

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA

Classe 36/S

Sede di Forlì

TESI DI LAUREA

Motori a Combustione Interna

STUDIO, SVILUPPO E ANALISI PRESTAZIONALE DI UN MOTORE
STIRLING ROTATIVO

CANDIDATO :

Massimiliano Marrughi

RELATORE:

Prof. Ing. Davide Moro

Anno Accademico : 2011 / 2012

Sessione : I

| | |
|---|----|
| INTRODUZIONE | 6 |
| 1. La macchina di Stirling..... | 10 |
| 1.1 Prefazione..... | 10 |
| 1.2 Storiografia ed applicazioni della macchina di Stirling | 11 |
| 1.2.1 Stirling Criogenico a Ciclo Inverso..... | 18 |
| 1.2.2 Micro-cogenerazione..... | 19 |
| 1.2.3 Stirling Power System V160..... | 19 |
| 1.2.4 Stirling Solo 161 microCHP-module | 21 |
| 1.2.5 Stirling STM Power Modello 260 | 23 |
| 1.2.5 Quiet Revolution Motor Company L.L.C. | 24 |
| 1.3 Esempio di Calcolo termodinamico | 26 |
| 1.3.1 Relazione di calcolo | 27 |
| 1.4 Componenti della macchina di Stirling..... | 37 |
| 1.4.1 Volume di Espansione..... | 37 |
| 1.4.2 Riscaldatore..... | 37 |
| 1.4.3 Volume di Compressione..... | 38 |
| 1.4.4 Raffreddatore..... | 38 |
| 1.4.5 Pistone motore e Displacer..... | 39 |
| 1.4.6 Rigeneratore | 40 |
| 1.4.7 Componente di lavoro | 42 |
| 1.5 Tipi di Configurazione della macchina di Stirling | 43 |
| 1.5.1 Configurazione alfa..... | 43 |
| 1.5.2 Configurazione beta | 44 |
| 1.5.3 Configurazione gamma | 46 |
| 1.5.4 Configurazione beta modello “free-piston” | 47 |
| 1.6 Funzionamento di un motore Stirling applicato alla configurazione beta..... | 50 |

| | | |
|-------|---|----|
| 1.7 | Funzionamento di un motore Stirling “free – piston” | 52 |
| 1.8 | Vantaggi del motore Stirling rispetto ai motori a combustione interna..... | 54 |
| 1.9 | Svantaggi del motore Stirling rispetto ai motori a combustione interna | 55 |
| 1.10 | Utilizzi moderni..... | 56 |
| 1.11 | Tecnologie per il mondo sviluppato, il terzo mondo e altre tecnologie | 56 |
| 1.12 | Motore Stirling con gassificatore | 58 |
| 2. | Ciclo termodinamico del ciclo Stirling..... | 60 |
| 2.1 | Richiami termodinamici..... | 60 |
| 2.1.1 | Primo principio della termodinamica..... | 62 |
| 2.1.2 | Gas ideali..... | 65 |
| 2.1.3 | Lavoro di un gas ideale | 67 |
| 2.1.4 | Calore specifico a pressione e a volume costante | 68 |
| 2.1.5 | Trasformazione adiabatica reversibile | 70 |
| 2.1.6 | Trasformazione isoterma..... | 71 |
| 2.1.7 | Trasformazione isocora..... | 72 |
| 2.2 | Il ciclo di Carnot..... | 73 |
| 2.3 | Il ciclo di Stirling ideale..... | 77 |
| 2.4 | Dal ciclo di Stirling ideale al ciclo di Stirling reale..... | 82 |
| 2.4.1 | Effetto del moto degli stantuffi | 83 |
| 2.4.2 | Effetto dei volumi morti..... | 83 |
| 2.4.3 | Limiti di prestazione degli scambiatori termici | 85 |
| 2.4.4 | Presenza di perdite termiche per conduzione, convezione, irraggiamento e per le oscillazioni di temperatura del gas..... | 86 |
| 2.4.5 | Perdite termiche nei gas di combustione e perdite termiche per deviazione non ottimale dei raggi solari..... | 87 |
| 2.4.6 | Rigenerazione termica imperfetta | 88 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 2.4.7 | Perdite di tipo meccanico e perdite per impianti ausiliari | 89 |
| 2.4.8 | Distribuzione del fluido..... | 90 |
| 2.4.9 | La pulsazione | 91 |
| 2.4.10 | Ciclo Inverso | 91 |
| 3. | DESCRIZIONE COMPONENTI E FUNZIONAMENTO..... | 93 |
| 3.1 | Funzionamento | 93 |
| 3.2 | Descrizione Componenti | 95 |
| 4. | CALCOLI..... | 101 |
| 4.1 | Introduzione..... | 101 |
| 4.2 | Calcolo Massa Camere | 102 |
| 4.3 | Calcolo Temperature Camera..... | 106 |
| 4.4 | Calcolo Pressioni Camere..... | 122 |
| 5. | SIMULAZIONE IN MATLAB..... | 126 |
| 5.1 | Simulazione Masse Uguali | 127 |
| 5.2 | Simulazione Te P Uguali..... | 142 |
| 6. | CONCLUSIONI..... | 156 |
| | BIBLIOGRAFIA..... | 158 |
| | RINGRAZIAMENTI | 159 |

INTRODUZIONE

La presente tesi ha come oggetto l'ideazione, lo studio, la simulazione, lo sviluppo e la valutazione teorica delle prestazioni di un Ciclo Stirling Rotativo di nuova concezione. L'idea nasce circa un anno e mezzo fa da due amici, il sottoscritto e Matteo Orioli.

Sotto gli occhi di tutti è la corsa soprattutto negli ultimi due-tre anni ad una ricerca per abbassare drasticamente le emissioni inquinanti e i consumi nel campo automobilistico e anche in tutti i sistemi che prevedono l'utilizzo di combustibili, che siano fossili solidi o alternativi. Nelle automobili vi è una estenuante ricerca ad esempio verso l'ibrido. Vista l'impressionante conoscenza di Matteo nella letteratura meccanica e la mia grande passione verso il mondo automobilistico e motoristico, ci viene in mente di utilizzare una vecchia idea di Robert Stirling, colui che ideò il ciclo da cui esso prende il nome. Il Ciclo Stirling è un ciclo a combustione esterna che permette di utilizzare qualsiasi forma di produzione di calore e qualsiasi combustibile. L'idea si basa essenzialmente su un ciclo che utilizza come energia la differenza di temperatura tra due fonti dette CALDA e FREDDA. L'ulteriore evoluzione e la nostra sfida è stata quella di ideare un ciclo completamente nuovo che nella letteratura tecnica non esiste, ossia il CICLO STIRLING ROTATIVO. Da qui siamo partiti arrivando alla ideazione e alla seguente costruzione di un modellino, prima disegnato e poi realizzato in tutte le sue parti. Partiti dal Ciclo Stirling alternativo, (anche qui abbiamo disegnato e costruito 2 modellini) assimilato in maniera corretta i principi di funzionamento e studiato un po' il sistema, siamo arrivati alla nostra idea bizzarra di realizzarne uno innovativo. Da qui la mia proposta al Prof.re Davide Moro che ha accolto con grande piacere e molta curiosità la mia avventura al trattare questo argomento come Tesi Specialistica nella Laurea in Ingegneria Meccanica. La nostra idea consiste nella creazione di questo "motore" per poterlo utilizzare sia come motore di potenza sia come recupero di energia termica rilasciata da svariati altri dispositivi. Esso permetterebbe, così, l'utilizzo di energia termica cosiddetta gratuita allo scopo di aumentare il rendimento di altri sistemi. In questa tesi procederò nel modo seguente:

prima tramite la realizzazione dei disegni con software 3D (SolidWorks) mi ricaverò tutte le informazioni necessarie per la simulazione Volumi, aree, superfici ecc. , poi andrò a fare una simulazione statica e dinamica del mio ciclo con fogli di calcolo come Excel e programmi tipo MatLab. Sotto il modello realizzato.



Sopra Viste Frontali.



Vista Guscio Aperto



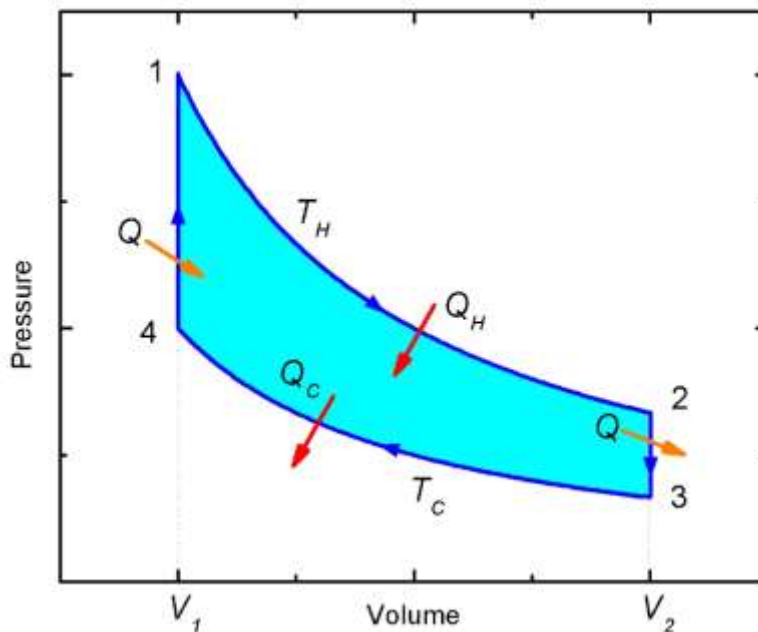
A questo punto mi ricaverò la coppia e il rendimento del ciclo nella configurazione da noi ideata. Da qui farò poi le considerazioni di questo progetto con le eventuali modifiche e migliorie necessarie traendo poi le conclusioni per vedere a che rendimenti arriveremo. Una considerazione importante da fare è che nel caso in cui otterremo un rendimento molto alto questo va preso con le pinze in quanto il Ciclo Stirling ha diversi problemi di discostamento da teoria a pratica come si evincerà dalla trattazione dell'argomento nelle pagine a seguire, ma anche nel caso il rendimento trovato sia basso, vanno fatte considerazioni in primo luogo della valutazione del volume del fluido che lavora all'interno del nostro modello, che in questo caso è molto esiguo. Questo infatti si può aumentare, inoltre, se si tratta poi il dispositivo come recupero di calore disperso anche se desse un rendimento molto basso, sarebbe comunque lavoro cosiddetto gratuito e che sarebbe sprecato nell'atmosfera sotto forma di calore.

Detto ciò alla fine della trattazione trarrò poi opportune e più precise considerazioni e conclusioni, su questa appassionante esperienza un po' bizzarra ma molto stimolante dal punto di vista personale.

1. La macchina di Stirling

1.1 Prefazione

Per *macchina di Stirling* si intende un'ampia gamma di macchine a fluido nelle quali il fluido attua un ciclo termodinamico prossimo a quello ideale di Stirling (composto da due trasformazioni isocore e due isoterme) ed il cui moto non è regolato da valvole o altri dispositivi equivalenti, ma dalla variazione dei volumi di lavoro occupati dal fluido all'interno della macchina stessa.



Macchine che funzionano secondo il ciclo termodinamico di Stirling ma nelle quali il moto del fluido viene invece regolato da valvole vengono denominate come macchine di Ericsson. Realizzando un ciclo chiuso, queste macchine scambiano con l'esterno solo energia, sotto forma di calore o lavoro meccanico. Questa macchina funzionante come motore riceve il calore dall'esterno e viene per questo definito motore a

combustione esterna. Un motore a combustione interna, brucia invece il combustibile all'interno dei cilindri di lavoro o nella camera di scoppio. Esso è quindi legato al tipo di combustibile utilizzato. Per esempio un motore a benzina si può modificare in modo da lavorare con gas propano liquido (GPL), idrogeno, metano, ma non può lavorare con altri combustibili come ad esempio carbone, gasolio, torba, ecc.. La turbina a gas è forse una delle macchine a combustione interna che assomiglia di più (sotto questo punto di vista) al motore Stirling, ma non può però utilizzare combustibili solidi. Lo Stirling invece può sfruttare qualsiasi fonte di calore: ogni tipo di combustibile (solido, liquido o gassoso), un qualsiasi corpo caldo che cede calore, l'energia nucleare, chimica e solare, l'irraggiamento, ed altre forme. Inoltre il fluido di lavoro è contenuto all'interno dei cilindri e non viene scaricato dopo ogni ciclo, è per questo che è definito a ciclo chiuso. A fronte però di una grande versatilità e di molte doti che solo a prima vista sono di grande pregio, le macchine a ciclo Stirling non sono mai riuscite a far valere le loro numerose peculiarità a causa di una vari eventi, avversi e dettati dallo sviluppo dei materiali e altri fattori storici, che hanno invece condotto all'affermazione e allo sviluppo dei motori a combustione interna a ciclo Otto e Diesel, del ciclo Rankine a vapore e del ciclo Brayton-Joule a combustione di gas o kerosene.

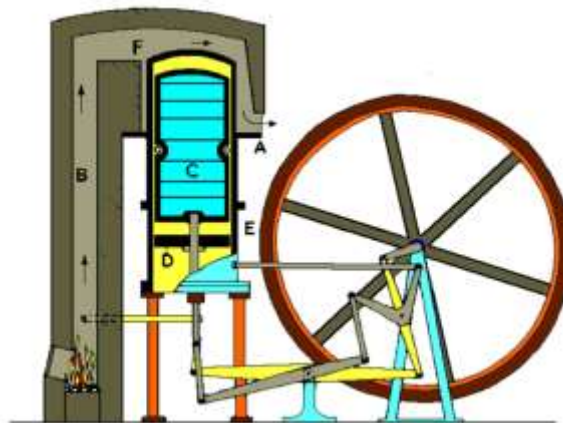
1.2 Storiografia ed applicazioni della macchina di Stirling

La macchina a ciclo Stirling è stata nel corso degli anni chiamata con svariati nomi: motore di *Labereau*, di *Lehmann*, di *Robinson*, di *Heinrici*, essi fanno parti solo di alcuni termini con cui si identificano, nella letteratura, le evoluzioni del primo "motore ad aria calda" della storia. Molte furono le persone gli appassionati e gli ingegneri che vi lavorarono e che lo rielaborarono. A realizzarlo per primo fu però lo scozzese Robert Stirling. Robert Stirling, era un ministro della Chiesa scozzese, vissuto fra il 1790 e il 1878. Vedi fig. sotto dove è rappresentato proprio Robert.



L'attitudine e la passione per l'ingegneria trasmessigli dal padre e dal nonno, che avevano lavorato per la costruzione e lo sviluppo di macchine agricole, furono un imprint determinante nella vita di Robert. Egli infatti mostrò sempre un forte interesse e una grande curiosità per la meccanica e fu proprio questo a portarlo all'invenzione di una macchina ad aria calda che successivamente prese appunto il suo nome. Robert fu sempre attento alle condizioni di lavoro della sua comunità, egli si rese subito conto del pericolo che gli uomini correvano utilizzando le macchine presenti all'epoca a vapore. Infatti si narra, che colpito proprio dalle conseguenze dei molteplici incidenti causati dalle esplosioni delle caldaie delle macchine a vapore, egli si prefisse di trovare un modo o un'alternativa meno pericolosa e altrettanto prestante, al fine di dare alla sua gente maggior sicurezza sul posto di lavoro. Grazie alle sue conoscenze tecnologiche e all'aiuto del fratello James, ingegnere civile di professione, nel 1815 riuscì a progettare e a realizzare il primo motore ad aria della storia: esso era capace di convertire il calore applicato ad una testa calda in energia cinetica. Tale conversione avveniva attraverso un sistema a pistoni, costruito per muoversi secondo le periodiche espansioni e contrazioni dell'aria contenuta nei volumi interni della macchina. Nel 1816 Robert inventò un motore ad aria calda che comprendeva un economizzatore, o più comunemente chiamato *rigeneratore*. Tale componente permetteva di accumulare il calore sottratto all'aria calda che transitava verso la parte fredda del motore e di cederlo poi all'aria fredda che ritornava verso la parte calda del motore, aumentandone così l'efficienza e il rendimento. In figura sotto è riportato lo schema relativo alla macchina appena descritta. In questa macchina un lungo cilindro A disposto verticalmente è riscaldato nella parte superiore dai

gas combusti provenienti dalla fornace B. La parte inferiore del cilindro è raffreddata con acqua o con aria. Il cilindro contiene uno stantuffo dislocatore C ed uno stantuffo di potenza D. Al moto alterno del dislocatore corrisponde il flusso dell'aria, che attraversa alternativamente nei due sensi di marcia il rigeneratore termico, passando così dallo spazio freddo inferiore E (posto tra il fondo di C e la testa di D) e lo spazio caldo superiore F e viceversa. Il rigeneratore, che non si vede però in figura sotto a, è posto nello spazio anulare compreso tra il dislocatore e la parete interna del cilindro A. Tale organo si può definire come una sorta di spugna termica. La sua funzione principale è quella di impedire lo scambio diretto di calore che si avrebbe tra il volume caldo e quello freddo e che si avrebbe a causa del travaso del fluido, e di rigenerare il calore disponibile per accrescere il rendimento termodinamico. Peculiarità importante della macchina di Stirling è che è un Ciclo Chiuso, ovvero il fluido di lavoro rimane sempre racchiuso all'interno del cilindro.



Esempio della macchina di Stirling brevettata nel 1816

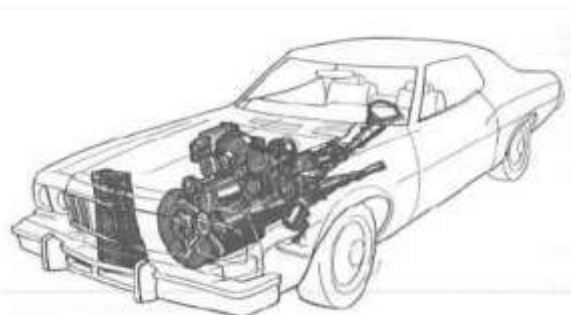
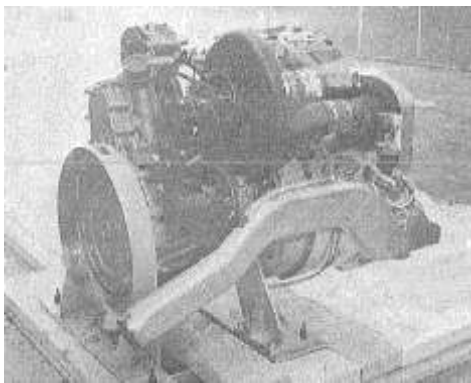
Dal 1816 in poi, la vita della famiglia Stirling (James, Robert ed i suoi figli) fu dedicata all'evoluzione della macchina da loro ideata: se da una parte infatti era stata inventata una macchina meno pericolosa rispetto alle macchine a vapore (il rischio di violente esplosioni era scongiurato grazie alle basse pressioni in gioco), dall'altra non si era ancora raggiunta una potenza tale da permettere la loro sostituzione. Il lavoro di Robert sul motore non venne mai sospeso e numerosi furono i miglioramenti che vennero apportati ad esso nel tempo. Sempre grazie all'aiuto del fratello James fu possibile ottenere

altri brevetti per il motore. James infatti intuì che si poteva ottenere più potenza utilizzando aria ad una pressione maggiore di quella atmosferica e contribuì alla realizzazione di un motore ad aria calda di grandi dimensioni che alimentava i macchinari della fonderia Dundee Foundry Company. Questa soluzione rappresentava pertanto la prima vera applicazione industriale del motore ad aria calda. Purtroppo però non fu un successo, i fratelli Robert e James Stirling convertirono un motore a vapore in uno ad aria calda a doppio effetto; il consumo specifico era di molto inferiore di quello dell'analogo motore a vapore originario. L'inconveniente però fu che dopo sette mesi di servizio, la testa calda cedette di nuovo per l'incapacità di sopportare il surriscaldamento e l'ossidazione. Alla terza sostituzione di questo componente, l'impianto fu convertito di nuovo a vapore nel 1845 a causa delle continue rotture. Nella seconda metà del 1800 i motori ad aria calda non riuscivano a raggiungere standard di qualità e prestazioni necessarie per una loro concreta diffusione, mentre, i motori a vapore vennero nel frattempo fortemente migliorati con l'uso dell'acciaio prodotto mediante una nuova tecnica ideata dall'ingegnere inglese Henry Bessemer nel 1855. L'abbassamento delle temperature medie di lavoro risolse così il problema anche se a migliori prestazioni termodinamiche della macchina di Stirling dall'altra parte corrispondevano una migliore affidabilità e una maggiore durata di quelle a vapore. Verso il 1850 la rivalità tra il motore Stirling e quello a vapore si era di fatto risolta a favore di quest'ultimo lasciando al motore Stirling solo una piccola fetta di mercato. Fu alla fine del XIX secolo che il motore elettrico e quello a combustione interna si affermarono definitivamente in modo completo per la loro alta potenza specifica e per la semplicità costruttiva, di impiego e manutenzione, succedendo ai motori a vapore e a quelli Stirling. Tuttavia, il motore ad aria calda continuò ad essere commercializzato fino al 1920, data che segnò il suo definitivo declino. Per ironia della sorte, di lì a poco iniziò lo sviluppo degli acciai inossidabili, quei materiali che avrebbero, in realtà, potuto costituire la chiave del successo per le macchine ad aria calda. Nei primi anni del 1900 poi lo sviluppo dei motori a combustione interna, come il Ciclo Otto e quello Diesel, portò questi ultimi ad essere semplici, sicuri, affidabili ed economici così da poter essere utilizzati in larga scala e in tantissimi settori. In questo modo l'uso delle macchine a vapore e ad aria calda vennero quasi tralasciati e messi in dimenticatoio. All'inizio del '900 venivano comunque ancora prodotti e utilizzati motori Stirling di piccola dimensione (soprattutto per uso domestico) nonostante le molte restrizioni pratiche. Non potevano, infatti, funzionare alle alte temperature che erano obbligatorie per raggiungere un buon rendimento. Ciò

era dovuto alle basse proprietà tecnologiche dei materiali e al mancato utilizzo del rigeneratore con conseguente aumento della perdita di calore e di conseguenza il calo dell'efficienza. Il periodo di buio per le macchine di Stirling durò circa una quarantina d'anni, fino alla seconda guerra mondiale. I fatti che determinarono una riconsiderazione delle macchine funzionanti a ciclo di Stirling furono principalmente i seguenti: in primo luogo, l'emigrazione delle grandi personalità del mondo scientifico europeo verso gli Stati Uniti, permise lo sviluppo di moltissime idee e progetti, si videro poi nascere anche molte collaborazioni fra le due sponde dell'Atlantico. In secondo luogo, il conflitto mondiale rendeva difficili gli approvvigionamenti di carburante per usi civili, e si aprì quindi uno spiraglio per lo sviluppo di qualsiasi sistema alternativo. Infine, negli anni '40 fu possibile disporre di gas con un buon grado di purezza. Ciò consentì dei progressi molto importanti come ad esempio l'utilizzo di idrogeno, o di elio, o ancora di azoto o di altre miscele gassose, quali ad esempio il Freon portò ad un incremento delle prestazioni e fu per la prima volta possibile considerare la macchina a ciclo Stirling come pompa di calore. La macchina di Stirling può essere agevolmente fatta funzionare quale utilizzatrice di lavoro meccanico, ovvero come una macchina operatrice. Con essa è possibile realizzare, ad esempio, una macchina frigorifera o criogenica, una pompa di calore od un compressore. Alla fine degli anni '40 la Philips di Eindhoven iniziò la commercializzazione della macchina Stirling frigorifera per impieghi industriali, in particolare per la liquefazione dell'aria. Il ciclo frigorifero permetteva infatti di costruire macchine in grado di ottenere temperature inferiori persino ai 12 K. Un'interessante applicazione del motore si ebbe con l'avvento e lo sviluppo dell'elettronica. L'utilizzo degli apparecchi radio (1960) diede nuove prospettive allo Stirling. Per esempio, l'industria olandese produttrice di apparecchi radio, la Philips Electronics, usò un piccolo motore Stirling per generare elettricità per l'alimentazione di apparecchi radio trasmettenti e riceventi da impiegare dovunque non fosse disponibile la connessione ad un sistema di distribuzione di energia elettrica. Questi dispositivi radio assorbivano però una cospicua quantità di energia in quanto erano costituiti da valvole termoioniche. Quest'iniziativa venne di fatto poi abbandonata a causa dello sviluppo del transistor, capace di sostituire in tutto e per tutto le valvole termoioniche con un assorbimento di potenza esiguo, tranquillamente ottenibile per mezzo di semplici ed economiche batterie. Nel trentennio 1950-1980 importanti case automobilistiche americane quali General Motors e Ford e la fabbrica di motori tedesca MAN, dedicarono molte delle

loro risorse allo sviluppo di mezzi di trasporto dotati di motori Stirling, con potenze di circa qualche centinaio di kW. Ne è un esempio il prototipo della **Ford Torino Stirling Special** realizzata nel 1972 e di seguito riportata in figura. Questo esemplare non fu mai però prodotto su larga scala perché le sovvenzioni alla ricerca furono interrotte qualche anno più tardi. La maggior parte del lavoro è stata destinata al motore Philips tipo 4/215 DA. Questo motore doveva servire per autovetture destinate al trasporto pubblico.

| Caratteristiche tecniche: | |
|---------------------------|------------------------|
| Motore Anteriore: | V8 |
| Cilindrata: | 5769 cm ³ |
| Potenza: | 165 CV a 4200 giri/min |



Sempre negli stessi anni, furono condotti dei tentativi di motorizzazione a livello navale e su sommergibili con potenze anche di 700 kW. Lo sviluppo e l'uso di macchine a ciclo Stirling ebbe vita più facile, ancora una volta, nelle piccole applicazioni. Nell'utilizzo come motore con potenza inferiore al kW infatti, ci fu a partire dalla metà degli anni '70 un concreto interessamento della NASA, che portò nel giro di pochi anni all'installazione di piccoli sistemi di generazione elettrica nei satelliti: funzionavano utilizzando il calore emesso da materiali radioattivi e servivano ad alimentare l'elettronica di bordo. Le motivazioni che portarono alla scelta di questo tipo di azionamento furono legate

soprattutto alla sua compattezza e ai suoi ingombri contenuti. A partire dal 1970 in Europa, in Australia, in Giappone ed in particolare negli Stati Uniti, si sono realizzati diversi progetti sul motore Stirling e sulle sue possibili applicazioni per lo sfruttamento dell'energia termica del sole. Mediante un componente aggiuntivo, il ricevitore, il motore è in grado di sfruttare l'energia solare e di trasferirla al gas sotto forma di calore. Voluminosi paraboloidi riflettenti detti dish, posizionati in prossimità del ricevitore, permettono una precisa ed efficace focalizzazione dei raggi solari fondamentale per fornire il ricevitore della giusta quantità di energia. Il motore Stirling combinato con i dish prende il nome di "Dish Stirling".



Applicazione nel solare del Motore Stirling

Durante gli anni '80 e '90, non si registrano fatti rilevanti, se non l'aumento di sensibilità da parte dell'opinione pubblica mondiale verso le tematiche di tipo ambientale e dell'utilizzo efficiente delle fonti energetiche: in questo contesto, il motore a ciclo di Stirling è oggetto di un interesse sempre crescente. Molte aziende nell'ultimo decennio, hanno dedicato, infatti, risorse allo sviluppo di sistemi di cogenerazione (produzione integrata di energia elettrica ed energia termica) basati sulla combustione soprattutto delle biomasse. Questi sistemi utilizzano, come motore primo, proprio un motore a ciclo Stirling, in quanto potenzialmente capace di lavorare con livelli di efficienza ed affidabilità superiori rispetto ai sistemi concorrenti; sempre per gli stessi motivi, i motori Stirling sono ormai una realtà molto ben integrata nel campo del solare termodinamico di tipo parabolico (Dish Stirling).



Esempio applicazione per la produzione di energia elettrica dalla combustione di biomassa

Un altro settore molto interessante oggi è quello delle macchine criogeniche di ridotte dimensioni e potenze. Tali macchine sono in produzione negli Stati Uniti e sono impiegate nella componentistica elettronica per apparecchiature a raggi infrarossi.

1.2.1 Stirling Criogenico a Ciclo Inverso

Correntemente desta elevato interesse l'impiego dello Stirling a ciclo inverso (refrigeratore Stirling). Il sistema è in grado di fornire temperature pari a 77 K, necessarie al funzionamento di sistemi che impieghino HTS (High Temperature Super conductor), raggiungendo valori inferiori ai 4K con apparecchiature più complesse costituite da più stadi. Costituito essenzialmente da uno scambiatore caldo, un rigeneratore ed uno scambiatore freddo in corrispondenza del quale sono raggiunte le temperature criogeniche, presenta due pistoni in moto relativo disposti reciprocamente a monte e a valle del sistema. Adeguatamente sfasati i pistoni vanno a caratterizzare il moto oscillatorio dell'onda di pressione indotta nel fluido evolvente (generalmente elio). La macchina è prodotta da alcuni costruttori sia in Germania che negli Stati Uniti al ritmo di 20 mila unità all'anno.

1.2.2 Micro-cogenerazione

La cogenerazione è la produzione combinata di energia elettrica e calore. Si parla di micro-cogenerazione quando le potenze in gioco sono inferiori di 1 MegaWatt. Il motore Stirling è un dispositivo che può essere applicato nella micro-cogenerazione per potenze inferiori a 15-20kW: tramite il movimento dei pistoni viene generata energia elettrica.

I vantaggi dell'utilizzo del motore Stirling nella micro-cogenerazione sono:

- il processo cogenerativo può consentire risparmi energetici significativi rispetto alla generazione separata dei due beni, vale a dire energia elettrica e calore.
- riduzione notevole delle emissioni rispetto ad altri motori
- allevia i problemi di saturazione delle grandi linee di trasporto elettrico

Tra le varie applicazioni del motore Stirling, esistono anche motori commerciali, realizzati e testati in laboratorio. Tra questi possiamo rappresentarne ed illustrarne alcuni.

1.2.3 Stirling Power System V160

Gli esemplari presenti in laboratorio sono stati prodotti dalla Stirling Power System di Ann Arbor, Michigan, USA alla fine degli anni ottanta e presentano molte caratteristiche simili. Entrambi i sistemi impiegano un motore Stirling in configurazione alfa, bicilindrico a V di 90° a semplice effetto, in cui si è adottato come fluido di lavoro l'elio in quanto dotato di buone caratteristiche fisiche. Il motore è a combustione esterna con un bruciatore a metano che scambia calore con il fluido di lavoro tramite lo scambiatore caldo a fascio tubiero. Tra i due cilindri sono presenti lo scambiatore caldo, il rigeneratore e lo scambiatore freddo, il volume spazzato da ogni pistone è di 160 cm³ da cui deriva la sigla V160.



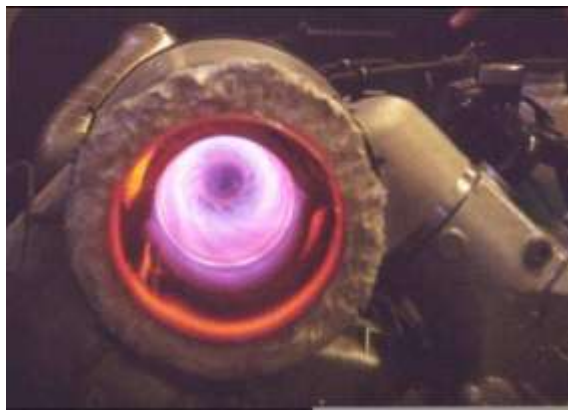
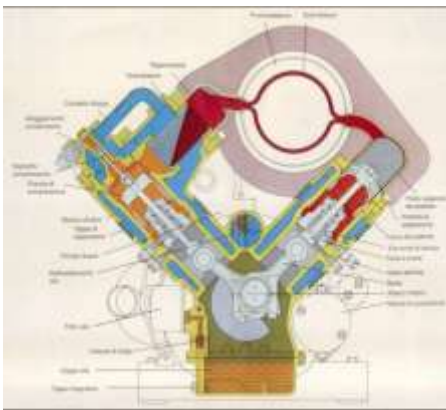
Lo scambiatore caldo rappresenta la sorgente ad alta temperatura del ciclo che essendo esterna è svincolata dalla macchina e può quindi essere di qualsiasi tipo. Il rigeneratore assorbe e restituisce alternativamente calore al fluido di lavoro. Lo scambiatore freddo che costituisce la sorgente a bassa temperatura, è uno scambiatore a flusso incrociato a fascio tubiero in cui i tubi sono lambiti esternamente dall'acqua di raffreddamento, mentre all'interno dei tubi fluisce il fluido di lavoro. L'acqua di raffreddamento circola nel circuito primario refrigerante del motore interfacciato con un circuito secondario di refrigerazione tramite uno scambiatore acqua/acqua che simula una utenza termica nell'ottica cogenerativa del sistema. Il sistema di comando del motore agisce sia sulla pressione del fluido di lavoro sia sulla portata di aria della soffiante. Un compressore posto sul pistone lato freddo permette il ricarica del fluido di lavoro nella bombola di servizio.



Le principali caratteristiche del motore fornite dal costruttore sono:

- Ridotto rumore e vibrazioni
- Adattabilità a tutti i combustibili

- Minima emissione allo scarico
- Basso consumo di olio lubrificante
- Lunga autonomia (>5000 ore)
- Potenza fino a 15 kW @ 3600 rpm
- Peso 100 kg



Schema tecnico Motore

Visione del combustore e fuso di fiamma.

1.2.4 Stirling Solo 161 microCHP-module



| Dettagli tecnici | |
|---|------------------------------|
| Tipo | Stirling Solo 161 |
| Energia elettrica | 2 - 9 kW (\pm 5%) |
| Potenza termica | 8 - 26 kW |
| Design | V 2 – Stirling tipo α |
| Cilindrata | 160 cc |
| Gas operativo | elio |
| Pressione media di lavoro | 150 bar |
| Giri del motore | 1500 giri/min |
| Temperatura dei gas di scarico | max. 110 ° C |
| Volume del flusso di gas di scarico | 40-100 kg / h |
| Pressione elio nel contenitore | 225 bar |
| Consumo di elio durante il funzionamento | 100 - 300 mlN / h |
| Consumo di elio non durante il funzionamento | 0 - 100 mlN / h |
| Pressione acqua di raffreddamento | max. 3 bar |
| Temperatura massima di uscita, circuito esterno | 65 ° C |
| Tensione | 400 V |
| Frequenza | 50 Hz |
| Potenza | 11 kW |
| Rumorosità ad 1 m di distanza | 53-60 dB (A) |



1.2.5 Stirling STM Power Modello 260

Il motore a ciclo Stirling, della serie 260 è molto diverso dai motori alternativi in uso oggi. Grazie al ridotto numero di parti in movimento (50% in meno rispetto ad un tipico motore a combustione interna) ha una struttura più semplice e richiede una minima manutenzione. Considerato quindi che non c'è combustione nei cilindri, il motore è molto più silenzioso e la combustione è isolata rispetto alla lubrificazione degli organi in movimento quindi non è necessario alcun cambio d'olio. Grazie ad un innovativo combustore, il motore è in grado funzionare con una vasta gamma di combustibili anche a basso potere calorifico. Può inoltre bruciare combustibile con alti livelli di contaminanti come solfuro d'idrogeno e siloxani, che, senza un pre-trattamento, danneggerebbero un normale motore a combustione interna.

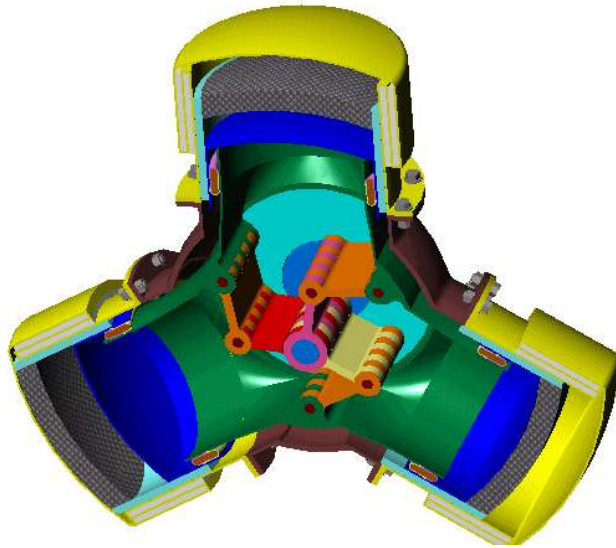


| Dettagli tecnici | |
|---------------------------------------|--|
| Temperatura ambiente | 15° |
| Pressione ambiente | 1 bar |
| Umidità relativa | 60% |
| Potenza elettrica lorda generata | 55 kW |
| Potenza elettrica netta generata | 48 kW |
| Potenza termica generata | 83 kW |
| Potenza assorbita | 170 kW |
| Consumo gas metano | 17,7 Nm ³ /h; |
| Rendimento elettrico | 30 %; |
| Rendimento globale | 82 %; |
| Pressione gas metano di alimentazione | 20 mbar; |
| Portata acqua all'utenza | 12 m ³ /h ($\Delta t = 11 \text{ }^\circ\text{C}$); |
| Emissioni acustiche (dBA@1m) | < 65 dBA; |

1.2.5 Quiet Revolution Motor Company L.L.C.

Questo motore Stirling è caratterizzato dalla presenza di tre camere calde (parte gialla), tre pistoni (parte blu) e tre rigeneratori (parte grigia). Attraverso una serpentina viene riscaldata la parte gialla, la cui funzione è quella di trasferire energia termica ad alta temperatura al gas di lavoro (solitamente elio). Durante la fase calda (fase di compressione), il rigeneratore, dispositivo in grado di acquisire e cedere calore, sta sulla superficie del pistone, mentre durante la fase fredda (fase di espansione) il rigeneratore si stacca dal pistone e va a contatto con la superficie riscaldata (corona

gialla). Nel frattempo, durante la compressione, il pistone comprime una quantità di fluido sottoposta a raffreddamento (parte verde). Il movimento alterno dei pistoni è consentito dalla presenza di un albero centrale, collegato a sua volta con i pistoni tramite dei collegamenti snodati. Il principio di funzionamento del motore Stirling è stato applicato anche al di fuori del mondo industriale, in campo sia automobilistico che medico.



1.3 Esempio di Calcolo termodinamico

Il motore Stirling è un motore a combustione esterna che funziona a ciclo chiuso utilizzando un gas come fluido termodinamico (solitamente aria oppure elio); esso entra in funzione quando si raggiunge una opportuna differenza di temperatura tra il suo punto caldo ed il suo punto freddo (nel nostro caso 260°C). Per il movimento vengono utilizzati due cilindri: uno di compressione (freddo) e uno di espansione (caldo) collegati tramite un albero a gomito scomponibile con le bielle sfalsate di 90°. Questo stirling è completamente realizzato in alluminio ed è progettato per lavorare su una fiamma di un camino ipotizzata a 500°C, con lo scopo di produrre energia elettrica. L'aria calda arriva alla testa del cilindro tramite una serpentina in rame riscaldata direttamente dalla fiamma. Questo motore è progettato per lavorare a temperature del fluido comprese tra 300 e 40 °C; grazie alla sua corsa di 70 mm e una velocità di circa 1500g/min esso può sviluppare una potenza teorica di 1984 W e considerando un rendimento meccanico del 70% la potenza utilizzabile è di 1389 W. Questa potenza è sufficiente a fornire elettricità a tutta la casa, considerando che il camino resti acceso per circa 8 ore, perché l'energia totale arriva a circa 11 kWh (l'eccesso di energia può essere rivenduta all'ente di distribuzione elettrica). Il rendimento termodinamico è del 29,6% ma l'intero sistema in realtà ha un rendimento del 100% in quanto il calore disperso dal motore va a riscaldare l'ambiente esterno evitando, così, onerose perdite di preziosa energia termica. Il ciclo stirling è formato da due trasformazioni isoterme e due isocore la cui potenza assorbita è data dal calore scambiato alla temperatura di 300°C moltiplicato per il numero di giri al secondo e la massa d'aria contenuta all'interno della testa del cilindro di espansione (circa 0,6g); essa vale circa 6924 W. Come sopra scritto, essendo questo ciclo la somma di due trasformazioni il calore scambiato è la somma del calore scambiato nella trasformazione isocora:

$$Q = c_v \Delta T m$$

e nella isoterma:

$$Q = R \cdot T \left(\ln \frac{p^l}{p} \right) m \cdot R$$

La differenza fra il calore speso e il lavoro ottenuto ci dà l'energia recuperabile che è quella che servirà a scaldare poi l'ambiente (come si può ben vedere dal grafico del ciclo stirling). Tale potenza è calcolata secondo lo stesso principio della potenza termica essendo appunto tale lavoro uguale all'area del ciclo (che inizia e finisce nel medesimo punto). Per calcolare il rendimento pratico è stata utilizzata una formula sperimentale:

$$\frac{1}{\frac{1}{\eta} + \frac{1}{K-1}} \cdot \frac{R V}{\ln \frac{V_{max}}{V_{min}}}$$

dove :

η = rendimento di Carnot

K = costante dell'aria

V max = volume massimo

Vmin=volume minimo $R V = 1 - \eta$

1.3.1 Relazione di calcolo

Raggio di manovella = 0,035 m

Lunghezza biella = 0,140 m

Diametro cilindro = 0.069 m

Temperatura1 = 300 °C

Temperatura2 = 40 °C

Numero di giri = 1500 giri/min

Calcolo della corsa Sb della biella:

$$sb = r \cdot ((1 + \cos\varphi) + (\lambda/4) \cdot (1 - 2 \cdot \cos\varphi))$$

i valori di Sb variano a seconda del variare dell'angolo φ di inclinazione delle bielle. Le corse totali vengono sommate, e la corsa maggiore risulta 0,1301 m che è quella corrispondente a $\varphi' = 135^\circ$.

