Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile

Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Calibrazione di un sistema trigenerativo di piccola taglia e modellazione di un sistema innovativo per cogenerazione a miscela di idrogeno

L. de Santoli, G. Lo Basso, G. Caruso

citera
centro interdisciplinare territorio edilizia restauro ambiente

Report RdS/2011/57

CALIBRAZIONE DI UN SISTEMA TRIGENERATIVO DI PICCOLA TAGLIA E MODELLAZIONE DI UN SISTEMA INNOVATIVO PER COGENERAZIONE A MISCELA DI IDROGENO

L. De Santoli, G. Lo Basso, G. Caruso (Università di Roma La Sapienza, CITERA)

Settembre 2011

Report Ricerca di Sistema Elettrico
Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA
Area: Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia
Progetto: Tecnologie di risparmio elettrico e nei settori collegati industria e servizi

Responsabile Progetto: Ilaria Bertini, ENEA

Si ringraziano Francesca Bonfà, Marco Cecconi, Fabrizio Giamminuti, Francesco Mancini, Gianluca Zori per la collaborazione nell'attività di ricerca.

Sommario

1. Introduzione 4

2. Le macchine analizzate: cogeneratore ed assorbitore 6

3. Attività A: modellazione del cogeneratore ad idrometano 9

3.1 Blocco combustione idrometano 12

3.2 Equazioni rappresentative del ciclo Otto 13

3.3 Mappature del potere calorifico inferiore, della dosatura stechiometrica e del peso molecolare medio dell'idrometano 18

3.4 Calcolo del rendimento volumetrico in condizioni di progetto e di off - design 20

3.5 Calcolo del rendimento meccanico in condizioni di off - design. 22

3.6 Calcolo della temperatura dei fumi di scarico in corrispondenza dell'ingresso dello scambiatore acqua-fumi in condizioni di progetto e di off - design. 24

3.7 Calcolo semplificato della composizione dei gas di scarico e delle emissioni in ambiente. 26

4. Attività B1: Mappe per il modello dell'Assorbitore a bromuro di litio 29

5. Attività B2: Equazioni di calibrazione per il modello di combustione ad idrometano 36

6. Discussione e conclusioni 48

7. Bibliografia 51

1. Introduzione

Il presente documento costituisce la relazione finale riguardante l'Accordo di collaborazione annuale tra ENEA e CITERA, per una serie di attività di ricerca dal titolo "Calibrazione di un sistema trigenerativo di piccola taglia e modellazione di un sistema innovativo per cogenerazione a miscela di idrogeno**",** nell'ambito dell'Area "Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia", tematica di ricerca "Tecnologie di risparmio elettrico e ne settori collegati industria e servizi"; nello specifico, si riferisce all' obiettivo D: "Sviluppo e diffusione di modelli per la simulazione e la validazione di strategie ottimali di gestione del sistema edificio-impianto in un contesto di rete complessa" del progetto "Strumenti e tecnologie per l'efficienza energetica nel settore dei servizi".

In base all'Allegato Tecnico dell'Accordo di collaborazione, l'attività si è articolata come segue:

A) Sviluppo di un modello di motore a combustione interna alimentato da una miscela di gas metano e idrogeno .

B1) integrazione e calibrazione di un modello di funzionamento dell'assorbitore a bromuro di litio, messo a disposizione da ENEA, che va a completare la modellistica dell'impianto di trigenerazione suddetto già avviata nei precedenti anni dell'attività.

B2) elaborazione dei dati di funzionamento del motore a combustione interna alimentato da una miscela di gas metano e idrogeno (di cui è stato sviluppato il modello nell'attività descritta nel precedente rapporto tecnico) in condizioni nominali ai fini della corretta calibrazione del modello.

Con riferimento al punto A, vengono illustrati i risultati delle ricerche svolte dal CITERA che hanno portato alla realizzazione di un modello matematico per la simulazione oraria del funzionamento di un cogeneratore di piccola taglia alimentato da miscele di idrometano di composizione modulabile nel range 0%-10% in volume.

Il modello è stato realizzato per mezzo del software Matlab Simulink, e consente di prevedere le performance energetiche ed ambientali del cogeneratore, quando viene alimentato da combustibile non tradizionale, ossia da metano arricchito di idrogeno. In particolare, dato che il modello rappresentativo dell'architettura del motore è stato messo a disposizione da ENEA, nell'ambito della presente attività di ricerca, si è provveduto ad implementare un nuovo blocco di alimentazione del combustibile che potesse simulare il comportamento termodinamico di un motore a combustione interna alimentato da miscele di metano arricchito. Tale comportamento è stato desunto dall'analisi dei primi dati sperimentali rilevati sull'impianto dimostrativo installato presso il centro Sportivo Universitario di Tor di Quinto della Sapienza, ed è stato, poi, formalizzato attraverso relazioni

matematiche implementate all'interno di un foglio di calcolo, che di fatto descrivono la termodinamica del Ciclo Otto, ed in particolare del ciclo limite delle temperature, sotto opportune ipotesi semplificative.

L'attività B1 completa quanto trattato, dal punto di vista modellistico, al punto A, con riferimento ad un modello di assorbitore a bromuro di litio; inoltre, in relazione all'esperienza e alle competenze maturate nell'ambito della realizzazione di sistemi di trigenerazione da parte del CITERA, sono stati messi a disposizione i dati relativi al funzionamento attuale dell' impianto realizzato all'interno della città Universitaria.

Nell'attività B2, si riportano all'interno del documento delle equazioni di calibrazione per correggere i valori forniti dal modello matematico sviluppato che, nelle condizioni odierne di sviluppo, non tiene completamente conto di tutti gli effetti, derivanti dall'addizione di idrogeno, oggetto di indagine, effetti peraltro riscontrati e analizzati durante la campagna sperimentale preliminare ai fini del collaudo dell'impianto.

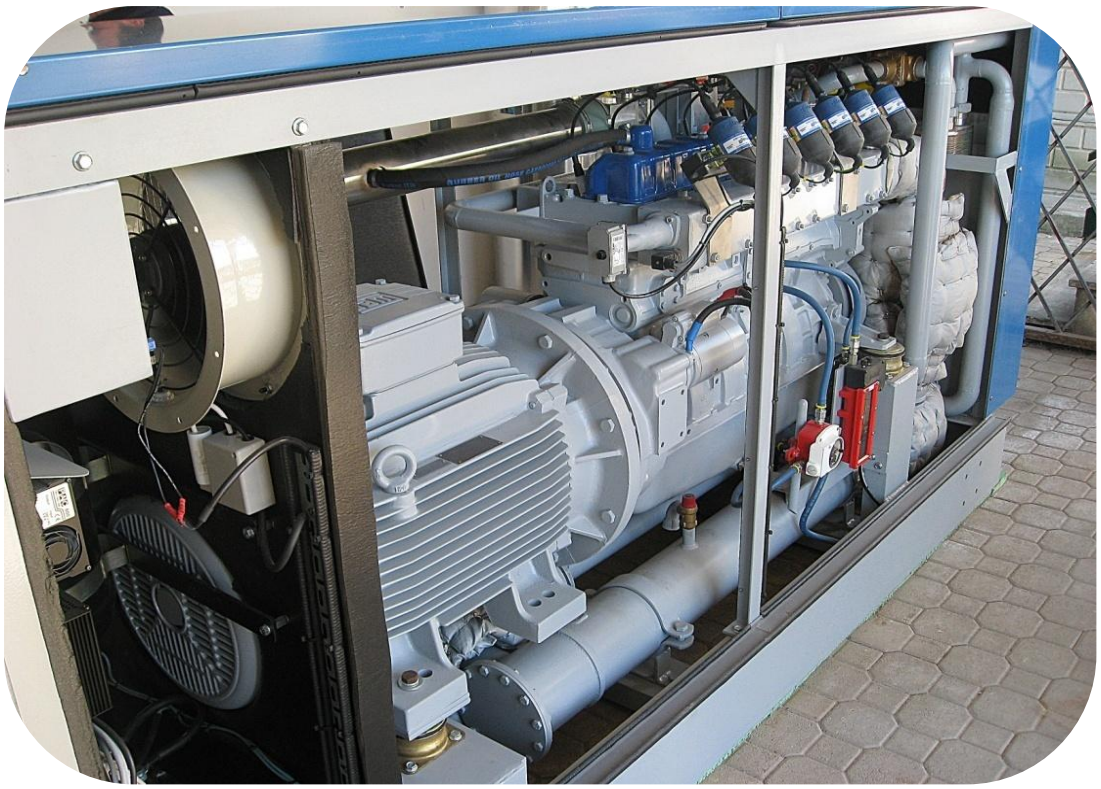
2. Le macchine analizzate: cogeneratore ed assorbitore

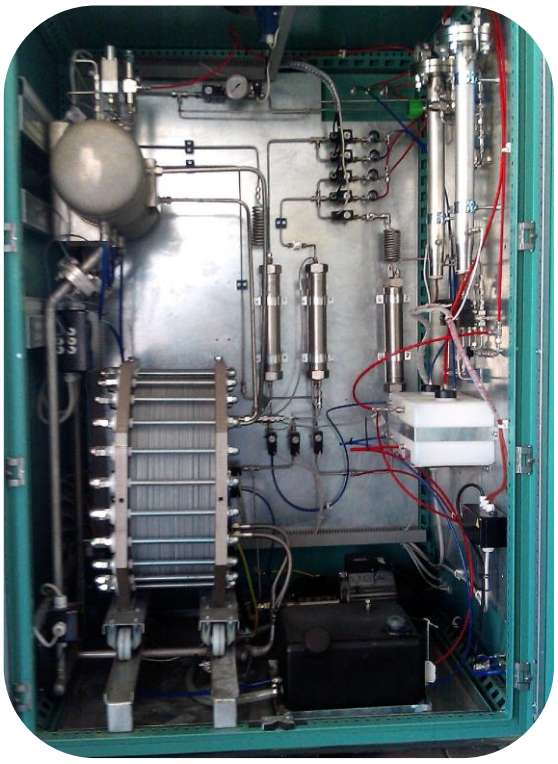
Nella Tab. 1 sono state riportate tutte le caratteristiche tecniche del gruppo di cogenerazione oggetto della campagna di misura, con riferimento alle condizioni operative di targa definite dal costruttore.

Tab. 1 - Scheda tecnica motore Valmet/Generatore elettrico WEG

Potenza netta a 1,500 g/min	65	kW
Sistema di Alimentazione	Aspirato	-
Cilindrata	7,400	cm^3
Ciclo	4 tempi	-
Cilindri	6	-
Rapporto di Compressione	9.5	-
Alesaggio	108	mm
Corsa	134	mm
Pressione minima alimentazione	18	mbar
Potenza Introdotta da Combustibile	200	kW
Rec. Acqua Raffreddamento + Olio	70	kW
Rec. Gas di scarico (a 120 ° C)	50	kW
Calore in superficie	6	kW
T max Gas di scarico (dopo catalizzatore)	533	°C
Portata Gas di scarico	287	kg/h
Dati Generatore Elettrico		
Modello/Tipo	WEG 250 S/M	Asincrono
Potenza Nominale	60	kW
Tensione	400	V
Corrente Nominale (cosϕ = 0.82)	105.6	A
Fattore di Potenza	0.82	Cosϕ
Frequenza	50	Hz
Regime di rotazione	1500	rpm
Rendimento Nominale (cosϕ = 0.82)	93.5	%
Temperatura Ambiente	50	°C
Classe di Isolamento	F	-
Grado di Protezione	IP 54	-
Rendimenti del Cogeneratore		
Rendimento elettrico	30	%
Rendimento Termico	60	%
Rendimento di Primo Principio	90	%
Indice Elettrico	50	%

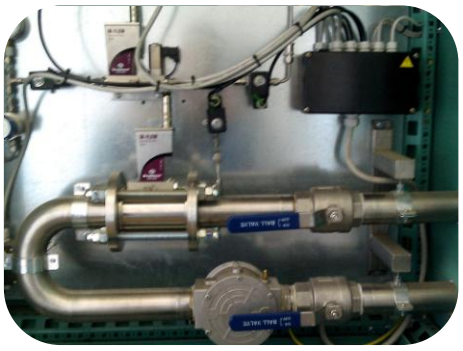
a)





d)

c)



d)

Fig. 1 – a) Cogeneratore - b) Elettrolizzatore alcalino – c) Buffer di disaccoppiamento dinamico pressurizzato – d) Mixer statico per la produzione delle miscele di idrometano

Nella successiva tabella 2 successiva sono riportate le caratteristiche tecniche relative al gruppo ad assorbimento BROAD BDE10 IX 270-K-10.

Tab. 2 – Caratteristiche tecniche assorbitore BROAD

Prestazioni:		
Potenza frigorifera	110	kW
Acqua Refrigerata (impianto)		
Temperatura di mandata	7	°C
Temperatura di ritorno	14	°C
Portata	14	m^3/h
Max pressione statica	0.8	MPa
Acqua di raffreddamento (torre)		
Temperatura in uscita	37	°C
Temperatura in ingresso	30	°C
Portata	31	m^3/h
Max pressione statica	0.8	MPa
Potenza riscaldamento		
Capacità termica	140	kW
Temperatura acqua in uscita	50	°C
Portata	14	m^3/h
Alimentazione “fumi”		
Temperatura in ingresso	270	°C
Portata	2880	kg/h
Dati generali		
Max consumo elettrico	2.1	kW
Peso Max.	5.1	t

3. Attività A: modellazione del cogeneratore ad idrometano

Come rappresentato nella Fig. 2 il blocco di simulazione del cogeneratoree necessita di 6 parametri di ingresso definiti dall'utente più uno che deriva dalla successiva integrazione del blocco all'interno del modello ENEA di motore in assetto cogenerativo. Nello specifico tali parametri risultano:

- $\%H_2$ in volume
- Indice d'aria $\lambda = \alpha/\alpha_{st}$
- Rendimento Meccanico Nominale del Motore
- Rendimento Elettrico del Generatore calettato sull'albero
- Potenza elettrica Nominale
- Rapporto di Compressione Volumetrico del Motore

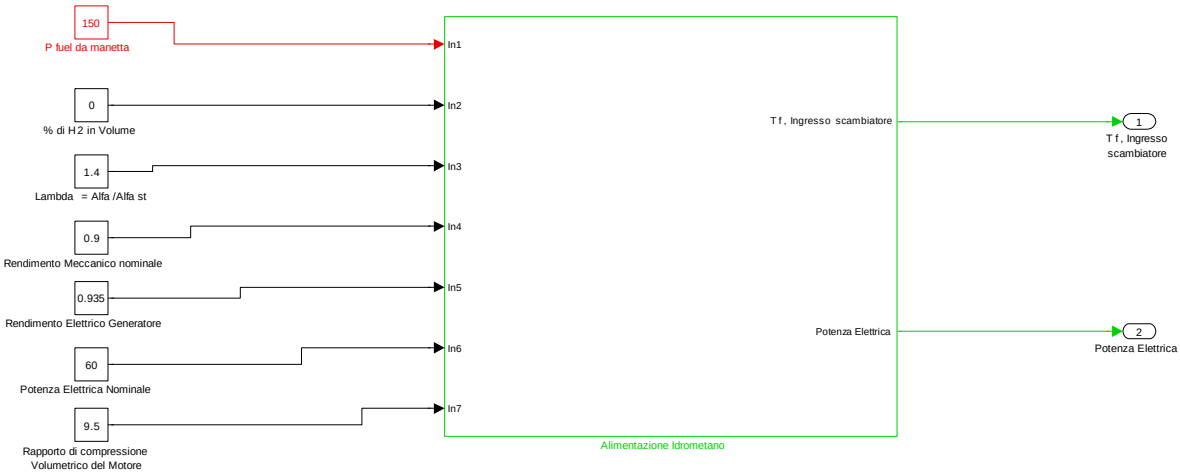


Fig. 2 – Rappresentazione del blocco di calcolo relativo all'alimentazione ad Idrometano

Per quanto riguarda il parametro non definibile dall'utente questo è rappresentativo della potenza termica introdotta da combustibile che proviene dalla "manetta" del sistema di regolazione del motore.

Come valori di output si ottengono:

- Potenza Elettrica erogata in condizioni di carico anche parziali
- Temperatura dei fumi di scarico in corrispondenza dell'ingresso dello scambiatore di calore acqua-fumi, anch'essa in condizioni di carico sia nominale che parziale

Entrando all'interno del blocco di combustione si perviene allo schema rappresentato in Fig. 3 attraverso il quale è possibile avere una visualizzazione chiara dei due output principali (Potenza Elettrica, Temperatura fumi all'ingresso dello scambiatore) unitamente ai valori delle grandezze ambientali (concentrazioni in peso dei gas combusti ed emissioni in ton/h) ed al consumo di gas metano, di idrometano ed idrogeno, una volta che viene realizzata ed impiegata la miscela con la concentrazione impostata dall'utente.

