



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA
Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Modellazione 3D del motore Lauro della vettura Bernardi ed analisi
fluidodinamica del carburatore

Relatrice: Professoressa Cavazzini Giovanna

Laureando: Masiero Andrea 1222116

Anno Accademico 2021/2022

INDICE

SOMMARIO	4
CAPITOLO 1	5
Introduzione	5
1.1 Modello CAD 3D completo	5
1.2 Assieme cilindro-pistone	7
1.3 Sistema di distribuzione	10
1.4 Regolatore automatico di velocità	12
1.5 Accenditore	14
1.6 Carburatore	16
1.7 Apparecchio a livello costante	18
1.8 Frizione e cambio	22
1.9 Assemblaggio digitale del motore e limiti del Modello	28
CAPITOLO 2	29
Introduzione	29
2.1 Funzionamento del sistema di distribuzione	29
2.2 Parametri principali del motore	33
2.3 Legge di alzata	40
CAPITOLO 3	49
Introduzione	49
3.1 Condizioni al contorno per gli inlet	49
3.2 Condizioni al contorno per l'outlet	50
3.3 Corpo poroso	54
3.4 Setup e avvio dell'analisi	56

CAPITOLO 4	61
4.1 Analisi dei risultati.....	61
4.2 Analisi del rapporto di dosatura	75
CONCLUSIONI.....	82
APPENDICE A.....	83
APPENDICE B	106
APPENDICE C	109
BIBLIOGRAFIA.....	117

SOMMARIO

L'oggetto di questo lavoro è la ricostruzione tridimensionale e l'analisi di un motore modello 1.5 HP della serie Lauro per trazione stradale progettato dal Professor Enrico Bernardi e realizzato alla fine del XIX secolo.

Nella prima parte del lavoro viene ricostruito il modello digitale completo del motore e ne vengono analizzati i vari componenti e meccanismi che determinano il funzionamento dello stesso, soffermandosi maggiormente sull'aspetto cinematico. La ricostruzione dei movimenti e l'illustrazione del generale funzionamento è accompagnata da immagini, ricavate direttamente dal modello CAD tridimensionale del motore, le quali dovrebbero aiutare a semplificare la comprensione e conferire maggiore chiarezza al testo. I disegni digitali dei vari componenti del motore sono stati realizzati basandosi sugli schizzi del Professor Bernardi e dall'osservazione diretta del motore stesso.

L'ordine di presentazione e di raggruppamento dei vari meccanismi nelle seguenti pagine non segue strettamente la distinzione tradizionale degli organi di un motore ma segue più il flusso logico e organizzativo della ricostruzione digitale degli stessi.

Nel secondo capitolo viene analizzato nel dettaglio il sistema di distribuzione e vengono calcolati i parametri principali che descrivono il comportamento del motore. Infine, viene ricostruita la legge di alzata della valvola di aspirazione in modo numerico.

Nel terzo capitolo l'attenzione viene posta sul funzionamento del carburatore. In particolare, grazie all'ausilio Ansys Fluent, viene effettuata un'analisi fluidodinamica di tipo qualitativo sui flussi del carburatore durante la fase di aspirazione del motore. È quindi possibile osservare come si forma la miscela all'interno del carburatore, come variano le portate di combustibile e aria e capire gli andamenti di velocità e pressione all'interno dello stesso.

CAPITOLO 1

Introduzione

Il Professor Enrico Bernardi, nato a Verona nel 1841, è stato un esponente d'avanguardia delle automobili con motore a scoppio. Si laurea in matematica presso l'Università di Padova dove, dopo un periodo di studi e di lavoro come assistente, ottiene la cattedra in macchine idrauliche e agricole. Bernardi prima idea e brevetta un motore a combustione interna per piccoli usi industriali, e poi costruisce il primo prototipo di automobile con motore a scoppio alimentato a benzina che presenterà all'esposizione internazionale di Torino nel 1884.

Il motore preso in esame in questo lavoro è quello appartenente alla vettura personale del Professor Bernardi, motore monocilindrico a quattro tempi con potenza effettiva di circa 1.5 CV e cilindrata 770 cm³. Ad oggi la vettura completa è custodita presso il museo a lui dedicato all'interno dell'Università degli studi di Padova.

Nel corso dei vari anni il motore è stato analizzato in tutti i suoi componenti e ne sono stati realizzati i modelli tridimensionali delle singole parti (si vedano i lavori riportati in bibliografia [2], [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11]). Nel corso di questo lavoro sono stati raccolti e revisionati tutti i file in modo da realizzare un modello CAD che ne raccogliesse tutte le parti e che ne replicasse, nei limiti delle possibilità del software, tutti i movimenti nel modo più fedele possibile.

1.1 Modello CAD 3D completo

I vari componenti virtuali del motore sono stati realizzati usando il software SolidWorks. Nel modello principale si possono distinguere sette sotto modelli che costituiscono l'assieme completo. Nelle figure sottostanti, contrassegnati numericamente, è possibile distinguere i sette sotto sistemi (Figura 1 e Figura 2).

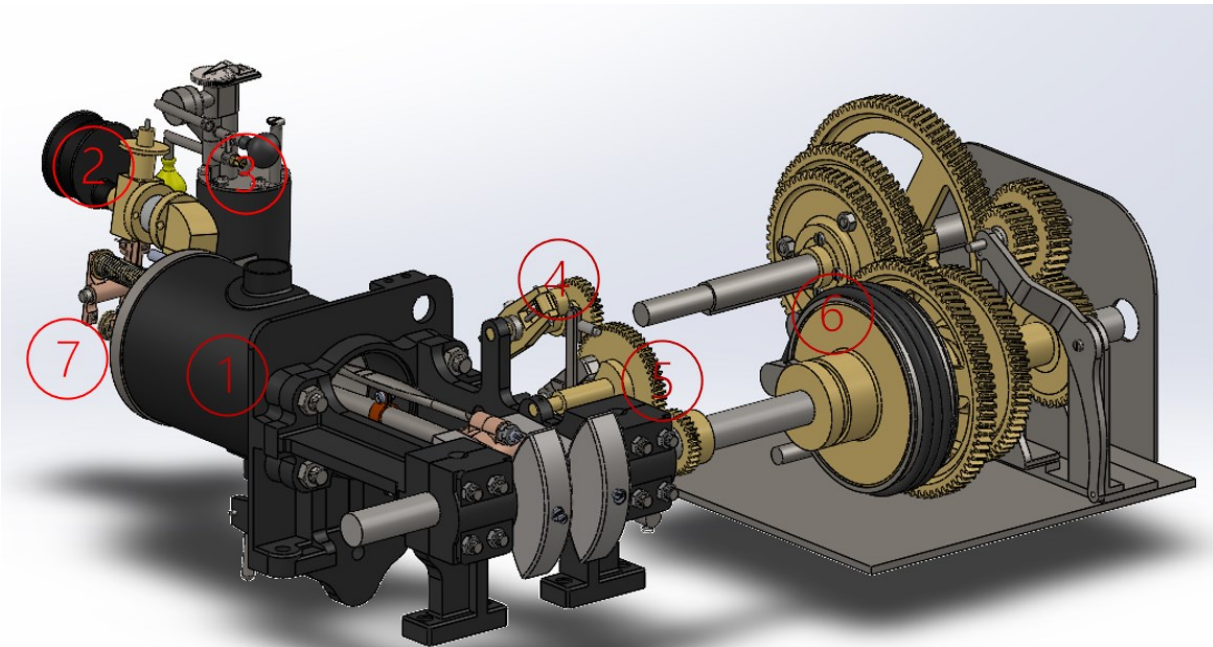


Figura 1: Vista complessiva del modello tridimensionale del motore

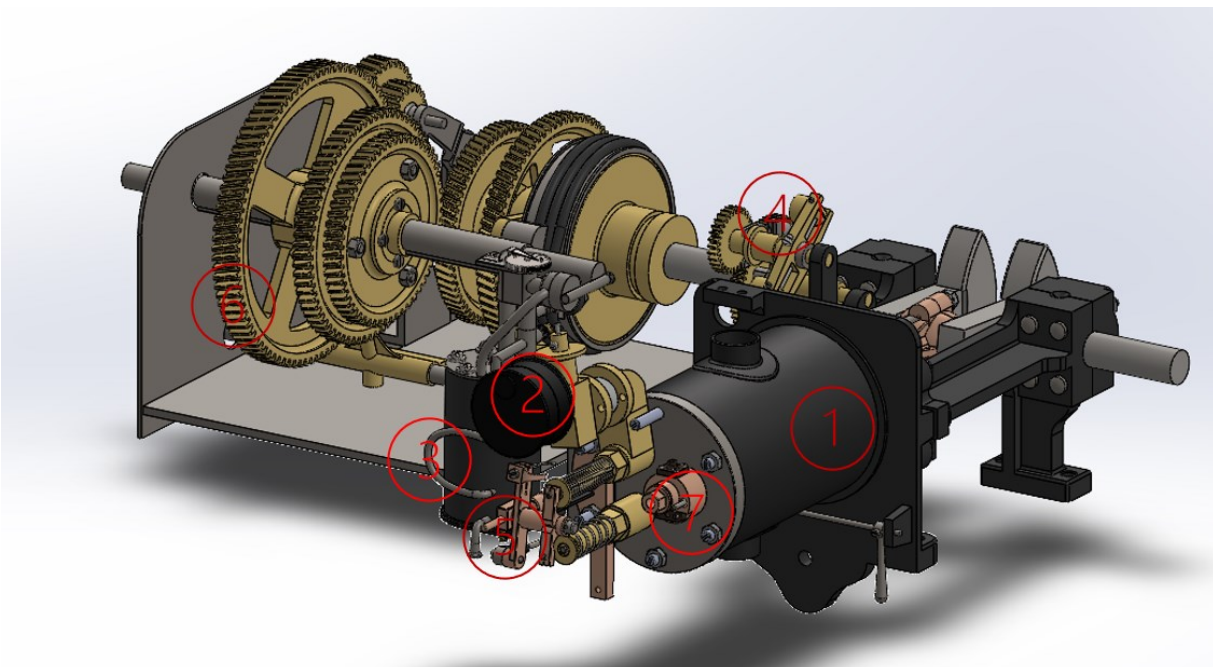


Figura 2: Vista completa del modello tridimensionale del motore (angolazione diversa da figura 1)

Da Figura 1 e Figura 2 si può individuare il corpo principale del motore costituito dal sotto assieme cilindro-pistone (1) e relativi organi complementari. Il secondo sotto assieme (2) è composto dal carburatore il quale provvede a fornire la miscela aria-benzina alla camera di combustione. Al numero (3) si nota l'apparecchio a livello costante che serve ad alimentare l'accenditore e mantenere costante il livello di benzina per l'alimentazione del cilindro. L'accenditore (7) è l'organo che permette l'avviamento della combustione nel cilindro. Si può

poi vedere parte del regolatore automatico di velocità (4) e il sistema di distribuzione (5). Infine, è presente, anche se non strettamente necessario per il funzionamento del motore in quanto tale ma per la sua applicazione nella trazione stradale, il sottosistema cambio-frizione (6). Nei paragrafi seguenti verrà illustrato e analizzato nel dettaglio il funzionamento dei singoli sotto assiemi in modo da avere un quadro chiaro e completo del funzionamento globale del motore.

1.2 Assieme cilindro-pistone

L'energia necessaria a muovere il motore viene prodotta all'interno della camera di combustione bruciando una miscela di aria e vapori di benzina. La camera di combustione è ricavata dentro al cilindro e lo scambio di fluidi al suo interno è permesso dalla presenza di due valvole a fungo posizionate in testa al cilindro come illustrato in Figura 3.

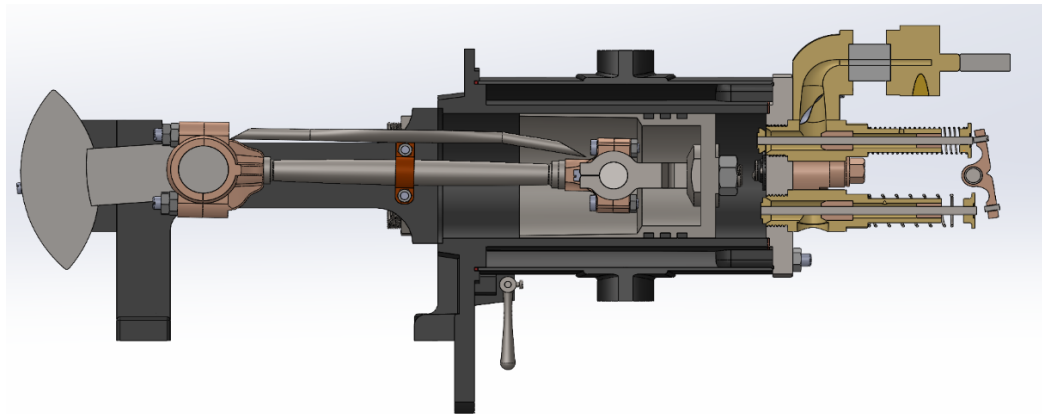


Figura 3: Spaccato assieme cilindro-pistone

Nello specifico, in Figura 3 si distinguono la valvola di alimentazione, leggermente aperta, e la valvola di scarico che invece si trova in posizione di completa chiusura. Le valvole sono di tipo a fungo con testa in ottone e fusto in acciaio. Le due valvole sono molto simili, ma distinguibili da alcuni elementi differenti. Il primo è la molla elicoidale ad esse associata. Infatti, la molla della valvola di aspirazione ha un diametro del filo più sottile rispetto a quella della molla della valvola di scarico e molti più avvolgimenti facendola risultare meno resistente. Questo perché, nella valvola di aspirazione la molla ha solo la funzione di riportare la testa della valvola in sede, mentre sulla valvola di scarico deve essere assicurata la tenuta in posizione di chiusura durante la fase di aspirazione. Secondo elemento di differenziazione è la lavorazione fatta alla testa delle valvole necessaria per rendere più leggera, e quindi meno soggetta a forze inerziali, la valvola di aspirazione (dettaglio non facilmente distinguibile dal disegno). Inoltre, le due valvole scorrono all'interno di un corpo valvola in ottone che non solo guida lo stelo delle

valvole, ma realizza anche la connessione tra cilindro e apparati adiacenti. Il corpo valvola di aspirazione connette il cilindro con il carburatore, permettendo l'ingresso di carica fresca, mentre quello della valvola di scarico connette il cilindro con il collettore di scarico, guidando il fluido combusto verso l'esterno.

Lo spazio minimo presente tra il bordo inferiore della testa del cilindro e la parte superiore della testa del pistone rappresenta il volume della camera di combustione. Il cilindro, realizzato in ghisa, viene raffreddato tramite un ricircolo d'acqua, la quale scorre in una cavità compresa tra il corpo esterno del cilindro e una lamiera di ferro (Figura 4). La tenuta del fluido refrigerante è garantita dalla presenza di guarnizioni realizzate su misura.

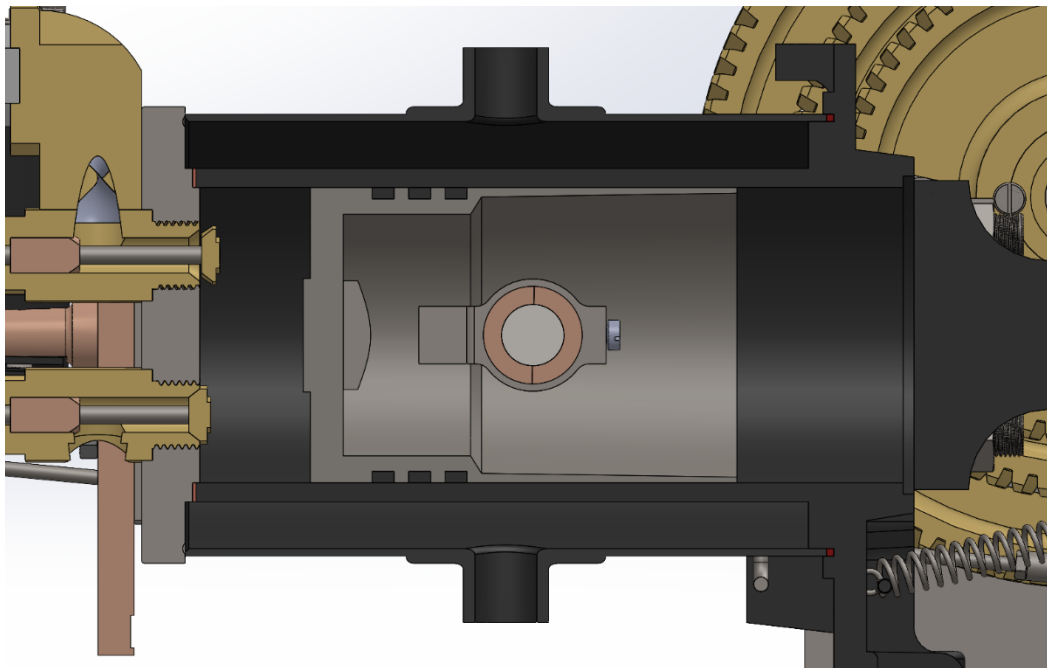


Figura 4: Sezione laterale del cilindro. Si può notare la cavità attorno al cilindro per lo scorrimento dell'acqua di raffreddamento con i punti di accesso e uscita. Si può notare anche la posizione di una guarnizione di tenuta, identificabile dai due punti rossi che ne rappresentano la sezione.

Lo stantuffo che scorre all'interno del cilindro è realizzato con un unico pezzo di ghisa. Esso ha una testa piana e ospita tre scanalature per gli anelli di tenuta, realizzati in ottone. Il moto del pistone viene trasmesso all'albero motore tramite una biella. Quest'ultima è collegata allo stantuffo attraverso un'articolazione cilindrica a forcella realizzata in acciaio. La biella stessa è realizzata in acciaio ma la testa e il piede sono costruiti in bronzo. Inoltre, nella parte circolare, sia del piede che della biella, è realizzato un taglio sul piano meridiano del cerchio utile per due ragioni: la prima è quella delle necessità costruttive (sarebbe altrimenti impossibile fissarla alle due estremità) e la seconda è quella di poter aggiustare i giochi che si formano nel tempo a causa del normale funzionamento del motore. La chiusura di testa e piede è garantita tramite

due viti. In Figura 5 si può vedere la biella nella sua interezza, sulla quale è anche fissata una canalina per permettere il passaggio dell'olio lubrificante fino alle estremità.

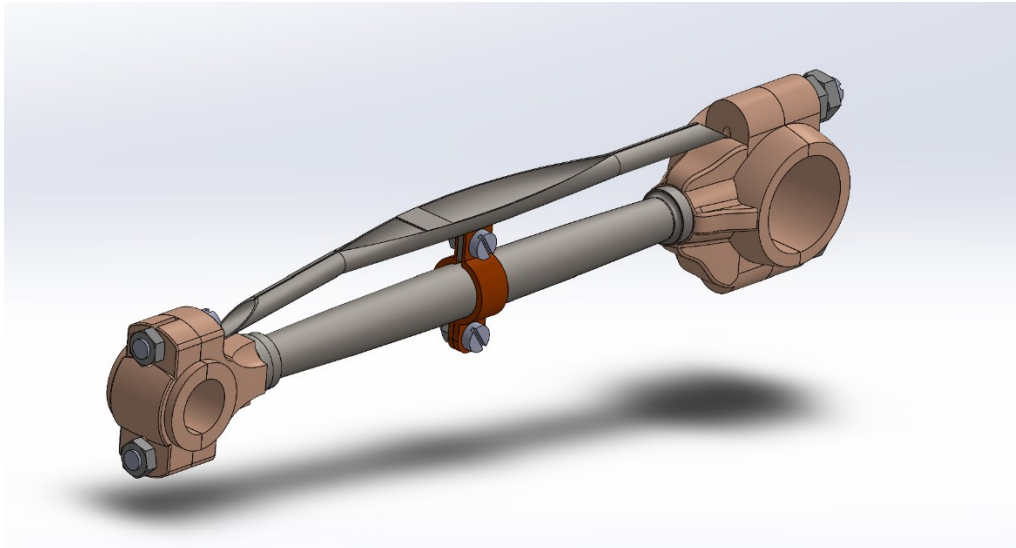


Figura 5: Vista tridimensionale della biella

L'ultimo elemento di questo gruppo è l'albero motore. Sulla zona di attacco della biella l'albero è sagomato a gomito e sono presenti due masse inserite come contrappesi. Esse hanno una triplice funzione: la prima, quella di favorire il moto nella fase di avvio; la seconda, quella di permettere un moto regolare anche ai bassi regimi; la terza, quella di mantenere il moto nelle fasi d'intervento del regolatore automatico di velocità. Collegati all'albero motore ci sono: il regolatore automatico di velocità, il sistema di distribuzione e nell'estremità più lontana, è ricavata la sede di una linguetta che permette di agganciare l'albero motore al sistema frizione-cambio. Di seguito la vista tridimensionale dell'albero motore (Figura 6).

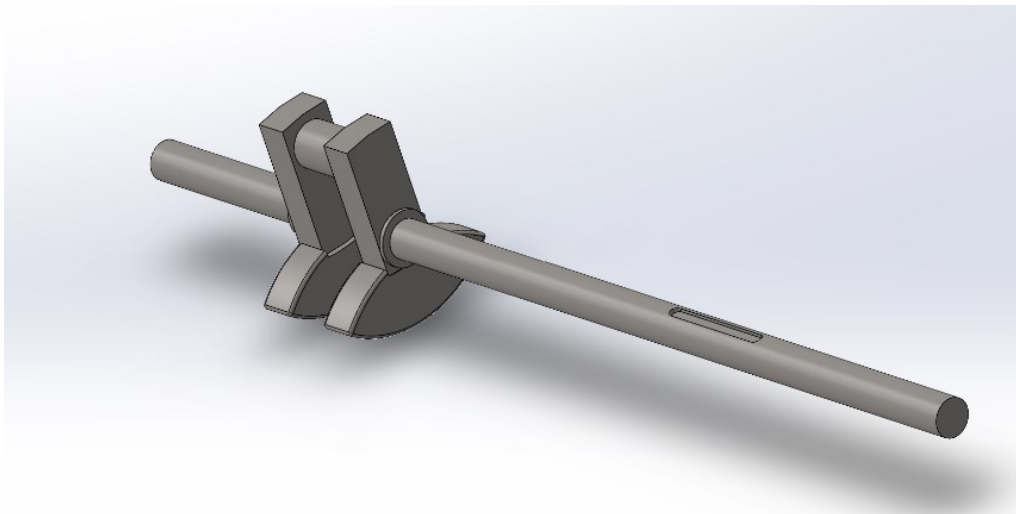


Figura 6: Vista dell'albero motore

1.3 Sistema di distribuzione

Il sistema di distribuzione è mosso e regolato da due ruote dentate, una fissata direttamente all'albero motore tramite una vite a pressione, e una seconda fissata ad un albero secondario. Le due ruote hanno un rapporto di trasmissione pari a due e ciò permette alla seconda ruota, di ruotare con una velocità esattamente pari alla metà di quella fissata all'albero motore. Inoltre, la ruota fissata all'albero secondario ospita una camma ricavata su una delle sue facce laterali (Figura 7).

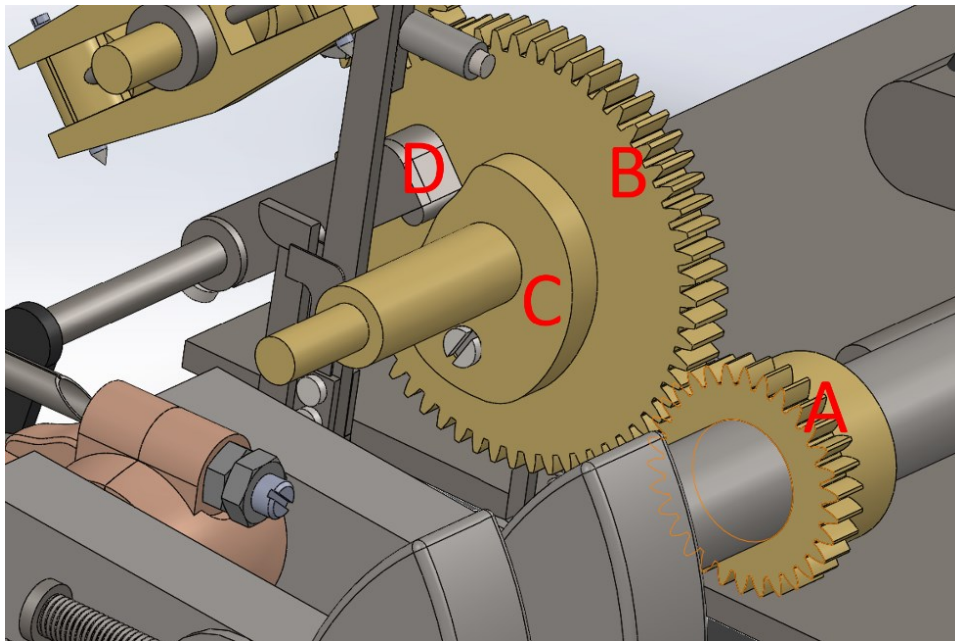


Figura 7: Parte del sistema di distribuzione: ruota dentata sull'albero (A), ruota dentata con camma (B), camma (C), rullo (D)

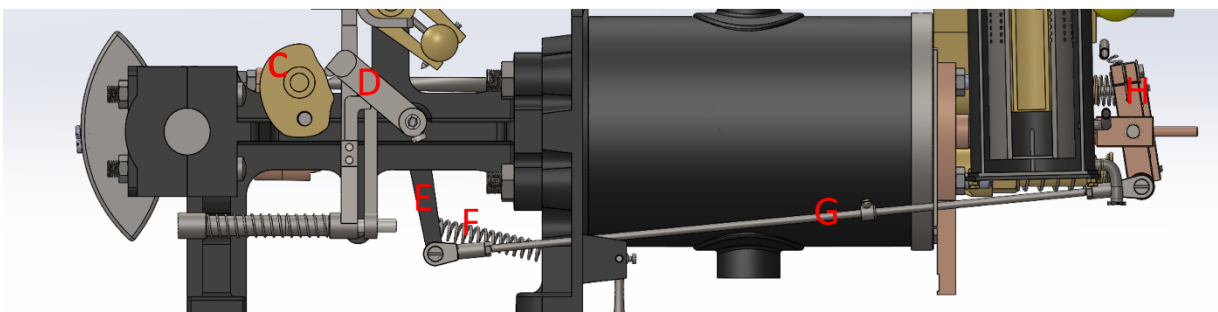


Figura 8: Spaccato del motore in cui si possono apprezzare i vari elementi del sistema di distribuzione: camma (C), rullo (D), bilanciere 2 (E), molla (F), asta (G), bilanciere comando valvole (H)

Vista l'importanza di questo sottosistema all'interno di questo lavoro, il funzionamento dettagliato della distribuzione viene approfondito in seguito nel paragrafo 2.1. Sostanzialmente, tramite un sistema di asta e bilancieri il moto rotatorio dell'albero motore

viene trasformato in un moto oscillante del bilanciere H (Figura 8) che premendo alternativamente sugli steli delle valvole ne determina l'apertura e la chiusura.

È inoltre presente una leva che permette di arrestare il motore e per questo denominata leva di arresto (Figura 9). Essa, in posizione neutra non ha alcun effetto, ma quando la si solleva, tramite una piccola asticella che ne trasforma il moto rotatorio in traslante, sposta l'asta del sistema di distribuzione facendo venire meno il contatto tra rullo e camma. Le valvole restano così bloccate, quella di aspirazione chiusa e quella di scarico aperta, in modo tale da impedire la combustione nel cilindro.

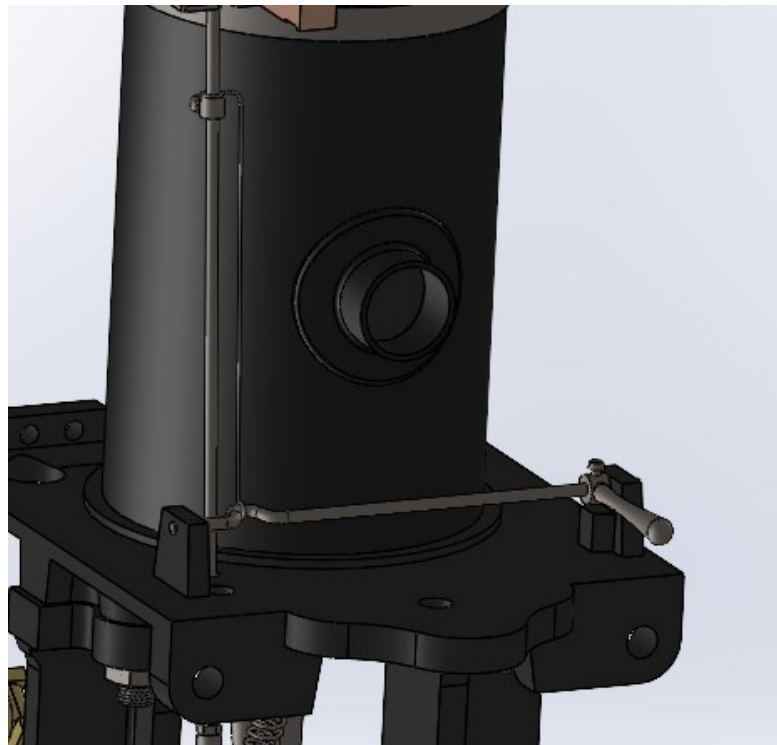


Figura 9: Primo piano della leva di arresto

1.4 Regolatore automatico di velocità

All'interno del sistema di distribuzione si dovrebbe includere anche il regolatore automatico di velocità. Esso è un organo che non interviene in ogni ciclo motore, ma agisce a brevi intervalli sfruttando la forza centrifuga (motivo per il quale è anche detto regolatore centrifugo, classificato tra i sistemi di regolazione di massima o di sicurezza) per evitare che il motore superi un numero massimo di rotazioni al minuto assicurando che funzioni sempre entro un adeguato regime di rotazione.

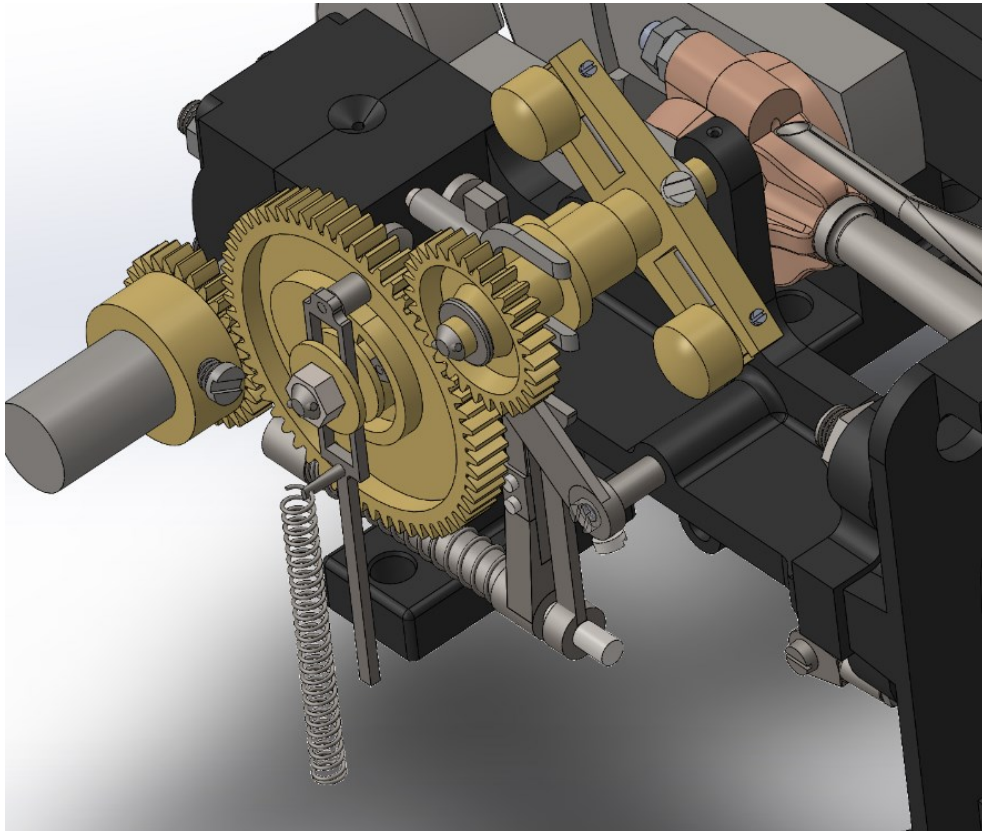


Figura 10: vista tridimensionale del regolatore di velocità che si integra con tutto il sistema di distribuzione

Come si vede in Figura 10 il regolatore di velocità è messo in rotazione dalla ruota dentata contenente la camma, facendo sì che il mozzo e le due masse ruotino alla stessa velocità dell'albero motore. Quando il motore eccede dal regime di rotazione massimo, per effetto centrifugo, le due masse del regolatore ruotano verso l'esterno generando una spinta assiale sulla forcella che viene spostata verso la ruota dentata. La forcella, a sua volta, muove un'asta dotata di un dentino. Il dentino va quindi a inserirsi sotto il braccio del rullo facendo venire meno il contatto tra camma e rullo. Di conseguenza, le valvole si bloccano in una posizione fissa, ovvero, valvola di aspirazione rimane completamente chiusa mentre quella di scarico si

ferma in una posizione di totale apertura. In questo modo non si compiono più cicli di combustione e il motore inizia a rallentare. Una volta che l'albero motore torna all'interno del regime di rotazione ideale, la forza centrifuga diminuisce al punto tale che la molla torsionale posta in basso riporti la forcella nella posizione iniziale e, in questo modo, il motore può riprendere il suo normale ciclo di funzionamento. Questo sistema è particolarmente adatto al funzionamento su un motore mobile in quanto le vibrazioni e gli spostamenti non influiscono sul suo corretto funzionamento. In Figura 11 e Figura 12 si possono apprezzare altri due punti di vista del meccanismo del regolatore centrifugo.

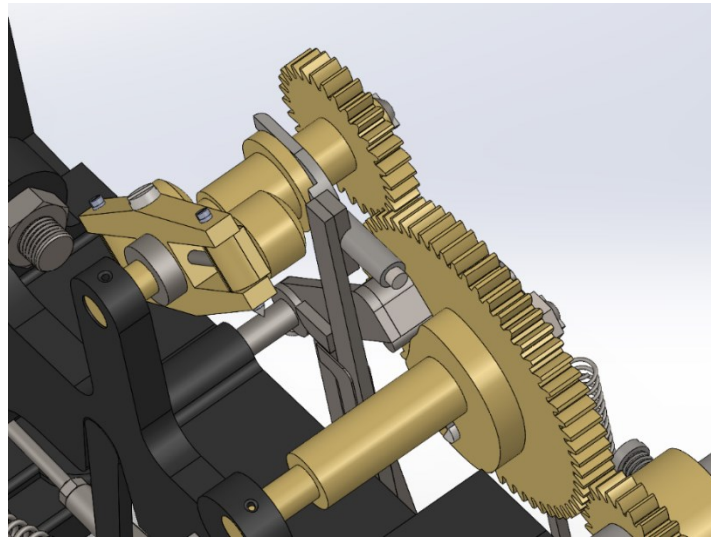


Figura 11: Vista del sistema di regolazione centrifugo, qui si può vedere la forcella e l'asta ad essa collegata

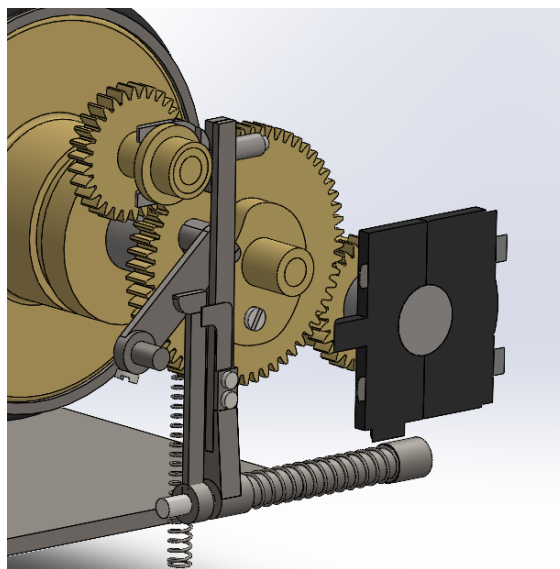


Figura 12: Vista lato cilindro del regolatore centrifugo dove è illustrato il dentino che può inserirsi sotto al rullo

1.5 Accenditore

Oggi giorno, nella maggior parte dei motori alimentati a benzina, l'avvio della combustione è garantito dalla presenza di una candela, che al momento opportuno scocca una scintilla infiammando la miscela di aria e benzina. All'epoca di Bernardi però, non c'erano ancora sufficienti competenze di elettronica e nemmeno un adeguato sviluppo dei materiali per realizzare una candela, per cui, l'avvio della combustione avveniva tramite una fiammella. L'elemento principe dell'accenditore è la retina di platino presente al suo interno. Essa ha due particolari proprietà: la prima, tipica del platino, è quella di essere un catalizzatore e in questo caso capace di diventare incandescente al passaggio di una miscela di gas infiammabili; la seconda, invece, è la capacità di incendiare la miscela di gas compressa tramite il semplice contatto una volta che il metallo ha raggiunto una temperatura minima. La forma e la composizione ideale di questa retina è stata trovata da Bernardi in seguito a numerosi studi e tentativi che lo hanno condotto a dedurre che la geometria ideale fosse composta da una retina rettangolare e una romboidale di tessiture diverse, entrambe in platino, una sovrapposta all'altra e cucite insieme. La retina è tenuta in loco da un berretto di caolino modellato su misura. Dopo la retina in platino c'è un piccolo spazio, denominato forno, dove si innesca la fiamma generata dall'accenditore. La comunicazione con l'interno del cilindro è regolata dall'otturatore, il quale, mosso sfruttando il sistema di distribuzione, permette alla fiamma di entrare solamente alla fine della fase di compressione. Infine, è presente un tappo svitabile, il quale è necessario per l'avviamento del sistema. Nella Figura 13 si può vedere una sezione dell'accenditore con indicati i principali componenti.

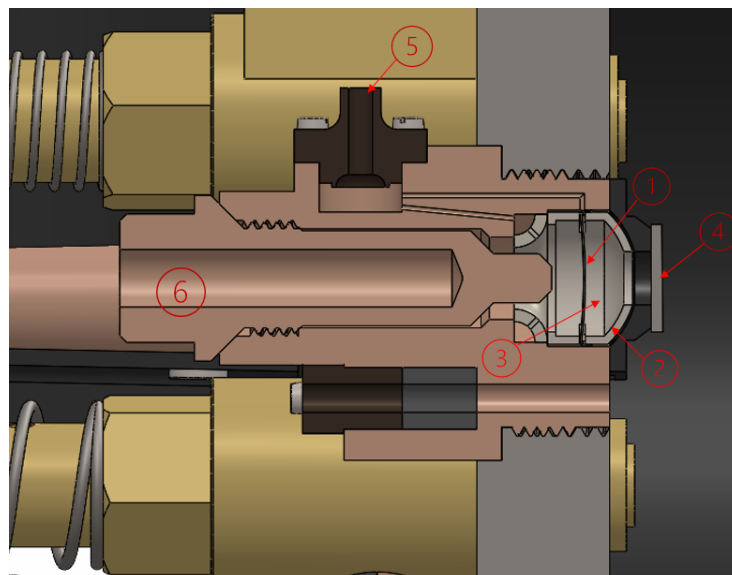


Figura 13: retina in platino (1), berretto in caolino (2), forno (3), otturatore in posizione di chiusura (4), ingresso miscela carburata (5) e tappo (6)

Affinché la retina possa generare la fiamma, essa deve essere mantenuta a una temperatura corretta. È necessario, quindi, portare la retina almeno alla temperatura minima durante la fase di avviamento e poi mantenerla per tutti gli scenari di funzionamento del motore.

In fase di avvio il passaggio della miscela carburata viene forzato con l'uso di una pera in gomma presente sull'apparecchio a livello costante. Essa viene sollecitata manualmente creando una depressione, quando la pera viene rilasciata, durante la quale si forma la miscela carburata e una fase di compressione con la quale si spinge la miscela all'interno dell'accenditore. La miscela viene quindi incendiata dall'esterno, attraverso l'apposito tappo, generando il calore necessario per portare la retina a temperatura. L'uso della pera è necessario finché il motore non ha compiuto i primi cicli.

A regime invece, la temperatura della retina viene autosostenuta dal funzionamento del motore stesso.

Infatti, durante la fase di aspirazione la depressione generata dal movimento dello stantuffo richiama la miscela carburata all'interno dell'accenditore. Questo è possibile perché cilindro e forno sono sempre in comunicazione tra di loro grazie a delle piccole scanalature praticate vicino all'otturatore. Nella fase compressione invece parte della carica presente all'interno del cilindro viene forzata all'interno dell'accenditore, ed essendo compressa, inizia a bruciare trasmettendo la fiamma alla camera di combustione una volta che l'otturatore è aperto (Figura 14).

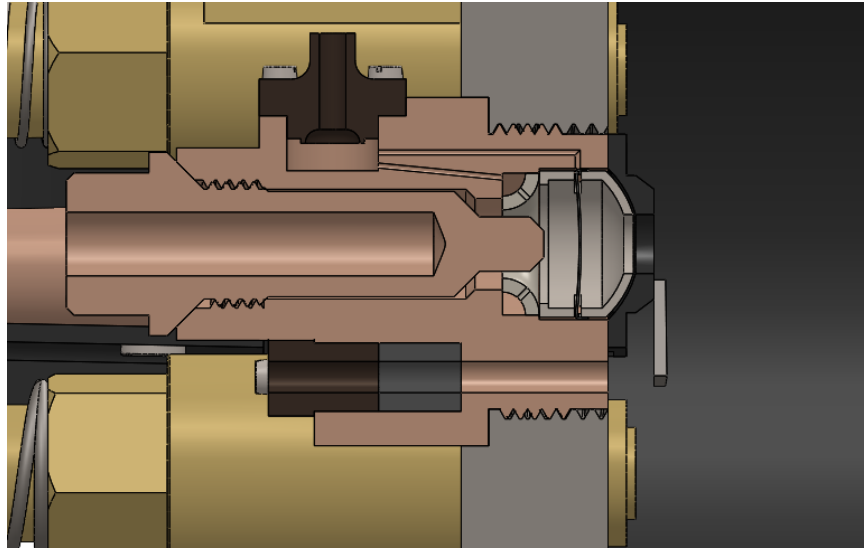


Figura 14: Sezione dell'accenditore con otturatore aperto.

Nelle altre due fasi del ciclo motore la retina non viene alimentata ma la sua temperatura resta sufficientemente elevata da permetterne il funzionamento.

Altro scenario di utilizzo si crea quando interviene il regolatore automatico di velocità. In questo caso, l'unica fase in cui la retina viene alimentata è quella di aspirazione, infatti, il movimento del pistone continua lo stesso (anche se le valvole sono bloccate nella loro posizione) creando depressione del motore e richiamando una piccola portata di miscela carburata. Anche in questo caso la retina non scende mai al di sotto di una temperatura minima, permettendo di ritornare al normale funzionamento una volta che il regolatore centrifugo termina la sua azione.

1.6 Carburatore

Il motore in esame funziona bruciando una miscela di aria e vapori di benzina. Questa miscela è prodotta all'interno del carburatore, il quale ha anche la funzione di guidarla all'interno del cilindro attraverso la valvola di aspirazione. In questo caso, attraverso il carburatore, si può anche effettuare una lieve regolazione della potenza. Il funzionamento di questo organo è molto semplice ed è attivato dalla depressione che lo stantuffo genera all'interno del condotto (1)-(3) (Figura 15). L'aria entra dal condotto principale dalla zona (1) attraverso un filtro (11) e subisce un'accelerazione passando per il convergente (2), creando così una depressione localizzata. Nel mentre, una piccola dose di benzina, richiamata dalla bassa pressione, arriva dall'apparecchio a livello costante tramite un tubicino che termina nel condotto (8). In questo tratto, il getto di benzina, si scontra contro delle piccole scanalature (7) ricavate sulla punta dello spillo (5), spezzandosi in tante piccole goccioline e raggiungendo, passando per lo

spruzzatore (10), il flusso d'aria nel condotto principale. Per aiutare la polverizzazione della benzina e la miscelazione con l'aria è presente una retina di metallo (4) prima della curvatura del condotto. Alla fine del condotto, dopo la curvatura dello stesso, è presente una lamierina modellata in forma elicoidale (9). Essa è presente nei disegni e negli schizzi originali di Bernardi, ma non è effettivamente presente nel carburatore in esame. Probabilmente, questa geometria aggiuntiva era stata ideata per agevolare la diffusione del fluido all'interno del cilindro e aiutare la combustione, ma nella pratica favoriva la condensazione della benzina e, in combinazione con la decelerazione imposta dalla curvatura, finiva per essere ricoperta da un film di liquido. Si suppone quindi che per queste ragioni sia stata rimossa dal modello funzionante del carburatore.

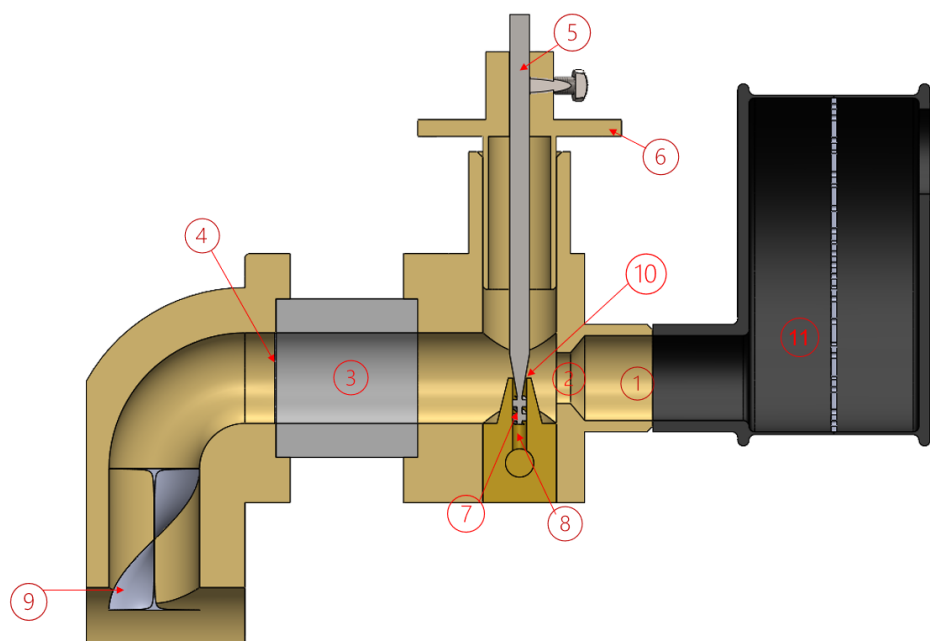


Figura 15: Sezione del carburatore

Come detto in precedenza, tramite il carburatore, è possibile effettuare una minima regolazione di potenza. Tramite il regolatore (6), che non è altro che un tappo al quale è fissato lo spillo, è possibile variare la sezione anulare dello spruzzatore, cambiando la posizione verticale dello spillo. In questo modo viene modificato il rapporto di dosatura e, bruciano più o meno combustibile, si genera maggiore o minore potenza. Sostanzialmente è un modo per regolare la potenza del motore in modo costante durante tutto il funzionamento dello stesso. Inoltre, questa regolazione è fattibile per intervalli molto limitati, infatti, il combustibile può tollerare un rapporto di dosatura minimo e un massimo, oltre i quali la combustione non è più efficiente o addirittura sostenibile. In Figura 16 è possibile apprezzare una sezione del carburatore dalla quale è possibile vedere la retina all'interno dello stesso.

