 (approssimata)	3.5 Ω
TCR: α_{20} (approssimato)	0.36%/C
Massima temperatura del sensore	300C
Massima temperatura ambiente	150C
Massima pressione ambiente	Dipende dal tipo di montaggio
Minima velocità del flusso	0.05 m/s
Massima velocità del flusso	200 m/s
Limite di frequenza fmax (CTA mode)	400 kHz

Tabella 2.1: Specifiche tecniche della sonda Dantec 55P91



Figura 2.3: Sonda anemometrica a filo caldo a tre fili

2.2 Mini CTA

Per trasformare la variazione di stato del sensore a filo caldo in un segnale leggibile da un computer serve un trasduttore. Nella strumentazione in esame il trasduttore rappresentato dal mini CTA (Constant Temperature Anemometer). Questo tipo di trasduttore mantiene la temperatura del filo caldo costante variando opportunamente la corrente che attraversa il filo. In questo modo l'intensità di corrente diventa il segnale in uscita dal quale si risale alla velocità del flusso. Più veloce è il flusso maggiore sarà la potenza dissipata e quindi per mantenere la temperatura costante l'intensità della corrente dovrà aumentare. In questo tipo di trasduttore è necessario inserire una retroazione nel circuito che fornisca un feedback sulla resistenza del filo e quindi sulla sua temperatura. Mantenendo la temperatura del filo costante, la risposta del sistema alle variazioni di flusso non dipende dall'inerzia termica del filo e quindi si ha una risposta in frequenza molto più alta. Per questa ragione è un sistema ottimo per studiare i flussi turbolenti che presentano rapide e continue variazioni.

Il trasduttore è costituito da un sistema di 4 resistenze, di cui una è il filo della sonda, detto ponte di wheatstone (Figura 2.4).

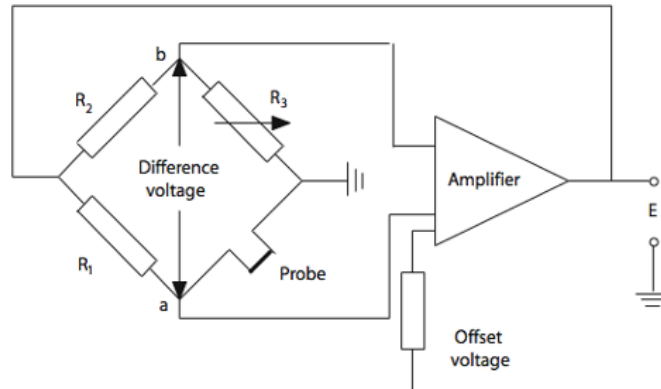


Figura 2.4: Ponte di wheatstone

Il mini CTA è molto soggetto a disturbi di tipo elettronico; per evitare errori nella misura in genere sono usati filtri passa-basso che eliminano i disturbi e un amplificatore che aumenti l'intensità del segnale.

Resistenza operativa	4-20 ω
Tensione di alimentazione (in corrente continua DC)	11-14 V
Tensione del segnale in output	0-5 V

Tabella 2.2: Specifiche tecniche del Mini CTA 54T30



Figura 2.5: Mini CTA del rover

2.3 Trasmettitore Wireless

Il trasmettitore wireless invia i dati analogici trasdotti dal CTA al computer. È stato scelto un trasmettitore wireless perché è molto più comodo in quanto non ci sono connessioni tra il

movimentatore e il computer che potrebbero intralciare il movimento. Nella scelta del modulo da utilizzare è stato verificato che fosse in grado di trasmettere anche attraverso il carbonio che costituisce il pipe.



Figura 2.6: Trasmettitore Wireless

Tensione di alimentazione	9-30 V
Massima potenza consentita in ingresso	4.5 W
Frequenza di trasmissione in modalità wireless	2.412–2.462 GHz

Tabella 2.3: Dati relativi all'alimentazione e alla trasmissione wireless

Max corrente in modalità low current	-15 μA
Max corrente in modalità high current	120 μA
Tensione in modalità low voltage	0 - 0.8 V
Tensione in modalità high voltage	2 - 5 V

Tabella 2.4: Dati relativi al segnale in input

2.4 Batterie

Per alimentare la strumentazione di misura e i motori del movimentatore saranno usate delle batterie di tipo LiPo (polimeri di litio) che sono costituite da elettrodi di litio immersi in un elettrolita solido. Sono tipicamente usate nel modellismo perché hanno un'efficienza molto alta; infatti combinano capacità [Ah] molto alte con ridotti pesi e ingombri. Questo tipo di batterie sono costituite da un insieme di celle che forniscono ciascuna una tensione di 3.7 V, quindi il numero di celle verrà scelto in base alla tensione di alimentazione di ogni singolo componente.

Per semplificare il montaggio e i circuiti interni, ogni strumento avrà una sua batteria dedicata; ci saranno quindi tre batterie: una per il mini CTA, una per il trasmettitore e una per i

motori. Per il mini CTA sarà utilizzata una batteria a tre celle (11.1 V) perché la tensione di alimentazione è compresa tra 11 e 14 V e una LiPO a quattro celle fornisce una tensione troppo alta (14.8 V).

Per quanto riguarda il trasmettitore si è più liberi sulla scelta della batteria perché la tensione di alimentazione deve essere compresa tra 9 e 30 V.

La batteria più adatta all'alimentazione dei motori verrà scelta in base ai motori che verranno presi per la movimentazione.



Figura 2.7: Batterie LiPO

Capitolo 3

Progetto Concettuale

Come visto nel capitolo 1 l'unico modo di individuare l'inizio della regione completamente sviluppata è quello di misurare la velocità del flusso lungo tutto l'asse del pipe. Per farlo serve una strumentazione che sia in grado di muoversi lungo tutta la galleria e di fermarsi in una data posizione dove deve misurare le tre componenti del campo di moto. Per osservare l'evoluzione del flusso tale dispositivo dovrà effettuare un certo spostamento, fermarsi, prendere le misure necessarie e ripetere il ciclo. È importante che questo dispositivo sia poco intrusivo per modificare il meno possibile il flusso e non influenzare in maniera significativa i dati raccolti. A questo stesso scopo è necessario minimizzare il bloccaggio; ovvero il rapporto tra l'area frontale del dispositivo e l'area della sezione trasversale del pipe.

Si è quindi pensato di realizzare un movimentatore interno al pipe comandato dall'esterno in grado di spostare gli strumenti di misura lungo tutto l'asse della galleria. Per quanto riguarda la strumentazione necessaria a raccogliere e inviare i dati al computer è stata scelta e descritta nel capitolo precedente; l'elaborato descrive e giustifica le scelte progettuali e la configurazione finale adottata per il movimentatore.

Geometria di base Per la geometria della struttura ci si è ispirati al rover utilizzato per lo studio svolto dall'università di Melbourne [6], citato nel capitolo 1 (figura 3.1).

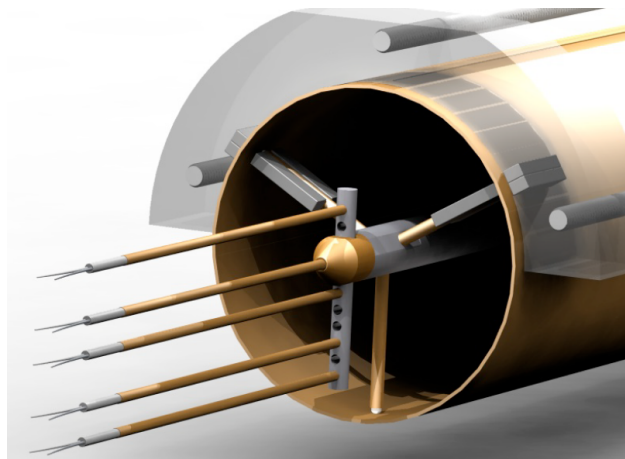


Figura 3.1: Rover utilizzato negli studi all'università di Melbourne

La configurazione di base sarà costituita da un corpo cilindrico centrale, in cui sarà posta tutta la strumentazione di misura, che poggia sulle pareti interne del tunnel grazie a sei braccetti

con delle ruotine alle estremità. Poiché il corpo centrale sarà coassiale con la galleria del vento sulla punta sarà posta la sonda a filo caldo in modo che misuri la velocità del flusso lungo l'asse. Il corpo centrale sarà costituito da un tubo in alluminio di dimensioni tali da avere sufficiente spazio interno per la strumentazione di misura mantenendo, però, una ridotta sezione trasversale per tenere basso il bloccaggio. Il trasmettitore wireless, essendo il componente della catena di misura più ingombrante, determina il diametro interno minimo, che, quindi, deve essere di almeno 0,1 m. Il tubo dovrà avere uno spessore sufficiente a permettere il fissaggio dei braccetti sul corpo; pertanto è stato ritenuto opportuno avere almeno 20 mm di spessore e, quindi, un tubo di 0,14 m di diametro esterno. Con un diametro interno di 0,1 m è necessaria una lunghezza di circa 0,7 m per contenere tutti i componenti della catena di misurazione, ma poiché il movimentatore potrà essere usato anche per altri scopi è si userà un corpo più lungo per contenere eventualmente altre strumentazioni. Sarà quindi usato un tubo di 0.8 m di lunghezza. Per minimizzare la resistenza e l'intrusività del rover, è stato pensato di montare un'ogiva sul muso ed eventualmente anche una sulla coda. Queste ogive fungeranno anche da tappo per chiudere il vano strumenti.

Al fine di avere il miglior appoggio e la massima stabilità saranno usate 2 corone di braccetti una nella parte anteriore e una nella parte posteriore; ogni corona sarà formata da 3 braccetti disposti a 120° tra loro in modo da garantire un buon appoggio e un buon centraggio del corpo centrale nel pipe. Poiché il condotto ha un diametro di 900 mm e il corpo centrale deve essere coassiale con la galleria, i braccetti dovranno avere una lunghezza, comprendente anche la ruota, di 380 mm. (figura 3.2)

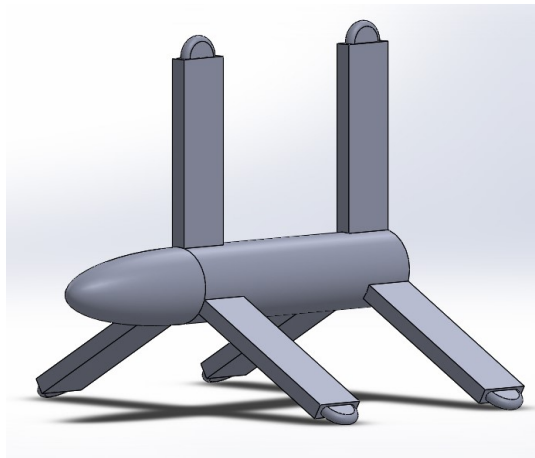


Figura 3.2: Progetto concettuale del rover per il CICLoPE

Movimentazione Nel caso del rover dell'università di Melbourne la movimentazione era affidata ad un campo magnetico esterno. Questa scelta è legata alle dimensioni del pipe utilizzato che ha un diametro di 0,1 m e, quindi, è troppo piccolo per inserire il sistema di movimentazione internamente.

Diversamente il pipe del CICLoPE, caratterizzato da un diametro pari a 0,9 m, rende possibile movimentare il rover internamente dotandolo di motori elettrici che ne permettano la movimentazione autonoma mediante un radio comando. Rispetto ai campi magnetici esterni, usati per la movimentazione del rover dell'università di Melbourne [6], questo sistema garantisce un miglior controllo sulla posizione del movimentatore e una maggior stabilità quando deve stare fermo per effettuare le misurazioni. I motori dovranno avere una coppia elevata per

garantire la movimentazione anche quando il pipe è acceso alla massima potenza, cioè anche quando il rover è investito da un flusso d'aria a 50 m/s; dovranno, inoltre, avere velocità di rotazione contenute per facilitare uno spostamento preciso. È molto importante che i motori se non azionati rimangano frenati; in modo tale da rendere superflua l'implementazione di un sistema meccanico frenante, contenendo così gli ingombri e la complessità del movimentatore. Per mantenere la posizione e riuscire a trasferire tutta la coppia dei motori è necessario garantire l'aderenza tra le ruote motrici e la superficie del pipe in ogni fase di lavoro. A questo scopo saranno utilizzate ruote in gomma, per avere coefficienti d'attrito alti, e saranno precaricate tramite sospensioni montate su un braccetto per ogni corona. Questo sistema permetterà, anche, di correggere eventuali errori di centraggio dovuti alla fase di produzione.

Inizialmente si era pensato di montare i motori internamente al corpo centrale, ma questa soluzione è stata subito scartata perché avrebbe significato un aumento della lunghezza e del diametro del corpo centrale con un conseguente aumento della resistenza e del bloccaggio. Inoltre mettere i motori nel corpo centrale avrebbe richiesto una trasmissione per trasferire la rotazione dal motore alle ruote che non avrebbe garantito il movimento simultaneo delle ruote, col rischio di spinte disomogenee che potrebbero bloccare il rover all'interno del pipe. Poiché la trasmissione dovrebbe passare lungo i braccetti, questi ultimi sarebbero dovuti essere piuttosto spessi aumentando ulteriormente la resistenza aerodinamica complessiva. I motori nel corpo centrale avrebbero portato anche ad un considerevole aumento della complicazione di montaggio e manutenzione della strumentazione. Pertanto, è stato pensato che la soluzione migliore per la movimentazione sia montare i motorini nella parte terminale del braccetto e calettare la ruota direttamente sull'albero motore. In questo modo si risparmia spazio all'interno del corpo centrale agevolando il montaggio e la manutenzione. Questa soluzione espone i motori direttamente al flusso portando ad un aumento della resistenza aerodinamica. In questo caso però gli ingombri aggiuntivi sono lontani dalla sonda e quindi si ha un disturbo relativamente minore del flusso nella center line. Per non aumentare troppo la resistenza si è pensato di motorizzare solo le tre ruote posteriori. Questa configurazione è stata ritenuta la migliore perché garantisce una spinta uniforme che dovrebbe permettere al rover di non disassarsi rispetto al pipe, impedendo così il blocco del sistema internamente alla galleria stessa. Non potendo, però, evitare in assoluto questo rischio, si è pensato di dotare almeno uno dei braccetti di uno sterzo che consenta di correggere eventuali errori di posizionamento del movimentatore. Come si vedrà nella fase di progettazione, in seguito all'analisi dei motori elettrici presenti sul mercato, verranno scelti dei servomotori dotati di una coppia tale da consentire l'implementazione di due soli motori, in modo da contenere gli ingombri e, di conseguenza, anche la resistenza aerodinamica.

Controllo Il movimentatore verrà comandato dall'esterno tramite una trasmittente che invia ai motori i comandi impartiti dall'operatore tramite un telecomando. Per il controllo dei motori è stato scelto di utilizzare una trasmittente indipendente da quella che invia i dati raccolti dalla sonda anemometrica, per separare l'apparato di acquisizione dati da quello di controllo della movimentazione, al fine di rendere il movimentatore più fruibile anche per altri utilizzi.

Per controllare lo spostamento del rover non sarà utilizzato un sistema di controllo in retroazione sulla rotazione delle ruote perché non è possibile implementare un controllo che verifichi l'effettivo mantenimento dell'aderenza durante lo spostamento. Per questo è stato scelto di utilizzare un sistema di rilevazione della posizione a laser ottico, che usa un misuratore laser puntato contro la base del movimentatore per misurare l'effettivo spostamento. In base ai dati forniti dal sistema l'operatore muoverà il rover fino a raggiungere la posizione desiderata.

Capitolo 4

Stima della resistenza al movimento

Prima di procedere con la progettazione del movimentatore è stata fatta una stima della resistenza al movimento che esso genera per trovare la coppia necessaria alla movimentazione e così guidare la successiva scelta dei motori. È molto importante conoscere quali saranno i motori utilizzati prima scendere ne dettaglio della progettazione poiché questi particolari componenti determinano in gran parte la conformazione finale del movimentatore.

Avendo solo un'idea concettuale del rover non è stato possibile fare un calcolo preciso della resistenza; pertanto è stata fatta solo una stima preliminare della resistenza che non rappresenta il valore che realmente avrà il movimentatore finito. Per questa ragione nel calcolare la coppia sarà applicato un coefficiente di sicurezza $k=1,5$.

Le resistenze che il rover deve vincere per muoversi sono di tre nature diverse:

- **Resistenza aerodinamica**, data soprattutto dalla presenza del flusso ad alta velocità intorno alla galleria del vento del CICLoPE, dove il movimentatore sarà utilizzato.
- **Resistenza d'inerzia**, dovuta alla forza necessaria a mettere in moto la massa del rover.
- **Resistenza di rotolamento**, dovuta all'attrito volvente delle ruote sulla parete del pipe.

4.1 Stima della resistenza aerodinamica

Partendo dalla configurazione del rover descritta nel capitolo 3, è stata fatta una stima della resistenza aerodinamica dividendo il corpo in tre parti principali:

- Corpo centrale;
- Braccetti;
- Motori.

Per calcolare la resistenza totale è stata fatta la somma dei contributi delle tre parti, basandosi sul principio di sovrapposizione degli effetti. Nella stima della resistenza di ciascuna parte si è cercato di tenere conto anche della interferenza che si genera tra l'una e l'altra, anche se è molto difficile determinare con precisione l'effetto che questa ha sulla resistenza.

4.1.1 Stima della resistenza aerodinamica del corpo centrale

Per calcolare la resistenza aerodinamica del corpo centrale è stato, a sua volta, suddiviso in tre diversi contributi che saranno studiati separatamente:

- Cono frontale;
- Corpo cilindrico;
- Base.

Per ogni contributo verrà calcolato un coefficiente di resistenza (C_d) normalizzato con l'area della sezione trasversale del corpo cilindrico (S_{bt}). In seguito i coefficienti verranno sommati in modo da avere il coefficiente di resistenza aerodinamica del corpo centrale $C_{d,cb}$ (central body).

Cono frontale Se si considera un cono frontale di forma ogivale, sulla superficie ho zone di sovrappressione nella parte frontale ma anche di depressione più a monte (come si può vedere in figura 4.1); quindi gli squilibri di pressioni si compensano.

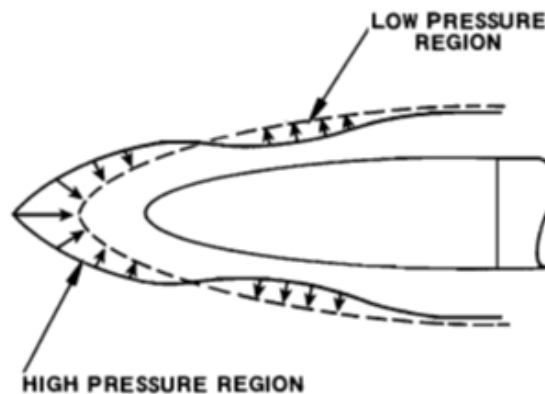


Figura 4.1: Distribuzione di pressione sulla superficie di un'ogiva

Non considero gli effetti della depressione dovuti alla base piatta dell'ogiva perché verranno presi in considerazione nella trattazione della resistenza di base in quanto non agenti sull'ogiva a causa della presenza del corpo cilindrico. Quindi l'ogiva non presenta squilibri di pressione e di conseguenza non genera resistenza di forma. Rimane, però, la componente di resistenza di attrito dovuta alla frizione tra la superficie e l'aria. Questa componente verrà considerata insieme alla resistenza del corpo cilindrico poiché anche esso ha solo componente di resistenza di attrito.

Corpo cilindrico Nello studio del coefficiente di resistenza del corpo cilindrico non si considerano la sovrappressione data dal muso piatto poiché davanti ho l'ogiva che la elimina; non si considera neanche gli effetti della base che verranno studiati separatamente. Si può quindi dire che il corpo come l'ogiva generi solo resistenza di attrito in quanto non presenta variazioni di sezione lungo il suo asse e quindi non genera squilibri di pressione. Il coefficiente di attrito dell'ogiva (nose) e del corpo cilindrico (body tube) viene calcolato sperimentalmente e risulta:

$$C_{d,n} + C_{d,bt} = 1.2 \cdot C_f \cdot \left(1 + \frac{1.5}{\left(\frac{L}{D}\right)^{\frac{3}{2}}}\right) \cdot \frac{S_w}{S_{bt}} \quad (4.1)$$

- $C_{d,n}$: coefficiente di resistenza dell'ogiva;
- $C_{d,bt}$: coefficiente di resistenza del corpo cilindrico;
- C_f : coefficiente di attrito, è una funzione del numero di Reynolds (Re) calcolato usando come lunghezza caratteristica la lunghezza totale del corpo centrale (L)
- L : lunghezza totale del corpo centrale data dalla somma della lunghezza dell'ogiva e del corpo centrale ($L = L_{bt} + L_n$);
- D : diametro del corpo cilindrico;
- S_w : superficie bagnata dal flusso;
- S_{bt} : superficie della sezione trasversale del corpo cilindrico.

Per calcolare S_w/S_{bt} è stata usata una formula semplificata in quanto risulta complicato calcolare la superficie dell'ogiva:

$$\frac{S_w}{S_{bt}} = 4 \cdot \frac{L_{bt}}{D} + \frac{8}{3} \cdot \frac{L_n}{D} \quad (4.2)$$

dove:

- L_n : lunghezza dell'ogiva;
- L_{bt} : lunghezza del corpo cilindrico.

Base Con resistenza di base si considera la resistenza dovuta alla parte terminale piatta del corpo cilindrico. Essendo piatta presenta uno spigolo che il flusso d'aria non riesce a seguire in quanto la variazione di inclinazione del corpo risulta troppo brusca. Questo porta a un distacco dello strato limite che genera una zona di bassa pressione a valle del corpo. Per questa ragione la resistenza di base rappresenta la resistenza di forma del corpo centrale. Il coefficiente di resistenza della base è ($C_{d,b}$) calcolato sperimentalmente in funzione di $C_{d,n} + C_{d,bt}$:

$$C_{d,b} = \frac{0.029}{\sqrt{C_{d,n} + C_{d,bt}}} \quad (4.3)$$

Resistenza totale del corpo centrale Per avere la resistenza totale del corpo centrale si sommano i diversi contributi in modo da avere un unico coefficiente di resistenza che descriva il comportamento aerodinamico del corpo:

$$C_{d,cb} = C_{d,bt} + C_{d,n} + C_{d,b} \quad (4.4)$$

Nota il coefficiente di resistenza si può ricavare la resistenza aerodinamica del corpo:

$$D_{cb} = \frac{1}{2} \rho v^2 C_{d,cb} S_{bt} \quad (4.5)$$

dove:

- ρ : densità dell'aria (1.225 kg/m^3 a livello del mare);

- v : velocità del flusso [m/s].