Tale schema è costituito da tre blocchi principali: il primo che di fatto è il cuore del modello è quello che ha il compito di calcolare il rendimento indicato del motore, il rendimento volumetrico e quindi il rendimento globale di conversione elettrica del cogeneratore quando viene aggiunto l'idrogeno; il secondo calcola semplicemente la portata dei fumi di scarico da una equazione di bilancio di massa; il terzo, nota la portata fumi e le concentrazioni in peso delle specie chimiche presenti nei gas esausti ne calcola la quantità emessa nell'arco del periodo di simulazione.

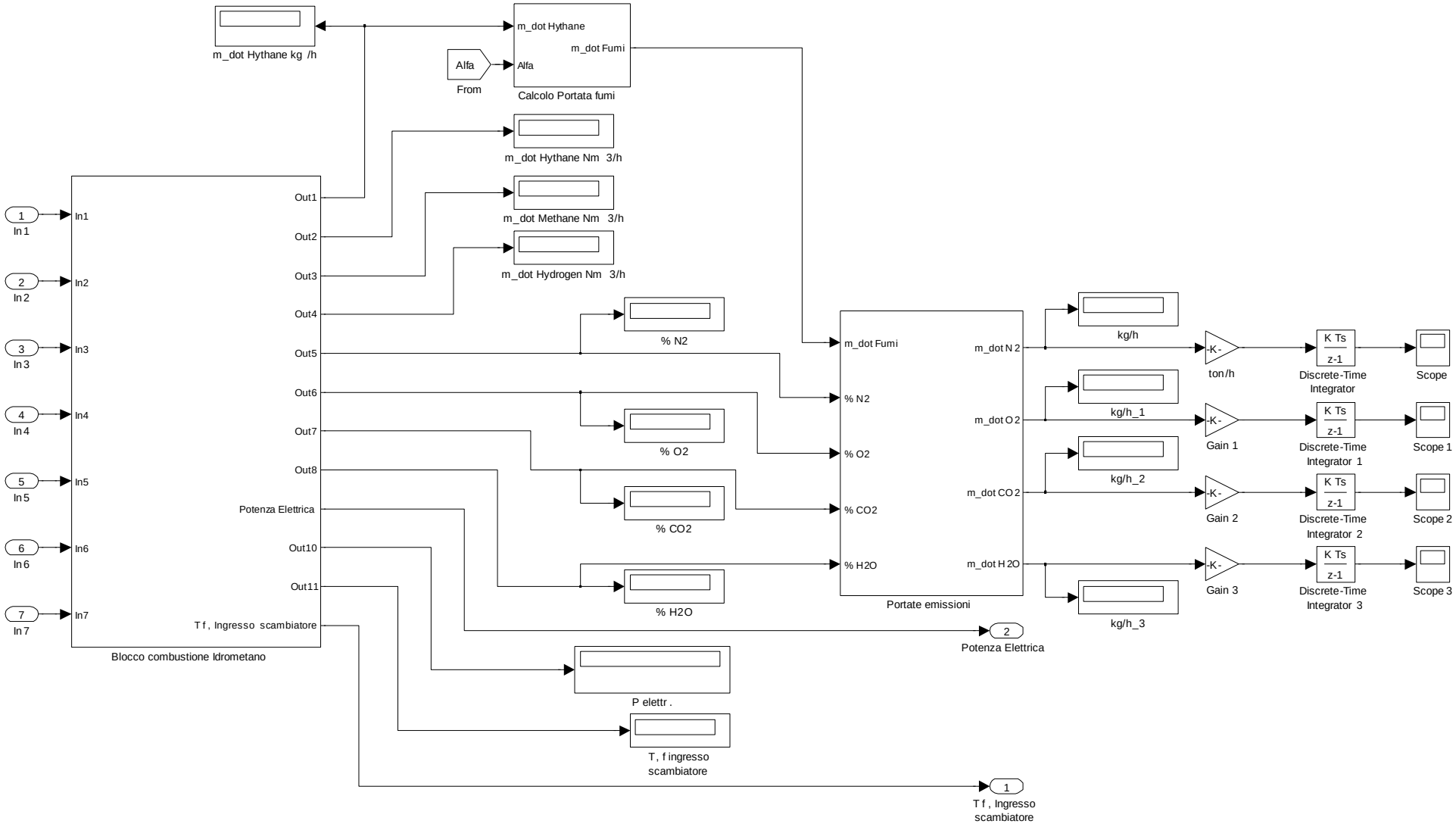


Fig. 3 – Sottosistema di calcolo della portata massica dei fumi, delle portate volumetriche dei combustibili, delle concentrazioni in peso delle specie chimiche allo scarico, delle portate massiche delle emissioni.

3.1 Blocco combustione idrometano

Entrando all'interno del blocco di combustione dell' idrometano si perviene alla rappresentazione schematica riportata nella Fig. 4 dalla quale è possibile evincere lo schema di calcolo elaborato per la realizzazione del modello.

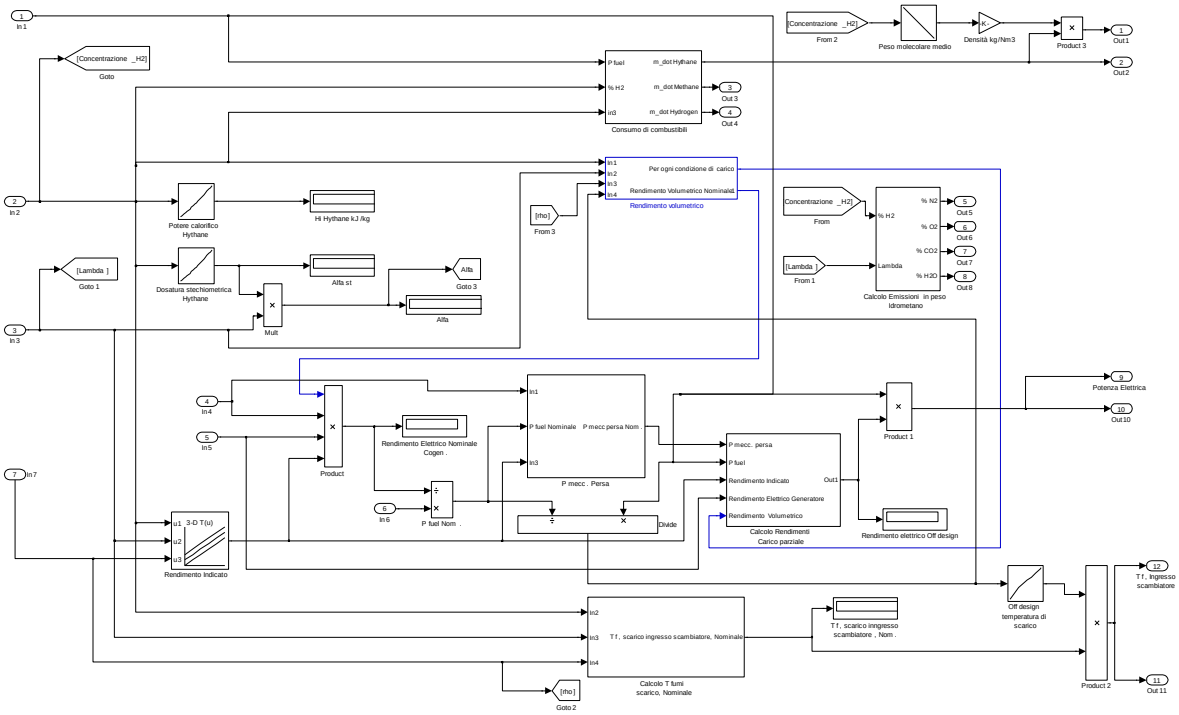


Fig. 4 – Schema di calcolo del modello di combustione idrometano

Come accennato nella parte introduttiva la combustione dell' idrometano produce effetti significativi sul comportamento termodinamico del motore, in particolar modo sul rendimento di conversione. Infatti il rendimento elettrico globale del cogeneratore può essere espresso attraverso il prodotto dei seguenti rendimenti:

$$\eta_{El.g} = \eta_{lim}\, \eta_{mecc}\, \eta_{vol}\, \eta_{Gen.\ El}$$

dove il primo termine indica il rendimento indicato del motore, ossia del ciclo limite, il secondo è il rendimento meccanico che tiene conto delle perdite di potenza dovute al trascinamento degli

ausiliari; il terzo termine invece rappresenta il riempimento all'interno dei cilindri ed infine si ha il rendimento del generatore elettrico montato sull'albero motore.

La sostituzione del combustibile di alimentazione influisce sull'espressione che quantifica il rendimento del ciclo limite ed il rendimento volumetrico. Pertanto i risultati delle equazioni che descrivono il ciclo Otto dal punto di vista termodinamico nelle condizioni di funzionamento nominale conducono alla valutazione di questi due rendimenti i cui valori sono stati inseriti all'interno di una Look-up Table 3-D. Infatti è possibile ottenere tali grandezze in funzione di tutte le combinazioni possibili di tenore di idrogeno, rapporto di compressione del motore ed eccesso d'aria.

3.2 Equazioni rappresentative del ciclo Otto

Il ciclo limite è un ciclo eseguito da un motore meccanicamente perfetto in cui evolve un fluido reale. Si ammette cioè che i calori specifici siano funzioni di *T* e che ad alta temperatura vi sia presenza di dissociazione (perché si raggiungeranno temperature ben superiori ai 2000 K), trascurando comunque la viscosità (μ = 0) e considerando valida la legge che descrive il comportamento dei gas perfetti (*z = pv/RT = 1*). L'importanza del ciclo limite è legata al fatto che, utilizzando un fluido con caratteristiche reali e non ideali (per la presenza della combustione, ecc...), esso fornisce il limite a cui un motore reale può tendere. Quindi i cicli limite non lavorano con aria considerata come gas ideale, avente i calori specifici e il peso molecolare costanti (cicli ideali), ma con una miscela di aria e/o combustibile e/o gas combusti che si supporrà comunque omogenea. I calori specifici non saranno più costanti ma variabili con la temperatura (trascurando la loro modesta dipendenza dalla pressione). Si considereranno, pertanto, valide per la loro determinazione le formule di Langen:

$$c_p = a + bT$$

$$c_v = a' + bT$$

$$u = \quad c_v\, dT + c = a'T + \frac{1}{2} bT^2 + c$$

Per una miscela, i valori dei coefficienti *a*, *a'*, *b* e *c* sono ottenuti come media pesata rispetto alla massa dei valori delle singole specie chimiche costituenti il gas evolvente.

Ciò premesso nella Fig. 5 è rappresentato il ciclo termodinamico cui si fa riferimento per giungere alla valutazione del rendimento una volta note le condizioni di pressione, temperatura ed energia interna (u) dei punti indicati.

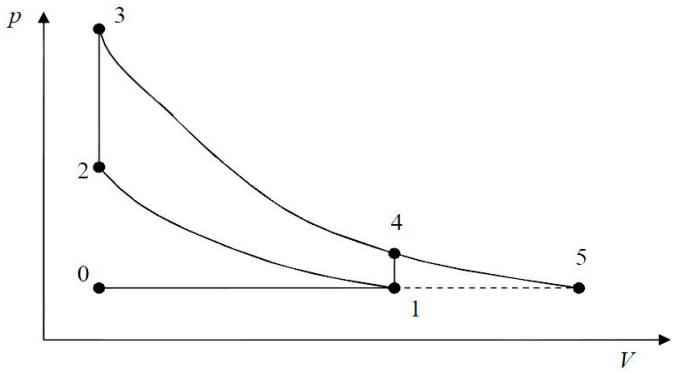


Fig. 5 – Rappresentazione del Ciclo Otto sul piano di Clapeyron

Per quanto riguarda il punto 1, che è rappresentativo della condizione termodinamica della miscela aria/combustibile/fumi residui, alla fine della fase di aspirazione all'interno del cilindro, la pressione viene assunta pari a quella atmosferica in quanto, ipotizzando la macchina perfetta, non vi sono perdite di carico nei condotti di aspirazione. Per quanto riguarda la temperatura, invece, essa non è stata assunta pari a quella dell'ambiente in virtù della presenza di una frazione di prodotti di combustione residui generati nel ciclo precedente che di fatto preriscaldano la carica fresca cedendo parte del loro contenuto energetico. All'interno del foglio di calcolo il valore di tale temperatura è stato posto pari a 345 K coerentemente a quanto riportato in letteratura.

La trasformazione di compressione 1-2 viene considerata adiabatica ed isentropica, quindi reversibile; ossia si assumono valide le ipotesi di assenza sia di scambi termici con l'esterno sia di effetti dissipativi (macchina perfetta, fluido con viscosità nulla che non subisce trasformazioni chimiche in 1-2). Infatti vale in generale:

$$dS = \frac{dQ}{T} + dS_{irr} = \frac{dQ}{T} + dS_{diss} + dS_{chim}$$

Non potendo a rigore adottare la legge di Poisson $pv^k = cost$ in quanto $k=k(T)$, si procede nel seguente modo. Con l'ipotesi di macchina perfetta non ci sono dissipazioni di lavoro meccanico => $dS_{diss} = 0$; inoltre non vi sono reazioni chimiche in 1-2 => $dS_{chim} = 0$. Quindi il processo, essendo adiabatico ($dq = 0$) risulta isentropico. In tali ipotesi, per tale trasformazione si può scrivere (essendo $R_1 = R_2$, poiché il fluido di lavoro non si modifica chimicamente):

$$dS = c_p \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} = 0$$

Cioè: $$a' + bT \ \frac{dT}{T} + \ (a - a') \frac{dv}{v} = 0$$

posto $k_0 = \frac{a}{a'}$ si ottiene integrando tra 1 e 2

$$\ln \frac{T_2}{T_1} + \frac{b}{a'} \ T_2 - T_1 \ + (k_0 - 1) \ln \frac{v_2}{v_1} = 0$$

e quindi manipolando i termini:

$$T_2 = T_1 r^{k_0 - 1} e^{\frac{b}{a'}(T_2 - T_1)}$$

Questa equazione non è chiaramente risolvibile per via analitica e pertanto nel foglio di calcolo si è provveduto ad implementare un ciclo iterativo.

Il punto 3 viene determinato dalla combustione isocora di tutto il combustibile. In sede limite, si deve però tener presente delle varie reazioni di dissociazione che, essendo prevalentemente endotermiche, comportano una diminuzione dell'energia effettivamente rilasciata in questa fase, in quanto sottraggono calore ad alta temperatura per restituirlo solo dopo, durante l'espansione, a minor livello termico.

Al fine di semplificare il modello matematico si è scelto di non implementare le leggi dell'azione di massa di Guldberg e Waage che regolamentano le reazioni di dissociazione. Infatti utilizzando l'approccio del "ciclo Otto quasi pratico" è possibile considerare un fattore di dissociazione fisso che di fatto riduce l'energia rilasciata dal combustibile. In letteratura è possibile ritrovare questo valore compreso in un intervallo tra il 5% - 6%. Nell'implementazione di questo modello di calcolo questo fattore è stato scelto come uno dei parametri di calibrazione da poter modificare una volta noti i dati sperimentali del motore. A questo punto la temperatura T_3 si ricava semplicemente dal seguente bilancio energetico:

$$m_c H_i f_d = m_f c_{v\,2-3} \ T_3 - T_2 \ = H_i f_d = (1 + \alpha) c_{v\,2-3} \ T_3 - T_2$$

Dove :

H_i = Potere calorifico inferiore del combustibile

$C_{v\ 2\text{-}3}$ = calore specifico a volume costante valutato alla temperatura media della trasformazione

f_d = fattore di dissociazione

α = dosatura effettiva

Per quanto riguarda il punto 4 è necessario ricordare che la trasformazione di espansione non può essere considerata adiabatica dato che i gas caldi scambiano del calore con le pareti del cilindro che risulta essere esternamente lambito dall'acqua circolante all'interno del circuito di raffreddamento. Inoltre, in sede limite, non si considera la cinetica chimica delle reazioni, che invece ha un ruolo fondamentale nel caso reale. Infatti la rapidità dell'espansione implicherebbe una velocità di raffreddamento del fluido tale da congelare le reazioni di riassociazione prima che queste siano giunte a compimento. Nella realtà quindi si hanno prodotti di scarico non completamente ossidati, ma ai fini del calcolo del ciclo limite si suppone che la macchina permetta il completamento esatto della combustione. Per questi motivi la trasformazione termodinamica avviene lungo una politropica equivalente di esponente "m" pari ad 1,3. Tale esponente viene assunto come ulteriore parametro di calibrazione per il presente modello di calcolo.

