

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA

in

Macchine T e Laboratorio Di Macchine T C.i.

**ANALISI DELLE PRESTAZIONI DI UN IMPIANTO
COGENERATIVO A BIOMASSA**

CANDIDATO:

Roberto Crisanti

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Michele Bianchi

CORRELATORI:

Ing. Lisa Branchini, Ing. Francesco
Melino

Anno Accademico 2012/13

Sessione II

INDICE

- **INTRODUZIONE**
- **CAPITOLO 1 – LE BIOMASSE**
- **CAPITOLO 2 – DESCRIZIONE DELL’IMPIANTO**
- **CAPITOLO 2.1 – SIMULAZIONE IN AMBIENTE THERMOFLEX**
- **CAPITOLO 3 – STUDIO DEI MOTORI AL VARIARE DEL CARICO**
- **CONCLUSIONI**

INTRODUZIONE

Con questa tesi si sono analizzate le prestazioni di un impianto cogenerativo a biomassa mediante l'impiego del software Thermoflex. L'impianto in questione è costituito da un generatore di vapore alimentato a cippato e da due motori alimentati ad olio vegetale, addetti alla fase rigenerativa. In particolare si è esaminato il comportamento dei due motori a combustione interna in condizioni di off – design, ovvero in condizioni differenti da quelle di progetto, allo scopo di determinare come variano alcune grandezze caratteristiche al variare delle condizioni di carico. Nello specifico, si sono determinate la portata e la temperatura dei fumi allo scarico, la potenza termica introdotta, la potenza termica scaricata all'esterno, la potenza termica scaricata al circuito di raffreddamento, il rendimento termodinamico ed il rendimento elettrico dei due motori. Si sono poi rappresentati gli andamenti di queste grandezze al variare del carico, in modo da comprendere come esse cambiano al variare delle condizioni di funzionamento.

CAPITOLO 1 – LE BIOMASSE

L'impianto che si andrà ad esaminare è costituito da un generatore di vapore alimentato a biomassa. Per biomasse si intendono dei composti organici che possono essere utilizzati come combustibili per la produzione di energia: esse possono essere sia di origine animale che di origine vegetale. In questo particolare caso si prenderanno in esame le sole biomasse di origine vegetale e, per la precisione, quelle legnose. Per poter essere utilizzate come combustibili, le biomasse devono essere prima ridotte nelle dimensioni ottimali per poter essere introdotte all'interno delle caldaie: il processo tramite il quale è possibile raggiungere questo risultato prende il nome di cippatura, il cui risultato finale è il cippato, costituito da finissime scaglie legnose. La cippatura ha inoltre il merito di aumentare la superficie esposta del legno, aumentando e regolarizzando in questo modo la combustione che sarà migliore rispetto a quella ottenibile con del legno non sminuzzato. Tale processo viene realizzato tramite delle macchine apposite, denominate cippatrici, che possono essere di diverse taglie e

potenze a seconda del tipo di legno che dovranno lavorare: si distinguono infatti cippatrici piccole, medie e grandi.

Nel 2011 l'Italia ha prodotto circa 82,9 TWh di elettricità da fonti rinnovabili, pari al 24,2% del fabbisogno nazionale lordo, con il 13,5% proveniente da fonte idroelettrica, 1,6% dal geotermico, 2,88% eolico, 3,2% fotovoltaico, il 3% da biomasse. Tuttavia solo in questi ultimi anni la produzione rinnovabile italiana è cresciuta in maniera significativa grazie ad una sensibile crescita delle fonti eolica, fotovoltaica e da combustione di biomassa, in quanto per lungo tempo tale produzione era costituita essenzialmente solo dalle fonti idroelettrica e geotermica. Dal valore del 2011, l'energia proveniente da fonti rinnovabili è aumentata fino al 33,9% dei primi cinque mesi del 2013. In particolare, l'energia prodotta da biomasse è aumentata fino al 3,6% nel 2012 e al 3,8% nel 2013. Si può quindi affermare che nel nostro Paese la quantità di energia prodotta da fonti rinnovabili è in continuo e veloce aumento e che quella prodotta con biomasse sta aumentando anch'essa, per quanto tuttavia sia ancora una piccola fetta del totale di energia proveniente da fonti rinnovabili, collocandosi al quarto posto dietro a quella proveniente da fonte idroelettrica, fotovoltaica ed eolica.

	2011	2012	2013		2011	2012	2013
Termoelettrico	62.8%	60.0%	52.9%	Gas	43.6%	38.5%	32.4%
Rinnovabili	24.2%	27.6%	33.9%	Carbone	12.1%	13.7%	13.1%
Import (-pompaggi)	13.0%	12.4%	13.2%	Olio Combustibile	2.3%	2.5%	2.1%
				Altri Combustib.	4.8%	5.3%	5.4%
				Idroelettrico	13.5%	12.8%	16.2%
				Biomasse	3.0%	3.6%	3.8%
				Geotermico	1.6%	1.6%	1.7%
				Eolico	2.9%	4.0%	6.0%
				Fotovoltaico	3.2%	5.6%	6.2%
				Import (-pompaggi)	13.0%	12.4%	13.2%

Fonte: TERNA integrate da simulazioni Scenarieconomici.it
 Dati 2013: periodo Gennaio-Maggio

Scenarieconomici.it

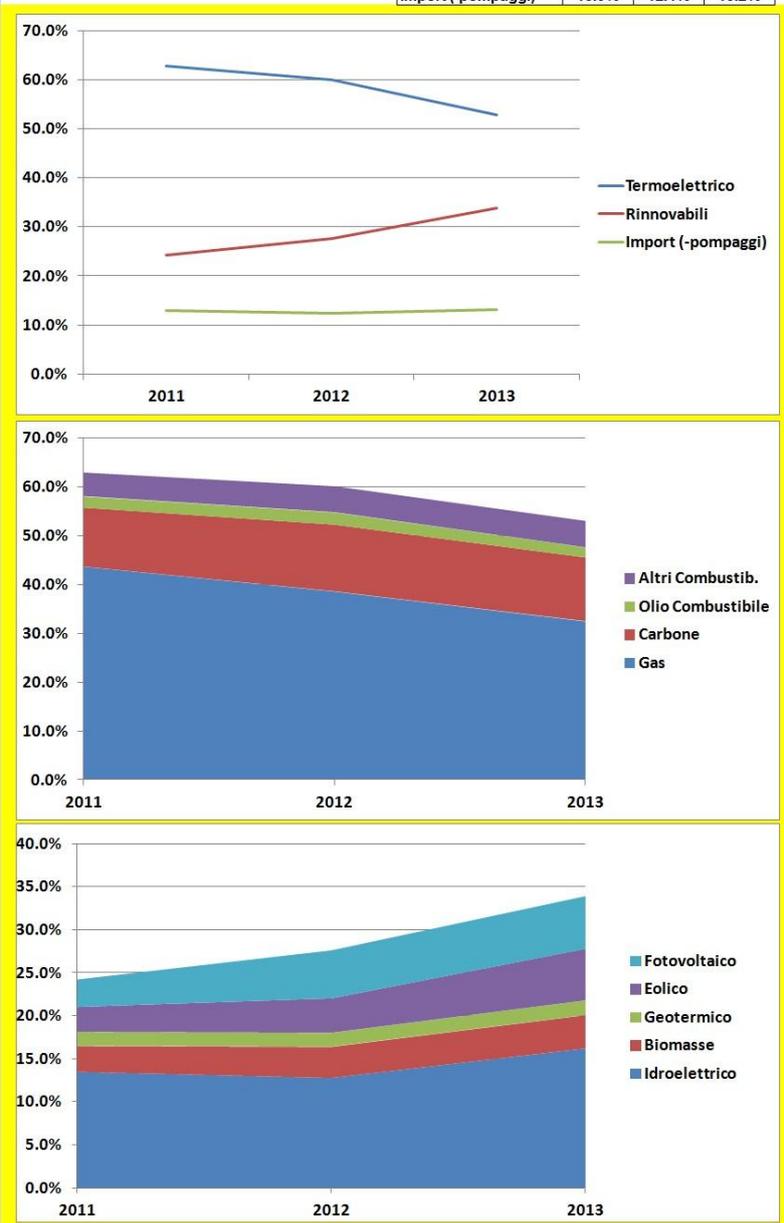


Fig. 1 - Produzione di energia in Italia

surriscaldatore ed un risurriscaldatore, che hanno la funzione di surriscaldare il vapore saturo secco. Il vapore che esce dal primo surriscaldatore viene inviato alla turbina di alta pressione (2, Fig. 2), dove avviene una prima espansione; a questo punto il vapore in uscita dalla turbina viene inviato al risurriscaldatore della caldaia, mentre una parte di esso viene prelevata per essere mandata verso altre destinazioni, come si vedrà meglio in seguito. Una volta risurriscaldato, il vapore viene inviato ad una seconda turbina di pressione intermedia (3, Fig.2), dove viene fatto espandere ulteriormente, e quindi ad una turbina di bassa pressione (4, Fig.2). Queste tre turbine sono collegate ad un generatore per la produzione di energia elettrica. A questo punto, il vapore in uscita dalla turbina di bassa pressione viene inviato ad un condensatore (5, Fig.2) dove avviene la fase di condensazione. L'acqua in uscita dal condensatore si preriscalda all'interno di uno scambiatore di calore (6, Fig.2) sottraendo calore al fluido refrigerante caldo proveniente dai due motori. I gas caldi in uscita dai due motori vengono fatti passare successivamente attraverso due scambiatori di calore (9 e 8, Fig.2), attraverso i quali viene fatta passare, in controcorrente rispetto ai gas, anche l'acqua, che così incrementa ulteriormente la propria temperatura. All'uscita dallo scambiatore (8, Fig.2), l'acqua viene inviata ad un degasatore (11, Fig.2), funzionante grazie ad uno spillamento proveniente dalla turbina intermedia (3, Fig.2): nel degasatore avviene la separazione dell'acqua allo stato di liquido saturo dal vapore, poi scaricato all'esterno tramite un'opportuna valvola. L'acqua in uscita dal degasatore viene quindi inviata al secondo scambiatore di calore (9, Fig.2). Come si può vedere dalla schematizzazione dell'impianto, i gas di scarico del motore, dopo aver scambiato calore con l'acqua nei due scambiatori, vengono infine scaricati ad un camino. Grazie ai due motori avviene dunque la fase rigenerativa. È possibile notare che, nel caso in cui i motori non siano in funzione, l'acqua in uscita dal condensatore viene inviata ad un circuito che li bypassa, comprendente due scambiatori (10 e 12, Fig.2), funzionanti grazie agli spillamenti provenienti rispettivamente

