



ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA
CORSO 0949

Tesi di Laurea in Macchine

**Soluzioni per il futuro dei motori a
combustione interna:
opposed piston engine e split cycle
combustion engine**

Relatore:
Prof. Enrico Corti

Candidato:
Davide Battistini

Anno accademico 2019/2020

Indice

| | | |
|--|------|----|
| Indice delle figure..... | pag. | 5 |
| Introduzione..... | pag. | 9 |
| 1. Il futuro dei motori a combustione interna | pag. | 11 |
| 2. Sistemi innovativi già presenti sul mercato..... | pag. | 16 |
| 2.1 HCCI | pag. | 16 |
| 2.2 Sistemi a rapporto di compressione variabile..... | pag. | 17 |
| 3. Opposed Piston Engine | pag. | 19 |
| 3.1 Design..... | pag. | 19 |
| 3.2 Analisi termodinamica | pag. | 27 |
| 3.3 Prestazioni ed emissioni | pag. | 34 |
| 3.4 Esempi di alcune applicazioni e loro prestazioni | pag. | 36 |
| 4. Split Cycle Combustion Engine | pag. | 42 |
| 4.1 Design..... | pag. | 43 |
| 4.2 Analisi termodinamica | pag. | 47 |
| 4.3 Analisi delle emissioni | pag. | 57 |
| Conclusioni | pag. | 63 |
| Bibliografia e sitografia..... | pag. | 65 |
| Ringraziamenti | pag. | 67 |

Indice delle figure

| | |
|---|---------|
| Figura 1 : Consumo mondiale di energia in base alla fonte | pag. 11 |
| Figura 2: Contributo alle emissioni di CO2 per settore..... | pag. 12 |
| Figura 3: Differenza tra combustione SI, CI e HCCI..... | pag. 16 |
| Figura 4: Combustione SPCCI (Skyactiv-X) | pag. 17 |
| Figura 5: Funzionamento motore Infiniti a rapporto di compressione variabile..... | pag. 18 |
| Figura 6: Schizzo di un opposed-piston engine..... | pag. 19 |
| Figura 7: Opposed-piston engine: configurazione a doppio albero | pag. 21 |
| Figura 8: OPOC Engine: configurazione a unico albero..... | pag. 21 |
| Figura 9: Effetto del rapporto corsa-alesaggio sulla variazione di rendimento termico indicato | pag. 22 |
| Figura 10: Effetto del rapporto corsa/alesaggio sulla variazione del lavoro di pompaggio..... | pag. 23 |
| Figura 11: Effetto del rapporto corsa-alesaggio sul lavoro per attrito | pag. 23 |
| Figura 12: Effetto del rapporto corsa-alesaggio sul rendimento termico effettivo | pag. 24 |
| Figura 13: Schema di allineamento degli scavenging per configurazione a 2,3 e 4 cilindri..... | pag. 25 |
| Figura 14: Schema del sistema di combustione..... | pag. 25 |
| Figura 15: Layout del sistema di trattamento dell'aria..... | pag. 26 |
| Figura 16: Diagramma pressione-volume di un motore ideale che raggiunge il rendimento termodinamico massimo possibile | pag. 27 |
| Figura 17: Caratteristiche geometriche delle tre configurazioni di motore: 4S, OP4S, OP2S | pag. 28 |
| Figura 18: Pressione, ROHR, γ e perdite di calore per il motore 4S.... | pag. 29 |
| Figura 19: Rendimento termico calcolato (a) e perdite di rendimento (b) per i 4 casi per il motore 4S..... | pag. 30 |
| Figura 20: Parametri di ingresso della simulazione costanti per tutte le configurazioni di motore | pag. 30 |
| Figura 21: Diagramma pressione-volume per le tre configurazioni di motore | pag. 31 |
| Figura 22: Risultati sperimentali per le tre configurazioni di motore .. | pag. 31 |

| | | |
|--|------|----|
| Figura 23: Rapporto area/volume per le tre configurazioni di motore | pag. | 33 |
| Figura 24: Rapporto tra i calori specifici per le tre configurazioni di motore | pag. | 33 |
| Figura 25: Cumulative Heat Release (CHR) per le tre configurazioni di motore | pag. | 33 |
| Figura 26: Caratteristiche principali dell'opposed-piston engine in esame..... | pag. | 34 |
| Figura 27: Caratteristiche principali del motore 4 tempi di riferimento..... | pag. | 34 |
| Figura 28: Comparazione tra OPE e motore 4 tempi di riferimento, a pieno carico | pag. | 35 |
| Figura 29: Comparazione tra OPE e 4 tempi in termini di emissioni di NOx e di consumo specifico..... | pag. | 36 |
| Figura 30: Opposed-Piston Engine di Achatés Power per applicazioni su camion di media grandezza..... | pag. | 37 |
| Figura 31: Configurazione dell'OPE per camion di media dimensione..... | pag. | 37 |
| Figura 32: Diagramma del consumo specifico dell'OPE per camion di media grandezza..... | pag. | 38 |
| Figura 33: Diagramma del consumo specifico dell'OPE per camion di media grandezza senza DPF e SCR | pag. | 38 |
| Figura 34: Opposed-piston engine per applicazioni su automobili | pag. | 39 |
| Figura 35: Configurazione dell'OPE per automobili | pag. | 39 |
| Figura 36: Diagramma del consumo specifico dell'OPE per automobili | pag. | 40 |
| Figura 37: Configurazione dell'OPE per camion di grossa dimensione | pag. | 40 |
| Figura 38: Diagramma del consumo specifico dell'OPE per camion di grossa dimensione | pag. | 41 |
| Figura 39: Schizzo di Split Cycle Combustion Engine (SPCCE) | pag. | 42 |
| Figura 40: a) schema di RSCE e b) diagramma T-S per un motore diesel convenzionale (linea rossa tratteggiata) e per un RSCE (linee blu, gialla, rossa e nera)..... | pag. | 44 |

| | |
|---|----|
| Figura 41: Diagramma che mostra a) la pressione nel cilindro e b) una rappresentazione concettuale dell'iniezione dell'aria nel cilindro di combustione.....pag. | 45 |
| Figura 42: Diagramma T-S dello split cycle engine.....pag. | 47 |
| Figura 43: Costanti e condizioni iniziali del modello di split cycle engine.....pag. | 50 |
| Figura 44: Effetto del a) rapporto di compressione e b) dell'efficacia del recupero sul rendimento termico.....pag. | 51 |
| Figura 45: Mappa del rendimento termico per differenti Rapporti tra le temperature T_3/T_1 (N).pag. | 52 |
| Figura 46: Effetto del rapporto di compressione su a) diagramma p-V e b) temperatura nel cilindropag. | 53 |
| Figura 47: Effetto del rapporto di espansione su a) diagramma T-S e b) rendimento termicopag. | 54 |
| Figura 48: Effetto della temperatura del refrigerante sulle prestazioni del motore per differenti tassi di iniezione del carburantepag. | 55 |
| Figura 49: Miglioramenti nel rendimento termico dovuti all'ottimizzazione del sistemapag. | 56 |
| Figura 50: Andamento di a) portata d'aria, coppia, b) emissioni di NOx e FSN con il timing di iniezione rispetto al timing nominale.....pag. | 57 |
| Figura 51: Pressione nel cilindro e alzata della valvola di ingresso al variare dell'angolo di manovella con timing nominale e per timing di un grado in ritardo e in anticipo rispetto al nominalepag. | 58 |
| Figura 52: Andamento di FSN e delle emissioni di NOx con AFR alla pressione di ingresso di 30 barpag. | 59 |
| Figura 53: Andamento delle emissioni di NOx e di FSN con IVO per tre diverse separazioni tra apertura e chiusura valvole.....pag. | 59 |
| Figura 54: Andamento della coppia, delle emissioni di NOx e della portata d'aria al variare dell'IVOpag. | 60 |
| Figura 55: Andamento della coppia, delle emissioni di NOx e di FSN al variare della pressione di railpag. | 61 |
| Figura 56: Emissioni di NOx al variare della coppiapag. | 62 |

Introduzione

In questo lavoro di tesi mi soffermerò, inizialmente, sul possibile futuro dei motori a combustione interna, analizzando sia i vantaggi, le problematiche e i possibili scenari per quanto riguarda la loro innovazione tecnologica, comparandoli con gli altri sistemi in competizione.

Dopo un breve riassunto sulle tecnologie già presenti sul mercato (HCCI, VCR, ecc.), mi concentrerò sull'analisi di due sistemi di antica concezione ma che grazie all'innovazione tecnologica sono tornati in auge e rappresentano attualmente un'opportunità dal punto di vista delle emissioni e dell'efficienza: gli Opposed Piston Engine (OPE) e Split Cycle Combustion Engine (SCCE).

Per ognuno di questi sistemi mi soffermerò nel descrivere il design costruttivo e la sua ottimizzazione rispetto a vari parametri, sull'analisi termodinamica del ciclo (anche con il calcolo del rendimento termico) e sull'analisi delle prestazioni e, soprattutto, delle emissioni di NO_x e di particolato.

Per quel che riguarda gli OPE, metterò in confronto le prestazioni di alcuni motori prototipo, creati dalla azienda statunitense Achates Power, con quelle dei motori convenzionali in commercio.

1. Il futuro dei motori a combustione interna

La riduzione dei consumi e delle emissioni è stato l'obiettivo principale dei ricercatori e dei produttori durante l'ultimo ventennio. Nonostante ciò, recentemente la reputazione dei motori a combustione interna ha ricevuto un brutto colpo a causa di scandali sulle emissioni (Dieselgate) che hanno minacciato l'abilità di questa tecnologia di fornire significanti e ulteriori contributi alla riduzione delle emissioni nel settore del trasporto.

Considerando che la maturità della tecnologia del motore a combustione interna è qualcosa che molte altre tecnologie non hanno, abbiamo bisogno anche di valutare il potenziale per progressi futuri e valutare i benefici delle tecnologie competitive.

Attualmente il settore trasporto è quasi interamente alimentato da motori endotermici a combustibili fossili liquidi e ciò è dovuto alla loro convenienza, alla loro disponibilità e alla loro facilità di rifornimento. Infatti, la quota parte di consumi di energia prodotta da combustibili fossili rimane sempre dominante (circa 86%) (Figura 1) [1]; inoltre la domanda di combustibili fossili è sempre più aumentata negli anni trainata soprattutto dai paesi in via di sviluppo e l'avvento delle fonti rinnovabili è pressoché lento e limitato. Da questo punto di vista c'è da considerare che nei paesi poveri e in via di sviluppo vi è necessità ancora più elevata di energia a buon mercato per rendere sempre meno povera una fascia più ampia possibile di persone.

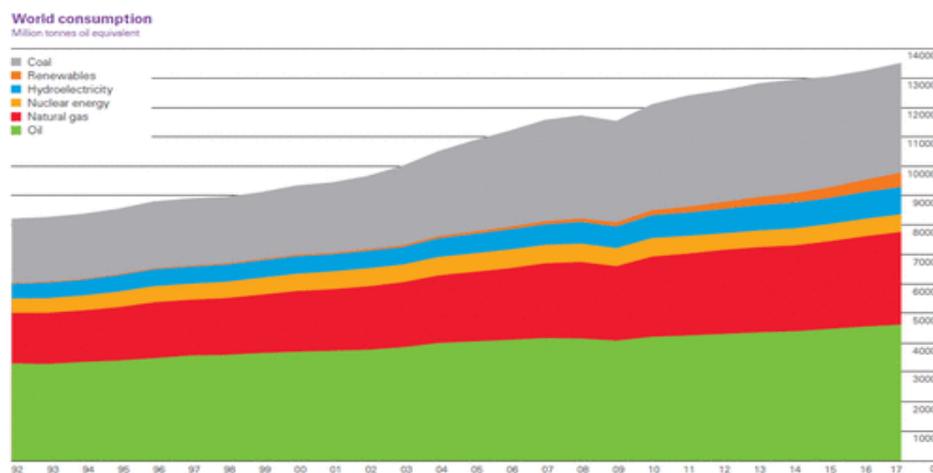


Figura 1: Consumo mondiale di energia in base alla fonte [1].

D'altro canto, nei paesi più avanzati, la risposta politica agli scenari delineati sul Global Warming è stata quella di limitare le emissioni nel settore trasporto e per questo è stata messa in discussione la futura esistenza del motore endotermico a favore di veicoli full-electric (BEV).

Certamente la mobilità elettrica avrà una diffusione sempre maggiore e questo è dovuto a diversi vantaggi. Uno di questi è l'eliminazione delle emissioni di gas serra e di inquinanti allo scarico che permettono aria più pulita e diminuzione della probabilità di livelli alti di PM10 soprattutto nelle grandi città e riducono i costi sociali dovuti all'impatto sulla salute e sull'ecosistema dovuti a ciò [2].

Un altro fattore di vantaggio è sicuramente l'inferiore numero di componenti presenti in un motore elettrico rispetto a un motore a combustione interna e che permette di avere minori costi di manutenzione.

Una transizione verso una sempre maggiore elettrificazione deve comunque tenere conto di diversi aspetti su cui bisognerebbe fare una profonda riflessione.

I motori a combustione interna funzionanti con combustibili fossili impiegano circa il 25% dell'energia globale, ma al contempo producono solo circa il 10% di emissioni di gas serra mondiali (GHG) (Figura 2) [1].

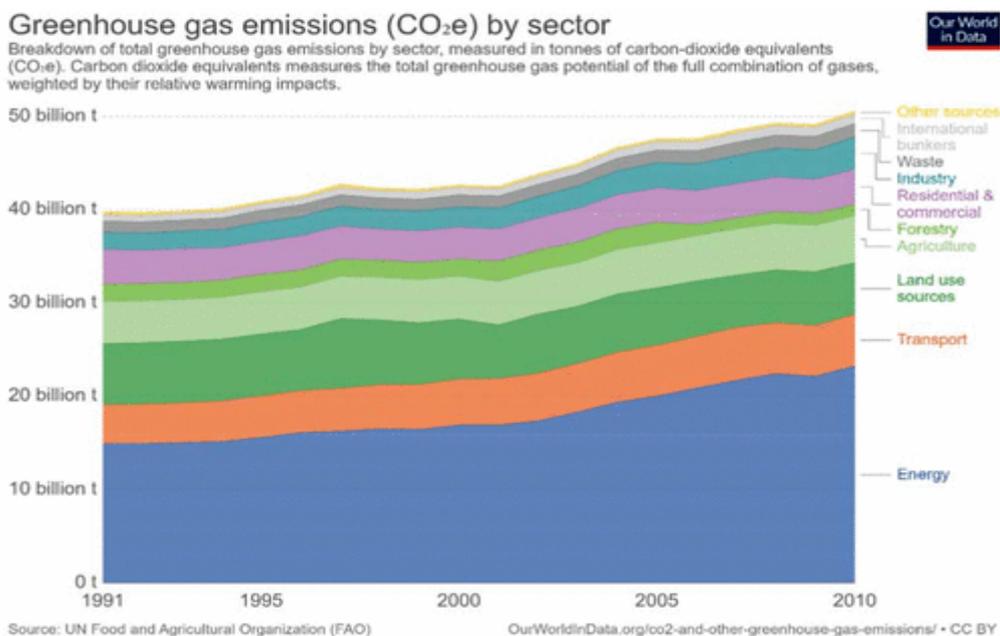


Figura 2: Contributo alle emissioni di CO₂ per settore (1991-2010) [1]

Un'altra considerazione da fare che il sistema infrastrutturale di trasporto nel mondo è strettamente basato sui motori a combustione interna e richiede decenni e elevati investimenti per essere rimpiazzato e costruirne un altro incentrato sul trasporto elettrificato (basta pensare ad esempio alla modalità di ricarica e alla disponibilità di colonnine per la ricarica delle batterie) [3].

C'è poi da considerare quali sono le modalità con cui viene generata l'energia elettrica. Non basta considerare infatti solamente le emissioni allo scarico, ma bisognerebbe considerare le emissioni lungo tutto il ciclo di vita. Da questo punto di vista, considerando che, come detto precedentemente, la maggior parte dell'energia elettrica è prodotta da combustibili fossili, l'impatto globale delle batterie non è neutrale come ci si può immaginare e può essere più o meno elevato a seconda delle politiche energetiche che intraprendono i singoli paesi. Considerando poi che in molti paesi la produzione di energia è concentrata molto sul carbone, si ha molto probabilmente maggiori emissioni da parte di un veicolo elettrico sull'intero ciclo di vita rispetto ad un veicolo con motore endotermico. Per fare in modo che l'avvento di veicoli elettrici siano effettivamente efficaci dal punto di vista del minor impatto ambientale sarà necessario un utilizzo sempre minore di combustibili fossili (soprattutto carbone) per la generazione dell'energia elettrica in favore di fonti rinnovabili (eolico, solare, nucleare, ecc.).

I motori a combustione interna invece hanno avuto un notevole progresso che hanno portato i livelli di inquinanti a valori mille volte più bassi rispetto ai decenni precedenti, soprattutto grazie a sistemi quali i catalizzatori a tre vie, ai DPF (Diesel Particulate Filter) per il particolato e agli SCR (Selective Catalytic Reduction) e gli LNT (Lean NO_x Trap) per l'abbattimento degli NO_x. Infatti, per le ultime versioni di motori Euro 6, la fonte di inquinamento maggiore è ormai diventata l'emissione di particolato (PM_{2,5} e PM₁₀) dovuto all'usura dei freni e degli pneumatici [3].

