Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Pier Luigi Tenci

"Energia e Ambiente"

Sin dal 1979 lavoro nella ricerca e nella sperimentazione di sistemi e dispositivi per la riduzione dei consumi energetici e delle emissioni atmosferiche industriali e civili.

Volume 1°

1- **C.R.F.** Centro Ricerche Fiat: 1^ Mostra del recupero energie disperse E.A. fiera Internazionale di Milano 14-23 Aprile 1979: "Atti Del Convegno Sala Cicogna 18-19 Aprile"

2- **ESPACENET**: elenco dei miei brevetti industriali pubblicati sino ad oggi.

3- **ENEA**: "Lo scambiatore a letto fluido"

4- **ENEA**: "Il recupero di calore dai gas di scarico dei motori Diesel mediante post combustione catalitica."

5- **ENEA**: "Dispositivo per la riduzione dell'inquinamento atmosferico da gas di scarico di motori DIESEL"

6- **ENEA**: "Prove di lunga durata di un recuperatore di calore a letto fluido in una industria tessile Biellese"

7- **ENEA**: "Produzione di vapore mediante recupero di calore da gas di scarico di motori DIESEL"

Pier Luigi Tenci

Torino 30 Aprile 2014

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

1ª MOSTRA DEL RECUPERO ENERGIE DISPERSE
E.A. FIERA INTERNAZIONALE - MILANO 14-23 aprile 1979

ATTI DEL CONVEGNO

SALA CICOGNA 18-19 APRILE

R=D Recupero Energie Disperse - Comitato organizzatore

Enti promotori COLLEGIO INGEGNERI DI MILANO
ASSOCIAZIONE ITALIANA INGEGNERIA CHIMICA

CON IL PATROCINIO DELLA REGIONE LOMBARDIA

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Dr. Albera
P.I. Tenci
FIAT AIFO

Dati preliminari per analisi sistema utilizzante gruppo Total energy con motore Aifo 828 SM

PRIMA SOLUZIONE PROPOSTA

DESCRIZIONE DEL SISTEMA

Questo sistema di utenze è localizzato nel Comune di Cambiano. Alcune utenze sono solarizzate (cfr. tabelle seguenti).

Il sistema in esame è composto dalle seguenti utenze di energia:

- SCUOLA MEDIA SOLARE ..... 7.500 m^3
- SCUOLA ELEMENTARE ..... 10.000 m^3
- PALESTRA SOLARE ..... 5.150 m^3
- PICCOLA FABBRICA DI STAMPAGGIO MATERIE PLASTICHE
- ILLUMINAZIONE PUBBLICA ED AREE PRIVATE
- COMPLESSO SPORTIVO (Piscina, campo da tennis, servizi sanitari annessi)

(per gli assorbimenti di energia cfr. tabelle allegate 1-8)

DESCRIZIONE DEL GRUPPO TOTAL ENERGY

Il gruppo è costituito da un motore AIFO 828 con scambiatori per il recupero del calore a temperatura $\leq$ 100°C e generatore elettrico trifase da 380 V 50 Hz.

Potenza elettrica disponibile $\sim$ 200 kW

Potenza termica disponibile 270.000 kcal/h

IPOTESI DI LAVORO

Assorbimento completo del sistema, della potenza elettrica prodotta dal gruppo AIFO.

MODALITA' DI IMPIEGO

Con il vincolo precedentemente annunciato, e date le caratteristiche del sistema, si può ipotizzare il funzionamento diurno e notturno a piena potenza per buona parte dell'anno (cfr. tab. 9 e fig. 1).

Infatti nel periodo invernale il gruppo funziona a piena potenza: la potenza elettrica viene assorbita durante il giorno dalla fabbrica e dalle utenze scolastico-sportive, durante le notte dall'illuminazione pubblica e da quella delle aree private. La potenza termica è sempre assorbita dalle utenze scolastico-sportive con integrazione dell'energia solare e del riscaldamento convenzionale.

Nel periodo maggio-settembre il gruppo funziona al 74% della potenza massima e solo per 12 ore al giorno in cui eroga potenza elettrica alla fabbrica.

La potenza termica è assorbita dalle utenze sportive (riscaldamento piscina ed acqua sanitaria per palestra e campi da tennis).

Per semplicità di calcolo e visti i fini puramente esemplificativi dell'analisi eseguita la potenza termica disponibile in tale periodo è stata considerata eguale a quella disponibile durante il funzionamento a piena potenza.

MODALITA' DI CONTEGGIO DEI COSTI

1.- Consumo orario di combustibile del gruppo AIFO:
C = 0,170x1,36x200 = 46,24 kg/h che al costo di L. 170/kg dà 7860 L/h

2.- Consumo orario di olio lubrificante:
C = $5x10^{-4}$x1,36x200 = 0,136 kg/h che al costo di L. 1.500/kg dà 204 L/h

3.- Costo orario di manutenzione stimato in 200 L/h

4.- Costo degli impianti di trasporto del calore calcolato in base al costo/ /metro lineare di 200.000 L, incluse le apparecchiature di gestione dell'energia termica. Rendimento della rete da telecalore = 0,9

5.- Costo del combustibile consumato in caldaia 170 L/kg (pot. calorifico = = 10.000 kcal/kg)

6.- Costo dell'energia elettrica:
- illuminazione pubblica = 33 L/kWh
- forza motrice = 51 L/kWh
- illuminazione scuole e complesso sportivo = $\sim$ 90 L/kWh

Tariffa media ponderata stimabile in 44,74 L/kWh

7.- Rendimento delle caldaie convenzionali assunto pari a $\sim$0,8 per avere una stima prudenziale dei benefici ottenibili con il gruppo AIFO.

DATI GESTIONALI

Tenendo conto delle modalità di conteggio dei costi e dei dati sintetici riportati in tab. 10, risulta:

- Risparmio di gestione con sistema AIFO 828 = $\sim$ 20 ML/anno
- Maggior investimento rispetto al sistema convenzionale = 80-85 ML
- Tempo di pay-back = $\sim$ 4 anni.

Non si è tenuto conto nè dell'effetto dilatatore dell'inflazione sui risparmi gestionali, nè dell'interesse sul capitale, considerati uguali.

In realtà, poichè i tassi d'inflazione e di aumento di prezzo dei combustibili e dell'energia elettrica superano di qualche punto annuo il tasso d'interesse bancario, si può ritenere tale stima del tutto prudenziale.

SECONDA SOLUZIONE PROPOSTA

Escludendo dal sistema di utenza il complesso sportivo e l'illuminazione pubblica, l'AIFO 828 può essere utilizzato esclusivamente di giorno per alimentare la fabbrica ed il complesso scolastico (i cui assorbimenti sono riportati in tab. 11).

Sulla base dei dati delle tabelle 11-12 e della fig. 2, si vede che le ore/anno di funzionamento si riducono a $\sim$1200 (a piena potenza). In queste condizioni il risparmio annuo di gestione è stimabile in $\sim$ 6,7 ML a fronte di un maggior investimento di $\sim$ 50 ML (l'investimento si riduce a causa della minor incidenza dei costi del trasporto del calore, cfr. tab. 13).

Il tempo di pay-back è quindi stimabile in $\sim$ 7,5 anni.

VALUTAZIONI CONCLUSIVE E CONFRONTO FRA LE DUE ALTERNATIVE

1) Lo studio mette in evidenza la grande incidenza della rete di trasporto di calore sui costi globali di investimento: il costo del gruppo total energy installato equivale al costo di qualche centinaio di metri della tubazione per il trasporto del calore (tab. 10 e 13).
Il dimensionamento del gruppo sul fabbisogno elettrico comporta quindi la necessità di assorbire il calore in punti di utenza termica molto vicini: sulla base dei tempi in pay-back il sistema ipotizzato può essere considerato il caso limite economicamente accettabile. Inoltre il dimensionamento sul fabbisogno elettrico implica una certa rigidità nell'uso del calore; pertanto il calore stesso recuperato dal gruppo total energy può essere utilizzato solo per coprire il fabbisogno termico di base del sistema.
Nella valutazione di entrambe le alternative non si è considerato l'onere di attrezzamento della rete elettrica necessario in particolare se si vuole integrare il gruppo con la rete ENEL con soluzioni sofisticate tali da permettere elevata flessibilità gestionale.
D'altra parte occorre considerare che la rete è un bene collettivo che non può essere addebitato totalmente alle singole utenze e che, inoltre, un gruppo total energy da 200 kWh equivale ad un investimento in centrale termica pari ad 80 ML circa (con la differenza che il costo del kWh installato in centrale è $\sim$ 400.000 L mentre il costo del kw installato dell'AIFO 828 è inferiore a 200.000 L).

2) Nella valutazione delle due alternative esaminate occorre ancora considerare che il tempo di vita di un motore diesel inserito nel gruppo proposto può essere stimato in 20.000 h circa.
Nella prima alternativa si avrebbe quindi una durata fisica del motore pari a 5 anni contro una durata fisica del motore pari a 16,5 anni nella seconda alternativa.
Tuttavia, come diagrammato in fig. 3, i risparmi proiettati nell'arco di 20 anni sono maggiori nella prima ipotesi pur tenendo conto delle sostituzioni più frequenti del motore.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

SISTEMA UTILIZZANTE UN GRUPPO TOTAL ENERGY
CON MOTORE AIFO 828 SM

UTENZE DI ENERGIA	POTENZA RICHIESTA	
	TERMICA (MEDIA) Kcal/h	ELETTRICA (DI BASE) KW
SCUOLA MEDIA	100 ÷ 150'000	40 ÷ 50
SCUOLA ELEMENTARE	200 ÷ 300'000	
PALESTRA	40 ÷ 50'000	
COMPL. SPORTIVO 2 PALLONI DA 5000 m. UNA PISCINA DA 450 m^3	500 ÷ 550'000	15 ÷ 20
ILLUMINAZIONE PUB. ED AREE PRIVATE		200
FABBRICA		130 ÷ 150

CARATTERISTICHE TERMICHE DELLE UTENZE DI ENERGIA — TAB. 2

UTENZA TERMICA / MESE	SCUOLA MEDIA (SOLARE)			OSSERVAZIONI
	FATTORE DI MOLTIPLIC. DELLA POT. ASSORBITA MEDIA STAGIONALE	POT. ASSORBITA MEDIA MENS. Kcal./h	TOT. ENERGIA ASSORBITA AL MESE Kcal x 10^6	
GENNAIO	1,58	201450 - 22159* = 179290	43	POT. SPEC. ASSORBITA (MEDIA NELLA STAGIONE) Kcal/hm^3: 17
FEBBRAIO	1,2	153000 - 24480* = 128520	30,8	POT. ASSORBITA (MEDIA NELLA STAGIONE) Kcal/h: 127'500
MARZO	1	127500 - 51000* = 76500	18,4	ORE DI ASSORBIMENTO DELLA POT. TERM. (MEDIA NELLA STAGIONE) ORE/GIORNO: 12
APRILE	0,31	39525 - 62844* = 23319	- 5,6	GIORNI DI UTILIZZO POT. TERMICA gg/ANNO: 140
MAGGIO	-			QUESTO STABILE È COSTRUITO CON ALTO GRADO DI COIBENTAZIONE TERMICA
GIUGNO	-			
LUGLIO	-			
AGOSTO	-			
SETTEMBRE	-			
OTTOBRE	0,31	39525 - 53754* = 14229	± 3,4	*L'ASTERISCO INDICA L'ENERGIA APPORTATA DI ORIGINE SOLARE: NEI MESI DI APRILE E OTTOBRE È ECCEDENTE RISPETTO ALL'ENERGIA TERMICA NECESSARIA PER RISCALDARE L'AMBIENTE
NOVEMBRE	1	127500 - 24130* = 102870	24,7	
DICEMBRE	1,58	201450 - 16116* = 185334	44,5	

CARATTERISTICHE TERMICHE DELLE UTENZE DI ENERGIA — TAB. 3

UTENZA TERMICA / MESE	SCUOLA ELEMENTARE			OSSERVAZIONI
	FATTORE DI MOLTIPLIC. DELLA POT. ASSORBITA MEDIA STAGIONALE	POT. ASSORBITA MEDIA MENS. Kcal./h	TOT. ENERGIA ASSORBITA AL MESE Kcal x 10^6	
GENNAIO	1,58	395.000	94.8	POT. SPEC. ASSORBITA (MEDIA NELLA STAGIONE) Kcal/hm^3: 25
FEBBRAIO	1,2	300.000	72	POT. ASSORBITA (MEDIA NELLA STAGIONE) Kcal/h: 250.000
MARZO	1	250.000	60	ORE DI ASSORBIMENTO DELLA POT. TERM. (MEDIA NELLA STAGIONE) ORE/GIORNO: 12
APRILE	0,31	77.500	18.6	GIORNI DI UTILIZZO POT. TERMICA gg/ANNO: 140
MAGGIO	-			
GIUGNO	-			
LUGLIO	-			
AGOSTO	-			
SETTEMBRE	-			
OTTOBRE	0,31	77.500	18.6	
NOVEMBRE	1	250.000	60	
DICEMBRE	1,58	395.000	94.8	

CARATTERISTICHE TERMICHE DELLE UTENZE DI ENERGIA

UTENZA TERMICA / MESE	PALESTRA (SOLARE)			OSSERVAZIONI
	FATTORE DI MOLTIPLIC. DELLA POT. ASSORBITA MEDIA STAG.	POT. ASSORBITA MEDIA MEN. Kcal/h	TOT. ENERGIA ASSORBITA AL MESE Kcal x 10^6	
GENNAIO	1,58	71100 - 7821* = 63279	15,186	POT. SPEC. ASSORBITA (MEDIA NELLA STAGIONE) Kcal/hm^3: 9,35
FEBBRAIO	1,2	54000 - 8640* = 45360	10.88	POT. ASSORBITA (MEDIA NELLA STAGIONE) Kcal/h: 45.000
MARZO	1	45000 - 18000* = 27000	6,48	ORE DI ASSORBIM. DELLA POT. TERM. (MEDIA NELLA STAGIONE) ORE/GIORNO 12
APRILE	0,31	13950 - 22180* = 8230	- 1,97	GIORNI DI UTILIZZO POT. TERMICA gg/ANNO: 140
MAGGIO	-			*L'ASTERISCO INDICA L'ENERGIA APPORTATA DI ORIGINE SOLARE. NEI MESI DI APRILE E OTTOBRE È ECCEDENTE RISPETTO ALL'ENERGIA TERMICA NECESSARIA PER RISCALDARE L'AMBIENTE
GIUGNO	-			
LUGLIO	-			
AGOSTO	-			
SETTEMBRE	-			
OTTOBRE	0,31	13950 - 18972* = 5022	- 1,208	
NOVEMBRE	1	45000 - 8550* = 36450	8.748	
DICEMBRE	1,58	71100 - 5688* = 65410	15,7	

CARATTERISTICHE TERMICHE DELLE UTENZE DI ENERGIA

UTENZA TERMICA / MESE	PALLONI CONTENENTI IL TENNIS E LA PISCINA			OSSERVAZIONI
	Fattore di moltiplic. della pot. assorbita media stagionale	Potenza assorbita media mensile kcal/h	Tot. energia assorbita al mese kcal x 10^6	
GENNAIO	1.8	630'000	199.08	
FEBBRAIO	1.3	455'000	151.2	Pot. spec. assorbita(media nella stagione) kcal/hm^3: 35
MARZO	0.8	280'000	126	Pot. assorbita (media nella stagione) kcal/h : 350'000
APRILE	0.11	38'500	39	Ore di assorbim. della pot. term. (media nella stagione) ore/giorno : 12
MAGGIO	-			Giorni di utilizzo pot. termica gg/anno : 210
GIUGNO	-			
LUGLIO	-			
AGOSTO	-			
SETTEMBRE	-			
OTTOBRE	0.11	38'500	39	
NOVEMBRE	0.8	280'000	126	
DICEMBRE	1.8	630'000	199.08	

Tab. 5

CARATTERISTICHE TERMICHE DELLE UTENZE DI ENERGIA

UTENZA TERMICA / MESE	ACQUA PISCINA (450m^3)			OSSERVAZIONI
	Fattore di moltiplic. della pot. assorbita media stagionale	Potenza assorbita media mensile kcal/h	Tot. energia assorbita al mese kcal x 10^6	
GENNAIO	0.86	135'000	48.6	
FEBBRAIO	0.86	"	"	Pot. spec. assorbita(media nella stagione) kcal/hm^3: 348
MARZO	0.86	"	"	Pot. assorbita (media nella stagione) kcal/h : 157'000
APRILE	0.86	"	"	Ore di assorbim. della pot. term. (media nella stagione) ore/giorno : 12
MAGGIO	0.86	"	"	Giorni di utilizzo pot. termica gg/anno : 365
GIUGNO	1.14	180'000	64.4	
LUGLIO	1.14	"	"	
AGOSTO	1.14	"	"	
SETTEMBRE	1.14	"	"	
OTTOBRE	0.86	135'000	48.6	
NOVEMBRE	0.86	"	"	
DICEMBRE	0.86	"	"	

Tab. 6

CARATTERISTICHE TERMICHE GLOBALI DELLE UTENZE DI ENERGIA

1^ soluzione

UTENZA TERMICA / MESE	Scuola Media + Scuola Elementare + Comnl. Sportivo + Palestra		OSSERVAZIONI
	Potenza assorbita media mensile kcal/h *	Tot. energia assorbita al mese kcal x 10^6 *	
GENNAIO	1'423'000	404.9	
FEBBRAIO	1'080'000	317.7	* Al netto esclusa
MARZO	799'500	263.7	l'energia solare
APRILE	239'500	102.8	
MAGGIO	200'000	68.6	
GIUGNO	"	"	
LUGLIO	"	"	
AGOSTO	"	"	
SETTEMBRE	"	"	
OTTOBRE	251'000	105.8	
NOVEMBRE	825'000	272.2	
DICEMBRE	1'430'000	406.8	

CARATTERISTICHE TERMICHE DELLE UTENZE DI ENERGIA

UTENZA TERMICA / MESE	SERVIZI SANITARI DEL COMPL. SPORTIVO n. 8 DOCCE			OSSERVAZIONI
	Fattore di moltiplic. della pot. assorbita media stagionale	Potenza assorbita media mensile kcal/h	Tot. energia assorbita al mese kcal x 10^6	
GENNAIO	1	20'000	4.2	
FEBBRAIO	"	"	"	Pot. spec. assorbita(media nella stagione) kcal/hm^3: 50'000
MARZO	"	"	"	Pot. assorbita (media nella stagione) kcal/h : 20'000 a at 50°C
APRILE	"	"	"	Ore di assorbim. della pot. term. (media nella stagione) ore/giorno : 12
MAGGIO	"	"	"	Giorni di utilizzo pot. termica gg/anno : 365
GIUGNO	"	"	"	
LUGLIO	"	"	"	Uso docce per 80/100 persone/giorno
AGOSTO	"	"	"	
SETTEMBRE	"	"	"	
OTTOBRE	"	"	"	
NOVEMBRE	"	"	"	
DICEMBRE	"	"	"	

Tab. 7

Rimuovi filigrana
Wondershare PDFelement

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

GESTIONE DELL'ENERGIA GENERATA DAL GRUPPO TOTAL ENERGY 1° SOLUZIONE

MESE	AIFO 828 Pot.: Elettr. Continuativa MAX 200 kW-Termica 270.000 kCal/h			
	ORE DI UTILIZZO DELLE ENERGIE/GIORNO		GIORNI DI UTILIZZO DELLE ENERGIE/MESE	
	A PIENA POTENZA	AL ....74% DELLA POTENZA NOMINALE	A PIENA POTENZA	AL ...74% DELLA POTENZA NOMINALE
Gennaio	24		20	
Febbraio	24		20	
Marzo	24		20	
Aprile		12		20
Maggio		12		20
Giugno		12		20
Luglio		12		20
Agosto	-	-	-	-
Settembre		12		20
Ottobre		12		20
Novembre	24		20	
Dicembre	24		20	

Tab. 9

CONFRONTO DEI COSTI TRA UN SISTEMA UTILIZZANTE IL GRUPPO AIFO 828 ED UN SISTEMA CONVENZIONALE - 1^ soluzione

SISTEMA CON GRUPPO AIFO 828

CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO		
Pot. elettrica continuativa max	kW	200
Pot. termica continuativa max	kcal/h	270.000
Consumo di combustibile	kg/cvh	0.170
Consumo olio lubrificante	kg/cvh	5.10^{-4}
COSTI DI GESTIONE		
Ore di funzionamento anno	ore	3.840
Consumo di combustibile orario	kg/ora	46.2
Costo anno combustibile	ML	~ 30
Costo anno manutenzione (compreso olio di lubrificazione)	ML	~ 1,5
COSTO TOTALE ANNUO	ML	~ 31,5
COSTO DI INVESTIMENTO		
Gruppo AIFO 828	ML	35÷40
Impianti elettrici e centraline di gestione	ML	10
Impianti di trasporto calore (~200 mt)	ML	40
COSTO TOTALE	ML	85÷90
IMPIANTO CONVENZIONALE		
COSTI DI GESTIONE		
Combustibile	ML	~ 20
Energia elettrica	ML	31
Manutenzione	ML	~ 0.2
COSTO TOTALE ANNUO	ML	51.2
COSTO DI INVESTIMENTO		
Caldaia	ML	4
COSTO TOTALE	ML	4

Tab. 10

CARATTERISTICHE TERMICHE GLOBALI DELLE UTENZE DI ENERGIA

2° soluzione

UTENZA TERMICA / MESE	Scuola Media + Scuola Elementare + Palestra		OSSERVAZIONI
	Potenza assorbita media mensile kcal/h *	Tot. energia assorbita al mese kcal x 10^6 *	
GENNAIO	637'569	153.0	
FEBBRAIO	473'880	113.7	* Al netto del contributo solare
MARZO	353'500	84.3	
APRILE	45'951	11.0	
MAGGIO			
GIUGNO			
LUGLIO			
AGOSTO			
SETTEMBRE			
OTTOBRE	58'249	14.0	
NOVEMBRE	389'320	93.5	
DICEMBRE	645'744	155	

Tab. 11

GESTIONE DELL'ENERGIA GENERATA DAL GRUPPO TOTAL ENERGY 2^ SOLUZIONE

MESE	AIFO 828 Pot.: Elettr. Continuativa MAX 200 kW-Termica 270.000 kCal/h			
	ORE DI UTILIZZO DELLE ENERGIE / GIORNO		GIORNI DI UTILIZZO DELLE ENERGIE / MESE	
	A PIENA POTENZA	AL ..... % DELLA POTENZA NOMINALE	A PIENA POTENZA	AL .....% DELLA POTENZA NOMINALE
Gennaio	12		20	
Febbraio	12		20	
Marzo	12		20	
Aprile				
Maggio				
Giugno				
Luglio				
Agosto				
Settembre				
Ottobre				
Novembre	12		20	
Dicembre	12		20	

Tab. 12

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

CONFRONTO DEI COSTI TRA UN SISTEMA UTILIZZANTE UN GRUPPO AIFO 828 ED UN SISTEMA CONVENZIONALE - 2^ soluzione

SISTEMA CON GRUPPO AIFO 828			
CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO			
Pot. elettrica continuativa max	kW		200
Pot. termica continuativa max	kcal/h		270.000
Consumo di combustibile	kg/cvh		0.170
Consumo olio lubrificante	kg/cvh		5.10^{-4}
COSTI DI GESTIONE			
Ore di funzionamento anno	ore		1.200
Consumo di combustibile orario	kg/ora		46.2
Costo anno combustibile	ML	~	9.4
Costo anno manuntenzione (compreso olio di lubrific.)	ML	~	1
COSTO TOTALE ANNUO	ML	~	10.4
COSTO DI INVESTIMENTO			
Gruppo AIFO 828	ML		35÷40
Impianti elettrici e centraline di gestione	ML		5
Impianti di trasporto calore (~80 mt)	ML		15
COSTO TOTALE	ML		50÷55
IMPIANTO CONVENZIONALE			
COSTI DI GESTIONE			
Combustibile	ML	~	6.2
Energia elettrica	ML		10.7
Manutenzione	ML	~	0.2
COSTO TOTALE ANNUO	ML	~	17.1
COSTO DI INVESTIMENTO			
Caldaia	ML		4
COSTO TOTALE	ML		4

Tab. 15

POTENZA TERMICA ASSORBITA DALLE UTENZE DURANTE L'ANNO - COMPLESSO SCOLASTICO E COMPLESSO SPORTIVO
LIVELLI DI IMPIEGO DEL GRUPPO TOTAL ENERGY AIFO 828-1^ SOLUZIONE

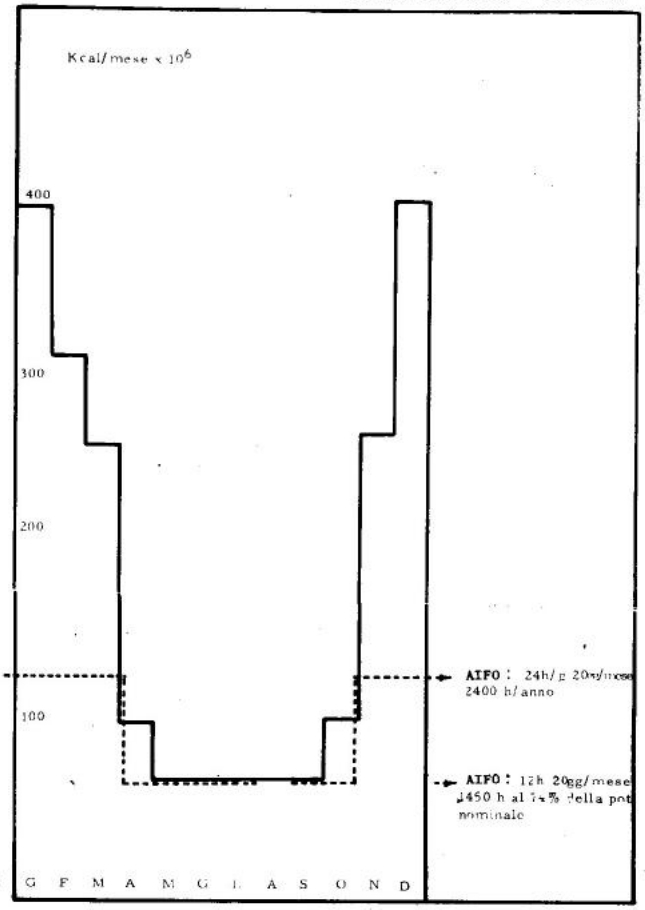


Fig. 1

POTENZA TERMICA ASSORBITA DALLE UTENZE DURANTE L'ANNO (COMPLESSO SCOLASTICO)
LIVELLI DI IMPIEGO DEL GRUPPO TOTAL ENERGY AIFO 828 - 2^ SOLUZIONE

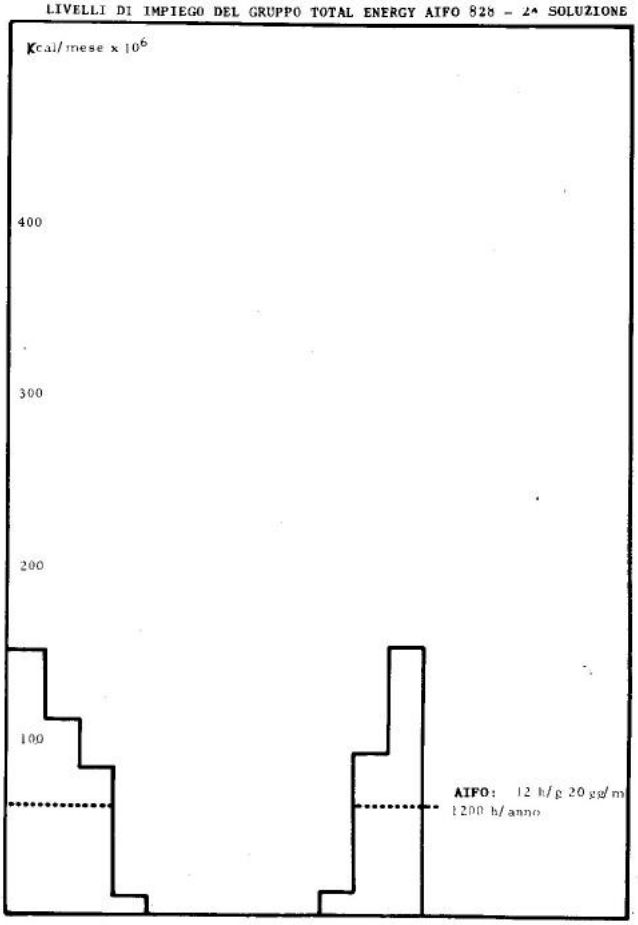


Fig. 2

CONFRONTO FRA GESTIONE AIFO E GESTIONE CONVENZIONALE IN 20 ANNI

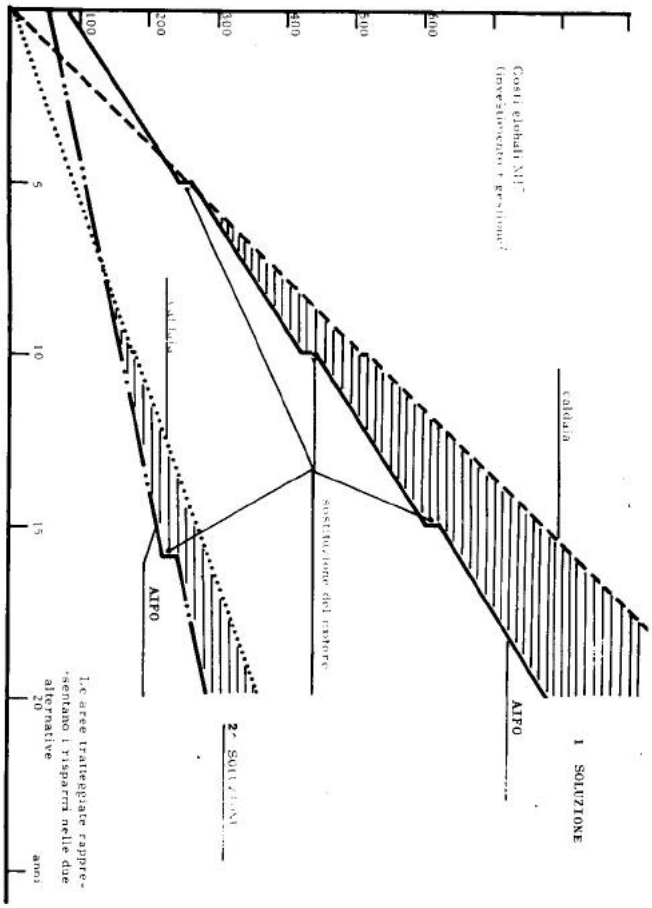


Fig. 3

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

Espacenet search results on 27-04-2014 14:36

15 results found in the Worldwide database for:
(txt = PIER and txt = LUIGI) and txt = TENCI using Smart search
Displaying selected publications

Publication	Title	Page
EP2577165 (A1)	INFRARED RAYS DEVICE FOR ENVIRONMENTA...	2
ITTO20030565 (A1)	DISPOSITIVO DI RIDUZIONE DELLE SOSTAN...	3
IT1261540 (B)	ANTI-POLLUTION DEVICE FOR GAS-FUELLED...	4
IT1232443 (B)	Catalytic post-combustion device for ...	5
IT1183918 (B)	VALVOLA DEVIATRICE PARTICOLARMENTE PE...	6
IT1165192 (B)	UNITA' MODULARE PER LA CONVERSIONE DI...	7
IT1219270 (B)	A device for reducing atmospheric pol...	8
IT1128026 (B)	Solar energy converter	9
IT206204 (Z2)	PERFEZIONAMENTO A UN IMPIANTO DI RECU...	10
IT217003 (Z2)	DISPOSITIVO PER LA RIDUZIONE DELL INQ...	11
WO2004045747 (A1)	DEVICE FOR REDUCING ATMOSPHERIC POLLU...	12
EP1584369 (A1)	Device for reducing polluting substan...	13
EP1340890 (A1)	A device for reducing the atmospheric...	14
DE3012214 (A1)	MODULARE EINHEIT ZUR UMWANDLUNG VON S...	15
AT79442 (T)	GERAET ZUM VERMINDERN DER VON VERBREN...	16

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer:
(11) Publication number: **EP 2 577 165 A0**
(11) Numéro de publication:

Internationale Anmeldung veröffentlicht durch die Weltorganisation für geistiges Eigentum unter der Nummer:

WO 2011/148402 (Art. 153(3) EPÜ).

International application published by the World Intellectual Property Organization under number:

WO 2011/148402 (Art. 153(3) EPC).

Demande internationale publiée par l'Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle sous le numéro:

WO 2011/148402 (art. 153(3) CBE).

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

MINISTERO DELL'INDUSTRIA DEL COMMERCIO E DELL'ARTIGIANATO

D.G.P.I. - UFFICIO CENTRALE BREVETTI

BREVETTO PER INVENZIONE INDUSTRIALE

N. 1232443

Il presente brevetto viene concesso per l'invenzione oggetto della domanda sotto specificata:

num. domanda	anno	U.P.I.C.A.	data pres. domanda	classifica
67827	1989	TORINO	29/09/1989	F-01N

TITOLARE ATEC S.R.L.
TORINO

RAPPR.TE LUIGI BOGGIO E ALTRI
C/O INGG. CARLO E MARIO TORTA
VIA VIOTTI, 9 TORINO

TITOLO DISPOSITIVO POST-COMBUSTORE CATALITICO PER LA RIDUZIONE DELLE EMISSIONI INQUINANTI PRODOTTE DA MOTORI A DUE TEMPI

INVENTORE TENCI PIER LUIGI
SCAMARDELLA CLAUDIO

ROMA, 17/02/1992

IL DIRIGENTE
(GIOVANNA MORELLI)

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

MODULARIO INDUSTRIA, COMMERCIO E ARTIGIANATO 176
MOD. I - 48 TER

F 16 K

MINISTERO DELL'INDUSTRIA DEL COMMERCIO E DELL'ARTIGIANATO

D. G. P. I. – UFFICIO CENTRALE BREVETTI

BREVETTO PER INVENZIONE INDUSTRIALE

N. 1183918

Il presente brevetto viene concesso per l'invenzione oggetto della domanda sotto specificata:

N. DOMANDA	Anno	Cod Prov	UFICIO	CODICI	DATA PRES. DOMANDA G	M	A	H	M		P
67719	85	01	TORINO	21001	09	08	85	00	00	00	00

TITOLARE GILARDINI S.P.A.
A TORINO E
E.N.E.A. COMITATO NAZIONALE PER LA RICERCA E LO SVILUPPO DELL'ENERGIA NUCLEARE E DELLE ENERGIE ALTERNATIVE
A ROMA

TITOLO VALVOLA DEVIATRICE PARTICOLARMENTE PER UN IMPIANTO DI CO GENERAZIONE E IMPIANTO COMPRENDENTE TALE VALVOLA

INV. DES. PIER LUIGI TENCI SERGIO CASTELLI E ROBERTO EVANGELISTI

Roma, il 22 OTT. 1987

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

MODULARIO INDUSTRIA, COMMERCIO E ARTIGIANATO 176
MOD. I - 48 TER

MINISTERO DELL'INDUSTRIA DEL COMMERCIO E DELL'ARTIGIANATO

D. G. P. I. – UFFICIO CENTRALE BREVETTI

BREVETTO PER INVENZIONE INDUSTRIALE

N. 1165192

Il presente brevetto viene concesso per l'invenzione oggetto della domanda sotto specificata:

N. DOMANDA	ANNO	Cod Prov.	UFFICIO	CODICE	DATA PRES. DOMANDA G	M	A	H	M		P
6766979		01	TORINO	1001	30	03	79	11	43	00	00

F245

TITOLARE CENTRO RICERCHE FIAT S.P.A.
AD ORBASSANO TORINO

TITOLO UNITA' MODULARE PER LA CONVERSIONE
DI ENERGIA SOLARE

INV. DES. MARIO PALAZZETTI, CESARE PONTI E
PIER LUIGI TENCI

U 33

Roma, li 21 MAR 1987

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

MODULARIO
INDUSTRIA, COMMERCIO
E ARTIGIANATO 178
MOD. I - 48 TER

MINISTERO DELL'INDUSTRIA DEL COMMERCIO E DELL'ARTIGIANATO

D. G. P. I. — UFFICIO CENTRALE BREVETTI

BREVETTO PER INVENZIONE INDUSTRIALE

N. 219270

Il presente brevetto viene concesso per l'invenzione oggetto della domanda sotto specificata:

N. DOMANDA	Anno	Cod. Prov.	U.P.I.C.A.		CODICI	DATA PRES. DOMANDA G	M	A	H	M			P
67417	88	01	TORINO		21058	06	05	88	00	00	0	0	0

FOIN

TITOLARE E.N.E.A. COMITATO NAZIONALE PER LA RICERCA E LO SVILUPPO DELL ENERGIA NUCLEARE E DELLE ENERGIE ALTERNATIVE A ROMA E TENCI ENERGY SAVING COGENERAZIONE S.N.C. DI TENCI PIER LUIGI E C. A TORINO

TITOLO DISPOSITIVO PER LA RIDUZIONE DELL INQUINAMENTO ATMOSFERICO DA GAS DI SCARICO DI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

INV. DES. ROBERTO EVANGELISTI E PIER LUIGI TENCI

IL DIRETTORE

Roma, li 3 MAG. 1990

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

MINISTERO DELL'INDUSTRIA, COMMERCIO E ARTIGIANATO 176
MOD. I - 48 TER

MINISTERO DELL'INDUSTRIA DEL COMMERCIO E DELL'ARTIGIANATO

D. G. P. I. – UFFICIO CENTRALE BREVETTI

BREVETTO PER INVENZIONE INDUSTRIALE

N. 1128026

Il presente brevetto viene concesso per l'invenzione oggetto della domanda sotto specificata:

N. DOMANDA	ANNO	Cod. Prov.	U.P.I.C.A.	CODICE	DATA PRES. DOMANDA G	M	A	N	N	9
67183	80	01	TORINO	21001	07	02	80	00	00	00

F 243

TITOLARE CENTRO RICERCHE FIAT S.P.A.
AD ORBASSANO TORINO

TITOLO CONVERTITORE DI ENERGIA SOLARE

INV. DES. PIER LUIGI TENCI MARIO PALAZZETTI E
CESARE PONTI

Roma, li 28 [illegible]

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

(12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) World Intellectual Property Organization
International Bureau

(43) International Publication Date
3 June 2004 (03.06.2004)

PCT

(10) International Publication Number
WO 2004/045747 A1

(51) International Patent Classification[7]: B01D 53/94, 53/86, F01N 3/022, 3/28, B01J 37/02, 35/06, 23/40

(21) International Application Number: PCT/IT2002/000736

(22) International Filing Date: 20 November 2002 (20.11.2002)

(25) Filing Language: Italian

(26) Publication Language: English

(71) Applicant: **PELLEGRINO, Luigi** [IT/IT]; Via Roncola, 42, I-10090 Rivalba (IT).

(72) Inventor; and
(75) Inventor/Applicant *(for US only)*: **TENCI, Pier, Luigi** [IT/IT]; c/o Space Srl, Corso Piemonte, 1, I-10099 San Mauro Torinese (Torino) (IT).

(74) Agents: **MARCHITELLI, Mauro** et al.; Buzzi, Notaro & Antonielli d'Oulx Srl, Via Maria Vittoria, 18, I-10123 Torino (IT).

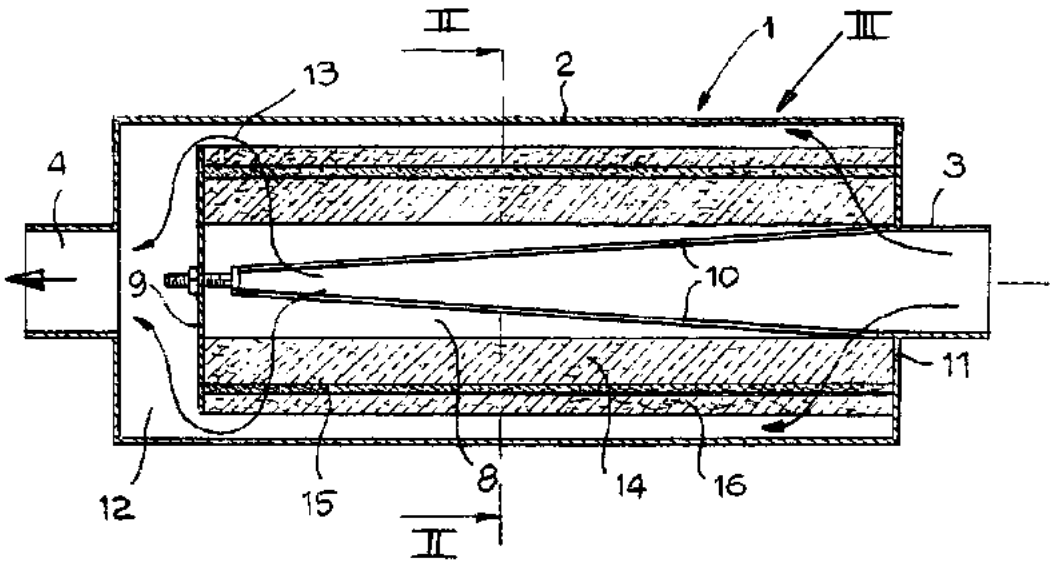
(81) Designated States *(national)*: AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(84) Designated States *(regional)*: ARIPO patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), Eurasian patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), European patent (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SK, TR), OAPI patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Published:
— *with international search report*

For two-letter codes and other abbreviations, refer to the "Guidance Notes on Codes and Abbreviations" appearing at the beginning of each regular issue of the PCT Gazette.