Nel caso in cui si decida di mettere anche un'ogiva in coda per ridurre la resistenza il calcolo della resistenza cambia leggermente in quanto non è più presente un l'effetto dato dal distacco della vena fluida in corrispondenza dello spigolo di base. Aggiungendo un'ogiva in coda però varia anche la lunghezza complessiva del rover: $L' = Lbt + 2L_n$.

Quindi:

$$C'_{d,cb} = C_{d,bt} + C_{d,n} = 1.2 \cdot C_f \cdot \left(1 + \frac{1.5}{\left(\frac{L}{D}\right)^{\frac{3}{2}}}\right) \cdot \frac{S'_w}{S_{bt}} \quad (4.6)$$

con:

$$\frac{S'_w}{S_{bt}} = 4 \cdot \frac{L_{bt}}{D} + \frac{8}{3} \cdot \frac{2 \cdot L_n}{D} \quad (4.7)$$

4.1.2 Stima della resistenza aerodinamica dei braccetti

Per lo studio della resistenza dei braccetti è stato considerato un braccetto con ruota terminale carenata. La gamba che sostiene la ruota è considerata anch'essa carenata con un profilo aerodinamico simmetrico in modo da ridurre la resistenza. La lunghezza del braccetto, ruota compresa, deve essere di 380 mm come visto nel capitolo precedente. Per la ruota è stata considerata una ruota presa dal catalogo della StepLab di 7,56 cm (2,975") di diametro e 2,39 cm (0,94") di larghezza (Figura 4.2b).

La configurazione ipotizzata è molto simile a quella di un carrello di atterraggio fisso, quindi è stato possibile paragonare il comportamento aerodinamico del braccetto con quello del carrello (Figura 4.2a).

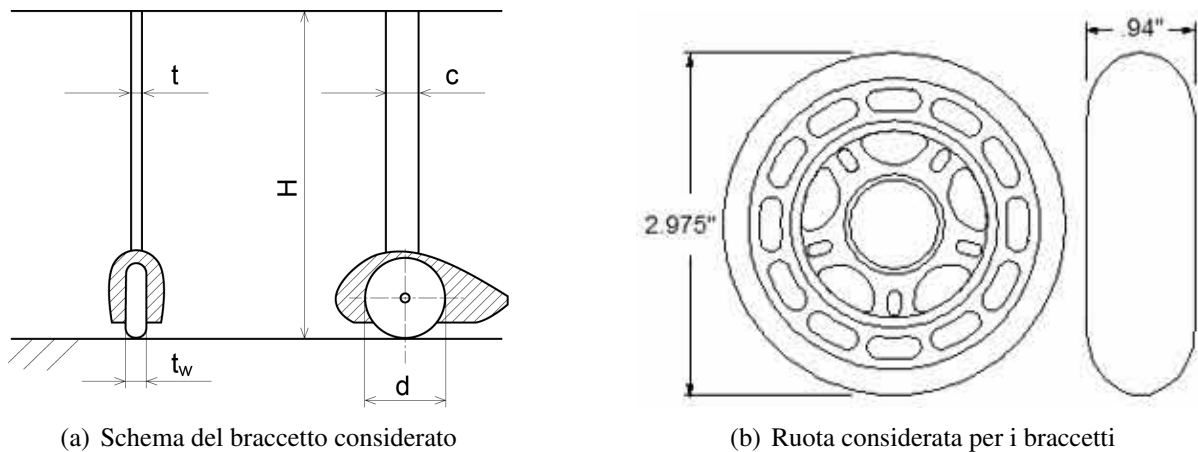


Figura 4.2: Ipotesi sul braccetto

Questo paragone è molto comodo perché nello studio della resistenza generata da un carrello d'atterraggio sono compresi tutti i contributi che caratterizzano anche la resistenza dei braccetti e che quindi non saranno da studiare separati:

- la resistenza della ruota carenata;
- la resistenza della gamba di sostegno;
- la resistenza di interferenza tra la gamba e l'ala (che nel nostro caso è rappresentata da corpo del rover);

- la resistenza di interferenza tra la gamba e la ruota carenata;
- la resistenza di interferenza tra la ruota carenata e l'ala.

Stimare la resistenza dei braccetti comparandoli ad un carrello ci permette di considerare tutti contribuiti in un unico calcolo, semplificando molto i procedimenti.

Poiché molti aerei, soprattutto degli anni passati, montano carrelli d'atterraggio fissi sono stati fatti diversi studi sulla resistenza aerodinamica generata. È stato quindi possibile trovare dati sperimentali proprio su configurazioni di carrello simili a quella del braccetto del rover. In particolare sono stati usati i risultati di uno studio della NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) che analizza sperimentalmente l'andamento della resistenza di diverse configurazioni dei carrelli d'atterraggio [3].

Lo studio è stato svolto misurando la resistenza totale generata da un sistema, formato da un modello in scala di carrello collegato ad una parte di ala, posto in galleria del vento ad una velocità del flusso costante (100 miles/h=44,7 m/s) al variare dell'incidenza dell'ala. La presenza della parte di ala è indispensabile per considerare nella misura anche l'interferenza tra ala e carrello; in questo modo però la misurazione dipende anche dalla resistenza generata dall'ala. Per svincolarsi da questa dipendenza è stata misurata anche la resistenza generata dall'ala senza carrello al variare dell'angolo di incidenza e in seguito sottratta alla resistenza complessiva del sistema carrello-ala, così da avere come risultato solo la resistenza del carrello e dell'interferenza con l'ala. I dati risultanti sono poi stati riassunti in grafici che presentano la resistenza del carrello sull'asse delle ordinate e sulle ascisse il coefficiente di portanza dell'ala (C_l).

Per la stima della resistenza del braccetto del rover è stata presa la configurazione in figura 4.3 che si avvicina molto alla configurazione del braccetto, nel caso senza raccordi tra ala e gamba e tra ala e carenatura della ruota. Le dimensioni del modello usato sono elencate di seguito.

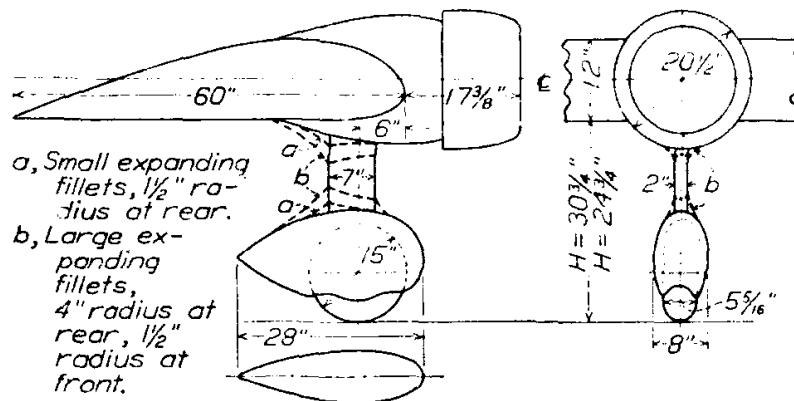


Figura 4.3: Modello di carrello d'atterraggio paragonato al braccetto del rover

- diametro della ruota: $d_{lg} = 381 \text{ mm}$;
- spessore della ruota: $t_{w,lg} = 135 \text{ mm}$;
- corda della gamba: $c_{lg} = 178 \text{ mm}$;
- spessore della gamba: $t_{lg} = 50.8 \text{ mm}$;

- altezza complessiva del carrello: $H_1 = 24,75'' = 629 \text{ mm}$ o $H_2 = 30,75'' = 781 \text{ mm}$.

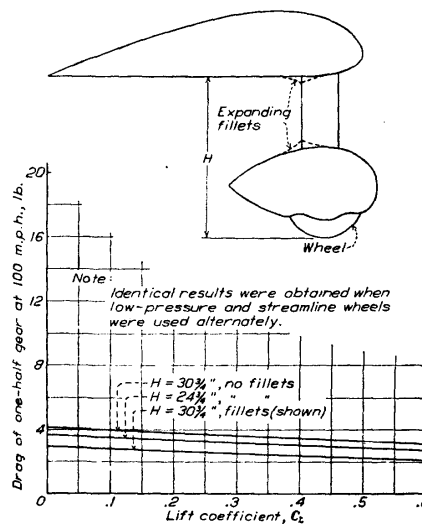


Figura 4.4: Grafico della resistenza del carrello d'atterraggio

Purtroppo è stato stato che le proporzioni del carrello sono molto diverse da quelle del braccetto; infatti il rapporto tra l'altezza del carrello e il diametro della ruota è molto più alto nel braccetto che nel carrello usato nell'esperimento:

- nel braccetto $(H/d)_r = 4,98 \simeq 5$;
- nel carrello $(H_1/d)_{lg} = 1,65$ oppure $(H_2/d)_{lg} = 2$.

Questa discrepanza tra le proporzioni impedisce di ricavare direttamente un coefficiente di resistenza dalla resistenza del carrello misurata sperimentalmente, in quanto il C_d trovato descriverebbe la resistenza di una geometria diversa da quella del braccetto del rover. È stato quindi necessario trovare un'interpolazione della resistenza in funzione dell'altezza complessiva per trovare quale dovrebbe essere la resistenza di una configurazione con lo stesso diametro di ruota del carrello ma con un'altezza tale da dare lo stesso rapporto H/d del braccetto. Con soli due punti dati non è possibile determinare quale tipo di curva interpola meglio i dati, deve quindi essere scelto in base ai dati teorici in possesso sulla resistenza di tale componente. Pertanto sono state fatte due considerazioni al fine di trovare una relazione che lega la resistenza del carrello alla sua altezza complessiva:

1. la ruota è sufficientemente distante dall'ala da poter trascurare l'interferenza tra esse;
2. poiché la gamba ha una sezione a profilo aerodinamico genera solo resistenza di attrito e quindi la sua resistenza può essere considerata linearmente dipendente dalla superficie bagnata, ovvero a contatto con l'aria.

Date queste assunzioni si può scrivere la resistenza del carrello (D_{lg}) come somma di tre contributi:

$$D_{lg} = D_w + D_i + D_l \quad (4.8)$$

Dove:

- D_w : resistenza della ruota carenata, costante al variare di H ;

- D_i : resistenza di interferenza tra ruota carenata e gamba e tra gamba e ala, costante al variare di H (perché stiamo trascurando l'interferenza tra ala e ruota);
- D_l : resistenza della gamba, si considera dovuta solo alla frizione tra aria e gamba come visto precedentemente; può quindi essere espressa in funzione della superficie bagnata (S_w) e del coefficiente di frizione (C_f):

$$D_l = S_w \cdot C_f \quad (4.9)$$

Essendo la gamba un prisma con un profilo aerodinamico come base la superficie bagnata coincide con la superficie laterale del prisma e quindi può essere calcolata come il prodotto tra la lunghezza del perimetro del profilo (l_w) e l'altezza effettiva della gamba ($H - d$):

$$S_w = l_w \cdot (H - d) \quad (4.10)$$

Quindi D_l diventa:

$$D_l = l_w \cdot H \cdot C_f - l_w \cdot d \cdot C_f \quad (4.11)$$

La resistenza totale del carrello può quindi essere scritta come:

$$D_{lg} = D_w + D_i - l_w \cdot d \cdot C_f + l_w \cdot H \cdot C_f \quad (4.12)$$

Come precedentemente visto i primi tre termini sono indipendenti dall'altezza complessiva mentre il quarto dipende linearmente da H . Si può quindi affermare che la resistenza del carrello dipende linearmente dall'altezza. Per questo motivo per l'interpolazione dei dati è stata usata una funzione lineare.

Come dati sono stati prese le resistenze generate dalle due configurazioni di carrello per un coefficiente di portanza dell'ala nullo. È stata fatta questa scelta perché in questa condizione l'ala non modifica considerevolmente il campo di moto e porta ad una situazione più vicina a quella del rover, dove il corpo centrale non genera portanza e non devia il campo di moto. Poiché l'ala è a profilo asimmetrico anche a incidenza nulla genera portanza; quindi quando il C_l è nullo l'ala sarà leggermente picchiata ($\alpha = -7,5$). Ponendosi a $C_l = 0$ anche il carrello sarà leggermente inclinato ma è stato ritenuto meglio scegliere la condizione ad ala a portanza nulla piuttosto che quella di ala a incidenza nulla e carrello perpendicolare al terreno perché in questo caso l'ala devia il campo di moto e ci si allontana maggiormente dalla situazione del rover.

I dati di partenza per l'interpolazione saranno pertanto:

1. Nel caso di $H = H_1 = 629 \text{ mm}$, $D_1 = 3,7 \text{ lb}$;
2. Nel caso di $H = H_2 = 781 \text{ mm}$, $D_2 = 4.1 \text{ lb}$.

Per l'interpolazione sono stati tenuti i dati in libbre e poi convertiti in Newton solo dopo per diminuire gli errori dovuti all'approssimazione nelle conversioni. La funzione interpolate risulta quindi:

$$D_{lg}(H) = 2.6 \cdot 10^{-3} H + 2.1 \quad (4.13)$$

Poiché il rapporto tra l'altezza complessiva e il diametro della ruota del rover è $(H/d)_r = 5$ si può trovare l'altezza della gamba necessaria a calcolare il giusto valore della resistenza:

$$H_3 = (H/d)_r * d_{lg} = 2040 \text{ mm} \quad (4.14)$$

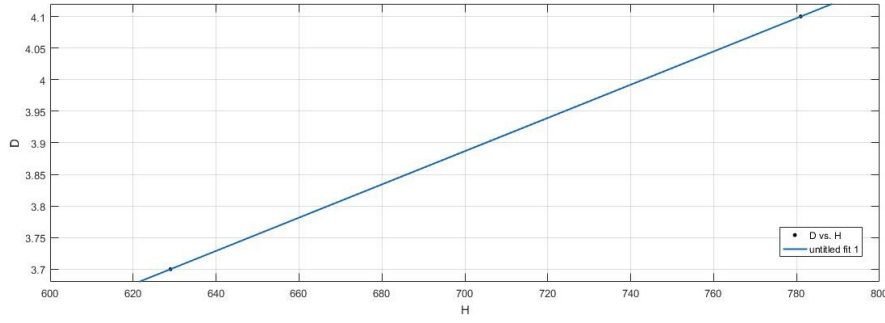


Figura 4.5: Retta interpolante $D_{lg}(H)$

$$D_{lg}(H_3) = 7.41lb = 33 \text{ N} \quad (4.15)$$

Nota la resistenza di un carrello con le stesse proporzioni ruota-gamba del rover si può calcolare il coefficiente di resistenza del carrello per poi usarlo nel calcolo del drag del braccetto del rover.

In genere nelle trattazioni sulla resistenza dei carrelli di atterraggio si usa la superficie frontale della ruota, calcolata come il prodotto del diametro per lo spessore della ruota, come superficie di riferimento perché tutti gli altri componenti sono generalmente dimensionati in base alle dimensioni della ruota. Questo, però, non è il caso del rover dove la gamba è molto lunga rispetto al diametro della ruota. Per questa ragione è necessario prendere un'altra superficie di riferimento che comprenda in qualche modo anche la gamba. È stata quindi presa l'area frontale totale del carrello calcolato come la somma dell'area frontale della ruota più l'area frontale della gamba:

$$S = d \cdot t_w + t \cdot (H - d) \quad (4.16)$$

$$S_{lg,3} = d_{lg} \cdot t_{w,lg} + t_{lg}(H_3 - d_{lg}) = 0.1274 \text{ m}^2 \quad (4.17)$$

Nell'esperimento le prove sono state fatte alle seguenti condizioni:

- $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$;
- $v = 44.7 \text{ m/s}$.

Noti la superficie e i parametri ambientali dell'esperimento, si può calcolare il coefficiente di resistenza del carrello:

$$C_{d,a} = \frac{D_{lg}(H_3)}{\frac{1}{2}\rho S_{lg,3}v^2} = 0.2 \quad (4.18)$$

$C_{d,a}$ è il coefficiente resistenza aerodinamica di un carrello con le stesse proporzioni del braccetto del rover e può, quindi, essere usato per calcolarne la resistenza.

Per calcolare la resistenza del braccetto però è necessario calcolare anche la sua superficie di riferimento, serve quindi trovare lo spessore della gamba del braccetto che non è data tra i requisiti preliminari che deve soddisfare. Questo dato verrà calcolato scalandolo dallo spessore del braccetto del carrello in modo da rispettare le proporzioni. Il rapporto di scala (R_s) verrà calcolato usando i diametri delle ruote:

$$R_s = \frac{d_r}{d_{lg}} = 0.2 \quad (4.19)$$

$$t_r = R_s \cdot t_{lg} = 10.16 \text{ mm} \quad (4.20)$$

$$S_r = d_r \cdot t_{w,r} + t_r(H_r - d_r) = 5,04 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (4.21)$$

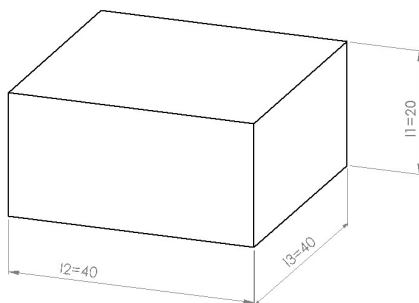
Per il calcolo della resistenza aerodinamica del braccetto sono stati considerati i seguenti parametri ambientali:

- $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$;
- $v = 50 \text{ m/s}$.

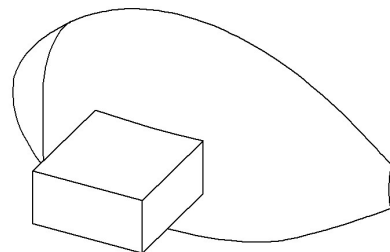
$$D_a = \frac{1}{2} \rho S_r v^2 C_{d,a} = 1.52 \text{ N} \quad (4.22)$$

4.1.3 stima della resistenza aerodinamica dei motori

In questa fase preliminare i motori sono stati schematizzati come dei parallelepipedi disposti col lato lungo parallelo alla direzione del flusso. Per lo studio è stato considerato un parallelepipedo con le dimensioni in millimetri rappresentate nella figura 4.6a, dove lo spigolo l_3 è parallelo alla direzione del flusso che lo investe. Le dimensioni sono state prese indicativamente in base a quelle tipiche dei servomotori presenti in commercio. I motori verranno montati direttamente sul braccetto con la ruota calettata sull'albero motore, quindi la cassa del motore uscirà dalla carenatura delle ruote (figura 4.6b).



(a) Misure di riferimento dei motori



(b) Posizione del motore considerata nella stima della resistenza

Figura 4.6: Ipotesi sul motore

Per lo studio della resistenza del motore si è partiti studiandone il comportamento come se fosse un corpo bidimensionale; si è cioè considerato un rettangolo di base $l_1 \cdot l_2$ e altezza infinita. In questo modo non si considerano gli effetti del flusso attorno alle superfici laterali del corpo (Figura 4.7).

Un corpo con questa sezione viene detto corpo tozzo, cioè un corpo dove la base è dello stesso ordine di grandezza della lunghezza caratteristica del corpo, dove per base si intende la parte di sezione compresa tra i due punti di separazione dello strato limite. Nel caso di una sezione rettangolare la separazione è obbligata dalla presenza di spigoli; il flusso, infatti, non riesce a seguire una curvatura così accentuata della superficie e si stacca da essa. Sulla base la pressione del flusso è costante al valore che assume nel punto di separazione. Nel caso di una

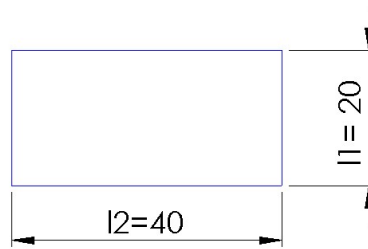
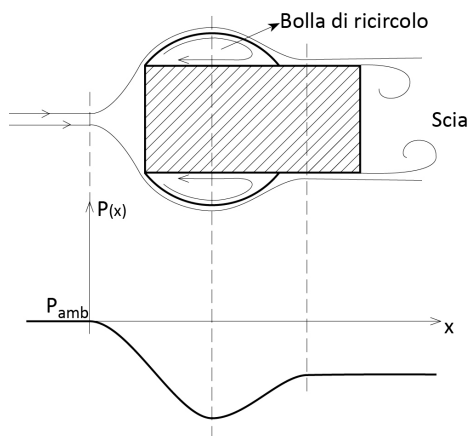
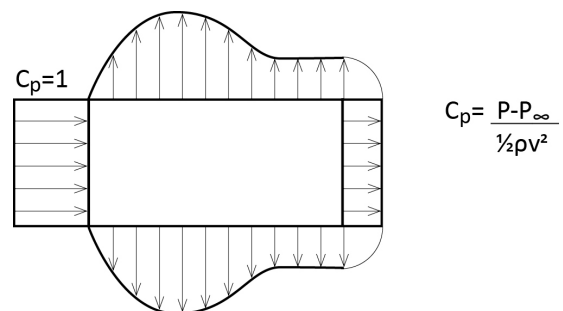


Figura 4.7: Sezione bidimensionale dello schema del motore

sezione rettangolare la separazione avviene in corrispondenza del primo spigolo che incontra, poi, se il lato in direzione del flusso è sufficientemente lungo, il flusso si riattacca per effetto Coanda. Questo genera una bolla di ricircolo che dal punto di vista del flusso modifica la forma della sezione, modificando anche la distribuzione di pressione sulla superficie virtuale costituita dalla bolla. Una volta riattaccato, il flusso separa di nuovo in corrispondenza del lato perpendicolare al flusso che si trova a monte a monte. Come si può vedere in figura 4.8a la pressione agente sul lato lungo del rettangolo cala bruscamente fino al massimo spessore della sezione virtuale data dal rettangolo più le bolle di ricircolo; questo calo repentino è dovuto all'accelerazione del flusso che deve variare la sua velocità per muoversi attorno alla sezione. Dopo questo minimo la pressione si innalza ma non fino al valore del flusso indisturbato perché la sezione ha ancora un considerevole spessore. Nel punto di separazione che dà la scia quindi la pressione è quindi minore della pressione ambiente e, poiché la pressione sulla base è costante e uguale a quella nel punto di separazione, sulla base si ha una zona di depressione che tira il corpo nel verso del flusso. (Figura 4.8b).