Detto questo, la temperatura di fine espansione T_4 (che non coincide nella realtà con la temperatura misurabile allo scarico del motore) è calcolata con la seguente relazione:

$$\frac{T_3}{T_4} = r^{m-1}$$

con "r" pari al rapporto di compressione volumetrico.

La chiusura del ciclo dovrebbe avvenire in linea teorica con una cessione di calore q_2 a volume costante, ma in realtà avviene la sostituzione del fluido di lavoro, pertanto in questa fase il sistema è da considerarsi aperto. Si considera, inoltre, che i fumi all'apertura della valvola di scarico continuino la loro espansione adiabatica (idealmente, mentre evolvono nel condotto di scarico) fino alla pressione ambiente (punto 5) e che rimangano dei gas combusti nello spazio morto (V_2) nelle condizioni di volume specifico e temperatura proprie del punto 5 (sistema aperto). Pertanto la temperatura T_5 risulta essere ricavata dalla seguente espressione:

$$T_5 = T_4 \left(\frac{p_4}{p_5}\right)^{\frac{1-k_{4-5}}{k_{4-5}}}$$

dove $k_{4\text{-}5}$ è dato dal rapporto dei calori specifici relativi ai prodotti della combustione e non più della miscela aria-combustibile. Anche qui per il calcolo è stato implementato un processo iterativo data la dipendenza dell'esponente k dalla temperatura e chiaramente dalla composizione chimica. Infine grazie a questa schematizzazione la temperatura effettivamente misurabile allo scarico del motore coincide con buona approssimazione con la T_5.

Per valutare correttamente i parametri termo fisici della carica che come detto in precedenza risultano calcolabili dalla media pesata dei parametri delle singole specie chimiche costituenti il fluido evolvente, è stato necessario calcolare la percentuale in peso dei fumi residui nel cilindro secondo la relazione riportata di seguito:

$$x_r = \frac{p_e}{p_4}^{\frac{1}{m}} \frac{1}{r}$$

Pertanto data la dipendenza di questa frazione in massa, dai parametri termodinamici del ciclo, anche in questo caso, all'interno del foglio di calcolo è stato implementato un ulteriore processo iterativo.

A questo punto per completare la trattazione rimane solamente da riportare l'espressione analitica del rendimento termodinamico del ciclo limite, i cui valori possono essere calcolati di volta in volta al variare delle condizioni di alimentazione per poter essere inseriti all'interno della Look-up Table precedentemente menzionata.

$$\eta_{lim} = 1 - \frac{\alpha + 1 \ (u_4 - u_1)}{H_{i,comb}}$$

3.3 Mappature del potere calorifico inferiore, della dosatura stechiometrica e del peso molecolare medio dell'idrometano.

Per limitare il numero di calcoli da effettuare durante la simulazione si è provveduto ad implementare le mappe del potere calorifico inferiore sia rispetto alla massa che al volume, del rapporto di dosatura stechiometrica (aria/combustibile) e del peso molecolare medio. Tali grandezze risultano necessarie per effettuare i bilanci energetici per il calcolo delle portate dei fumi (e quindi delle emissioni) e del consumo di combustibile sia come miscela, che come consumi singoli di idrogeno e metano.

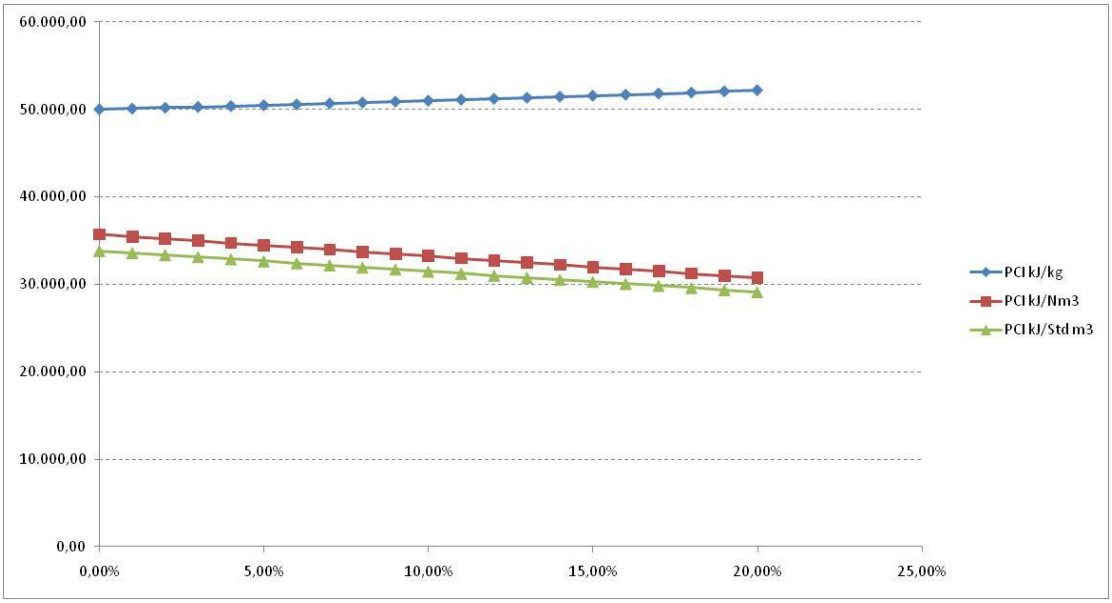


Fig. 6 – Valori del potere calorifico dell'idrometano al variare della %H_2 vol.

Nella figura 6 è possibile osservare l'effetto della miscelazione dell'idrogeno con il metano sul contenuto energetico della miscela di combustibile impiegabile. I valori rappresentati sono stati ottenuti semplicemente calcolando la media ponderata dei poteri calorifici dei due gas al variare della composizione in volume, e successivamente inseriti nella Look-up Table 1-D corrispondente. Il procedimento di calcolo è banale in quanto si ha come valore di input la concentrazione di idrogeno impostata dall'utente e come output si ottiene il valore di H_i corrispondente.

Per quanto riguarda la dosatura stechiometrica osservando le reazione chimiche si può osservare quanto segue:

$$CH_4 + 2\ O_2 \rightarrow CO_2 + 2\ H_2O$$

$$H_2 + 0{,}5\ O_2 \rightarrow H_2O$$

Dalla stechiometria il rapporto ossigeno/combustibile è pari a 4 per il metano, mentre è pari ad 8 per l'ossigeno. Dividendo questi due numeri per 0,23 (percentuale in peso dell'ossigeno nell'aria) si ottengono i rapporti di dosatura stechiometrica aria/combustibile. Ciò implica che l'idrometano per essere bruciato completamente necessita di più aria rispetto al metano puro. Anche in questo caso per ottenere la dosatura stechiometrica dell'idrometano è stata calcolata la media ponderata in funzione della quantità di idrogeno miscelata.

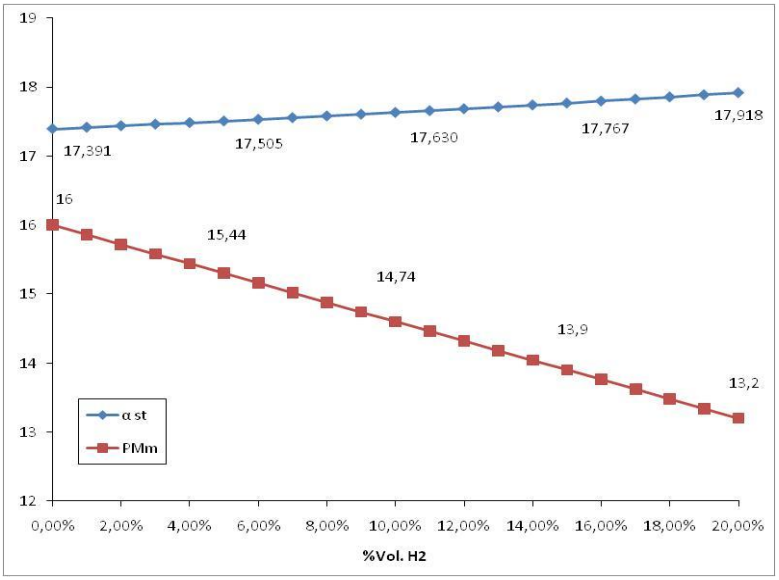


Fig.7 – Andamento del rapporto di dosatura stechiometrica e del Peso Molecolare Medio al variare della concentrazione in volume di H_2

Nella figura 7 è possibile apprezzare le variazioni del rapporto di dosatura stechiometrica e del peso molecolare medio delle varie miscele di idrometano realizzabili. I valori numerici riportati nel grafico sono stati inseriti nelle rispettive Look-up Tables 1-D per esser gestite dal modello.

3.4 *Calcolo del rendimento volumetrico in condizioni di progetto e di off - design.*

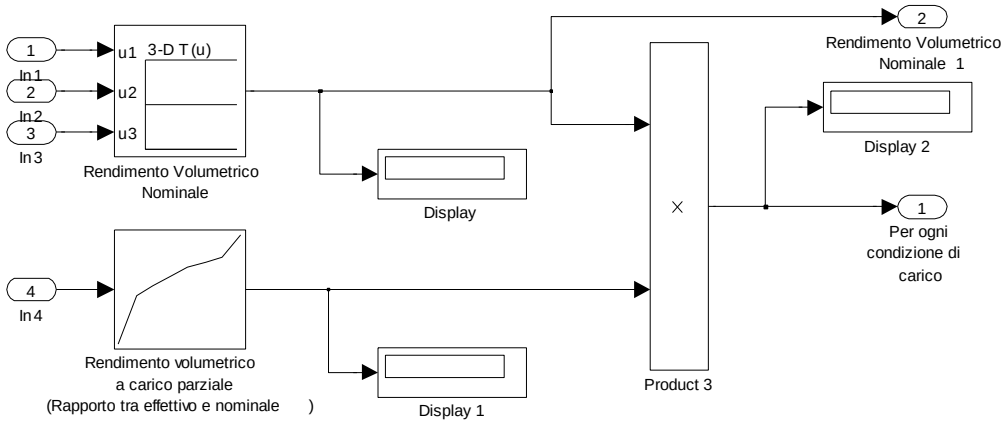


Fig. 8 – Blocco di calcolo per il rendimento volumetrico

Nella figura sopra riportata è possibile comprendere quale sia stata la logica di calcolo del rendimento volumetrico del motore. In condizioni nominali tale rendimento è stato valutato con la seguente relazione:

$$\eta_v = \frac{M}{M_a} \frac{p_i}{p_{a,0}} \frac{T_{a,0}}{T_i} \frac{1}{1+\frac{1}{\alpha}} \frac{r}{r-1} - \frac{1}{m(r-1)} \frac{p_e}{p_i} + (m-1)$$

Avendo indicato con:

M = peso molecolare della carica totale che risulta essere composta dalla miscela Idrometano/Aria/Fumi residui

M_a = peso molecolare dell'aria nelle condizioni di aspirazione

P_i = pressione dell'aria alla fine del condotto di aspirazione (oltre la valvola di aspirazione e quindi in corrispondenza della testa del cilindro)

$P_{a,0}$ = pressione dell'aria in condizioni di aspirazione

$T_{a,0}$ = temperatura dell'aria in condizioni di aspirazione

T_i = temperatura dell'aria alla fine del condotto di aspirazione (oltre la valvola di aspirazione e quindi in corrispondenza della testa del cilindro)

α = rapporto di dosatura effettivo

r = rapporto di compressione

m = esponente della politropica

P_e = pressione dei fumi alla fine dello scarico

Al variare della concentrazione di idrogeno, dell'indice d'aria e del rapporto di compressione del motore si ottengono chiaramente valori differenti che sono da inserire all'interno della Look-up Table 3-D in corrispondenza di ogni combinazione.

Per quanto riguarda la valutazione del rendimento volumetrico in condizioni di carico parziale si è operato nel seguente modo: impiegando la formula precedente si è provveduto a modificare il rapporto tra le pressioni P_i / $P_{a,0}$ al variare dell'angolo di apertura della valvola a farfalla e si è correlato questo valore alla potenza termica fornita da combustibile.

Successivamente si è provveduto ad adimensionalizzare la curva realizzando una mappa che consente di ottenere il rapporto η_{vol} / $\eta_{vol,\,nom}$ introducendo nella Look-up Table 1-D come valore di input il rapporto P_{fuel} / $P_{fuel,\,nom}$ (cioè la percentuale di potenza termica da combustibile gestita dalla manetta di regolazione).

In attesa del completamento della fase sperimentale sul motore funzionante ad idrometano è stato assunto valido l'andamento a carico parziale per ogni combinazione di valori del rapporto di compressione, dell'indice d'aria e della concentrazione di idrogeno. Una volta operata la messa appunto dei parametri motoristici e condotta la campagna di misura sarà possibile valutare il livello di approssimazione generato da questo tipo di impostazione.

3.5 *Calcolo del rendimento meccanico in condizioni di off - design.*

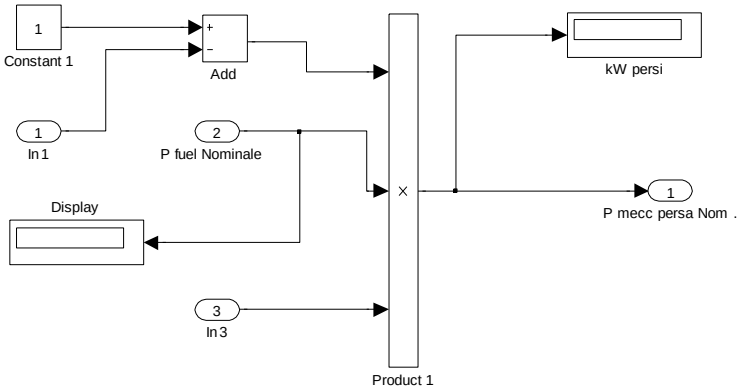


Fig. 9 – Blocco di calcolo della potenza meccanica persa

Il calcolo del rendimento meccanico in condizioni di carico parziale è stato effettuato mediante la realizzazione di due blocchi rappresentati nelle figure 9 e 10. Come accennato nella parte introduttiva, il motore oggetto della sperimentazione possiede un sistema di regolazione della potenza che mantiene il numero di giri costante e che, quindi, per modulare la coppia resa all'albero interviene sul valore della coppia resistente ($C_{utile} = C_{Motrice} - C_{Resistente}$) derivante dalla tensione di eccitazione del rotore del generatore elettrico. La potenza meccanica persa è proporzionale al quadrato del regime di rotazione, pertanto in questo caso il suo valore è costante ma con la diminuzione del carico il suo peso, in termini percentuali rispetto alla potenza complessivamente erogata, aumenta operando una diminuzione del rendimento meccanico in condizioni di carico parziale.

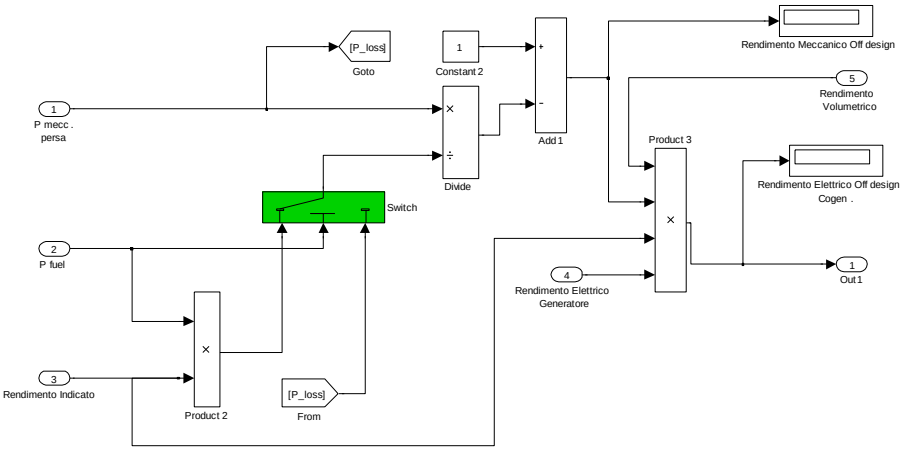


Fig. 10 – Blocco di calcolo del rendimento meccanico in condizioni di fuori progetto

L’equazione di seguito riportata, è stata implementata per il calcolo, attraverso lo schema rappresentato in figura 10:

$$\eta'_{mecc} = 1 - \frac{P_{mecc,persa}}{\eta_{lim} P'_{comb}}$$

Dove le grandezze con apice stanno a significare che i valori non sono quelli che fanno riferimento alle condizioni nominali, ma a quelle di fuori progetto.