(54) Title: DEVICE FOR REDUCING ATMOSPHERIC POLLUTION BY EXHAUST GAS



(57) Abstract: A device for reducing carbon particulate contained in the exhaust gas of internal-combustion engines, comprising a casing (2) having an inlet section (3) and an outlet section (4) and a catalytic cartridge (6) comprising silica fibre, which is housed inside the casing (2) set between the inlet section (3) and the outlet section (4), in which the catalytic cartridge (6) comprises at least two catalytic layers (14, 15) of silica fibres, of different composition and of different density, coated with a metal chosen from the group consisting of platinum, rhodium and palladium.

WO 2004/045747 A1

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 1 584 369 A1

(12) **EUROPEAN PATENT APPLICATION**

(43) Date of publication:
12.10.2005 Bulletin 2005/41

(51) Int Cl.7: **B01D 53/94**

(21) Application number: **04425251.8**

(22) Date of filing: **05.04.2004**

(84) Designated Contracting States:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IT LI LU MC NL PL PT RO SE SI SK TR
Designated Extension States:
AL HR LT LV MK

(71) Applicant: **Pellegrino, Luigi**
10090 Rivalba (IT)

(72) Inventors:
- **Pellegrino, Luigi**
10090 Rivalba (Torino) (IT)
- **Tenci, Pier Luigi**
10099 San Mauro Torinese (Torino) (IT)

(74) Representative: **Freyria Fava, Cristina**
Buzzi, Notaro & Antonielli d'Oulx Srl,
Via Maria Vittoria 18
10123 Torino (IT)

(54) **Device for reducing polluting substances present in exhaust gases of an internal-combustion engine**

(57) The present invention relates to a device (1) for reducing polluting substances present in exhaust gases of an internal-combustion engine. The device (1) comprises a cylindrical case (2) provided with an inlet (3) and with an outlet (4) for the exhaust gases, and catalyst means (5; 7) housed in said case (2), between said inlet (3) and said outlet (4), and traversed, in use, by the exhaust gases. The catalyst means (5) comprise, with reference to the direction of flow of the exhaust gases through the cartridge (5a), an oxidiser (5b; 7) catalysed with palladium able substantially to reduce unburnt hydrocarbons, and a cartridge (5a) made of silica fibre with purity of at least 99%, catalysed preferably with platinum.

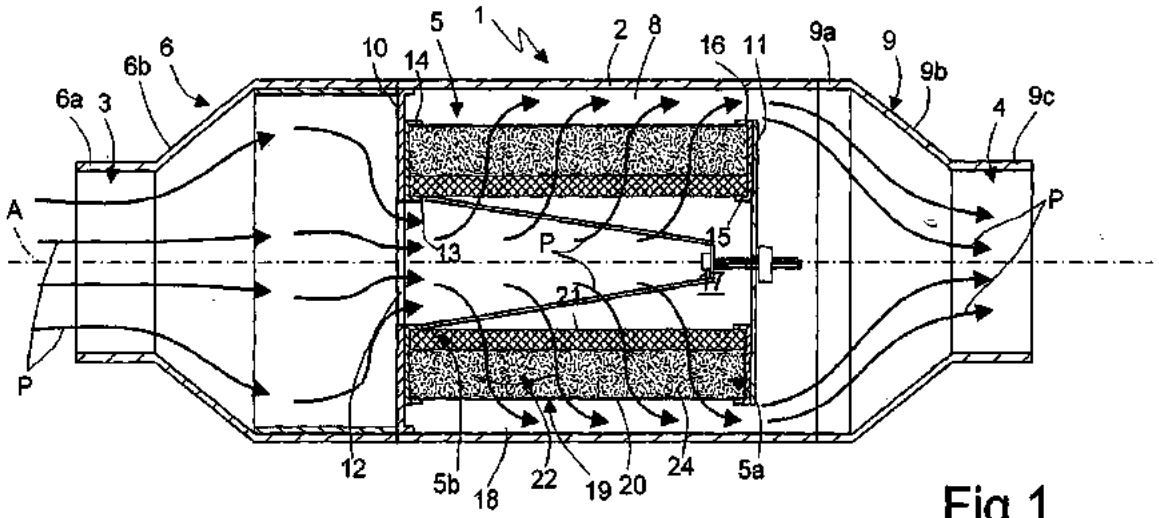


Fig.1

EP 1 584 369 A1

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 1 340 890 A1

(12) **EUROPEAN PATENT APPLICATION**

(43) Date of publication:
03.09.2003 Bulletin 2003/36

(51) Int Cl.7: **F01N 3/28**, F01N 3/20

(21) Application number: **02425111.8**

(22) Date of filing: **28.02.2002**

(84) Designated Contracting States:
AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU MC NL PT SE TR
Designated Extension States:
AL LT LV MK RO SI

(71) Applicant: **Pellegrino, Luigi**
10090 Rivalba (IT)

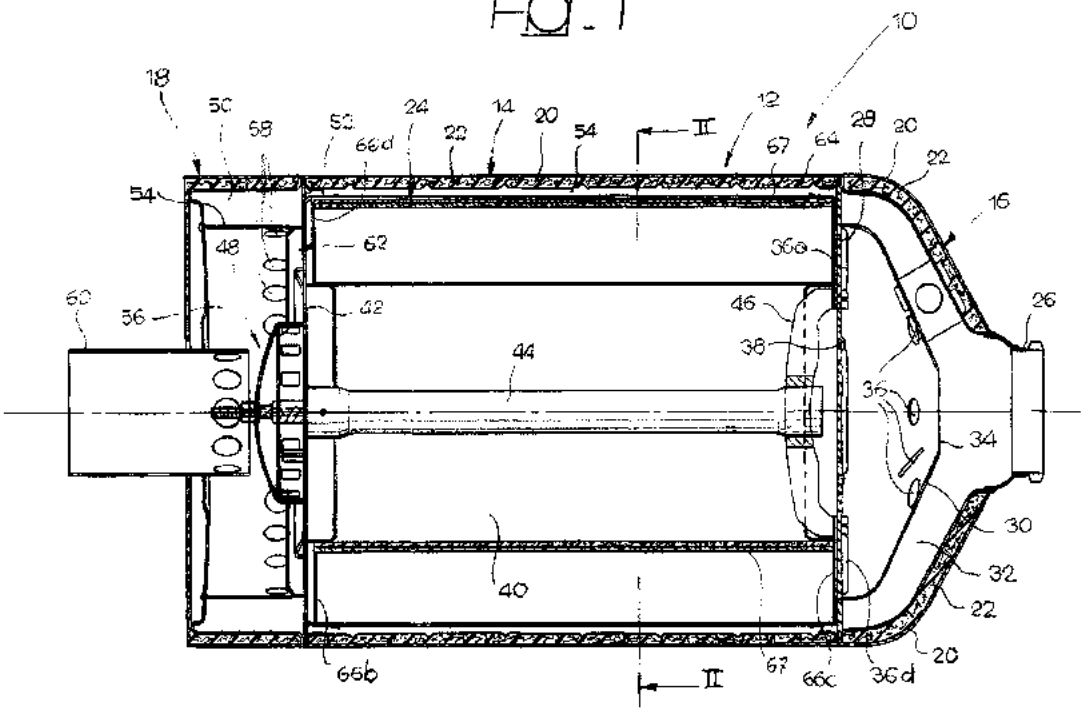
(72) Inventors:
- **Tenci, Pier Luigi**
10099 San Mauro Torinese (Torino) (IT)
- **Pellegrino, Luigi**
10099 San Mauro Torinese (Torino) (IT)

(74) Representative: **Marchitelli, Mauro**
c/o Buzzi, Notaro & Antonielli d'Oulx Srl
Via Maria Vittoria 18
10123 Torino (IT)

(54) **A device for reducing the atmospheric pollution due to exhaust gas**

(57) A device for reducing atmospheric pollution due to exhaust gases and to the engine gas itself that is recirculated at intake, comprising a casing (12), which has an inlet section (16) and an outlet section (18), and a catalytic cartridge (24) housed inside the casing (12) and set between the inlet section (16) and the outlet section (18), in which the catalytic cartridge (24) comprises at least one layer (67) of mineral fibres, the chemical composition of which comprises at least 70 wt% of silica (SiO_2) and at least one noble metal chosen in the group comprising platinum, rhodium, iridium and palladium. The layer of catalytic fibres (67) has an undulated arrangement so as to present to the exhaust gas the largest surface exposed orthogonally to the direction of flow of the gas.

Fig. 1



EP 1 340 890 A1

Printed by Jouve 75001 PARIS (FR)

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

(51) Int. Cl. 3: H 02 J X
H 01 L 31/04

(19) BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT

DE 30 12 214 A 1

(11) Offenlegungsschrift 30 12 214

(21) Aktenzeichen: P 30 12 214.6-32
(22) Anmeldetag: 28. 3. 80
(43) Offenlegungstag: 30. 10. 80

(30) Unionspriorität:
(32) (33) (31) 30. 3. 79 Italien 67669 A-79 7. 2. 80 Italien 67183 A-80

(54) Bezeichnung: Modulare Einheit zur Umwandlung von Solarenergie

(71) Anmelder: Centro Ricerche Fiat S.p.A., Orbassano, Turin (Italien)

(74) Vertreter: Weickmann, H., Dipl.-Ing.; Fincke, K., Dipl.-Phys. Dr.; Weickmann, F.A., Dipl.-Ing.; Huber, B., Dipl.-Chem.; Liska, H., Dr.-Ing.; Pat.-Anwälte, 8000 München

(72) Erfinder: Palazzetti, Mario; Ponti, Cesare; Avigliana; Tenci, Pier Luigi, Nichelino; Turin (Italien)

Prüfungsantrag gem. § 28 b PatG ist gestellt

DE 30 12 214 A 1

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

(12) UK Patent Application (19) GB (11) 2 046 016 A

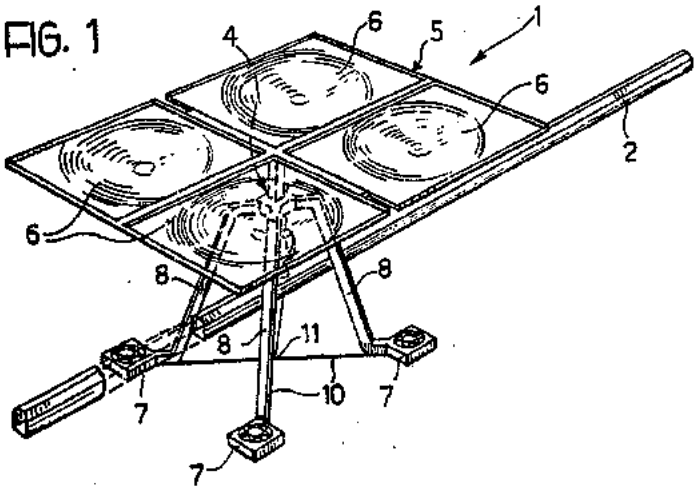
(21) Application No 8009136
(22) Date of filing 18 Mar 1980
(30) Priority data
(31) 67669
67183
(32) 30 Mar 1979
7 Feb 1980
(33) Italy (IT)
(43) Application published
5 Nov 1980
(51) INT CL³
H01L 35/10 G02B 7/00
H01L 31/04
(52) Domestic classification
H1K 1EB 5D1 5E8 5H2N
PX
G2J 26
(56) Documents cited
None
(58) Field of search
F4U
G2J
H1K

(71) Applicants
Centro Ricerche Fiat
S.p.A., Strada Torino 50,
Orbassano, Turin, Italy
(72) Inventors
Mario Palazzetti,
Cesare Ponti,
Pier Luigi Tenci
(74) Agents
F. J. Cleveland & Co.

(54) Solar energy conversion unit

(57) A solar energy converter is provided in the form of a unit (1) for assembly together with other similar units (1) to build up a solar-energy conversion installation. Each unit (1) includes a fixed support structure, a mounting element (4) articulated on the support structure (2), and an optical concentrator (5) carried by the mounting element (4). The optical concentrator (5) consists of a plurality of coplanar, spherical (Fresnel) lenses (6) the centres of which are located at the vertices of a polygon. The centre of the polygon lies on a line extending perpendicularly to the plane of the lenses (6) through the point of articulation of the mounting element (4) on the support structure (2). Each module (1) further includes a plurality of solar-energy converter modules located at the foci of respective ones of the spherical lenses (6) and carried by respective connecting legs (8) which extend from the mounting element (4). Each converter module includes a photo-voltaic cell and means for transferring the heat dissipated in the photo-voltaic cell to a liquid.

FIG. 1



The drawings originally filed were informal and the print here reproduced is taken from a later filed formal copy.

GB 2 046 016 A

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 1

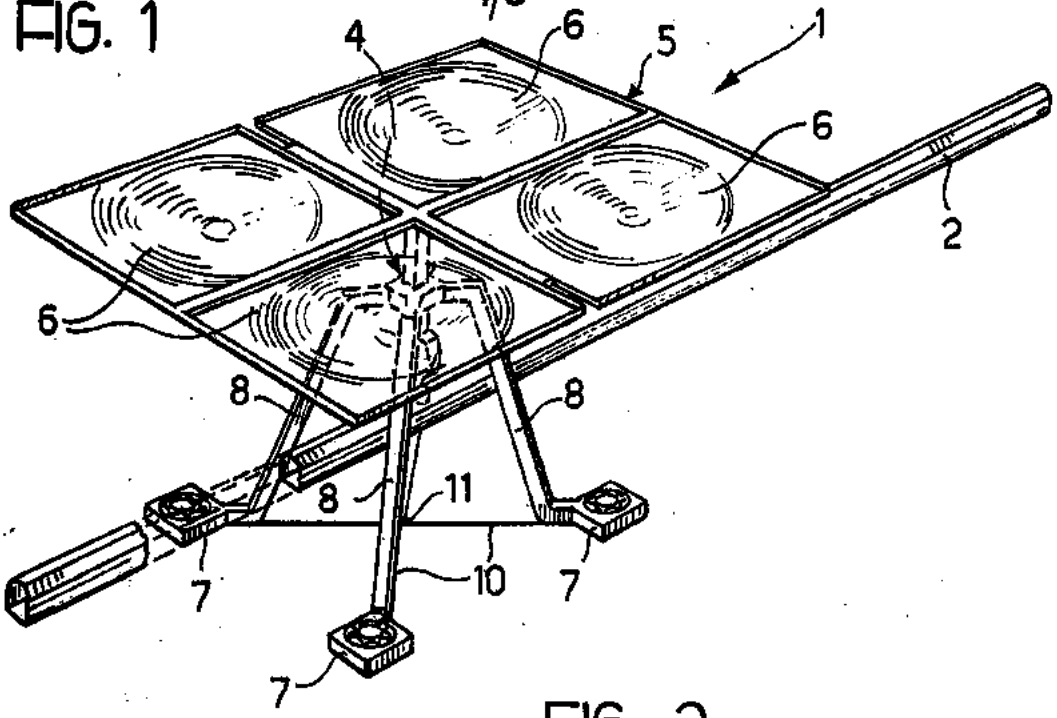


FIG. 2

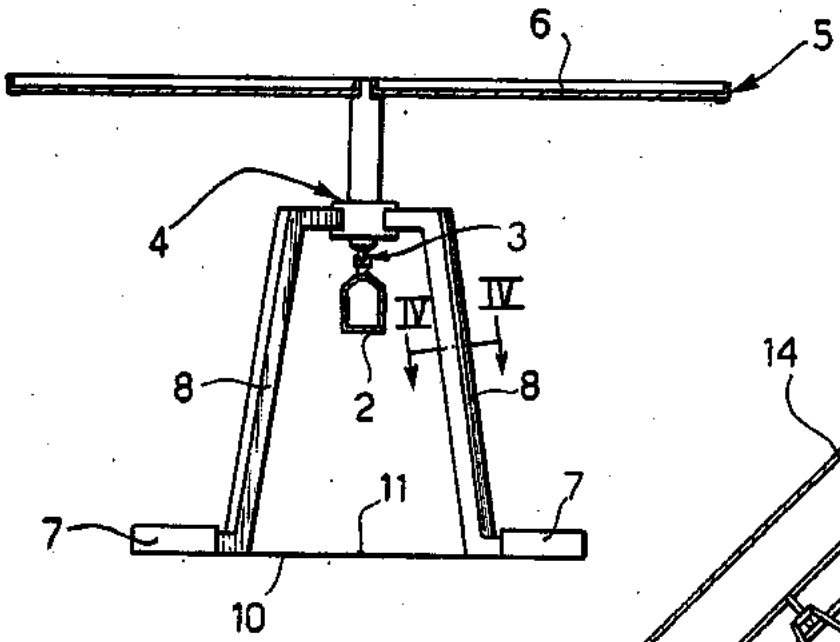


FIG. 3

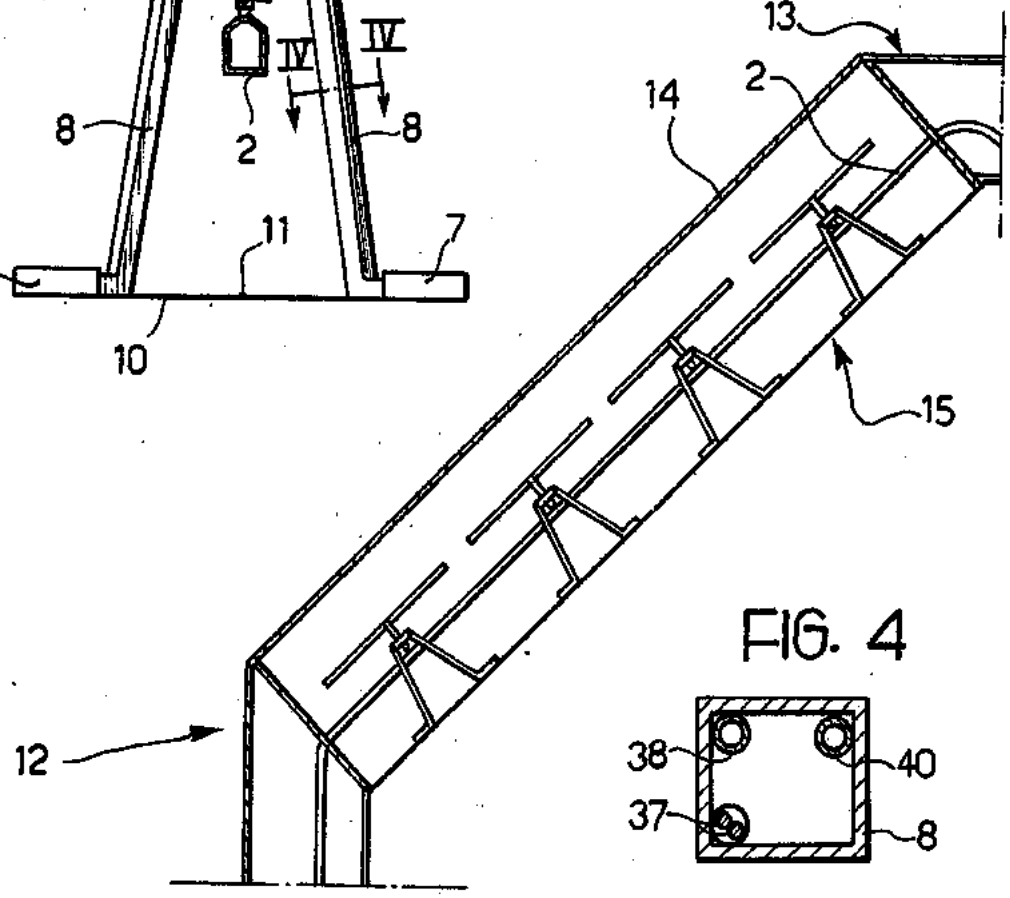


FIG. 4

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 5

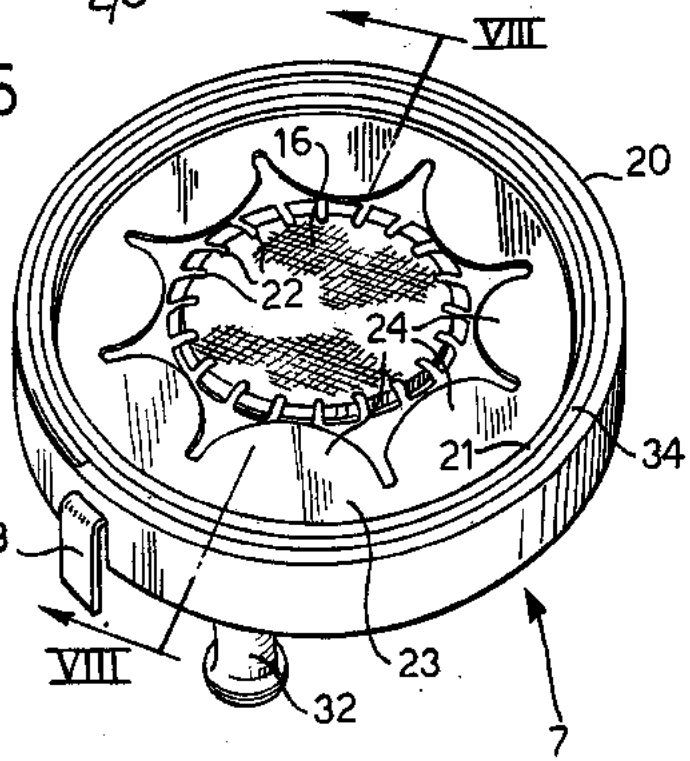


FIG. 6

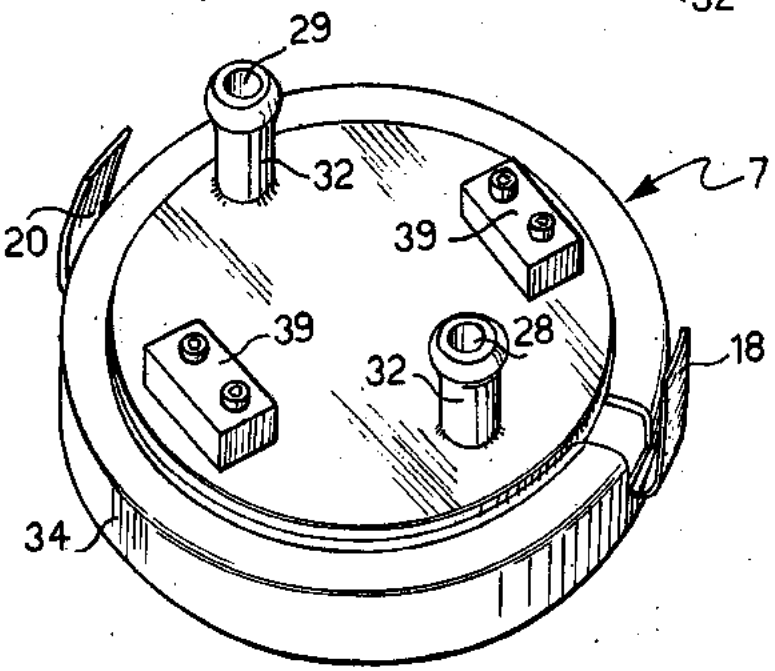
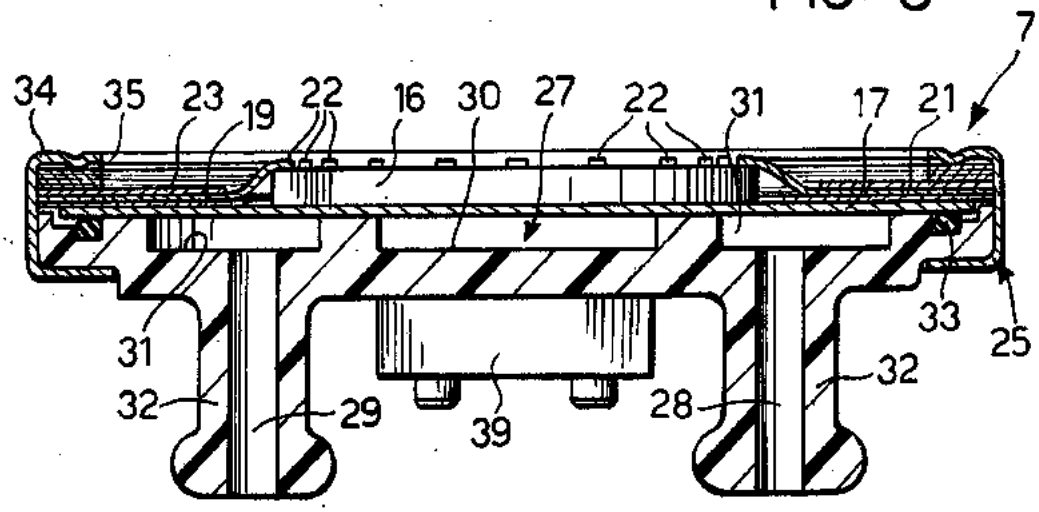


FIG. 8



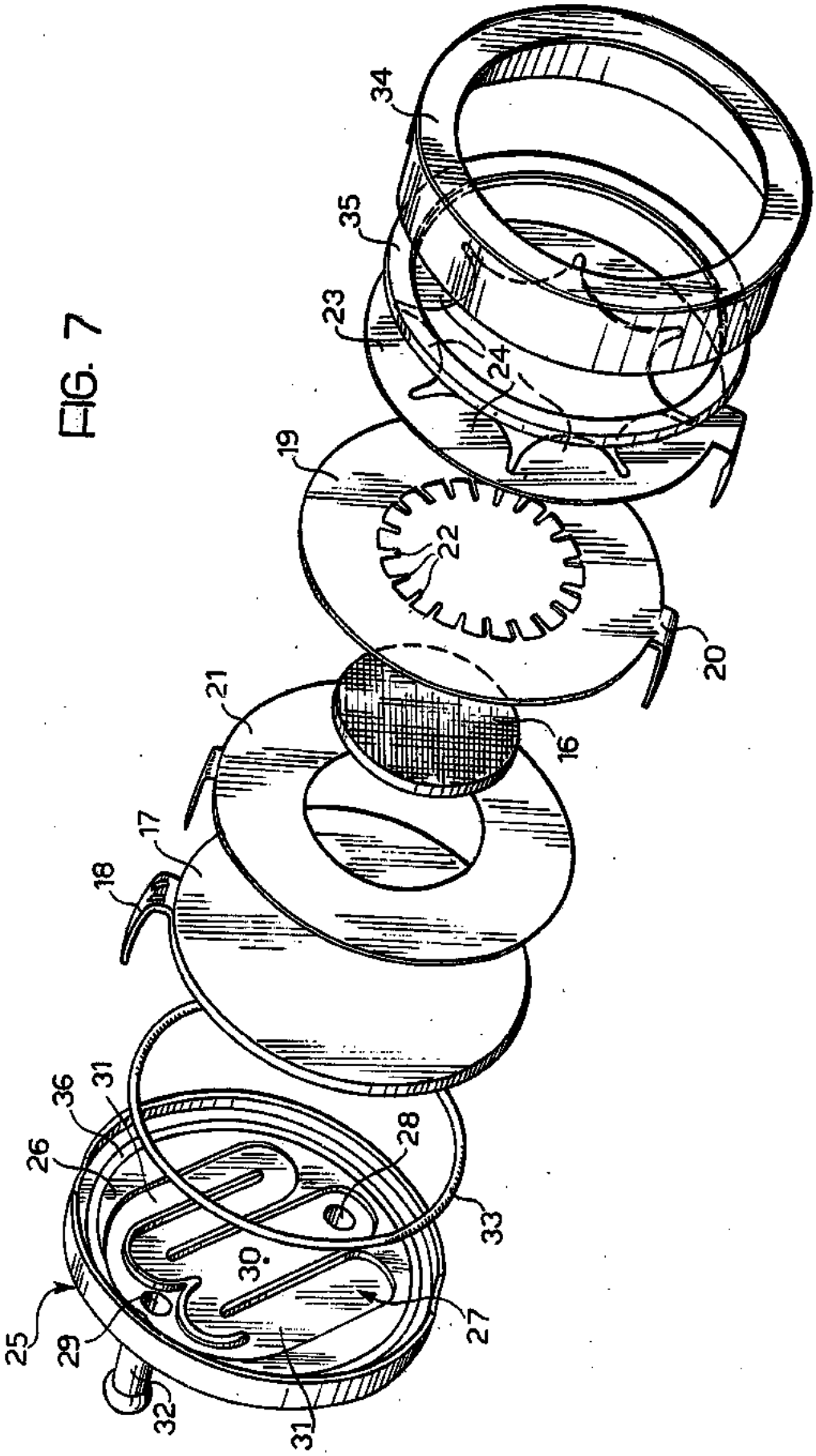


FIG. 7

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

SPECIFICATION

Solar energy conversion unit

The present invention relates to solar energy converters of the type arranged to concentrate the sun's rays onto one or more photo-voltaic cells operative to convert solar energy into electrical energy.

The object of the present invention is to provide a solar energy converter which is of simple structural form and of low bulk, and which can be readily manufactured in a form suitable for speedy erection on site.

In order to achieve this object, the present invention provides a unit for the conversion of solar energy, comprising a fixed support structure; a mounting element articulated on the support structure with at least two degrees of freedom relative thereto; an optical solar-energy concentrator fixed to the said mounting element and comprising a plurality of coplanar spherical lenses mounted with their centres mutually disposed in a geometric pattern corresponding to that formed by the vertices of a polygon, the geometric centre of said pattern lying on the line perpendicular to the plane of the said lenses which passes through the centre point of articulation of the said mounting element on the support structure; a plurality of solar-energy converter modules each comprising a photo-voltaic cell; and a plurality of connecting legs extending from the mounting element and supporting respective ones of said converter modules, the converter modules being located at the foci of respective ones of the spherical lenses.

The permitted relative movement between the mounting element and the fixed support structure enables the optical solar-energy concentrator to be displaced to follow the apparent movement of the sun.

In one practical embodiment, the solar-energy conversion unit is provided with four spherical lenses which focus the solar energy onto four photo-voltaic cells carried by four connecting legs.

A solar-energy conversion unit embodying the invention, will now be particularly described, by way of example, with reference to the accompanying diagrammatic drawings, in which:

Figure 1 is a perspective view of the conversion unit;

Figure 2 is an elevational view of the conversion unit;

Figure 3 shows schematically a solar-energy conversion installation made up of a plurality of units of the form illustrated in Figure 1;

Figure 4 is a section on line IV—IV of Figure 2,

Figures 5, 6 are perspective views, respectively from above and from below, of one of four substantially identical solar-energy converter modules forming part of the conversion unit;

Figure 7 is an exploded perspective view of the converter module illustrated in Figures 5 and 6, and

Figure 8 is a section on line VIII—VIII of Figure 5.

As shown in Figures 1 and 2, the solar-energy conversion unit 1 includes a support structure consisting of a straight hollow beam 2.

The beam 2 is connected to a mounting element 4 by means of a Cardan joint 3 which affords the element 4 two degrees of freedom relative to the beam 2. The mounting element 4 supports an optical concentrator 5 consisting of four Fresnel lenses 6 of the spherical type. The Fresnel lens can be moulded from a panel of plastics material. The centres of the lenses 6 are mutually disposed in a pattern corresponding to that formed by the vertices of a polygon (in this example, a square). The geometric centre of lens-centre pattern lies on a line extending perpendicularly to the plane of the lenses 6 through the centre of articulation of the mounting element 4 on the beam 2.

At the four foci of the four Fresnel lenses 6 are located respective solar-energy converter modules 7. These modules 7 are mounted at the ends of four connecting legs 8 which extend from the mounting element 4.

The articulated connection of the support element 4 to the beam 2 allows the optical concentrator 5 to be displaced so as to follow the apparent movement of the sun. In order to control this displacement, any of the known control means usually used with concentrating-type solar converters may be used. Preferably these control means act at the centre of the notional square at the vertices of which are located the converter modules 7. For this purpose, the converter modules 7 diagonally opposite each other may be connected by means of cables 10 which meet at a point 11 at which the displacement control means preferably acts.

The structure of the described conversion unit is thus particularly simple to construct and mount. Furthermore, although the entire conversion unit has a relatively small bulk, solar-energy conversion installations with large solar-energy collecting surfaces can be achieved by coupling together a plurality of conversion units 1 of the form illustrated in Figure 1. In this case, the small bulk of each unit greatly simplifies erection of the installation.

Figure 3 shows an installation composed of a plurality of conversion units of the Figure 1 form. The installation is provided in a building 12 having a roof 13 including a sloping section 14 formed by a glass wall. Below this glass wall is located the solar-energy conversion installation 15 which consists of a plurality of conversion units 1 disposed in parallel rows (only one of these rows is shown in Figure 3). Each row of conversion units 1 is supported by a single beam 2. It will be appreciated that the described structural form of the units 1 makes it possible to erect an installation of the type shown in Figure3 speedily and simply. The simple structural form of the conversion units thus has considerable economic advantages in relation to the construction of solar-energy conversion installations.

A further advantage of the described

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

conversion unit 1 lies in the fact that the use of the Fresnel lenses 6 for concentrating the solar energy allows the diffuse component of the solar energy to pass through, so that the use of an installation of the type shown in Figure 3 does not unacceptably reduce the light within the building.

Figure 5 to 8 illustrate one of the converter modules 7.

Each of these converter modules 7 includes a photovoltaic cell 16 for converting solar energy into electrical energy. The photo voltaic cell 16 is mounted centrally on a circular copper plate 17 which acts as one electrode contact for the cell 16. At its outer edge the plate 17 is provided with a contact lug 18 by means of which external electrical connection can be made to the plate 17. The other electrode contact for the cell 16 is constituted by an annular metallic plate element 19 which is supported on the plate 17 with the interposition of an annular element 21 of electrically-insulating material. The annular element 19 is provided at its outer edge with a contact lug 20 to enable external electrical connection to be made to the element 19.

Around its inner edge the annular element 19 has a series or radially inwardly projecting fingers 22 which clamp the photo-voltaic cell 16 against the plate 17. This form of mounting arrangement avoids any difficulties relating to possible reductions in size of the photo-voltaic cell or to sliding of the cell relative to the plate 17.

An auxiliary annular plate element 23, also of metallic material, is formed around its inner periphery with resilient tongues 24 which press the radial fingers 22 of the element 19 against the photo-voltaic cell 16.

The two annular elements 19, 23 are preferably made of copper or of a copper and beryllium material with at least 10% of beryllium. In the second case the material must have previously been subjected to a thermal treatment to induce the precipitation of the beryllium. The ensures maximum elasticity of the fingers 22 and tongues 24 and, at the same time, confers the maximum degree of electrical conductivity.

Preferably the insulating material used for the element 21 is that known by the mark MYLAR.

In an experimental solar energy converter module 7 made by the Applicants, the photo-voltaic cell 16 has a diameter of 51 mm and a thickness of 1 mm. The thickness of the copper plate 17 is 1.5 mm while the thickness of the annular element 21 of insulating material is 0.05 to 0.1 mm. The combined thickness of the annular elements 19, 23 is 1.4 to 1.5 mm.

Each converter module 7 includes a back plate 25 of insulating material. The back plate 25 is in the form of a flat disc-shaped body into one face of which is cut a channel 27 (see Figure 7). The metallic plate 17 bears against this face 26 of the back plate 25 so as to cover the channel 27 and thus define a closed passage through which a liquid can flow. The back plate is provided with two apertures 28 and 29 which open into the channel 27 so as to form an inlet and outlet respectively for liquid which is to pass through the said closed passage.

The channel 27 includes a first section 30 which extends diametrally from the inlet bore 28 towards the outlet bore 29 and two sections 31, which double back on themselves to communicate the first section 30 with the outlet aperture 29. The channel sections 31 are located in respective halves of the face 26 separated by the first channel section 30. Due to this arrangement, liquid flowing through the tortuous passage defined by the channel 27 divides into two flows which pass through respective sections 31 and reunite in the region of the outlet aperture 29.

On its surface opposite the face 26 the back plate 28 is provided with a pair of tubular connector stubs 32 which extend parallel to the axis of the disc and are coaxial with the apertures 28, 29. These connector stubs 32 permit liquid to be conducted to and from the channel 27. In addition, the back plate 25 has two mounting blocks 39 by means of which the body 25 is arranged to be secured to the corresponding connecting leg 8 of the unit 1.

The back plate 24 is preferably made from a thermo-plastics material, of the type known by the mark MILNON, and is formed in a single piece by moulding. An annular seal 33 is located between the back plate 25 and the copper plate 17 in correspondence with the outer peripheral edge of this latter.

The pack of conversion-unit components described above is clamped together by means of a metallic annular retaining ring 34, for example of iron cadmiate, which takes up the reaction forces of the resilient element 23. Between the annular plate element 23 and the adjacent ring 34 is interposed an annular element 35 of insulating material.

The annular seal 33 preferably consists of an annular O-ring of a material which is capable of withstanding rapid temperature changes even of 80°C without fatigue (for example the material known by the mark VULCOLAN). The annular seal 33 is located in a circumferential groove 36 formed in the back plate 25, the cross-section of the groove being such as to ensure compression of the seal 33 when the module 7 is assembled.

The surface of the plate 17 which faces the back plate 25 is covered with a layer of insulating material so as to prevent electrolysis occurring during operation of the converter module 7. This layer of insulating material should be very thin so as not to unduly inhibit the passage of heat dissipated by the photo-voltaic cell 16 to the plate 17. For this purpose, the insulating material consists of an extremely thin film formed by the process usually used for coating pots and pans for domestic use.

With a view to avoiding air bubbles within the liquid flow, the cross-sectional area of the passage defined by the channel 27 is made less than 2% to 3% of that of the apertures 28 and 29.

During the operation of the converter module 7, the photo-voltaic cell 16 converts part of the solar

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

energy focussed onto it by the corresponding lens 6, into electrical energy for supply to an external circuit via the contact lugs 18 and 20. At the same time, the heat dissipated by the photo-voltaic cell 16 is transmitted through the copper plate 17 to a working liquid which is circulated through the passage defined by the channel 27 in the back plate 25.

The described form of each solar-energy converter module 7 facilitates its manufacture in a simple and economic manner.

The electrical cables connected to the photo-voltaic cells 16, and the tubing for the working liquid cooling these cells 16, are located within the connecting legs 8 and the mounting element 4. The working liquid (which, may, for example, be water) is arranged to traverse the four converter modules 7 in series and to this end the tubing conducting the working liquid, passes from the beam 2 to the mounting element 4 from where it successively traverses each connecting leg 8 in both directions before returning to the interior of the beam 2.

Figure 4 shows a connecting leg 8 in cross-section. Located within the leg 8 is a two-core electrical cable 37 connecting with the two contact lugs 18 and 20 of the photo-voltaic cell 16. The leg 8 also houses a liquid supply tube 38 communicating with the inlet aperture 28 of the corresponding module 7 and a liquid return tube 40 communicating with the outlet aperture 29 of the module 7. The tubes 38 and 40 are both flexible.

CLAIMS

1. A solar-energy conversion unit comprising a fixed support structure; a mounting element articulated on the support structure with at least two degrees of freedom relative thereto; an optical solar-energy concentrator fixed to the said mounting element and comprising a plurality of coplanar spherical lenses mounted with their centres mutually disposed in a geometric pattern corresponding to that formed by the vertices of a polygon, the geometric centre of said pattern lying on the notional line perpendicular to the plane of the said lenses which passes through the centre of articulation of the said mounting element on the support structure; a plurality of solar-energy converter modules each comprising a photo-voltaic cell; and a plurality of connecting legs extending from the mounting element and supporting respective ones of said converter modules, the converter modules being located at the foci of respective ones of the spherical lenses.

2. A solar-energy conversion unit according to Claim 1, including four said lenses and four said photo-voltaic cells, each cell being mounted on a respective one of four connecting legs.