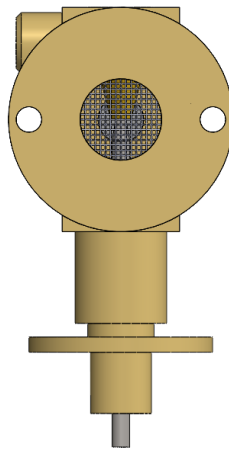


Figura 16: Sezione del carburatore in corrispondenza della retina

1.7 Apparecchio a livello costante

Oltre al carburatore, l'apparato di alimentazione del motore si compone anche dell'apparecchio a livello costante. Esso è un organo del motore che ha due funzioni principali: la prima è quella di mantenere un livello costante di benzina affinché accenditore e carburatore possano sempre essere alimentati in modo continuo e la seconda è quella di preparare la miscela aria e vapori di benzina per l'accenditore, sia in fase di avviamento sia durante il funzionamento a regime.

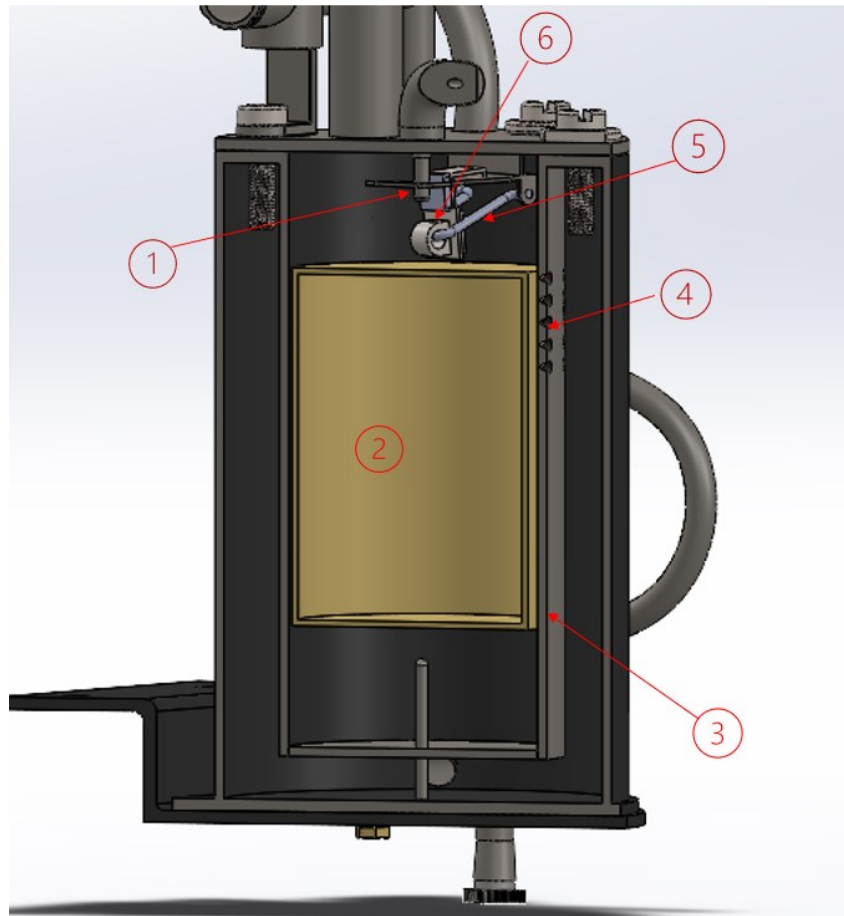


Figura 17: Sezione dell'apparecchio a livello costante incentrata sulla zona del serbatoio e del galleggiante

Per illustrare come l'apparecchio a livello costante mantenga il giusto livello di benzina si fa riferimento alla Figura 17. La benzina arriva dal serbatoio principale attraverso l'ugello (1) e fluisce nel serbatoio dell'apparecchio a livello costante. Qui si trova un galleggiante (2) il quale sale man mano che la benzina occupa il serbatoio. Esso scorre seguendo la guida (3) inserita per evitare che il movimento del galleggiante sia disturbato da urti e scuotimenti. Sopra il galleggiante, fissata alla parete superiore del serbatoio, è presente una piastrina (5) che si può muovere solamente ruotando facendo perno attorno al suo punto di fissaggio. Quando il galleggiante sale a tal punto da far muovere la piastrina, la punta di quest'ultima (6) adeguatamente modellata, si appoggia all'ugello (1) e blocca il flusso di carburante. Allo scendere del livello di benzina, il galleggiante permette alla piastrina di abbassarsi facendo ricominciare il flusso del fluido. Sulla guida del galleggiante sono presenti dei fori (4) che permettono al fluido di passarle attraverso e raggiungere la zona periferica del serbatoio.

Come prima accennato, questo serbatoio serve da accumulo anche per l'alimentazione del carburatore e nella Figura 18 si può vedere il tubicino che collega carburatore e apparecchio a livello costante:

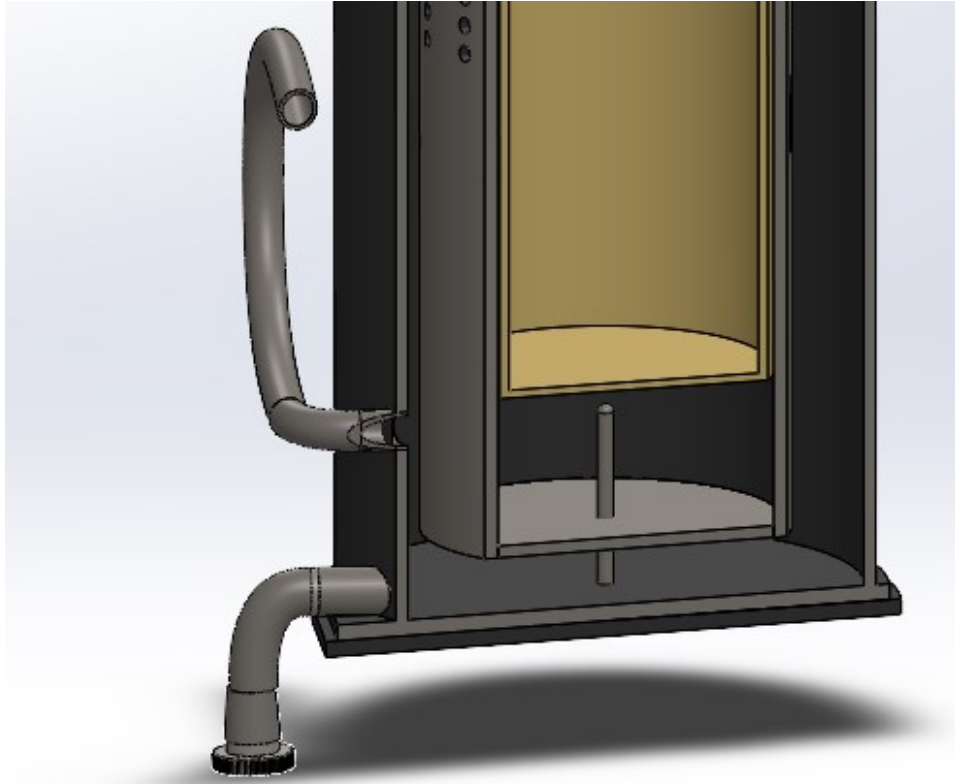


Figura 18: Dettaglio del condotto che porta la benzina dall'apparecchio a livello costante al carburatore

La seconda funzione dell'apparecchio a livello costante è quella di preparare la miscela con cui alimentare l'accenditore. L'unica differenza di funzionamento presente tra le fasi di avvio e quelle a regime è che nel primo caso la depressione e la compressione che fanno muovere i fluidi sono causati manualmente agendo sulla pera in gomma (3) (Figura 19), mentre a regime sono causate dal pistone. La fase di depressione richiama dei vapori di benzina attraverso il condotto (1), i quali passano prima per la corona forata della guida del galleggiante e poi risalgono mescolandosi in una prima fase con l'aria. La portata d'aria, richiamata anch'essa dalla depressione, entra nell'apparecchio attraverso un filtro (2) e raggiunge la portata di vapori di benzina del condotto (4). Qui avviene la miscelazione completa aria-benzina e, passando per le valvole unidirezionali (5), la miscela raggiunge o la pera o si dirige direttamente all'accenditore a seconda di dove viene generata la depressione. La fase di compressione serve per spingere la miscela attraverso la retina dell'accenditore.

Nel condotto (4) è presente la fessura che fa entrare l'aria. Quest'ultima è regolabile agendo sul registro di forma circolare esterno posto immediatamente sopra al condotto. In questo modo è possibile decidere e regolare il rapporto di dosatura entro un limitato range.

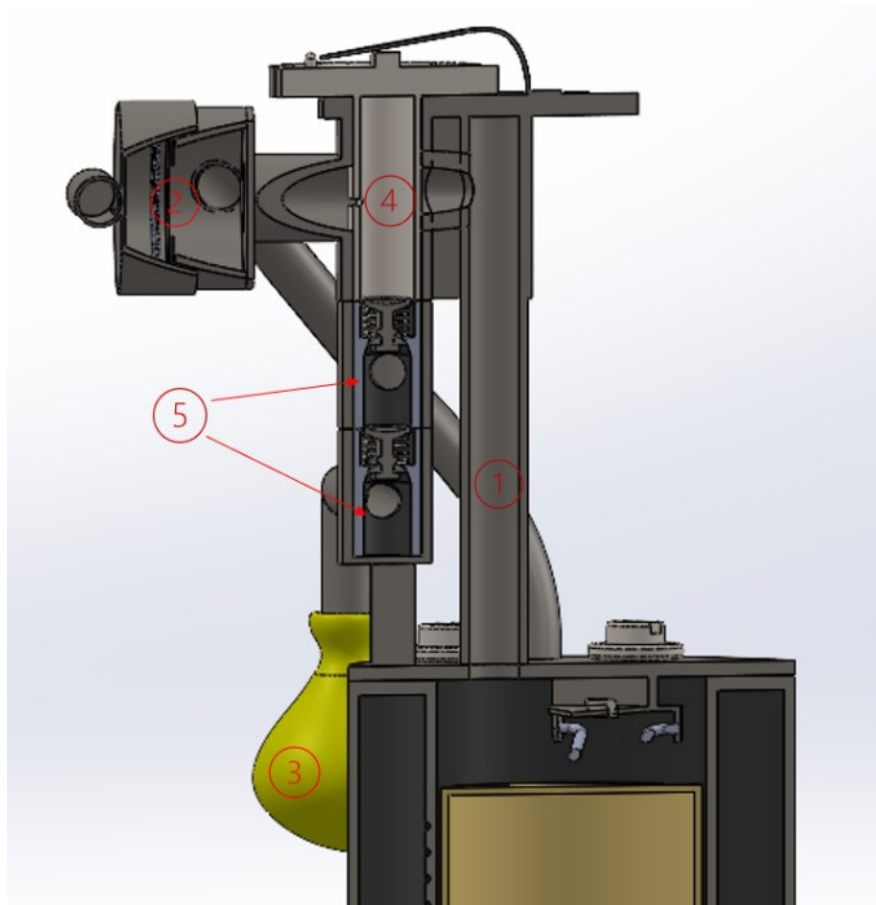


Figura 19: Sezione dell'apparecchio a livello costante che mostra gli organi che preparano la miscela per l'accenditore

1.8 Frizione e cambio

Il motore Lauro è stato ideato per la trazione stradale. È noto però, che di per sé i motori a combustione interna hanno una curva di funzionamento che non si adatta bene alla locomozione su strada in quanto la coppia resistente applicata agli pneumatici è molto variabile. Ciò implica che il motore debba variare il suo regime di rotazione in un range troppo ampio che potrebbe, per esempio, scendere al di sotto del regime minimo richiesto per l'esercizio del motore. Per cui, fin da subito, Bernardi ha accoppiato al suo motore un cambio a tre marcie per l'avanzamento più una per l'inversione di marcia in modo da poter adeguare al meglio la velocità del suo motore per l'utilizzo su un veicolo (Figura 20). Il cambio è formato da un totale di 8 ruote dentate, di cui 3 direttamente mosse dall'albero motore e per cui dette anche motrici, altre 3 montate su un secondo albero e quindi condotte e le ultime due che entrano in funzione solo per l'inversione di marcia. Per permettere l'ingranamento delle varie marce è presente una frizione conica fissata all'albero motore tramite una linguetta e che permette la rotazione libera delle ruote motrici quando è aperta, mentre chiudendosi sincronizza la rotazione del motore a quella degli ingranaggi rendendo tutto il sistema solidale. Infine, le tre ruote condotte hanno la possibilità di muoversi assialmente in modo da potersi ingranare con le rispettive ruote motrici. Di seguito viene illustrato il funzionamento della frizione e le varie configurazioni che il cambio può assumere.

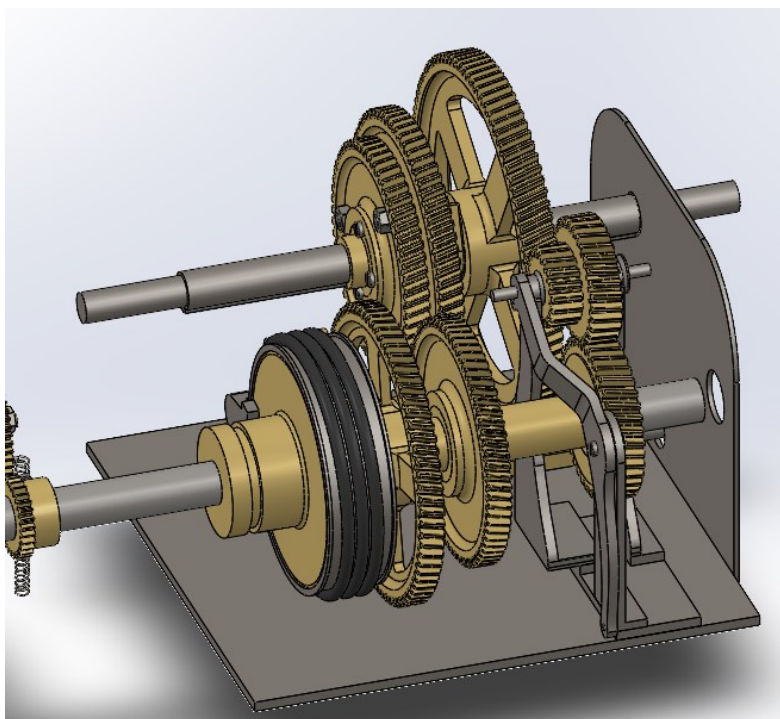


Figura 20: Vista tridimensionale del cambio della vettura Bernardi

La frizione del cambio della vettura di Bernardi è di tipo conico con corda. In Figura 21 è possibile osservare il tamburo (rappresentato in grigio), avvolto dalla corda, staccato dal cono (rappresentato in giallo). In questa posizione la frizione è aperta e le ruote motrici sono libere di ruotare ad un regime di rotazione diverso da quello dell'albero motore ed in particolare rallentano la rotazione favorendo l'inserimento della marcia.

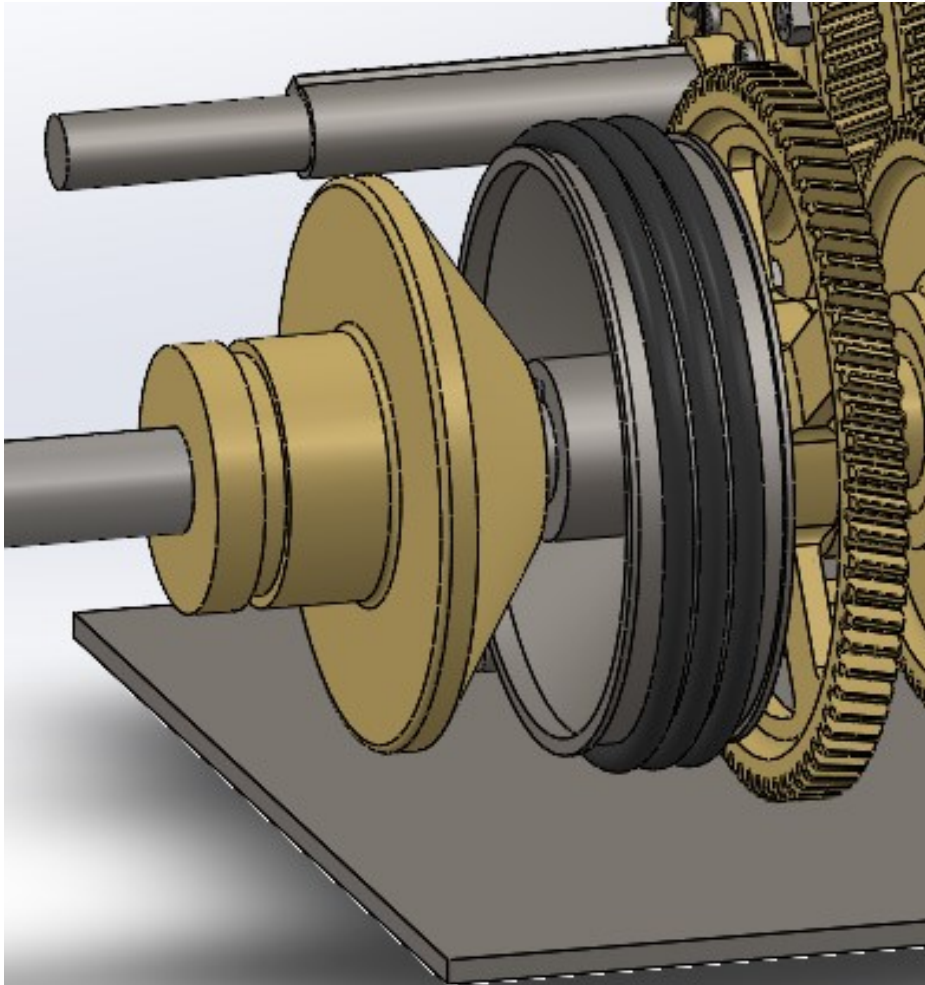


Figura 21: Dettaglio della frizione in posizione di apertura

Quando invece, come illustrato in Figura 22, il cono è unito al tamburo, le ruote motrici girano solidalmente con il motore trascinando la vettura con la marcia ingranata in quel momento. Quando la frizione si chiude la corda si trova ad essere tesa stringendo sul tamburo aumentando l'attrito generato e di conseguenza la coppia massima trasmissibile.

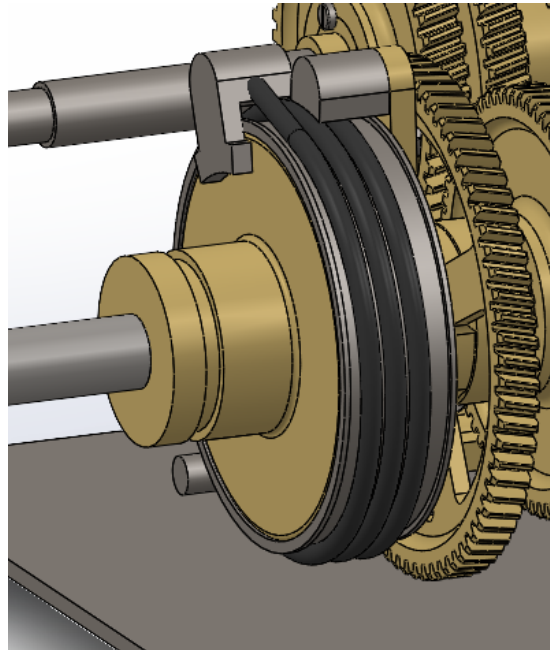


Figura 22: Dettaglio della frizione in posizione di chiusura

Come detto in precedenza, il motore presenta quattro configurazioni possibili, tre per l'avanzamento della vettura e una per l'inversione di marcia. Quando la vettura deve procedere avanzando, il rocchetto con le due ruote aggiuntive viene sollevato impedendo il contatto con la relativa ruota motrice come si vede nella Figura 23.

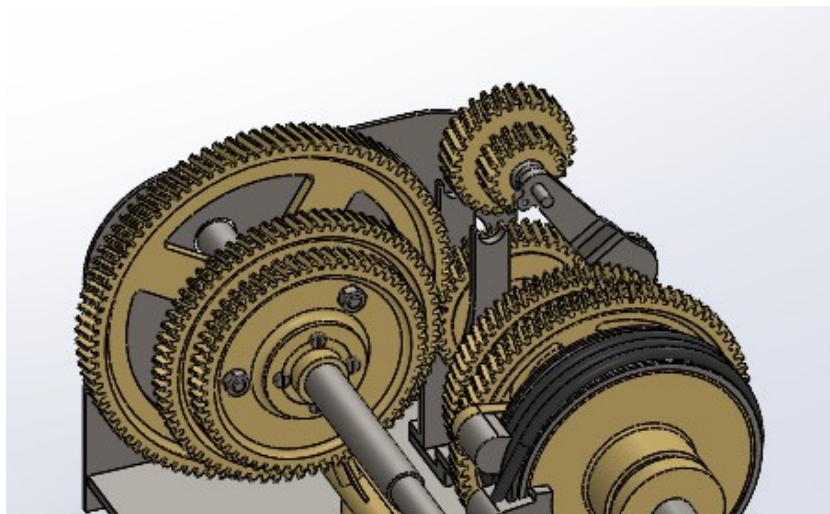


Figura 23: Il rocchetto con le ruote dentate per l'inversione di marcia è sollevato

Per inserire la prima marcia, la ruota motrice di minore diametro viene posta a contatto con la ruota condotta di diametro maggiore in modo tale che gli pneumatici possano ruotare più lentamente del motore e generare una maggiore coppia (Figura 24).

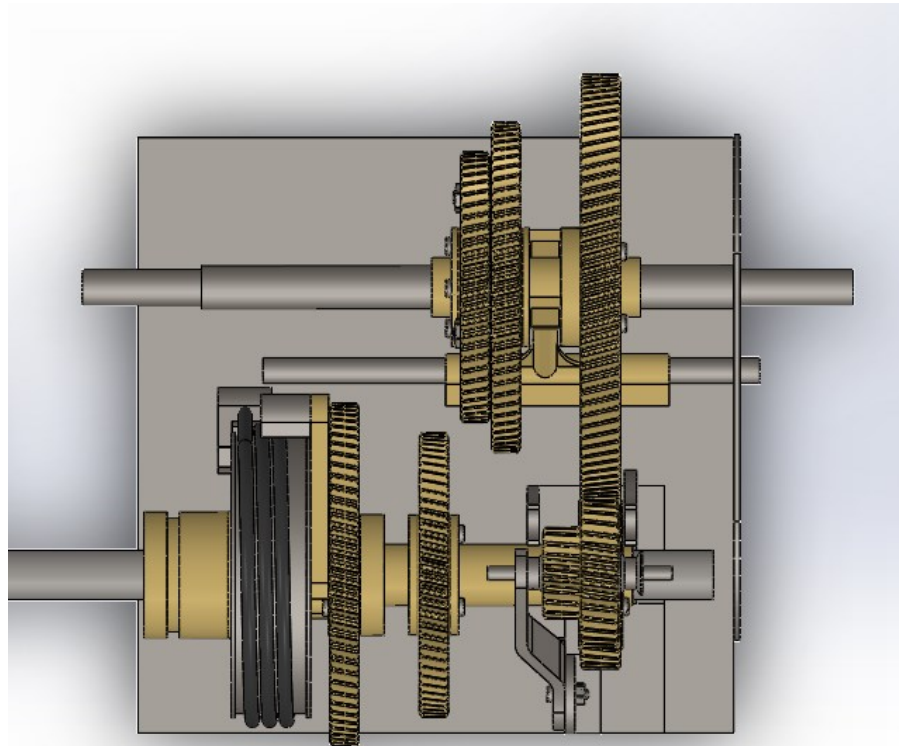


Figura 24: Vista dall'alto della configurazione del cambio per la prima marcia

Per inserire la seconda marcia, le tre ruote condotte vengono fatte traslare verso sinistra rispetto a Figura 24 mettendo a contatto le due ruote di diametro intermedio come si può vedere in Figura 25.

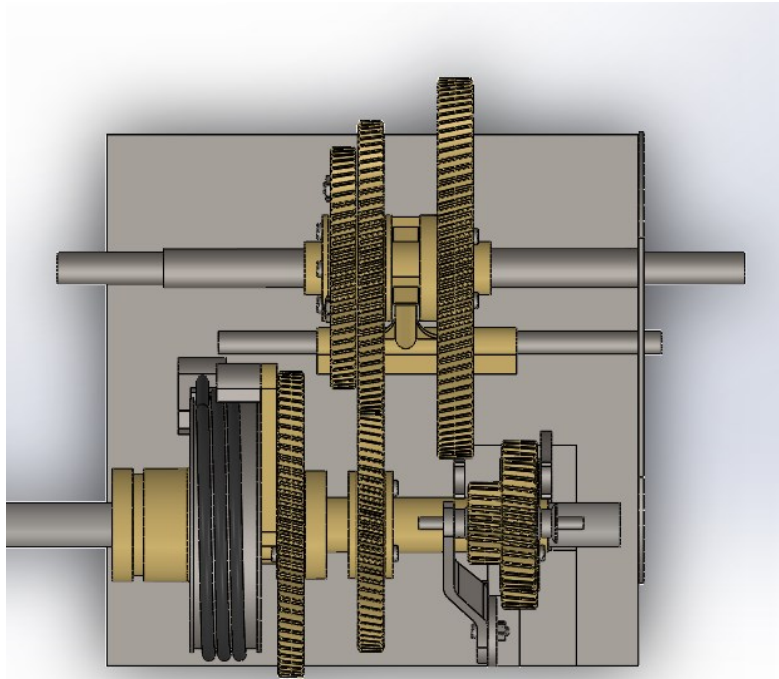


Figura 25: Vista dall'alto della configurazione del cambio per la seconda marcia

Per l'inserimento della terza marcia vengono messe a contatto la ruota motrice più grande con la ruota condotta più piccola per garantire maggiore velocità di rotazione agli pneumatici (Figura 26).

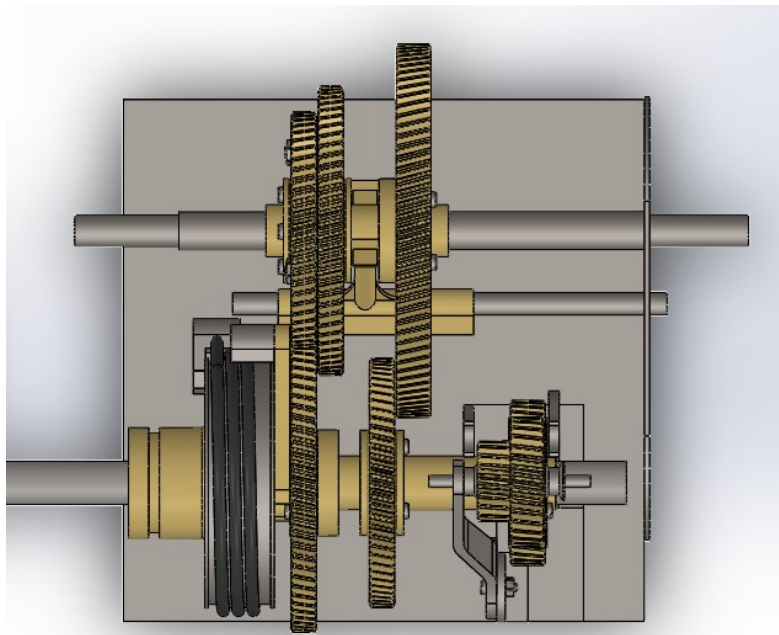


Figura 26: Vista dall'alto della configurazione del cambio per la terza marcia

Per permettere il moto inverso dell'albero condotto viene introdotto uno stadio aggiuntivo. Questo si realizza abbassando il rocchetto contenente le altre due ruote dentate le quali si ingranano con le ruote della prima marcia come mostrato in Figura 27.

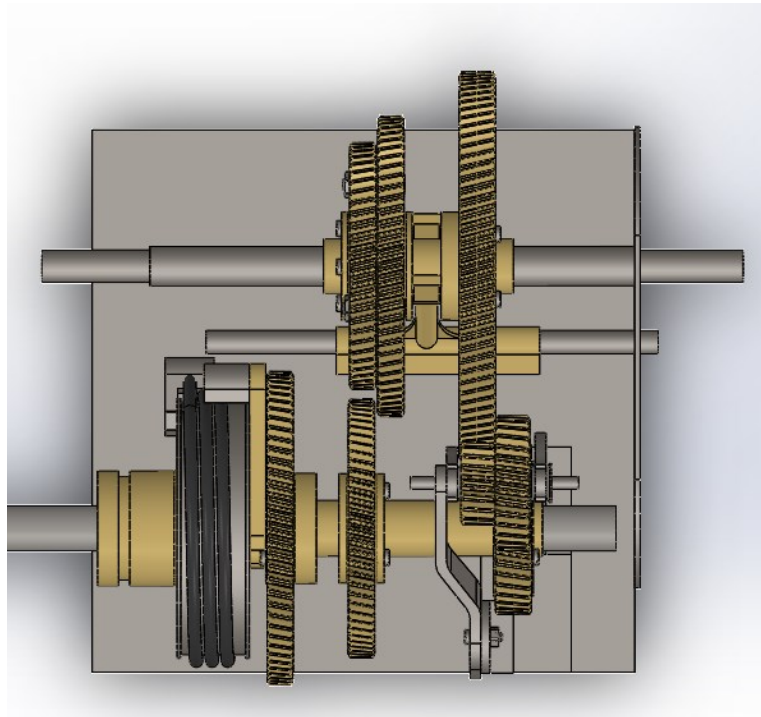


Figura 27: Vista dall'alto della configurazione del cambio per l'inversione di marcia

Nella Figura 28 possiamo vedere nel dettaglio come la posizione del rocchetto sia diversa dalla posizione che viene assunta per l'avanzamento di marcia (Figura 23).

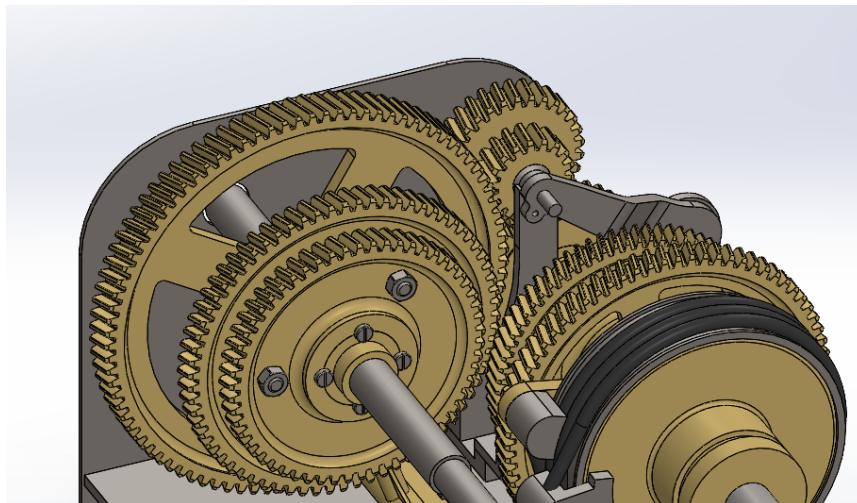


Figura 28: Dettaglio posizione rocchetto durante l'inversione di marcia

1.9 Assemblaggio digitale del motore e limiti del Modello

Come accennato in precedenza il risultato di questo lavoro si basa su modelli tridimensionali dei singoli componenti realizzati in precedenza. Come in tutte le operazioni di unificazione la prima cosa da fare è analizzare e verificare la correttezza del materiale presente. Per cui in prima battuta è stata fatta un'analisi dei singoli componenti, verificando che non ci fossero errori o incompatibilità, e ove possibile si è tentato di uniformare le proprietà grafiche dei disegni (ad esempio a tutti i componenti in ottone è stata data la stessa tonalità di colorazione e assegnate le proprietà di uno stesso tipo di lega). Tutti i componenti sono stati raggruppati nei sette sotto modelli descritti nelle pagine precedenti e di ciascuno di questi è stata fatta una revisione cinematica in modo tale che, una volta collegati tutti assieme, potessero muoversi in modo armonioso e sincronizzato. Ovviamente, è stato necessario fare alcune modifiche di adattamento sui componenti, in quanto, per realizzarli, alcune misure erano state ipotizzate poiché non erano recuperabili dai disegni o perché alcuni componenti attigui non erano ancora stati digitalizzati. Una volta terminate queste operazioni preliminari, i vari sotto modelli sono stati uniti in un unico file d'assieme coordinandone tutti i movimenti necessari. Il risultato è stato soddisfacente ma, lavorando in un ambiente virtuale CAD, non è stato possibile riprodurre con fedeltà tutti i cinematismi, e in particolare non è stato possibile riprodurre tre movimentazioni.

Il primo movimento non riproducibile è quello della rotazione delle masse del regolatore centrifugo oltre un certo regime di rotazione, il quale dovrebbe innescare un movimento della forcella. Il secondo comportamento non virtualizzabile in questo ambiente è quello delle molle, in particolare le due che agiscono per la chiusura delle valvole, ma anche quella di richiamo per il rullo sulla camma (queste prime tre sono molle lineari) e quella per il riposizionamento della forcella del regolatore automatico di velocità (molla torsionale). In fine, non è stato possibile riprodurre il movimento dei cambi di marcia, ma a questo problema si è trovata una buona soluzione creando quattro configurazioni dello stesso modello ognuna delle quali ingrana una differente marcia. Questi movimenti potrebbero essere realizzati in ambienti di simulazione ma al momento, per i file CAD di SolidWorks, non è possibile avere una fedeltà totale. Per maggiori dettagli e informazioni riguardo le operazioni eseguite sul modello digitale si rimanda all'appendice A presente nella parte terminale di questo lavoro.

CAPITOLO 2

Introduzione

In questo capitolo viene analizzato nel dettaglio il sistema di distribuzione. In primo luogo, ne viene spiegato il funzionamento facendo riferimento sia allo schema utilizzato da Bernardi sia ai componenti reali realizzati al CAD. In seguito, vengono fatte alcune analisi sul motore per ricavarne i principali parametri, partendo da alcune equazioni definite dallo stesso professor Bernardi. Infine, viene ricostruito il meccanismo della distribuzione con un'analisi cinematica in modo da ottenere la legge di alzata della valvola di aspirazione.

2.1 Funzionamento del sistema di distribuzione

Il sistema di distribuzione è l'insieme degli organi meccanici che provvedono a comandare l'apertura e la chiusura delle valvole in modo tale da permettere il corretto flusso dei fluidi da e verso l'interno del cilindro. Analizzare questo sistema, quindi, risulta molto importante anche per trarre alcune considerazioni utili alla successiva analisi del carburatore. In Figura 29 è possibile vedere gli elementi e il funzionamento del sistema di distribuzione presente nel motore Lauro rappresentati in modo schematico.

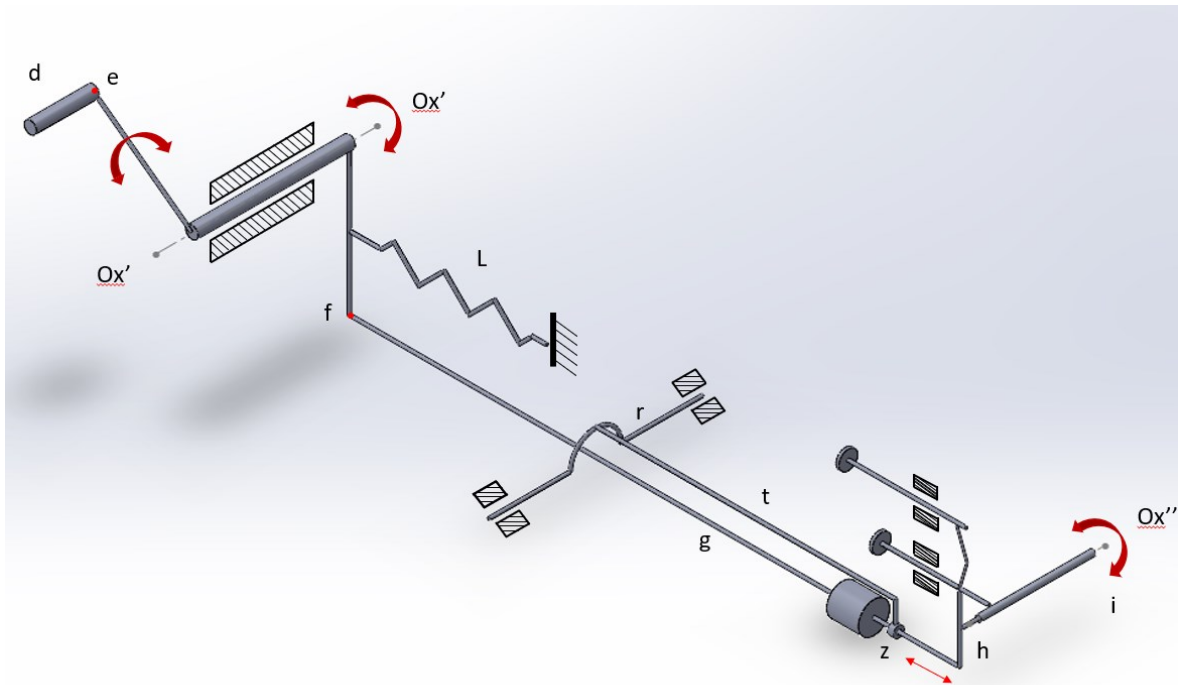


Figura 29: Rappresentazione schematica del meccanismo di distribuzione

Avendo a disposizione il modello 3D del motore è possibile comparare la rappresentazione schematica con gli organi reali della distribuzione. In Figura 30, infatti, è stato isolato il sistema di distribuzione dal disegno del motore ed è possibile riconoscere i vari elementi identificati con le stesse lettere utilizzate per illustrare il modello schematico. Inoltre, in trasparenza, sono anche visibili le due ruote dentate che portano il moto rotatorio dell'albero motore al rullo posto a contatto sulla camma. Per capire meglio come il sistema di distribuzione si integra all'interno del motore si rimanda al paragrafo 1.3 dove sono presenti alcune figure esplicative. Nelle prossime righe verrà esposto nel dettaglio il funzionamento dei vari elementi.

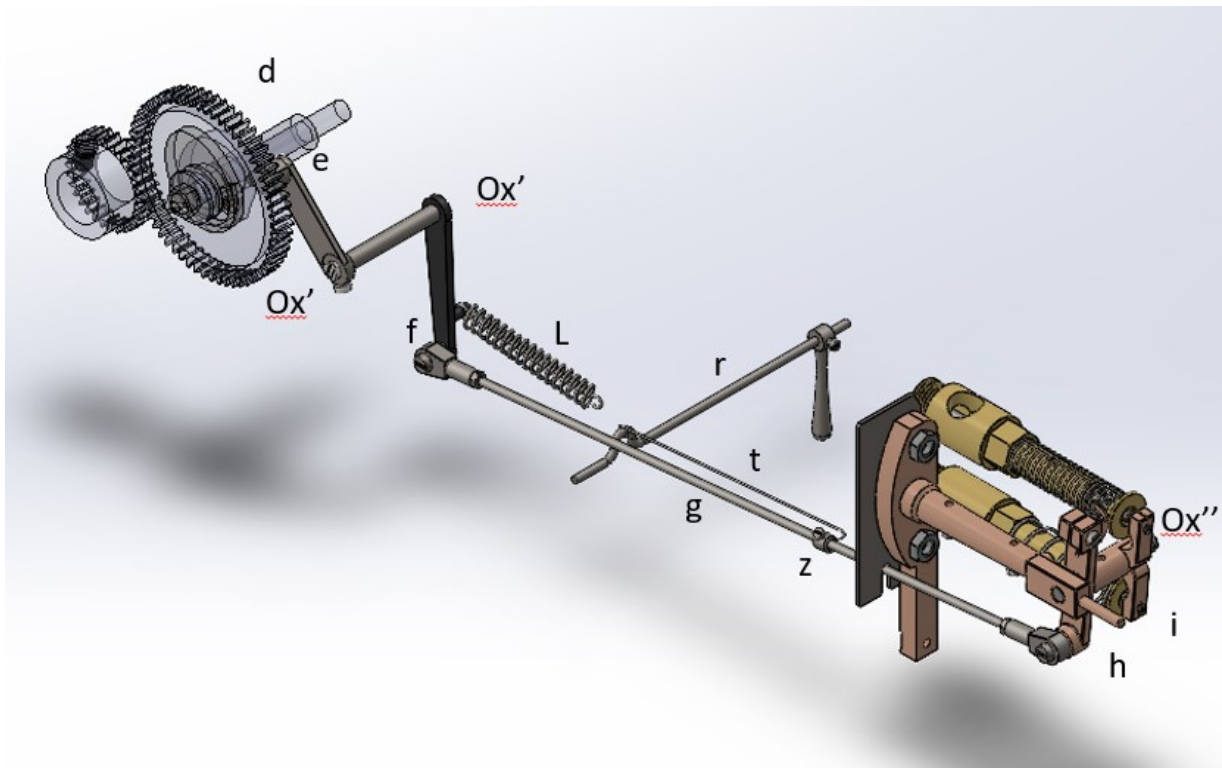


Figura 30: Rappresentazione 3D del sistema di distribuzione

La camma è messa in contatto con il rullo d che funge da bilanciante e alla cui estremità inferiore è collegato un perno capace di trasmettere la rotazione all'asta g tramite un secondo bilanciante. In questo modo si realizza il moto traslante dell'asta tramite il movimento angolare della leva eOX'f attorno all'asse Ox'. Per favorire il contatto tra rullo e camma durante le fasi di accelerazione negativa è presente la molla L tra telaio e il secondo bilanciante. Il moto traslante dell'asta viene quindi trasmesso al bilanciante h permettendo ad un secondo bilanciante i di compiere un movimento rotatorio puro attorno all'asse Ox''. Per aprire una valvola quindi, il bilanciante i, viene fatto ruotare sino a che non entra in contatto con la testa dello stelo della valvola. In questo modo, lo stelo scorre verso il basso spostando la testa della

valvola dalla sua sede e permettendo il passaggio dei fluidi. Quando, per effetto della rotazione dell'albero motore, il bilanciere che comanda le valvole toglie pressione allo stelo, la valvola ritorna in posizione grazie all'aiuto della molla che ne avvolge il fusto. Il bilanciere è inoltre provvisto di un sistema di registrazione dei giochi in modo da poter controllare meglio le valvole e adattarlo all'usura delle componenti.

In Figura 31 è possibile osservare una sezione del cilindro e delle valvole in cui il bilanciere è in una posizione neutra e ambedue le valvole sono chiuse. Nella sezione di Figura 32 invece, si può apprezzare la fase di apertura della valvola di scarico causata dalla pressione del bilanciere sullo stelo della valvola.

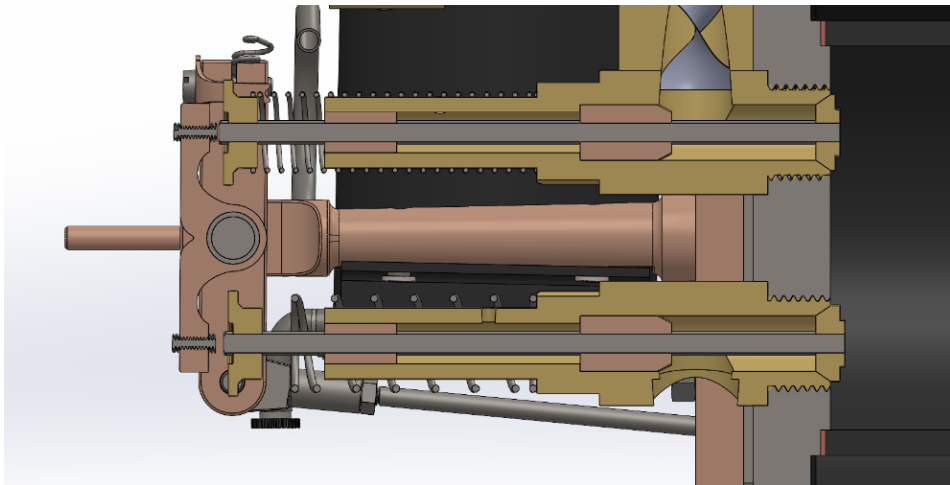


Figura 31: Il bilanciere è in posizione neutra e le valvole sono entrambe chiuse

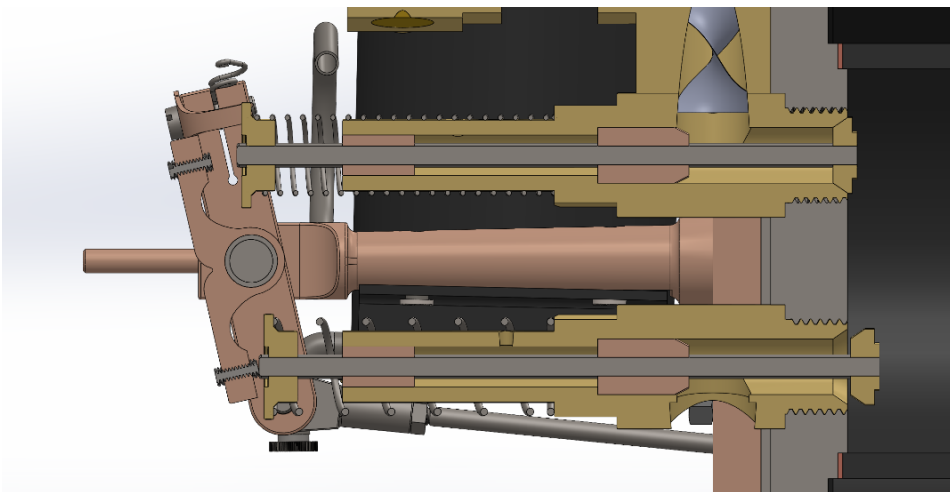


Figura 32: Fase di apertura della valvola di scarico

Una posizione molto interessante da analizzare è quella della massima apertura della valvola di aspirazione. Infatti, a causa di effetti quasi stazionari, in particolare del flusso di fluidi attraverso le valvole, nei motori moderni esse sono realizzate con un rapporto apertura massima su diametro di circa 0.25 o leggermente superiore. Questo valore permette di

ottimizzare il coefficiente di efflusso attraverso la valvola ed evita d'imporre eccessive accelerazioni durante le fasi di apertura e chiusura. Quindi è stato ridotto al minimo indispensabile il numero di elementi del sistema di distribuzione ed è stato misurato il valore massimo di scostamento della testa della valvola rispetto alla sua sede. Il risultato è visibile in Figura 33 e in Figura 34 si può anche osservare la posizione globale del sistema in questo istante.