La ricerca nei motori ha infatti molte direzioni da seguire in futuro per garantire una sempre migliore efficienza e minori emissioni allo scarico di inquinanti e GHG.

Si svilupperanno nuovi sistemi di combustione, tra cui l'utilizzo di pressioni di iniezione del combustibile ultraelevate, accompagnate da combustioni altamente diluite (in stechiometria con ricircolo dei gas di scarico (EGR) oppure con combustioni magre con rapporto di eccesso d'aria sopra 2). Per questi miglioramenti saranno ricercate nuove tecnologie di iniezione come l'installazione di precamere.

Un'altra grande opportunità è da ricercare nell'elettrificazione sotto forma di ibridizzazione, che offre miglioramenti dal punto di vista dell'efficienza e di controllo delle emissioni di gas serra.

Per quanto riguarda i sistemi di post-trattamento, si andrà a migliorarli sempre di più cercando di renderli meno costosi ma al tempo stesso permettendo di abbattere le emissioni di idrocarburi incombusti, particolato solido e ossidi di azoto a basse temperature e in condizioni di eccesso di ossigeno senza sacrificare l'efficienza termica.

Altri progressi importanti si stanno facendo dal punto di vista della ricerca sui combustibili, con obiettivo principale quello di ridurre la dipendenza dai combustibili fossili e quindi in ottica di un processo di decarbonizzazione. Una possibile soluzione è da ricercare nell'utilizzo efficiente della combustione a doppio combustibile (ad esempio diesel/gas naturale), con nuovi sistemi di combustione. Una grande opportunità è data anche dai combustibili sintetici e dai bio-combustibili, in particolar dagli e-fuel, derivati da scarti di biomassa ed energia elettrica rinnovabile grazie a un processo chimico che genera idrocarburi da H₂ (creato tramite l'elettrolisi dell'acqua) e CO₂ catturata direttamente dall'atmosfera o da altre fonti industriali o biologiche [3].

In definitiva, i motori a combustione interna e la ricerca nei motori avranno un futuro, soprattutto dal momento che l'energia elettrica non sarà generata da fonti rinnovabili e il trasporto non sarà totalmente "full-electric" per almeno altri 30 anni. Dall'altra parte la ricerca nei motori è avanzata e ulteriori sviluppi possono essere fatti con una notevole velocità. Nell'immediato futuro probabilmente avremo quindi a che fare con diverse tecnologie che alimenteranno il settore del trasporto,

soprattutto una maggiore ibridizzazione (HEV), che garantisce da un lato una maggiore efficienza e dall'altro minori emissioni allo scarico.

2. Sistemi innovativi già presenti sul mercato

Negli ultimi anni si sono sviluppate molte tecnologie che vanno nella direzione di una migliore efficienza e una riduzione nelle emissioni. Certi sistemi sviluppati sono stati poi inseriti in veicoli che sono entrati nel mercato con risultati ottimi sia in termini di vendite che in termini prestazionali.

2.1 HCCI

Sono motori a benzina che combinano la carica omogenea tipica dei motori SI e l'accensione per compressione (e quindi gli elevati rapporti di compressione e l'assenza della candela) tipica dei motori CI (Figura 3).

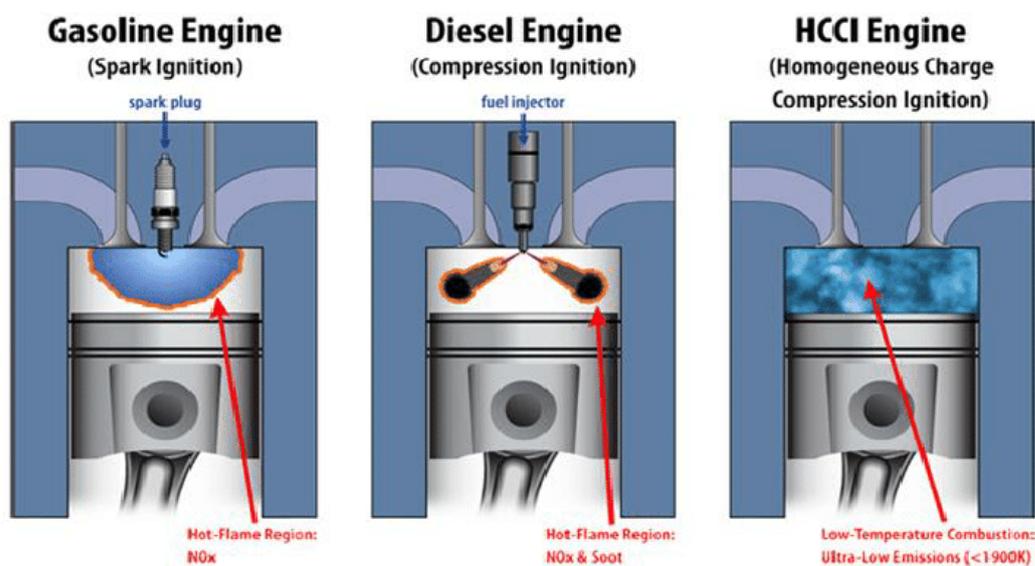


Figura 3: Differenza tra combustione SI, CI e HCCI [4]

In questo caso, la combustione avviene simultaneamente in tutta la carica, invece che attraverso un fronte di fiamma, con un conseguente rapido aumento della pressione interna e senza presentare una combustione di tipo diffusivo come avviene nei motori diesel. È necessario quindi che combustibile e comburente siano al contempo ben miscelati e compressi in modo tale che la carica, omogenea, possa auto-accendersi in tutti i punti della camera di combustione al raggiungimento delle dovute condizioni di pressione e temperatura. In questo modo si riesce a ottenere una combustione a più bassa temperatura e quindi emissioni di NO_x e particolato molto più basse.

Uno degli aspetti negativi di questi motori è che possono essere utilizzati quasi esclusivamente ai carichi parziali dove possono operare con miscele molto magre perché ai carichi elevati il rapido incremento di pressione può causare oscillazioni simili al battito in testa [4]. Per ovviare a questo problema Mazda ha sviluppato un'evoluzione al precedente sistema, chiamato Skyactiv-X (o SPCCI, SPark Controlled Compression Ignition), in cui viene aggiunta anche la candela. In questo caso, quando non si riesce a ottenere le condizioni di autoaccensione, viene iniettata un'altra piccola quantità di carburante così da creare della miscela grassa che verrà accesa dalla candela (Figura 4).

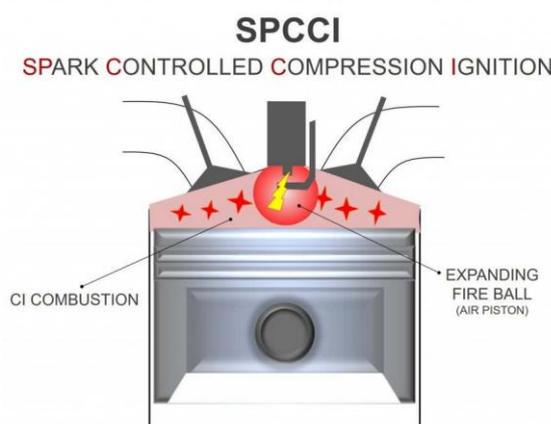


Figura 4: Combustione SPCCI (Skyactiv-X) [5]

In questo modo si riescono a mettere insieme i vantaggi del motore diesel (coppia elevata, risparmio di carburante) e quelli del motore a benzina (minore riscaldamento, maggiore pulizia degli scarichi). Questi sistemi sono presenti nei motori dei nuovi modelli Mazda 3 e Mazda CX-30 [6].

2.2 Sistemi con rapporto di compressione variabile

Un'altra tecnologia adottata dalle case automobilistiche in veicoli entrati sul mercato è il sistema con rapporto di compressione variabile, utilizzato da Infiniti nei nuovi motori 2L turbobenzina VC-Turbo. Utilizza un sistema "multi-link" a bracci multipli in grado di alzare o abbassare la posizione dei pistoni al PMS entro

un range prestabilito in modo da ottenere sempre il miglior rapporto di compressione in funzione delle condizioni di utilizzo del veicolo (Figura 5).

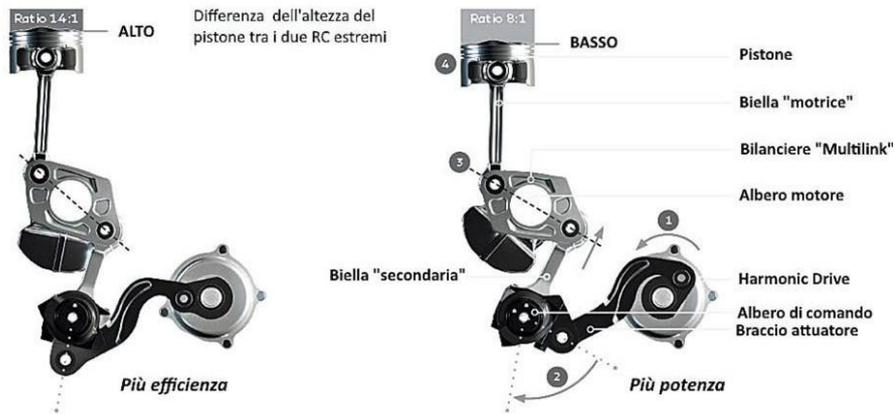


Figura 5: Funzionamento motore Infiniti a rapporto di compressione variabile[7]

Con tale sistema il motore è in grado di configurare qualsiasi rapporto di compressione compreso tra 8:1 (per elevate prestazioni) e 14:1 (per alta efficienza). Il risultato è un motore che combina la potenza di un 2.0 litri turbo benzina prestazionale con la coppia e l'efficienza di un turbodiesel di ultima generazione.[7]

3. Opposed piston engine

Gli opposed piston engines (OPEs) sono motori due tempi, diesel, caratterizzati dall'uso di coppie di pistoni con moto opposto all'interno di un unico cilindro in comune e senza necessità della testata del cilindro.

Questi motori sono stati concepiti in Germania nel tardo '800 e successivamente si svilupparono in molti paesi in un'ampia varietà di applicazioni. Inizialmente prodotti per la loro facilità di produzione, alta densità di potenza e notevole risparmio di carburante, questo sistema dimostrò la sua versatilità in una varietà di applicazioni come aerei, navi, carri armati, camion e locomotive e mantenne la sua presenza lungo quasi tutto il XX secolo. Storicamente, tutti i tipi di motore hanno affrontato un numero di sfide tecnologiche relative alle emissioni, risparmio di carburante, costi e durata e queste sfide sono state più facilmente soddisfatte dai motori a quattro tempi, dimostrato dal loro uso diffuso. Nonostante ciò, la limitata disponibilità di combustibili fossili e il corrispondente aumento del costo del carburante hanno portato a un riesame dei limiti fondamentali del risparmio del carburante nei motori a combustione interna, e gli opposed-piston engines, con il loro vantaggio termodinamico intrinseco, sono emersi come un'alternativa promettente [8]. Un esempio interessante di opposed piston engine è quello sviluppato da Achates Power, azienda statunitense che da qualche anno è concentrata sullo sviluppo di questo tipo di tecnologia.

3.1 Design

Gli Opposed Piston Engine sono motori a combustione interna, principalmente ad accensione per compressione e a due tempi, senza testata, dove i pistoni sono posizionati all'estremità di ogni cilindro [9].

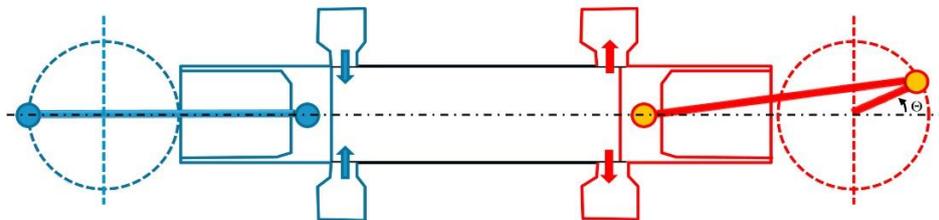


Figura 6: Schizzo di un opposed-piston engine [10]

Questi tipi di motore consistono in un lungo cilindro con due pistoni che si chiudono alle loro estremità e da una camera di combustione che li contiene entrambi. Le luci di aspirazione e scarico sono poste nelle due estremità del cilindro e sono bloccate o esposte dai rispettivi pistoni [11]. L'eliminazione della testata del cilindro ha due vantaggi. Il rapporto area-volume durante la combustione è ridotto rispetto a un motore convenzionale, diminuendo gli scambi di calore, aumentando quindi il rendimento termico indicato. Essendo poi che le testate dei cilindri sono raffreddate da temperature massime più basse rispetto ai pistoni, il beneficio degli opposed-piston engine dal punto di vista degli scambi di calore è ancora più grande.

Inoltre, la corsa è divisa tra due pistoni, rendendo possibile degli alti rapporti corsa/alesaggio senza velocità medie del pistone eccessive. Essendo le luci di aspirazione e scarico su lati opposti del cilindro, viene utilizzato l'uniflow scavenging, che consiste nel rimpiazzare i gas di scarico di un cilindro con la carica fresca con un flusso monodirezionale. Poi l'avvicinamento dei pistoni tra di loro precedente alla combustione, anziché una sistemazione convenzionale testata/pistone, consente volumi minimi (a PMS) di forma unica e con eccellenti moti di carica e combustione rapida.

L'utilizzo della tecnologia due tempi permette vantaggi per quel che riguarda l'efficienza del carburante rispetto a un quattro tempi. La quantità di carburante iniettata per cilindro può essere dimezzata rispetto a un motore a quattro tempi a parità di potenza. Questo porta a due vantaggi sul rendimento termico:

- 1) Un punto di funzionamento più magro alla stessa pressione di sovralimentazione comporta un più alto *rapporto tra i calori specifici* durante la combustione ($\gamma = c_p/c_v$, con C_p calore specifico a pressione costante, C_v calore specifico a pressione costante).
- 2) Una densità di rilascio dell'energia ridotta allo stesso livello di potenza permette combustioni più corte senza superare i vincoli sul massimo tasso di aumento di pressione (MPRR).

In più, essendo a due tempi, questo motore consente perdite di pompaggio ottimizzate facendo scavenging parziale dello scarico. Questo viene raggiunto controllando il compressore, che evita il design complesso e costoso dei

meccanismi VVT (Variable Valve Timing), usati per lo stesso scopo nei motori quattro tempi.

La doppia frequenza di accensione determina vantaggi sulla potenza specifica. Essendo che in un motore due tempi in ogni cilindro vi è un'accensione ad ogni giro di albero motore, la cilindrata può essere ridotta a parità di potenza senza superare i picchi di pressione nel cilindro o altri vincoli costruttivi [12].

Ci sono molti meccanismi che possono essere usati per connettere i pistoni e controllare il loro moto all'uscita del motore. I principali sono due: quello ad albero singolo (OPOC, Opposed-Piston Opposed-Cylinder Engine) (Figura 8), dove entrambi i pistoni sono connessi allo stesso albero attraverso bielle di differente lunghezza, e quello a doppio albero con una serie di ingranaggi tra di loro per la trasmissione (Figura 7) [11].

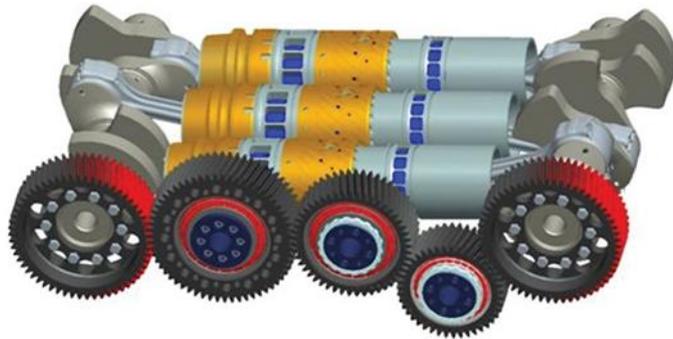


Figura 7: Opposed-piston engine: configurazione a doppio albero [12]

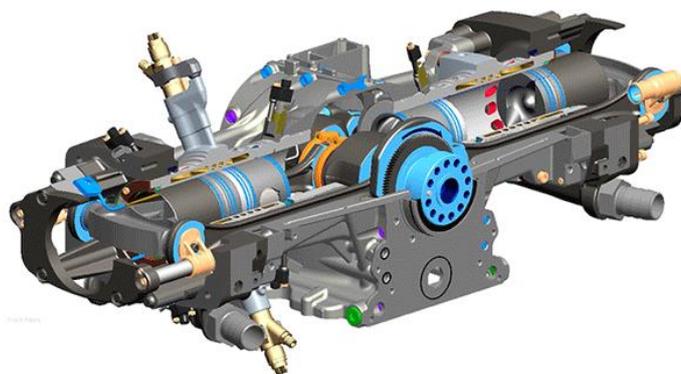


Figura 8: OPOC Engine: configurazione a unico albero [13]

La maggior parte delle configurazioni a pistoni opposti portano a un motore con asse del cilindro molto lungo. Questo può portare a significanti problemi di montaggio nei veicoli esistenti che sono stati configurati intorno ai motori convenzionali. Questo può essere compensato aggiustando di qualche grado la cilindrata e il rapporto corsa/alesaggio (con il rischio di perdere un po' di rendimento termodinamico) o cambiando l'orientazione del motore.