Calcolo del volume

dove sb è la somma delle corse e l'area è l'area del cilindro il volume totale massimo è quello corrispondente alla somma totale massima che è 0,00049 m³

$$V = sb \cdot Area$$

Calcolo della pressione nel cilindro

$$p = \frac{m \cdot R \cdot T}{V}$$

pressione maggiore è 689139,37 Pa che corrisponde a una inclinazione di 0° della prima biella e di 90° della seconda.

Calcolo della velocità

$$V_b = (r \cdot \sin\varphi \cdot \omega) + \left(\frac{\lambda}{4} \cdot \sin 2\varphi \cdot \omega \cdot r\right)$$

la velocità massima è 8,247 m/s ed è raggiunto da entrambe le bielle quando la loro inclinazione rispetto al piano di riferimento è 90°

Calcolo dell'accelerazione

$$a_b = (r \cdot \omega) \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

anche in questo caso l'accelerazione è raggiunto da entrambe le bielle quando si trovano a 360°(ovvero a ciclo completo) e vale 1295,386 m/s²

Calcolo del lavoro massico

$$L_1 = \ln \frac{\rho_{max}}{\rho_{min}} \cdot R \cdot T_1$$

Temperatura 1, ossia 300 C° il lavoro risulta 319338j/Kg

$$L_2 = \ln \frac{\rho_{max}}{\rho_{min}} \cdot R \cdot T_2$$

alla seconda temperatura corrisponde il lavoro negativo (ovvero trasmesso dal cilindro di espansione a quello di compressione) pari a 174476 J/kg Ne risulta che il lavoro massico eccedente totale:

$L_{tot} = L_1 + L_2$ è uguale a 144863 J/Kg

Se consideriamo il volume massimo calcolato sopra indicato di 0,00049 m³ e una ρ di 1,1 kg/m³.

$$\rho = \frac{P_{atm}}{R \cdot (T_2 + 273.15)}$$

otteniamo una massa dell'aria di 0,00055 kg; con esso calcoliamo il lavoro eccedente $L=79,37$ J.

Calcolo del momento resistente

$$M_r = \frac{L}{2\pi}$$

se consideriamo il lavoro sopra calcolato otteniamo il momento resistente di 12,63 Nm (bisogna dividere il lavoro per 2π perché esso indica un ciclo completo).

Calcolo della potenza utile teorica

$$P_{u,t} = M_r \cdot n$$

in questo caso n indica i giri al secondo; con il momento resistente sopra calcolato otteniamo una potenza $P=1984,3$ W.

Calcolo del calore nella trasformazione isocora

$$q = c_v \cdot \Delta T$$

questo calore risulta pari a 186160 J/ kg

Calcolo del calore scambiato

$$q_s = q + L_1$$

questo rappresenta il calore totale dell'intero ciclo; lo stesso con il quale si calcolerà il rendimento di Carnot.

$$\eta_c = \frac{L_t}{q_s}$$

risulta un rendimento del 28,66 %

Calcolo del rendimento pratico

$$\eta = \frac{1}{\frac{1}{\eta_c} + \frac{1}{k-1} \cdot \frac{R \cdot v}{\ln \frac{V_{max}}{V_{min}}}}$$

questo rendimento tiene conto sia del rendimento teorico di Carnot, sia della costante dell'aria K, sia della variabile RV che vale 1- η_c , sia dei volumi massimo e minimo; tramite questa formula sperimentale otteniamo un rendimento del 29,58% .

Dimensionamento della serpentina per il riscaldamento dell'aria.

Ipotizzando che la fiamma abbia una temperatura di 500°C, che la serpentina sia realizzata totalmente in rame, che abbia un diametro esterno di 10 mm e che la superficie da scaldare debba raggiungere una temperatura di 300°C, procediamo al dimensionamento per convezione. Consideriamo che vi sia una convezione forzata dalla fiamma fino all'interno del tubo e che la temperatura media all'interno del tubo sia uguale alla media delle temperature dei cilindri (443,15 K).

$$\alpha = M \cdot \frac{V^{0.8}}{d^{0.2}}$$

Dove:

- M=3.6
- V=40m/s (che è la velocità all'interno del tubo)
- D=0.008 m (diam. Interno serpentina)

Da questa formula ricaviamo $\alpha = 180,86 \text{ W/m}^2\text{K}$. L'area viene riscaldata anche per irraggiamento perciò procederemo al calcolo della superficie scaldata tenendo conto di entrambi i tipi di trasmissione del calore.

$$Pt = qs \cdot \eta \cdot m$$

P_t = potenza trasmessa a T_1

n = numero di giri al secondo

M = massa dell'aria

la potenza così calcolata risulta di 6924 W.

$$A_{irr} = \frac{P_{u,t}}{\sigma \cdot (T_f^4 + T_i^4)}$$

- $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$
- T_f = temperatura della fiamma (773.15 K)
- T_i = temperatura media nella serpentina (443.15 K)

In questo modo otteniamo un' area utilmente irraggiata pari a $0,383 \text{ m}^2$. Come già detto il calore viene trasmesso anche per convezione forzata, perciò la superficie riscaldata sarà uguale a:

$$A_t = \frac{P_{u,t}}{(\Delta T \cdot \alpha) + A_{irr}}$$

- A_t = area totale riscaldata
- ΔT = differenza di temperatura della fiamma e T media della serpentina
- P_u = potenza utile (1983.4 W)

Come si può notare, la superficie che deve essere necessariamente scaldata per ottenere la potenza calcolata preventivamente si abbassa notevolmente ($0,033 \text{ m}^2$) comportando un notevole risparmio di spazio. Così, se si sceglie un tubo in rame commerciale di diametro interno da 8 mm otterremo una serpentina lunga 1,32 m.

$$L = \frac{A_t}{d_i \cdot \pi}$$

Calore trasmesso durante la trasformazione isocora nella fase di raffreddamento

$$q = C_v \Delta T$$

Dove

- $C_v = 0.716 \text{ kJ/Kg K}$
- $\Delta T = T_2 - T_1 (-260 \text{ K})$

Il Calore calcolato in questa fase è di 186160 J/Kg; questo calore deve essere sommato al calore già calcolato durante la fase della trasformazione isoterma, perciò otteniamo un calore totale trasmesso in fase di raffreddamento pari a 360635.94 J/Kg ovvero 197.597 J. Da questo calore possiamo ricavare la potenza ceduta dal sistema per riscaldare l'ambiente

$$P_c = q \cdot n$$

Dove n sono il numero di giri e q il calore trasmesso durante il raffreddamento. Questa potenza vale 4939.91 W, ovvero la differenza tra la potenza termica totale (6924.21 W) e la potenza utile teorica (1984.3 W).

$$P_{t,t} = q_s \cdot n \cdot m$$

Dove $P_{n,n}$ è la potenza termica totale , q_s è il calore scambiato a T_1 (505499 J/Kg) , n il numero di giri e m la massa d'aria riscaldata (0.000548 Kg).

Dimensionamento della biella del primo cilindro

$$R_m \text{ alluminio} = 180 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{amm} = 36 \text{ N/mm}^2$$

$$E = \text{modulo di elasticità} = 65000 \text{ N/mm}^2$$

Dimensionando tramite il metodo Omega, calcolo la forza massima:

$$F_{max} = \rho_{max} \cdot A_{cil}$$

P_{max} = pressione massima (6891.37 Pa) ; A_{cil} = area cilindro (0.00374 m²)

La forza massima risulta 2576.886 N, a questa forza va però sottratta la forza d'inerzia, visto che nel sistema agisce un'accelerazione modesta, la quale viene calcolata con dimensionamento di massima e poi verificata a fine calcoli.

$$F_i = m \cdot ab$$

Dove m è la massa del corpo biella-pistone (0.46 Kg). La forza d'inerzia vale 596.732 N, per cui la forza massima agente sul sistema vale 1980.153 N.

Calcolo della sezione della biella

$$A = \frac{F_{max}}{\sigma_{amm}}$$

L'area minima resistente calcolata è circa 55 mm²; per andare incontro alla sicurezza assumo in area resistente di base e altezza di 10mm in modo da ottenere una sezione quadrata e un area di 100 mm².

Calcolo del raggio d'inerzia minimo

$$I_{min} = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3$$

In questo caso è indifferente su quale lato si calcola il momento d'inerzia minimo perché le dimensioni sono uguali tra loro, ma nel caso in cui fossero diverse, la dimensione da elevare al cubo sarebbe rimasta l'altezza in quanto meno sollecitata a flessione. Il Momento d'inerzia minimo vale quindi 833.33 mm⁴.

$$\rho_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}}$$

Il raggio d'inerzia calcolato vale 2.89 mm e il rapporto di snellezza che è adimensionale vale:

$$\lambda = \frac{l_0}{\rho_{min}} = 48.5$$

Dove l_0 è la lunghezza soggetta a flessione, che in questo caso equivale a tutta la lunghezza.

Da questo ricaviamo :

$$\sigma_{ams} = \frac{F_{max} \cdot \omega}{A} = 21.78 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{amm}$$

Per cui la sezione è verificata.

Dimensionamento del perno sotto la prima biella

$$D_{ipotizzato} = 25 \text{ mm}$$

$$L_{ipotizzato \text{ totale}} = 109 \text{ mm}$$

L dal primo cuscinetto al punto di applicazione della forza = 47 mm

L di applicazione della forza sino al secondo cuscinetto = 22 mm

Calcolando le reazioni vincolari (che in questa sede tralascio) si nota che la sola verifica a flessione è sufficiente e non necessita anche di una verifica a torsione. Verificato questo posso affermare che la dimensione dei perni di 25 mm è sufficiente.

Calcolo durata dei cuscinetti.

Utilizzo cuscinetti a rullini e ipotizzo una durata di 10000 ore di lavoro

D= 25 mm; D = 30 mm; B = 20 mm ; C = 20900 N (resistenza a carico dinamico)

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{A}$$

L_{10h} = ore di lavoro ; n = numero di giri

Da qui ricavo L_{10} (in milioni di giri) uguale a 900, con il quale si verifica il carico resistente $C' < C$

$$C' = F_{max} \cdot L_{10}^{\frac{1}{p}} < C$$

P= coefficiente che vale 10/3 per i cuscinetti a rulli

Con questa formula e gli altri dati, otteniamo il carico agente sul nostro cuscinetto per 10000 ore ad una forza di 1980.153 N ed esso è minore di quello consentito da tabella, per cui garantito al 90 % per le ore prescelte.

Cuscinetto nel pistone ipotizzato per 5000 ore di lavoro (ne metto due per poter avere una sezione resistente maggiore)

D= 15 mm; D = 21 mm; B = 10 mm (la lunghezza totale essendo 2 è 20mm); C 8400 N (il carico totale è logicamente il doppio).

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{A}$$

L_{10h} = ore di lavoro ; n = numero di giri

L_{10} = a 450 N, proseguendo:

$$C' = F_{max} \cdot L_{10}^{\frac{1}{p}} < C$$

Anche in questo caso torna tutto e riesco a garantire al 90% il funzionamento per le 5000 ore stabilite.

1.4 Componenti della macchina di Stirling

Le parti principali che compongono sono rappresentate schematicamente in figura 1.6 e descritte nei successivi paragrafi:

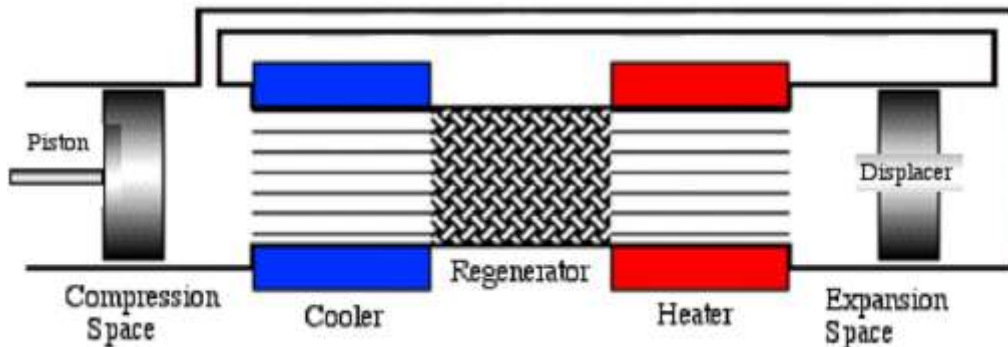


Fig: rappresentazione schematica principali parti di una macchina Stirling.

1.4.1 Volume di Espansione

Il volume di espansione equivale al volume entro cui il fluido di lavoro si espande a seguito dell'aumento della sua temperatura, diretta conseguenza dell'assorbimento del calore fornitogli dalla sorgente termica esterna. Esso si trova confinato fra la testa calda, il dislocatore od un pistone (solo per configurazione alfa), ed il rigeneratore. In certi casi, una piccola parte di questo volume può essere occupato dal sistema che introduce il calore nel volume. Durante il funzionamento, esso può risultare ridotto (od ampliato) dal movimento del dislocatore o di un pistone.

1.4.2 Riscaldatore

Con questo nome si identificano tutte quelle parti della macchina la cui funzione è quella di trasmettere il calore dall'esterno al fluido di lavoro contenuto nel volume d'espansione. Come già accennato in precedenza, uno dei vantaggi che un motore esotermico come lo Stirling può avere rispetto ad un motore endotermico, riguarda proprio la possibilità di poter essere alimentato con più tipologie di fonte energetica: gli

organi mobili infatti entrano in diretto contatto solo con un flusso termico di energia, e non con il processo dal quale lo si genera. Se la macchina realizza il ciclo in senso inverso, l'appellativo di "riscaldatore" non è più idoneo. Per capire quale altro nome dev'essere attribuito a questo componente, è sufficiente fare riferimento alla seguente considerazione: qualunque sia il funzionamento della macchina (motore, macchina frigorifera o pompa di calore), il flusso di calore che la attraversa ha sempre la stessa direzione. Pertanto, quando questa funziona come macchina frigorifera, la testa calda prende il nome di evaporatore, quando funziona da pompa di calore invece essa prende il nome di assorbitore. La forma del componente, comunque, non varia di molto.

1.4.3 Volume di Compressione

Esso è il volume entro cui il fluido di lavoro si contrae e subisce dunque una compressione a seguito della diminuzione della sua temperatura, causata dalla cessione della sua energia al pozzo termico. Esso si trova confinato fra il sistema di raffreddamento (che equivale alla sorgente termica), il rigeneratore, il dislocatore ed il pistone (se si tratta di una configurazione beta o gamma) od un pistone e la testa fredda (se stiamo parlando di una configurazione alfa). Anche in questo caso, può capitare che il sistema di raffreddamento possa occupare una piccola parte di questo volume penetrando al suo interno. Durante il funzionamento, la sua entità è funzione della posizione degli organi mobili.

1.4.4 Raffreddatore

Questo nome identifica il componente, o il sistema di componenti, la cui funzione è quella di estrarre il calore dal fluido di lavoro contenuto nel volume di compressione e trasmetterlo all'esterno. Di fatto, esso equivale sempre ad uno scambiatore di calore. Quando il mezzo che riceve il calore estratto è l'aria dell'ambiente esterno, lo scambiatore assume una forma molto semplice: esso è

costituito da un'alettatura metallica (di solito in alluminio) applicata esternamente al cilindro del motore, in maniera tale da aumentare la superficie di scambio. Questa soluzione è però adatta solo per macchine di potenza piccola: le dimensioni dello scambiatore infatti crescono all'aumentare della quantità di calore da smaltire, e non è dunque pensabile di impiegare alettature esageratamente grandi. In questi casi si utilizza un sistema di raffreddamento ad acqua: esso è costituito da un fascio di sottili tubazioni, che penetrano nel volume di compressione (in posizione riparata dal moto degli organi mobili ovviamente) ed entrano in contatto col fluido di lavoro. In questo modo, l'acqua, circolando, può asportare calore dal fluido e cederlo esternamente all'aria attraverso un radiatore. Anche in questo caso, se la macchina realizza il ciclo in direzione inversa, l'appellativo di "refrigeratore" non è più idoneo. Con la stessa importante osservazione fatta per il riscaldatore, possiamo arrivare a dire che quando la macchina funziona come frigorifero il componente sin qui chiamato refrigeratore prende il nome di "condensatore" (il nome sarebbe improprio perché all'interno non c'è nulla che condensa, tuttavia esso richiama l'attenzione sul fatto che la sua funzione è la stessa del condensatore d'una macchina frigorifera convenzionale), quando funziona da pompa di calore invece essa prende il nome di riscaldatore;

1.4.5 Pistone motore e Displacer

Costituiscono gli organi mobili di questa macchina. La loro funzione è quella di seguire le espansioni e le contrazioni del gas per trasformare in lavoro il calore che ciclicamente il gas assorbe e rilascia. Il pistone ha la stessa forma di quelli utilizzati per i motori endotermici, anche se rispetto a quest'ultimi richiedono di essere dotati di tenute molto più curate, essendo la macchina di Stirling un sistema chiuso e non aperto. Il pistone dislocatore (displacer), è un organo non molto dissimile da un pistone: è costituito da un corpo cilindrico metallico, e la sua funzione, nelle configurazioni in cui è presente, è quella di trasferire il fluido di lavoro dal volume d'espansione al volume di compressione. Questo processo può essere realizzato attraverso l'uso di un pistone sia aderente che non aderente al cilindro nel quale è inserito: nel primo caso dovrà quindi essere presente un canale di collegamento tra i due volumi, nel secondo caso invece il gas trafilerà da un volume all'altro lambendo cilindro e dislocatore. Anche in questo caso è importante

contenere le masse: pertanto questi componenti vengono di norma costruiti in lega d'alluminio.

1.4.6 Rigeneratore

Questo componente è di fatto una capacità termica, ovvero un elemento capace di accumulare grandi quantità di calore. Esso è presente nelle macchine Stirling fin dalla loro nascita, anche se a quel tempo non se ne comprendeva bene il funzionamento. Tuttavia, in molteplici occasioni fu dimostrato quanto esso sia in grado di incrementare sensibilmente le prestazioni della macchina. Per comprenderne meglio la funzione e le caratteristiche, è necessario ubicarlo all'interno della macchina: esso è situato di norma a metà strada fra riscaldatore e refrigeratore, o comunque a metà strada nel condotto che collega la camera di espansione a quella di compressione. Essendo posto fra due volumi di gas le cui temperature differiscono di centinaia di gradi, esso presenterà al suo interno un gradiente di temperatura compreso interamente nella suddetta differenza. Ipotizziamo ora che al suo interno sia già immagazzinata una certa quantità di calore: nel momento in cui il gas a bassa temperatura proveniente dal volume di compressione lo attraversa, esso gli cede una parte del calore accumulato, così facendo il gas giunge nel volume d'espansione ad una temperatura più elevata; viceversa, quando la stessa quantità di gas, dopo essere stato riscaldato, lo attraversa in direzione opposta, esso lo priva di una parte di calore (che idealmente è la medesima quantità che in precedenza gli aveva ceduto), facendo sì che il gas non possa giungere nel volume di compressione ad una temperatura elevata.

Compreso il suo ruolo, il rigeneratore dovrà sicuramente essere un componente geometricamente compatto in grado di accumulare grandi quantità di calore; sopportare grandi salti termici, effettuare col gas scambi di calore veloci, senza variare di molto la sua distribuzione interna delle temperature. Inoltre, non dovrà consentire al calore di uscire verso l'ambiente esterno; non dovrà ostruire eccessivamente il passaggio del gas al suo interno e dovrà essere chimicamente stabile (cioè non deve rilasciare nel gas polveri o particelle). Tutti questi aspetti, sono legati principalmente alla forma e al

materiale di cui il rigeneratore è costituito. Per avere infatti un'elevata capacità termica (che è data dal rapporto tra la massa ed il calore specifico del componente) sarebbe dunque preferibile l'uso di materiali con alto valore di calore specifico, che normalmente sono composti di origine minerale a base di ossidi di alluminio o magnesio, i quali non hanno però buone doti di lavorabilità e non sono nemmeno capaci di scambiare elevate quantità di calore in breve tempo. Concretamente quindi, si utilizzano materiali con calore specifico minore, con una lavorabilità maggiore ed una maggior propensione a realizzare veloci scambi termici. Ciò è realizzabile mediante la disponibilità di grandi superfici per lo scambio termico che si ottiene attraverso la costituzione di spirali, maglie, o più in generale insiemi di sottili corpi metallici trafilati o laminati, in ferro o in acciaio.

Trattando ora della forma, per essere davvero vantaggioso il rigeneratore metallico dovrebbe, in primo luogo, essere un grosso blocco solido di materiale al fine di realizzare un'elevata capacità termica. In secondo luogo, al fine di minimizzare i volumi morti e le perdite di carico durante i passaggi del gas, esso dovrebbe essere piccolo e dotato internamente di una struttura porosa con ampie cavità. Infine, allo scopo di ottimizzare i trasferimenti di calore, il componente dovrebbe essere costituito da un'estesa e fitta tramatura metallica. E' chiaro che non è possibile soddisfare contemporaneamente tutte queste caratteristiche, poiché palesemente contrastanti: si dovrà quindi scendere a situazioni di compromesso, che portano a costruire questo componente mediante tramature piuttosto fitte (senza esagerazioni) in lamina o filo di acciaio. Per il contenimento delle perdite di calore verso l'esterno, si può isolare termicamente il componente, anche se in certi casi questo va ad aumentarne sensibilmente l'ingombro, perciò non sempre si fa.

I rigeneratori sono inseriti nella macchina mediante tre sistemi:

- esterno;
- anulare;
- integrato nel pistone dislocatore.

Il sistema esterno viene utilizzato principalmente nelle macchine di tipo alfa, ed è probabilmente il meno problematico da costruire, montare ed isolare. Si trova nel condotto che congiunge i due cilindri. Il sistema anulare invece, viene utilizzato nelle

configurazioni beta e gamma: in questo caso, il pistone dislocatore è aderente al relativo cilindro, il quale è contenuto nella struttura esterna della macchina, ma è separato da essa. Nello spazio che separa le due parti metalliche (chiaramente di forma anulare) viene inserito il rigeneratore. In questo caso, l'isolamento verso l'esterno è un po' più complesso da realizzare. Il sistema integrato nel dislocatore era piuttosto utilizzato nel passato, e sfruttava il fatto che quest'ultimo è di fatto un corpo metallico, capace di accumulare e rilasciare il calore velocemente: si procedeva quindi all'incremento della sua capacità termica mediante il suo allungamento. In tal caso, il dislocatore doveva essere ben lambito dal gas in movimento, per questo aveva un diametro minore rispetto al cilindro.

1.4.7 Componente di lavoro

Il fluido di lavoro è quella sostanza contenuta nei volumi di espansione, di compressione e nei volumi morti, le cui reazioni a determinate sollecitazioni termiche danno luogo al movimento degli organi mobili del motore e dunque generano lavoro. Il primo fluido di lavoro utilizzato nelle macchine Stirling fu l'aria, che di fatto è una miscela composta principalmente da azoto (78% circa) e ossigeno (21% circa), introdotta a pressione atmosferica. Essa venne nel secolo scorso sostituita da altri gas più leggeri, nella fattispecie da azoto, da elio od idrogeno. Per quanto l'impiego di questi gas comporti un costo aggiuntivo dovuto ai processi produttivi dai quali si ricavano, essi apportano notevoli miglioramenti. L'aria, infatti, peggiora le prestazioni e l'affidabilità della macchina perché contiene ossigeno, oltre che quantità non sempre sottovalutabili di umidità e polveri: questo insieme di fattori, unito alle alte temperature di funzionamento, può dar luogo ad ossidazioni, le quali possono intaccare le superfici interne della macchina e peggiorarne il funzionamento. L'utilizzo dell'azoto, dell'elio e dell'idrogeno con un elevato grado di purezza evita tutto ciò. Azoto ed Elio si distinguono per non essere tossici e per essere chimicamente poco reattivi (sono entrambi gas inerti, l'Elio oltretutto è un gas nobile). L'Idrogeno invece, per quanto sia il fluido di lavoro migliore, è il più difficile da maneggiare: è infatti piuttosto reattivo, può sviluppare combustioni molto intense ed è inoltre difficile da contenere, dato che gli sono sufficienti anche piccolissime porosità sulle tenute per fuoriuscire da un volume.

1.5 Tipi di Configurazione della macchina di Stirling

I sistemi meccanici capaci di realizzare la sequenza di trasformazioni che compongono il ciclo di Stirling possono avere varie forme: in tutti i casi comunque, si tratterà sempre di sistemi che non scambiano con l'esterno altro che calore, essendo il ciclo di Stirling un ciclo chiuso. Il fatto che questo ciclo possa essere realizzato con sistemi diversi, ha reso necessaria una loro classificazione. Fra le tante proposte, la classificazione che negli anni è stata preferita alle altre è quella di Kirkley. Secondo questa classificazione, tutte le macchine a ciclo di Stirling realizzabili sono riconducibili a tre configurazioni base, denominate *alfa*, *beta*, e *gamma*.

1.5.1 Configurazione alfa

La configurazione alfa è la più semplice dal punto di vista concettuale: essa prevede l'utilizzo di due pistoni separati, il pistone motore e quello di spostamento, collocati nei rispettivi cilindri mantenuti a diverse temperature. Il pistone motore è a contatto con lo scambiatore di calore ad alta temperatura, mentre il pistone di spostamento è a contatto con quello a bassa temperatura. I due pistoni sono interconnessi tra loro mediante un sistema biella-manovella e albero motore con volano. Il volano presente sull'asse del motore accumula energia durante le fasi, rilasciandola poi tra una fase e la successiva. In questo modo si passa da uno stadio all'altro senza l'arresto del motore quando i pistoni sono a fine corsa, rendendo il movimento più omogeneo.

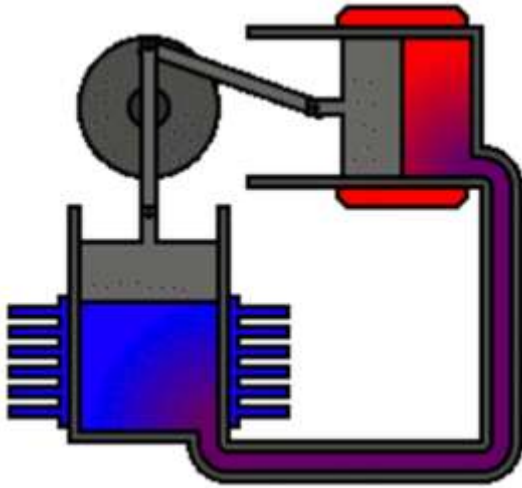
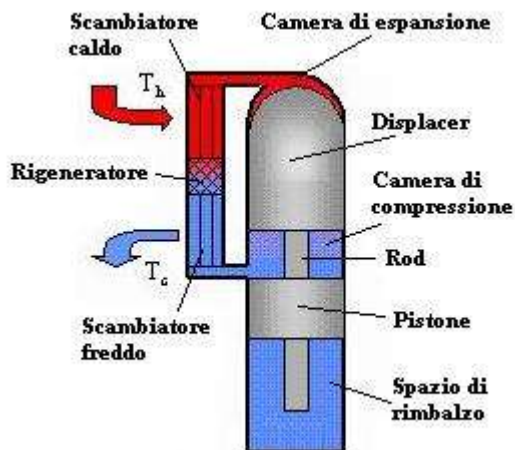


Fig.: macchina di Stirling in configurazione alfa.

Questa configurazione è di facile costruzione ed è molto simile nella forma ai motori a combustione interna, è quindi una configurazione ben affiancabile a produzioni motoristiche più consolidate. I volumi morti, che peggiorano le prestazioni, sono inoltre piuttosto contenuti. Permette, pertanto, di ottenere un alto rapporto tra potenza e volume ma risulta però più ingombrante se confrontata con le altre configurazioni possibili. Presenta, inoltre, numerosi problemi tecnici dovuti alla necessità di utilizzare guarnizioni per contenere il gas. L'alta temperatura di lavoro infatti è causa della scarsa durata delle guarnizioni stesse. Infine, la presenza del cinematismo biella manovella è di fatto indispensabile e ciò implica inevitabili perdite meccaniche addizionali.

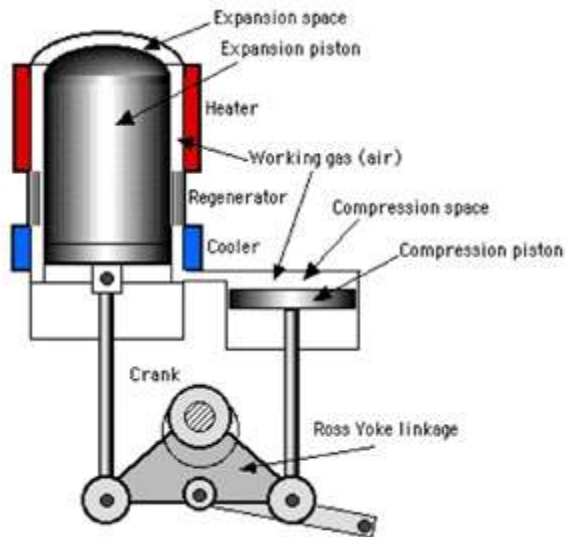
1.5.2 Configurazione beta

La configurazione beta è composta dal pistone motore e dal pistone dislocatore (chiamato anche displacer) contenuti entrambi nello stesso cilindro ed entrambi collegati, mediante manovellismo, allo stesso albero motore dotato di volano. Il displacer non è a tenuta e quindi non fornisce alcuna potenza aggiuntiva al motore, esso serve esclusivamente a muovere il gas di lavoro a volume costante. Il pistone motore, dotato di guarnizioni, comprime e espande periodicamente il fluido di lavoro nel cilindro. Il collegamento relativo tra pistone motore e pistone dislocatore può essere realizzato in vari modi.



Un esempio di configurazione Beta è il motore illustrato sopra in figura: la testata del cilindro è collegata ad una camera con parete calda mentre il corpo è a contatto con una parete fredda. Nella camera si trova il pistone dislocatore che può raggiungere la parte calda e quella fredda del motore e che è costituito da materiale isolante senza tenuta. Il gas, per passare dalla zona di espansione a quella di compressione, attraversa la serie riscaldatore-rigeneratore-refrigeratore: quando il fluido di lavoro è nell'estremità calda si espande spingendo il pistone motore; quando invece è nell'estremità fredda si contrae. Il momento motore della macchina ed il volano poi, spingono il pistone motore nel senso inverso per comprimere il gas. Questa configurazione si presenta essere di facile costruzione, oltre che molto compatta. La quantità di tenute necessarie viene minimizzata e concentrata sul pistone, tale quantità può essere ulteriormente ridotta con un'impostazione "free-piston", con la quale è inoltre possibile eliminare il cinematismo biella manovella. Infine, sono di facile contenimento i volumi morti.

1.5.3 Configurazione gamma



Fondamentalmente la configurazione gamma è simile a quella beta. La differenza sta nel fatto che il pistone motore è contenuto in un cilindro separato da quello del pistone dislocatore, nonostante i due pistoni siano ancora collegati alla stessa trasmissione. Il gas fluisce liberamente da un cilindro all'altro rimanendo un'unica massa e permettendo così una completa separazione tra gli scambiatori di calore, associati al pistone dislocatore, e lo spazio per le compressioni e le espansioni, associato invece al pistone di lavoro. Questa configurazione fornisce un basso rapporto di compressione ed è caratterizzata dalla presenza di maggiori volumi morti rispetto alle altre due configurazioni. Nonostante la ridotta potenza però il motore a configurazione gamma dal punto di vista meccanico è molto semplice da realizzare e viene largamente utilizzato nei motori a cilindri multipli. Con questa configurazione è possibile scegliere di effettuare il raffreddamento solo sul cilindro di compressione come anche di suddividerlo su entrambi i cilindri. Sono necessarie le stesse tenute della configurazione beta. Anche in questo caso è applicabile l'impostazione "free-piston" ed eliminare il cinematismo biella-manovella. Tale configurazione è però sempre piuttosto ingombrante in confronto alle altre.

1.5.4 Configurazione beta modello “free-piston”

Particolare attenzione va riservata ai motori ciclici Stirling detti *free-piston* (o a stantuffi liberi). La peculiarità di questa configurazione è quella di far funzionare una macchina di Stirling, in configurazione beta o gamma, senza il manovellismo biella manovella affidando alle variazioni di pressione il compito di muovere il pistone motore e quello dislocatore. Infatti, originariamente la definizione di macchine a stantuffi liberi è stata riferita a macchine a fluido, generalmente motrici, in cui gli stantuffi sono guidati nel loro moto non da un meccanismo cinematico che vincola i loro spostamenti, ma dalle forze di pressione che si manifestano nel fluido in seguito a trasformazioni termodinamiche. La prima realizzazione di un motore Stirling free-piston si deve al prof. William Beale, della Ohio State University. Fu lui infatti ad avere l'intuizione di eliminare il manovellismo ad un motore a guida cinematica. I motori Stirling di quel periodo, realizzati da Philips e General Motors pur realizzando rendimenti termici di tutto rispetto, risultavano comunque pesanti, ingombranti e notevolmente complessi. Con l'aiuto di quelli che allora erano i suoi studenti, Beale realizzò un prototipo della sua creazione, con l'intento di ottenere una versione semplificata di quei motori, con pesi e dimensioni ridotte, che mantenesse gli stessi livelli di prestazione. L'efficienza misurata dagli esperimenti di Beale risultò molto bassa (intorno al 10%), L'assenza di un rigeneratore vero e proprio, infatti, limitava molto la capacità del gas di scambiare calore con le sorgenti nel poco tempo a disposizione, durante l'attraversamento del canale anulare. Tuttavia le ridotte dimensioni del prototipo, unite alla semplicità costruttiva, furono spunti più che sufficienti per investigare sugli ampi margini di miglioramento che il dispositivo prometteva. Negli ultimi trent'anni, infatti, aziende come la Sunpower Inc., fondata dallo stesso Beale nel 1974, hanno sviluppato ampiamente questa tecnologia, raggiungendo livelli di prestazioni che hanno portato il motore free-piston a competere in moltissimi campi, sia con gli altri tipi di macchine Stirling.

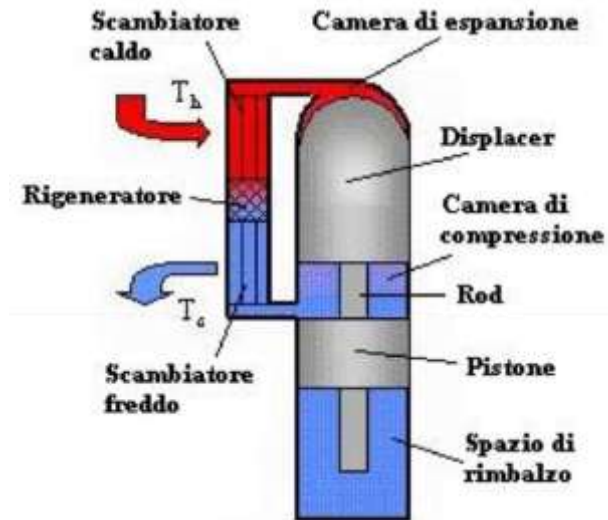


Fig: macchina di Stirling in configurazione free-piston.

I vantaggi principali offerti dai motori a pistone libero sono molti, a cominciare dalla già citata semplicità costruttiva. Il basso numero di elementi mobili (in effetti solo i due stantuffi) garantisce di poter raggiungere prestazioni equivalenti a quelle di motori Stirling a guida cinematica, ma con una drastica riduzione del peso e dell'ingombro. Soprattutto questa caratteristica, come sarà illustrato nella parte finale del capitolo, li ha resi molto appetibili agli occhi dell'industria spaziale, dove i requisiti di limitazione di dimensione e massa sono più stringenti. Nelle macchine a guida cinematica, il funzionamento è influenzato dalla presenza di forze esterne, come le spinte laterale dovute ad un eventuale manovellismo. In quelle a pistone libero, invece, non ci sono forze esterne, fatta eccezione per le forze di massa agenti sui pistoni, se l'asse del motore non è posizionato verticalmente, che sono comunque molto esigue. Inoltre non è richiesta nessun particolare livello di tenuta ai pistoni, dato che, come già visto in precedenza, sigillando completamente il motore, è possibile renderlo immune agli eventuali trafiletti di gas.

Tutto questo si traduce in:

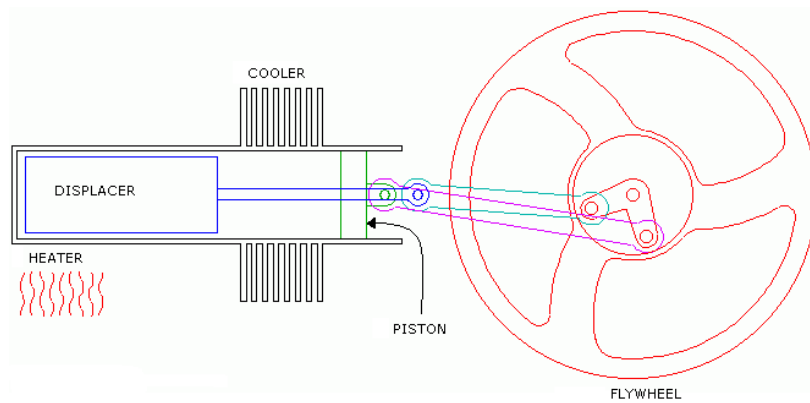
- livelli di usura molto bassi, che permettono a questi dispositivi, con pochi accorgimenti progettuali, di garantire vite operative di molto anni, con alta affidabilità e spesso nessuna richiesta di manutenzione esterna
- attriti molto limitati fra i vari componenti, che contribuiscono quindi ad alzare

il rendimento termodinamico, minimizzando le perdite.

Con i motori a pistone libero è poi possibile ottenere sistemi privi di vibrazioni, montando per esempio due dispositivi in contrapposizione, così che per simmetria possa compensare le spinte degli elementi mobili. La caratteristica che forse più delle altre rende questi motori estremamente interessanti è la loro capacità di auto-avviarsi. Infatti, è sufficiente riscaldare l'estremità corrispondente allo spazio di espansione, permettere in movimento i pistoni, dopodiché il funzionamento è garantito dal mantenimento della differenza di temperatura fra gli scambiatori. In alternativa, per un motore già a contatto con la sorgente termica, può bastare una piccola vibrazione esterna, magari dovuta ad un altro componente di un sistema più grande, per far muovere il displacer, e quindi avviare il ciclo. Fin dalla loro nascita, i motori a pistone libero hanno dovuto combattere con una limitata applicabilità, dovuta per lo più al fatto di essere compatibili esclusivamente con macchine caratterizzate da un moto rettilineo alternativo. Questo inevitabilmente ne ha sempre arginato lo sviluppo come macchine di uso universale. Tuttavia si tratta di un problema più che risolvibile, applicando qualora sia necessario per esempio un moto rotativo, un apposito convertitore cinematico. Il vero svantaggio delle configurazioni Free-Piston è da ricercare nella progettazione, che risulta sempre molto complicata, sia che si tratti di ricercare uno strumento universale di progetto, in grado di legare le numerose grandezze in gioco e predire il comportamento del motore, sia che si tratti di realizzare praticamente le soluzioni che questo strumento può fornire. Per la completa comprensione della sequenza di fenomeni dinamici e termodinamici che costituiscono il funzionamento del motore, si rende necessaria un'analisi simultanea che abbracci il movimento dei pistoni, le trasformazioni termodinamiche compiute dal gas, le variazioni nelle condizioni delle molle gassose, e l'influenza del dispositivo di carico applicato al motore.

1.6 Funzionamento di un motore Stirling applicato alla configurazione beta

Il modello al quale si fa riferimento per la descrizione del principio di funzionamento è quello riportato in figura in cui è presente il cinematismo biella-manovella ed un volano:



motore Stirling con cinematismo biella-manovella.