3. A solar-energy conversion unit according to Claim 1 or Claim 2, in which the said spherical lenses are Fresnel lenses.

4. A solar-energy conversion unit according to any one of Claims 1 to 3, in which the fixed support structure consists of a rectilinear beam.

5. A solar-energy conversion unit according to any one of the preceding claims, in which the mounting element is articulated on the fixed support structure by means of a Cardan joint.

6. A solar-energy conversion unit according to any one of the preceding claims, in which each converter module further comprises heat transfer means arranged to transfer heat dissipated in the photo-voltaic cell of the module to a liquid.

7. A solar-energy conversion unit according to Claim 6, in which the heat transfer means comprises a body of insulating material formed both with a liquid-flow passage and with a liquid inlet and liquid outlet communicating with the passage, the photo-voltaic cell being connected to two metallic electrodes, one of which is constituted by a metallic plate which bounds the said passage on one side.

8. A solar-energy conversion unit according to Claim 7, in which the said passage follows a tortuous path.

9. A solar-energy conversion unit according to Claim 7, or Claim 8, in which the said body of insulating material has a flat face in which there is formed a channel constituting the said passage, the said metallic plate abutting against the said flat face and covering the channel.

10. A solar-energy conversion unit according to Claim 9, in which the said inlet and outlet are constituted by two apertures formed through the body and opening into the bottom of the channel.

11. A solar-energy conversion unit according to Claim 10, in which the channel has two sections arranged in parallel between the said inlet and outlet, each said channel section following a tortuous path.

12. A solar-energy conversion unit according to any one of Claims 7 to 11, in which the metallic plate is coated with an insulating material on its surface facing towards the body.

13. A solar-energy conversion unit according to any one of Claims 7 to 12, in which the metallic plate is of copper.

14. A solar-energy conversion unit according to Claim 10 or any one of Claims 11 to 13 when dependent thereon, in which the body of insulating material is shaped substantially as a disc, the apertures constituting the liquid inlet and outlet being disposed in two diametrally-opposed zones of the disc, and the disc being provided on its surface opposite to that in which the channel is formed with a pair of tubular connectors which extend parallel to the axis of the disc and are positioned coaxially with the said apertures.

15. A solar-energy conversion unit according to Claim 14 when dependent on Claim 11, in which the channel further includes a section extending diametrically from the inlet aperture towards the outlet aperture, the two tortuous channel sections being disposed on respective sides of the diametral channel section and each having one end communicating with the outlet aperture and the other end communicating with the end of the diametral channel section remote from the inlet aperture.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

16. A solar-energy conversion unit according to Claim 9, in which an annular seal is disposed between the said body and the metallic plate.

17. A solar-energy conversion unit according to Claim 9, in which in each converter module the photo-voltaic cell is positioned centrally of the metallic plate in contact with the surface thereof opposite that which faces the body, the other electrode of the cell being formed by an annular plate element of metallic material which abuts the said metallic plate with the interposition of an annulus of insulating material, the said annular electrode element being provided around its inner edge with a plurality of radially inwardly projecting fingers with press against the surface of the photo-voltaic cell opposite that facing the metallic plate.

18. A solar-energy conversion unit according to Claim 17, in which each converter module further comprises an auxiliary annular plate element provided with a plurality of resilient tongues which press the said radial fingers of the annular electrode plate element against the photo-voltaic cell.

19. A solar-energy conversion unit according to Claim 18, in which each converter module further includes a retaining element for clamping together the body of insulating material, the metallic plate, the photo-voltaic cell, the flat annular electrode element and the auxialiary annular plate element.

20. A solar-energy conversion unit according to Claim 14, in which the body is provided with mounting elements securing it to the corresponding connecting leg.

21. A solar-energy conversion unit according to Claim 14, in which the body is moulded in a single piece from thermo-plastics material.

22. A solar-energy conversion unit according to Claim 17, in which the metallic plate and the annular electrode element are each provided on their outer edges with an electrical contact.

23. A solar-energy conversion unit according to Claim 18, in which the annular electrode element and the auxiliary annular plate element are of copper.

24. A solar-energy conversion unit according to Claim 18, in which the annular electrode element and the auxiliary annular plate element are both composed of copper and beryllium.

25. A solar-energy conversion unit according to Claim 7, in which liquid supply and return tubes are provided to circulate liquid through each converter module and the corresponding photo-voltaic cell is electrically connected to an electrical cable, the tubes and cable extending through the fixed support structure and the said connecting legs.

26. A solar-energy conversion unit according to Claim 26, in which the said tubes connect the converter modules in series with each other.

27. A solar-energy conversion installation comprising a plurality of conversion units each according to Claim 1.

28. An installation according to Claim 27, in which the solar-energy conversion units are arranged in a plurality of parallel rows, the units of each row being supported by a common fixed support structure.

29. A building incorporating a solar-energy conversion installation according to Claims 27 or 28, in which the installation is located in correspondence with a transparent wall forming part of the roof of a building construction.

30. A solar-energy conversion unit, substantially as hereinbefore described with reference to the accompanying drawings.

Printed for Her Majesty's Stationery Office by the Courier Press, Leamington Spa, 1980. Published by the Patent Office, 25 Southampton Buildings, London, WC2A 1AY, from which copies may be obtained.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Publication number: **0 340 784 A1**

(12) EUROPEAN PATENT APPLICATION

(21) Application number: **89108116.8**

(22) Date of filing: **05.05.89**

(51) Int. Cl.4: **F01N 3/02 , F01N 3/28**

(30) Priority: **06.05.88 IT 6741788**

(43) Date of publication of application:
08.11.89 Bulletin 89/45

(84) Designated Contracting States:
AT CH DE ES FR GB IT LI NL

(71) Applicant: **Comitato Nazionale per la Ricerca e per lo Sviluppo dell'Energia Nucleare e delle Energie Alternative**
Viale Regina Margherita 125
I-00198 Roma(IT)

(72) Inventor: **Evangelisti, Roberto**
Via Portuense 532
I-00100 ROMA(IT)
Inventor: **Tenci, Pier Luigi**
Corso Unione Sovietica 89/c
I-10134 Torino(IT)

(74) Representative: **Boggio, Luigi et al**
c/o Ingg. Carlo e Mario Torta Via Viotti, 9
I-10121 Torino(IT)

(54) A device for reducing atmospheric pollution by exhaust gases from internal combustion engines.

(57) The device (1) comprises a hollow casing (2) provided with an inlet (3) for exhaust gases to be purified and an outlet (4) for the purified exhaust gases, and purifier means (5) interposed between the said inlet (3) and outlet (4) and substantially constituted by mineral fibres (6) activated by a noble metal catalyst deposited on them.

The device (1) further includes support means (15) for the mineral fibres (6) essentially constituted by a woven filiform material engaged on the fibres (6) in such a way as to define, between the said inlet (3) and outlet (4), a substantial alternation of layers of filiform material (15) and mineral fibres (6).

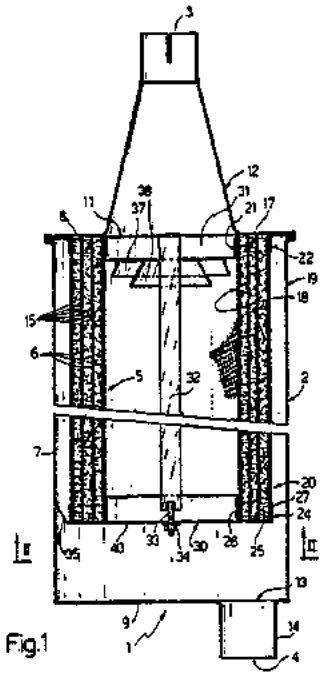


Fig.1

EP 0 340 784 A1

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

A DEVICE FOR REDUCING ATMOSPHERIC POLLUTION BY EXHAUST GASES FROM INTERNAL COMBUSTION ENGINES

The present invention relates to a device for reducing atmospheric pollution by exhaust gases of internal combustion engines. More particularly, the present invention relates to a device for reducing atmospheric pollution by the exhaust gas as from diesel cycle engines both those installed on vehicles and those installed in static installations (for example generating plants).

As is known, internal combustion engine exhaust gases, particularly from diesel cycle engines utilising diesel oil as a fuel, contain numerous noxious substances such as, for example, unburnt hydrocarbons, particles, oxides of nitrogen and carbon etc.

There are many known systems and devices designed for reducing atmospheric pollution due to internal combustion engine exhaust gases. In general these are of the type comprising a hollow casing provided with an inlet for the exhaust gas to be purified and an outlet for the purified exhaust gas, and purifying means interposed between the said inlet and outlet.

By way of example it is known to use ceramic trap devices which retain the particles present in the exhaust gas and then burn them by means of suitable heating flames supplied by an appropriate burner. Such devices have not found wide application because of the excessively high cost.

The object of the present invention is that of providing a device for reducing atmospheric pollution by exhaust gases from internal combustion engines, able to effect a purification such as drastically to reduce the toxicity of such exhaust gases whilst being of a restricted production cost in comparison with known devices of the above specified type.

The said object is achieved by the present invention in that it relates to a device for reducing atmospheric pollution by internal combustion engine exhaust gases, of the type comprising a hollow casing provided with an inlet for the exhaust gas to be purified and an outlet for the purified exhaust gases, and purifier means interposed between the said inlet and outlet, characterised by the fact that the said purifier means essentially comprise mineral fibres activated by means of a catalyst of noble metal.

For a better understanding of the present invention a preferred embodiment is described hereinafter purely by way of non-limitative example and with reference to the attached drawings, in which:

Figure 1 is a sectional side view of a device formed according to the present invention;

Figure 2 is a section, on an enlarged scale, taken on the line II-II of Figure 1;

Figure 3 is a view on an enlarged scale of a detail of Figure 1;

Figure 4 illustrates a detail of a production stage of a detail of the device in question; and

Figure 5 illustrates on an enlarged scale the structure of a detail of Figure 4.

With particular reference to Figure 1, a device for reducing atmospheric pollution by exhaust gases of internal combustion engines formed according to the principles of the present invention is generally indicated with the reference numeral 1.

The device 1 is of the type comprising a hollow casing 2 provided with an inlet 3 for the exhaust gases to be purified and an outlet 4 for the purified exhaust gases, and purifier means 5 interposed between the said inlet 5 and outlet 4.

In more detail, the casing 2 has a cylindrical structure with tubular side walls 7, an upper wall 8 and a lower wall 9. The upper wall 8 has an axial through-hole 11 and supports a conical diffuser 12 the purpose of which is to allow a progressive expansion of the exhaust gas to be purified coming from the inlet 3. The lower wall 9 has an offset through-hole 13 in which is fixed a tubular connector 14.

According to a first aspect of the present invention the purifier means 5 are essentially constituted by mineral fibres 6 rendered active by means of a noble metal catalyst deposited thereon. These fibres 6 can be amorphous, "disordered", practically free from mechanical strength, or else aligned, "ordered", in such a way as to present a mechanical strength at least three times that of the mechanical strength of the amorphous fibres. Moreover, these are preferably constituted by quartz and/or silica fibres, whilst the noble metal catalyst is advantageously a platinum catalyst.

According to a further aspect of the present invention the device 1 includes support means 15 for the mineral fibres 6, essentially constituted by a stocking of woven filiform material contacting these fibres 6 in such a way as to define, between the inlet 3 and the outlet 4, alternate layers of filiform material 15 and mineral fibres 6.

The stocking 15 of woven filiform material, a portion of which is illustrated in detail in Figure 5, is constituted by a plurality of free and elastically deformable meshes conveniently made by mechanical knitting of a stainless steel wire particularly adapted to resist high temperatures such as those of the exhaust gases of an internal combus-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

tion engine.

It is observed that the mineral fibres 6 and the stocking 15 of woven filiform material are wound in a coil (as illustrated in Figure 4) in such a way as to define a tubular mattress 17 which is interposed between two tubular metal meshes, respectively an inner mesh 18 and an outer mesh 19. Preferably, these meshes 18, 19 are obtained as expanded metal meshes of stainless steel sheet of a type adapted to resist high temperature as specified above.

The mineral fibres 6, the stocking 15 and the rigid meshes 18, 19 together define a cartridge 20 which is installed in axial position within the casing 2 and is dimensioned in such a way that the diameter of the inner mesh 18 is substantially coincident with the diameter of the through-hole 11 in the upper wall 8 of the casing 2.

The upper portion of the cartridge 20 is positioned, in use, between inner and outer centring collars 21, 22 extending from the inner side of the upper wall 8 of the casing 2 through the through-hole 11 mentioned above.

The lower portion of the cartridge 20 is housed within an annular bowl 24 substantially constituted by a flat ring 25 and two collars 26, 27 extending perpendicularly from this latter and entirely identical to the collars 21, 22 described above.

The device 1 has a further innovative characteristic according to which the dimensions of the cartridge 20 in a longitudinal and transverse sense are less than the respective internal longitudinal and transverse dimensions of the casing 2, for the purpose of allowing, in use, an expansion thereof within the casing itself without creating mechanical stresses between these two components. In particular, the cartridge 20 is retained in the working position by means of a disc 30 resting on the lower surface of the annular bowl 24 and mechanically connected to a crosspiece 31 supported by the collar 21 by means of an axial tie rod 32 a threaded leg 33 of which retains the disc 30 by means of a nut 34. The material constituting the tie rod 32 is of the same type as that constituting the rigid meshes 18, 19 of the cartridge 20, in such a way as to present a substantially identical thermal expansion to that of the meshes 18, 19 themselves.

The disc 30 is provided with a set of three radial tongues 35 angularly equidistant from one another and extending towards the inner surface of the lateral wall 7 of the casing 2 without, however, touching this latter (Figures 2 and 3). The tongues 35 are bent with respect to the plane of the disc 30 in such a way as to form with this latter an angle of substantially 45° and present a circular outline such that these do not dig in to the wall 7 during longitudinal excursions of the cartridge 20 by the effect of the increase in the working temperature.

For the purpose of distributing exhaust gases uniformly over the entire inner surfaces of the cartridge 20 the device 1 is provided with a pair of flow deflectors 37, 38 substantially constituted by tubular elements of conical profile of different diameters fixed coaxially to the crosspiece 31.

According to a further characteristic of the present invention the disc 30 is provided with a through-hole 40 of suitable dimensions, which puts the inlet 3 in direct communication with the outlet 4 of the casing 2.

The device 1 operates in general in a manner similar to known devices of this type in the sense that the exhaust gases gain access to the interior of the casing 2 through the inlet 3 and subsequently flow to the outlet 4 after having traversed the cartridge 2 and having been purified by means of the purifier 5 contained in it.

From the conceptual point of view the adoption of mineral fibres 6 clad with a catalyst allows unexpected and surprising results to be obtained from the point of view of the destruction of polluting particles contained in the exhaust gases.

The fibres 6 used in the production of the device 1, which in an experiment which was performed had an active surface estimated at about 24 m^2 were found sufficient to oxidise the residual unburnt carbon particles in an amount approximately equal to one point on the Bosch smoke scale.

By examining in detail the structure of the device 1 numerous characteristics are noted which render this device signficantly effective.

In particular, the use of the stocking 15 of woven wire-like material certainly performs two important functions:

a principle function consisting in supporting the mineral fibres 6 correctly for the purpose of maintaining them always distributed in a uniform manner within the interior of the cartridge 20 and therefore making the purifying effect homogeneous in time;

a secondary, but equally important function, consisting in creating, between the inlet 3 and the outlet 4, an alternating set of layers of mineral fibres and wire material, this latter causing a certain separation between adjacent layers of mineral fibres and therefore a good distribution of the flow of gas between the mineral fibres themselves, and, ultimately, an optimum purifying effect.

The system for fixing the cartridge 20 to the casing 2 by means of the tie rod 32 (having a coefficient of thermal expansion similar to that of the rigid meshes 18, 19) allows, simultaneously, the fixing of the cartridge 20 to the casing 2 and the free expansion of the meshes 18, 19 without casuing rupture of these meshes by exceeding the yield points of the respective metal materials.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

The presence of the hole 40 in the disc 30 has substantially no effect in normal operating conditions of the device 1, that is to say in the case in which the combustion residues are consumed by part of the purifier means 5 in such a way as to cause no accumulation of these between the fibres 6. In the case in which such eventuality occurs, the momentary blockage of the cartridge 20 and the constant inflow of gases to the interior thereof cause an excess pressure which does not exceed a predetermined safety level since the discharge gas can momentarily flow out through the hole 40 allowing the purifier means 5 to digest the overload of combustion residues.

Finally, the combined action of the diffuser 12 and the flow deflectors 37, 38 permits possible damage due to the rapid expansion of the exhaust gas jet flowing into the interior of the cartridge 20 to be reduced to the minimum.

From a study of the characteristics of the device formed according to the present invention the advantages which it allows to be obtained are therefore evident.

The high efficiency of the purifier means 5, conveniently supported by the stocking 15 of resiliently deformable woven metal wire permits a drastic reduction in the more noxious and repeated emissions such as the particles and oxides of nitrogen, and the almost total elimination of the oxides of carbon and unburnt hydrocarbons, containing the back pressure within more than acceptable limits.

Beyond the overall improvement in the purifying efficiency and functionality, it is observed that the device 1 can be made at an overall cost which is significantly less than the cost of ceramic devices currently utilised and described above.

As far as the possible utilisation of the device formed according to the present invention is concerned, it is noted that, as a rule, it can be utilised advantageously to treat exhaust gases from any type of internal combustion engine, whether it be of the Diesel cycle or Otto cycle type, installed on vehicles or in fixed installations (for example generators) as well as to treat the exhaust gases of heating boilers adapted for industrial and civil installations.

Finally, it is clear that the device 1 described above can have modifications and variations introduced thereto without however departing from the present invention.

For example, it is evident that wide modifications can be introduced to the structure of the cartridge 2 whilst retaining the principle of interposing between the inlet 3 and the outlet 4 of the casing 2 alternate layers of mineral fibres and stockings of woven wire-like material. In the case in which these two elements are wound in a spiral (as illustrated in Figure 4) the stocking 15 could be disposed on a single face of the layer 6 of fibres in that during the course of the winding this alternation of layers described above would in any case be obtained.

The support for the cartridge 20 could be achieved by means of several tie rods either positioned within or outside the cartridge itself, the concept of utilising a material with a coefficient of thermal expansion as close as possible to that of the rigid meshes 18, 19 remaining the same. It is also evident that other ways of support could be thought up, for example utilising resilient means able to maintain the cartridge in the correct working position whilst allowing termal expansion in longitudinal and transverse directions within the associated case.

The number of flow deflectors could be greater or less than two, and the associated structure could be different from the conical structure described above.

Claims

1. A device for reducing atmospheric pollution by the exhaust gases of internal combustion engines of the type comprising a hollow casing provided with an inlet for exhaust gases to be purified and an outlet for the purified exhaust gases, and purifier means interposed between the said inlet and outlet, characterised by the fac that the said purifier means (5) essentially comprise mineral fibres (6) activated by means of a noble metal catalyst.

2. A device according to Claim 1, characterised by the fact that the said mineral fibres (6) are "disordered" amorphous fibres.

3. A device according to Claim 1, characterised by the fact that the said mineral fibres (6) are aligned "ordered" fibres.

4. A device according to any preceding Claim, characterised by the fact that the said mineral fibres (6) are fibres of quartz and/or silica.

5. A device according to any preceding Claim, characterised by the fact that the said noble metal catalyst is a catalyst of platinum.

6. A device according to any preceding Claim, characterised by the fact that it includes support means (15) for the said mineral fibres (6) essentially constituted by woven filiform material in contact with the said fibres (6) in such a way as to define, between the said inlet (3) and outlet (4), a substantial alternation of layers of filiform material (15) and mineral fibres (6).

7. A device according to Claim 6, characterised by the fact that the said support means (15) are essentially constituted by a stocking of woven fili-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

form material having a plurality of resiliently deformable free loops conveniently obtained by mechanically knitting a stainless steel wire particularly adapted to resist high temperatures.

8. A device according to Claim 7, characterised by the fact that the said mineral fibres (6) and the said stocking (15) of filiform material are wound into a spiral in such a way as to define a tubular mattress (17) interposed between an inner tubular metal mesh (18) and an outer tubular metal mesh (19).

9. A device according to Claim 8, characterised by the fact that the said tubular meshes (18, 19) are made of stainless steel of the type adapted to resist high temperature.

10. A device according to Claim 8 or Claim 9, characterised by the fact that the said mineral fibres (6), the said stocking (15) and the said rigid meshes (18, 19) together define a cartridge (20) installed in an axial position within the interior of the said casing (2) and dimensioned in such a way that the diameter of the said inner mesh (18) is substantially coincident with the diameter of a through-hole (11) in an upper wall (8) of the said casing (2).

11. A device according to Claim 10, characterised by the fact that it includes centring means (21, 22) for an upper portion of the said cartridge (20) with respect to the said upper wall (8) of the said casing (2).

12. A device according to Claim 11, characterised by the fact that the said centring means (21, 22) are substantially constituted by an inner collar (21) and an outer collar (22) extending from the inner side of the said upper wall (8) of the said casing (2) around the said through-hole (11).

13. A device according to any of Claims from 10 to 12, characterised by the fact that it includes means (24) for housing a lower portion of the said cartridge (20).

14. A device according to Claim 13, characterised by the fact that the said housing means (24) are essentially constituted by an annular bowl (24) having a flat ring (25) and two collars (26, 27) extending perpendicularly from this latter.

15. A device according to any of Claims from 10 to 14, characterised by the fact that the said cartridge (20) has longitudinal and transverse dimensions less than the respective inner longitudinal and transverse dimensions of the said casing (2).

16. A device according to Claim 15, characterised by the fact that the said cartridge (20) is maintained in its working position by means of supports (30, 31, 32) adapted to allow thermal expansion of the said cartridge (20) at least in a longitudinal direction.

17. A device according to Claim 16, characterised by the fact that the said support means (30, 31, 32) comprise a disc (30) substantially resting on the lower surface of the said cartridge (20) and mechanically connected to the said upper wall (8) of the said casing (2) by means of an axial tie rod (32).

18. A device according to Claim 17, characterised by the fact that the said tie rod (32) is made of material of the same type as that constituting the said rigid meshes (18, 19) of the said cartridge (20).

19. A device according to Claim 17 or Claim 18, characterised by the fact that the said disc (30) is provided with spacer and guide means (35) for excursions of the said cartridge (20), facing towards a side wall (7) of the said casing (2).

20. A device according to Claim 19, characterised by the fact that the said spacer and guide means (35) are essentially constituted by a plurality of radial tongues (35) extending from the said disc (30) towards the inner surface of the said side wall (7) of the said casing (2) without however engaging the wall (7) itself.

21. A device according to Claim 2, characterised by the fact that the said tongues (35) are disposed equidistantly and are bent with respect to a plane defined by the said disc (30).

22. A device according to any preceding Claim, characterised by the fact that it includes means (40) for direct communication between the said inlet (3) and outlet (4) of the said casing (2).

23. A device according to Claim 22 when dependent on any of Claims from 17 to 21, characterised by the fact that the said direct communication means (40) are essentially constituted by a through-hole (40) formed in the said disc (30).

24. A device according to Claim 10 or any of Claims from 11 to 23 when dependent on Claim 10, characterised by the fact that it includes flow deflector means (37, 38) for the said exhaust gases, interposed between the said inlet (3) and the said cartridge (20).

25. A device according to any preceding Claim, characterised by the fact that it includes a diffuser (!2) disposed immediately downstream of the said inlet (3) of the said casing (2).

26. A device according to any preceding Claim, characterised by the fact that the said inlet (3) is connected to the exhaust of a diesel engine, and by the fact that the said outlet (4) is connected to the atmosphere.

27. A device according to any of Claims from 1 to 25, characterised by the fact that the said inlet (3) is connected to the exhaust of a diesel engine and the said outlet (4) is connected to a heat recovery unit.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

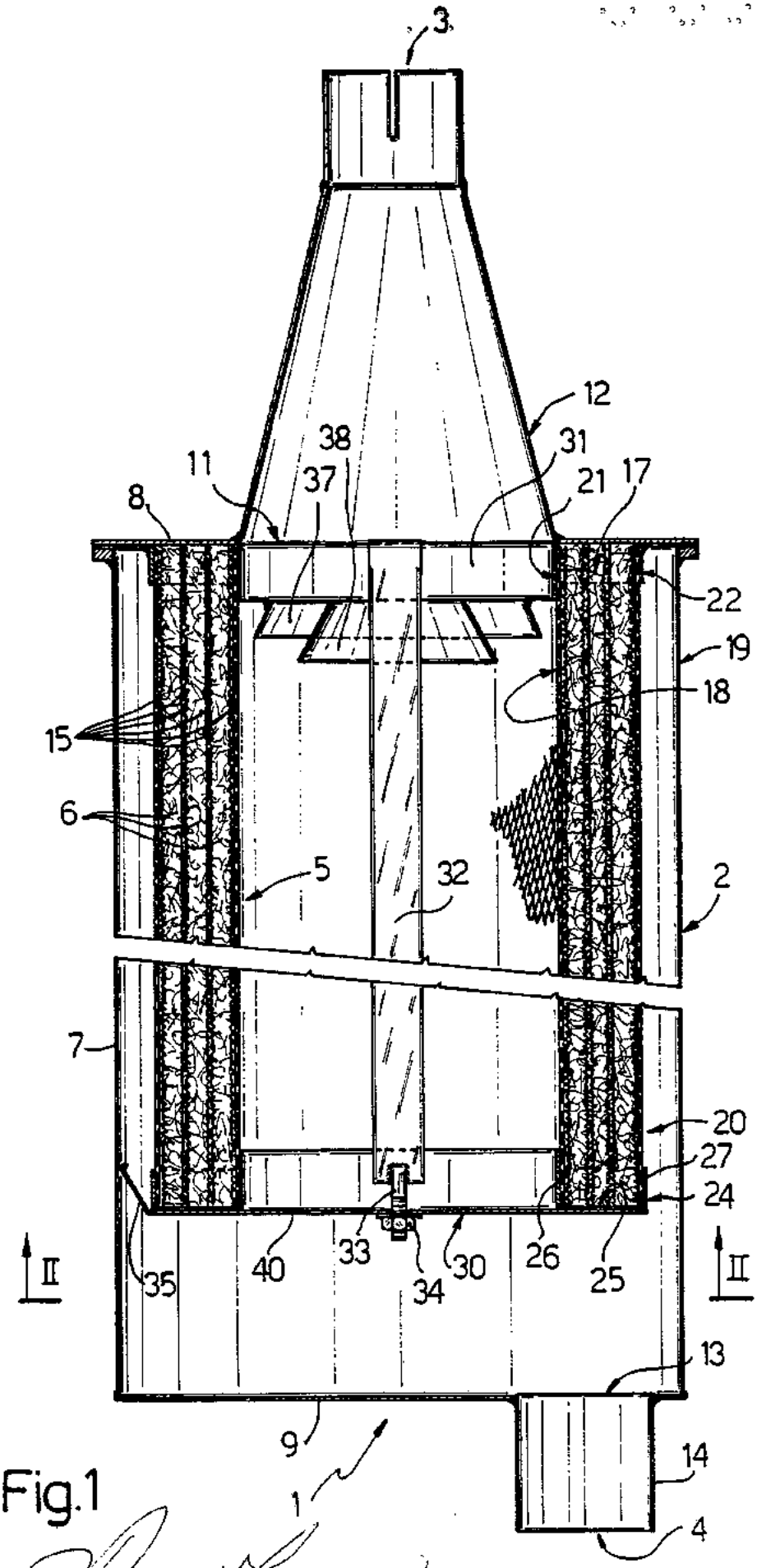


Fig.1

(Dr. Ing. Paolo JORIO)

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

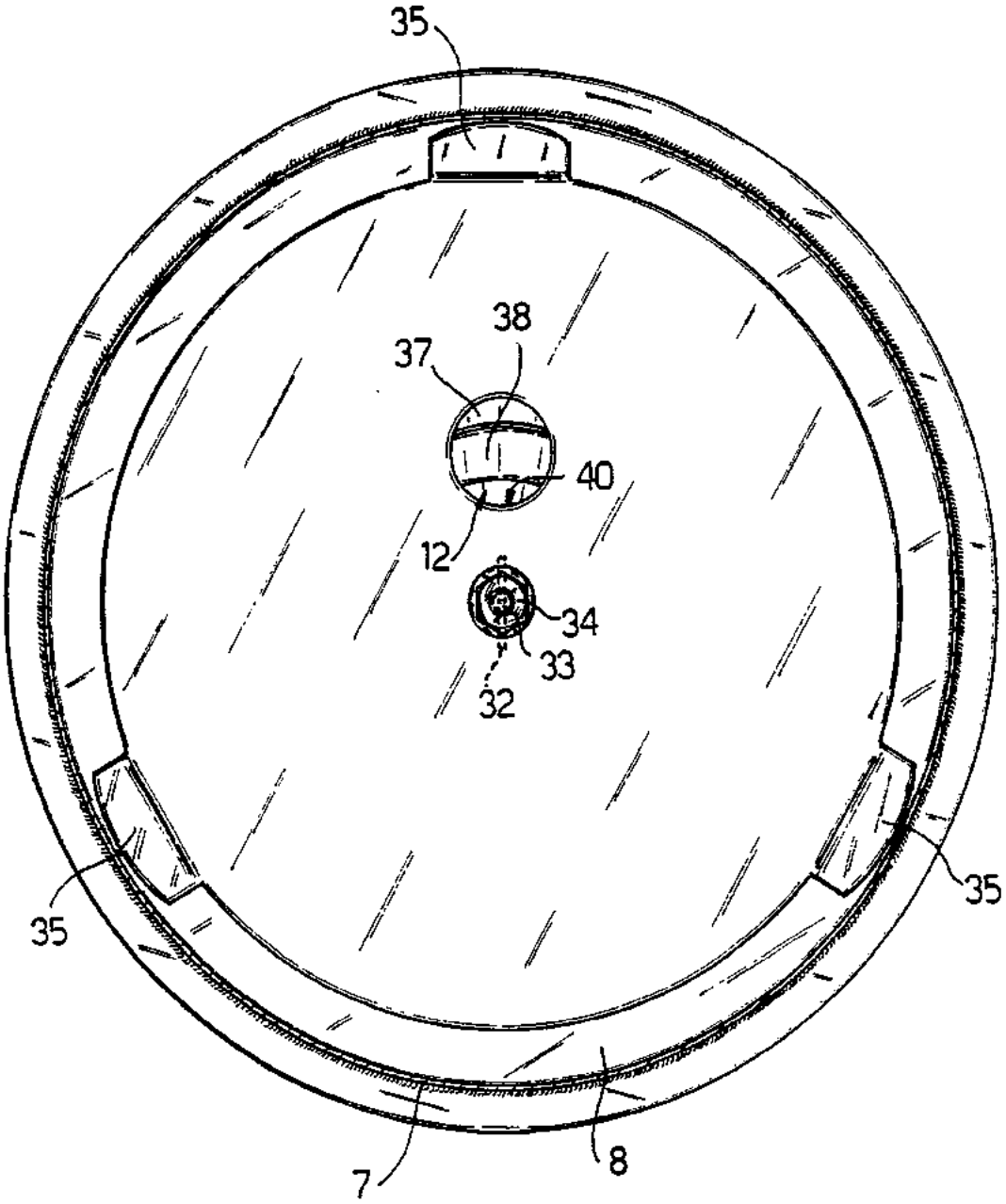


Fig. 2

(Dr. Ing. Paolo JORIO)

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

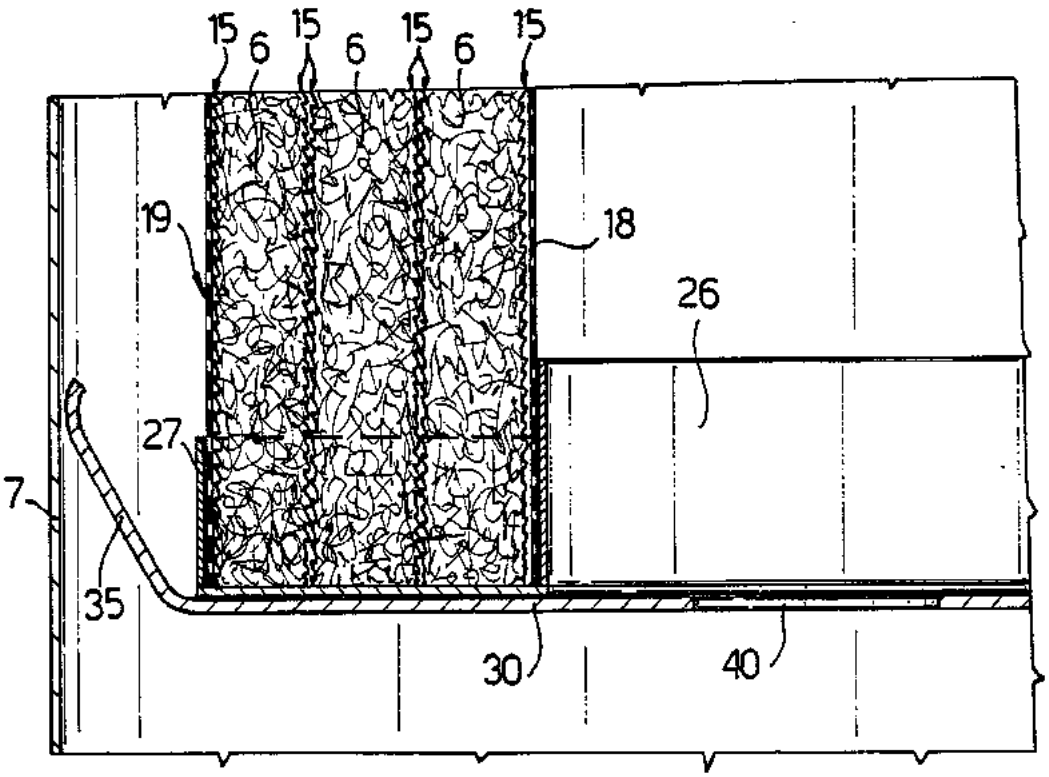


Fig.3

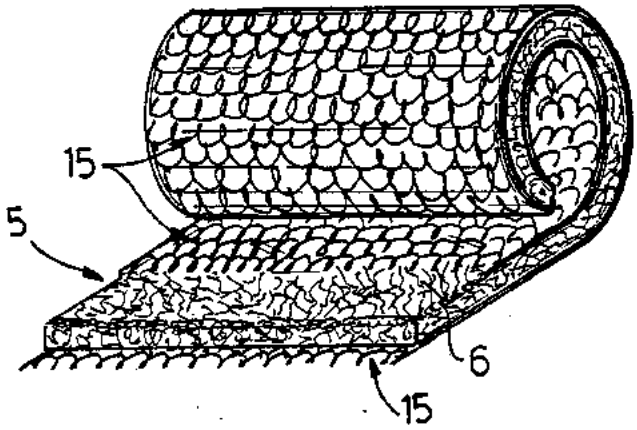
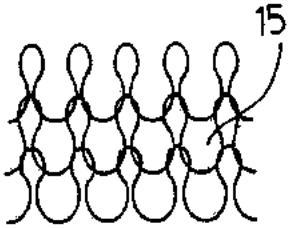


Fig.4

Fig.5



(Dr. Ing. Paolo JORIO)

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

European Patent Office

EUROPEAN SEARCH REPORT

Application Number

EP 89 10 8116

DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category	Citation of document with indication, where appropriate, of relevant passages	Relevant to claim	CLASSIFICATION OF THE APPLICATION (Int. Cl.4)
X	US-A-4175107 (IWAOKA)	1, 3-5,	F01N3/02
	* column 3, line 3 - line 40 *	22, 23	F01N3/28
A	* column 4, line 41 - line 49 *	6, 8, 9	
	* figures 3, 12 *	25	

X	US-A-4195063 (IWAOKA)	1, 3-5,	
	* column 2, line 11 - column 4, line 8 *	22	
A	* figures 1, 2, 6-8 *	6, 8, 9	

X	US-A-4220625 (TOH)	1-3, 5,	
	* column 2, line 52 - column 4, line 7 *	6	
A	* column 7, line 33 - line 62 *	4, 8, 9	
	* figure 10 *		

X	CH-A-447718 (BERLIET)	1, 2, 5,	
	* the whole document *	26	
A		4, 9,	
		10, 15	

A	CH-A-469900 (BERLIET)	1, 2, 4,	
	* the whole document *	9, 10,	TECHNICAL FIELDS SEARCHED (Int. Cl.4)
		15, 22,	
		23, 26	
	---		F01N
A	DE-A-3228325 (EBERSPÄCHER)	1, 2,	
	* page 7, last paragraph - page 8, last	25, 26	
	paragraph; figure 1 *		

A	DE-A-3545762 (LEISTRITZ)	1, 6-8,	
	* the whole document *	26	

A	GB-A-832890 (BENDIX)		

The present search report has been drawn up for all claims

Place of search	Date of completion of the search	Examiner
THE HAGUE	07 AUGUST 1989	FRIDEN C.M.

4

EPO FORM 1503 03.82 (P0401)

CATEGORY OF CITED DOCUMENTS

X : particularly relevant if taken alone
Y : particularly relevant if combined with another document of the same category
A : technological background
O : non-written disclosure
P : intermediate document

T : theory or principle underlying the invention
E : earlier patent document, but published on, or after the filing date
D : document cited in the application
L : document cited for other reasons

& : member of the same patent family, corresponding document

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

NOTIZIARIO DELL'ENEA

RISPARMIO ENERGETICO

Anno 4 – n. 12 – aprile-giugno 1986

COMITATO SCIENTIFICO E DI REDAZIONE
Giuseppe Bianchi, Leonardo Biondi, Angiolo Ceroni, Emilio D'Errico, Ugo Farinelli, Riccardo Galli, William Mebane, Maria Luisa Perilli, Ferrante Pierantoni, Giuseppe Tomassetti, Paolo Valant

DIRETTORE RESPONSABILE
Ferrante Pierantoni

COORDINATORE SCIENTIFICO
Emilio D'Errico

REDATTORE CAPO
Maria Luisa Perilli

GRAFICA E IMPAGINAZIONE
Mauro Ciamarra

COLLABORATORI
Hanno collaborato a questo numero: Gianfranco Angelino, Franco Balduzzi, Mario Conte, Fabrizio De Poli, Roberto Evangelisti, Renato Festa, Giancarlo Gardano, Paolo Massacci, Mario Mazza, Maurizio Petruzziello, Cosimo Punzi, Antonietta Ronchetti, Livio Tamberi, Pietro Tarquini, Pierluigi Tenci, Emanuele Tozzo, Salvatore Vaccaro, Giampaolo Valentini

COPERTINA
Ettore Vitale

GRAFICI
SIGNUM grafica

MAILING LIST
Franco Caporossi

STAMPA
Janusa Editrice, via M. D'Azeglio, 52 Roma
Tel. 48.67.58

DIREZIONE E REDAZIONE
Enea, v.le Regina Margherita, 125
tel. 85281, 00198 Roma

AUTORIZZAZIONE
Tribunale Civile di Roma n. 431
del 28/12/1982 del Registro della stampa

ABBONAMENTI
Italia L. 10.000
cc/p n. 35504000 intestato a ENEA,
viale Regina Margherita, 125 - 00198 Roma
Spedizione in abb. post. Gruppo IV - 70%

EDITORIALE 2

R. Evangelisti – R. Festa – G.C. Gardano – M. Petruzziello – P.L. Tenci S. Vaccaro

Lo scambiatore a letto fluido: una soluzione per il problema del fouling nel recupero di calore da fumi sporchi 4

F. Balduzzi

Applicazione del metodo di analisi energetica "a scatola nera" a due impianti industriali 40

INTERVENTI DI RISPARMIO ENERGETICO 57

Riduzione punte di potenza. Caso tariffa binomia semplice 58

INFORMAZIONE 67

Corso di formazione Enea per specialisti in gestione dell'energia/Nuovo reattore anaerobico in termofilia per reflui industriali/Nuovo scovolatore a motore pneumatico/Valvola deviatrice a 3 vie per condotti industriali percorsi da fumi sporchi a media e alta temperatura/Perfezionamento a un impianto di recupero termico del liquido di raffreddamento di un motore utilizzato per cogenerazione/Serbatoio di accumulo di acqua in pressione/Primi trasformatori di calore europei offerti sul mercato/ Impiego di un mulino a velocità variabile/Piani svedesi per la riduzione dei consumi energetici e per la transizione alle energie rinnovabili/Motori diesel di piccola potenza alimentati con olio pesante/Aria compressa in deposito/Si diffonde l'impiego del silicio amorfo nel settore delle celle solari/Impatto energetico del trattamento dei minerali/La riscoperta energetica dei navigli a Milano/Iwec '86

CONVEGNI E MOSTRE 79

Nazionali ed internazionali sulle fonti di energia e sul risparmio energetico

BREVETTI 89

Brevetti internazionali sul risparmio energetico

LEGGI E NORME 91

Nuovo decreto relativo all'art. 11 della legge 308/82 93

Delibera Cipe relativa all'"Aggiornamento 1985-87 del Piano Energetico Nazionale" 95

C. Punzi

Questioni giuridiche e responsabilità nella somministrazione di energia elettrica 103

PREZZI E TARIFFE 107

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Lo scambiatore a letto fluido: una soluzione per il problema del fouling nel recupero di calore da fumi sporchi

R. Evangelisti, R. Festa, G.C. Gardano, M. Petruzziello, P.L. Tenci, S. Vaccaro

Considerazioni generali sullo sporcamento

Numerosissime sono le applicazioni in campi industriali diversi di apparecchiature nelle quali ha luogo trasferimento di calore fra due o più correnti di fluidi attraverso superfici di scambio (scambiatori di calore a fascio tubiero, generatori di vapore, generatori di liquidi caldi, aircoolers etc.). Tutte queste apparecchiature possono trovarsi in condizioni operative nelle quali è inevitabile un notevole sporcamento della superficie: tale problema si è imposto all'attenzione dei tecnici particolarmente nell'ultimo decennio a causa delle sue implicazioni economiche, operative e di sicurezza.