Una orientazione verticale del motore farebbe sorgere il problema dell'olio che tenderebbe a scivolare nel cilindro. Per evitare ciò si utilizzano orientazioni orizzontali che aiutano a ridurre effetti gravitazionali negativi sul pistone più in alto.

In Achates Power sono state fatte delle analisi per determinare il rapporto corsa/alesaggio ottimale necessario per massimizzare il rendimento termico. Ci sono tre effetti principali da considerare:

1) Lo scambio di calore all'interno del cilindro decresce all'aumentare del rapporto corsa/alesaggio a causa di un ridotto rapporto area/volume della camera di combustione durante la combustione. Un minore trasferimento di calore comporta direttamente rendimenti termici indicati più alti e ridotto rilascio di calore al liquido refrigerante (Figura 9).

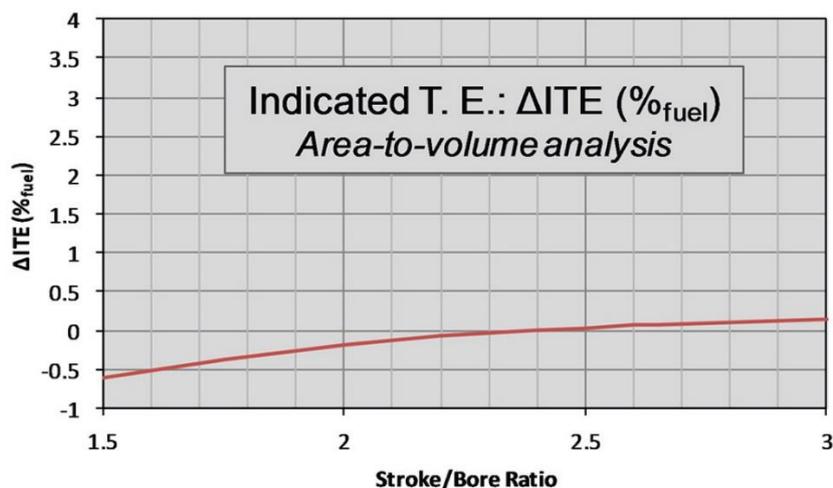


Figura 9: Effetto del rapporto corsa-alesaggio sulla variazione di rendimento termico indicato [12]

2) L'efficienza dello "scavenging" aumenta all'aumentare del rapporto corsa/alesaggio. Per quantificare l'impatto dello scavenging sul rendimento del motore si è calcolato il cambiamento nel lavoro di pompaggio richiesto per mantenere costante l'efficienza dello scavenging al variare del rapporto corsa/alesaggio. La Figura 10 mostra come la variazione del lavoro di pompaggio è uguale a zero quando il rapporto è 2.4 e si nota un aumento repentino quando si va sotto 2.2.

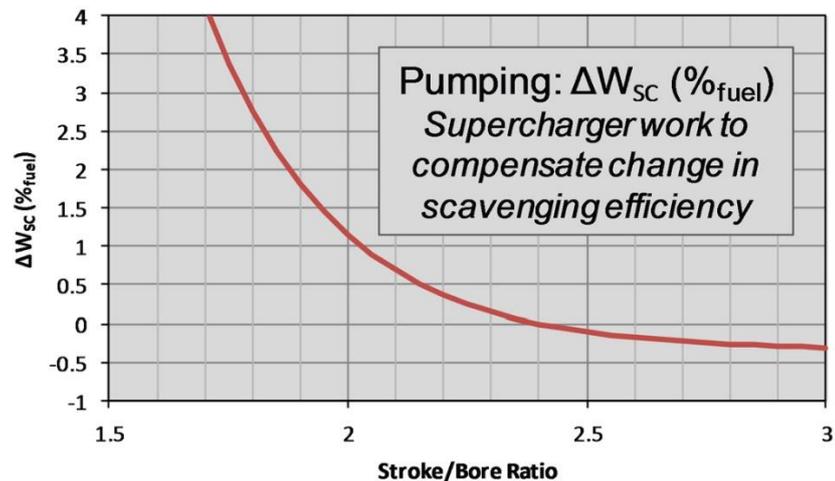


Figura 10: Effetto del rapporto corsa/alesaggio sulla variazione del lavoro di pompaggio [12]

3) L'attrito dovuto ai cuscinetti diminuisce all'aumentare del rapporto corsa/alesaggio mentre l'attrito all'interno del cilindro ha l'effetto opposto. L'effetto netto è che l'attrito aumenta quando il rapporto corsa/alesaggio supera il valore di 2.3, anche se la portata di questo effetto è molto più piccola rispetto al pompaggio e alle perdite di calore (Figura 11).

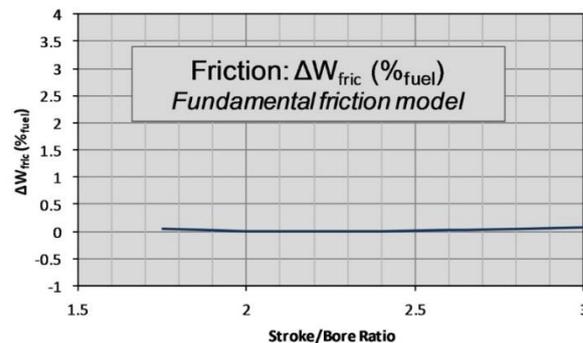


Figura 11: Effetto del rapporto corsa-alesaggio sul lavoro per attrito [12]

Combinando questi fattori, il rendimento termico indicato e il pompaggio beneficiano di un rapporto più lungo. Il lavoro dovuto agli attriti diminuisce fino a un valore del rapporto di circa 2.3 e poi aumenta. La Figura 12 raffigura la variazione del rendimento termico effettivo al variare del rapporto corsa-alesaggio. Si può notare come si ha un effetto positivo sul rendimento per rapporti superiori a 2.4 [12].

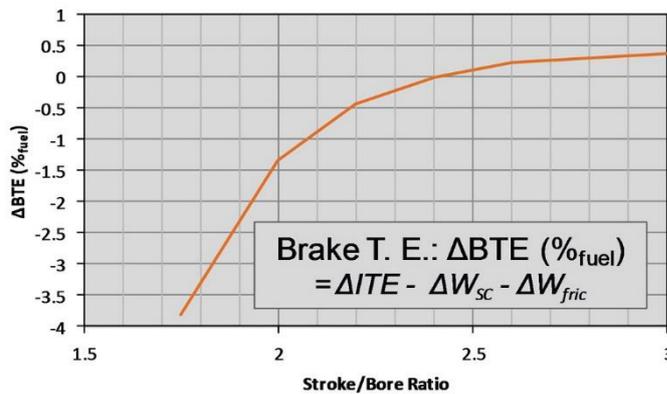


Figura 12: Effetto del rapporto corsa-alesaggio sul rendimento termico effettivo [12]

Estese analisi hanno determinato poi che, per un opposed-piston engine, la configurazione a tre cilindri è ottimale dal punto di vista degli scambi di gas rispetto alle versioni da due e da quattro cilindri, principalmente a causa degli effetti dinamici dei gas. La durata dello scambio di gas in un motore due tempi, con uniflow scavenging, è di circa 120° di angolo di manovella. In una configurazione a 3 cilindri, gli scavenging sono allineati in un modo tale che abbiano la minima interferenza tra loro e che ci sia abbastanza portata da fornire adeguata energia al turbocompressore cosicché esso operi più efficientemente per comprimere l'aria da aspirare (Figura 13).

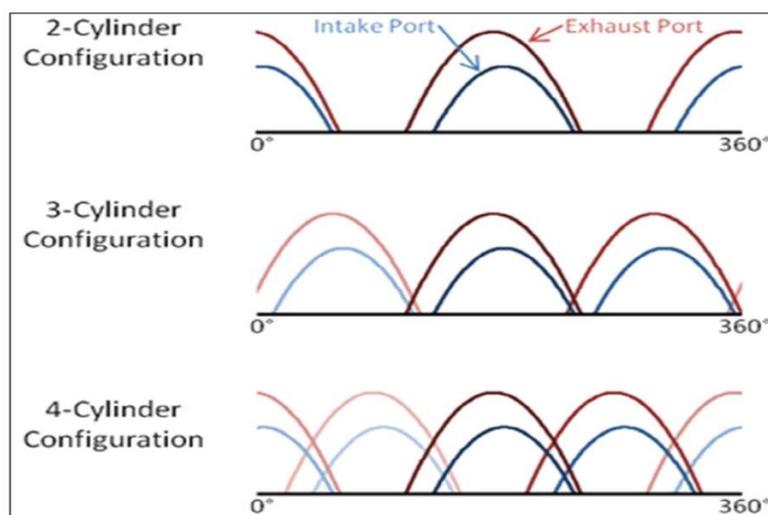


Figura 13: Schema di allineamento degli scavenging per configurazione a 2,3 e 4 cilindri [12]

In una configurazione a due cilindri, gli scambi di gas sono molto separati nel tempo. Questa separazione causa la perdita di energia da parte del turbocompressore, che ha un effetto negativo sul rendimento della turbina, specialmente a bassi carichi e a bassi giri.

Invece, in una configurazione a quattro cilindri, questi effetti interferiscono troppo tra di loro. Questo crea una diminuzione dell'efficienza dello scavenging e quindi a una diminuzione del rendimento termico [12].

Per quel che riguarda il sistema di combustione, si è sviluppato un sistema composto da due pistoni identici che si uniscono per formare un volume di combustione, a forma di ellissoide allungato, dove gli iniettori sono posti all'estremità del suo asse maggiore (Figura 14).

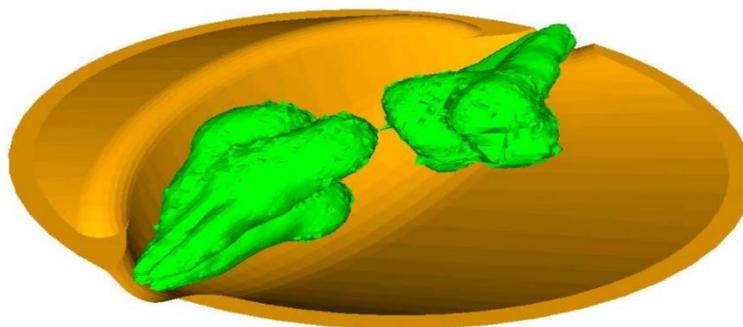


Figura 14: Schema del sistema di combustione [14]

Questo sistema di combustione consente:

- 1) Alta turbolenza, miscelazione e utilizzo di aria con presenza sia di moti di swirl sia moti di tumble.
- 2) Una camera di combustione ellissoidale che porta a entrata di aria nel “pennacchio” da due parti.
- 3) Controllo eccellente alle basse portate di combustibile a causa dei due piccoli iniettori anziché di uno più grande.

Il risultato è l’impatto non diretto dello spray di combustibile sulle pareti dei pistoni e un’interazione minima tra fiamma e pareti durante la combustione. Questo migliora prestazioni ed emissioni con minori hotspots (punti caldi) sulle superfici del pistone, migliorando la gestione termica dei pistoni e aumentando la durezza del motore [14].

Nel sistema di trattamento dell’aria sono utilizzate sia un compressore volumetrico che un turbocompressore a geometria fissa. Il turbocompressore utilizza l’energia dello scarico per comprimere l’aria a valle della girante del compressore. Il compressore volumetrico serve invece per fornire il flusso di aria iniziale usato per la partenza e, insieme alla valvola di ricircolo associata, sono usati per aggiustare la pressione di sovralimentazione nel collettore di aspirazione per gestire il processo di scambi di gas e al contempo minimizzare le perdite per pompaggio (Figura 15) [12].

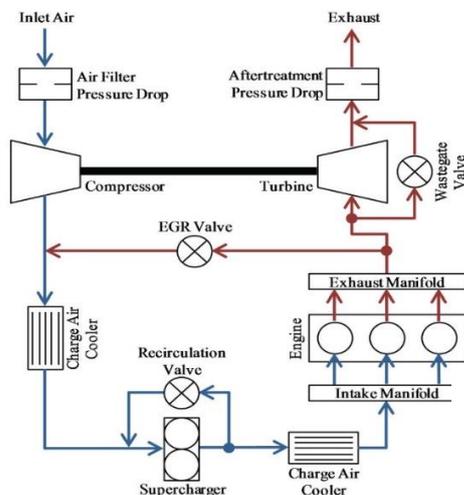


Figura 15: Layout del sistema di trattamento dell’aria [12]

3.2 Analisi termodinamica

Per svolgere un'analisi termodinamica efficace, è utile capire qual è il rendimento massimo possibile a ciclo chiuso (rendimento ideale) che un motore a combustione interna può raggiungere. Questo viene fatto per due motivi:

- 1) La supposizione sottostante le analisi sul ciclo ideale aiuta a identificare le considerazioni pratiche che portano un motore a non raggiungere il rendimento massimo.
- 2) il motore ideale fornisce un rendimento limite che può essere comparato con il rendimento calcolato.

Il ciclo del motore a combustione interna che raggiunge il rendimento ideale è raffigurato tramite il diagramma pressione-volume di Figura 16.

La trasformazione tra 1 e 2 rappresenta una compressione isoentropica (adiabatica e reversibile) dal volume massimo V_1 al volume minimo V_2 dove il rapporto di compressione è:

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} \quad [15].$$

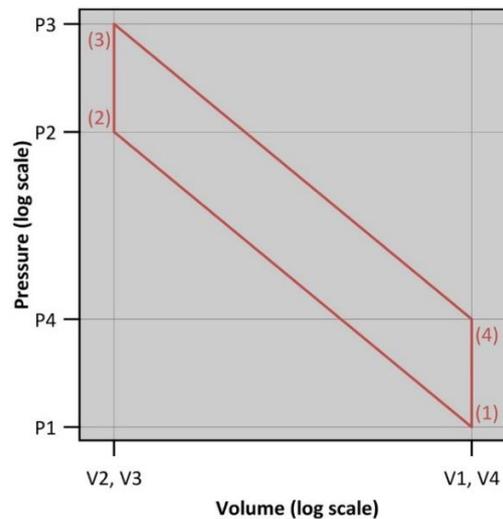


Figura 16: Diagramma pressione-volume di un motore ideale che raggiunge il rendimento termodinamico massimo possibile [15]

La trasformazione tra 2 e 3 rappresenta la combustione isocora (a volume costante) e adiabatica e quella tra 3 e 4 rappresenta l'espansione isoentropica. Il fluido, inoltre, viene ipotizzato come ideale.

Usando i presupposti elencati precedentemente, si può scrivere un bilancio di energia tra lo stato 1 e lo stato 4 e da questo ricavare l'equazione per il rendimento ideale [15]:

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}$$

con r_c rapporto di compressione e γ rapporto tra i calori specifici.

Aumentando il rapporto di compressione aumenta il volume operativo nel quale si verificano la compressione e l'espansione, e aumentando il rapporto tra i calori specifici si incrementa l'aumento di pressione durante la combustione.

Per l'analisi termodinamica consideriamo tre configurazioni di motore: un motore quattro tempi sei cilindri con architettura standard e testate dei cilindri fisse (4S), un ipotetico opposed-piston engine tre cilindri a quattro tempi (OP4S), e un opposed-piston engine tre cilindri a due tempi (OP2S). I vari parametri geometrici di questi motori sono elencati in Figura 17.

| Engine | 4S | OP4S | OP2S |
|-------------------------------------|-------|-------|-------|
| Cylinder Count | 6 | 3 | 3 |
| Bore (mm) | 102.6 | 102.6 | 102.6 |
| Stroke per Piston (mm) | 112.9 | 112.9 | 112.9 |
| Engine Stroke (mm) | 112.9 | 225.7 | 224.2 |
| Trapped Volume (L/cylinder) | 1.0 | 2.0 | 1.6 |
| Total Trapped Volume (L) | 6.0 | 6.0 | 4.8 |
| Trapped Compression Ratio | 15:1 | 15:1 | 15:1 |
| Clearance Volume (mm ³) | 6.7e4 | 1.3e5 | 1.1e5 |
| Crank Radius (mm) | 56.4 | 56.4 | 56.4 |
| Connecting Rod Length (mm) | 197.5 | 197.5 | 197.5 |
| Pin-to-Crown Distance (mm) | 60 | 60 | 60 |
| Head-to-Crank Distance (mm) | 322.0 | --- | --- |
| Crank-to-Crank Distance (mm) | --- | 644.0 | 639.8 |
| Crankshaft Phase Offset (deg) | --- | 0 | 13.5 |
| Intake Closing (deg aTDC) | -180 | -180 | -120 |
| Exhaust Opening (deg aTDC) | 180 | 180 | 120 |

Figura 17: Caratteristiche geometriche delle tre configurazioni di motore: 4S, OP4S, OP2S. [15]

Per quantificare la portata degli effetti non ideali che portano il rendimento reale a deviare da quello ideale, si è fatta una analisi zero-dimensionale prendendo quattro casi diversi:

- 1) combustione isocora, fluido ideale e camera di combustione adiabatica (condizioni ideali);
- 2) combustione di durata finita, fluido ideale e camera di combustione adiabatica;
- 3) combustione di durata finita, calori specifici variabili e camera di combustione adiabatica;
- 4) combustione di durata finita, calori specifici variabili e camera di combustione non adiabatica (condizioni reali).