(a) Flusso attorno alla sezione rettangolare e andamento della pressione

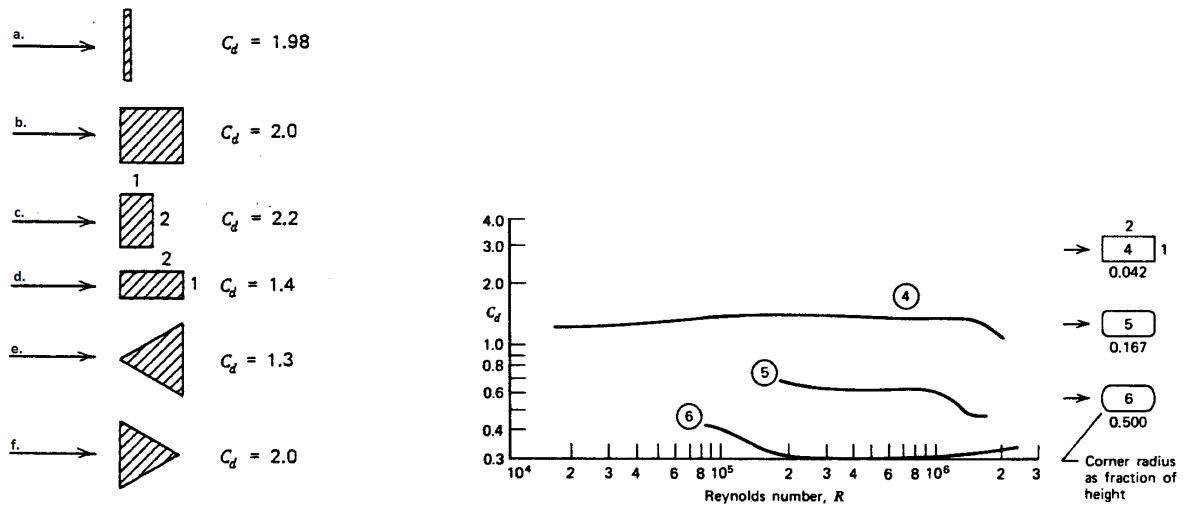


(b) Distribuzione del coefficiente di pressione (C_p) attorno ad una sezione rettangolare

Figura 4.8: Comportamento di un flusso attorno ad una sezione rettangolare

Questo fenomeno è visibile analizzando il coefficiente di resistenza di corpi bidimensionali al variare della sezione; si nota, infatti, che una sezione quadrata ha un C_d più alto di una sezione rettangolare col lato lungo parallelo al flusso (figura 4.9a). Questo perché in una sezione quadrata il flusso non si riattacca alla sezione e quindi la pressione agente sulla superficie laterale non ha modo di aumentare rispetto al suo minimo per via dell'assenza della bolla di ricircolo, generando così una scia a pressione più bassa rispetto alla sezione rettangolare.

Essendo un corpo tozzo a punto di separazione fissato il coefficiente di resistenza di una sezione rettangolare rimane pressoché costante al variare del numero di Re come mostra il grafico in figura 4.9b ricavato da dati sperimentali.



(a) Coefficienti di resistenza di corpi tozzi bidimensionali con punto di separazione fissato

(b) Coefficienti di resistenza di diverse sezioni al variare del Re

Figura 4.9: Coefficienti di resistenza di diverse sezioni bidimensionali

Noto il C_d della sezione si può trovare la resistenza della sezione in N/m . Come lunghezza caratteristica si prende la dimensione del corpo perpendicolare alla direzione del flusso perché come visto la resistenza di un corpo tozzo è dovuta soprattutto allo squilibrio di pressioni dato dalla forma, quindi, più alta è la base più ampia è l'area su cui agisce la bassa pressione più alta sarà la resistenza.

$$C_d(Re) = 1.4$$

$$d = \frac{1}{2} \rho l_1 v^2 C_d(Re) = 39.8 \text{ N/m}$$

Per trovare la resistenza dell'intero motore basterà moltiplicare d per la terza dimensione del parallelepipedo.

$$D_e = d \cdot l_2 = 1.72 \text{ N}$$

Questa stima, come precedentemente detto, però non considera gli effetti dovuti al fatto che il corpo è tridimensionale. Un flusso attorno ad un corpo tridimensionale è molto complicato e influenzato da molti parametri; per questo è molto difficile fare delle previsioni sul suo comportamento e l'unico modo per studiarlo è basarsi sui dati sperimentali. Poiché non sono stati fatti studi sperimentali su geometrie simili a quella che si sta considerando ma solo su corpi elementari con entrambe le superfici laterali libere, cioè staccati da altre pareti, l'analisi quantitativa della resistenza dei motori è stata approssimata utilizzando la stima fatta precedentemente considerando il corpo bidimensionale. Questo procedimento si allontana dalla realtà ma ai fini del progetto complessivo del rover è conveniente; un corpo bidimensionale, infatti, oppone più resistenza di un corpo tridimensionale con la stessa sezione trasversale. Sovrastimando la resistenza si sceglieranno dei motori con un certo margine di sicurezza sulla coppia necessaria effettiva, in modo da far fronte a resistenze accidentali o non previste.

La diminuzione della resistenza nel passaggio da corpo bidimensionale a tridimensionale può essere spiegata analizzando un il flusso attorno ad un corpo tridimensionale a ridotto allungamento. Come si può vedere nella figura 4.10, il flusso che passa attorno alle superfici libere del corpo viene deviato verso la base del corpo a causa della bassa pressione della scia.

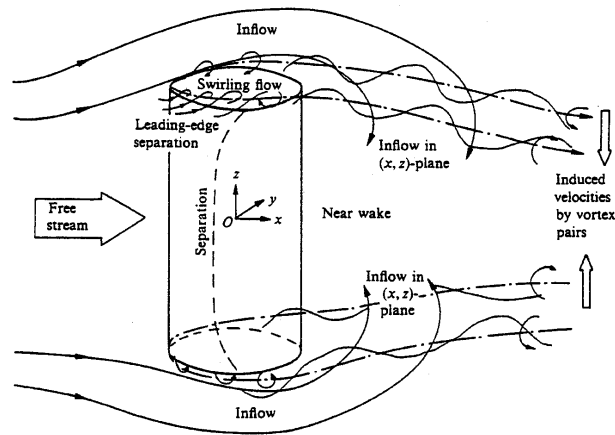


Figura 4.10: Flusso attorno ad un cilindro di dimensione finita

Il flusso laterale si somma quindi alla scia aumentandone la pressione e impedendo la formazione di vortici concentrati trasversali che si staccano dalla superficie laterale del corpo. Il primo effetto descritto diminuisce lo squilibrio di pressione tra le superfici davanti e dietro il corpo; il secondo diminuisce l'energia spesa per la formazione di vortici concentrati. Dalla figura 4.10 si nota anche che dagli spigoli delle superfici libere si staccano dei vortici concentrati che vanno ulteriormente a disturbare la formazione di vortici concentrati. Tutti questi meccanismi portano ad una diminuzione della resistenza rispetto al corpo bidimensionale.

I motori però non sono completamente liberi: hanno una delle facce laterali a contatto con la carenatura della ruota. Bisogna quindi analizzare gli effetti di interferenza tra il motore e la carenatura per verificare che la stima della resistenza sia effettivamente leggermente superiore a quella effettiva.

La parete a contatto col motore può essere considerata circa piatta, per cui il flusso attorno al motore sarà approssimativamente come quello rappresentato in figura 4.11.

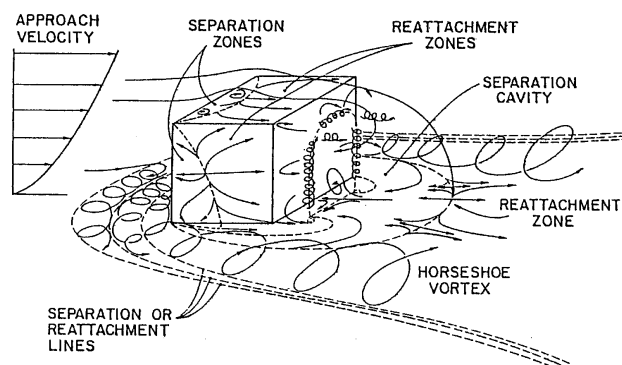


Figura 4.11: Campo di flusso schematico attorno ad un corpo tozzo tridimensionale con una faccia appoggiata ad una parete piatta

Come si può vedere dalla figura lo strato limite dovuto alla parete su cui il corpo giace separa prima del corpo a causa della sovrappressione che esso genera. Separando lo strato limite forma

dei vortici che avvolgono la base del corpo detti vortici a ferro di cavallo (horseshoe vortex). L'effetto dato da questi vortici è piccolo relativamente all'effetto dovuto al flusso attorno alle estremità libere. In particolare se il rapporto tra l'altezza (H) e lo spessore di strato limite sulla lastra piana (δ) è minore di 3 l'effetto dei vortici a ferro di cavallo diventa trascurabile.

Per affermare con certezza che calcolando la resistenza dei motori come bidimensionali la si sovrastimi bisogna verificare che il flusso attorno ad essi sia simile a quello descritto. Per fare ciò è necessario accertarsi che la geometria considerata risponda ai seguenti criteri:

- $H/\delta > 3$: criterio di trascurabilità dei vortici a ferro di cavallo.

δ è lo spessore di strato limite all'altezza della prima superficie del motore, è stato calcolato utilizzando i risultati di Blasius per la lastra piana considerandolo completamente turbolento per prendere il caso peggiore, ovvero con lo spessore massimo. Come lunghezza di riferimento è stata presa la distanza della prima superficie del motore dall'inizio della carenatura della ruota. Come si può vedere in figura 4.12, L_e è circa un terzo della lunghezza della carenatura della ruota, la cui dimensione è stata calcolata scalandola dal modello di carrello di atterraggio (L_{lg}) descritto alla sezione 4.1.2. Come velocità considero sempre la velocità massima ottenibile al CICLOPe: 50 m/s. $L_{lg} = 711 \text{ mm}$;

$$L_c = R_s \cdot L_{lg} = 146 \text{ mm};$$

$$L_e = L_{lg}/3 = 48.7 \text{ mm}$$

$$Re(L_e) = \frac{v \cdot L_e}{\nu} = \frac{50 \cdot 48.7 \cdot 10^{-3}}{1.5 \cdot 10^{-5}} = 1.62 \cdot 10^5$$

Per calcolare lo spessore di strato limite è stato usato il risultato di Blasius per flussi turbolenti:

$$\delta(L_e) = \frac{0.37L_e}{Re^{1/5}} = 1.64 \cdot 10^{-3}$$

$$H = l_3 = 40 \text{ mm}$$

$$H/\delta = 24.4 > 3$$

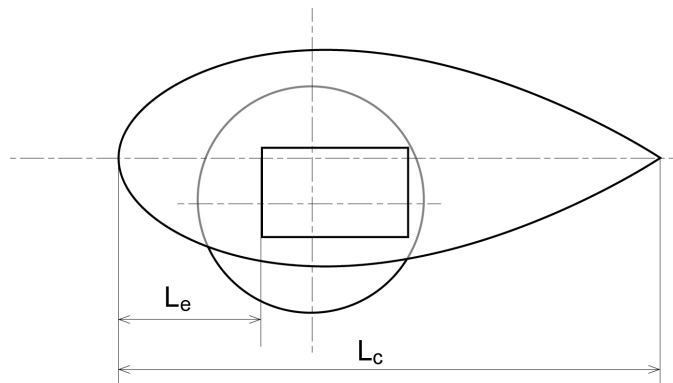


Figura 4.12: Posizione approssimativa del motore rispetto alla carenatura della ruota

Quindi si può dire che i vortici a ferro di cavallo sono trascurabili e non si deve considerare alcun effetto di interferenza tra il motore e la superficie.

- $H/\delta < 5$: criterio che verifica se il flusso attorno alla superficie laterale modifichi la scia per tutta l'altezza del motore; questo avviene quando il rapporto tra l'altezza del corpo (H) e la dimensione del corpo perpendicolare al flusso (d) è minore di 5.

$$H = l_3 = 40 \text{ mm},$$

$$d = l_1 = 20 \text{ mm},$$

$$H/d = 2 < 5$$

Si può quindi affermare che la resistenza aerodinamica generata dal motore uscente dalla carenatura della ruota trattato come corpo tridimensionale è inferiore alla resistenza trovata trattandolo come corpo bidimensionale. È, quindi giustificata la scelta di prendere quest'ultimo valore della resistenza.

4.1.4 Resistenza aerodinamica totale

Poiché in ogni contributo è già compresa la resistenza di interferenza che genera con le altre parti del rover, per calcolare la resistenza aerodinamica totale è sufficiente fare la somma dei tre contributi principali:

$$D = D_{cb} + 6D_a + 3D_e \quad (4.23)$$

Nel caso della presenza di un'ogiva in coda la resistenza totale sarà:

$$D = D'_{cb} + 6D_a + 3D_e \quad (4.24)$$

Per la stima della resistenza totale sono stati considerati i seguenti dati:

- $L_{bt} = 0.8 \text{ m}$: lunghezza del corpo cilindrico centrale;
- $d = 0.14 \text{ m}$: diametro del tubo centrale;
- $L_n/d = 3$: rapporto tra la lunghezza dell'ogiva e il suo diametro
- $v = 50 \text{ m/s}$: velocità del flusso;
- $D_{lg} = 17.8 \text{ N}$: resistenza del modello di carrello d'atterraggio;
- $d_{w,r} = 7.62 \cdot 10^{-2} \text{ m}$: diametro della ruota del rover;
- $t_{w,r} = 2.54 \cdot 10^{-2} \text{ m}$: spessore della ruota del rover;
- $H_r = 0.38 \text{ m}$: distanza tra la superficie del corpo cilindrico e la superficie del pipe;
- $d_{w,lg} = 0.381 \text{ m}$: diametro della ruota del carrello di atterraggio;
- $t_{w,lg} = 0.138 \text{ m}$: spessore della ruota del carrello di atterraggio;
- $H_{lg} = 0.781 \text{ m}$: altezza del carrello di atterraggio;
- $c_{lg} = 0.178 \text{ m}$: corda del profilo della gamba del carrello;
- $t_{lg} = 0.05 \text{ m}$: spessore del profilo della gamba del carrello;
- $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$: densità dell'aria;
- $v_{lg} = 44.7 \text{ m/s}$: velocità di a cui è stato misurato Dlg;
- $l_1 = 0.02 \text{ m}$: dimensione perpendicolare al flusso del motore;
- $l_3 = 0.04 \text{ m}$: dimensione parallela al flusso del motore;

- $C_{d,e} = 1.4$: coefficiente di resistenza aerodinamica del motore considerato bidimensionale.

Con questi dati risulta:

$$D_{cb} = 4.75 \text{ N};$$

$$D_a = 1.42 \text{ N};$$

$$D_e = 1.72 \text{ N};$$

$$D = D_{cb} + 6D_a + 3D_e = 18.5 \text{ N} \quad (4.25)$$

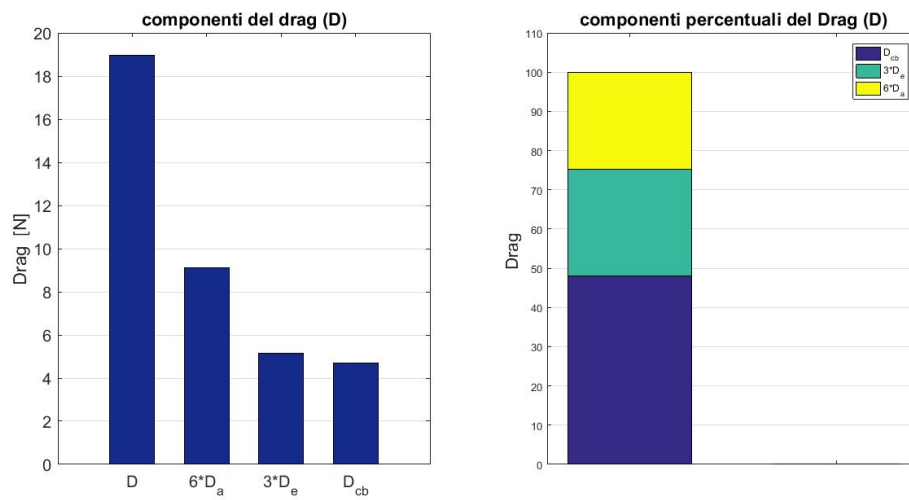


Figura 4.13: Grafico delle componenti della resistenza aerodinamica nel caso di base piatta

Nel caso si metta un'ogiva anche in coda i dati per la stima rimangono invariati a parte la lunghezza complessiva che diventa $L = 1.64 \text{ m}$.

La resistenza risulta:

$$D'_{cb} = 3.23 \text{ N};$$

$$D_a = 1.42 \text{ N};$$

$$D_e = 1.72 \text{ N};$$

$$D = D'_{cb} + 6D_a + 3D_e = 17.4 \text{ N} \quad (4.26)$$

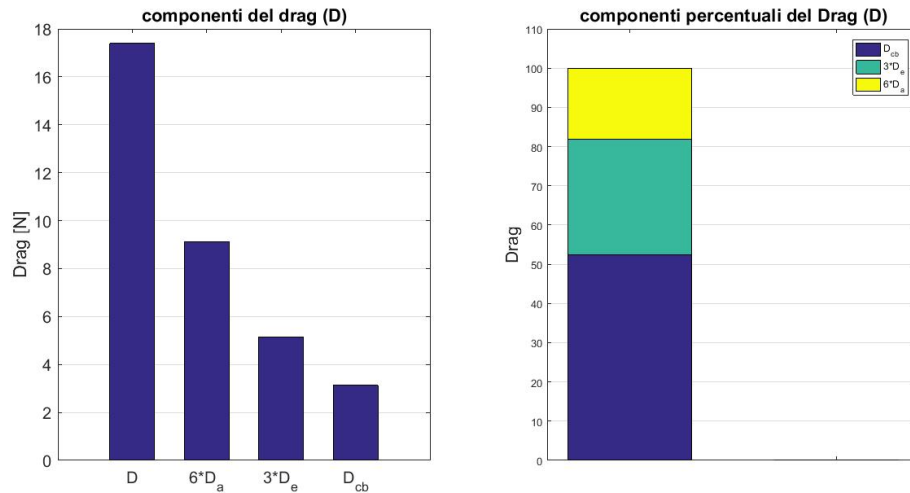


Figura 4.14: Grafico delle componenti della resistenza aerodinamica nel caso di ogiva in coda

Si può notare che aggiungendo una ogiva in coda la resistenza totale viene considerevolmente diminuita: quasi del 10%.

4.2 Resistenza d'inerzia

La resistenza d'inerzia è dovuta alla tendenza di un corpo dotato di massa di mantenere il suo stato di moto. Quando un corpo subisce una variazione nel suo stato di moto oppone una forza pari al prodotto della accelerazione per la massa del corpo stesso nella stessa direzione dell'accelerazione ma di verso opposto. La resistenza d'inerzia del rover ($R_{i,r}$) sarà quindi:

$$R_{i,r} = m \cdot a$$

dove:

m : massa totale del rover [kg];

a : accelerazione [m/s^2].

Nel calcolo della forza d'inerzia vanno considerate anche i componenti posti in rotazione, come le ruote, in quanto generano una coppia d'inerzia che si oppone alla rotazione e che dipende dall'accelerazione angolare del componente e dal suo momento d'inerzia.

L'accelerazione angolare la si può ricavare dividendo l'accelerazione del rover per il raggio della ruota.

$$M_{i,w} = I \cdot \frac{a}{r} = I \cdot \frac{a}{d/2} \quad (4.27)$$

dove:

$M_{i,w}$: coppia d'inerzia opposta alla rotazione da ogni singola ruota [Nm];

I : momento d'inerzia della singola ruota [$kg \cdot m^2$];

d : diametro della ruota [m].

Per comodità conviene raggruppare tutti gli effetti d'inerzia in un unico valore. Per fare questo è necessario trasformare la coppia d'inerzia in una forza in modo da poter sommare la

resistenza del rover a quella dovuta alla rotazione delle ruote. Dividendo la coppia d'inerzia per il raggio delle ruote si ottiene la forza che oppongono al movimento ($R_{i,w}$):

$$R_{i,w} = \frac{M_{i,w}}{d/2} = I \cdot \frac{a}{(d/2)^2} \quad (4.28)$$

Quindi si può ricavare la resistenza d'inerzia totale dalla somma dei due contributi:

$$R_i = R_{i,r} + R_{i,w} = m \cdot a + I \cdot \frac{a}{(d/2)^2} \quad (4.29)$$

Per calcolare la resistenza d'inerzia si sono presi valori di riferimento caratteristici dei servomotori che si pensa di installare sul rover per quanto riguarda la velocità angolare, gli altri sono stati indicativamente ipotizzati.

- Velocità angolare massima del motore $\omega = 8rad/s = 0,13s/60$;
- La massa totale del rover è stata ipotizzata circa 20 kg ($m = 20 kg$);
- La ruota considerata è la stessa usata nella sezione precedente per la stima della resistenza aerodinamica. Per il calcolo del momento d'inerzia è stato usato Solidworks, ipotizzandola composta interamente di butile (è un'ipotesi conservativa in quanto il butile ha una densità superiore alla plastica di cui è realmente composto il cerchione). Il momento d'inerzia di una singola ruota risulta quindi:

$$I = 6.92 \cdot 10^{-5} kg \cdot m^2$$

Per calcolare l'accelerazione è stata considerata una velocità iniziale (V_i) nulla, una velocità finale $V_f = \omega \cdot (d/2)$, è stato, poi, ipotizzato un intervallo di tempo in cui il rover raggiunge tale velocità; l'accelerazione si può quindi ricavare dal rapporto tra la variazione di velocità (ΔV) e il tempo impiegato (Δt):

$$a = \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{V_f}{\Delta t} = \frac{\omega \cdot (d/2)}{\Delta t} \quad (4.30)$$

Ipotizzando un intervallo di tempo di 1 secondo otteniamo una accelerazione di: $a = 0.30m/s^2$.

Con questi dati viene una $R_i = 6.1N$

4.3 Resistenza di rotolamento

Si considerano un cilindro di peso N appoggiato su un piano; nel caso ideale in cui entrambi sono infinitamente rigidi la pressione, dovuta al carico P , che agisce tra loro non causa alcuna deformazione locale, la zona di contatto si riduce quindi ad una linea coincidente con una delle generatrici del cilindro. Nel caso reale i corpi non possono essere infinitamente rigidi quindi, a causa della deformazione locale dovuta alla pressione tra i due corpi, la zona di contatto non sarà una linea ma diventerà una superficie rettangolare simmetrica rispetto alla generatrice che nel caso ideale rappresenta la zona di contatto.

Se la velocità relativa del cilindro rispetto al piano è nulla allora la distribuzione di pressione agente sulla superficie di contatto è simmetrica rispetto alla verticale passante per l'asse del cilindro. Nel caso in cui una forza F metta in movimento il cilindro rispetto al piano, la

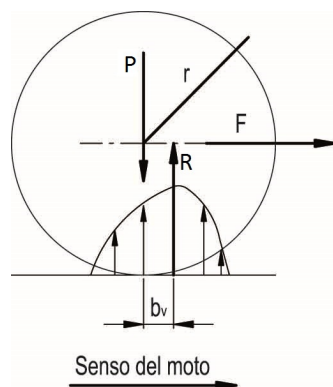


Figura 4.15: Distribuzione di pressione tra un cilindro e un piano in caso di velocità relativa non nulla

distribuzione di pressione non è più simmetrica ma il massimo si scosta di una certa distanza nella direzione del moto generando un momento che si oppone alla forza che mette in moto il cilindro.