Seppure nell'ambito di scenari tecnologici internazionali non sempre dai confini ben definibili sono state fatte stime e valutazioni sulla incidenza che il fattore "sporcamento" (fouling) delle superfici di scambio ha sul prodotto nazionale lordo Pnl dei paesi più industrializzati del mondo (Europa, Usa, Giappone): tale incidenza è risultata pari approssimativamente allo 0,3% Pnl, comprendendo in essa le perdite di produzione, i costi di manutenzione, i costi energetici etc. Se si traduce tale valutazione quantitativa in termini di costi attuali e si ipotizza che solo l'1% di tali costi possa essere recuperato – mediante l'adozione di componenti o sistemi di scambio che non risentano in modo vincolante del problema del fouling – sulla base di tempi di ritorno degli investimenti dell'ordine di 1 anno (quali l'esperienza ha dimostrato essere possibile raggiungere), si ha un mercato potenziale mondiale per tali scambiatori che può essere valutato dell'ordine dei 200 milioni di dollari all'anno.

Lo sporcamento, fenomeno quindi di un grosso impatto tecnologico-economico, può definirsi come il deposito di materiale estraneo su di una superficie di scambio, che in esercizio riduce drasticamente con il tempo il trasferimento del calore, producendo quindi un maggior consumo di energia. In genere in sede progettuale esso viene messo in conto mediante la considerazione di una resistenza termica del deposito R_D costante (fouling factor). Nel fenomeno reale invece, tale grandezza risulta variabile nel tempo con andamento monotono crescente, con o senza asintoto, fino ad un limite più o meno tollerabile nella economia generale dell'impianto, in funzione dei costi manutentivi ad esso associati.

Il fenomeno dello sporcamento, che può presentarsi in modi molto diversi, interagisce con molte variabili operative e costruttive dipendenti oltre che dalle caratteristiche chimico-fisiche dei fluidi protagonisti e dei materiali solidi costituenti le superfici anche dalle caratteristiche metallurgiche di questi. Se τ è il tempo, B il peso di materia-

Ing. Roberto Evangelisti, Enea, Dip. Fonti Alternative e Risparmio Energetico

Ing. Renato Festa, Enea, Dip. Tecnologie Intersettoriali di Base

Ing. Giancarlo Gardano, Ing. Maurizio Petruzziello, Fiat Ttg, Torino

Ing. Pier Luigi Tenci, – Tenci Energy Saving s.n.c., Torino

Ing. Salvatore Vaccaro, Università di Napoli

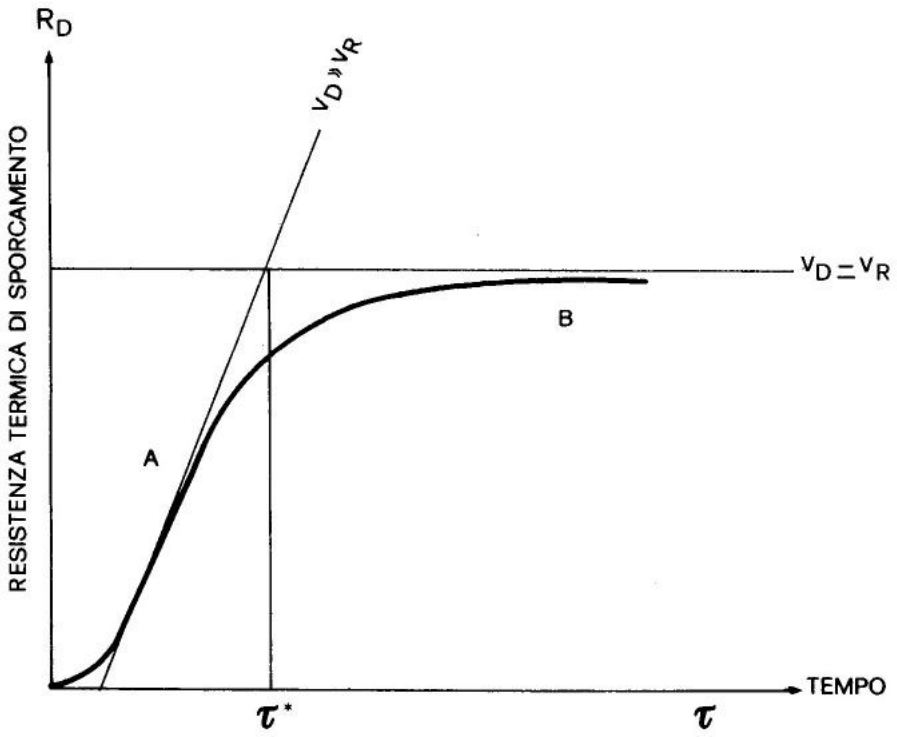
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

le sporcante che si accumula, v_D la velocità di deposito del materiale sporcante e v_R la velocità di rimozione di questo, facendo un semplice bilancio di materia si ha che la velocità di accumulo netta nel tempo è:

$$\frac{dB}{d\tau} = v_D - v_R \qquad [1]$$

Mentre v_D dipende prevalentemente dal tipo di meccanismo di deposito (sedimentazione, cristallizzazione, reazioni chimiche etc.), v_R dipende dalla forza di adesione del deposito, dalla velocità di transito del fluido e dalla configurazione geometrica del sistema. Qualitativamente si possono quindi avere due tipi di andamento temporale della funzione $R_D(\tau)$ quali indicati in fig. 1. Quando v_D, si mantiene al trascorrere del tempo sempre $\gg v_R$ si ha l'andamento A, mentre se v_R con il tempo aumenta all'aumentare dello spessore del deposito sporcante e si avvicina a v_D, la $R_D(\tau)$ tende ad un asintoto corrispondente a $v_D = v_R$ (andamento B). È di particolare importanza in questo caso sapere se tale asintoto viene raggiunto prima che la efficienza termica del dispositivo sia scesa ad un limite intollerabilmente basso o, analogamente, prima che le perdite di carico per intasamento ai capi dello scambiatore abbiano raggiunto un valore eccessivamente elevato, tanto da rendere comunque economicamente consigliabile un intervento manutentivo di pulizia. Nel caso infatti che tali limiti non siano stati raggiunti per $\tau \leqslant \tau^*$, data la presunta natura asintotica del fenomeno, l'intervallo di tempo fra due successivi interventi di pulizia potrà essere notevolmente più elevato.

FIG. 1 – ANDAMENTO QUALITATIVO DELLA RESISTENZA TERMICA DI SPORCAMENTO R_D IN FUNZIONE DEL TEMPO τ



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

I principali meccanismi di formazione del fouling sono:

- la cristallizzazione di sali che, al di sopra di una certa temperatura, mostrano una concentrazione di saturazione decrescente (solubilità inversa): il deposito cristallino incomincia a formarsi se tali soluzioni vengono a contatto con superfici riscaldate;
- la corrosione, che in genere ha il duplice effetto di generare uno strato avente elevata resistenza termica e di dare luogo ad una superficie più rugosa. Con taluni fluidi, essendo la corrosione causata dal ristagno degli stessi in zone morte dello scambiatore, conviene aumentarne la turbolenza per limitarne gli effetti;
- le reazioni chimiche, catalizzate talvolta dai materiali solidi costituenti le superfici di scambio, ed accelerate spesso da un aumento della temperatura di queste. In tal caso è stato teoricamente dimostrato e sperimentalmente confermato che v_D è legato a $G^{0.8}$, ove con G si indichi la velocità di massa del fluido sporcante;
- la crescita biologica, come nel caso di acque di raffreddamento (di mare, fiume o lago) capaci di mantenere forme di vita quali alghe, erbe, funghi etc.;
- la sedimentazione di particelle solide sospese in correnti gassose, come nel caso di effluenti aereiformi di reazioni di combustione. In tal caso, che vedremo più in dettaglio, perché di specifico interesse, nel prosieguo della presente nota, la v_D e la v_R sono legate sì alla rugosità delle superfici, ma soprattutto alla temperatura delle pareti, alle caratteristiche chimico-fisiche delle particelle e quindi alla loro appiccicosità, alla turbolenza fluidodinamica del gas "sporco" che le trascina e alla concentrazione in esse di particolato solido. Il meccanismo suddetto è quello che principalmente vincola il trattamento dei gas di scarico di motori endotermici – in idonei scambiatori di calore gas-liquido, per il recupero di parte del loro contenuto entalpico in gruppi di cogenerazione – a causa della presenza nei succitati effluenti di particolato solido estremamente fine ed appiccicoso.

Recupero di calore dai gas di scarico dei motori diesel: effetto del fouling nei normali scambiatori

La tendenza al rialzo nell'ultimo decennio dei costi energetici, ora peraltro notevolmente attenuatasi, ha aperto ai motori veicolistici possibilità di impiego in sistemi energetici ad alta efficienza, basati sulla produzione contemporanea di energia elettrica ed energia termica (impianti di cogenerazione), con molteplici possibili applicazioni nel settore civile,industriale, agricolo e terziario. Mentre infatti la produzione separata di energia termica ed elettrica, prevalentemente concentrata in grosse centrali, presenta rendimenti non superiori al 35%, i sistemi di cogenerazione hanno, come noto, rendimenti energetici molto più elevati ed offrono quindi la possibilità di conseguenti, notevoli risparmi di combustibile.

Una cogenerazione diffusa e frazionata a livello di utenza, se da un lato può creare localmente piccoli problemi di gestione della rete elettrica nazionale, se prevista in parallelo a questa, dall'altro comporta l'enorme vantaggio di rendere disponibile il calore recuperato, in fase di produzione dell'energia elettrica, nei centri di domanda del calore stesso. Questo fatto è di estrema importanza data la grande differenza di costi per il trasporto a distanza delle due forme di energia. Del resto in un quadro di azioni tese a massimizzare la efficienza di utilizzazione dei combustibili, il motore diesel è destinato ad avere un ruolo di rilievo per i vantaggi che presenta:

– elevata efficienza di conversione elettrica, anche in unità modulari di piccola potenza;

– bassi costi di investimento, esercizio e manutenzione, caratteristici di unità derivate da produzioni di grande serie;

– elevata affidabilità e durata;

– idoneità alla sovralimentazione normale con interrefrigerazione.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Per contro il trattamento dei gas di scarico in idonei gruppi di scambio termico gas/liquido per il recupero parziale del calore in questi contenuto, ed altrimenti disperso, presenta notevoli difficoltà legate a:

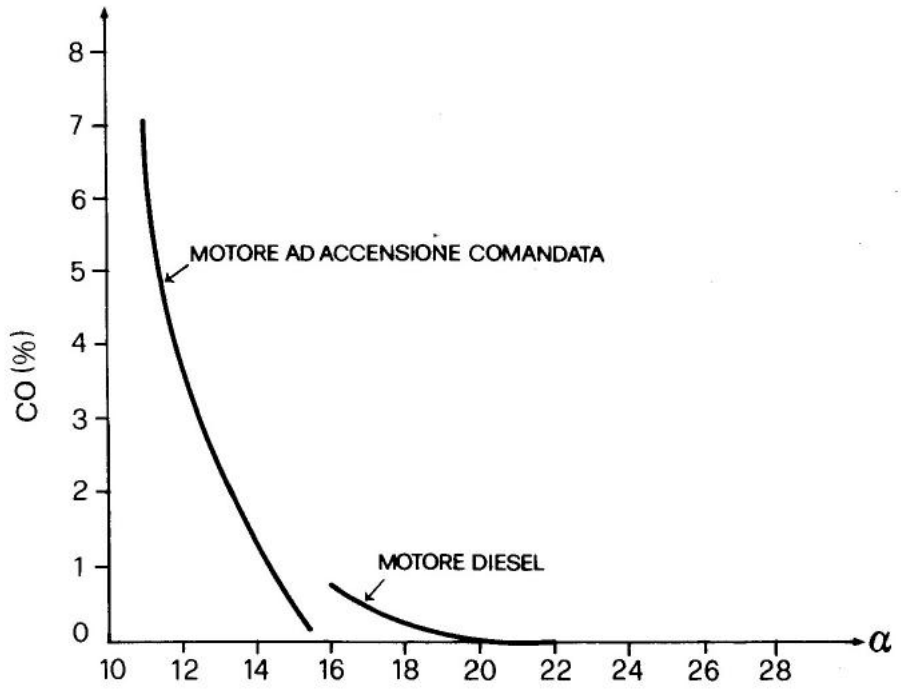
– presenza di particolato solido notevolmente fine ed appiccicoso, che determina elevati valori di v_D e quindi depositi di fouling presto intollerabili;

– notevole estensione delle superfici di scambio, richieste da salti termici in generale non elevati e da bassi coefficienti di scambio lato gas.

Inoltre se i gas di scarico di un motore diesel hanno il vantaggio dal punto di vista ambientale di avere una relativamente bassa percentuale di CO e di idrocarburi incombusti – valori di molto inferiori nei rispettivi campi di variazione di α (rapporto fra le portate massiche di aria e combustibile) a quelli relativi a motori ad accensione comandata (v. figg. 2 e 3) – dall'altro rispetto ai gas prodotti da questi presentano una quantità notevolmente maggiore di particolato solido, proveniente dai processi di combustione del gasolio nei cilindri (v. fig. 4) e da processi successivi quali aggregazione, agglomerazione, pirolisi, condensazione ed altri.

Una schematizzazione dei possibili processi di trasformazione portanti alla formazione di particelle carboniose nei gas di scarico dei motori diesel è mostrata in fig.

FIG. 2 – CONFRONTO FRA LE EMISSIONI DI – CO – DA UN MOTORE AD ACCENSIONE COMANDATA E DA UN MOTORE DIESEL

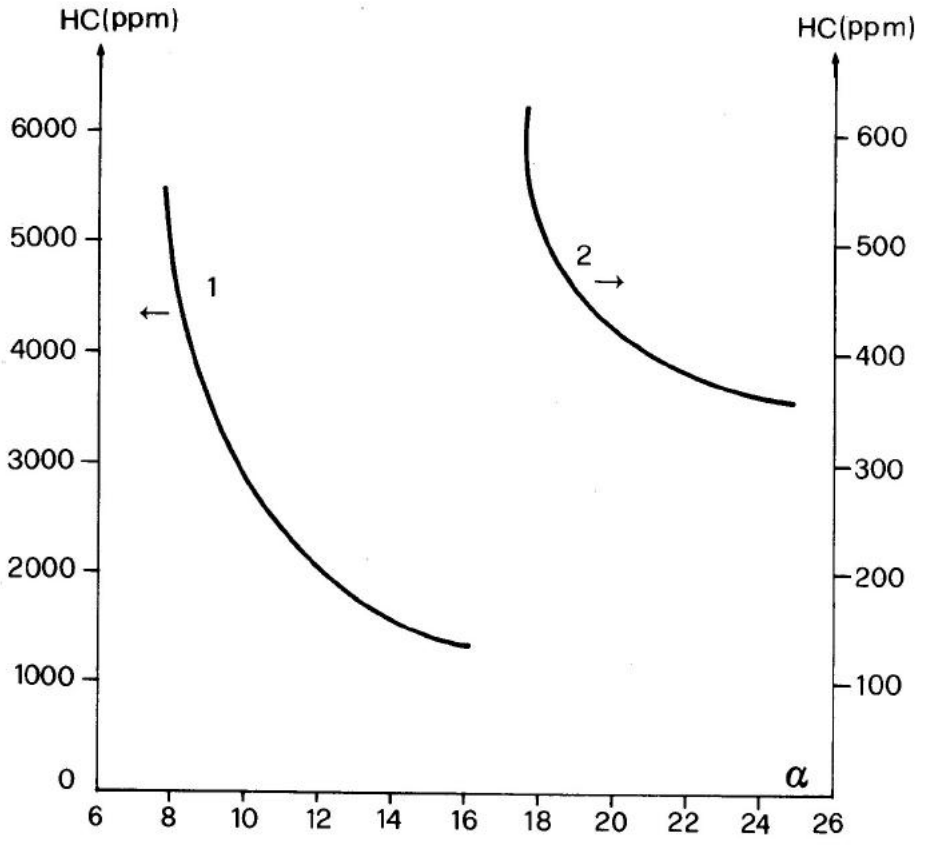


Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

5. I componenti del particolato in tal caso sono di dimensioni estremamente piccole: essi presentano una curva granulometrica media (Wagner, con conferma sperimentale di Khatri) tale che si può ritenere in termini volumici che il 40% del particolato sia di dimensioni inferiori a 0,1 µm, il 10% fra 0,1 e 0,2 µm, il 20% fra 0,2 e 0,3 µm, il 28% fra 0,3 e 2 µm, e infine solo il 2% abbia dimensioni medie superiori a 2 µm. Come dato grossolano si deduce quindi che il 70% del particolato ha in media dimensioni inferiori a 0,3 µm. Su tali particelle solide sono inoltre assorbite numerosissime specie chimiche, rappresentate essenzialmente da composti organici (idrocarburi policiclici aromatici): la riconosciuta pericolosità di queste emissioni ha anche spinto i legislatori di alcuni Paesi a formulare norme restrittive circa le emissioni di particolato dei motori diesel, come negli Usa è stato fatto ad esempio dalla Environmental Protection Agency per motori diesel veicolistici.

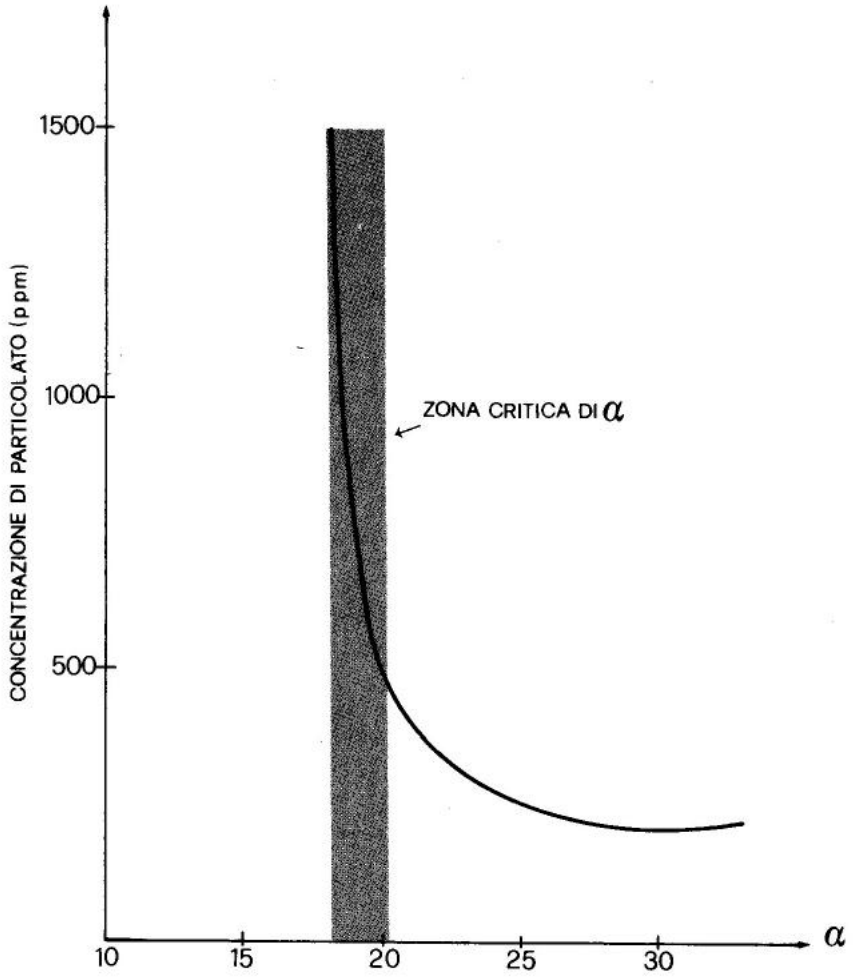
Enorme è quindi l'interesse per tutti quegli apparati che provocano una riduzione del-

FIG. 3 – CONFRONTO FRA LE EMISSIONI DI HC DA UN MOTORE AD ACCENSIONE COMANDATA (1) E DA UN MOTORE DIESEL (2) IN TERMINI DI CONCENTRAZIONE VOLUMETRICA DI CH_4 EQUIVALENTE



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 4 – CONCENTRAZIONE DI PARTICOLATO EMESSO DA UN MOTORE DIESEL IN FUNZIONE DI α (α = portata massica aria / portata massica combustibile)



le emissioni in atmosfera del carico particellare contenuto nei gas di scarico dei diesel, sia per motivi di inquinamento che per motivi di sporcamento delle superficie in eventuali apparati di recupero del calore. L'impiego del resto di scambiatori tradizionali a tubi d'acqua (TA) o tubi di fumo (TF) sui gas di scarico di motori diesel stazionari in gruppi di cogenerazione, ha posto finora problemi insormontabili dal punto di vista economico-gestionale degli impianti stessi. Se causa principale dello sporcamento deve in tal caso essere considerato il particolato o fuliggine (soot) contenuto nei gas di scarico, va altresì notato che la temperatura delle superfici metalliche è generalmente imposta da esigenze di processo e che per contro la deposi-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

zione su queste dei condensabili contenuti negli effluenti gassosi è tanto più sensibile quanto più è basso il livello termico medio ovvero quanto più è spinto (e quindi attraente dal punto di vista della vantaggiosità) il recupero del calore di scarto.

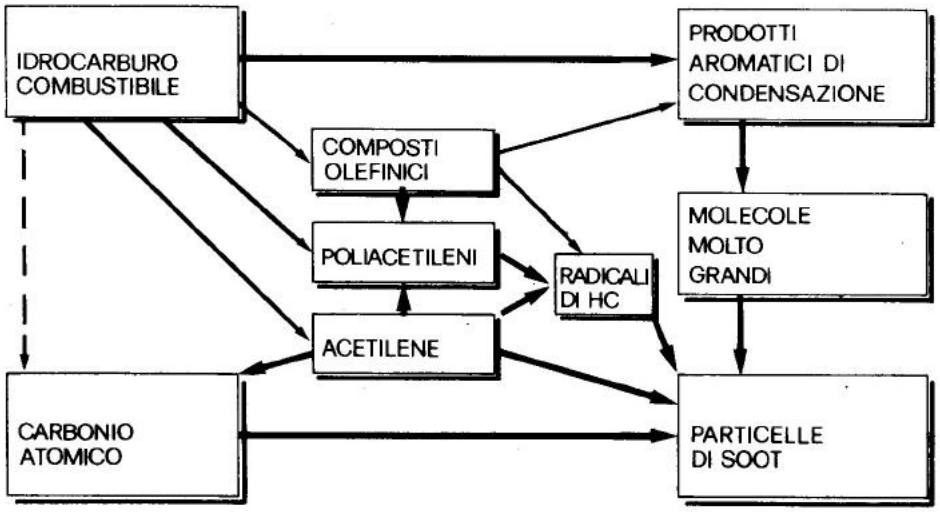
Se con $T_{gi(u)}$ indichiamo la temperatura di ingresso (uscita) nello scambiatore-recuperatore – posto sui gas di scarico dei quali si desidera recuperare parte del contenuto entalpico – e con $T_{ai(u)}$ la temperatura di ingresso (uscita) dell'acqua di processo, si definisce efficienza termica E_t del recuperatore il rapporto fra il salto termico del fluido che cede calore ed il massimo salto termico disponibile:

$$E_t = (T_{gi} - T_{gu}) / (T_{gi} - T_{ai}) \qquad [2]$$

L'andamento nel tempo di tale grandezza, unitamente all'andamento temporale delle perdite di carico ai capi del recuperatore, suggerisce a chi gestisce l'impianto di cogenerazione la frequenza degli inevitabili interventi manutentivi. È necessario infatti, nell'arco di vita media dell'impianto, trovare un compromesso economico fra la frequenza degli interventi di pulizia del recuperatore, che ovviamente non può essere troppo elevata, ed il minor vantaggio economico che si ricava dal funzionamento di un recuperatore con sempre più bassa efficienza. Tollerare infatti, per diminuire i costi manutentivi, di operare recuperi di calore con scambiatori caratterizzati da valori di $E_t = 0{,}1 \div 0{,}2$ può decisamente essere un controsenso dal punto di vista economico!

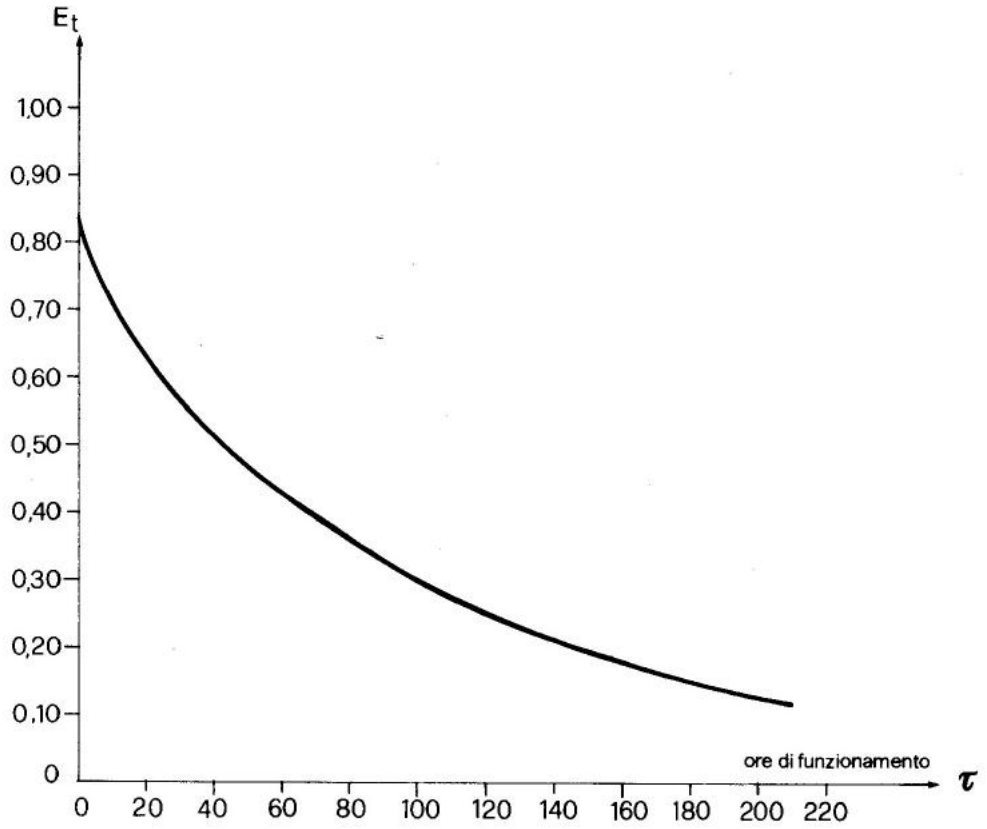
In generale la efficienza termica sia per recuperatori TF che TA impiegati su gas di scarico di motori diesel si riduce alla metà del valore iniziale in meno di $80 \div 100$ ore di funzionamento, con un andamento del tipo monotono, inizialmente fortemente decrescente, quale quello riferito ad uno scambiatore TA da 40 kWt rappresentato in fig. 6. Tale andamento fa capire come

FIG. 5 – SCHEMA DI FORMAZIONE DI UNA PARTICELLA DI FULIGGINE DA MOLECOLE DI COMBUSTIONE



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 6 – ANDAMENTO NEL TEMPO DELLA EFFICIENZA TERMICA DI UNO SCAMBIATORE – TA – DA 40 kWt IMPIEGATO SU GAS DI SCARICO DI UN MOTORE DIESEL



sia possibile lavorare anche per intervalli di tempo di più di 200 ore senza che si verifichi una occlusione completa dei passaggi lasciati ai gas caldi ma con una efficienza termica talmente bassa e per contro con perdite di carico talmente elevate da rendere antieconomico l'esercizio dell'impianto. Per contro anche impiegando recuperatori del tipo TF su gas di scarico di motori diesel, si è sperimentalmente osservato che, pur adottando alte velocità di transito dei reflui gassosi nei tubi ($\geqslant$ 30 m/sec) per aumentare il più possibile la velocità di rimozione v_R del particolato, partendo ad esempio da tubi di diametro interno = 8 mm, dopo solo 60 ore di funzionamento a carico variabile e discontinuo l'area di efflusso si era ridotta a meno del 40% del valore iniziale! Naturalmente ogni operazione di pulizia dello scambiatore presuppone lo smontaggio dello stesso e lo scovolamento-lavaggio accurato se si tratta di un TF, mentre per un TA si può pensare ad un lavaggio in continua con lance vapore, mediante impianto automatico temporizzato.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Tale sistema si rivela di una certa efficacia nel caso si recuperi calore dai gas di scarico per produrre vapore (temperatura delle superficie di scambio $\geqslant$ 160 ÷ 180 °C) mentre se come fluido di processo si usa acqua esso non elimina la necessità di pulizia meccanica, e relativo smontaggio, del recuperatore ogni 150 ÷ 200 ora al massimo. Si è infatti visto che in fasci tubieri di scambiatori TA, con una distanza esterna tubo-tubo di 10 mm, dopo 180 ore l'area di passaggio dei gas lato mantello era quasi completamente intasata da particolato soffice, appiccicoso, con concrezioni dure (ineliminabili con qualsiasi tipo di lavaggio) in corrispondenza della superficie esterna dei tubi. Adottando per il recupero di calore da simili fumi "sporchi" scambiatori tradizionali a fascio tubiero è consigliabile porre il fluido con più alta v_D all'interno dei tubi, come nei TF, in quanto l'apparato, sia pure con costi notevoli, è manutenzionabile in modo più efficace. Inoltre nel tipo TA non si ha un valore uniforme di velocità di deflusso dei gas sporcanti, anche se in sede progettuale si impone la uguaglianza della velocità attraverso le aperture dei diaframmi e della velocità di attraversamento perpendicolare al fascio, bensì si va incontro spesso alla formazione indesiderata di zone di "calma fluidodinamica". Si è constatato sperimentalmente che in tali zone l'accumulo di soot, che funziona da innesco per un rapido intasamento di tutto lo scambiatore, avviene ad una velocità v_D che si è visto sperimentalmente essere di più di una decade superiore a quanto riscontrato in zone dello stesso scambiatore ove elevata è la velocità di deflusso degli stessi gas "sporchi".

Per il recupero di calore dai fumi dei diesel un'alternativa all'utilizzo di scambiatori tradizionali, costosi e comunque sempre bisognosi di una intollerabilmente frequente opera di manutenzione è rappresentata dalle tecniche di fluidizzazione. I vantaggi che derivano dall'abbinamento di un letto fluidizzato gassoso e di una superficie di scambio sono noti e verificati da tempo, a causa del notevole impulso che lo sviluppo di tale tecnologia ha ricevuto soprattutto negli Usa ad incominciare dagli anni '40 nel campo della combustione. Molto meno diffuse sono in tutto il mondo (in Europa sicuramente non raggiungono la decina ed in Italia sono assolutamente inesistenti) le applicazioni in processi produttivi che sfruttano la capacità di un letto fluidizzato da gas sporchi di evitare depositi di fouling crescenti nel tempo sulle superficie dello scambiatore. Una ditta inglese la Stone Platt Fluidfire, che aveva messo a listino scambiatori gas-liquido a letto fluido (SCLF) di potenzialità 75-1500 kWt e che aveva installato in Inghilterra una unità della massima potenzialità per il recupero del contenuto entalpico dei gas di scarico di un grosso diesel stazionario, forse per mancanza del supporto di una adeguata campagna di ricerca e sviluppo del prodotto avendo venduto a tutto il 1982 solo pochi esemplari di tale tipo di scambiatore in tutto il mondo, a metà dell'83 ne ha abbandonato la produzione.

Per tutti questi motivi l'Enea, Dipartimento Fonti Alternative e Risparmio Energetico, per favorire e diffondere nel nostro Paese l'impiego dei gruppi di cogenerazione distribuita, oltre a contribuire alla individuazione ed alla soluzione dei problemi generali al contorno di tipo istituzionale, tariffario, economico e territoriale, ha ritenuto necessario affrontare e risolvere in maniera adeguata i problemi tecnici relativi allo sviluppo ed alla ottimizzazione di componenti specifici di un impianto di cogenerazione a gasolio, in modo da renderlo più adatto alle molteplici possibili applicazioni nei diversi settori (civile, industriale, agricolo e terziario). In collaborazione prima con la Università di Napoli e poi con partners industriali quali la Fiat Ttg, la Gilardini Spa e la Tenci Snc è stato quindi impostato e condotto un programma per la realizzazione, la sperimentazione e la ottimizzazione di uno scambiatore a letto fluido (che chiameremo SCLF) di potenzialità termica (circa 140 kWt) adeguata al recupero di calore dai gas di scarico di gruppi AIFO 8280 e 8281 SRI. I risultati di funzionamento di tale componente, realizzato in due versioni A e B sono assolutamente superiori a quanto le più ottimistiche delle previsioni lasciassero sperare e saranno descritti nella pre-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

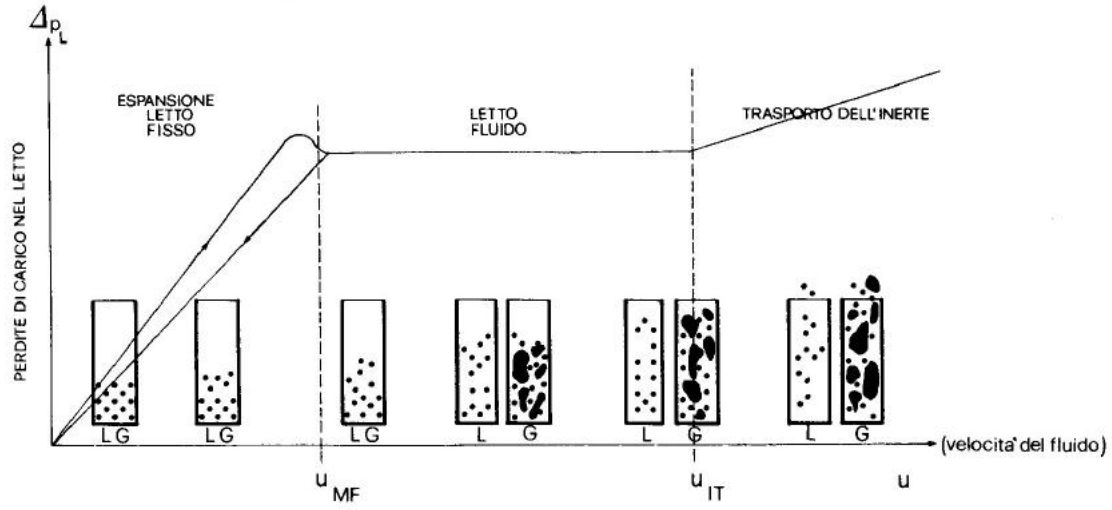
sente nota. La versione B in particolare è frutto della esperienza accumulata in circa 1500 ore complessive di lavoro del sistema A, prima in sala prove e poi direttamente inserito in uno stabilimento produttivo tessile, la Pettinatura Europa di Ochieppo – Vercelli.

Il fenomeno della fluidizzazione

È noto che un ammasso (o letto) di particelle solide offre una resistenza al deflusso di un fluido al suo interno sia liquido che gassoso, tanto più elevata quanto più bassa è la frazione (ε) vuoto/pieno (o porosità) caratterizzante l'ammasso stesso. Se il moto del fluido è discendente, esso provoca una compattazione del letto di particelle, mentre se è ascendente causa la agitazione ed il progressivo allontanamento reciproco di queste, con conseguente espansione del letto, i cui componenti tendono a disporsi in modo da offrire la minore resistenza possibile al deflusso che li interessa. Tali fenomeni ovviamente sono provocati dalle forze che insorgono a causa della perdita di energia del fluido in movimento: incrementando la velocità ascensionale di questo, la espansione del letto prosegue fino a che le forze di trascinamento esercitate sulle particelle, unitamente a quelle di galleggiamento, raggiungono l'equilibrio con le forze peso delle stesse. In tale stato il sistema "fluido-particelle solide dell'ammasso" incomincia a comportarsi come un fluido (punto MF o stato di minima fluidizzazione) e la differenza di pressione al di sotto e al di sopra dello strato di particelle solide uguaglia o supera la pressione statica che tali particelle esercitano sulla base del volume che le contiene.

Come rappresentato molto schematicamente in fig. 7, aumentando la velocità la

FIG. 7 – RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DEL COMPORTAMENTO DI UN AMMASSO GRANULARE ATTRAVERSATO DA UNA CORRENTE FLUIDA ASCENDENTE (L = Liquida; G = Gassosa)



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

configurazione geometrica del letto in espansione tende a differenziarsi a seconda che il fluido sia gas o liquido, fino comunque al raggiungimento, in entrambi i casi, del punto IT, inizio della fase di trascinamento. Tale fase si differenzia notevolmente dalla precedente perché in essa le particelle seguono il moto ascensionale del fluido, mentre nello stato di fluidizzazione le particelle solide, pur espandendosi verso l'alto, rimangono confinate entro una superficie superiore, simile al pelo libero dei liquidi. Mentre comunque nelle vicinanze di MF lieve è la differenza fra la configurazione fluidodinamica del letto nel caso di gas o in quello di liquido – a parte ovviamente il valore della velocità di minima fluidizzazione u_{MF} che è notevolmente inferiore, a parità di caratteristiche dell'ammasso particellare, nel caso di liquido – man mano aumenta u/u_{MF}, se il mezzo fluidizzante è liquido il letto si espande uniformemente, se è gassoso tale assetto omogeneo viene ben presto abbandonato (tanto prima quanto maggiori sono le dimensioni delle particelle solide) per dare luogo ad un sistema tipicamente instabile, che ricorda lo 'slug flow" (o "moto a tappi") caratteristico della ebollizione convettiva di liquidi. Le bolle di gas che si formano sono promotrici di una sempre più attiva circolazione delle particelle solide, fino al raggiungimento del punto IT, oltre il quale si entra in regime di trascinamento. In tale stato le forze in gioco sono tali che i costituenti del letto vengono trasportati dalla corrente fluida, seguendone quindi il moto ascensionale.

Limitando le nostre ulteriori considerazioni, focalizzate sull'impiego della tecnologia del letto fluido nel recupero di calore da fumi "sporchi", all'impiego di mezzi gassosi quali agenti fluidizzanti, esistono diverse schematizzazioni matematiche che consentono di valutare i due valori di velocità corrispondenti a MF e IT, punti critici che delimitano l'intervallo nell'ambito del quale è necessario rimanere dal punto di vista operativo. Le relazioni per il calcolo di u_{MF} si basano sulla uguaglianza delle perdite di carico del fluido con la pressione statica esercitata alla base dall'ammasso particellare; una equazione di immediata applicazione è quella di Miller-Logwinuk:

$$u_{MF} = \frac{d_p^2 (\rho_p - \rho_g)^{0,9} \cdot \rho_g^{0,1} g}{800\, \mu_g} \qquad [3]$$

ove:

d_p = diametro particelle sferoidali;

ρ_p = densità materiale costituente le particelle;

ρ_g = densità del gas;

μ_g = viscosità assoluta del gas;

g = accelerazione di gravità.