Sempre facendo riferimento alla figura 10 è possibile notare all’interno dello schema la presenza di uno *switch* automatico. Osservando il percorso fatto dai segnali si comprende la necessità dell’inserimento di questo blocco decisionale; infatti per evitare che durante le simulazioni il software potesse restituire degli errori imputabili a grandezze divise per zero si è pensato di condizionare il risultato dell’operazione di calcolo che fornisce il prodotto che compare al denominatore dell’equazione sopra riportata. Questo problema si è presentato nel momento in cui, simulando il comportamento del motore nel suo complesso, questo diveniva soggetto alle logiche di regolazione dettate dai carichi; in particolare quando il criterio di regolazione stabiliva che il motore doveva fermarsi e quindi erogare potenza termica da combustibile nulla, il risultato della divisione mandava in blocco tutta la procedura di calcolo. Avendo fatto in modo di inserire un opportuno valore diverso da zero, che successivamente processato potesse generare il valore nullo del rendimento, tale problematica è stata definitivamente risolta.

3.6 *Calcolo della temperatura dei fumi di scarico in corrispondenza dell'ingresso dello scambiatore acqua-fumi in condizioni di progetto e di off - design.*

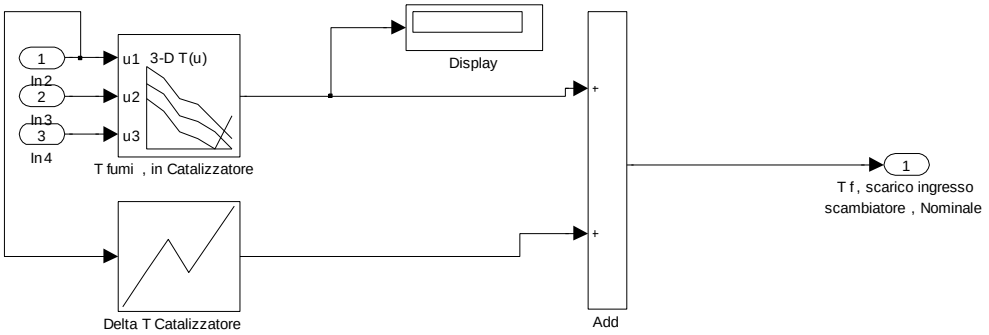


Fig. 11 – Blocco di calcolo della temperatura dei fumi allo scarico del motore

Come ampiamente descritto in precedenza la temperatura dei fumi allo scarico del motore è stata valutata con la relazione rappresentativa della espansione adiabatica dei gas di scarico dalla condizione di temperatura T_4 alla T_5. Poiché l'addizione dell'idrogeno comporta delle modificazioni alla termodinamica del ciclo Otto, queste sono risultate visibili in termini di variazioni della temperatura allo scarico dei fumi. Va sottolineato che la campagna sperimentale preliminare condotta sul motore Valmet, ai fini del collaudo dell'intero sistema impiantistico realizzato presso il centro sportivo della Sapienza, è stata completata a carico ridotto (45 kW_{el}) a causa della bassa richiesta di energia termica della piscina dettata dalle condizioni climatiche proprie della incipiente stagione estiva. In tali condizioni si è alimentato il motore con miscele di idrometano di composizione modulabile nel range 0% - 10% in volume. Ciò che è stato possibile notare è che in corrispondenza dell'aumento del tenore di idrogeno nella miscela, la temperatura di scarico dei fumi tendeva a diminuire. Nella Look-up table 3-D sono stati riportati i valori di temperatura registrati nelle suddette condizioni di prova per cui gli altri valori corrispondenti alle diverse combinazioni dei parametri impostabili dall'utente sono provvisori, in attesa del completamento della campagna di misura prevista nell'ambito del progetto di ricerca. Contemporaneamente sono in fase di studio una serie di equazioni di calibrazione, che una volta testate, potranno essere impiegate per la validazione del modello proposto. Tali equazioni hanno lo scopo di andare a correggere alcuni di quei parametri termodinamici che risultano essere influenzati dall'addizione di idrogeno.

Osservando lo schema riportato in figura 11 è possibile individuare una seconda Look-up Table (questa volta di tipo 1-D) che calcola la temperatura effettiva dei fumi all'ingresso dello scambiatore

di recupero. In particolare è stata mappata la tendenza degli incrementi di temperatura dettati dal completamento delle reazioni esotermiche di ossidazione del monossido di carbonio, causate dalla presenza sul circuito di scarico del motore di un catalizzatore mono ossidante. Anche in questo caso è stata assunta, per il momento, l'ipotesi che tale andamento sia valido anche in condizioni di funzionamento con idrogeno miscelato. Di fatto esistono studi in letteratura che dimostrano l'effetto benefico dell'addizione di idrogeno sulle reazioni di catalisi. Infatti, poiché il rendimento di combustione è inferiore all'unità, nei gas di scarico è presente una quota parte di idrogeno molecolare incombusto che sembrerebbe migliorare le reazioni di ossidazione del CO e degli HC, incrementanto ulteriormente i salti termici. In particolare questi studi sono stati condotti sui convertitori catalitici a tre vie e sugli SCR (Selective Catalitic Reactors). Ciò premesso, appare evidente come la campagna sperimentale prevista, abbia anche lo scopo di verificare questi assunti, e quindi con il completamento dell'installazione del sistema di analisi fumi in continuo sarà possibile avere un campione di dati significativo per impostare alcuni ragionamenti.

Per quanto riguarda il comportamento della temperatura di scarico in condizioni di fuori progetto, non è stato possibile procedere per via analitica. Questo perché, come detto in precedenza, bisognerebbe prendere in considerazione la cinetica chimica delle reazioni di dissociazione, le cui costanti caratteristiche possono mutare puntualmente in relazione alle condizioni di moto della carica (miscela Aria/Combustibile/Fumi residui) ed ai gradienti di temperatura, dato che i fenomeni si sviluppano in domini confinati. Per questi motivi si è scelto di operare con il medesimo approccio delle mappe sperimentali adimensionalizzate, sviluppato all'interno modello di cogeneratore fornito da ENEA.

Di conseguenza nello schema principale rappresentato nella figura 3 è presente una Look-up Table 1-D che in ingresso necessita del rapporto P_{fuel} / $P_{fuel,\ nom}$ per ottenere il rapporto T_f / $T_{f,\ nom}$ dove i valori risultano provenire dalle misure sperimentali.

3.7 Calcolo semplificato della composizione dei gas di scarico e delle emissioni in ambiente.

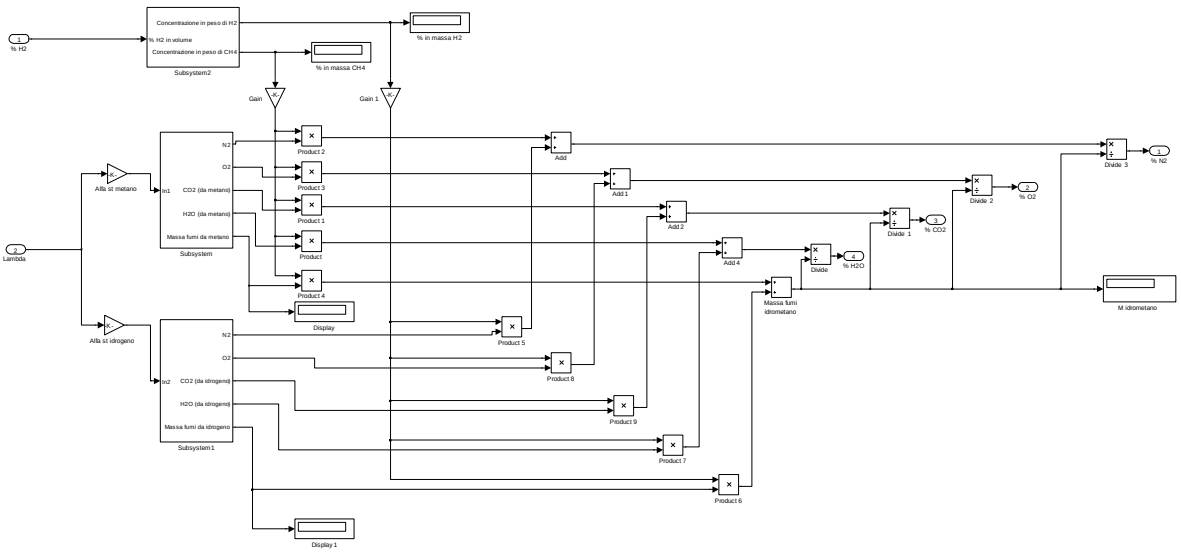


Fig. 12 – Blocco di calcolo dei prodotti di combustione

Come è noto, un motore a combustione interna, emette in atmosfera NO_x , CO , HC e CO_2 . La modellazione analitica dei prodotti di combustione è molto complessa perché è influenzata dalla temperatura della fiamma e dalla cinetica chimica delle reazioni di dissociazione e riassoci azione.

I processi mediante i quali si formano gli ossidi di azoto nei processi di combustione possono suddividersi in quattro meccanismi fondamentali:

1) thermal NO formation mechanism, noto anche sotto il nome di meccanismo di Zeldovich: è il meccanismo che porta alla formazione di NO attraverso la reazione dell' azoto molecolare con i radicali presenti nella zona di combustione (è detto di origine termica perché questo processo diventa sempre più significativo allo aumentare della temperatura);

2) prompt NO mechanism: è il meccanismo che porta alla formazione di NO immediatamente durante le reazioni ad alta velocità all' inizio del processo di ossidazione del combustibile;

3) nitrous oxide mechanism: è un meccanismo, di scoperta recente, la cui cinetica dipende fortemente dal processo di formazione e rimozione dell' N2O, e diventa dominante quando si bruciano miscele magre;

4) fuel NO mechanism: è un meccanismo importante quando si bruciano combustibili che già contengono composti azotati .

L' importanza relativa di questi meccanismi di formazione degli ossidi di azoto è legata al tipo di combustore che si utilizza , al combustibile impiegato e alle condizioni di esercizio.

Per quanto riguarda la formazione dei CO e degli HC si deve fare riferimento ad altri tipi di meccanismi (tipo *shell* e *one – step*) che sono ampiamente diffusi nei codici di calcolo CFD.

Da queste considerazioni si comprende come in questa sede non sia stato possibile modellare la composizione effettiva dei gas di scarico del motore e pertanto ci si è limitati ad implementare un bilancio di massa a valle del processo di combustione supponendo le reazioni chimiche complete ed in equilibrio, ottenendo come risultato le emissioni di N_2 , O_2 residuo, CO_2 ed H_2O.

Osservando lo schema riportato in figura 12 è possibile comprendere lo schema di calcolo implementato. Sono state modellate le reazioni chimiche di combustione del metano e dell'idrogeno in funzione dell'eccesso d'aria impostato e attraverso il bilancio di massa sono state valutate le quantità delle specie chimiche componenti i fumi esausti. Dopo aver trovato questi valori per i due combustibili "bruciati" singolarmente in modo ideale, si è provveduto a calcolare la media pesata in relazione alla frazione di massa corrispondente alla concentrazione volumetrica di idrogeno scelta dall'utente.

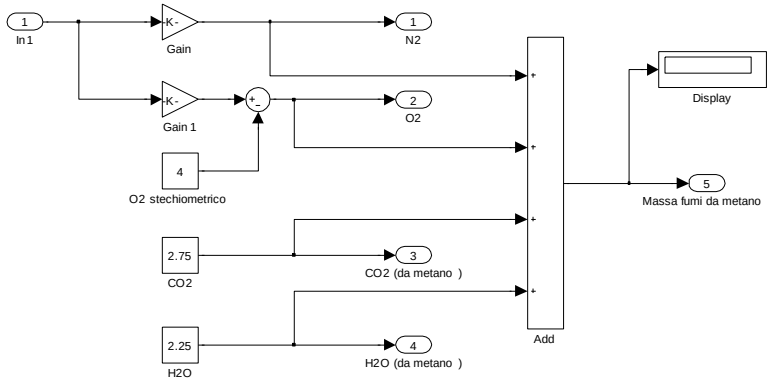


Fig. 13 – Prodotti di combustione del metano puro

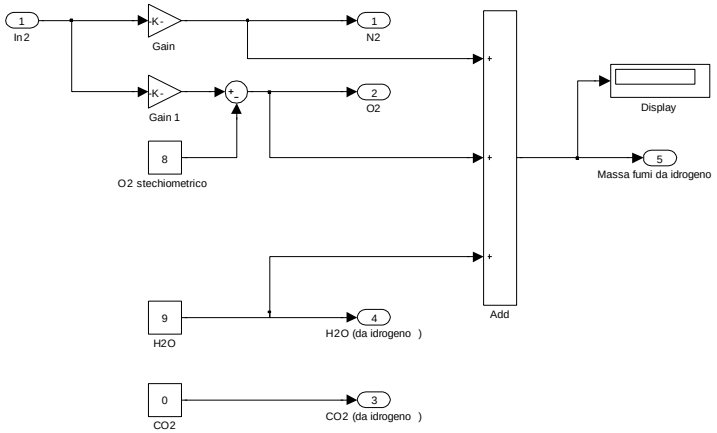


Fig. 14 – Prodotti di combustione dell'idrogeno puro

Nelle figure 13 e 14 sono rappresentate le single reazioni chimiche di combustione dei combustibili che forniscono la quantità delle emissioni. Nel blocco di calcolo a livello superiore queste grandezze vengono mediate e successivamente vengono calcolate le composizioni in massa che una volta moltiplicate per la portata massica dei fumi forniscono le portate emesse, prima in kg/s e poi in ton/h.

Infine per completare la trattazione nella figura 15 viene riportato il blocco di calcolo relativo alla valutazione delle portate dei combustibili consumati, necessarie per il successivo blocco della portata dei fumi allo scarico. E' da notare che la Look-up Tabel 1-D contiene al suo interno i valori del potere calorifico inferiore delle miscele di idrometano al variare della concentrazione di idrogeno, riferito al volume in condizioni normali. Questo consente di ottenere come output del blocco le portate di idrogeno, metano ed idrometano espresse in Nm^3/h, unità di misura comoda per le valutazioni immediate di tipo economico dato che i costi unitari dei combustibili gassosi vengono riferiti a questa grandezza tecnica. Nei blocchi superiori, tali portate volumetriche vengono manipolate per essere disponibili in termini massici per agevolare il computo dei bilanci energetici.

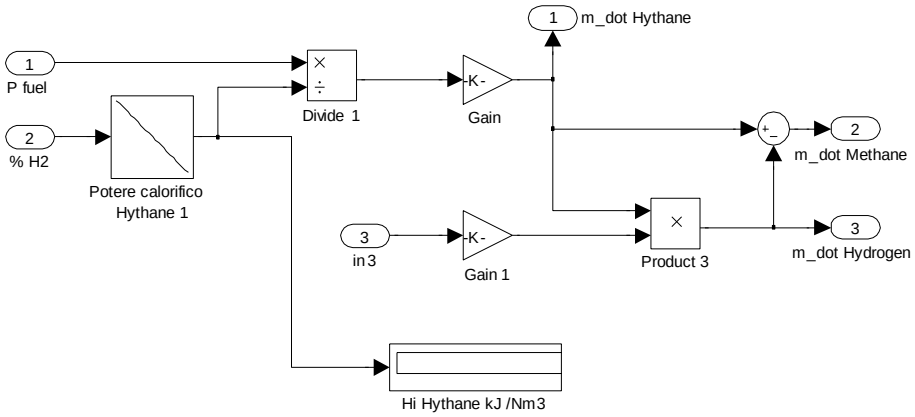


Fig. 15 – Blocco di calcolo per il consumo di combustibile

4. Attività B1: Mappe per il modello dell'Assorbitore a bromuro di litio

Nel presente capitolo viene descritto come sono stati correlati i parametri di funzionamento dell'assorbitore a bromuro di litio presente all'interno della città Universitaria, con il modello messo a disposizione da ENEA e sviluppato in ambiente Matlab – Simulink.