dalla turbina di bassa e di alta pressione (2 e 4, Fig.2), dove viene fatta dunque avvenire la rigenerazione. Tale circuito, tratteggiato in figura, non viene però normalmente utilizzato, cosa che avviene solo nel caso in cui non sia possibile inviare l'acqua ai motori, come già detto in precedenza.

A questo punto, tramite uno splitter, l'acqua proveniente dallo scambiatore (9 o 12, Fig.2, a seconda dei casi) viene in parte fatta passare attraverso uno scambiatore (15, Fig.2), dove va a preriscaldare l'aria di combustione in ingresso alla caldaia, e poi attraverso uno scambiatore (13, Fig.2), dove incrementa invece la propria temperatura scambiando calore con i gas caldi in uscita dalla caldaia. L'acqua in uscita da (13, Fig.2) va poi a miscelarsi con la restante parte dell'acqua proveniente da (9, Fig.2), per essere successivamente inviata allo scambiatore (14, Fig.2), in cui si preriscalda ulteriormente (sempre grazie ai gas in uscita dalla caldaia) prima di essere infine reintrodotta all'interno del generatore di vapore. Si fa infine notare che una parte del vapore in uscita dalla turbina di alta pressione, quello che in figura è chiamato "vapore di processo", viene inviata al sistema di produzione del cippato: la condensa che ne risulta va quindi a miscelarsi a monte del condensatore col vapore proveniente dalla turbina di bassa pressione.

CAPITOLO 2.1 – SIMULAZIONE IN AMBIENTE THERMOFLEX

L'impianto è stato riprodotto in ambiente Thermoflex per poter essere studiato approfonditamente e per condurre analisi sul funzionamento dello stesso. Si va dunque a vedere nel dettaglio come è stato realizzato. (Fig. 3)

È possibile fin da subito notare la maggior complessità della struttura rispetto alla schematizzazione precedente. Innanzi tutto si può vedere che l'economizzatore ed il vaporizzatore del generatore di vapore (1, Fig. 4) sono stati rappresentati tramite due scambiatori di calore (35 e 67, Fig. 4), in cui l'acqua si riscalda scambiando calore con i gas caldi in uscita dalla caldaia, ed un corpo cilindrico separatore, che ha la funzione di prelevare il solo vapore saturo ed inviarlo al surriscaldatore. Si può notare che una piccola parte di tale vapore può essere prelevata per essere inviata ad uno scambiatore (64, Fig. 4) in cui si ha un ulteriore preriscaldamento dell'aria in ingresso alla caldaia, oltre a quello che avviene nello scambiatore (47, Fig. 4), per poi andarsi a miscelare con l'acqua proveniente dallo scambiatore (11, Fig. 3), a monte del degasatore (15, Fig. 3). Il vaporizzatore ed il surriscaldatore (76, Fig. 4) sono poi stati posti all'esterno del generatore di vapore (1, Fig. 4) in quanto l'architettura scelta per il generatore non consentiva di collocarli al suo interno.

È inoltre possibile notare che la turbina di bassa pressione è stata realizzata mediante due diverse turbine (7 e 8, Fig. 5) in quanto lo spillamento diretto allo scambiatore (12, Fig. 5) e la portata di vapore in uscita diretta al condensatore (9, Fig. 5) hanno valori di pressione differenti: dal momento che Thermoflex non consente di rappresentare uno spillamento dalla turbina ad una pressione differente da quella di uscita dalla turbina stessa, si è reso necessario fare ricorso a tale soluzione.