La differenza nel rendimento termodinamico tra 1) e 2) rappresenta la perdita di rendimento termodinamico associata alla finitezza della combustione ($\Delta\eta_{\text{comb}}$). La differenza tra 3) e 2) rappresenta la perdita di rendimento per variabilità dei calori specifici del fluido (γ variabile) ($\Delta\eta_{\gamma}$). La differenza tra 4) e 3) rappresenta invece la perdita di rendimento associate a trasferimenti di calore ($\Delta\eta_{\text{ht}}$). Nella Figura 18 sono illustrate pressione, ROHR (Rate Of Heat Release), rapporto tra i calori specifici e tasso di trasferimento di calore (perdite di calore) per i 4 casi.

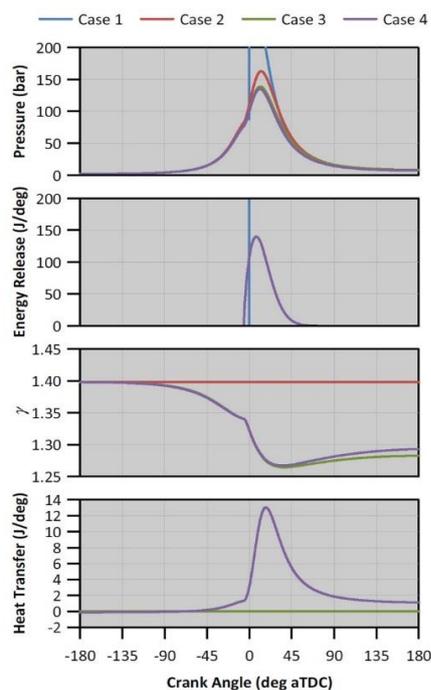


Figura 18: pressione, ROHR, γ e perdite di calore per il motore 4S. [15]

Il caso 1) (condizioni ideali) mostra un aumento di pressione estremamente rapido a PMS fino a un picco di pressione di 322 bar (non visibile nel grafico). Il caso 2) ha un picco di pressione più realistico di 163 bar che risulta da un rilascio di energia con durata finita (30°). Il picco di pressione nel cilindro per il caso 3) è ulteriormente ridotto a 138 bar, dovuto alla variabilità di γ . Infine per il caso 4 si raggiunge il picco di pressione più basso (135 bar) perché un po' di energia rilasciata è perduta attraverso le pareti della camera di combustione invece di essere immagazzinata nella carica all'interno del cilindro.

In Figura 19 sono rappresentati i valori dei rendimenti termici per i 4 casi e le relative perdite di rendimento per il motore a 4 tempi preso in considerazione.

| (a) | | (b) | |
|--------|--------------------------------|--|--|
| Case 1 | $\eta = 66.0 \%_{\text{fuel}}$ | $\Delta\eta_{\text{comb}} = -4.6 \%_{\text{fuel}}$ | |
| Case 2 | $\eta = 61.3 \%_{\text{fuel}}$ | $\Delta\eta_{\gamma} = -7.4 \%_{\text{fuel}}$ | |
| Case 3 | $\eta = 53.9 \%_{\text{fuel}}$ | $\Delta\eta_{\text{ht}} = -6.5 \%_{\text{fuel}}$ | |
| Case 4 | $\eta = 47.5 \%_{\text{fuel}}$ | | |

Figura 19: Rendimento termico calcolato (a) e perdite di rendimento (b) per i 4 casi per il motore 4S [15]

Per la comparazione tra i tre tipi di motore si è scelto di inserire come input le stesse condizioni (Figura 20) per tutti e tre le configurazioni di motore. La simulazione è stata effettuata ad una velocità di rotazione di 2400 rpm e in modo tale da avere la stessa potenza indicata di 300 cv per ogni configurazione.

| Condition | Peak Power |
|-----------------------------|------------|
| Engine Speed (rpm) | 2400 |
| Indicated Power (hp) | 300 |
| Trapped Pressure (bar) | 2 |
| Trapped Temp. (K) | 350 |
| Trapped Composition | Air |
| Piston/Head Metal Temp. (K) | 550 |
| Liner Metal Temp. (K) | 450 |
| CA10 (deg aTDC) | 0 |
| MPPRR (bar/deg) | 5.1 |

Figura 20: Parametri di ingresso della simulazione costanti per tutte le configurazioni di motore [15]

In Figura 21 è rappresentato il diagramma pressione-volume in coordinate logaritmiche per il motore 4 tempi convenzionale (4S), l'opposed-piston engine a quattro tempi (OP4S) e l'opposed piston engine a due tempi (OP2S), mentre in Figura 22 i risultati della simulazione. In particolare, il motore OP4S ha un rendimento termico indicato maggiore del 2.6% rispetto al motore 4S mantenendo essenzialmente lo stesso picco di pressione e lo stesso picco di temperatura. Il motore OP2S ha un rendimento indicato maggiore del 5.5% rispetto al motore 4S con un picco di pressione più basso del 10% e un picco di temperatura più basso del 18%.

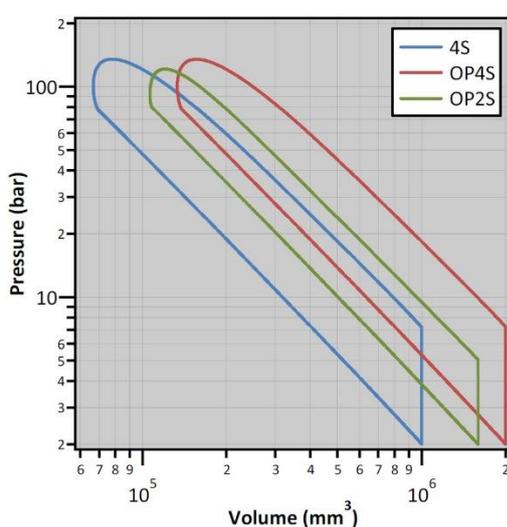


Figura 21: Diagramma pressione-volume per le tre configurazioni di motore [15].

| Engine | 4S | OP4S | OP2S |
|--------------------------------|------|-------|------|
| Fuel Mass (mg/cycle/cyl) | 91.4 | 173.1 | 81.8 |
| $\Delta \theta_{10-90}$ (deg) | 30.0 | 28.9 | 17.8 |
| η (%fuel) | 47.5 | 50.1 | 53.0 |
| Peak Pressure (bar) | 135 | 135 | 121 |
| Peak Temp. (K) | 2095 | 2099 | 1724 |
| Trapped λ | 1.50 | 1.59 | 2.68 |
| $\Delta \eta_{comb}$ (%fuel) | -4.6 | -4.4 | -2.4 |
| $\Delta \eta_{\gamma}$ (%fuel) | -7.4 | -7.2 | -5.4 |
| $\Delta \eta_{ht}$ (%fuel) | -6.5 | -4.3 | -5.2 |

Figura 22: risultati sperimentali per le tre configurazioni di motore [15].

Comparando le configurazioni 4S e OP4S, è chiaro che il motivo primario che porta a un rendimento termico maggiore nell'OP4S sono le minori perdite di calore. Le perdite di rendimento per scambi di calore vanno da -6.5% (4S) a -4.3% (OP4S) e questo è dovuto a un rapporto area/volume significativamente minore nel OP4S,

causato a sua volta da una diminuzione del numero dei cilindri e anche dalla rimozione della testata, tipico degli opposed-piston engine (Figura 23). Riducendo le perdite di calore, si riduce la portata di carburante richiesta per raggiungere il target di potenza e questo significa delle miscele più magre e una variazione di γ più piccola durante la combustione. Questa variazione diminuisce le perdite di rendimento dovute a γ variabile dello 0.2% (Figura 24). In più, la portata di carburante ridotta consente una durata di combustione leggermente ridotta mantenendo allo stesso tempo il massimo tasso di aumento di pressione (MRRP) desiderato. La curva di rilascio di energia (CHR, Cumulative Heat Release) è raffigurato in Figura 25. La durata della combustione ($\Delta\theta_{10-90}$) può essere di 1.1° minore per un OP4S rispetto a un 4S allo stesso MPPR, una variazione che determina una minore perdita di rendimento dovuto alla durata finita della combustione dello 0.2%.

Per il motore OP2S, la doppia frequenza di accensione del ciclo a due tempi aumenta ulteriormente il rendimento. Poiché il ciclo due tempi permette l'accensione ad ogni giro dell'albero motore, la portata di carburante è ridotta della metà per ogni ciclo. In questo modo si avrà una carica all'interno del cilindro ancora più magra. Il rapporto di miscela (λ in Figura 22), infatti, aumenta da 1.50 per il motore 4S a 1.59 per il motore OP4S, fino a 2.68 per un motore OP2S. Il risultato di una miscela più magra è di una diminuzione del 2% delle perdite per γ variabile rispetto a un motore 4S e una diminuzione dell'1.8% rispetto a un motore OP4S.

Un altro effetto positivo della riduzione del carburante associato al ciclo a due tempi è la riduzione dell'energia rilasciata per unità di volume, che permette una durata del rilascio di energia minore senza superare i limiti di MPRR. Infatti, in un motore OP2S, la durata della combustione ($\Delta\theta_{10-90}$) è di 17.8° rispetto ai 30° per i 4S e i 28.9° per i OP4S. Riducendo la durata della combustione, il rilascio di energia è avverrà più vicino a PMS e la perdita di rendimento dovuto alla durata finita della combustione diminuisce del 2.2% rispetto al motore 4S e del 2% rispetto al motore OP4S [15].

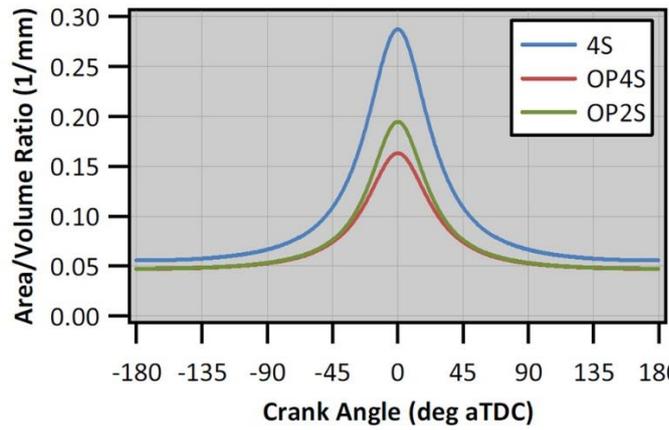


Figura 23: Rapporto area/volume per le tre configurazioni di motore [15]

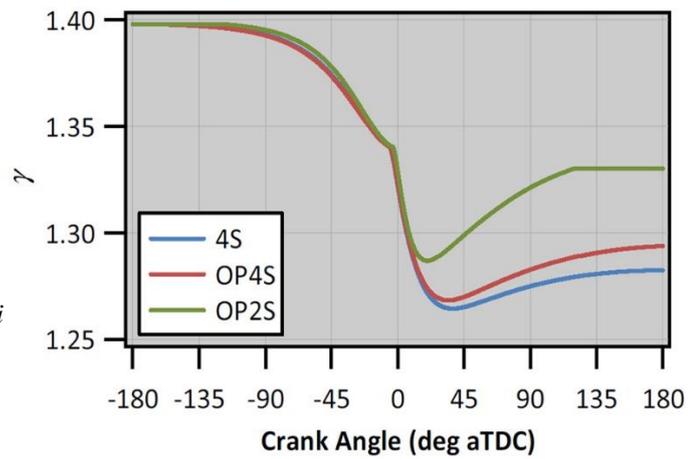


Figura 24: Rapporto tra i calori specifici per le tre configurazioni di motore [15]

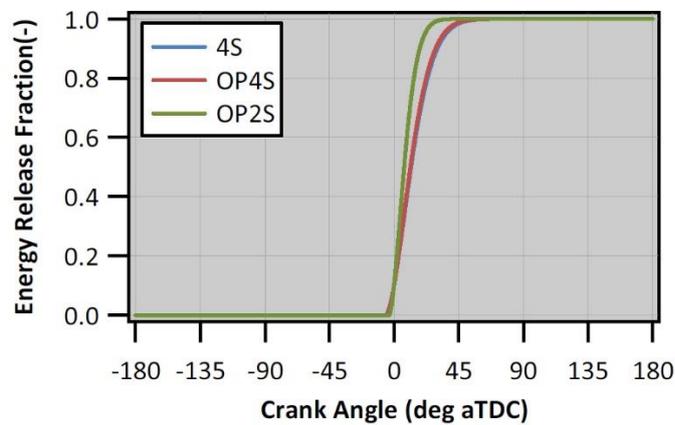


Figura 25: Cumulative Heat Release (CHR) per le tre configurazioni di motore [15].

3.3 Prestazioni ed emissioni

Per determinare le prestazioni e le emissioni dell'opposed-piston engine sono state fatte delle simulazioni, a pieno carico, tra un opposed-piston engine, le cui caratteristiche principali sono raffigurate in Figura 26, con un motore 4 tempi convenzionale di riferimento (Figura 27).

| Parameters | Values |
|--|---|
| Bore x Stroke [mm] | 84.3 x 109.5 |
| Number of Cylinder/Pistons | 3/6 |
| Total Displacement [cc] | 3665 |
| Air Metering system | Turbocharger + supercharger + intercooler |
| Fuel Metering system | Common Rail, piezo-injectors (2000 bar) |
| Target Brake Power [kW] @3200rpm | 270 |
| Target Peak Torque [Nm] @1600rpm | 930 |
| Number/height of scavenge ports [#/mm] | 12/12.5 |
| Number/height of exhaust ports [#/mm] | 8/24.2 |
| Crankshafts offset [c.a. deg.] | 10 |
| Compression Ratio at offset=0° | 18:1 |

Figura 26: Caratteristiche principali dell'opposed-piston engine in esame [10]

| Parameters | Values |
|--------------------------------|---|
| Bore x Stroke [mm] | 95 x 100 |
| Compression Ratio | 16:1 |
| Layout | V6-60° |
| Total Displacement [cc] | 4251 |
| Air Metering system | 1 VGT Turbocharger+ intercooler |
| Injection system | Common Rail, piezo-injectors (2000 bar) |
| Top Brake Power [kW] @3600rpm | 285 |
| Top Brake Torque [Nm] @1600rpm | 930 |
| EGR | High Pressure + Low Pressure |

Figura 27: Caratteristiche principali del motore 4 tempi di riferimento [10]

Analizzando la Figura 28, si può notare come i due motori abbiano praticamente stessa coppia e stessa potenza (Figura 28a). Comunque, in un motore 2 tempi il rapporto aria-combustibile (AFR) è più alto del 20%, con una conseguente riduzione di emissione di particolato (Figura 28b). Anche le emissioni di NOx sono minori (15% in media) dal momento che la carica fresca viene sempre diluita dai gas di scarico (EGR). Inoltre, negli opposed-piston engine, le perdite di calore a parete sono fortemente ridotte (20% in media) (Figura 28c), ma anche la temperatura di ingresso della turbina è più bassa di 100 °C, un importante vantaggio quando si adottano turbine a geometria variabile.