Il modello ENEA,già implementato all'interno della piattaforma ODESSE,consente di prevedere la produzione frigorifera erogata dall'assorbitore, a fronte di una determinata temperatura di ingresso dell'acqua calda nel rigeneratore della soluzione, della temperatura ambiente, e della potenza termica nominale in ingresso all'assorbitore (derivante dal cogeneratore accoppiato). Viene inoltre stimata la portata di aria della torre evaporativa, sulla base di parametri progettuali tipici impiegati durante il dimensionamento di tali macchine.

Analizzando la documentazione fornita è stato possibile identificare i seguenti valori di input necessari per la realizzazione delle simulazioni in condizioni di carico parziale e di *darating* ambientale:

- Temperatura a bulbo secco dell'aria esterna
- Umidità relativa dell'aria esterna
- Pressione ambiente
- Temperatura acqua calda in ingresso all'assorbitore
- Salto di temperatura fra acqua in uscita dalla torre e temperatura a bulbo umido dell'aria esterna
- Salto di temperatura fra acqua in ingresso alla torre e acqua in uscita dalla torre
- Potenza termica nominale erogata all'assorbitore (derivante dal modulo di cogenerazione)

Una volta noti questi parametri il modello di calcolo fornisce i seguenti output:

- Temperatura a bulbo umido dell'aria esterna
- Potenza frigorifera prodotta dal'assorbitore
- Portata di acqua del circuito di torre
- Portata di aria della torre evaporativa

Andando ad analizzare la metodologia di calcolo implementata all'interno del Simulink è possibile osservare la presenza di due LooK-up Table: la prima, che è di tipo 1-D, fornisce il valore di un COP medio, valutato come media aritmetica dei COP dei tre diversi assorbitori Yazaki presi come campione, in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua calda; inoltre tali parametri sono stati mediati anche sui valori di COP corrispondenti alle diverse temperature di ritorno dell'acqua di torre che successivamente risulta in ingresso per l'assorbitore.

La seconda Look-up Table è di tipo 2-D e fornisce come output il valore del rapporto P_{th} / $P_{th,\,nom}$ che successivamente moltiplicata per la $P_{th,\,nom}$ consente di pervenire alla potenza termica effettiva e quindi, attraverso il COP, alla potenza frigorifera erogabile. Tale Look-up Table necessita in ingresso di due parametri: il primo è il valore della temperatura dell'acqua di ritorno dalla torre di raffreddamento, derivante da apposito blocco di calcolo; il secondo invece è sempre costituito dalla temperatura di ingresso dell'acqua calda.

Ciò che occorre sottolineare è che all'interno della tavola di interpolazione sono state implementate le curve sperimentali fornite dal costruttore, dopo aver subito una manipolazione che le rendesse fruibili in termini adimensionalizzati.

Pertanto dopo questa premessa occorre fare una precisazione. Il gruppo frigo ad assorbimento installato presso la città Universitaria è del tipo monostadio a fumi diretti, quindi non funzionando con acqua calda i valori delle temperature di ingresso nel rigeneratore della soluzione, sono decisamente più elevate; questo comporta che i meccanismi di scambio termico all'interno del rigeneratore facciano capo ad un modello di scambiatore di tipo acqua-fumi (anche se nel secondario in realtà è presente una soluzione acquosa al 30% in peso di bromuro di litio) e non di tipo acqua-acqua. Analizzando le curve frigorifere dei costruttori è possibile notare che l'efficienza di conversione è suscettibile di variazioni in corrispondenza di riduzione o aumenti dei livelli di temperatura a cui avviene lo scambio termico (qualità exergetica del calore necessario per la rigenerazione). Pertanto la potenza termica disponibile, una volta noto il COP corrispondente ad una data temperatura, influisce principalmente sulla resa frigorifera effettiva della macchina.

Quanto finora esposto può trovare un riscontro osservando l'equazione analitica semplificata che fornisce il COP ideale di un gruppo frigo ad assorbimento; le ipotesi semplificative consistono nel trascurare il lavoro assorbito dalla pompa di soluzione, dagli ausiliari (pompa del vuoto), dalle irreversibilità di tipo chimico nel "desorbitore", dal calore perso per irraggiamento, dal considerare la medesima temperatura dell'acqua di raffreddamento per l'evaporatore e per la sezione dove avviene l'assorbimento chimico del refrigerante.

$$COP_{ideale} = \frac{\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_G}}{\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_A}}$$

dove:

T_A = Temperatura di equilibrio all'interno del serbatoio dove avvengono le reazioni esotermiche di assorbimento dell' H_2O con la soluzione salina di LiBr

T_G = Temperatura di equilibrio all'interno del desorbitore dove avvengono le reazioni endotermiche di rigenerazione della soluzione

T_0 = Temperatura di saturazione dell'evaporatore dettata dalla temperatura desiderata dell'acqua refrigerata

Impiegando le tavole di interpolazione attualmente inserite nel modello ENEA, risulta difficile simulare correttamente il comportamento dell'assorbitore della Sapienza, semplicemente perché le mappe adimensionalizzate non possono correlare temperature di ingresso dell'ordine dei 300 °C con i COP disponibili.

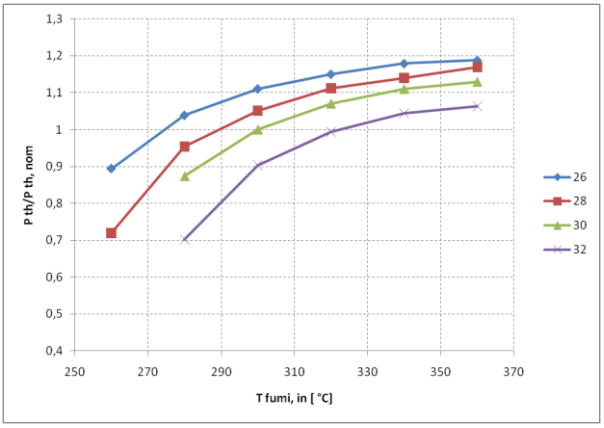
Ciò premesso, dovendo impiegare la logica delle mappature indicata da ENEA, al fine di ottenere una migliore integrazione con i modelli implementati all'interno della piattaforma ODESSE, si è provveduto, per il completamento dell'attività richiesta, ad utilizzare la medesima logica di modellazione per poter simulare nel macro modello della trigenerazione, l'operatività di un assorbitore a fumi diretti.

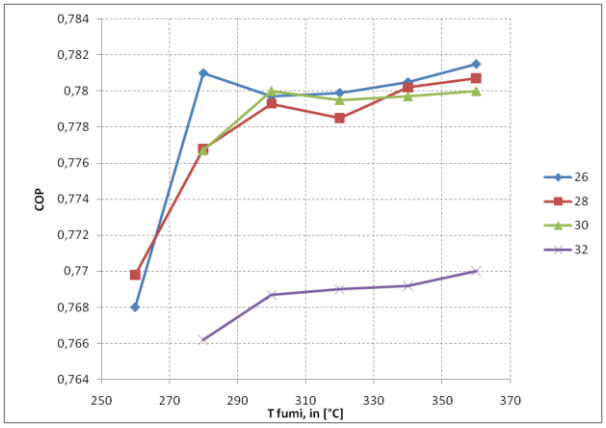
Pertanto il risultato finale è costituito dalla realizzazione di un modello rappresentativo un ulteriore macchina frigorifera che, di fatto, si configura come soluzione tecnologica aggiuntiva per la simulazione degli impianti di trigenerazione; inoltre, per tener conto di questo fatto, all'interno del blocco Simulink pricipale dovrà essere implementato uno *switch* manuale che consenta di poter scegliere tra le varie opzioni rese disponibili.

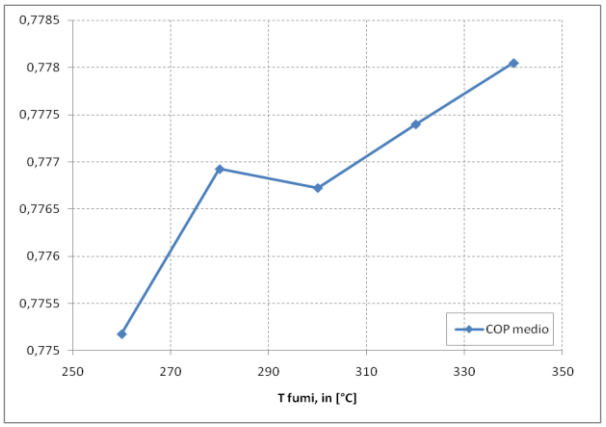
Tab. 3 – Valori numerici delle grandezze adimensionalizzate (Acqua refrigerata 7-12/14)

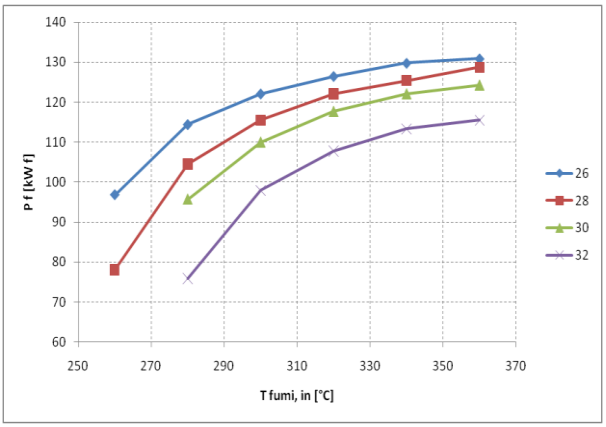
				Temperatura di uscita acqua di torre					*(Acqua refrigerata 7 - 12 / 14)*			
	26			28			30			32			
T fumi	P th	COP	P f/P f,nom	P th	COP	P f/P f,nom	P th	COP	P f/P f,nom	P th	COP	P f/P f,nom	COP medio
260	126,0416667	0,768	0,88	101,454923	0,7698	0,71	0	0	0	0	0	0	0,38445
280	146,4788732	0,781	1,04	134,526262	0,7768	0,95	123,213596	0,7767	0,87	99,06029757	0,7662	0,69	0,775175
300	156,5986918	0,7797	1,11	148,209932	0,7793	1,05	141,025641	0,78	1	127,3578769	0,7687	0,89	0,776925
320	162,2002821	0,7799	1,15	156,840077	0,7785	1,11	150,9942271	0,7795	1,07	140,1820546	0,769	0,98	0,776725
340	166,3036515	0,7805	1,18	160,728018	0,7802	1,14	156,5986918	0,7797	1,11	147,2958918	0,7692	1,03	0,7774
360	167,4984005	0,7815	1,19	164,852056	0,7807	1,17	159,3589744	0,78	1,13	150	0,77	1,05	0,77805

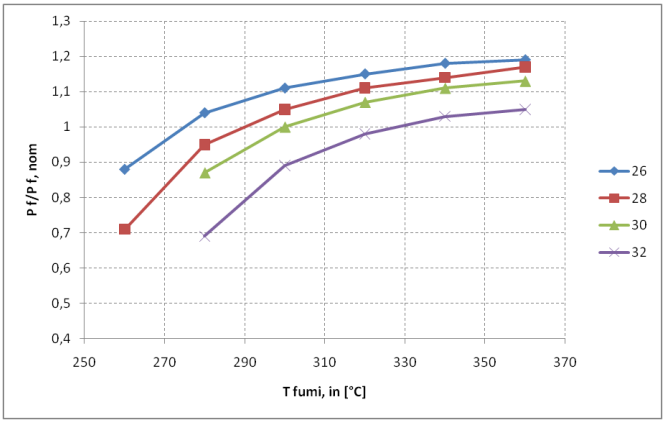
T fumi	Pth/Pth nom	P frigo		Pth/Pth nom	P frigo		Pth/Pth nom	P frigo		Pth/Pth nom	P frigo	
260	0,89375	96,8		0,71940764	78,1		0	0		0	0	
280	1,038668374	114,4		0,95391349	104,5		0,873696408	95,7		0,702427565	75,9	
300	1,110427087	122,1		1,05094315	115,5		1	110		0,903083127	97,9	
320	1,150147455	126,5		1,11213873	122,1		1,070686337	117,7		0,994018205	107,8	
340	1,179244074	129,8		1,13970777	125,4		1,110427087	122,1		1,044461778	113,3	
360	1,187715931	130,9		1,16895094	128,7		1,13	124,3		1,063636364	115,5	







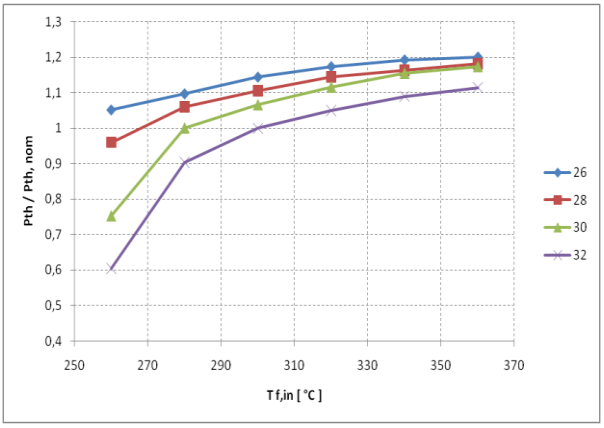


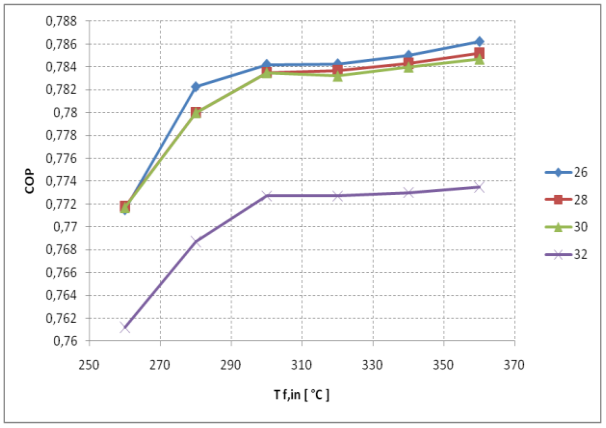


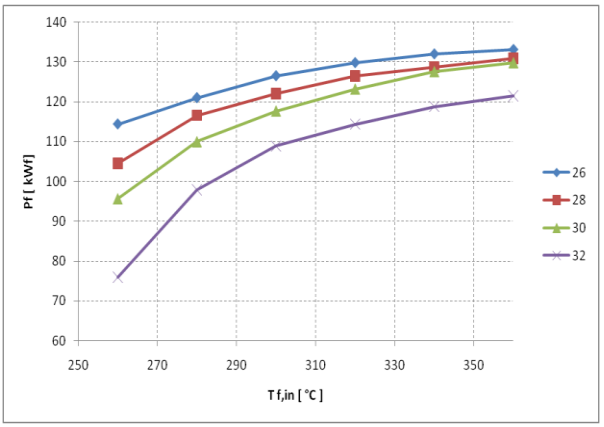
Tab. 4 – Valori numerici delle grandezze adimensionalizzate (Acqua refrigerata 10-15/17)

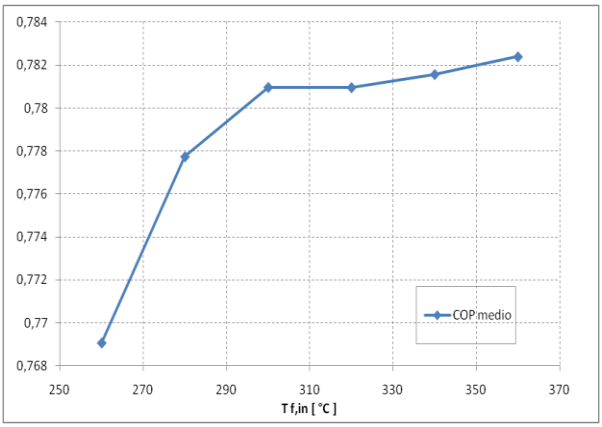
				Temperatura di uscita acqua di torre					*(Acqua refrigerata 10 - 15 / 17)*			
	26			28			30			32			
T fumi	P th	COP	P f/P f,nom	P th	COP	P f/P f,nom	P th	COP	P f/P f,nom	P th	COP	P f/P f,nom	COP medio
260	148,2825664	0,7715	1,04	135,397771	0,7718	0,95	124,0119217	0,7717	0,87	99,71098266	0,7612	0,69	0,76905
280	154,682007	0,78225	1,1	149,487179	0,78	1,06	141,025641	0,78	1	127,3578769	0,7687	0,89	0,7777375
300	161,3108901	0,7842	1,15	155,839183	0,7835	1,11	150,2233567	0,7835	1,07	140,9343859	0,7727	0,99	0,780975
320	165,5084476	0,78425	1,18	161,413806	0,7837	1,15	157,3033708	0,7832	1,12	148,0522842	0,7727	1,04	0,7809625
340	168,1528662	0,785	1,2	164,095372	0,7843	1,17	162,755102	0,784	1,16	153,686934	0,773	1,08	0,781575
360	169,2953447	0,7862	1,21	166,709119	0,7852	1,19	165,4135338	0,7847	1,18	157,1428571	0,7735	1,105	0,7824