Essa è valida per particelle sferoidali di diametro inferiore a 300 ÷ 500 μm, con densità del materiale costituente variabile da 1000 a 4000 kg/m³. La equazione forse più usata per il calcolo di u_{MF} è peraltro quella ottenuta da Ergun: in essa u_{MF} viene determinata in funzione di un numero adimensionale Ar (numero di Archimede), esprimente il rapporto fra peso apparente della singola particella supposta sferica Z^*_p (peso-forza di galleggiamento) e la grandezza $\frac{\pi}{6} \rho_g \nu_g^2$, ove ν_g è la viscosità cinematica del gas:

$$Ar = \frac{6\, Z^*_p}{\pi\, \rho_g\, \nu_g^2} = \frac{\rho_g (\rho_p - \rho_g) \cdot g \cdot d_p^3}{\mu_g^2} \qquad [4]$$

$$u_{MF} = \frac{\mu_g}{\rho_g \cdot d_p} \cdot 25,7 \cdot [\sqrt{1 + 5,53 \cdot 10^{-5}\, Ar} - 1] \qquad [5]$$

Tale relazione presuppone l'assunzione di un valore $\varepsilon_{MF} = 0,4$ per il grado di vuoto del letto in condizioni MF (si tenga presente che $\varepsilon = 0,26$ nel caso di massima compattazione di particelle sferiche e $\varepsilon = 0,475$ nel caso di particelle sferiche disposte sui vertici di un reticolo cubico). Per quanto riguarda la velocità del gas fluidizzante in corrispondenza del punto IT si può appli-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

care la relazione di Gelperin-Einstein:

$$u_{IT} = \frac{\mu_g}{\rho_g \cdot d_p} \cdot \frac{Ar}{18 + 0{,}61 \cdot \sqrt{Ar}} \qquad [6]$$

ottenuta imponendo che la velocità ascensionale del fluido eguagli la velocità di caduta libera che le particelle avrebbero all'interno del gas se questo fosse in quiete. In tal modo la u_{IT} risulta dalla considerazione dell'equilibrio delle forze peso, spinta di galleggiamento e forza di attrito nel moto relativo con il fluido. Fissate pertanto le caratteristiche del mezzo fluidizzante e del materiale fluidizzato, in base alle relazioni riportate risulta:

$Ar = Ar\,(d_p)$

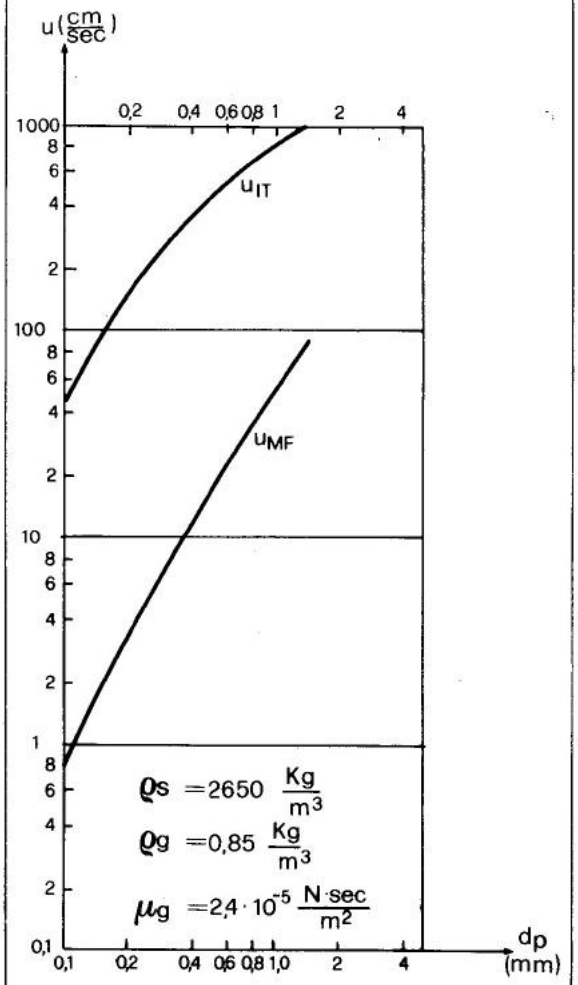
$u_{MF} = u_{MF}\,(d_p)$

$u_{IT} = u_{IT}\,(d_p)$

In fig. 8 si è quindi ritenuto interessante riportare l'andamento delle funzioni u_{MF} (d_p) e u_{IT} (d_p) nel caso di inerte costituito da sferette di vetro, fluidizzate da gas di scarico di motori diesel: dall'andamento di tali funzioni è possibile stabilire l'intervallo entro il quale va scelto il valore della velocità di fluidizzazione u. Tale valore, se da un lato determina l'area della sezione trasversale del letto e quindi è di importanza fondamentale per l'ingombro e per il costo dell'apparecchiatura, dall'altro ci dice "come" il letto fluidizza. Infatti aumentando $u - u_{MF}$, aumenta la agitazione del solido e tendono a scomparire le zone mal fluidizzate e quindi ad esempio più efficace risulta, nel caso di uno scambiatore di calore a tubi d'acqua immerso in un letto granulare fluidizzato da un gas "sporco", la azione di rimozione per "sabbiatura" del particolato delle pareti esterne dei tubi.

Per maggiore generalità, nel caso in cui si prospettino soluzioni diverse nella scelta e del mezzo fluidizzante e del materiale fluidizzato, va considerato il diagramma di fig. 9, fatto per due valori ragionevoli di ε, in cui è riportato l'andamento del rapporto u_{IT}/u_{MF}, e quindi l'ampiezza del possibile intervallo di variazione della velocità u, in funzione del numero di Archimede Ar. Evidentemente tanto più elevato sarà il valore di u scelto, tanto maggiore dovrà essere il volume sovrastante l'ammasso granulare (free board) in modo da assicurare una portata di elutriato (o materiale fine trascinato dal mezzo fluidizzante) quanto più bassa possibile. Per quanto concerne l'andamento delle perdite di carico con le velocità, esse presentano,

FIG. 8 – VELOCITÀ DI MINIMA FLUIDIZZAZIONE u_{MF} E DI INIZIO TRASCINAMENTO u_{IT} IN FUNZIONE DEL DIAMETRO MEDIO d_p DELLE PARTICELLE COSTITUENTI L'INERTE DEL LETTO



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

nel caso di un letto fluido, un andamento caratteristico, quale riportato indicativamente in fig. 7 ovvero prima crescono linearmente con la velocità, poi per un breve tratto presentano un andamento di tipo quadratico, infine sono quasi costanti con u nel tratto MF-IT. Riducendo la velocità il sistema torna gradualmente nelle condizioni di letto fisso, ma con valori di perdita di pressione minori che in precedenza, in conseguenza dell'orientamento mediamente subito dalle particelle che si sono disposte in posizione di minima resistenza fluidodinamica. Tale situazione permane fino a quando eventuali vibrazioni od urti riportano l'orientamento delle particelle ad una distribuzione casuale.

Partendo dalla considerazione di un ammasso poroso a geometria fissa, costituito da una moltitudine di particelle elementari, con una frazione vuoto/pieno pari ad ε, attraversato da un fluido a velocità $u < u_{MF}$, per la valutazione delle perdite di carico vale la equazione semiempirica di Ergun:

$$\Delta P_L = \frac{u\, Re_p\, \mu_g}{d_p^2} \cdot \frac{Ho\,(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \cdot \left[\frac{150\,(1-\varepsilon)}{Re_p} + 1{,}75\right] \qquad [7]$$

ove:

$R_{e_p} = u \cdot d_p\, \rho_g / \mu_g$

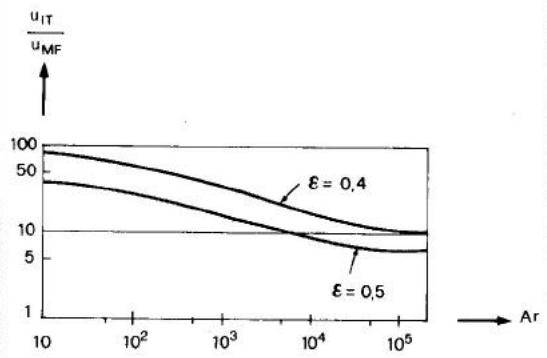
H_o = altezza del letto a riposo $\doteq H_{MF}$

Per bassi valori di velocità, quando $85\,(1-\varepsilon) \gg Re_p$, la dipendenza di Δp_L da u è linerare, mentre per valori più elevati diventa di tipo quadratico, fino a che $u < u_{MF}$. In condizioni MF lo sforzo di trascinamento esercitato dalla corrente gassosa fa equilibrio al peso del letto, quindi se A_L è l'area della sezione trasversale di questo, supponendo idealmente di essere in condizioni di fluidizzazione completamente uniforme:

$$\Delta P_L \cdot A_L = (1-\varepsilon_{MF}) \cdot \rho_p \cdot g \cdot A_L \cdot H_{MF}$$
$$\Delta P_L = (1-\varepsilon_{MF})\, \rho_p \cdot g \cdot H_{MF} \qquad [8]$$

e le perdite di carico risultano indipendenti dalla velocità. All'aumentare di u fra u_{MF} e

FIG. 9 – CAMPO DI LAVORO DI UN LETTO FLUIDO, PER DUE DIVERSI VALORI DELLA POROSITÀ, IN FUNZIONE DEL NUMERO DI ARCHIMEDE



u_{IT} si ha una espansione del letto con $H_L/H_{MF} > 1$, il che grazie alla contemporanea variazione della frazione di vuoto ε non si traduce in una sensibile variazione di Δp_L. Applicando la equazione di Canada-Staub la frazione di vuoto media $\bar{\varepsilon}$ di un letto fluidizzato per $u > u_{MF}$ si può esprimere come:

$$\bar{\varepsilon} \cong \frac{\varepsilon_{MF} \cdot u}{Co \cdot u \cdot \varepsilon_{MF} + (1-\varepsilon_{MF}) \cdot u_{MF}} \qquad [9]$$

ove il coefficiente Co è variabile con d_p fra 1,15 (d_p = 650 μm) e 0,95 (d_p = 2600 μm). Del resto supponendo nullo l'asporto del letto di elutriato:

$$H_{MF}\,(1-\varepsilon_{MF}) = H_L\,(1-\bar{\varepsilon}) \qquad [9\ bis]$$

ovvero l'altezza espansa del letto risulta:

$$H_L = H_{MF}\,(1-\varepsilon_{MF})/(1-\bar{\varepsilon}) \qquad [10]$$

Riferendoci come caso pratico al letto fluido costituente il cuore del primo dispositivo da noi realizzato e provato si ha:

d_p = 600 μm

ρ_s = 2650 kg/m3

ρ_g = 0,85 kg/m3

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

$\mu_g = 2{,}4 \cdot 10^{-5}$ N sec/m^2.

Risulta quindi:

$u_{MF} = 0{,}21 \div 0{,}25$ m/sec (a seconda che si impieghi la equazione [3] o [5])

$u_{IT} = 5{,}3$ m/sec

$\varepsilon_{MF} = 0{,}4$

$u = 0{,}92$ m/sec (scelta progettuale)

$\bar{\varepsilon} = 0{,}64$

$H_{MF} = 0{,}3$ m

$H_L = 0{,}5$ m

$\Delta p_L = 470$ mm cdA

con un rapporto medio di espansione del letto pari a $H_L/H_o \cong 1{,}67$.

Trasferimento di calore fra un letto fluido ed un fascio tubiero

Una unità di recupero termico gas sporco /liquido del tipo TA a letto fluido è basata sostanzialmente sull'impiego di un fascio tubiero (o di un serpentino) immerso in un ammasso o letto di particelle, e percorso al suo interno dal liquido di processo, cui va trasmesso in parte il calore trasportato dal gas in deflusso ascendente attraverso il letto e fluidizzante lo stesso. L'azione negativa del fouling sulla trasmissione del calore gas → liquido si estrinseca quindi in tal caso sulla superficie esterna dei tubi immersi nel letto e tende a fare di R_D la grandezza più importante fra le resistenze termiche in serie che oltre a questa sono R_g (legata alla trasmissione convettiva gas letto → tubi), R_m (legata alle caratteristiche fisiche e geometriche dello spessore di metallo costituente i tubi), R_g (legata alla trasmissione per convenzione dalla superficie interna dei tubi al liquido fluente al loro interno). I vantaggi che derivano dall'abbinamento di un letto fluidizzato e di una superficie di scambio sono noti, ma tale tecnologia non ha finora trovato la diffusione che la importanza dei problemi che essa concorre a risolvere meriterebbe. Il trasferimento del calore in uno scambiatore a letto fluido (SCLF) può essere scomposto in due fenomeni distinti:

– scambio termico fra il letto fluido e le superfici dei tubi per la sottrazione del calore dal gas;

– scambio termico fra fase solida e gas.

Quest'ultimo è molto intenso a causa della forte agitazione della fase solida e della sua elevata capacità termica volumetrica: da ciò consegue che tutto il letto è in generale a temperatura praticamente uniforme o comunque poco variabile da punto a punto (v. paragrafo "Cenni costruttivi sugli SCLF ecc.."). Le uniche zone ove si hanno sensibili gradienti termici sono quella adiacente alle pareti esterne dei componenti il fascio tubiero e quella all'uscita del dispositivo preposto, alla base del letto, alla distribuzione del gas sporco fluidizzante ("distributore"). Nelle vicinanze di questo infatti è stato dimostrato che in una zona al massimo di qualche centimetro si ha mescolamento termico fra il gas fluidizzante e le particelle solide. In tal modo, alimentando il letto fluido con gas di scarico caldi prodotti da motori diesel, tali gas vengono degradati termicamente appena entrano nel letto: alcuni sperimentatori hanno visto infatti che gas con temperature all'ingresso del distributore T_{gs} (1) fra 570 °C e 600 °C hanno, alla base del letto fluido appena a valle del distributore temperature T_{giL} varianti fra 150 °C e 170 °C, per scendere all'uscita di questo a livelli T_{guL} di circa 130 °C (v. paragrafo "Cenni costruttivi sugli SCLF ecc.."). Dai rilievi effettuati il decadimento di temperatura è fortemente localizzato nell'ambito dei getti che si formano in corrispondenza del distributore, e la successiva cessione del calore avviene da parte di un fluido caldo rappresentato da particelle solide fluidizzate ad una temperatura molto più vicina a T_{guL} che non a T_{gs}: ciò comporta una riduzione globale

(1) T_{gs} = temp. gas scarico motore
T_{giL} = temp. gas ingresso letto fluido
T_{guL} = temp. gas uscita letto fluido

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

dell'area della superficie di scambio, rispetto a scambiatori tradizionali, inferiore a quanto consentirebbero i coefficienti di scambio termico più elevati che si possono ottenere con letti fluidi. Per valutare tali coefficienti esistono numerose correlazioni sperimentali che concordano nel fornire un andamento di h_L (u) con un massimo abbastanza piatto in corrispondenza di $u = u_{opt}$. Per la valutazione di tale velocità si fa uso della equazione di Gelperin-Einstein:

$$u_{OPT} = \frac{\mu_g}{d_p \rho_g} \cdot \frac{Ar}{18 + 5{,}22\, Ar^{0,5}} \qquad [11]$$

mentre per il calcolo del coefficiente di scambio termico letto-tubi h_L i numerosi rilievi sperimentali a disposizione concorrono a far ritenere che, nel caso di un fascio tubiero orizzontale, con disposizione sfalsata dei tubi, con passo orizzontale P_o e passo verticale P_v la correlazione più affidabile sia ancora una volta quella dovuta a Gelperin-Einstein:

$$h_{L\,MAX} = \frac{Kg}{d_p} \cdot 0{,}74 \cdot Ar^{0,22}\, F_G^{0,25} \qquad [12]$$

ove:

K_g = conducibilità termica del gas fluidizzante;

F_G = fattore geometrico caratterizzante il fascio tubiero:

$$F_G = \left[1 - \frac{D_{Te}}{P_o}\left(1 + \frac{1}{\frac{P_v}{D_{Te}} + 1}\right)\right]^{0,25} \qquad [12\ bis]$$

D_{Te} = diametro esterno dei tubi.

Tali relazioni, oltre a dimostrarci che quanto più il fascio è compatto, tanto più diminuisce il coefficiente di scambio, mettono ancora una volta in luce la importanza, nella fenomenologia del letto fluido, della variabile d_p. Si è ritenuto quindi opportuno riportare in fig. 10 l'andamento della funzione h_L (d_p) come andamento medio che meglio approssima numerosi dati sperimentali a disposizione, rilevati con letti fluidi delle più diverse geometrie e costituenti (sabbia, palline di vetro etc.). Sullo stesso diagramma è pure riportato l'andamento della correlazione [12] $h_{Lmax} = 18{,}86\ d_p^{-0,34}$ nel caso degli scambiatori da noi realizzati, nella ipotesi di impiegare sferette di vetro di diametro variabile. Tenendo conto che:

$D_{Te} = 20$ mm;

$P_o = 50$ mm;

$P_v = 20$ mm;

$F_G^{0,25} = 0{,}8$;

$\rho_s = 2650$ kg/m³;

$\rho_g = 0{,}85$ kg/m³;

$k_g = 0{,}035$ Watt/m°C.

In base alla equazione [11] risulta che la velocità di fluidizzazione ottimale dal punto di vista dello scambio termico u_{opt} sarebbe $u_{opt} = 0{,}8$ m/sec (contro un valore di u = 0,92 m/sec scelto per motivi progettuali).

La distribuzione del gas fluidizzante in uno scambiatore a letto fluido

L'analisi del sistema adottabile per l'alimentazione del gas nel letto ha avuto inizio con prove sperimentali a freddo eseguite presso l'Università di Napoli e tendenti ad individuare eventuali influenze della configurazione geometrica del complesso, distributore-pareti contenimento scambiatore-fascio tubiero, su tale aspetto del problema SCLF. I risultati ottenuti in questa fase hanno portato ad una scelta di un assetto geometrico per il distributore costituito da più cilindri orizzontali, in numero dipendente dalla portata massima di gas, disposti alla base del letto, tappati ad una estremità, e dotato di ugelli costituiti da cilindretti forati in modo da realizzare un di-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 10 – ANDAMENTO DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO LETTO-TUBI IN FUNZIONE DEL DIAMETRO MEDIO DELLE PARTICELLE SECONDO GELPERIN-EINSTEIN NEL CASO DEGLI SCLF-A E B (CURVA 1) E ZONA DI DISPERSIONE DEI RISULTATI SPERIMENTALI DI XAVIER, CAPITOVIC, STAUB, CANADA E ALTRI (ZONA 2)

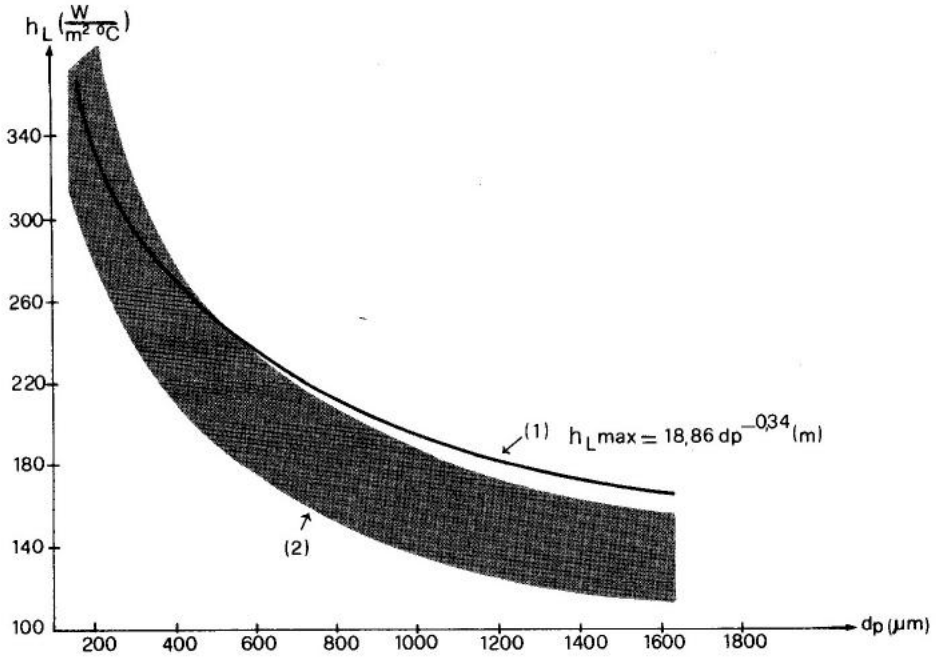
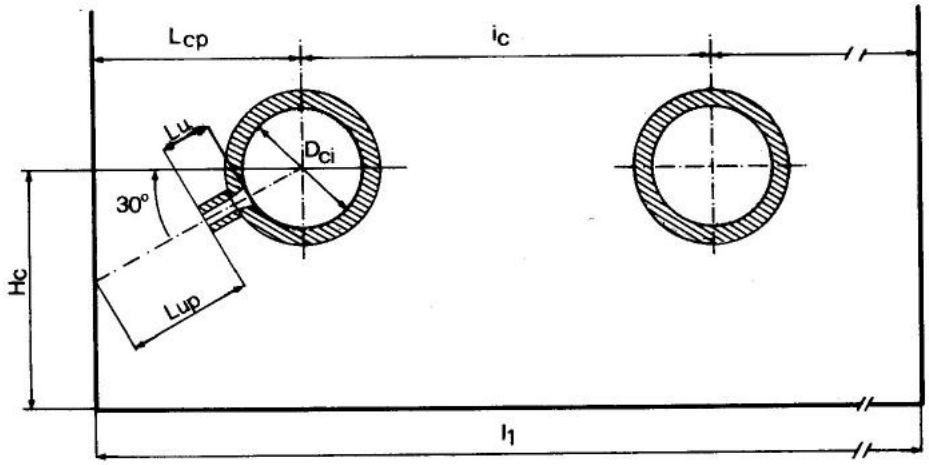


FIG. 11 – SCHEMA DEL POSIZIONAMENTO DEI COLLETTORI DEL DISTRIBUTORE



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

stributore a getti multipli. La necessità di disporre di ugelli (v. fig. 11), invece che di una semplice foratura laterale dei cilindri, è connessa con la esigenza di evitare quanto più possibile il rientro di solido in questi (problema del "backflow") all'atto di eventuali diminuzioni cospicue di portata del gas, come in fase di spegnimento del motore. Gli ugelli si possono prevedere disposti alternativamente rispetto alla verticale (v. fig. 12) per ottenere una maggiore uniformità di distribuzione, inclinati di 30° rispetto all'orizzontale (per limitare il backflow) e con un passo tale che, unitamente alla scelta di un opportuno valore di i_c (i_c = distanza fra i centri dei collettori principali) sia realizzata una buona distribuzione delle sorgenti discrete di gas alla base dello SCLF. I collettori principali del gas sono chiusi ad una estremità con un tappo filettato facilmente smontabile per consentire una rapida ispezione e pulizia dell'interno e degli ugelli oltre che per una semplice installazione di eventuali sonde di misura della temperatura e della pressione dei gas trattati. La disposizione "a corna incrociate" (v. fig. 13) per i tubi principali è legata alla migliore, più uniforme, fluidizzazione così ottenibile.nel letto, con una minimizzazione delle eventuali zone di ristagno e/o delle eventuali correnti di circolazione del solido fluidizzato. Un buon sistema di distribuzione di gas sporchi fluidizzanti in un SCLF deve quindi soddisfare alcune condizioni.

1° – Assenza di ostruzioni derivanti da depositi di particolato trasportato dal gas. Per tale motivo nel caso degli SCLF per motori diesel non sono stati nemmeno considerati eventuali sistemi di distribuzione a piastra forata, che sarebbero facilmente occlusi da depositi di soot e richiederebbero complicati e poco pratici sistemi di pulizia meccanica.

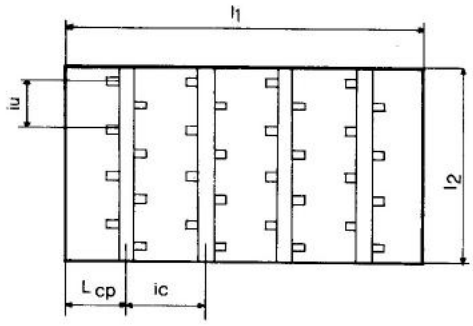
2° – Assenza di ostruzioni a causa di retrodiffusione dell'inerte fluidizzato. È il problema, cui già si è fatto cenno, del backflow, caratteristico dei sistemi a letto fluido, favorito dalle forze di gravità: si presenta quando queste non sono sufficientemente contrastate da quelle di attrito fra le particelle solide. Esso riveste particolare importanza durante i transitori, specie in quello di spegnimento del motore. Infatti (v. fig. 7) l'andamento caratteristico delle perdite di carico di un letto fluido al variare della portata gassosa fluidizzante, è tale che, al decrescere di questa dal valore nominale a quello corrispondente al punto MF di minima fluidizzazione, Δp_L si mantiene pressoché costante, mentre la perdita di carico ai capi degli ugelli del distributore decresce rapidamente con legge parabolica. In tale assetto fluidodinamico può accadere che il letto "pompi" inerte all'interno del distributore. Tale fenomeno potrebbe progressivamente portare ad occlusioni che non permetterebbero la reimmissione del gas nel letto stesso. Per eliminare quasi completamente tale fenomeno l'esperienza da noi accumulata in più di 1500 ore di lavoro con SCLF operanti su gas di scarico di motori diesel porta ad affermare che occorre:

– dimensionare gli ugelli con una velocità di efflusso u_u molto elevata (~ 100m/sec) in modo che le perdite di carico in questi siano preponderanti rispetto a quelle entrata-uscita letto;

– aumentare opportunamente la lunghezza L_u degli ugelli (25 ÷ 35 mm);

– predisporre un esaustore a valle dello SCLF che, oltre a garantire il mantenimen-

FIG. 12 – POSIZIONAMENTO IN PIANTA DEI COLLETTORI DEL DISTRIBUTORE E DEI RISPETTIVI UGELLI



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

to di una certa depressione nello scambiatore all'atto dello spegnimento del motore, consente, come vedremo in seguito, di risolvere uno dei problemi più importanti del sistema. Tale problema è rappresentato dalla entità della contropressione creata a valle del motore diesel da un SCLF, contropressione spesso troppo elevata, specie nel caso di motori sovralimentati (v. paragrafo "Cenni costruttivi sugli SCLF ecc."

3° – Distribuzione uniforme del gas. Nonostante la immissione di questo abbia luogo attraverso un numero discreto di punti, gli ugelli, si deve ottenere una dispersione del gas in bolle il più uniforme possibile. Ciò deve avere luogo preferibilmente entro una distanza dalla base dello scambiatore pari all'altezza media dei collettori di distribuzione, in modo da evitare sia la formazione di zone defluidizzate che quella di canalizzazioni preferenziali: per una buona distribuzione del gas, che fra l'altro risulta tanto più difficile quanto più il letto è basso ed il fascio tubiero compatto, deve essere infatti $\Delta p_u > \Delta p_L$ come già visto per la condizione 2°. Inoltre il diametro dei collettori principali D_{ci} ed il numero degli ugelli n_u devono essere scelti in modo tale da evitare, in assenza di ostruzioni accidentali, disuniformità della portata scaricata e conseguente creazione di circolazioni preferenziali di solido nel letto.

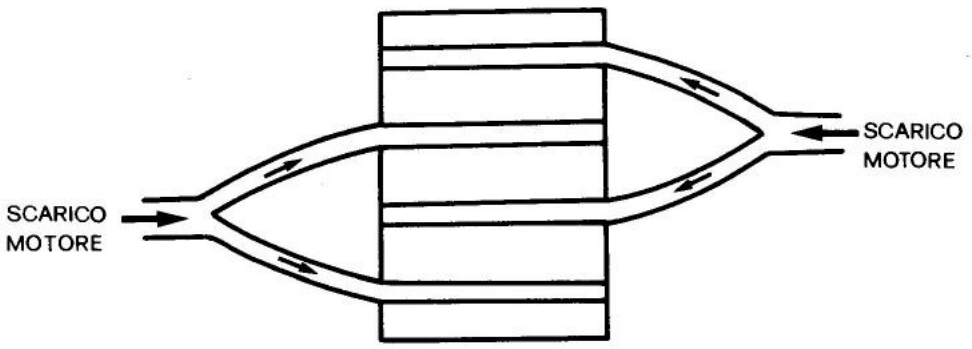
4° – Assenza di erosioni delle pareti dello scambiatore a causa dei getti. Come risulta peraltro intuitivo, si deve evitare che il solido fluidizzato venga trascinato dal getto uscente da un ugello contro le pareti dello scambiatore, creando l'insorgere di fenomeni di erosione: a tale scopo è necessario distanziare opportunamente gli ugelli dalle pareti, oltre che scegliere giusti valori di compromesso per le velocità di efflusso nei getti e per il numero degli ugelli. Come ordine di grandezza, riferendoci alla fig. 11 e a gruppi di cogenerazione con motori diesel AIFO tipo 8280 SRI per i quali inizialmente era stato dimensionato il primo esemplare dei due SCLF da noi realizzati, se W_g è la portata massica massima dei gas (0,27 kg/sec), ρ_{gc} è la densità (0,54 kg/mc) di questi nei collettori di sezione trasversale S_c (D_{ci} = 65 mm) che sono in numero di $n_c = 4$, la velocità di ingresso nei collettori risulta:

$$u_{co} = \frac{W_g}{n_c \, \rho_{gc} \, S_c} = 38 \text{ m/sec} \qquad [13]$$

mentre la velocità media di efflusso negli $n_u = 28$ ugelli di sezione trasversale S_u (D_u = 8 mm) è:

$$u_u = \frac{W_g}{n_c \, n_u \, \rho_{gc} \, S_u} \doteq 89 \text{ m/sec} \qquad [14]$$

FIG. 13 – DISPOSIZIONE "A CORNA INCROCIATE" DEI COLLETTORI DEL DISTRIBUTORE ALLO SCARICO DEL MOTORE



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Particolare importanza nel dimensionamento di un distributore riveste quindi la lunghezza di penetrazione del getto L_{jmax}. Una corretta previsione di tale grandezza, insieme alla scelta della distanza i_c fra i collettori e del loro diametro D_{ci}, sono determinanti per la realizzazione di un SCLF affidabile e di basso ingombro. Esistono a tale scopo diverse correlazioni semiempiriche, valide prevalentemente per getti orizzontali (i nostri ugelli hanno un'inclinazione rispetto all'orizzontale di 30°, v. fig. 11): fra tali equazioni i numerosi rilievi sperimentali effettuati hanno confermato che, per

$u_u = 80 \div 100$ m/sec, $D_u = 6 \div 12$ mm.

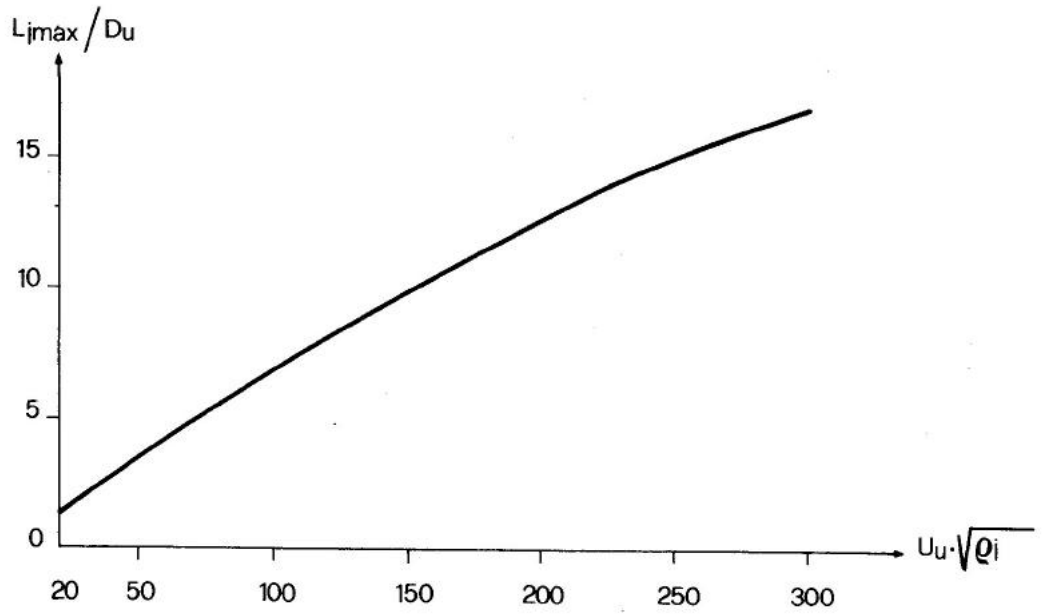
con temperature del gas in ingresso nel letto fra 450°C e 600°C, la equazione che meglio si adatta a SCLF tipo quelli da noi realizzati è quella di Zenz:

$$L_{j\,max} = D_u \left[11{,}36 \cdot \log (\rho_j\, u_u^2) - 33{,}63\right] \qquad [15]$$

con ρ_j = densità del gas nella zona del getto ove la temperatura del mezzo fluidizzante varia rapidamente dal valore che ha allo scarico dal motore a quello che ha all'interno del letto.

Nel nostro caso essendo D_u = 8 mm, ρ_j = 0,64 kg/mc (temperatura dei getti medi fra 480°C previsti per lo scarico e 180°C del letto), u_u = 89 m/sec, risulta L_{jmax} = 6,7 mm. In fig. 14 è riportato un diagramma che sintetizza i risultati di molte esperienze effettuate con getti orientati in diverse direzioni e dal quale è possibile ricavare il rapporto

FIG. 14 – CURVA MEDIA SPERIMENTALE, PER GETTI ORIZZONTALI E RIVOLTI IN BASSO, DEL RAPPORTO ADIMENSIONALE LUNGHEZZA DI PENETRAZIONE DEL GETTO/DIAMETRO DELL'ORIFIZIO IN FUNZIONE DEL PRODOTTO $u_u \cdot \sqrt{\rho_j}$



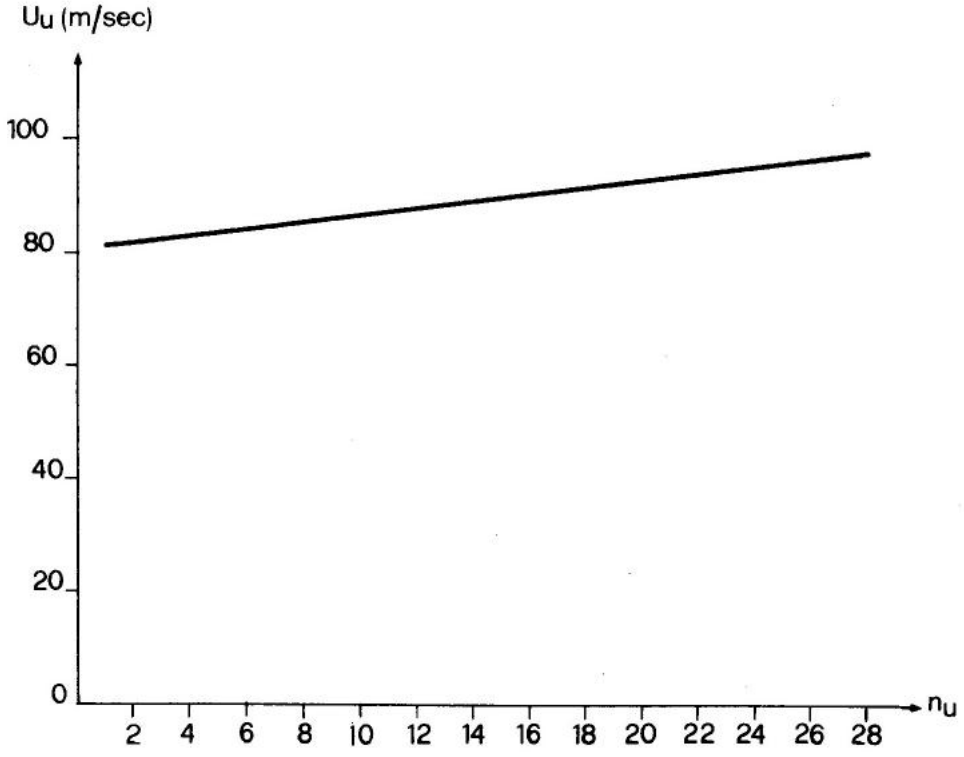
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

L_{jmax}/D_u rapidamente, nota la velocità u_u di efflusso e la temperatura media del getto: i risultati che da esso si ottengono nel nostro caso sono in buon accordo con la correlazione di Zenz.

Con riferimento alla fig. 11, per un corretto dimensionamento del distributore si può assumere $L_{up} = 1{,}1 - 1{,}2\ L_{jmax}$, da cui si ricava facilmente L_{cp}. Per contenere il più possibile l'ingombro trasversale dello scambiatore si può accettare interferenza fra i getti contrapposti e scegliere in sede progettuale un valore del passo fra i collettori pari a $i_c \simeq 1{,}5\ L_{cp}$.

La correlazione di Zenz ci ricorda come nelle scelte progettuali si debba trovare un compromesso fra troppo alti valori di L_{jmax} e troppo bassi valori di u_u, per evitare il backflow: a tale scopo conviene inoltre scegliere un rapporto $L_u/D_u \geqslant 3$. Per quanto riguarda l'interasse i_u fra gli ugelli (v. fig. 12) si è assunto $i_u = 33$ mm in modo da evitare una eccessiva interazione fra getti limitrofi paralleli, assicurando nel contempo uniformità di alimentazione del mezzo fluidizzante. Per ottenere tale scopo è pure importante scegliere un rapporto $S_c/n_u = S_u = 2 \div 2{,}5$: in tal caso infatti con buona approssimazione si possono trascurare le perdite di carico lungo il collettore rispetto a quelle negli ugelli, il chè limita la disuniformità di portata fra questi. In fig. 15 è indicato l'andamento della velocità di efflusso dai singoli ugelli, calcolato per il distributore realizzato nell'SCLF-A: tale funzione

FIG. 15 – VELOCITÀ DI EFFLUSSO DAI SINGOLI UGELLI DI UN COLLETTORE DEL DISTRIBUTORE DELL'SCLF-A



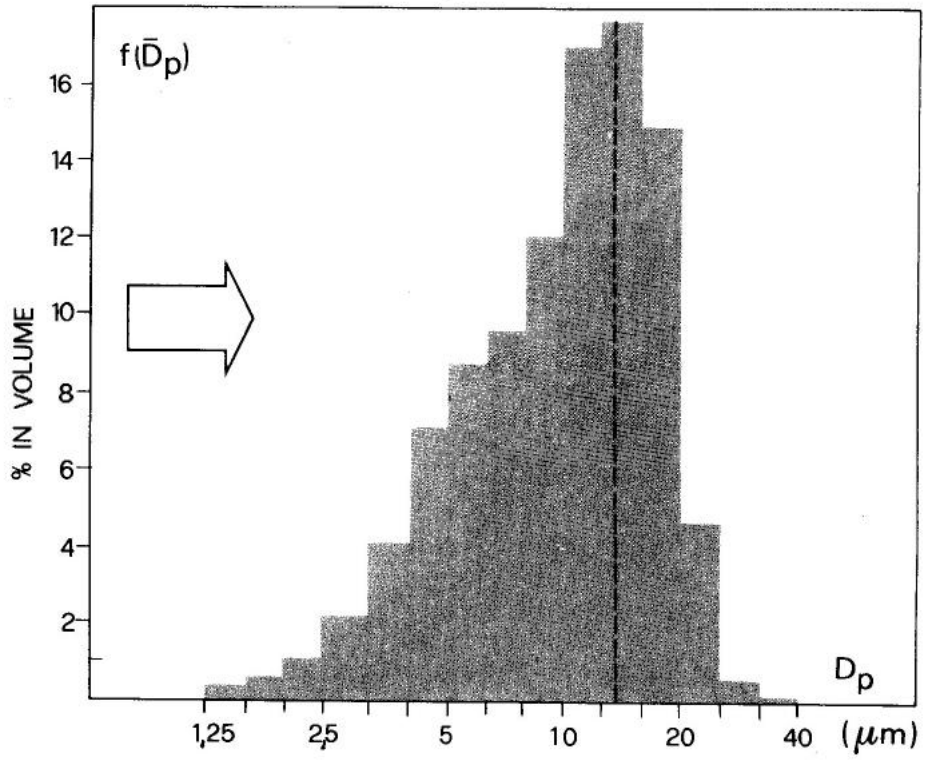
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

dà una chiara idea della disuniformità di portata di fluidizzazione lungo l'asse del collettore, pari a circa il 15%, e spiega quindi la scelta in sede progettuale della disposizione in pianta "a corna incrociate" dei collettori.