La risultante della distribuzione di pressione (R) si sposta quindi nel verso del moto di una distanza b_v , detto *parametro di attrito volvente*, generando un momento contrario alla direzione di rotolamento.

$$M_{rot} = R \cdot b_v \quad (4.31)$$

Il parametro di attrito volvente (b_v) è determinato dalla deformabilità dei materiali dei due corpi e dallo stato delle superfici di contatto.

Si nota che il cilindro è in equilibrio lungo la direzione verticale e poiché le uniche forze ad avere una componente verticale sono il peso del cilindro (P) e la risultante della distribuzione di pressione (R) si può affermare che la reazione del piano coincida col peso del cilindro. Si può quindi scrivere:

$$M_{rot} = P \cdot b_v \quad (4.32)$$

La resistenza di rotolamento (o attrito volvente) si calcola quindi dividendo il momento resistente per il raggio del cilindro:

$$R_{rot} = \frac{b_v}{r} \cdot P \quad (4.33)$$

Per comodità si definisce il *coefficiente di attrito volvente* f_v :

$$f_v = \frac{b_v}{r} \quad (4.34)$$

Si può quindi scrivere:

$$R_{rot} = f_v \cdot P \quad (4.35)$$

Nel caso del rover i corpi da considerare sono la ruota in gomma e la superficie del pipe, che è realizzata in carbonio con una finitura superficiale molto liscia. Purtroppo non è mai stato calcolato un coefficiente di attrito volvente tra la gomma e un materiale liscio come le pareti del pipe quindi è stato usato 0,035 (tra asfalto e gomma). Questa scelta è conservativa in quanto porta a sovrastimare la resistenza di rotolamento, quindi, anche la coppia necessaria a muovere il rover perché considero un materiale con una rugosità superficiale più alta.

Le ruote del rover saranno precaricate tramite sospensioni che le spingono contro la parete del pipe, per garantire l'aderenza durante la movimentazione affinché il rover si muova effettivamente quando gli viene comandato di farlo. Per garantire questo bisogna far sì che l'attrito statico (F_{ad}) tra ogni ruota motrice, che saranno tre, e la parete sia pari o superiore ad un terzo della resistenza totale al movimento:

$$F_{ad} = P \cdot f_{ad} \geq \frac{R_{tot}}{3} \quad (4.36)$$

Dove:

- P : è il precarico agente sulle ruote motrici [N];
- f_{ad} : è il coefficiente di aderenza [adimensionale], anche questo coefficiente dipende dai materiali coinvolti;
- R_{tot} : è la resistenza totale [N].

Poiché nel progetto concettuale sono state previste 3 ruote motrici il precarico necessario deve valere:

$$P \geq \frac{R_{tot}/3}{f_{ad}} \quad (4.37)$$

Siccome non è ancora nota la stima della resistenza totale del rover per calcolare il precarico da inserire nel calcolo della resistenza di rotolamento è stata usato un terzo della somma della resistenza aerodinamica (D) più la resistenza d'inerzia (R_i) moltiplicate per un fattore di sicurezza di 2:

$$P = \frac{\frac{D + R_i}{3} \cdot 2}{f_{ad}} \quad (4.38)$$

Come coefficiente di aderenza è stato preso quello dell'accoppiamento gomma-metallo ($f_{ad} = 0.8$) perché il metallo generalmente viene lavorato in modo da avere delle rifiniture superficiali abbastanza alte e quindi presentare una superficie abbastanza liscia.

Risulta quindi un precarico minimo necessario $P = 10.2 N$

Dati questi valori si può calcolare la resistenza al rotolamento: $R_{rot} = 0.36 N$

4.4 Resistenza totale

Sommando tutti i contributi si arriva ad una stima della resistenza totale:

$$R_{tot} = D + R_i + 6 \cdot R_{rot} = 27.3 N. \quad (4.39)$$

Dal grafico di destra possiamo vedere i contributi percentuali dati dalle tre diverse nature di resistenza:

$$D_{\%} = 67.4\%$$

$$R_{rot,\%} = 10.1\%$$

$$R_{i,\%} = 22.5\%$$

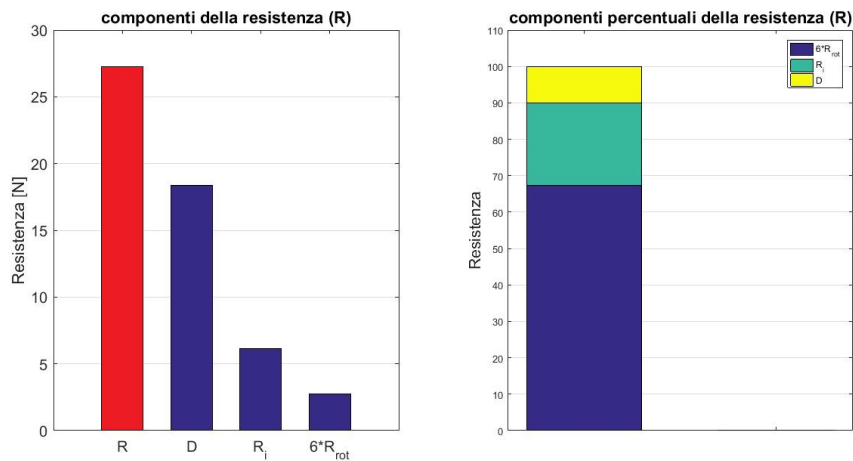


Figura 4.16: Componenti della resistenza totale

Il calcolo della resistenza totale è stato fatto considerando la situazione peggiore; cioè quella senza ogiva in coda che dà la massima resistenza aerodinamica.

Nota la resistenza totale si può fare una prima stima del precarico minimo necessario a mantenere l'aderenza durante la movimentazione.

$$P_{min} = \frac{R_{tot}/3}{f_{ad}} = 17.0 \text{ N} \quad (4.40)$$

Questo valore indicativo del precarico andrà rivisto a progetto terminato considerando il peso effettivo del rover la potenza dei motori scelti.

Capitolo 5

Scelta motori

5.1 calcolo della coppia necessaria

Per poter scegliere i motori da montare sul rover per la movimentazione è necessario conoscere la coppia minima che devono poter erogare al fine di vincere le resistenze al movimento. La coppia necessaria si ottiene moltiplicando il valore della resistenza, stimato nel capitolo precedente, per il diametro della ruota motrice. La ruota considerata è una ruota in plastica di diametro 3" (76.2 mm) presa dal catalogo della Steplab, la stessa considerata per la stima della resistenza. La coppia totale minima risulta:

$$M_{tot} = R_{tot} \cdot (d/2) = 1.0 \text{ Nm} = 10.5 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Poiché la stima della resistenza è stata fatta senza conoscere la configurazione finale del movimentatore è stato necessario ipotizzare molti valori e fare alcune assunzioni che potrebbero non rispecchiare il reale comportamento del rover. Per questo motivo è stato ritenuto opportuno applicare alla coppia necessaria un coefficiente di sicurezza $k=1,5$, per avere la certezza che i motori scelti permettano effettivamente di vincere la reale resistenza al movimento.

$$M'_{tot} = M_{tot} \cdot 2 = 1.5 \text{ Nm} = 15.7 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Nel progetto concettuale si è pensato di inserire 3 ruote, quindi ogni motore dovrà essere in grado di erogare una coppia minima pari ad un terzo della coppia necessaria totale:

$$M_w = (R_{tot}/3) \cdot (d/2) = 0.34 \text{ Nm} = 3.5 \text{ kg} \cdot \text{cm}: \text{ coppia necessaria per ogni ruota motrice.}$$

$M'_w = M_w \cdot 2 = 0.52 \text{ Nm} = 5.25 \text{ kg} \cdot \text{cm}$: valore della coppia di sicurezza per ogni ruota motrice.

È utile conoscere anche la coppia frenante (M_f) necessaria a tenere fermo il rover durante le misurazioni. In questa fase l'unica forza agente è la resistenza aerodinamica, quindi nel calcolo sarà considerata solo questa.

$$M_f = D \cdot c \cdot (d/2) = 0.7 \text{ Nm} = 7.1 \text{ kg} \cdot \text{cm}: \text{ coppia frenante totale.}$$

$$M'_f = M_f \cdot k = 1.05 \text{ Nm} = 10.6 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

5.2 Requisiti necessari

Nota la coppia si può procedere alla scelta dei motori. Poiché i motori verranno montati direttamente sul braccetto in corrispondenza della ruota è importante che siano il meno ingombranti possibile, per minimizzare la superficie esposta al flusso e quindi tenere bassa la resistenza aerodinamica generata dal loro ingombro.

È molto importante che i motori se non azionati siano frenati e impediscano una rotazione dell'albero motore forzata dall'esterno; infatti anche quando il rover sarà fermo per fare le misure ugualmente soggetto alla resistenza aerodinamica. Se i motori non fossero frenati sarebbe necessario montare un sistema frenate meccanico indipendente con un notevole aumento della complicazione e degli ingombri. I motori dovranno avere basse velocità di rotazione poiché in caso contrario comporterebbero un forte aumento della velocità del rover e quindi un aumento delle resistenze d'inerzia e aerodinamica. Inoltre se la velocità del movimentatore è troppo alta si complica l'accurato posizionamento del rover.

Quindi riassumendo i requisiti che i motori devono soddisfare sono:

- coppia minima considerando tre ruote motrici: $M_{min} = 0.52 Nm = 5.25 kg \cdot cm$;
- bassa velocità di rotazione;
- mantenimento della posizione se motore non azionato;
- ridotto ingombro.

5.3 Scelta dei motori

I motori sono stati cercati tra quelli tipicamente usati nel modellismo e nella robotica, in quanto, soprattutto nel secondo ambito, diverse applicazioni presentano gli stessi requisiti necessari al movimentatore per il CICLOPE.

Basandosi sui requisiti sono stati subito scartati i motori elettrici tradizionali da modellismo, in quanto hanno velocità di rotazione molto elevate, basse coppie erogate e non sono frenati se non azionati. La scelta è, quindi, ricaduta sui seguenti tipi di motori:

- motori passo-passo;
- motoriduttori;
- servomotori a rotazione continua, con e senza riduzioni.

Dopo un'analisi più approfondita anche i motoriduttori sono stati scartati perché molto estesi nella direzione dell'albero motore e quindi genererebbero troppa resistenza. Per gli altri tipi di motore è stata necessaria un'analisi più approfondita delle specifiche per decidere quale fosse il più adatto.

Motori passo-passo: Sono motori elettrici che suddividono la loro rotazione in un grande numero di passi. Questo permette un perfetto controllo sulla rotazione anche senza retroazioni sulla posizione angolare dell'albero e quindi consentirebbe di imporre al rover la distanza da percorrere con grande precisione.

SOYO SY57ST56-1206A UNIPOLAR STEPPER MOTOR (figura 5.1):

- tensione nominale: 6 V;
- corrente nominale: 1.2 A;
- passo: 1.8°/step;
- coppia: 6 kg cm = 0.6 Nm.



Figura 5.1: Motore passo-passo

Servomotori a rotazione continua: Sono solitamente utilizzati per l'attuazione di parti come bracci meccanici e simili, per questo anche se non azionati mantengono la loro posizione. l'albero motore è montato su una coppia di cuscinetti a sfera che permette di resistere anche a carichi radiali agenti sull'albero. Quest'ultima caratteristica è conveniente per i nostri utilizzi in quanto permette di calettare sull'albero la ruota senza bisogno di ulteriori strutture di sostegno o rinforzo.

HS-7950TH HITEC (figura 5.2):

- velocità angolare [s/60°] (6.0V/7.4V): 0.15 / 0.13;
- velocità angolare [rad/s] (6.0V/7.4V): 6,98 / 8,6;
- coppia [kg*cm] (6.0V/7.4V): 29.0 / 35.0;
- coppia [N*m]: 2,8 / 3,4;
- peso: 68,04 g;
- dimensioni: 39.88 x 20.07 x 38.10 mm.



Figura 5.2: Servomotore HS-7950TH (Hitec)

HS-5485 HB HITEC (figura 5.3):

- velocità angolare [s/60°] (6.0V/7.4V): 0.20 / 0.17;
- velocità angolare [rad/s] (6.0V/7.4V): 5,24 / 6,16;
- coppia [kg*cm] (6.0V/7.4V): 5.2 / 6.4;
- coppia [N*m]: 0.51 / 0.63;
- peso: 45 g;
- dimensioni: 39.88 x 19.81 x 37.85 mm.



Figura 5.3: Servomotore HS-5485HB Hitec

Servomotori con riduzioni (Gearbox): Sono motori composti da un servomotore a rotazione continua associato ad una riduzione; questo gli consente di erogare coppie molto grandi a scapito però di un grande ingombro.

SPG7950A-CM-CR con una riduzione 3:1 (figura 5.4):

- peso: 5,6 oz = 159 g;
- coppia a 4,8 V: 7,2 Nm;

- coppia a 6 V: 8,4 Nm;
- coppia a 7,4 V: 10,2 Nm;
- velocità di rotazione a 4,8 V: 0,54 sec/60°;
- velocità di rotazione a 6 V: 0,45 sec/60°;
- velocità di rotazione a 7,4V: 0,39 sec/60°;



Figura 5.4: Gearbox SPG7950A-CM-CR

Analisi e scelta dei motori In una prima analisi si è pensato di usare i gearbox perché erogano una coppia tale da avere la certezza che siano in grado di muovere il rover. Questa soluzione però risulta molto costosa, eccessivamente potente e molto ingombrante (con un considerevole aumento della resistenza aerodinamica). In una seconda analisi i motori passo-passo sembrano la soluzione migliore in quanto permettono un controllo molto preciso sullo spostamento del rover e sono molto poco ingombranti. Questi motori però necessitano di una scheda che trasmetta i dati da un minicontrollore (o driver) al motore. Il circuito di controllo diventa, quindi, molto complicato e richiederebbe maggior spazio all'interno del corpo del rover aumentandone le dimensioni del corpo centrale e la resistenza aerodinamica. Inoltre il rover si muove all'interno del pipe che non presenta finestre e quindi non è possibile verificare se le ruote mantengono l'aderenza durante lo spostamento e se effettivamente viene percorsa la distanza programmata; quindi sarebbe comunque necessario un controllo sullo spostamento. Un altro svantaggio presentato dai motori passo-passo è che erogano una coppia rispondente ai requisiti ma molto bassa e che non concede alcun margine nel caso in cui si decida di usare il movimentatore anche per altri scopi. La scelta quindi ricade sui servomotori a rotazione continua che consentono di avere grandi coppie con limitati ingombri.

Sono stati scelti i servomotori HS-7950TH (Hitec), che hanno le stesse dimensioni dei HS-5685MH ma maggiore coppia. In questo modo se ne possono montare solo due così da diminuire gli ingombri e di conseguenza la resistenza aerodinamica del rover. Anche con solo due ruote motrici si garantisce una coppia sufficiente a movimentare il sistema mantenendo comunque un buon margine di sicurezza sulla coppia; infatti si ottiene un esubero percentuale del 353% rispetto alla coppia minima necessaria alla movimentazione.

Noti i motori che andranno montati sul rover si può calcolare la velocità massima di spostamento:

$$V_{max} = d/2 \cdot \omega_{max} = 0.65 \text{ m/s}$$

Dove:

- $\omega_{max} = 0.6 \text{ rad/s}$: massima velocità angolare esprimibile dal motore;
- $d/2 = 37.8 \text{ mm}$: raggio della ruota.

Per misurare la distanza percorsa dal movimentatore si userà un misuratore laser, puntato sulla base del rover; il sistema richiede una correzione manuale della distanza percorsa tramite un telecomando per ottenere lo spostamento desiderato, ma permette di controllare la distanza effettivamente percorsa dal rover.

5.4 Precarico necessario sulle ruote

Per fornire la spinta necessaria è importante che le ruote motrici mantengano l'aderenza sulla parete. Deve, quindi, essere verificato che la spinta massima esprimibile da ogni ruota motrice (T_{max}) sia minore della forza di attrito statico che impedisce a questa di strisciare. Per trovare la trazione massima esprimibile da ogni ruota bisogna dividere la coppia massima esprimibile dai motori per il raggio della ruota.

$$T_{max} = \frac{M_{max}}{\frac{d}{2}} = 89,9 \text{ N} \quad (5.1)$$

Dove:

- M_{max} : coppia massima erogabile dal servomotore HS-7950TH;
- $d/2$: raggio della ruota della StepLab.

Deve quindi valere la relazione:

$$R_{ad} = P \cdot f_{ad} \leq t_{max} \quad (5.2)$$

Dove:

- R_{ad} : reazione di aderenza della ruota;
- P : precarico agente sulla ruota motrice;
- f_{ad} : coefficiente di attrito statico, è stato preso quello tra gomma e metallo (0,8) poiché il metallo può essere considerato abbastanza liscio come le pareti del pipe.

Risulta quindi un precarico necessario:

$$P \leq \frac{T_{max}}{f_{ad}} = 112 \text{ N} \simeq 11.4 \text{ kg} \quad (5.3)$$

Poiché le ruote motrici verranno messe sotto al rover il precarico sarà dato in parte da molle che spingono le ruote superiori contro la parete e in parte dal peso stesso del rover. Per questo motivo prima di decidere che molle usare sarà necessario vedere quanto effettivamente pesa il movimentatore.

Capitolo 6

Progettazione

Una volta scelti i motori è stato possibile procedere alla progettazione del movimentatore. Nel pensare al progetto si è cercato di usare il più possibile pezzi già esistenti, presi soprattutto da cataloghi e siti di robotica come Robotshop.com o il sito della StepLab, al fine di abbassare i costi di produzione e i tempi di lavorazione.

Sono state ipotizzate diverse soluzioni in fase di progettazione; infatti, come visto nel capitolo precedente, all'inizio si pensava di usare i gearbox StepLab, per essere sicuri di avere sufficiente coppia a discapito di ogni errore in fase di stima delle resistenze. La prima soluzione disegnata montava questi motori ed era completamente costituita da pezzi esistenti, presi dallo stesso catalogo dei motori in modo da garantire la compatibilità di tutti i componenti.



Figura 6.1: Prima ipotesi di progetto

Questa soluzione, però, comportava ingombri troppo elevati e quindi resistenze aerodinamiche molto più alte di quelle considerate in fase di stima preliminare. Anche se stimare la resistenza dei braccetti con questi motori è molto complesso, data la coppia erogata, si può affermare che per quanto possano aumentare la resistenza aerodinamica la loro coppia rimane sempre troppo elevata.

Si è quindi deciso di cambiare motori e prenderne di meno potenti ma più piccoli e di realizzare alcuni componenti su misura per ridurre al minimo gli ingombri e di conseguenza la resistenza aerodinamica del rover. I motori scelti sono i HS-7950TH della Hitec come visto nel capitolo precedente. In questa seconda ipotesi di progetto i sostegni delle ruote e dei motori

sono stati fatti interamente su misura e, per ridurre ulteriormente la resistenza, sono stati anche carenati tutti i corpi a spigolo vivo, ovvero i motori e i profilati di sostegno dei braccetti.



Figura 6.2: Seconda ipotesi di progetto

Nell'ultima ipotesi di progetto trovata, descritta di seguito, è stato cercato il miglior compromesso tra componenti già esistenti e su misura. Per quest'ultima ipotesi il progetto è stato portato avanti fino a definire nel dettaglio tutti i componenti necessari, come produrli e dove reperirli.

6.1 Corpo centrale

Il corpo centrale sarà costituito da un tubo in alluminio di 0.8 m di lunghezza, 0.14 m di diametro esterno e spessore 20 mm, che conterrà la strumentazione di misura e di controllo dei motori. L'alluminio è una lega 6063, ovvero alluminio legato a silicio e magnesio. Per minimizzare la resistenza aerodinamica saranno messe 2 ogive 2:1 (diametro massimo 0.14 m e lunghezza 0.28 m) una davanti e una in coda che fungeranno anche da tappo per chiudere il vano degli strumenti. La punta dell'ogiva in coda sarà tagliata perpendicolarmente all'asse in modo da avere una base piatta di 4 cm di diametro dove poter puntare il distanziometro laser che sarà utilizzato per misurare lo spostamento del rover. Con questa configurazione il rover arriva ad avere una lunghezza complessiva di 1,35 m.

La scelta della configurazione delle ogive è stata fatta in base alla resistenza generata dalle varie combinazioni. La misurazione della resistenza, per il confronto, è stata fatta utilizzando il tool di Solidworks, Flowsimulation.

Analizzando i dati ottenuti sono state fatte alcune considerazioni sul comportamento del corpo centrale; questa parte del rover può essere considerata come un corpo aerodinamico in quanto la separazione avviene solo in corrispondenza della base piatta realizzata nell'ogiva di coda. Per questo motivo si può dire che la resistenza aerodinamica è data soprattutto dalla componente di attrito, la quale dipende dalla superficie bagnata. È quindi giustificabile il fatto che la configurazione con due ogive 2:1, ovvero la più corta, sia vincente data la diminuzione della superficie bagnata rispetto alle altre combinazioni (tabella 6.1).

Le ogive verranno realizzate in PVC alla fresa a controllo numerico. Saranno inserite nel tubo centrale a incastro e fissate con una vite a grano, per evitare che escano dalla loro sede in seguito alle eventuali vibrazioni causate del flusso.

Configurazione	Ogiva punta	Ogiva coda	Resistenza totale [N]	Resistenza d'attrito[N]	Resistenza di forma[N]
A	2:1	2:1	2,035	1,856	0,172
B	2:1	3:1	2,159	2,097	0,0614
C	3:1	2:1	2,486	2,129	0,357
D	3:1	3:1	2,761	2,582	0,179

Tabella 6.1: Resistenza delle configurazioni del corpo centrale

È stata prevista un'apertura nel tubo centrale di 300 mm di lunghezza, al fine di avere un accesso alle strumentazioni interne. In questo modo sarà più facile disporre gli strumenti all'interno e effettuare i collegamenti necessari. Per la chiusura del vano sarà usato un coperchio realizzato in prototipazione rapida. Questo coperchio non avrà lo stesso spessore del tubo (20 mm) ma sarà qualche millimetro più sottile (17 mm) per lasciare spazio alla trasmittente che altrimenti non riuscirebbe ad entrare agevolmente nel tubo.

Per supportare la sonda dell'anemometro a filo caldo è stato posto sul muso del rover un tubo di 8 mm di diametro, 1 mm di spessore e 500 mm di lunghezza. È stato fatto molto lungo per diminuire il più possibile l'interferenza causata dal rover sul flusso che investe la sonda.