La presenza di questo cinematismo è responsabile di un'importante caratteristica dinamica: i movimenti compiuti dal pistone seguono i movimenti del dislocatore con un ritardo di fase di 90° esatti. In ogni istante è fondamentale tener presente che è il pistone che determina il volume del gas, mentre la pressione dipende anche dalla sua temperatura. Partiamo dalla situazione in cui il volume ha appena passato il suo punto di minimo. La dinamica può essere descritta in 4 fasi:

1) *Espansione*: la maggior parte del gas si trova nei pressi del riscaldatore (heater) e la sua temperatura aumenta; espandendosi, il gas spinge verso il basso il pistone; il volano accumula energia cinetica; a causa dell'espansione, il gas passa nello spazio fra cilindro e dislocatore, cedendo una parte del suo calore al dislocatore stesso: in questo caso dunque, esso svolge pure il ruolo di rigeneratore;

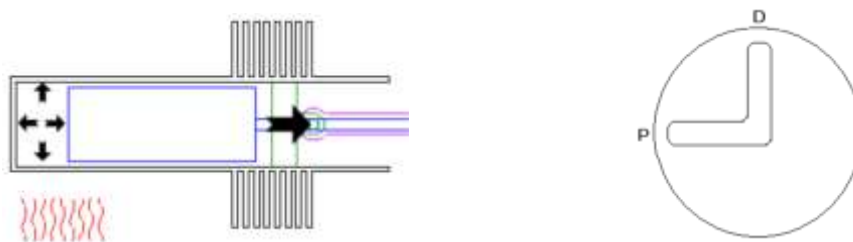


Figura: espansione

2) *Trasferimento*: la discesa del pistone provoca la discesa del dislocatore, il gas viene quindi trasferito totalmente nel volume di espansione, dove, dopo esser stato riscaldato, si espande verso il volume di compressione, continuando a spingere in basso il pistone ed agevolando, successivamente, la salita del dislocatore; durante i trasferimenti, come sempre, il dislocatore cede ed acquista quote di calore; il volano continua ad accumulare energia cinetica;



Figura. Trasferimento

3) *ContraZIONE*: il pistone giunge nel suo punto più basso e l'espansione del gas è massima; la maggior parte di esso è stato nel frattempo trasferito nel volume di compressione dalla parziale salita del dislocatore, e si trova quindi a contatto col refrigeratore: questo provoca la contrazione del gas; tale contrazione, agevola la risalita del pistone, innescata grazie all'energia cinetica accumulata nel volano nelle due fasi precedenti.

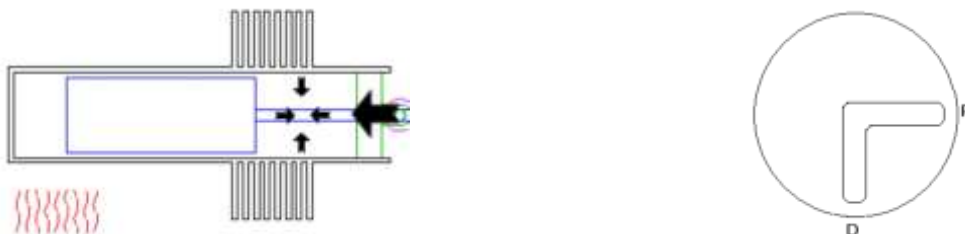


Figura contrazione

4) *Trasferimento*: oltre alla risalita del pistone, l'energia cinetica del volano determina pure la risalita del dislocatore, che trasferisce il gas dalla camera di espansione a quella di compressione; quando il dislocatore è nel suo punto più alto, il gas è totalmente contenuto nel volume di compressione, dove si raffredda e conclude la contrazione; l'energia cinetica del volano, agevolata dalla contrazione del gas, permette al sistema di riportarsi nella situazione iniziale

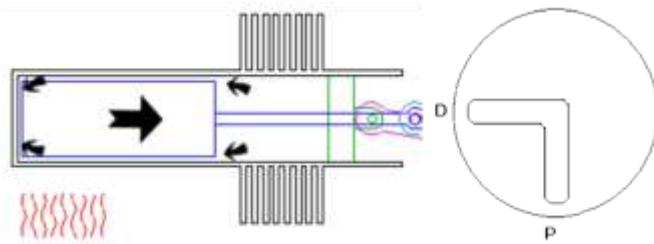


Figura Trasferimento

1.7 Funzionamento di un motore Stirling “free – piston”

Si passa ora ad analizzare il funzionamento vero e proprio del motore Stirling in configurazione free-piston in analogia con quanto fatto nel paragrafo. Non avendo due manovelle ad angolo retto, i movimenti del dislocatore sono meccanicamente indipendenti da quelli del pistone. Il loro moto è dunque legato solo alle pressioni a cui sono soggetti e all’azione delle molle. Anche in questo caso, è il pistone a determinare il volume del gas. Si prenda come punto iniziale la configurazione in cui il gas si trova in maggior quantità nel volume di espansione, con un volume complessivo disponibile minimo (pistone alla massima altezza).

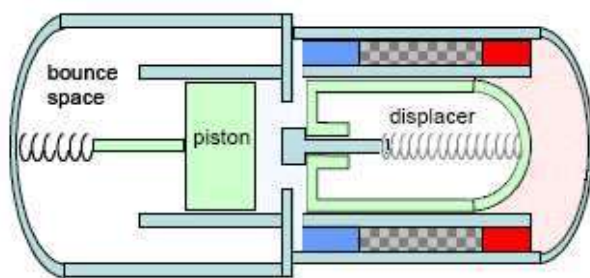


Figura situazione di partenza del free-piston.

1) *Espansione*: in questa fase il dislocatore è nel suo punto più basso, pertanto la maggior parte del gas si trova nel volume di espansione, dove si riscalda ed aumenta la sua pressione; espandendosi verso il volume di compressione, esso

provoca la discesa del pistone; nelle molle si ha un crescente accumulo di energia elastica;

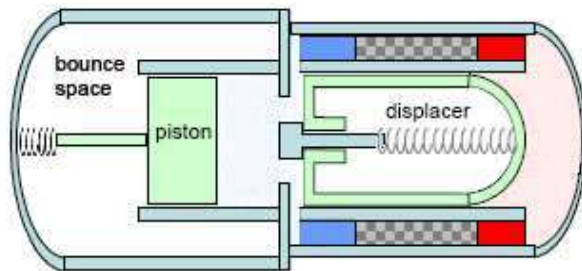


Figura: espansione nel free-piston.

2) *Trasferimento*: quando il pistone giunge nel punto più basso, si ha la massima espansione; a questo punto, il gas, costretto in un volume non più incrementabile, inizia ad uniformare la pressione fra volume di espansione e volume di compressione: questo provoca la salita del dislocatore ed il trasferimento del gas dal volume di espansione a quello di compressione;

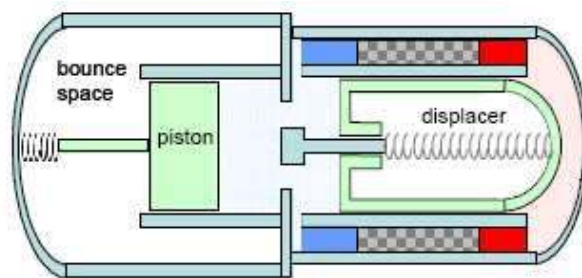


Figura: trasferimento nel free-piston.

3) *Contrazione*: quando il dislocatore è giunto alla sua massima altezza, la maggior parte del gas si trova nel volume di compressione: in questa fase, esso viene raffreddato dal refrigeratore, e questo provoca la contrazione: il gas diminuisce la sua pressione e dunque il pistone risale, giungendo alla sua massima altezza;

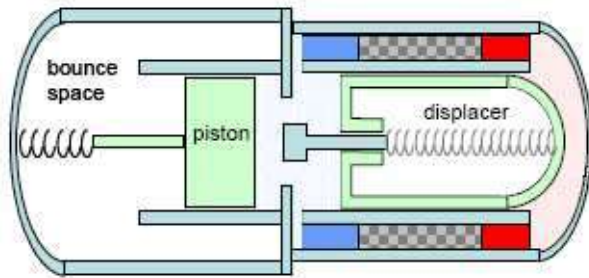


Figura compressione nel free-piston.

4) *Trasferimento*: la continuazione del raffreddamento e della contrazione, unito al contemporaneo riscaldamento del gas nel volume di espansione, creano una differenza di pressione ai capi del dislocatore, che si trova costretto a scendere, riportando il sistema, nella situazione di partenza.

1.8 Vantaggi del motore Stirling rispetto ai motori a combustione interna

Il motore Stirling è a combustione esterna, questo significa che le parti maggiormente riscaldate dal calore (che può essere prodotto da combustione) non sono a contatto con le parti scorrenti o rotanti, (cuscinetti, pistoni), di conseguenza tali parti ed il lubrificante non sono particolarmente sollecitati, le parti hanno quindi esigenze di manutenzione ridotte. Il motore non ha valvole e non subisce scoppi, quindi è costruttivamente più semplice, quasi privo di vibrazioni e molto meno rumoroso di un motore a combustione interna.

La somministrazione del calore per il funzionamento è continua, quindi in caso che il calore sia prodotto mediante combustione questa avviene in maniera continua, con rapporto stechiometrico aria-combustibile che può essere ottimale, in assoluto la migliore possibile.

La somministrazione di calore può avvenire con qualsiasi mezzo: calore solare concentrato, ma anche mediante la combustione di legna, carbone, gas, biogas, combustibili liquidi. Al di fuori di possibilità particolari, le tecnologie che appaiono meglio gestibili sono il calore solare ed i combustibili liquidi e gassosi.

1.9 Svantaggi del motore Stirling rispetto ai motori a combustione interna

Il calore non è prodotto all'interno del motore ma è applicato dall'esterno, quindi occorre trasferirlo all'interno; ugualmente, dato che il motore utilizza il dislivello di calore, occorre sottrarre calore per creare un punto freddo. In sintesi: il fluido agente è all'interno del motore, il suo riscaldamento o il suo raffreddamento rendono necessaria la presenza di estese superfici (fasce tubiere o radiatori) per riscaldarlo e raffreddarlo. Tali radiatori sono grandi, appesantiscono il motore, e lo rendono voluminoso a parità di energia erogata. All'avviamento del motore il flusso del calore dalla sorgente termica al fluido interno non è improvviso, quindi l'avviamento è lento, Inoltre la modifica di tale trasferimento è ugualmente lenta: per conseguenza il motore non è adatto ad avviamenti rapidi né a consistenti variazioni di regime. L'energia (e la potenza) erogata è proporzionale al dislivello di temperatura tra sorgente calda e punto freddo, con il limite di temperatura per il freddo dato dalla temperatura ambiente. Aumentare quindi il dislivello significa innalzare la temperatura del punto caldo, con limite dovuto essenzialmente ai limiti tecnici ed al costo dei materiali capaci di resistere a temperature elevate.

Una maniera per aumentare la potenza erogata è quella di aumentare la pressione del fluido interno, aumentando così la mole del fluido di lavoro. L'uso di apparecchiature chiuse, in pressione (pressurizzate), rende però necessario un attento dimensionamento strutturale e tecnologico del motore che deve essere robusto e più pesante.

Pur essendo definito tradizionalmente "motore ad aria calda" (il fluido di lavoro è l'aria) l'uso dell'aria pone un grave problema: la miscelazione in pressione di aria e liquidi lubrificanti (derivati di idrocarburi) se racchiusi all'interno del motore può produrre miscele esplosive. Il problema è stato risolto preferendo l'utilizzo di gas riducenti (idrogeno) o neutri (elio, azoto) come fluidi di lavoro, più sicuri ma molto meno comuni e più costosi. È stato anche ipotizzato e realizzato il funzionamento senza l'uso di lubrificanti convenzionali usando materiali di alta tecnologia, che però sono costosi.

La progettazione è complessa ed è solo in parte legata a parametri certamente calcolati, la circolazione del fluido perfetta e senza volumi morti è difficile da realizzare, (è un flusso alternato in ambiente chiuso), ogni architettura di motore ottimizza alcuni parametri e ne penalizza altri.

1.10 Utilizzi moderni

Il motore Stirling non è adatto per il suo ingombro, per la sua inerzia all'avvio ed alla variazione di regime, ad usi diversi dalla erogazione continua di energia e calore, non è quindi adatto direttamente per l'autotrazione.

Il motore Stirling è adatto alla generazione domestica o per piccole comunità in postazione fissa (è relativamente grosso e pesante) per potenze dai 5 ai 100 kW elettrici, (tipicamente dal consumo domestico familiare a quello di un piccolo condominio), al di fuori di tali valori altri tipi di generazione sono maggiormente convenienti, ciclo Otto (motori a benzina), ciclo Rankine, e derivati (turbine a vapore), ciclo Brayton-Joule (turbina a gas), e ciclo Diesel (motore diesel). Data la adozione di materiali e tecniche costruttive sofisticate, e la miniaturizzazione delle parti con tecnologie consolidate, la turbina a gas è un micidiale concorrente.

La convenienza del motore Stirling è soprattutto legata alla possibilità, oltre che della energia elettrica generata, di utilizzare sul luogo il calore "di scarto", (ad uso riscaldamento, in valore di circa il triplo o il quadruplo del valore della potenza elettrica), e trova congiuntura favorevole nella possibilità di usare combustibili o sorgenti di calore a disposizione localmente ed altrimenti non utilizzati (legna, carbone, biogas, solare).

Utilizzi tecnici di media potenza si sono avuti con moduli produttivi per mantenere su tempi lunghi il livello di accumulo della energia elettrica in sommergibili militari svedesi a propulsione convenzionale. La produzione di calore con combustione in ambiente controllato (usando in immersione come comburente scorte di ossigeno liquido) permette la continua erogazione di energia elettrica ad usi di propulsione e di altro tipo tali da permettere di prolungare la autonomia delle immersioni profonde da poche ore a diverse settimane. È evidente che il peso del motore in questo caso non è fattore negativo, la disponibilità dell'acqua quale refrigerante è ovvia.

1.11 Tecnologie per il mondo sviluppato, il terzo mondo e altre tecnologie

La sorgente di calore può essere di qualsiasi natura, il che rende il motore Stirling utilizzabile in un gran numero di contesti. Mentre appaiono evidenti i vantaggi di utilizzare,

nei paesi maggiormente sviluppati, combustibili ottenuti da gassificatori, (tecnologia attualmente matura) e biogas, con filiere di materiali ampiamente disponibili (e ad oggi spesso non utilizzati); per il terzo mondo appare di enorme importanza avere comunque anche solo una modesta forza motrice, (per trebbiare, per pompare acqua, ecc.), quando i prodotti che alimentano il motore possono essere la combustione della stessa pula di riso o di altri cereali trebbiati, sterco di bovini seccato, paglia, torba, sterpi, segatura di legno o cippato. Tali combustibili presenti in loco svincolano completamente la tecnologia dai combustibili fossili convenzionali.

Sono numerosissimi i dispositivi di riscaldamento domestico ed industriale di piccola, media o grande taglia che producono calore come prodotto di scarto, tipicamente sotto forma di gas combusti con temperature dai 100 ai 500 °C. L'energia sotto forma di calore contenuta in tali gas può essere almeno in parte recuperata da scambiatori e generatori Stirling. Con macchinari Stirling di maggior mole, ma tecnologicamente più economici, è possibile valutare la praticabilità del ricupero energetico anche di effluenti a temperature inferiori.

È stata proposta la applicazione di motori Stirling alla generazione elettrica ottenuta da calore di centrali nucleari. Il raffreddamento del nocciolo del reattore è previsto, in alcune "filiera" nucleari, che sia ottenuto con circolazione di sodio liquido, che ha un elevato contenuto calorico, ma è radioattivo per induzione, ed inoltre incendiario, esplosivo ed aggressivo in caso di accidentale contatto con aria atmosferica (umida) o con l'acqua. La pericolosità intrinseca ha portato all'abbandono di tale filiera, preferendo il raffreddamento del "core" radioattivo con acqua, gas, o acqua pesante. L'adozione di motore Stirling ad aria o a gas secchi in luogo di motori a vapore d'acqua (turbine a vapore), eviterebbe almeno il rischio dell'accidentale contatto tra sodio ed acqua negli scambiatori di calore.

Utilizzi di altissima tecnologia del motore termoacustico Stirling sono stati realizzati dalla NASA allo scopo di fornire energia elettrica a satelliti nello spazio profondo in carenza di radiazione solare, in tal caso la sorgente di calore è la emissione termica di radioisotopi, il punto freddo è semplicemente lo spazio.

Il vero grandissimo successo del ciclo Stirling (inverso) si ha con la macchina frigorifera di Stirling, che è l'unica macchina veramente adatta per la refrigerazione di fluidi nel campo di temperatura che va dai -30, -40 °C fino ai -200 °C (73 K) perché non si avvale di evaporazione di fluidi.

1.12 Motore Stirling con gassificatore

L'integrazione fra il motore Stirling e il processo della gassificazione permette l'utilizzo della biomassa come combustibile per la produzione di energia. L'utilizzo della biomassa permette di avere un ciclo di produzione ad impatto nullo sulle emissioni di CO₂, (si rilascia in atmosfera il carbonio che biologicamente era stato inglobato, prelevandolo dalla atmosfera, nelle sostanze che vengono combuste); questo diviene molto interessante dato che non è introdotto nel sistema nuovo carbonio di origine fossile. Il motore Stirling può diventare così una tecnologia da valorizzare per facilitare il raggiungimento degli obiettivi fissati dal Protocollo di Kyoto. L'organizzazione di questo tipo di impianto prevede l'articolazione di cinque componenti principali:

- deposito della biomassa
- gassificatore
- caldaia
- motore Stirling
- accumulatore termico o volano termico

Tramite un sistema di coclee la biomassa (cippato legnoso) viene portata all'ingresso del gassificatore in cui la biomassa viene trasformata in syngas che, estratto dall'alto viene portato alla camera di combustione. Nella camera di combustione si raggiungono temperature tra gli 800 e i 1250 °C e il motore Stirling è a diretto contatto con la fiamma stessa, andando a costituire un corpo unico fra caldaia e motore Stirling. L'ultimo elemento è costituito dall'accumulatore termico che permette di utilizzare l'energia termica del ciclo di produzione per la produzione di acqua calda sanitaria e per il riscaldamento, ottimizzando così la resa energetica. La massima ottimizzazione si ottiene facendo funzionare l'impianto solo nei periodi in cui c'è la richiesta di energia termica. Per impianti di piccola taglia, si riesce ad avere una potenza elettrica di 35 kW e una potenza termica di 140 kW. Nel 2008, in Provincia di Bologna si è realizzato il primo progetto italiano sperimentale di questo tipo, a servizio del complesso scolastico del comune di Castel d'Aiano, che utilizza il cippato (è legno ridotto in scaglie con dimensioni variabili da alcuni millimetri ad un paio di centimetri) come combustibile di partenza. Il percorso intrapreso prevede la realizzazione di altri impianti analoghi nello stesso comune. L'impianto è stato realizzato grazie all'azione del centro CISA che, nato nel 2005 come consorzio fra

Provincia di Bologna, Fondazione Cassa di Risparmio di Bologna e ISSI (Istituto Sviluppo Sostenibile Italia), si propone come promotore di iniziative legate alla diffusione delle energie rinnovabili e del risparmio energetico, con l'obiettivo finale di creare il Distretto delle Energie Sostenibili dell'Appennino bolognese.

2. Ciclo termodinamico del ciclo Stirling

2.1 Richiami termodinamici

Prima di partire con la descrizione in dettaglio del ciclo di Stirling è necessario richiamare alcune nozioni di termodinamica. Per prima cosa con il termine *termodinamica* si intende la scienza che si occupa delle modificazioni subite da un sistema a seguito del trasferimento di energia. Un *sistema termodinamico* è una porzione del mondo che può essere costituita da una o più parti come per esempio un volume di gas o un liquido in equilibrio con il suo vapore. L'*ambiente termodinamico* è l'insieme con cui il sistema può interagire come per esempio l'aria o un qualsiasi fluido in cui è immerso il sistema oppure diversi corpi solidi a contatto con il sistema. L'*universo termodinamico* è l'insieme dato dal complesso sistema più ambiente. Un sistema si definisce *aperto* quando tra l'ambiente ed il sistema stesso c'è uno scambio di energia e di materia. Un sistema si definisce *chiuso* quando tra l'ambiente ed il sistema stesso c'è solamente uno scambio di energia. Un sistema si definisce *isolato* quando tra l'ambiente ed il sistema stesso non c'è né scambio di energia né scambio di materia.

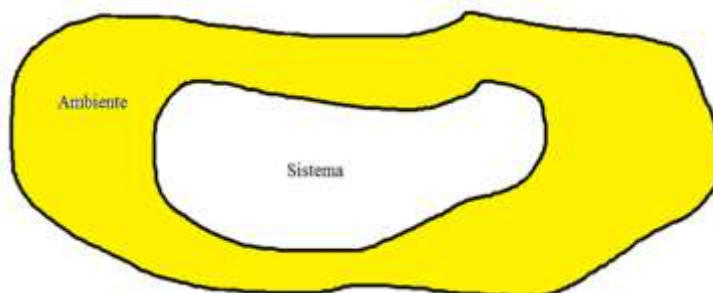


Fig. rappresentazione schematica ambiente e sistema termodinamico.

All'interno di ogni sistema esistono delle *variabili termodinamiche*. Esse sono quel numero ristretto di grandezze fisiche direttamente misurabili (pressione, volume, temperatura, massa) che descrivono il sistema termodinamico. Sono anche chiamate coordinate termodinamiche. Alcune variabili, come massa e volume, che dipendono dalla massa e sono additive si dicono *estensive* mentre altre, che dipendono dalla posizione del punto nel sistema e non sono additive, si definiscono *intensive* perché viceversa non lo sono. Un sistema termodinamico si definisce in *equilibrio termodinamico* quando le variabili termodinamiche che lo descrivono rimangono costanti nel tempo in assenza di variazioni dell'ambiente. In un sistema termodinamico all'equilibrio le coordinate termodinamiche sono anche dette variabili di stato. Esiste una relazione tra le coordinate termodinamiche in uno stato di equilibrio che si esprime sotto forma di equazione e questa prende il nome di *equazione di stato*.

Si definisce *trasformazione termodinamica* l'evoluzione del sistema da uno stato di equilibrio termodinamico iniziale ad uno stato di equilibrio termodinamico finale. Una trasformazione è detta *reversibile* se essa avviene attraverso stati di equilibrio e in assenza di qualsiasi forza dissipativa. Viceversa, una trasformazione si dice *irreversibile* qualora passi attraverso stati di non equilibrio o avvenga in presenza di forze dissipative oppure si verificano entrambe queste due situazioni. Una trasformazione che avviene a temperatura costante si definisce trasformazione isoterma. Una trasformazione che avviene a pressione costante si definisce trasformazione isobara. Una trasformazione che avviene a volume costante si definisce trasformazione isocora. Due sistemi si dicono in *equilibrio termico* tra loro quando hanno la stessa temperatura. Oltre alle grandezze che descrivono lo stato vi sono anche grandezze associate agli scambi di energia tra un sistema e l'esterno. Esse descrivono come evolve un sistema e vengono dette grandezze di scambio. Le interazioni energetiche con l'esterno sono associate, come già accennato, ad entrate o uscite di materia, ma possono anche avvenire in corrispondenza dei confini del sistema. In questo caso le interazioni sono definite: W lavoro, che comporta spostamenti macroscopici dei confini; Q calore, che comporta variazioni delle energie cinetiche delle molecole.

2.1.1 Primo principio della termodinamica

Gli scambi di calore e di lavoro tra un sistema e l'ambiente esterno sono legati alle variazioni dell'energia complessiva. Si può così introdurre il primo principio della termodinamica che non è altro che il principio di conservazione dell'energia. Esso viene rappresentato dall'equazione in forma differenziale:

$$dQ = dW + dU$$

Dove:

dQ = variazione infinitesima di energia assorbita o ceduta sotto forma di calore dal sistema;

dW = variazione infinitesima del lavoro compiuto dal sistema;

dU = variazione infinitesima dell'energia interna al sistema.

In forma integrale l'espressione del primo principio della dinamica diventa:

$$Q = W + \Delta U$$

Dove:

Q = energia assorbita o ceduta sotto forma di calore dal sistema;

W = lavoro compiuto dal sistema;

ΔU = variazione infinitesima dell'energia interna al sistema.

L'energia interna del sistema è una funzione delle coordinate termodinamiche del sistema, per questo viene anche definita *funzione di stato*. Le sue variazioni rappresentano l'entità degli scambi energetici del sistema con l'ambiente. La convenzione sui segni adottati per i flussi calore e per il lavoro nel primo principio della termodinamica viene riportata nella successiva tabella:

| | | |
|---|--|----------|
| Flusso di energia | | |
| Calore che entra in un sistema dall'esterno | | Positivo |
| Calore che esce in un sistema dall'esterno | | Negativo |
| Lavoro compiuto da un sistema sull'esterno | | Positivo |
| Lavoro compiuto dall'esterno sul sistema | | Negativo |

Se un sistema termodinamico esegue una qualsiasi trasformazione che lo riporti allo stato iniziale questa prende il nome di *trasformazione ciclica*. Quando un sistema chiuso o un sistema aperto monodimensionale evolve secondo una trasformazione ciclica, lo stato iniziale e lo stato finale coincidono: in un processo ciclico si svolge una sequenza di operazioni che alla fine ripristina lo stato iniziale del sistema. In un ciclo termico quindi, le variazioni d'energia all'interno del sistema sono nulle. Essendo ΔU pari a zero, il primo principio della termodinamica può essere scritto come:

$$Q=W$$

Quindi il calore ed il lavoro netto in una trasformazione ciclica coincidono. Se durante un ciclo viene prodotto lavoro assorbendo calore il ciclo è detto termico ed in tal caso il dispositivo che lo compie è detto macchina termica. Se invece il ciclo è tale che venga richiesto un lavoro esterno per assorbire calore da sorgenti fredde e cederlo a sorgenti più calde si parla allora di ciclo frigorifero e di macchina frigorifera. Questi cicli prendono anche rispettivamente i nomi di cicli diretti e cicli inversi e hanno le seguenti proprietà:

- cicli *diretti*, utilizzati per la produzione di lavoro a spese di una fornitura di calore. Si svolgono a temperature maggiori rispetto a quella dell'ambiente esterno. Nei cicli diretti si definisce rendimento di conversione il rapporto tra lavoro ottenuto e calore fornito a temperatura T maggiore di quella ambiente:

$$\eta = \frac{L}{Q_{\text{assorbito}}}$$

Per i cicli diretti vale la relazione:

$W = Q_{\text{assorbito}} + Q_{\text{ceduto}}$ e quindi combinando le relazioni si ottiene:

$$\eta = \frac{Q_{\text{assorbito}} + Q_{\text{ceduto}}}{Q_{\text{assorbito}}} = 1 - \frac{\|Q_{\text{ceduto}}\|}{Q_{\text{assorbito}}}$$

Che risulta essere sicuramente minore di uno come è corretto che sia.

- i cicli *inversi*, utilizzati per la produzione di effetto termico a spese di una fornitura di lavoro. Nei cicli inversi il lavoro è fornito dall'esterno: i cicli frigoriferi ad esempio prelevano il calore $Q_{\text{assorbito}}$ da un sistema a temperatura T minore di quella ambiente mentre le pompe di calore cedono il calore Q_{ceduto} ad un sistema che è ad un temperatura T maggiore di quella ambiente. Per i cicli inversi frigoriferi non si definisce il rendimento ma il coefficiente di effetto utile, mentre per una macchina termica in funzionamento da pompa di calore si definisce il coefficiente di prestazione. Il coefficiente di effetto utile per una macchina frigorifera è dato dal rapporto tra dalla quantità di calore che la macchina è in grado di asportare dalla sorgente a bassa temperatura ed il lavoro assorbito dalla macchina per compiere il ciclo frigorifero. Mentre il coefficiente di prestazione per una macchina in funzionamento da pompa di calore è definito dal rapporto tra la quantità di calore ceduta alla sorgente a temperatura massima del ciclo ed il lavoro assorbito dalla macchina per compiere il ciclo stesso. Si riportano di seguito le espressioni del coefficiente di effetto utile per una macchina frigorifera (ε_f) e del coefficiente di prestazione per una macchina in funzionamento da pompa di calore (ε_{pdc}):

$$\begin{aligned} \varepsilon_f &= \frac{Q_{\text{assorbito}}}{\|W\|} = \frac{Q_{\text{assorbito}}}{\|Q_{\text{assorbito}} + Q_{\text{ceduto}}\|} \\ \varepsilon_{pdc} &= \frac{Q_{\text{ceduto}}}{W} = \frac{\|Q_{\text{ceduto}}\|}{\|W\|} = \frac{\|W\| + Q_{\text{assorbito}}}{\|W\|} \\ &= 1 - \frac{Q_{\text{assorbito}}}{\|W\|} = 1 + \varepsilon_f \end{aligned}$$

Il coefficiente di effetto utile della pompa di calore è sempre maggiore di un'unità rispetto al coefficiente del ciclo frigorifero corrispondente.

Una rappresentazione schematica di quanto appena detto si può avere dalla figura .

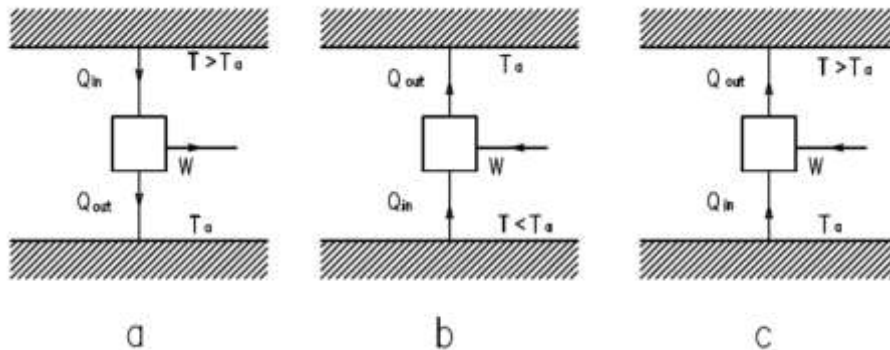


Fig. rappresentazione schematica di un ciclo diretto (a); di un ciclo inverso frigorifero (b) ; di un ciclo inverso a pompa di calore(c).

2.1.2 Gas ideali

Per la definizione di gas ideale si considera il modello cinetico enunciato nei seguenti termini:

- un gas ideale è costituito da molecole uguali che si muovono di un moto continuo e disordinato; gli urti tra le molecole e le pareti del contenitore sono completamente elastici;
- non ci sono forze intermolecolari, ce non durante gli urti. Cioè gli urti sono dovuti a forze repulsive a corto raggio di azione;
- le dimensioni delle molecole sono molto piccole rispetto alle distanze medie tra di esse;

Inoltre, un gas ideale rappresenta un sistema le cui coordinate termodinamiche in uno stato di equilibrio obbediscono alla seguente relazione, detta anche equazione di stato di un gas ideale:

$$P \cdot V = nRT$$

Dove:

- p= pressione del gas;

- V = volume del gas;
- n = numero di moli del gas;
- R = costante universale del gas ideale;
- T = temperatura del gas.

Pressione volume e temperatura sono in questo caso le già citate variabili di stato del sistema. In generale il comportamento di un gas è tanto più prossimo a quello di un gas ideale quanto più il fluido si trova ad operare in condizioni di pressione e temperatura distanti dal proprio punto critico. Il punto critico di una sostanza aeriforme è individuato da una temperatura critica, una pressione critica ed un volume specifico critico. Esso rappresenta lo stato termodinamico del gas, nelle condizioni di massima temperatura e pressione, per le quali si ha ancora equilibrio tra liquido e vapore. Per comprenderne meglio il significato si può dare la definizione di temperatura critica che è la temperatura oltre la quale la sostanza cessa di condensare per compressione, ovvero è la massima temperatura a cui si può avere la fase liquida del fluido. Il piano più comunemente usato per la rappresentazione degli stati di equilibrio di un gas è il piano di Clapeyron, detto anche piano pV in quanto in ascissa viene riportato il volume del gas mentre in ordinata la pressione. L'equazione di stato mostra che in un gas ideale in equilibrio sono indipendenti solo due variabili su tre, in quanto la terza si ricava appunto tramite l'equazione di stato. Dunque, per un dato numero di moli un punto nel piano pV rappresenta completamente uno stato di equilibrio di un gas potendosi, infatti, ricavare subito la temperatura.

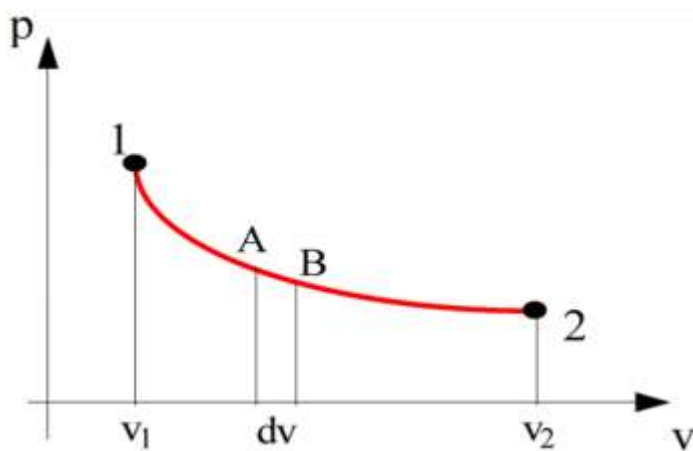


Fig.: rappresentazione sul piano di Clapeyron di una generica trasformazione termodinamica tra due diversi stati di equilibrio.

2.1.3 Lavoro di un gas ideale

Quando un gas si espande o viene compresso avviene uno scambio di lavoro che in termini infinitesimi si può scrivere in generale come:

$$dW = p dV$$

In una trasformazione finita dallo stato A allo stato B si ha:

$$W = \int_A^B p dV$$

Questa espressione esplicita del lavoro è valida quando la trasformazione è reversibile ed è ovviamente noto l'andamento della pressione. Questa espressione mostra che: se una trasformazione è isocora il lavoro è sempre nullo; se il gas si espande il volume finale è maggiore di quello iniziale e quindi il sistema compie un lavoro nei confronti dell'ambiente mentre se il gas si comprime e quindi il volume finale è minore di quello iniziale, il gas subisce un lavoro compiuto stavolta dall'ambiente. Il lavoro ha un semplice significato geometrico nel piano di Clapeyron. Esso infatti è dato dall'area compresa tra la curva che rappresenta l'andamento della pressione in funzione del volume durante la trasformazione e l'asse dei volumi. In una trasformazione ciclica reversibile il lavoro è dato dall'area racchiusa dal ciclo. Esso è positivo se il ciclo è percorso in senso orario mentre è negativo se percorso in senso antiorario.

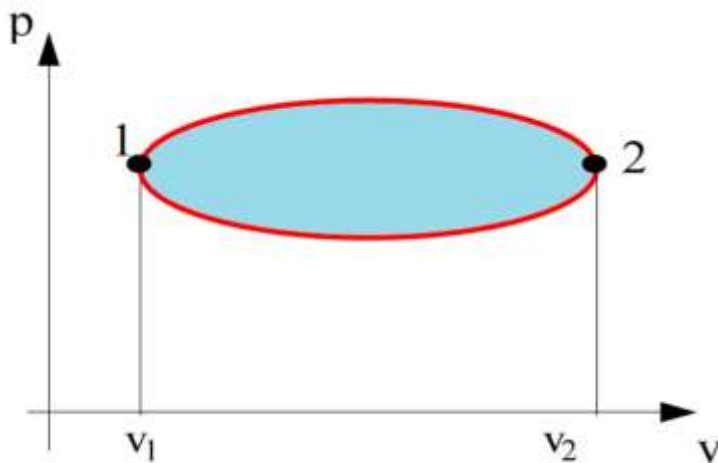


Fig.: rappresentazione sul piano di Clapeyron di una generica trasformazione termodinamica ciclica.

2.1.4 Calore specifico a pressione e a volume costante

In una trasformazione generica un gas scambia anche calore con l'ambiente. Per il calcolo non è necessario ricorrere al primo principio della termodinamica ma esistono anche espressioni come quelle riportate di seguito. Per una trasformazione isocora infinitesima si ha:

$$dQ = n c_v dT$$

mentre per una trasformazione isobara infinitesima:

$$dQ = n c_p dT$$

Le quantità c_p e c_v si chiamano rispettivamente calore specifico molare a pressione costante e calore specifico molare a volume costante. Essi rappresentano la quantità di calore che bisogna cedere ad una mole di gas ideale per far aumentare la sua temperatura di 1 K e si definiscono rispettivamente come:

$$c_v = \frac{1}{n} \cdot \frac{dQ}{dT_v}$$

$$c_p = \frac{1}{n} \cdot \frac{dQ}{dT_p}$$

Se c_p e c_v possono essere ritenuti costanti il calore scambiato per una variazione di temperatura si scrive nei due casi come:

$$Q = n c_p dT$$

$$Q = n c_v dT$$

Per un gas ideale l'energia interna è funzione solamente della temperatura. Per una trasformazione infinitesima vale la relazione:

$$dU = n c_v dT$$

da cui si ricava:

$$c_v = \frac{1}{n} \cdot \frac{dU}{dT_v}$$

Poiché l'energia interna è funzione soltanto della temperatura anche il calore specifico a volume costante di un gas ideale dipende soltanto dalla temperatura. Si può a questo punto scrivere in maniera esplicita il primo principio della termodinamica per quel che riguarda le trasformazioni di gas ideali.

$$dQ = n c_v dT + p dV$$

Integrando:

$$Q = n c_v dT + \int_{V_A}^{V_B} p dV$$

Sfruttando il fatto che l'energia interna è funzione solamente della temperatura si può dimostrare che per un gas ideale $c_p > c_v$. Questo perché in una trasformazione a pressione costante il gas compie anche del lavoro, cosa che invece non accade per una trasformazione a volume costante. Inoltre, si può citare quella che viene chiamata relazione di Mayer:

$$c_p = c_v + R$$

dalla quale si ricava un significato energetico per la costante dei gas R. Essa, infatti, rappresenta il lavoro che a pressione costante compie una mole di gas ideale in corrispondenza ad un aumento di temperatura di 1 K. Si definisce, infine, il rapporto tra i calori specifici:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

Il quale risulta sempre maggiore di 1.

2.1.5 Trasformazione adiabatica reversibile

Una trasformazione si definisce adiabatica in cui il sistema non scambia calore con l'esterno, ossia è isolato termicamente. Sperimentalmente questa situazione si realizza chiudendo il sistema in un contenitore con pareti isolanti che non permettono il raggiungimento di un equilibrio termico con l'esterno. Nella pratica, però, l'adiabaticità perfetta non esiste in quanto tutte le pareti isolanti permettono un certo scambio di calore. Si ammette, invece, che possa essere adiabatica una trasformazione che avviene rapidamente, così che non ci sia il tempo per scambi di calore apprezzabili. Dal primo principio si ha:

$$W = -\Delta U = -n c_v \Delta T = -n c_v (T_{finale} - T_{iniziale})$$

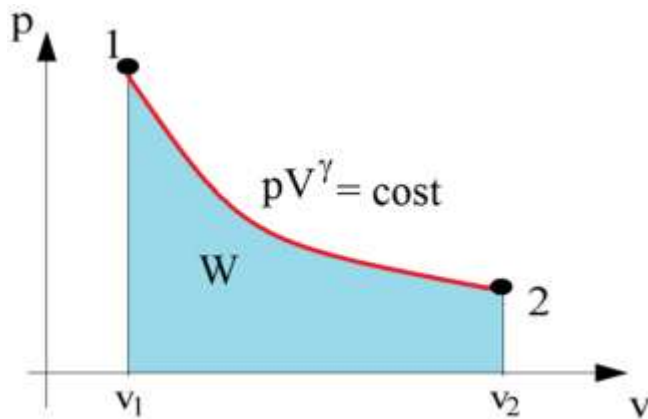
Se si ha un'espansione adiabatica il lavoro è positivo, quindi la variazione di energia interna è negativa e ciò significa che il gas si raffredda. Mentre se si ha una compressione adiabatica il lavoro è negativo, la variazione di energia interna è positiva e quindi il fluido si riscalda. Per una trasformazione adiabatica e reversibile di un gas ideale è possibile ricavare altre relazioni tra le coordinate termodinamiche di due stati collegati da una trasformazione adiabatica. Tali espressioni sono riportate di seguito.

$$p V^\gamma = \text{costante}$$

$$T V^{\gamma-1} = \text{costante}$$

$$T P V^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \text{costante}$$

In particolare per la rappresentazione della trasformazione nel piano di Clapeyron si utilizzerà la (). Rispetto ad una curva isoterma $pV = \text{costante}$ la curva adiabatica ha un andamento simile però con pendenza maggiore perché γ è sempre maggiore di 1.



rappresentazione sul piano di Clapeyron di una trasformazione diabatica reversibile tra due diversi stati di equilibrio.

2.1.6 Trasformazione isoterma

In una trasformazione isoterma la temperatura del gas rimane costante, quindi, non c'è variazione di energia interna. Dal primo principio della termodinamiche si ottiene:

$$W = Q$$

Se la trasformazione è una espansione isoterma il gas compie lavoro e assorbe calore, mentre se la trasformazione è una compressione il gas subisce lavoro e cede calore. Dall'equazione di stato dei gas ideali, considerando una trasformazione isoterma tra due stati di equilibrio, si può ricavare che:

$$p_{iniziale} V_{iniziale} = p_{finale} V_{finale}$$

e quindi:

$$\begin{aligned} W &= \int_{V_t}^{V_f} p \, dV = \int_{V_t}^{V_f} \frac{n R T}{V} \, dV \\ &= n R T \int_{V_t}^{V_f} \frac{1}{V} \, dV = n R T \ln \frac{V_f}{V_t} \end{aligned}$$

Che è anche l'espressione esplicita del calore scambiato. La relazione che permette di tracciare l'evoluzione tra due stati di equilibrio termodinamico di una trasformazione isoterma reversibile sul piano di Clapeyron è la seguente:

$$pV = \text{costante}$$

che mostra come a temperatura costante la pressione è inversamente proporzionale al volume. Geometricamente, sul piano di Clapeyron questa non rappresenta altro che un ramo di iperbole equilatera.