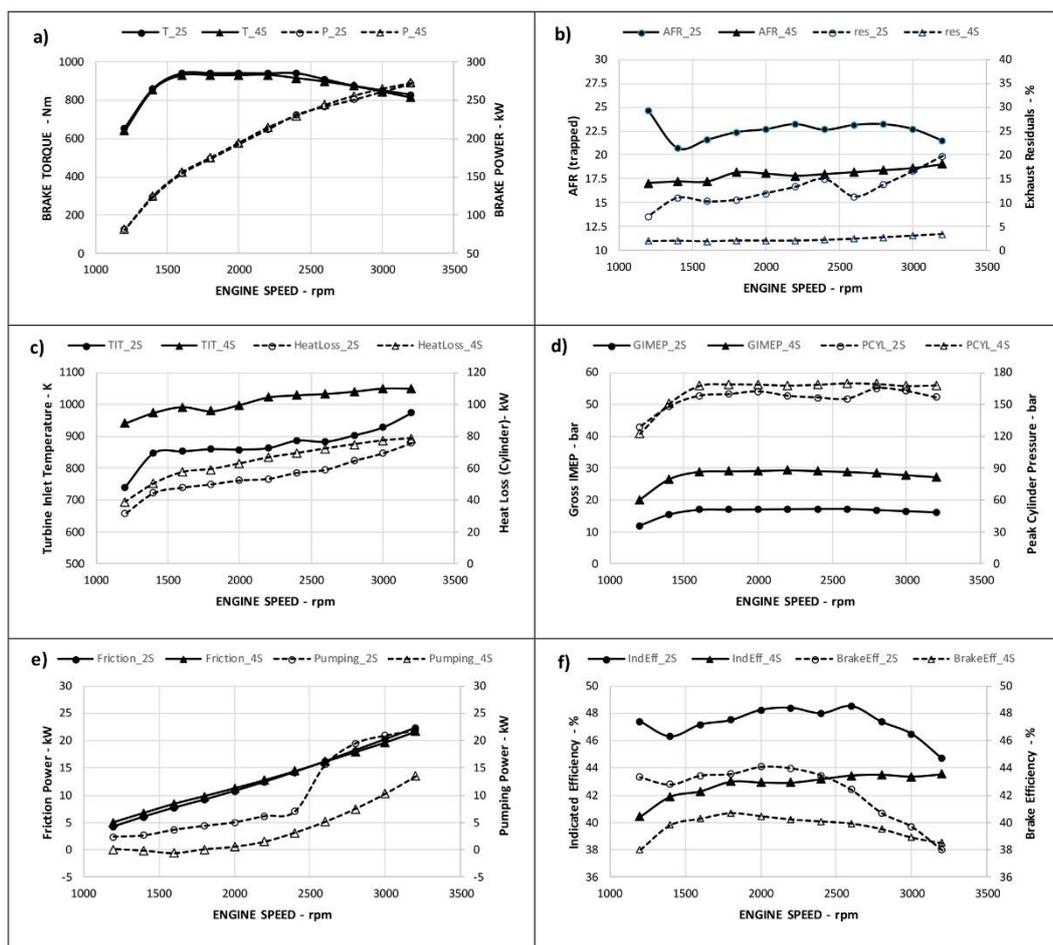


Figura 28: Comparazione tra OPE e motore 4 tempi di riferimento, a pieno carico [10]

I valori della pressione media indicata (IMEP, il lavoro specifico trasmesso dal gas al pistone durante le corse di compressione e di espansione) (Figura 28d) sono pressoché doppi nel motore 4 tempi: ne risulta che nei motori a 2 tempi possono essere utilizzate strategie di combustione più aggressive ed efficienti. La più piccola quantità di energia persa dal motore e le modalità di combustione più efficienti, portano a un rendimento indicato migliore (15% in media) (Figura 28f). Questo vantaggio è leggermente ridotto quando viene considerato il rendimento effettivo poiché i motori a due tempi richiedono più energia per pulire il cilindro. La differenza in termini di perdite per attrito (Figura 28e) è trascurabile: le perdite

intrinseche dovute alla presenza del doppio albero e la più alta velocità media dei pistoni sono compensate dall'assenza delle valvole [10].

La Figura 29 paragona i due motori in termini di consumo specifico e di emissioni di NOx. Il grafico mostra il miglior consumo specifico dato dall'opposed-piston engine mentre, in termini di emissioni di NOx, un miglioramento solo a giri medio-alti, dovuto all'EGR interno [10].

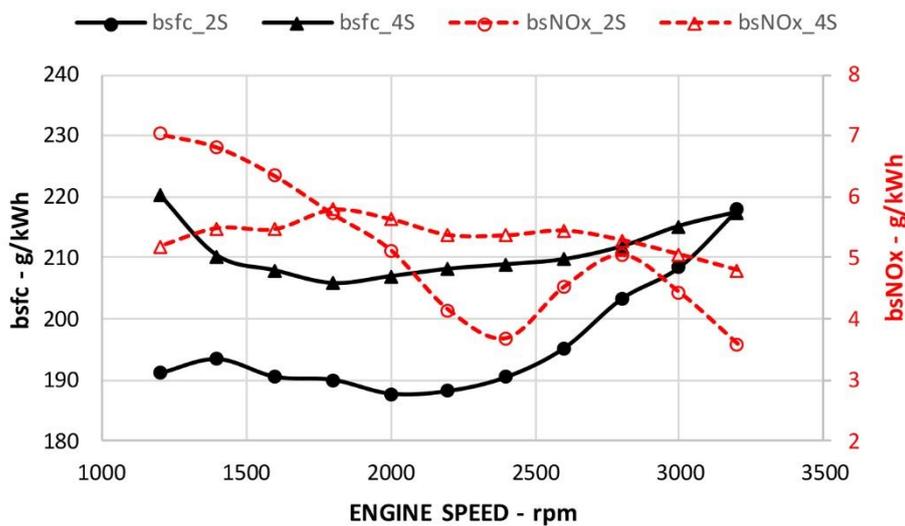


Figura 29: Comparazione tra OPE e 4 tempi in termini di emissioni di NOx e di consumo specifico [10].

3.4 Esempi di alcune applicazioni e loro prestazioni

In Achates Power sono stati sviluppati molti motori per diverse applicazioni, dalle automobili ai camion, fino ai motori per la generazione di energia elettrica.

Vengono presentati i diagrammi del consumo specifico e il rendimento termodinamico effettivo di tre tipi di motori (sviluppati tutti da Achates Power) per tre diversi tipi di applicazione:

- 1) Motore per applicazione su camion di media dimensione;
- 2) Motore per applicazione su automobili;
- 3) Motore per applicazione su camion di grossa dimensione;

1) I camion di media dimensione sono uno dei segmenti del settore automotive che può significativamente beneficiare dal punto di vista del consumo di carburante con la tecnologia a pistoni opposti. Il motore sviluppato da Achates Power è un 4.9L di cilindrata, tre cilindri, e può essere un buon sostituto del convenzionale motore sei cilindri, 6.7 L, solitamente montato su camion di media grandezza. Esso è stato disegnato con un rapporto corsa-alesaggio di 2.4. La potenza nominale massima è di 202 kW (275 cv) ed è raggiunta a 2200 rpm (alti giri), mentre la coppia massima è 1098 Nm nel range tra 1200 rpm e 1600 rpm (Figura 31).

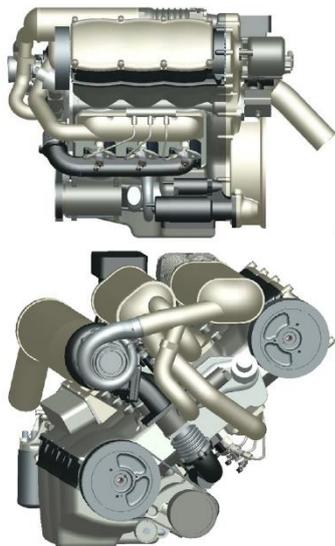


Figura 30: Opposed-Piston Engine di Achates Power per applicazioni su camion di media grandezza [14]

Figura 31: Configurazione dell'OPE per camion di media dimensione [14]

| | |
|-------------------------|------------------|
| Cylinder | Inline 3 |
| Number of Pistons | 6 |
| Number of Injectors | 6 |
| Swept Volume/Engine (L) | 5.4 |
| Bore (mm) | 98 |
| Stroke (mm) | 236 |
| Stroke/Bore Ratio(-) | 2.4 |
| Nominal Power (kW@RPM) | 202@2200 |
| Max. Torque (Nm@RPM) | 1098@1200-1600 |
| Emission Standard | US 2010 / Euro 6 |

Questo motore può raggiungere il 48.5% di rendimento termico effettivo (a giri intermedi e carichi medi) rispettando le normative Euro 6 (3 g/kWh di NO_x e 0,02

g/kWh di particolato) con la presenza di SCR (Selective Catalytic Reduction) e DPF (Diesel Particulate Filter, o filtro antiparticolato) (Figura 32).

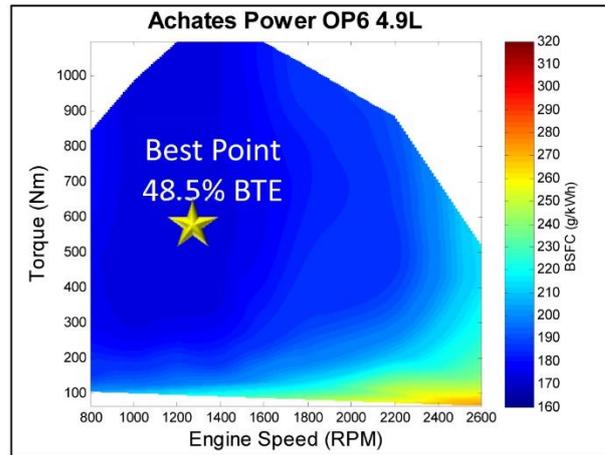


Figura 32: Diagramma del consumo specifico dell'OPE per camion di media grandezza [14]

Il diagramma del consumo specifico è molto più omogeneo rispetto a un motore 4 tempi convenzionale. Infatti, comparando esso con un motore 4 tempi, ci si aspetta una diminuzione fino al 21% del consumo specifico con emissioni allo scarico simili.

Se prendiamo in considerazione lo stesso motore senza sistemi di post-trattamento (Euro 4), si prevede un piccolo aumento del rendimento termico effettivo (49.2%) (Figura 33) [14].

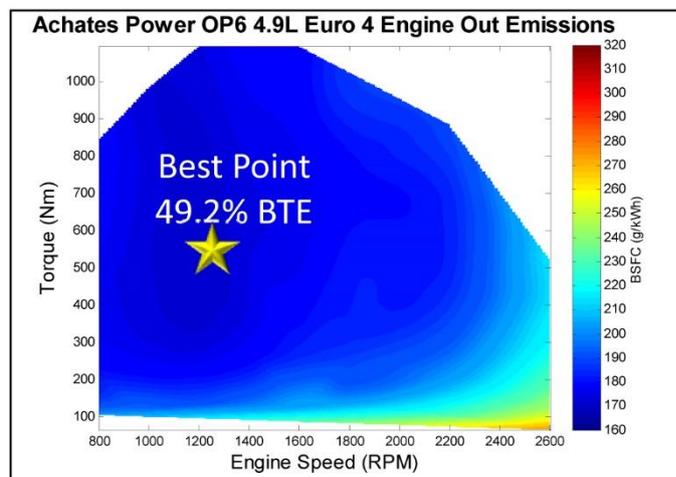


Figura 33: Diagramma del consumo specifico dell'OPE per camion di media grandezza senza DPF e SCR [14]

L'uniformità dei diagrammi collinari di Figura 32 e di Figura 33 porta a ulteriori vantaggi [14]:

1. Maggior risparmio di carburante
2. Minor lavoro di calibrazione
3. Possibilità di trasmissioni più semplice
4. Minor necessità di downspeeding
5. Ridotta necessità per tecnologie come quelle della disattivazione del cilindro

2) Per applicazione su automobili, Achatés Power ha sviluppato un motore 1.5L da 2 cilindri con rapporto corsa-alesaggio di 2.2 (Figura 35). La potenza massima è di 96 kW (129 cv) a 4000 rpm (giri medio-alti), e la coppia massima è di 325 Nm nel range tra 1750 e 2250 rpm, rispettando le normative Euro 6 sulle emissioni.

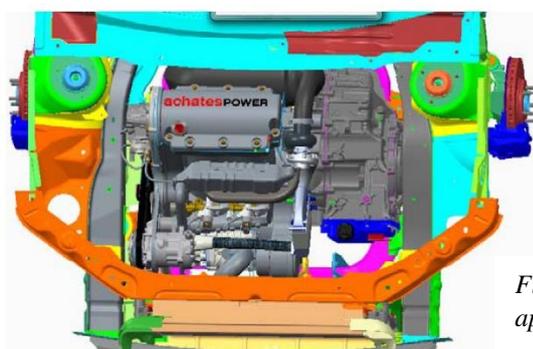


Figura 34: Opposed-piston engine per applicazioni su automobili [14]

Figura 35: Configurazione dell'OPE per automobili [14]

| | |
|-------------------------|----------------|
| Cylinder | Inline 2 |
| Number of Pistons | 4 |
| Number of Injectors | 4 |
| Swept Volume/Engine (L) | 1.50 |
| Bore (mm) | 75.72 |
| Stroke (mm) | 166.57 |
| Stroke/Bore Ratio(-) | 2.2 |
| Nominal Power (kW@RPM) | 96@4000 |
| Max. Torque (Nm@RPM) | 325@1750-2250 |
| Emission Standard | Euro 6 / LEV 3 |

Dal diagramma collinare di Figura 36 si evince che questo motore presenta un consumo di carburante minore del 13% rispetto a un motore convenzionale moderno con un rendimento termico effettivo che può raggiungere il 44.4% ai bassi giri ed alti carichi [14].

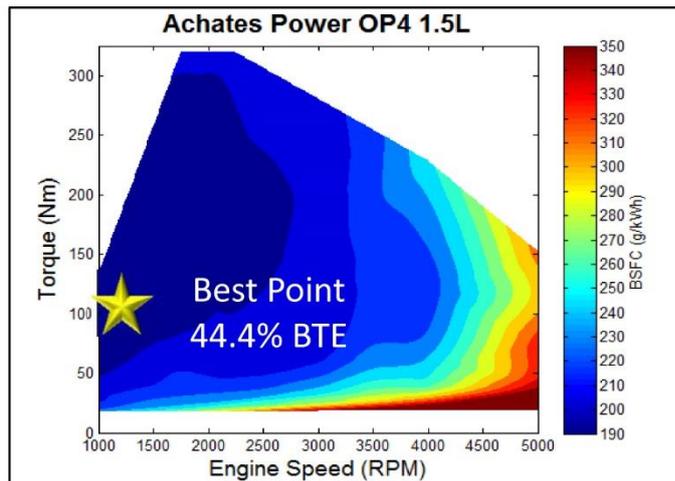


Figura 36: Diagramma del consumo specifico dell'OPE per automobili [14]

3) Il motore da 10.8L, tre cilindri, sviluppato da Achates Power, è adatto per l'applicazione su camion di grandi dimensioni. Questo motore presenta una potenza massima di 356 kW (484 cv) a 1850 rpm (giri medio-alti) e una coppia massima di 2276 Nm nel range tra 1000 e 1450 rpm (giri medio-bassi), rispettando le normative Euro 6. Presenta, inoltre, un rapporto corsa-alesaggio di 2.6 (Figura 37).

| | |
|-------------------------|------------------|
| Cylinder | Inline 3 |
| Number of Pistons | 6 |
| Number of Injectors | 6 |
| Swept Volume/Engine (L) | 10.8 |
| Bore (mm) | 121 |
| Stroke (mm) | 314 |
| Stroke/Bore Ratio(-) | 2.6 |
| Nominal Power (kW@RPM) | 356@1850 |
| Max. Torque (Nm@RPM) | 2276@1000-1450 |
| Emission Standard | US 2010 / Euro 6 |

Figura 37: Configurazione dell'OPE per camion di grossa dimensione [14]

Il rendimento termico massimo che può raggiungere è 51.5% a giri medi e carichi medio-alti, con un netto miglioramento rispetto ai motori attuali quattro tempi da mezzi pesanti, che raggiungono al massimo il 43% di rendimento (Figura 38). Questo motivo porta anche ad avere un migliore consumo specifico [14].

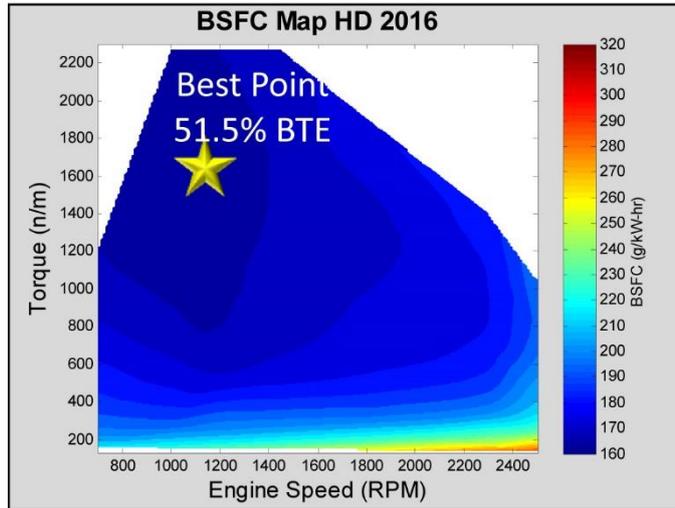


Figura 38: Diagramma del consumo specifico dell'OPE per camion di grossa dimensione [14]

4. Split Cycle Combustion Engine

Il termine ‘Split-Cycle Engine’ si riferisce a un tipo di motore a combustione interna dove il ciclo quattro tempi convenzionale viene eseguito su due cilindri. Le corse di aspirazione e di compressione avvengono in un primo cilindro. Il gas compresso viene poi inviato in un secondo cilindro dove si completa il ciclo con le corse di espansione e scarico (Figura 39) [16].