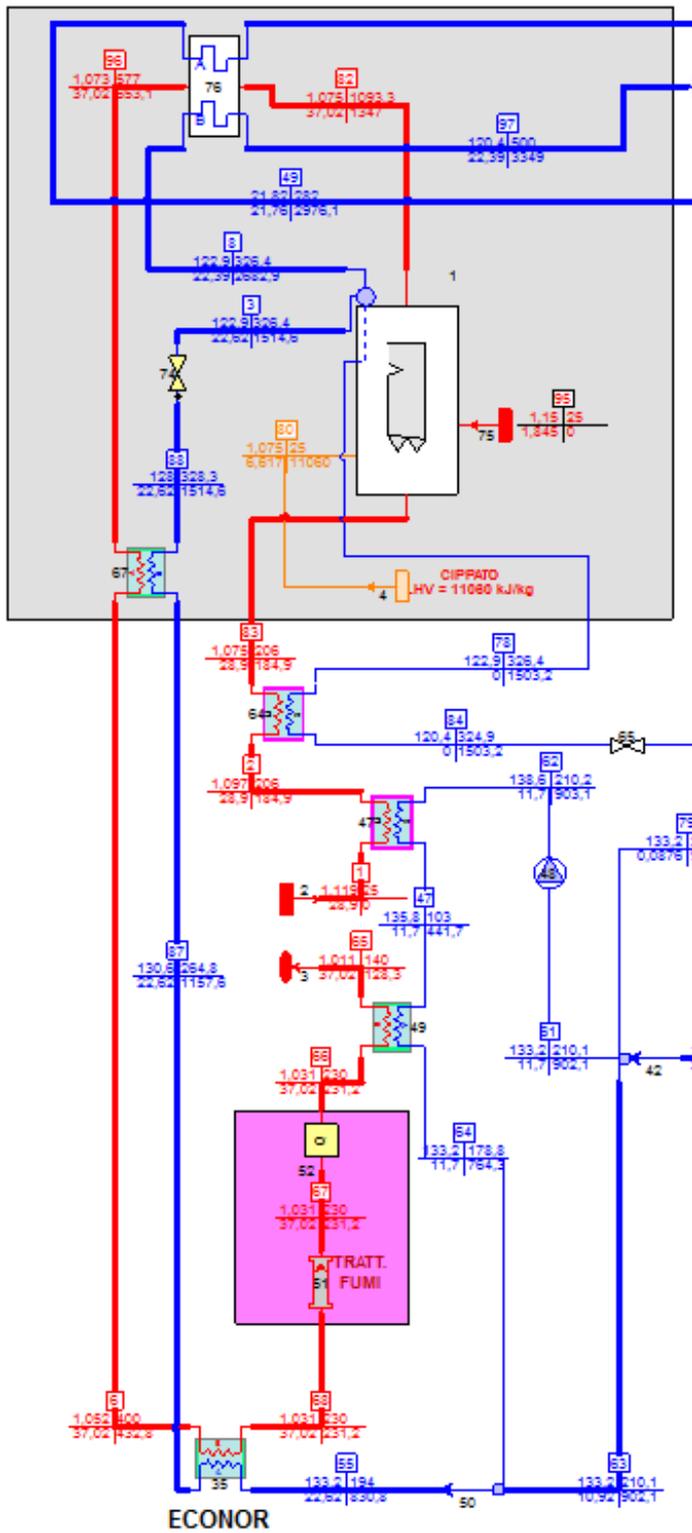


Fig. 4 - Dettaglio generatore di vapore

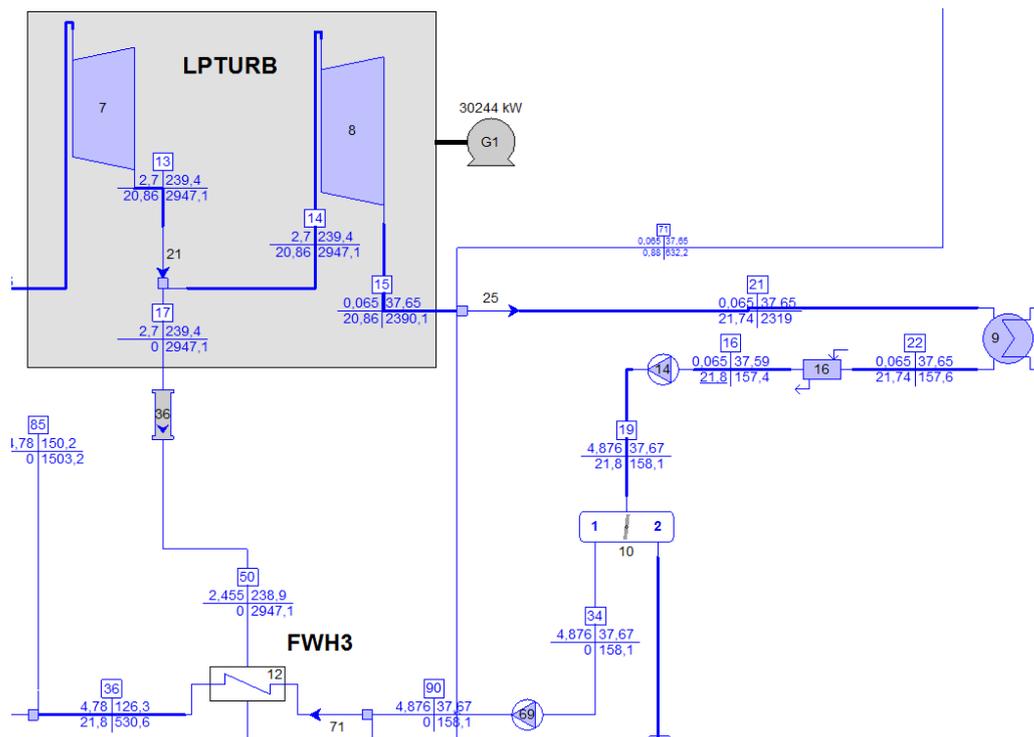


Fig. 5 - Dettaglio turbine

È stato inoltre rappresentato nel dettaglio il “Seeds mill and degumming plant” per l’essiccamento del cippato a cui, come visto anche precedentemente, arriva parte del vapore in uscita dalla turbina di alta pressione (5, Fig. 3). Uno splitter (39, Fig. 6) separa il vapore in due flussi, che andranno ad attraversare due condotti, ciascuno dei quali presenta una valvola di non ritorno (44, 53 Fig. 6) a monte di un attemperatore (56, 60 Fig. 6). I due attemperatori hanno la funzione di controllare la temperatura all’uscita: in particolare, all’uscita dall’attemperatore (56) si ha vapore surriscaldato ad una temperatura fissata di 190°C, mentre all’uscita dall’attemperatore (60) troviamo vapore sotto raffreddato ad una temperatura fissata di 143°C. Queste due portate di vapore vanno poi a miscelarsi all’interno di un miscelatore (54, Fig. 6), dove si ottiene vapore ad una temperatura di 158,8°C e con un titolo $x = 0,875$. Il processo di essiccamento del cippato va a sottrarre calore al vapore, sottrazione che viene rappresentata attraverso il componente (38, Fig. 6), che per l’appunto sottrae calore al vapore al suo ingresso. La portata di vapore che ne risulta viene infine inviata, tramite un condotto con valvola di non

ritorno (55, Fig. 6), al miscelatore (25, Fig. 6), dove si miscela col vapore in uscita dalla turbina di bassa pressione (8, Fig.6).

Per quanto riguarda i motori a combustione interna alimentati ad olio vegetale (Fig. 7), dato che lo specifico modello non era presente all'interno della libreria del software, si è scelto di rappresentarli semplicemente come una sorgente di gas caldo (37, Fig. 7) con le stesse caratteristiche dei motori originali in termini di potenza termica scaricata, gas che vengono poi inviati ai due scambiatori (30) e (11, Fig. 7), percorsi in controcorrente dall'acqua da rigenerare, ed infine scaricati. Tramite un ulteriore scambiatore (28, Fig. 7) si è poi rappresentato il sistema grazie al quale l'acqua di raffreddamento dei motori scarica il calore asportato dagli stessi all'acqua proveniente dal condensatore, raffreddandosi. Il resto dell'impianto è sostanzialmente identico a quanto visto nella rappresentazione semplificata.

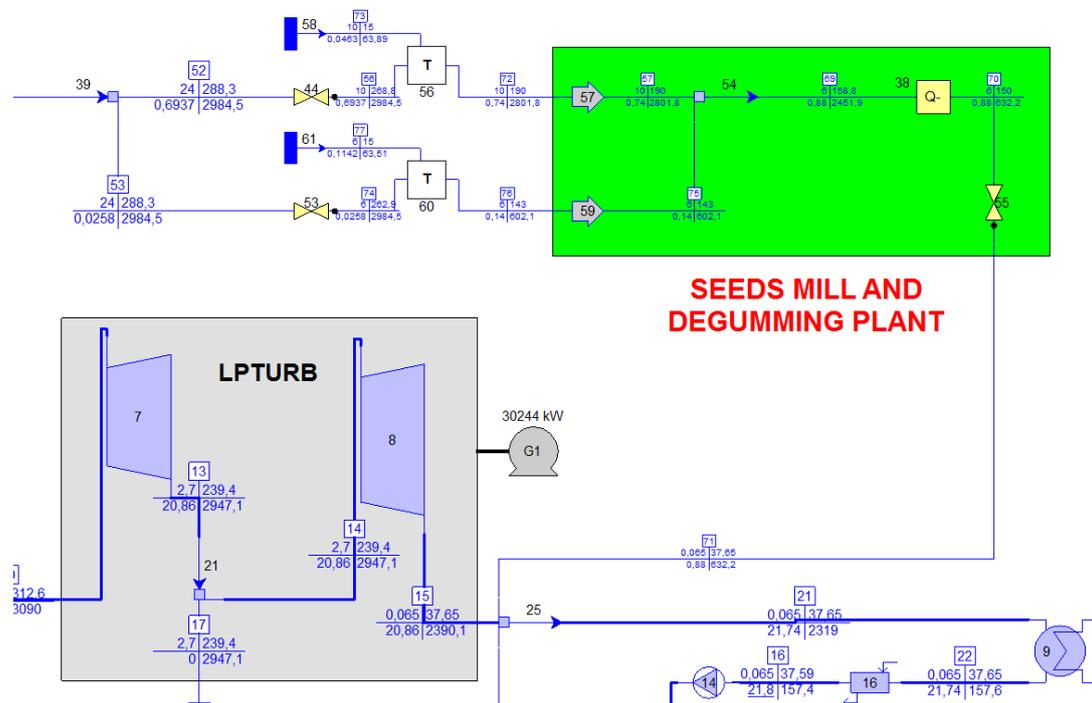


Fig. 6- Seeds mill and degumming plant



Fig. 7 - Dettaglio motori a combustione interna

Si vanno ora a vedere tramite un'opportuna tabella i valori di pressione, temperatura, entalpia e portata di fluido che si hanno in diversi punti fondamentali dell'impianto, prendendo come riferimento la Fig. 3.

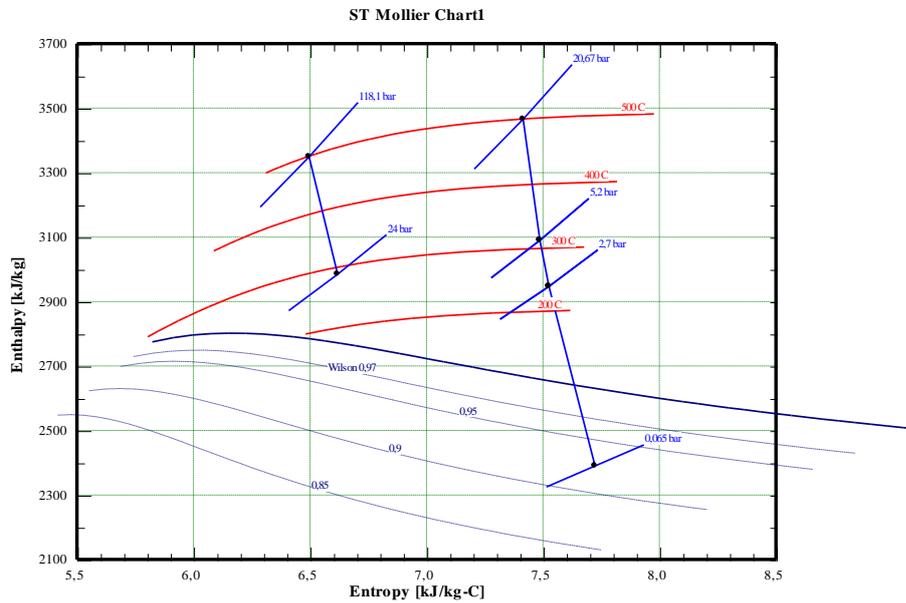
CORRENTE n°	PRESSIONE (bar)	TEMPERATURA (°C)	PORTATA (kg/s)	ENTALPIA (kJ/kg)
3	122,850	326	22,62	1514,60
8	122,850	326	22,39	2682,89
97	120,440	500	22,39	3348,86
37	118,080	499	22,39	3348,86
9	24,000	288	22,39	2984,50
49	21,820	282	21,76	2976,12
60	21,390	500	21,76	3465,52
38	20,670	500	21,76	3465,52
11	5,200	313	21,76	3090,11
10	5,200	313	20,86	3090,11
13	2,700	239	20,86	2947,10
14	2,700	239	20,86	2947,10
15	0,065	38	20,86	2390,15
21	0,065	38	21,74	2318,98
22	0,065	38	21,74	157,63
54	14,774	38	21,80	159,71
33	14,484	88	21,80	370,38
91	14,200	126	21,80	530,63
32	141,880	154	22,71	656,54
48	139,100	210	22,71	902,12
40	23,300	287	0,00	2984,50

CORRENTE n°	PRESSIONE (bar)	TEMPERATURA (°C)	PORTATA (kg/s)	ENTALPIA (kJ/kg)
27	4,777	312	0,91	3090,11
50	2,455	239	0,00	2947,10
34	4,876	38	0,00	158,12
59	4,876	126	21,80	530,63
36	4,780	126	0,00	530,63
25	4,780	126	21,80	530,63
26	4,780	150	22,71	632,79
93	135,830	210	22,71	902,12
46	133,170	210	22,71	902,12
55	133,170	194	22,62	830,85
87	130,560	265	22,62	1157,61
88	128,000	328	22,62	1514,60
62	138,550	210	11,70	903,11
47	135,830	103	11,70	441,74
64	133,170	179	11,70	764,27
78	122,850	326	0,00	1503,23
84	120,440	325	0,00	1503,23
31	24,000	288	0,72	2984,50
71	0,065	38	0,88	632,19

Tabella 1 – Valori di pressione, temperatura, portata ed entalpia in vari punti dell’impianto

Si consideri che come temperatura di riferimento dell’aria ambiente per la simulazione in design è stata presa una temperatura di 25 °C, in quanto questa risulta essere la temperatura media annuale del luogo in cui andrà ad essere installato l’impianto (Macchiareddu, CA, IT).