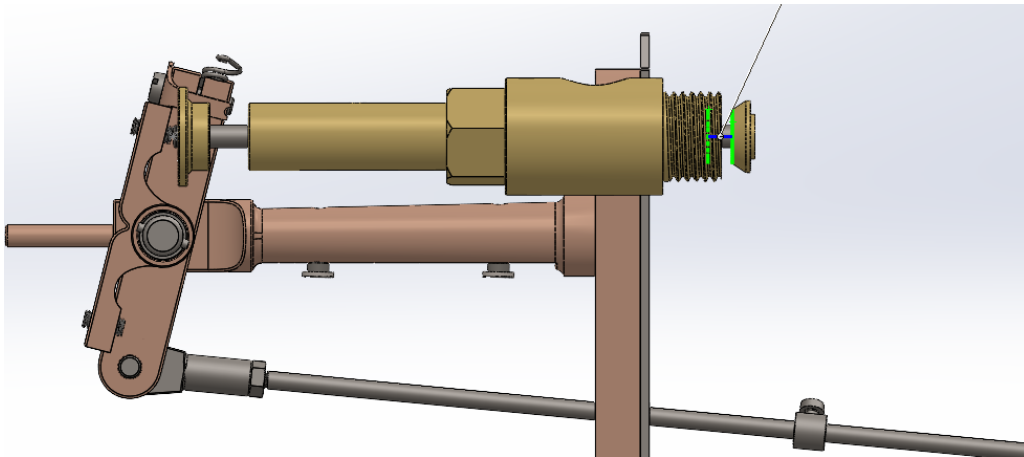


Figura 33: Misura della massima apertura della valvola di aspirazione

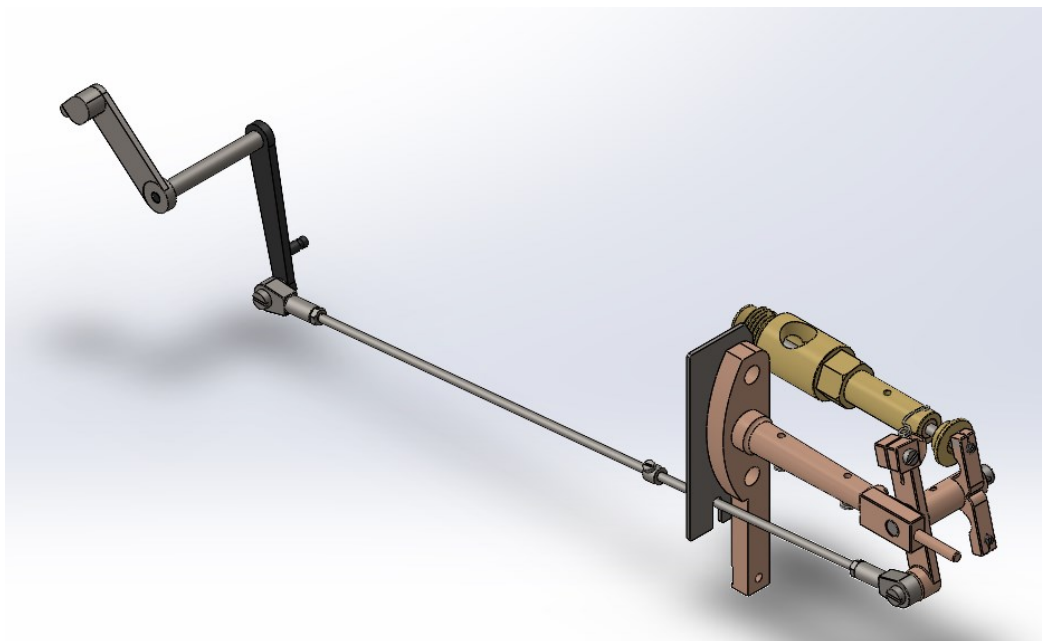


Figura 34: Sistema di distribuzione durante l'apertura della valvola di aspirazione

Dalle misurazioni risulta che il valore massimo di apertura è di 4.38 mm, mentre il diametro della valvola misura 16 mm. Quindi utilizzando l'eq. 1 è possibile ottenere il valore cercato.

$$\frac{h_{max}}{D_v} = \frac{4.38}{16} = 0.274$$

1

In questo caso risulta un rapporto di 0.274, perfettamente allineato con la condizione ideale.

2.2 Parametri principali del motore

Nel corso degli anni sono stati sviluppati e creati motori della serie Lauro con diverse potenze, per questo motivo, Bernardi, aveva cercato di utilizzare delle formule per poter adattare i risultati ottenuti con un motore qualsiasi, a tutti quelli simili della stessa serie. Di seguito vengono analizzate le equazioni, riportate nel lavoro di Fucile M. [2], che portano al calcolo della potenza a cui deve resistere la molla della valvola di scarico durante la fase di aspirazione, ma dalle quali si possono fare anche altre considerazioni interessanti.

Secondo Bernardi il volume aspirato dal motore nell'unità di tempo può essere espresso attraverso l'eq. 2, ovvero il volume passante attraverso la valvola di aspirazione nell'unità di tempo deve essere uguale al volume aspirato dallo stantuffo nello stesso periodo di tempo:

$$m \cdot a \cdot \sqrt{h} = A \cdot u$$

2

Dove m rappresenta un coefficiente di riduzione caratteristico del motore, a l'area della sezione del condotto della valvola d'aspirazione, h la differenza di pressione tra l'ambiente e l'interno del cilindro, A l'area dello stantuffo e u la sua velocità media. Mentre per a e A i valori sono fissi e ricavabili dalla geometria, gli altri sono parametri più difficili da ottenere. Avendo a disposizione la geometria del motore in ambiente CAD si è pensato di eseguire un'analisi del movimento con *SolidWorks Motion* per ottenere maggiori informazioni riguardo lo stantuffo e il suo movimento (*SolidWorks Motion* è un ambiente integrato in SolidWorks che permette di eseguire delle analisi cinematiche su dei meccanismi e ricavare informazioni su forze, velocità, spostamenti, ecc.). Sapendo che il regime di rotazione ottimale del motore si attesta sui 650 giri/min è stato applicato all'albero motore un motore rotativo con la velocità appena indicata e sono state ricavate informazioni su posizione e velocità dello stantuffo durante la sua corsa.

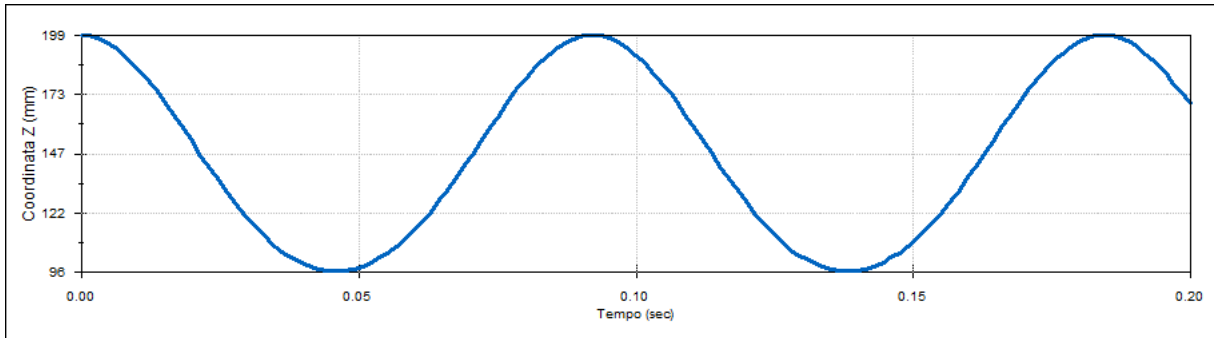


Figura 35: Andamento della coordinata z dello stantuffo durante la sua corsa

Dal primo grafico riportato in Figura 35 è possibile osservare che la testa dello stantuffo si muove in direzione Z tra la coordinata massima pari a $Z_{max} = 199.50$ mm e minima $Z_{min} = 95.50$ mm. Queste informazioni ci permettono di calcolare la corsa del pistone facendo la differenza tra le due (eq. 3) che risulta di 104 mm.

$$C = Z_{max} - Z_{min} = 199.50 - 95.50 = 104 \text{ mm} \quad 3$$

Conoscendo quindi, l'alesaggio dello stantuffo D_s pari a 85 mm si può calcolare l'area A che risulta di 5674.50 mm^2 e di conseguenza il volume generato dallo stantuffo utilizzando l'eq. 4.

$$V_g = A \cdot C = 5674.5 \cdot 104 = 590148 \text{ mm}^3 \quad 4$$

Risulta quindi un volume generato di circa 590 cm^3 che sottraendolo al volume totale del cilindro $V_{tot} = 770 \text{ cm}^3$ restituisce il valore della camera di combustione detto anche volume nocivo V_n :

$$V_n = V_{tot} - V_g = 770 - 590 = 180 \text{ cm}^3 \quad 5$$

A questo punto è possibile calcolare due importanti valori numerici, ovvero il rapporto volumetrico di compressione r e la velocità media dello stantuffo u .

$$r = \frac{V_g + V_n}{V_n} = \frac{V_{tot}}{V_n} = \frac{770}{180} = 4.28 \quad 6$$

$$u = 2Cn = 2 \cdot 104 \cdot \frac{650}{60} = 2.25 \text{ m/s} \quad 7$$

Dall'eq. 6 il rapporto di compressione risulta di poco superiore a 4, valore abbastanza basso se paragonato ai valori attuali nei motori a benzina che raggiungono rapporti di compressione attorno a 10. Nell'eq. 7 n esprime il regime di rotazione espresso in giri/secondo e restituisce una velocità media del pistone di 2.25 m/s. Anche in questo caso il valore è molto inferiore ai motori moderni che raggiungono i 12÷15 m/s di velocità media dello stantuffo ma risulta in linea con le aspettative per uno tra i primi motori realizzati per trazione stradale. Altro parametro interessante da calcolare è il rapporto corsa su diametro che visti i valori presentati sino a qui risulta:

$$\frac{C}{D_s} = \frac{104}{85} = 1.22$$

8

Dall'eq. 8 si può notare che il valore del rapporto è pari a 1.22, valore che classifica questo motore Lauro tra i motori sottoquadro (motori a basse prestazioni), leggermente superiore al limite odierno utilizzato che risulta pari a 1.2.

Proseguendo con la lettura dei risultati dell'analisi di movimento si passa alla visione della velocità dello stantuffo. In Figura 36 è possibile vedere l'andamento della velocità istantanea del pistone e, visto che il movimento dello stantuffo è puramente traslante nell'asse Z, corrisponde al modulo della velocità in Z come illustrato in Figura 37.

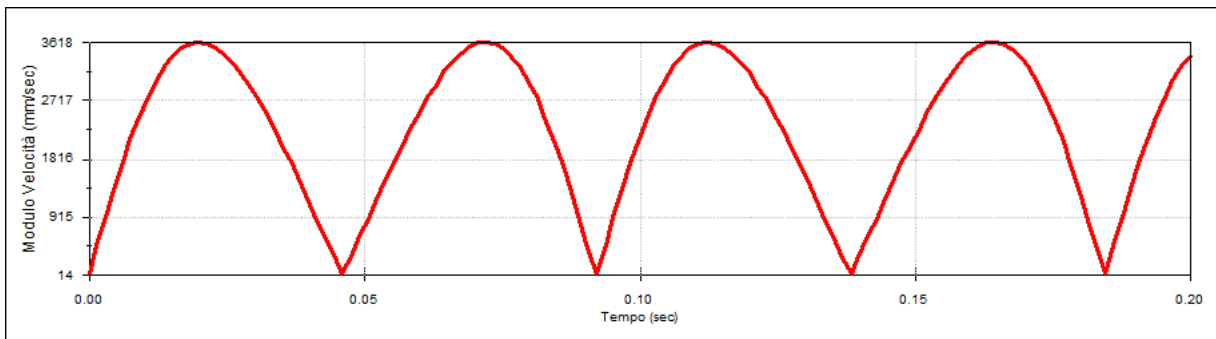


Figura 36: Modulo della velocità dello stantuffo durante la sua corsa

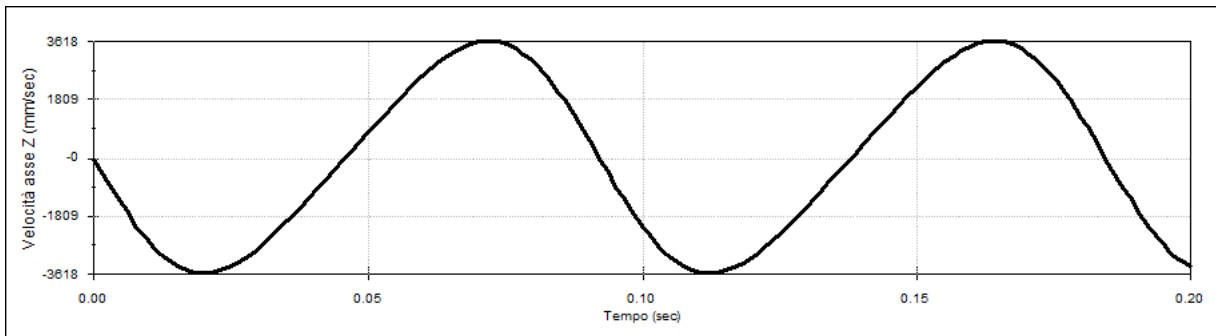


Figura 37: Andamento della velocità dello stantuffo lungo l'asse Z

Il grafico inizia dal punto morto superiore dello stantuffo che, come prima fase, compirà uno spostamento verso il punto morto inferiore, movimento che corrisponde alla fase di aspirazione o di espansione. Nei grafici è rappresentato un intero ciclo motore con due fasi di discesa e due di risalita. Si può notare la tipica forma di andamento della velocità dei sistemi biella-manovella dove la fase di discesa è speculare alla fase di salita e l'allontanamento (o avvicinamento) al PMI porta ad una variazione minore della velocità rispetto all'avvicinamento (o allontanamento) al PMS e con un valore massimo della velocità registrato leggermente dopo (o prima) della fase di movimento. Si può notare, inoltre, che il valore di picco della velocità u_{max} raggiunge i 3.62 m/s mentre quello minimo u_{min} corrisponde a 0 m/s (o -3.62 m/s se si considera la velocità in Z) e che una singola corsa del pistone t_s dura circa 0.046 s.

Condensando i tre grafici in un'unica immagine (Figura 38) si può vedere che nel PMS e nel PMI la velocità è nulla poiché in quel punto il moto cambia direzione (e di conseguenza la velocità in Z cambia segno) e si evidenzia ancora meglio la sfasatura tra velocità massima e la mezzieria della distanza della corsa.

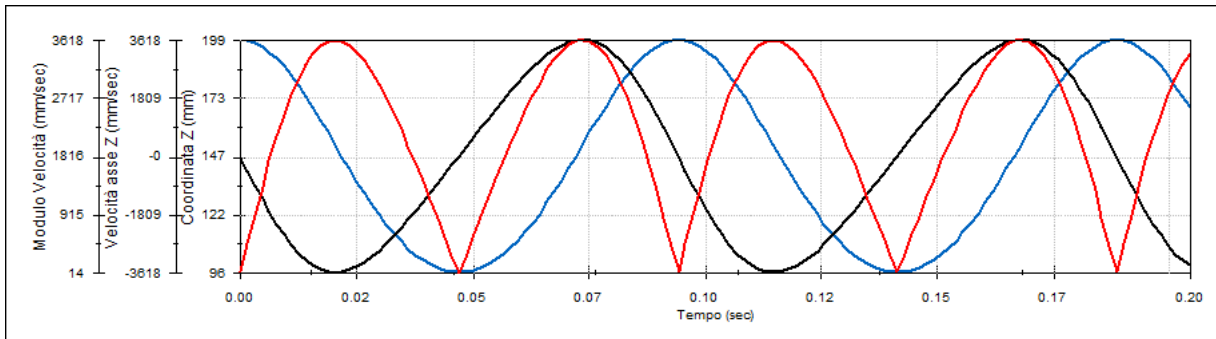


Figura 38: Grafico di Confronto tra coordinata dello stantuffo (in blu), modulo della velocità (in rosso) e velocità lungo l'asse Z (in nero)

Avendo a disposizione questi dati si può fare una verifica riguardo la velocità media dello stantuffo. Infatti, eseguendo la media tra tutte le velocità istantanee di una corsa si può confrontare il valore con quello ottenuto dall'eq. 7. Risulta quindi, che la velocità media ottenuta dalla simulazione cinematica assume il valore di 2.23 m/s, valore assolutamente in linea con le previsioni fatte in precedenza. A questo punto, si può utilizzare l'eq. 2 per calcolare il flusso aspirato nell'unità di tempo e moltiplicandolo per la durata della corsa di aspirazione si può stimare la quantità di fluido totale aspirato.

$$\dot{V} = A \cdot u = 0.0057 \cdot 2.23 = 0.0127 \text{ m}^3/\text{s}$$

9

$$V_a = \dot{V} \cdot t_s = 0.0127 \cdot 0.046 = 0.00058 \text{ m}^3$$

10

Risulta che durante la fase di aspirazione nel cilindro entrano circa 586 cm³ d'aria che, considerando la densità dell'aria a pressione atmosferica, corrispondono ad una massa d'aria aspirata m_a di 0.7 grammi.

Ipotizzando che il volume d'aria aspirato sia anche quello intrappolato all'interno del cilindro alla chiusura della valvola di aspirazione si può calcolare il coefficiente di riempimento del cilindro λ_v .

$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_{at}} = \frac{V_a \cdot \rho_a}{V_{at} \cdot \rho_a} = \frac{V_a}{V_{tot}} = \frac{586}{770} = 0.76$$

11

Dall'eq. 11 risulta che il coefficiente di riempimento, ossia il rapporto tra la massa d'aria effettivamente aspirata nel cilindro e la massa d'aria teoricamente aspirabile (cioè il volume totale), risulta pari a 0.76 ovvero un valore basso in quanto sarebbe ottimale avvicinarsi al valore unitario e addirittura i motori moderni riescono ad arrivare a valori superiori a 1 (sino a 1.15 ÷ 1.25).

Come appena visto, solamente ragionando sulla prima equazione data da Bernardi si possono ottenere molti dati interessanti che descrivono a grandi linee il comportamento del motore. Guardando infatti, il rapporto corsa/diametro e la velocità media del pistone si può già capire che è un motore a basse prestazioni e con un rendimento molto basso, il tutto perfettamente in accordo con le considerazioni fatte in precedenza.

Proseguendo con l'analisi delle equazioni, risulta impossibile determinare il coefficiente m o la differenza di pressione h in quanto è presente una sola equazione e due termini incogniti. Detto N il regime di rotazione al minuto è possibile scrivere la velocità media dello stantuffo come:

$$u = k \cdot N \cdot l$$

12

Dove k è un coefficiente costante che in questo caso vale 0.033 mantenendo come regime di rotazione $N = 650$ rpm. Unendo quindi, l'eq. 2 e l'eq. 12 si ottiene l'eq. 13 sotto riportata:

$$m \cdot a \cdot \sqrt{h} = k \cdot A \cdot N \cdot l$$

13

E riunendo le costanti in β si ottiene:

$$a \cdot \sqrt{h} = \beta \cdot A \cdot N \cdot l$$

14

Visto che l'eq. 14 è stata ottenuta in modo generale, vale per tutte le macchine dello stesso tipo. Ipotizzando di avere un secondo motore si può riscrivere l'eq. 14 aggiungendo a tutti i termini il pedice 1 e dividendola nuovamente per l'eq. 14 si ottiene:

$$\frac{a_1 \cdot \sqrt{h_1}}{a \cdot \sqrt{h}} = \frac{\beta_1 \cdot A_1 \cdot N_1 \cdot l_1}{\beta \cdot A \cdot N \cdot l} \quad 15$$

Si definisce nell'eq. 16 quindi il rapporto costruttivo tra le due macchine γ :

$$\frac{l_1}{l} = \gamma \quad \frac{a_1}{a} = \gamma^2 \quad \frac{A_1}{A} = \gamma^2 \quad 16$$

Sostituendo γ nell'eq. 15 ed esplicitando h_1 in funzione degli altri termini si ottiene:

$$h_1 = \gamma^2 \cdot \left(\frac{N_1}{N}\right)^2 \cdot h \quad 17$$

È ragionevole dedurre che la molla di scarico della prima macchina dovrà resistere ad una spinta almeno pari a $h \cdot w$. Ponendo α come un coefficiente maggiore di uno si avrà che la forza della molla dovrà essere:

$$P = h \cdot w \cdot \alpha \quad 18$$

Lo stesso si può scrivere per la seconda macchina modificando opportunamente i pedici. Ricordando che $w_1/w = \gamma^2$ e $h_1/h = \gamma^2 \cdot (N_1/N)^2$ si può calcolare il rapporto P_1/P sostituendo h nell'eq. 18 ed esplicitando P_1 risulta:

$$P_1 = \gamma^4 \cdot \left(\frac{N_1}{N}\right)^2 \cdot P \quad 19$$

L'eq. 19 rappresenta una formula di similitudine tra macchine. Essa, infatti, dice che la spinta a cui deve resistere la molla varia con il quadrato del regime di rotazione e con la quarta potenza del rapporto costruttivo.

In Tabella 1 vengono riportati i principali parametri calcolati del Motore Lauro.

Tabella 1: Principali dati del motore Lauro

Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Area della sezione del condotto della valvola di aspirazione	a	113,10	mm^2
Area dello stantuffo	A	5674,50	mm^2
Corsa dello stantuffo	l	104,00	mm^2
Rapporto di compressione volumetrico	r	4,28	/
Rapporto corsa/diametro	C/D_s	1,22	/
Velocità media dello stantuffo	u	2,23	m/s
Velocità massima dello stantuffo	u_{max}	3,62	m/s
Durata corsa dello stantuffo	t_s	0,046	s
Coefficiente di riempimento	λ_v	0,76	/
Coefficiente costante	k	0,03	/
Area della sezione della valvola di scarico	w	201.06	mm^2

2.3 Legge di alzata

Dopo aver ottenuto i principali parametri del motore risulta interessante analizzare anche la legge di alzata della valvola di aspirazione. Si è partiti quindi studiando il profilo della camma in modo da associare alla rotazione dell'albero motore un angolo e una distanza di contatto con il rullo. Per fare ciò, si è fatto ricorso a *SolidWorks Motion*. È stato quindi simulato un regime di rotazione di 650 rpm utilizzando un motore rotativo virtuale applicato all'albero motore del modello CAD. Come illustrato in Figura 39, dove è possibile osservare il profilo della camma sul lato dalla ruota dentata, è stata misurata la distanza fra il centro di rotazione della camma e il centro del rullo (distanza rappresentata con il colore nero).

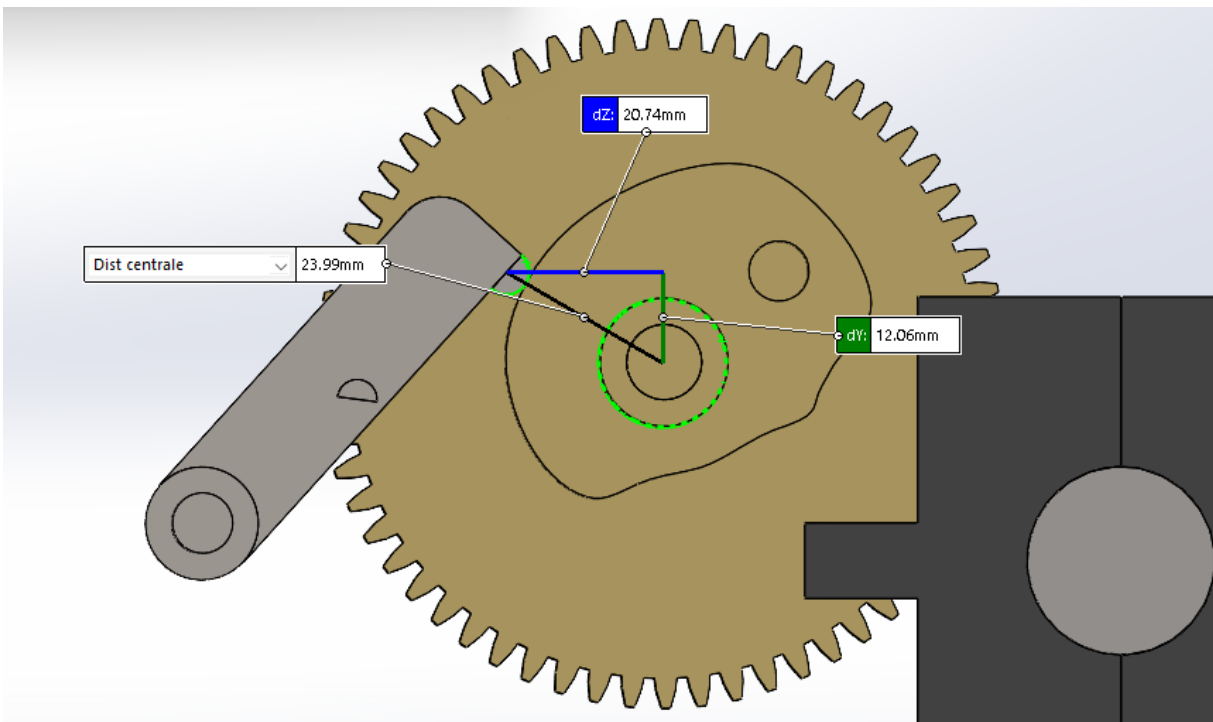


Figura 39: Determinazione della distanza tra punteria e camma in funzione del tempo

I risultati dell'analisi vengono riportati nel grafico di Figura 40 dove è possibile osservare il modulo della distanza in funzione del tempo.

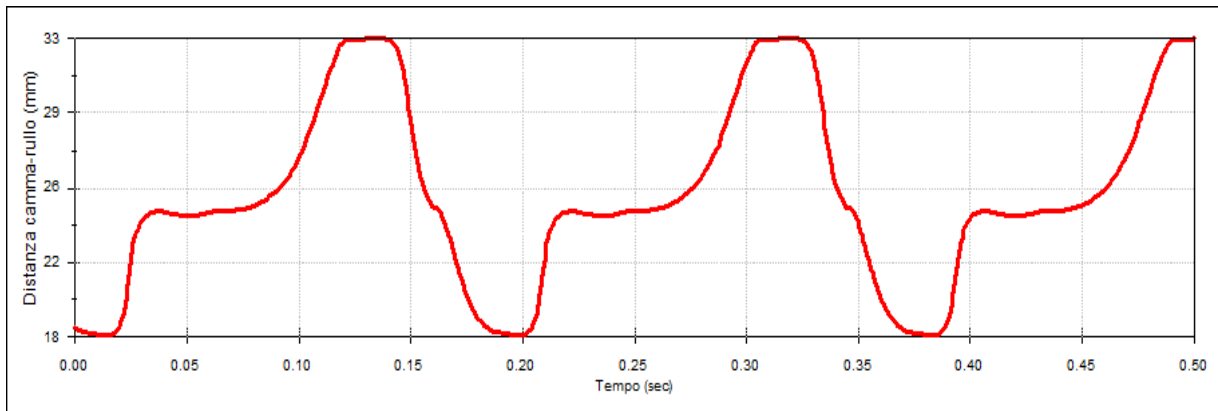


Figura 40: Andamento della distanza fra il centro di rotazione della camma e la punteria

Innanzitutto, si può osservare che nel corso di un ciclo del motore si susseguono tre fasi, una in cui è aperta solo la valvola di scarico, una in cui entrambe le valvole sono chiuse e, infine, la fase di apertura della sola valvola di aspirazione. Si può notare inoltre, che la camma impiega 0.184 s a compiere un giro completo, risultato perfettamente allineato con l'analisi precedente in quanto una corsa del pistone dura 0.046 s, ovvero, essendo un motore a 4 tempi, un quarto del valore totale del tempo ciclo. La fase di aspirazione è rappresentata dalle curve inferiori, ovvero quelle che hanno un modulo della distanza compreso tra 18.36 mm e circa 25 mm, e si può stimare che duri circa 0.060 s, cioè approssimativamente un terzo di tutto il ciclo. La fase di chiusura delle valvole, rappresentata dalla zona di plateau della curva, dura invece 0.050 s e risulta essere la fase più breve. Infine, la fase di apertura della valvola di scarico, la più lunga, dura 0.074 s ed è rappresentata dalle zone di curva che indicano moduli della distanza compresi tra circa 25 mm e 32.77 mm. Avendo a disposizione tutti questi dati si può ricavare la legge numerica che descrive l'alzata della valvola di aspirazione. Si è quindi proceduto creando un modello cinematico che rappresenti i movimenti della distribuzione e del quale si possano risolvere le equazioni. In Figura 41 è possibile osservare come i componenti del modello CAD siano stati schematizzati per lo studio del movimento. In questo caso il modello può essere creato bidimensionale, infatti, i movimenti lungo l'asse Z non influenzano la cinematica del meccanismo e tutti i movimenti possono essere descritti nel piano XY.

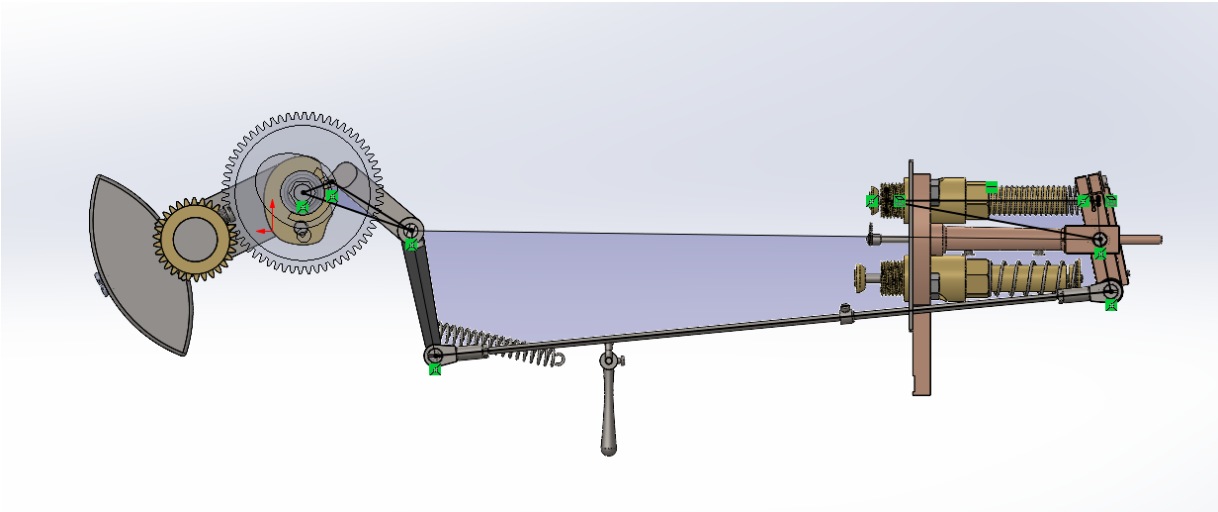


Figura 41: Schematizzazione del cinematismo sovrapposta agli elementi reali

Sostanzialmente, il cinematismo, si compone di tre sottosistemi a catena chiusa che prendendo in input la forma della camma (descritta con la distanza A e l'angolo ϑ_1) e restituiscono il valore di alzata della valvola di aspirazione. In Figura 42 è possibile osservare lo schema completo del cinematismo nel quale vengono definiti lati e angoli, ma in seguito verranno analizzati i tre sottosistemi singolarmente in modo da esplicitarne le equazioni.

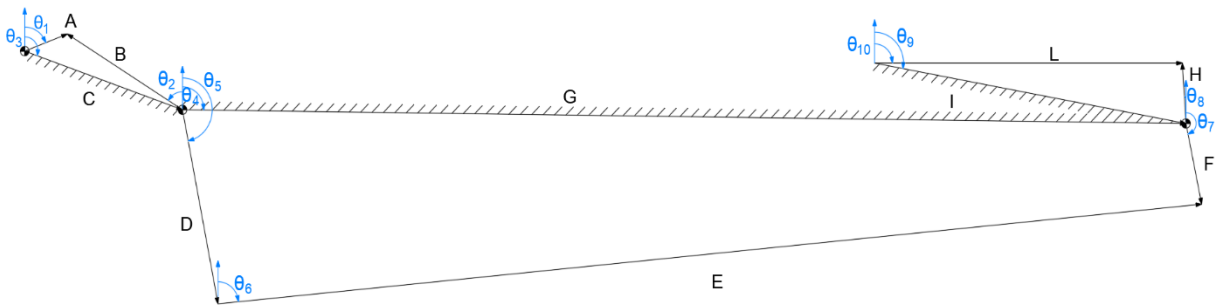


Figura 42: Schema completo del cinematismo della distribuzione

Il primo sistema è composto da tre lati di cui uno rappresenta il telaio. In questo caso i dati in ingresso sono il lato A e l'angolo ϑ_1 , ovvero i valori ricavati dall'analisi della camma. Il lato C e l'angolo ϑ_3 sono costanti e valgono rispettivamente $C = 64.92 \text{ mm}$ e $\vartheta_3 = 109.20^\circ$.

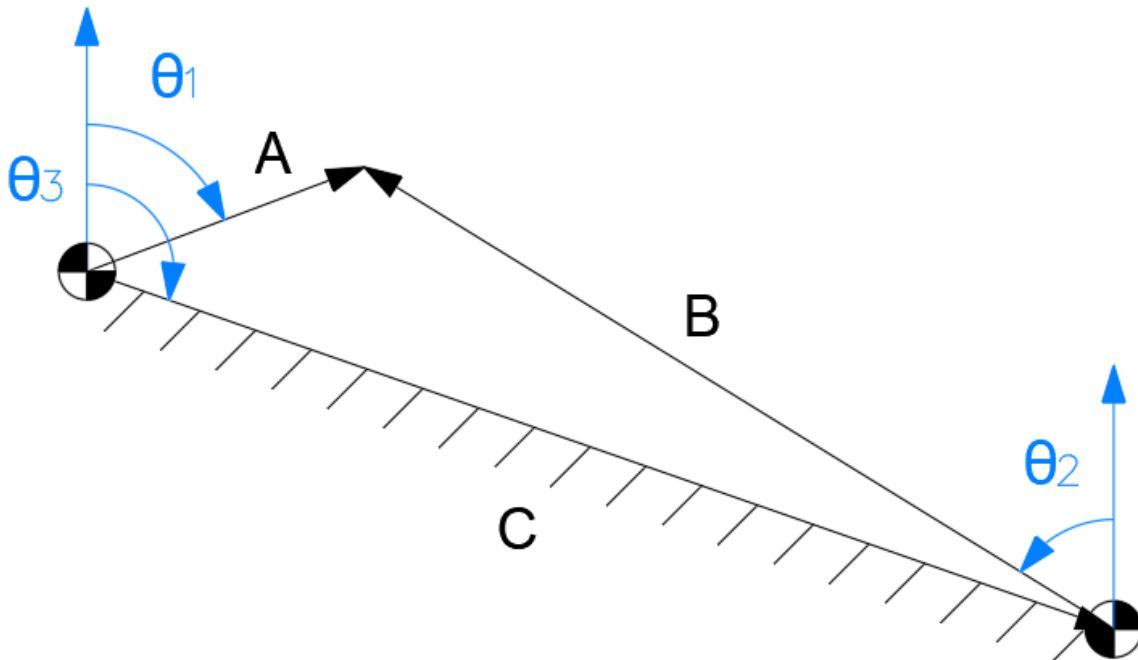


Figura 43: Schema del primo sottosistema

Si passa ora a scrivere le equazioni delle coordinate. Visto che il sistema è in catena chiusa, la somma delle coordinate sia sull'asse X che sull'asse Y deve essere pari a 0 come descritto dall'eq. 20.

$$\begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = A \cdot \begin{Bmatrix} \sin(\vartheta_1) \\ \cos(\vartheta_1) \end{Bmatrix} - B \cdot \begin{Bmatrix} \sin(\vartheta_2) \\ \cos(\vartheta_2) \end{Bmatrix} - C \cdot \begin{Bmatrix} \sin(\vartheta_3) \\ \cos(\vartheta_3) \end{Bmatrix}$$

20

Dalla riga delle coordinate lungo Y dell'eq. 20 ci si può ricavare l'espressione del termine incognito B:

$$B = A \cdot \frac{\cos(\vartheta_1)}{\cos(\vartheta_2)} - C \cdot \frac{\cos(\vartheta_3)}{\cos(\vartheta_2)}$$

21

Sostituendo l'eq. 21 nella prima riga dell'eq. 20 si può ottenere l'eq. 22 che contiene come unica incognita l'angolo ϑ_2 .

$$f = A \cdot \sin(\vartheta_1) - \left(A \cdot \frac{\cos(\vartheta_1)}{\cos(\vartheta_2)} - C \cdot \frac{\cos(\vartheta_3)}{\cos(\vartheta_2)} \right) \cdot \sin(\vartheta_2) - C \cdot \sin(\vartheta_3) = 0$$

22

Risolviendo la funzione f per tutti i valori di A e ϑ_1 si ottiene la variazione di ϑ_2 durante tutta la rotazione della camma. L'angolo ϑ_2 diventa il dato d'input per il secondo sottosistema rappresentato in Figura 44.

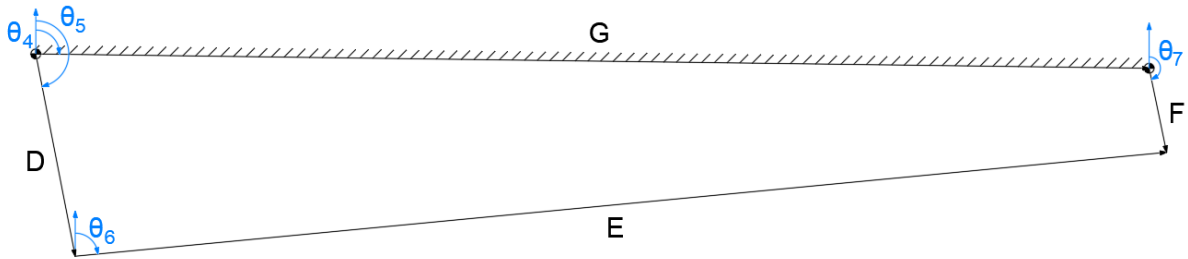


Figura 44: Schema del secondo sottosistema

In questo caso si tratta di un quadrilatero i cui lati sono tutti noti ovvero: $E = 384 \text{ mm}$, $D = 72 \text{ mm}$, $F = 30 \text{ mm}$ e infine il telaio $G = 390 \text{ mm}$. Gli angoli noti, invece, sono $\vartheta_4 = 90.73^\circ$ e $\vartheta_5 = \vartheta_2 + 227.30^\circ$ (funzione del dato in ingresso). Anche in questo caso la somma delle coordinate x e y deve risultare pari a 0.

$$\begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = -G \cdot \begin{Bmatrix} \sin(\vartheta_4) \\ \cos(\vartheta_4) \end{Bmatrix} + D \cdot \begin{Bmatrix} \sin(\vartheta_5) \\ \cos(\vartheta_5) \end{Bmatrix} + E \cdot \begin{Bmatrix} \sin(\vartheta_6) \\ \cos(\vartheta_6) \end{Bmatrix} - F \cdot \begin{Bmatrix} \sin(\vartheta_7) \\ \cos(\vartheta_7) \end{Bmatrix}$$

23

Facendo la somma del quadrato delle due righe dell'eq. 23 è possibile escludere la variabile ϑ_6 e ottenere l'eq. 24 con la sola variabile incognita ϑ_7 .

$$f_1 = -E^2 + G^2 + D^2 + F^2 + 2 \cdot G \cdot F \cdot (\sin(\vartheta_4)\sin(\vartheta_7) + \cos(\vartheta_4)\cos(\vartheta_7)) - 2 \cdot G \cdot D \cdot (\sin(\vartheta_4)\sin(\vartheta_5) + \cos(\vartheta_4)\cos(\vartheta_5)) - 2 \cdot D \cdot F \cdot (\sin(\vartheta_5)\sin(\vartheta_7) + \cos(\vartheta_5)\cos(\vartheta_7)) = 0$$

24

Risolviendo, quindi, f_1 per tutti i valori di ϑ_5 si ottiene la variazione di ϑ_7 durante la rotazione della camma.

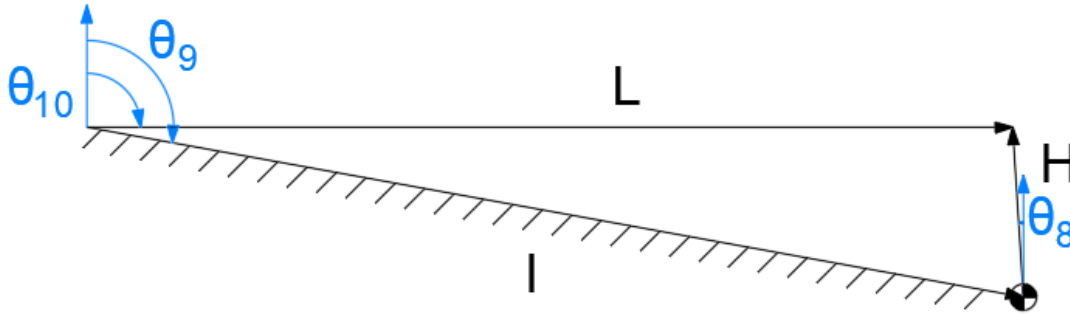


Figura 45: Schema del terzo sottosistema

Il terzo sottosistema, rappresentato in Figura 45, è un triangolo con un lato e due angoli fissati. Il lato, il quale rappresenta il telaio, è pari a $I = 122.98 \text{ mm}$ mentre i due angoli fissati valgono rispettivamente $\vartheta_9 = 90^\circ$ e $\vartheta_{10} = 100.30^\circ$. La variabile in ingresso è $\vartheta_8 = \vartheta_7 + 171.21^\circ$ che risulta quindi una funzione di ϑ_7 . Si scrivono le equazioni che descrivono il sistema, che, come nei casi precedenti, devono restituire, come somma delle coordinate, un valore pari a 0.

$$\begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = L \cdot \begin{Bmatrix} \sin(\vartheta_9) \\ \cos(\vartheta_9) \end{Bmatrix} - H \cdot \begin{Bmatrix} \sin(\vartheta_8) \\ \cos(\vartheta_8) \end{Bmatrix} - I \cdot \begin{Bmatrix} \sin(\vartheta_{10}) \\ \cos(\vartheta_{10}) \end{Bmatrix} \quad 25$$

Utilizzando la seconda riga dell'eq. 25 è possibile ricavare l'espressione della variabile incognita H:

$$H = -I \cdot \frac{\cos(\vartheta_{10})}{\cos(\vartheta_8)} \quad 26$$

Sostituendo l'eq 26 nella prima riga dell'eq 25 ed esplicitando L si ottiene:

$$L = -I \cdot \left(\frac{\cos(\vartheta_{10})}{\cos(\vartheta_8)} \cdot \sin(\vartheta_8) - \sin(\vartheta_8) \right) \quad 27$$

L'espressione di L ottenuta nell'eq 27 è funzione di ϑ_8 e rappresenta la distanza tra il bilanciere che muove la testa della valvola e una posizione fissa nel telaio che varia per tutta la durata della rotazione della camma. Quando il bilanciere inizia il contatto con la valvola la distanza L vale $L_0 = 124 \text{ mm}$, per cui, facendo la differenza tra L ed L_0 si ottiene l'apertura della valvola come indicato nell'eq. 28.

$$h_v = L_0 - L$$

28

È doveroso sottolineare che in realtà l'angolo ϑ_{10} non è propriamente fisso, ma subisce delle lievissime variazioni durante la fase di contatto con la valvola. Tuttavia, queste variazioni sono dell'ordine di frazioni di grado e causano trascurabili variazioni della lunghezza L , motivo per cui non si commette una grossa approssimazione ritenendo ϑ_{10} costante. Il risultato dell'analisi del movimento porta a definire la legge di alzata della valvola di aspirazione che viene rappresentata in Figura 46.

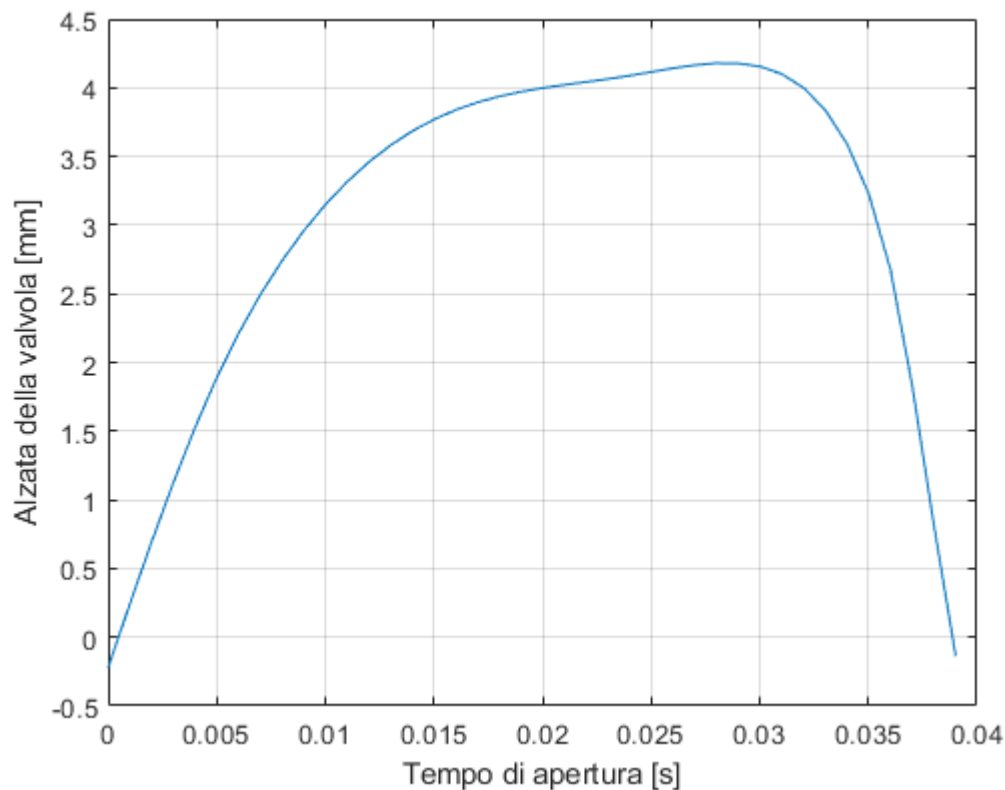


Figura 46: Legge di alzata della valvola di aspirazione ottenuta dall'analisi cinematica

Come si può evincere dal grafico la valvola resta aperta per 0.039 s che corrispondono a circa 76° di angolo di manovella. Da Figura 40 però, la fase di aspirazione risulta di 0.060 s. Questa differenza di durata si verifica perché tra bilanciere e valvola non c'è contatto istantaneo in seguito alla rotazione del bilanciere per effetto della diminuzione della distanza rullo- camma, ma deve essere coperta una certa distanza angolare prima del contatto, riducendo così il tempo di effettiva apertura della valvola di 0.021 s. Questo fenomeno non è riscontrabile utilizzando solo i dati sulla distanza camma-rullo. Sempre dal grafico di Figura 46 è possibile individuare l'altezza massima di apertura della valvola che risulta di 4.18 mm, ovvero leggermente inferiore alla distanza direttamente misurata sul modello CAD. Questo risultato è frutto dell'approssimazione del modello sul punto di contatto della valvola, ma anche e soprattutto dalle incertezze causate delle misurazioni fatte sul modello 3D. Nonostante ciò, visto che la lunghezza globale del cinematismo supera i 450 mm, l'errore è molto piccolo (0.2 mm ovvero circa 0.04% sulla distanza totale) e si può considerare il risultato accettabile.