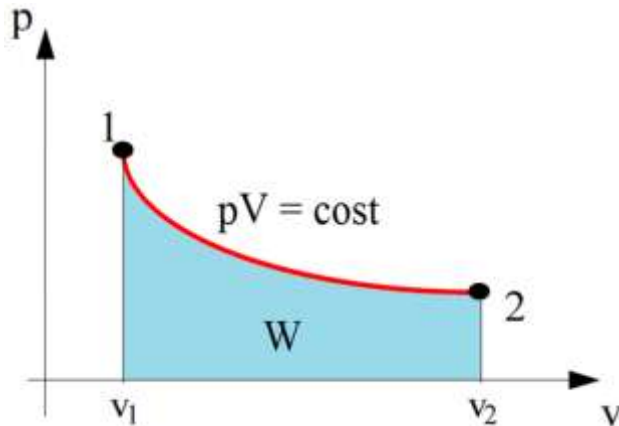


Fig. rappresentazione sul piano di Clapeyron di una trasformazione isoterma tra due diversi stati di equilibrio.

2.1.7 Trasformazione isocora

Le trasformazioni isocore avvengono a volume costante per cui non viene compiuto o subito lavoro da parte del sistema e quindi per il primo principio della termodinamica il calore scambiato con l'esterno è uguale alla variazione di energia interna.

$$Q = \Delta U = n c_v \Delta T = n c_v (T_{finale} - T_{iniziale})$$

Essendo il volume costante, dall'equazione di stato dei gas ideali si ottiene:

$$\frac{P_{iniziale}}{T_{iniziale}} = \frac{P_{finale}}{T_{finale}}$$

Se si cede calore al gas, la sua pressione e la sua temperatura aumentano, mentre se si assorbe calore dal gas pressione e temperatura diminuiscono.

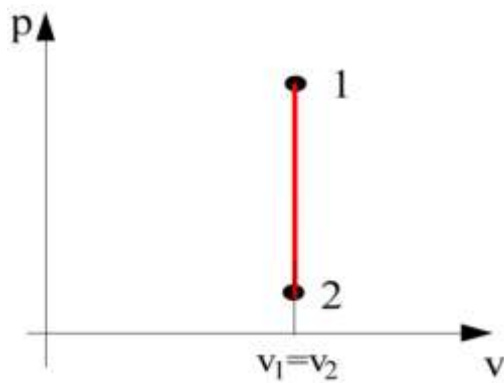


Fig. rappresentazione sul piano di Clapeyron di una trasformazione isocora tra due diversi stati di equilibrio.

2.2 Il ciclo di Carnot

Il ciclo di Carnot è costituito da quattro trasformazioni reversibili, rappresentate in figura :

- compressione isoterma 1-2 a temperatura T_1 ;
- compressione adiabatica 2-3;
- espansione isoterma 3-4 a temperatura T_2 ;
- espansione adiabatica 4-1;

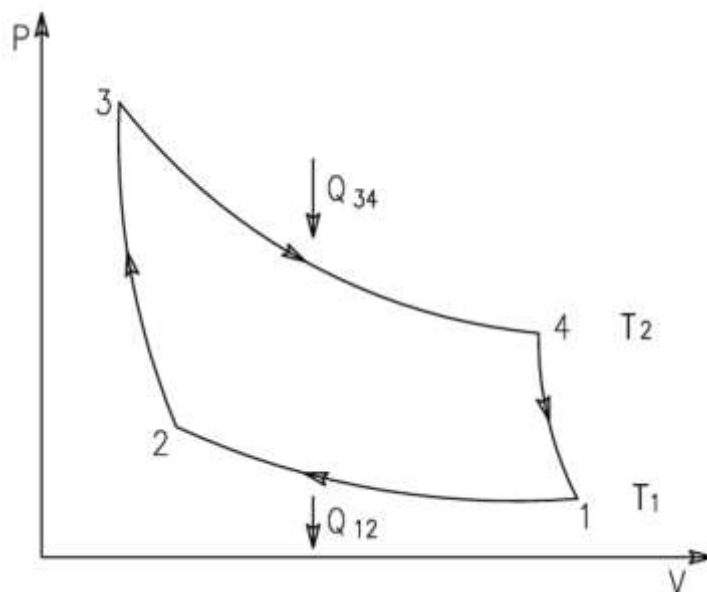


Fig. rappresentazione sul piano di Clapeyron del ciclo di Carnot.

Nello stato 3 il gas è in equilibrio a contatto termico con una sorgente di calore a temperatura T_2 . L'espansione isoterma reversibile 3-4 può essere considerata come una successione di trasformazioni infinitesime: in ciascuna a seguito di una diminuzione dp della pressione il gas si espande di una quantità anch'essa infinitesima dV . Si ha quindi, cessione di calore dQ dalla sorgente a temperatura T_2 al gas che ritorna così alla temperatura T_2 iniziale. Come risultato il gas passa reversibilmente dallo stato 3 allo stato 4 assorbendo il calore:

$$Q_{34} = W_{34} = n R T_2 \ln \frac{V_4}{V_3}$$

W_{34} è il lavoro fatto dal gas nell'espansione isoterma.

Nella trasformazione 4-1 il gas viene isolato da qualsiasi sorgente di calore. Seguendo lo schema adottato per la trasformazione 3-4 durante ciascuna trasformazione infinitesima si ha una diminuzione dp della pressione, un'espansione dV ed un raffreddamento dT . Il gas passa dallo stato 4 allo stato 1 con $T_1 < T_2$ secondo la:

$$T_2 V_4^{\gamma-1} = T_1 V_1^{\gamma-1}$$

Il lavoro fatto dal gas è:

$$W_{41} = - \Delta U_{41} = n c_v (T_2 - T_1)$$

Nella trasformazione 1-2 il gas è a contatto termico con un sorgente di calore a temperatura T_1 . Il processo è analogo alla trasformazione 3-4 però ora si aumenta la pressione di dp , il volume del gas diminuisce e la temperatura aumenta di dT , cede il calore dQ alla sorgente a temperatura T_1 e ritorna esso stesso alla temperatura T_1 . Il calore ceduto complessivamente è :

$$Q_{12} = W_{12} = n R T_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

Infine, nella trasformazione 2-3 il gas è di nuovo isolato termicamente, si aumenta la pressione di dp , il volume del gas diminuisce di una quantità dV e la temperatura aumenta di dT . Il gas ritorna nello stato iniziale e vale la relazione:

$$T_1 V_2^{\gamma-1} = T_2 V_3^{\gamma-1}$$

Il lavoro subito dal gas è:

$$W_{23} = - \Delta U_{23} = n c_v (T_1 - T_2)$$

Sommando tutti i contributi otteniamo:

$$Q = Q_{12} + Q_{34}$$

$$W = W_{34} + W_{41} + W_{12} + W_{23} = W_{34} + W_{12}$$

Si vede immediatamente che $Q = W$ e che coincide con l'area racchiusa dal ciclo.

Il rendimento del ciclo è:

$$\begin{aligned} \eta &= 1 + \frac{Q_{12}}{Q_{34}} \\ &= 1 + \frac{nRT_1 \ln \frac{V_2}{V_1}}{nRT_2 \ln \frac{V_4}{V_3}} \\ &= 1 - \frac{T_1 \ln \frac{V_2}{V_1}}{T_2 \ln \frac{V_4}{V_3}} \end{aligned}$$

Dividendo ora membro a membro i termini delle relazioni:

$$T_2 V_4^{\gamma-1} = T_1 V_1^{\gamma-1}$$

$$T_1 V_2^{\gamma-1} = T_2 V_3^{\gamma-1}$$

Si ottiene:

$$\left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}$$

Ovvero:

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_2}$$

Il rendimento del ciclo di Carnot diventa quindi:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

Si noti il fatto che l'espressione del rendimento non contiene alcuna grandezza caratteristica del gas, ma solo i valori di temperatura delle sorgenti con cui il gas scambia calore. Il rendimento del ciclo di Carnot, descritto da un gas ideale con calore specifico costante, dipende solo dalle temperature a cui avvengono gli scambi isotermi di calore. Quanto appena visto vale anche per una macchina di Carnot in funzionamento da macchina frigorifera o da pompa di calore. Il suo coefficiente di effetto utile e il suo coefficiente di prestazione valgono rispettivamente:

$$\varepsilon_f = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

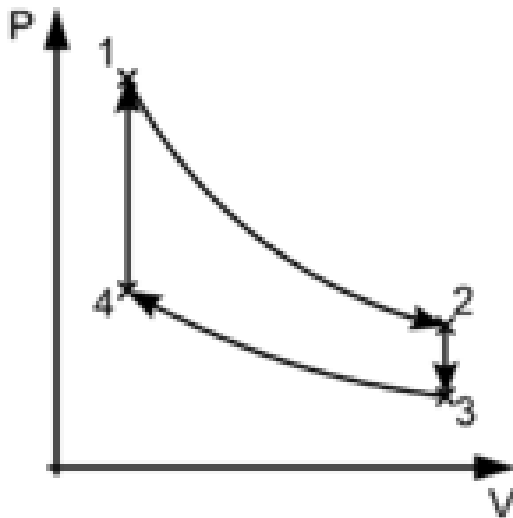
$$\varepsilon_{pdC} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

Il ciclo di Carnot è il ciclo termodinamico che dà il maggior rendimento ottenibile idealmente tra due date temperature, massima e minima. Nel 1873 Reitlinger dimostrò che possono raggiungere lo stesso rendimento del ciclo di Carnot tutte quelle macchine che si basano su cicli costituiti da due isoterme e altre due trasformazioni rigenerative reversibili operanti nello stesso intervallo di temperature. Quindi se si parte da un ciclo costituito da due isoterme e si realizzano le altre due trasformazioni mediante isocore o isobare reversibili, si ottengono dei cicli termodinamici con lo stesso rendimento della macchina di Carnot.

2.3 Il ciclo di Stirling ideale

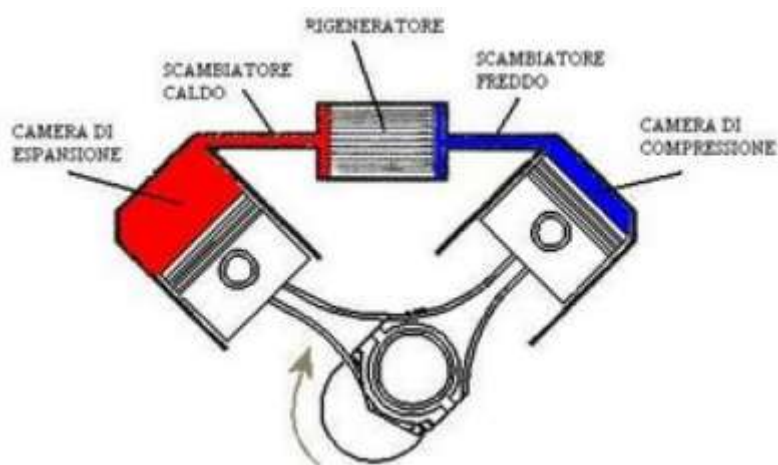
Il ciclo Stirling ideale consiste in quattro fasi termodinamiche che agiscono sul fluido:

- Dal punto 1 al punto 2: espansione isoterma. Il vano di espansione è riscaldato dall'esterno ed il gas contenuto ha un'espansione isoterma.
- Dal punto 2 a punto 3: trasferimento del gas caldo a volume costante, o trasformazione isocora; il gas passa attraverso il rigeneratore cedendo a questo una parte del calore, che resterà disponibile per una successiva fase.
- Dal punto 3 a punto 4: compressione isoterma, il fluido nello spazio di compressione è raffreddato, la compressione si immagina isoterma.
- Dal punto 4 a punto 1: trasferimento del calore a volume costante (trasformazione isocora); il fluido scorre indietro attraverso il rigeneratore, recuperando il calore dal rigeneratore stesso.



La macchina di Stirling è una macchina a fluido che opera secondo un ciclo termodinamico rigenerativo chiuso. Esso prevede una compressione ed una espansione del fluido operante realizzate isotericamente a due diversi livelli di temperatura ed intervallate da due trasformazioni isocore rigenerative. Nel suo funzionamento come macchina operatrice la trasformazione di espansione avviene alla temperatura più alta; mentre nel caso di funzionamento come macchina frigorifera è la fase di compressione quella interessata dalla temperatura più elevata. Peculiarità della macchina di Stirling è che

il moto del fluido all'interno del ciclo non è regolato da valvole ma dalle variazioni dei volumi relativi che costituiscono lo spazio di lavoro. Le condizioni di funzionamento della macchina ed il fluido operante si considerano del tutto ideali. Non vi sono, quindi, perdite di origine meccanica, fluidodinamica o termica. Le trasformazioni si considerano totalmente reversibili. Si prende per il momento la soluzione costruttiva più semplice dal punto di vista dell'esposizione del funzionamento della macchina. All'interno della macchina scorrono due stantuffi. Tra questi è sistemato un rigeneratore avente la funzione di assorbire e cedere calore. Il volume interno della macchina risulta principalmente suddiviso in tre camere: la camera di espansione; la camera di compressione ed il rigeneratore stesso. Nella camera di espansione la temperatura di funzionamento è quella massima mentre in quella di compressione la temperatura è quella minima del ciclo di lavoro. In entrambe le camere comunque le temperature rimangono costanti ed uniformi in tutto il volume. Ciò equivale ad affermare che la camera di espansione è a contatto con una sorgente termica di capacità infinita che si trova a temperatura T_{max} mentre la camera di compressione è a contatto con un'altra sorgente termica di capacità infinita alla temperatura T_{min} .



L'analisi dei cicli avviene mediante la loro rappresentazione sul piano p-V (pressione – volume specifico) riportato in figura 2.10. Da tale diagrammi è possibile valutare il lavoro specifico prodotto od assorbito in ogni ciclo (equivalente all'area del ciclo nel piano p-V).

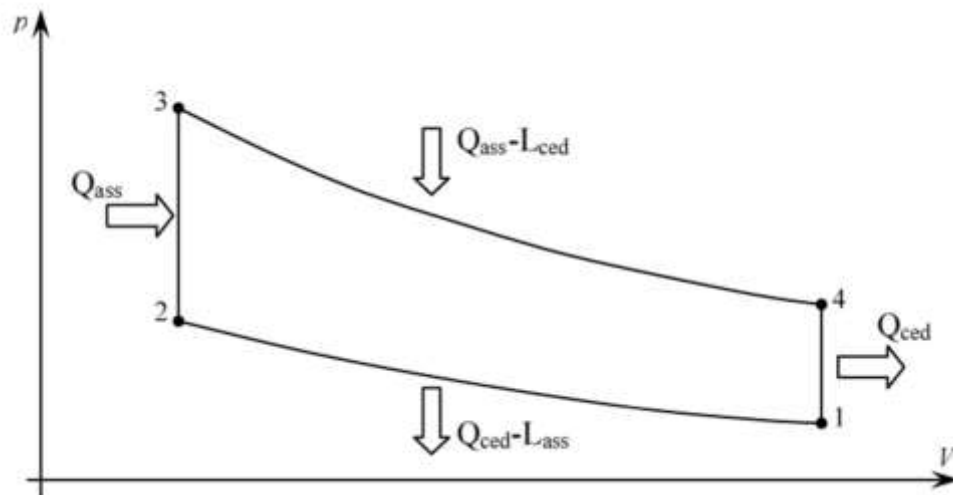


Fig. 2.10: rappresentazione sul piano di Clapeyron del ciclo di Stirling.

Il ciclo Stirling ideale, come già detto, è formato da quattro trasformazioni:

- compressione isoterma (1-2);
- compressione isocora; rigenerativa (2-3);
- espansione isoterma (3-4);
- espansione isocora rigenerativa (4-1).

La prima fase del ciclo consiste nella compressione del fluido, rappresentata dalla trasformazione (1-2) che avviene nella camera di compressione. Tale trasformazione è isoterma e il gas rimane, quindi, rimane ancora alla temperatura minima T_{min} . Il calore ceduto dal gas alla sorgente termica, che considerando il primo principio della dinamica equivale al lavoro di compressione compiuto sul fluido stesso, si ricava come:

$$Q_c = L_c = n R T_{min} \ln \frac{V_{finale}}{V_{iniziale}} = n R T_{min} \ln \frac{V_{min}}{V_{max}}$$

Passando attraverso il rigeneratore il gas subisce allora la trasformazione (2-3) a volume costante, ossia un riscaldamento operato dal rigeneratore stesso. La temperatura del gas cresce fino a raggiungere il valore massimo T_{max} esistente nella camera di espansione. L'incremento di temperatura a volume costante è dovuto all'assorbimento da parte del gas della quantità di calore.

$$Q_r = \Delta U = n c_v (T_{finale} - T_{iniziale}) = n c_v (T_{max} - T_{min})$$

La stessa quantità di calore assorbito provoca un aumento di pressione del gas. Successivamente il fluido compie la trasformazione di espansione (3-4) nella camera di espansione. Anche questa trasformazione avviene isotermicamente e il fluido assorbe una quantità di calore equivalente al lavoro di espansione compiuto ed esprimibile con la relazione:

$$Q_a = L_e = n R T_{max} \ln \frac{V_{finale}}{V_{iniziale}} = n R T_{max} \ln \frac{V_{max}}{V_{min}}$$

Infine, il gas compie la seconda trasformazione rigenerativa a volume costante (4-1) e ritorna nelle sue condizioni iniziali. Durante questo secondo passaggio per il rigeneratore il fluido operante ritorna alla temperatura minima della camera di compressione cedendo una quantità di calore pari a quella che aveva assorbito nella trasformazione (2-3). Il lavoro complessivo si ottiene come differenza fra la quantità totale di calore assorbito e la quantità totale di calore ceduto.

$$L = Q_a - \| Q_c \|$$

Il ciclo Stirling ora descritto risulta pertanto composto da due trasformazioni isoterme e da due trasformazioni isocore. Quindi, se si considera il teorema di Reitlinger ,si può affermare che anche il sistema appena descritto realizza il massimo rendimento possibile, cioè il rendimento che avrebbe una macchina di Carnot che opererebbe nel medesimo intervallo di temperatura. Quanto appena affermato si può dimostrare nel seguente modo partendo dalla definizione del rendimento:

$$\eta = \frac{L}{Q_a} = \frac{Q_a - \| Q_c \|}{Q_a}$$

$$\frac{n R T_{max} \ln \frac{V_{max}}{V_{min}} - \| n R T_{min} \ln \frac{V_{min}}{V_{max}} \|}{n R T_{max} \ln \frac{V_{max}}{V_{min}}}$$

$$\frac{T_{max} - T_{min}}{T_{max}}$$

$$1 - \frac{T_{min}}{T_{max}}$$

In definitiva il calore viene sempre assorbito durante le espansioni, mentre viene ceduto durante le compressioni. Per quanto riguarda le trasformazioni isocore, essendo esse

rigenerative, la somma delle quantità di calore assorbito e ceduto è nulla. Il lavoro complessivo si ottiene come differenza fra la quantità totale di calore assorbito e la quantità totale di calore ceduto. E' importante poi ricordare che un'espansione nel ciclo diretto equivale ad una compressione nell'omologo ciclo inverso, e viceversa. A questo punto facile è osservare che coefficiente di effetto utile di una macchina di Stirling frigorifera e il coefficiente di prestazione di una macchina di Stirling in funzionamento da pompa di calore risultano avere la stessa espressione di quella del ciclo ideale di Carnot:

$$\frac{n R T_{min} \ln \frac{V_{max}}{V_{min}}}{\| n R T_{min} \ln \frac{V_{min}}{V_{max}} + n R T_{max} \ln \frac{V_{min}}{V_{max}} \|}$$

$$\frac{T_{min}}{\| T_{min} - T_{max} \|} = \frac{T_{min}}{T_{max} - T_{min}}$$

$$\varepsilon_{pdc} = 1 + \varepsilon_f = 1 + \frac{T_{min}}{T_{max} - T_{min}} = \frac{T_{max}}{T_{max} - T_{min}}$$

Se si va ad osservare l'efficienza dei cicli più comuni in sede ideale, ovvero Otto, Diesel, Rankine e Brayton-Joule, è possibile constatare che su nessuno di essi può essere applicato il concetto dimostrato da Reitlinger, pertanto nessuno di essi è in grado di raggiungere i livelli di efficienza del ciclo Stirling, che si rivela dunque essere il ciclo termodinamico ideale più efficiente. Questo importante pregio però non è una sua esclusiva: anche il ciclo di Ericsson riesce ad eguagliare l'efficienza del ciclo di Carnot, essendo esso costituito da due trasformazioni isoterme reversibili e da due isobare rigenerative reversibili. Se sotto questo punto di vista i due cicli si dimostrano essere equivalenti, non è così se si vanno ad osservare i lavori specifici, sempre per lo stesso salto di temperatura: essi possono essere apprezzati attraverso la sovrapposizione dei due cicli sullo stesso piano pV , essendo il lavoro specifico equivalente all'area del ciclo: questo confronto è realizzato in figura, dal quale è possibile apprezzare come, a parità di salto termico e quindi di efficienza, il ciclo di Stirling ideale (linea blu) generi un'area più estesa dell'area generata dal ciclo di Ericsson ideale (linea rossa).

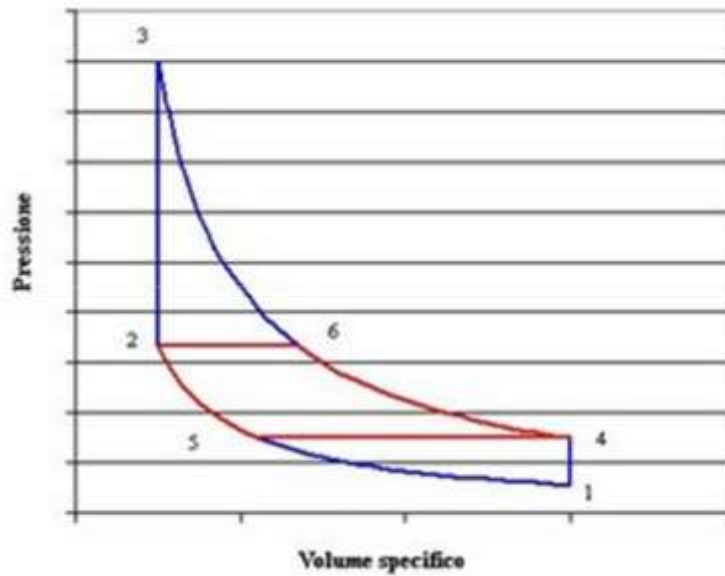


Fig. confronto sul piano di Clapeyron tra il ciclo di Stirling ed il ciclo di Ericsson.

Pertanto, è possibile concludere che il ciclo Stirling ideale è in assoluto il ciclo termodinamico più prestante. Inoltre sul piano teorico, un vantaggio offerto dalla macchina di Stirling rispetto a quella di Carnot è quello di produrre un lavoro specifico più elevato a parità di condizioni; cioè di produrre una medesima quantità di lavoro con ingombri minori.

2.4 Dal ciclo di Stirling ideale al ciclo di Stirling reale

Allo scopo di giungere ad una prima, più realistica analisi della macchina di Stirling si passerà ora ad analizzare la serie di cause che rendono i cicli Stirling reali differenti da quelli ideali. L'analisi di questo aspetto è di estrema importanza, in quanto ci permette di comprendere le cause, per cui i motori Stirling non sono in grado, sul piano prestazionale, di competere con le tecnologie concorrenti (motori a combustione interna, motori a ciclo Rankine e Brayton-Joule), nonostante l'analisi del ciclo ideale conduca ad affermare l'opposto.

2.4.1 Effetto del moto degli stantuffi

Perché il ciclo termicamente ideale di Stirling sia effettivamente compiuto, caratterizzato com'è da quattro vertici che comportano repentini cambiamenti termodinamici nel fluido e cinematici nel moto degli stantuffi, occorrerebbe che pistone e displacer fossero dotati di moto discontinuo e non di moto sinusoidale o quasi sinusoidale come spesso viene realizzato dai più comuni e semplici meccanismi adottabili nella pratica. In generale si può dire che, pur mantenendo i volumi massimo e minimo caratteristici della macchina ideale, nonché i punti in cui il gas è alla massima temperatura o a quella minima, è da attendersi una riduzione dell'area complessiva del diagramma così come qualitativamente riportato in figura:

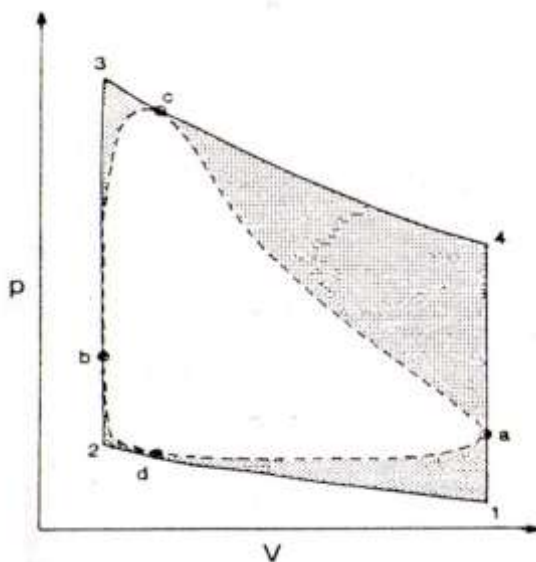


Fig. effetto del moto continuo degli stantuffi

2.4.2 Effetto dei volumi morti

I “volumi morti” sono delle porzioni del totale volume entro cui il fluido di lavoro è contenuto, caratterizzate dal fatto di non venir mai fisicamente occupate da organi mobili quali pistoni e dislocatore. per la realizzazione del ciclo ideale, sarebbe necessario avere la possibilità di stipare, nelle fasi di espansione e compressione isocora, tutto il fluido di lavoro nel volume di espansione o di compressione, ed avere poi un riscaldamento

od un raffreddamento omogeneo su tutto il volume. Questo implica che oltre ad avere pistoni e dislocatori con una corsa tale da azzerare il volume da essi stessi determinato, si debba poter disporre di elementi quali condotti di collegamento fra le camere, riscaldatore, rigeneratore e refrigeratore di volume nullo: chiaramente, ciò non è realizzabile. Nelle macchine reali dunque, i volumi morti non possono essere eliminati: la loro estensione influenza il lavoro specifico prodotto, ed in particolar modo questo tende a scendere quanto più il volume morto è esteso. Anche il calore assorbito diminuisce all'aumentare dei volumi morti con la stessa proporzionalità: essi dunque non influenzano l'efficienza complessiva della macchina. Queste due conclusioni sono facilmente verificabili sul ciclo Stirling ideale osservando che sia il lavoro prodotto sia il calore assorbito in ogni ciclo sono proporzionali a:

$$\ln \frac{V_{max} + k}{V_{min} + k}$$

funzione decrescente all'aumentare di k , che equivale ad un volume morto aggiuntivo. I volumi morti poi, danno luogo a fenomeni di tipo dissipativo, e sono dunque concausa dell'irreversibilità delle trasformazioni termodinamiche del ciclo reale. Infatti, quando il fluido di lavoro si muove al loro interno, è soggetto a perdite di carico. La presenza di grandi volumi morti infine, incide negativamente sugli ingombri, e di conseguenza tende ad abbassare la potenza specifica per unità di volume della macchina, come è possibile osservare dalla figura .

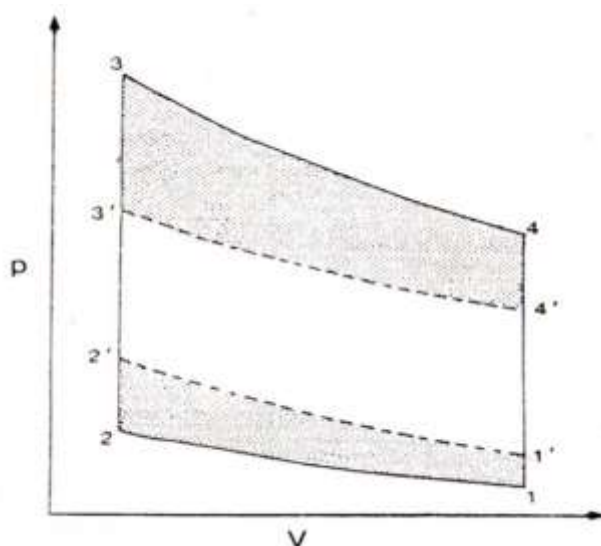


Fig. effetto dei volumi morti.

Concludendo, i volumi morti devono essere per quanto possibile contenuti, ma nel far questo, al fine di minimizzare le perdite di pressione nel gas e al fine di mantenere sempre livelli soddisfacenti di scambio termico, è necessario curare con molta attenzione la forma e la qualità delle superfici interne di tali volumi, nonché l'estensione delle superfici di tutti gli scambiatori di calore che vi risiedono.

2.4.3 Limiti di prestazione degli scambiatori termici

La velocità di rivoluzione di una macchina Stirling è solitamente abbastanza elevata (centinaia di cicli al minuto). Questo non permette al fluido di lavoro di scambiare calore con il riscaldatore e con il refrigeratore mantenendo costante la sua temperatura durante l'espansione e la compressione: pertanto, queste due trasformazioni non sono isoterme, ma somigliano molto più ad adiabatiche. Mantenendo invariati i valori massimi e minimi di pressione e volume specifico, la sostituzione delle due isoterme con due adiabatiche determina una diminuzione del lavoro specifico prodotto in un ciclo e l'aumento del calore assorbito, quindi una diminuzione del rendimento se la macchina funziona da motore, un aumento invece del COP se la macchina funziona a ciclo inverso. In particolare, nel caso di funzionamento come motore, la diminuzione del rendimento rispetto a quello ideale di Carnot spesso supera il 50%.

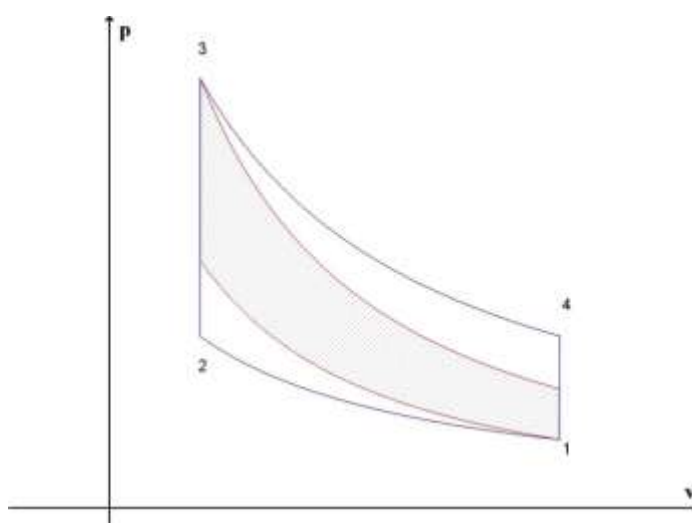


Figura confronto ciclo Stirling ideale con isoterme (in blu) e con adiabatiche (in rosso)

2.4.4 Presenza di perdite termiche per conduzione, convezione, irraggiamento e per le oscillazioni di temperatura del gas

Le macchine Stirling sono principalmente costituite da elementi metallici, che com'è noto trasportano il calore più facilmente di altri materiali. Il ciclo ideale vorrebbe che tutto il calore trasmesso alla macchina dal riscaldatore, si spostasse attraverso i percorsi prestabiliti, e cioè solo ed esclusivamente attraverso il condotto che collega il volume d'espansione a quello di compressione, per poi uscire solo ed esclusivamente attraverso il refrigeratore. Nel ciclo reale invece, di tutto il calore introdotto dal riscaldatore solo una parte si muove secondo i percorsi prestabiliti, mentre la restante parte tende sempre a muoversi verso l'esterno seguendo i gradienti di temperatura presenti fra le varie parti della macchina: il fluido riscaldato nella camera di espansione quindi, avrà la tendenza a cedere una parte del suo calore per convezione alle pareti metalliche che lo circondano; per conduzione poi, il calore può essere trasmesso all'esterno, e da qui attraverso convezione ed irraggiamento essere disperso; in alternativa, il calore può essere trasmesso per conduzione nel dislocatore (o nell'insieme pistone-biella-manovella in configurazione alfa), e da qui grazie alla convezione del fluido nel volume di compressione al refrigeratore o ad altri corpi metallici confinanti con l'esterno. Queste perdite possono essere individuate nella rappresentazione schematica dei principali flussi termici che interessano la parte a temperatura più elevata di un motore Stirling, riportata in figura .

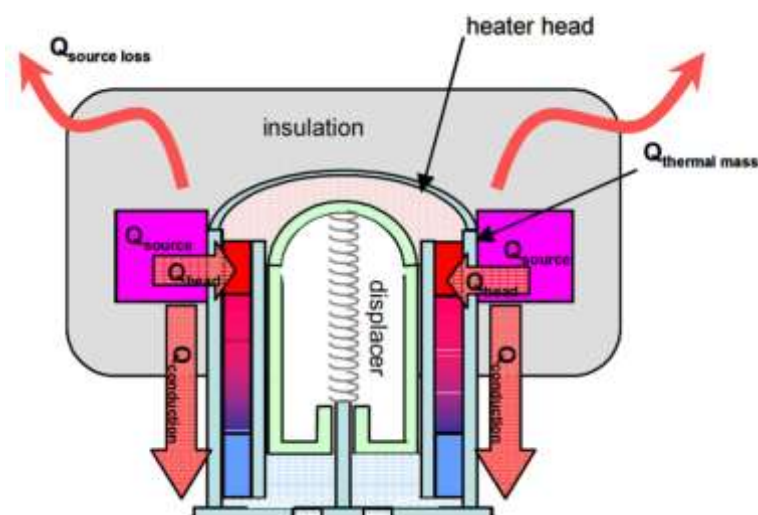


Fig : principali flussi termici all'interno di una macchina Stirling

Questo fenomeno, chiaramente dissipativo, abbassa l'efficienza della macchina indipendentemente dalla direzione in cui si percorre il ciclo. La temperatura istantanea del fluido operante nelle camere di espansione e di compressione non rimane costante nel tempo. Essa, infatti, oscilla attorno ad un valor medio all'incirca prossimo a quello delle pareti degli scambiatori ma sempre con effetto sfavorevole per le prestazioni della macchina. Ad esempio se il gas operante nella camera calda si mantenesse pari alla temperatura media della parete si registrerebbe comunque una perdita dovuta al fatto che gli scambi legati alle differenze istantanee di temperatura sarebbero sfavorevoli. Il gas, infatti, cedrebbe calore alle pareti quando si trovasse ad una temperatura più alta e lo riceverebbe ad una più bassa. E' evidente la perdita termodinamica in termini di lavoro potenzialmente producibile.

2.4.5 Perdite termiche nei gas di combustione e perdite termiche per deviazione non ottimale dei raggi solari

Sono perdite termiche molto simili nella sostanza, anche ovviamente si possono mai verificarsi entrambe nello stesso sistema. La prima tipologia di perdita fa riferimento al fatto che i fumi liberati da un processo di combustione sono caldi, quindi trasportano dell'energia termica, che prima ovviamente era contenuta nel combustibile. Siccome tali fumi vengono, nella maggior parte dei casi, dispersi nell'aria così come se ne escono dal combustore, l'energia che essi possiedono è da considerarsi una perdita. Tale perdita può essere ridotta (ma non eliminata) con l'uso di sistemi che sfruttino, per quanto possibile, il calore di questi fumi, di norma per preriscaldare l'aria in entrata nel bruciatore. Se invece la fonte di calore utilizzata è l'irraggiamento solare, è molto difficile poter deviare l'intera energia captata verso il riscaldatore: qualunque sia il sistema utilizzato (specchi o lente Fresnel), possono sempre aver luogo delle deviazioni imprecise, che possono essere causate da imperfezioni di forma del sistema collettore, o da imperfezioni di montaggio, o da posizionamenti imperfetti del collettore rispetto al sole, o da vibrazioni di quest'ultimo in caso di folate di vento (di norma le superfici dei collettori sono molto estese) o altre fonti di vibrazione.

2.4.6 Rigenerazione termica imperfetta

Condizione necessaria affinché la macchina di Stirling consegua un rendimento termodinamico pari a quello di una macchina di Carnot operante nelle stesse condizioni è che le due trasformazioni di rigenerazione siano complete, ovvero che tutto il calore rigenerabile sia effettivamente scambiato tra rigeneratore e fluido. Ciò nella pratica irrealizzabile in quanto occorrerebbe che, all'uscita dal rigeneratore, il fluido fosse in equilibrio termico con esso. Questo presupporrebbe un tempo di scambio termico illimitato o una lunghezza infinita del rigeneratore. Nel caso ideale, si vorrebbe che la capacità termica del fluido di lavoro fosse nulla, mentre quella del rigeneratore infinita: in tal modo, si avrebbero scambi termici istantanei, indipendentemente dalla loro entità. Non si avrebbero inoltre variazioni della distribuzione delle temperature nel rigeneratore. Nel caso reale invece, la capacità termica del rigeneratore è dipendente dalle sue dimensioni, dalle sue forme e dai materiali impiegati nella sua costruzione, mentre la capacità termica del gas dipende, oltre che dalla sua natura, dalla sua pressione e dalla velocità con la quale si muove. Quando il gas fluisce nel rigeneratore ad alta pressione (che significa alta densità) e/o ad alta velocità, la sua capacità termica è maggiore: questo può rendere insufficiente la capacità termica del rigeneratore, che quindi non riesce ad abbassare od aumentare considerevolmente la temperatura del gas che lo attraversa, provocando così un aumento delle perdite termiche verso l'esterno ed un aumento dell'assorbimento di calore in ingresso. Graficamente si può ricondurre l'effetto dell'inefficienza del rigeneratore a quanto riportato sul piano pV in figura.

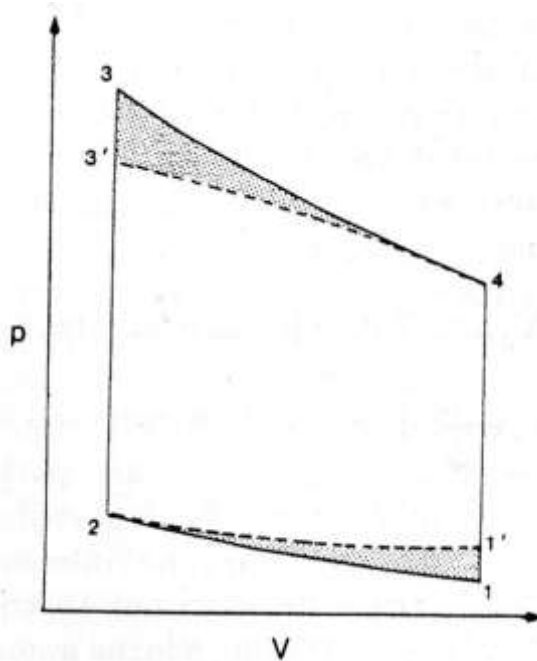


Fig. effetto della rigenerazione imperfetta.

La temperatura e la pressione del gas che esce dal rigeneratore per entrare nella camera di espansione sono più basse dei valori previsti per il ciclo ideale, mentre la temperatura e la pressione di ingresso alla camera di compressione sono più alte dei valori previsti. E' opportuno sottolineare che ottenere una rigenerazione termica molto spinta, oltre che essere problematico da realizzare, può risultare anche incompatibile, oltre certi limiti, con altre prestazioni complessive della macchina. Ad esempio si consideri il fatto che per conseguire un elevato grado di rigenerazione, occorre un contatto mutuo tra il fluido ed il materiale costituente il rigeneratore. Quindi, quanto più si spingesse tale contatto tanto più crescerebbero le perdite di carico che il fluido subisce nell'attraversamento del rigeneratore, con evidenti penalizzazioni delle prestazioni della macchina.

2.4.7 Perdite di tipo meccanico e perdite per impianti ausiliari

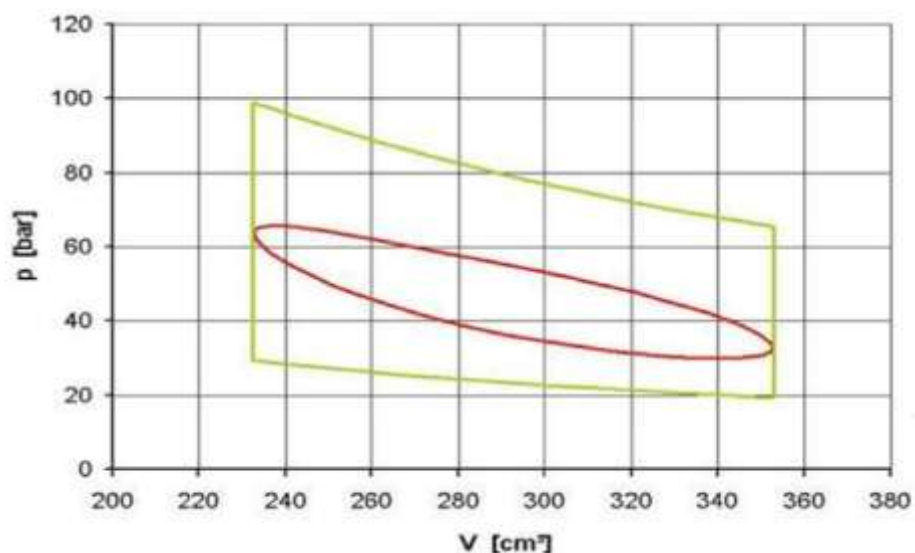
Le perdite di tipo meccanico sono date principalmente da attriti di tipo viscoso, generati dallo scivolamento relativo su sottili strati di sostanza fluida (lo stesso fluido di lavoro nei free-piston, oppure apposito olio lubrificante) delle superfici metalliche degli organi mobili, ai quali s'aggiungono le perdite provocate dai trasferimenti del fluido di lavoro lungo i condotti ovvero le cosiddette perdite di carico.