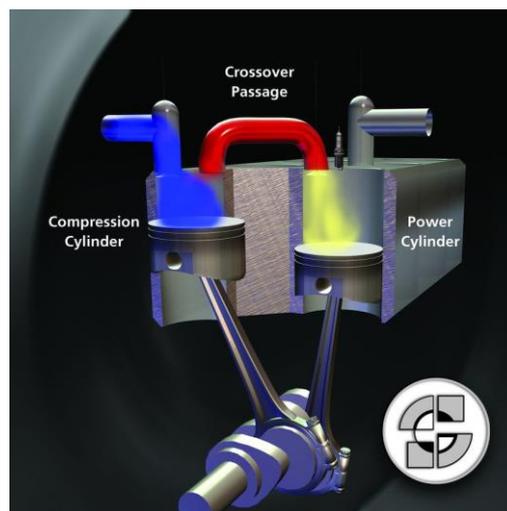


Figura 39: Schizzo di Split Cycle Combustion Engine (SPCCE). [17]

Gli Split-cycle engine sono di interesse poiché potenzialmente posseggono numerosi vantaggi rispetto al più largamente usato quattro tempi convenzionale. L'atto di dividere il ciclo su due cilindri apre varie possibilità che non sono raggiungibili se il ciclo viene sviluppato in un solo cilindro. Queste possibilità includono l'uso del recupero di calore allo scarico per aggiungere calore alla fine della compressione (tra i cilindri), come l'uso di rapporto di compressione diversi da quelli di espansione. Utilizzando questi fattori si è provato che lo split-cycle engine può superare le prestazioni di un motore convenzionale in termini di rendimento termodinamico. Altri benefici potenziali includono la riduzione delle emissioni rispetto a motori convenzionali [16]. In particolare, verrà preso in

considerazione una variante particolare degli split-cycle engine: il Recuperated Split-Cycle Engine (RSCE).

4.1 Design

In questo motore il ciclo è simile al ciclo Brayton con recupero, ma con due differenze principali; la prima riguarda un processo di compressione quasi isotermico, raggiunto tramite raffreddamento della carica. La seconda differenza riguarda invece il rilascio intermittente di calore all'interno di una camera di combustione chiusa, piuttosto che un rilascio continuo in una camera di combustione a flusso costante, come in una turbina a gas. La natura intermittente del processo di combustione porta a delle temperature di combustione medie più alte che possono essere sostenute rispettando i limiti del materiale. Riferendoci alla Figura 40, gli stadi del RSCE sono:

- 1-2 Immissione di aria all'interno del cilindro di compressione e compressione isoterma.
- 2-3 Scambio di calore a pressione costante in un recuperatore, che recupera il calore allo scarico.
- 3-4 Immissione nel cilindro di combustione, aggiunta di combustibile e combustione.
- 4-5 Espansione nel cilindro di combustione.
- 5-6 Scarico e recupero del calore nel recuperatore.

La compressione isoterma (1-2) potrebbe essere raggiunta in uno dei seguenti modi:

- a) Compressione multistadio con intercooler
- b) L'aggiunta di un fluido, che non evapora, per il trasferimento di calore durante la corsa di compressione (ad esempio l'acqua)

c) L'aggiunta di un fluido che evapora (come l'azoto liquido) direttamente nel cilindro di compressione durante la compressione stessa.

L'opzione c) è materia di ricerca attualmente. Infatti, sono stati condotti test comparando l'aria come fluido di lavoro con l'aria a cui è stata tolta l'ossigeno, per simulare l'effetto dell'iniezione di azoto sul processo di combustione. Il rendimento del ciclo è influenzato principalmente dalla qualità della compressione isoterma e dal recupero di calore. È stato dimostrato come siano ottenibili rendimenti anche del 60% usando l'acqua per raffreddare lo stadio di compressione e fornire effettivamente una compressione isoterma. Usando invece l'azoto liquido, si possono raggiungere rendimenti tra il 55 e il 60%.

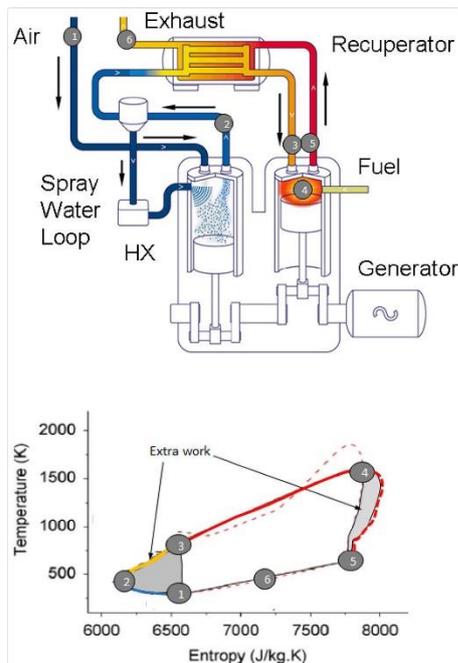


Figura 40: a) schema di RSCE e b) diagramma T-S per un motore diesel convenzionale (linea rossa tratteggiata) e per un RSCE (linee blu, gialla, rossa e nera). [18]

Il processo di immissione dell'aria nel cilindro di combustione nel RSCE è molto diverso rispetto a quello di un motore a combustione interna. In un motore convenzionale, la carica è spinta nella camera dal movimento verso il basso durante la corsa di aspirazione, con una caduta minima di pressione tra le valvole per minimizzare il lavoro di pompaggio lungo la durata della corsa di aspirazione. In

un RSCE, l'immissione di aria avviene lungo un periodo di 20-40° di angolo di manovella a cavallo del PMS (Figura 41a). All'apertura della valvola di ingresso, vi è una grande differenza di pressione attraverso la valvola (25-70 bar, dipendente dalla pressione) e in questo modo l'aria entra nel cilindro (Figura 41b) [18].

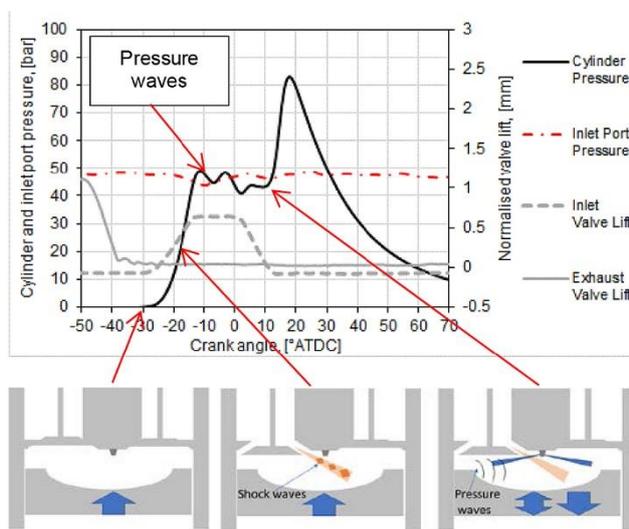


Figura 41: Diagramma che mostra a) la pressione nel cilindro e b) una rappresentazione concettuale dell'iniezione dell'aria nel cilindro di combustione.

Inizialmente, il flusso attraverso la valvola viene strozzato, la camera di combustione viene isolata dalle condizioni del flusso attorno alla valvola di ingresso. Appena la pressione tra l'ingresso e la camera di combustione si uguagliano tra loro, la pressione, nell'apertura anulare formata tra la testata del cilindro e la valvola di ingresso, cala sotto la pressione critica. Si formano onde di pressione nella camera di combustione e può ora interagire con lo spray di combustibile (Figura 41b).

Il rapporto critico tra le pressioni del flusso attorno alla valvola di ingresso può essere calcolato usando [18]:

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

dove P^* è la pressione critica a valle, P_0 è la pressione a monte della valvola e γ è il rapporto tra i pesi specifici, pari a 1.4 in questo caso. Il flusso nel sistema di

immissione nel RSCE è instabile e l'equazione precedente è valida solo sotto condizioni di flusso costanti ma fornisce un'approssimazione del regime di flusso attorno alla valvola di ingresso.

Un modello concettuale di iniezione dell'aria e di miscela aria-carburante può essere:

- 1) La valvola di ingresso è chiusa, i gas di scarico sono espulsi durante la corsa verso l'alto attraverso la valvola di scarico.
- 2) Le valvole di ingresso e di scarico vengono poi chiuse, che porta a un piccolo aumento di pressione nella camera di combustione a causa della compressione dei residui intrappolati.
- 3) La valvola di ingresso si apre, si forma un getto d'aria anulare a causa dell'alta differenza di pressione attraverso la valvola. Il flusso è inizialmente strozzato e si possono formare delle onde d'urto oblique nel getto d'aria.
- 4) La pressione tra l'ingresso e la camera di combustione si riduce e le condizioni di flusso sulla valvola calano sotto il rapporto critico.
- 5) Si sviluppano onde di pressione nella camera di combustione.
- 6) Il combustibile viene iniettato nella miscela mentre le valvole di ingresso sono ancora aperte. Il getto di combustibile liquido interagisce con il getto d'aria e riflette le onde di pressione.
- 7) La valvola di ingresso chiude e la miscela aria-carburante inizia a bruciare rapidamente da uno stato molto premiscelato [18].

Il combustibile viene introdotto all'interno della camera di combustione attraverso un iniettore diesel common rail convenzionale. Il combustibile è iniettato mentre le valvole di ingresso sono ancora aperte ma fasate in modo tale che l'inizio della seconda fase di rilascio di energia (quando la pressione nel cilindro aumenta nettamente) avvenga dopo la chiusura della valvola. Analisi sperimentali e computazionali suggeriscono che mentre le valvole in ingresso sono aperte avvengono delle reazioni chimiche precoci. Questo è sperimentalmente indicato da una riduzione nel flusso d'aria a causa del piccolo aumento di pressione in camera dovuto alla precoce ossidazione del carburante prima dell'accensione. Studi

precedenti hanno mostrato come il processo di combustione nel RSCE ha un alto contributo dalle condizioni di pre-miscelamento. È stato mostrato che le alte velocità dell'aria locali e le grandi turbolenze generate durante l'immissione dell'aria aumenta il miscelamento e promuove una combustione diluita, a bassa temperatura e premiscelata. In più, le temperature e le pressioni nel cilindro sono più basse rispetto a un motore Diesel convenzionale (400-650 °C e 25-70 bar per RSCE contro 600-700 °C e oltre 70 bar per motori convenzionali). La temperatura e la pressione più bassa promuovono un ritardo di accensione maggiore dando più tempo per il miscelamento [18].

4.2 Analisi termodinamica

Le caratteristiche termodinamiche base di uno split cycle engine sono illustrate in Figura 42. Sia la combustione che lo scarico sono ipotizzate come quasi isobare, mentre l'espansione può essere trattata quasi come un'adiabatica.

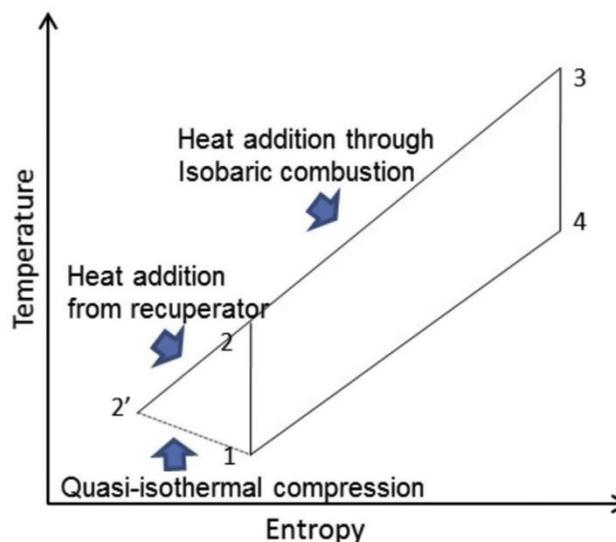


Figura 42: Diagramma T-S dello split cycle engine. [19]

La temperatura dell'aria compressa è ridotta nello split cycle engine reale usando uno spray d'acqua direttamente nella camera, perciò il processo di combustione può

essere considerato quasi isotermico. Alla fine del processo di combustione, la temperatura dell'aria compressa T_2 è fortemente influenzata dal processo di trasferimento del calore tra l'acqua iniettata e l'aria aspirata. Per capire l'effetto dello scambio di calore tra l'aria e le goccioline di acqua sulla T_2 , viene applicata un'equazione derivata dalla ben conosciuta legge dei gas ideali che subisce una compressione o un'espansione isoentropica, espressa come:

$$\frac{T_2'}{T_1} = CR^{(K-1)} \cdot \exp\left[-\frac{ua}{c_p} \left(1 - \frac{T_w}{T_1}\right) \Delta t\right] \quad [19]$$

Questa equazione descrive la variazione di temperatura dell'aria in un intervallo di tempo Δt , con la funzione esponenziale rappresentante il trasferimento di calore alle goccioline di acqua. All'interno della funzione esponenziale, T_w è la temperatura media, u è il coefficiente di scambio di calore tra l'aria e le goccioline d'acqua e a è la superficie per unità di massa dell'aria. Si può notare come questa analisi considera solo l'assorbimento di calore dalle goccioline di acqua e l'acqua viene ipotizzata allo stato liquido. Essendo che la funzione esponenziale è cruciale nella determinazione dell'aumento di temperatura durante la combustione, il parametro C è definito come:

$$C = \exp\left[-\frac{ua}{c_p} \left(1 - \frac{T_w}{T_1}\right) \Delta t\right] \quad [19]$$

In un cilindro di compressione reale, il valore di C è direttamente influenzato dalla quantità dell'acqua iniettata e dalla sua atomicità. Un tasso di iniezione dell'acqua più alto porta a un valore di C più basso e quindi la compressione può essere trattata quasi come un'isoterma. I valori di T_2 , T_2' , T_3 e T_4 possono essere espressi con le seguenti equazioni:

$$\begin{aligned} T_{2'} &= T_1 \cdot CR^{(k-1) \cdot C} & T_3 &= T_2 + Q_{LH}/C_p \\ T_2 &= T_{2'} + Q_{RE}/C_p & T_4 &= T_3/ER^{(k-1)} \end{aligned} \quad [19]$$

Il calore recuperato Q_{RE} è determinato sia dalla temperatura di scarico, che è influenzata dal rapporto di compressione CR e dal rilascio di calore del combustibile Q_{LH} , che dalle prestazioni del recuperatore. L'efficacia del recupero σ può essere definita come:

$$\sigma = \frac{H_2 - H_{2'}}{H_4 - H_{2'}} = \frac{T_2 - T_{2'}}{T_4 - T_{2'}} \quad [19]$$

Il calore recuperato Q_{RE} può essere scritto come:

$$Q_{RE} = \frac{C_p \cdot T_1 \cdot \delta \cdot (1 - ER^{(k-1)}) \cdot CR^{(k-1) \cdot C} + \delta \cdot Q_{LH}}{ER^{(k-1)} - \delta} \quad [19]$$

A questo punto, il calore netto assorbito all'interno dell'intero ciclo termodinamico è:

$$Q_{RE} + Q_{LH} = \frac{C_p \cdot T_1 \cdot \delta \cdot (1 - ER^{(k-1)}) \cdot CR^{(k-1) \cdot C} + ER^{(k-1)} \cdot Q_{LH}}{ER^{(k-1)} - \delta} \quad [19]$$

Il calore viene ceduto in due corse all'interno del ciclo: nella corsa di scarico e in quella di compressione. La corsa di scarico viene supposta come isobara, cosicché il calore ceduto sia $Q_{REJ} = C_p \cdot (T_4 - T_1)$. Nella corsa di compressione, l'aria aspirata viene compressa quasi come in un'isoterma. Questo processo può essere ipotizzato come un processo politropico con un esponente di politropica C . In questo modo il calore ceduto in questa corsa è:

$$Q_{REJC} = \frac{C_v \cdot T_1 \cdot (C - 1) \cdot (CR^{(k-1) \cdot C} - 1)}{C} \quad [19]$$

A questo punto il rendimento termico dello split cycle engine è dato da [19]:

$$\eta = \frac{(Q_{LH} + Q_{RE}) - (Q_{REJC} + Q_{REJE})}{Q_{LH}}$$

$$= \frac{ER^{(k-1)} - 1}{ER^{(k-1)} - \sigma} + \frac{C_p \cdot T_1}{Q_{LH} \cdot (ER^{(k-1)} - \sigma)} \cdot \left[\frac{2 \cdot \sigma \cdot CR^{(k-1) \cdot C} - \sigma \cdot ER^{(k-1)} \cdot CR^{(k-1) \cdot C}}{-CR^{(k-1) \cdot C} + ER^{(k-1)} - \sigma} \right] - \frac{C_v \cdot T_1 \cdot (C - 1)}{C \cdot Q_{LH}} (CR^{(k-1) \cdot C} - 1)$$

Questa equazione mostra che il rendimento termico ideale è determinato da quattro parametri: CR/ER (rapporto di compressione/espansione), l'indice di isoterma C, il rapporto tra le temperature massime e minime N (T_3/T_1) e l'efficacia del recupero σ . Ciò è diverso dal rendimento termico ideale dei motori convenzionali che è determinato dal solo rapporto di compressione:

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{1}{CR^{k-1}} \quad [19]$$

Per comparare i rendimenti dello split cycle engine e del motore convenzionale, vengono assunte una serie di condizioni iniziali (Figura 43) insieme con gli altri parametri costanti. In parallelo, assumiamo un rapporto di compressione uguale a quello di espansione. Impostando l'efficacia del recupero a 0.85 e un rapporto tra le temperature N a 6.5, in Figura 44a è raffigurato l'effetto del rapporto di compressione e dell'indice dell'isoterma sul rendimento del ciclo.

| General constants | | | |
|------------------------------------|-----------------|-----------------|----------|
| k | C_p kJ/(kg K) | C_v kJ/(kg K) | |
| 1.38 | 1.001 | 0.721 | |
| r_g kJ/(kg K) | Q_L (J/g) | | |
| 0.28 | 44 000 | | |
| Initial conditions | | | |
| T_1 (K) | P_1 (bar) | | |
| 301 | 1.8 | | |
| Variables in the split cycle model | | | |
| CR | ER | C | δ |
| 0-30 | 0-30 | 0-1 | 0-1 |