Per verificare ulteriormente la bontà di questi risultati è possibile stimare la legge d'alzata in un secondo modo ed eseguire un confronto tra i due profili ottenuti. Infatti, il cinematismo della distribuzione dovrebbe replicare la forma imposta dalla camma sulla testa della valvola, per cui la legge di alzata dovrebbe ricalcare esattamente il profilo del grafico in Figura 40. Quindi, per prima cosa, sono stati raccolti gli stessi valori di modulo della distanza camma-rullo utilizzati per creare la prima legge d'alzata. Dopodiché è stato calcolato l'effettivo scostamento s tra camma e punteria sottraendo al valore i -esimo d_i della distanza il valore minimo d_{min} corrispondente a 17.67 mm come illustrato nell'eq. 29.

$$s_i = d_i - d_{min} \quad 29$$

È risultato che lo scostamento massimo s_{max} risulta di 3.70 mm. Per come è stata impostata l'analisi cinematica lo scostamento massimo corrisponde alla posizione di chiusura della valvola mentre quello minimo è associato alla posizione di massima apertura h_{max} . Per invertire questa corrispondenza e associare lo scostamento massimo all'alzata massima e viceversa è stato sottratto al valore dello scostamento massimo lo scostamento i -esimo s_i per ottenere la distanza di scostamento i come illustrato nell'eq. 30.

$$i_i = s_{max} - s_i \quad 30$$

A questo punto è possibile fare la corrispondenza tra distanza di scostamento e l'alzata della valvola. I vari valori di alzata sono stati calcolati utilizzando l'eq. 31.

$$h_i = \frac{l_i}{s_{max}} \cdot h_{max}$$

31

Con l'altezza della valvola espressa istante per istante è possibile eseguire l'interpolazione dei punti ed ottenere un polinomio. In questo caso è stato utilizzato il software MATLAB per eseguire i calcoli. L'interpolazione dei dati è stata eseguita tramite il comando *Polyfit* specificando l'utilizzo di un polinomio di 20 gradi. In Figura 47 è possibile vedere il confronto tra le due leggi ottenute. In azzurro è mostrata la legge ottenuta tramite l'analisi del cinematismo, mentre in rosso quella ottenuta tramite l'ipotesi di trasformazione omotetica della forma della camma.

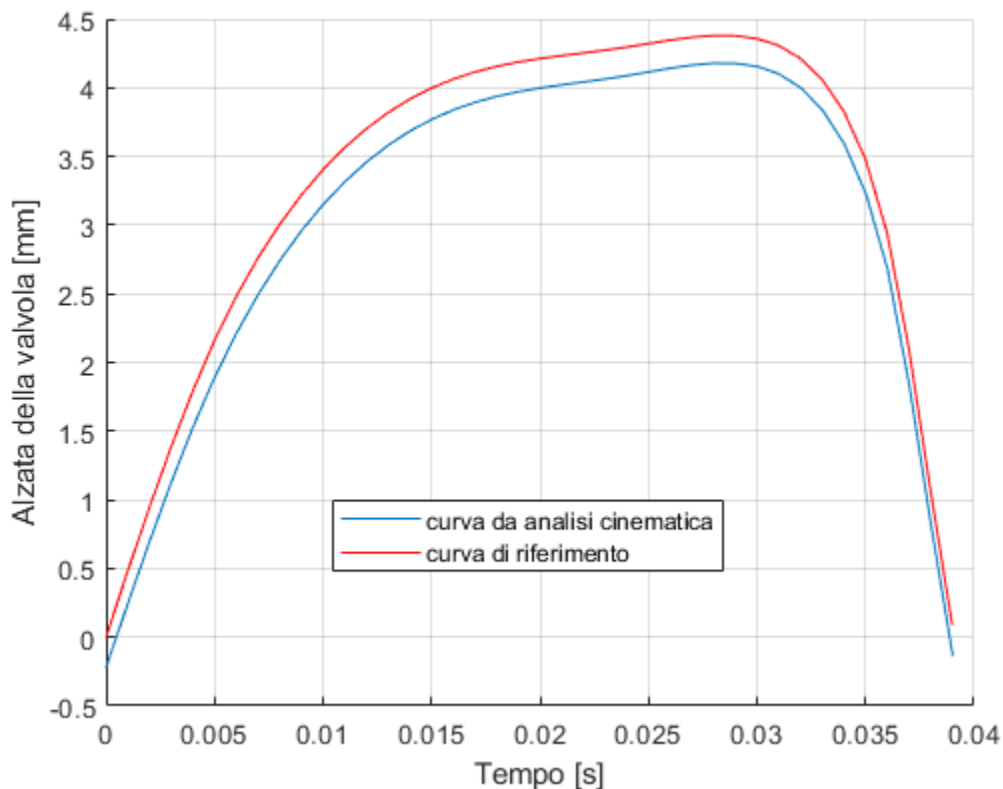


Figura 47: Confronto tra le due leggi d'alzata ottenute con due metodi differenti

Dal confronto tra le due si può confermare il buon risultato ottenuto dallo studio del cinematismo. Infatti, la forma dei due profili è identica e si discostano solamente per un valore medio di circa 0.2 mm. Per ulteriori delucidazioni sui calcoli eseguiti si rimanda all'appendice B presente al termine di questo testo.

CAPITOLO 3

Introduzione

In questo capitolo viene fatta un'analisi preliminare del funzionamento del carburatore in modo tale da capire quali siano le migliori condizioni da applicare al modello per eseguire la simulazione in Ansys Fluent. Viene poi approfondito il comportamento di un particolare elemento definito come corpo poroso, il quale permette di ridurre notevolmente il numero di elementi della mesh. Infine, vengono specificate le impostazioni principali che permettono di eseguire e far convergere la simulazione.

3.1 Condizioni al contorno per gli inlet

Gli inlet (o ingressi) sono quelle superfici che, nella simulazione, indicano appunto l'ingresso dei fluidi nel dominio di calcolo. In questo caso sono presenti due inlet, uno per l'ingresso d'aria (air inlet) e uno per l'ingresso del combustibile (fuel inlet). Per quanto riguarda il primo, è collocato all'ingresso del filtro per l'aria e, nella realtà, è rappresentato dall'ambiente. Per emulare questa condizione, l'inlet è stato rappresentato come una sfera molto grande, in modo da non condizionare i flussi all'ingresso omogeneizzando velocità e direzioni d'ingresso. L'ingresso della benzina, invece, avviene attraverso un tubicino che raccoglie il combustibile direttamente dall'apparecchio a livello costante. Quindi, attraverso il modello CAD, è stato ricostruito il collegamento tra carburatore e apparecchio a livello costante, ricreando anche il livello di fluido presente nel serbatoio. La condizione di pressione, da applicare in entrambi i casi, è quella di pressione atmosferica (valore medio di 101325 Pa) applicata su tutta la superficie della sfera e sulla superficie superiore del livello di benzina nel serbatoio. In Figura 48 è possibile osservare, rappresentate in blu, le superfici di inlet con le relative frecce che indicano la direzione di applicazione della pressione agente.

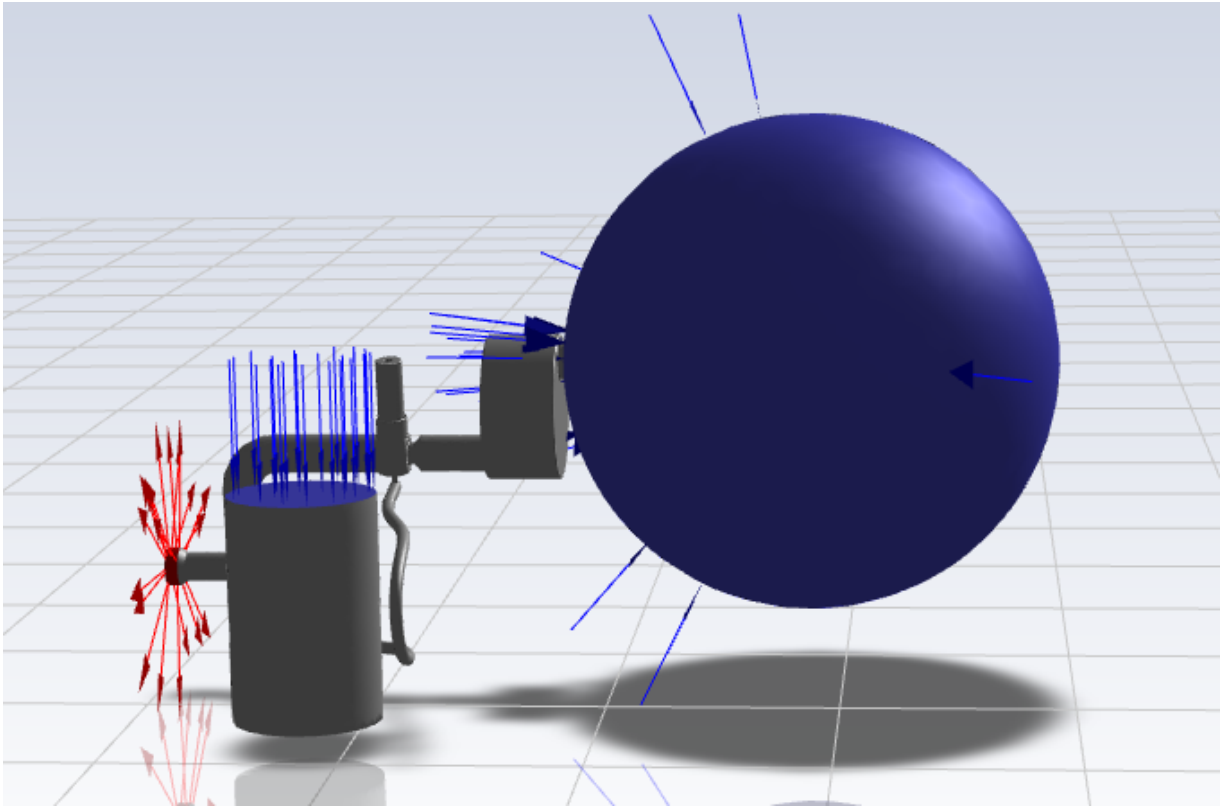


Figura 48: Rappresentazione degli inlet e la relativa condizione di pressione

3.2 Condizioni al contorno per l'outlet

Gli outlet (o uscite), invece, sono le superfici di uscita dei fluidi dal dominio di calcolo. In questo caso è presente solo un outlet dal quale esce la miscela di aria e combustibile e, idealmente, coincide con l'ingresso dei fluidi nel cilindro. La superficie individuata con questo scopo è quella generata dalla circonferenza della valvola quando essa viene aperta. Nella realtà, è una superficie di dimensione variabile in quanto, l'altezza della valvola, varia durante la fase di aspirazione. Tuttavia, per semplificare e alleggerire i calcoli è stato deciso di simulare il movimento della valvola applicando una pressione variabile alla superficie di uscita, mantenendo costante l'apertura della valvola nella sua posizione di massima altezza. In Figura 48 è possibile osservare, in rosso, la superficie di outlet del sistema.

In questo caso non si hanno dati su quale sia l'andamento reale della pressione all'interno del cilindro per cui sono stati cercati in letteratura dei riferimenti. Appoggiandosi al testo *"Motori a combustione interna"* di G. Ferrari [4] è stato ritenuto opportuno creare e utilizzare la curva rappresentata in Figura 49.

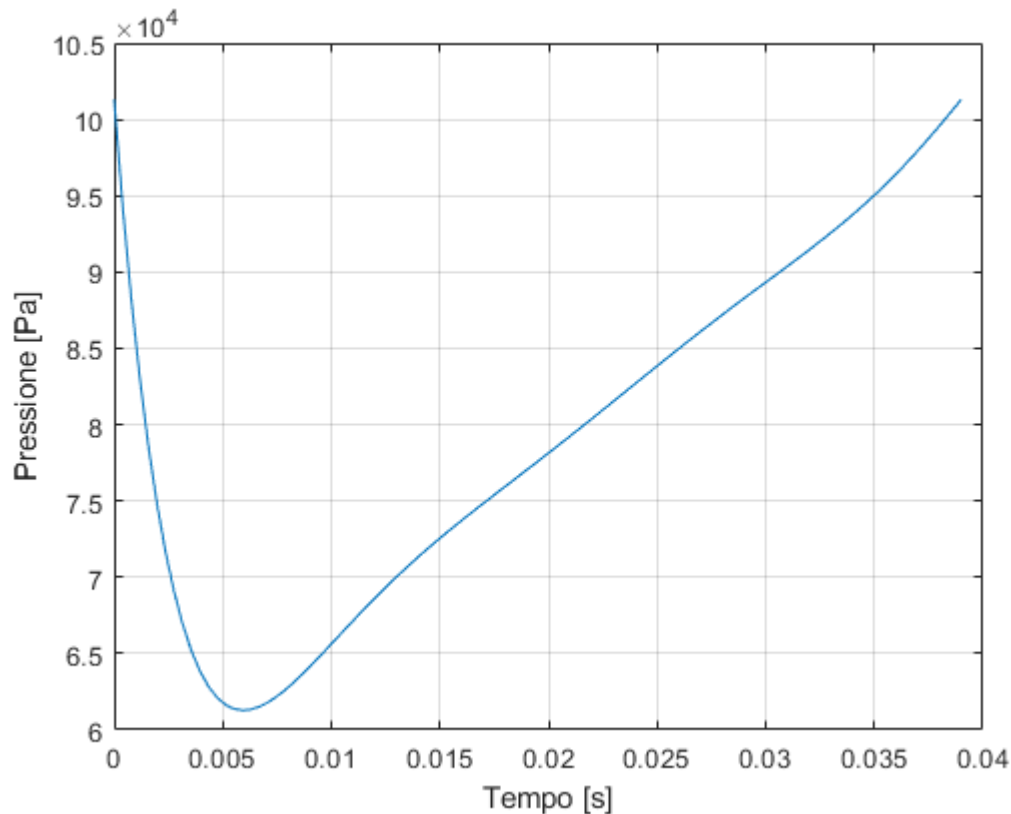


Figura 49: Andamento stimato della pressione all'interno del cilindro

In questo caso, la curva inizia e finisce a pressione atmosferica poiché, in questo modo, essendo uguale alla pressione applicata agli inlet, non dovrebbe crearsi una differenza di pressione all'interno del carburatore e di conseguenza non dovrebbe esserci un flusso di massa verso il cilindro, simulando così la chiusura della valvola. Il valore minimo della fase di aspirazione, invece, vale 62000 Pa creando una differenza di pressione massima con l'ambiente di circa 40000 Pa. Il carburatore però, lavora durante tutto il ciclo motore, infatti, anche durante le fasi di chiusura della valvola, al suo interno, sono presenti dei flussi sia d'aria che di carburante che influiscono la fase di riempimento del cilindro. Per cui si è deciso di tenere in considerazione anche quelle fasi in cui non c'è flusso di massa, motivo per cui si considerando quegli istanti a pressione costante e atmosferica. In Figura 50 è possibile osservare l'andamento della pressione rappresentato per due cicli motore completi.

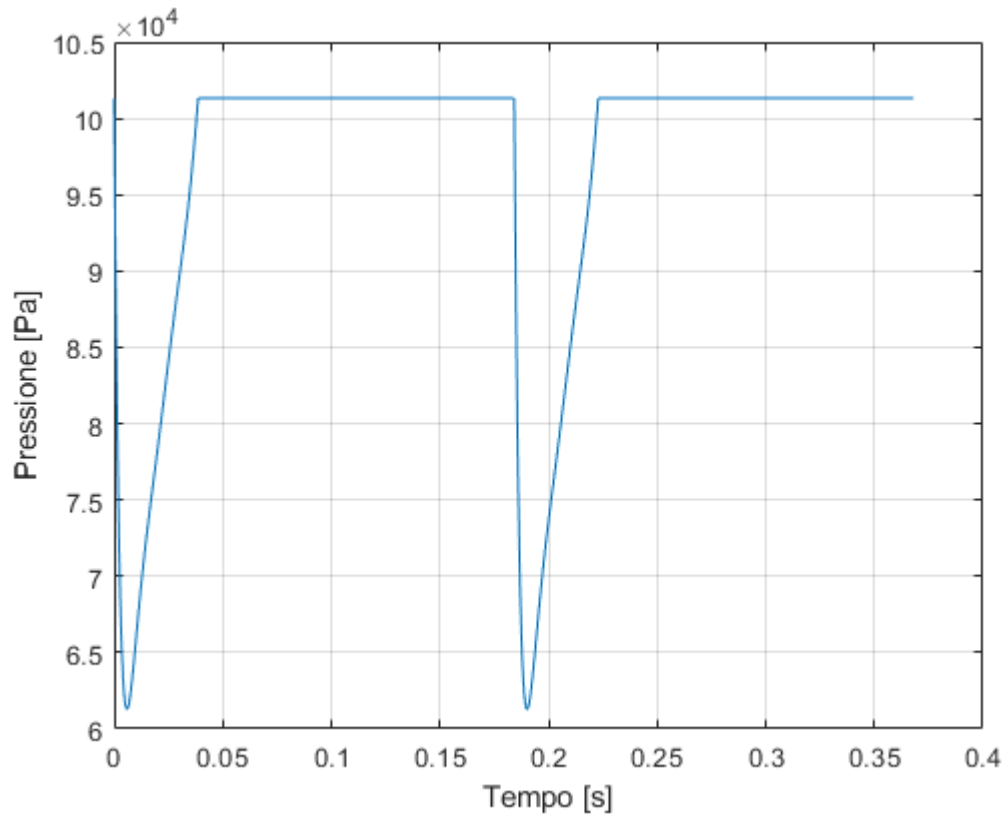


Figura 50: Rappresentazione della pressione di due cicli motore completi

Per poter utilizzare questa curva in Fluent è necessario trovare una funzione numerica che ne descriva i valori necessari. Inoltre, questa curva deve essere periodica poiché è necessario realizzare più cicli motore sino a verificare che il funzionamento descritto dalla simulazione sia quello a regime. La soluzione migliore è quella di interpolare i valori della funzione con la serie di Fourier, la cui forma base viene riportata nell'eq. 32.

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^N [a_n \cdot \cos(nt) + b_n \cdot \sin(nt)]$$

32

Utilizzando un tool apposito per il *curve fitting* integrato nel programma Matlab è stata interpolata la funzione utilizzando una serie composta da otto termini (il massimo consentito dall'applicativo) e in Figura 51 è possibile apprezzarne il risultato.

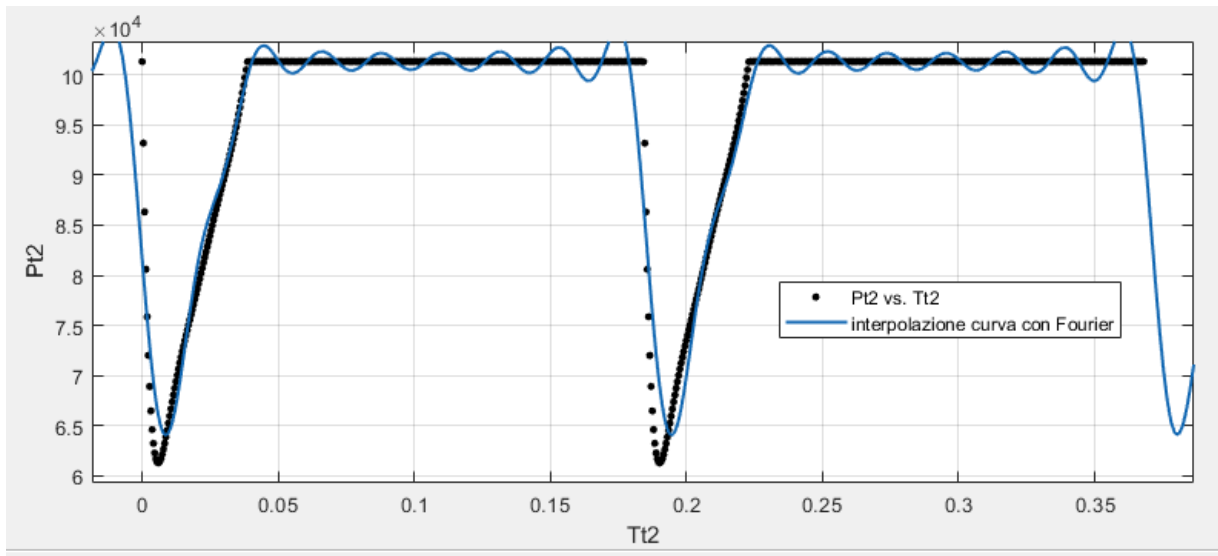


Figura 51: Interpolazione della curva di pressione con la serie di Fourier

Come si può vedere dall'immagine l'interpolazione non è perfetta ma crea delle zone d'instabilità nei tratti in cui la pressione dovrebbe essere perfettamente costante. Inoltre, sia negli istanti precedenti che successivi alla chiusura della valvola, si genera una sovrappressione rispetto a quanto stimato. Nonostante ciò, vista la necessità di realizzare un numero non definibile a priori di cicli e la buona approssimazione della parte di pressione variabile, considerate le conoscenze e competenze in gioco, è stato deciso di utilizzare la seguente serie che descrive l'andamento della pressione in funzione del tempo t e dove w è un parametro che vale 33.82:

$$\begin{aligned}
 p(t) = & 96660 - 8028 \cdot \cos(wt) - 3826 \cdot \sin(wt) - 4922 \cdot \cos(2wt) + 5868 \cdot \sin(2wt) - \\
 & +1815 \cdot \cos(3wt) - 5631 \cdot \sin(3wt) - 72.55 \cdot \cos(4wt) - 4068 \cdot \sin(4wt) + \\
 & +211.9 \cdot \cos(5wt) - 2585 \cdot \sin(5wt) - 109 \cdot \cos(6wt) - 1914 \cdot \sin(6wt) - \\
 & +222.8 \cdot \cos(7wt) - 1831 \cdot \sin(7wt) + 16.89 \cdot \cos(8wt) - 1754 \cdot \sin(8wt)
 \end{aligned}$$

3.3 Corpo poroso

Come illustrato nel paragrafo 1.6, nel condotto principale del carburatore è presente una griglia con la funzione di frammentazione delle gocce di benzina. Questa griglia è molto fitta (maglie da 1 mm) e per cui la sua realizzazione tramite mesh richiederebbe un numero elevatissimo di elementi. Per ovviare a questo problema e snellire il costo computazionale si può sostituire la griglia fisica con un elemento poroso. Questa procedura è utilizzata ampiamente in letteratura, se ne trova esempio anche nei siti di software per simulazioni [1], e permette di ottenere le proprietà della griglia senza la necessità di realizzarne la mesh. In particolare, in questo caso, è stato utilizzato l'elemento 2D "porous-jump" (membrana porosa) in quanto il fluido attraversa la griglia in una sola direzione. Come è possibile vedere in Figura 52, per l'utilizzo della membrana porosa è necessario specificare tre parametri, di cui se ne può trovare una descrizione dettagliata nella guida a Fluent nella voce [3] della bibliografia.

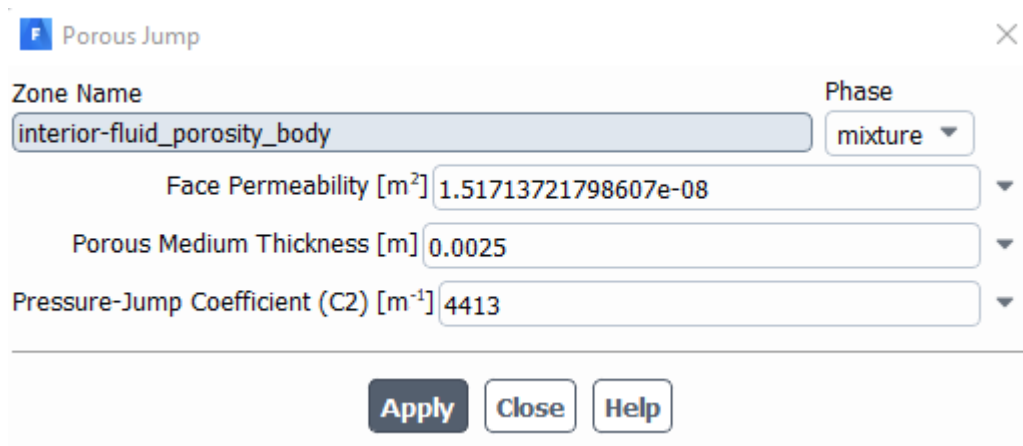


Figura 52: Parametri necessari per l'utilizzo del corpo poroso

Il primo parametro *Face Permeability* contraddistinto dalla lettera α si può calcolare con l'eq. 34:

$$\alpha = \frac{D_p^2 \cdot \epsilon^3}{150 \cdot (1 - \epsilon)^2} = \frac{0.001^2 \cdot 0.276}{150 \cdot (1 - 0.651)^2} = 1.52 e^{-8}$$

34

Dove D_p^2 , in questo caso, è la dimensione della maglia della griglia e ϵ il rapporto tra volume totale e volume occupato della griglia.

Il parametro *Porous Medium Thickness* rappresentato dal simbolo Δm rappresenta lo spessore della membrana che in questo caso vale 0.0025 m.

Infine, anche per il parametro *Pressure-Jump Coefficient* indicato con la lettera C_2 è presente una formula per il calcolo (eq. 35).

$$C_2 = \frac{3.5 \cdot (1 - \epsilon)}{D_p \cdot \epsilon^3} = \frac{3.5 \cdot (1 - 0.651)^2}{0.001 \cdot 0.276} = 4413$$

35

In questo modo il software è in grado di calcolare il salto di pressione generato dalla griglia secondo l'eq. 36.

$$\Delta p = -\left(\frac{\mu}{\alpha} v + C_2 \frac{1}{2} \rho v^2\right) \cdot \Delta m$$

36

In Figura 53 è possibile osservare come Fluent schematizza il setto poroso

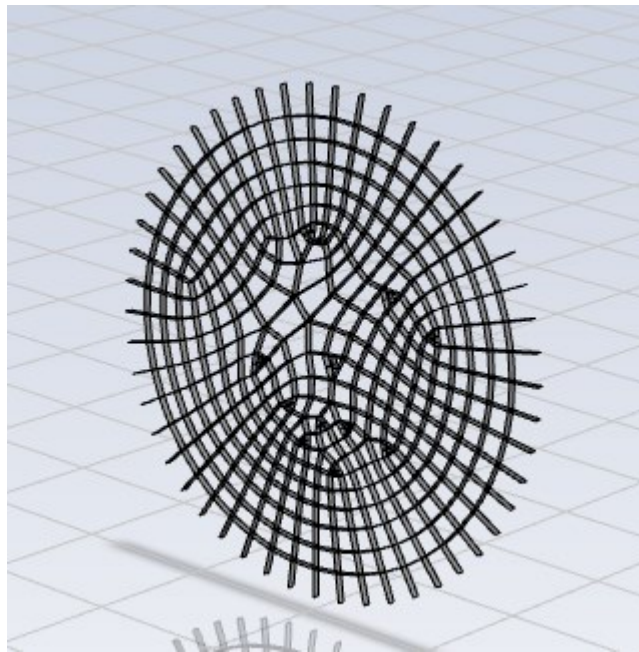


Figura 53: schematizzazione della membrana porosa

3.4 Setup e avvio dell'analisi

Per eseguire questa simulazione, si è cercato un compromesso tra accuratezza e costo computazionale, sviluppando una mesh i cui elementi non avessero dimensione superiore a 20 mm.

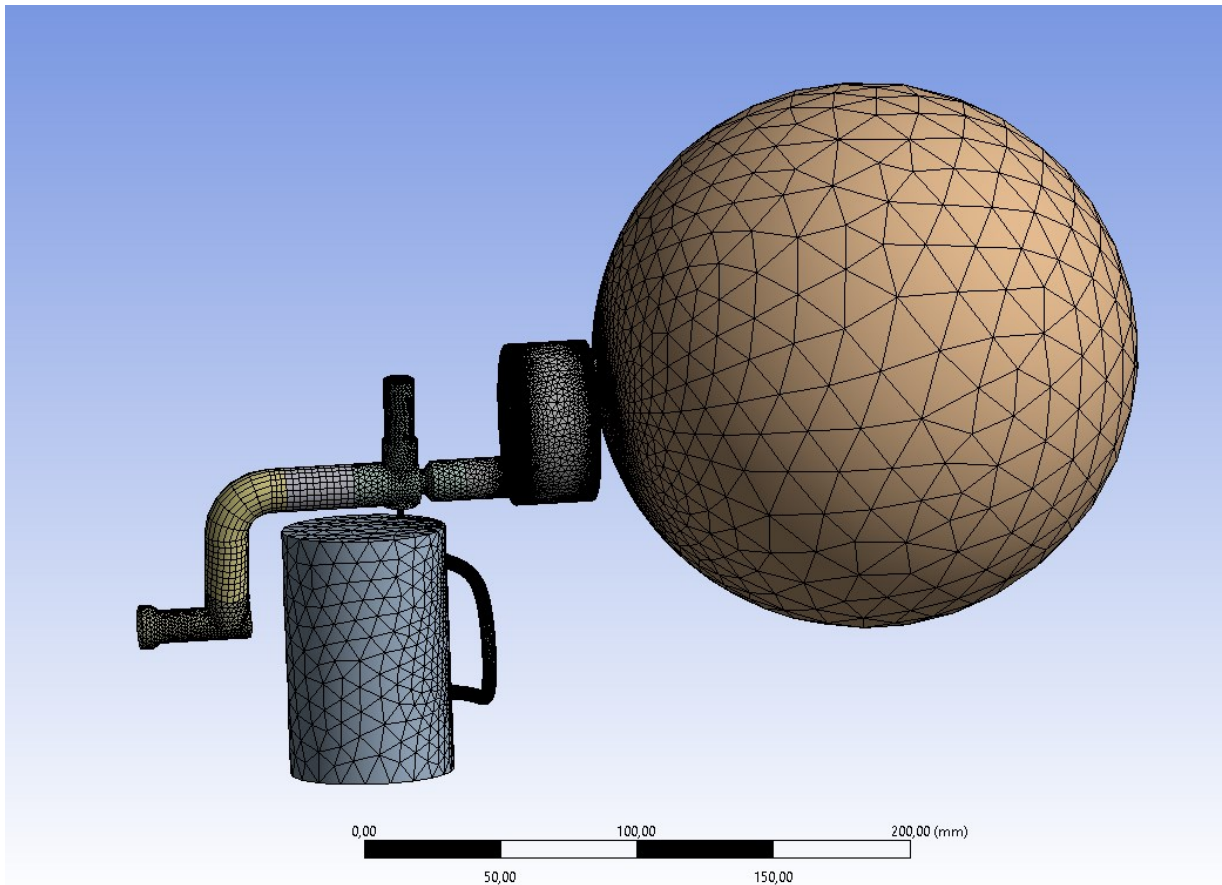


Figura 54: Visualizzazione della mesh automatica creata da Ansys

Come si può vedere dalla Figura 54 le zone della mesh con elementi molto grandi sono solo gli inlet, mentre nel corpo del carburatore, dove c'è maggiore interesse nel comportamento dei fluidi, la mesh risulta molto più raffinata. Il risultato è stato considerato sufficientemente buono per procedere e infine, importando la mesh in Fluent, essa è stata resa poliedrica per diminuire il numero di elementi e facilitare la convergenza. Altro particolare da notare è l'assenza della lamina elicoidale nella parte terminale del carburatore. Essa è stata rimossa per replicare meglio il comportamento del carburatore in quanto, come detto anche in precedenza, nel funzionamento reale la lamina è stata eliminata.

Altro elemento da considerare per il corretto funzionamento del carburatore è l'apertura dell'ugello. Esso, infatti, come detto in precedenza, è regolabile per poter, a sua volta, regolare la potenza del motore tramite la creazione di una miscela più o meno ricca. In Figura 55 è possibile osservare come lo spillo possa scendere all'interno dell'ugello impedendo la totale fuoriuscita di benzina.

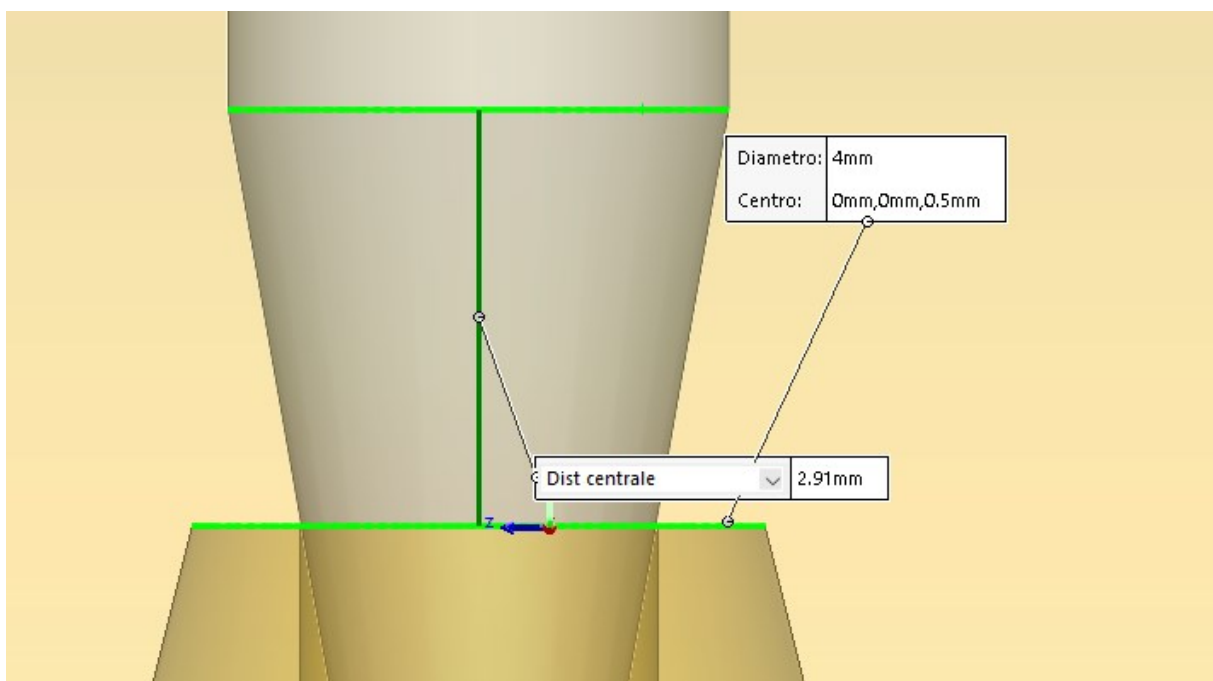


Figura 55: Ugello del carburatore completamente chiuso dallo spillo

Ai fini di quest'analisi, l'apertura dell'ugello è stata settata in una posizione intermedia. Si è posto infatti, lo spillo a 2 mm dalla posizione di completa chiusura come illustrato in Figura 56. Regolando diversamente la posizione dello spillo è possibile ottenere rapporti di dosatura differenti all'outlet.

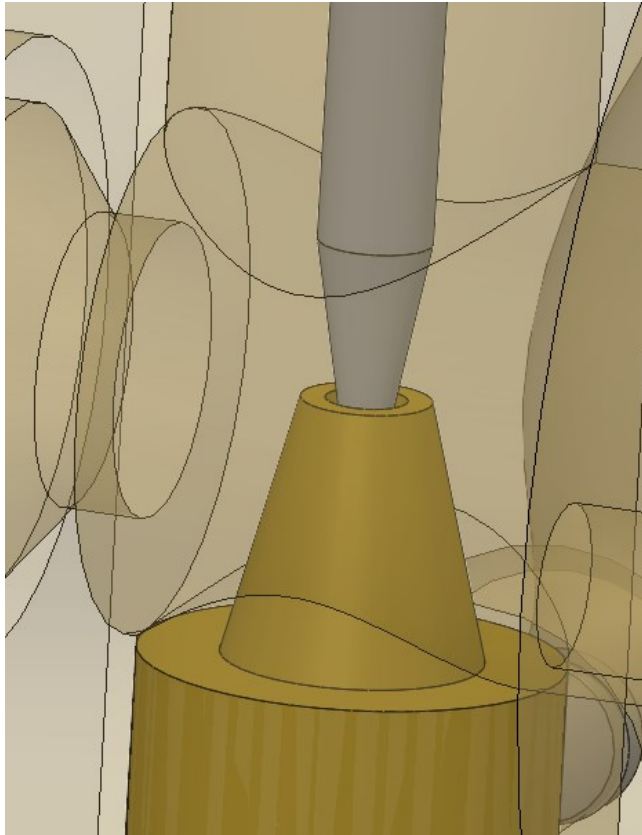


Figura 56: Apertura dell'ugello utilizzata per l'analisi

Il modello utilizzato per studiare l'interazione tra le due fasi è il VOF (volume of fluid), modello che consente di studiare il comportamento tra una fase liquida e una aeriforme. È stato inoltre considerato l'effetto della forza di gravità, che influisce maggiormente sulla fase liquida.

Visto che la soluzione della simulazione avviene in modo numerico e non esatto, sono stati fissati i residui, come condizione di convergenza, a 0.001, ovvero quando la differenza tra una soluzione e quella successiva (per tutti i parametri come velocità, fasi, turbolenza, ecc..) è inferiore al valore del residuo si considera la soluzione come giunta a convergenza e quindi il solutore si arresta.

Infine, sono stati scelti alcuni settaggi che vengono riportati in Figura 57.

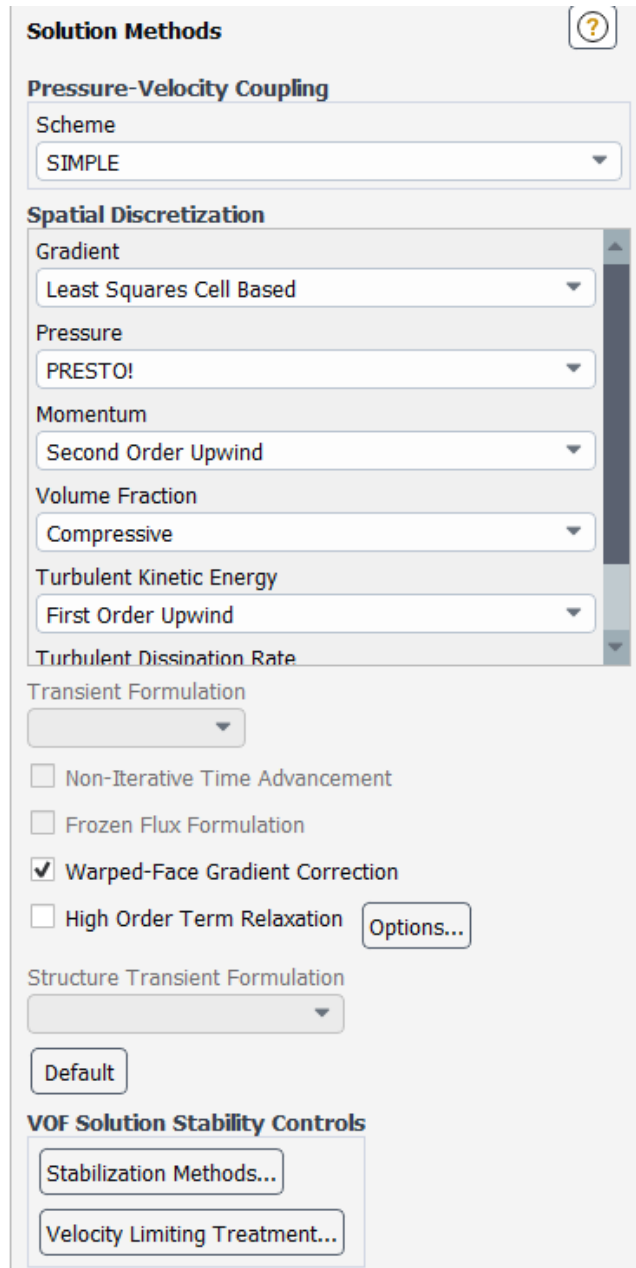


Figura 57: Solution Methods utilizzati per la ricerca della soluzione

All'inizializzazione del problema è stato inoltre specificato, tramite il comando patch, la presenza di sola benzina nel serbatoio d'inlet del carburante e nel condotto che lo trasporta sino all'ugello. Il risultato è visibile in Figura 58 dove con il colore rosso viene indicata la presenza di combustibile, mentre in blu la presenza di aria.

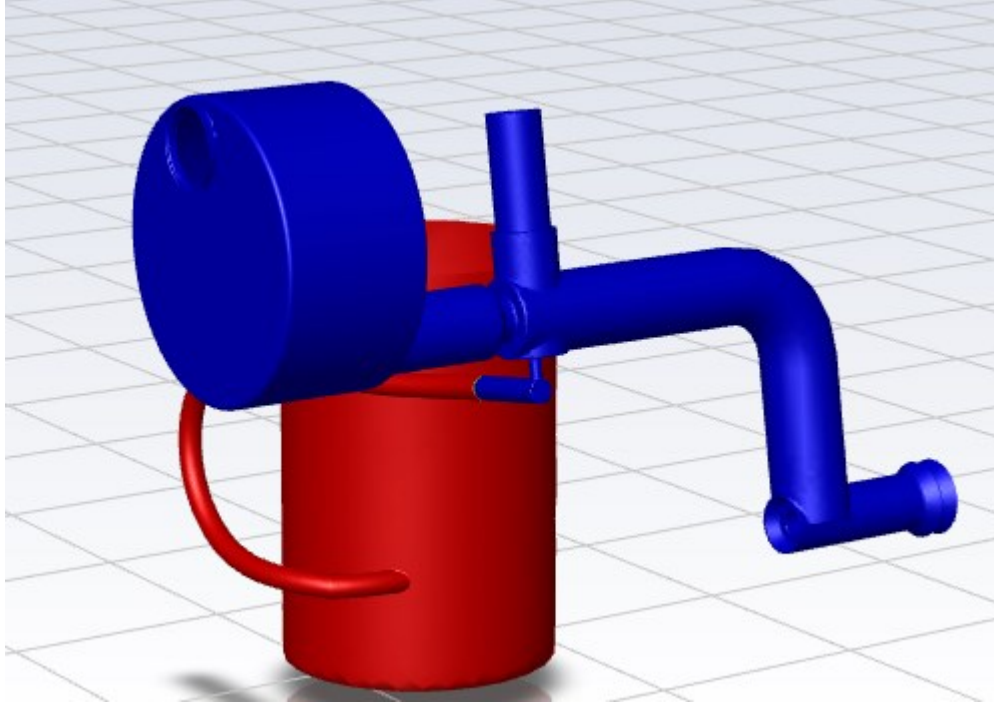


Figura 58: Inizializzazione della soluzione dove viene indicata la presenza di carburante nel sistema

Infine, si è dato il via alla soluzione fissando dei time-step di 0.00001 s, sufficientemente piccoli per riuscire a trovare continuità nella soluzione ma al contempo grandi tali non eccedere nel tempo di soluzione. Alla fine, sono stati simulati 4 cicli motore completi più un quinto di sola apertura della valvola arrivando a calcolare la soluzione sino a 0.8 s.

CAPITOLO 4

Nei prossimi paragrafi verranno analizzati i risultati principali ottenuti dalla simulazione in vari istanti del ciclo motore valutando principalmente andamento di velocità, pressione e rapporto di dosatura. Gli istanti esaminati saranno 0.724 s (prima dell'apertura della valvola), 0.738 s, 0.750 s (in prossimità del picco di depressione), 0.764 s e infine 0.794 s (a seguito della chiusura della valvola). Verranno poi fatte alcune considerazioni sulla simulazione in generale e quali possano essere dei punti futuri di miglioramento del lavoro.

4.1 Analisi dei risultati

Partendo dall'analisi delle velocità è stato realizzato un contour del modulo della velocità dei fluidi passante per il piano medio del carburatore per ognuno degli istanti specificati.

In generale ci si aspetta la zona di maggiore velocità nell'area del divergente. In questo punto è fondamentale avere sufficiente velocità in quanto il fluido deve creare una forte depressione per richiamare carburante dall'ugello e allo stesso tempo deve avere abbastanza energia cinetica per trasportare le gocce di benzina che a causa della depressione fuoriescono.

Si può inoltre osservare che nella zona di contatto con le pareti, a causa della forza d'attrito, la velocità è prossima allo zero. Infine, negli istanti in cui i fluidi hanno alte velocità, nella zona dell'ingresso nella valvola, per via della forza di gravità e dell'inerzia in combinazione alla riduzione della sezione, subiscono un aumento di velocità che li spinge verso l'uscita nel cilindro.

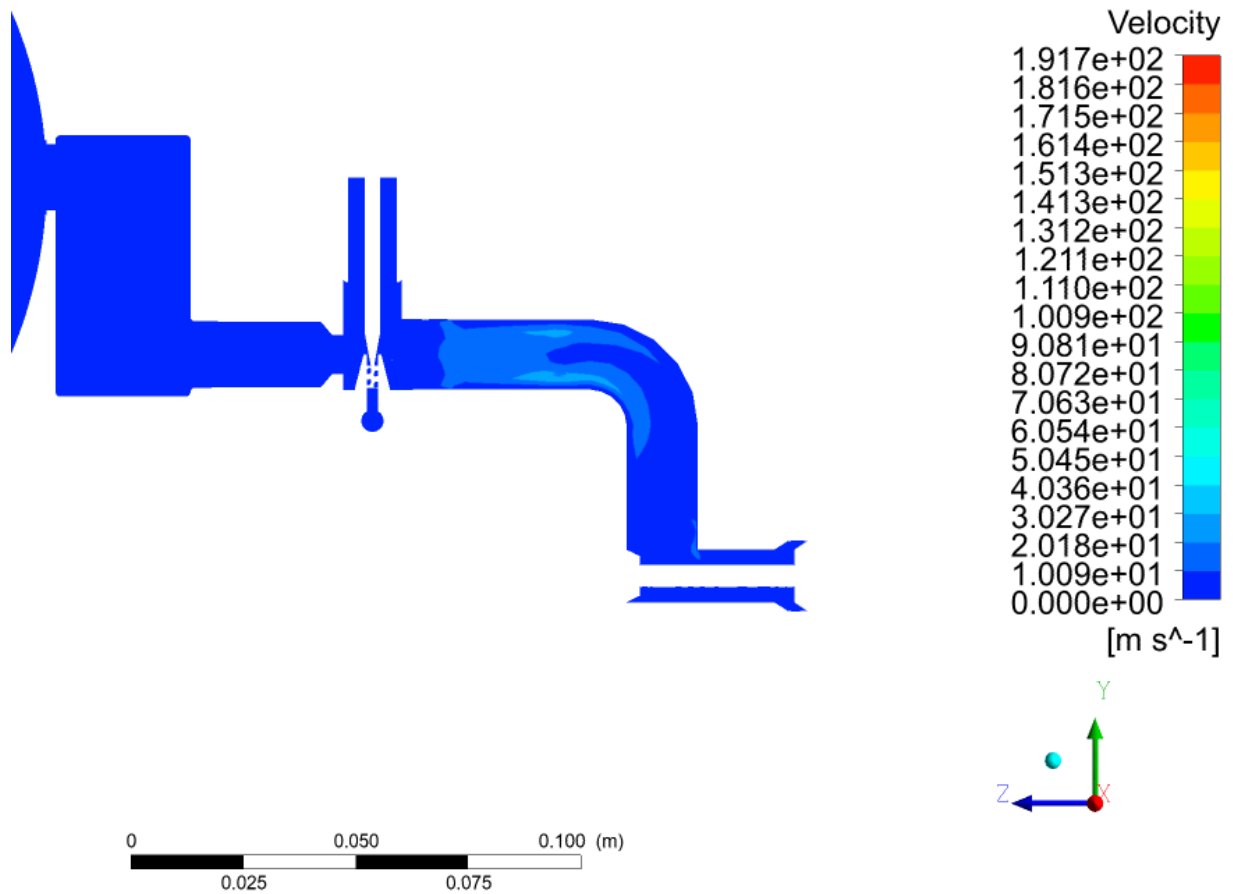


Figura 59: Contour della velocità sul piano medio del carburatore a 0.724 s

Analizzando la Figura 59 si può vedere che prima dell'inizio del ciclo di aspirazione i fluidi sono relativamente quieti. Infatti, le velocità sono molto basse, inferiori ai 40 m/s, e i moti maggiori sono a distanza intermedia tra inlet e outlet.