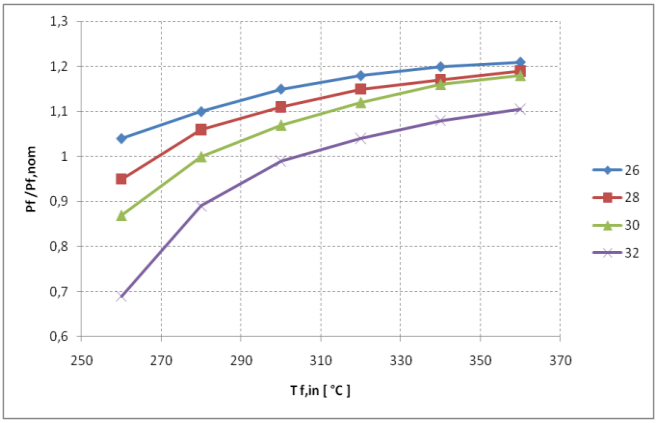
T fumi	Pth/Pth nom	P frigo		Pth/Pth nom	P frigo		Pth/Pth nom	P frigo		Pth/Pth nom	P frigo	
260	1,051458198	114,4		0,96009329	104,5		0,752261906	95,7		0,604851314	75,9	
280	1,09683605	121		1,06	116,6		1	110		0,903083127	97,9	
300	1,143840857	126,5		1,10504148	122,1		1,065220166	117,7		0,999352918	108,9	
320	1,173605355	129,8		1,14457063	126,5		1,115423902	123,2		1,049825288	114,4	
340	1,192356688	132		1,16358536	128,7		1,154081633	127,6		1,089780078	118,8	
360	1,200457899	133,1		1,18211921	130,9		1,172932331	129,8		1,114285714	121,55	











A completamento dell'attività richiesta sono state inserite all'interno del presente documento le grandezze significative registrate durante l'attuale regime di funzionamento del gruppo di trigenerazione installato presso la sede della facoltà di Farmacologia ubicata all'interno della città Universitaria. Va precisato che in questo periodo l'impianto sta operando in condizioni di carico ridotto (40 kW_{el}) a causa di un problema di funzionamento sul circuito di dissipazione del calore in eccesso della micro turbina Turbec che di fatto costringe alla conduzione in forte parzializzazione del gruppo ad assorbimento. Dato che in queste condizioni, le temperature di ingresso dei fumi si attestano intorno ai 180 °C i dati di seguito riportati costituiscono una utile integrazione per valutare le prestazioni del gruppo frigorifero in queste condizioni gravose e non riportate all'interno delle curve di rendimento fornite dal costruttore.

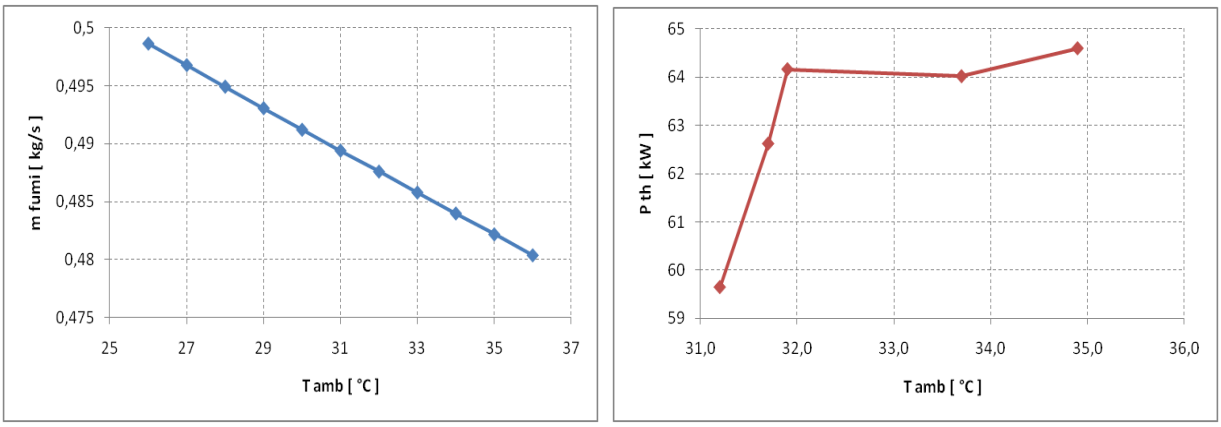


Fig. 18 – Effetti del derating ambientale sulla MTG a 40 kW_{el} relativi alla portata dei fumi e alla potenza termica disponibile per l'assorbitore

Tab. 5 – Valori registrati durante il funzionamento del sistema

T amb	°C	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
m fumi	kg/s	0,4986	0,49675	0,4949	0,49305	0,4912	0,4894	0,4876	0,4858	0,484	0,4822	0,4804
Pth	kW						59,6402	62,61788		64,01586	64,59545	

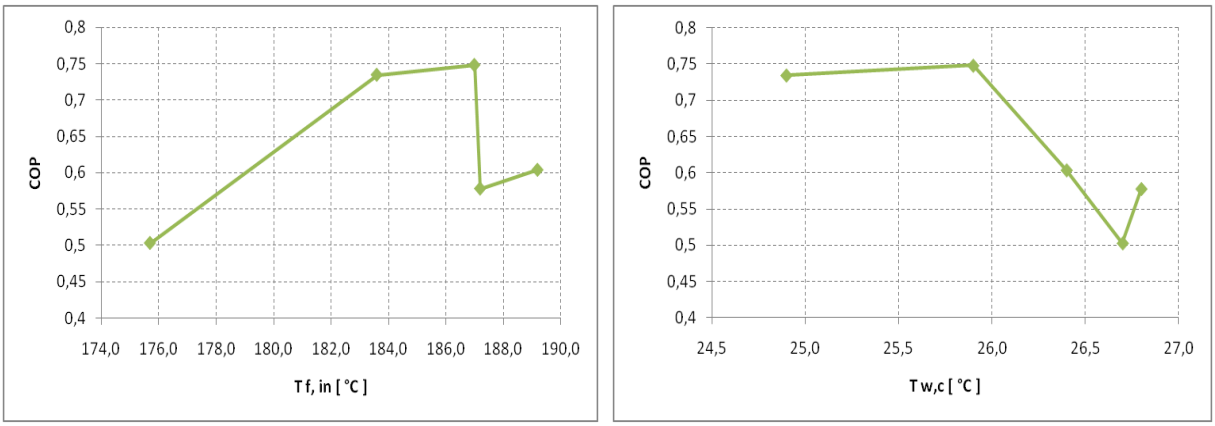


Fig. 19 – Valori dei COP in funzione della temperatura dei fumi in ingresso e della temperatura dell'acqua di ritorno dalla torre.

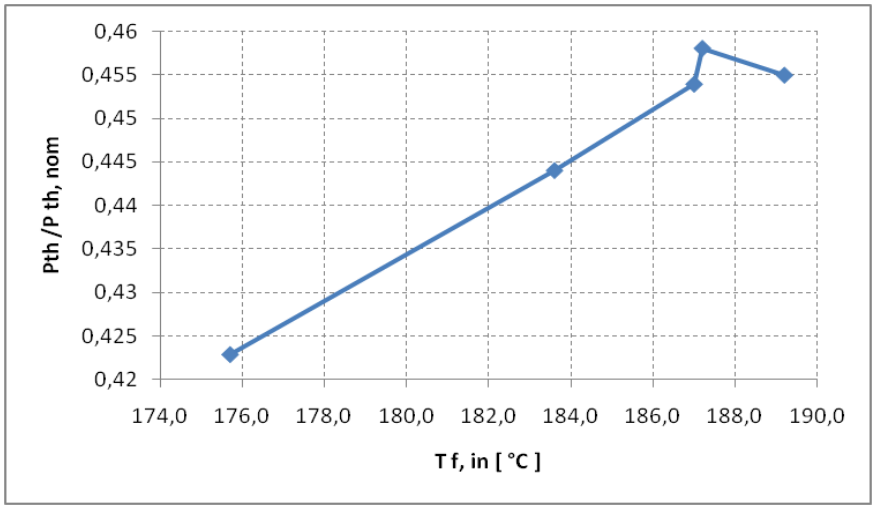


Fig. 20 – Andamento del rapporto tra la potenza termica impiegata e quello nominale

5. Attività B2: Equazioni di calibrazione per il modello di combustione ad idrometano

Terminate le opere di installazione dell'impianto di cogenerazione si è provveduto ad effettuare il set-up dei parametri motoristici (anticipo di accensione ed eccesso d'aria) al fine di ottenere un buon compromesso tra prestazioni ambientali ed energetiche in termini di consumo di combustibile. Nella tabella 5 sono riportate le condizioni operative e le regolazioni che hanno portato ai risultati successivamente descritti.

Tab. 6 – Condizioni operative per la messa a punto

Temperatura aria esterna	22.6	°C
Pressione Atmosferica	1,010	mbar
Alimentazione	CH_4 di rete	-
Pressione di alimentazione	20	mbar
Indice d'aria di riferimento ($P_{el.}$=60 kW)	1.4	λ
Anticipi di accensione considerati	16 - 18	c.a °
Condizioni di carico	100 - 30	$\%P_{el.\ Nom}$

In corrispondenza dell'angolo di anticipo pari a 18° si è ottenuta l'efficienza migliore e pertanto questa configurazione costituisce la condizione di riferimento per le successive analisi afferenti la combustione magra.

Per quanto riguarda il calore recuperato e ceduto alla centrale termica è stato riscontrato che in corrispondenza delle configurazioni precedenti, a 60 kW di potenza elettrica, il valore misurato attraverso un conta-termie applicato sul secondario del cogeneratore è pari a 98.8 kW termici. Invece quando l'anticipo è stato fissato a 16° è stato possibile recuperare 100.2 kW. Questo potrebbe sembrare un fattore positivo ai fini energetici, ma analizzando l'andamento (vedi Fig. 2) del rendimento termico parametrizzato in funzione delle due diverse configurazioni, viene confermata la bontà della regolazione con anticipo a 18° dovuta dalla ridotta introduzione di potenza termica in termini di combustibile. Questo fatto è spiegabile prendendo in considerazione la condizione di pieno carico; aumentando il valore dell'anticipo il rilascio completo di energia apportata dal combustibile avviene in corrispondenza di volumi specifici minori con consequenziale aumento della temperatura dei gas in testa al cilindro. Rappresentando il ciclo termodinamico su un diagramma entropico, in questo secondo caso l'entropia di fine espansione, valutata sulla medesima isocora, risulta essere inferiore a quella leggibile prima della regolazione. Ciò si traduce pertanto in una diminuzione della temperatura allo scarico e in un aumento di salto termico durante l'espansione che comporta un

incremento di diabaticità della trasformazione termodinamica. Da ciò l'incremento di rendimento indicato che consente di ottenere 60 kW_{el} introducendo 176.7 kW da combustibile con 18° di anticipo, contro i 180.6 kW corrispondenti a 16°.

Diminuendo la temperatura dei fumi allo scarico, quindi, ed essendo costante la portata di acqua circolante nel secondario, il calore recuperato dallo scambiatore acqua - fumi è inferiore, a vantaggio della potenza meccanica e quindi del consumo.

I risultati di seguito proposti fanno riferimento a dei test di collaudo in cui il cogeneratore è stato fatto operare a potenza fissa pari a 45 kW_{el} e con varie miscele di idrometano di composizione 1% - 10% vol.

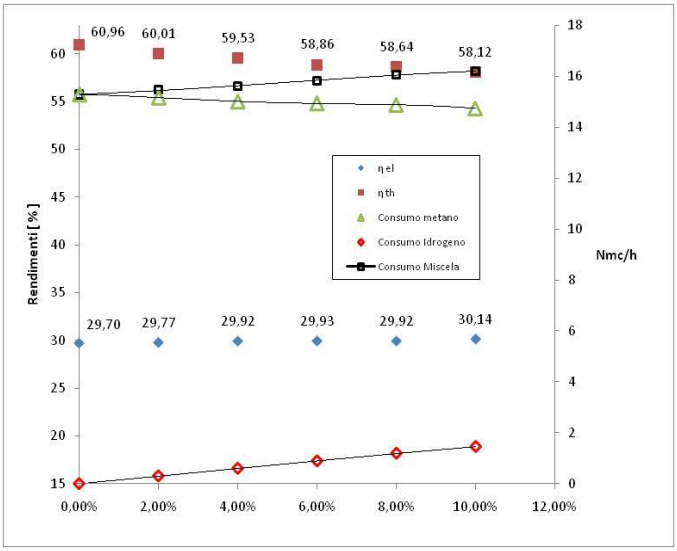


Fig. 21 – Rendimenti e consumi in funzione della %H_2

All'aumento della concentrazione di H_2 la temperatura allo scarico dei fumi diminuisce progressivamente. Lo stesso tipo di andamento è riscontrabile anche all'uscita del catalizzatore con un incremento dei salti di temperatura tra ingresso e uscita. Ciò è dovuto in parte ad un aumento delle reazioni esotermiche di catalisi e probabilmente a fenomeni di inerzia termica riguardanti la struttura metallica del catalizzatore stesso. Il fenomeno di temperatura riscontrato può essere spiegato considerando il fatto che l'idrometano, in relazione alla concentrazione di H_2 e all' eccesso d'aria imposto, ha una durata angolare di combustione rapida inferiore a quella del metano puro e quindi, a parità di anticipo d'accensione, il rilascio di energia avviene in corrispondenza di volumi specifici inferiori; sostanzialmente si ha un effetto equivalente ad un aumento di anticipo. Inoltre il maggior apporto energetico dettato dalla miscelazione incrementa pressione e temperatura in testa al cilindro.

Il salto termico nell'espansione aumenta e viene scambiato più calore con le pareti del cilindro, pertanto è facilmente comprensibile l'andamento dei rendimenti elettrici e termici riportati nella figura 6.

Per quanto riguarda il consumo di metano è possibile notare che la sua riduzione non è proporzionale alla percentuale di miscelazione. Infatti, i motori risentono del cambiamento di combustibile erogando minore potenza all'albero; questo perché diminuisce la densità della carica contemporaneamente ad una riduzione del rendimento volumetrico tanto più significativa quanto più basso è l'indice d'aria λ. Nel caso di studio in questione, dato che la logica di regolazione interviene sull'apporto di combustibile attraverso la valvola a farfalla del carburatore, il sistema di regolazione insegue il valore di potenza impostato, comandando all'attuatore di aprire maggiormente la valvola e richiamando maggiore portata volumetrica.

Ciò che è emerso dall'analisi dei primi risultati sperimentali conferma parzialmente quanto riportato nella letteratura, nel senso che, per quanto riguarda le emissioni di CO, è stato possibile riscontrarne una diminuzione all'aumentare dell'idrogeno aggiunto, coerentemente a quanto asserito in studi internazionali precedentemente condotti.

Tale decremento è causato dalla maggiore velocità di propagazione del fronte di fiamma e dalla ridotta distanza di *quench* dell'idrometano rispetto al metano puro.

Per quanto concerne l'emissione degli NO_x è stata invece riscontrata una tendenza differente rispetto a quella che ci si sarebbe aspettati. Infatti l'aumento di energia associato all'addizione di idrogeno sarebbe dovuto risultare in un aumento della temperatura in testa al cilindro e conseguentemente incrementare la produzione degli ossidi di azoto, mentre osservando la figura 21 è possibile notare il contrario e soprattutto è stato anche riscontrato un maggiore tenore di ossigeno nei gas di scarico.