Figura 43: Costanti e condizioni iniziali del modello di split cycle engine. [19]

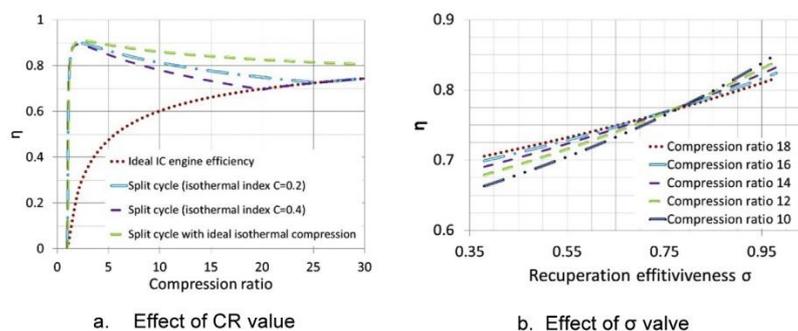


Figura 44: Effetto del a) rapporto di compressione e b) dell'efficacia del recupero sul rendimento termico. [19]

Questa figura mostra che il rendimento nello split cycle engine può raggiungere l'85% con una combustione ideale isoterma, che è molto più alta rispetto che in un motore a combustione interna ideale e, in particolare, raggiunge un rendimento più alto a rapporti di compressione più bassi. Il rendimento è ridotto nel caso di compressione quasi isoterma ($C > 0$) ma è ancora più alto rispetto al caso del ciclo Otto per rapporti di compressione bassi. Come affermato precedentemente, un valore di C più basso significa una combustione più vicina ad essere isoterma. In pratica, il valore di C può essere ridotto aumentando la quantità di acqua iniettata durante la compressione. Per il caso di $C = 0.4$, il rendimento dello split engine è più alto quando il rapporto di compressione è minore di 16. Non ci sono benefici, quindi, per lo split cycle engine quando il rapporto di compressione è maggiore o uguale a 16 poiché il calore non può essere recuperato nel processo di recupero. Dal momento che il rapporto di compressione è uguale a quello di espansione, un rapporto di compressione più alto porta a una temperatura di scarico più bassa e a una diminuzione del calore recuperato. Il risultato è un rendimento termico più basso quando viene utilizzato un rapporto di compressione superiore a 16. Per la condizione $C = 0.2$, il rendimento massimo è più alto e il valore del rapporto di compressione sotto il quale il recupero di calore è possibile è aumentato a 22. Ciò indica che un range più grande di recupero e un rendimento termico più alto possono essere raggiunti sullo split cycle engine quando un valore di C diminuisce e la temperatura di uscita dal compressore è vicino a T_1 . [19]

La Figura 44b mostra l'effetto dell'efficacia del recupero σ sul rendimento. In particolare, il rendimento aumenta all'aumentare di σ sotto tutte le condizioni di compressione. Quando σ è minore di 0.75, il rapporto di compressione diventa il fattore dominante sul rendimento termico e il rendimento più alto è ottenuto quando il rapporto di compressione è pari a 18. Comunque, l'effetto del recupero del calore dallo scarico diventa dominante quando σ è maggiore o uguale a 0.8. Si può notare come il rendimento più alto è raggiunto quando il rapporto di compressione è uguale a 10.

Come l'efficacia del recupero, anche il rilascio di calore dato dal combustibile (Q_{LH}) influenza fortemente il processo di recupero e il rendimento del motore. La Figura 45 mostra la mappa delle prestazioni sotto due diverse condizioni di rapporti tra temperature T_3/T_1 (N). Il rendimento dell'intero ciclo è incrementato quando N aumenta da 4 a 6.5. Questo avviene principalmente perché una più alta temperatura allo scarico aumenta il recupero di calore allo scarico.

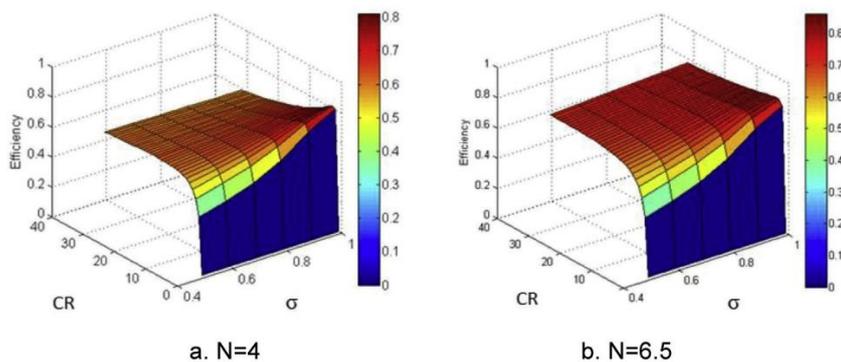


Figura 45: Mappa del rendimento termico per differenti rapporti tra le temperature T_3/T_1 (N) [19].

Questa analisi termodinamica mostra come su uno split cycle engine possono essere raggiunti dei significativi miglioramenti sul rendimento. Applicando le dimensioni e parametri di un motore convenzionale, il rendimento massimo di un motore Otto e di uno split cycle engine sono rispettivamente il 67% e l'82%. [19]

Per migliorare ulteriormente il rendimento si possono ottimizzare certi parametri.

Il primo di questi parametri è il rapporto di compressione. Infatti, mentre nel motore convenzionale la compressione è quasi adiabatica, e quindi sia la temperatura che la pressione a PMS aumenta all'aumentare del rapporto di compressione, in uno split cycle engine la compressione può essere considerata quasi isoterma. Perciò, in uno split cycle engine, un più alto rapporto di compressione non porta a una più alta temperatura dell'aria compressa. In questo modo, il rapporto di compressione può essere aggiustato in un range più ampio per migliorare il rendimento termico.

La Figura 46a mostra il diagramma pressione-volume in scala logaritmica del motore a diversi rapporti di compressione, con rapporto di espansione costante a 23. Si può vedere che il picco di pressione nella camera di espansione aumenta all'aumentare del rapporto di compressione. La Figura 46b invece mostra la variazione di temperatura nella camera di espansione sempre per quegli stessi rapporti di compressione. È da notare come la temperatura di espansione nella camera diminuisce significativamente all'aumentare del rapporto di compressione e questo porta a delle perdite di calore più alte durante il processo di scambio dei gas e quindi a una diminuzione del rendimento termico. [19]

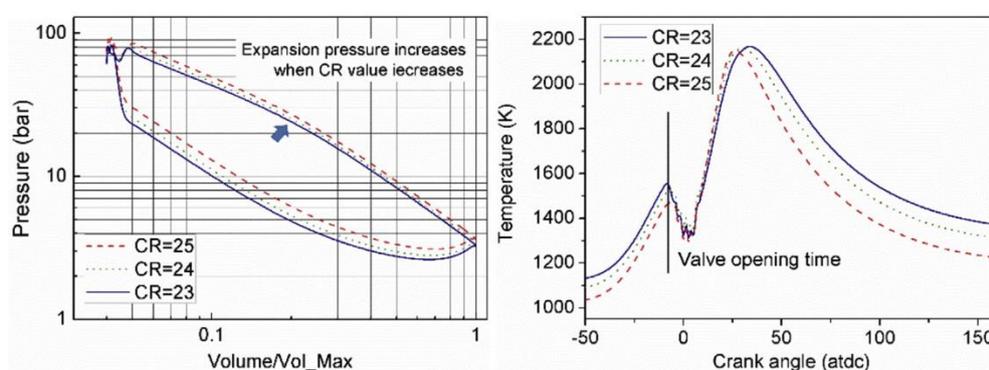


Figura 46: Effetto del rapporto di compressione su a) diagramma p-V e b) temperatura nel cilindro. [19]

Nonostante un più basso valore del rapporto di compressione porti a un rendimento termico più alto, il valore del rapporto di compressione deve essere

sufficiente per auto-accendere il combustibile, soprattutto a bassi carichi dove l'aria aspirata nella camera di combustione non può essere pienamente riscaldata dal recupero. Quindi, un sistema VCR dovrebbe creare benefici nel miglioramento dello split cycle engine. [19]

Un altro parametro da ottimizzare è il rapporto di espansione, dal momento che in uno split cycle engine espansione e compressione sono condotte in cilindri diversi.

Mantenendo costante a 23 il rapporto di compressione, in Figura 47a viene mostrato il diagramma T-S per ogni rapporto di espansione. Con un rapporto di espansione in aumento, la fase di scarico si avvicina sempre di più a una trasformazione isobara, con il risultato di una riduzione delle perdite di calore. In parallelo, un valore più alto del rapporto di espansione porta a temperature di scarico più basse. Grazie al recupero poi, viene ridotto sia il picco di temperatura che le perdite di calore nella camera di espansione. [19]

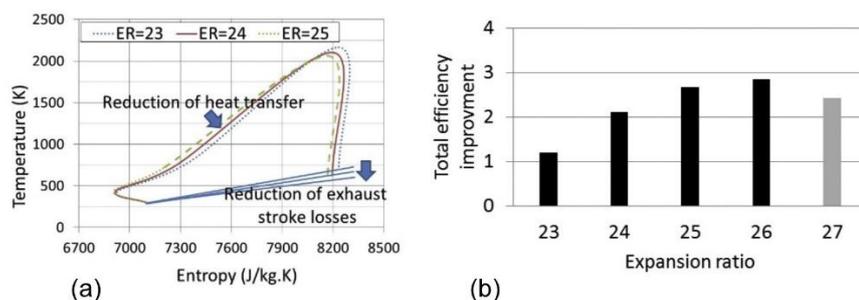


Figura 47: Effetto del rapporto di espansione su a) diagramma T-S e b) rendimento termico. [19]

La Figura 47b mostra l'aumento di rendimento per differenti rapporti di espansione. Quando il valore del rapporto di espansione aumenta da 23 a 26, si raggiunge un miglioramento del 2.8% nel rendimento totale. Conseguentemente, si può dedurre che un ulteriore aumento del rapporto di espansione porti ancora a un miglioramento del rendimento. Invece, quando il rapporto di espansione passa a 27, il rendimento cala e ciò è dovuto alle basse pressioni nel cilindro che causano delle perdite di lavoro in più.

Per ottimizzare il rendimento si può aggiustare la temperatura della camera di espansione aumentando la temperatura del refrigerante. La Figura 48a mostra il diagramma T-S del processo nella camera di espansione, mantenendo il rapporto di compressione e quello di espansione costanti a 23 e con un tasso di iniezione del combustibile di 25 mg/ciclo. Una riduzione delle perdite di calore durante l'espansione può essere vista quando la temperatura delle pareti del cilindro aumenta. Quando il tasso di iniezione del combustibile viene incrementato a 55 mg/ciclo, aumenta anche la temperatura di combustione. Come si può vedere in Figura 48b, la perdita di calore durante la combustione e l'espansione può essere ridotta incrementando la temperatura delle pareti del cilindro da 470 K a 670 K. Questo risultato indica che il rendimento del motore può essere migliorato controllando il sistema di raffreddamento della camera di compressione e di quello di espansione separatamente. [19]

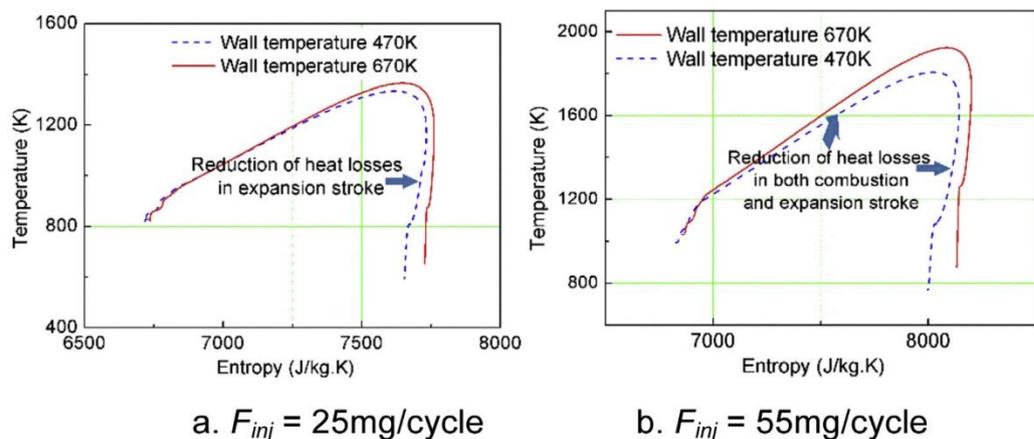


Figura 48: Effetto della temperatura del refrigerante sulle prestazioni del motore per differenti tassi di iniezione del carburante. [19]

Basandoci su queste ottimizzazioni, si può raggiungere un significativo miglioramento dell'efficienza dell'intero split cycle engine. Impostando il rapporto di compressione a 24, quello di espansione a 26 e aumentando la temperatura di parete fino a 650 K, si ha un miglioramento del rendimento termico del motore. [19]

Comparando lo split cycle engine ottimizzato con uno a struttura convenzionale (Figura 49), la percentuale di energia rigenerata passa dal 7% al 9%, le perdite di calore vengono ridotte dal 28% al 26%. In questo modo, il rendimento del motore passa dal 51% del “convenzionale” al 54% di quello ottimizzato. Paragonandolo invece con un “classico” motore diesel, si ha un miglioramento del rendimento dal 37% al 54%.

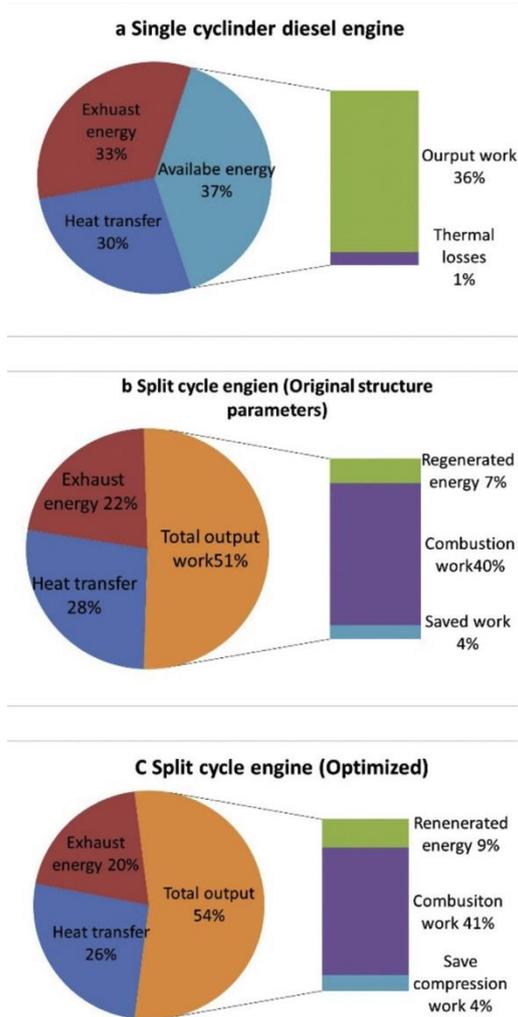


Figura 49: Miglioramenti nel rendimento termico dovuti all'ottimizzazione del sistema. [19]

4.3 Analisi delle emissioni

Per l'analisi delle emissioni si è utilizzato un motore di prova a singolo cilindro considerando prima numero di giri costanti (1200 rpm) e carico costanti, poi facendo i test sempre a giri costanti ma variando il carico.

In Figura 50a viene mostrato l'effetto del tempo di iniezione (ritardo rispetto a PMS) sulla portata in massa dell'aria nel motore e la coppia risultante. La pressione in ingresso è stata impostata a 25 bar e la pressione di rail a 800 bar e le tempistiche delle aperture delle valvole sono mantenute costanti.

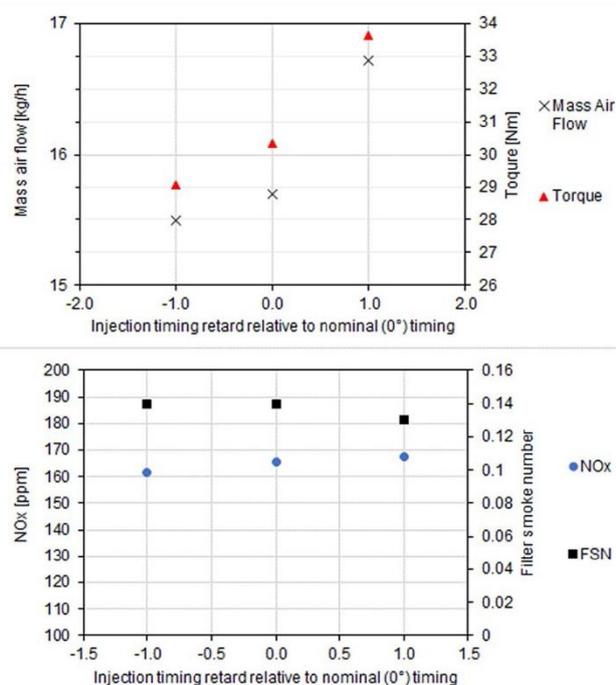


Figura 50: Andamento di a) portata d'aria, coppia, b) emissioni di NOx e FSN con il timing di iniezione rispetto al timing nominale. [18]

Appena il timing di iniezione viene anticipato rispetto a quello nominale, la portata d'aria e la coppia (ad AFR costante) diminuiscono leggermente. Questo avviene perché, anticipando, l'accensione avviene mentre le valvole di ingresso sono ancora aperte e ciò porta a un aumento della pressione in camera che forza l'aria a uscire dalla camera di combustione. L'analisi dell'andamento della pressione nel cilindro di Figura 51 mostra un piccolo aumento di pressione prima dell'accensione principale. Le onde di pressione riflesse complicano ulteriormente l'interpretazione dei dati essendo che un aumento della pressione dovuto alla

chiusura della valvola di entrata può avvenire anche a causa di un'onda di compressione riflessa che passa attraverso il trasduttore di pressione del cilindro.