Interazioni fra inerte del letto e particolato dei fumi

Come già visto nel paragrafo sul "Recupero di calore dai gas di scarico dei motori diesel", più del 70% delle particelle trasportate dai gas di scarico di un motore diesel hanno diametro < 0,3 μm e più del 90% diametro < 1 μm: si tratta quindi di un carico particellare inarrestabile praticamente e in modo significativo con sistemi di filtrazione economicamente validi. Un SCLF però, con le sue caratteristiche del tutto particolari, si dimostra il più valido interprete della esigenza tecnologico-ambientale di coniugare strettamente il recupero di calore alla depurazione degli effluenti. In esso infatti gli elementi solidi submicronici contenuti nei fumi si trasformano, agglomerandosi in elementi più grossi, aventi diametro medio di diversi micron, tali quindi da poter essere arrestati, con ot-

FIG. 16 – DISTRIBUZIONE GRANULOMETRICA DEL PARTICOLATO CONTENUTO NEI GAS DI SCARICO DI UN MOTORE DIESEL, DOPO INTERAZIONE CON L'INERTE DI UN SCLF E RELATIVA AGGLOMERAZIONE



La freccia indica lo spostamento da zone submicroniche della curva granulometrica prima dell'SCLF

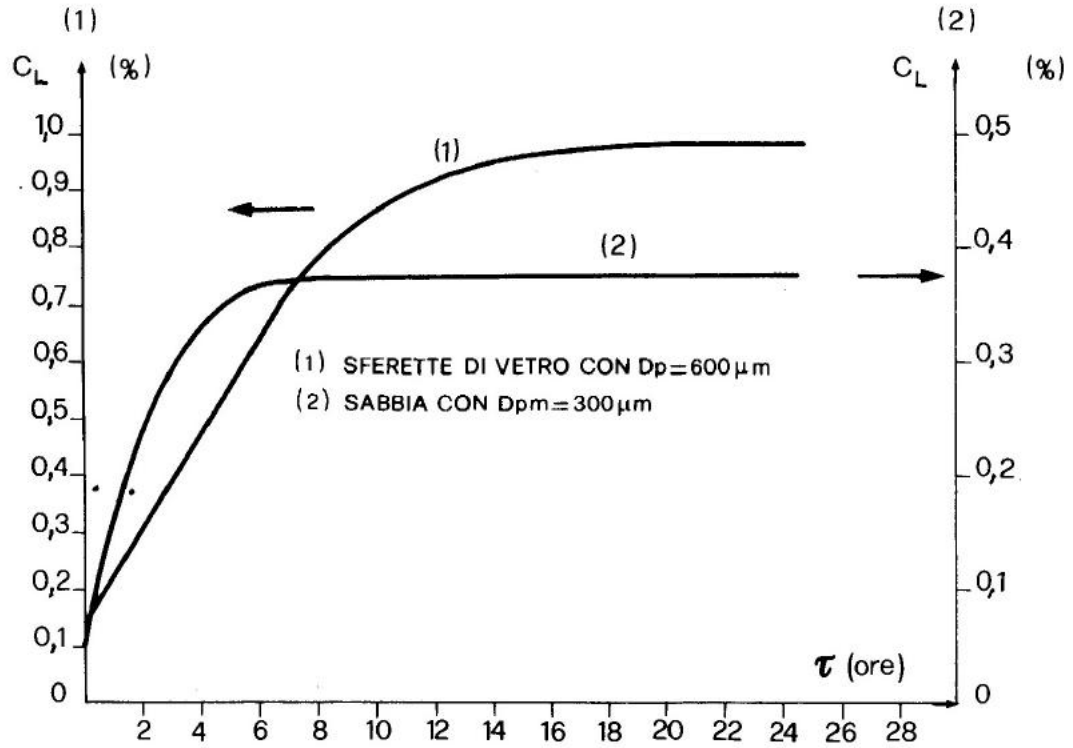
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

timi rendimenti, da filtri meccanici tipo cicloni, opportunamente progettati.

Essendo in un SCLF presenti una fase a bolle ed una fase densa, costituita dalla miscela particelle di inerte-gas, la ritenzione del particolato dei fumi ha luogo attraverso due meccanismi in serie: prima uno scambio di materia fra le bolle e la parte densa del letto, e poi la cattura del particolato in questa. In tal modo le particelle submicroniche dei fumi, grazie anche agli idrocarburi incombusti presenti sulla loro superficie e che funzionano da "colla", si aggregano l'una con l'altra fino a generare agglomerati di diversi micron, che a causa dei continui urti ad un certo punto si distaccano e vengono trascinati dalla corrente gassosa.

Se con $f(\bar{D}_p)$ indichiamo la percentuale volumetrica di particolato avente diametro compreso fra D_{p1} e D_{p2} [ove $\bar{D}_p = (D_{p1} + D_{p2})/2$] in fig. 16 è evidenziato, a titolo di esempio, lo spostamento e quindi la nuova collocazione della curva di distribuzione granulometrica $f(\bar{D}_p)$ del carico particellare nei gas di scarico di un motore diesel, grazie all'interazione di questi con un SCLF. In generale si può dire che i meccanismi di cattura delle particelle contenute nei fumi fluidizzanti il letto di un SCLF sono diversi a seconda delle dimensioni di queste e della velocità relativa particolato-inerte. In-

FIG. 17 – ANDAMENTO DELLA CONCENTRAZIONE DI CARBONIO IN UN SCLF NEL TEMPO, PER DUE DIVERSI TIPI DI INERTE



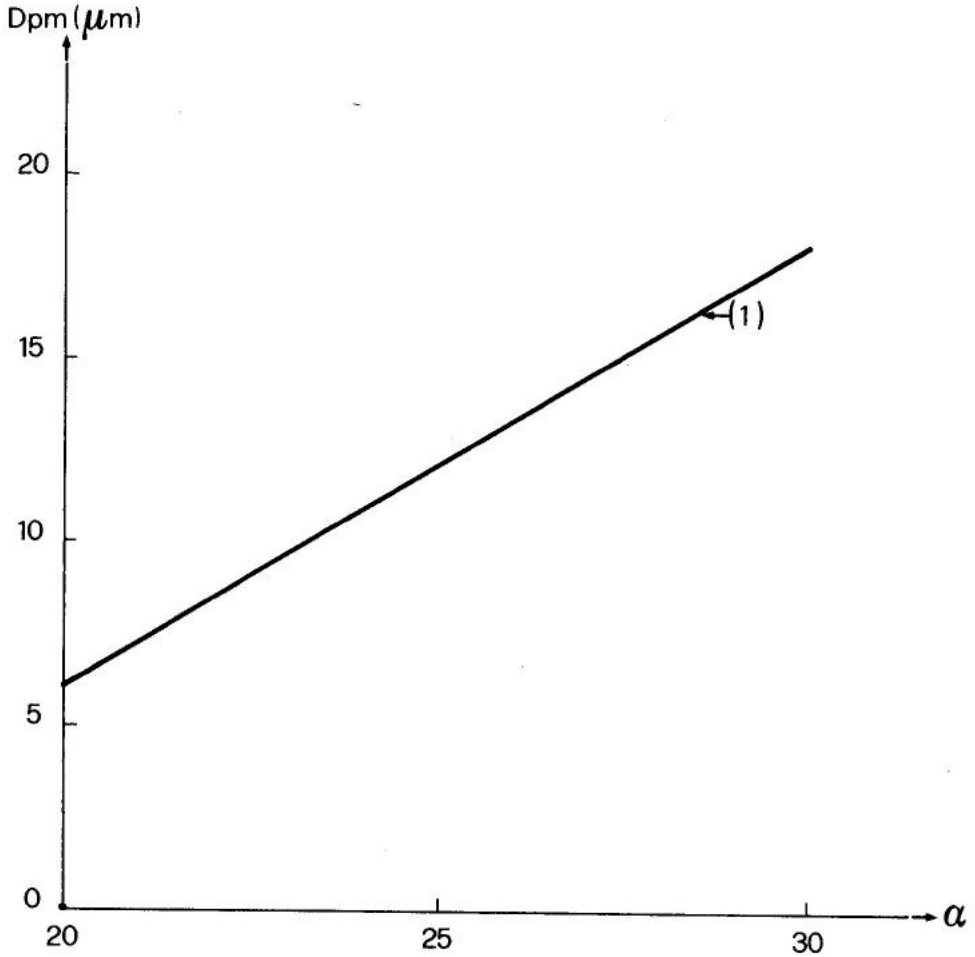
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

fatti particelle con dimensioni medie inferiori circa a 0,1 µm sono soggette a moti browniani, il che comporta la presenza di fenomeni diffusivi che stanno alla base dei relativi meccanismi di trasporto e cattura.

Con dimensioni maggiori, la cattura avviene invece prevalentemente per fenomeni di intercettazione e di impatto diretto: il soot che viaggia in prossimità della traiettoria di una particella catturante ha più elevata probabilità di essere da questa intercettato e di andare ad urtare direttamente contro di essa, e quindi mentre la linea di corrente subisce la deviazione necessaria ad aggirare il corpo catturante, la particella di solido trasportata dal gas, a causa della sua inerzia, va ad impattare sull'inerte.

Come effetto globale si può dire che la ca-

FIG. 18 – DIAMETRO MEDIO DEL PARTICOLATO CONTENUTO NEI GAS DI SCARICO DI UN MOTORE DIESEL, IN USCITA DA UN SCLF, PER DIVERSI VALORI DEL RAPPORTO α

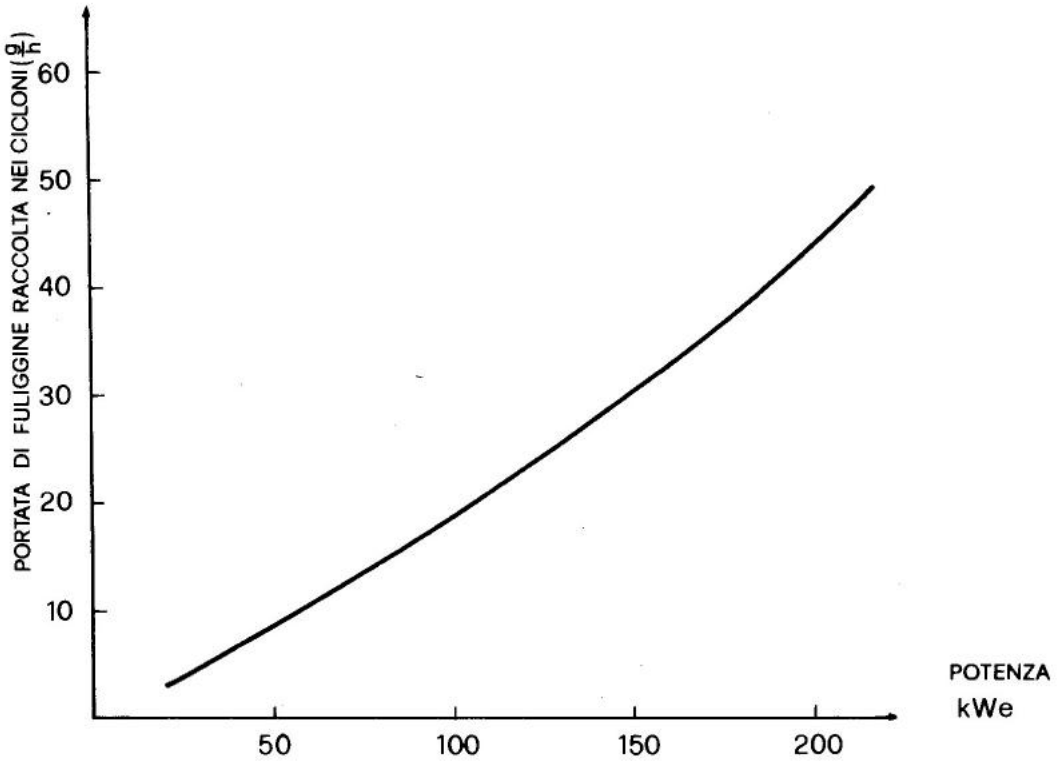


(1) = CURVA MEDIA SPERIMENTALE

$$\alpha = \frac{\text{PORTATA IN MASSA DI ARIA}}{\text{PORTATA IN MASSA DI COMBUSTIBILE}}$$

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 19 – PORTATA DI FULIGGINE RACCOLTA NEI CICLONI IN FUNZIONE DELLA POTENZA ELETTRICA PRODOTTA DAL GRUPPO



pacità di un SCLF di ritenere il particolato dei gas fluidizzanti si manifesta in fasi temporali ben distinte. Con riferimento al caso dei gas di scarico di un motore diesel e tenendo presente che il carbonio rappresenta nel soot l'elemento principale (~ 85%), se esaminiamo l'andamento della concentrazione C_L di carbonio nel letto notiamo:

– un primo periodo transitorio iniziale, in cui il letto funziona da filtro e C_L cresce fino ad un valore asintotico. Sia questo che la durata del periodo dipendono essenzialmente dalla superficie utile per la cattura e quindi dalle dimensioni e dal tipo di inerte costituente il letto, come si deduce dal confronto fra gli andamenti riportati in fig. 17;

– un secondo periodo, l'unico ovviamente di interesse per un SCLF industriale, durante il quale il sistema funziona da agglomeratore e separatore, in modo abbastanza diverso a seconda del valore che hanno grandezze fondamentali quali il rapporto α delle portate massiche aria/combustibile.

Se indichiamo come diametro medio del particolato $D_{pm} = \sum \bar{D}_p \cdot f(\bar{D}_p)$, nel caso di gas di scarico di un motore diesel all'uscita da un SCLF si hanno infatti andamenti $D_{pm} - \alpha$ del tipo di quello riportato in fig. 18. Ricordando che nel caso di tale effluente la concentrazione di carico particellare (v. fig. 4) è fortemente sensibile alle variazioni di α, diremo che il gas in uscita da un SCLF all'aumentare di α contiene percentual-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

mente meno carico inquinante solido e che comunque questo è rappresentato da particelle di diametro medio crescente con l'eccesso d'aria. Oltre che da α la capacità di agglomerazione di un SCLF, a parità di altre condizioni dipende anche, ma in modo blando, dalla temperatura media del letto stesso, nel senso di dar luogo ad agglomerati di dimensioni maggiori al diminuire di T.

Lavorando con sferette di vetro (d = 500 –700 μm) si è infatti ottenuto un incremento di circa il 30% nel diametro medio D_{pm} del solido carbonioso contenuto nei gas in uscita dall'SCLF al passare di T da 170°C a 130°C. Va comunque ricordato che mentre α è regolabile a prescindere dal processo industriale nel quale è inserito l'SCLF, non altrettanto si può dire di T che è strettamente legato ai valori delle grandezze di processo. Nel funzionamento a regime quindi di un SCLF si realizza un equilibrio dinamico di massa del sistema legato ad una velocità di rilascio del soot da parte dell'inerte, dipendente dal grado di ricoprimento di questo e dovuto all'azione superficiale di sfaldamento del materiale all'interno dell'ammasso e sulla superficie del fascio tubiero, grazie al violento mescolamento indotto dalle bolle. Si è perciò ritenuto interessante, prima di montare l'SCLF in uno stabilimento produttivo, sperimentare con un gruppo AIFO 8280 in sala prove, ponendo a valle del recuperatore una sezione di ciclonatura ad 8 componenti, con un diametro previsto di taglio di 1,5 μm.

Le prove, durate circa 400 ore, sono state condotte specie nelle prime 100 ore in condizioni tali da non consentire una valutazione precisa della efficienza dei cicloni. Si è però cercato, nei limiti del possibile, di effettuare per brevi periodi rilievi sperimentali in condizioni di potenza costante erogata dal gruppo ed è stato quindi possibile correlare con tale grandezza la massa di soot raccolta alla base dei cicloni, massa che, per i motivi detti, rappresenta solo una quota parte di tutta quella emessa dal gruppo nel periodo di tempo considerato: i risultati sono riportati in fig. 19. Da tale diagramma si deduce che l'SCLF in 24 ore di funzionamento al 90% della massima potenza dell'AIFO 8280 evita, se accoppiato ad un sistema di cicloni pur con efficienza ridotta, che venga rilasciata all'atmosfera una massa di più di 1,1 kg di prodotti inquinanti.

Cenni costruttivi sugli SCLF realizzati, problemi impiantistici e primi risultati sperimentali

Nell'ambito del programma di lavoro oggetto della presente nota sono stati realizzati e provati, con diverse modalità e in prove di lunga durata, due esemplari di SCLF (A e B), al secondo dei quali, oggetto tutt'oggi di una campagna sperimentale che durerà fino alla fine del 1986, sono state apportate le modifiche consigliate da più di 1500 ore di esercizio del primo. Su questo, provato inizialmente per circa 400 ore in sala prove prima della installazione presso la Pettinatura Europa di Ochieppo (Vercelli), si sono resi necessari lavori di adattamento per tenere conto:

1° – del particolare valore di importanti variabili di processo quali la portata dell'acqua da riscaldare ed il livello termico che questa deve raggiungere;

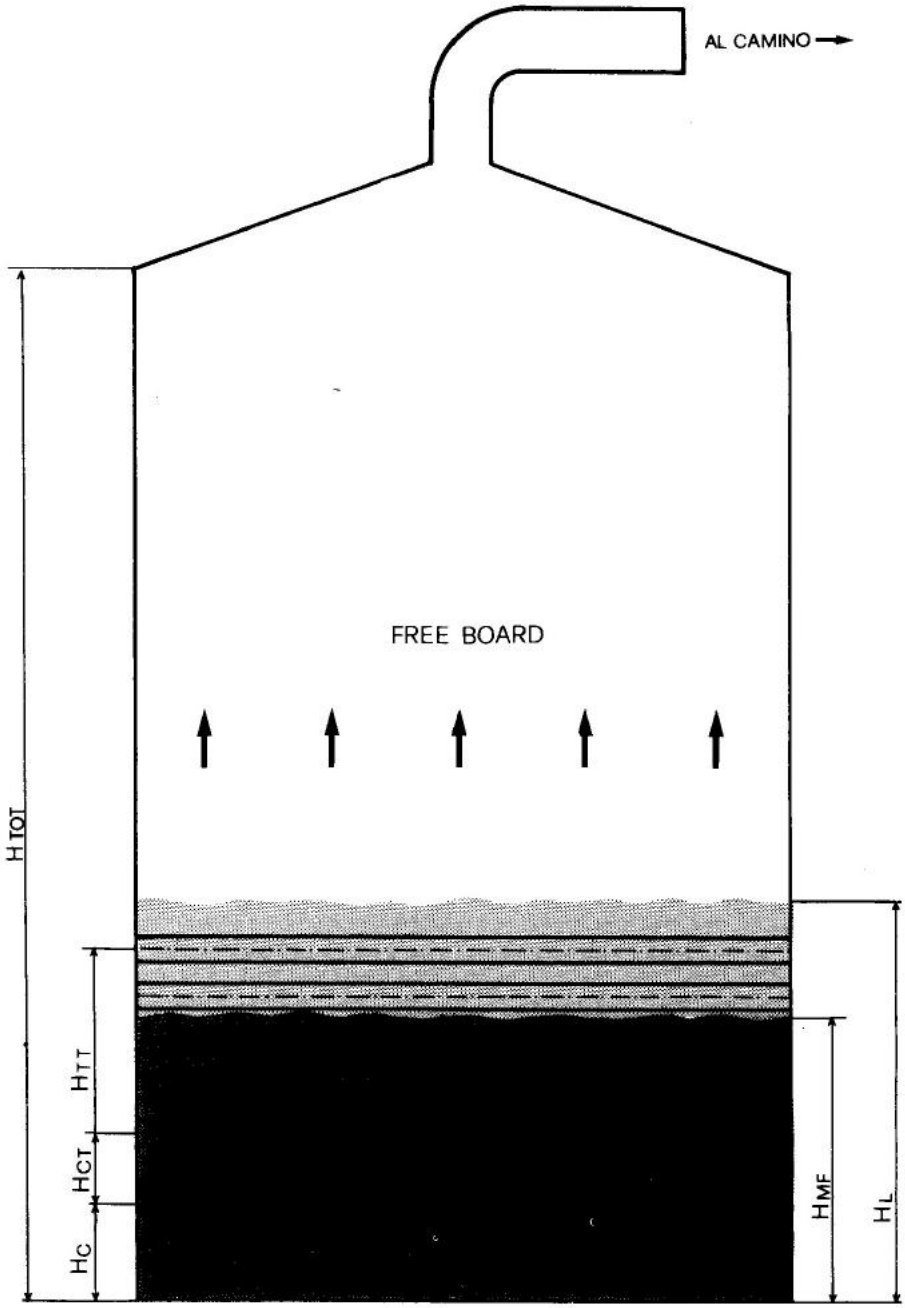
2° – del fatto che il motore primo installato in stabilimento è l'AIFO 8281 SRI (anziché l'8280 come in sala prove) con potenza massima 240 kWe e 280 kWt (invece che 220 kWe e 250 kWt).

Ciò ha reso necessario trasformare l'SCLF-A da scambiatore di tipo TA, ad 1 passaggio, a scambiatore a 4 passaggi d'acqua per potere ottenere il desiderato innalzamento della temperatura dell'acqua di processo, molto fredda all'ingresso del gruppo di cogenerazione (d'inverno 2 ÷ 3°C).

Il punto 2° ha sostanzialmente consigliato un aumento di D_u da 8 a 9 mm per limitare il valore di Δp_u, tenuto conto che la portata di gas nell'8281 alla massima potenza è superiore del 30% a quella dell'8280.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 20 – SCHEMA DELLO SCAMBIATORE A LETTO FLUIDO



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Sia l'SCLF-A che l'SCLF-B sono stati realizzati con un distributore del gas a getti multipli, dotato di 4 collettori principali orizzontali di diametro D_{ci} = 65 mm, disposti a corna incrociate trasversalmente al fascio tubiero, che immettono il gas fluidizzato nel letto attraverso 28 ugelli per collettore, lunghi L_u = 25 mm, di diametro interno D_u = 8 mm (= 9 mm nel tipo B), orientati leggermente verso il basso per impedire il backflow. In fig. 20 è riportato uno schema dello scambiatore: con riferimento a tale figura ed alle precedenti la configurazione geometrica di questo è caratterizzata dai valori delle grandezze riportati in tab. 1. Per entrambi gli scambiatori il fascio tubiero è composto da 128 tubi di diametro esterno (interno) 20 mm (16 mm), passo orizzontale P_o = 50 mm e passo verticale P_v = 20 mm, lunghi L_t = 729 mm, per un ingombro trasversale dello scambiatore $l_1 \times l_2$ = 720 × 480.

La progettazione e la realizzazione dell'SCLF-B hanno avuto come obiettivo, nel rispetto della configurazione geometrica adottata per l'SCLF-A:

1° – il miglioramento della ispezionabilità, della accessibilità e facilità di montaggio del componente;

2° – la creazione di doppie piastre tubiere isolate termicamente per evitare eventuali impaccamenti del letto durante gli eventuali periodi di lunga sosta dell'impianto, causati dall'effetto di parete fredda;

3° – la ottimizzazione dell'isolamento termico dell'intero componente.

Quest'ultimo è stato infatti realizzato con un corpo di forma rettangolare a doppio involucro (intercapedine riempita di fibra ceramica in fiocco), nel quale sono praticate aperture per l'introduzione e la eventuale estrazione del fascio tubiero, due aperture ortogonali alle prime per ispezione, una apertura sul fondo per lo svuotamento del letto, oltre a 4 aperture laterali a due a due contrapposte per la introduzione dei collettori di distribuzione. Per garantire una lunga durata del componente, il fascio tubiero è stato realizzato in AISI-316 L.

Come già accennato al paragrafo su "Interazioni fra inerte del letto e particolato dei fumi", l'SCLF-A è stato provato con a valle un sistema di cicloni in grado di abbattere almeno parzialmente il particolato agglomerato nel letto. In fig. 21 è quindi riportata una immagine complessiva di tale componente, con la fotografia di alcune sue parti principali quali le piastre tubiere, il fascio, il distributore a getti multipli e l'interno dello scambiatore.

Come peraltro previsto in sede progettuale i problemi più cospicui emersi in sala prove sono stati quelli rappresentati da:

1° – contropressione agente sul motore ad opera dell'SCLF;

2° – backflow;

3° – impaccamento dell'inerte del letto;

4° – elutriazione, soprattutto alla massima potenza, di una sia pur lieve quota parte di questo ultimo.

A tale punto è bene notare che, come facilmente deducibile dai diagrammi rilevati per l'AIFO 8280 SRI e riportati in figg. 22 e 23 un valore di contropressione elevata è sconsigliabile, per gruppi di cogenerazione con motori diesel sovralimentati, più dal punto di vista motoristico che dal punto di vista energetico della riduzione del rendimento: avendo infatti a valle delle turbosoffianti un alto valore di pressione, si alza la temperatura media allo scarico e quindi diminuisce la vita media delle turbine. Per

TABELLA 1 – DATI DI PROGETTO DEGLI SCLF-A e B

A_s	mq	5,8	D_{ci}	mm	65
D_{Te}	mm	20	n_c	–	4
D_{Ti}	mm	16	n_u	–	28
$H_{T\ fascio}$	mm	280	D_u	mm	8 (in A), 9 (in B)
H_c	mm	90	L_u	mm	25
H_{cT}	mm	91	i_u	mm	33
H_{MF}	mm	300	i_c	mm	164
H_L	mm	500	L_{cp}	mm	114
H_{tot}	mm	1560	L_{up}	mm	74
l_1	mm	720	n_{tubi}	–	128
l_2	mm	480	P_v	mm	20
L_t	mm	729	P_o	mm	50

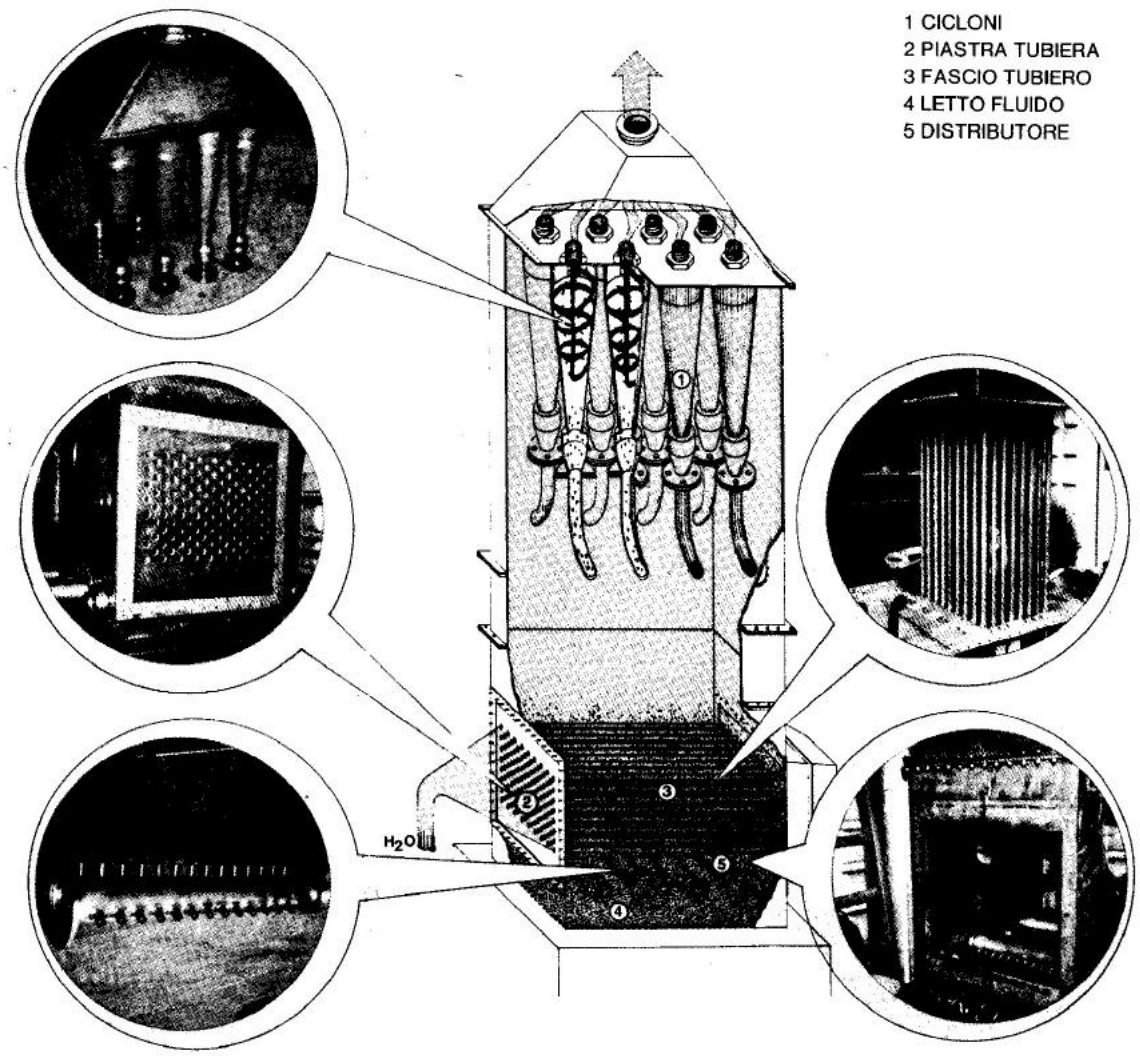
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

motori diesel compressi, un valore limite di contropressione motoristicamente di assoluta sicurezza sembra essere 500 mmcdA: data la impostazione seguita in fase progettuale ($\Delta p_u > \Delta p_L$) durante le prime 400 ore di funzionamento in sala prove, si è avuto un valore di contropressione al motore (sezione di cicloni esclusa!) non inferiore a 900 mmcdA, in linea con le previsioni progettuali.

Infatti, se da un lato si è cercato di diminuire Δp_L caricando meno inerte nel letto e quindi accettando un minor grado di ricoprimento del fascio tubiero ($\Delta p_L \leqslant 400$ mmcdA contro una previsione di 470 mmcdA), dall'altro non può essere trascurato il contributo dato alla contropressione totale dalle perdite di carico dei gas distribuite e concentrate.

Per quanto concerne il punto 2°, conside-

FIG. 21 – ASSIEME DELLO SCAMBIATORE SCLF E ALCUNI SUOI PARTICOLARI



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 22 – RENDIMENTO ELETTRICO IN FUNZIONE DELLA CONTROPRESSIONE (TEMPERATURA ASPIRAZIONE 8 °C)

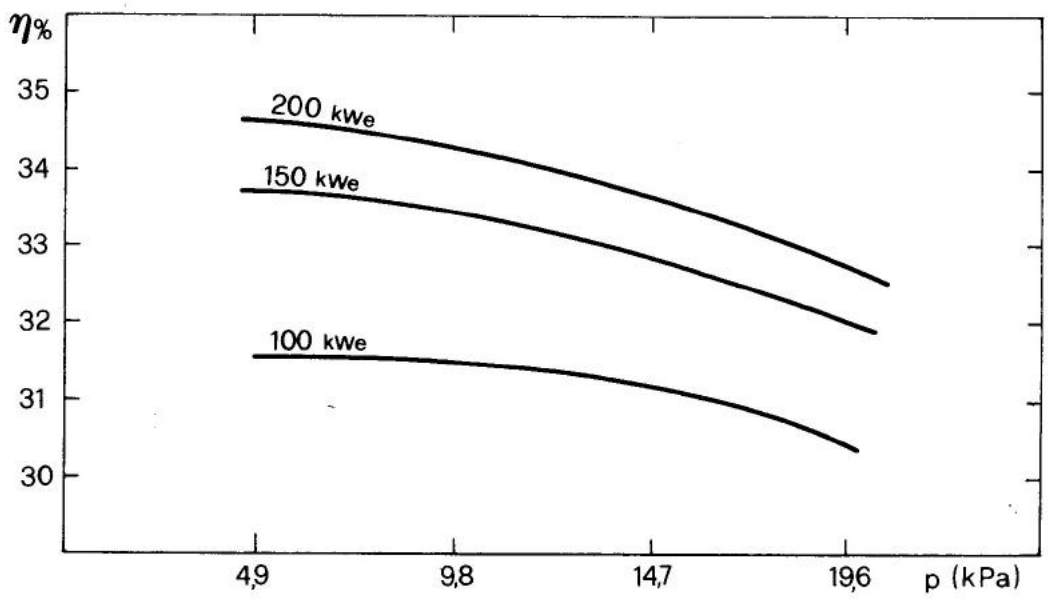
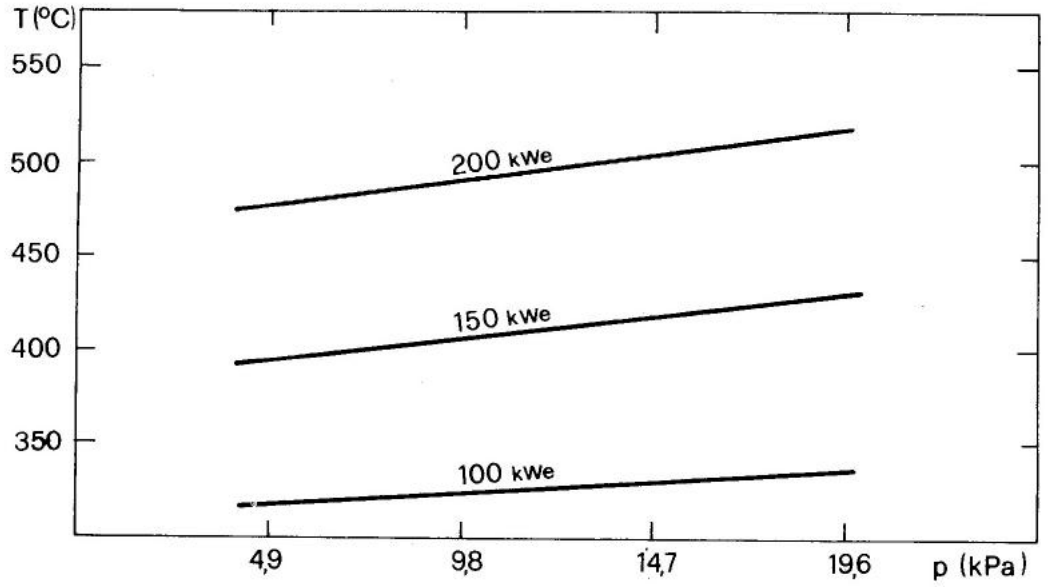


FIG. 23 – TEMPERATURA DI SCARICO DEL MOTORE IN FUNZIONE DELLA CONTROPRESSIONE



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

rando il già visto andamento fra u_{MF} e u_{IT} delle grandezze Δp_L (u) e Δp_u (u), in sala prove si è constatato che all'atto dello spegnimento del gruppo risultava molto difficilmente evitabile un sia pur limitato rientro di inerte nei collettori. Senza la adozione di alcun dispositivo ausiliario tale effetto, nonostante le precauzioni prese in sede progettuale, è risultato quantitativamente di entità tale che dopo circa 30 cicli di accensione-spegnimento si poteva constatare nei collettori un rientro di 100 ÷ 120 g di inerte. Tale quantità, non importante di per sè in sala prove, doveva assolutamente essere evitata nella installazione in stabilimento a causa dei possibili intasamenti, peraltro data la ispezionabilità dei collettori rapidamente eliminabili, che avrebbe potuto provocare negli ugelli, con conseguente perdita di tempo da parte del personale di manutenzione.

Tenuto conto di ciò, finita la fase di sperimentazione, per il montaggio presso la Pettinatura Europa si è decisa la adozione di un esaustore dei fumi montato direttamente a valle dell'SCLF, privato fra l'altro, nel montaggio in stabilimento, della non necessaria ma solo utile ecologicamente, sezione di cicloni. Così, temporizzando il funzionamento dell'esaustore in modo che il suo motore continui a girare per 10 secondi dopo lo spegnimento del cogeneratore, il problema del backflow legato al "pompaggio" dell'inerte da parte della colonna fluidizzata tenuta in depressione è completamente sparito, come peraltro è pure stato risolto il problema della contropressione massima a valle del motore, che in funzionamento stazionario risulta ora, alla massima potenza di 240 kWe, inferiore ai 380 ÷ 400 mmcdA e quindi del tutto accettabile.

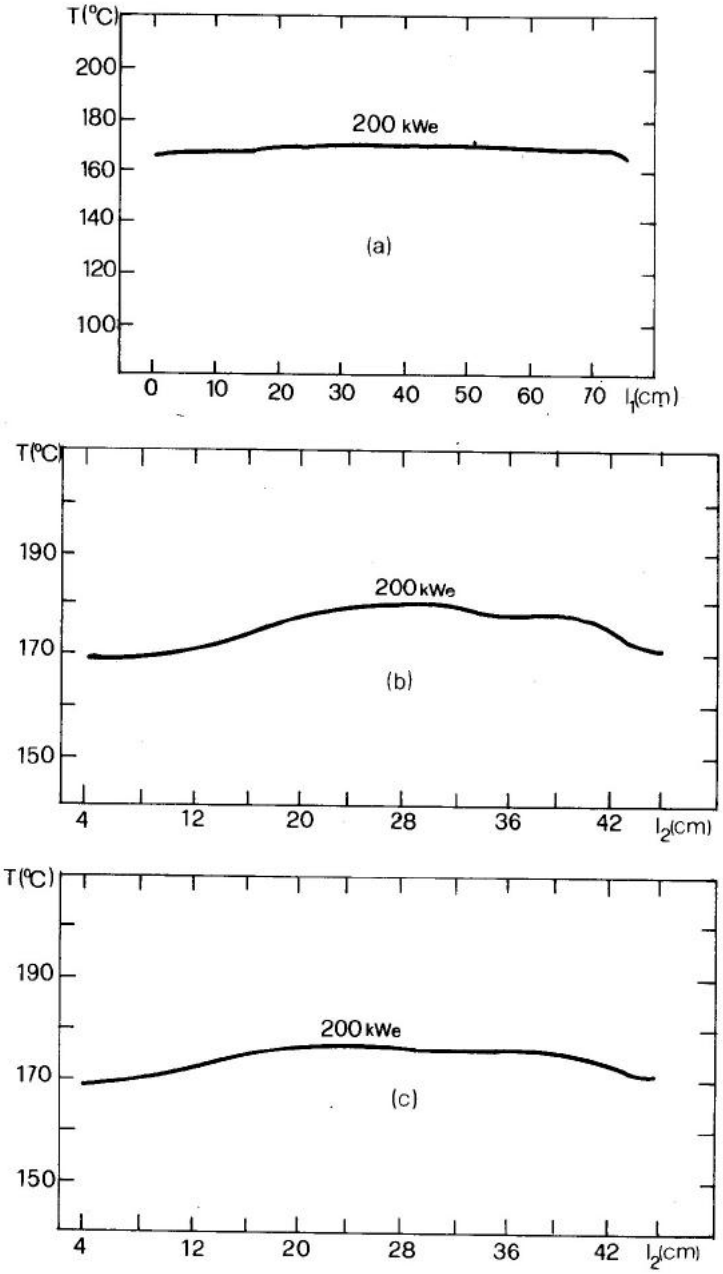
Per quanto concerne l'impaccamento, che nelle prime 400 ore si era notato talvolta insorgere durante le fermate del gruppo in corrispondenza delle camere d'acqua fredde terminali, essendo il fenomeno tanto più sensibile quanto maggiore è la superficie specifica dell'inerte, si è ritenuto utile per il funzionamento in stabilimento accettare un più basso valore di coefficiente di scambio letto-tubi, h_L (v. fig. 10, paragrafo "Trasferimento di calore fra un letto fluido ed un fascio tubiero") ed adottare come inerte del letto sferette di vetro con d_{pmedio} = 1 mm contro un d_{pmedio} = 0,6 mm impiegato in sala prove, oltre naturalmente, per la versione SCLF-B, provvedere a realizzare con intercapedine isolante le piastre tubiere terminali. Con l'adozione di tali provvedimenti non si è più riscontrato inconveniente alcuno, se non una prevedibile, ma più che tollerabile, diminuzione della efficienza termica E.

Per la risoluzione del punto 4° si è montato in stabilimento un free board di altezza, misurata dalla fila terminale del fascio tubiero, pari a 100 cm, portante sulla sommità una specie di labirinto tronco-conico di lamiera, sagomato a "cappello da cinese", studiato in modo da provocare, alla massima potenza, una perdita di carico di circa 10 mmcdA, e in grado di arrestare la fuoriuscita di eventuali frazioni di inerte, provenienti da frantumazione per sfregamento, trasportate dalla corrente gassosa in uscita. Sull'impianto industriale si è così riusciti a contenere la elutriazione ad un livello inferiore all'8 – 10% dopo 1000 ore di funzionamento a potenza variabile fra il 70% ed il 100% della massima (= 240 kWe).