Le perdite per impianti ausiliari corrispondono alle quote di potenza in uscita che devono essere erogate verso altre parti della macchina, come ad esempio le pompe per la circolazione del liquido di raffreddamento, o la ventilazione.

2.4.8 Distribuzione del fluido

Ciascun punto del ciclo ideale rappresenta istante per istante lo stato termodinamico dell'intera massa del fluido operante nella macchina. Qualunque sia la configurazione meccanica e strutturale della macchina, però, il fluido non è mai contenuto soltanto nella camera di compressione o nella camera di espansione o ancora nel rigeneratore. Esso occupa, invece, tutti i condotti intermedi. Un ciclo ideale è possibile, quindi, solo se in ciascuna fase il fluido è tutto concentrato nel componente relativo alla fase stessa. Il ciclo reale effettivamente ottenibile con una macchina di Stirling risulta,

quindi, dal concorso di più cicli indipendenti: il primo compiuto dalla massa di fluido (variabile nel tempo) che opera nella camera di espansione e il secondo è dato dalla massa (anch'essa variabile nel tempo) che opera nella camera di compressione.



Confronto tra ciclo reale (verde) e ideale (rosso)

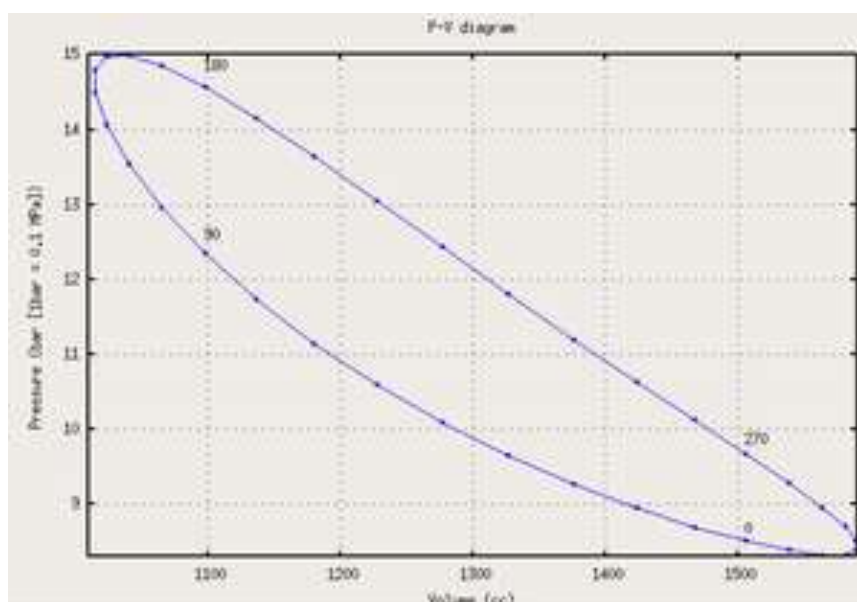
2.4.9 La pulsazione

Esiste poi un fatto molto importante, non descritto dal ciclo, e che rende enormemente importante la definizione della parte “reale” del dispositivo. Come si può comprendere, (ma non è tanto facile capire come farlo) la condizione fondamentale ed esclusiva per poter estrarre energia meccanica (nei motori), od ottenere concentrazioni e sottrazioni di calore (nelle pompe di calore) è basata sul fatto che si realizzi, e si mantenga, una pulsazione ciclica del fluido di lavoro; nei motori questa pulsazione sarà sostenuta dal dislivello termico tra punto caldo a quello freddo del sistema, ovvero, nella pompa di calore, la oscillazione sarà prodotta dal movimento indotto a produrre come risultato punti di depressione o compressione. Appare quindi evidente, trattandosi di pulsazioni, che la costituzione di efficienti sistemi risonanti fluido-meccanici (quando il fluido è un gas che varia i suoi parametri termici in ambiente chiuso) sia di difficilissima progettazione. In effetti la pulsazione è ottenuta per tentativi ed in maniera del tutto empirica, provvedendo con successive approssimazioni a sfasamenti del moto del pistone motore e di quello dislocatore, (cioè quello che trasferisce il fluido dal punto caldo al freddo); è dimostrato infatti che con pistoni in fase e soluzioni simmetriche il sistema non funziona. In sintesi si può provvedere a migliorare un ciclo applicato ad una macchina che funziona, cercando di migliorarla (tentando ad esempio piccole variazioni di parametri e di scala), è invece difficilissimo progettare, partendo dal ciclo ed ipotizzando i parametri, una macchina che semplicemente sia in grado di funzionare, senza neppure affrontare questioni di efficienza.

2.4.10 Ciclo Inverso

Se da un lato è difficile instaurare col calore una efficiente pulsazione, ed estrarre con efficienza l'energia dal sistema pulsante, ha minore difficoltà praticare il ciclo inverso, cioè provvedere a produrre, mediante somministrazione di energia meccanica, una pulsazione del fluido confinato, ed ottenere in siti definiti del macchinario stesso un sito di espansione (e quindi un raffreddamento), ed in un'altra uno di compressione (e quindi un riscaldamento).

Questo è quanto si realizza nella Macchina frigorifera Stirling, ottenuta con dispositivi meccanici convenzionali, con (manovelle e pistoni), o con l'uso inverso del Motore termoacustico, dove la pulsazione meccanica è fornita da sistemi risonanti (motori lineari, piastre piezoelettriche) operanti a frequenze molto più elevate. Diagramma p-V di un ciclo Stirling reale; sono indicate quattro posizioni angolari della manovella della macchina che esegue il ciclo. Il ciclo reale è rappresentabile in un diagramma p-V con una curva chiusa a forma tipica (vedi figura sotto); tale curva rappresenta, con diversi valori di pressione e temperatura, la maggior parte dei cicli Stirling reali. Nella figura due pagine sopra si riporta il confronto fra un ciclo Stirling ideale ed il conseguente reale, sotto un altro esempio di ciclo reale.



3. DESCRIZIONE COMPONENTI E FUNZIONAMENTO

3.1 Funzionamento

Per poter capire meglio le parti e il complessivo montato farò qui sotto una piccola descrizione di tutte le componenti assemblate e una breve descrizione di esse. Parto descrivendo il funzionamento del ciclo: la prima considerazione da fare è che la parte che viene riscaldata e raffreddata può essere indistintamente invertibile, con la condizione che per la parte di raffreddamento bisogna posizionare gli attacchi nel guscio con la parte giusta, ovvero essi vanno nella parte raffreddata. Poniamo il caso che la parte riscaldata, ovvero la Sorgente Calda sia sotto (da come è visibile in questo caso non è stato montato il copri guscio inferiore, ipotizzando di scaldare con una fiamma libera, mentre nel caso di Sorgente Calda come Vapore o Fluido Caldo Liquido viene aggiunto insieme al circuito che porta il “Caldo”) e la parte di raffreddamento sia sopra (per motivi grafici non è stato messo il circuito di raffreddamento) il ciclo segue questa logica: da sotto scaldando la parte in Rosso (Figura 1) che è il fluido di lavoro (ricordiamo che il ciclo è un ciclo Chiuso) esso aumenta di temperatura e si espande, contribuendo alla rotazione. Mano a mano che ruota il Fluido di Lavoro espande sempre di più, fino ad arrivare alla parte fredda che è la metà superiore.

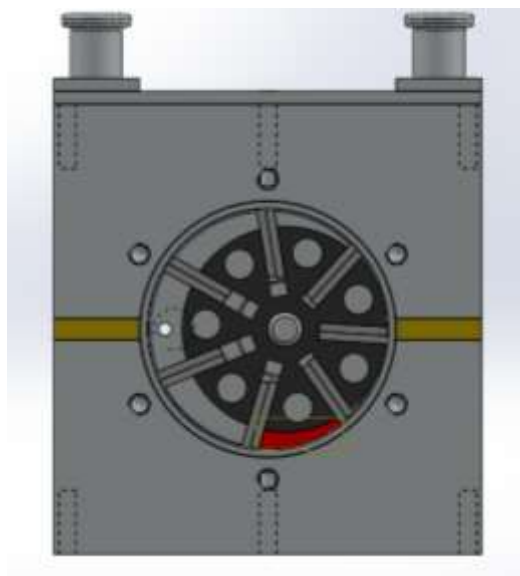


Figura 1

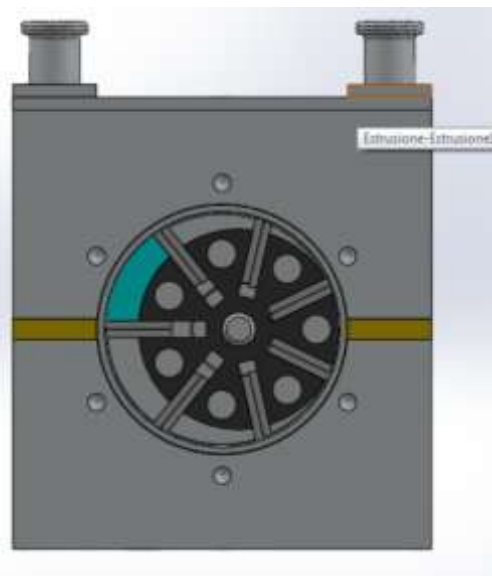


Figura 2

Arrivato nella parte fredda il Fluido di lavoro inizia a raffreddarsi (Figura 2) e a diminuire quindi il suo volume, facendo un lavoro di contrazione, che anch'esso contribuirà ad un moto di rotazione del rotore. Il ciclo è stato spiegato sopra in modo molto semplice per facilitare la comprensione di chiunque legga questo testo. Sotto si nota il volume rosso che è quello caldo e quello blu che è quello freddo. Sotto ad esempio una situazione in cui avremo una parte di fluido affacciata alla parte Calda (parte in Rosso) e una parte affacciata alla parte Fredda, (parte blu).

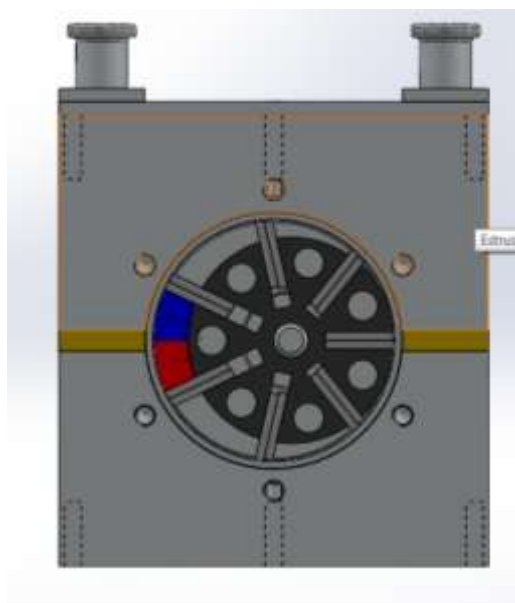


Figura 3

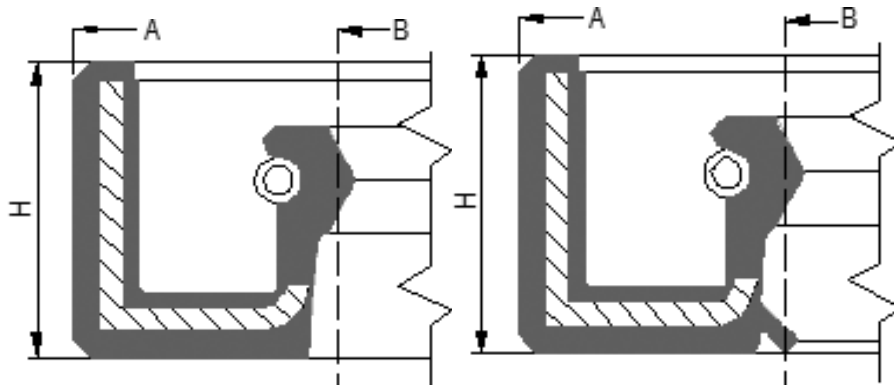
3.2 Descrizione Componenti



Sopra si può vedere il complessivo dove fanno parte i seguenti componenti:

- Guscio
- Isolatore
- Copri guscio
- Camicia
- Rotore
- Coperchio (con e senza attacco)
- Paletta
- Albero

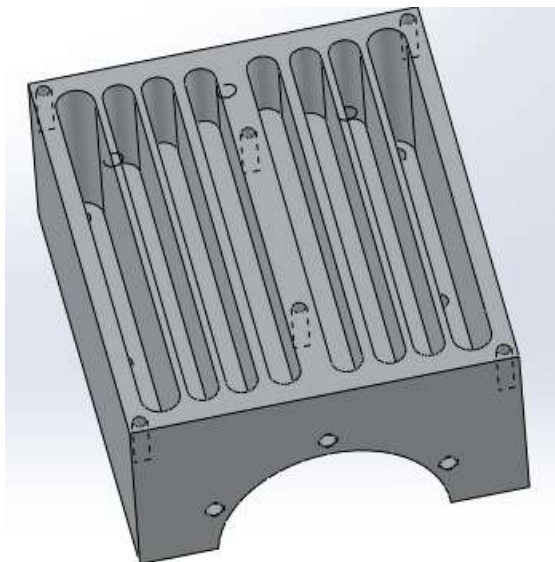
Sono inoltre presenti alcuni pezzi commerciali, come cuscinetti, attacco di innesto rapido (che permette di mettere il motore in pressione) e anelli di tenuta ad alta pressione. Quest'ultimi vanno montati all'esterno dei cuscinetti in modo che impediscano la fuoriuscita del fluido e la perdita di pressione. Sono stati usati Anelli della FP per alte pressioni.



Mentre per i cuscinetti sono stati usati cuscinetti SKF.

Passo ora alla rassegna dei singoli componenti indicati sopra.

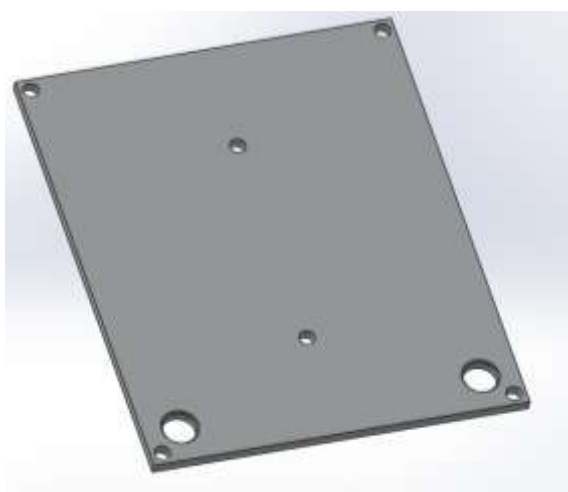
Il guscio in figura sotto rappresenta la parte inferiore e superiore del nostro motore. Esso ottenuto con lavorazione a Macchina a Controllo Numerico Computerizzato CNC è stato costruito in alluminio. La sua forma particolare ne impedisce altrimenti la fattura a tornio o fresa. La parte superiore rappresenta delle gole che arrivano il più vicino possibile alla parte cilindrica, mantenendo però uno spessore di materiale che permette di resistere alle alte Temperature e alle forti Pressioni interne. Questo componente è la parte che tiene insieme tutte le altre. Si notano i fori sulle superfici frontali che sono quelli dove si attaccano i due coperchi. Vi sono poi i fori all'interno sulle parti laterali che servono per fissare tra di loro i due gusci dove in mezzo va l'isolatore e tra di essi la camicia.



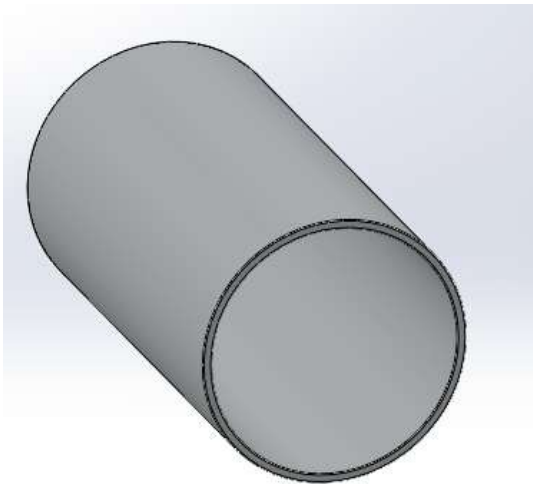
L'Isolatore visibile sotto è una lamina di materiale isolante. Esso ha funzione di isolare i due Gusci (quello caldo e quello freddo). Il compito di questo componente è molto importante. Nel nostro caso, il materiale migliore sarebbe uno di tipo ceramico, ma il costo proibitivo di questi materiali e le sue difficili lavorazioni ci hanno fatto deviare su materiale usato per i freni delle moto con buone caratteristiche di resistenza alle alte temperature, ma soprattutto grandi capacità di isolamento e facilmente reperibile da noi. Esso ha tre fori che servono per fissarlo tra i due gusci.



Il copri-guscio è un semplice coperchio che chiude il guscio nella parte superiore e il guscio inferiore. Esso ha la funzione di creare un circuito di raffreddamento per la parte fredda e di convogliare il calore nella parte calda. È fissato con semplici viti nei fori ricavati nei due gusci. Ha inoltre ricavati 2 fori di dimensioni maggiori dove si alloggiano gli attacchi per il circuito di raffreddamento.



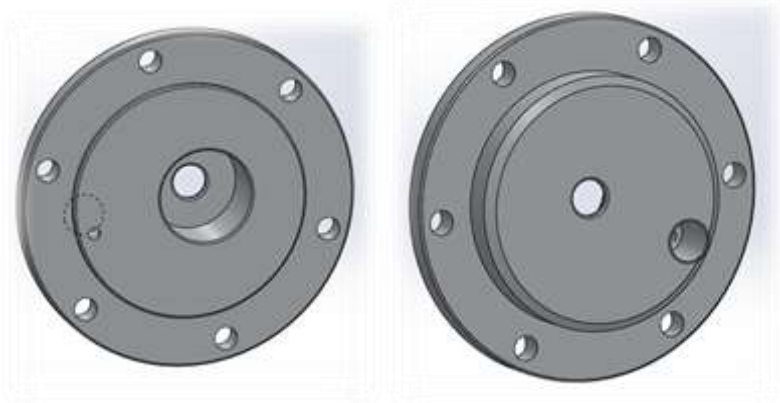
La camicia ha la funzione di intermezzo tra i gusci e le palette, essa facilita la rotazione eliminando l'attrito che ci sarebbe tra le palette e l'isolante. La condizione migliore per il funzionamento del ciclo sarebbe stata una camicia composta in tre pezzi dove nelle parti centrali era presente un materiale isolante in prossimità dell'unione dei due gusci. Nel nostro caso è un semplice tubo d'alluminio, lavorato all'estremità e rettificato al suo interno per permettere una migliore scorrevolezza delle palette.



Il rotore è il nucleo del motore, esso è un cilindro lavorato in modo da contenere due palette per incavo e forato lungo il lato longitudinale per limitarne il peso e limitare le inerzie del sistema. Anch'esso per semplicità costruttive è realizzato in Alluminio. Si nota infine un foro nella mezzeria che è il foro di passaggio dell'albero di potenza, al quale poi può innestarsi ad esempio un generatore elettrico per generare corrente o ad esempio un meccanismo di trasmissione di potenza.



Il coperchio rappresenta l'elemento di chiusura laterale. Esso contiene i cuscinetti e gli anelli di tenuta. Da una parte è stato ricavato un foro per poter immettere aria attraverso un attacco di innesto rapido. Questo però è stato fatto solo in uno dei due coperchi, perché sufficiente allo scopo di mettere in pressione il nostro motore. Dal foro centrale esce l'albero di potenza.



Le palette in tutto 14, sono delle lamine che devono essere in materiale isolante. Nel nostro caso, sempre per i motivi citati sopra (alti costi) sarebbero dovute essere in materiali sinterizzati (ceramici o similari).



Scartando questi ultimi, la prima scelta è caduta sul kevlar, materiale con buone caratteristiche di isolamento e ottime caratteristiche meccaniche. Il problema però è che questo materiale ci ha creato problemi relativi al taglio, in quanto con le tradizionali seghe a nastro non siamo stati in grado di tagliarlo. Serviva un taglio ad acqua e per problemi di costo siamo passati ad un alluminio anodizzato trattato. Il motivo per cui in ogni sede abbiamo utilizzato 2 palette da 1 mm anziché una da 2 mm è che in coppia esse permettono una migliore tenuta radiale, in quanto hanno possibilità di seguire meglio la parte cilindrica della camicia, garantendo un contatto su due parti anziché una sola aumentando quindi la superficie di contatto e di tenuta, limitando le

fughe e potendo trattare le sette camere in modo singolo. In questo capitolo ho descritto le principali componenti del “motore” in modo da avere una completa visione di tutto ciò che compone questo bizzarro “motore”.

4. CALCOLI

4.1 Introduzione

Il calcolo di questo motore si basa partendo da considerazioni iniziali precise. Se ponessi considerazioni iniziali sbagliate o diverse da quelle reali, si arriverebbe ad una formulazione errata dei valori ottenuti e si falserebbe di molto il risultato finale. Quello che cercherò di fare nelle seguenti pagine è partire a trovare come prima cosa la massa operante nel mio sistema, poi trovata essa, tramite una schematizzazione del motore che tiene conto di vari fattori, cercherò di trovarmi le temperature agenti e le pressioni. Fatto questo, ed avendo già noti tutti i dati del mio motore (Volumi interni, superfici, aree e dimensioni di tutte le parti interne) passerò ad analizzare la velocità angolare, la Coppia fornita ed in ultima analisi il rendimento del Ciclo e il diagramma P-V. La simulazione che seguirà sotto è stata articolata in due parti. Per prima cosa ho operato con Excel per trovare tutti i dati che mi servivano e fare poi la simulazione ottenendo dei risultati, che in realtà servono solo per una prima analisi statica. Trovati i risultati, ho eseguito una seconda simulazione in ambiente Matlab, in modo da poter confrontare i risultati ottenuti, aggiungendo però la simulazione virtuale del ciclo con il calore introdotto. A questo punto utilizzando Matlab ho fatto anche una simulazione dinamica del ciclo in modo da ottenere teoricamente l'evoluzione del funzionamento su più cicli. In realtà lo studio di questo motore innovativo è partito prima dall'analizzare il funzionamento di un Ciclo Stirling alternativo, che ho realizzato in un paio di modelli, per capirne bene il funzionamento e assimilare bene le dinamiche del ciclo. Poi fatto questo ho cercato di aumentarne la potenza ottenuta, riuscendo così ad avere una buonissima conoscenza dei fattori determinanti che migliorano il suo funzionamento. In un secondo tempo ho ideato l'evoluzione di questo ciclo realizzando quello Rotativo. In fig. sotto si vede uno dei modelli costruiti di Ciclo Alternativo.

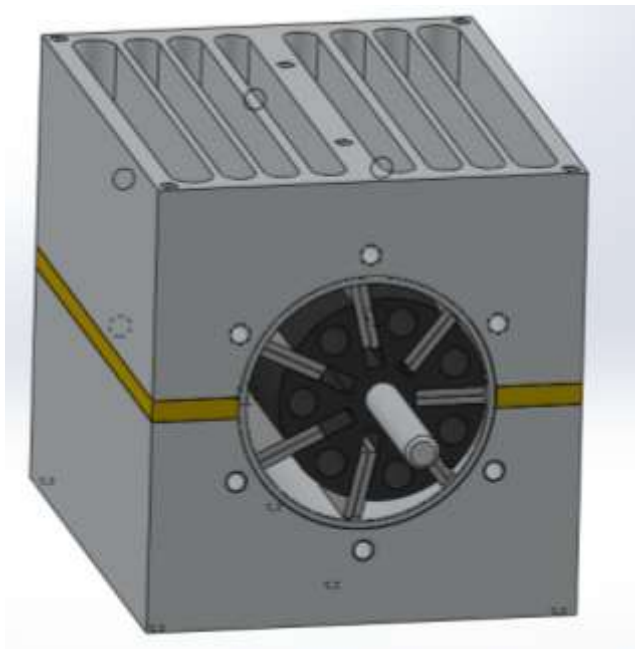


4.2 Calcolo Massa Camere

Le condizioni iniziali che devo considerare sono le cosiddette Condizioni di Montaggio. Esse sono le condizioni con cui “chiudo” in fase di montaggio il motore, sono molto importanti perché da esse dipenderanno e varieranno tutte le considerazioni iniziali da cui parto. Questi accorgimenti in base a come assemblo il motore (diverse condizioni di umidità, temperatura e pressione atmosferica) mi faranno variare i miei dati iniziali. Parto considerando la Temperatura uguale a quella ambiente.

$$T=T_{amb}$$

La pressione varia a seconda se voglio *sovralimentare* il motore oppure no. Facendo ciò aumento notevolmente il rendimento a scapito però di svantaggi. Infatti la sovralimentazione consente di aumentare esponenzialmente il rendimento del Ciclo. Si definisce sovralimentazione di un motore endotermico l'introduzione forzata di miscela combustibile nei cilindri o nelle camere rispetto a quella che sarebbe possibile con la normale aspirazione, per garantire al motore maggiore potenza e coppia. Nel nostro caso in realtà il Ciclo è chiuso per cui come sovralimentazione intendo mettere in pressione il motore nella fase di assemblaggio tramite un opportuno raccordo di innesto rapido. Questo porta anche a degli svantaggi (problemi nelle tenute del motore, aumento notevole di temperatura e pressione all'interno delle camere e pericolo di deformazione degli organi dovuto all'aumento di temperature interne) che però sono minori rispetto ai vantaggi. Partendo da queste considerazioni mi ricavo il volume iniziale di montaggio: Come riferimento delle parti presenti interne vedere fig. sotto, dove si vede il rotore, le palette, l'albero, i due gusci separati dal materiale isolante e la camicia. Tale disegno risulta spiegato in tutte le sue parte in un altro capitolo di questa tesi, per poter fornire al lettore una facile comprensione di tutto il complessivo.



Volume di montaggio: esso è dato dalla seguente relazione

- $V = \text{Volume Cilindro} - \text{Volume Rotore} - \text{Volume Palette}$

La superficie del cilindro è data da:

- $S_{\text{cilindro}} = \frac{(\pi d^2)}{4} = \frac{(56*56*\pi)}{4} = 2463.00656 \text{ mm}^2$

La superficie del rotore è:

- $S_{\text{rotore}} = \frac{(\pi d^2)}{4} = \frac{(48*48*\pi)}{4} = 1809.55584 \text{ mm}^2$

Mentre la superficie delle palette fuori sede rappresenta la superficie che occupa la palette nella cavità vuota, ossia la parte occupata dalle palette nella camera.

- $S_{\text{palette fuori sede}} = (4 * 2 * 14) = 112 \text{ mm}^2$

A questo punto mi trovo la Superficie:

- $Sup.Tot = S_{\text{cil}} - S_{\text{rot}} - S_{\text{pal}} = 24463.00656 - 1809355584 - 112 = 541.45072 \text{ mm}^2$

- $Volume Totale = 541.45072 * 116 = 62808.28352 \text{ mm}^3$

Dove 14 sono il numero delle palette, messe a coppia per garantire un miglior contatto nella fase di rotazione con la camera cilindrica, 2 mm lo spessore delle due palette.

Una considerazione da fare in questa fase dei calcoli è non considerare come superficie vuota i fori del Rotore; essi sono stati fatti come alleggerimento dello stesso, per diminuire le inerzie termiche, i momenti d'inerzia e il peso. Inoltre essi non partecipano al lavoro interno in quanto essendo a contatto esterno con le tenute e i cuscinetti nel nostro sistema le posso considerare isolate tra loro.

A questo punto vado a trovare la massa operante nel ciclo nelle condizioni ricercate cioè quelle di montaggio.

Sappiamo dalla bibliografia che per per ogni fluido esiste un legame finito ben determinato tra la pressione p , la massa volumica ρ e la temperatura T .

Tale legame può indicarsi tramite la seguente relazione:

$$F(p, \rho, T) = 0$$

Questa equazione detta equazione di stato, dipende dalle proprietà della sostanza che si considera. Ognuna delle variabili può essere espressa in funzione delle altre, perciò lo stato del sistema è quindi completamente determinato dalle altre variabili che vengono chiamate variabili di stato. Se considero un gas, in cui è possibile trascurare le forze che si esercitano tra le molecole, come ad esempio avviene in condizioni di massa volumica, quando le molecole sono separate le une dalle altre. Questo prende il nome di Gas perfetto e si può scrivere:

$$\left(\frac{P}{\rho}\right) = RT$$

Se al posto della massa volumica ρ si considera il volume massico $v = 1/\rho$ si può scrivere:

$$PV = RT$$

Nella quali figurano:

- R [J/(Kg K)] costante del gas considerato
- V volume massico [m³/Kg]
- T temperatura assoluta [K]
- P pressione assoluta [Pa]

L'equazione sopra viene chiamata *equazione di stato di un gas perfetto*, ma nessun gas reale ubbidisce esattamente all'equazione sopra. Si passa per cui all'equazione:

$$pV = m R T$$

Che serve ad evidenziare il volume V [m³] la massa m [Kg] del sistema al posto del volume massico $v = V/m$ [m³/Kg].

Dalla formula sopra mi ricavo m:

$$m = \frac{pv}{RT} = \frac{101.325 \text{ Kpa} \times 0.00006280828352 \text{ m}^3}{0.287 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}} \times 293.15 \text{ K}} = 0.00007564177 \text{ Kg}$$

Questa sopra è la massa se carichiamo il nostro modello con una pressione pari a quella atmosferica, mentre se carichiamo con una pressione maggiore, ovvero sovralimentiamo il nostro modello si otterrà m differente:

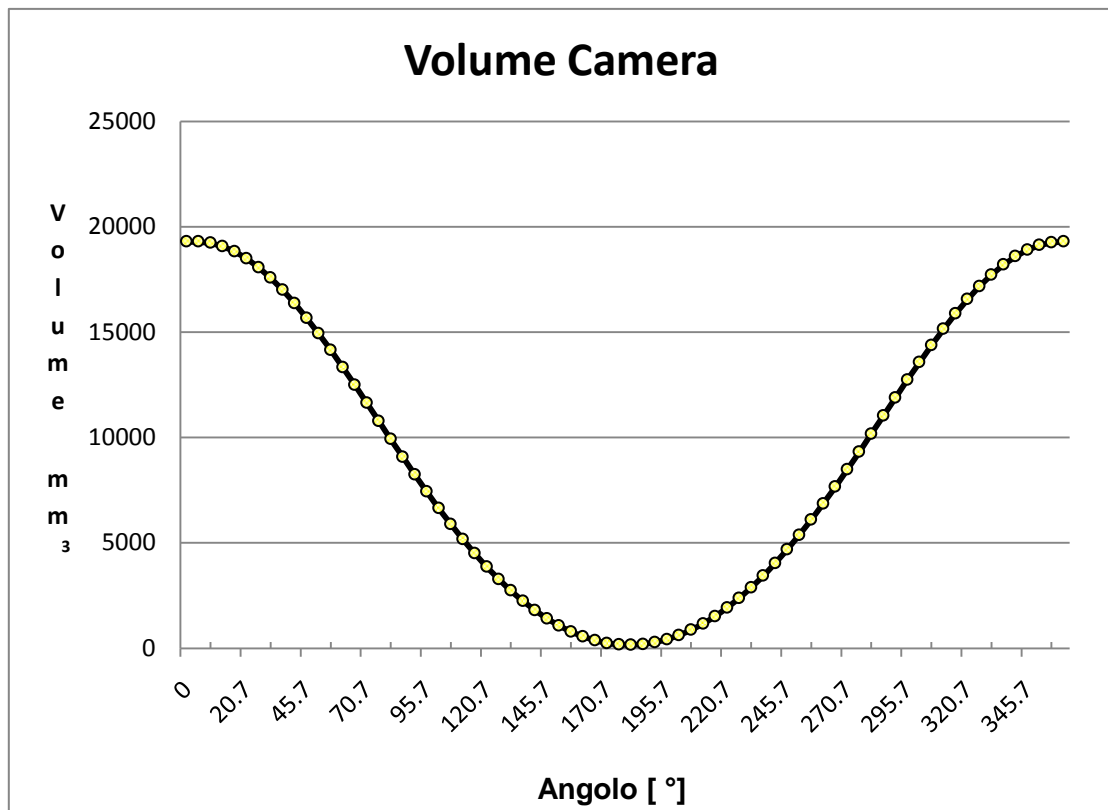
$$m = \frac{pv}{RT} = \frac{506.625 \text{ Kpa} \times 0.00006280828352 \text{ m}^3}{0.287 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}} \times 293.15 \text{ K}} = 0.00037820885 \text{ Kg}$$

4.3 Calcolo Temperature Camera

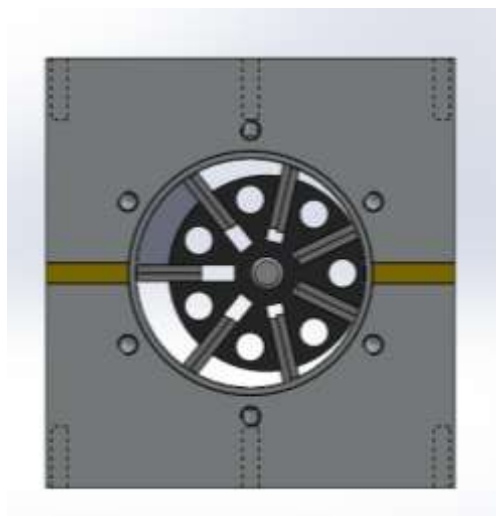
Per la prima parte di simulazione calcoliamo tutto senza sovralimentare il modellino. La considerazione che a questo punto è obbligo fare è pensare come si comporta la massa di fluido dentro al nostro ciclo. Logica ed intuizione ci suggeriscono che a regime di funzionamento, ad un certo numero di giri, la massa si suddivide equamente nei nostri sette settori ovvero nelle camere, risultando così:

$$m_{singola camera} = \frac{m}{7} = 0.00001080596 \text{ Kg}$$

A questo punto durante il nostro ciclo di funzionamento, pensando di non avere trafiletti da una camera all'altra e che il fluido si possa considerare diviso nelle 7 camere, considero la massa M costante. Ora avendo noto il volume di ogni singola camera nell'arco di rotazione dei 360 ° del ciclo trovatomi tramite l'utilizzo di SolidWorks ho l'andamento V(θ) che mi sono trovato tramite Excel e Matlab.



Questo grafico è stato ottenuto partendo dalla condizione di massimo e minimo Volume delle camere, che è rappresentato nella posizione della camera evidenziata nella figura sottostante. La camera è rappresentata in grigio tra due palette e nel grafico ottenuto sopra è rappresentata l'evoluzione del volume in funzione dell'angolo θ di rotazione partendo dalla posizione evidenziata in figura che è in corrispondenza di $\theta=0$.



A questo punto occorre trovare l'evoluzione della temperatura nel ciclo, infatti una volta nota questa riusciremo a trovare le incognite del nostro problema, ovvero la pressione dentro le singole camere, dalle quali studieremo l'evoluzione del ciclo. Sotto riporto tutti i dati del mio modello che ho ottenuto misurando tutte le componenti, realizzate e tramite l'utilizzo di un software di progettazione 3D ho misurato tutto con la massima precisione.

| Angolo 3D | Angolo Reale | Superficie Frontale Calda |
|----------------------|-------------------------|--------------------------------------|
| [°] | [°] | [mm ²] |
| 334,3 | 0 | 83,1341 |
| 335 | 0,7 | 80,4701 |
| 340 | 5,7 | 61,6086 |
| 345 | 10,7 | 42,4372 |
| 350 | 15,7 | 23,0473 |
| 355 | 20,7 | 3,5334 |
| 360 | 25,7 | 0 |
| 5 | 30,7 | 0 |
| 10 | 35,7 | 0 |
| 15 | 40,7 | 0 |
| 20 | 45,7 | 0 |
| 25 | 50,7 | 0 |
| 30 | 55,7 | 0 |
| 35 | 60,7 | 0 |
| 40 | 65,7 | 0 |
| 45 | 70,7 | 0 |
| 50 | 75,7 | 0 |
| 55 | 80,7 | 0 |
| 60 | 85,7 | 0 |
| 65 | 90,7 | 0 |
| 70 | 95,7 | 0 |
| 75 | 100,7 | 0 |
| 80 | 105,7 | 0 |
| 85 | 110,7 | 0 |
| 90 | 115,7 | 0 |
| 95 | 120,7 | 0 |
| 100 | 125,7 | 0 |
| 105 | 130,7 | 0 |

| | | |
|-----|-------|----------|
| 110 | 135,7 | 0 |
| 115 | 140,7 | 0 |
| 120 | 145,7 | 0 |
| 125 | 150,7 | 0 |
| 130 | 155,7 | 0 |
| 135 | 160,7 | 0 |
| 140 | 165,7 | 0 |
| 145 | 170,7 | 0 |
| 150 | 175,7 | 0,3372 |
| 155 | 180,7 | 0,7418 |
| 160 | 185,7 | 1,3841 |
| 165 | 190,7 | 2,319 |
| 170 | 195,7 | 3,6013 |
| 175 | 200,7 | 5,2849 |
| 180 | 205,7 | 7,4155 |
| 185 | 210,7 | 10,0015 |
| 190 | 215,7 | 13,0397 |
| 195 | 220,7 | 16,5254 |
| 200 | 225,7 | 20,4523 |
| 205 | 230,7 | 24,8114 |
| 210 | 235,7 | 29,5912 |
| 215 | 240,7 | 34,7767 |
| 220 | 245,7 | 40,3491 |
| 225 | 250,7 | 46,2852 |
| 230 | 255,7 | 52,5574 |
| 235 | 260,7 | 59,1327 |
| 240 | 265,7 | 65,9729 |
| 245 | 270,7 | 73,0341 |
| 250 | 275,7 | 80,2671 |
| 255 | 280,7 | 87,6172 |
| 260 | 285,7 | 95,0244 |
| 265 | 290,7 | 102,4243 |
| 270 | 295,7 | 109,7484 |
| 275 | 300,7 | 116,925 |
| 280 | 305,7 | 123,8802 |
| 285 | 310,7 | 130,5392 |
| 290 | 315,7 | 136,8273 |
| 295 | 320,7 | 142,6713 |
| 300 | 325,7 | 148,0011 |
| 305 | 330,7 | 152,7509 |
| 310 | 335,7 | 156,8607 |
| 315 | 340,7 | 151,1615 |

| | | |
|-------|-------|----------|
| 320 | 345,7 | 134,3521 |
| 325 | 350,7 | 116,9203 |
| 330 | 355,7 | 98,9346 |
| 334,3 | 360 | 83,1341 |

| <i>Superficie Frontale Fredda</i> | <i>Superficie Frontale Totale</i> | <i>Volume Parte Calda</i> |
|--|--|----------------------------------|
| [mm ²] | [mm ²] | [mm ³] |
| | | |
| 83,1341 | 166,2682 | 9643,5556 |
| 85,7898 | 166,2599 | 9334,5316 |
| 104,1256 | 165,7342 | 7146,5976 |
| 121,9605 | 164,3977 | 4922,7152 |
| 139,2211 | 162,2684 | 2673,4868 |
| 155,8413 | 159,3747 | 409,8744 |
| 155,755 | 155,755 | 0 |
| 151,4566 | 151,4566 | 0 |
| 146,5347 | 146,5347 | 0 |
| 141,0511 | 141,0511 | 0 |
| 135,0729 | 135,0729 | 0 |
| 128,6713 | 128,6713 | 0 |
| 121,92 | 121,92 | 0 |
| 114,8939 | 114,8939 | 0 |
| 107,6677 | 107,6677 | 0 |
| 100,3147 | 100,3147 | 0 |
| 92,9059 | 92,9059 | 0 |
| 85,5086 | 85,5086 | 0 |
| 78,1861 | 78,1861 | 0 |
| 70,9968 | 70,9968 | 0 |
| 63,994 | 63,994 | 0 |
| 57,2253 | 57,2253 | 0 |
| 50,7329 | 50,7329 | 0 |
| 44,5536 | 44,5536 | 0 |
| 38,7188 | 38,7188 | 0 |
| 33,2548 | 33,2548 | 0 |
| 28,1835 | 28,1835 | 0 |
| 23,5225 | 23,5225 | 0 |
| 19,2858 | 19,2858 | 0 |
| 15,4842 | 15,4842 | 0 |
| 12,1257 | 12,1257 | 0 |

| | | |
|---------|----------|------------|
| 9,2164 | 9,2164 | 0 |
| 6,7602 | 6,7602 | 0 |
| 4,7598 | 4,7598 | 0 |
| 3,1963 | 3,1963 | 0 |
| 2,0189 | 2,0189 | 0 |
| 1,1731 | 1,5103 | 39,1152 |
| 0,6043 | 1,3461 | 86,0488 |
| 0,2576 | 1,6417 | 160,5556 |
| 0,0779 | 2,3969 | 269,004 |
| 0 | 3,6013 | 417,7508 |
| 0 | 5,2849 | 613,0484 |
| 0 | 7,4155 | 860,198 |
| 0 | 10,0015 | 1160,174 |
| 0 | 13,0397 | 1512,6052 |
| 0 | 16,5254 | 1916,9464 |
| 0 | 20,4523 | 2372,4668 |
| 0 | 24,8114 | 2878,1224 |
| 0 | 29,5912 | 3432,5792 |
| 0 | 34,7767 | 4034,0972 |
| 0 | 40,3491 | 4680,4956 |
| 0 | 46,2852 | 5369,0832 |
| 0 | 52,5574 | 6096,6584 |
| 0 | 59,1327 | 6859,3932 |
| 0 | 65,9729 | 7652,8564 |
| 0 | 73,0341 | 8471,9556 |
| 0 | 80,2671 | 9310,9836 |
| 0 | 87,6172 | 10163,5952 |
| 0 | 95,0244 | 11022,8304 |
| 0 | 102,4243 | 11881,2188 |
| 0 | 109,7484 | 12730,8144 |
| 0 | 116,925 | 13563,3 |
| 0 | 123,8802 | 14370,1032 |
| 0 | 130,5392 | 15142,5472 |
| 0 | 136,8273 | 15871,9668 |
| 0 | 142,6713 | 16549,8708 |
| 0 | 148,0011 | 17168,1276 |
| 0 | 152,7509 | 17719,1044 |
| 0 | 156,8607 | 18195,8412 |
| 9,1158 | 160,2773 | 17534,734 |
| 28,6041 | 162,9562 | 15584,8436 |
| 47,9411 | 164,8614 | 13562,7548 |
| 67,0331 | 165,9677 | 11476,4136 |

| | | |
|---------|----------|-----------|
| 83,1341 | 166,2682 | 9643,5556 |
|---------|----------|-----------|

| Volume Parte Fredda | Volume Totale Camera |
|----------------------------|-----------------------------|
| [mm ³] | [mm ³] |
| | |
| 9643,5556 | 19287,1112 |
| 9951,6168 | 19286,1484 |
| 12078,5696 | 19225,1672 |
| 14147,418 | 19070,1332 |
| 16149,6476 | 18823,1344 |
| 18077,5908 | 18487,4652 |
| 18067,58 | 18067,58 |
| 17568,9656 | 17568,9656 |
| 16998,0252 | 16998,0252 |
| 16361,9276 | 16361,9276 |
| 15668,4564 | 15668,4564 |
| 14925,8708 | 14925,8708 |
| 14142,72 | 14142,72 |
| 13327,6924 | 13327,6924 |
| 12489,4532 | 12489,4532 |
| 11636,5052 | 11636,5052 |
| 10777,0844 | 10777,0844 |
| 9918,9976 | 9918,9976 |
| 9069,5876 | 9069,5876 |
| 8235,6288 | 8235,6288 |
| 7423,304 | 7423,304 |
| 6638,1348 | 6638,1348 |
| 5885,0164 | 5885,0164 |
| 5168,2176 | 5168,2176 |
| 4491,3808 | 4491,3808 |
| 3857,5568 | 3857,5568 |
| 3269,286 | 3269,286 |
| 2728,61 | 2728,61 |
| 2237,1528 | 2237,1528 |
| 1796,1672 | 1796,1672 |

| | |
|-----------|------------|
| 1406,5812 | 1406,5812 |
| 1069,1024 | 1069,1024 |
| 784,1832 | 784,1832 |
| 552,1368 | 552,1368 |
| 370,7708 | 370,7708 |
| 234,1924 | 234,1924 |
| 136,0796 | 175,1948 |
| 70,0988 | 156,1476 |
| 29,8816 | 190,4372 |
| 9,0364 | 278,0404 |
| 0 | 417,7508 |
| 0 | 613,0484 |
| 0 | 860,198 |
| 0 | 1160,174 |
| 0 | 1512,6052 |
| 0 | 1916,9464 |
| 0 | 2372,4668 |
| 0 | 2878,1224 |
| 0 | 3432,5792 |
| 0 | 4034,0972 |
| 0 | 4680,4956 |
| 0 | 5369,0832 |
| 0 | 6096,6584 |
| 0 | 6859,3932 |
| 0 | 7652,8564 |
| 0 | 8471,9556 |
| 0 | 9310,9836 |
| 0 | 10163,5952 |
| 0 | 11022,8304 |
| 0 | 11881,2188 |
| 0 | 12730,8144 |
| 0 | 13563,3 |
| 0 | 14370,1032 |
| 0 | 15142,5472 |
| 0 | 15871,9668 |
| 0 | 16549,8708 |
| 0 | 17168,1276 |
| 0 | 17719,1044 |
| 0 | 18195,8412 |