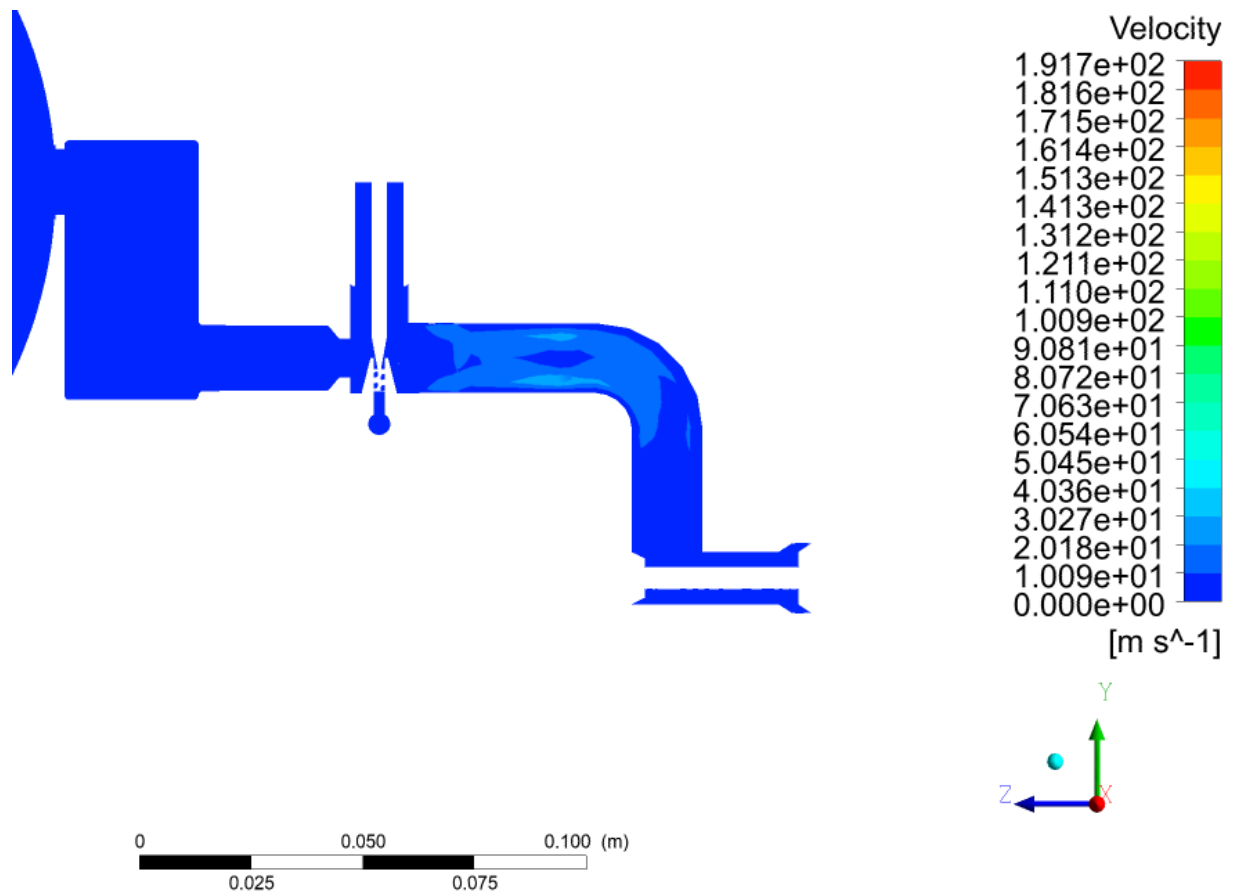


Figura 60: Contour della velocità sul piano medio del carburatore a 0.738 s

Nei primi istanti del ciclo di aspirazione (Figura 60), la differenza di pressione che si crea tra inlet e outlet, ordina i flussi e comincia a dare velocità ai fluidi ampliandone il campo di moto principale.

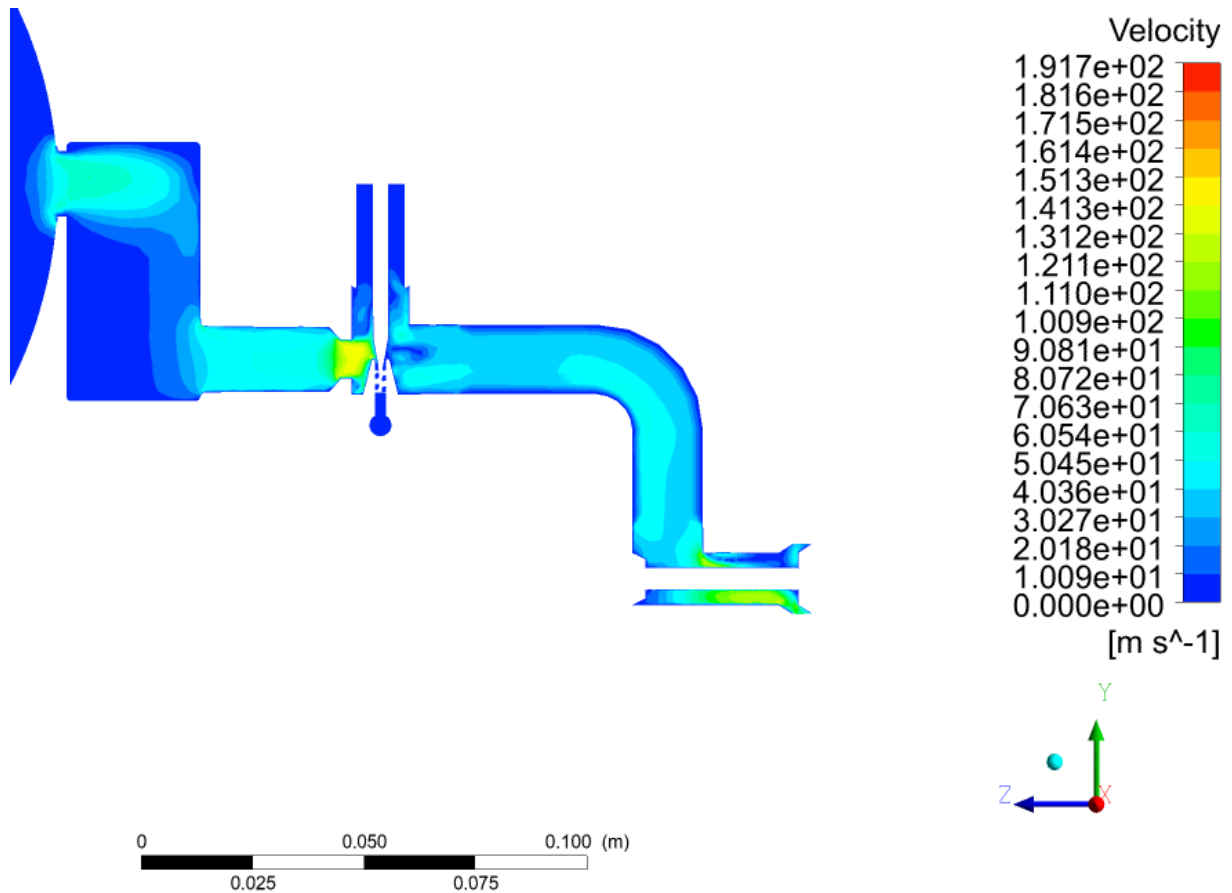


Figura 61: Contour della velocità sul piano medio del carburatore a 0.750 s

In prossimità del punto minimo della curva di pressione, i fluidi hanno le velocità maggiori (in questo caso si raggiungono circa i 192 m/s), come illustrato in Figura 61, che come previsto, si raggiungono nella zona del convergente. Il rendering volumetrico in Figura 62 aiuta a vedere meglio che la velocità massima si raggiunge dove l'aria evita l'ostacolo dello spillo subito dopo l'uscita dal convergente (ci sono delle piccole aree in colore rosso che indicano la velocità massima raggiunta dai fluidi).

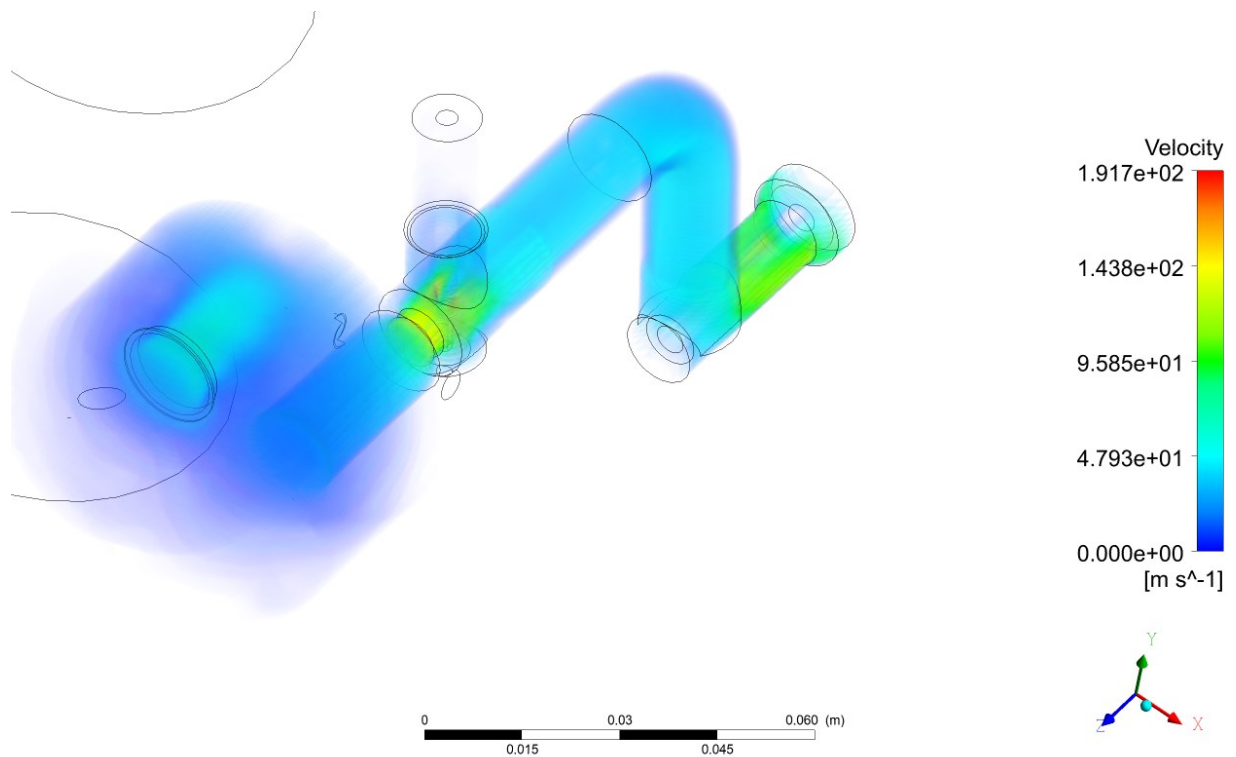


Figura 62: Rendering volumetrico della velocità nell'istante 0.750 s

In Figura 63, Figura 64 e Figura 65 è possibile vedere alcuni dettagli, sempre riferiti all'istante 0.750 s, al cui al rendering volumetrico del modulo della velocità ne vengono sovrapposti i vettori in modo tale da vedere la direzione nel fluido. Si può notare come nella zona del convergente il flusso sia molto ordinato per poi scontrarsi nella zona dell'ugello assumendo diverse direzioni per seguire la geometria del corpo. La maggioranza del fluido, però, continua il suo flusso in modo ordinato e raggiunge la prima curva. Infine, nella zona terminale, a causa dell'ultima curva, della riduzione di sezione e dell'inerzia dei fluidi, c'è un'accelerazione e una tendenza a fluire verso la parte inferiore prima di entrare nel cilindro.

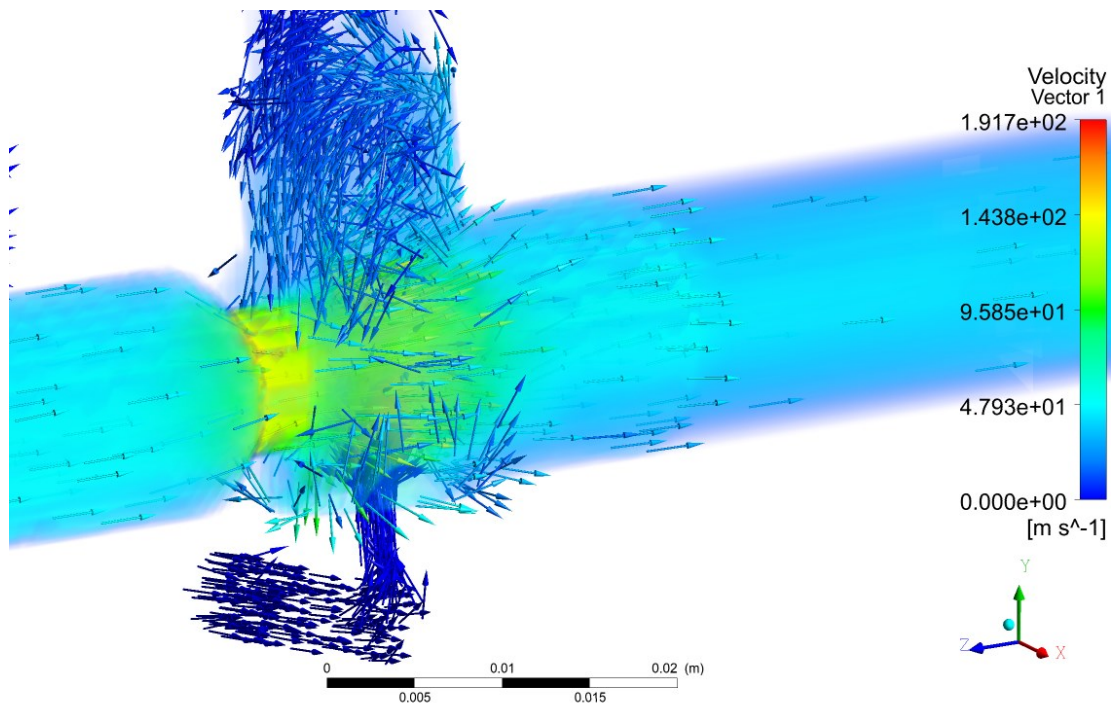


Figura 63: Rendering volumetrico della velocità con sovrapposizione dei vettori nella zona del convergente

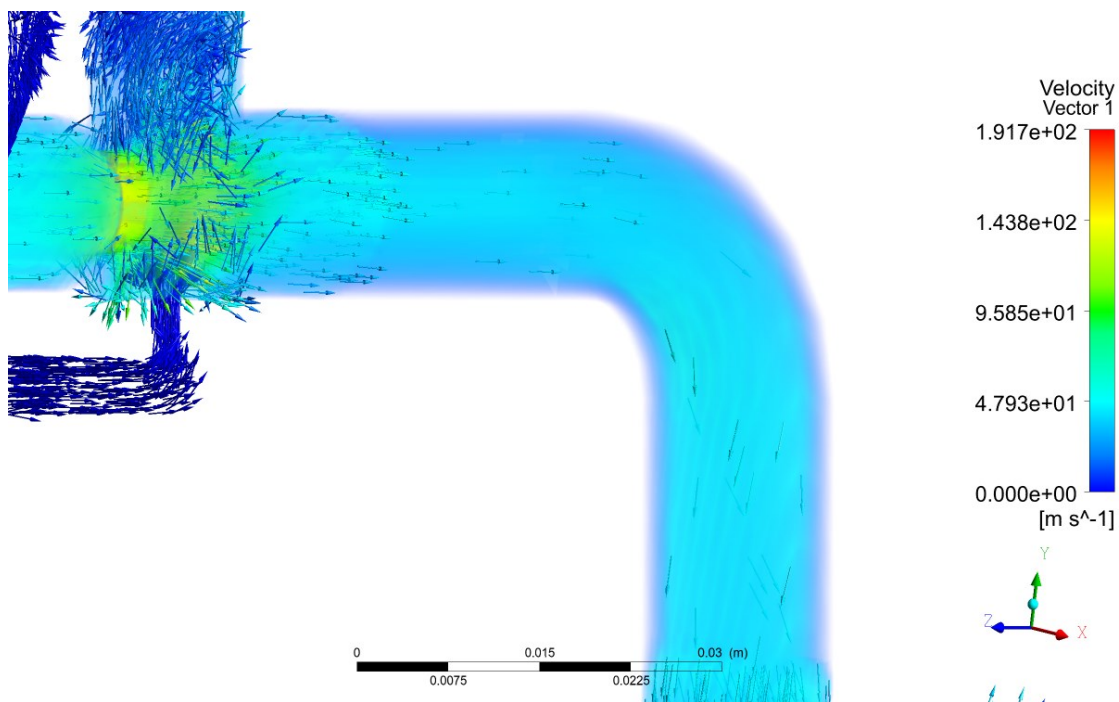


Figura 64: Rendering volumetrico della velocità con sovrapposizione dei vettori nella zona della prima curva

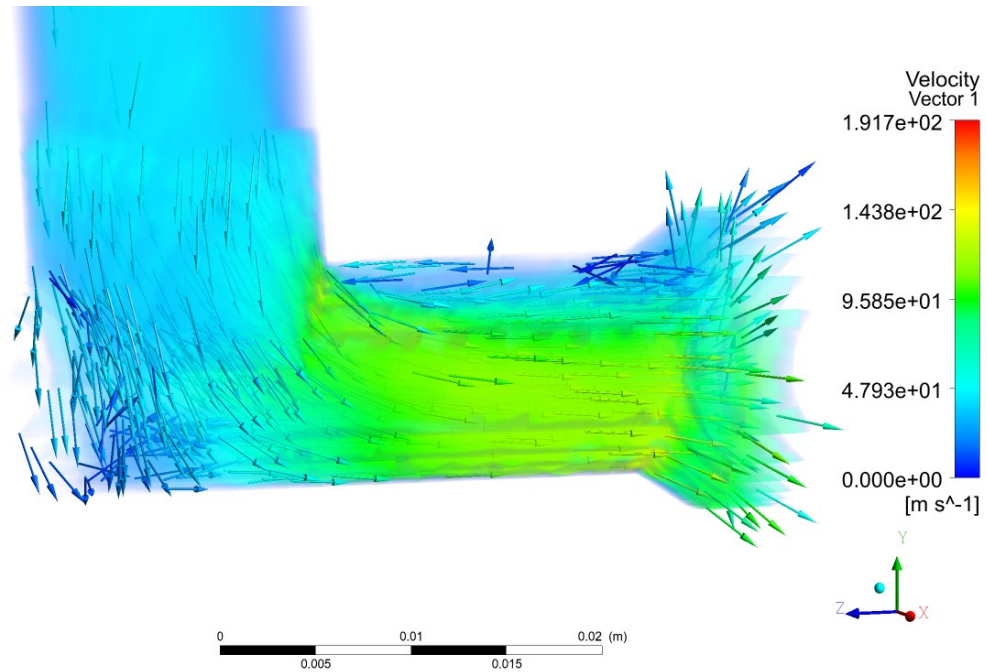


Figura 65: Rendering volumetrico della velocità con sovrapposizione dei vettori nella zona terminale

Proseguendo con la descrizione degli istati temporali, in Figura 66 si può osservare che con la diminuzione della differenza di pressione diminuiscono anche le velocità che in questo istante scendono a circa 150 m/s.

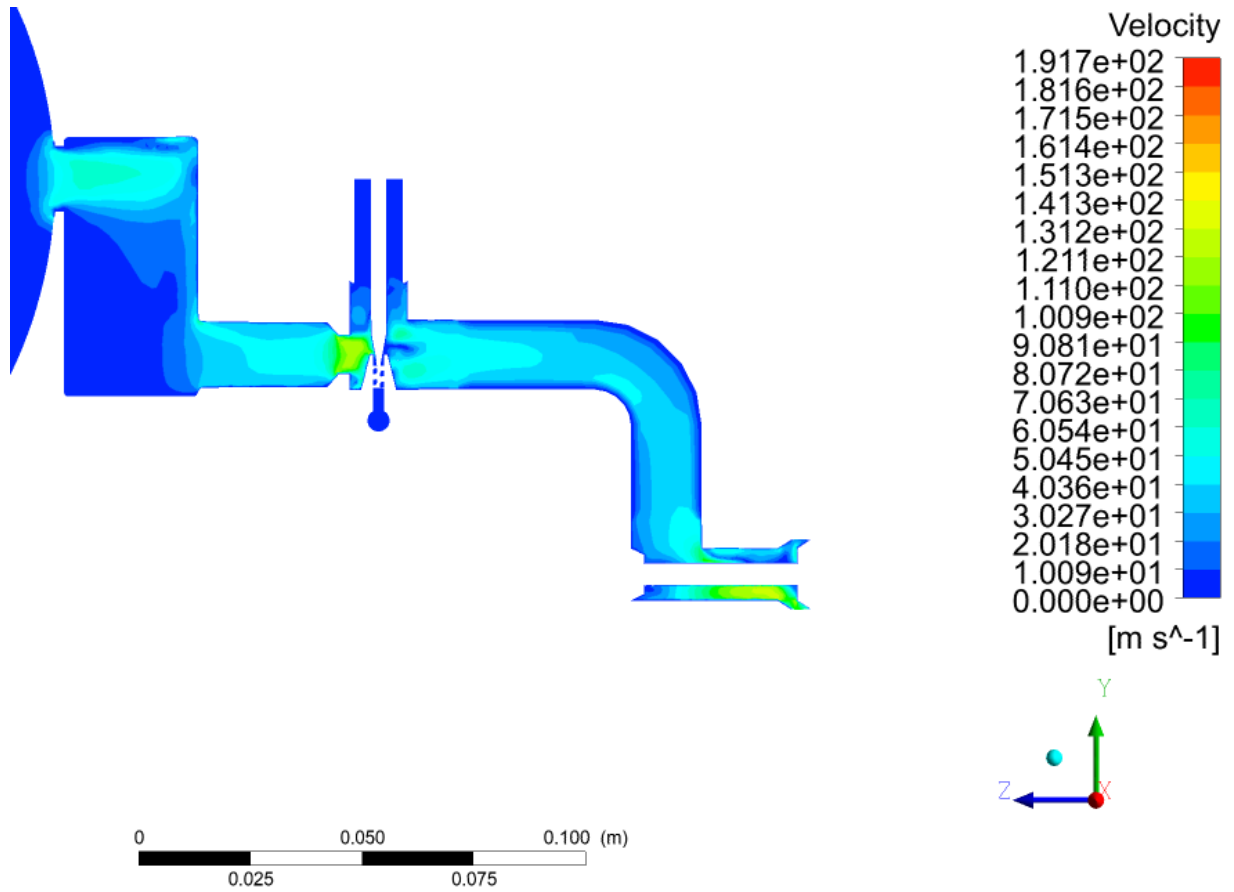


Figura 66: Contour della velocità sul piano medio del carburatore a 0.764 s

Terminata la fase di aspirazione i fluidi rallentano tornando ad una situazione di quiete relativa, con velocità inferiori ai 40 m/s (Figura 67).

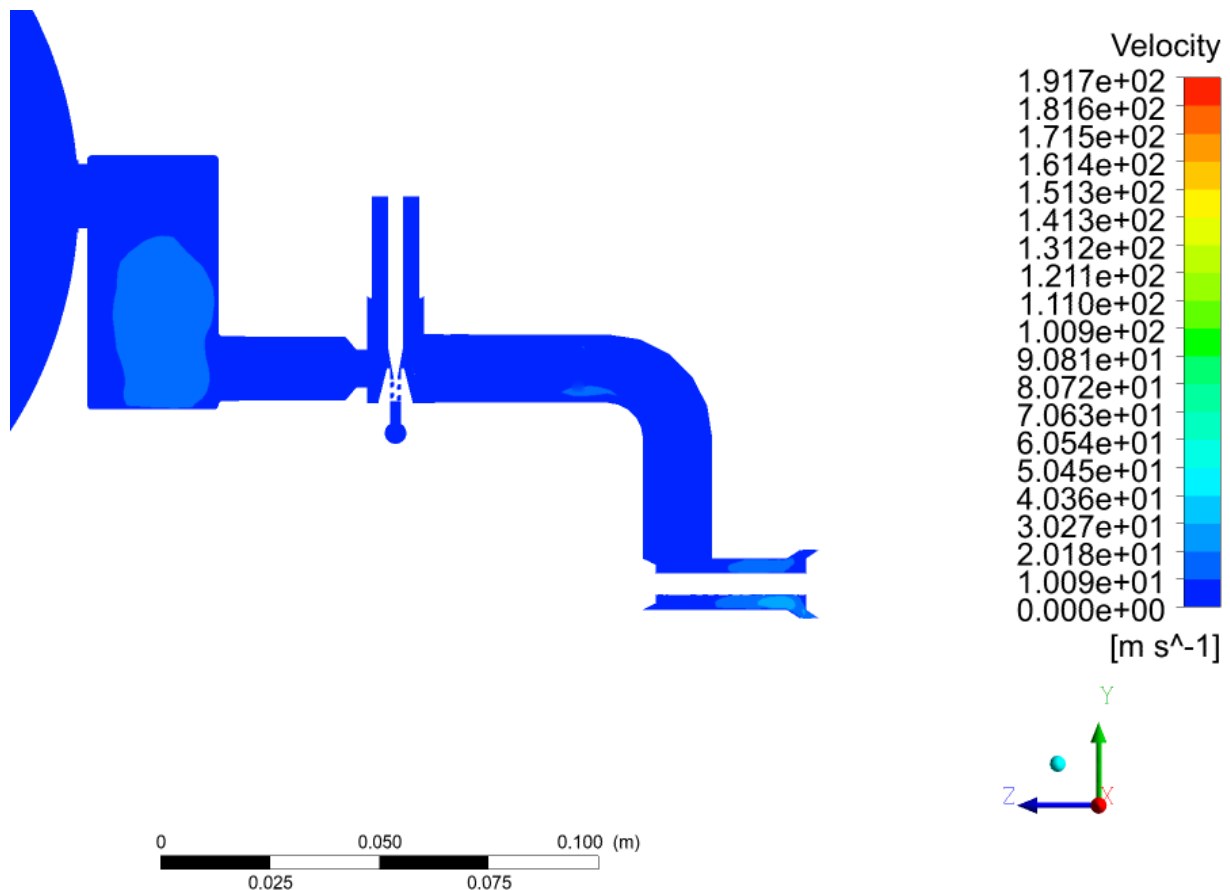


Figura 67: Contour della velocità sul piano medio del carburatore a 0.794 s

Osservando invece, l'andamento generale della pressione durante il ciclo di aspirazione, si può notare che nell'area del convergente c'è una grande caduta di pressione a causa della riduzione di sezione, che a sua volta, provoca l'aumento di velocità.

Nella sezione del setto poroso, che rappresenta la griglia in ottone, è presente una forte dissipazione di energia e di conseguenza c'è una grossa perdita di pressione. Un ultimo evidente salto di pressione è presente nella curvatura che porta i fluidi alla valvola, dove la curvatura stessa e la riduzione della sezione comportano ad un'accelerazione del fluido. Si ricorda inoltre, che le perdite di carico sono date dalla combinazione di perdite localizzate e perdite distribuite stimabili secondo la relazione a seguire:

$$\Delta h = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \cdot \frac{v^2}{2g}$$

37

Il primo termine descrive le perdite distribuite che dipendono dalla geometria del condotto (L è la lunghezza e D il diametro) e da un fattore, indicato con f , che tiene conto del materiale, della sua lavorazione superficiale e delle condizioni del moto tramite il numero di Reynolds. Il secondo termine, invece, tiene conto delle perdite localizzate, come ad esempio l'imbocco e lo sbocco dal condotto e le variazioni di sezione. Ogni perdita localizzata può essere dimensionata con un coefficiente K_L , che per le geometrie più semplici e comuni si può trovare tabellato nei manuali [12]. Infine, si può vedere che le perdite, sia localizzate che distribuite sono funzione della velocità di attraversamento del fluido in quanto entrambi i termini vengono moltiplicati per la velocità al quadrato v .

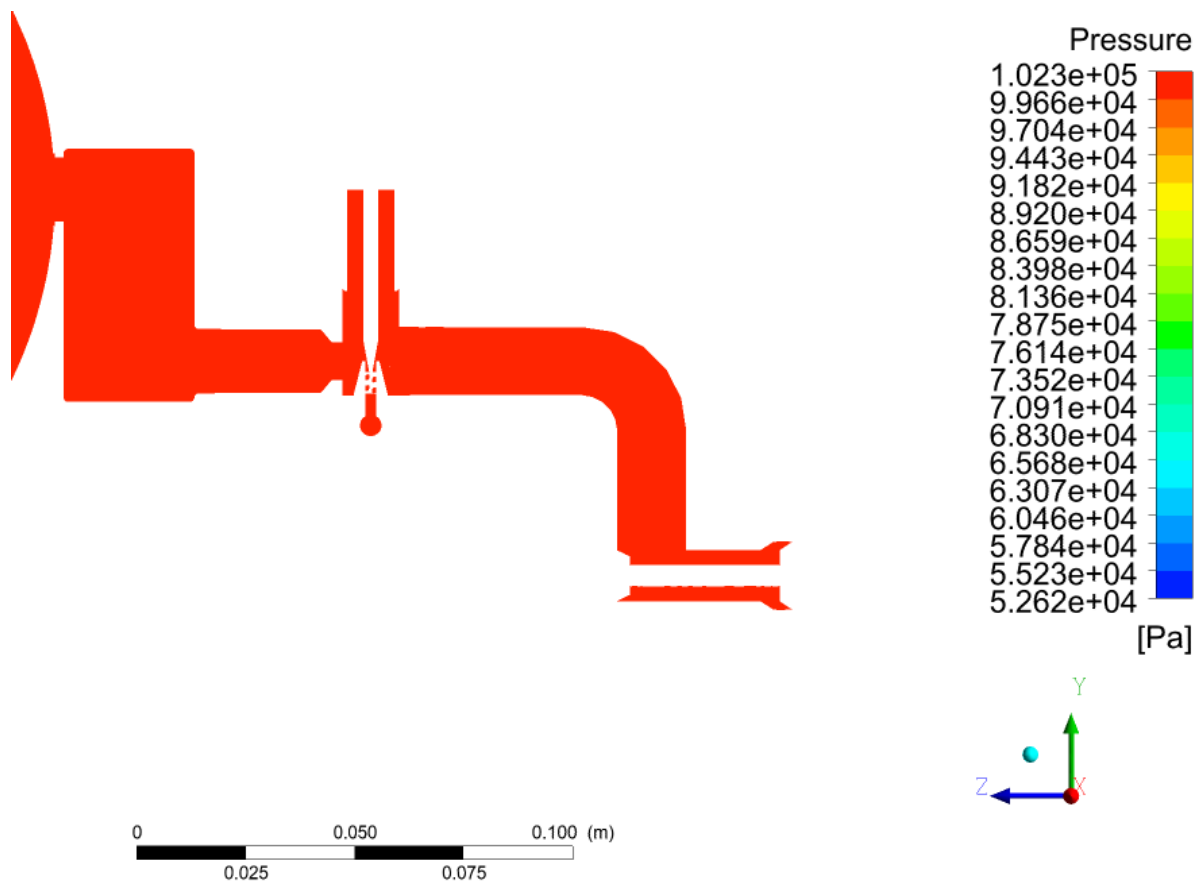


Figura 68: Contour della pressione sul piano medio del carburatore a 0.724 s

Nell'istante antecedente all'inizio della fase di aspirazione la pressione è circa costante e vicina a quella atmosferica lungo tutto il carburatore (Figura 68).

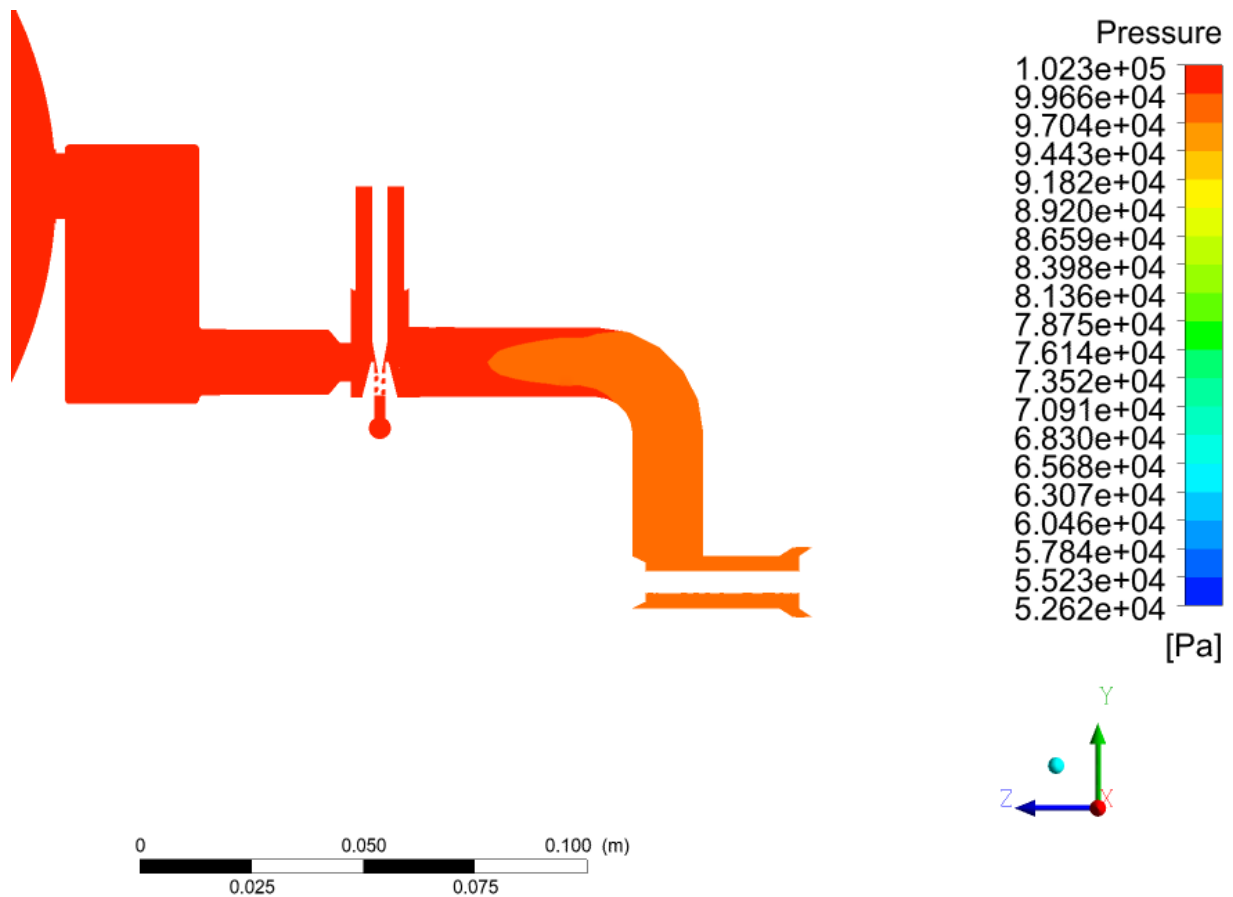


Figura 69: Contour della pressione sul piano medio del carburatore a 0.738 s

La diminuzione della pressione all'outlet causa un immediato adeguamento della pressione all'interno del condotto a partire dalla zona terminale (Figura 69).

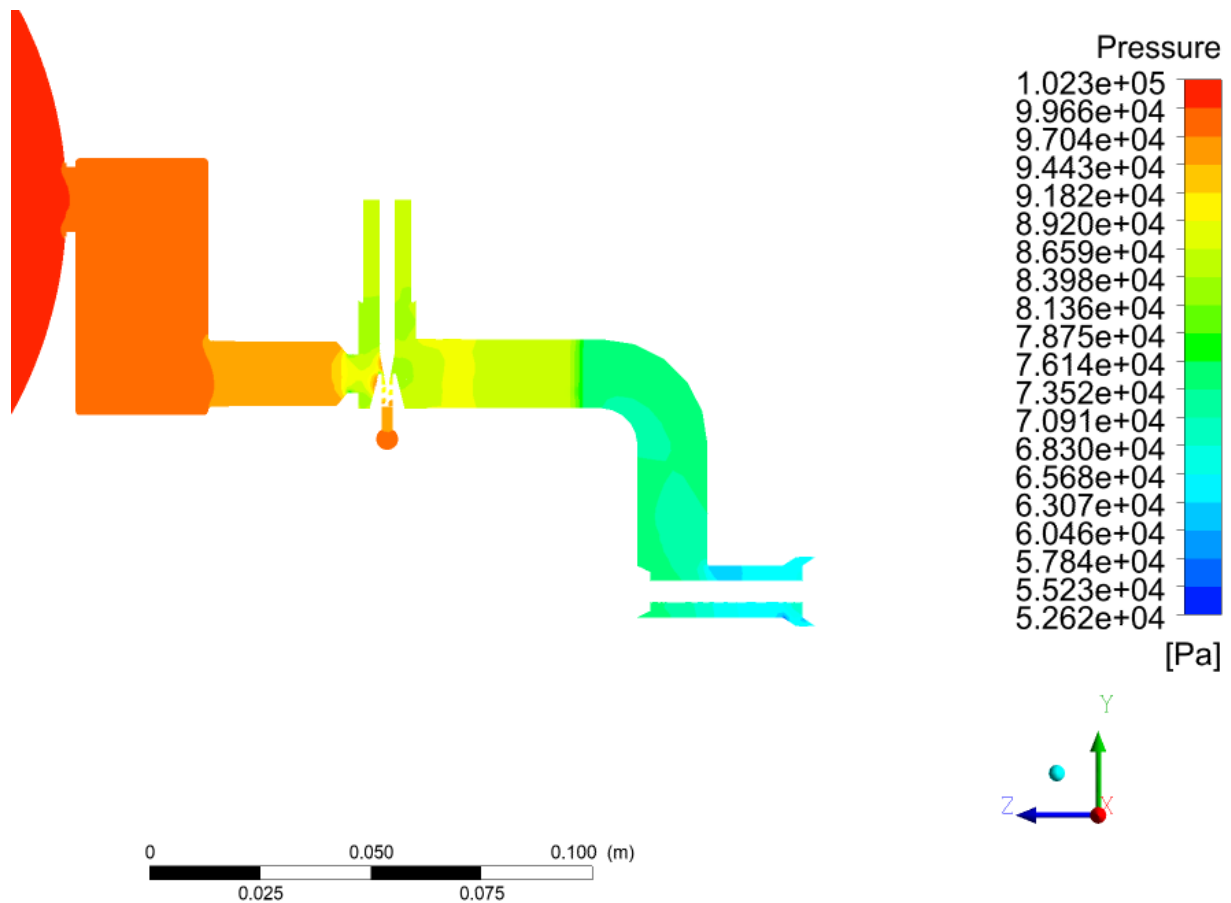


Figura 70: Contour della pressione sul piano medio del carburatore a 0.750 s

In prossimità della massima differenza di pressione tra inlet e outlet è possibile osservare l'andamento della pressione all'interno del carburatore in Figura 70. Come ipotizzato in precedenza si può osservare una consistente diminuzione della pressione nella zona del convergente e del setto poroso.

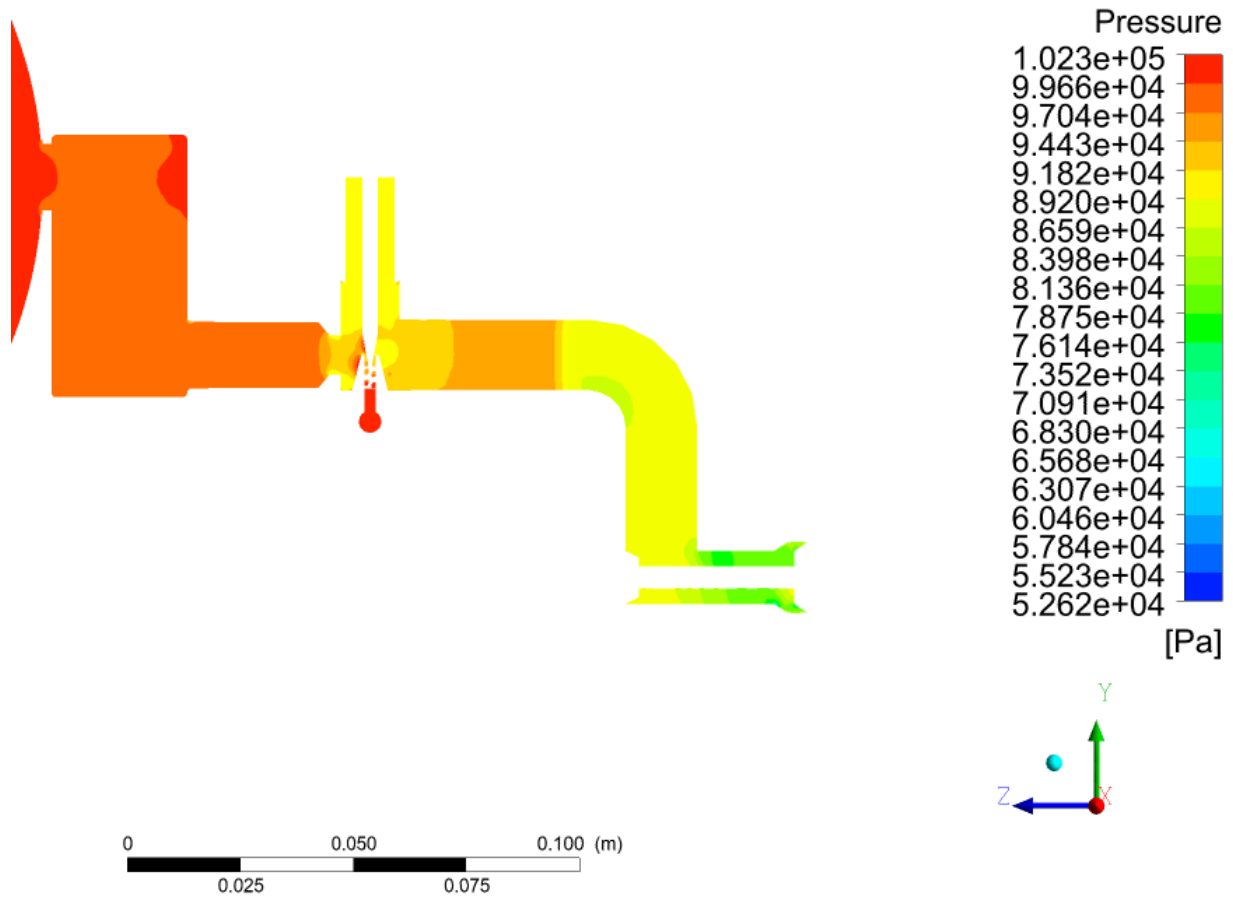


Figura 71: Contour della pressione sul piano medio del carburatore a 0.764 s

Infine, con la risalita della pressione all'outlet, la pressione all'intero del carburatore tende a riequilibrarsi (Figura 71) per poi tornare circa costante al valore di 101325 una volta terminata la fase di aspirazione (Figura 72).

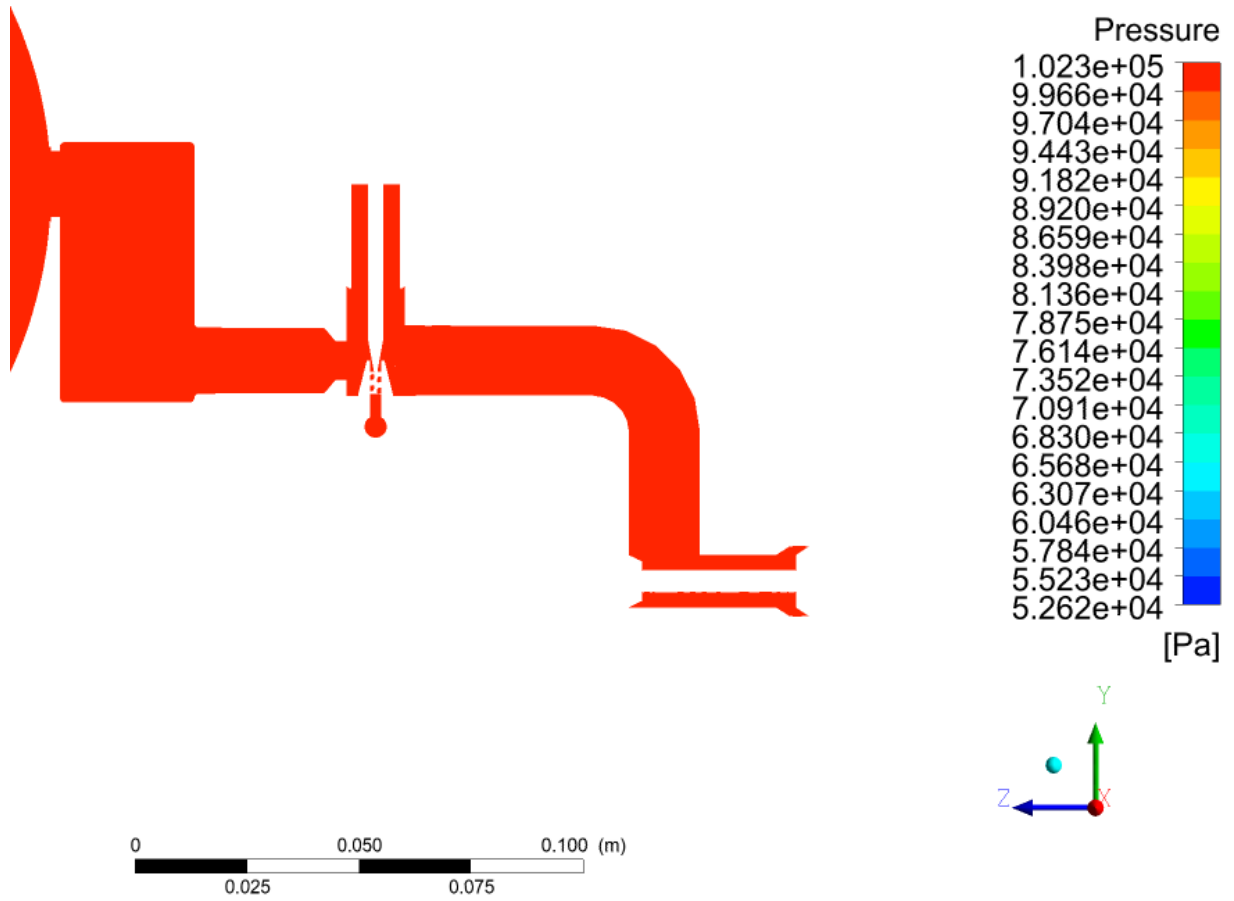


Figura 72: Contour della pressione sul piano medio del carburatore a 0.794 s

4.2 Analisi del rapporto di dosatura

Si passa quindi ad analizzare il rapporto di dosatura, definito come massa d'aria m_{air} su massa di carburante m_{fuel} entranti nel cilindro:

$$\Delta = \frac{m_{air}}{m_{fuel}}$$

38

Idealmente, il rapporto di dosatura ideale per un motore a benzina, chiamato anche rapporto di dosatura stechiometrico è di 14.7, ovvero 1 g di combustibile ogni 14.7 g d'aria, ma esso può assumere valori inferiori (sino al valore di circa 11) in presenza della cosiddetta miscela ricca (è presente più carburante di quanto necessario rispetto alla miscela stechiometrica), o superiori (sino a valori prossimi al 19) creando la cosiddetta miscela povera.