Per quanto riguarda i risultati sperimentali riteniamo opportuno in tale sede riassumere solo quelli relativi alle prime 400 ore di funzionamento in sala prove, compiute prevalentemente alla potenza di 200 kWe, dal momento che quelli caratterizzanti il funzionamento per più di 2000 ore degli SCLF-A e B presso la Pettinatura Europa fanno parte di una esperienza ancora (maggio 1986) in corso. Sono stati innanzitutto fatti numerosi rilievi, nelle condizioni più disparate, del rendimento r dello scambiatore, definito come $r = Q_a/Q_g$ ove Q_a = quantità di calore assorbita dall'acqua e Q_g = quantità di calore ceduta dal gas: infatti, essendo l'SCLF-A, usato in sala prove, uno scambiatore TA ad un passaggio, caratterizzato perciò da salti di temperatura entrata-uscita acqua molto bassi e quindi molto difficilmente misurabili con precisione, si è preferito considerare, per la misura indiret-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 24 – PROFILI DI TEMPERATURA NELL'SCLF-A



a) PROFILO DI TEMPERATURA PARALLELAMENTE AL FASCIO TUBIERO

b) e c) PROFILI DI TEMPERATURA NEL LETTO FLUIDO TRASVERSALMENTE AL FASCIO, PARTE INFERIORE DEL LETTO, LATO SINISTRO E LATO DESTRO

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

ta del coefficiente di scambio globale, la grandezza rQ_g. La formula impiegata è:

$$U = \frac{W_g \cdot C_p \cdot (T_{gs} - T_{guL}) \cdot r}{A_s \left(T_L - \frac{T_{ai} + T_{au}}{2} \right)} \qquad [16]$$

ove:

U (Watt/m^2 °C) = coefficiente globale di scambio termico;

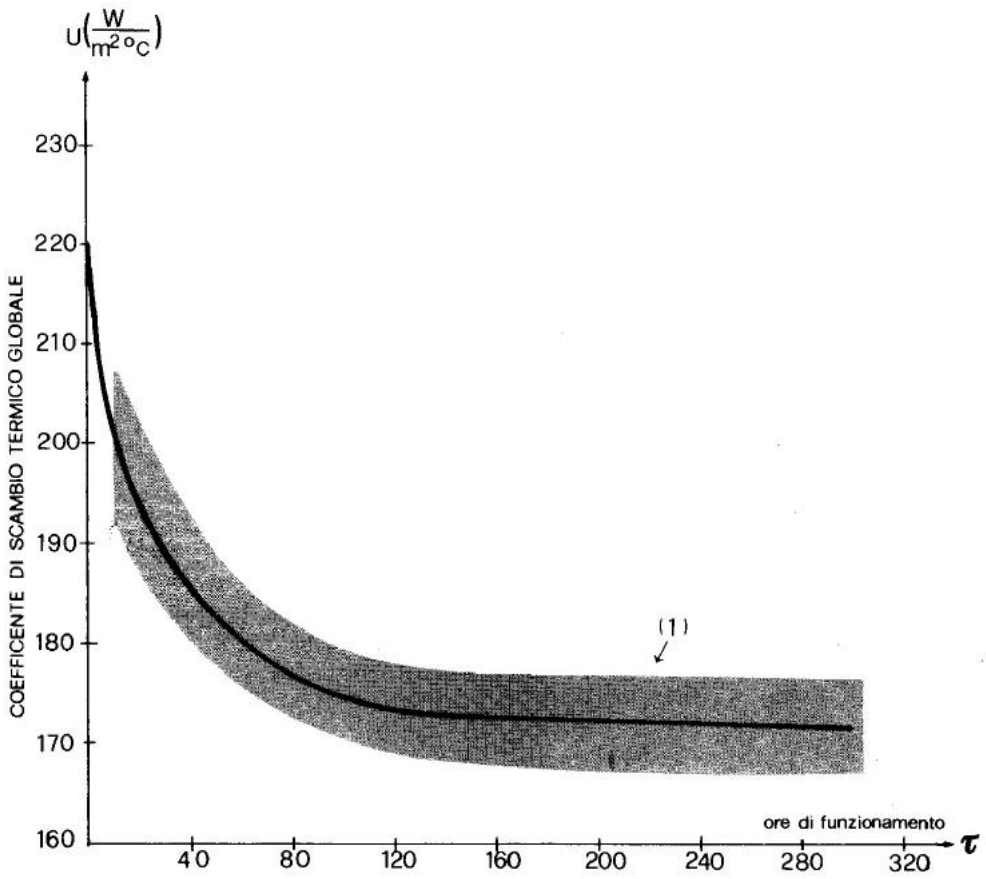
c_p (Joule/kg °C) = calore specifico a pressione costante;

A_s (m^2) = superficie di scambio del fascio tubiero (v. tab. 1).

Per la effettuazione dei rilievi si era predisposto un sistema di acquisizione dati automatico tale da potere fornire anche ogni 30" il complesso dei dati riportati come esempio di una prova in Tabella 2.

Con riferimento a quanto anticipato al paragrafo sul "Trasferimento di calore fra un

FIG. 25 – ANDAMENTO TEMPORALE DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO GLOBALE U RILEVATO SPERIMENTALMENTE CON L'SCLF-A



(1) = ZONA DI DISPERSIONE DEI PUNTI SPERIMENTALI OTTENUTI

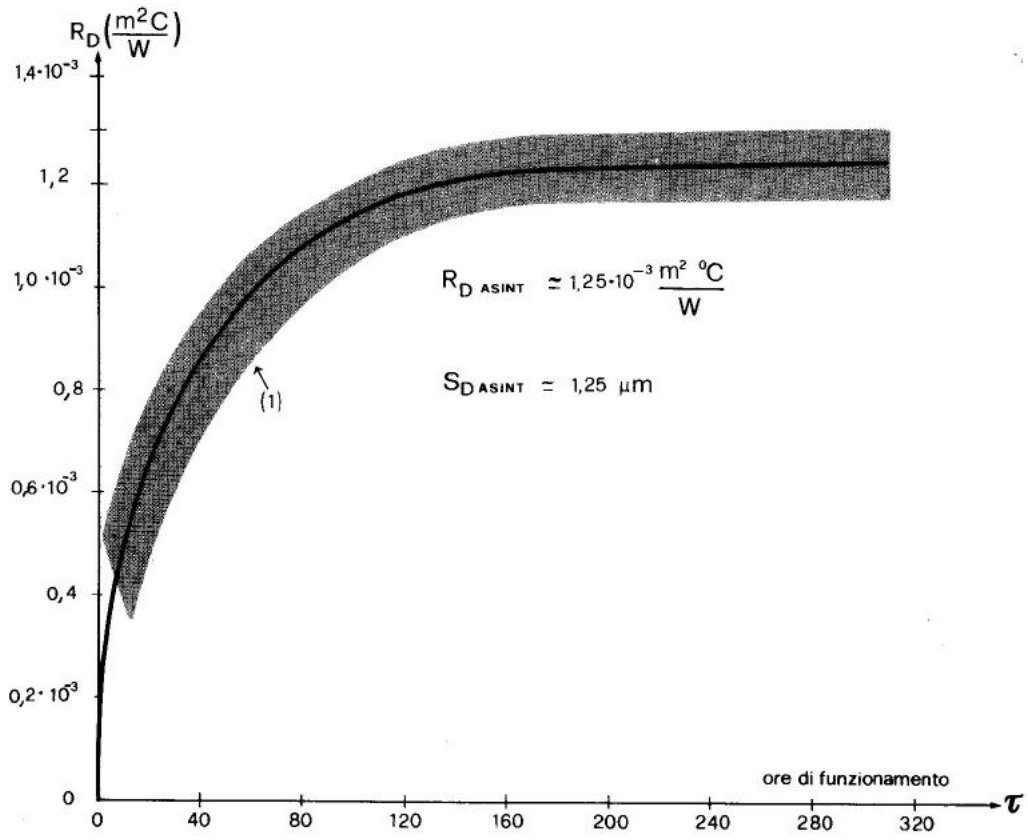
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

letto fluido ed un fascio tubiero", si è in tal modo potuto effettuare un'analisi sperimentale dettagliata del funzionamento dello scambiatore: mediante, ad esempio, tempocoppie inserite a diverse altezze del letto. Grazie a tubicini di acciaio inox con diametro interno di 2,5 mm, passanti nel letto in direzione longitudinale e trasversale, è stato possibile rilevare accuratamente i relativi profili di temperatura. Da questi è emerso che, se la fluidizzazione è buona, l'SCLF è un mezzo a temperatura praticamente uniforme, con temperatura T_L che differisce mediamente per non più di 5 ÷ 6 °C da T_{guL}, quando T_{gs} risulta di circa 510 °C. In fig. 24 sono riportati esempi di profili di temperatura rilevati nell'SCLF-A.

Con i rilievi effettuati, valutando il coefficiente di scambio globale U_o a scambiatore nuovo, è stato pure possibile, dalla relazione:

$$R_D = 1/U - 1/U_o \qquad [17]$$

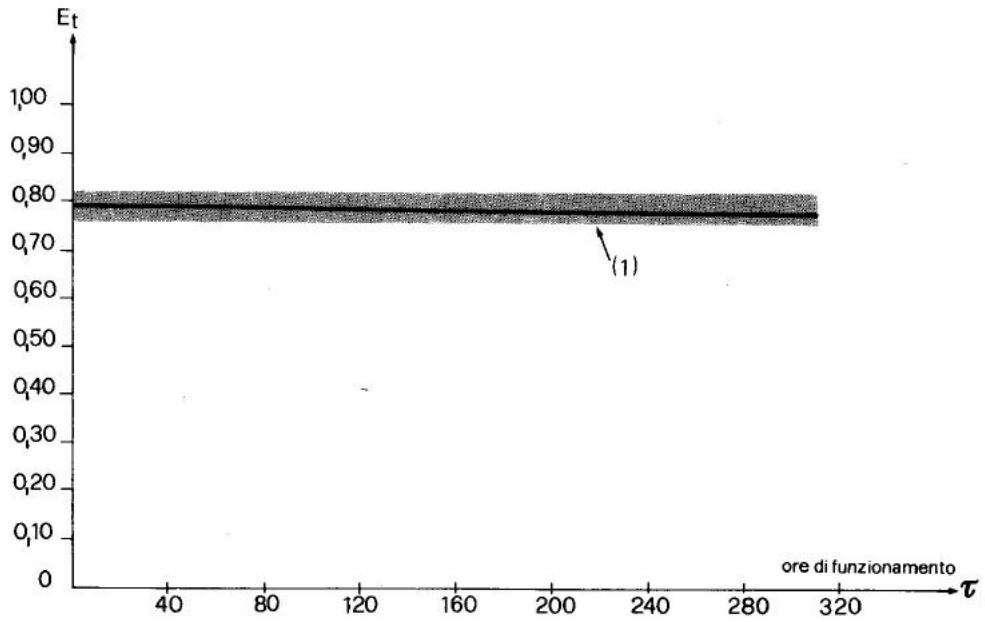
FIG. 26 – ANDAMENTO NEL TEMPO DELLA RESISTENZA DI FOULING R_D NELLO SCAMBIATORE A LETTO FLUIDO DA 140 kWt IMPIEGATO SUI GAS DI SCARICO DEL MOTORE DIESEL AIFO 8280 SRI



(1) = ZONA DI DISPERSIONE DEI RISULTATI SPERIMENTALI

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 27 – ANDAMENTO NEL TEMPO DELLA EFFICIENZA TERMICA E_t DELLO SCAMBIATORE A LETTO FLUIDO DA 140 kWt IMPIEGATO SUI GAS DI SCARICO DEL MOTORE DIESEL AIFO 8280 SRI



(1) = ZONA DI DISPERSIONE DEI DATI SPERIMENTALI

seguire l'andamento nel tempo della resistenza di fouling R_D. Si è visto in tal modo che, nel caso di una configurazione geometrica quale quella del nostro SCLF-A, dopo un transitorio di circa 120 ore, la cui durata è sicuramente influenzata dalle modalità di esercizio dell'impianto, si raggiungono, dal punto di vista del fouling, condizioni asintotiche, in cui non solo la efficienza termica E_t, ma anche U ed R_D possono considerarsi mediamente costanti, ovviamente entro la fascia di dispersione dei risultati sperimentali. Essendo peraltro in un SCLF la grandezza U abbastanza elevata (circa 3 volte superiore a quanto riscontrabile in un normale scambiatore gas-acqua) e risultando dalla [17] $\delta U/\delta R_D = -U^2$, nonostante la esiguità, dal punto di vista quantitativo, dello sporcamento, la pendenza della U (τ) risulta nel periodo iniziale abbastanza elevata.

TABELLA 2 – VALORI MEDI RELATIVI AD UN RILIEVO SPERIMENTALE

Durata prova	(h)	8,0
Potenza elettrica	(kW)	200
Temperatura aspirazione	(°C)	15
Rapporto aria/combustibile		20
Temperatura gas uscita motore	(°C)	509
Temperatura gas uscita L.F.	(°C)	170
Pressione gas uscita motore	(kPa)	13,3
Portata gas	(kg/s)	0,28
Temperatura letto fluido	(°C)	174
Temperatura acqua IN scamb.	(°C)	76
Temperatura acqua OUT scamb.	(°C)	83
Portata acqua	(kg/s)	3,5
ΔP su scambiatore	(kPa)	11,5
ΔP su ugelli diffusori	(kPa)	4,6
ΔP su colonna fluida	(kPa)	3,9
ΔP su ciclone	(kPa)	3,0
Potenza scambiatore L.F.	(kW)	95

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Tale andamento U (τ) è riportato in fig. 25 mentre in fig. 26 è indicata la funzione sperimentale R_D (τ), con la relativa fascia di indeterminazione. Poiché $R_D = s_D/k_D$ (con k_D = conducibilità termica del soot), a titolo indicativo si è ritenuto interessante riportare nella stessa figura il valore asintotico dello spessore equivalente di fouling sui tubi.

Assumento, in base ai valori di letteratura per materiali carboniosi incoerenti, $k_D = 0{,}1$ Watt/m °C, lo spessore di fouling sui tubi, dopo più di 300 ore di funzionamento, ha un valore asintotico $s_{Dasint} \simeq 125$ µm.

Si tratta comunque di uno spessore medio fittizio in quanto, come si è rilevato dopo la conclusione delle prove mediante prelievo diretto effettuato sui tubi, lo sporcamento sulla superficie esterna di questi non è uniforme con l'azimut. Ciò è sicuramente dovuto al fatto che il particolato carbonioso, di dimensioni medie al minimo di due decadi inferiori a quelle dell'inerte, segue di più le linee del gas è quindi giunge in minor quantità sulle parti inferiori dei tubi ove invece impattano le particelle di inerte più grandi, che provvedono con la loro azione meccanica a mantenere limitato lo spessore del fouling. La zona superiore è invece schermata dai tubi e quindi l'azione meccanica abrasiva delle particelle di inerte diminuisce sensibilmente di efficacia, consentendo un maggiore accumulo di depositi carboniosi.

Per quanto concerne la efficienza termica E_t essa è risultata poco variabile nel tempo durante tutti i rilievi in sala prove (v. fig. 27) mentre dal punto di vista fluidodinamico è risultato, sempre riferendoci a potenza di 200 kWe, mediamente $\Delta p_u = 460 \div 480$ mmcdA con $\Delta p_L = 380 \div 400$ mmcdA: va ricordato comunque che, entro certi limiti, tale ultimo valore può essere regolato scegliendo un maggiore o minore grado di ricoprimento ovvero agendo sul rapporto H_L/H_{MF} caricando una maggiore o minore quantità di sferette di vetro...

Durante la fase iniziale della sperimentazione l'asse dei tempi τ è stato percorso effettuando sia prove continuative con uno spegnimento del gruppo settimanale a potenza costante, sia prove con diversi cicli giornalieri di accensione-spegnimento a potenza variabile. Gli andamenti temporali riportati in figg. 25, 26, 27, per le diverse grandezze sono comunque riferiti ad un periodo di circa 300 ore durante le quali è stata mantenuta costante la potenza a livello di 200 kWe, pari al 90% del valore massimo del gruppo.

Siamo particolarmente grati al Dott. Nicola Perria per i preziosi consigli e suggerimenti datici durante la effettuazione delle misure in sala prove.

Bibliografia

D.G. Klaren: *"Fluid Bed Liquid-Liquid Heat Exchanger-Principles and Modes of Operation"* Fouling Prevention Research Digest, March 1983, vol. 5, number 1.

L. Colli, *"Considerazioni generali sulle incrostazioni negli scambiatori di calore"*, Energia e Calore, settembre-/novembre 1981.

T.R. Bott, *"Fouling Mechanisms and Phenomena"*, IEA Conference, Berlino, 1981.

U. Ghezzi, C. Ortolani, *"Combustione ed inquinamento"*, Tamburini editore, Milano, 1974.

N. Epstein, *"Fouling of Heat Exchangers"*, Int. Seminar on Advancement in Heat Exchangers, Dubrovnik, Jugoslavia, settembre 1981.

W.H. Thielbahr, *"Heat Exchanger Fouling in Diesel Exhaust Streams"*, IEA Conference, Berlino, 1981.

L. Barone, *"Tesi di laurea in Ingegneria Chimica,* Università di Napoli, 1982.

N.I. Gelperin, V.G. Einstein, *"Fluidisation"*, edito da Davidson e Harrison, Academic Press (1971) p. 471-540.

F.W. Staub, G.S. Canada, *"Fluidisation"*, edito da Davidson e Harrison, Academic Press (1971), p. 339-344.

J.S.M. Botterill, *"Fluid Bed Heat Transfer"*, Academic Press, 1975.

G.M. Carlomagno, R. Festa, L. Massimilla, *"Atti VI Congresso Nazionale Aimeta,* Genova 1982.

C. Delvosalle, J. Vanderschuren, *"Transferts de chaleur entre lit et particules et transferts interparticulaires' en lit fluidisé"*, Journées Européennes sur la Fluidisation, Tolosa, 1981.

A. Ciajolo, comunicazione privata.

J.A. Verrant, D.B. Kittelson, *"Sampling and Physical Characterization of Diesel Exhaust Aerosols"*, – Dept. of Mechanical Engineering Univ. of Minnesota, 1979.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Tenci Pier Luigi V. Buttigliera, 3 10132 Torino

Origine del brevetto ENEA N° IT. 1214665 sul principio catalitico oggi **"L.C.R"**

Il recupero di calore dai gas di scarico di motori diesel mediante post-combustione catalitica

R. Evangelisti, A. Sinchetto, P.L. Tenci

Introduzione

Il trattamento dell'esito gassoso della combustione che avviene in un motore diesel riveste notevole importanza qualora si intenda sfruttare tali reflui industrialmente per fini energetici senza dover ricorrere ad antieconomiche operazioni manutentive, oggi necessarie per gestire i sistemi di recupero termico convenzionali. Da uno studio condotto nel 1984 dall'Enea in collaborazione con la Fiat Ttg e svolto in campo dalla Tenci Energy Saving, relativo alle problematiche inerenti all'applicazione della cogenerazione con gruppi derivati diesel, emerge inequivocabilmente l'enorme costo di gestione dei dispositivi di recupero termico tradizionali, privi di componenti sviluppati ad hoc per prolungare sensibilmente le scadenze di smontaggio manutentivo degli impianti.

Gli impianti alimentati solo a gasolio, esaminati nello studio suddetto, richiedono operazioni manutentive con frequenza compresa fra le 60 e le 150 ore di esercizio al massimo. Tali grossi limiti tecnologici agiscono ovviamente come forte deterrente per lo sviluppo delle tecnologie di recupero energetico degli esiti della combustione interna. Per queste ragioni l'Enea-Dipartimento Fonti Alternative e Risparmio Energetico, si è impegnato nella risoluzione del problema, effettuando una lunga campagna di qualificazione sperimentale di un dispositivo di ossidazione catalitica dei gas di scarico di diesel stazionari, oggetto della presente nota, nella quale tale dispositivo verrà chiamato indifferentemente ossidatore catalitico o postcombustore catalitico.

Le rilevazioni sperimentali effettuate su di un arco di tempo di 1450 ore di esercizio hanno consentito di valutare con precisione l'effetto esercitato sui gas di scarico da tale dispositivo innovativo, coperto successivamente da brevetto Enea.

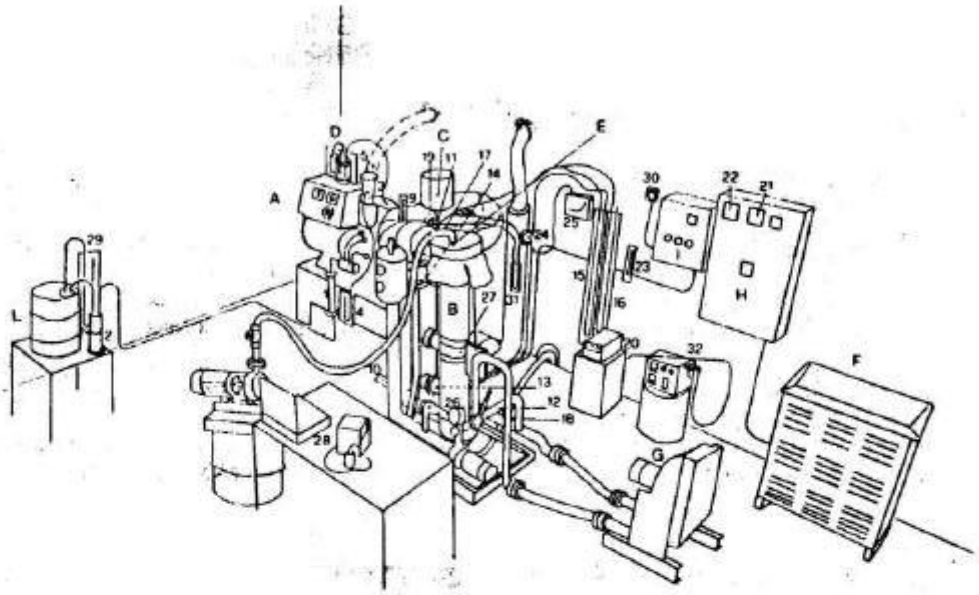
Infatti lo scambiatore gas-acqua a tubi di fumo utilizzato per il recupero di calore dai gas in questione, prima della adozione del dispositivo doveva essere scovolato con frequenza non superiore alle 100 ore per limitare a non più del 50-60% il decremento percentuale della efficienza termica.

In un momento in cui la tecnologia del risparmio energetico basata sulla cogenerazione è fortemente ed irrimediabilmente penalizzata dai vincoli insormontabili (o quasi) di tipo normativo-tariffario, resta la soddisfazione di avere rimosso completamente, mediante il lavoro oggetto della presente nota, gli ostacoli di tipo tecnologico penalizzanti l'esercizio dei recuperatori di calore operanti sui gas di scarico dei motori diesel impiegati in gruppi di cogenerazione e di avere offerto, per la soluzione del problema in questione, una duplice alternativa dopo quella indicata a conclusione dell'intenso lavoro svolto con scambiatori a letto fluido [1].

Roberto Evangelisti, Enea, Dipartimento Fonti Alternative e Risparmio Energetico
PierLuigi Tenci, Tenci Energy Saving s.n.c., Torino
Aldo Sinchetto, Tenci Energy Saving s.n.c., Torino

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 1 - VISTA D'ASSIEME DELL'IMPIANTO DI PROVA



A = GRUPPO ELETTROGENO AIFO 8045 I DA 32 kVA
B = SCAMBIATORE GAS/ACQUA
C = GRUPPO MICROPURIFICATORE
D = CONTROLLO ARIA COMBURENTE
E = APPARATO PER IL LAVAGGIO AUTOMATICO DELLO SCAMBIATORE
F = ARMADIO DI DISSIPAZIONE ENERGIA ELETTRICA
G = RADIATORE MOTORE
H = QUADRO ELETTRICO ARMADIO DI DISSIPAZIONE
I = QUADRO COMANDO ELETTROVENTILATORE
L = SERBATOIO GASOLIO DA 200 LITRI

1 = asametro per il rilievo istantaneo consumo gasolio
2 = misuratore volumetrico consumo gasolio
3 = boccaglio misura portata aria aspirata motore diesel
4 = relativo manometro differenziale
5 = termocoppia misura temperatura aria aspirata
6 = voltmetro sulle 3 fasi per la misura della tensione erogata
7 = amperometro sulle 3 fasi per la misura della corrente erogata
8 = contagiri per la misura della velocità di rotazione del motore
9 = termometro a mercurio per misura temperatura gas ingresso scambiatore
10 = termometro a mercurio per misura temperatura gas uscita scambiatore
11 = termocoppia misura temperatura gas ingresso scambiatore
12 = termocoppia misura temperatura gas uscita scambiatore
13 = termocoppia misura temperatura acqua ingresso scambiatore
14 = termocoppia misura temperatura acqua in uscita scambiatore
15 = manometro differenziale per misurare la contropressione dello scambiatore
16 = manometro differenziale per misurare la contropressione dallo scambiatore allo scarico
17 e 18 = prese manometriche monte-valle scambiatore
20 = termometro digitale Fluke
21 = voltmetro per misurare la tensione ai morsetti delle resistenze di dissipazione
22 = amperometro per misurare la corrente nelle resistenze addizionali
23 = psicro-termometro per rilievo delle condizioni ambientali di riferimento
24 e 25 = tubo di Pitot ed indicatore tipo Dwyer per misurare la portata del gas di scarico
26 = manometro per l'indicazione della pressione dell'acqua
27 = asametro per la misura della portata d'acqua nel circuito scambiatore-radiatore di dissipazione
28 = fumimetro Bosch
29 = indicatore di livello del gasolio nel serbatoio
30 = termostato ambiente di massima temperatura
31 = manometro per la misura della contropressione al micropurificatore
32 = strumento per la misura degli HC (tipo Teledyne 980)

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

H quadro elettrico di comando batterie di resistenze dell'armadio di dissipazione;

I quadro elettrico di comando per elettroventilatore, pompa di circolazione acqua etc;

L serbatoio gasolio da 200 litri.

La strumentazione è composta (v. fig. 1) da: 2 asametri per il rilievo istantaneo del consumo di gasolio (1) e della portata d'acqua nello scambiatore (27), 1 misuratore volumetrico del consumo integrale di gasolio (2), 1 boccaglio con relativo manometro differenziale (3 e 4) per la rilevazione della portata di aria comburente — con la sonda termometrica (5) per la misura della temperatura di questa —, voltmetro ed amperometro (6 e 7) per la misura di tensione e corrente erogata dal generatore, 1 contagiri (8) per la misura della velocità di rotazione del motore diesel, 2 termometri a mercurio (9 e 10) per la temperatura del gas in entrata ed in uscita dallo scambiatore, 4 termocoppie (11, 12, 13 e 14) per la temperatura dell'acqua e del gas entrata-uscita dallo scambiatore, 2 manometri differenziali (15 e 16) per la misura della contropressione alla entrata ed alla uscita dallo scambiatore, 1 termometro digitale Fluke con sensibilità ± 0,1°C (20), 1 voltmetro ed un amperometro addizionali (21 e 22) per misurare tensione e corrente ai morsetti delle resistenze di dissipazione, 1 termo-psicrometro (23) per misurare temperatura ambiente ed umidità relativa, 1 indicatore tipo Dwyer (25) con tubo di Pitot per misurare la portata dei gas di scarico, 1 manometro per l'indicazione della pressione dell'acqua di circolazione (26), 1 fumimetro Bosch per la misura della fumosità dei gas di scarico (28), 1 manometro per l'indicazione del livello del gasolio nel serbatoio (29), 1 termostato ambiente di massima temperatura (30), 1 manometro per la misura della contropressione al postcombustore (31), ed uno strumento tipo Teledyne 980 (32) per la misura della percentuale di idrocarburi incombusti totale (comprensiva quindi dell'ossido di carbonio) e della percentuale di O_2 residuo nei gas di scarico. Alcuni degli strumenti utilizzati sono visibili nella fig. 5.

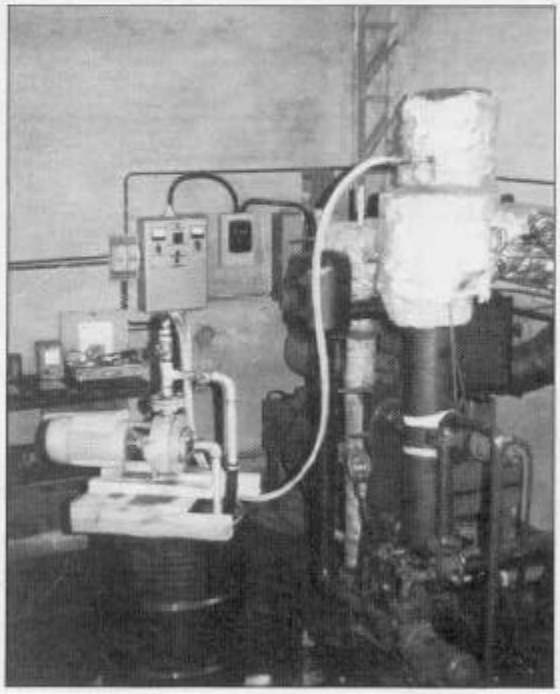


FIG. 3 - APPARATO PER IL LAVAGGIO AUTOMATICO E RAPIDO DELLO SCAMBIATORE

Caratteristiche costruttive del dispositivo utilizzato come ossidatore dei gas di scarico

Tale dispositivo (v. fig. 2), inserito nell'impianto secondo lo schema riportato in fig. 6, è composto da un contenitore esterno di acciaio inossidabile, che porta al suo interno un cestello di acciaio (v. fig. 7) nel quale alloggia il catalizzatore. Il cestello contenente il supporto attivo nella versione definitiva è stato realizzato, a strati sovrapposti, con due fogli di rete rigida forata contenenti al loro interno una calza a maglia di inox. Tale soluzione ha dato luogo ad un dispositivo giunto a più di mille ore di funzionamento senza avere subito danneggiamento alcuno, come evidenzia la foto di fig. 8, ripresa dopo avere assoggettato la cartuccia ad un breve lavaggio in acqua e soda. L'elemento attivo di tale ossidatore sperimentale è caratterizzato da un materassino di fibra di quarzo-silice, con filo di diametro medio 9 μm e peso specifico 28 kg/m^3, con fibra amorfa e disordinata.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

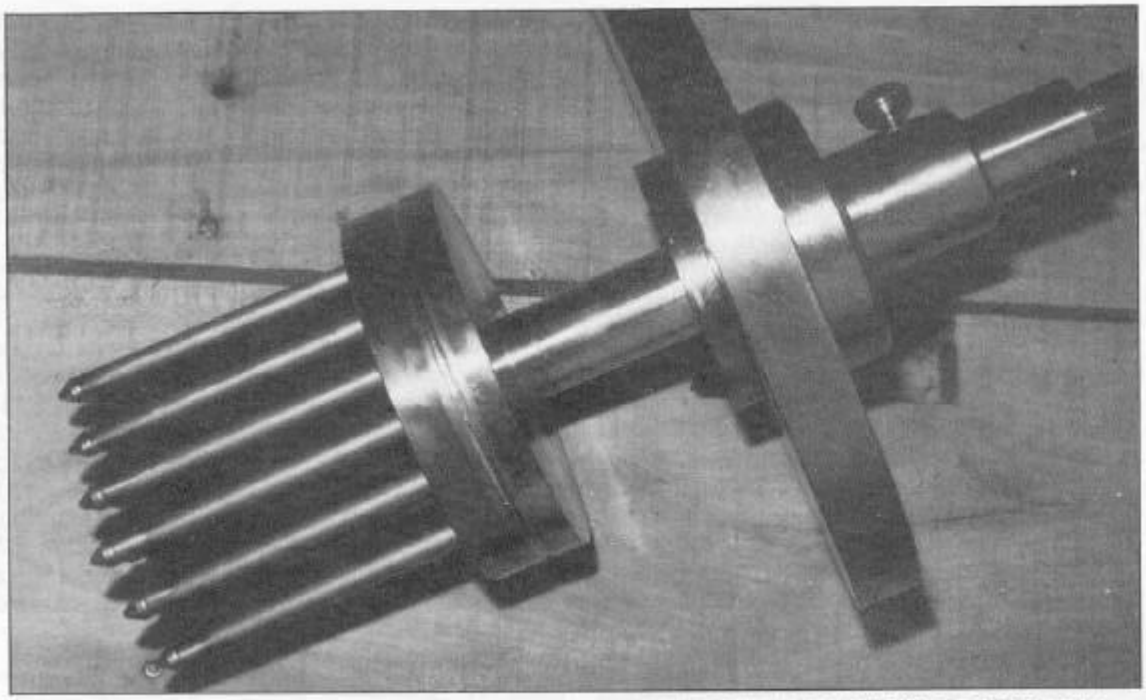


FIG. 4 - SISTEMA DI DIFFUSORI MOBILI PER LA INIEZIONE DELLA SOLUZIONE DI LAVAGGIO

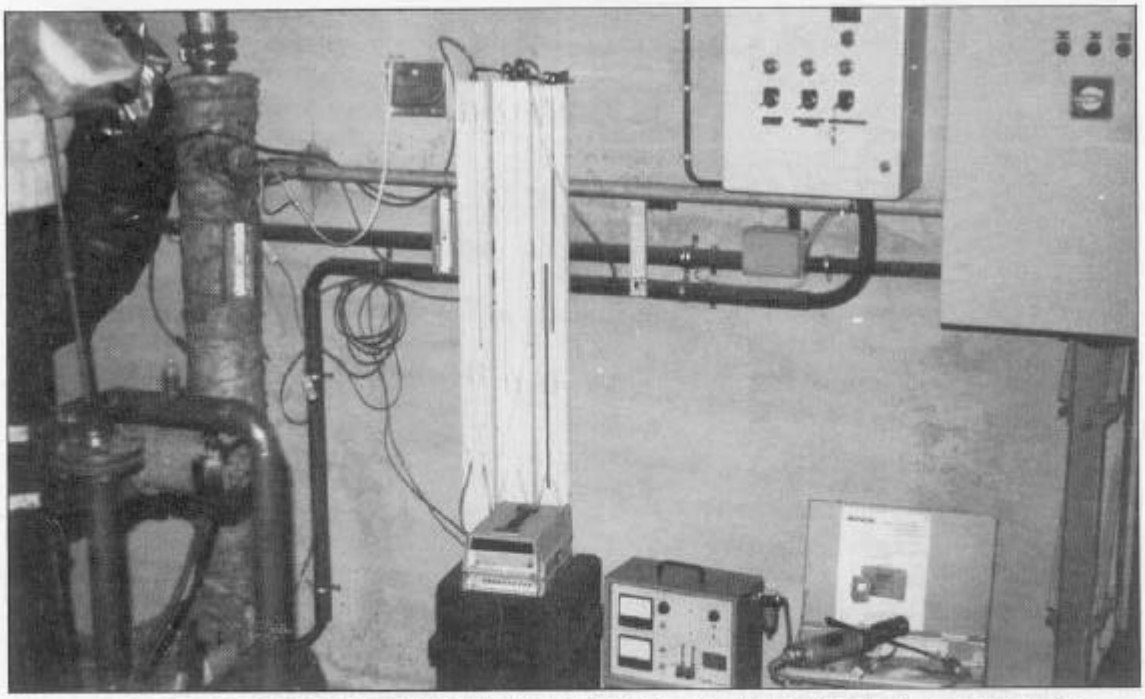


FIG. 5 - VISTA D'INSIEME DI ALCUNI STRUMENTI DI MISURA UTILIZZATI NELLA CAMPAGNA SPERIMENTALE

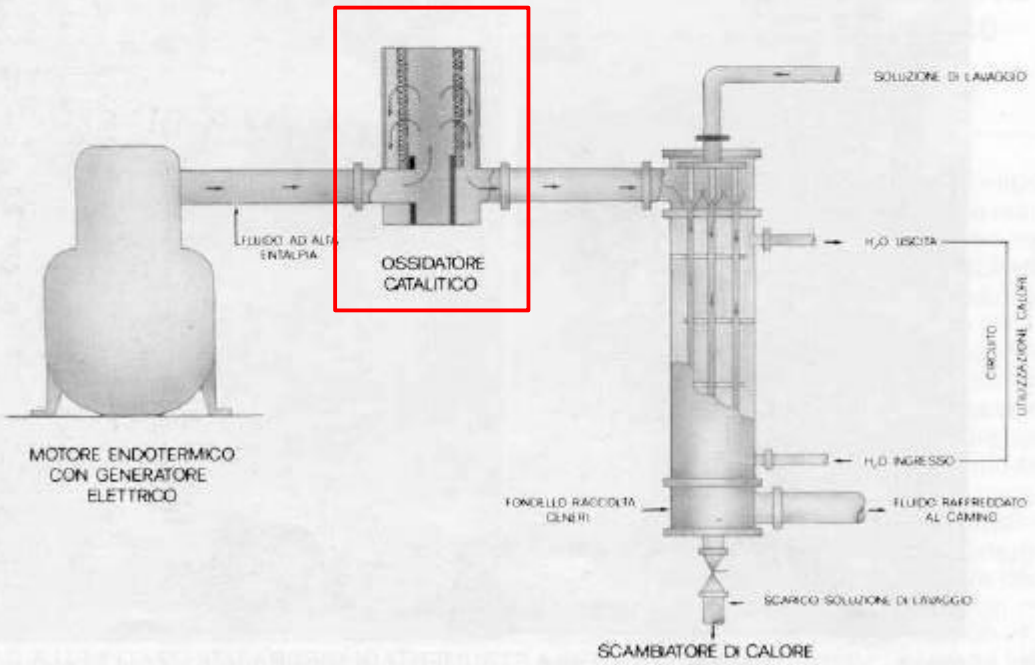
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Per una eventuale produzione in serie di dispositivi simili in scala industriale la scelta andrebbe orientata verso materassini con fibra allineata ed ordinata, che presentano resistenza meccanica almeno tripla rispetto al materassino amorfo. Sulle fibre di silice viene successivamente effettuato il trattamento di riporto del platino, dalla presenza del quale si ottiene l'effetto catalizzante desiderato per la reazione di ossidazione degli incombusti contenuti nei gas di scarico, ossidazione che si configura come una vera e propria postcombustione.

Va sottolineato il fatto che la campagna sperimentale condotta con l'impianto descritto ha dimostrato che il tipo di ossidatore realizzato, oltre che agire sugli HC e sulla ossidazione della SO_2 a SO_3, come fra poco vedremo, ha una marcata capacità di abbattimento della fumosità: non ci consta esistano attualmente sul mercato dispositivi catalitici capaci di abbattere di oltre il 50% il fumo emesso da un motore diesel, come invece fa normalmente il dispositivo da noi realizzato. Esso ha fra l'altro il grande vantaggio di presentare una soglia di temperatura, per essere attivato, relativamente bassa: l'ossidazione per catalisi, che l'elemento attivo favorisce, inizia infatti a circa 120°C e quindi il dispositivo risulta altamente reattivo ai livelli termici caratterizzanti i gas di scarico di un motore diesel.

Nelle prove di durata per la preparazione della cartuccia si sono utilizzati 7 pannelli di densità 28 kg/m^3, per un peso complessivo di 128 g, che con fibra media di 9 μm offrono una superficie attiva di circa 24 m^2, in grado di catalizzare la combustione stechiometrica di circa 2,8 Nmc di CH_4/h (calore prodotto = 23352 kcal/h). Naturalmente nei gas di scarico del motore diesel AIFO 8045I impiegato nell'esperienza la quantità di incombusti da ossidare risulta, in termini equivalenti, notevolmente inferiore: si è infatti riscontrato, mediante i rilievi sperimentali di portata e salto di temperatura monte-valle del dispo-

FIG. 6 - SCHEMA DI INSERIMENTO DELL'OSSIDATORE CATALITICO DEI GAS DI SCARICO IN UN IMPIANTO DI COGENERAZIONE



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

sitivo, che la quantità di calore mediamente prodotta nella postcombustione si aggira intorno alle 350 kcal/h. L'eccesso di superficie attiva è però necessario, a causa della difficile ossidabilità a bassa temperatura del particolato carbonioso, per ridurre drasticamente la fumosità dei gas all'uscita del dispositivo e per garantire una più lunga durata di questo.

A tale proposito durante la campagna sperimentale sono state effettuate brevi prove per saggiare il limite minimo di efficienza del filtro, realizzato con un volume di circa 1/7. È risultato che, se è vero che permane l'azione di riduzione della frazione di idrocarburi incombusti, per contro la durata della cartuccia filtrante catalizzatrice scende a poche ore di esercizio, poiché il tempo di permanenza fra le fibre del fluido da ossidare viene ridotto eccessivamente, con conseguente mancata ossidazione del particolato, che rapidamente sporca e "avvelena" la superficie attiva, riducendone drasticamente la efficienza. Esprimendo in termini specifici medi le prestazioni dell'ossidatore e riferendoci all'elemento attivo montato dopo 290 ore dall'avvio dell'esperienza, si può dire che nella postcombustione catalitica che ha luogo in esso si ha una produzione di calore pari a 2,9 kcal/h·g, mentre la capacità di abbattimento della fumosità è di circa 8.10^{-3} gradi Bosch/g di elemento attivo.