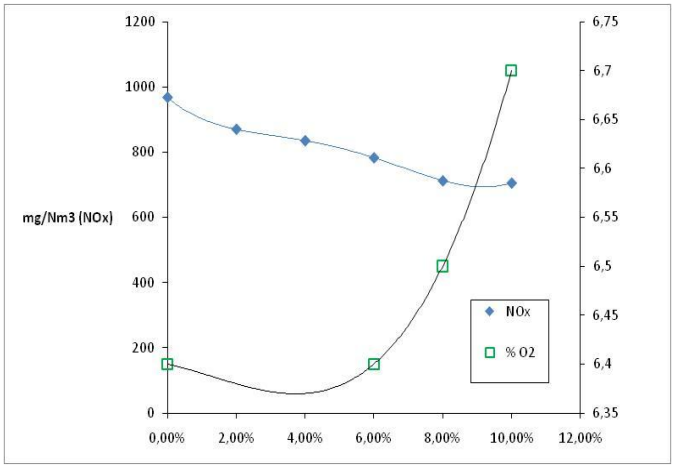


Fig. 21 – Emissioni di NO_x vs tenore di O_2 allo scarico in funzione della $\%H_2$

Infatti, gli ossidi di azoto tendono a diminuire quando il motore viene fatto funzionare in eccesso d'aria ed in queste condizioni è possibile verificare effettivamente un maggiore tenore di ossigeno nei fumi. Pertanto dopo aver ripetuto nuovamente le misure e confermato il medesimo comportamento si è indagato su quali potessero essere i motivi alla base di questi risultati. Dopo una accurata ricerca, si è dedotto che il comportamento precedentemente descritto è causato dal sistema di alimentazione costituito da un carburatore tradizionale.

Infatti, osservando l'espressione analitica contenuta nell'equazione di seguito riportata, che è rappresentativa del comportamento di un carburatore, è possibile comprendere come il motore, alimentato dal nuovo combustibile, si porti in condizioni di funzionamento in eccesso d'aria in modo automatico e non voluto.

$$\phi = \frac{1}{\lambda} = \frac{\alpha_{st}}{\alpha} = \frac{\alpha_{st}}{\Phi_a}\frac{\Phi_c A_c}{A_a}\frac{C_c}{C_a}\left(\frac{\rho_c}{\rho_{a,0}}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_a}\right)^{\frac{1}{2}}$$

dove:

ϕ	rapporto di equivalenza
λ	indice d'aria
α_{st}	dosatura stechiometrica
α	dosatura effettiva
Φ_a, Φ_c	fattori di comprimibilità dell'aria e del combustibile gassoso
A_c	sezione di passaggio dell'ugello calibrato del combustibile
A_a	sezione di gola del Venturi per l'aria
C_c	coefficiente di efflusso del combustibile dall'ugello
C_a	coefficiente di efflusso dell'aria dalla sezione di gola
ρ_c	densità del combustibile gassoso
$\rho_{a,0}$	densità dell'aria all'imbocco del Venturi
Δp_c	variazione di pressione del combustibile
Δp_a	caduta di pressione dell'aria tra l'imbocco del Venturi e la sezione di gola

Tale risultato è raggiungibile prendendo in considerazione quattro effetti distinti che si manifestano contemporaneamente nel momento in cui avviene la sostituzione del combustibile tradizionale con l'idrometano.

Il primo effetto è causato dalla variazione del rapporto di dosatura stechiometrica rispetto al metano puro; prendendo come riferimento una concentrazione di idrogeno pari al 10% in volume si ha che l'aumento percentuale di α_{st} è pari all' 1,37% ed in base all'Eq. 2 tale aumento determina una riduzione del valore dell'indice d'aria.

Il secondo ed il terzo effetto sono invece strettamente collegati alla diminuzione di peso molecolare del combustibile e quindi alla densità in condizioni normali. Sempre facendo riferimento ad una miscela al 10%, la riduzione di peso molecolare è pari all'8,75%. Contemporaneamente si ha anche una riduzione del coefficiente di efflusso del combustibile relativo all'ugello tarato. Va infatti ricordato che il valore di C_c (ed anche di C_a) è dipendente da molteplici fattori, come la geometria del foro, la rugosità, la velocità, etc.

Nel caso in cui il fluido si trovi in condizioni di velocità ben al di sotto di 0,7 Ma (dove Ma rappresenta il numero di Mach) il coefficiente di efflusso, con buona approssimazione, è dipendente esclusivamente dal numero di Reynolds ($u\rho D/\mu$), pertanto riducendosi molto di più la densità rispetto alla viscosità dinamica, l'idrometano presenta un numero di Reynolds più basso e quindi anche un coefficiente di efflusso inferiore a quello del metano puro, il che contribuisce ad aumentare il valore dell'indice d'aria.

L'ultimo effetto che interviene è dettato da un aumento del salto di pressione Δp_a dell'aria all'interno del convergente. Infatti, come detto precedentemente, a causa del sistema di regolazione della potenza, la valvola a farfalla tende a compensare la riduzione di coppia all'albero con delle micro aperture, facendo così aumentare la velocità di passaggio dell'aria nel Venturi e quindi il valore della caduta di pressione. Data, però, l'entità modesta degli effetti di dosatura e di pressione, il risultato netto che ne consegue è una tendenza del carburatore a smagrire la miscela aria/combustibile e conseguenzialmente a ridurre il quantitativo di NO_x rispetto all'alimentazione a metano tradizionale.

Ciò premesso le equazioni di calibrazione proposte hanno lo scopo di valutare le entità delle correzioni da apportare all'esponente della politropica e al rapporto di compressione volumetrico mediante la misura sperimentale del differenziale di temperatura allo scarico dei fumi e del differenziale di indice d'aria desunto dal rilievo del tenore di ossigeno presente.

Per giungere a questi risultati si sono differenziate rispetto alla concentrazione di idrogeno espressa in volume, alcune delle relazioni termodinamiche fondamentali che descrivono il ciclo Otto.

Partendo dalla relazione che esprime una trasformazione di compressione adiabatica si ottiene:

$$\ln\frac{T_2}{T_1} = (k-1)\ln\rho$$

Che differenziata, imponendo che dT_1 = 0 fornisce la seguente relazione che esprime la variazione percentuale del rapporto di compressione volumetrico:

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{1}{(k-1)} \frac{dT_2}{T_2} - dk \ln \rho$$

Questa relazione una volta nota la variazione percentuale dT_2 / T_2 costituisce la prima equazione di calibrazione dato che *dk* è calcolabile dai parametri termofisici della carica in funzione delle diverse concentrazioni di idrogeno

Analogamente se si considera la relazione che esprime una espansione lungo una politropica equivalente di esponente "m" si ha:

$$\ln \frac{T_3}{T_4} = (m-1) \ln \rho$$

Dalla quale si può ricavare *m* e differnziando successivamente si ha:

$$dm = \frac{dT_3}{T_3} - \frac{dT_4}{T_4} \frac{1}{\ln \rho} - \frac{d\rho}{\rho} \frac{1}{(\ln \rho)^2} \ln \frac{T_3}{T_4}$$

Una volta noti i valori delle variazioni percentuali delle temperature questa costituisce la seconda equazione di calibrazione. Va precisato che T_3 e T_4 sono le temperature calcolate con il modello matematico nel caso di alimentazione a metano puro; inoltre ricordando che il ciclo termodinamico implementato prevede una ulteriore espansione ideale dei gas di scarico lungo una adiabatica, fino alla temperatura T_5 , non si commette un grande errore ad approssimare la variazione percentuale della T_4 con quella della T_5 che di fatto costituisce la temperatura allo scarico dei fumi misurabile attraverso le sonde di temperatura.

Pertanto l'espressione può essere modificata come segue:

$$dm = \frac{dT_3}{T_3} - \frac{dT_5}{T_5} \frac{1}{\ln \rho} - \frac{d\rho}{\rho} \frac{1}{(\ln \rho)^2} \ln \frac{T_3}{T_4}$$

A questo punto per ottenere la risoluzione delle equazioni di calibrazione occorre trovare altre due relazioni che consentano di valutare la dT_2 e dT_3

La prima è ottenibile dalla equazione di bilancio in camera di combustione:

$$\frac{\phi_{comb}}{m_{comb}} = H_i(1 - f_d) = \ \alpha + 1 \ c_v(T_3 - T_2)$$

Differenziando e considerando, per maggiore semplicità, c_v = costante al variare della concentrazione di idrogeno si ottiene:

$$dH_i(1 - f_d) = c_v \ d\alpha \ T_3 - T_2 \ + \ \alpha + 1 \ (dT_3 - dT_2)$$

$$dT_2 = \frac{1}{\alpha + 1} \ d\alpha \ T_3 - T_2 \ + dT_3 - \frac{dH_i(1 - f_d)}{c_v}$$

Poiché α è il rapporto effettivo di miscela ed è dato dal prodotto $\alpha = \ \alpha_{st}\lambda$ il suo differenziale è esprimibile come

$$d\alpha = d\alpha_{st}\lambda + \alpha_{st}d\lambda$$

In particolare, il fattore di dissociazione è fissato, la variazione di potere calorifico è calcolabile dalle mappe implementate nel modello così come le variazione di dosatura stechiometrica, mentre il differenziale dell'indice d'aria è misurabile attraverso un sistema di analisi fumi che desume tali valori dalla rilevazione del tenore di ossigeno residuo allo scarico, secondo la relazione:

$$\lambda = \frac{21\%}{21\% - \%O_{2,misurata}}$$

Una volta stimata anche la variazione di T_3 l'equazione diventa facilmente risolvibile.

La determinazione del valore differenziale della temperatura massima del ciclo risulta essere abbastanza complesso e quindi ogni tentativo di stimarla attraverso procedure di calcolo a posteriori comporta indiscutibilmente degli errori che possono condurre a diversi gradi di approssimazione. In prima battuta era stato pensato di desumere tale valore dalla misura sperimentale degli NO_x ma sarebbe stato necessario implementare un modello di cinetica chimica secondo il meccanismo di Zeldovich. Considerando che per ottenere dei buoni risultati si ricorre alla risoluzione di tali equazioni attraverso modelli di simulazione agli elementi finiti, si comprende il perché, in questa sede, tale approccio sia stato scartato.

A questo punto si è pensato di continuare a procedere per via termodinamica impostando una equazione di bilancio termico tra i fumi in espansione all'interno del cilindro e l'acqua di

raffreddamento esterna. Il problema però, è che date le fluttuazioni continue dei valori misurati sul circuito di raffreddamento del motore, probabilmente causate dalle aperture e chiusure di una valvola a tre vie deviatrice non modulante, risulta non agevole individuare ed isolare gli effetti dell'idrogeno sulla temperatura dell'acqua di raffreddamento. Con le successive prove sperimentali previste per la validazione del modello si sta valutando la possibilità di ovviare a questo inconveniente inibendo via software, per un determinato intervallo temporale, l'intervento di tale valvola. Inoltre è utile ricordare che la soluzione più banale, ossia quella di misurare direttamente la temperatura massima in testa al cilindro, porta sicuramente in modo più rapido alla soluzione; tuttavia, nel sistema oggetto della campagna sperimentale, non è stato possibile realizzare delle modifiche invasive atte a strumentare il motore di serie scelto per i test. Questo, per evitare inconvenienti con il costruttore e con il partner commerciale nell'eventualità che si verifichino sinistri o danneggiamenti per i quali i costi dell'assistenza non sono coperti dalla garanzia.

Come detto in precedenza l'ultima equazione di calibrazione può essere ottenuta mediante il bilancio termico tra interno del cilindro e sistema di raffreddamento del motore; in particolare si andrà a valutare la variazione percentuale dQ_{loss}/Q_{loss} di calore disperso derivante dalla combustione del nuovo combustibile, in modo tale da non essere necessarie le valutazioni di portata d'acqua di raffreddamento, coefficiente di scambio termico globale e superficie di scambio.

Detto questo è possibile scrivere quanto segue:

$$Q_{loss} = c(T_3 - T_4)$$

Dove con *c* viene indicata la capacità termica presente nell'equazione rappresentativa dell'esponente di una politropica.

Pertanto differenziando rispetto alla concentrazione di idrogeno nella miscela si ottiene:

$$dQ_{loss} = dc\ \ T_3 - T_4\ \ + c\ \ dT_3 - dT_4$$

Questa variazione di calore deve essere la medesima riscontrata nel circuito di raffreddamento e quindi vale la:

$$Q_{loss} = c_{p,w}(T_{w,out} - T_{w,in})$$

che può anche essere espressa attraverso la temperatura media dell'acqua di raffreddamento:

$$Q_{loss} = 2c_{p,w}(T_{w,out} - T_w)$$

Anche qui differenziando rispetto alla concentrazione di idrogeno e assumendo costante il calore specifico dell'acqua si ottiene:

$$dQ_{loss} = 2c_{p,w}\ \ dT_{w,out} - dT_w$$

Dall'uguaglianza delle due espressioni si ha:

$$\frac{dQ_{loss}}{Q_{loss}} = \frac{dQ_{loss}}{Q_{loss}}_{water} = \frac{dc}{c} + \frac{dT_3 - dT_4}{T_3 - T_4} = \frac{dT_{w,out} - dT_w}{T_{w,out} - T_w}$$

Ritenendo valida l'assunzione fatta precedentemente, ossia che $dT_4 / T_4 = dT_5 / T_5$, la variazione di temperatura T_4 è nota poiché è misurabile, pertanto le uniche incognite presenti nell'equazione sono la variazione percentuale di capacità termica dc/c e dT_3.

A questo punto occorre trovare un' altra relazione che elimini dall'equazione il differenziale della capacità termica per poter esprimere la variazione della temperatura massima del ciclo in funzione delle grandezze note.

La variazione di entropia di un punto che si muove lungo una trasformazione politropica di esponente *m* e capacità termica *c* si può scrivere come:

$$ds = \frac{dQ}{T} = c\frac{dT}{T}$$

che integrata tra i punti 3-4 dell'espansione fornisce la:

$$\Delta s_{irr} = \Delta s_{3-4} = s_3 - s_4 = c \ln \frac{T_3}{T_4}$$

Differenziando ambo i membri rispetto alla concentrazione di idrogeno si ottiene la variazione di entropia causata dall'arricchimento della miscela:

$$d(\Delta s_{irr}) = d(\Delta s_{3-4}) = ds_3 - ds_4 = d\ \ c \ln \frac{T_3}{T_4}$$

dalla quale si ottiene:

$$dc \ln\frac{T_3}{T_4} + c \left(\frac{dT_3}{T_3} - \frac{dT_4}{T_4}\right) = ds_3 - ds_4$$

A questo punto occorre trovare altre due espressioni per i differenziali delle entropie dei due punti 3 e 4.

Per valutare il differenziale ds_4 è possibile partire da una considerazione: il volume specifico dei gas combusti in corrispondenza del punto di fine espansione è dettato, in prima approssimazione, dalle caratteristiche geometriche del sistema cilindro-pistone, ossia dal rapporto di compressione volumetrico, che fornisce di fatto le condizioni di volume massimo dei gas in corrispondenza del punto morto inferiore. Nella realtà il volume specifico corrispondente alle condizioni termodinamiche di fine espansione dipende dall'anticipo di apertura della valvola di scarico, sicché sarebbe necessario correggere/sostituire il rapporto di compressione con un rapporto di espansione effettivo.

Ciò premesso il differenziale di entropia dovuto all'arricchimento di idrogeno può essere valutato come l'incremento entropico di un punto che si muove lungo una trasformazione isocora, per cui vale la:

$$ds_4 = c_{v,4}\frac{dT_4}{T_4}$$

Per quanto riguarda il differenziale di entropia del punto 3 è possibile dire quanto segue osservando la relazione che esprime la variazione di entropia durante la fase di somministrazione del calore ad alta temperatura:

$$\Delta s_{3-2} = c_{v,3-2}\ln\frac{T_3}{T_2}$$

Differenziando e considerando il calore specifico costante si ha:

$$d(\Delta s_{3-2}) = d\left(c_{v,3-2}\ln\frac{T_3}{T_2}\right) = c_{v,3-2}\left(\frac{dT_3}{T_3} - \frac{dT_2}{T_2}\right)$$

In realtà in testa al cilindro il volume specifico dei gas, dopo l'addizione di idrogeno, non è costante, questo perché cambia l'angolo caratteristico di durata della combustione del combustibile che determina condizioni termodinamiche differenti. Poiché nella relazione sopra descritta il calore

specifico a volume costante appare come fattore moltiplicativo, non si commette un grande errore se in questa fase lo si considera costante rispetto alla composizione della carica.

Osservando la relazione precedente è possibile notare che la variazione di entropia del punto 3 (cioè il suo spostamento orizzontale) è funzione dello spostamento orizzontale del punto 2 sul piano termodinamico. Poiché nel modello matematico la fase di compressione del motore è stata considerata isoentropica è possibile porre $c_{v,3\text{-}2}\, dT_2 / T_2 = 0$, cioè non c'è contributo alla variazione entropica del punto 3 da parte del punto 2 a seguito dell'addizione di idrogeno.