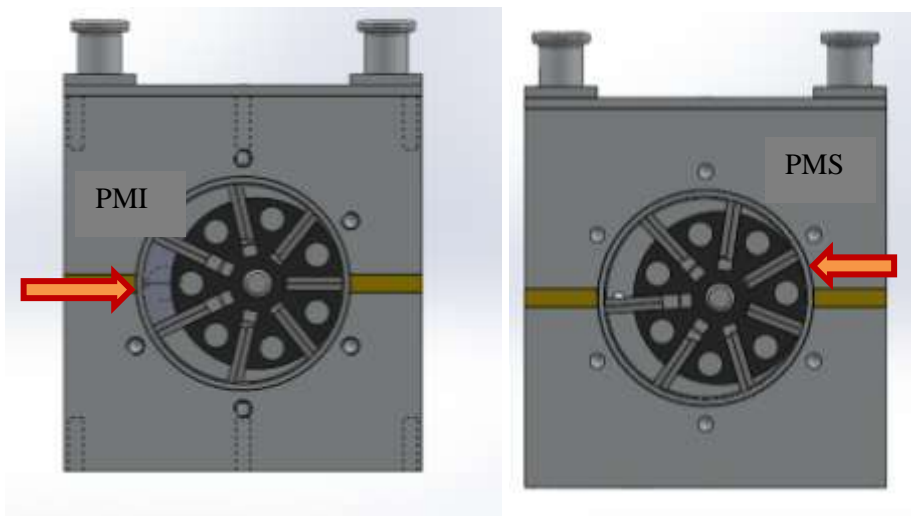
| | |
|-----------|------------|
| 1057,4328 | 18592,1668 |
| 3318,0756 | 18902,9192 |
| 5561,1676 | 19123,9224 |
| 7775,8396 | 19252,2532 |
| 9643,5556 | 19287,1112 |

| Superficie Contatto Camicia Calda | Superficie Contatto Camicia Fredda |
|--|---|
| [mm ²] | [mm ²] |
| 1427,0201 | 1427,0201 |
| 1381,3011 | 1472,7087 |
| 1060,4566 | 1791,5785 |
| 738,3939 | 2108,6079 |
| 415,4004 | 2423,5444 |
| 91,7701 | 2736,1501 |
| 0 | 2814,0054 |
| 0 | 2797,2991 |
| 0 | 2777,921 |
| 0 | 2756,0118 |
| 0 | 2731,7326 |
| 0 | 2705,2645 |
| 0 | 2676,8073 |
| 0 | 2646,579 |
| 0 | 2614,8136 |
| 0 | 2581,7595 |
| 0 | 2547,6777 |
| 0 | 2512,8388 |
| 0 | 2477,5206 |
| 0 | 2442,0051 |
| 0 | 2406,5757 |
| 0 | 2371,5139 |
| 0 | 2337,0965 |
| 0 | 2303,5924 |
| 0 | 2271,2605 |
| 0 | 2240,347 |
| 0 | 2211,0832 |
| 0 | 2183,6842 |
| 0 | 2158,3471 |

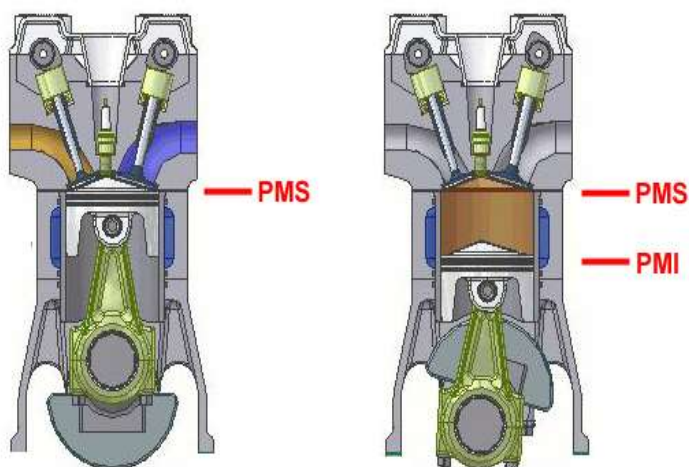
| | |
|-----------|-----------|
| 0 | 2135,2515 |
| 0 | 2114,556 |
| 0 | 2096,4007 |
| 0 | 2080,9059 |
| 80,1103 | 1988,0619 |
| 323,3869 | 1734,8942 |
| 567,3179 | 1483,977 |
| 812,2012 | 1235,0559 |
| 1058,3294 | 987,8632 |
| 1305,9879 | 742,1202 |
| 1555,4326 | 497,5391 |
| 1806,9874 | 253,8257 |
| 2060,8428 | 0 |
| 2085,0552 | 0 |
| 2101,3213 | 0 |
| 2120,2155 | 0 |
| 2141,612 | 0 |
| 2165,3653 | 0 |
| 2191,3104 | 0 |
| 2219,2631 | 0 |
| 2249,0209 | 0 |
| 2280,364 | 0 |
| 2313,0565 | 0 |
| 2346,8484 | 0 |
| 2381,4778 | 0 |
| 2416,6731 | 0 |
| 2452,156 | 0 |
| 2487,644 | 0 |
| 2522,8539 | 0 |
| 2557,5046 | 0 |
| 2591,32 | 0 |
| 2624,032 | 0 |
| 2655,383 | 0 |
| 2685,1285 | 0 |
| 2713,0389 | 0 |
| 2738,9012 | 0 |
| 2762,5209 | 0 |
| 2783,7225 | 0 |
| 2802,3506 | 0 |
| 2818,2706 | 0 |
| 2647,0644 | 184,2843 |

| | |
|-----------|-----------|
| 2333,7894 | 507,763 |
| 2018,23 | 830,5203 |
| 1700,6484 | 1152,264 |
| 1427,0201 | 1427,0201 |

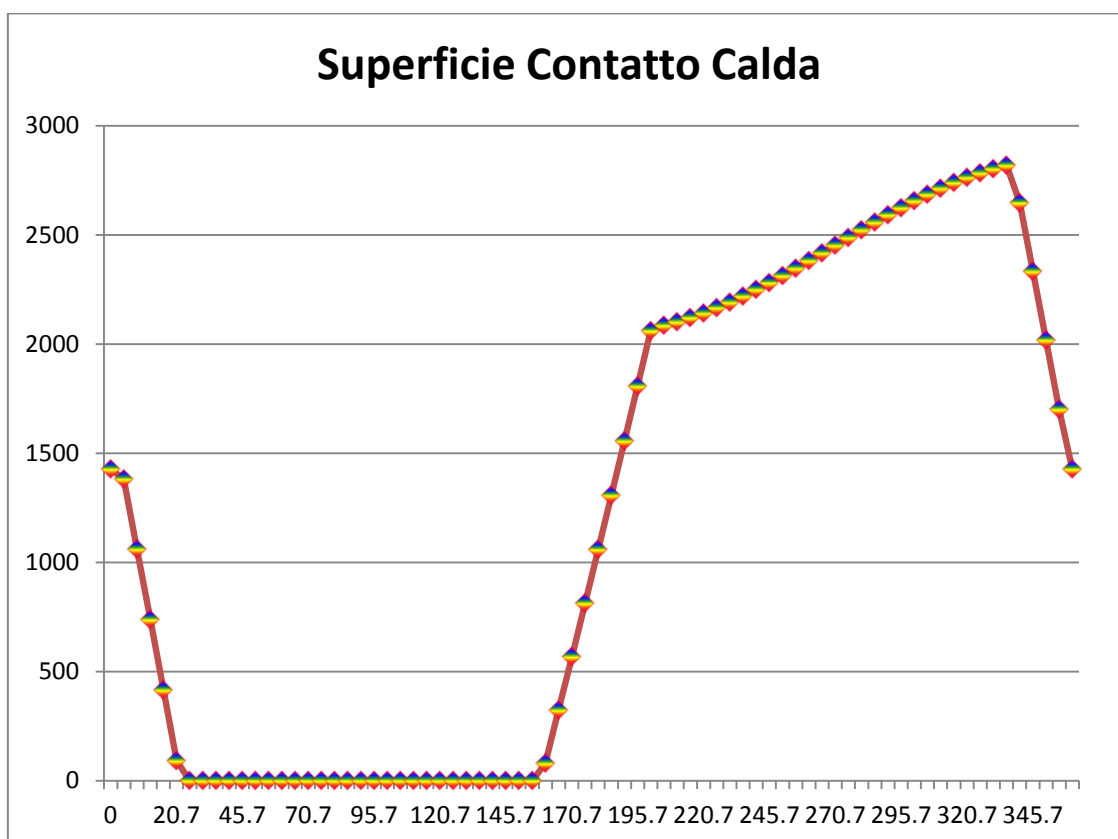
A questo punto parto con spiegare la posizione dell'angolo reale chiamata θ che non è altro che la posizione di massimo volume che paragonata al motore a scoppio alternativo è la posizione di PMI ovvero di massimo volume. L'area grigia scura indicata in figura è appunto il Punto di Massimo volume.

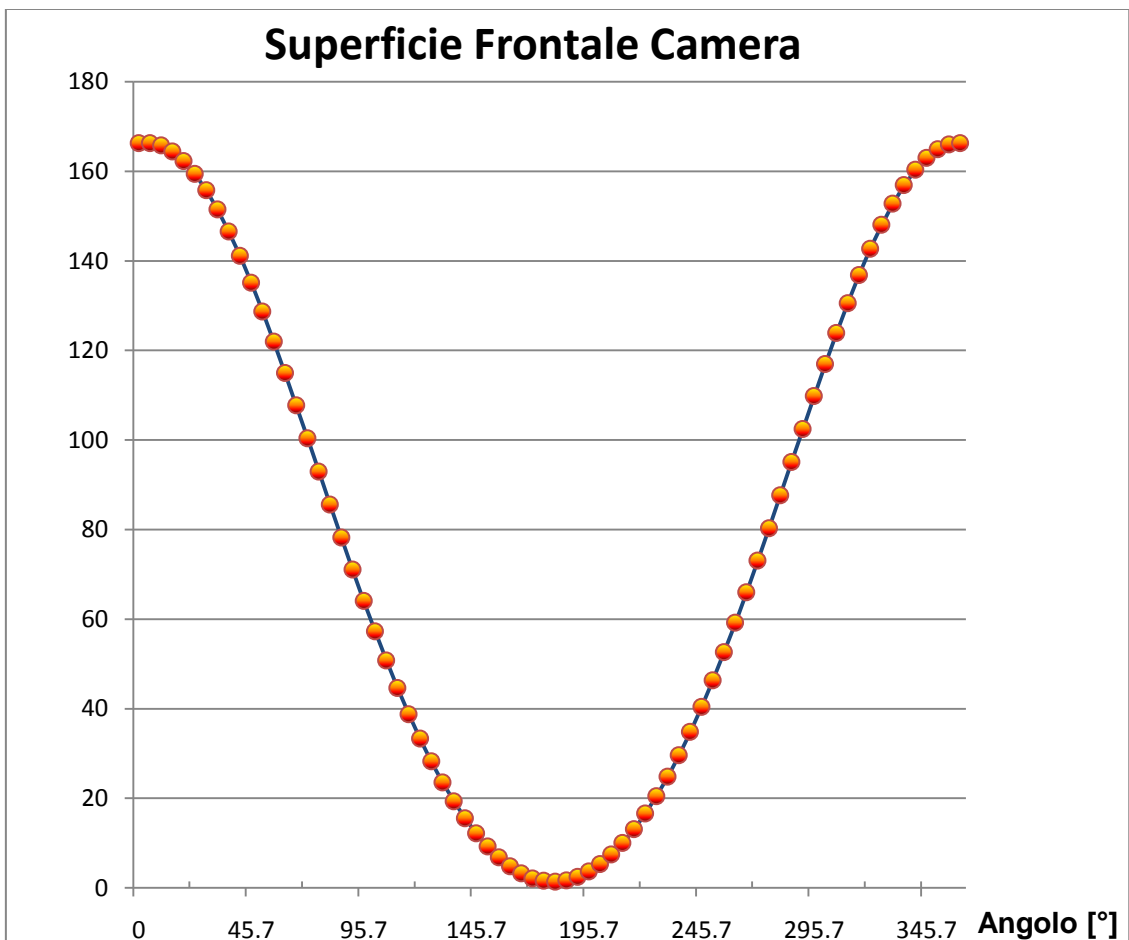
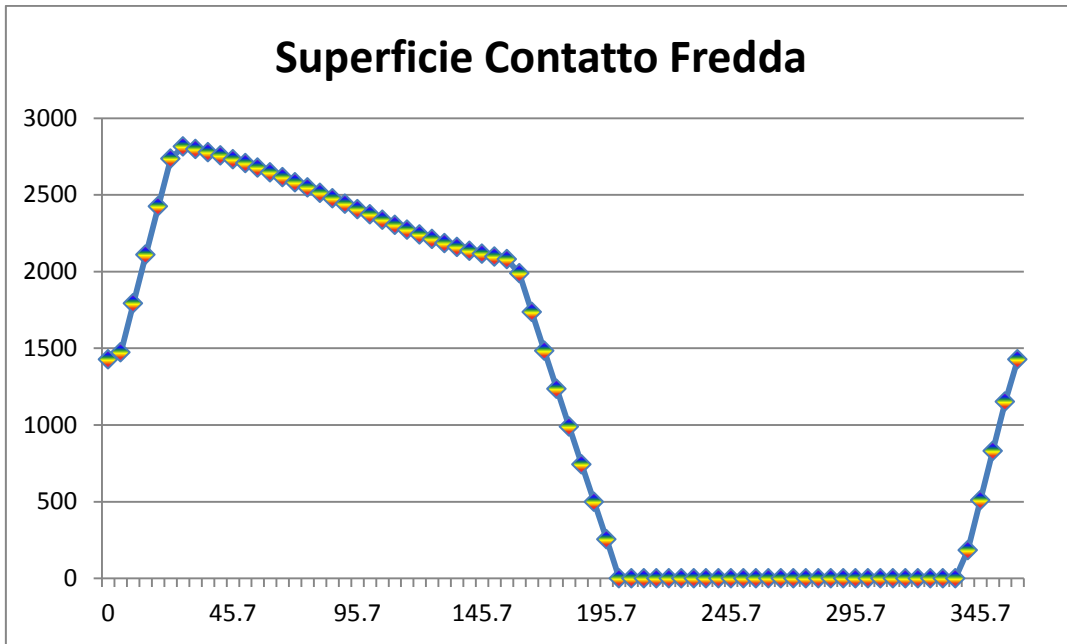


Invece la figura a destra mostra il PMS ovvero il punto di minimo volume, che è quella parte di volume intrappolata indicata dalla freccia, che nel nostro caso è molto piccola.



I punti morti, che sono due, vengono chiamati a seconda della loro disposizione spaziale, punto morto superiore o punto morto inferiore, spesso indicati con le abbreviazioni PMS e PMI. La definizione superiore o inferiore è riferita alla testata del motore: il punto morto superiore è il punto in cui il pistone è più vicino alla testata, mentre il punto morto inferiore è il punto in cui il pistone è più lontano dalla testata. Il PMS è normalmente il punto di riferimento per la messa in fase dei motori a combustione interna volumetrici alternativi in quanto è considerato come l'angolo 0 dell'albero motore rispetto al cilindro di riferimento. Il punto morto superiore è di estrema importanza nella messa in fase del motore alternativo in quanto si ha il riferimento di quando far scoccare la scintilla nel motore ad accensione comandata o iniettare il carburante nei motore ad accensione spontanea. Può essere utilizzato per calcolare la corsa, dato che è matematicamente definita come la distanza percorsa dal pistone per passare dal PMI al PMS. Mentre le altre variabili sono le varie superfici, volumi, caldi e freddi del fluido operante nel sistema. Qui sotto i grafici dei rispettivi valori trovati. Tali valori ottenuti e graficati sono poi serviti per trovare i valori finali di Coppia e Rendimento passando attraverso i vari dati di temperatura, pressione e aree di scambio del modello.

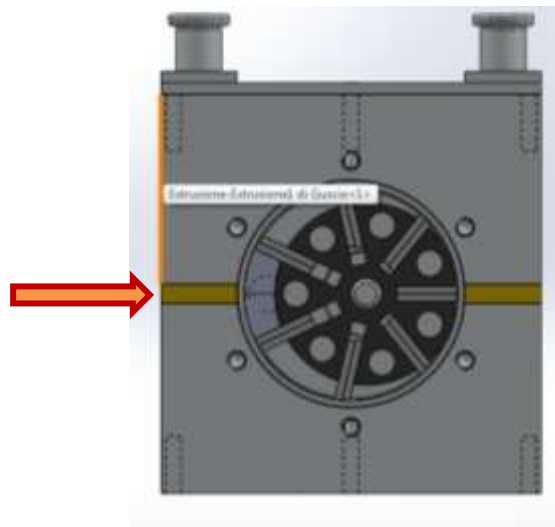




Come spiegato prima ho trovato le condizioni di montaggio:

| Temperatura Montaggio | Pressione di Montaggio | Volume di Montaggio | Superficie |
|-----------------------|------------------------|-------------------------|--------------------|
| [C°] | [Pascal] | [mm ³] | [mm ²] |
| 20 | 101325 | 62808,28352 | 541,45072 |
| Sup. Cilindro | Sup. Rotore | Sup. Paletta Fuori Sede | |
| [mm ²] | [mm ²] | [mm ²] | |
| 2463,00656 | 1809,55584 | 112 | |

Queste condizioni mi sono servite nel paragrafo 3.2 dove ho usato il valore del volume di montaggio per trovarmi la quantità di massa operante nel sistema. A questo punto dopo aver trovato la massa operante, mi calcolo le temperature medie delle 7 camere del mio modello, che a sua volta mi servono per calcolare le pressioni interne alle singole camere nell'arco del funzionamento (i 360°) del ciclo. Le temperature medie interne nelle camere le ho trovate facendo una media pesata tra la quantità di massa operante e il contatto con la parte calda o fredda del mio ciclo. Ho ipotizzato la parte calda a 380 C° e la parte fredda a 75 C° visto che il nostro modello è raffreddato con un circuito attraverso un radiatore e una pompa. La parte indicata in figura è quella dell'isolatore, che divide appunto parte calda e fredda.



$$T_{tot} = T_c * V_c + T_f * V_f / V_{tot}$$

Tramite l'espressione sopra ho calcolato tutte le temperature delle singole 7 camere durante il ciclo di 360 C°. in realtà ho calcolato per le 7 camere l'arco di rotazione di 360°/7 e così

facendo è come se la singola camere compia il giro completo. Questo però nella simulazione in Excel, mentre quella in Matlab, il procedimento è fatto in modo più accurato e preciso.

| CAMERA 1 | Ttot [C°] |
|-----------------|------------------|
|-----------------|------------------|

| | |
|-----------------------|-------------|
| Posizione 1 (0°) | 500,65 |
| Posizione 2 (5,7°) | 461,5280656 |
| Posizione 3 (10,7°) | 426,8819166 |
| Posizione 4 (15,7°) | 391,4697499 |
| Posizione 5 (20,7°) | 354,9119704 |
| Posizione 6 (25,7°) | 348,15 |
| Posizione 7 (30,7°) | 348,15 |
| Posizione 8 (35,7°) | 348,15 |
| Posizione 9 (40,7°) | 348,15 |
| Posizione 10 (45,7°) | 348,15 |

| CAMERA 2 | Ttot [C°] |
|-----------------|------------------|
|-----------------|------------------|

| | |
|-----------------------|--------|
| Posizione 1 (50,7°) | 348,15 |
| Posizione 2 (55,7°) | 348,15 |
| Posizione 3 (60,7°) | 348,15 |
| Posizione 4 (65,7°) | 348,15 |
| Posizione 5 (70,7°) | 348,15 |
| Posizione 6 (75,7°) | 348,15 |
| Posizione 7 (80,7°) | 348,15 |
| Posizione 8 (85,7°) | 348,15 |
| Posizione 9 (90,7°) | 348,15 |
| Posizione 10 (95,7°) | 348,15 |

| CAMERA 3 | Ttot [C°] |
|-----------------|------------------|
|-----------------|------------------|

| | |
|-----------------------|--------|
| Posizione 1 (100,7°) | 348,15 |
| Posizione 2 (105,7°) | 348,15 |
| Posizione 3 (110,7°) | 348,15 |
| Posizione 4 (115,7°) | 348,15 |
| Posizione 5 (120,7°) | 348,15 |
| Posizione 6 (125,7°) | 348,15 |
| Posizione 7 (130,7°) | 348,15 |
| Posizione 8 (135,7°) | 348,15 |
| Posizione 9 (140,7°) | 348,15 |

| | |
|------------------------|--------|
| Posizione 10 (145,7°) | 348,15 |
| Posizione 11 (150,7°) | 348,15 |

| | |
|-----------------|------------------|
| CAMERA 4 | Ttot [C°] |
|-----------------|------------------|

| | |
|------------------------|-------------|
| Posizione 1 (155,7°) | 348,15 |
| Posizione 2 (160,7°) | 348,15 |
| Posizione 3 (165,7°) | 348,15 |
| Posizione 4 (170,7°) | 348,15 |
| Posizione 5 (175,7°) | 416,2464047 |
| Posizione 6 (180,7°) | 516,2274088 |
| Posizione 7 (185,7°) | 605,2922915 |
| Posizione 8 (190,7°) | 643,2374046 |
| Posizione 9 (195,7°) | 653,15 |
| Posizione 10 (200,7°) | 653,15 |

| | |
|-----------------|------------------|
| CAMERA 5 | Ttot [C°] |
|-----------------|------------------|

| | |
|------------------------|--------|
| Posizione 1 (205,7°) | 653,15 |
| Posizione 2 (210,7°) | 653,15 |
| Posizione 3 (215,7°) | 653,15 |
| Posizione 4 (220,7°) | 653,15 |
| Posizione 5 (225,7°) | 653,15 |
| Posizione 6 (230,7°) | 653,15 |
| Posizione 7 (235,7°) | 653,15 |
| Posizione 8 (240,7°) | 653,15 |
| Posizione 9 (245,7°) | 653,15 |
| Posizione 10 (250,7°) | 653,15 |

| | |
|-----------------|------------------|
| CAMERA 6 | Ttot [C°] |
|-----------------|------------------|

| | |
|-----------------------|--------|
| Posizione 1 (255,7°) | 653,15 |
| Posizione 2 (260,7°) | 653,15 |
| Posizione 3 (265,7°) | 653,15 |
| Posizione 4 (270,7°) | 653,15 |
| Posizione 5 (275,7°) | 653,15 |
| Posizione 6 (280,7°) | 653,15 |
| Posizione 7 (285,7°) | 653,15 |
| Posizione 8 (290,7°) | 653,15 |

| | |
|------------------------|--------|
| Posizione 9 (295,7°) | 653,15 |
| Posizione 10 (300,7°) | 653,15 |
| Posizione 11 (305,7°) | 653,15 |
| Posizione 12 (310,7°) | 653,15 |

| CAMERA 7 | Ttot [C°] |
|-----------------|------------------|
|-----------------|------------------|

| | |
|------------------------|-------------|
| Posizione 1 (315,8°) | 653,15 |
| Posizione 2 (320,7°) | 653,15 |
| Posizione 3 (325,7°) | 653,15 |
| Posizione 4 (330,7°) | 653,15 |
| Posizione 5 (335,7°) | 653,15 |
| Posizione 6 (340,7°) | 635,8030706 |
| Posizione 7 (345,7°) | 599,6126047 |
| Posizione 8 (350,7°) | 564,457101 |
| Posizione 9 (355,7°) | 529,9628045 |
| Posizione 10 (360,7°) | 500,65 |

4.4 Calcolo Pressioni Camere

Dopo aver calcolato le temperature mi sono ricavato le pressioni delle singole camere, sempre per un arco di 360/7, ovvero circa 51,5 ° di rotazione del ciclo, ottenendo così l'analisi completa di un giro della singola camera.

La pressione si calcola in questo modo:

$$P = mRT/V$$

Dove:

- m è la massa della singola camera isolata
- R è la costante dei gas
- T è la temperatura media della camera trovata sopra
- V è il volume della camera durante il ciclo e si trova nel paragrafo 3.3 sotto Volume
- Totale Camera

Si procede trovando la singola pressione della singola camera nelle varie posizioni, che sono fatte circa ogni 5 gradi, in modo da ottenere un grafico molto dettagliato.

| ROTAZIONE | Camera 1 | CAMERA 2 | CAMERA 3 |
|--------------|-------------|-------------|-------------|
| | P [Pa] | P [Pa] | P [Pa] |
| ANGOLO | 0 | 25,7 | 75,7 |
| | $P=mRT/V$ | $P=mRT/V$ | $P=mRT/V$ |
| Posizione 1 | 80503,04142 | 72338,87732 | 162654,3133 |
| Posizione 2 | 74451,46407 | 76344,66761 | 183469,541 |
| Posizione 3 | 69422,34565 | 81013,36864 | 208915,5955 |
| Posizione 4 | 64498,7826 | 86450,64281 | 240398,5112 |
| Posizione 5 | 59537,217 | 92787,41675 | 279897,6952 |
| Posizione 6 | 59760,14815 | 100186,7683 | 330262,0993 |
| Posizione 7 | 61456,1655 | 108853,8682 | 395703,7677 |
| Posizione 8 | 63520,39398 | 119048,5505 | 482631,8781 |
| Posizione 9 | 65989,85669 | 131103,6818 | 601125,1389 |
| Posizione 10 | 68910,50592 | 145450,2278 | 767620,993 |
| Posizione 11 | | | 1009932,498 |

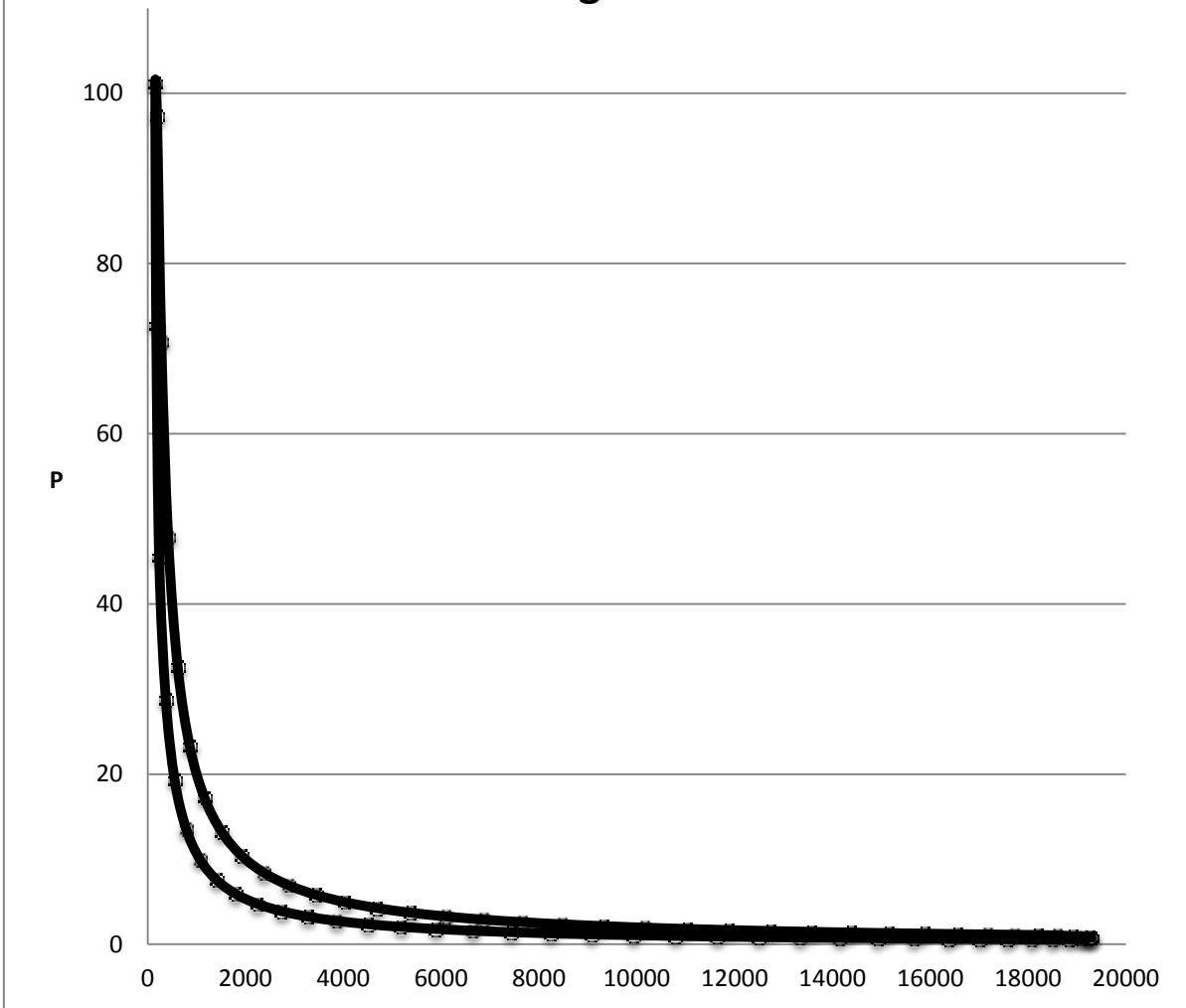
| CAMERA 4 | CAMERA 5 | CAMERA 6 | CAMERA 7 |
|-------------|-------------|-------------|-------------|
| P [Pa] | P [Pa] | P [Pa] | P [Pa] |
| 130,7 | 180,7 | 230,7 | 280,7 |
| $P=mRT/V$ | $P=mRT/V$ | $P=mRT/V$ | $P=mRT/V$ |
| 1376873,743 | 2354831,058 | 332251,019 | 127622,5556 |
| 1955532,139 | 1745963,076 | 295306,1455 | 122394,9716 |
| 2912098,95 | 1339160,388 | 264688,2236 | 117987,2968 |
| 4610402,633 | 1056691,5 | 239097,2122 | 114318,4735 |
| 7368422,772 | 853803,7144 | 217551,7704 | 111323,2933 |
| 10253000,97 | 703799,4514 | 199301,6178 | 106056,6406 |
| 9857314,387 | 590116,3085 | 183765,956 | 98375,53973 |
| 7174780,822 | 502124,9776 | 170489,3244 | 91537,53654 |
| 4848873,937 | 432779,1626 | 159111,6564 | 85370,74616 |
| 3304177,886 | 377275,019 | 149345,7319 | 80503,04142 |
| | | 140960,7807 | |
| | | 133770,1603 | |

Le pressioni sopra sono poi portate in bar:

| CAMERA 1 | CAMERA 2 | CAMERA 3 | CAMERA 4 |
|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 0,794503246 | 0,713929211 | 1,605273262 | 13,58868732 |
| 0,734778821 | 0,753463288 | 1,810703587 | 19,29960167 |
| 0,685145282 | 0,799539784 | 2,06183662 | 28,74018209 |
| 0,636553492 | 0,853201508 | 2,37254884 | 45,50113627 |
| 0,587586647 | 0,915740605 | 2,762375477 | 72,72067872 |
| 0,589786806 | 0,988766526 | 3,259433499 | 101,1892521 |
| 0,606525196 | 1,074304152 | 3,905292551 | 97,28412916 |
| 0,626897547 | 1,174917844 | 4,763206298 | 70,80958127 |
| 0,651269249 | 1,293892739 | 5,932643858 | 47,85466505 |
| 0,680093816 | 1,435482139 | 7,575830181 | 32,60970033 |
| | | 9,967258802 | |
| CAMERA 5 | CAMERA 6 | CAMERA 7 | |
| 23,2403756 | 3,279062611 | 1,259536695 | |
| 17,23131583 | 2,914445058 | 1,207944452 | |
| 13,21648545 | 2,612269663 | 1,164444084 | |
| 10,42873427 | 2,359706018 | 1,128235613 | |
| 8,42638751 | 2,147069039 | 1,098675483 | |
| 6,945960537 | 1,966954037 | 1,046697662 | |
| 5,823995149 | 1,813628976 | 0,97089109 | |
| 4,955588232 | 1,68259881 | 0,903405246 | |
| 4,271198249 | 1,570309957 | 0,842543757 | |
| 3,723414942 | 1,473927776 | 0,794503246 | |
| | 1,391174742 | | |
| | 1,320208836 | | |

Trovate le pressioni è possibile fare il diagramma P-V qui sotto, dove si nota un altissima pressione massima interna al motore progettato.

Diagramma P-V



5. SIMULAZIONE IN MATLAB

Arrivato a questo punto, procedo con la simulazione in Matlab. Tale simulazione, serve a simulare il reale comportamento dinamico del ciclo, durante la sua evoluzione, dove riusciremo a valutare anche con i dati in nostro possesso, ricavati da Excel, il volume del ciclo, le aree di scambio, l'andamento nelle sette camere dell'area di scambio, la temperatura, lo scambio termico e la pressione, l'andamento dell'area di scambio calda e fredda tra le palette, e per ogni singola camera l'andamento della sua pressione, lo scambio termico e l'andamento del volume all'interno. Infine riusciamo ad equiparare il rendimento delle camere, trovandolo e confrontandolo con quello di Carnot. Come ultima cosa valuterò poi la Coppia del ciclo. A questo punto sotto inserirò la simulazione di Matlab, che sarà presente in 2 alternative. Una chiamata cilindro_Prova_masse_uguali che rappresenta la simulazione del ciclo, partendo dalla condizione iniziale in cui le masse racchiuse dentro le 7 camere sono tutte uguali, cioè è come se avessi fughe tra le camere e a regime le masse interne ad ogni camera siano coincidenti. In questo otterremo come si vedrà sotto, i rendimenti di ogni camera identici (come è logico che sia) in quanto alla stessa massa forniamo il medesimo calore tra la parte calda e togliamo il medesimo calore nella parte fredda. Riassumendo è come se intrappolassi la medesima massa nei sette vani, perciò, se anche fornisco condizioni iniziali differenti, (a seconda di dove sono le camere, cioè se lambiscono la parte fredda o quella calda) quando il codice di simulazione fa girare il ciclo a causa degli scambi termici, le Temperature e le Pressioni convergono agli stessi valori. Il rendimento di ogni camera è uguale e minore di quello di Carnot.

L'altra alternativa invece è denominata cilindro_Prova_TeP_uguali in cui ogni camera viene isolata e mantiene la propria massa durante tutta l'evoluzione del ciclo. Durante il suo funzionamento, siamo quindi di fronte a 7 masse diverse, una per ogni camera. In questo caso valutando il rendimento si vede che esso è sempre minore di quello di Carnot, ma diverso per le camere, o meglio è uguale nei casi della configurazione della camera 3 e 6, 7 e 2 e 4 e 5. Variano poi anche i grafici di pressioni e scambio termico, che analizzeremo in seguito. Un'affermazione che posso fare è che il caso che si avvicina di più alla realtà è quello delle masse uguali, perché è difficile che non si abbiano fughe durante il funzionamento. A questo punto riporto il primo programma di simulazione di Matlab: Da queste simulazioni ottengo i seguenti grafici, da cui posso valutare tutte le variabili presenti. Tramite Matlab, poi posso

effettuare svariate combinazioni variando i parametri presenti. Posso ad esempio cambiare i dati di Temperatura Calda e Fredda, Pressione iniziale se voglio ad esempio sovralimentare il sistema, posso variare il numero di giri di simulazione, insomma modificare a piacimento le variabili del sistema per poi valutarne lavori e rendimenti. In questo caso siamo in grado di valutare e di fare considerazioni senza apportare modifiche al modello reale, in modo da avere una grande variabilità dei nostri dati, rendendoci conto (sempre teoricamente) di come varieranno le nostre misure di controllo come Temperature di utilizzo, Pressioni e Rendimenti. Nel caso dell'utilizzo di Matlab, riassumendo, ho moltissimi vantaggi rispetto al calcolo in Excel (la prima parte di calcolo era più un'indicazione di cosa potevo ottenere e soprattutto una valutazione sulle unità come volumi, aree di scambio che mi servivano in Matlab, dal quale sono state esportate), infatti riesco ad ottenere una simulazione Dinamica del Ciclo.