Si riporta in seguito il diagramma h-s complessivo per le diverse turbine dell’impianto, ricavato da Thermoflex:



THERMOLLEX Version 22.0 Revision 1 Francesco Università di Bologna
10577 File = C:\MILANO\UNIBO\CONTRAT\TRICERCA\PowerCrop\Simulazioni\powercrop_30.tfx 11-04-2013 13:18:59

Fig. 8 - Diagramma h-s complessivo per le diverse turbine

Si hanno infine i seguenti valori delle potenze e dei rendimenti elettrici del generatore (1, Fig. 3) e dei motori a combustione interna [5]:

	P ingresso (kW)	Pel lorda (kW)	Pel netta (kW)	η netto	η lordo
GENERATORE	72996	30244	28518	97,81 %	42,25%
MOTORI (MCI)	24286	/	23400	46,8 %	60% (*)

Tabella 2 – Potenze e rendimenti del generatore di vapore e dei motori a combustione interna

(* **Nota** – è stato inserito il valore del rendimento termodinamico dei motori a combustione interna.)

CAPITOLO 3 – STUDIO DEI MOTORI AL VARIARE DEL CARICO

Si è detto che i motori in uso sono due motori Wärtsilä 12V46 alimentati ad olio vegetale, aventi ciascuno una potenza a pieno carico di 11.700kW ed una velocità di rotazione di 500rpm [1]. Si va ora ad analizzare il comportamento di questi motori al variare della percentuale di carico.

Si riportano nella seguente tabella i valori di diverse grandezze al variare del carico presi dal catalogo del costruttore [1].

CARICO %	PORTATA DEI FUMI ALLO SCARICO \dot{m}_f (kg/s)	TEMPERATURA DEI FUMI ALLO SCARICO T_u (°C)	Potenza motore P (kW)	Consumo combustibile c (g/kWh)
50	10,4	395	5850	175
75	15,4	340	8775	170
85	18,2	320	9945	170
100	21,2	380	11700	175

Tabella 3 – Valori di diverse grandezze dei motori al variare del carico, presi dal catalogo del costruttore

Innanzitutto si va a vedere come varia la portata dei fumi allo scarico del motore \dot{m}_f . Andando a rappresentare con un grafico l'andamento della portata di fumi allo scarico al variare del carico si ha:

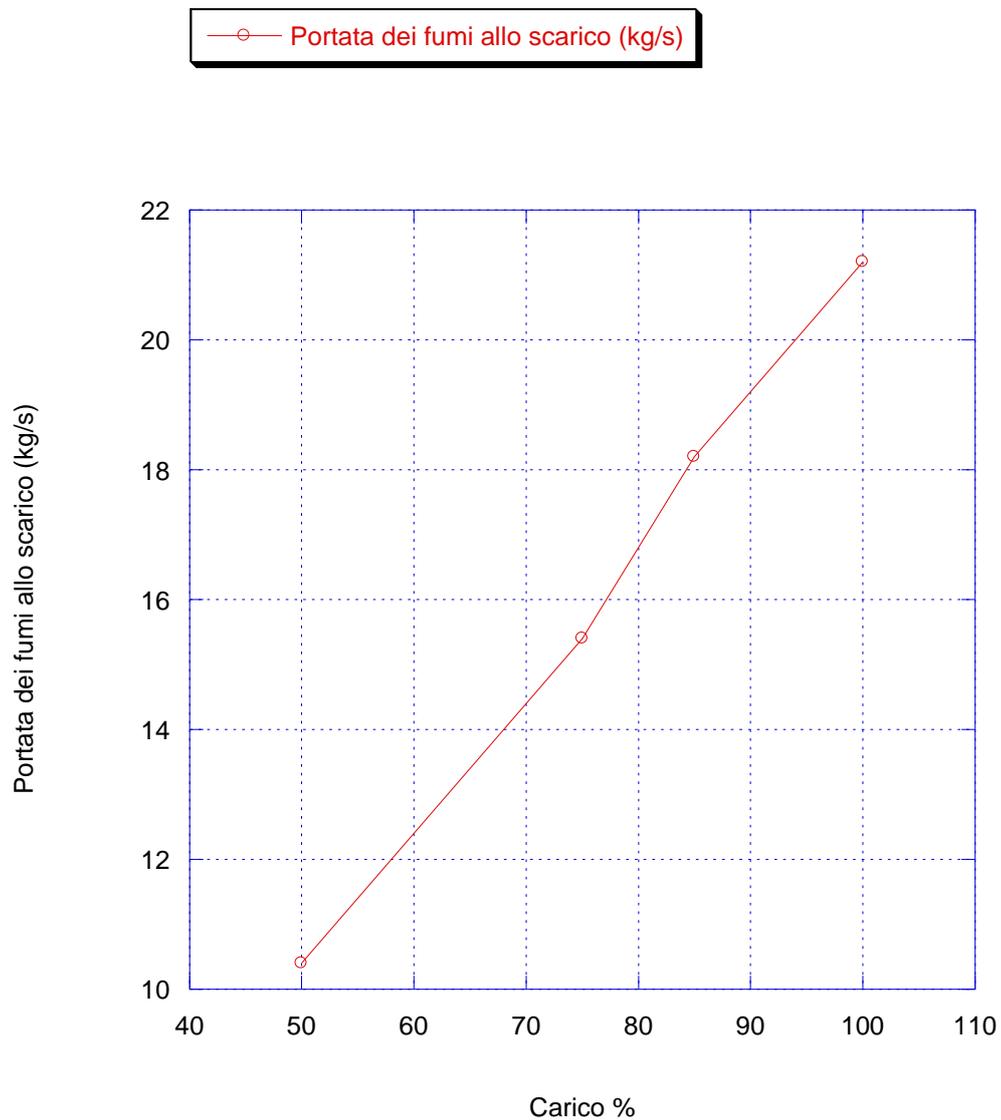


Fig. 9 - Portata dei fumi allo scarico al variare del carico

Si prende ora in esame il comportamento delle temperature dei fumi allo scarico al variare del carico del motore. L'andamento della temperatura è il seguente:

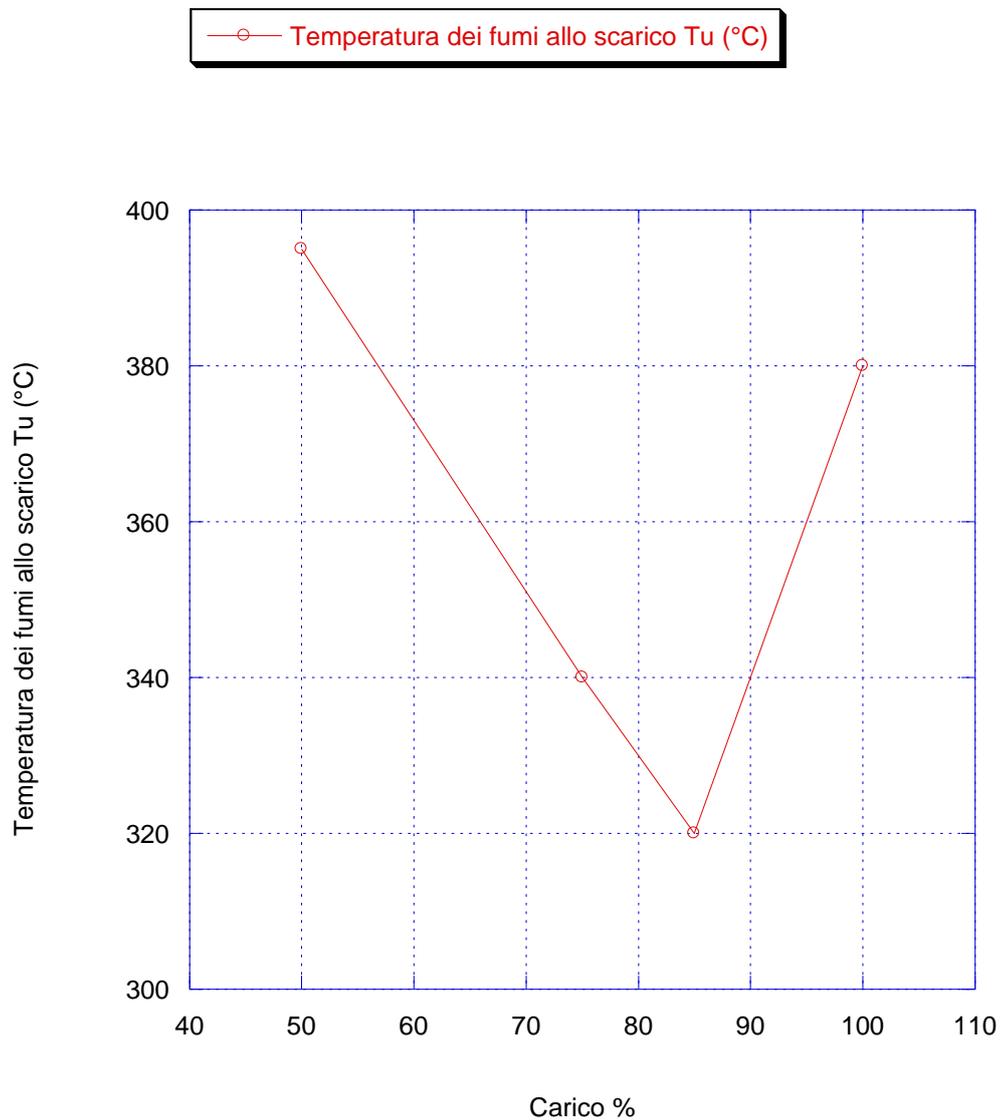


Fig. 10 - Temperatura dei fumi allo scarico al variare del carico

Si vuole ora esaminare come varia la potenza termica scaricata dal motore al variare del carico. È possibile calcolare la potenza termica scaricata mediante le seguenti espressioni:

$$Q_{th} = \dot{m}_f \bar{c}_p (T_u - T_i) \quad (1)$$

$$Q_{th} = \dot{m}_f (h_u - h_i) \quad (2)$$

dove con \dot{m}_f si è indicata la portata dei fumi allo scarico, con \bar{c}_p il calore specifico medio a pressione costante dei gas di scarico, con T_u la temperatura di uscita dei fumi, mentre si è preso $T_i = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ come temperatura di ingresso. Non conoscendo però il valore di \bar{c}_p per l'olio vegetale, non potendo così utilizzare la (1) per il calcolo di Q_{th} , si è fatto ricorso alla (2). Per conoscere i valori dell'entalpia h_u e h_i in corrispondenza delle temperature T_u e T_i si è pensato di simulare con Thermoflex il funzionamento di un motore avente come combustibile l'olio vegetale (Fig. 11).

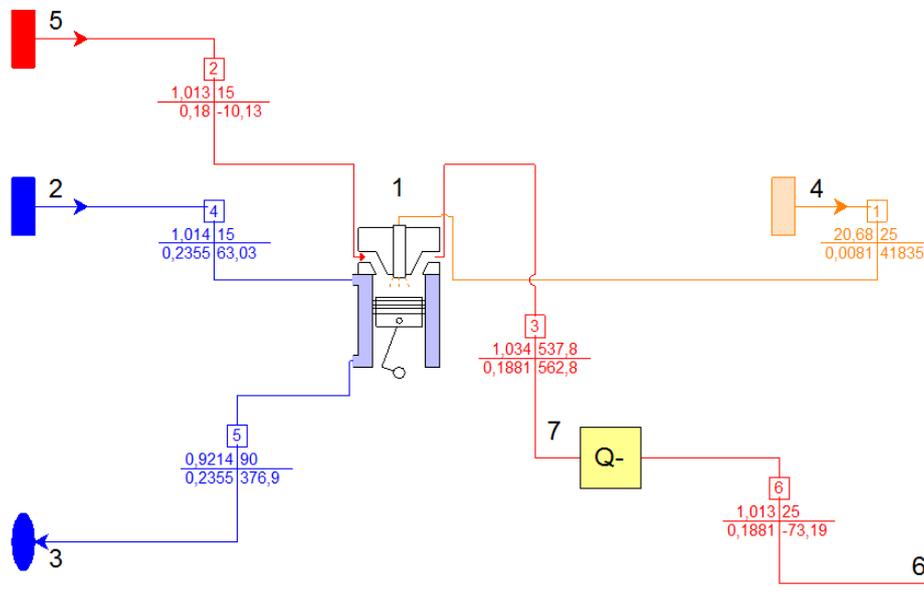


Fig. 11 - Simulazione motore ad olio vegetale

Si è quindi inserita la composizione chimica dell'olio vegetale nei parametri del combustibile del motore, prendendo la seguente composizione chimica da [2]:

- Carbonio : 73 – 78 %
- Idrogeno : 11 – 12 %
- Ossigeno : 10 – 15 %

In particolare, si è scelto di prendere la seguente composizione chimica:

Carbonio : 76 %

Idrogeno : 11 %

Ossigeno : 13 %

Si è poi inserito il componente 7, chiamato “Heat adder”, grazie al quale si è potuta definire manualmente la temperatura di uscita desiderata per i fumi. Si sono dunque avviate delle simulazioni, andando ad immettere ogni volta come valori della temperatura di uscita dei fumi quelli del nostro caso specifico e leggendo il corrispondente valore di entalpia ottenuta allo scarico. I valori ottenuti sono i seguenti:

CARICO %	TEMPERATURA DEI FUMI ALLO SCARICO T_u (°C)	ENTALPIA ALLO SCARICO h_u (kJ/kg)
50	395	399
75	340	337,5
85	320	315,4
100	380	382,2

Tabella 4 – Temperatura dei fumi ed entalpia allo scarico al variare del carico

Considerando poi che, per la $T_i = 25\text{ °C}$, tramite la simulazione si è ottenuto un valore di $h_i = -73,19\text{ kJ/kg}$, si sono calcolati i valori della potenza termica scaricata tramite la (2), ottenendo i seguenti risultati al variare del carico:

CARICO %	POTENZA TERMICA SCARICATA Q_{th} (kW)
50	4910,78
75	6324,63
85	7072,34
100	9654,27

Tabella 5 – Potenza termica scaricata al variare del carico

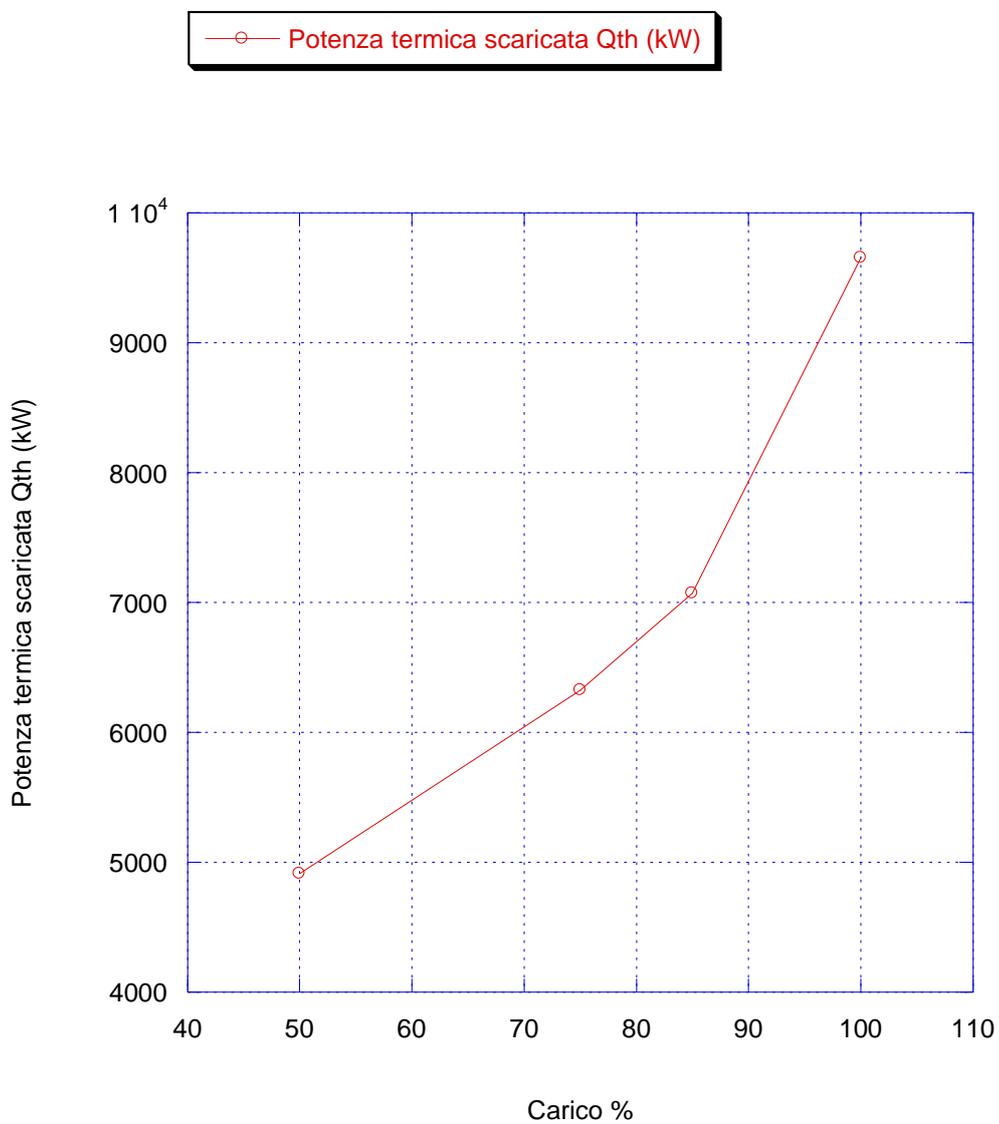


Fig. 12 - Potenza termica scaricata al variare del carico

Si vuole ora sapere come varia il rendimento termodinamico η_{th} del motore al variare del carico. È possibile calcolare il rendimento termodinamico in questo modo:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{th}}{Q_i} \quad (3)$$

dove Q_i è la potenza introdotta nel motore con il combustibile. In particolare, si ha che:

$$Q_i = \dot{m}_{fuel} \cdot LHV \quad (4)$$

dove \dot{m}_{fuel} è la portata di combustibile in ingresso al motore mentre LHV è il suo potere calorifico inferiore. Per quanto riguarda la portata di combustibile in ingresso, dal catalogo del costruttore [1] non vengono forniti direttamente i valori in kg/s, ma esso indica i valori del consumo di combustibile in g/kWh al variare del carico. Per ottenere la portata di combustibile in kg/s a partire da questo dato si effettua la seguente operazione:

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{(P \cdot c)}{(3600 \cdot 1000)} \quad (5)$$

dove P è la potenza del motore e c il consumo di carburante in g/kWh. Sapendo che al 100% del carico il motore ha una potenza di 11.700 kW, si possono ricavare di conseguenza le potenze per le altre percentuali di carico. I valori della potenza e del consumo di combustibile al variare del carico sono indicati in (Tabella 1). Tramite la (5) si ricavano dunque i valori della portata di combustibile al variare del carico:

Carico	\dot{m}_{fuel} (kg/s)
50	0,28
75	0,41
85	0,47
100	0,57

Tabella 6 – Portata di combustibile in ingresso ai motori al variare del carico

Avendo poi un valore del potere calorifico inferiore del combustibile pari a $LHV = 42.700 \text{ kJ/kg}$ [3], è possibile ricavare i valori della potenza termica introdotta nel motore al variare del carico grazie alla (4):

Carico	Q_i (kW)
50	12142,81
75	17693,81
85	20052,99
100	24285,63

Tabella 7 – Potenza termica introdotta al variare del carico

Si può anche rappresentare l'andamento di tale potenza con un grafico:

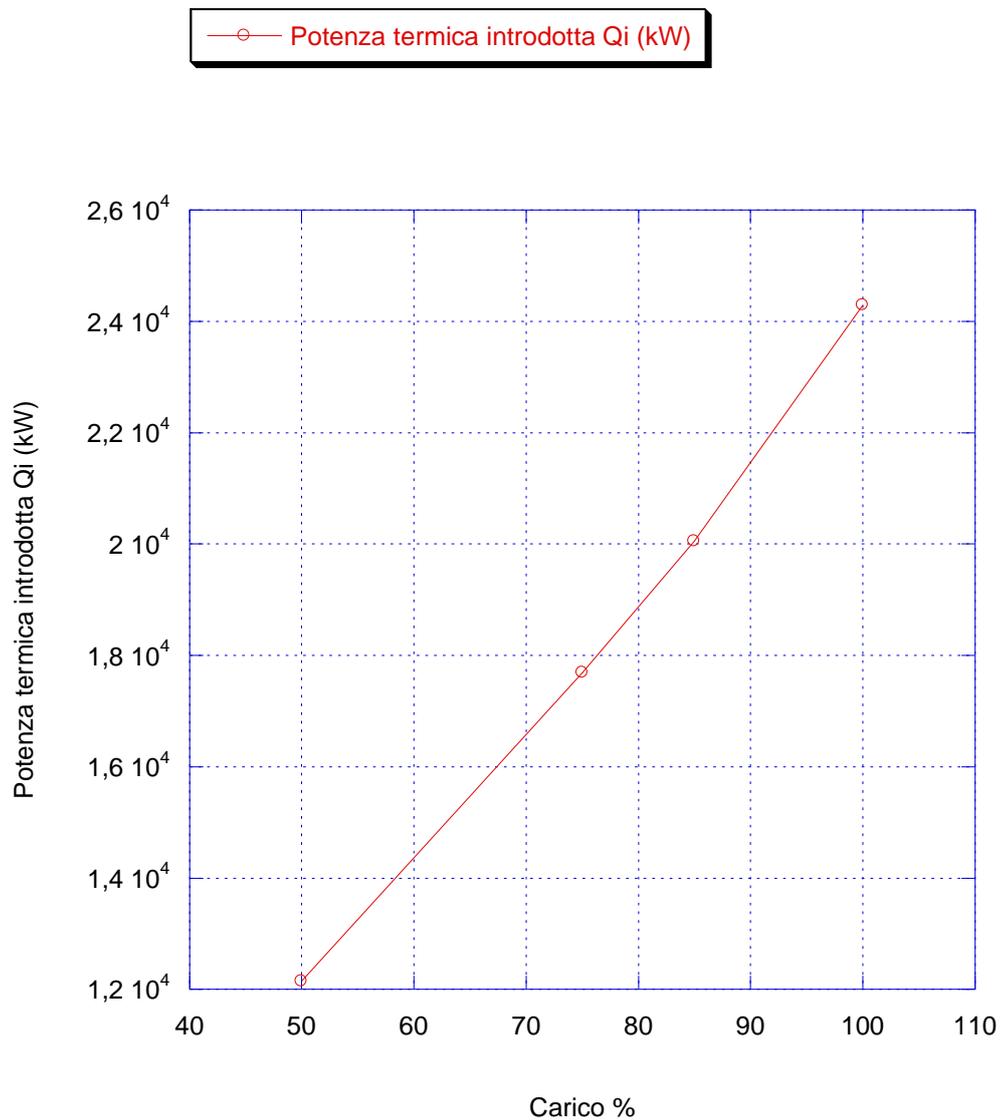


Fig. 13 - Potenza termica introdotta al variare del carico

A questo punto si procede quindi con il calcolo dei valori del rendimento termodinamico al variare del carico tramite la (3), ottenendo così i seguenti valori:

Carico	η_{th}
50	0,60
75	0,64
85	0,65
100	0,60

Tabella 8 – Rendimento termodinamico al variare del carico

aventi un andamento di questo tipo:

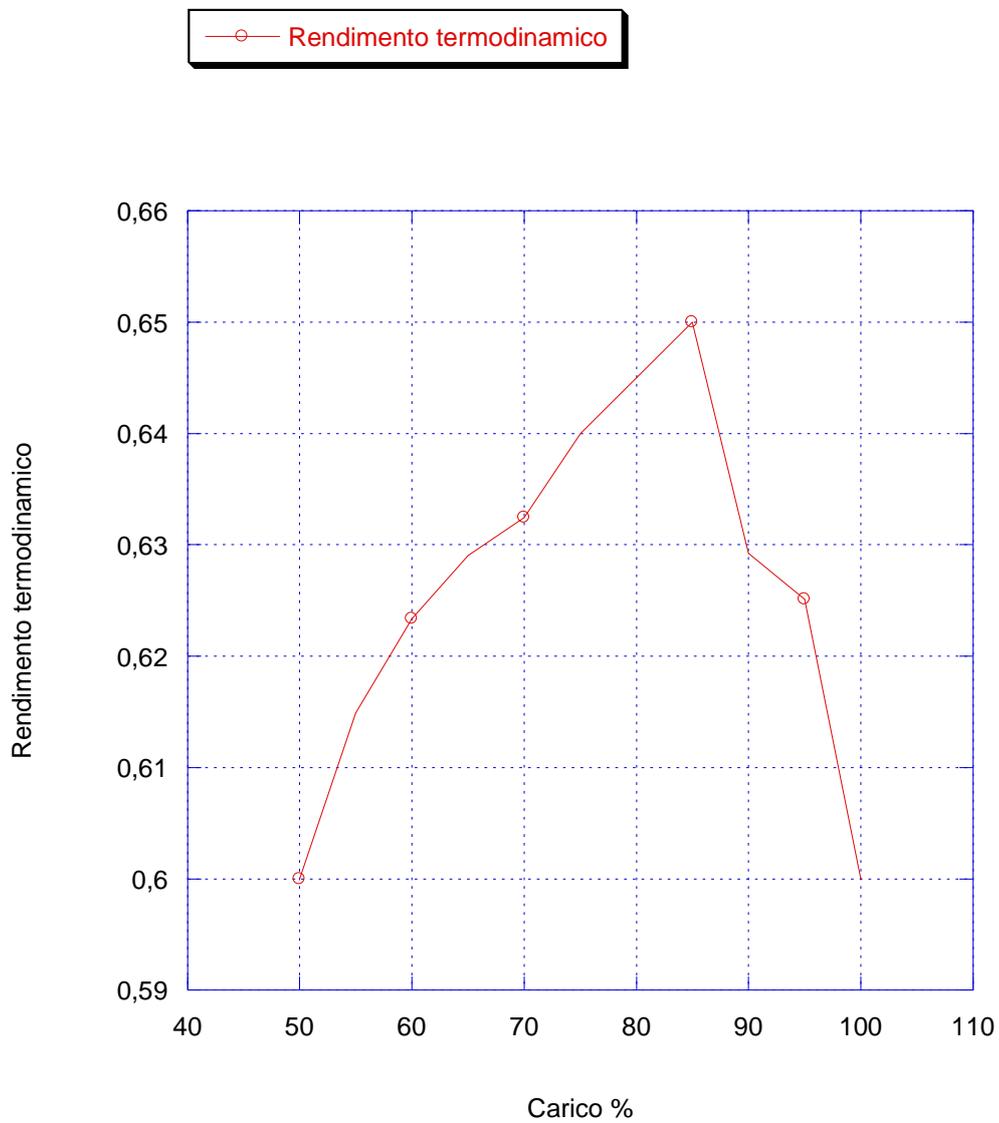


Fig. 14 - Rendimento termodinamico al variare del carico

Considerando poi un rendimento dell'alternatore $\eta_{alt} = 0,98$ ed un rendimento organico $\eta_o = 0,8$ per tener conto rispettivamente delle perdite che avvengono nella conversione dell'energia al livello dell'alternatore e degli attriti all'interno del motore, è possibile ricavare il rendimento elettrico del motore, ovvero il suo rendimento totale, dato dalla seguente espressione:

$$\eta_{el} = \eta_{th} \cdot \eta_{alt} \cdot \eta_o \quad (6)$$

ottenendo così i seguenti valori per i vari carichi:

Carico	η_{el}
50	0,47
75	0,50
85	0,51
100	0,47

Tabella 9 – Rendimento elettrico al variare del carico

Si può notare dai grafici dei rendimenti al variare del carico (Fig. 14; Fig. 15) che si ha un massimo per un valore del carico prossimo all'85%. Si può anche porre l'attenzione sul fatto che, al 100% del carico, si è ottenuto un valore del rendimento elettrico di circa il 47%, valore che trova riscontro con quello indicato dal costruttore nel manuale [5], dove viene indicato un rendimento elettrico del motore del 46,8%.

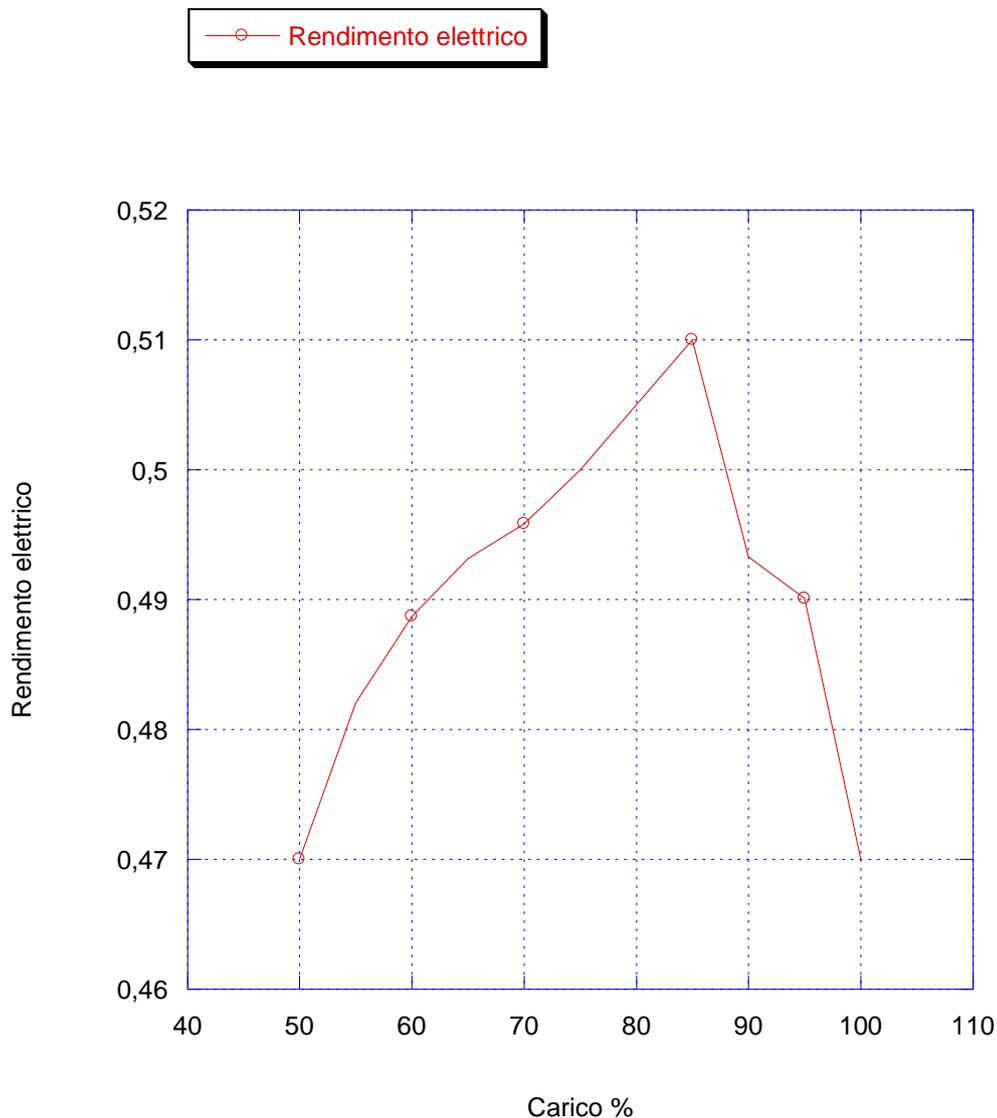


Fig. 15 - Rendimento elettrico al variare del carico

Si va ora a ricavare l'andamento della potenza termica che viene scaricata al circuito di raffreddamento del motore. Per fare ciò si è esaminato in che modo si dirama la potenza termica totale introdotta [4]: una parte di essa si trasforma in potenza elettrica ($P_{el} = Q_i \cdot \eta_{el}$), una parte viene scaricata all'esterno dai gas di scarico (Q_{th}), una parte viene dispersa per gli attriti all'interno del motore (Q_{ds}) mentre ciò che resta viene scaricato al sistema di raffreddamento del motore (Q_{rf}), (Fig. 16). Per ricavare la potenza termica scaricata al sistema di

raffreddamento si andranno pertanto a sottrarre i termini P_{el} , Q_{th} , Q_{ds} alla potenza termica introdotta Q_i . I valori di P_{el} e Q_{th} si hanno già o sono immediatamente ricavabili, mentre come valore di Q_{ds} si può prendere il 4% di Q_i [4]. In Fig. 16 si può notare anche il termine P_{nc} che rappresenta la potenza termica dispersa per gli incombusti: questo termine è già compreso all'interno del valore di Q_{th} .

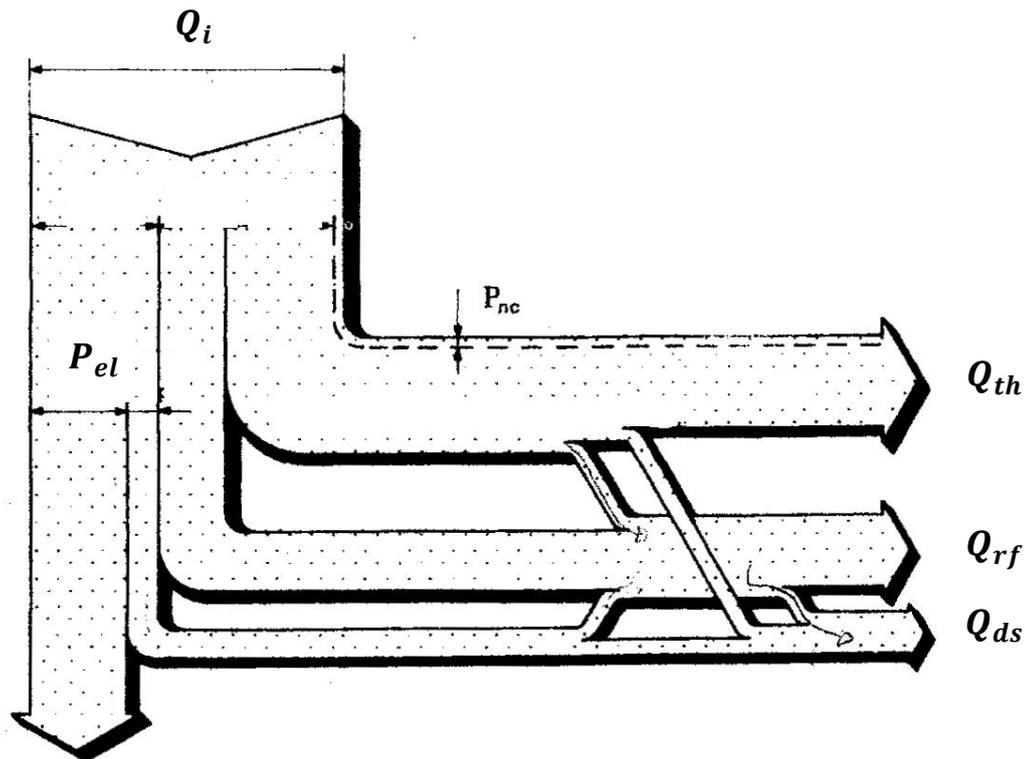


Fig. 16 - Potenze termiche che si dipartono dalla potenza termica introdotta

Come risulta dalla Fig. 16, una parte della potenza termica Q_{th} contribuisce alla Q_{rf} : questo contributo è dovuto al fatto che il fluido refrigerante può passare in prossimità dei condotti per i gas di scarico, andando ad asportare parte del calore. Inoltre anche parte di Q_{ds} contribuisce alla Q_{rf} per via del calore che se ne va negli attriti camma – pistone, mentre, dato che alcuni condotti per il fluido refrigerante saranno esposti all'ambiente esterno, parte della potenza termica Q_{rf} verrà ceduta all'esterno, contribuendo quindi alla Q_{ds} . Si

possono però trascurare questi contributi, non essendo ipoteticamente di entità considerevole.