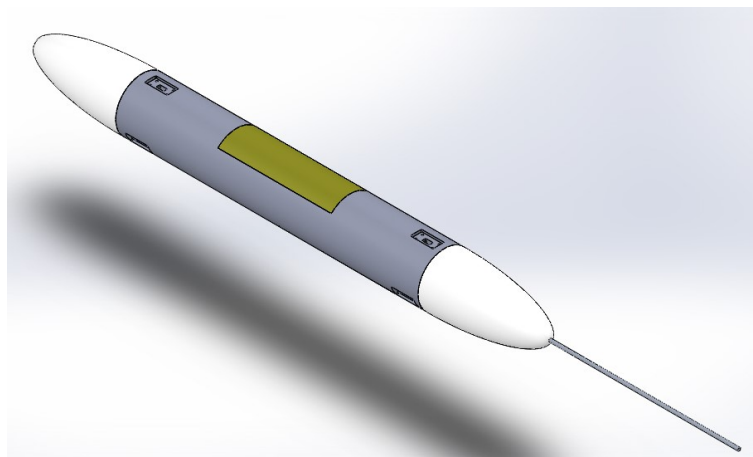


Figura 6.3: Corpo centrale

6.2 Braccetti

Per la parte strutturale dei braccetti è stato usato un profilato in alluminio 6063 di dimensioni 20x10x1,5 mm (preso da catalogo Aludelta Metalli s.r.l.); si è cercato di contenere al massimo lo spessore in modo da minimizzare la resistenza aerodinamica. Come carenatura del braccio è stato deciso di prendere come sezione un profilo aerodinamico simmetrico. La carenatura verrà realizzata in prototipazione rapida in due metà che verranno poi fissate una all'altra con in mezzo il sostegno in alluminio tramite delle viti M2. Le viti e i dadi usati per il fissaggio dovranno

essere incassati nella carenatura per evitare di avere sporgenze che comporterebbero un aumento della resistenza aerodinamica. Verrà quindi predisposto un foro circolare, concentrico al foro passante per la vite, in cui alloggerà la testa della vite e uno esagonale sull'altra metà dove alloggerà il dado. Questi fori ciechi verranno poi tappati con appositi tappini che manterranno la continuità della carenatura. Per riuscire a realizzare questo tipo di collegamento è, però, necessario avere abbastanza materiale dove realizzare gli scassi, quindi il profilo scelto per la carenatura dovrà essere sufficientemente spesso rispetto al profilato di sostegno. Contemporaneamente a questa necessità bisogna considerare anche l'esigenza di mantenere la corda il più bassa possibile per non alzare troppo la resistenza. I profili, infatti, sono corpi aerodinamici la cui resistenza è composta soprattutto da resistenza d'attrito che dipende dalla lunghezza bagnata (l_w) del profilo; è quindi importante mantenere bassa la corda per minimizzare la resistenza.

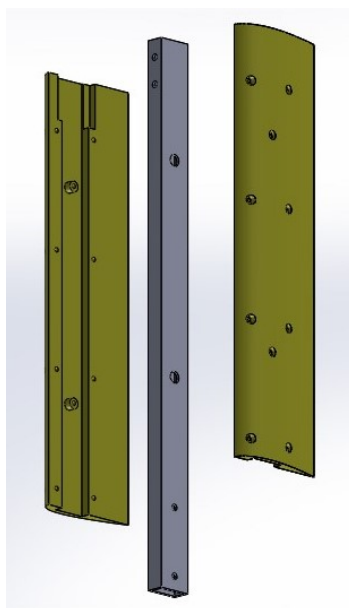


Figura 6.4: Carenature del profilato di sostegno

Sono stati individuati 2 profili che rispondono ai requisiti precedentemente descritti:

- NACA 0030 con una corda di 60 mm, spessore 18 mm;
- NACA 0024 con una corda di 70 mm, spessore 16,8 mm.

Nonostante il primo abbia una corda minore è bene verificare che sia effettivamente quello che minimizza la resistenza, in quanto avendo uno spessore superiore potrebbe avere una lunghezza bagnata superiore. Per la scelta del profilo è stata fatta una stima della resistenza generata considerando solo la resistenza di attrito. Per il calcolo è stata usata l'analogia della lastra piana; quindi, sono stati applicati al profilo i risultati di Blasius riguardo alla frizione su una lastra piana. Considerando lo strato limite completamente turbolento, il coefficiente di attrito dell'intero profilo risulta:

$$C_F = \frac{0.072}{Re_c^{\frac{1}{5}}} \quad (6.1)$$

Il numero di Reynolds viene calcolato usando la corda del profilo come lunghezza caratteristica. Per misurare la lunghezza bagnata dei profili è stato usato SolidWorks. Noti il coefficiente di

frizione e la lunghezza bagnata si può quindi calcolare la resistenza del profilo:

$$D_f = \frac{1}{2} \rho l_w C_F v^2 \quad (6.2)$$

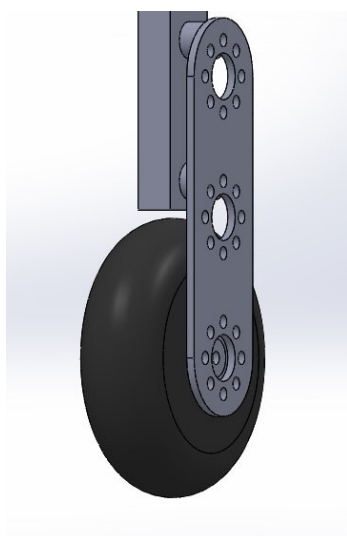
- Resistenza del NACA 0030: 1.26 N/m;
- Resistenza del NACA 0024: 1.40 N/m.

Quindi è stato scelto come profilo per la carenatura il NACA 0030 con corda di 60 mm perché genera meno resistenza.

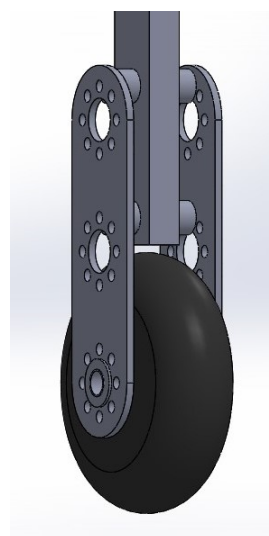
6.2.1 Braccetto con ruota condotta

Per il supporto che reggerà la ruota condotta servono delle staffe che minimizzino al massimo gli ingombri. Sono state prese delle staffe già esistenti dal catalogo StepLab, così da abbassare i costi. Gli unici pezzi che saranno su misura sono gli spessori che distanziano il sostegno dal profilato permettendo di centrare esattamente la ruota, in modo che la reazione vincolare della parete sulla ruota passi per l'asse del rover, dando così un miglior equilibrio delle forze in gioco. Purtroppo prendendo pezzi già esistenti e non su misura si aumentano gli ingombri; per ovviare a questo inconveniente sono state disegnate delle carenature che copriranno sia la ruota che i supporti riducendo così la resistenza dell'insieme. Sono state individuate due diverse soluzioni utilizzando componenti presi dal catalogo della StepLab:

- sostegno della ruota sbalzo: la struttura di sostegno è formata da una sola staffa alla cui estremità è fissato un perno su cui viene montata la ruota dotata di cuscinetti a sfera (figura 6.5a);
- Sostegno della ruota a forcella: la struttura di sostegno è formata da due staffe attraverso cui passa un albero su cui viene montata la ruota dotata di cuscinetti a sfera (figura 6.5b).



(a) Sostegno a sbalzo della ruota condotta



(b) Sostegno a forcella della ruota condotta

Figura 6.5: Braccetto con ruota trascinata a sbalzo

Nel progetto definitivo è stata la soluzione con ruota a sbalzo perché meno ingombrante e più semplice da montare, anche se garantisce meno rigidità della soluzione con il sostegno a forcella. È stata comunque disegnata una carenatura che ingloba anche la struttura di sostegno della ruota in modo da di minimizzare la resistenza.

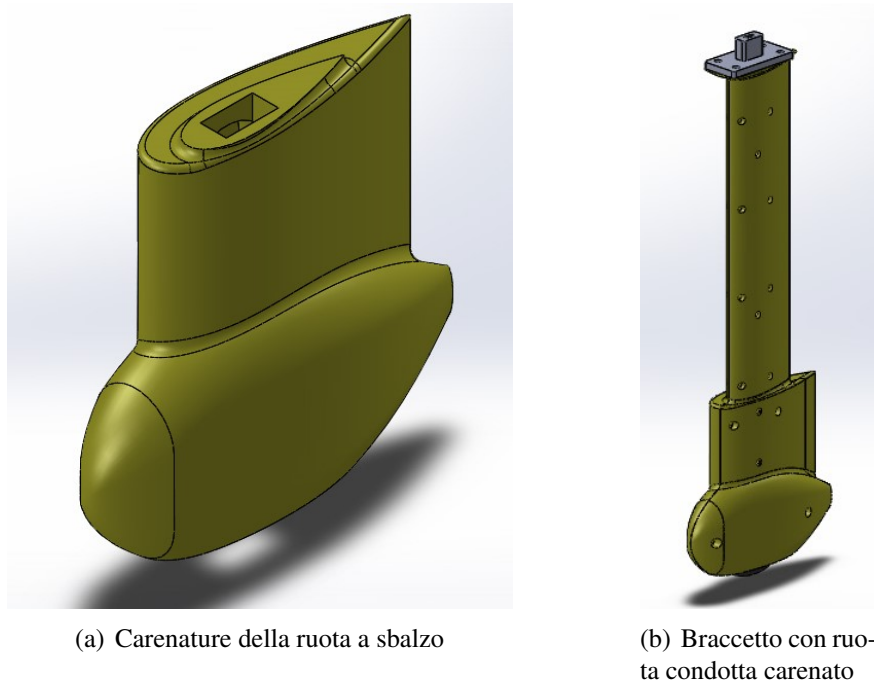


Figura 6.6: Carenature del braccetto con ruota condotta

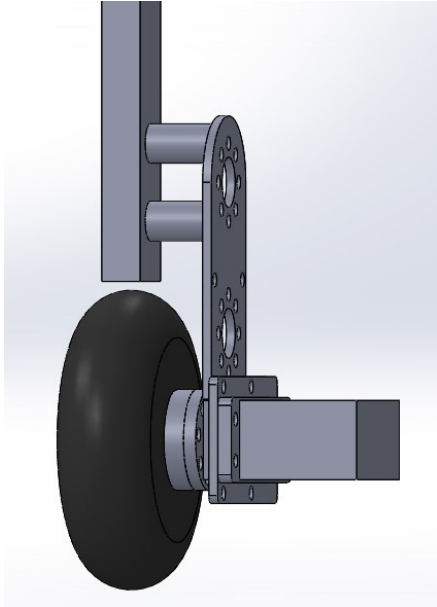
6.2.2 Braccetto con ruota motrice

Anche in questo caso è stato prima fatto un progetto di una staffa ideale disegnata su misura per minimizzare gli ingombri e la resistenza. Però si è dovuto ripiegare su componenti già esistenti e meno costosi; di nuovo solo gli spessori sono fatti su misura. Nonostante gli ingombri più elevati, questa soluzione ha il vantaggio di essere sicuramente compatibile con gli attacchi del servomotore e della ruota.

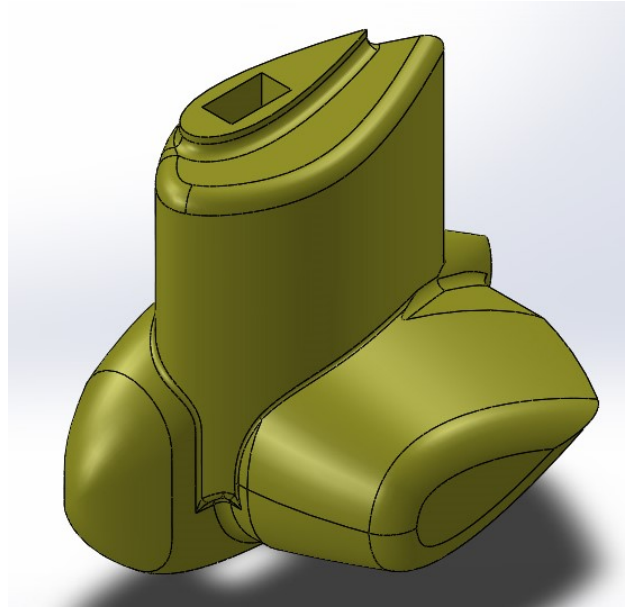
La soluzione più conveniente, anche nel caso della ruota motrice, è mettere la ruota a sbalzo calettata direttamente sull'albero motore. Questo è reso possibile dal fatto che i servomotori scelti hanno già internamente una coppia di cuscinetti a sfera che consentono di reagire a carichi radiali sull'albero. Non importa quindi mettere dei sostegni per l'albero motore ma basta usare il servomotore stesso come sostegno.

Sono state fatte diverse ipotesi realizzative, ma quella definitiva è la configurazione mostrata in figura 6.7a.

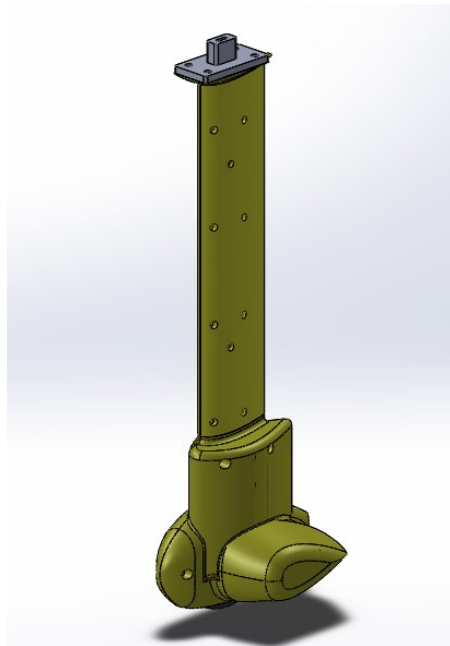
Dalla figura si può notare come il supporto della ruota motrice sia molto ingombrante; inoltre, come visto nella fase di stima della resistenza aerodinamica, il motore esposto al flusso genera una grande resistenza. È stato quindi necessario progettare una carenatura che renda più uniforme l'intero sistema ruota motrice al fine di permettere al flusso di passargli attorno più agevolmente e quindi diminuire la resistenza (figura 6.7b).



(a) Sostegno della ruota motrice



(b) Carenatura del sistema ruota motrice



(c) Braccetto con ruota motrice carenato

Figura 6.7: Braccetto con ruota motrice

6.2.3 Sospensione

La presenza di una sospensione è indispensabile per fornire il precarico necessario a garantire l'aderenza delle ruote motrici e a mantenere il contatto con la parete. Questo espediente consente anche di far fronte ai piccoli errori di centraggio dovuti alle inevitabili imprecisioni commesse durante la fase di realizzazione. Per questa parte non sono state trovate soluzioni utilizzando parti già esistenti perché sarebbero state troppo ingombranti e complicate. Si è, quindi, optato per una soluzione su misura.

La sospensione sarà costituita da un profilato interno a quello portante che viene premuto contro la parete da 2 molle alloggiati in due incavi ricavati in un blocchetto fissato sempre all'interno del profilato strutturale tramite una vite passante (figura 6.8a). Il blocchetto che ferma le molle è progettato in modo da poter scorrere lungo il profilato di sostegno per modificare il carico dato dalle sospensioni. Il pistone scorrevole sarà dotato dei fori necessari al montaggio del sostegno per la ruota trascinata. Le parti interne della sospensione dovrebbero avere idealmente le dimensioni dell'incavo interno al profilato usato per i braccetti (7x17 mm); queste misure però sul catalogo dell'Aludelta non ci sono. Si prenderà quindi una sbarra piena 6x15 mm che lascia un po' di gioco in modo da permettere uno scorrimento più agevole delle parti mobili. Entrambi i componenti interni della sospensione sono fissati al profilato esterno tramite una vite passante che, nel caso del blocchetto di registrazione, serve a bloccare il componente; mentre nel caso del pistone scorrevole permette di avere un fine corsa della sospensione e quindi elimina il rischio che si sfilasse se non caricata.

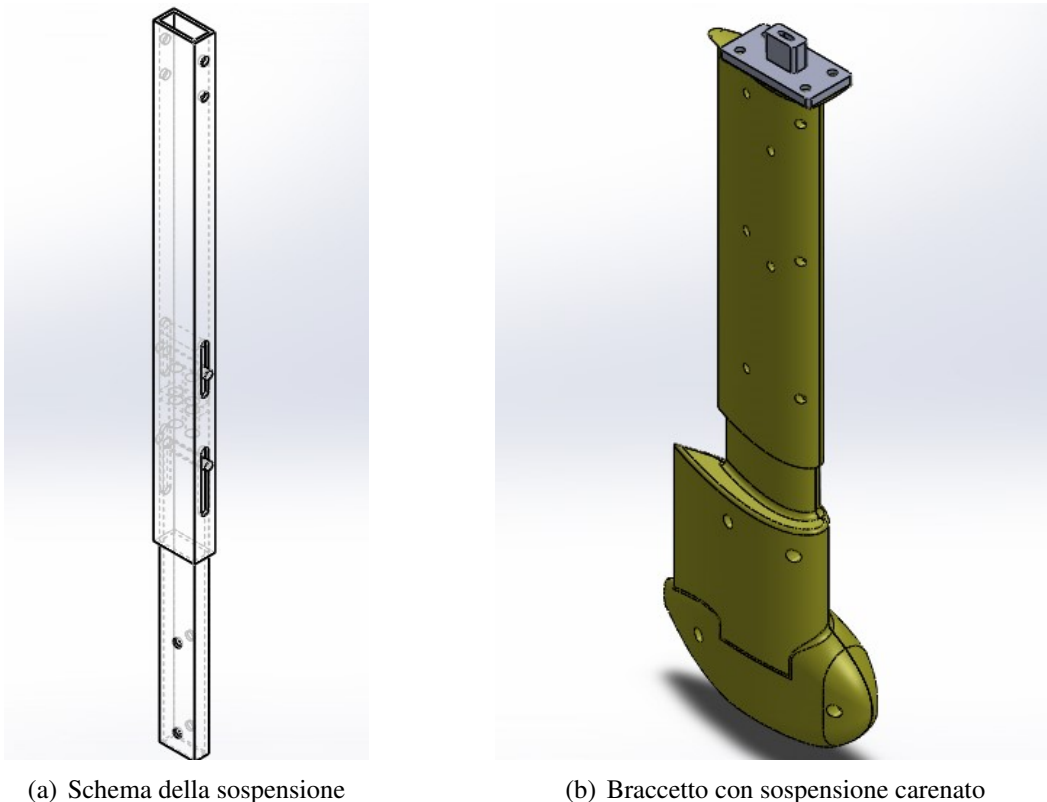


Figura 6.8: Braccetto con sospensione

6.2.4 Sterzo

Si è pensato di mettere un braccetto dotato di sistema sterzante che consenta di raddrizzare il rover nel caso perda la coassialità col pipe durante il movimento.

È importante che il servocomando di sterzo stia dentro al corpo centrale per non aumentare ulteriormente gli ingombri e quindi la resistenza aerodinamica.

Far girare tutta la gamba comporterebbe avere effetti aerodinamici indesiderati, dovuti alla rotazione della carenatura del sostegno che ha come sezione un profilo aerodinamico, di conseguenza se posta a angoli di attacco non nulli genera portanza. Si farà quindi girare solo la parte terminale della gamba da dove si ha la separazione tra la carenatura del profilato in alluminio e la carenatura del sostegno e della ruota.

Lo sterzo sarà quindi costituito da un servocomando posto in cima al profilato di sostegno, internamente al corpo, che attraverso un albero muoverà la parte terminale del braccetto.

Il terminale del braccetto sarà ricavato da una barra 10x20 mm e sarà fissato all'albero tramite un grano avvitato in un foro filettato praticato nella parte terminale del braccetto.

Usando pezzi presi dal catalogo StepLab si è giunti alla soluzione mostrata in figura 6.9.

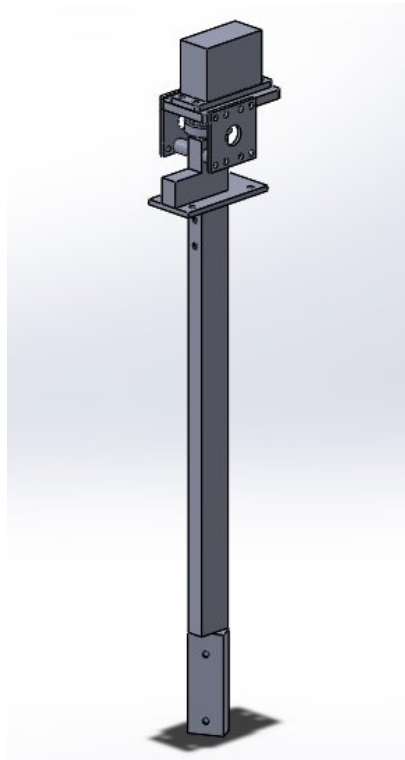


Figura 6.9: Sistema di sterzo

6.2.5 Carenature

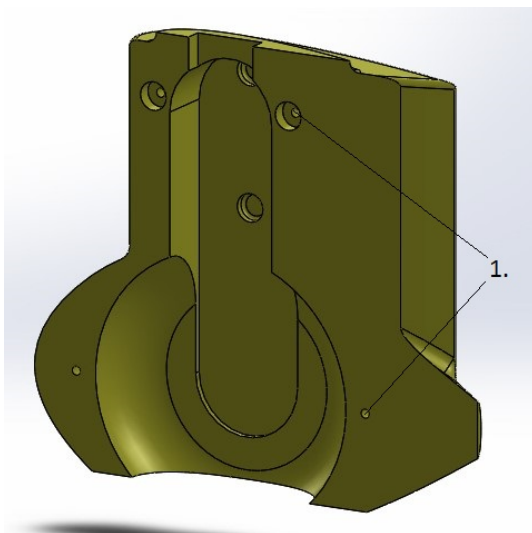
Le carenature delle parti terminali dei braccetti, come le carenature dei sostegni in alluminio dei braccetti, saranno fatte in prototipazione rapida poiché non hanno requisiti strutturali da rispettare ma servono solo da copertura aerodinamica. La parte interna delle carenature è stata sagomata in modo da avere la stessa forma dei sostegni che andranno a coprire per garantire un corretto posizionamento.

Per agevolare il montaggio sono state sezionate lungo il piano di simmetria longitudinale della ruota. Come per le carenature dei sostegni dei braccetti le due metà verranno collegate tramite viti e bulloni (M2); non si è ricorsi a giunzioni tramite incastro perché con le viti è più facile smontare le carenature per operazioni di manutenzione. Anche qui le teste delle viti e i bulloni saranno incassate e poi successivamente chiuse da tappini per mantenere una superficie pulita e più aerodinamicamente efficiente.