Note le due espressioni dei differenziali dell'entropia è possibile scrivere:

$$dc \ln\frac{T_3}{T_4} + c \left(\frac{dT_3}{T_3} - \frac{dT_4}{T_4}\right) = c_{v,3-2}\frac{dT_3}{T_3} - c_{v,4}\frac{dT_4}{T_4}$$

che può essere riscritta come:

$$dc \ln\frac{T_3}{T_4} + c \left(\frac{dT_3}{T_3} - \frac{dT_5}{T_5}\right) = c_{v,3-2}\frac{dT_3}{T_3} - c_{v,4}\frac{dT_5}{T_5}$$

$$\frac{dc}{c} = \frac{1}{\ln\frac{T_3}{T_4}} \left(\frac{dT_3}{T_3}\left(\frac{c_{v,3-2}}{c} - 1\right) - \frac{dT_5}{T_5}\left(\frac{c_{v,4}}{c} - 1\right)\right)$$

Sostituendo quest'ultima espressione nell'equazione di bilancio termico tra cilindro ed acqua di raffreddamento e risolvendo rispetto alla T_3 , si determina l'ultima incognita, e quindi si ha:

$$\frac{1}{\ln\frac{T_3}{T_4}} \left(\frac{dT_3}{T_3}\left(\frac{c_{v,3-2}}{c} - 1\right) - \frac{dT_5}{T_5}\left(\frac{c_{v,4}}{c} - 1\right)\right) + \frac{dT_3 - \frac{dT_5}{T_5}T_4}{T_3 - T_4} = \frac{dT_{w,out} - dT_w}{T_{w,out} - T_w}$$

Una volta costruite le equazioni di calibrazione all'interno di un foglio di calcolo è possibile correggere i valori del ciclo termodinamico implementato dal modello proposto.

Infine, nella figura 8, sono confrontati i valori di rendimento globale sperimentali con quelli calcolati dal modello matematico in condizioni di carico nominale e parziale nel caso di alimentazione a metano puro.

Tali risultati sono stati ottenuti per valori del fattore di dissociazione pari al 5,7% e per esponente della politropica m = 1,31324.

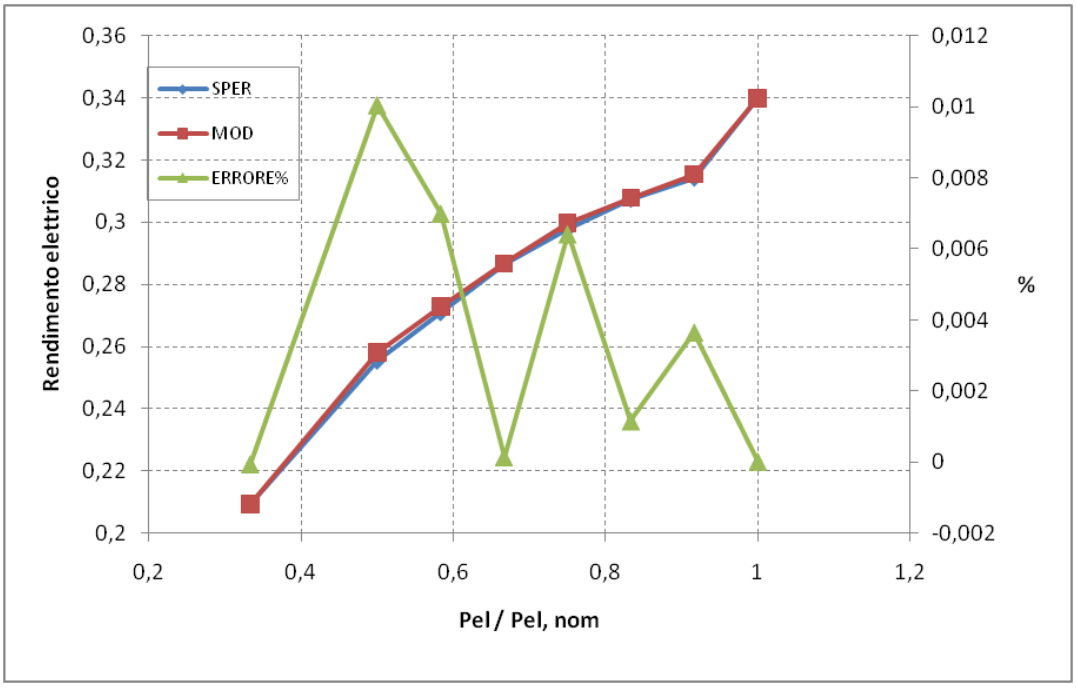


Fig. 23 – Confronto tra valori sperimentali e valori calcolati da modello calibrato

6. Discussione e conclusioni

Le argomentazioni più approfondite riguardano le attività A e B2 relative al cogeneratore alimentato ad idrometano.

Data la numerosità delle equazioni impiegate per rappresentare le grandezze di interesse ed il numero dei parametri motoristici da poter modificare ad ogni setup si è cercato di realizzare un modello di simulazione che tenesse conto dei parametri già ottimizzati, il più possibile "user friendly", che fosse cioè utilizzabile con semplicità dalla maggior parte degli utenti tecnici. La filosofia progettuale del software consente infatti di inserire un set minimo di dati, facilmente reperibili dalle schede tecniche dei motori, ed attraverso la mappatura dei valori provenienti delle equazioni consente di pervenire agevolmente al risultato. Questo approccio ha permesso da un lato di massimizzare il range di validità delle soluzioni offerte dal modello, rendendolo atto a simulare il comportamento di diverse taglie di motori, nell'intervallo tipico della cosiddetta "piccola taglia"; dall'altro di minimizzare il tempo di computazione, dato che il blocco implementato deve successivamente essere integrato in un Macro-modello più complesso, il cui scopo è quello di simulare il comportamento del sistema Edificio-Impianto-Ambiente.

E' utile sottolineare il fatto che, il modello realizzato risulta essere in grado di simulare il comportamento di motori aspirati funzionanti in condizioni sia stechiometriche sia in eccesso d'aria (lean burning) operanti a numero di giri fisso. Ciò significa che nel caso di applicazione di sovralimentazione e di sistemi di regolazione della potenza meccanica prodotta che prevedono il numero di giri variabile unitamente ad un convertitore statico di frequenza, i risultati non sono attendibili. Infatti, con la presenza di un gruppo turbo compressore, oltre ad una riduzione del rapporto di espansione effettivo dovuto all'anticipo dell'apertura della valvola di scarico, si ha come effetto significativo quello di ottenere un coefficiente di riempimento (Rendimento Volumetrico) superiore all'unità, quindi ben lontano dal valore tipico per un motore aspirato, pari a 0,7-0,72 come riportato in letteratura; nel caso in cui il sistema di regolazione del carico avvenga attraverso la riduzione del numero di giri, l'equazione del fuori progetto implementata, non consente di giungere a dei valori numerici realistici del rendimento meccanico a carico parziale. Questo perché la potenza meccanica persa dovuta al trascinamento degli ausiliari e agli attriti, risulta essere proporzionale al quadrato della velocità di rotazione (nel modello la potenza persa è costante), la quale a sua volta incide sul valore del coefficiente di riempimento. In ogni caso, in virtù della flessibilità del modello, basata sulla logica della mappatura dei valori delle grandezze di interesse, è sempre possibile accedere direttamente ai blocchi di calcolo contenenti le mappe del motore, in modo tale che un utente più esperto, ed in possesso dei dati sperimentali, possa inserirli all'interno del software per modificare od integrare quanto già presente, per avere una simulazione con dei risultati più verosimili.

Dal punto di vista scientifico, al fine di comprendere le motivazioni che hanno indotto a scegliere determinati parametri da inserire nel modello è utile ricordare quanto segue.

L'arricchimento del gas metano con determinate concentrazioni di idrogeno è stato nel corso di questi ultimi dieci anni oggetto di diversi progetti di ricerca. L'aspetto più interessante che deriva dalla realizzazione di questo tipo di miscele risiede nel fatto che l'idrogeno consente di estendere il limite di combustione magra del metano evitando di raggiungere la regione di instabilità di fiamma propria di questo combustibile. In queste condizioni operative è possibile raggiungere dei livelli di emissione di NO_x estremamente bassi contenendo la formazione di idrocarburi incombusti. Tutto ciò è ottenibile senza l'applicazione di sistemi di controllo e trattamento dei gas esausti a valle della combustione. Inoltre i valori di CO e CO_2 prodotti dall'idrometano risultano inferiori rispetto a qualsiasi altro combustibile gassoso.

L'alimentazione di un motore a combustione interna con idrogeno puro presenta la necessità di attuare modifiche sostanziali ad alcuni componenti per contrastare il problema del ritorno di fiamma, soprattutto in condizioni di funzionamento prossime a quelle stechiometriche. L'applicazione delle miscele di idrometano invece, consente di eliminare questo inconveniente garantendo il funzionamento ottimale del motore anche con dosature stechiometriche, ma in questo caso le emissioni di ossidi di azoto sono superiori rispetto all'alimentazione tradizionale a metano, a causa dell'aumento della temperatura della fiamma. Detto questo, bisogna capire quanto si è disposti a perdere in termini di rendimento per il conseguimento di prestazioni ambientali di tutto rispetto, dato che all'aumentare dell'eccesso d'aria il motore sviluppa una coppia inferiore.

Dalle prime prove sperimentali condotte nella fase di collaudo dell'intero sistema impiantistico installato presso il Centro Sportivo Universitario sono stati evinti i risultati di seguito riportati.

L'alimentazione ad idrometano di un motore a combustione interna operante in assetto cogenerativo comporta un miglioramento delle prestazioni energetiche in termini di aumento di rendimento di conversione elettrico. Con l'ottimizzazione dei parametri motoristici sarà possibile realizzare una messa a punto del motore tale da rendere più significativo l'aumento di efficienza attualmente ancora limitato.

La riduzione del consumo di metano a seguito della miscelazione risulta essere non proporzionale alla percentuale di idrogeno aggiunta a causa del sistema di regolazione della potenza del cogeneratore.

L'abbattimento massimo dei CO, riscontrato durante questa fase di test è stato del 6.3% in corrispondenza di miscele di idrometano di composizione pari al 10%.

Gli ossidi di azoto tendono a ridursi a causa di effetti concomitanti che si verificano all'interno del sistema di alimentazione, che nel caso in esame è costituito da un carburatore, facendo operare il motore in modo automatico in condizioni di eccesso d'aria. In particolare si è ottenuta una riduzione

del 27% senza l'ausilio di sistemi di abbattimento dedicati, a valle della combustione. Pertanto estendendo il limite di combustione magra sarà possibile raggiungere migliori prestazioni ambientali a discapito di quelle energetiche.

7. Bibliografia

Articoli pubblicati nel corso della ricerca:

1. L. DE SANTOLI, G. LO BASSO, G. CARUSO, F. MANCINI (2011) **Cogenerazione integrata in un sistema ibrido con motore ad idrometano per un impianto natatorio.** 66° Congresso Nazionale ATI**.** 5-9 settembre 2011 Cosenza.
2. L. DE SANTOLI, G. LO BASSO, G. CARUSO (2011) **Analisi sperimentale preliminare del comportamento di un motore a combustione interna in assetto cogenerativo alimentato ad idrometano**. 66° Congresso Nazionale ATI. 5-9 settembre 2011 COSENZA.

Altra bibliografia:

1. Lewis B, Von Elbe G. Combustion, **flames and explosions of gases,** 3rd ed., New York: Academic Press, 1987. p. 246-8.
2. Heywood JB. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw-Hill; 1988.
3. Dulger Z. **Numerical modeling of heat release and Oame propagation for methane fuelled internal combustion engines with hydrogen addition**. PhD thesis, University of Miami, 1991.
4. Swain MR, Yusuf MJ, Dulger Z, Swain MN. **The effects of hydrogen addition on natural gas engine operation**. SAE paper 932775, 1993.
5. G. Ferrari, **Motori a combustione interna** Ed. il Capitello, Torino 1996. p. 269-70
6. Sierens R, Rosseel E. **Variable composition hydrogen/natural gas mixtures for increased engine efficiency and decreased emissions**, Trans ASME J Eng Gas Turbines Power 2000;122:135–40.M.E.
7. C. Nellen, K. Boulouchos, **Natural Gas Engines for Cogeneration: Highest Efficiency and Near-Zero-Emissions through Turbocharging, EGR and 3-Way Catalytic Converter**, SAE 2000-01-2825.
8. Bauer CG, Forest TW. **Effect of hydrogen addition on the performance of methane-fueled vehicles. Part I: effect on S.I. engine performance.** Int J Hydrogen Energy 2001;26:55–70.
9. Shodo, T.; Nabetami, S.; Nakajima, Y. **Analysis of the degree of constant volume and cooling loss in a spark ignition engine fuelled with hydrogen**. Int. J. Engine Res. 2001, 12 (1), 81-92.
10. P. Tunestål, M. Christensen, P. Einewall, T. Andersson, B. Johansson, O. Jønsson, **Hydrogen Addition For Improved Lean Burn Capability of Slow and Fast Burning Natural Gas Combustion Chambers**, SAE 2002-01-2686.
11. Beccari A., Pipitone E., **Modello semplificato di previsione del comportamento dei motori a combustione interna**, *58° Congresso Nazionale ATI, Padova-San Martino di Castrozza, 9-12 Settembre 2003*
12. S. Orhan Akansua, Zafer Dulgerb, Na1z Kahramana, T. Nejat Veziro6gluc, **Internal combustion engines fueled by natural gas—hydrogen misture**, International Journal of Hydrogen Energy 29 (2004) 1527 – 1539
13. P. Einewall, P. Tunestål, B. Johansson, **Lean Burn Natural Gas vs. Stoichiometric Operation with EGR and a Three Way Catalyst**, SAE 2005-01-0250.
14. Huang ZH, Zhang Y, Zeng K, Liu B, Wang Q, Jiang DM. **Measurements of laminar burning velocity for natural gas–hydrogen–air mixtures.** Combust Flame 2006;146:302–11.
15. G. CARUSO; DE SANTOLI L; GIAMMINUTI F; SODANI P (2006) **A CHCP System Constituted by a Microturbine and an Exhaust Absorption Chiller.** Proceedings of the 4th European Conference on Energy Performance and Indoor Climate in buildings 20-22 Novembre 2006 Lyon, France.
16. G. CARUSO,L. DE SANTOLI,F.MANCINI,M. CARICCHIA,F. GIAMMINUTI,P. SODANI (2006) **Aspetti energetici e ambientali di un impianto di trigenerazione.** XXIV Congresso Nazionale UIT sulla Trasmissione del Calore Edizioni ETS Napoli 21-23 Giugno 2006 Napoli.
17. JinhuaWang, Zuohua Huang,Yu Fang, Bing Liu, Ke Zeng, Haiyan Miao, Deming Jiang, **Combustion**

behaviors of a direct-injection engine operating on various fractions of natural gas–hydrogen blends. International Journal of Hydrogen Energy 32 (2007) 3555 – 3564

18. G. CARUSO; DE SANTOLI L (2007). **Un impianto di trigenerazione nella città universitaria de "La Sapienza" di Roma.** GESTIONE ENERGIA, 47- 50, 1;
19. G. CARUSO; L. DE SANTOLI; L. BIASELLA; F. BONFA' (2007) **Analisi di un impianto di trigenerazione: simulazione delle prestazioni di una microturbina a gas..** Atti del 62° Congresso Nazionale ATI Cuzzolin Editore NAPOLI 11-14 Settembre 2007 Salerno.
20. DE SANTOLI L; G. CARUSO; BONFÀ F 2009 **Progettazione di una rete di generazione distribuita dell'energia quale esempio dimostrativo di impiego di tecnologie energeticamente efficienti** RSE/2009/67 Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA Area: Usi finali Tema: Studio e dimostrazione di forme di finanza innovativa e di strumenti di programmazione e pianificazione per la promozione di tecnologie efficienti per la razionalizzazione dei consumi elettrici a scala territoriale e urbana
21. DE SANTOLI L., CARUSO G., BONFÀ F. 2009 **Contributo allo sviluppo di un ambiente integrato per la progettazione degli interventi di efficientamento** RSE/2009/68 Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA Area: Usi finali - Tema: Studio e dimostrazione di forme di finanza innovativa e di strumenti di programmazione e pianificazione per la promozione di tecnologie efficienti per la razionalizzazione dei consumi elettrici a scala territoriale e urbana .
22. www.NewVistaResearch.com R. McGuffin **An Affordable Low Emission High Efficiency Hythane® Engine that Provides a Marketable DG/CHP System**.