Il valore della potenza termica al sistema di raffreddamento sarà dunque ricavabile con la seguente espressione:

$$Q_{rf} = Q_i - (P_{el} + Q_{th} + Q_{ds}) \quad (7)$$

Si ottengono così i seguenti risultati per i vari valori del carico:

Carico	Q_{rf}	Q_{rf} [%]
50	1076,41	9%
75	1747,99	10%
85	2001,70	10%
100	2188,95	9%

Tabella 10 – Potenza termica al circuito di raffreddamento al variare del carico

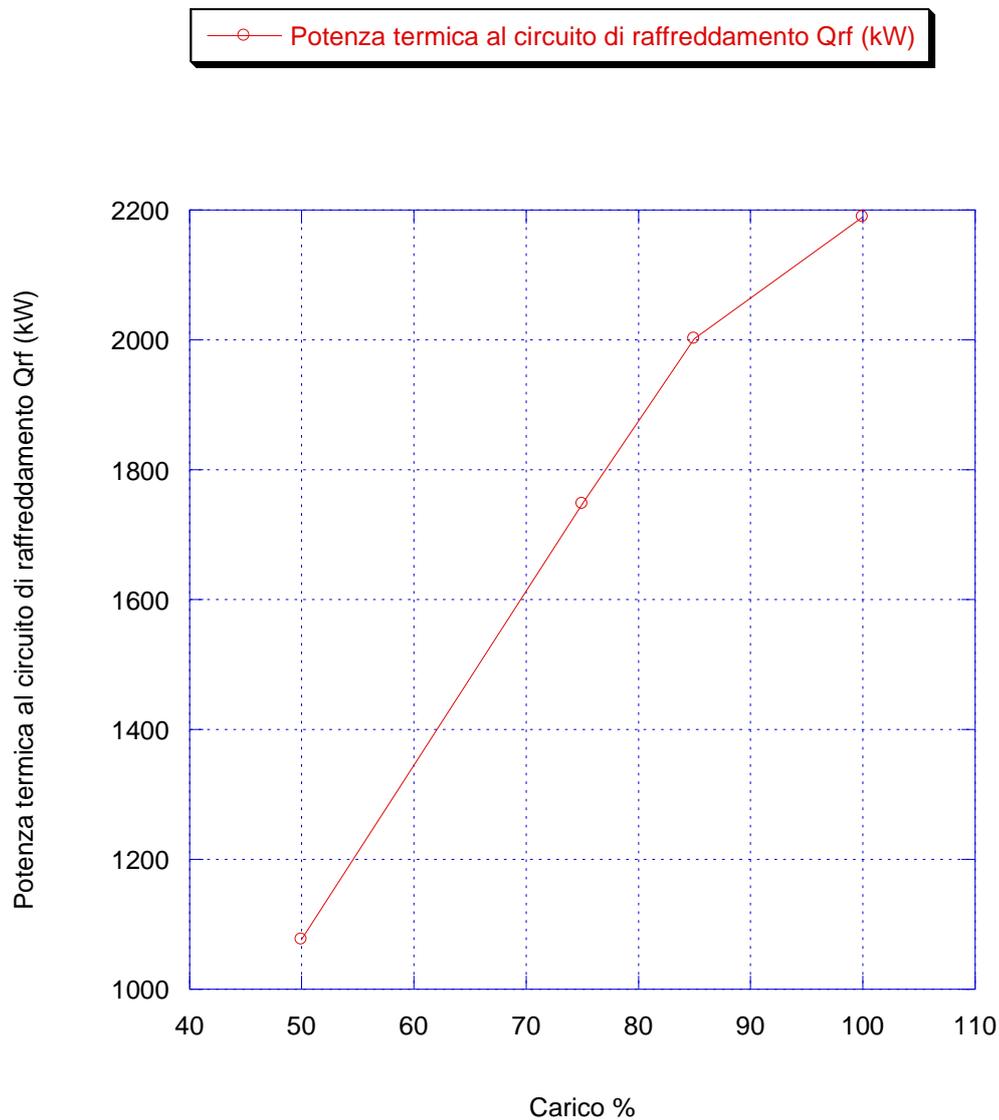


Fig. 17 - Potenza termica al circuito di raffreddamento al variare del carico

Si prova ora a calcolare la potenza termica scaricata al circuito di raffreddamento nel modello in Thermoflex per poter fare un raffronto con il valore di tale potenza appena ricavato. Si può vedere che, al livello del circuito di raffreddamento (28, Fig. 7), l'acqua di raffreddamento passa da un valore di entalpia $h_i = 160,7 \text{ kJ/kg}$ ad

un valore $h_u = 369,8 \text{ kJ/kg}$, per un valore della portata d'acqua pari a $\dot{m}_{H_2O} = 21,94 \text{ kg/s}$.

La potenza termica scaricata al sistema di raffreddamento sarà pertanto pari a:

$$\begin{aligned} Q_{scaricata} &= \dot{m}_{H_2O} \cdot (h_u - h_i) = \\ &= 21,94 \cdot (369,8 - 160,7) = \\ &= 4.587,7 \text{ kW} \end{aligned} \quad (8)$$

Questa è la potenza termica scaricata al raffreddamento da entrambi i motori; per un solo motore tale potenza sarà pari a:

$$Q_{scaricata_{1}} = \frac{Q_{scaricata}}{2} = 2.293,8 \text{ kW} \quad (9)$$

Si può dunque vedere che la potenza termica scaricata al sistema di raffreddamento da un singolo motore nel modello dell'impianto in Thermoflex è circa uguale a quella calcolata sopra come differenza di potenze, al 100% del carico:

$$Q_{scaricata_{1}} = 2.293,8 \text{ kW} \cong 2.188,95 \text{ kW} = Q_{rf}$$

con un errore percentuale $E\% = 2,34\%$. Si può pertanto ritenere accettabile il calcolo della potenza termica scaricata al sistema di raffreddamento al variare del carico sopra effettuato.

Considerando poi che in [1] sono prese come temperature di ingresso e uscita dal cilindro del sistema di raffreddamento rispettivamente $T_i = 82 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_u = 74 \text{ }^\circ\text{C}$, è possibile ricavare la portata d'acqua che la pompa deve assicurare in questo modo:

$$\dot{m}_p = \frac{Q_{scaricata_{1}}}{c_{pH_2O} \cdot (T_i - T_u)} = \frac{2.293,8}{4,187 \cdot (82 - 74)} = 68,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (10)$$

Sempre in [1] viene indicato un valore della portata della pompa pari a:

$$\dot{m}_p = 270 \frac{m^3}{h} = \frac{270.000 \text{ kg}}{3.600 \text{ s}} = 75 \frac{kg}{s}$$

La pompa risulta pertanto essere leggermente sovradimensionata.

CONCLUSIONI

Ciò che si intendeva fare con questa tesi era analizzare le prestazioni dell'impianto cogenerativo a biomassa tramite il software Thermoflex, soffermandosi in particolare sullo studio del comportamento dei due motori a combustione interna alimentati ad olio vegetale in condizioni di off – design, determinando in che modo variano alcuni parametri fondamentali al variare del carico. Si è quindi trovata la portata dei fumi allo scarico e si è visto come questa aumenti in maniera pressoché lineare all'aumentare del carico, mentre la temperatura dei fumi allo scarico diminuisce linearmente fino ad un valore del carico di circa l'85%, dove è minima, per poi tornare ad aumentare. Si è poi determinata la potenza termica introdotta tramite il combustibile, che aumenta all'aumentare del carico in modo quasi lineare, e la potenza termica scaricata all'esterno dai fumi, che aumenta anch'essa, ma in maniera non lineare. Tracciando poi i diagrammi degli andamenti dei rendimenti termodinamico ed elettrico si è visto che questi aumentano fino ad un valore del carico di circa l'85%, dove raggiungono il loro valore massimo, per poi tornare a diminuire. I valori dei rendimenti sono pertanto minimi al 50% e al 100% del carico. Si è infine osservato che la potenza termica scaricata al circuito di raffreddamento aumenta all'aumentare del carico, ma non in modo perfettamente lineare.

Si può quindi concludere che il funzionamento in off – design dei due motori all'interno dell'impianto è stato ricavato, pertanto gli obiettivi che si volevano raggiungere con questa trattazione sono stati tutti raggiunti.

BIBLIOGRAFIA

- [1] “Project Guide Wärtsilä 46 – 3/2007”;
- [2] “Scheda di sicurezza del prodotto olio vegetale della ECOIL s.r.l.”;
- [3] “Sito web Wärtsilä: <http://www.wartsila.com/en/engines/medium-speed-engines/wartsila46>”;
- [4] “Ferrari G., “Motori a combustione interna”, Ed. Il Capitello”
- [5] “Wärtsilä Technology Review”