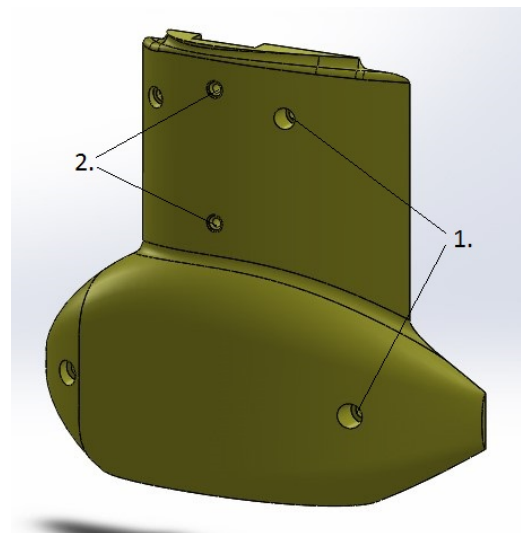
Per garantire con maggior sicurezza un corretto posizionamento delle carenature rispetto alla struttura sottostante, una delle due metà sarà fissata al profilato in alluminio tramite viti che si andranno ad avvitare in fori filettati ricavati nel profilato. In questa posizione però non è possibile fare uno scasso per le teste delle viti abbastanza profondo da poter inserire un tappino in quanto non si ha sufficiente materiale; quindi, per questi buchi sarà fatto uno scasso più superficiale che, a montaggio terminato, sarà chiuso con una apposita pasta utilizzata per sigillare eventuali imperfezioni nei modelli testati in galleria del vento.

In figura 6.10 è possibile vedere come le carenature sono state divise e i diversi tipi di fori:

1. Fori di collegamento tra le due metà;
2. Fori di fissaggio alla struttura.



(a) Carenatura destra della ruota condotta



(b) Carenatura sinistra della ruota condotta

Figura 6.10: Schema di montaggio delle carenature delle ruote

6.2.6 Giunzione corpo-braccetti

È molto importante che i braccetti siano saldamente collegati al corpo centrale senza giochi eccessivi; questo perché la loro precisione di montaggio determina il corretto centraggio del corpo centrale. È importante, anche, che i collegamenti siano robusti perché saranno soggetti ai carichi derivanti dal peso stesso del rover e dal precarico necessario a mantenere l'aderenza delle ruote motrici. Questi carichi non agiranno lungo l'asse dei braccetti ma genereranno un momento flettente che tende a forzare la giunzione.

Il collegamento è stato fatto ricavando delle tasche nel tubo di alluminio che costituisce il corpo. In queste tasche sono stati praticati quattro fori filettati, a cui verrà fissato il piede

della giunzione, e uno scavo passante rettangolare che darà maggiore stabilità alla giunzione. La giunzione sarà realizzata in alluminio lavorandola alla fresa a controllo numerico; anche le lavorazioni sul tubo centrale saranno fatte con la stessa tecnica. La giunzione presenta una parte che andrà a infilarsi nel profilato 20x10x1.5 mm che costituisce la struttura del braccetto e vi sarà fissato tramite quattro viti mordenti che si avvitano nei fori filettati ricavati nella giunzione. Il componente di giunzione presenta un foro passante per permettere il passaggio dei cavi per i motori.

L'intero sistema di giunzione verrà coperto con una carenatura realizzata in prototipazione rapida, che si raccorda col profilo aerodinamico che ricopre il profilato in alluminio. Questo è importante per mantenere una superficie pulita che minimizzi la resistenza aerodinamica e la resistenza di interferenza tra il corpo e il braccetto.

Nella figura 6.11 si può vedere un schema del montaggio con le relative parti:

- a. Tasca ricavata nel corpo centrale;
- b. Giunzione corpo-braccetto;
- d. Profilato in alluminio di sostegno del braccetto;
- f. Raccordo della giunzione.

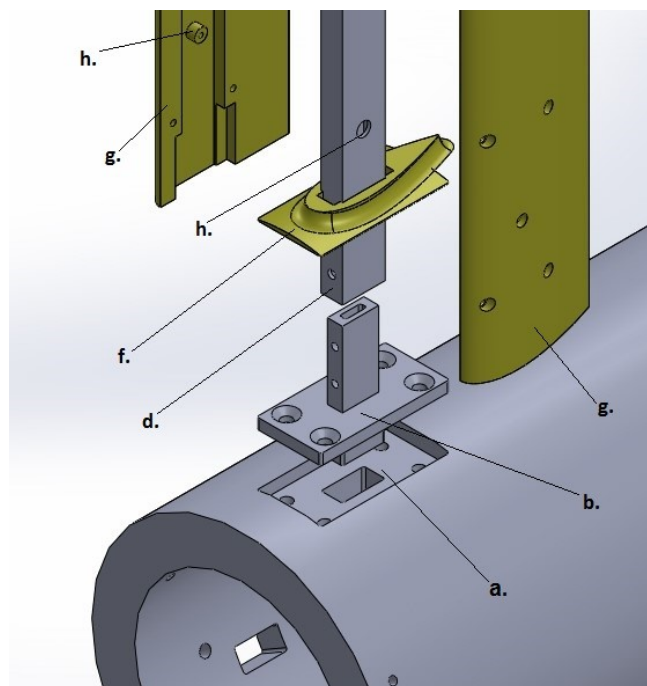


Figura 6.11: Esploso della giunzione corpo-braccetti

6.3 Configurazione definitiva del movimentatore

In questa fase di progetto si è cercata la miglior combinazione dei braccetti, ed è stata individuata la seguente configurazione:

Corona anteriore

- un braccetto con ruota motrice (2);
- uno con sospensione (3);
- uno munito di sterzo (per correggere eventuali errori di movimento) (4).

Corona posteriore

- un braccetto motore (2);
- uno munito di sospensione (in corrispondenza della sospensione anteriore) (3);
- uno con ruota condotta (1).

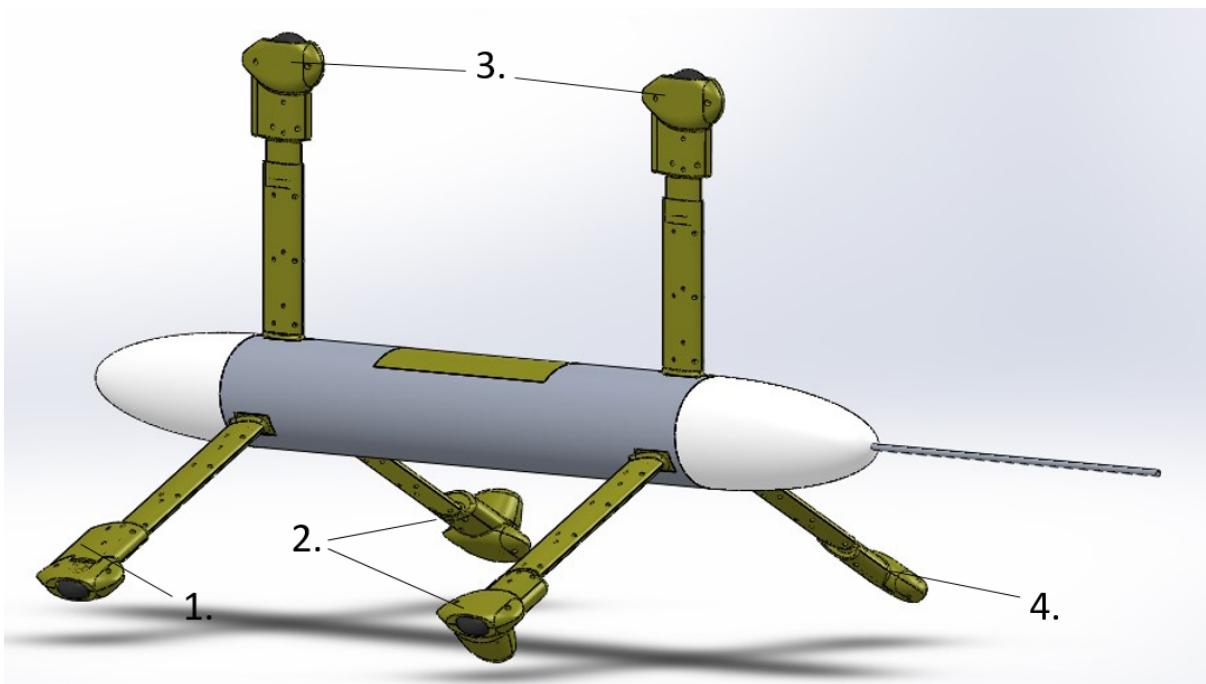


Figura 6.12: Configurazione finale del movimentatore

Le ruote motrici sono state messe una davanti e una dietro sfasate per cercare di dare una spinnata il più equilibrata possibile per evitare che il rover vada fuori asse.

Le corone sono state disposte in modo da lasciare 30 mm di distanza tra la fine del tubo e il profilato di sostegno in modo da consentire un incastro delle ogive di almeno 20 mm considerando anche l'ingombro dell'impianto di sterzo.

Dalla configurazione finale è stato possibile anche stimare la massa complessiva, che risulta di circa 27 kg

6.4 Calcolo dell'area frontale

A progetto terminato è stata misurata l'area frontale del rover in modo da poter calcolare il bloccaggio generato dal rover, ovvero la percentuale di sezione del pipe occupata da rover; è necessario, infatti, verificare che questa sia bassa per accertarsi che la presenza del movimentatore non alteri considerevolmente il flusso dando, così, misure poco attendibili. L'area frontale risulta: $A = 0,0454m^2$, considerando che la sezione trasversale del pipe ha

una superficie $A_p = 0,636m^2$ si può calcolare la percentuale di sezione occupata da rover:
 $A\% = (A/A_p) \cdot 100 = 7,14\%$.

Capitolo 7

Conclusioni

Al fine di individuare l'inizio e le caratteristiche della regione dove la turbolenza è pienamente sviluppata, all'interno del pipe CICLoPE, è stato progettato un dispositivo in grado di movimentare gli anemometri a filo caldo lungo l'asse del pipe per acquisire dati sulla velocità del flusso e trasmetterli insieme alla propria posizione all'elaboratore via wireless.

Il movimentatore progettato risultata costituito da un corpo centrale cilindrico, contenente la strumentazione di misura, e sei bracci muniti di ruote alle estremità che ne permettono l'appoggio sulla superficie interna del pipe. Dei sei bracci due saranno dotati di ruota motrice, due di sospensioni è uno di un sistema di sterzo.

Dopo aver definito la configurazione generale e gli spazi necessari all'alloggiamento e disposizione di strumenti di misura e batterie è stata effettuata una stima preliminare della resistenza totale al moto del rover, tesa a valutare la coppia necessaria al movimento e alla frenatura in fase di misura. In funzione della stima ottenuta è stato possibile individuare i motori elettrici più adatti.

Riassumendo i principali risultati ottenuti, le stime mostrano i seguenti valori:

- Resistenza aerodinamica: $D = 19 N$;
- Resistenza d'inerzia: $R_i = 6.1 N$;
- Resistenza di rotolamento per ogni ruota: $R_{rot} = 0.36 N$;
- Resistenza totale: $R_{tot} = D + R_i + 6 * R_{rot} = 27.3 N$.

Si può notare come la resistenza aerodinamica rappresenti il contributo superiore: circa il 67% della resistenza totale

Per ragioni cautelative, è stato applicato al valore della resistenza totale un coefficiente di sicurezza pari a 1.5. Tale valore è stato usato per calcolare la coppia minima necessaria alla movimentazione, che risulta: $M_m = 1.5 Nm$.

Nota la coppia necessaria è stato possibile scegliere i motori, basandosi anche su requisiti necessari alle misurazioni.

Nel progetto finale il movimentatore monterà due servomotori a rotazione continua HS-7950TH Hitec dotati di una coppia massima di 3.4 Nm ad una tensione di alimentazione di 7.4 V, quindi la coppia disponibile totale sarà 6.8 Nm; in questo modo si avrà un esubero del 353% rispetto al valore minimo necessario. La scelta è ricaduta su servomotori a rotazione continua poiché garantiscono una alta coppia di frenatura in assenza di movimento, rispetto ai normali motori elettrici brushless; ciò permette di non dover implementare un sistema frenante meccanico. Data la coppia erogata dai motori è stato calcolato il precarico necessario a mantenere

l'aderenza a tutti i regimi di funzionamento; ipotizzando un contatto gomma-metallo risulta un precarico minimo di 112 N agente su ogni ruota motrice.

La velocità angolare massima dei motori a 7.4 V è di 8.6 rad/s; di conseguenza la velocità massima di spostamento del rover risulta 0.65 m/s.

Per minimizzare la resistenza e l'intrusività del rover sono state studiate e disegnate delle carenature, realizzabili in prototipazione rapida, volte a rendere più regolare e aerodinamica la superficie dei braccetti e dei sistemi di sostegno e motorizzazione delle ruote.

Determinata la configurazione finale è stato valutato il bloccaggio del rover rispetto all'area della sezione trasversale del pipe al fine di verificare che il movimentatore sia realmente poco intrusivo. Dalla valutazione risulta un bloccaggio del 7.1%. A progetto terminato è stata, anche, stimata la massa complessiva del movimentatore che, senza considerare la strumentazione di misura, risulta circa 27 kg.

La posizione assiale del rover sarà ricavata installando un distanziometro laser, posto nell'ultima sezione del pipe, che sarà puntato contro l'apposita base piatta ricavata nell'ogiva di coda del rover.

Poiché non è possibile verificare dall'esterno l'effettivo allineamento del rover col pipe, sarà installato su un piano di riferimento di precisione interno al movimentatore un accelerometro in grado di rilevare la posizione del vettore gravità e garantire il costante allineamento della sonda anemometrica col flusso.

In base alle stime effettuate si procederà all'assemblaggio del rover e si avvierà una campagna di test volta a verificare se l'operatività e le prestazioni del rover risultino conformi a quanto previsto e in grado di assolvere al compito per il quale è stato progettato.

Appendice

Coefficiente di attrito: $C_F(Re)$

Il coefficiente di attrito, o di frizione, è il parametro adimensionale che descrive la resistenza aerodinamica di un corpo dovuta agli sforzi tangenziali del flusso sulla superficie. Questo fenomeno è stato studiato approfonditamente da Blasius che ha risolto le equazioni di Navier-Stockes nel caso di un flusso su una lamina piana su cui la distribuzione di pressione, quindi, è costante. Dai calcoli si ottiene che per una lamina piana, bidimensionale, di lunghezza L il coefficiente di frizione vale:

- Nel caso in cui lo strato limite sia laminare:

$$C_F = \frac{1.328}{\sqrt{Re_L}} \quad (7.1)$$

- Nel caso in cui lo strato limite sia turbolento:

$$C_F = \frac{0.072}{Re_L^{\frac{1}{5}}} \quad (7.2)$$

dove: $Re_L = \frac{L \cdot v}{\nu}$

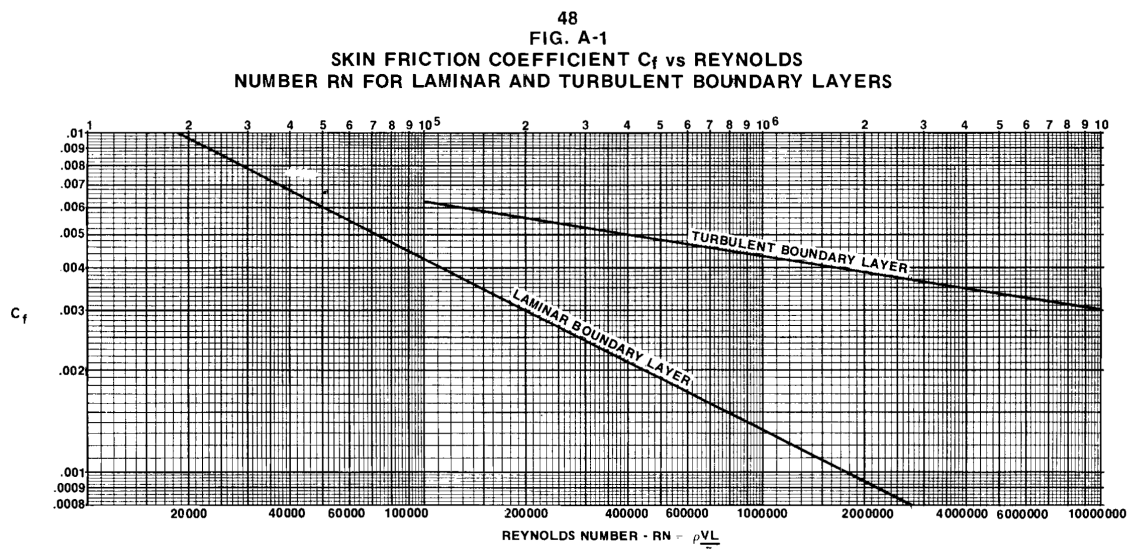


Figura 7.1: Andamento del C_F in funzione del numero di Reynolds

Si può notare che in caso di strato limite turbolento il coefficiente di attrito è più alto; questo è dovuto al fatto che il profilo dello strato limite turbolento è in maniera significativa diverso da quello laminare.

La resistenza di frizione è formalmente data dall'integrale degli stress a parete lungo la lunghezza della lamina. Lo stress dipende linearmente dalla derivata parziale della velocità nella direzione perpendicolare alla lamina e quindi, essendo il profilo di velocità dello strato limite turbolento molto più schiacciato sulla parete di quanto lo sia quello laminare, la sua derivata è più alta e genera stress a parete più alti.

Per essere rigorosi nel calcolo della resistenza di frizione bisognerebbe considerare che in realtà lo strato limite non è totalmente laminare né totalmente turbolento ma inizialmente è laminare, poi dopo una certa distanza si instabilizza e diventa turbolento. Generalmente questo effetto non si considera nelle stime perché la regione laminare è molto piccola rispetto a quella turbolenta; inoltre considerare tutto lo strato limite turbolento porta a sovrastimare di poco la resistenza e quindi introduce un'ipotesi conservativa che per molte applicazioni ingegneristiche è apprezzabile in quanto aumenta il margine di sicurezza.

Se si osserva un profilo aerodinamico si può notare che, sia sul ventre che sul dorso, nella parte iniziale, fino al massimo spessore, si ha un gradiente di pressione positivo, poi si inverte fino a riportare la pressione al valore ambiente; inoltre un profilo è un corpo aerodinamico, quindi lo strato limite rimane attaccato su quasi l'intero corpo. Si può quindi considerare che il profilo si comporti come una lamina piana di lunghezza pari alla lunghezza bagnata del profilo. Questa ipotesi prende il nome di **analogia della lastra piana**. Quindi la resistenza di attrito di un profilo aerodinamico si può calcolare come se si stesse trattando con una lamina piana. Come lunghezza bagnata si prende il perimetro della lamina perché, essendo un corpo aerodinamico, la base di un profilo è molto piccola e la si può trascurare.

Istruzioni di montaggio

Posizionamento dei braccetti

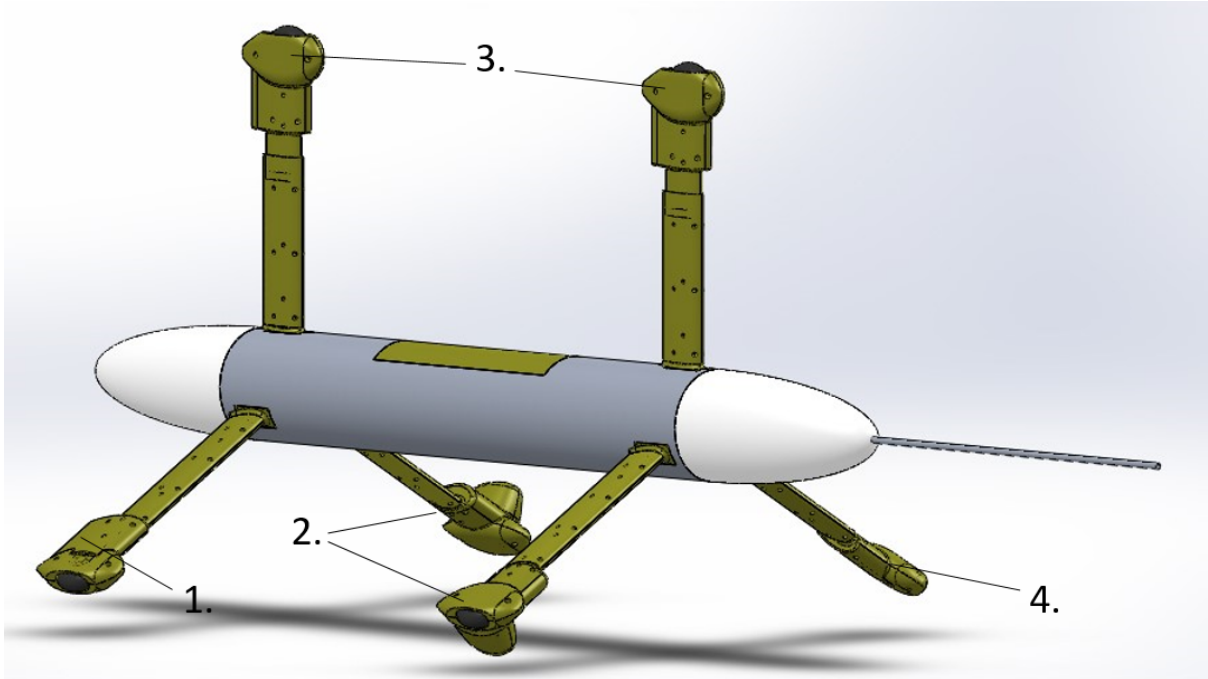


Figura 7.2: Schema di posizionamento dei braccetti

Corona anteriore:

- Braccetto con ruota motrice (2)
- Braccetto con sospensione (3)
- Braccetto con ruota condotta sterzante (4)

Corona posteriore:

- Braccetto con ruota condotta (1)
- Braccetto con ruota motrice (2)
- Braccetto con sospensione (3)

Giunzione corpo-braccetto

Giunzione corpo-braccetto normale

Questa procedura vale per i braccetti con ruota motrice, con ruota condotta e con sospensione.