Per determinare il rapporto della miscela, si possono sfruttare i dati forniti da Fluent relativi alla frazione volumetrica di un fluido rispetto all'altro. Conoscendo però la densità delle due sostanze nelle condizioni di esercizio durante la fase di aspirazione si può risalire al rapporto di dosatura sfruttando le equazioni indicate a seguire. In particolare, indicando con β la frazione volumetrica di un fluido e con V il volume occupato si può scrivere:

$$\beta_{fuel} = \frac{V_{fuel}}{V_{tot}} = \frac{V_{fuel}}{V_{fuel} + V_{air}}$$

39

Dividendo tutti i membri a destra dell'eq. 39 per il volume di carburante V_{fuel} si ottiene:

$$\beta_{fuel} = \frac{\frac{V_{fuel}}{V_{fuel}}}{\frac{V_{fuel}}{V_{fuel}} + \frac{V_{air}}{V_{fuel}}} = \frac{1}{1 + \frac{V_{air}}{V_{fuel}}}$$

40

A questo punto è possibile dividere e moltiplicare il rapporto volumetrico nell'eq. 40 per le relative densità ρ_{air} e ρ_{fuel} :

$$\beta_{fuel} = \frac{1}{1 + \frac{V_{air}}{V_{fuel}} \cdot \frac{\rho_{air}}{\rho_{fuel}} \cdot \frac{\rho_{fuel}}{\rho_{air}}} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_{fuel}}{\rho_{air}} \cdot \frac{m_{air}}{m_{fuel}}}$$

41

Dall'eq. 41 è possibile vedere che al denominatore è presente il rapporto tra massa d'aria e massa di carburante che è proprio la definizione di rapporto di dosatura. Si può scrivere così la correlazione presente tra frazione volumetrica di carburante e rapporto di dosatura Δ :

$$\beta_{fuel} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_{fuel}}{\rho_{air}} \cdot \Delta}$$

42

Dall'eq. 42 si può ottenere così il valore del rapporto di dosatura in funzione della frazione volumetrica di benzina, ovvero il parametro noto:

$$\Delta = \left(\frac{1}{\beta_{fuel}} - 1 \right) \cdot \frac{\rho_{air}}{\rho_{fuel}}$$

43

Utilizzando le densità dei due fluidi, calcolate nelle condizioni medie, corrispondenti a $\rho_{air} = 1.225 \text{ kg/m}^3$ e $\rho_{fuel} = 960 \text{ kg/m}^3$ è possibile ricavare il rapporto di dosatura a partire dalla frazione volumetrica di carburante.

Si procede quindi con la visualizzazione di alcuni contour con la rappresentazione del rapporto di dosatura in modo tale da capire meglio l'interazione tra aria e benzina.

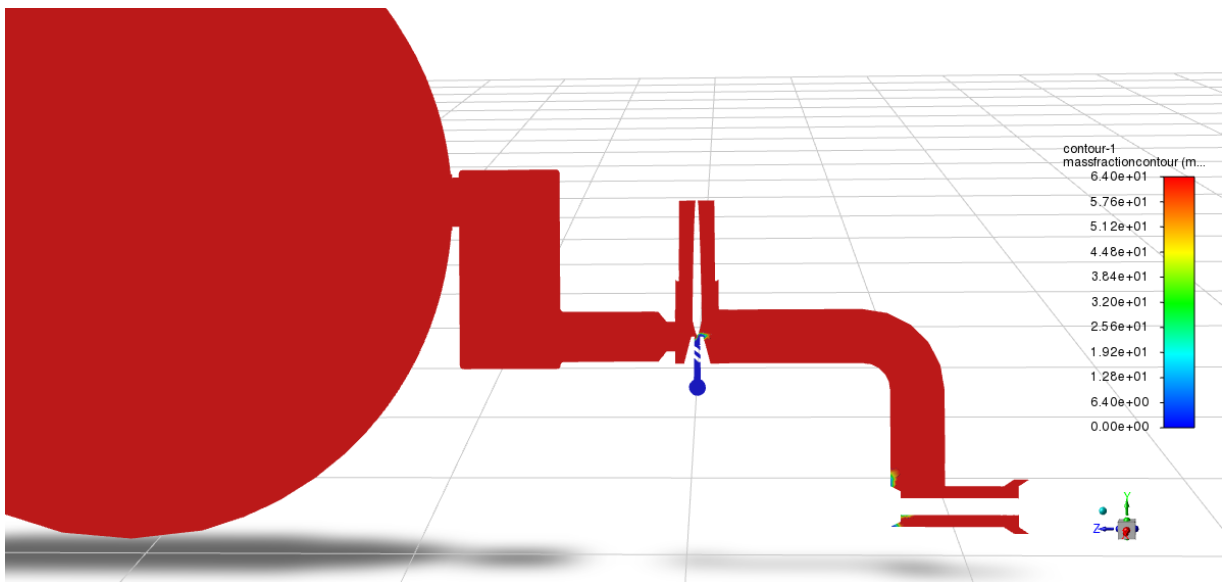


Figura 73: Contour del rapporto di dosatura sul piano medio del carburatore a 0.724 s

Si comincia osservando il contour rappresentato in Figura 73, il quale rappresenta un istante antecedente all'apertura della valvola. Come si vede dall'illustrazione, in questa fase, non c'è

flusso d'aria né di combustibile (la valvola è teoricamente chiusa) e quindi in tutto il condotto è presente solamente aria.

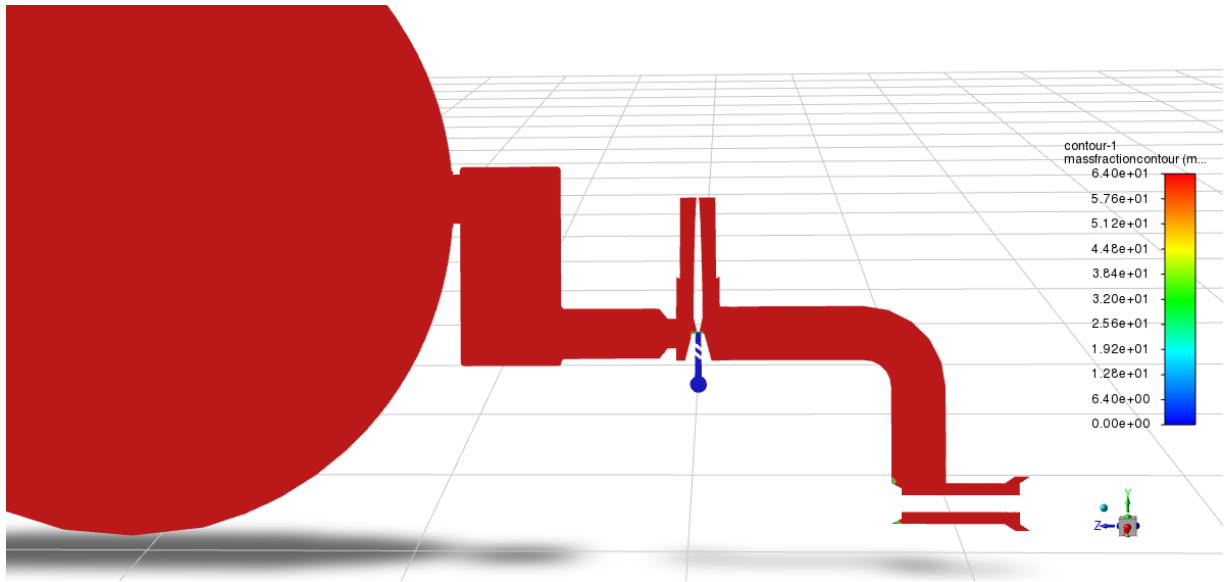


Figura 75: Contour del rapporto di dosatura sul piano medio del carburatore a 0.738 s

Passando all'istante successivo, rappresentato in Figura 75, si può osservare che, nonostante la valvola sia aperta, non c'è ancora sufficiente velocità per innescare il funzionamento dell'ugello e quindi non c'è ancora formazione di miscela.

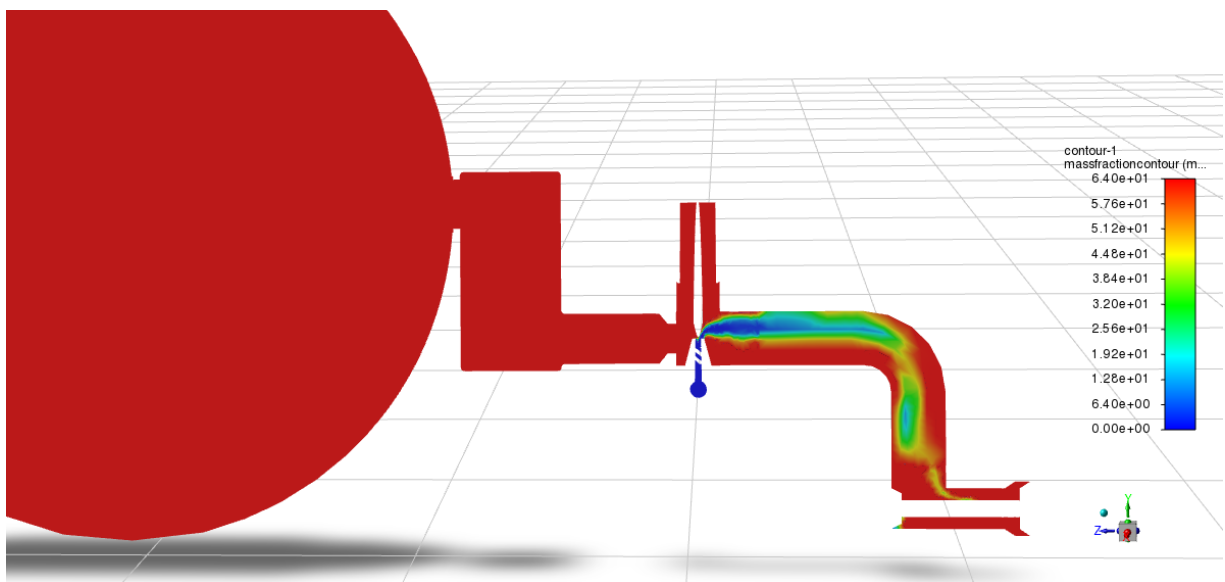


Figura 74: Contour del rapporto di dosatura sul piano medio del carburatore a 0.750 s

In prossimità del picco di pressione (Figura 74) il flusso di carburante è avviato e quasi completamente sviluppato e nella superficie di outlet cominciano ad arrivare le prime goccioline di benzina. Successivamente arriva all'outlet una miscela molto ricca (valore medio di circa 7) fino alla chiusura della valvola. In Figura 76 si può apprezzare una fase in cui la miscela di carburante arriva sino alla superficie di outlet.

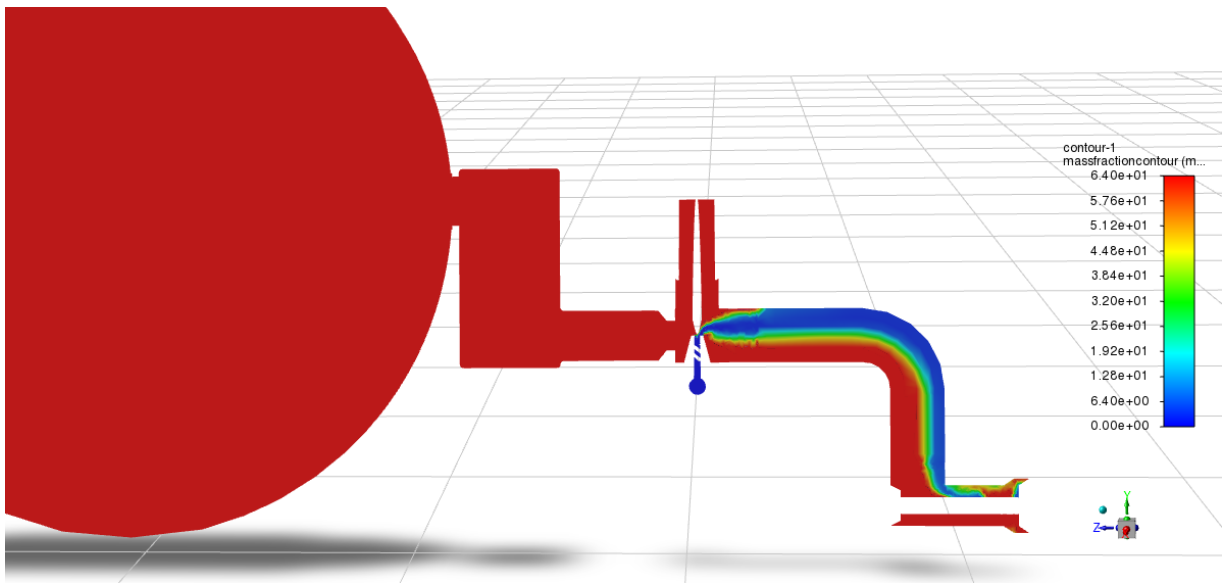


Figura 76: Contour del rapporto di dosatura sul piano medio del carburatore a 0.764 s

Terminata la fase di aspirazione le velocità si abbassano e il flusso di carburante s'interrompe. Dei residui di carburante si fermano nella zona della valvola come mostrato in Figura 77.

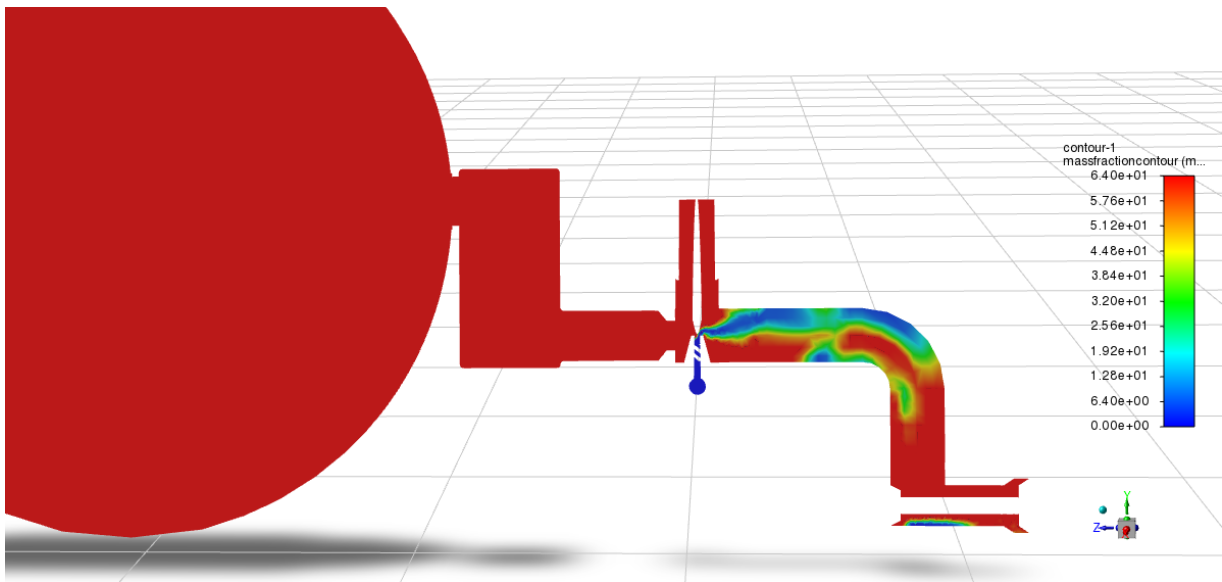


Figura 77: Contour del rapporto di dosatura sul piano medio del carburatore a 0.794 s

Facendo una media globale del rapporto di dosatura in tutto il processo di aspirazione si ottiene un valore medio di circa 26, quanto meno nella fase di prima aspirazione. Questo valore è troppo elevato per permettere la combustione all'interno del cilindro e quindi si è deciso di indagare meglio sul risultato ottenuto.

Eseguendo una simulazione steady imponendo all'outlet la pressione media di tutto il ciclo motore si ottiene un rapporto di dosatura di circa 16.9 come mostrato in Figura 78.

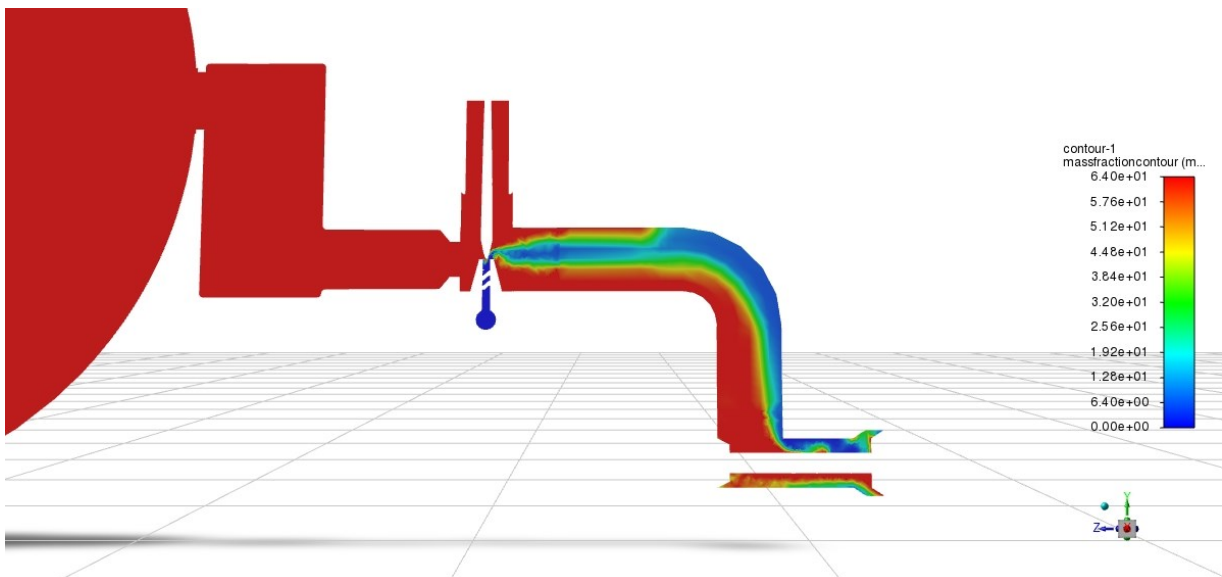


Figura 78: Contour del rapporto di dosatura ottenuto imponendo all'outlet la pressione media

Ci si aspetta quindi un risultato simile anche nella simulazione transitoria. Questa discrepanza può trovare risposta osservando l'andamento di frazione volumetrica del carburante.

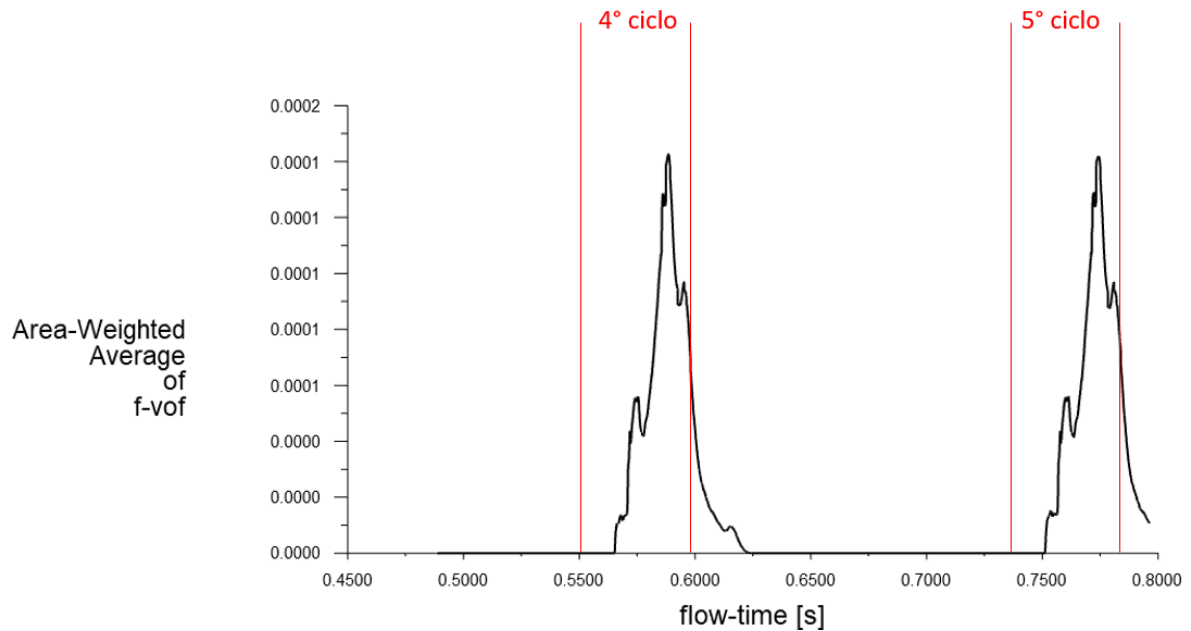


Figura 79: Andamento della frazione volumetrica nella superficie di outlet rispetto al tempo

Osservando il grafico in Figura 79, all'interno delle linee rosse, possiamo trovare circa l'intervallo di tempo di apertura della valvola del 4 e del 5 ciclo di aspirazione e il rispettivo flusso di benzina. Si osserva che il flusso di carburante verso il cilindro non si arresta del tutto al termine della fase di aspirazione ma continua per alcuni istanti. Questo avviene principalmente per due motivi: il primo è che non vi è una chiusura meccanica della superficie di outlet (la chiusura della valvola non è simulata con la chiusura della superficie di outlet ma con l'imposizione del profilo di pressione); il secondo è che la pressione non è approssimata in maniera ottimale nella fase di chiusura e questo permette un flusso di combustibile, anche se piccolo, verso il cilindro. Quella massa di combustibile, se rimanesse, come si presume succeda nel carburatore reale, intrappolata all'interno del condotto, verrebbe trasportata dall'aria all'interno del cilindro nella fase successiva. Sommando quindi, la massa di carburante che eccede temporalmente dal quarto ciclo di aspirazione, alla massa di benzina che entra nell'ultima fase di aspirazione simulata si ottiene un rapporto di dosatura di 17.62, indicativo di una miscela magra ed in linea con il valore ottenuto con la simulazione steady. Tale rapporto di dosatura si può quindi considerare rappresentativo delle fasi di aspirazione successive alla prima.

Da queste osservazioni, nascono quindi spontanee delle osservazioni di come questo lavoro possa essere migliorato in futuro. In primo luogo, è possibile variare l'altezza di apertura

dell'ugello in modo tale da analizzare la variazione del rapporto di dosatura in funzione della posizione di tale ugello. In secondo luogo, si potrebbe aumentare l'onere computazionale prevedendo una mesh dinamica, che permetta il movimento della valvola e quindi l'effettiva chiusura meccanica della superficie di uscita.

CONCLUSIONI

Durante lo svolgimento di questo lavoro si sono potuti indagare vari aspetti del motore partendo da quello costruttivo passando per quello cinematico e concludendo con l'aspetto fluidodinamico. Nella prima parte del lavoro l'obiettivo era quello di costruire un modello 3D che unisse in modo armonico tutti gli organi motore digitalizzati al CAD sino ad ora, e potesse essere utilizzato in futuro per una ricostruzione completa della vettura Bernardi.

Successivamente ci si è concentrati sull'analisi cinematica della distribuzione. L'analisi condotta ha consentito di ricostruire il sistema di comando delle valvole e di determinare la legge di alzata ottenuta tramite il sistema cinematico progettato da Bernardi. Infine, ci si è concentrati sullo studio del carburatore. Quest'ultima parte, che ha richiesto il maggior impegno, aveva l'obiettivo di verificare il comportamento del carburatore ideato da Bernardi e di stimare, seppure in modo approssimato, le caratteristiche della miscela in grado di alimentare la combustione nel cilindro in una posizione dell'ugello del carburatore, ottenendo valori del rapporto di dosatura pari ad una miscela leggermente magra.

Per migliorare quest'ultima parte dei risultati un primo passo potrebbe essere quello di realizzare una mesh dinamica in modo tale che ad ogni istante del processo di aspirazione, la valvola si trovi nella posizione di apertura descritta dalla legge di alzata ricavata dall'analisi cinematica e possa impedire qualsiasi flusso verso il cilindro una volta concluso il processo.

Si potrebbe altresì migliorare la qualità della mesh aumentando il numero di elementi e introducendo inflation layers che consentano di modellizzare meglio il comportamento dei fluidi vicino alle pareti. Altro spunto interessante potrebbe essere quello di capire effettivamente come cambia il rapporto di dosatura in base alla posizione dello spillo che regola il flusso di combustibile e di conseguenza trovare quale sia la posizione limite inferiore e superiore che consenta il funzionamento corretto del motore.

APPENDICE A

Lo scopo di questa appendice è quello di spiegare come siano state fatte le principali operazioni all'interno del modello CAD con il software SolidWorks in modo tale che un futuro utilizzatore possa essere facilitato nell'utilizzare ed eventualmente aggiornare con ulteriori componenti il file completo. La versione SolidWorks utilizzata per questo lavoro è la 2020 SP.3.0

A.1 Creazione del nuovo file e importazione dei componenti

L'estensione dei file SolidWorks per gli assiemi viene contraddistinta dalla dicitura .SLDASM mentre quella per i singoli componenti è .SLDPRT. In questo caso si vuole creare un nuovo file di assieme quindi, una volta aperto SolidWorks, basterà cliccare su *File>Nuovo...* e si aprirà una finestra dalla quale si potrà scegliere il tipo di file *Assieme* (Figura 80).

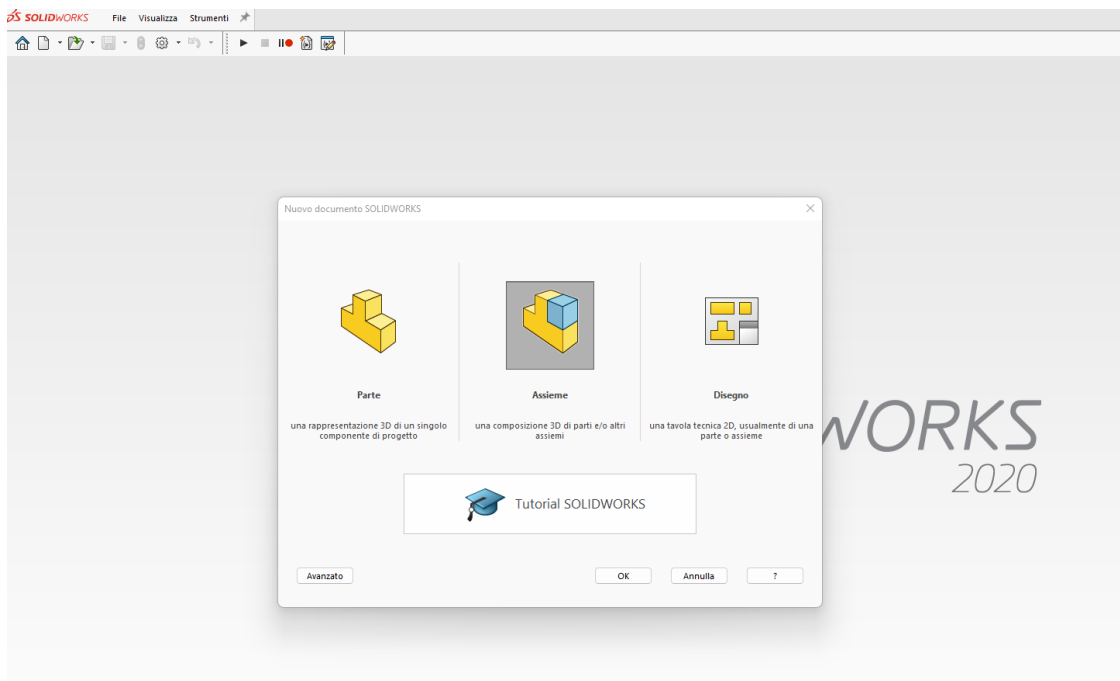


Figura 80: Finestra per scegliere il tipo di file da creare con SolidWorks

Una volta creato il nuovo file, il primo passo da compiere è importare il file di base a cui verranno poi aggiunti tutti gli altri componenti necessari per realizzare l'assieme, siano essi parti singole o sottoassiemi. Infatti, nella prima schermata che apparirà all'apertura del nuovo file, sarà possibile cercare nel computer e selezionare il componente di partenza. In questo caso si è scelto di partire dal sottoassieme contenente il cilindro e il regolatore di velocità in quanto è il sottoassieme più pesante e completo.

Per inserire tutti gli altri componenti è sufficiente cliccare sul tasto *Inserisci componenti* dalla scheda *Assieme* e si aprirà l'interfaccia che permette di importare dei componenti già realizzati. Il *PropertyManager* assumerà l'aspetto visibile nella Figura 81 sottostante e sarà possibile importare documenti salvati nel computer cercandoli nel file Manager tramite il tasto sfoglia. Sebbene sia possibile importare più file contemporaneamente è consigliato, soprattutto per elementi molto articolati come in questo caso, importare un singolo sottoassieme o parte e vincolarlo nel disegno prima di procedere con l'inserimento del componente successivo.

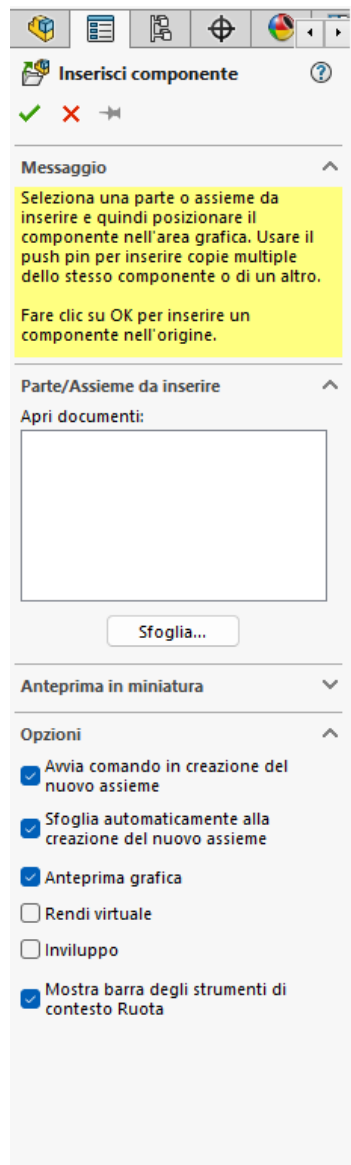


Figura 81: Aspetto del *PropertyManager* durante l'importazione di nuovi file

Una volta selezionato il file da aprire, sarà possibile inserirlo semplicemente cliccando in un punto all'interno dell'area di disegno.

Inserendo un sottoassieme in un altro file d'assieme è possibile che uno o più gradi di libertà risultino bloccati. Per ovviare a questo problema basta recarsi nel *FeatureManager* e cercare il sottoassieme desiderato. Cliccandoci sopra con il tasto destro del mouse è possibile selezionare la voce *Dissolvi sottoassieme* () che scomporrà il sottoassieme nelle sue singole parti mantenendo gli accoppiamenti esistenti ma restituendo tutti i gradi di libertà non vincolati.

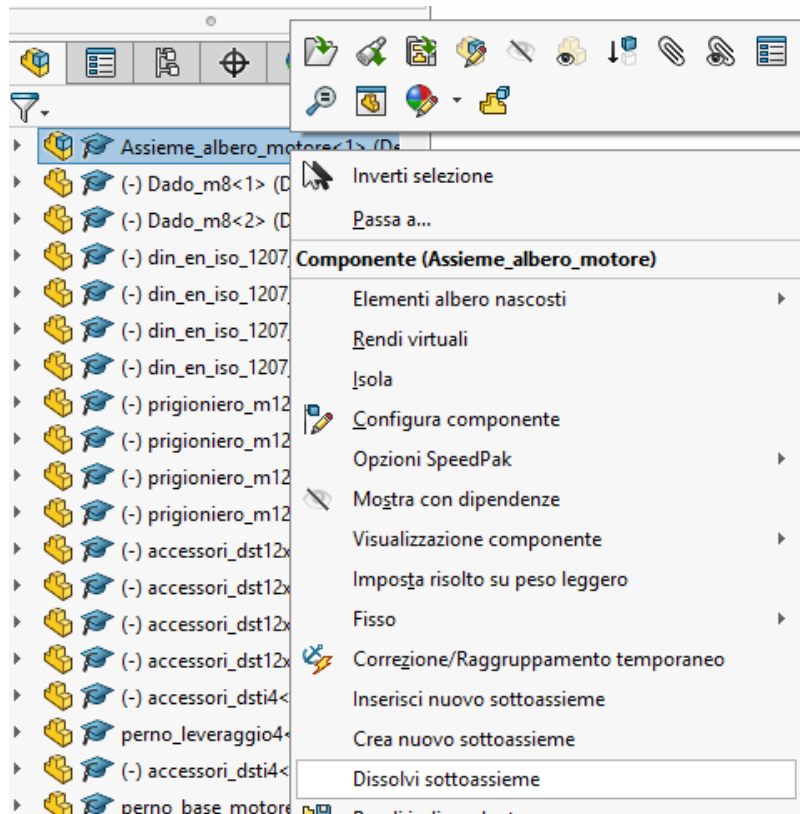


Figura 82: Dissolvere l'assieme permette di recuperare tutti gradi di libertà

A.2 Accoppiamenti

Terminata l'importazione di un componente è consigliato procedere immediatamente inserendo gli accoppiamenti necessari a vincolare tutti i gradi di libertà desiderati. Per fare ciò è sufficiente utilizzare il tasto *Accoppia* dalla scheda *Assieme* e sul *PropertyManager* appariranno tutte le possibilità di accoppiamento. È possibile selezionare il tipo di vincolo da una vasta selezione di accoppiamenti divisi nelle categorie *standard*, *avanzati* e *meccanici*. Selezionando quindi i due o più componenti da vincolare e il tipo di vincolo sarà possibile creare l'accoppiamento desiderato. Nelle pagine seguenti verranno descritti gli accoppiamenti più interessanti e utilizzati per la creazione di questo assieme.

A.2.1 Camma

Uno degli accoppiamenti più interessanti dal punto di vista meccanico è quello tra la punteria e la camma. In SolidWorks esiste un apposito vincolo chiamato appunto *Camma*, catalogato tra gli accoppiamenti *meccanici*, nel quale è possibile specificare il profilo della camma e il punto di contatto della punteria. In questo modo ad una rotazione della camma corrisponderà un movimento della punteria. In Figura 83 è possibile vedere evidenziato in azzurro il profilo della camma e in viola la superficie di contatto della punteria.

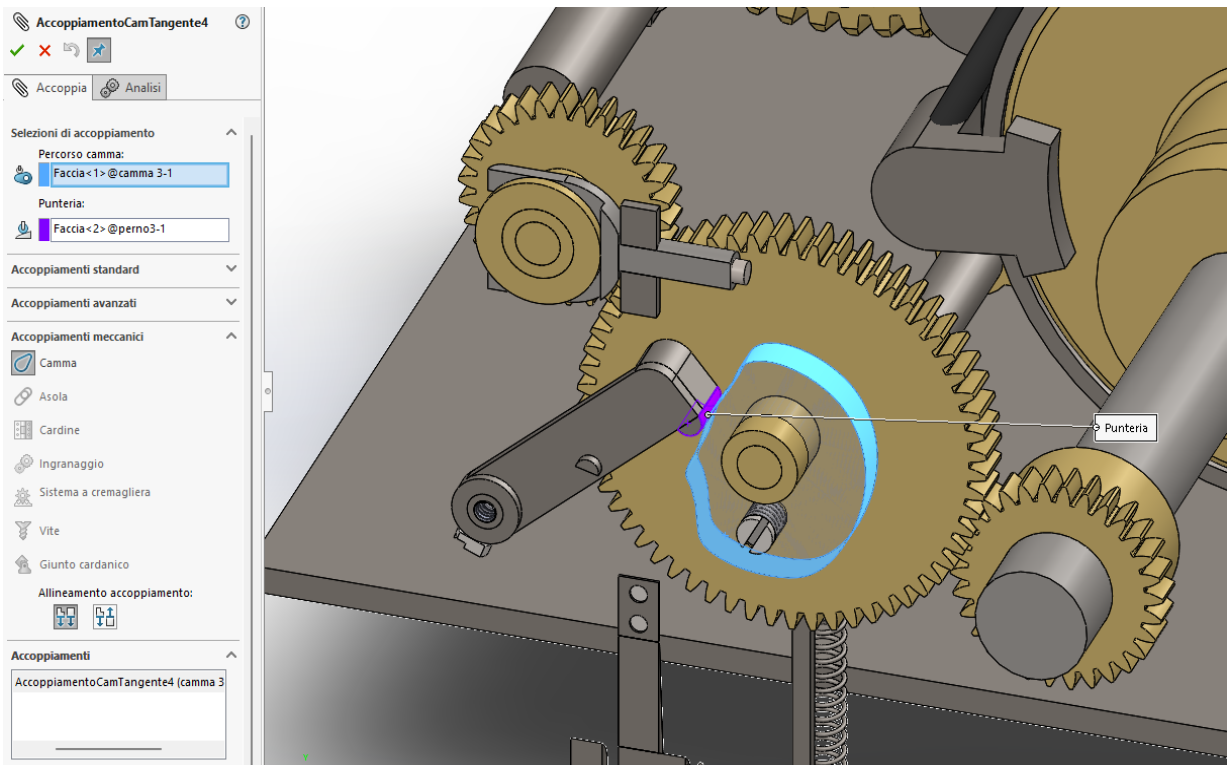


Figura 83: Realizzazione dell'accoppiamento Camma

A.2.2 Ingranaggio

Un altro tipo di accoppiamento interessante è quello fra due ruote dentate. In questo caso, nel software, bisogna scegliere il vincolo *Ingranaggio* sempre fra gli accoppiamenti di tipo *meccanico*. Basta, quindi, selezionare le due ruote dentate o i loro assi di rotazione e indicare nel *FeatureManager* il rapporto di riduzione. A questo punto quando si farà ruotare una delle due ruote, la seconda si muoverà con senso di rotazione opposto e di un angolo calcolato in base al rapporto di riduzione indicato. In Figura 84 è possibile apprezzare la schermata che si presenta utilizzando l'accoppiamento *Ingranaggio*.

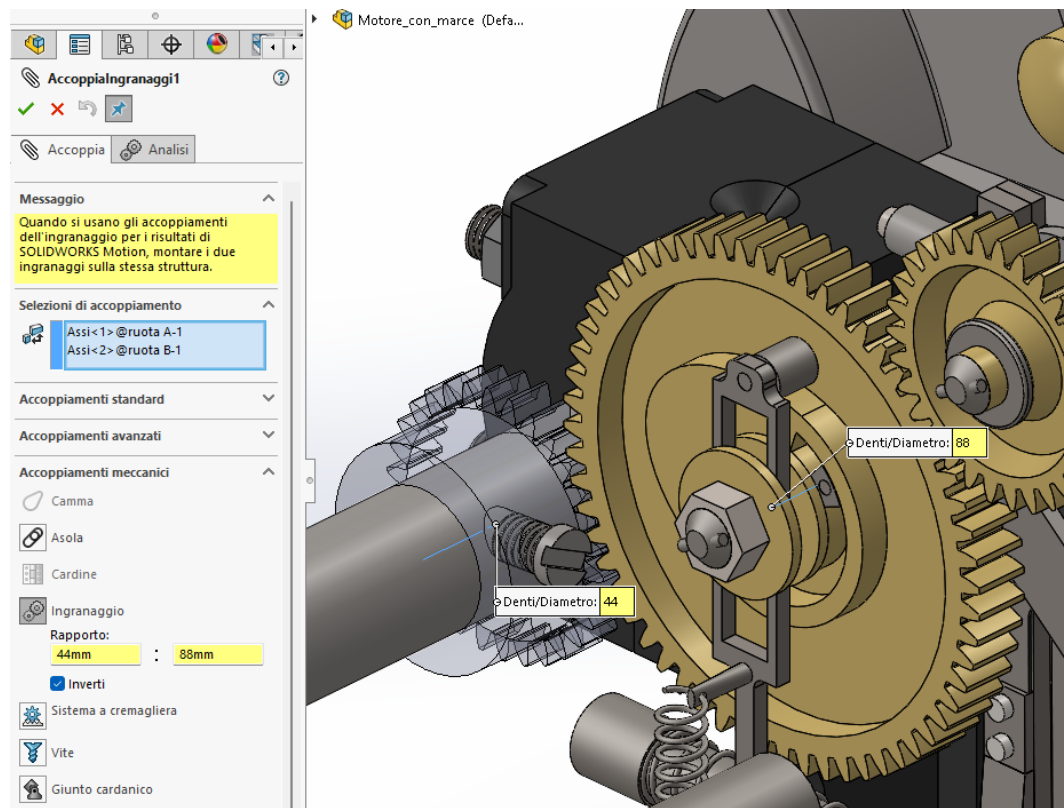


Figura 84: Schermata nella quale si può vedere come si presenta l'accoppiamento *Ingranaggio*

A.2.3 Concentrico

L'accoppiamento *Concentrico* è molto semplice, infatti si trova nella categoria degli accoppiamenti *standard*. Esso permette di allineare due corpi aventi parti cilindriche o circolari, con la possibilità di bloccare la rotazione relativa fra i due corpi (basta spuntare la relativa voce *blocca rotazione* nel *FeatureManager*). In questo caso basterà selezionare una superficie o un bordo cilindrico per ciascuno dei due corpi che si vogliono allineare e il software posizionerà automaticamente i componenti nella posizione in cui possano rispettare questo vincolo. In Figura 85 si può apprezzare una schermata durante l'utilizzo dell'accoppiamento *Concentrico*.

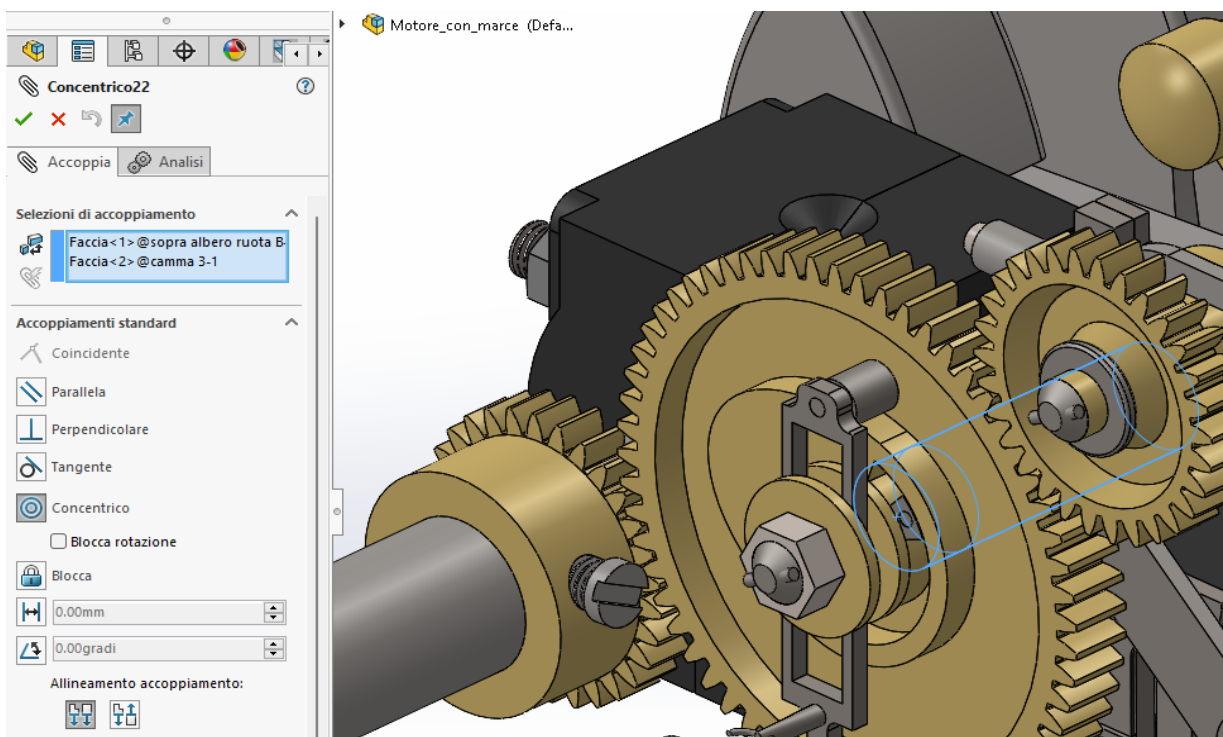


Figura 85: Schermata durante l'utilizzo del comando *Concentrico*

A.2.4 Coincidente

Un altro tipo di vincolo semplice ma spesso utilizzato è l'accoppiamento *Coincidente*. Anch'esso è catalogato fra gli accoppiamenti *standard* e permette di far aderire due superfici di due corpi. In questo caso l'utilizzo è molto semplice poiché basta selezionare le due superfici che si vogliono mettere a contatto e il software le farà aderire automaticamente. È inoltre possibile selezionare la direzione di coincidenza delle due superfici. In Figura 86 si può vedere la schermata che appare durante l'utilizzo dell'accoppiamento *Coincidente*.

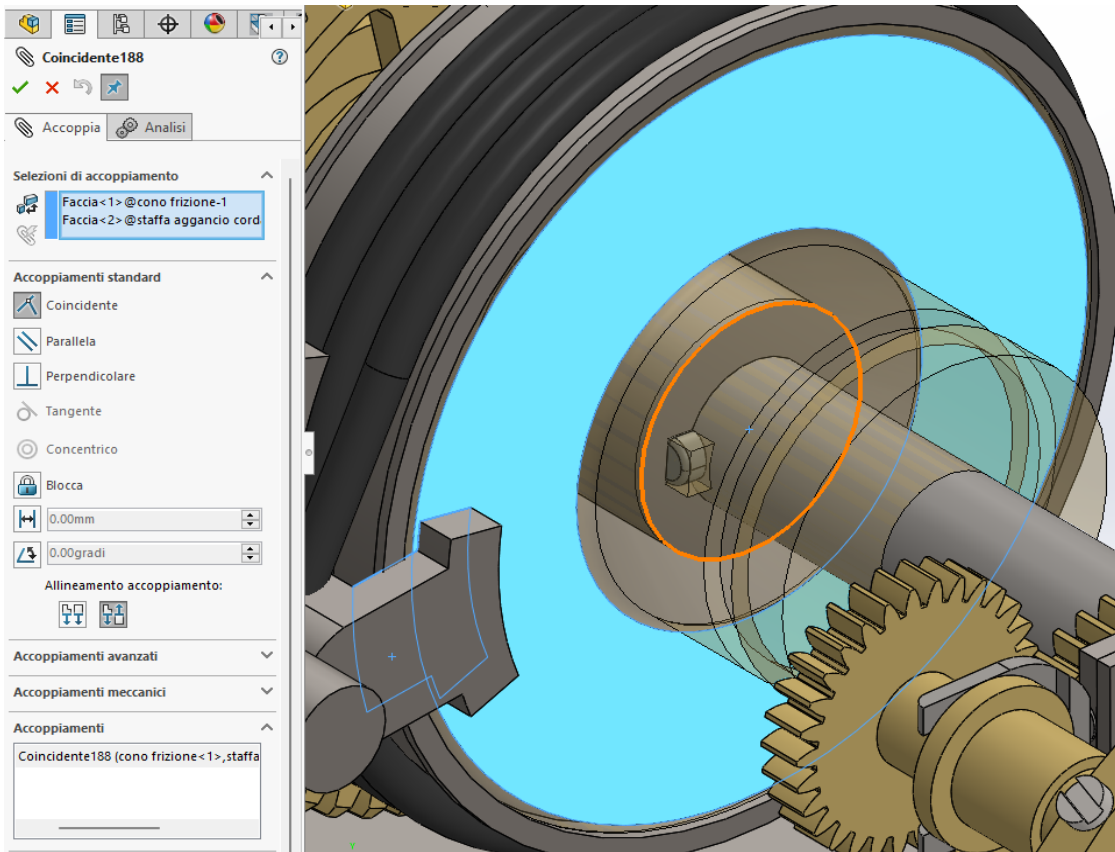


Figura 86: Descrizione visiva dell'accoppiamento Coincidente

A.2.5 Blocca

Un vincolo molto particolare è l'accoppiamento *Blocca*. Esso dovrebbe essere utilizzato il meno possibile poiché non ha un corrispettivo modo di fissaggio nella realtà, infatti, questo comando fissa due corpi in posizione relativa fra di loro. Nonostante questo, soprattutto con componenti di forme complicate, a volte, è necessario utilizzarlo per bloccare tutti i gradi di libertà del corpo, che altrimenti, con altri tipi di accoppiamento non sarebbe possibile fissare. In questo caso, prima di utilizzare il comando per vincolare i due corpi, bisogna prima posizionarli nella posizione che si vuole che essi assumano dopo averli accoppiati con *Blocca*. Dopo aver scelto il vincolo tra gli accoppiamenti *standard* è sufficiente selezionare i due corpi o due superfici degli stessi e il software li bloccherà in quella determinata posizione relativa. In Figura 87 è possibile osservare come la colonnetta sia stata bloccata con la vite in quanto non era possibile utilizzare l'accoppiamento *Concentrico*.