Riconducendoci alla Figura 50b, è chiaro che le emissioni sono solo debolmente influenzate dal timing di iniezione. Le emissioni di NOx aumentano leggermente con il ritardo mostrando una risposta opposta rispetto a un motore diesel convenzionale, ma la coppia ha un aumento, perciò le emissioni specifiche sono più basse. Comunque, la reazione delle emissioni di NOx al timing di iniezione è minore di quello che ci si aspetta per un motore diesel convenzionale. [18]

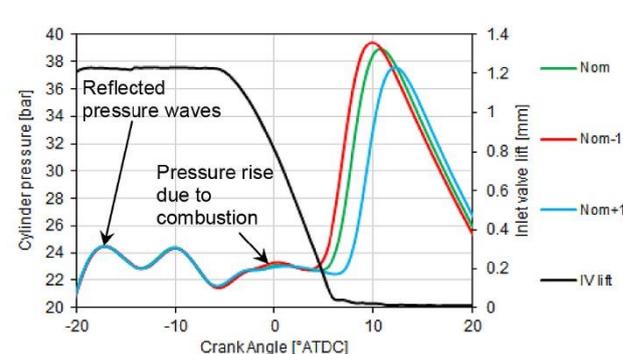


Figura 51: Pressione nel cilindro e alzata della valvola di ingresso al variare dell'angolo di manovella con timing nominale e per timing di un grado in ritardo e in anticipo rispetto al nominale. [18]

In Figura 52 sono mostrate le emissioni di NOx e FSN (Filter Smoke Number, che è legato alle emissioni di particolato) per un certo range di AFR, a una pressione dei collettori di ingresso costante a 30 bar. Si può notare come le emissioni di particolato aumentano notevolmente quando AFR supera 21, mentre le emissioni di NOx hanno un andamento tendenzialmente crescente all'aumentare di AFR.

Questo risultato è comparabile allo stesso modo con i sistemi di combustione tipici dei motori diesel.

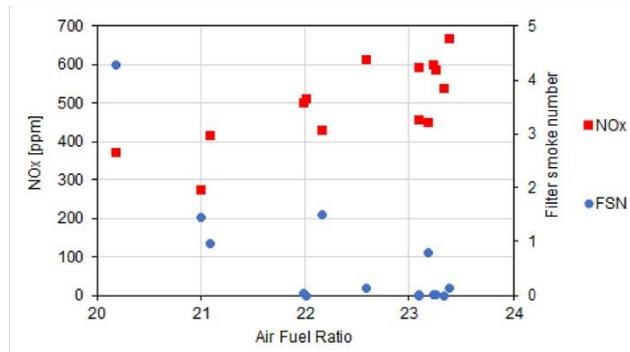


Figura 52: Andamento di FSN e delle emissioni di NOx con AFR alla pressione di ingresso di 30 bar. [18]

La Figura 53 mostra l'influenza del timing di apertura delle valvole (IVO, Inlet Valve Opening) sulle emissioni di NOx e sull'FSN, con tre diverse separazioni tra apertura e chiusura. Aumentando la separazione tra apertura e chiusura, si osserva come le emissioni si riducono, dopo un iniziale aumento, all'aumentare del ritardo di apertura della valvola. Ritardando l'apertura della valvola, la portata d'aria, e quindi il carico, aumenta; perciò, ci sarà una competizione di effetti tra le alte pressioni in camera dovute a carichi più alti e le combustioni ritardate. L'equilibrio tra questi effetti in conflitto tra loro spiega i risultati ottenuti. La riduzione delle emissioni di NOx con l'aumento della separazione tra chiusura e apertura delle valvole potrebbe avvenire a causa dell'aumento dei residui intrappolati, risultanti dall'EGR interno.

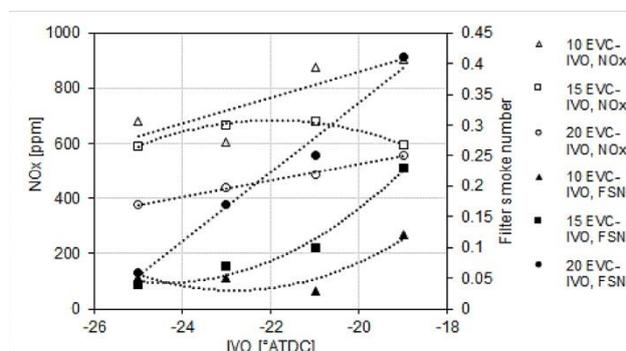


Figura 53: Andamento delle emissioni di NOx e di FSN con IVO per tre diverse separazioni tra apertura e chiusura valvole. [18]

L'FSN aumenta con un IVO ritardato in tutti i casi e con una separazione aumentata, anch'esso dovuto all'EGR interno che aumenta l'ossidazione del combustibile prima dell'accensione e aumenta le emissioni di particolato. [18]

In Figura 54 è rappresentato l'influenza dell'IVO sulla coppia, sulle emissioni di NOx e sulla portata d'aria a pressione di entrata costante (40 bar). La portata diminuisce inizialmente (dovuto essenzialmente alla portata d'aria nella camera che si oppone al moto verso l'alto del pistone) per poi aumentare. Viene osservato anche un incremento di coppia dovuto sia a un aumento della portata d'aria (e quindi di carico) a AFR costanti, sia a una riduzione delle perdite per pompaggio a timing ritardati. La riduzione negli NOx è influenzata, invece, da due fattori:

- a) Le più alte pressioni, che aumentano l'intensità del getto d'aria durante l'immissione, promuovendo turbolenze e una miscelazione incrementata
- b) La temperatura della carica più bassa, che aumenta il ritardo di accensione e il pre-miscelamento

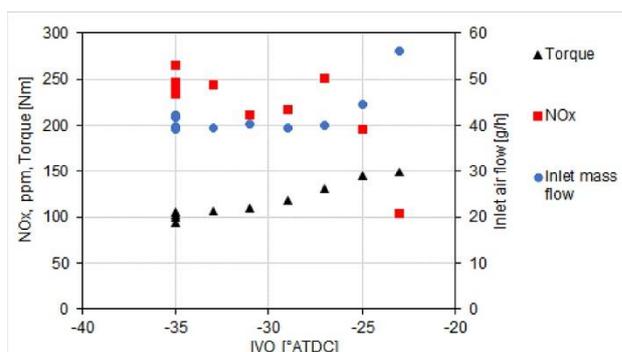


Figura 54: Andamento della coppia, delle emissioni di NOx e della portata d'aria al variare dell'IVO. [18]

In Figura 55 viene mostrato la variazione di coppia, emissioni di NOx e FSN con la pressione di rail a 1200 rpm, AFR di 23 e 30 bar di pressione del collettore di entrata.

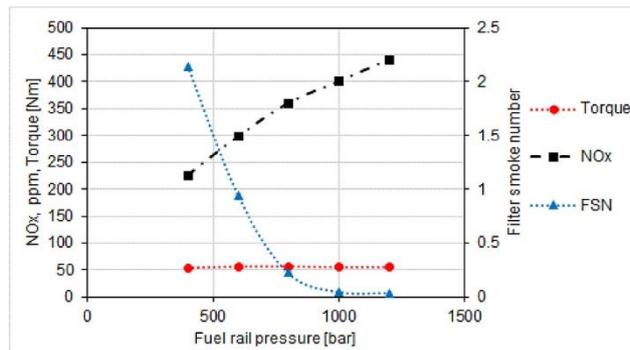


Figura 55: Andamento della coppia, delle emissioni di NOx e di FSN al variare della pressione di rail. [18]

Per quel che riguarda la coppia, si ha un massimo a 800 bar di pressione e un minimo per 400 bar, anche se la sua variazione è minima con una variazione di soli 2.4 Nm tra valore massimo e valore minimo. NOx e FSN sono invece sensibili alla pressione di rail. Grandi miglioramenti dal punto di vista dell'FSN si notano nel plateau sopra 1000 bar, mentre per gli NOx si ha un incremento di emissioni all'aumentare della pressione.

L'atomizzazione del getto di combustibile liquido e il rapido miscelamento dato dalle alte pressioni di iniezione migliora, in generale, le emissioni per un sistema di combustione convenzionale. Per gli split cycle engine, è disponibile una consistente quantità di energia di miscelamento e quindi è richiesta minore energia dallo spray di combustibile per promuovere un miscelamento rapido. La pressione in camera è più bassa che in un motore convenzionale e quindi c'è il rischio di ingresso eccessivo di combustibile e di collisione con le pareti della camera di combustione. Ci si aspetta, quindi, che gli split cycle engine favoriscano pressioni di iniezione minori che un motore convenzionale. Nonostante ciò, il periodo di iniezione aumenterebbe a basse pressioni di iniezione. Essendo che la combustione viene significativamente ritardata, la fine dell'iniezione avviene abbastanza tardi nel ciclo e può portare a rendimenti di combustione scarsi. [18]

La Figura 56 mostra le emissioni di NOx raffigurate al variare di un certo range di coppia all'albero. Vengono mostrati nello stesso grafico anche i dati di due

motori diesel Euro 6 di riferimento, uno con alte emissioni di NOx e l'altro con basse emissioni. I risultati mostrano che per lo split cycle engine si hanno minori emissioni rispetto a un motore convenzionale, con un rapporto tra i risultati che può arrivare a 4. Si può vedere anche che a bassi livelli di NOx si ha una risposta più piatta rispetto a un Diesel convenzionale. Le più basse emissioni di NOx risultano da timing di apertura delle valvole ritardati, che permettono a una maggiore quantità di aria di entrare in camera, ritardando la combustione. [18]

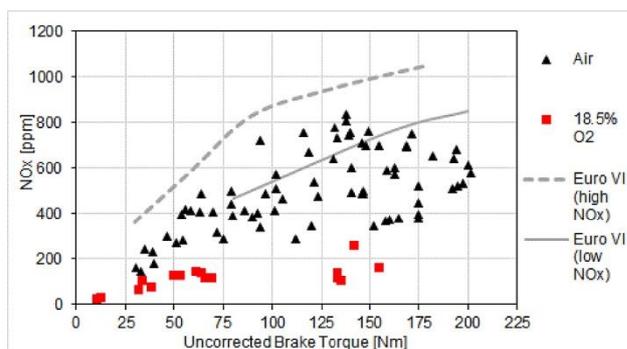


Figura 56: Emissioni di NOx al variare della coppia. [18]

Conclusioni

I motori a combustione interna saranno presenti sul mercato ancora per almeno venti o trent'anni e sarà il sistema dominante nel settore del trasporto per almeno 15 anni.

La necessità, infatti, di aumentare la quota di energia elettrica prodotta tramite fonti rinnovabili e i costi sia sociali che economici che ciò comporta rallenta il processo di transizione da una struttura economica basata sui combustibili fossili a una più "green".

Per questo motivo nei prossimi decenni penso sia indispensabile puntare ancora sulla ricerca negli MCI, con il compito di assicurare sempre di più maggiori efficienze e minori emissioni di inquinanti e GHG (gas serra).

Da questo punto di vista, la ricerca è in grado di fornire nuovi spunti e nuove opportunità tecnologiche in tempi rapidi, e gli OPE e i SCCE ne sono una prova.

In particolare, l'opposed-piston engine a due tempi è un motore più "pulito" che permette alti rendimenti e consumi specifici bassi con una riduzione di costi, peso e complessità. [8]

D'altra parte, si è scoperto un grande potenziale per gli SCCE di raggiungere livelli molto alti di efficienza termica e allo stesso tempo delle emissioni di NOx molto basse.

Per entrambi questi sistemi sono stati inoltre descritti eventuali ottimizzazioni per migliorare ulteriormente le prestazioni e l'efficienza e ciò prova ulteriormente la quantità di ricerca ancora possibile in questo settore.

Bibliografia e sitografia

- [1] Ritchie H and Roser M. CO₂ and other greenhouse gas emissions. Our World In Data, May 2017, <https://ourworldindata.org/co2-and-other-gas-emissions>
- [2] SCAME. The advantages of the electrical mobility, <https://e-mobility.scame.com/en/the-advantages-of-electrical-mobility>
- [3] R.D Reitz, H.Ogawa, R.Payri and more. IJER editorial: The future of internal combustion engine. Sage Journals, September 2019, <https://journals.sagepub.com/doi/full/10.1177/1468087419877990>
- [4] Matteo Di Lallo. Motore HCCI, <http://matteodilallo.tech/motore-hcci>
- [5] Green car congress. Mazda SPCCI uses spark plug as HCCI control factor; “air piston” to enhance compression, <https://www.greencarcongress.com/2017/09/20170908-spcci.html>
- [6] Mazda, Skyactiv-X, <https://www.mazda.it/mondo-mazda/skyactiv-x>
- [7] Manuel Cerfedda. Rapporto Compressione Variabile sul motore Infiniti 2.0 VC-turbo, <https://www.newsauto.it/infiniti/motore-infiniti-rapporto-compressione-variabile-caratteristiche-come-funziona-foto-2018-143323/#infiniti-vc-foto-4>
- [8] David Johnson, Michael Wahl and more. Opposed-Piston Two-Stroke Diesel Engine – A Renaissance. Achates Power, December 2010, <https://achatespower.com/wp-content/uploads/2019/12/SIATKeynoteOpposedPistonTwoStroke.pdf>
- [9] Opposed-piston engine. Wikipedia, https://en.wikipedia.org/wiki/Opposed-piston_engine
- [10] E.Mattarelli, G.Cantore, C.A.Rinaldini, T.Savioli. Combustion System Development of an Opposed Piston 2-Stroke Engine, ScienceDirect, September 2017, <https://doi-org.ezproxy.unibo.it/10.1016/j.egypro.2017.08.268>

- [11] Richard Morton, Romain Riviere, Stephen Geyer. Understanding Limits to the Mechanical Efficiency of Opposed Piston Engines, SAE International, March 2017, <https://doi-org.ezproxy.unibo.it/10.4271/2017-01-1026>
- [12] Gerhard Regner, David Johnson e altri. Modernizing the Opposed Piston, Two Stroke Engine for Clean, Efficient Transportation, SAE International, January 2013, <https://doi-org.ezproxy.unibo.it/10.4271/2013-26-0114>
- [13] Amit Malewar. Innovative OPOC engine: Opposed-Piston Opposed-Cylinder Engine, Tech Explorist, <https://www.techexplorist.com/innovative-opoc-engine-opposed-piston-engine/4280/>
- [14] SNaik, D.Johnson, J.Koszewnik e altri. Practical Applications of Opposed-Piston Engine Technology to Reduce Fuel Consumption and Emissions, SAE International, January 2013, <https://doi-org.ezproxy.unibo.it/10.4271/2013-01-2754>
- [15] D.Foster, R.E.Herold, M.H.Wahl e altri. Thermodynamic Benefits of Opposed-Piston Two-Stroke Engines, SAE International, January 2011, <https://doi-org.ezproxy.unibo.it/10.4271/2011-01-2216>
- [16] J.Finneran, C.P.Garner, M.Bassett and J.Hall. A review of Split-Cycle Engines, Sage Journals, 2019, <https://doi.org/10.1177/1468087418789528>
- [17] Lin Edwards, Split-cycle engine now more efficient than traditional combustion engine, phys.org, <https://phys.org/news/2011-01-split-cycle-efficient-traditional-combustion.html>
- [18] R.Morgan, C.Lenartowicz e altri. The Ultra-Low Emission Potential of the Recuperated Split Cycle Combustion System, SAE International, September 2019, <https://doi.org/10.4271/2019-24-0189>
- [19] G.Dong, R.E.Morgan, M.R.Heikal. Thermodynamic analysis and system design of a novel split cycle engine concept, Elsevier, February 2016, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.02.102>

Ringraziamenti

A conclusione di questo elaborato, desidero ringraziare il relatore, Professor Enrico Corti, per la disponibilità e per i suoi consigli utili per lo svolgimento di questa tesi.

Un ringraziamento, inoltre, alla mia famiglia per il loro sostegno e per la fiducia riposta nei miei confronti.

Infine, ringrazio gli amici e tutti coloro che, con il loro supporto morale, hanno permesso il raggiungimento di questo primo traguardo, sostenendomi nei momenti difficili e in quelli più belli di questo percorso.