Componenti necessari

- 1 giunzione braccetto-corpo (b);
- 1 profilato in alluminio 20*10*1.5 mm di lunghezza (d);
- 5 viti M5 a testa svasata, con esagono incassato;
- 4 viti M3 a testa bombata o cilindrica con esagono incassato
- 1 carenatura del raccordo (f);
- 1 carenatura del profilato (g);
- tappini copri-vite per la carenatura del profilato: 8 anteriori, 8 posteriori, 4 centrali;
- 10 viti: M2 a testa svasata, con esagono incassato con relativi dadi M2;

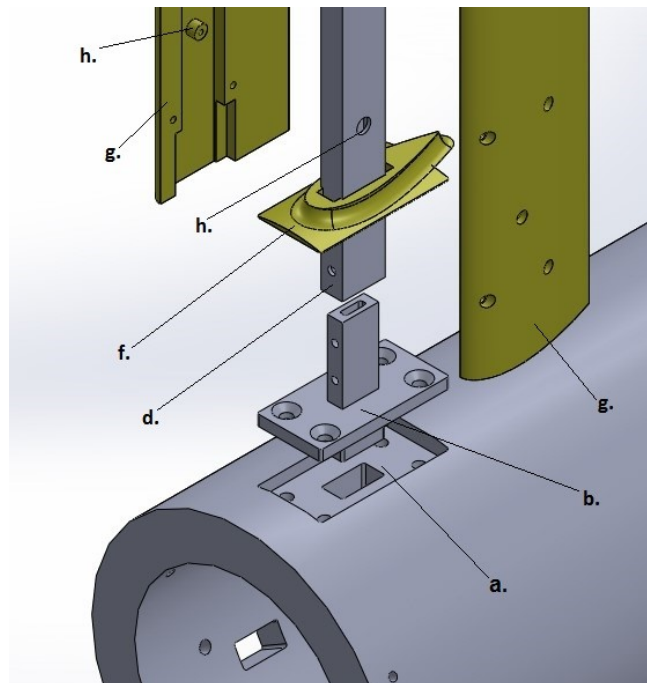


Figura 7.3: Montaggio della giunzione corpo-braccetto

Procedura di montaggio

1. Montare la giunzione (b) nella apposita sede ricavata nel corpo (a) avvitandola con le viti M5.
2. Avvitare il profilato 20*10*1.5 mm di sostegno (d) sulla giunzione con viti M3.
3. Inserire dall'alto la carenatura del raccordo (f) nel sostegno.
4. Montare attorno al profilato di sostegno (h) le due metà della carenatura (g) inserendo i perni (h) negli appositi fori (h) e avvitare le due metà con viti M2.
5. Inserire in ogni scasso delle viti gli appositi tappini.

Nota: nel braccetto con sospensione va messa la carenatura del raccordo apposita.

Giunzione corpo-braccetto con sterzo

Componenti necessari

- 1 braccetto con sistema sterzo premontato (montaggio sterzo a pag. 69);
- 5 viti M5 a testa svasata, con esagono incassato;
- 4 viti M3 a testa bombata o cilindrica con esagono incassato
- 1 carenatura del raccordo (c);
- 1 carenatura del profilato (d); tappini copri-vite per la carenatura del profilato: 8 anteriori, 8 posteriori, 4 centrali;
- 10 viti: M2 a testa svasata, con esagono incassato con relativi dadi M2.

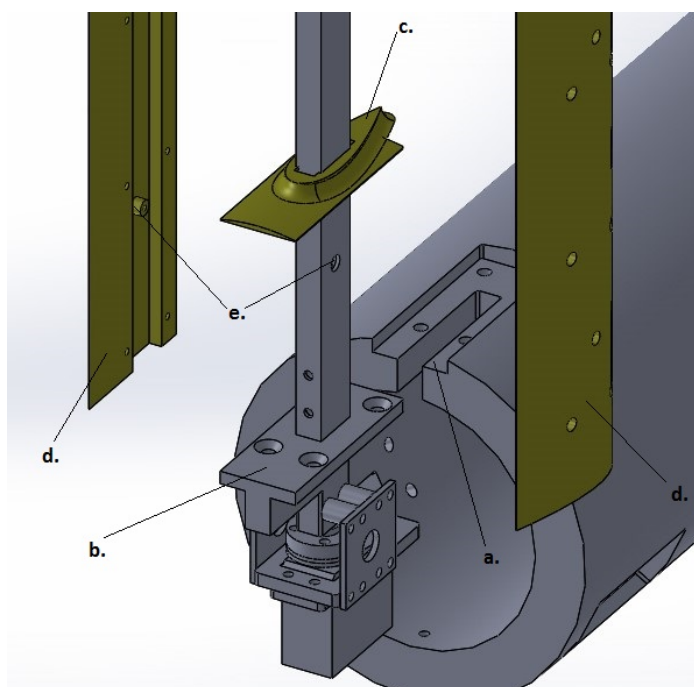


Figura 7.4: Montaggio della giunzione corpo-braccetto con sterzo

Procedura di montaggio

1. Inserire il sistema sterzo precedentemente montato (b) nell'apposito incavo del corpo (a) e fissarlo con le viti M5.
2. Inserire dall'estremità libera del profilato la carenatura del raccordo (c)
3. Montare attorno al profilato di sostegno (h) le due metà della carenatura (g) inserendo i perni (e) negli appositi fori (e) e avvitare le due metà con viti M2.
4. Inserire in ogni scasso delle viti gli appositi tappini.

Braccetti

Braccetto con ruota condotta

componenti necessari

- staffa piana di tipo D (a);
- cuscinetti a sfera ($d_{int}= 8\text{ mm}$; $d_{ext}= 22\text{ mm}$) per le ruote (b);
- perno flangiato diametro 8 mm per ruote (c);
- 1 ruota in plastica da 3" (d);
- 2 spessori di larghezza 8.6 mm (e);
- 2 viti standard a testa tonda 6-32 (lunghezza 5"/8);
- 1 carenatura della ruota condotta (f);
- 1 profilato in alluminio 20*10*1.5 mm di lunghezza 304.20 mm (g);
- 1 carenatura del profilato (lunghezza 239.20 mm);
- 6 viti: M2 a testa svasata, con esagono incassato con relativi;
- 4 dadi M2;
- Tappini copri-vite per la carenatura della ruota condotta.

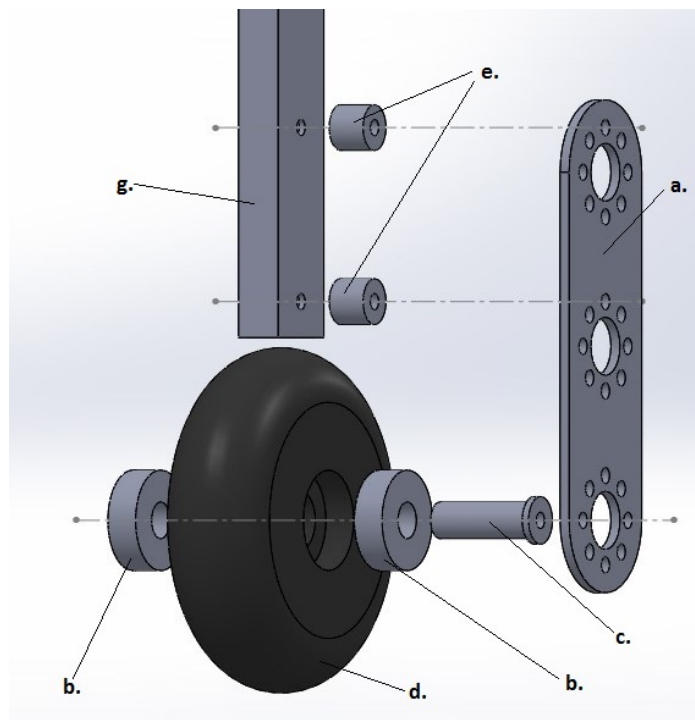


Figura 7.5: Montaggio del sostegno della ruota condotta

Procedura di montaggio

1. Montare la staffa piana (a) sul profilato (g) avvitando le viti negli appositi fori filettati; tra la staffa e il profilato inserire gli appositi spessori (e).
2. Montare sulla staffa il perno flangiato (le istruzioni per questo passaggio vengono fornite col prodotto).
3. Inserire i cuscinetti (b) negli appositi incavi della ruota (d).
4. Inserire e fissare la ruota sul perno.

procedura di montaggio della carenatura

1. Avvitare il semi-guscio sinistro al profilato usando gli appositi fori (g) filettati con 2 viti M2.
2. Fissare il semi-guscio destro all'altra metà della carenatura allineando i fori e avvitandoli con le viti M2 e i rispettivi dadi.
3. Coprire le viti con gli appositi tappini (ogni foro ha il suo tappino).
4. Coprire le viti della struttura con una *pasta*.

Nota: il profilo aerodinamico viene inserito al montaggio della giunzione

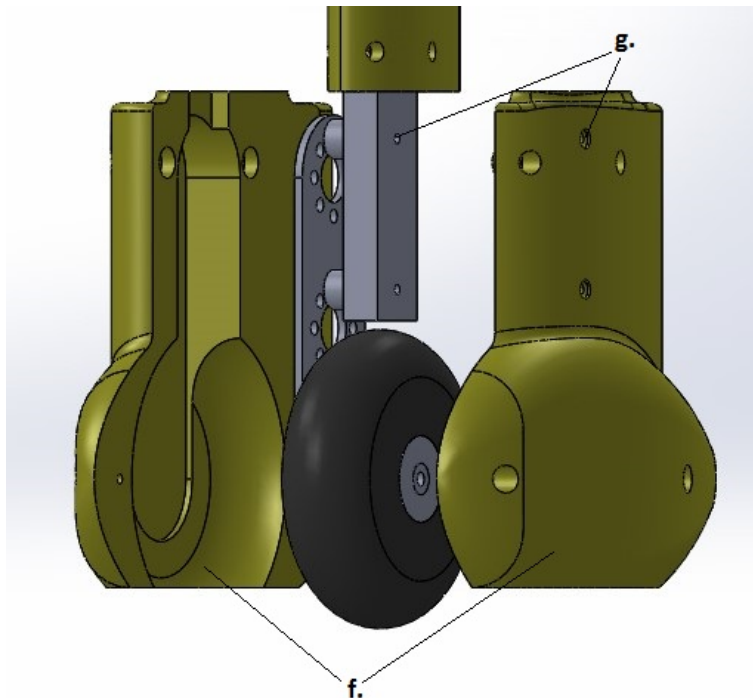


Figura 7.6: Montaggio della carenatura della ruota condotta

Braccetto con ruota motrice

Componenti necessari

- 1 profilato in alluminio 20*10*1.5 mm di lunghezza 304.20 mm (h);
- 1 servo HS-7950TH Hitec (a);
- 1 piastra alluminio per servi "1/4 scale" (4 fori) (b);
- 1 staffa piana tipo B (c);
- 1 adattatore ruota pattern con attacchi per viti (d);
- 1 ruota in plastica da 3" (e);
- 1 flangia leggera per servo (f);
- 2 distanziali da 18.12 mm di larghezza(g);
- 2 viti standard a testa tonda 6-32 (lunghezza 1");
- 1 carenatura del profilato di lunghezza 249.20 mm;
- 1 carenatura per la ruota motrice (i);
- 6 viti M2 a testa svasata con esagono incassato;
- 4 dadi M2.

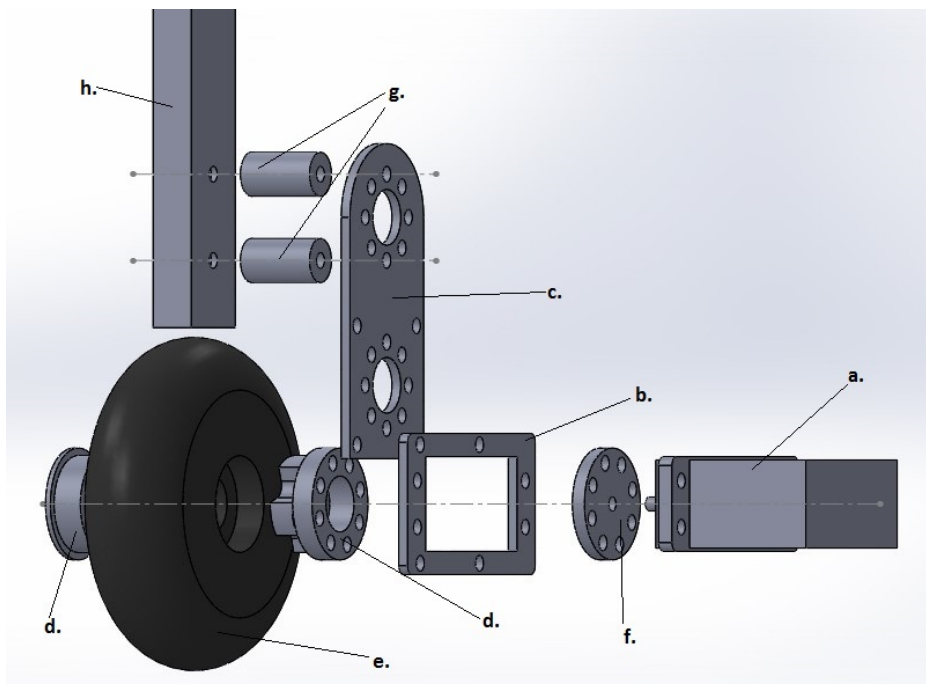


Figura 7.7: Montaggio del sostegno della ruota motrice

Procedura di montaggio

1. Fissare al profilato (h) la staffa (c) con le viti 6-32, inserendo tra la staffa e il profilato i distanziali.
2. Fissare la piastra per servi (h) alla staffa (b) e montarvi il servo.
3. Fissare all'albero del servo la flangia (f).
4. Inserire l'adattatore per ruote (d) negli appositi incavi della ruota e fissarlo con le viti fornite insieme all'adattatore.
5. Fissare la ruota al servo avvitando la flangia (f) all'adattatore (d).

Montaggio delle carenature

1. Avvitare il semi-guscio destro al profilato usando gli appositi fori (l) filettati con 2 viti M2.
2. Fissare il semi-guscio sinistro all'altra metà della carenatura allineando i fori e avvitandoli con le viti M2 e i rispettivi dadi.
3. Coprire le viti con gli appositi tappini (ogni foro ha il suo tappino).
4. Coprire le viti della struttura con una *pasta*.

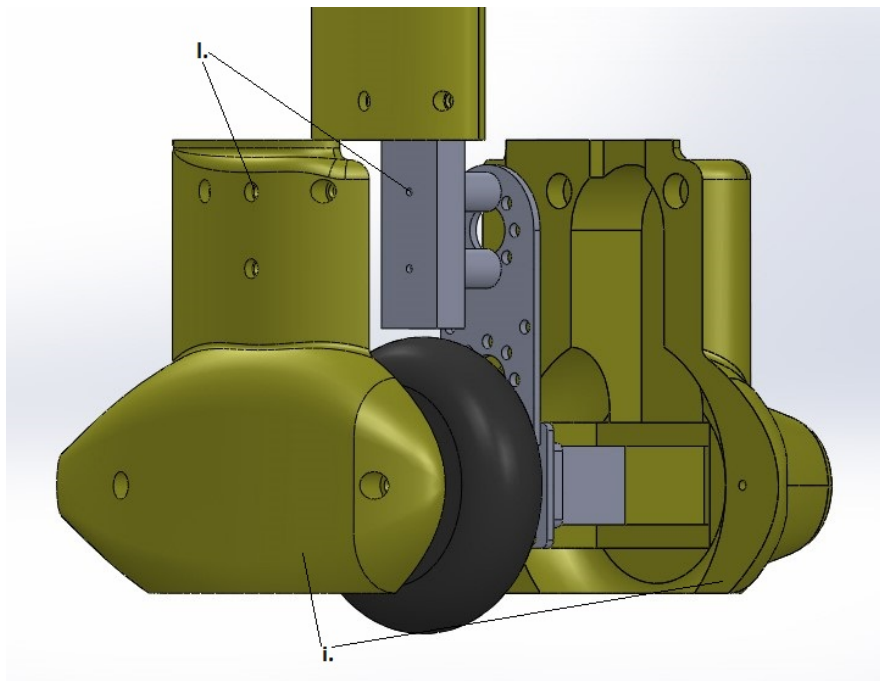


Figura 7.8: Montaggio della carenatura della ruota motrice

Nota: il profilo aerodinamico viene inserito al montaggio della giunzione

Braccetto con sterzo

Componenti necessari

- 1 servo HS-5685MH Hitec (a);
- 1 piastra in alluminio per servo B (b);
- 1 flangia leggera per servo (c);
- 1 clamp per aste con grano di fissaggio (raggio interno 1/4") (d);
- 1 albero a sezione a D diametro 1/4" (lunghezza 300 mm) (e);
- 1 giunzione corpo-braccetto per sterzo (f);
- 1 profilato 20*10*1.5 mm per sterzo (g);
- 4 distanziali 11,75 mm (h);
- 2 staffa singola (i);
- 1 carenatura per il profilato (lunghezza 239.20 mm);
- 1 carenatura per la ruota condotta;
- 1 terminale dello sterzo (l);
- 4 viti standard a testa tonda 6-32;
- 4 viti M3 a testa bombata o cilindrica con esagono incassato;
- 1 vite a grano M3.

Procedura di montaggio della parte superiore dello sterzo (Figura 7.9)

1. Avvitare con le viti M3 la giunzione (f) al profilato (g).
2. Inserire l'albero (e) nell'apposito foro della giunzione e fissare la clamp (d) all'albero nella parte alta.
3. Fissare il servo (a) alla piastra (b); poi fissare la flangia (c) all'albero motore del servo.
4. Avvitare la clamp (d) alla flangia (c).
5. Fissare la piastra (b) alla giunzione (f) tramite le 2 staffe singole (i); per l'attacco alla giunzione usare viti 6-32 e mettere i distanziali tra la giunzione e la staffa.

Montaggio della parte inferiore dello sterzo (Figura 7.10)

Il terminale dello sterzo (l) va calettato sull'albero di trasmissione (e) fissandolo con un grano avvitato nell'apposito foro filettato (m).

Sul terminale dello sterzo montare la ruota condotta seguendo le istruzioni di pagina ?.

montare le carenature sul braccetto come nei casi precedenti utilizzando viti M2 a testa svasata per collegare i semi-gusci tra loro.

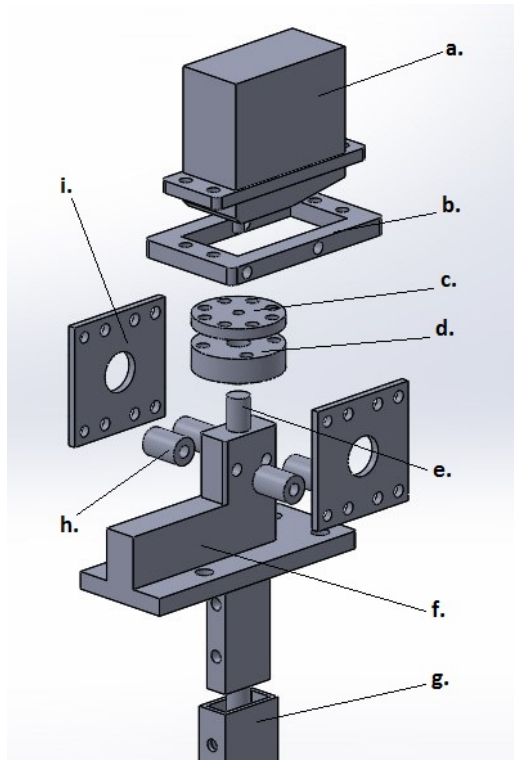


Figura 7.9: Montaggio della parte superiore dello sterzo

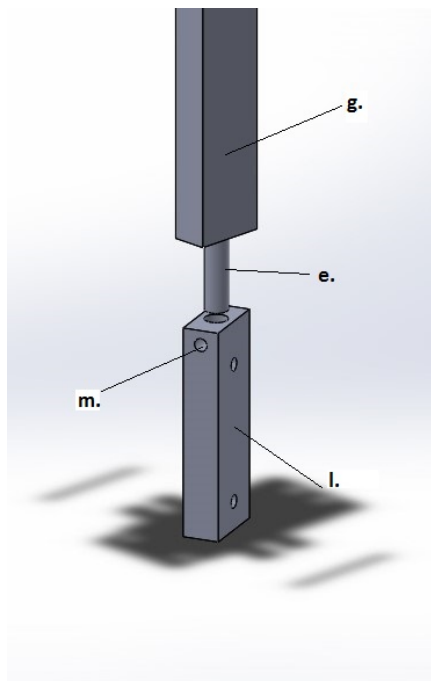


Figura 7.10: Montaggio della parte inferiore dello sterzo

Braccetto con sospensione

Componenti necessari

- 1 profilato 20*10*1.5 mm per la sospensione (a);
- 1 blocchetto di registrazione (b);
- 1 parte mobile della sospensione (c);
- 2 viti M3 a testa bombata o cilindrica, con esagono incassato (lunghezza 25 mm) (d);
- 2 dadi M3;
- Componenti necessari per montare il sostegno della ruota condotta (prendere i distanziali da 10.1 mm invece di quelli da 8.6 mm);
- 1 carenatura del profilato per la sospensione (e);
- 1 carenatura della ruota condotta per la sospensione (f);
- 1 carenatura del raccordo per la sospensione (g);
- Tappini copri-vite;
- 16 viti M2 a testa svasata, con esagono incassato;
- 14 dadi M2.

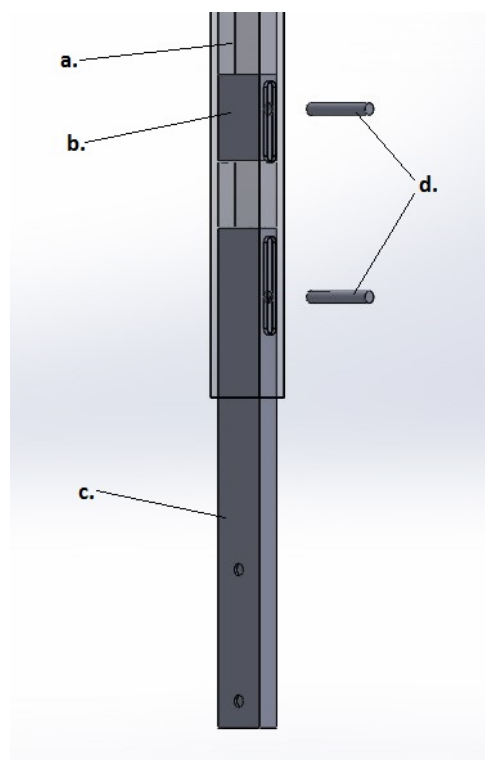


Figura 7.11: Montaggio della sospensione

Procedura di montaggio

1. Inserire nel profilato (a) il blocchetto di registrazione (b) con le molle già negli appositi incavi
2. Fissarlo con la vite passante (d) stringendo in modo che non si muova
3. Inserire la parte mobile della sospensione (c) nel profilato (a) facendo in modo che le molle entrino nelle apposite sedi ricavate nella parte mobile.
4. Avvitare la vite (d) nell'apposito alloggiamento lasciando che 3 sia libero di muoversi

In seguito montare sulla parte mobile della sospensione la ruota condotta usando i distanziali da 10.1 mm tra la staffa e la parte mobile della sospensione.