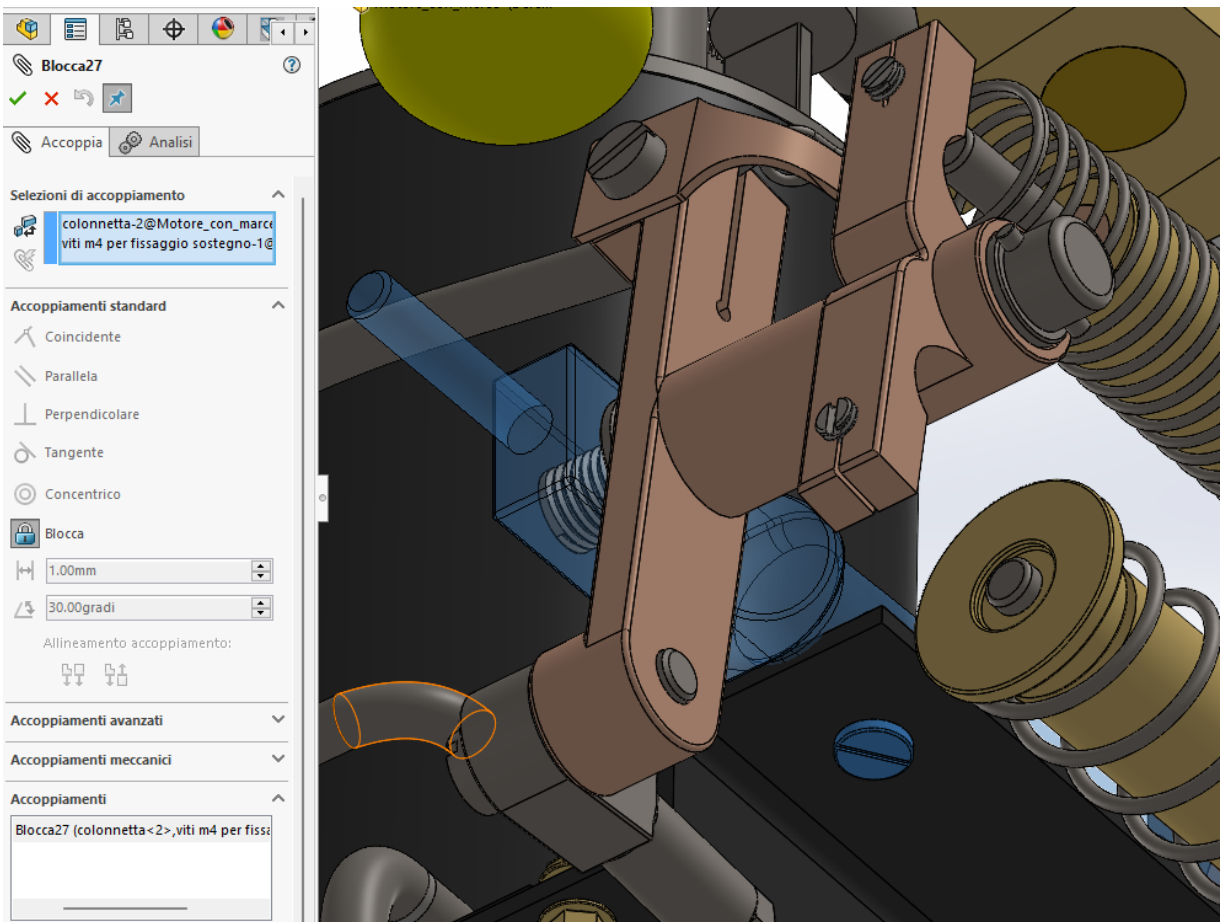


Figura 87: Schermata durante l'uso di Blocca

A.2.6 Parallela

L'accoppiamento *Parallela* è molto semplice ma altrettanto utile. Esso si trova nella categoria accoppiamenti *standard* e permette di rendere due superfici o due assi paralleli tra di loro. In questo caso bisogna selezionare gli elementi e il software li disporrà parallelamente tra di loro. Un esempio di come si utilizza questo vincolo è mostrato in Figura 88.

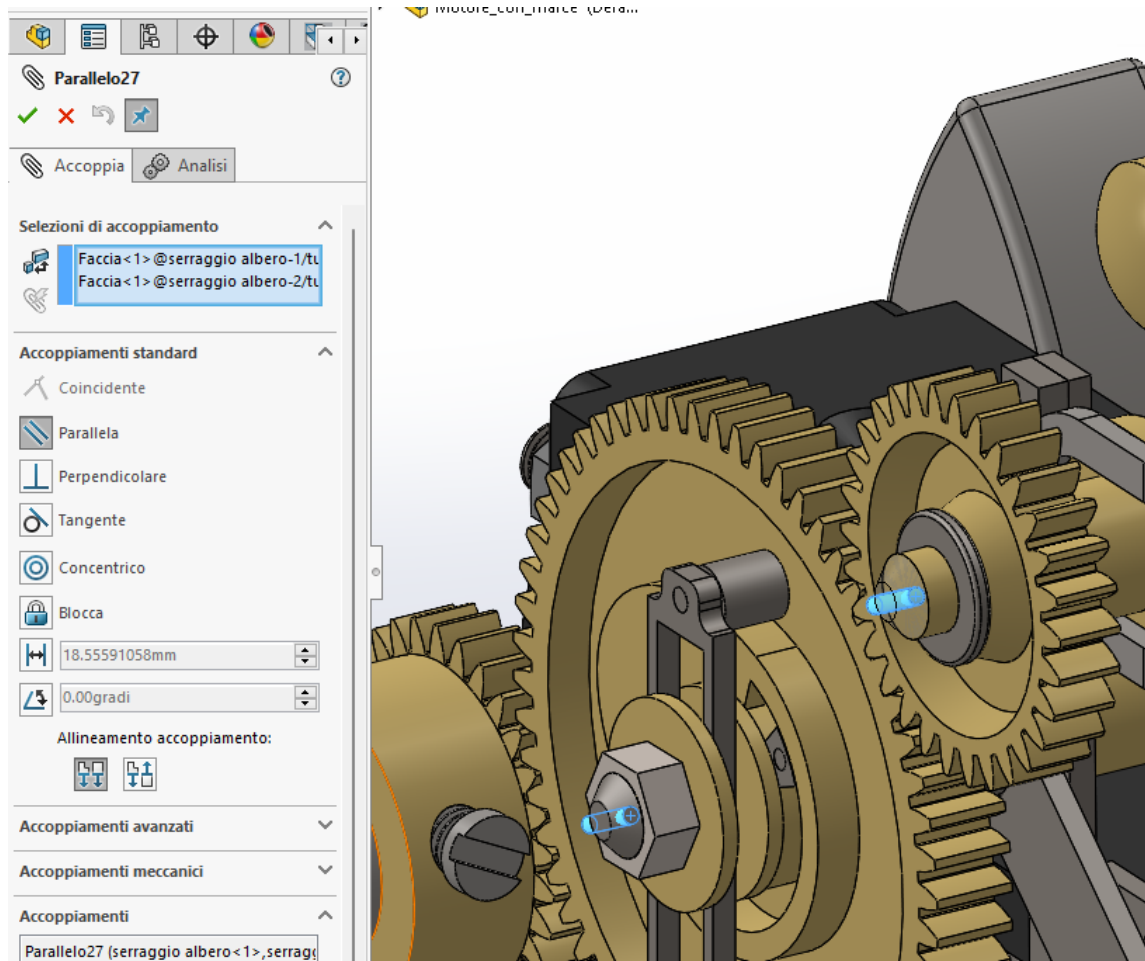


Figura 88: Dimostrazione visiva dell'utilizzo del vincolo Parallela

A.2.7 Tangente

Con il vincolo *Tangente* è possibile rendere una superficie piana o un segmento lineare tangenti con una superficie cilindrica o un tratto circolare. In questo caso, prima di utilizzare questo comando, che teoricamente può assumere infinite soluzioni, è consigliato previncolare i corpi con altri tipi di accoppiamento assegnabili a quei componenti in modo che l'esito dell'operazione sia univoco. Per realizzare il vincolo basta selezionare la parte curvilinea e quella rettilinea, e il software, compatibilmente con gli altri vincoli, li posizionerà in posizione di tangenza. In Figura 89 si può vedere come la testa della vite sia stata resa tangente all'estremità cilindrica del braccetto, dopo aver creato la concentricità tra la vite stessa e il suo alloggiamento.

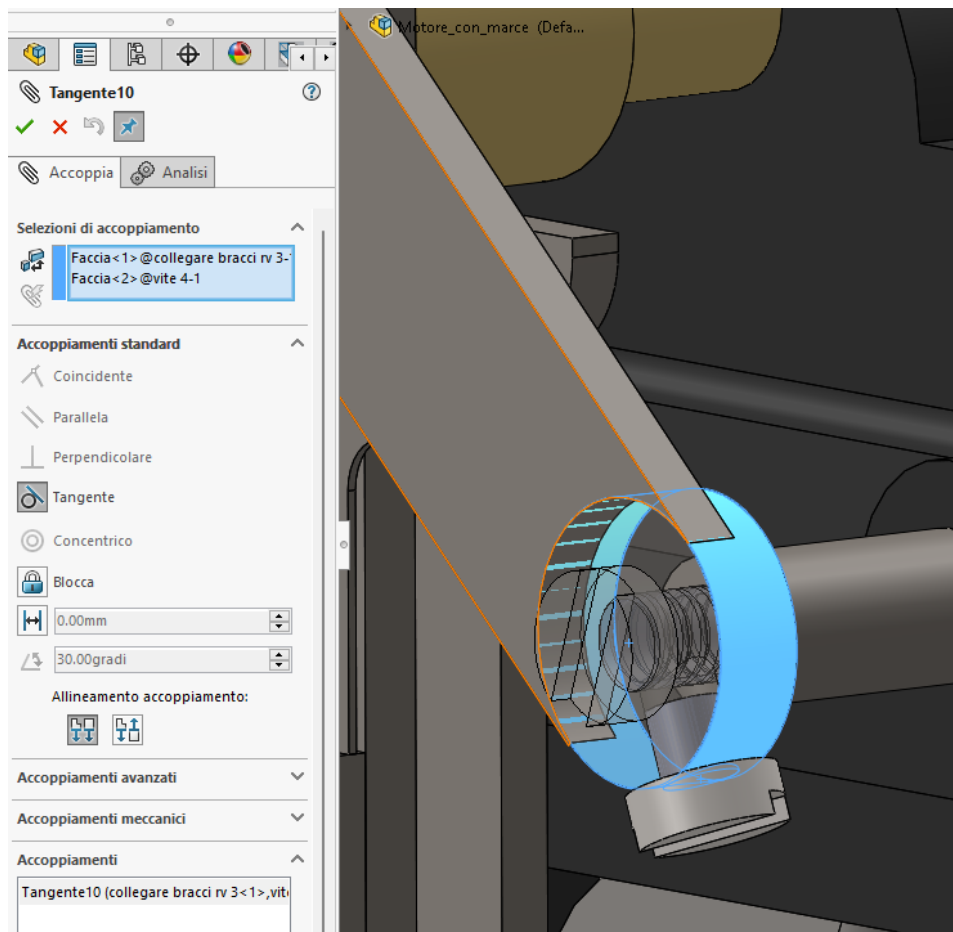


Figura 89: Tangenza tra la testa della vite e l'estremità cilindrica del braccetto

A.2.8 Distanza limite e angolo limite

Distanza limite e angolo limite si trovano nella categoria degli accoppiamenti *avanzati* poiché rappresentano un'evoluzione di due accoppiamenti *standard* ovvero *Distanza* e *Angolo*, ossia due vincoli che impongono una determinata distanza (o angolo) fra due corpi. Con l'evoluzione di questi due accoppiamenti, ovvero con *Distanza limite* e *Angolo limite* è possibile indicare un range di movimento che permetta un certo scostamento lineare o angolare tra i due corpi selezionati. Come per la maggior parte degli altri accoppiamenti è necessario selezionare le due facce da vincolare e indicare la distanza (o angolo) minima e massima ammissibile. Nella Figura 90 e Figura 91 è possibile osservare rispettivamente un accoppiamento *Distanza limite* e *Angolo limite*.

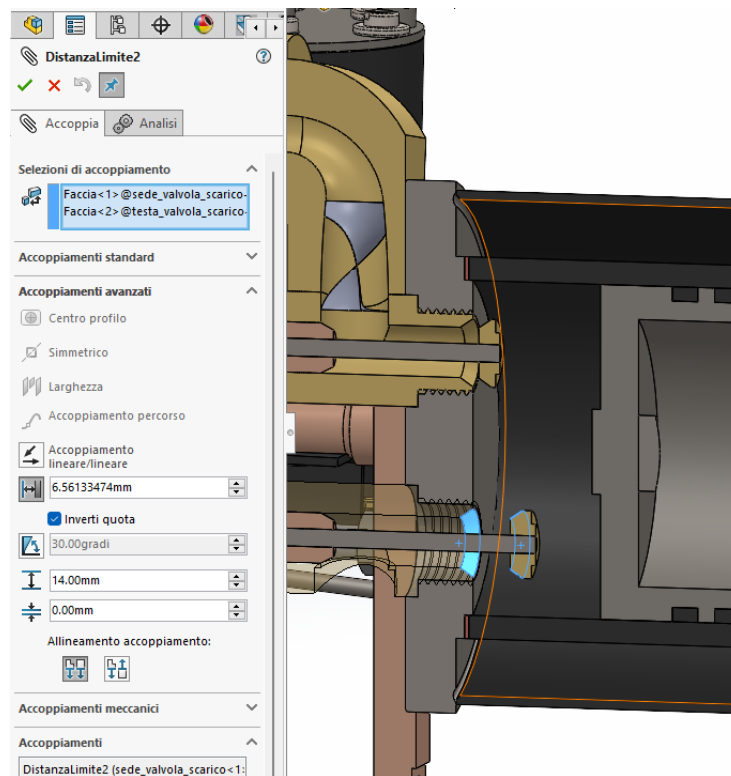


Figura 90: Accoppiamento Distanza limite

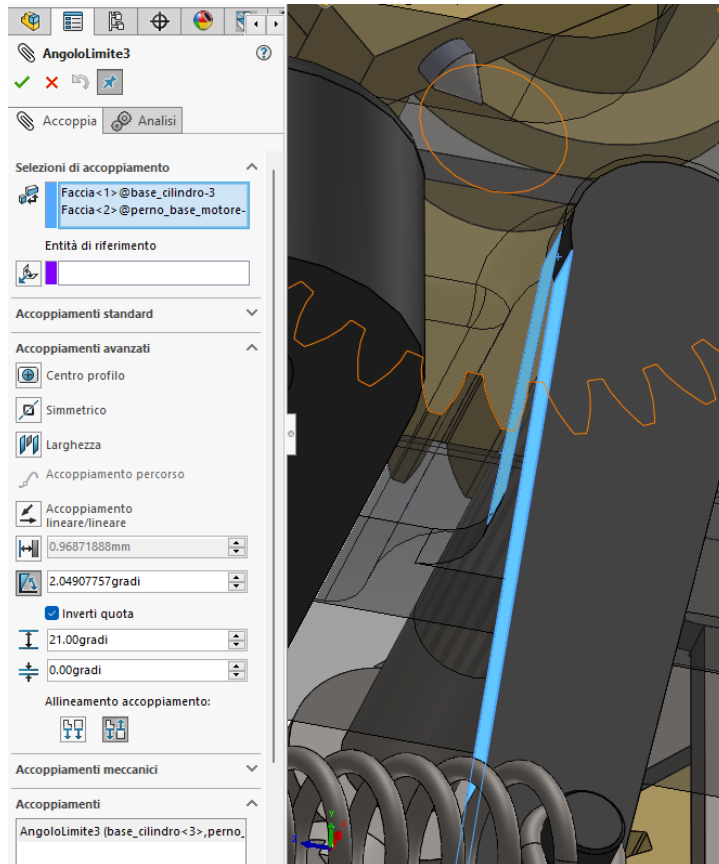


Figura 91: Accoppiamento Angolo limite

A.3 Modellizzazione del Comportamento delle molle

Come indicato nel capitolo dedicato alla descrizione del modello CAD, alcuni comportamenti fisici reali di certi componenti sono difficili da riprodurre nella corrispondente versione digitale. Uno di questi esempi è la modellizzazione del comportamento elastico delle molle che riportano in posizione di chiusura la valvola di aspirazione e di scarico. Infatti, non esiste un tipo di accoppiamento che permetta di spostare un corpo e farlo tornare alla posizione di partenza al cessare della sollecitazione (il vincolo più simile sarebbe *Distanza limite* ma non permette di ritornare automaticamente al punto di partenza una volta spostato il corpo). Per ovviare in parte a questo problema, la linea dello sketch della molla che ne determina l'altezza non è stata definita usando una quota, ma un estremo è stato vincolato alla punteria della valvola come illustrato in Figura 92.

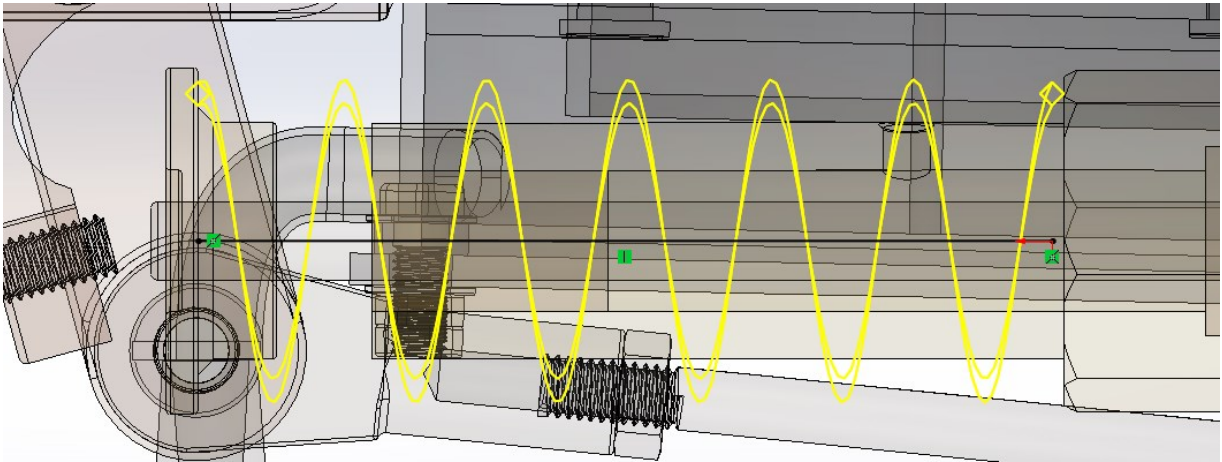


Figura 92: L'estremo sinistro della linea della molla è legato alla punteria della valvola

L'inconveniente di questa soluzione è che spostando la valvola non viene aggiornata automaticamente la lunghezza della molla come si può vedere in Figura 93.

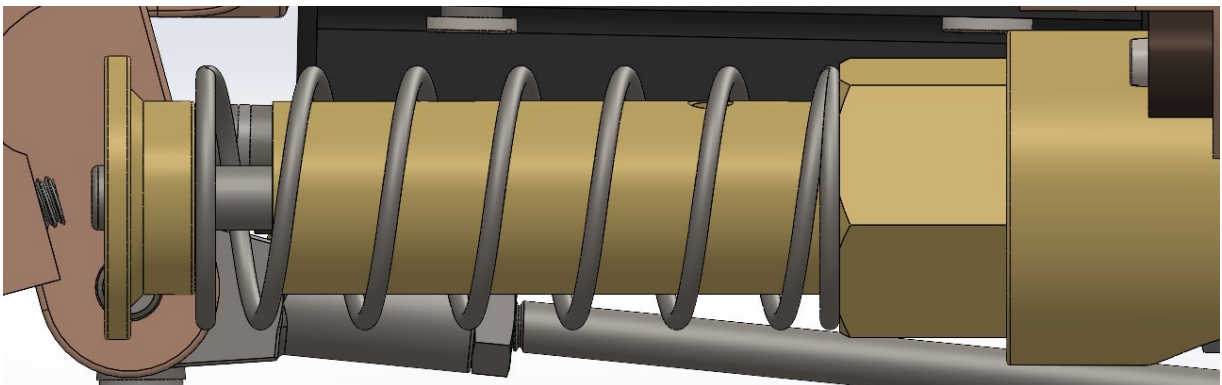


Figura 93: la molla è staccata dalla punteria della valvola

Per vedere graficamente che la molla si adegua al movimento della valvola è necessario ricostruire ogni volta il documento cliccando sull'apposita icona a forma di semaforo. In questo modo la molla si adatterà visivamente alla dimensione che le compete. In Figura 94 e Figura 95 sono visualizzate due posizioni della valvola con relativa lunghezza adattiva della molla.

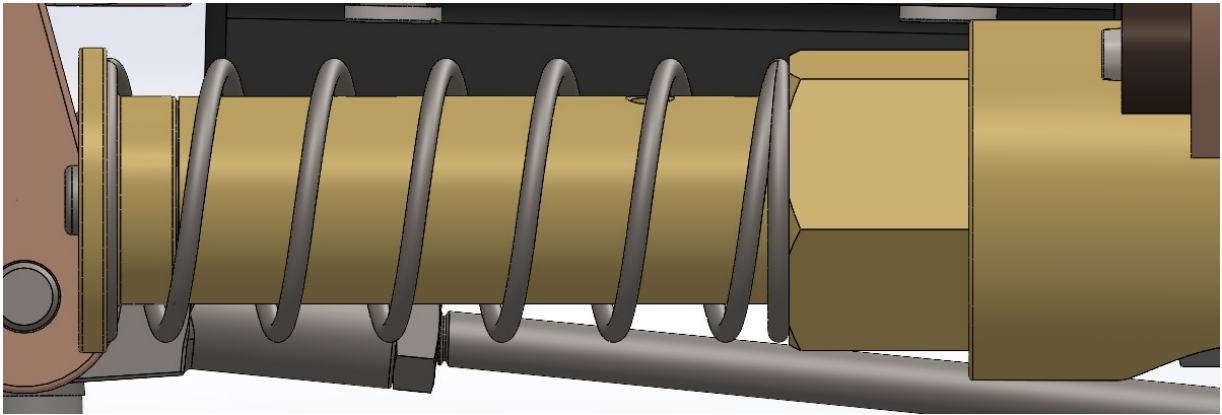


Figura 94: Posizione di massima compressione assumibile dalla molla

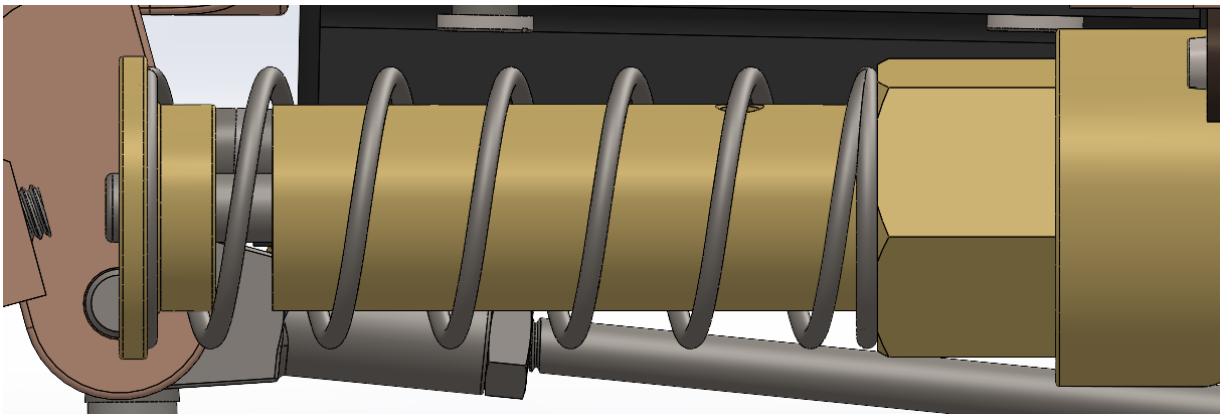


Figura 95: Posizione intermedia della valvola e conseguente adattamento della lunghezza della molla

Con questa soluzione la lunghezza della molla risulta sempre adeguata, purtroppo però, non si riesce (almeno con la versione usata del software) a risolvere il problema del ritorno automatico alla posizione di chiusura delle valvole.

Si sottolinea che in caso di messa in tavola del componente sarà necessario modificare lo schizzo indicando la lunghezza effettiva della molla quando non sollecitata, altrimenti cambierà continuamente il valore di riferimento.

A.4 Proprietà dei componenti

Essendo stati realizzati da persone diverse e con tempistiche differenti, i vari componenti sono stati realizzati con diverse proprietà ed aspetti. Per cercare di uniformare il progetto si è cercato, laddove possibile, di omogeneizzare queste caratteristiche. Ad esempio, per tutti i componenti realizzati in ottone è stato deciso di assegnare lo stesso materiale, ovvero “Ottone da taglio, UNS C 36000”, e di usare l’aspetto del materiale stesso per la visualizzazione nel modello 3D.

Nel caso in cui, al componente a cui si deve assegnare il materiale, fosse già applicato un aspetto, bisogna, come prima cosa, rimuoverlo. Per fare ciò bisogna recarsi nel *DisplayManager* e cliccare con il tasto destro sopra l’aspetto, selezionare *Modifica Aspetto...* e dalla finestra che si apre cliccare su *Rimuovi Aspetto* come illustrato in Figura 96.

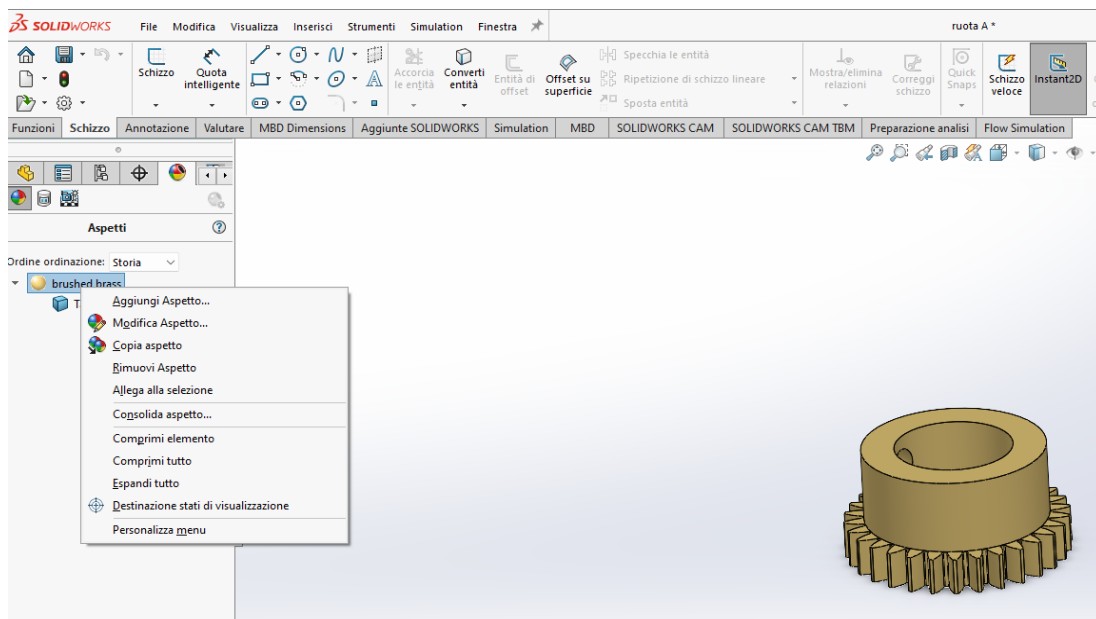


Figura 96: Modificare l'aspetto per poterlo rimuovere

Si procede poi assegnando il materiale, quindi si seleziona il componente dal *FeatureManager* e con il tasto destro ci si clicca sopra per far apparire il menù a tendina e da qui si seleziona *Materiale>Modifica materiale*. Come indicato in Figura 97 e Figura 98, nella scheda *Proprietà* è possibile scegliere il materiale desiderato dalla lista di sinistra, mentre nella scheda *Aspetto* è possibile mettere la spunta sulla voce relativa per applicare l’aspetto del materiale.

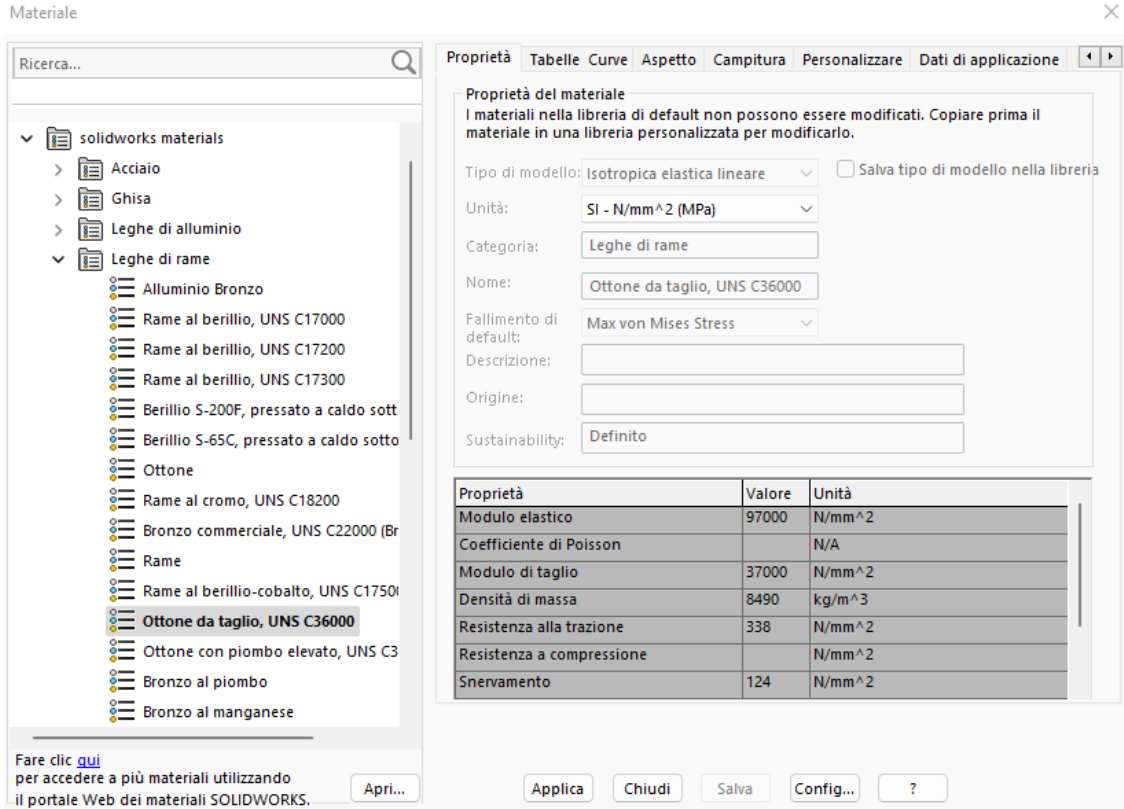


Figura 97: Selezione del materiale da applicare al corpo

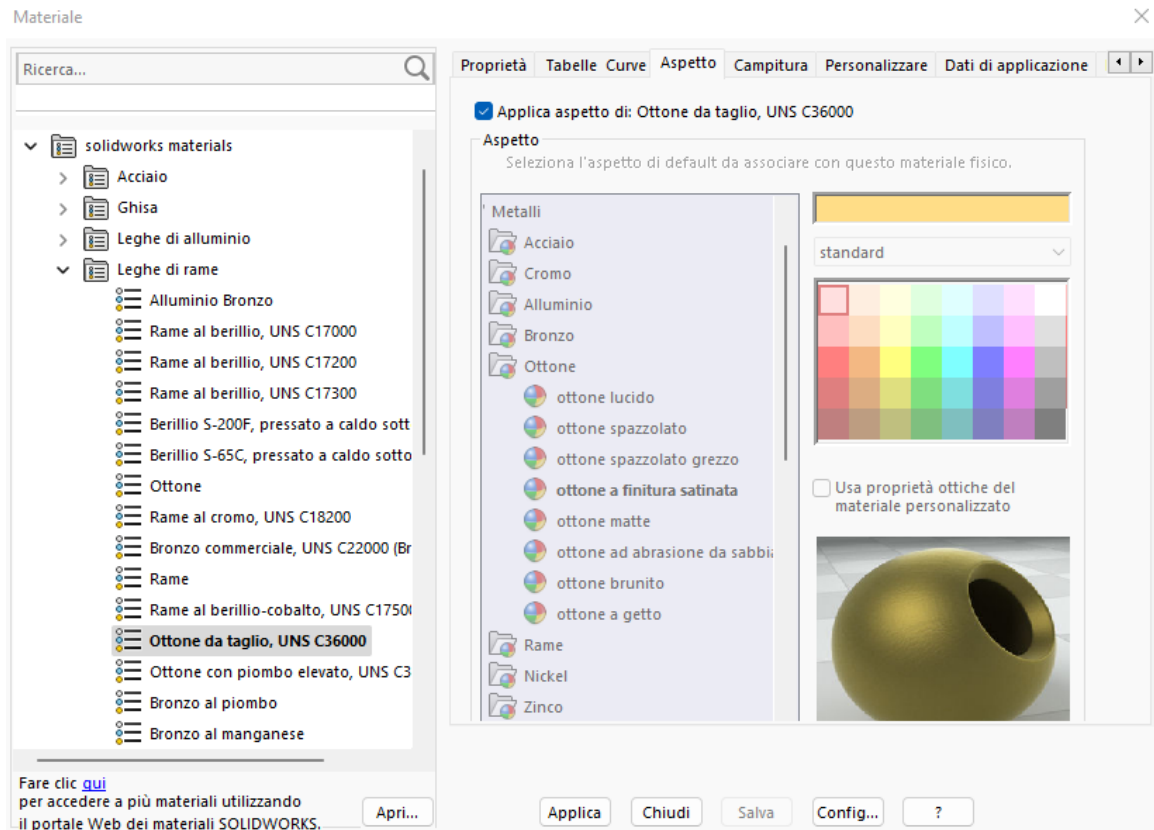


Figura 98: Nella parte superiore bisogna mettere la spunta sulla voce *Applica aspetto di: Ottone da taglio, UNS C36000*

A questo punto, per chiudere la finestra *Materiale* e assegnare tutte le proprietà al corpo è sufficiente cliccare su *Applica*.

A.5 Configurazioni per l'inserimento delle marce

Come già detto nel capitolo dedicato, il cambio della vettura Bernardi prevede l'utilizzo di tre marce più quella per l'inversione di marcia. Per poterle rappresentare tutte nel modello tridimensionale è stato scelto di creare delle configurazioni. Le configurazioni sono degli stati in cui si può trovare il modello, in questo caso ogni configurazione rappresenta la disposizione che assume il cambio per una determinata marcia. Per creare una configurazione basta recarsi nella scheda del *ConfigurationManager* e con il tasto destro cliccare sopra al nome dell'assieme come mostrato in Figura 99.

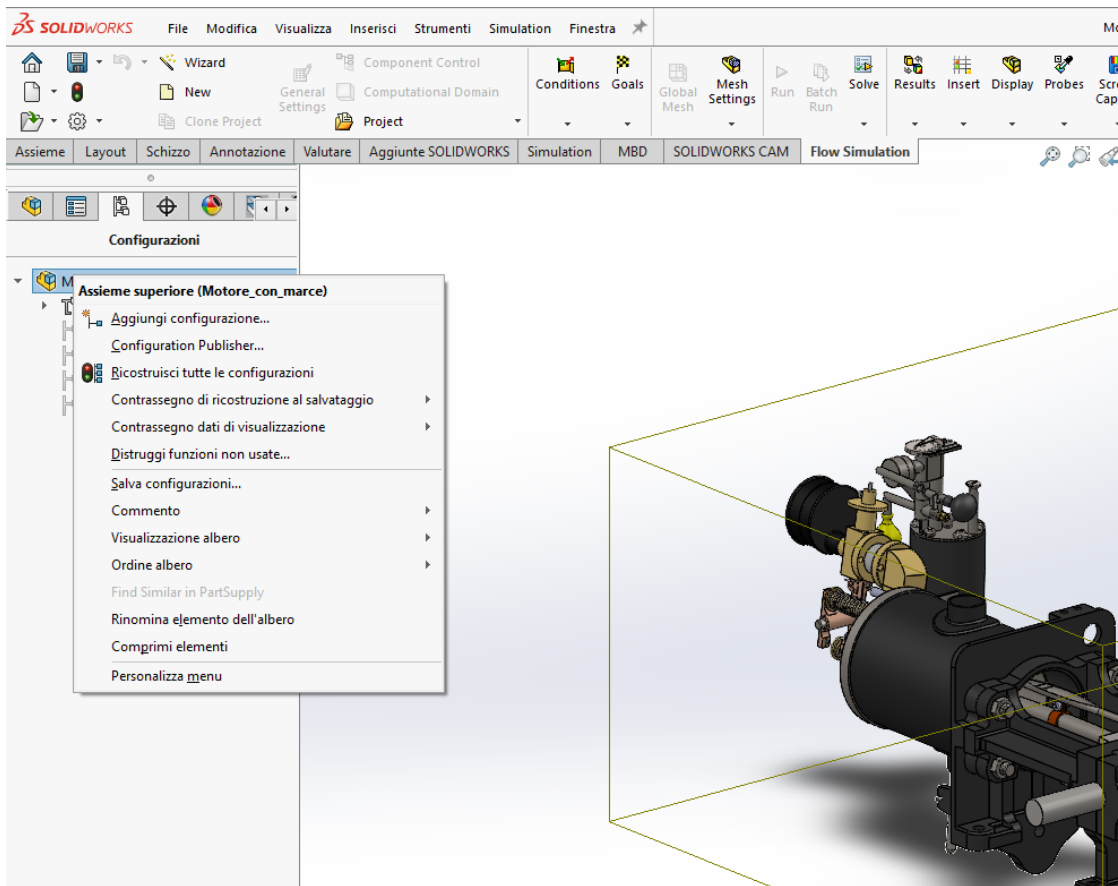


Figura 99: Menù a tendina per la creazione di una nuova configurazione

Dal menu a tendina basta scegliere la voce *Aggiungi configurazione* e il menù si trasformerà come illustrato in Figura 100. A questo punto basta nominare la configurazione, eventualmente aggiungere una descrizione e accettare selezionando la spunta verde. Da questo momento tutte le modifiche fatte nel disegno verranno salvate nell'attuale configurazione lasciando la configurazione di default inalterata.

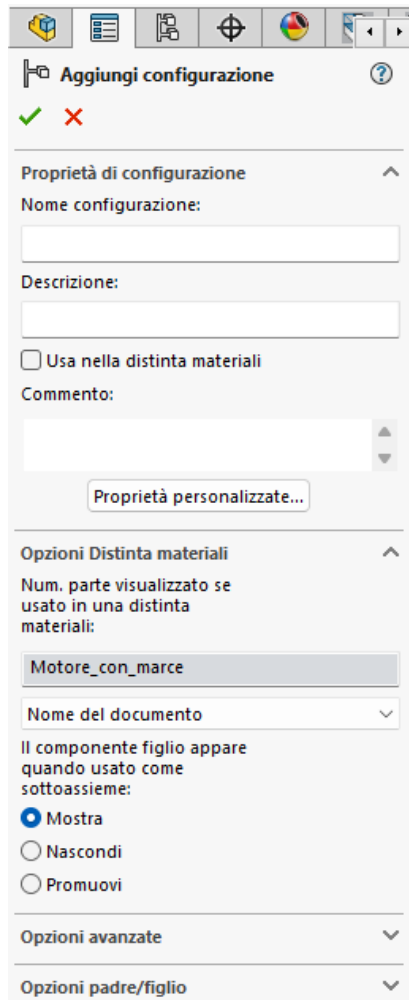


Figura 100: PropertyManager durante la creazione di una nuova configurazione

Creare le varie configurazioni è possibile visualizzarne una specifica cliccando sopra di essa e selezionare la voce *Mostra configurazione* dal menù come indicato nella Figura 101.

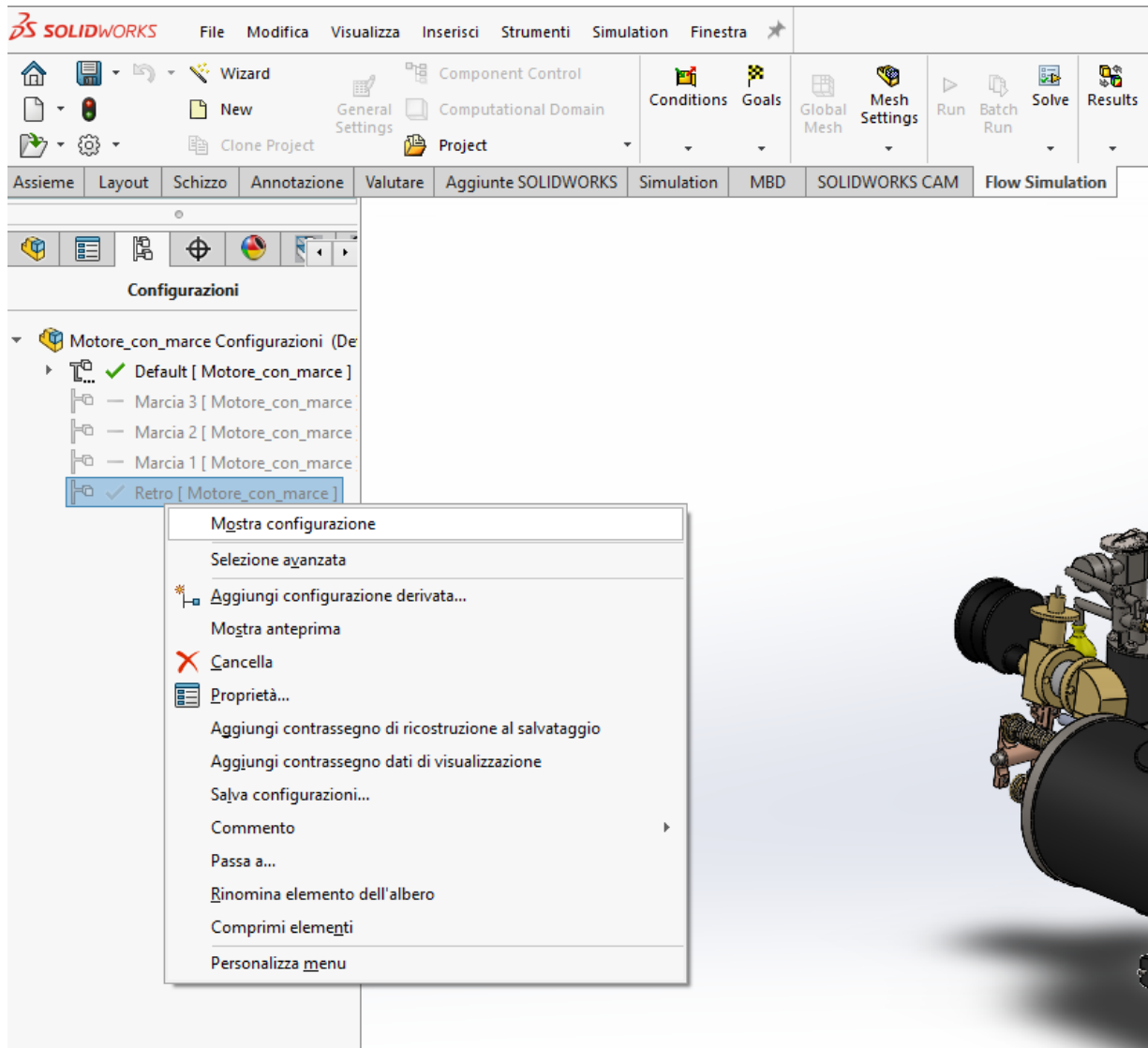


Figura 101: Visualizzazione di una specifica configurazione

A.6 Salvataggio e copia di tutti i files

Ultimo passaggio che potrebbe essere utile per maneggiare i files del progetto è il salvataggio di una copia del disegno e di tutte le relative componenti associate. Infatti, salvando una copia del solo assieme principale ma andando poi a modificare un singolo file di un componente, questo risulterà poi modificato in tutte le copie dell'assieme in cui si trova. Per evitare questo inconveniente e per creare una copia di tutti i file associati inclusi quello principale basta cliccare su *File>Trova riferimenti...* come indicato in Figura 102 e si aprirà la finestra mostrata in Figura 103.