5.1 Simulazione Masse Uguali

Sotto la simulazione del ciclo durante il funzionamento nel caso di Masse Uguali per ogni Camera, già spiegato nell'introduzione sopra.

```
close all
clc
clear all
load dati_completo.txt
teta_input=dati_completo(:,1);
V_input=dati_completo(:,7);
AF1=dati_completo(:,9);
AC1=dati_completo(:,8);
h=116/10^3; % metri, lunghezza paletta
Rrot=24.1665/10^3; % metri, Raggio rotore
figure(1)
subplot(211)
plot(teta_input,V_input)
title('volume')
subplot(212)
plot(teta_input,[AF1 AC1 AF1+AC1 ])
title('andamento superficie scambio')

cp=1000;
Raria=287;
cv=cp-Raria;
Tcalda=70+273.15;
```

```

Tfredda=400+273.15;
omega=100; % rad/s
% costruzione andamenti volume e aree di scambio termico con passo a
scelta
giri=3;

attiva_calda=1*0.1;
attiva_fredda=1*0.1;

passo=0.1;
t2omega=(pi*passo/180)/omega;
teta_new=0:passo:360-passo;
teta=[];

V0=500; % il volume minimo originario è V0=156.1476 mm^3
V1=[];
V_1=(V0-156.1476+trova_volume(V_input,teta_input,teta_new))/10^9;
title('andamento Volume')

% predisposizione del raggio esterno delle palette per calcolo coppia

load Raggio.txt
% Rest1=Raggio(:,1)/1000;
% Rest2=Raggio(:,2)/1000;
% Rest3=Raggio(:,3)/1000;
% Rest4=Raggio(:,4)/1000;
% Rest5=Raggio(:,5)/1000;
% Rest6=Raggio(:,6)/1000;
% Rest7=Raggio(:,7)/1000;

R1=0.0282+0.004*cos((teta_new-360/14)*pi/180);
R2=0.0282+0.004*cos((teta_new+360/14)*pi/180);
R3=0.0282+0.004*cos((teta_new+3*360/14)*pi/180);
R4=0.0282+0.004*cos((teta_new+5*360/14)*pi/180);
R5=0.0282+0.004*cos((teta_new+7*360/14)*pi/180);
R6=0.0282+0.004*cos((teta_new+9*360/14)*pi/180);
R7=0.0282+0.004*cos((teta_new+11*360/14)*pi/180);
% R1=trova_volume(Rest1,teta_input,teta_new);
% R2=trova_volume(Rest2,teta_input,teta_new);
% R3=trova_volume(Rest3,teta_input,teta_new);
% R4=trova_volume(Rest4,teta_input,teta_new);
% R5=trova_volume(Rest5,teta_input,teta_new);
% R6=trova_volume(Rest6,teta_input,teta_new);
% R7=trova_volume(Rest7,teta_input,teta_new);

Rest1=[];
Rest2=[];
Rest3=[];
Rest4=[];
Rest5=[];
Rest6=[];
Rest7=[];

```



```

for k=1:giri
    teta=[teta teta_new];
    V1=[V1 V_1];
    Rest1=[Rest1 R1];
    Rest2=[Rest2 R2];
    Rest3=[Rest3 R3];
    Rest4=[Rest4 R4];
    Rest5=[Rest5 R5];
    Rest6=[Rest6 R6];
    Rest7=[Rest7 R7];
end
%clear teta_new V_1 V_input teta_input R1 R2 R3 R4 R5 R6 R7

delta=fix(length(teta)/(giri*7));

V2=[V1(delta+1:end) V1(1:delta)];
V3=[V2(delta+1:end) V2(1:delta)];
V4=[V3(delta+1:end) V3(1:delta)];
V5=[V4(delta+1:end) V4(1:delta)];
V6=[V5(delta+1:end) V5(1:delta)];
V7=[V6(delta+1:end) V6(1:delta)];

AreaScambio=2046+404+404*sin(pi/2+teta*pi/180);

[AF1,AC1]=Caldofreddo(teta,AreaScambio);
AF1=AreaScambio.*AF1/1000000;
AC1=AreaScambio.*AC1/1000000;

% figure(1)
% subplot(212)
% hold on
%
plot(teta,AF1*1000000,'g',teta,AC1*1000000,'g',teta,(AC1+AF1)*1000000,
'g')
% hold off

AF2=[AF1(delta+1:end) AF1(1:delta)];
AC2=[AC1(delta+1:end) AC1(1:delta)];
AF3=[AF2(delta+1:end) AF2(1:delta)];
AC3=[AC2(delta+1:end) AC2(1:delta)];
AF4=[AF3(delta+1:end) AF3(1:delta)];
AC4=[AC3(delta+1:end) AC3(1:delta)];
AF5=[AF4(delta+1:end) AF4(1:delta)];
AC5=[AC4(delta+1:end) AC4(1:delta)];
AF6=[AF5(delta+1:end) AF5(1:delta)];
AC6=[AC5(delta+1:end) AC5(1:delta)];
AF7=[AF6(delta+1:end) AF6(1:delta)];
AC7=[AC6(delta+1:end) AC6(1:delta)];

figure(19)

```

```

plot([AC1 ;AF1;AC2; AF2 ;AC3; AF3; AC4; AF4; AC5; AF5; AC6; AF6; AC7;
AF7]')
title('andamento area fredda e calda')

```

```

figure(20)
subplot(211)
hold on
plot(teta,V1,'r')
title('andamento del volume tra le palette')

```

```

subplot(212)
hold on
plot(teta,AreaScambio,'k')
plot(teta,AF1*1000000,'xk')
plot(teta,AC1*1000000,'xk')
plot(teta,AF2*1000000,'xr')
plot(teta,AC2*1000000,'xr')
plot(teta,AF3*1000000,'xc')
plot(teta,AC3*1000000,'xc')
plot(teta,AF4*1000000,'xm')
plot(teta,AC4*1000000,'xm')
plot(teta,AF5*1000000,'xg')
plot(teta,AC5*1000000,'xg')
plot(teta,AF6*1000000,'xy')
plot(teta,AC6*1000000,'xy')
plot(teta,AF7*1000000,'xb')
plot(teta,AC7*1000000,'xb')
title('andamento dell''area di scambio tra le palette')

```

```

% INIZIALIZZAZIONE VETTORI
p1=zeros(size(V1));
p2=zeros(size(V1));
p3=zeros(size(V1));
p4=zeros(size(V1));
p5=zeros(size(V1));
p6=zeros(size(V1));
p7=zeros(size(V1));
T1=zeros(size(V1));
T2=zeros(size(V1));
T3=zeros(size(V1));
T4=zeros(size(V1));
T5=zeros(size(V1));
T6=zeros(size(V1));
T7=zeros(size(V1));
dQscamb1=zeros(size(V1));
dQscamb2=zeros(size(V1));
dQscamb3=zeros(size(V1));
dQscamb4=zeros(size(V1));
dQscamb5=zeros(size(V1));
dQscamb6=zeros(size(V1));
dQscamb7=zeros(size(V1));
C1=zeros(size(V1));
C2=zeros(size(V1));
C3=zeros(size(V1));
C4=zeros(size(V1));
C5=zeros(size(V1));

```

```

C6=zeros(size(V1));
C7=zeros(size(V1));

% INIZIO CODICE SIMULAZIONE

dV1=V1(2:end)-V1(1:(end-1));
dV2=V2(2:end)-V2(1:(end-1));
dV3=V3(2:end)-V3(1:(end-1));
dV4=V4(2:end)-V4(1:(end-1));
dV5=V5(2:end)-V5(1:(end-1));
dV6=V6(2:end)-V6(1:(end-1));
dV7=V7(2:end)-V7(1:(end-1));

p1(1)=100000; % Pa
T1(1)=300; % K
M1=p1(1)*V1(1)/(Raria*T1(1));

M2=M1;
p2(1)=p1(1)*(V1(1)/V2(1))^1.4; % Pa
T2(1)=p2(1)*V2(1)/(Raria*M2); % K

M3=M1;
p3(1)=p1(1)*(V1(1)/V3(1))^1.4; % Pa
T3(1)=p3(1)*V3(1)/(Raria*M3); % K

M4=M1;
p4(1)=p1(1)*(V1(1)/V4(1))^1.4; % Pa
T4(1)=p4(1)*V4(1)/(Raria*M4); % K

M5=M1;
p5(1)=p1(1)*(V1(1)/V5(1))^1.4; % Pa
T5(1)=p5(1)*V5(1)/(Raria*M5); % K

M6=M1;
p6(1)=p1(1)*(V1(1)/V6(1))^1.4; % Pa
T6(1)=p6(1)*V6(1)/(Raria*M6); % K

M7=M1;
p7(1)=p1(1)*(V1(1)/V7(1))^1.4; % Pa
T7(1)=p7(1)*V7(1)/(Raria*M7); % K

% M1=0.00001080596;
% p1(1)=M1*Raria*T1(1)/V1(1);
% M2=p2(1)*V2(1)/(Raria*T2(1));
% M3=p3(1)*V3(1)/(Raria*T3(1));
% M4=p4(1)*V4(1)/(Raria*T4(1));
% M5=p5(1)*V5(1)/(Raria*T5(1));
% M6=p6(1)*V6(1)/(Raria*T6(1));
% M7=p7(1)*V7(1)/(Raria*T7(1));

for k=2:length(V1)
    dQscamb1(k)=(attiva_calda*100000*AC1(k)*(Tcalda-T1(k-1))+attiva_fredda*100000*AF1(k)*(Tfredda-T1(k-1)))*t2omega;
    dT1=(dQscamb1(k)-p1(k-1)*dV1(k-1))/(cv*M1);

```

```

T1(k)=T1(k-1)+dT1;
p1(k)=M1*Raria*T1(k)/V1(k);
C1(k)=(p1(k)*h/2)*(Rest2(k)^2-Rest1(k)^2);

dQscamb2(k)=(attiva_calda*100000*AC2(k)*(Tcalda-T2(k-1))
+attiva_fredda*100000*AF2(k)*(Tfredda-T2(k-1)))*t2omega;
dT2=(dQscamb2(k)-p2(k-1)*dV2(k-1))/(cv*M2);
T2(k)=T2(k-1)+dT2;
p2(k)=M2*Raria*T2(k)/V2(k);
C2(k)=(p2(k)*h/2)*(Rest3(k)^2-Rest2(k)^2);

dQscamb3(k)=(attiva_calda*100000*AC3(k)*(Tcalda-T3(k-1))
+attiva_fredda*100000*AF3(k)*(Tfredda-T3(k-1)))*t2omega;
dT3=(dQscamb3(k)-p3(k-1)*dV3(k-1))/(cv*M3);
T3(k)=T3(k-1)+dT3;
p3(k)=M3*Raria*T3(k)/V3(k);
C3(k)=(p3(k)*h/2)*(Rest4(k)^2-Rest3(k)^2);

dQscamb4(k)=(attiva_calda*100000*AC4(k)*(Tcalda-T4(k-1))
+attiva_fredda*100000*AF4(k)*(Tfredda-T4(k-1)))*t2omega;
dT4=(dQscamb4(k)-p4(k-1)*dV4(k-1))/(cv*M4);
T4(k)=T4(k-1)+dT4;
p4(k)=M4*Raria*T4(k)/V4(k);
C4(k)=(p4(k)*h/2)*(Rest5(k)^2-Rest4(k)^2);

dQscamb5(k)=(attiva_calda*100000*AC5(k)*(Tcalda-T5(k-1))
+attiva_fredda*100000*AF5(k)*(Tfredda-T5(k-1)))*t2omega;
dT5=(dQscamb5(k)-p5(k-1)*dV5(k-1))/(cv*M5);
T5(k)=T5(k-1)+dT5;
p5(k)=M5*Raria*T5(k)/V5(k);
C5(k)=(p5(k)*h/2)*(Rest6(k)^2-Rest5(k)^2);

dQscamb6(k)=(attiva_calda*100000*AC6(k)*(Tcalda-T6(k-1))
+attiva_fredda*100000*AF6(k)*(Tfredda-T6(k-1)))*t2omega;
dT6=(dQscamb6(k)-p6(k-1)*dV6(k-1))/(cv*M6);
T6(k)=T6(k-1)+dT6;
p6(k)=M6*Raria*T6(k)/V6(k);
C6(k)=(p6(k)*h/2)*(Rest7(k)^2-Rest6(k)^2);

dQscamb7(k)=(attiva_calda*100000*AC7(k)*(Tcalda-T7(k-1))
+attiva_fredda*100000*AF7(k)*(Tfredda-T7(k-1)))*t2omega;
dT7=(dQscamb7(k)-p7(k-1)*dV7(k-1))/(cv*M7);
T7(k)=T7(k-1)+dT7;
p7(k)=M7*Raria*T7(k)/V7(k);
C7(k)=(p7(k)*h/2)*(Rest1(k)^2-Rest7(k)^2);

end

pressione=p1(1)*(V1(1)/V1).^1.4;

figure(2)
subplot(211)
plot(T1)
title('temperatura')

subplot(223)

```

```

plot(p1/100000)
title('pressione')
subplot(224)
plot(dQscamb1/100000)
title('scambio termico')
hold on

% subplot(212)
% plot(pressione/100000, 'ro')

figure(22)
subplot(211)
plot(V1,p1/100000,V2,p2/100000,V3,p3/100000,V4,p4/100000,V5,p5/100000
,V6,p6/100000,V7,p7/100000)
title('Diagramma P-V ')
subplot(212)
loglog(V1,p1/100000,V2,p2/100000,V3,p3/100000,V4,p4/100000,V5,p5/1000
00,V6,p6/100000,V7,p7/100000)

for k=1:7
    figure(k+100)
    subplot(411)
    eval(['plot(T' num2str(k) ')'])
    grid on
    ylabel('temperatura')
    title(['volume tra le palette n. ' num2str(k)])
    subplot(412)
    eval(['plot(V' num2str(k) ',p' num2str(k) '/100000)'])
    grid on
    title('pressione')
    subplot(413)
    eval(['plot(dQscamb' num2str(k) ')'])
    grid on
    title('scambio termico')
    subplot(414)
    eval(['plot(C' num2str(k) ')'])
    grid on
    title('Coppia, [Nm]')
    pause
end
C_tot=C1+C2+C3+C4+C5+C6+C7;

figure(4)

subplot(221)
plot(teta,C_tot, '.')
xlabel('angolo')
ylabel('coppia totale, [Nm]')

subplot(222)
plot(teta,C_tot, '.')
hold on
plot(teta,[C1;C2;C3;C4;C5;C6;C7], '.')
xlabel('angolo')

```

```

ylabel('coppie, [Nm]')
hold off

subplot(223)
plot(teta, [p1;p2;p3;p4;p5;p6;p7]/100000, '.')
xlabel('angolo')
ylabel('pressione, [bar]')

subplot(224)
plot(teta, [Rest1;Rest2;Rest3;Rest4;Rest5;Rest6;Rest7]/100000, '.')
xlabel('angolo')
ylabel('raggi esterni, [m]')

```

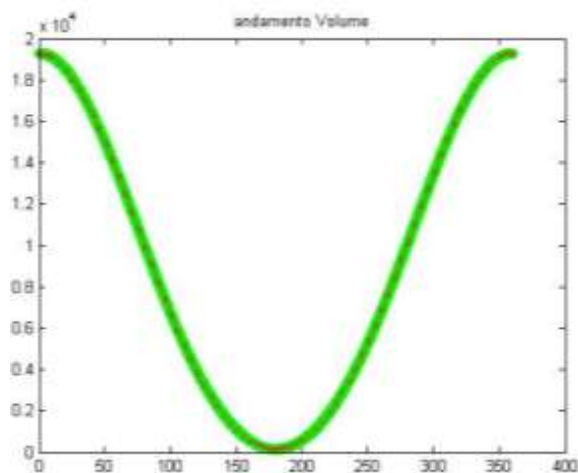
Prestazioni;

```

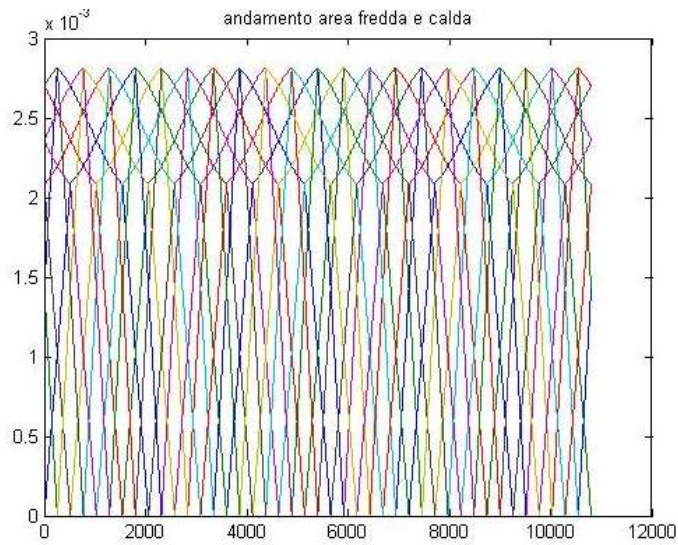
% C1=p1*h*((Rest1^2-Rrot^2)/2) Rrot è costante, Rest lo carica
sopra,h
% costante
% C1=(p1h*((Rest1.^(2))-((Rrot.^(2))/2)))
% C1=p1*h*(Rest1.^(2))
% figure (55);
% plot (C1);

```

Sotto i grafici che otteniamo. Grafici Ottenuti:

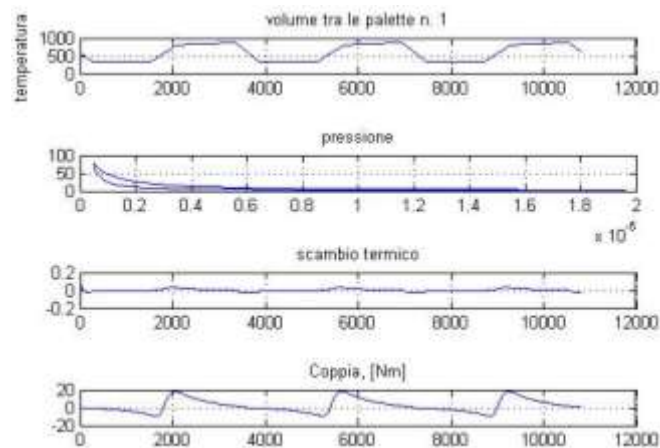


Questo sopra rappresenta l'andamento del volume all'interno della singola camera che percorre tutto l'arco dei 360° di rotazione. La partenza ha un valore massimo in quanto partiamo dall'analisi al corrispondente punto morto inferiore, fino ad arrivare al minimo volume, che è il punto morto superiore, che in realtà non è zero, come sembra dal grafico, ma molto prossimo a tale valore.

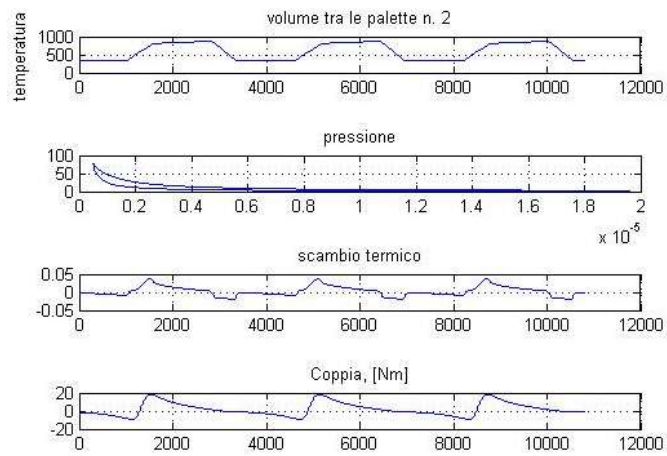


Nel grafico sopra notiamo in vari colori l'andamento delle 7 aree calde e delle 7 aree fredde delle superfici di contatto, ovvero rappresentano la superficie di contatto con la parte calda e fredda del fluido di lavoro del ciclo durante il suo funzionamento. I grafici che seguiranno sotto sono 7, i quali rappresentano per ogni camere racchiusa tra le palette la pressione, lo scambio termico, il suo volume durante il ciclo e la Coppia.

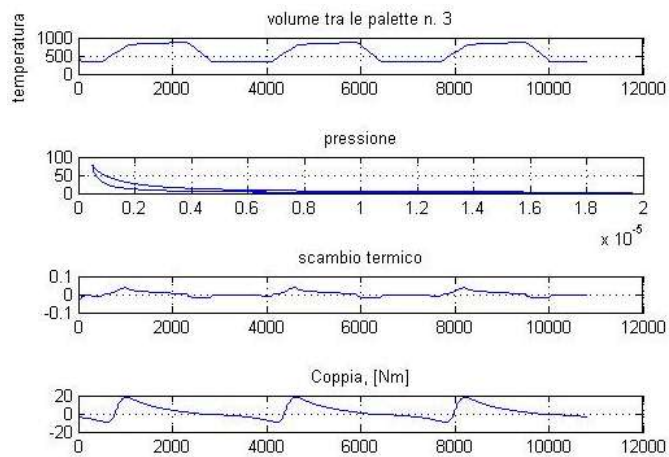
Camera 1



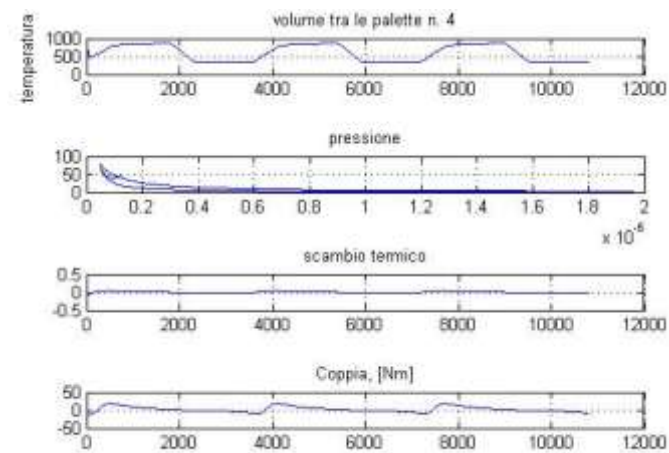
Camera 2



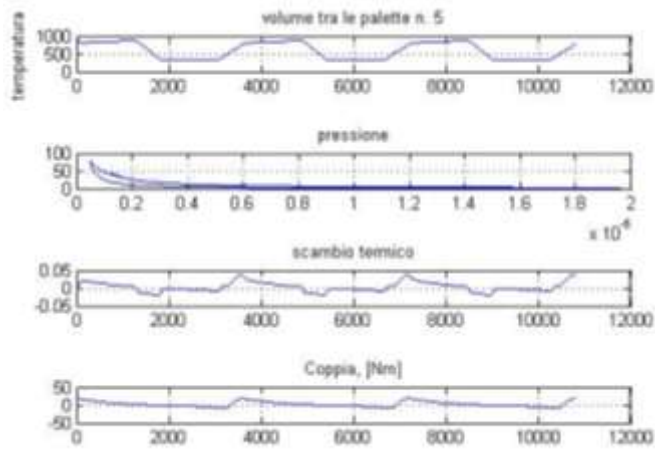
Camera 3



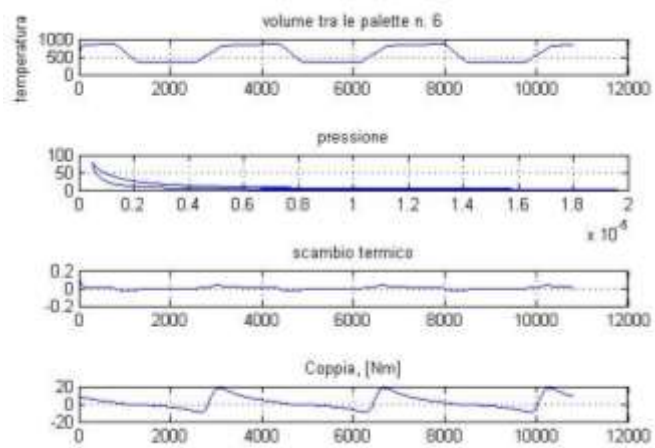
Camera 4



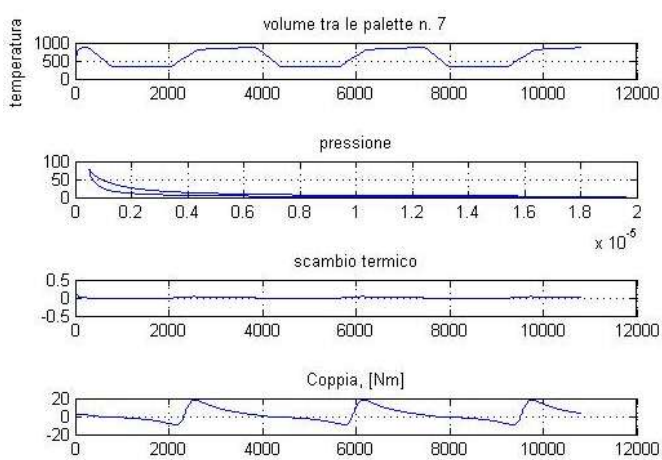
Camera 5



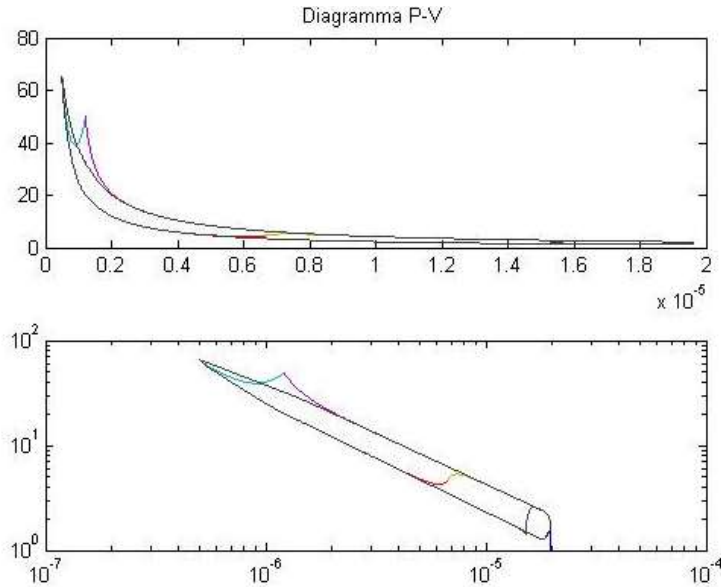
Camera 6



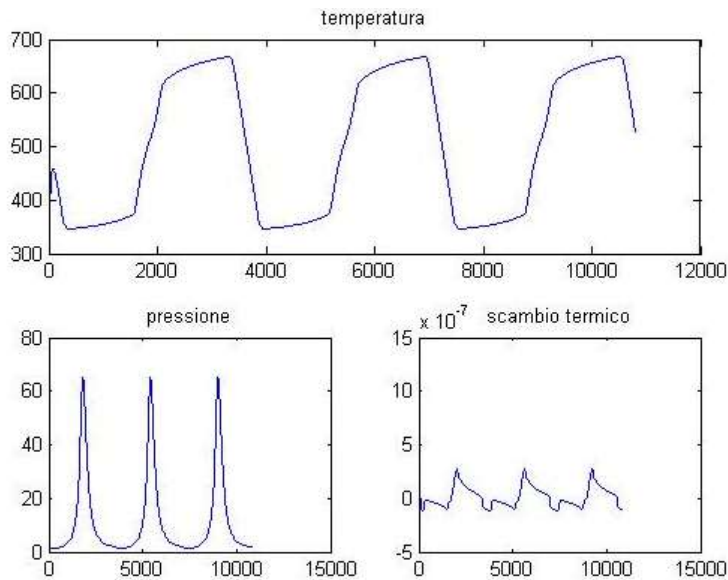
Camera 7



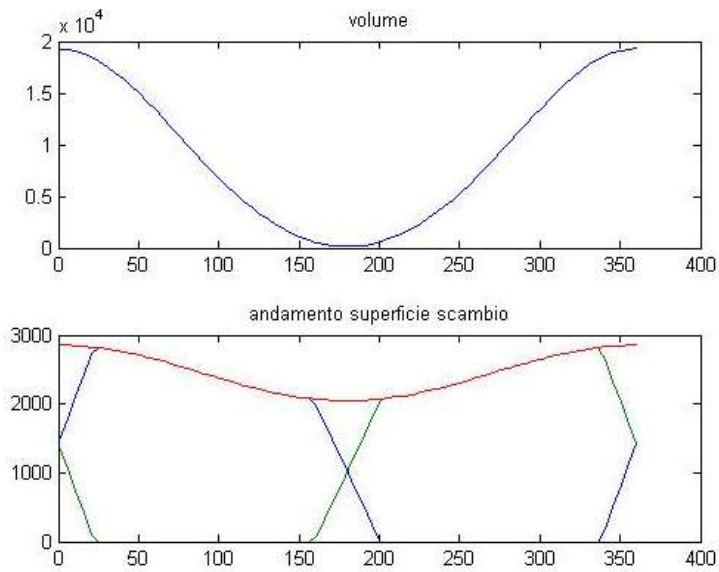
Sotto il grafico P-V delle singole 7 camere sovrapposto e in basso in scala logaritmica. Si nota che ogni camera ha la pressione massima coincidente, cosa che cambierà nella simulazione che seguirà sotto.



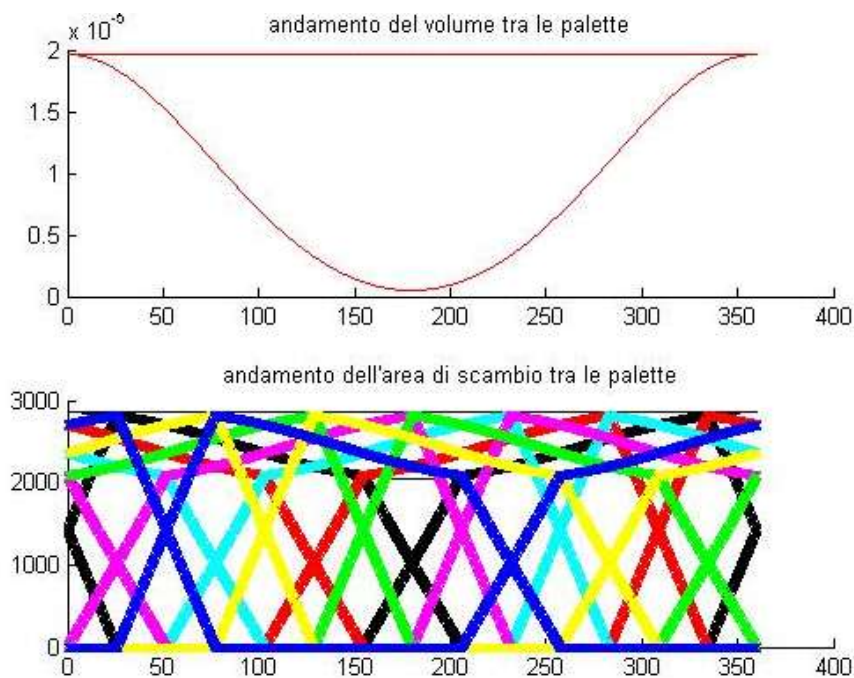
Qui di seguito il grafico di andamento della temperatura, della pressione e dello scambio termico del nostro ciclo. Riferito alla camera 1.



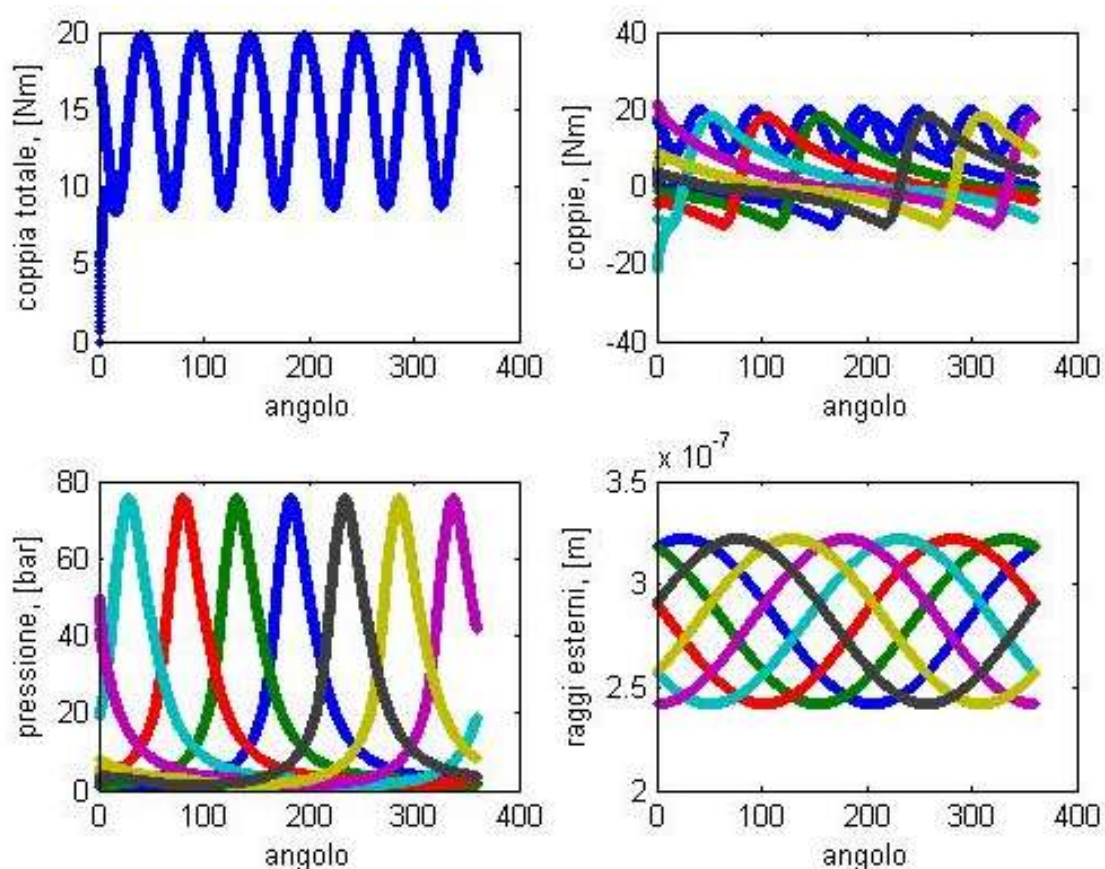
Di seguito troveremo il primo grafico che rappresenta oltre al volume che è già stato spiegato sopra, anche l'andamento di una camera della sua superficie calda in verde e della rispettiva superficie fredda in blu, mentre la curva rossa è l'interpolazione del suo andamento.



Nel grafico qui sotto invece notiamo che l'andamento del volume è rappresentato anche da una retta rossa che ritorna all'inizio del ciclo a volume massimo, questo viene perché simulando un ciclo di più giri esso riparte dalla condizione massima di volume, per cui nel grafico si vede come una retta. Tutte le linee colorate sotto sono sempre le interpolazioni delle varie aree di scambio fredda e calda di ogni camera. Questo perché ogni camera parte da una posizione iniziale angolare diversa, e nel ciclo bisogna tenerne conto perché esse si troveranno affacciate a temperature diverse.



Qui sotto il grafico che rappresenta rispettivamente la Coppia Totale, che si può definire mediamente durante il ciclo di 15 Nm, poi a destra troviamo le singole coppie di ogni camera, sotto troviamo le pressioni di ogni camera e l'andamento del raggio della camera. Per trovare la Coppia si vede dalla simulazione che ho dovuto correggere l'andamento del raggio esterno delle palette con una funzione coseno che ricalca tale valore, in quanto con l'andamento del raggio, dava alcuni problemi dovuti ad una piccola concavità nel grafico che la simulazione non digeriva bene. Per il calcolo della Coppia ho usato come verso positivo quello orario, in quanto è il verso di rotazione del dispositivo funzionante secondo le considerazioni di Temperatura fatta inizialmente.



Qui di seguito la tabella con i dati riassuntivi su rendimento confrontato con quello di Carnot che si avrebbe con le temperature in uso nel nostro sistema.

| | Q_1 | Q_2 | L | η | η_{carnot} |
|----------|---------|---------|--------|--------|-----------------|
| Camera 1 | 17.6813 | 11.7628 | 5.9185 | 0.3347 | 0.4902 |
| Camera 2 | 17.6813 | 11.7628 | 5.9185 | 0.3347 | 0.4902 |
| Camera 3 | 17.6813 | 11.7628 | 5.9185 | 0.3347 | 0.4902 |
| Camera 4 | 17.6813 | 11.7628 | 5.9185 | 0.3347 | 0.4902 |
| Camera 5 | 17.6813 | 11.7628 | 5.9185 | 0.3347 | 0.4902 |
| Camera 6 | 17.6813 | 11.7628 | 5.9185 | 0.3347 | 0.4902 |
| Camera 7 | 17.6813 | 11.7628 | 5.9185 | 0.3347 | 0.4902 |

Notiamo che nello schema riassuntivo sopra, abbiamo i rendimenti uguali, cosa che non otterremo nella simulazione a T e P uguali. Questo fattore ci suggerisce ulteriormente che la simulazione è corretta, in quanto partendo dalla stessa massa per ogni camera, essa riceverà nell'arco di funzionamento il medesimo calore sia di riscaldamento che di raffreddamento, inoltre subirà variazioni termodinamiche uguali (la massa è la medesima).