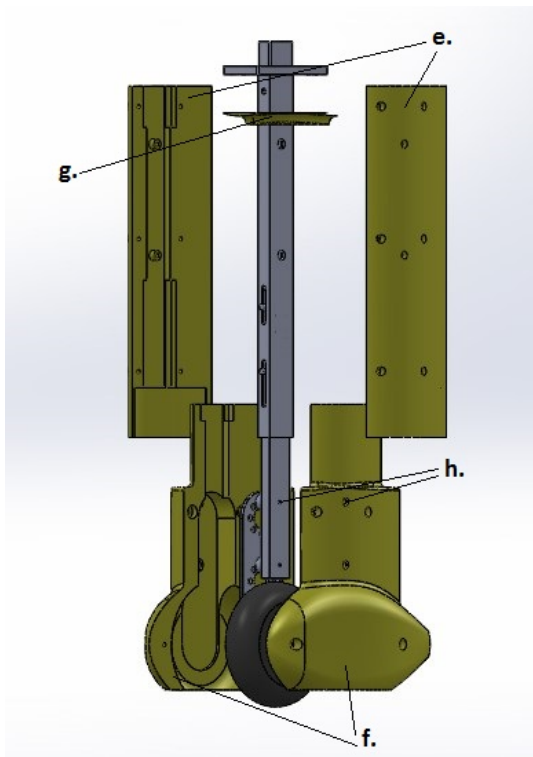


Figura 7.12: Montaggio della carenatura della sospensione

Procedura di montaggio della carenatura

1. Collegare la sospensione già montata al corpo (seguire i passi da 1 a 3 a pag. 63).
2. Inserire nel profilato (a) dal basso la carenatura del raccordo (g).
3. Avvitare il semi-guscio destro della carenatura della ruota (f) al profilato usando gli appositi fori filettati (h) con 2 viti M2.
4. Fissare il semi-guscio sinistro della carenatura della ruota (f) all'altra metà della carenatura allineando i fori e avvitandoli con le viti M2 e i rispettivi dadi.

5. Montare attorno al profilato di sostegno (a) le due metà della carenatura (g) inserendo i perni (h) negli appositi fori (h) e avvitare le due metà con viti M2.
6. Inserire in ogni scasso delle viti gli appositi tappini.
7. Chiudere gli scassi delle viti (h) con una *pasta*.

Corpo centrale

Componenti necessari

1 tubo di diametro 140 mm e spessore 20 mm in alluminio di lunghezza 800 mm (a); 1 tubo di diametro 8 mm e spessore 1 mm in alluminio di lunghezza 780 mm (b); 1 ogiva 2:1 in PVC con foro centrale (c); 1 ogiva 2:1 in PVC con punta tagliata (d); 1 sportello per il vano del corpo (f); 2 viti a grano M3.

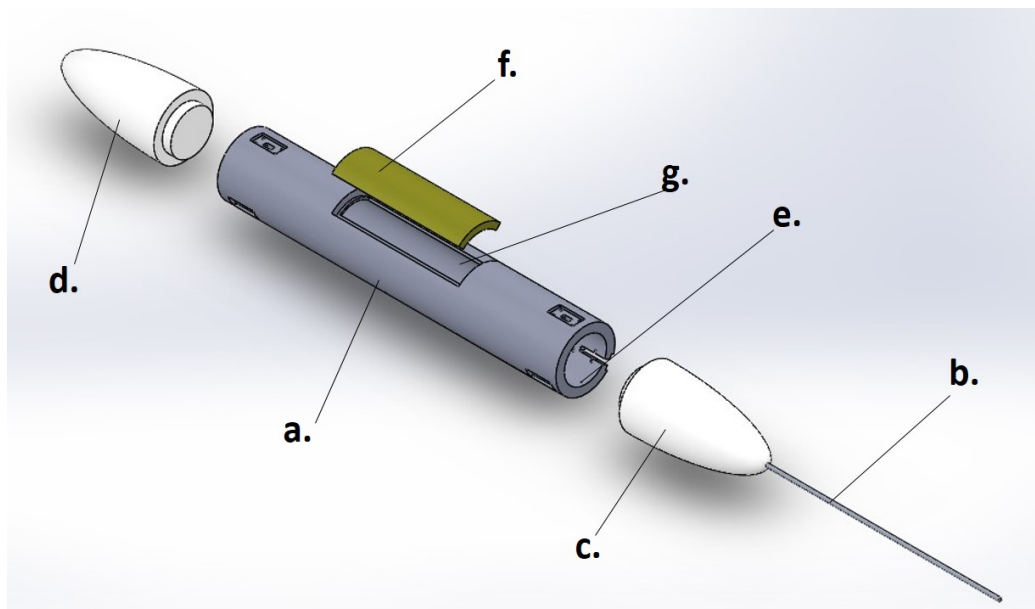


Figura 7.13: Montaggio del corpo centrale

Procedura di montaggio

1. Inserire l'ogiva (c) nel tubo (a) dalla parte dove è stato inserito il braccetto con lo sterzo e fissarla con una vite a grano avvitata nel foro (e).
2. Inserire l'ogiva (d) nel tubo (a) dall'altra parte e fissarla con una vite a grano avvitata nel foro (e).
3. Inserire nel foro centrale dell'ogiva (c) il tubo (b).
4. Chiudere il vano (g) con l'apposito sportello (f).

Nota: le ogive e lo sportello vanno inserite dopo aver montato i braccetti e aver inserito gli strumenti interni.

Codici Matlab usati

Per facilitare e parametrizzare i calcoli, tutti i procedimenti sono stati eseguiti utilizzando Matlab.

Codici per la stima della resistenza aerodinamica

Calcolo del numero di Reynolds:

```
1 function [Re]=Raynolds (L, v)
2 %funzione che calcola il numero di Raynolds di un flusso di aria ...
   (viscosit cinematica=1.5e-5)
3 %prende in ingresso la lunghezza caratteristica del problema (L) e la
4 %velocit (v)
5
6 Re= (L*v)/(1.5e-5);
7
8 end
```

Calcolo dei coefficienti di frizione:

```
1 function [Cf]= blasius_Cf (Re)
2 %funzione che calcola il coefficiente di frizioone con i risultati
3 %del'attrito di una lastra piana ricavati da blasius
4
5 if Re<=4000
6     Cf=1.328/sqrt (Re); %coefficiente di attrito in caso di flusso ...
   laminare (Re<4000)
7 else
8     Cf=0.072/(Re^0.2); %coefficiente di attrito in caso di flusso ...
   turbolento (Re>4000)
9 end
10
11 end
```

Calcolo del coefficiente di resistenza del corpo centrale:

```
1 function [Cd_cb]=Cd_centralbody(Lbt, d, Ln_d, v)
2 %calcola il coefficiente di resistenza erodinamica del corpo centrale ...
   [adim]
3 %dati la lugnhezza del corpo cilindrico (Lbt), il diametro del tubo (d),
4 %il rapporto lunghezza-diametro dell'ogiva (Ln_d) e la velocit del flusso.
5
6 %usa i risultati sperimentali per i modelli di razzo.
7
8 Ln=Ln_d*d; %lunghezza dell'ogiva
9 L= Lbt + Ln; %lunghezza complessiva del rover
10
11 Sw_Sbt=4*Lbt/d+(8/3)*Ln_d; %rapporto tra la superficie bagnata (Sw) e ...
   la sezione trasversale del corpo (Sbt)
12 ReL= Raynolds (L, v);
13
14 CfL= blasius_Cf (ReL); %coefficiente di attrito del corpo centrale
15
```



```

16 Cdn_bt=1.02*CfL*(1+1.5/(L/d)^(3/2))*Sw_Sbt; %coefficiente di resistenza ...
    del corpo e dell'ogiva
17
18 Cdb=0.029/sqrt(Cdn_bt); %coefficiente di resistenza ...
    della base
19
20 Cd_cb= Cdn_bt + Cdb; %coefficiente di ...
    resistenza totale del corpo centrale
21
22
23 end

```

Calcolo del coefficiente di resistenza dei braccetti:

```

1 function [Cd_a]= Cd_armII (H_d, d_lg, t_wlg, t_lg, rho, v_lg)
2
3 %calcola il coefficiente di resistenza del braccetto dalla funzione lineare
4 %che interpola i dati di resistenza del carrello in funzione della sua
5 %altezza (presi da trattazione sul drag dei carrelli della NACA)
6
7 H3=H_d * d_lg *10^3; %calcolo dell'altezza necessaria ad avere ...
    la giusta proporzione altezza diametro della ruota
8 D3=(2.632e-3 * H3 + 2.045)*0.45*9.81; %calcolo della resistenza ...
    per quell'altezza con la curva interpolante H va espressa in mm
9
10 S_lg= (d_lg*t_wlg + t_lg*(H3*10^-3-d_lg)); %superficie di ...
    riferimento per il calcolo del Cd va espressa in m^2
11
12 Cd_a= D3/(0.5*rho*S_lg*v_lg^2);
13 end

```

Calcolo della resistenza dei motori:

```

1 function [De]= Engine_drag (l1, l2, rho, v, Cd_e)
2 %calcola la resistenza dei motori [N]
3 %l1 la dimensione parallela alla direzione del flusso, l2 la dimansione
4 %nella direzione considerata invariante nello studio bidimensionale.
5
6 %Cd_e il coefficiente di resistenza di un parallelepipedo bidimensionale.
7
8 d=0.5*rho*l1*v^2*Cd_e; %resistenza aerodinamica del parallelepipedo ...
    bidimensionale [N/m]
9
10 De=d*l2; %resistenza aerodinamica del parallelepipedo [N]
11 end

```

Calcolo della resistenza totale del rover:

```

1 %calcola la resistenza aerodinamica del rover completo con base piatta
2
3 %usa il Cd del braccetto calcolato con interpolazione di drag in funzione
4 %di altezza del carrello
5
6 Lbt= 0.8; %lunghezza del corpo cilindrico centrale [m]
7 d= 0.14; %diametro del tubo centrale
8 Ln_d= 3; %rapporto tra la lunghezza dell'ogiva e il suo diametro [adim]

```

```

9 v= 50;          %velocit del flusso [m/s]
10 Dlg= 17.8;    %resistenza del modello di carrello d'atterraggio [N]
11 dw_r= 7.62e-2; %diamtro della ruota del rover [m]
12 tw_r= 2.54e-2; %spessore della ruota del rover [m]
13 Hr= 0.38;     %distanza tra la superficie del corpo cilindrico e la ...
                %superficie del pipe [N]
14 dw_lg= 0.381; %diamtro della ruota del carrello di atterraggio [m]
15 tw_lg= 0.135; %spessore della ruota del carrello di atterraggio [m]
16 Hlg= 0.781;  %altezza del carrello di atterraggio [m]
17 clg= 0.178; %corda del profilo della gamba del carrello [m]
18 tlg= 0.05;  %spessore del profilo della gamba del carrello [m]
19 rho= 1.225; %densit dell'aria [kg/m^3]
20 Vlg=44.7;   %velocit di a cui stato misurato Dlg [m/s]
21 l1= 0.02;   %dimensione perpendicolare al flusso del motore [m]
22 l2= 0.04;   %dimensione parallela al flusso del motore [m]
23 Cd_e= 1.4;  %coefficiente di resistenza del motore considerato ...
                %bidimensionale [adim]
24
25 %calcolo della resistenza del corpo centrale
26 Sbt=(pi*d^2)/4; %area della sezione trasversale del corpo [m^2]
27 Cd_cb=Cd_centralbody(Lbt, d, Ln_d, v); %coefficiente di resistenza ...
                %erodinamica del corpo centrale [adim]
28 D_cb=0.5*rho*Sbt*v^2*Cd_cb %resistenza del corpo centrale [N]
29
30 %calcolo della resistenza dei braccetti
31 H_d= Hr/dw_r;
32 Cd_a=Cd_armII (H_d, dw_lg, tw_lg, tlg, rho, Vlg);
33 Rs=dw_r/dw_lg;
34 tr=Rs*tlg;
35 Sr=dw_r*tw_r + tr*(Hr-dw_r);
36 D_a=0.5*rho*Sr*v^2*Cd_a
37
38 %calcolo della resistenza dei motori
39 D_e= Engine_drag (l1, l2, rho, v, Cd_e)
40
41 %resistenza totale del rover [N]
42 D=D_cb+ 6*D_a+ 3*D_e
43
44 %costruzione dei grafici a barre per la visualizzazione delle componenti
45 %della resistenza
46 x=[D, 6*D_a, 3*D_e, D_cb]; %vettore delle ...
                %componenti del D
47 xpc= [6*D_a, 3*D_e, D_cb; 0 0 0]*100/D; %vettore delle ...
                %percentuali delle componenti del D
48
49 createfigureD(x, xpc)

```

Stampa dei grafici della resistenza aerodinamica:

```

1 function createfigureD(yvector1, ymatrix1)
2 %CREATEFIGURE(YVECTOR1, YMATRIX1)
3 % YVECTOR1: bar yvector
4 % YMATRIX1: bar matrix data
5
6 % Auto-generated by MATLAB on 01-Dec-2016 09:54:22
7
8 % Create figure

```

```

9 figure1 = figure;
10
11 % Create subplot
12 subplot1 = subplot(1,2,1,'Parent',figure1);
13 hold(subplot1,'on');
14
15 % Create bar
16 bar(yvector1,'DisplayName','Cd','Parent',subplot1,'BarWidth',0.6,...
17     'BarLayout','stacked');
18
19 % Create title
20 title('componenti del drag (D)');
21
22 box(subplot1,'on');
23 % Set the remaining axes properties
24 set(subplot1,'FontSize',15,'XTick',[1 2 3 4],'XTickLabel',...
25     {'D','6*D_a','3*D_e','D_{cb}'},'YGrid','on');
26 % Create subplot
27 subplot2 = subplot(1,2,2,'Parent',figure1);
28 hold(subplot2,'on');
29
30 % Create multiple lines using matrix input to bar
31 bar1 = bar(ymatrix1,'Parent',subplot2,'BarLayout','stacked');
32 set(bar1(3),'DisplayName','D_{cb}');
33 set(bar1(2),'DisplayName','3*D_e');
34 set(bar1(1),'DisplayName','6*D_a','BarWidth',0.6);
35
36 % Create title
37 title('componenti percentuali del Drag (D)','FontSize',16.5);
38
39 % Uncomment the following line to preserve the Y-limits of the axes
40 % ylim(subplot2,[0 110]);
41 box(subplot2,'on');
42 % Set the remaining axes properties
43 set(subplot2,'XTick',[1 2],'XTickLabel',{'',''},'YGrid','on');
44 % Create legend
45 legend(subplot2,'show');

```

Codici per il calcolo della resistenza di attrito e rotolamento e per il calcolo della coppia necessaria

Calcolo della resistenza totale e della coppia necessaria:

```

1 %calcola la coppia minima (M) necessaria muovere il rover all'interno
2 %della galleria
3
4 D= 18.3954;      %resistenza aerodinamica del rover [N]
5 d=7.56e-2;      %diametro della ruota [m]
6 P=20;          %forza agente sulla ruota [N]
7 m=2;          %massa del rover [kg]
8 w=8;          %velocit angolare massima del motore [rad/s]
9 I=6.9189e-5;   %momento d'inerzia della singola ruota [kg*m^2]
10 dt=1;         %intervallo di tempo necessario ad arrivare alla ...
    velocit massima [s]
11 fad=0.8;      %coefficiente di attrito statico tra gomma e metallo

```

```

12 fv=0.035;           %coefficiente di attrito volvente gomma-asfalto
13 k=1.5;              %fattore di sicurezza applicato alla coppia
14
15
16 a=(w*d/2)/dt;      %accelerazione [m/s^2]
17
18 Ri=m*a+24*I*a/(d^2) %resistenza inerziale [N]
19
20 Pmin1=(D+Ri)/3*fad; %precarico minimo (di prima approssimazione) ...
    necessario
21
22                               %ad avere aderenza tra ruota e parete del pipe [N]
23                               %consoderando che tutta la resistenza venga
24                               %contrastata da una sola ruota
25
26 Pmin2=Pmin1*2
27
28 Rrot=fv*Pmin2
29
30 R=Rrot*6+Ri+D
31
32 Pmin=R*1.5/(3*fad) %precasrico [N] minimo ad avere aderenza tra ruote a
33                               %e parete considerando che resistenza venga ...
34                               %da 3 ruote
35
36 M_w=(R/3)*(d/2)      %coppia minima necessaria per ogni ruota ...
37                               %considerandone 3 motrici [Nm]
38
39 M1_w=M_w*100/9.81    %coppia minima necessaria per ogni ruota ...
40                               %considerandone 3 motrici [kg*cm]
41
42 M_ws=M_w*k           %coppia per ogni ruota moltiplicata per fattore di ...
43                               %sicurezza [Nm]
44
45 M1_ws=M1_w*k         %coppia per ogni ruota moltiplicata per fattore di ...
46                               %sicurezza [kg*cm]
47
48 M=R*(d/2)            %coppia minima necessaria totale [Nm]
49
50 M1=M*100/9.81       %coppia minima necessaria totale [kg*cm]
51
52 Ms=M*k               %coppia moltiplicata per fattore di sicurezza [Nm]
53
54 M1s=Ms*100/9.81     %coppia moltiplicata per fattore di sicurezza ...
55                               [kg*cm]
56
57 %costruzione dei grafici a barre per la visualizzazione delle componenti
58 %della resistenza
59
60 x=[R, D, Rrot*6, Ri];
61 xpc=[D Rrot*6 Ri; 0 0 0]*100/R
62
63 createfigureR (x, xpc)

```

Stampa dei grafici della resistenza:

```

1 function createfigureR(yvector1, ymatrix1)
2 %CREATEFIGURE(YVECTOR1, YMATRIX1)
3 % YVECTOR1: bar yvector
4 % YMATRIX1: bar matrix data
5

```

```

6 % Auto-generated by MATLAB on 01-Dec-2016 09:40:11
7
8 % Create figure
9 figure1 = figure;
10
11 % Create subplot
12 subplot1 = subplot(1,2,1,'Parent',figure1);
13 hold(subplot1,'on');
14
15 % Create bar
16 bar(yvector1,'DisplayName','Cd','Parent',subplot1,'BarWidth',0.6,...
17     'BarLayout','stacked');
18
19 % Create title
20 title('componenti della resistenza (R)');
21
22 box(subplot1,'on');
23 % Set the remaining axes properties
24 set(subplot1,'FontSize',15,'XTick',[1 2 3 4],'XTickLabel',...
25     {'R','D','6*R_{rot}','R_i'},'YGrid','on');
26 % Create subplot
27 subplot2 = subplot(1,2,2,'Parent',figure1);
28 hold(subplot2,'on');
29
30 % Create title
31 title('componenti percentuali della resistenza (R)','FontSize',16.5);
32
33 % Create multiple lines using matrix input to bar
34 bar1 = bar(ymatrix1,'Parent',subplot2,'BarLayout','stacked');
35 set(bar1(3),'DisplayName','R_i','BarWidth',0.6);
36 set(bar1(2),'DisplayName','6*R_{rot}');
37 set(bar1(1),'DisplayName','D');
38 baselinel = get(bar1(3),'BaseLine');
39 set(baselinel,'Visible','on');
40
41 % Uncomment the following line to preserve the X-limits of the axes
42 % xlim(subplot2,[0.6 2.4]);
43 box(subplot2,'on');
44 % Set the remaining axes properties
45 set(subplot2,'XTick',[1 2],'XTickLabel',{'',''},'YGrid','on');
46 % Create legend
47 legend(subplot2,'show');

```

Fornitori

StepLab

La StepLab è un'azienda che produce e distribuisce componenti per la realizzazione di piccoli prototipi. Non si occupa solo di vendere i componenti ma fornisce anche la progettazione e la programmazione dei controlli.

Per il progetto del movimentatore fornirà:

- I componenti necessari alla movimentazione e al controllo; ovvero i servocomandi, i controller dei servi, la trasmittente e il telecomando.

- I componenti necessari al montaggio delle ruote e dei servi, oltre alle ruote stesse.

Aludelta Metalli

L'Aludelta Metalli è un'azienda produttrice di semilavorati in diverse leghe metalliche. per il progetto del movimentatore fornirà i componenti in alluminio necessari alla parte strutturale del rover: il tubo del corpo centrale e i profilati rettangolari cavi per i braccetti.

Bibliografia

- [1] Catalogo Aludelta Metalli.
- [2] D. Biermann and W. H. Herrnstien, Jr. Langley. "*THE DRAG OF AIRPLANE WHEELS, WHEEL FAIRINGS AND LANDING GEARS I*", Technical Report No 485 NACA, 1934.
- [3] D. Biermann, W. H. Herrnstien, Jr. Langley. "*THE DRAG OF AIRPLANE WHEELS, WHEEL FAIRINGS AND LANDING GEARS II-nonretractable and partly retractable Landing gears*", Technical Report No 518 NACA.
- [4] G.Buresti. "*ELEMENTS OF FLUID DYNAMICS*", Imperial College Press, 2012.
- [5] G. Buresti. "BLUFF BODIES AERODYNAMICS, lecture notes", 2000.
- [6] J. Doherty, P.Ngan, J. Monty, M. Chong. "*THE DEVELOPMENT OF TURBULRNT PIPE FLOW*", 2007.
- [7] V. Di Lella. "*Analisi sperimentale di un sistema per il posizionamento e la movimentazione di sensori in galleria del vento, con applicazione al long-pipe in CICLoPE*" elaborato finale di laurea, 2015.
- [8] Dr. Gerald, M. Gregorek. "*TR-11 model rocket technical report - aerodynamic drag of model rocket*", Estes Industries.inc, 1970.
- [9] S. F. Hoerner. "*FLUID-DYNAMIC DRAG theoretical, experimental and statistical information*", 1965.
- [10] A. V. Johansson, S. Wallin. *An introduction to turbulence*, KTH Department of Mechanics, 2015.
- [11] I.Radhima. "*CICLoPE: Power factor and local pressure loss coefficients of the Long Pipe wind tunnel*", elaborato finale di laurea, 2016.
- [12] J. Roskam. "*AIRPLANE DESIGN-part 4*", 1989.
- [13] M.Sardaey. "*AIRCRAFT PERFORMANCE ANALYSIS*", VDM Verlag Dr. Müller, 2009.
- [14] Catalogo StepLab.
- [15] A.Talamelli, A.Segalini, H.Alfredsson. "*Laboratory of Aerodynamics lecture notes*".
- [16] E. Torenbeek. "*Synthesis of Subsonic Airplane*", Deft University Press, 1976.
- [17] E. Torenbeek "*ADVANCED AIRCRAFT DESIGN - Conceptual Design, Technology and Optimization of Subsonic Civil Airplanes*", John Wiley and Sons, 2013.

[18] G. Venturini. *"Anemometria a filo caldo: studio di un sistema di calibrazione per sonde a due fili con applicazione al "long pipe" in ciclope"*, elaborato finale di laurea, 2015.

Sitografia

[19] Airfoil Tools. <http://airfoiltools.com/airfoil/naca4digit>.

[20] RobotShop. <http://www.robotshop.com/en/robot-parts.html>.

[21] RobotStore. <http://www.robotstore.it/>.

[22] Steplab. <https://www.steplab.net/>.

[23] UIUC applied aerodynamics group, departement of aerospace engineering.
http://m-selig.ae.illinois.edu/ads/coord_database.html.