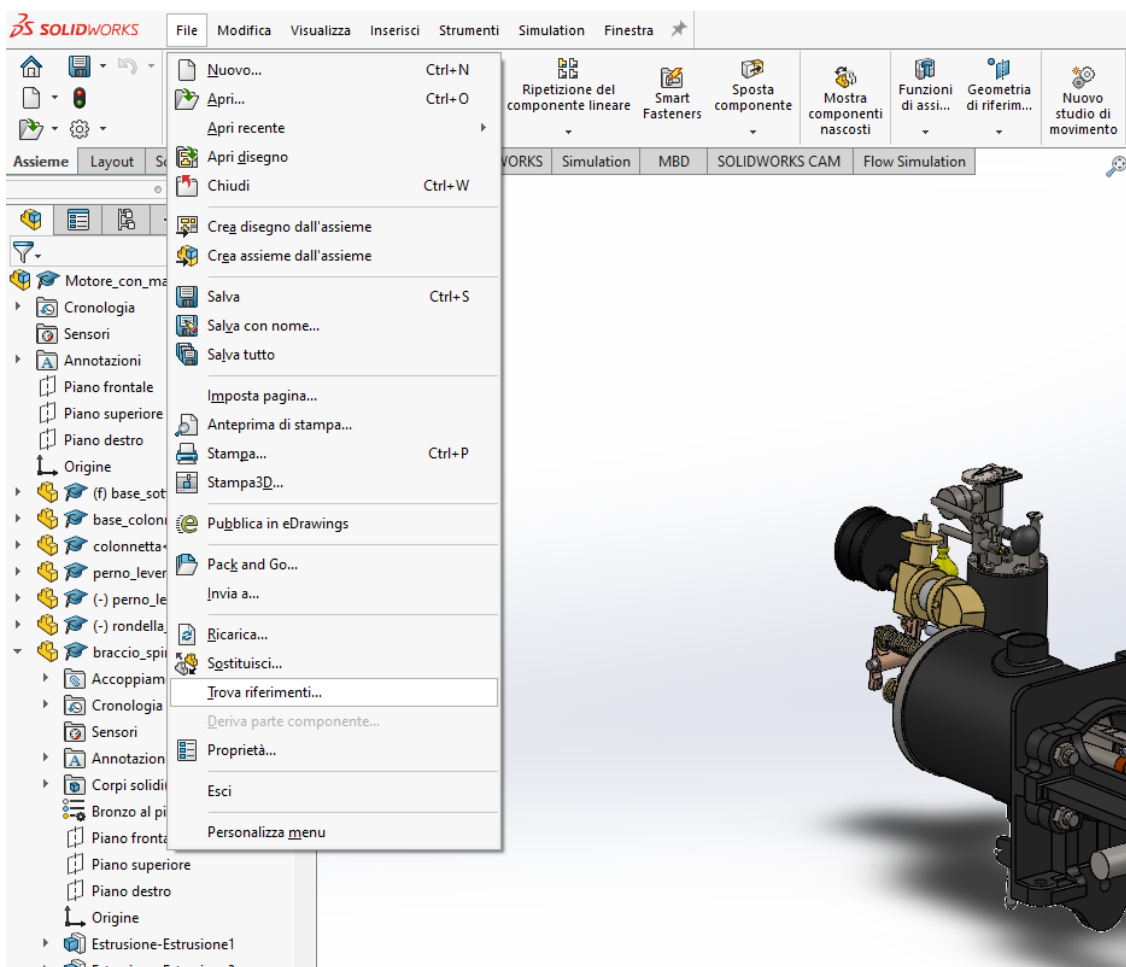


Figura 102: Trovare la lista dei files presenti nell'assieme

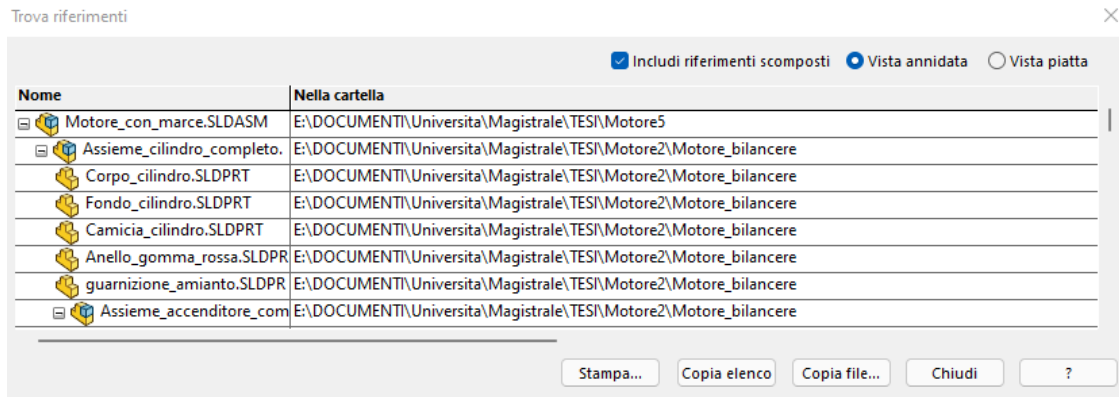


Figura 103: Lista dei files componenti l'assieme

Dalla finestra appena apertasi bisogna cliccare *Copia file...* che comporterà l'apertura di una nuova finestra illustrata in Figura 104.

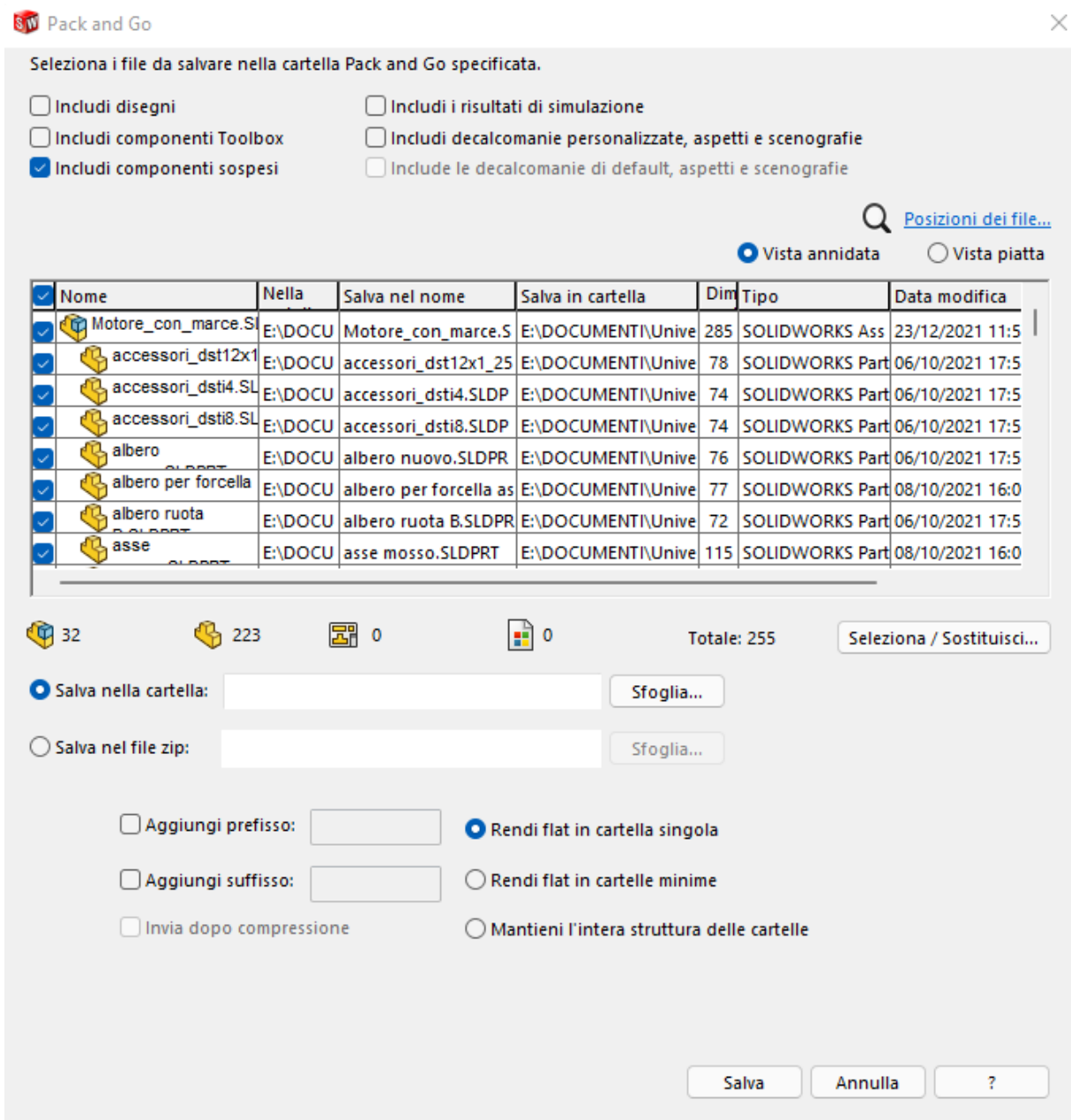


Figura 104: Dalla finestra Pack and go è possibile creare una copia di tutti i files

Da questa finestra è possibile selezionare tutti i file che si vogliono copiare, in questo caso tutti compresi anche i componenti sospesi, e indicare il percorso in cui salvarli. Cliccando sul tasto *Salva* si creerà una nuova copia dell'assieme con tutte le sue parti.

APPENDICE B

Si riporta di seguito il codice MATLAB utilizzato per i calcoli riguardanti la legge d'alzata della valvola d'aspirazione.

```
%Equazioni cinematismo per la legge di alzata
clc
clear all
close all
%% Import data from spreadsheet
% Script for importing data from the following spreadsheet:
%% Set up the Import Options and import the data
opts = spreadsheetImportOptions("NumVariables", 14);
% Specify sheet and range
opts.Sheet = "Foglio1";
opts.DataRange = "A5:N189";
% Specify column names and types
opts.VariableNames = ["Var1", "Var2", "Var3", "Var4", "Var5", "Var6",
"Var7", "Var8", "Var9", "Var10", "MsinT1", "Var12", "Var13", "McosT1"];
opts.SelectedVariableNames = ["MsinT1", "McosT1"];
opts.VariableTypes = ["char", "char", "char", "char", "char", "char",
"char", "char", "char", "char", "double", "char", "char", "double"];
% Specify variable properties
opts = setvaropts(opts, ["Var1", "Var2", "Var3", "Var4", "Var5", "Var6",
"Var7", "Var8", "Var9", "Var10", "Var12", "Var13"], "WhitespaceRule",
"preserve");
opts = setvaropts(opts, ["Var1", "Var2", "Var3", "Var4", "Var5", "Var6",
"Var7", "Var8", "Var9", "Var10", "Var12", "Var13"], "EmptyFieldRule",
"auto");
% Import the data
Analisicinematismo1000 =
readtable("Percorso\Analisi_cinematismo_1000.xlsx", opts, "UseExcel",
false);
%% Clear temporary variables
clear opts
%% Sottosistema 1
% Dati
AS=Analisicinematismo1000(:,1); %Importo A*sin T1
AC=Analisicinematismo1000(:,2); %Importo A*cos T1
C=64.9198; %[mm]
T3=109.1966; %[deg]
% Equazioni
for i=1:185
    f=@(T2) AS(i,1)-(AC(i,1)/cosd(T2)-C*cosd(T3)/cosd(T2))*sind(T2)-
C*sind(T3); % Espressione T2
    T2s(i,1)=fzero(f,0); %[deg]
end
%% Sottosistema 2
% Dati
G=390; %[mm]
E=384; %[mm]
D=72; %[mm]
F=30; %[mm]
T4=90.7345; %[deg]
T5=T2s+227.2987; %[deg]
```

```

% Equazioni
for i=1:185
    f1=@(T7) -E^2+G^2+D^2+F^2+2*G*F*(sind(T4)*sind(T7)+cosd(T4)*cosd(T7))-
    2*G*D*(sind(T4)*sind(T5(i,1))+cosd(T4)*cosd(T5(i,1)))-
    2*F*D*(sind(T7)*sind(T5(i,1))+cosd(T7)*cosd(T5(i,1))); % Espressione T7
    T7s(i,1)=fzero(f1,170); %[deg]
end
%% Sottosistema 3
% Dati
T8=T7s-171.21; %[deg]
T10=90+10.3048; %[deg]
T9=90; %[deg]
I=sqrt(121^2+22^2); %[mm]
% Equazioni
for i=1:185
    L(i,1)=- (I*( (cosd(T10)*sind(T8(i,1)))/cosd(T8(i,1))/sind(T9))-
    (sind(T10)/sind(T9))); % Espressione L
end
L0=124; %[mm] Lunghezza a valvola chiusa
hv=L0-L; %[mm] Alzata della valvola
Hm=max(hv); %[mm] Altezza massima
Hv=[hv;hv]; %[mm]
ha=Hv(145:184,1); %[mm] Altezze di apertura della valvola
T0=linspace(0,4*pi,370); %[rad] Angolo di manovella
ta=T0(1,145:184); %[rad] Angoli di apertura della valvola
%% Durata apertura
DT=T0(1,184)-T0(1,145); %[rad] Differenza tra l'angolo di apertura e di
chiusura
R=650/2; %[rpm] Regime di rotazione
t=((R/60)*2*pi)^-1*DT; %[s] Durata apertura valvola
tl=linspace(0,t,40); %[s] istanti apertura valvola
%% Plot
figure (1)
plot(T0,Hv), grid % Grafico totale

figure (2)
plot(ta,ha), grid % Grafico alzata aspirazione su angolo
xlabel('Angolo di manovella [rad]')
ylabel('Alzata della valvola [mm]')

figure (3)
plot(tl,ha), grid % Grafico alzata aspirazione su tempo
xlabel('Tempo di apertura [s]')
ylabel('Alzata della valvola [mm]')
%% Import data from spreadsheet
%% Set up the Import Options and import the data
opts = spreadsheetImportOptions("NumVariables", 1);
% Specify sheet and range
opts.Sheet = "Fogliol";
opts.DataRange = "M149:M188";
% Specify column names and types
opts.VariableNames = "M";
opts.VariableTypes = "double";
% Import the data
Analiscinematismo1 = readtable("Percorso\Analisi_cinematismo_1000.xlsx",
opts, "UseExcel", false);
%% Clear temporary variables

```

```

clear opts
%% Calcoli
D=Analisiscinematismo1{:,:}; % [mm] Importo moduli dell distanza
Dmin=min(D); % [mm] Distanza minima camma rullo
s=D-Dmin; % [mm] Scarto
smax=max(s); % [mm] Scarto massimo
i=smax-s; % [mm] Inversione scarto
hmax=4.38; % [mm] Alzata massima da misura CAD
hv1=i/smax*hmax; % [mm] Altezza istantanea valvola
t1=linspace(0,0.039,40); % [s] istanti apertura valvola
E=hv1-ha; %Errore fra le due curve
e=mean(E); %Errore medio fra le due curve
%% Interpolazione
lh=polyfit(t1,hv1,20); % Generazione del polinomio
X=linspace(0,0.039,100); % Vettore di valutazione del polinomio
H=polyval(lh,X); % Valutazione del polinomio
%% Creazione grafico legge di alzata
figure(4) % Grafico di confronto
hold on
plot(t1,ha),
plot(t1,hv1,'r'), grid
xlabel('Tempo [s]')
ylabel('Alzata della valvola [mm]')
legend('curva da analisi cinematica','curva di riferimento')
hold off

```

APPENDICE C

Lo scopo di questa appendice è riassumere e illustrare alcuni dei comandi più utili usati per creare un nuovo progetto in Ansys Workbench e successivamente manipolare la geometria del carburatore in modo da realizzare il modello del dominio fluido attraverso l'utilizzo del modellatore CAD *DesignModeler*.

C.1 Creazione di un nuovo progetto Fluent

Per realizzare questo progetto è stato utilizzato Ansys nella versione Workbench 2021 R1. Una volta avviata l'applicazione è possibile scegliere il tipo di analisi da un ampio elenco nel menù a sinistra. Per iniziare un nuovo progetto con Fluent è sufficiente cliccare sulla relativa voce dal menù a sinistra e trascinare il mouse verso destra sino allo spazio delimitato dal contorno rosso come indicato in Figura 105.

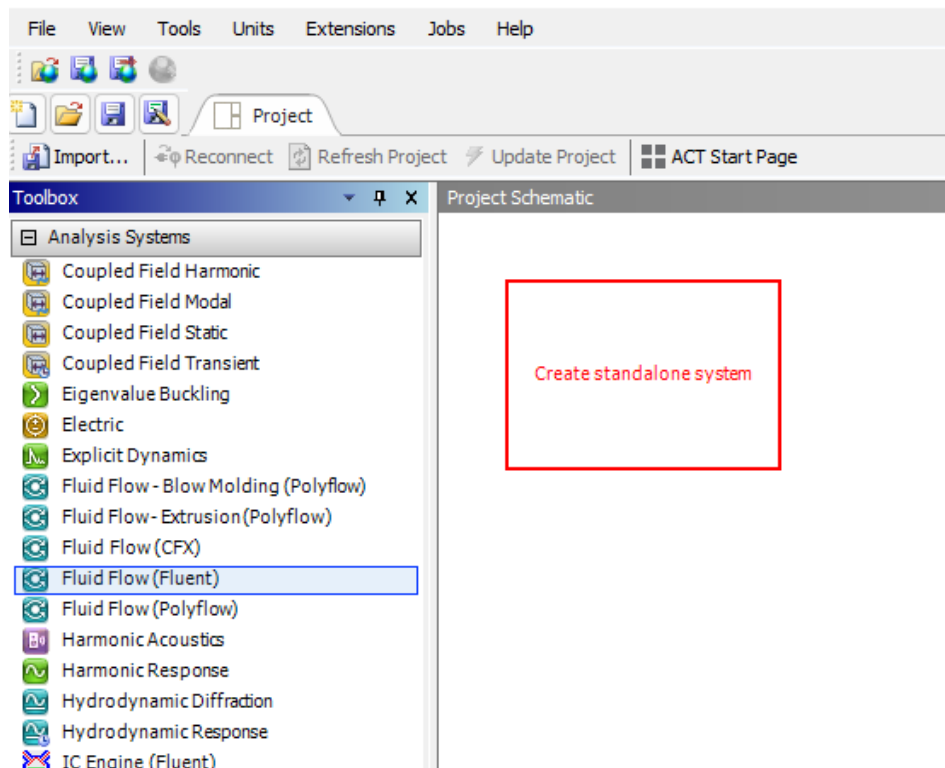


Figura 105: Creazione di un nuovo progetto nel Workbench

Si creerà quindi, una casella con i vari passi da seguire per sviluppare l'analisi. È possibile anche rinominare la casella in modo da distinguerla in caso si volessero creare più progetti Fluent assieme.

C.2 Manipolazione della geometria

Il primo passo da compiere è quello di trasferire il modello 3D del carburatore dall'ambiente CAD di SolidWorks ad un ambiente geometrico di Ansys, in questo caso il *DesignModeler*. Per fare ciò bisogna, in primo luogo, assicurarsi che la geometria del modello sia correttamente settata (ad esempio posizionare la valvola nella posizione di massima apertura). Fatto ciò, è necessario salvare il file in formato *Parasolid*, ovvero un tipo di file utile per il trasferimento da un modellatore CAD ad un altro. Per aprire il *DesignModeler* è sufficiente cliccare due volte sulla voce *Geometria* nella casella del progetto Fluent creato precedentemente nel *Workbench*.

Una volta aperto l'ambiente geometrico potrebbe essere necessario impostare la corretta unità di misura per le dimensioni spaziali e per farlo basta cliccare la voce *Units* dalla barra dei menù in alto e selezionare l'unità di misura idonea, in questo caso i Millimetri (Figura 106).

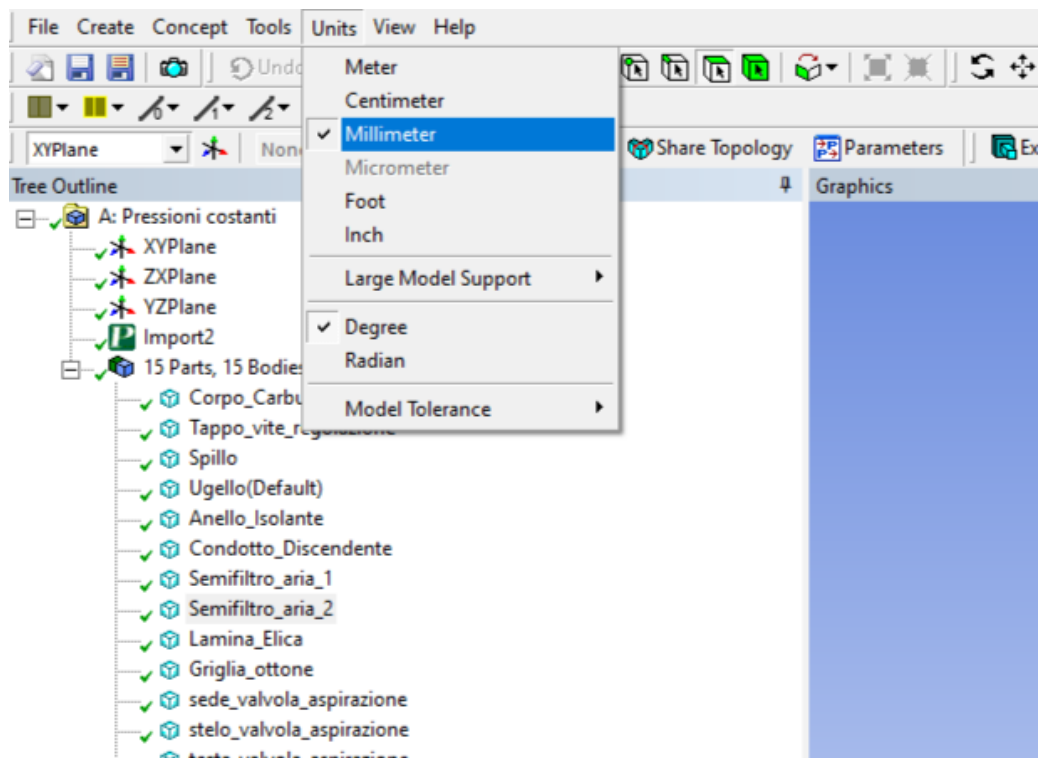


Figura 106: Impostare la corretta unità di misura

Fatto ciò, è possibile importare la geometria aprendo il menù *File* e selezionando la voce *Import External Geometry File...* come indicato in Figura 107.

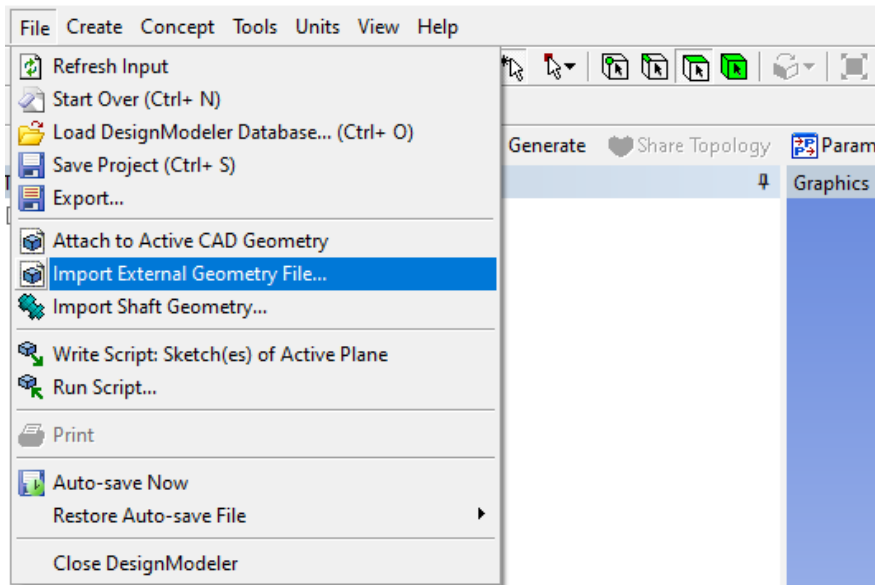


Figura 107: Importazione della geometria CAD

È quindi possibile sfogliare tra i vari file salvati nel computer e selezionare il modello precedentemente salvato nel formato Parasolid. Infine, bisogna cliccare sul tasto *Generate* e dovrebbe apparire il modello tridimensionale modellato in SolidWorks. Questa geometria rappresenta il guscio esterno dentro al quale fluiscono aria e carburante, per cui è necessario creare un negativo del modello in modo da poter creare il dominio dei fluidi. Per poter lavorare con maggiore ordine e chiarezza potrebbe essere necessario visualizzare un solo componente alla volta. Per fare ciò, basta cliccare con il tasto destro del mouse sul componente da visualizzare nel menù a sinistra, e, dal menù a tendina che compare, selezionare la voce *Hide All Other Bodies* come illustrato nella Figura 108.

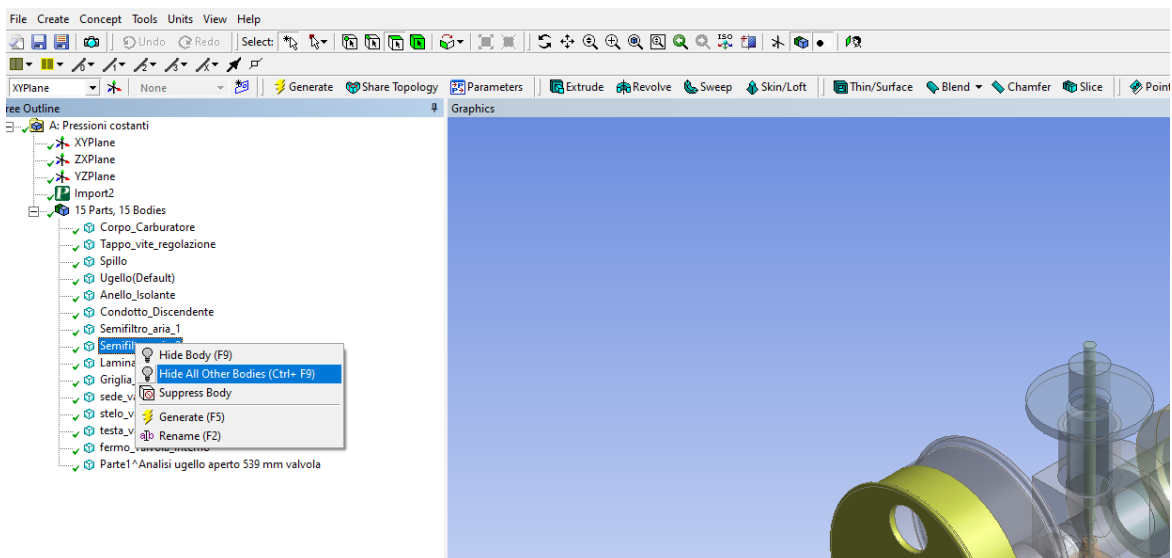


Figura 108: Visualizzare un solo componente per volta nell'ambiente geometrico

Come accennato in precedenza, è necessario riempire la geometria importata per simulare la presenza dei fluidi. Esiste un comando specifico che assolve questa funzione ed è denominato *Fill* (si trova nel box *Tools* selezionabile dalla barra dei menù in alto (Figura 109)).

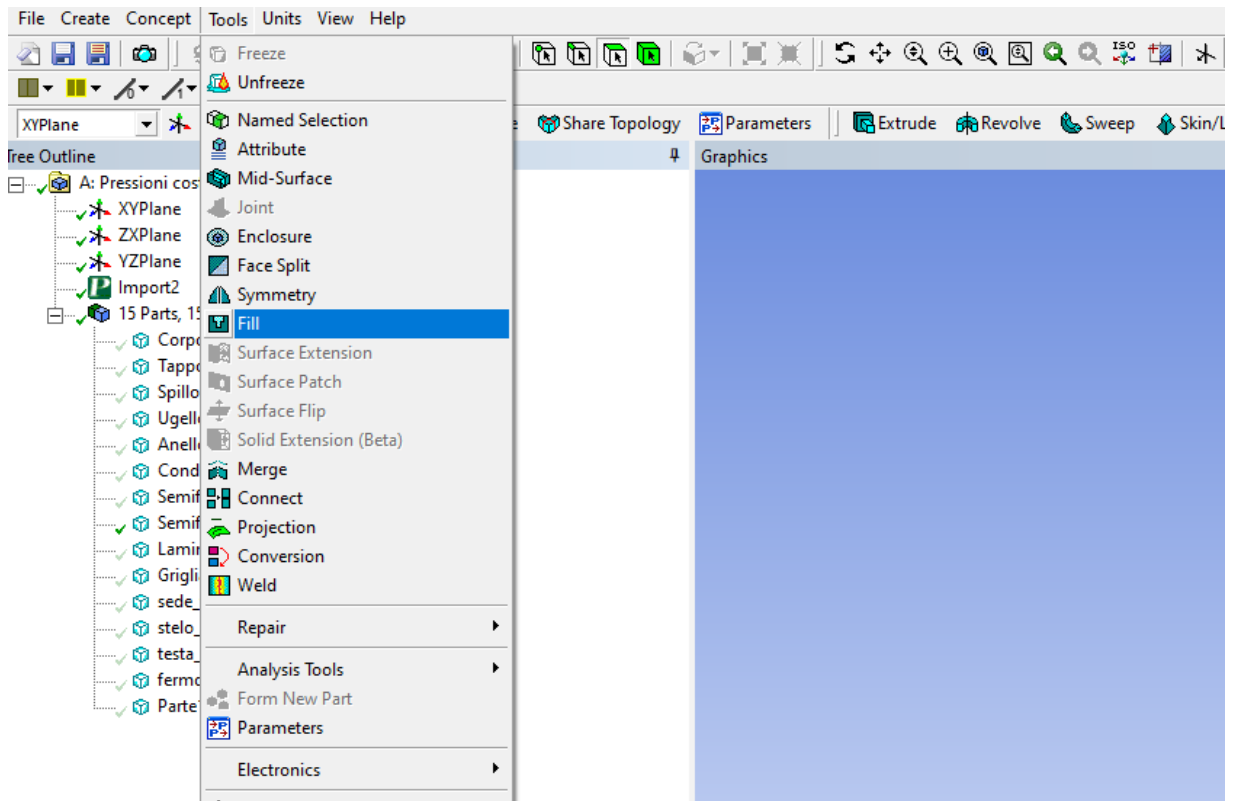


Figura 109: In figura viene illustrato dove trovare il comando *Fill*

Una volta attivato il comando, è necessario selezionare le facce interne del componente (che verranno visualizzate in verde come in *Figura 109*Figura 110) e confermare la selezione cliccando su *Apply*.

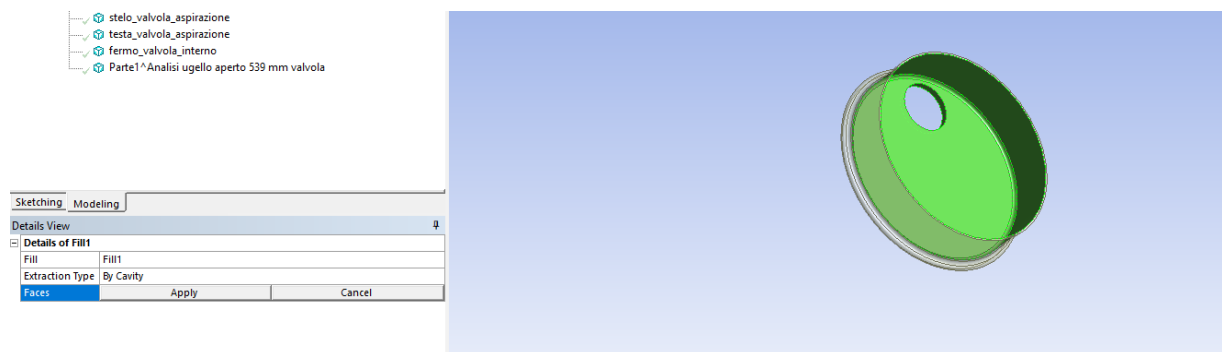


Figura 110: Selezionare le facce per applicare il comando *Fill*

Infine, per eseguire il comando è sufficiente cliccare sull'icona *Generate* e si creerà il negativo del componente in lavorazione che sarà individuabile nell'albero del menù a sinistra nominato come *Solid*. Avendo molteplici corpi da elaborare è consigliato rinominare il solido appena creato dando un nome facilmente associabile al relativo componente. È quindi sufficiente cliccare con il tasto destro sopra al solido appena generato, tramite l'albero dei componenti, selezionare la voce *Rename* (come indicato in Figura 111) dal menù che appare e digitare il nuovo nome nell'apposito spazio.

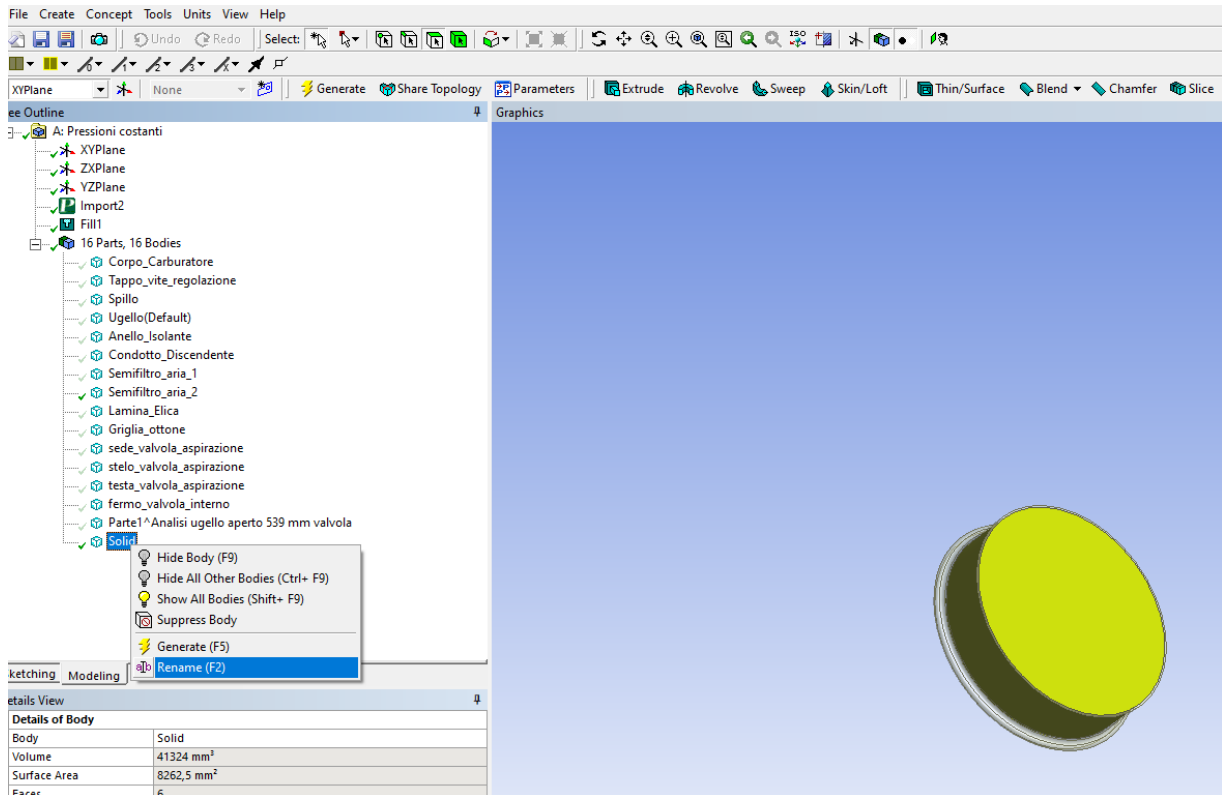


Figura 111: Rinominare un solido dopo la sua generazione

Alcuni componenti potrebbero avere forme complesse, perciò potrebbe essere utile nascondere le facce più esterne del corpo per selezionare più agevolmente quelle interne. Per poter fare ciò, basta selezionare le facce desiderate e cliccarci sopra con il tasto destro del mouse per far apparire il menù e, da quest'ultimo, selezionare la voce *Hide Face(s)* come illustrato nella Figura 112.

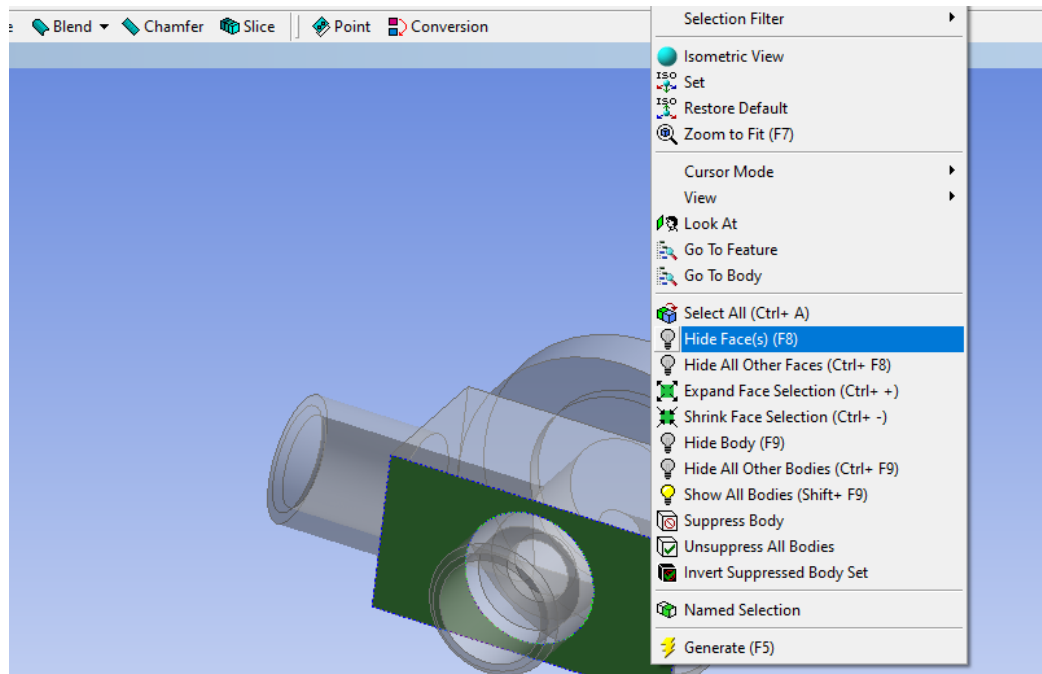


Figura 112: Nascondere le facce non utili di un componente

Visto che i corpi solidi importati da SolidWorks rappresentano la struttura del carburatore, essi risulterebbero inutili nell'analisi fluidodinamica e perciò vanno rimossi prima di procedere alla creazione della mesh. Quindi, una volta che una parte del carburatore non risulta più utile per creare il negativo geometrico dello stesso, bisogna sopprimerla selezionandola dall'albero dei componenti e cliccandoci sopra con il tasto destro del mouse. A questo punto compare un menù a tendina dal quale è possibile selezionare la voce *Supres Body* come indicato in Figura 113.

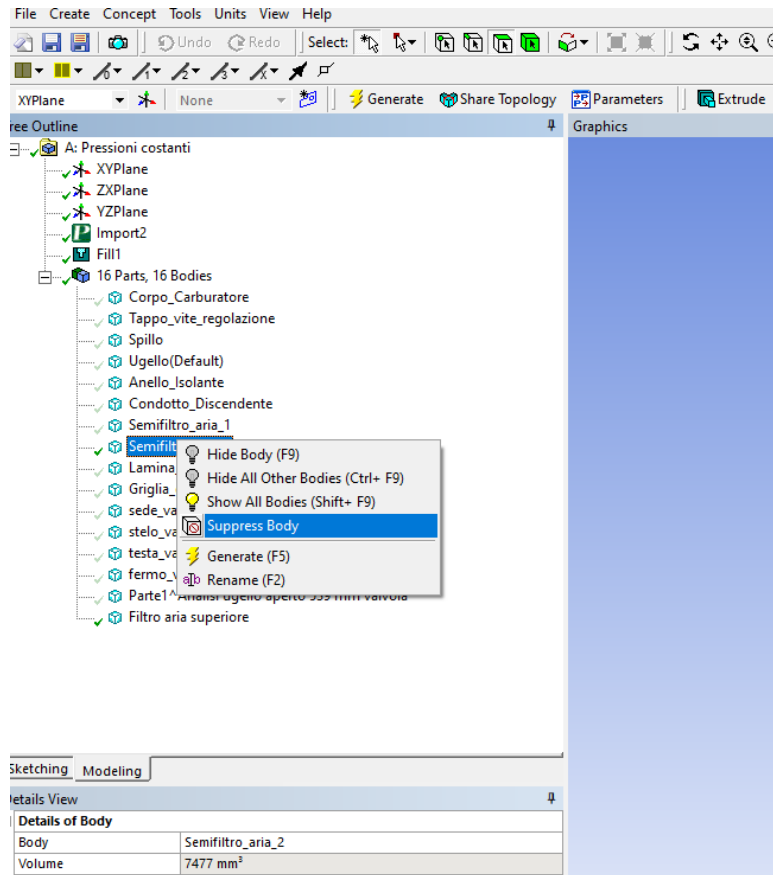


Figura 113: Selezionare un componente e sopprimerlo dalla geometria finale

Altra funzione molto utile è quella che permette di creare operazioni booleane tra due o più componenti. In particolare, in questo caso, è risultata di notevole importanza la sottrazione booleana che permette di sottrarre da un corpo solido il volume e la geometria di un altro componente. Per eseguire questa operazione è necessario recarsi nella barra dei menù superiore e dal lì cliccare sulla voce *Create* e infine scegliere il comando *Boolean*. Come indicato in Figura 114 nella seconda riga delle opzioni è possibile scegliere il tipo di operazione booleana da eseguire, in questo caso *Subtract*, selezionare il corpo a cui applicare la funzione (*Target Bodies*) e i componenti da sottrarre a quest'ultimo (*Tool Bodies*). Cliccando infine su *Generate* si ottiene il compimento del comando.

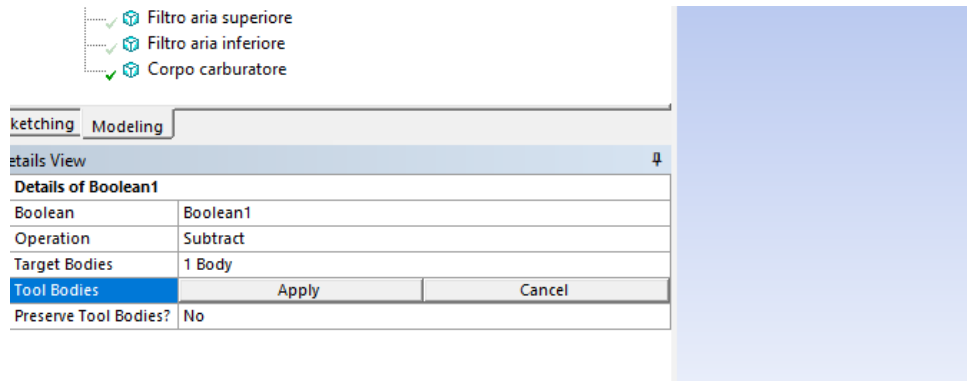


Figura 114: Utilizzo della funzione Boolean

Una volta eseguite tutte le operazioni necessarie alla creazione del dominio fluido nel carburatore, si avranno una serie di corpi che uniti formano il modello negativo del carburatore. Sempre per questioni di ordine e completezza, è possibile selezionare questi corpi dall'albero delle componenti e come illustrato in Figura 115 è possibile creare un'unica parte cliccando col tasto destro sui componenti selezionati e scegliendo la voce *Form New Part*.

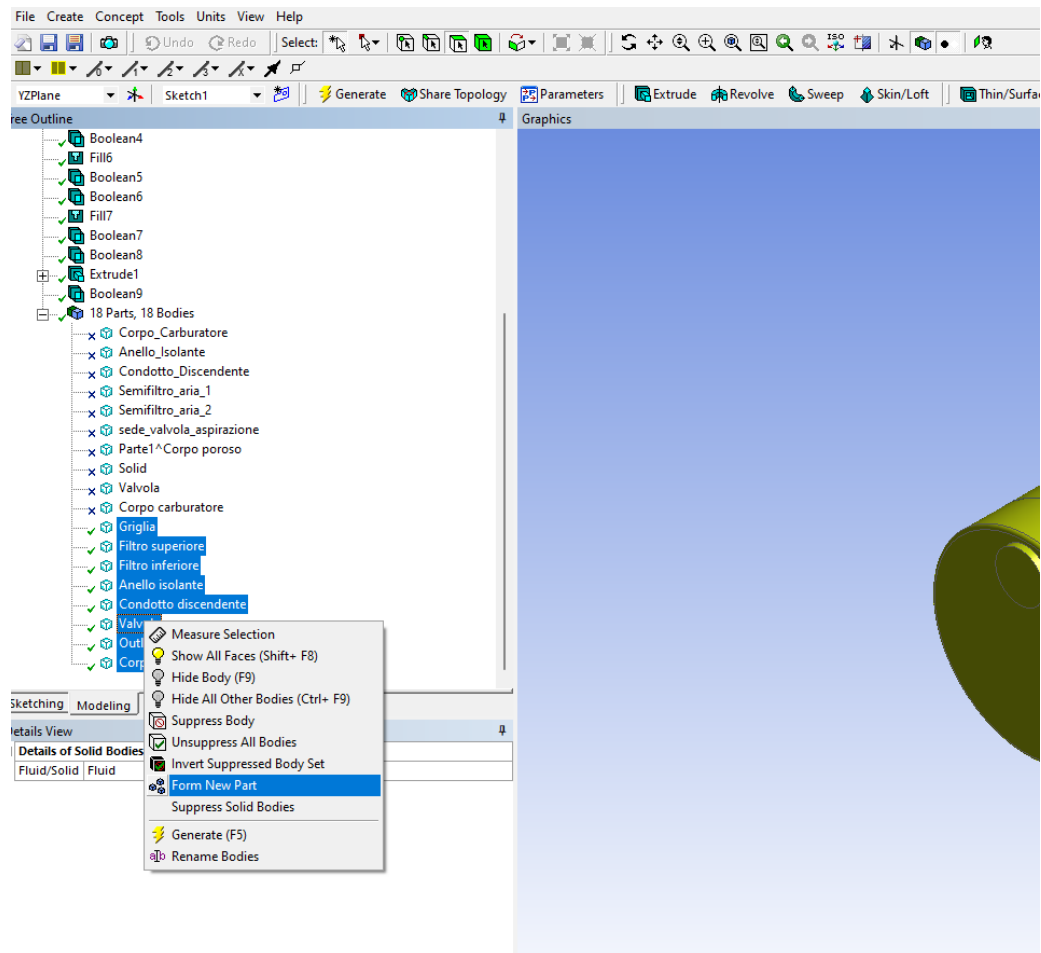


Figura 115: Creazione di una nuova parte formata da più corpi

BIBLIOGRAFIA

- [1] Mehmet Oezcan (2020), *How to use the Porous Media Feature to Define a Perforated Plate?* SimScale Documentation.
- [2] Fucile M. (1998), *Due motori Bernardi nella storia della tecnica.*
- [3] Ansys Inc. (2009), *Porous-jump (Release 12.0)*
<https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/uq/node256.htm#sec-bc-porous-jump>.
- [4] G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, Esculapio, 2016.
- [5] Riccardo Benvegù (2020), *Analisi del principio di funzionamento dell'accenditore del motore Lauro con il conseguente sviluppo del modello 3D.*
- [6] Marco Dalla Verde (2021), *Modellazione 3D del cilindro e del meccanismo biella/manovella della vettura Bernardi.*
- [7] Filippo Mioli (2021), *Analisi del funzionamento e modellazione 3D del cambio a tre velocità della vettura Bernardi.*
- [8] Filippo Franceschin (2020), *Sviluppo del modello 3D del carburatore usato sulla Vettura Bernardi ed analisi del suo principio di funzionamento.*
- [9] Michele Dalla Verde (2021), *Modellazione 3D del meccanismo di distribuzione del motore lauro.*
- [10] Chiara Antonietta Panozzo (2021), *Analisi del funzionamento e virtualizzazione del regolatore centrifugo nel motore lauro (autovettura Bernardi 1894).*
- [11] Tietto Davide (2020), *Modellazione 3d e studio del regolatore di benzina del motore lauro.*
- [12] Yunus A. Cengel & John M. Cimbala, *Fluid Mechanics Fundamentals and Applications*, Mc Graw Hill, third edition 2014