5.2 Simulazione Te P Uguali

Sotto la simulazione del ciclo durante il funzionamento nel caso di T e P Uguali per ogni Camera, già spiegato nell'introduzione sopra.

```
close all
clc
clear all
load dati_completo.txt
teta_input=dati_completo(:,1);
V_input=dati_completo(:,7);
AF1=dati_completo(:,9);
AC1=dati_completo(:,8);
h=116/10^3; % metri, lunghezza paletta
Rrot=24.1665/10^3; % metri, Raggio rotore
figure(1)
subplot(211)
plot(teta_input,V_input)
title('volume')
subplot(212)
plot(teta_input,[AF1 AC1 AF1+AC1 ])
title('andamento superficie scambio')

cp=1000;
Raria=287;
cv=cp-Raria;
Tcalda=70+273.15;
Tfredda=400+273.15;
omega=100; % rad/s
% costruzione andamenti volume e aree di scambio termico con passo a
scelta
giri=3;

attiva_calda=1*0.1;
attiva_fredda=1*0.1;

passo=0.1;
t2omega=(pi*passo/180)/omega;
teta_new=0:passo:360-passo;
teta=[];

V0=500; % il volume minimo originario è V0=156.1476 mm^3
V1=[];
V_1=(V0-156.1476+trova_volume(V_input,teta_input,teta_new))/10^9;
title('andamento Volume')
```

```

% predisposizione del raggio esterno delle palette per calcolo coppia

load Raggio.txt
% Rest1=Raggio(:,1)/1000;
% Rest2=Raggio(:,2)/1000;
% Rest3=Raggio(:,3)/1000;
% Rest4=Raggio(:,4)/1000;
% Rest5=Raggio(:,5)/1000;
% Rest6=Raggio(:,6)/1000;
% Rest7=Raggio(:,7)/1000;
R1=0.0282+0.004*cos((teta_new-360/14)*pi/180);
R2=0.0282+0.004*cos((teta_new+360/14)*pi/180);
R3=0.0282+0.004*cos((teta_new+3*360/14)*pi/180);
R4=0.0282+0.004*cos((teta_new+5*360/14)*pi/180);
R5=0.0282+0.004*cos((teta_new+7*360/14)*pi/180);
R6=0.0282+0.004*cos((teta_new+9*360/14)*pi/180);
R7=0.0282+0.004*cos((teta_new+11*360/14)*pi/180);
% R1=trova_volume(Rest1,teta_input,teta_new);
% R2=trova_volume(Rest2,teta_input,teta_new);
% R3=trova_volume(Rest3,teta_input,teta_new);
% R4=trova_volume(Rest4,teta_input,teta_new);
% R5=trova_volume(Rest5,teta_input,teta_new);
% R6=trova_volume(Rest6,teta_input,teta_new);
% R7=trova_volume(Rest7,teta_input,teta_new);
Rest1=[];
Rest2=[];
Rest3=[];
Rest4=[];
Rest5=[];
Rest6=[];
Rest7=[];

for k=1:giri
    teta=[teta teta_new];
    V1=[V1 V_1];
    Rest1=[Rest1 R1];
    Rest2=[Rest2 R2];
    Rest3=[Rest3 R3];
    Rest4=[Rest4 R4];
    Rest5=[Rest5 R5];
    Rest6=[Rest6 R6];
    Rest7=[Rest7 R7];
end
%clear teta_new V_1 V_input teta_input R1 R2 R3 R4 R5 R6 R7

delta=fix(length(teta)/(giri*7));

V2=[V1(delta+1:end) V1(1:delta)];
V3=[V2(delta+1:end) V2(1:delta)];
V4=[V3(delta+1:end) V3(1:delta)];
V5=[V4(delta+1:end) V4(1:delta)];
V6=[V5(delta+1:end) V5(1:delta)];
V7=[V6(delta+1:end) V6(1:delta)];

AreaScambio=2046+404+404*sin(pi/2+teta*pi/180);

```

```

[AF1,AC1]=Caldofreddo(teta,AreaScambio);
AF1=AreaScambio.*AF1/1000000;
AC1=AreaScambio.*AC1/1000000;

% figure(1)
% subplot(212)
% hold on
%
plot(teta,AF1*1000000,'g',teta,AC1*1000000,'g',teta,(AC1+AF1)*1000000
,'g')
% hold off

delta=fix(length(AF1)/(giri*7));

AF2=[AF1(delta+1:end) AF1(1:delta)];
AC2=[AC1(delta+1:end) AC1(1:delta)];
AF3=[AF2(delta+1:end) AF2(1:delta)];
AC3=[AC2(delta+1:end) AC2(1:delta)];
AF4=[AF3(delta+1:end) AF3(1:delta)];
AC4=[AC3(delta+1:end) AC3(1:delta)];
AF5=[AF4(delta+1:end) AF4(1:delta)];
AC5=[AC4(delta+1:end) AC4(1:delta)];
AF6=[AF5(delta+1:end) AF5(1:delta)];
AC6=[AC5(delta+1:end) AC5(1:delta)];
AF7=[AF6(delta+1:end) AF6(1:delta)];
AC7=[AC6(delta+1:end) AC6(1:delta)];

figure(19)
plot([AC1 ;AF1;AC2; AF2 ;AC3; AF3; AC4; AF4; AC5; AF5; AC6; AF6; AC7;
AF7]')
title('andamento area fredda e calda')

figure(20)
subplot(211)
hold on
plot(teta,V1,'r')
title('andamento del volume tra le palette')

subplot(212)
hold on
plot(teta,AreaScambio,'k')
plot(teta,AF1*1000000,'xk')
plot(teta,AC1*1000000,'xk')
plot(teta,AF2*1000000,'xr')
plot(teta,AC2*1000000,'xr')
plot(teta,AF3*1000000,'xc')
plot(teta,AC3*1000000,'xc')
plot(teta,AF4*1000000,'xm')
plot(teta,AC4*1000000,'xm')
plot(teta,AF5*1000000,'xg')
plot(teta,AC5*1000000,'xg')
plot(teta,AF6*1000000,'xy')
plot(teta,AC6*1000000,'xy')
plot(teta,AF7*1000000,'xb')

```



```

plot(teta,AC7*1000000,'xb')
title('andamento dell''area di scambio tra le palette')

% INIZIALIZZAZIONE VETTORI
p1=zeros(size(V1));
p2=zeros(size(V1));
p3=zeros(size(V1));
p4=zeros(size(V1));
p5=zeros(size(V1));
p6=zeros(size(V1));
p7=zeros(size(V1));
T1=zeros(size(V1));
T2=zeros(size(V1));
T3=zeros(size(V1));
T4=zeros(size(V1));
T5=zeros(size(V1));
T6=zeros(size(V1));
T7=zeros(size(V1));
dQscamb1=zeros(size(V1));
dQscamb2=zeros(size(V1));
dQscamb3=zeros(size(V1));
dQscamb4=zeros(size(V1));
dQscamb5=zeros(size(V1));
dQscamb6=zeros(size(V1));
dQscamb7=zeros(size(V1));
C1=zeros(size(V1));
C2=zeros(size(V1));
C3=zeros(size(V1));
C4=zeros(size(V1));
C5=zeros(size(V1));
C6=zeros(size(V1));
C7=zeros(size(V1));

% INIZIO CODICE SIMULAZIONE

dV1=V1(2:end)-V1(1:(end-1));
dV2=V2(2:end)-V2(1:(end-1));
dV3=V3(2:end)-V3(1:(end-1));
dV4=V4(2:end)-V4(1:(end-1));
dV5=V5(2:end)-V5(1:(end-1));
dV6=V6(2:end)-V6(1:(end-1));
dV7=V7(2:end)-V7(1:(end-1));
p1(1)=1000000; % Pa
p2(1)=1000000; % Pa
p3(1)=1000000; % Pa
p4(1)=1000000; % Pa
p5(1)=1000000; % Pa
p6(1)=1000000; % Pa
p7(1)=1000000; % Pa
T1(1)=300; % K
T2(1)=300; % K
T3(1)=300; % K
T4(1)=300; % K
T5(1)=300; % K
T6(1)=300; % K
T7(1)=300; % K
M1=p1(1)*V1(1)/(Raria*T1(1));

```

```

% M1=0.00001080596;
% p1(1)=M1*Raria*T1(1)/V1(1);
M2=p2(1)*V2(1)/(Raria*T2(1));
M3=p3(1)*V3(1)/(Raria*T3(1));
M4=p4(1)*V4(1)/(Raria*T4(1));
M5=p5(1)*V5(1)/(Raria*T5(1));
M6=p6(1)*V6(1)/(Raria*T6(1));
M7=p7(1)*V7(1)/(Raria*T7(1));

for k=2:length(V1)
    dQscamb1(k)=(attiva_calda*100000*AC1(k)*(Tcalda-T1(k-1))+attiva_fredda*100000*AF1(k)*(Tfredda-T1(k-1)))*t2omega;
    dT1=(dQscamb1(k)-p1(k-1)*dV1(k-1))/(cv*M1);
    T1(k)=T1(k-1)+dT1;
    p1(k)=M1*Raria*T1(k)/V1(k);
    C1(k)=(p1(k)*h/2)*(Rest2(k)^2-Rest1(k)^2);

    dQscamb2(k)=(attiva_calda*100000*AC2(k)*(Tcalda-T2(k-1))+attiva_fredda*100000*AF2(k)*(Tfredda-T2(k-1)))*t2omega;
    dT2=(dQscamb2(k)-p2(k-1)*dV2(k-1))/(cv*M2);
    T2(k)=T2(k-1)+dT2;
    p2(k)=M2*Raria*T2(k)/V2(k);
    C2(k)=(p2(k)*h/2)*(Rest3(k)^2-Rest2(k)^2);

    dQscamb3(k)=(attiva_calda*100000*AC3(k)*(Tcalda-T3(k-1))+attiva_fredda*100000*AF3(k)*(Tfredda-T3(k-1)))*t2omega;
    dT3=(dQscamb3(k)-p3(k-1)*dV3(k-1))/(cv*M3);
    T3(k)=T3(k-1)+dT3;
    p3(k)=M3*Raria*T3(k)/V3(k);
    C3(k)=(p3(k)*h/2)*(Rest4(k)^2-Rest3(k)^2);

    dQscamb4(k)=(attiva_calda*100000*AC4(k)*(Tcalda-T4(k-1))+attiva_fredda*100000*AF4(k)*(Tfredda-T4(k-1)))*t2omega;
    dT4=(dQscamb4(k)-p4(k-1)*dV4(k-1))/(cv*M4);
    T4(k)=T4(k-1)+dT4;
    p4(k)=M4*Raria*T4(k)/V4(k);
    C4(k)=(p4(k)*h/2)*(Rest5(k)^2-Rest4(k)^2);

    dQscamb5(k)=(attiva_calda*100000*AC5(k)*(Tcalda-T5(k-1))+attiva_fredda*100000*AF5(k)*(Tfredda-T5(k-1)))*t2omega;
    dT5=(dQscamb5(k)-p5(k-1)*dV5(k-1))/(cv*M5);
    T5(k)=T5(k-1)+dT5;
    p5(k)=M5*Raria*T5(k)/V5(k);
    C5(k)=(p5(k)*h/2)*(Rest6(k)^2-Rest5(k)^2);

    dQscamb6(k)=(attiva_calda*100000*AC6(k)*(Tcalda-T6(k-1))+attiva_fredda*100000*AF6(k)*(Tfredda-T6(k-1)))*t2omega;
    dT6=(dQscamb6(k)-p6(k-1)*dV6(k-1))/(cv*M6);
    T6(k)=T6(k-1)+dT6;
    p6(k)=M6*Raria*T6(k)/V6(k);
    C6(k)=(p6(k)*h/2)*(Rest7(k)^2-Rest6(k)^2);

    dQscamb7(k)=(attiva_calda*100000*AC7(k)*(Tcalda-T7(k-1))+attiva_fredda*100000*AF7(k)*(Tfredda-T7(k-1)))*t2omega;
    dT7=(dQscamb7(k)-p7(k-1)*dV7(k-1))/(cv*M7);

```

```

T7(k)=T7(k-1)+dT7;
p7(k)=M7*Raria*T7(k)/V7(k);
C7(k)=(p7(k)*h/2)*(Rest1(k)^2-Rest7(k)^2);

end

pressione=p1(1)*(V1(1)/V1).^1.4;

figure(2)
subplot(211)
plot(T1)
title('temperatura')

subplot(223)
plot(p1/100000)
title('pressione')
subplot(224)
plot(dQscamb1/100000)
title('scambio termico')
hold on

% subplot(212)
% plot(pressione/100000,'ro')

figure(22)
subplot(211)
plot(V1,p1/100000,V2,p2/100000,V3,p3/100000,V4,p4/100000,V5,p5/100000,
,V6,p6/100000,V7,p7/100000)
title('diagramma P-V ')
subplot(212)
loglog(V1,p1/100000,V2,p2/100000,V3,p3/100000,V4,p4/100000,V5,p5/100000,
,V6,p6/100000,V7,p7/100000)

for k=1:7
    figure(k+100)
    subplot(411)
    eval(['plot(T' num2str(k) ')'])
    grid on
    ylabel('temperatura')
    title(['volume tra le palette n. ' num2str(k)])
    subplot(412)
    eval(['plot(V' num2str(k) ',p' num2str(k) '/100000)'])
    grid on
    title('pressione')
    subplot(413)
    eval(['plot(dQscamb' num2str(k) ')'])
    grid on
    title('scambio termico')
    subplot(414)
    eval(['plot(C' num2str(k) ')'])
    grid on
    title('Coppia, [Nm]')
    pause
end

```

```

C_tot=C1+C2+C3+C4+C5+C6+C7;

figure(4)

subplot(221)
plot(teta,C_tot, '.')
xlabel('angolo')
ylabel('coppia totale, [Nm]')

subplot(222)
plot(teta,C_tot, '.')
hold on
plot(teta,[C1;C2;C3;C4;C5;C6;C7], '.')
xlabel('angolo')
ylabel('coppie, [Nm]')
hold off

subplot(223)
plot(teta,[p1;p2;p3;p4;p5;p6;p7]/100000, '.')
xlabel('angolo')
ylabel('pressione, [bar]')

subplot(224)
plot(teta,[Rest1;Rest2;Rest3;Rest4;Rest5;Rest6;Rest7]/100000, '.')
xlabel('angolo')
ylabel('raggi esterni, [m]')

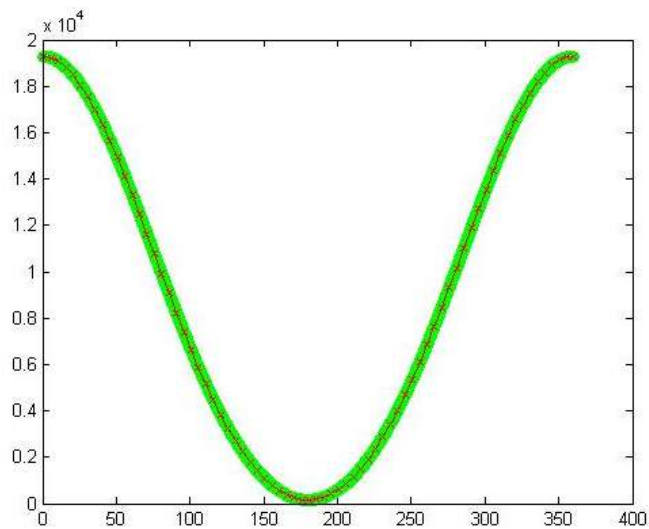
Prestazioni

load Raggio.txt
Rest1=Raggio(:,1)/1000;
Rest2=Raggio(:,2)/1000;
Rest3=Raggio(:,3)/1000;
Rest4=Raggio(:,4)/1000;
Rest5=Raggio(:,5)/1000;
Rest6=Raggio(:,6)/1000;
Rest7=Raggio(:,7)/1000;
% C1=p1*h*((Rest1^2-Rrot^2)/2) Rrot è costante, Rest lo carica
sopra,h
% costante
%C1=(p1h(((Rest1.^2)-(Rrot.^2)/2)))

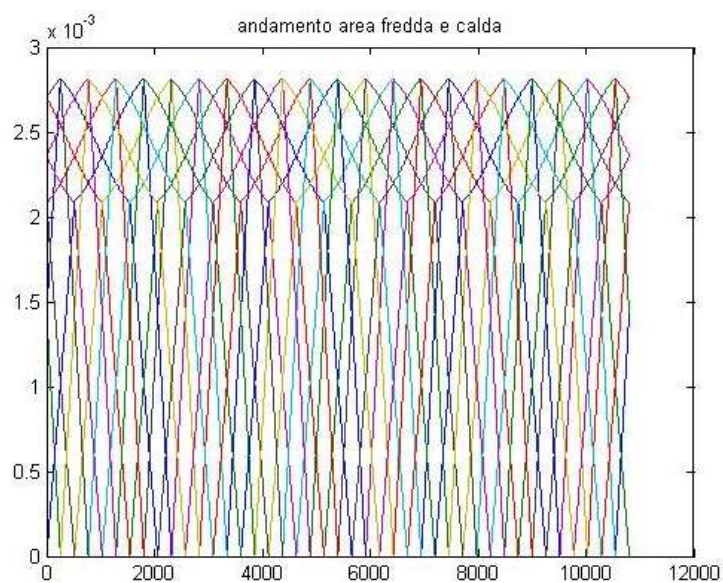
```

Grafici Ottenuti:

Preciso che i grafici a parte quelli che spiegherò sono come i grafici della simulazione a Masse Uguali.

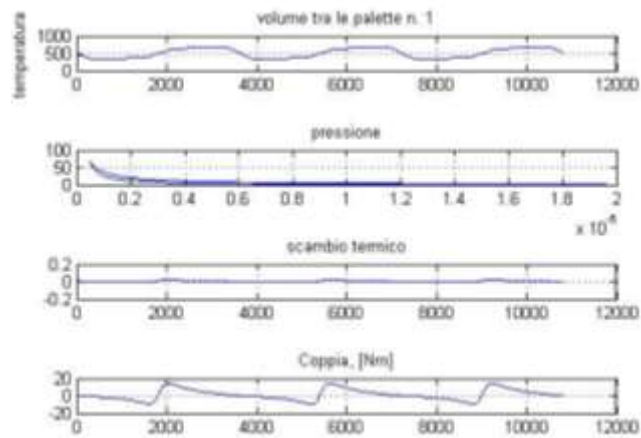


Andamento aree di scambio delle 7 camere.

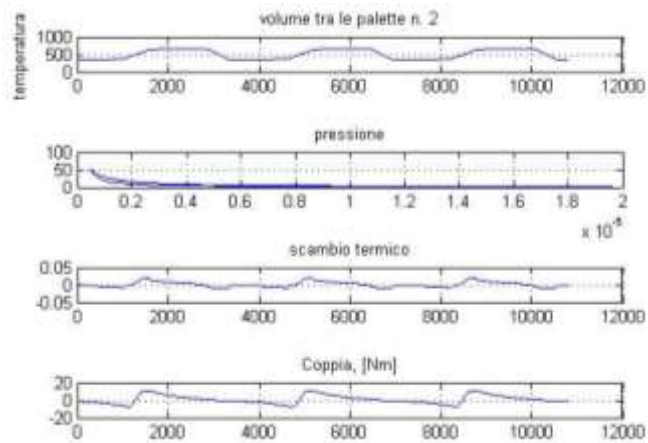


I grafici sotto si differenziano dalla simulazione a Masse Uguali, perché ogni camera avrà una pressione massima diversa, mentre prima le P massime erano uguali in tutte le camere. Vedremo perciò le pressioni massime delle singole camere variare dai grafici e di conseguenza anche le Coppie non saranno più costanti.

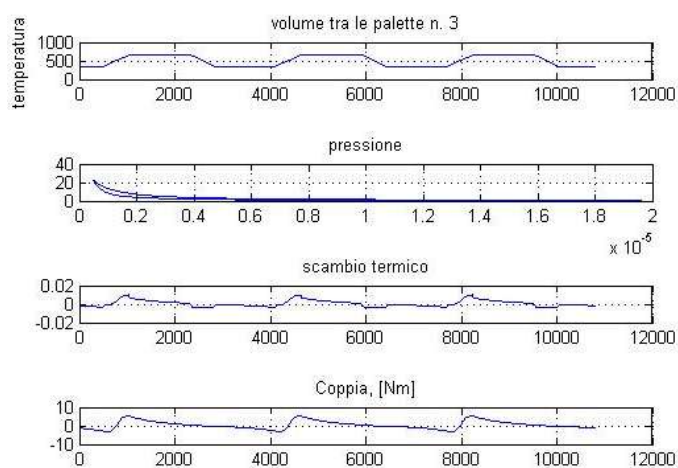
Camera 1



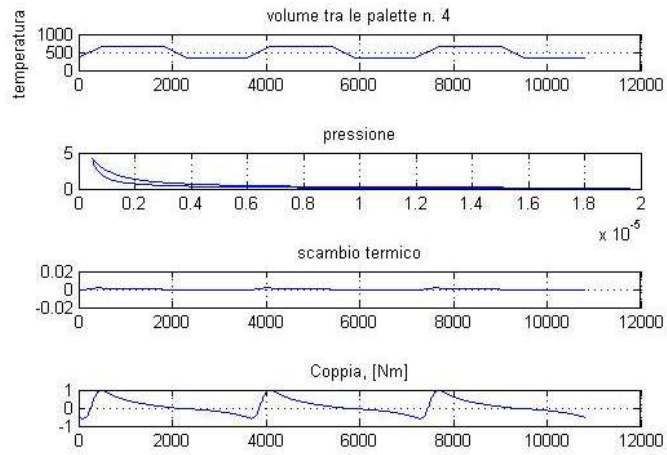
Camera 2



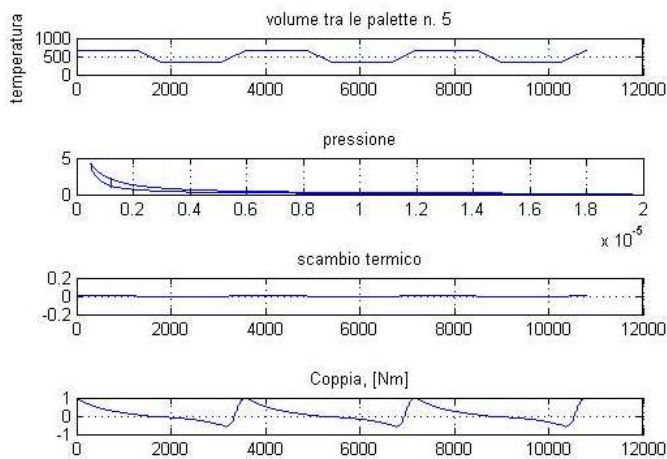
Camera 3



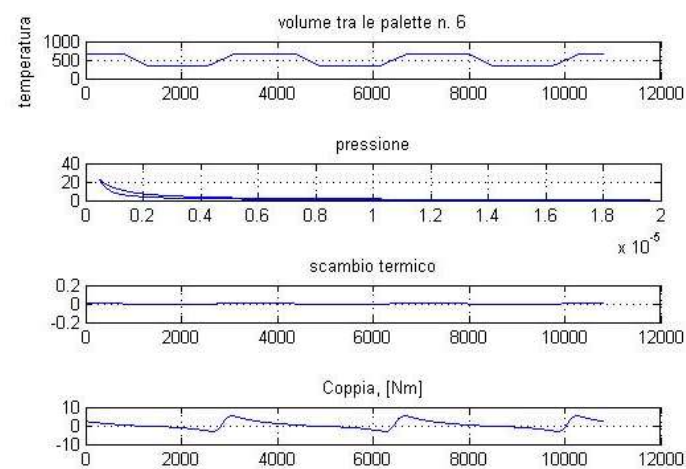
Camera 4



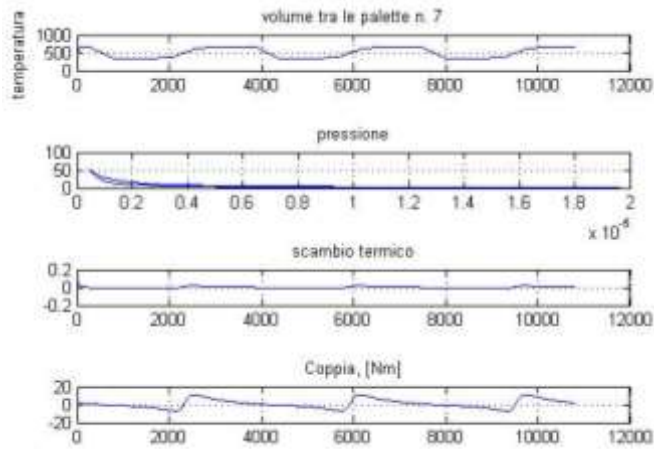
Camera 5



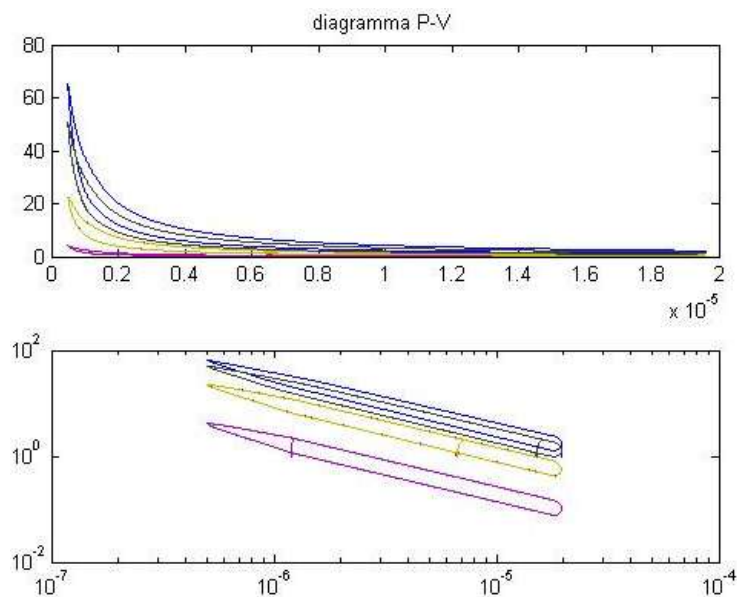
Camera 6



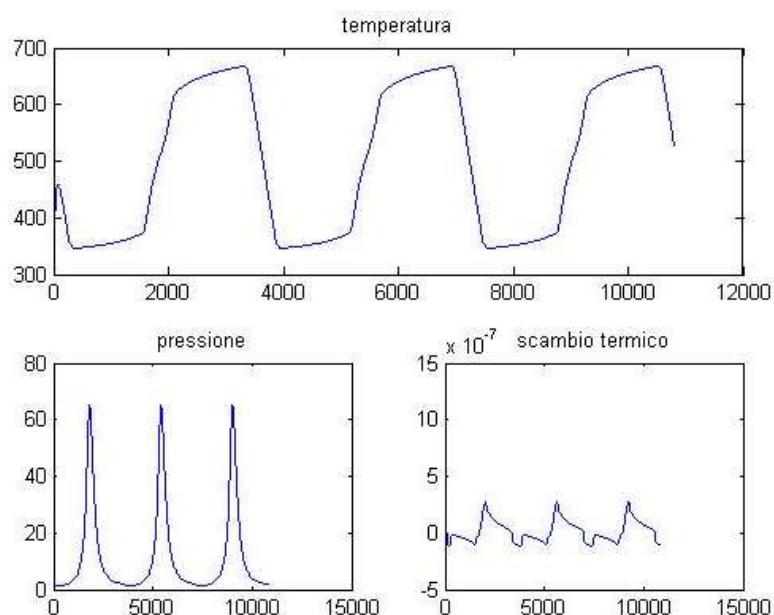
Camera 7



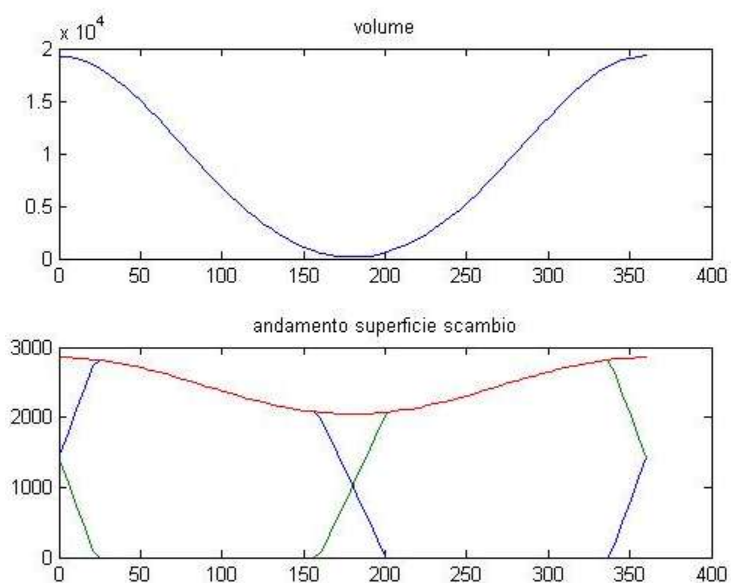
Le differenze maggiori con il caso delle masse uguali sono visibili in questo grafico sotto. Esso è diverso perché vediamo una separazione netta nel grafico delle sette curve di pressione migliore al caso a Masse Uguali. Questo perché nel primo caso abbiamo la pressione massima raggiunta da ogni camera uguale, perciò vediamo le curve che nella parte alta si sovrappongono (in fig. a pag. 138) mentre in questo caso avendo una massa diversa in ogni camera se essa è maggiore avrà un incremento maggiore di temperatura e pressione durante il ciclo. Spiegandomi meglio, se parto da una maggiore massa all'interno di una camera isolata termodinamicamente essa incrementerà di più la sua temperatura e la sua pressione di una medesima camera (perché durante il ciclo le camere hanno un andamento identico) con una massa minore. Questa rappresenta la differenza maggiore nelle 2 simulazioni.



Qui di seguito il grafico di andamento della temperatura, della pressione e dello scambio termico del nostro ciclo. Riferito alla camera 1.

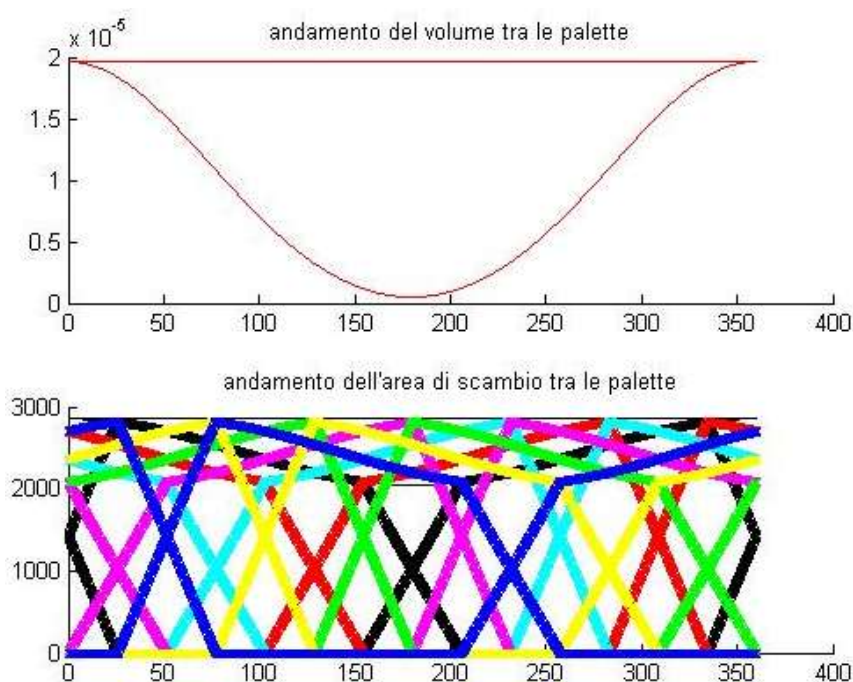


Di seguito troveremo il primo grafico che rappresenta oltre al volume che è già stato spiegato sopra, anche l'andamento di una camera della sua superficie calda in verde e della rispettiva superficie fredda in blu, mentre la curva rossa è l'interpolazione del suo andamento.

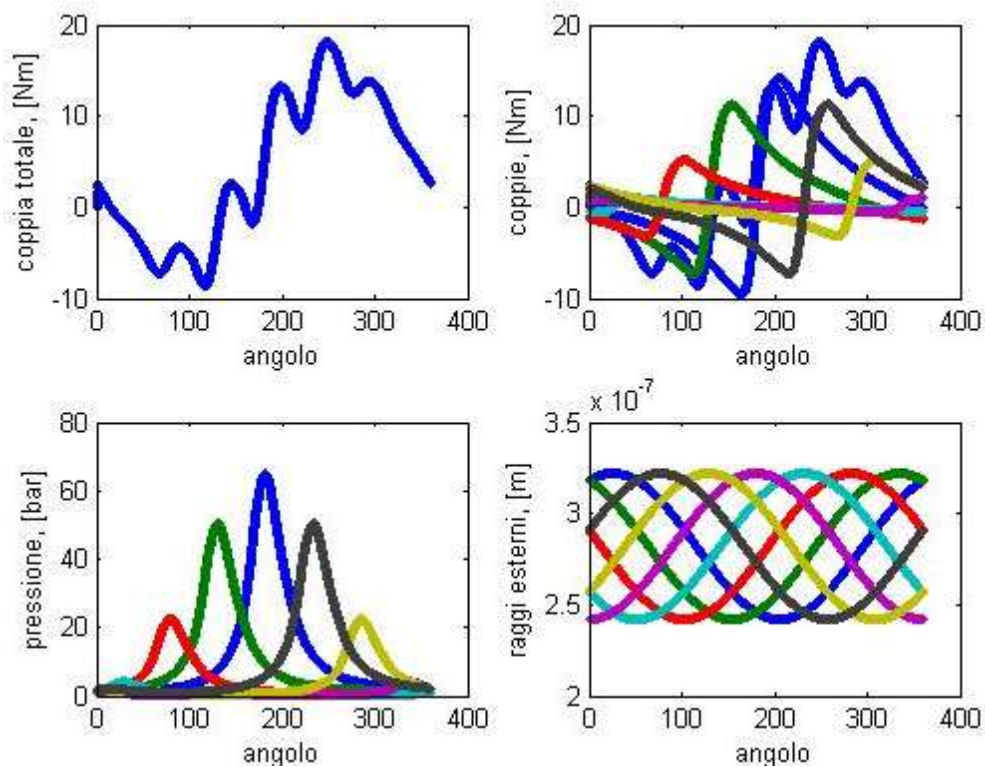


Nel grafico qui sotto invece notiamo che l'andamento del volume è rappresentato anche da una retta rossa che ritorna all'inizio del ciclo a volume massimo, questo viene perché

simulando un ciclo di più giri, esso riparte dalla condizione massima di volume, per cui nel grafico si vede come una retta. Tutte le linee colorate sotto sono sempre le interpolazioni delle varie aree di scambio fredda e calda di ogni camera. Questo perché ogni camera parte da una posizione iniziale angolare diversa, e nel ciclo bisogna tenerne conto perché esse si troveranno affacciate a temperature diverse.



Qui di seguito il grafico che rappresenta rispettivamente la Coppia Totale, che si può definire mediamente durante il ciclo di 10 Nm, poi a destra troviamo le singole coppie di ogni camera, sotto troviamo le pressioni di ogni camera e l'andamento del raggio della camera. Per trovare la Coppia si vede dalla simulazione che ho dovuto correggere l'andamento del raggio esterno delle palette con una funzione coseno che ricalca tale valore, in quanto con l'andamento del raggio dava alcuni problemi dovuti ad una piccola concavità nel grafico che la simulazione non digeriva bene. Per il calcolo della Coppia abbiamo usato come verso positivo quello orario, in quanto è il verso di rotazione del dispositivo funzionante secondo le considerazioni di Temperatura fatta inizialmente. In questo caso la Coppia Risultante è più bassa del caso della simulazione precedente. Questo risultato ci conferma la bontà della simulazione, in quanto a pressioni minori corrispondono Coppie minori.



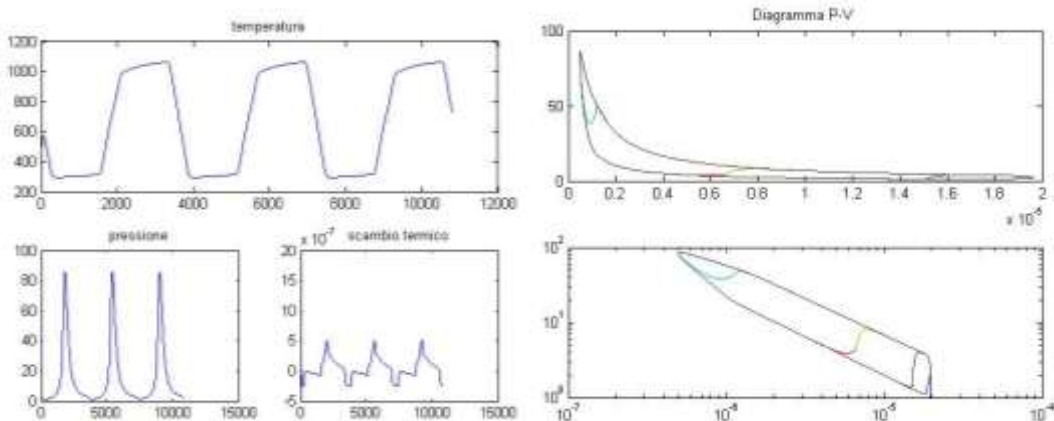
Qui sotto la tabella con i dati riassuntivi su rendimento confrontato con quello di Carnot che si avrebbe con le temperature in uso nel nostro sistema.

| | Q_1 | Q_2 | L | η | η_{carnot} |
|----------|---------|---------|--------|--------|-----------------|
| Camera 1 | 17.6813 | 11.7628 | 5.9185 | 0.3347 | 0.4902 |
| Camera 2 | 13.8396 | 9.0500 | 4.7896 | 0.3461 | 0.4902 |
| Camera 3 | 6.2354 | 3.9461 | 2.2893 | 0.3671 | 0.4902 |
| Camera 4 | 1.1489 | 0.7121 | 0.4368 | 0.3802 | 0.4902 |
| Camera 5 | 1.1399 | 0.7065 | 0.4334 | 0.3802 | 0.4902 |
| Camera 6 | 6.2116 | 3.9307 | 2.2810 | 0.3672 | 0.4902 |
| Camera 7 | 13.8166 | 9.0340 | 4.7826 | 0.3461 | 0.4902 |

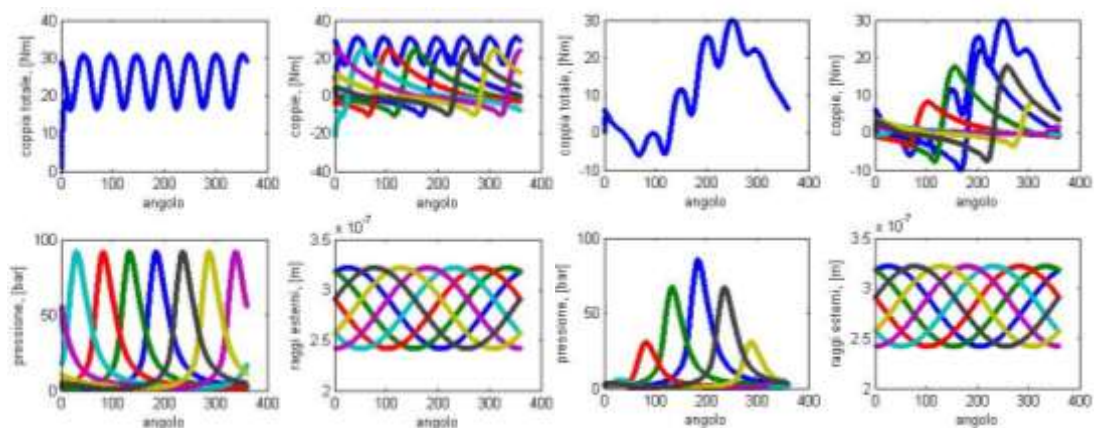
In questa simulazione avremo la variabilità dei rendimenti delle rispettive camere.

6. CONCLUSIONI

Quello che posso affermare con assoluta certezza è che questa esperienza è stata molto stimolante dal punto di vista personale e soprattutto è stato un percorso in cui ho potuto applicare le conoscenze acquisite nel mio percorso di studi e le competenze ottenute grazie al lavoro svolto come progettista meccanico in azienda per alcuni anni. L'insieme di tutto ciò mi ha portato, anche grazie alla collaborazione di Matteo Orioli alla costruzione e allo studio appunto del modello rappresentato in questa Tesi. Riassumendo, la simulazione ottenuta ci mostra partendo sempre dal presupposto di non avere dispersioni verso l'esterno e assumendo come variabili fisse le temperature fornite esternamente, ad un rendimento di tutto rispetto. Nel primo caso ho un rendimento del 33.5 % e nel secondo caso un rendimento che va dal 33% al 38 %. Considerando ciò bisogna tenere conto che tutto questo è un caso indicativo, e che dipenderà molto dai materiali usati nella costruzione del modello e alle temperature iniziali chiamate T_{calda} e T_{fredda} . Grazie al Matlab inoltre è possibile affrontare svariati casi in cui possiamo modificare le variabili di ingresso, che andranno a modificare il Ciclo di simulazione. Tutto ciò però è di una grande importanza perché ci permette di effettuare test reali, calcolando prima le variabili che possono modificare il sistema. Un'ultima considerazione da fare è che questo dispositivo può funzionare anche affiancato ad altri dispositivi che disperdono calore nell'atmosfera, permettendo una sorta di cogenerazione. Nei grafici riportati sopra va tenuto conto che essi varieranno in base ad innumerevoli fattori. Sono stati messi come indicazione al lettore in modo da avere una impostazione base per affrontare lo studio del sistema. Essi varieranno, cambiando ad esempio il calore fornito. Una prova che è molto semplice da fare è ad esempio aumentare o abbassare le temperature ipotizzate T_{calda} e T_{fredda} . Noi siamo partiti da valori di 70 C° e 400 C°, questo perché ipotizzando di raffreddare con un circuito di raffreddamento che prevedeva un radiatore e una pompa di uno scooter erano le Temperature applicabili al caso Reale. Variando queste temperature, cioè aumentandone il divario, abbassando la T di raffreddamento e alzando quella di riscaldamento si aumenta notevolmente il rendimento del ciclo, ma a sua volta aumentano le temperature degli organi presenti e le pressioni interne al ciclo. Ad esempio ottengo portando T_{Calda} e T_{Fredda} a 20 C° e 800 C° dei grafici molto diversi che riporto di seguito.



Un altro fattore che posso variare è la velocità angolare con cui ruota il sistema, se ad esempio aumenta molto, il sistema non riuscirà a scambiare sufficientemente calore con le due parti calda e fredda ed avremo un crollo del rendimento. Tutto questo per far capire la molteplicità e la potenzialità di questa simulazione. Confrontando infine i grafici di Coppia delle due simulazioni si vede che il caso più aderente alla realtà è anche quello che risulta avere Coppia Maggiore. Dall' esempio riportato sotto vediamo il grafico di Coppia ottenuto alzando le Temperature Fredda e Calda; a sinistra il caso a Masse Uguali e a destra quello a T e P uguali. La coppia è passata ad un valor medio più alto di circa 10 Nm nel primo caso e anche nel secondo. Il passo ulteriore che io e Matteo faremo grazie anche a questo mio ulteriore sviluppo e alle simulazione creata in questo trattato è la costruzione di un modello con materiali adeguati per valutarne al banco le sue reali prestazioni.



BIBLIOGRAFIA

- “Introduzione Allo Studio Delle Macchine” Oreste Acton, Carmelo Caputo – UTET
- “ Sistemi Energetici E Loro Componenti” Negri Bianche Peretto – Pitagora Editrice Bologna
- “ Macchine A Fluido “ G. Cornetti- Edizioni Il Capitello Torino
- “Manuale Cremonese Di Meccanica” Parte Specialistica Volume IV – Edizioni Cremonese
- “Il Nuovo Manuale di Meccanica”- Zanichelli/ Esac
- “ La Macchina di Stirling” V. Naso – ESA editoriale
- “ Experimental Study On Stirling Engine Generator and Solar Receiver System For Future Space Applications” Naito H.
- “Solar Heat Pipe Testing Of The Stirling Thermal Motors 4-120 Stirling Engine” Rawlinson S. Andraka C.E.
- “A Compendium of Solar Dish Stirling Technology” Stine W. B.
- www.sunmachine.com
- “The Regenerator and the Stirling Engine” A.J. Organ – MEP
- “ Stirling Engines” Walker Graham – Oxford University Press
- www.wikipedia.it
- “Analysis of free-piston Stirling engine/linear Alternator System part 2: results” G. Benvenuto, F. de Monte, Journal of Propulsion and Power
- www.sunpower.com
- www.energiaalternativa.it
- www.stirlingengine.com/
- www.sesusa.org
- “Elementi di Fisica Tecnica per l’Ingegneria” - McGraw-Hill Companies
- “International Stirling engine conference 8th ISEC 1997. Proceedings” CIRPS
- “Guida pratica al motore Stirling” Immovilli F. Ascari G. Molinari F.

RINGRAZIAMENTI

Ringrazio il Prof.re Davide Moro, che mi ha dato la possibilità di trattare questo argomento, accogliendo la mia proposta con grande curiosità ed entusiasmo. Lo ringrazio inoltre per la grande disponibilità dimostratami e per l'immensa passione applicata verso questa mia iniziativa.

Ringrazio Matteo Orioli per il supporto tecnico, la passione che ci accomuna e per avermi affiancato all'inizio di questa stimolante esperienza nelle fasi di ideazione e creazione di questo bizzarro dispositivo. Lo ringrazio inoltre per le ore spese e passate nel garage a confrontarci con lo sviluppo e con la nascita di tutto questo.

Infine ringrazio tutta la mia famiglia, i miei genitori Daniela e Mauro e mio fratello Matteo sia per aver sempre creduto in me, sia per avermi dato la possibilità di portare a termine l'esperienza universitaria grazie al loro sostegno economico e morale. Infine ma non per ultima ringrazio Monica per essermi sempre stata vicina, per avermi stimolato nei momenti più difficili e per essere sempre stata presente.