Per meglio comprendere il livello di queste prestazioni esse vanno confrontate con quelle fornite da un secondo ossidatore di gas di scarico da noi provato, realizzato con catalizzatore a sferette di allumina (ϕ = 3 – 6 mm) rivestite da uno strato di metallo nobile, inserite nel medesimo cestello, sperimentato per circa 150 ore, con un peso di elemento filtrante di 4 kg. Se le prestazioni di questo secondo dispositivo, con un peso di materiale di più di 30 volte superiore, sono equivalenti a quelle del precedente dal punto di vista dell'abbattimento degli HC, è risultata per contro nulla o quasi la capacità di riduzione del-

FIG. 7 - CESTELLO DI CONTENIMENTO DEL CATALIZZATORE DOPO 1030 ORE DI FUNZIONAMENTO

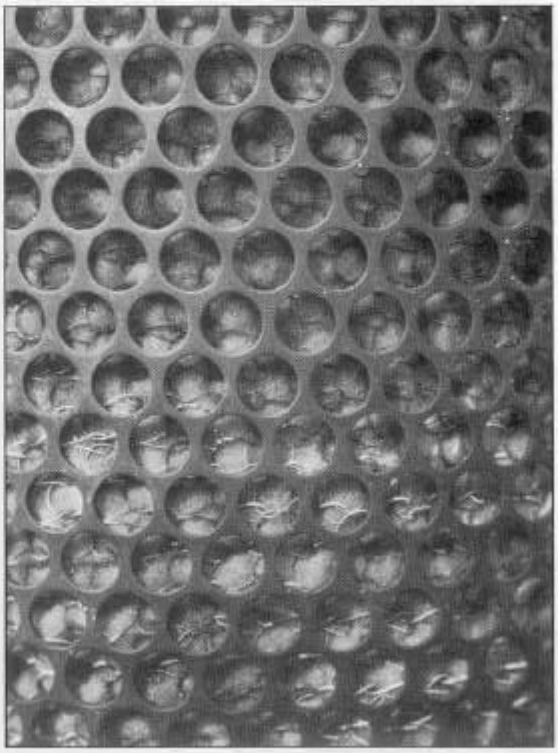


FIG. 8 - DETTAGLIO DELLA STRUTTURA DI CONTENIMENTO DEL CATALIZZATORE DOPO 1030 ORE DI FUNZIONAMENTO

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

la fumosità. Tenendo conto che nel caso di catalizzatore a sferette il calore di postcombustione rilevato sperimentalmente è risultato mediamente pari a 25 kcal/h, si ha un valore medio specifico di 0,054 kcal/h·g contro 2,9 kcal/h·g. A parità di peso quindi l'ossidatore con cartuccia a fibra di silicio ha una capacità catalizzante degli HC almeno 50 volte superiore a quella del corrispondente dispositivo a sfere, che inoltre ha un effetto nullo sull'abbattimento della fumosità.

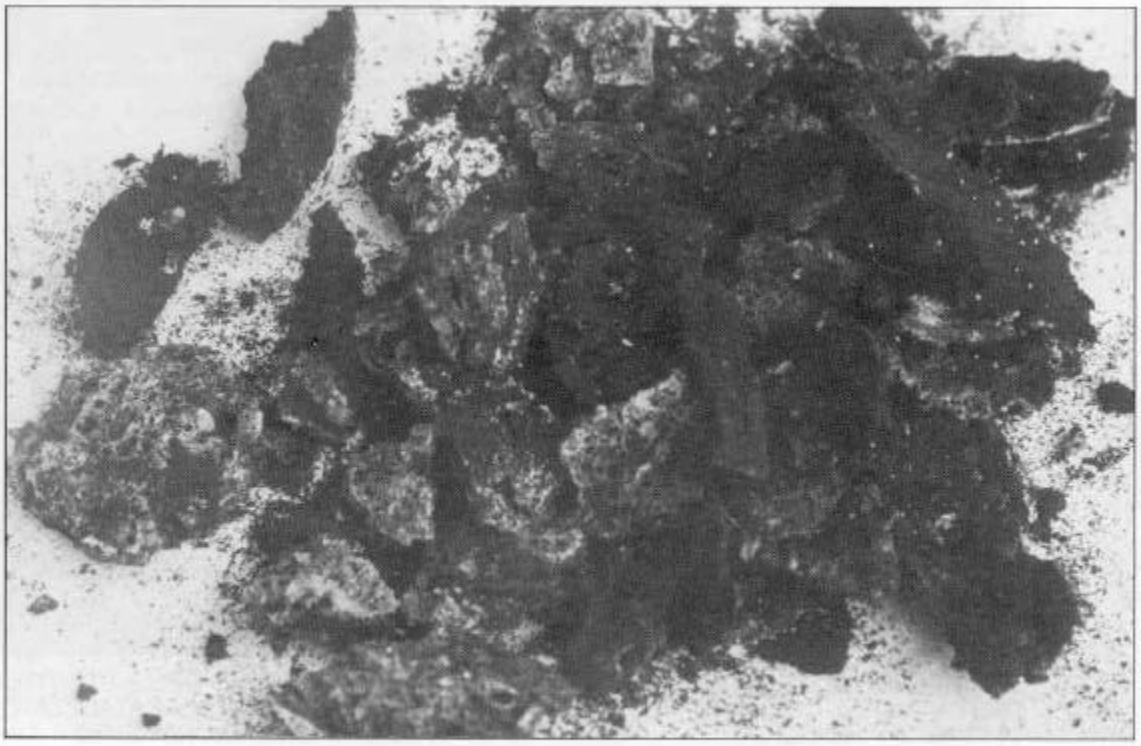
Le sferette di allumina sono peraltro un prodotto di facile reperibilità, hanno una durata prevedibile di più di 3500 ore e devono essere lavate anche esse, come è consigliabile fare pure con il filtro in fibra di silicio, ogni 300 ore di esercizio, immergendo il cestello in acqua e soda al 3% ÷ 5%, e lasciando a bagno per 6-12 ore.

Dai risultati ottenuti, che vedremo in dettaglio al paragrafo "Risultati sperimentali", è emerso che per il trattamento dei gas di scarico di motori diesel si deve dimensionare la superficie utile attiva in modo tale che la velocità di transito del gas di scarico nell'ossidatore sia sempre inferiore a 0,5 m/sec e che la lunghezza minima di percorso del fluido esausto all'interno del catalizzatore sia superiore a circa 2 cm: con tempi di permanenza dei fumi nella cartuccia più brevi, l'effetto ossidante si riduce e quindi si ha una minore efficienza ed un più rapido sporcamento delle superfici attive.

Effetto dell'ossidatore sullo sporcamento delle superfici di scambio

Data una presenza di zolfo pari allo 0,5% in peso nel gasolio impiegato per alimentazione del motore diesel 8045 I, essendo la percentuale di ossigeno misurata nei fumi variabile da 8,5 a 10,1% e quindi [2] valutabile in circa il 18% il rap-

FIG. 9 - CONCREZIONI SOLIDE RACCOLTE SUL FONDO DELLO SCAMBIATORE DOPO CIRCA 500 ORE DI FUNZIONAMENTO



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

porto fra produzione massica oraria di SO_3 e produzione di SO_2, dato che il consumo del motore alla massima potenza, in base ai continui rilievi fatti su tutto l'arco delle prove, è risultato pari a 6 kg/h, la portata massica di SO_3 in uscita con i gas di scarico risulta di ~ 10 g/h, che su di una portata misurata di 170 kg/h rappresenta una percentuale di 62 ppm. In tali condizioni il punto di rugiada acido, con un 10% di acqua contenuta nel fluido esausto, risulta [3] di ~ 148°C.

Da questo punto di vista l'impiego dell'ossidatore ha fatto si che, con la superficie attiva in piena efficienza, la concentrazione di anidride solforica dei gas caldi in ingresso nello scambiatore sia risultata mediamente nel corso delle prove cinque volte superiore e cioè pari a 50 ÷ 55 g/ora ovvero più di 310 ppm, con conseguente innalzamento del punto di rugiada acido a circa 160°C. In tali condizioni, anche e soprattutto a causa dell'abbattimento della percentuale di idrocarburi incombusti nei gas all'uscita dal dispositivo, le superfici di scambio di questo risultano ricoperte da una quantità di residui carboniosi molto inferiore e comunque estremamente meno untuosa ed apiccicosa, mentre compaiono sulle stesse cristalli sericei di SO_3 che presentano il vantaggio di avere una notevolmente elevata dilatazione termica differenziale rispetto all'acciaio costituente i tubi di fumo.

All'inizio della campagna sperimentale (prime 290 ore) per elevare l'efficienza di scambio si sono disposte a guisa di vorticatori (promotori di turbolenza) all'interno dei tubi di fumo, molle a spirale aperta, (passo = 5 mm, ϕ filo = 1,5 mm): in tal modo lo scambiatore di calore lavorava in condensazione, grazie all'elevato coefficiente di scambio, con conseguenti possibili problemi di corrosione. Successivamente si è optato per l'impiego di molle a passo chiuso (passo = 1 mm, ϕ filo = 1 mm) che simulavano una specie di pellicola metallica, mobile grazie alle vibrazioni presenti per motivi fluidodinamici ed al gioco rispetto alle pareti interne dei tubi, pellicola atta ad evitare su queste fenomeni di rugiada acida.

Tali molle, costituenti una vera e propria "seconda pelle" interna dei tubi di fumo, hanno ridotto drasticamente l'azione corrosiva (come analisi chimiche effettuate dopo 800 ore di funzionamento ci hanno dimostrato) grazie all'innalzamento provocato nella temperatura di parete interna dei tubi, con conseguente inevitabile diminuzione della efficienza globale di scambio scesa da valori dell'80 ÷ 90% a valori medi di circa il 50%, costanti però nel tempo (v. par. "Risultati sperimentali"). L'effetto più interessante di tale predisposizione dell'apparato è però risultato essere la capacità di autopulirsi durante i periodi di arresto alla sera o al sabato pomeriggio; mentre in scambiatori di calore "normali", i gas provenienti da combustione di gasolio [4] lasciano depositi via via crescenti con grande rapidità nel tempo, molto untuosi e caratterizzati da grande appiccicosità, che portano in meno di 100-150 ore alla necessità di interventi manutentivi basati sullo smontaggio del componente.

Nel nostro caso invece le concrezioni fuliggine-se, incomparabilmente più secche, si distaccano dalla superficie delle molle per cadere nella culatta inferiore dello scambiatore (v. fig. 9). Si è comunque anche provveduto ad utilizzare lo scambiatore per circa 350 ore con i tubi di fumo privi di molle a guisa di pellicola elastica protettiva, ottenendo in tal modo temperature di parete via via crescenti in funzione dello spessore della pellicola di fouling, con una efficienza di scambio termico superiore, che va però pagata in termini costruttivi mediante la adozione di fasci tubieri in AISI-316.

Anche in questo caso, nonostante i valori inferiori di temperatura della parete interna dei tubi di fumo, l'effetto del postcombustore catalitico è stato tale che i depositi hanno continuato a staccarsi nelle soste notturne e/o di fine settimana, raccogliendosi, grazie ovviamente alla necessaria posizione verticale di montaggio dello scambiatore, nella culatta inferiore, dalla quale venivano facilmente rimossi. L'aspetto esterno che presentano è quello di un agglomerato grigiastro, piuttosto rigido e molto poco pecioso, con una elevata dilatazione termica lineare differenziale rispetto all'acciaio, che ne provoca l'autodistacco durante le escursioni termiche prolungate per qualche ora.

L'aspetto forse più interessante della complessa fenomenologia, evidenziata dall'esercizio dell'impianto sperimentale in oggetto, è legato alla spiccata solubilità in acqua dei depositi formatisi sulle pareti di scambio, quando i gas di scarico vengono trattati con l'ossidatore. Ciò crea una enorme differenza di impegno, qualora il fenomeno dell'autodistacco dovesse risultare quantitativamente insufficiente per ripristinare le con-

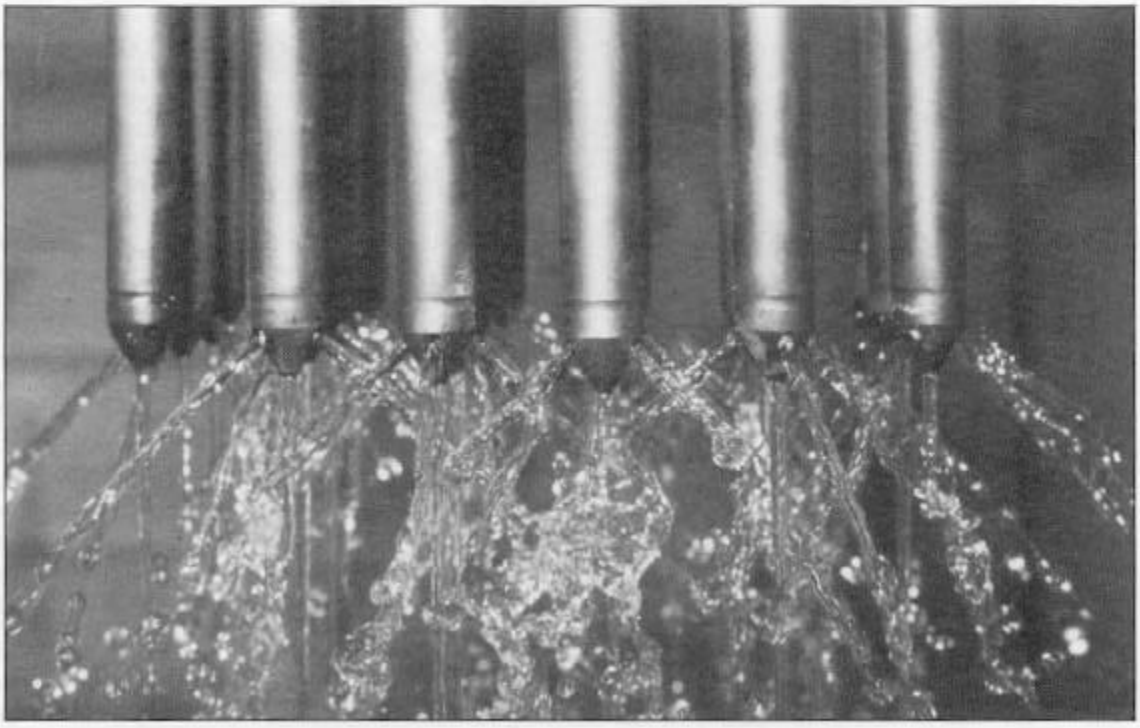
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

dizioni ideali di funzionamento del componente, al fine di lavorare nelle condizioni migliori di efficienza e contropressione. Impiegando a monte infatti il nostro dispositivo, i depositi sotto forma di fanghi neutri, possono essere facilmente asportati dalle superfici con pochissima acqua in soluzione con soda, mentre il fouling tipico di combustione di olii combustibili o gasolio, con gas di scarico "non trattati", è talmente appiccicaticcio ed untuoso che non esiste lavaggio possibile, senza smontaggio con relativo scovolamento meccanico manuale, che possa ripristinare lo stato iniziale delle superfici di scambio!

Ad ulteriore conferma di quanto detto basta osservare che le molle, impiegate come sopra detto a guisa di pellicola protettiva delle pareti interne dei tubi, dopo più di 1000 ore di funzionamento, estratte dai tubi di fumo lavati nel frattempo (dopo 930 ore) con soli 12 litri di soluzione acqua-soda al 3% con scambiatore montato e gruppo funzionante in by-pass, appaiono completamente pulite. Ciò dimostra che il post-combustore - catalitico permette di risolvere alla radice il problema della eventuale pulizia, senza smontaggio e senza organi di scovolamento meccanici, dei tubi di fumo di scambiatori nuovi o già funzionanti. Per tale motivo si è realizzato sull'impianto sperimentale un dispositivo per il lavaggio automatico, cui si è accennato nel par. "Configurazione di impianto e strumentazione", con diffusori mobili (v. figg. 4 e 10) collegati con la piastra terminale superiore lato fumi dello scambiatore e dotati di fori in posizione tale da produrre getti di liquido ad andamento vorticoso elicoidale all'interno dei tubi: i fanghi prodotti dalla operazione sono poi raccolti in un collettore di base e quindi smaltiti.

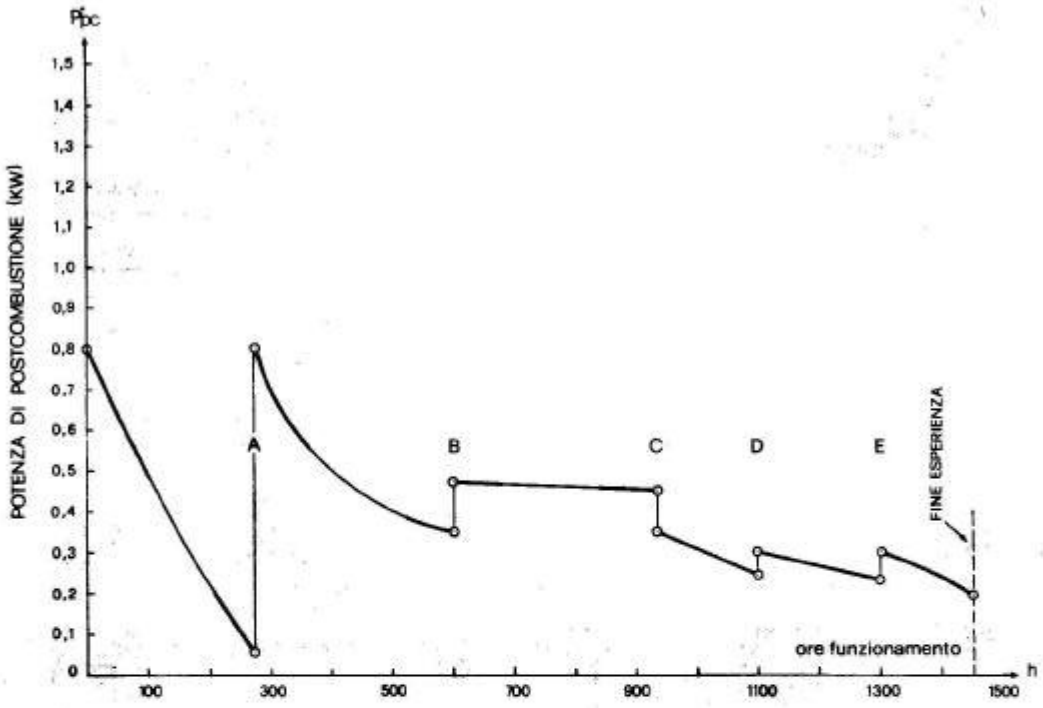
Tutta l'operazione di lavaggio, che i valori di efficienza dello scambiatore eventualmente consigliassero, comporta una semplice messa in by-pass dello stesso per un periodo di tempo inferiore ai 30', e può venire effettuata senza dovere ricorrere a smontaggio alcuno: per tale motivo, dopo 1400 ore di sperimentazione con il nostro dispositivo, non è possibile dare indicazione alcuna circa la frequenza di eventuali interventi di pulizia con scovolamento meccanico.

FIG. 10 - UGELLI DIFFUSORI PER IL LAVAGGIO DELLO SCAMBIATORE IN FUNZIONAMENTO SIMULATO



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 11 - ANDAMENTO TEMPORALE DELLA POTENZA SVILUPPATA NELLA POST-COMBUSTIONE CATALITICA



A (270 ORE): COLLASSO PER ERRORI COSTRUTTIVI DELLA PRIMA CARTUCCIA DI CATALIZZATORE E TARATURA APPARATO INIEZIONE MOTORE

B e D (600 e 1100 ORE): I e II LAVAGGIO CARTUCCIA CATALIZZATORE

C (930 ORE): CONTROLLO INIETTORI

E (1300 ORE): SOSTITUZIONE CARTUCCIA IN FIBRA CON SFERETTE DI ALLUMINA

Risultati sperimentali

L'intera campagna sperimentale è durata più di 1450 ore complessivamente, durante le quali è stato effettuato il rilievo dei dati con una periodicità di due volte al giorno: talvolta l'impianto, acceso durante la settimana 24 ore su 24, è stato spento a mezzogiorno del sabato e riacceso al lunedì mattina. Il gruppo è stato fatto lavorare sempre a livelli di potenza elettrica generata vicini al massimo (25 kWe), con temperatura dei gas in ingresso al postcombustore in esame variabile fra 450°C e 480°C a causa di diverso grado di sporcamento degli iniettori o di diverso contenuto di paraffine nel gasolio. La temperatura dei gas in uscita dal post-combustore è risultata sempre mediamente superiore di 5-10°C a quella di entrata per effetto della ulteriore combustione delle molecole di idrogeno e carbonio presenti nei gas di scarico del motore. Il salto di temperatura entrata-uscita dispositivo è tanto più alto

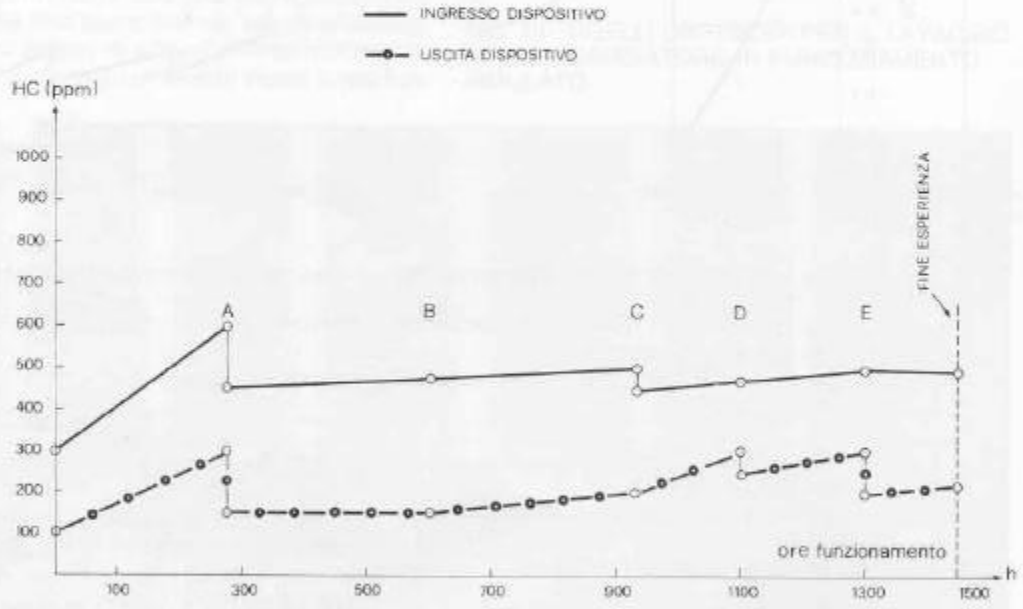
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

quanto maggiore è la efficienza del postcombustore e quanto più il fluido è ricco di incombusti.

Nel dispositivo avviene quindi una vera e propria post-combustione dei gas di scarico, come si rileva anche dalla variazione (circa 0,1%) della percentuale di O_2 nei gas fra monte e valle del postcombustore. In fig. 11 è riportato l'andamento temporale, mediato sui molti rilievi sperimentali effettuati, della potenza di postcombustione, con indicata la posizione temporale di alcuni eventi di interesse specifico del dispositivo. Poiché il valore medio della potenza sviluppata dalla postcombustione è, sia pure in termini relativi, molto indicativo della efficacia dell'azione dello stesso sui gas di scarico, è innegabile che nel corso delle 1030 (1300–270) ore di funzionamento della stessa cartuccia filtrante si evidenzia un andamento decrescente con il tempo. La potenza sviluppata passa infatti da 0,8 kW di picco iniziali a 0,25 kW finali, nonostante i due lavaggi del postcombustore effettuati a 600 e 1100 ore di funzionamento.

Definendo come capacità di abbattimento CA_{HC} del dispositivo il rapporto fra il valore in ingresso della percentuale di idrocarburi incombusti totali (comprensivi quindi del CO) e quello in usci-

FIG. 12 - PERCENTUALE DI INCOMBUSTI A MONTE E A VALLE DELL'OSSIDATORE CATALITICO NEL TEMPO



A (270 ORE): COLLASSO PER ERRORI COSTRUTTIVI DELLA PRIMA CARTUCCIA DI CATALIZZATORE E TARATURA APPARATO INIEZIONE MOTORE

B e D (600 e 1100 ORE): I e II LAVAGGIO CARTUCCIA CATALIZZATORE

C (930 ORE): CONTROLLO INIETTORI

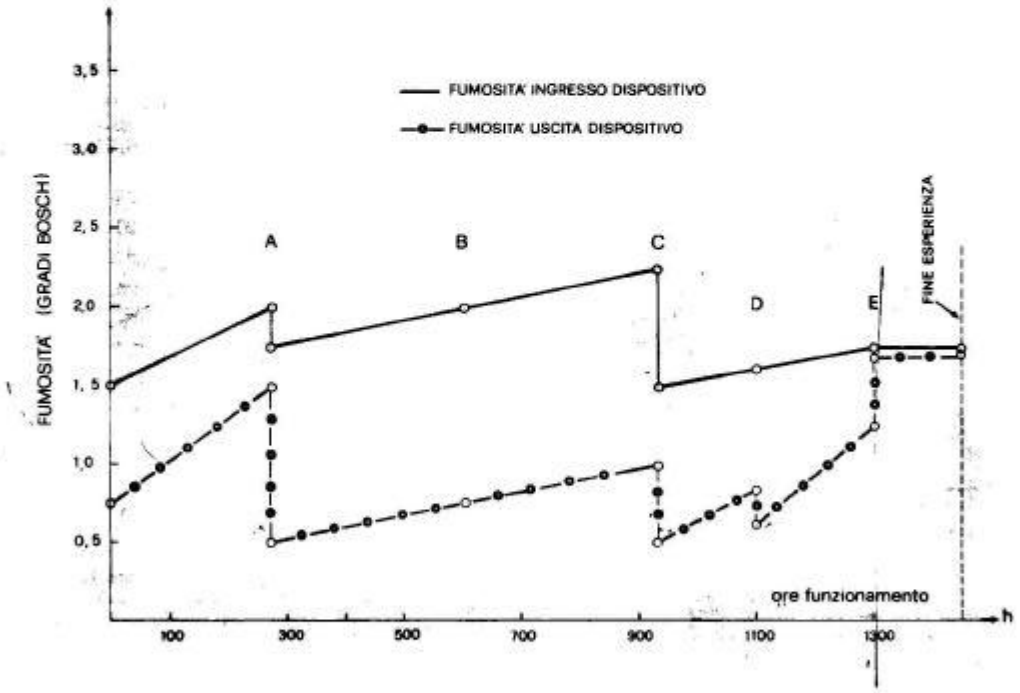
E (1300 ORE): SOSTITUZIONE CARTUCCIA IN FIBRA CON SFERETTE DI ALLUMINA

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

ta e riportando in diagramma (v. fig. 12), come al solito, andamenti temporali mediati sul complesso dei rilievi sperimentali effettuati, si nota, anche dal comportamento nei confronti degli HC, un effetto di invecchiamento durante le più di 1000 ore di funzionamento del postcombustore a fibre seconda edizione, cioè della cartuccia montata a 270 ore. Il valore di CA_{HC} passa infatti mediamente da 3 a 1,6: quindi come la potenza sviluppata nella postcombustione P_{pc}, anche la variazione di CA_{HC} nel tempo è di aiuto per capire lo stato di salute del postcombustore e per valutare la sua efficacia nei confronti dello sporcamento delle superfici di scambio del recuperatore di calore posizionato a valle, oltre che naturalmente la sua efficienza dal punto di vista di un eventuale impatto ambientale di un motore diesel stazionario.

Come grandezze più propriamente caratterizzanti il comportamento dello scambiatore di calore gas di scarico/acqua, nel corso della esperienza sono stati effettuati rilievi del rendimento di scambio termico η_t, valutato come rapporto fra la quantità di calore ricevuta dall'acqua e quella ceduta dai gas di scarico del motore, e della efficienza termica E_t, rappresentata dal rapporto

FIG. 13 - ANDAMENTO TEMPORALE DELLA FUMOSITÀ A MONTE E A VALLE DELL'OSSIDATORE CATALITICO



A (270 ORE): COLLASSO PER ERRORI COSTRUTTIVI DELLA PRIMA CARTUCCIA DI CATALIZZATORE E TARATURA APPARATO INIEZIONE MOTORE

B e D (600 e 1100 ORE): I e II LAVAGGIO CARTUCCIA CATALIZZATORE

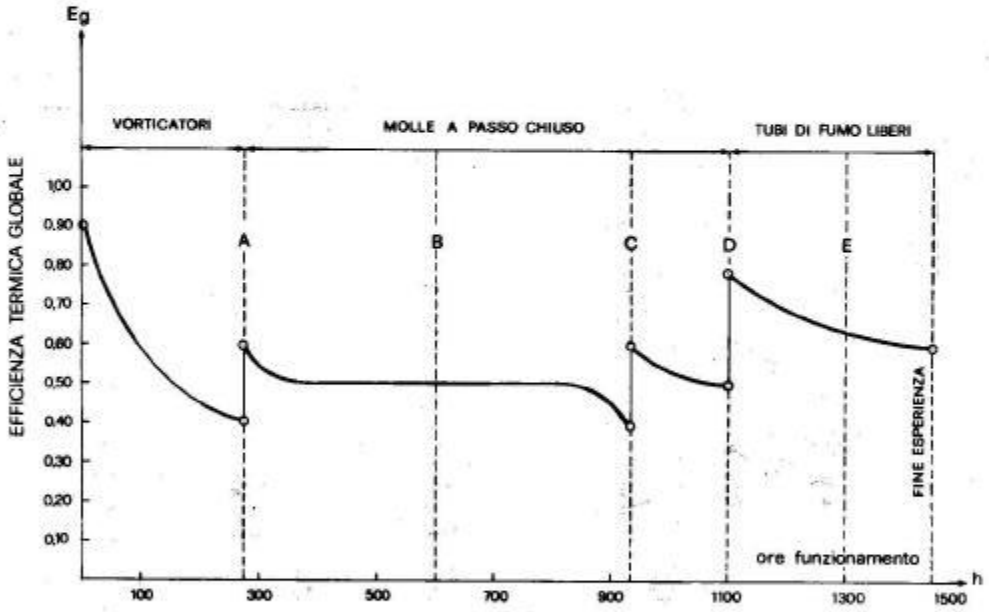
C (930 ORE): CONTROLLO INIETTORI

E (1300 ORE): SOSTITUZIONE CARTUCCIA IN FIBRA CON SFERETTE DI ALLUMINA

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

fra il salto termico entrata-uscita dei gas ed il massimo salto termico disponibile: è stato in tal modo possibile ottenere l'andamento temporale della efficienza di scambio globale $E_g = E_t \eta_t$, riportato in fig. 14. Il significato degli eventi segnati su tale diagramma è, per quanto concerne le prestazioni dello scambiatore, da precisare più in dettaglio: nelle prime 270 ore, come già in precedenza accennato, si sono impiegate all'interno dei tubi di fumo molle a spirale aperta, funzionanti da veri e propri vorticatori. Il tratto da 0 ad A è infatti caratterizzato, perlomeno inizialmente, da valori di E_g molto elevati, anche se rapidamente decrescenti. Approfittando della sostituzione della prima cartuccia catalizzatrice collassata (punto A), al fine di lavorare con più elevate temperature di parete nei tubi di fumo, si sono adottate molle a passo chiuso a guisa di pellicola protettiva contro la rugiada acida (da A fino a D). Da D fino alla fine della campagna sperimentale lo scambiatore ha funzionato senza alcun dispositivo all'interno dei tubi di fumo, con il solo postcombustore a monte che provocava, come visto, la formazione di depositi autodistaccantisi. È da precisare inoltre che in corrispondenza del punto C (930 ore) si è voluto

FIG. 14 - ANDAMENTO TEMPORALE DELLA EFFICIENZA TERMICA GLOBALE DELLO SCAMBIATORE A TUBI DI FUMO



A (270 ORE): COLLASSO PER ERRORI COSTRUTTIVI DELLA PRIMA CARTUCCIA DI CATALIZZATORE E TARATURA APPARATO INIEZIONE MOTORE

B e D (600 e 1100 ORE): I e II LAVAGGIO CARTUCCIA CATALIZZATORE

C (930 ORE): CONTROLLO INIETTORI E LAVAGGIO SCAMBIATORE

E (1300 ORE): SOSTITUZIONE CARTUCCIA IN FIBRA CON SFERETTE DI ALLUMINA ED ELIMINAZIONE DI QUALSIASI DISPOSITIVO ALL'INTERNO DEI TUBI DI FUMO

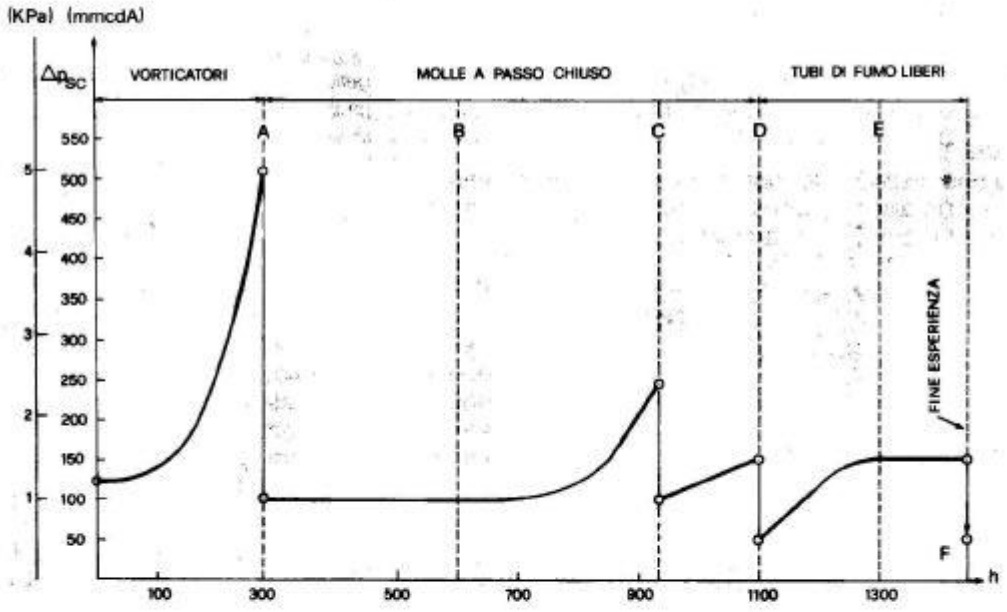
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

provare il sistema predisposto per il lavaggio dello scambiatore, con una quantità di soluzione acqua-soda non superiore ai 12 litri: ciò ha eliminato il sottile strato superficiale di fouling presente, il che ha provocato un immediato aumento di E_g dal 40% al 60%.

L'altra grandezza considerata per la caratterizzazione del comportamento dello scambiatore nel tempo è la perdita di carico ai capi dello stesso Δp_{SC}: a parte il primo periodo di 270 ore con relativo andamento (v. fig. 15) fortemente crescente a causa della disgregazione progressiva dell'elemento attivo e relativo intasamento in corrispondenza della piastra tubiera inferiore, tale grandezza ha sempre conservato valori relativamente modesti, sempre inferiori a 250 mmcdA e quindi di scarsa importanza per il motore, soprattutto tenendo presente che la perdita di carico ai capi del postcombustore, in serie a Δp_{SC}, si è mantenuta, sempre nei limiti compresi fra 60 e 90 mmcdA.

Nelle ultime 350 ore di sperimentazione inoltre, effettuate con tubi di fumo liberi, il valore di Δp_{SC} è ulteriormente diminuito, evidenziando molto bene l'effetto di autodistacco dei depositi. Ciò è stato confermato dalla misura effettuata do-

FIG. 15 - ANDAMENTO TEMPORALE DELLE PERDITE DI CARICO AI CAPI DELLO SCAMBIATORE DI CALORE



A (270 ORE): COLLASSO PER ERRORI COSTRUTTIVI DELLA PRIMA CARTUCCIA DI CATALIZZATORE E TARATURA APPARATO INIEZIONE MOTORE

B e D (600 e 1100 ORE): I e II LAVAGGIO CARTUCCIA CATALIZZATORE

C (930 ORE): CONTROLLO INIETTORI E LAVAGGIO SCAMBIATORE

E (1300 ORE): SOSTITUZIONE CARTUCCIA IN FIBRA CON SFERETTE DI ALLUMINA ED ELIMINAZIONE DI QUALSIASI DISPOSITIVO ALL'INTERNO DEI TUBI DI FUMO

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

po circa 20 giorni di sosta dell'impianto (punto F): il valore di Δp_{SC} misurato (50 mmcdA) è uguale alla perdita di carico a 1100 ore di funzionamento, inferiore al valore iniziale a 270 ore di funzionamento a causa dell'assenza di qualsiasi organo all'interno dei tubi.

Conclusioni

La campagna sperimentale sul postcombustore catalitico oggetto della presente nota ha messo in evidenza che:

- con l'adozione di tale dispositivo, in 1400 ore di funzionamento non è mai necessario l'intervento manuale di smontaggio dell'apparato di recupero termico in quanto questo o si libera automaticamente dai depositi durante le soste o può venire agevolmente pulito con quantità esigue di soluzione acqua-soda;
- l'operazione di lavaggio è estremamente rapida ed economica e si può compiere in meno di mezz'ora;
- in 1400 ore non si è mai resa necessaria l'operazione di scovolamento manuale con smontaggio dello scambiatore;
- durante le fermate notturne o di fine settimana le concrezioni fuligginose si distaccano quasi totalmente per dilatazione termica differenziale rispetto all'acciaio e vengono poi o autoespulse dal fluido esausto all'atto del riavviamento dell'impianto o vanno a depositarsi sul fondo del componente, dal quale possono essere poi facilmente rimosse senza nemmeno dover mettere in by-pass lo scambiatore.

I risultati ottenuti con tale dispositivo, unitamente a quelli raggiunti [1] mediante gli scambiatori a letto fluido realizzati, rimuovono radicalmente i limiti tecnologici insiti nei dispositivi oggi esistenti per il recupero del calore dei gas di scarico dei motori diesel.

Bibliografia

[1] R. Evangelisti et al.: *"Lo scambiatore a letto fluido: una soluzione per il problema del fouling nel recupero di calore da fumi sporchi"* - Notiziario dell'*Enea Risparmio Energetico*, Anno 4, n. 12, pagg. 4-38 aprile-giugno 1986

[2] P. Andreini - F. Pierini: *"La conduzione dei generatori di vapore"*

[3] V. Lorenzelli: *"Chimica inorganica ed organica"*

[4] Enea-Fiat Ttg-Gilardini: *"Cogenerazione con gruppi derivati diesel di piccola taglia"* - Documento Tecnico Divulgativo 6/1984 - giugno 1984

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

NOTIZIARIO DELL'ENEA

RISPARMIO ENERGETICO

Anno 4 — n. 13 — luglio-settembre 1986

COMITATO SCIENTIFICO E DI REDAZIONE
Giuseppe Bianchi, Leonardo Biondi, Angiolo Ceroni, Emilio D'Errico, Ugo Farinelli, Riccardo Gallo, Willem Mebane, Maria Luisa Perilli, Ferrante Pierantoni, Giuseppe Tomasselli, Paolo Valent

DIRETTORE RESPONSABILE
Ferrante Pierantoni

DIRETTORE SCIENTIFICO
Emilio D'Errico

REDATTORE CAPO
Maria Luisa Perilli

GRAFICA E IMPAGINAZIONE
Mauro Ciamarra

COLLABORATORI
Hanno collaborato a questo numero: Gianfranco Angelino, Alberto Bonfiglioli, Gabriella Cadeddu, Roberto Evangelisti, Mario Mazza, Cosimo Punzi, Antonietta Ronchetti, Aldo Sinchetto, Pietro Targuini, Pierluigi Tenci, Emanuele Tozzo, Giampaolo Valentini

COPERTINA
Ettore Vitale

GRAFICI
SIGNUM grafica

MAILING LIST
Franco Caporossi

STAMPA
IGER - via E.Q. Visconti 11/B - Roma
Tel. 352084-3595580

DIREZIONE E REDAZIONE
Enea, v.le Regina Margherita, 125
Tel. 85281, 00198 Roma

AUTORIZZAZIONE
Tribunale Civile di Roma n. 431
del 28/12/1982 del Registro della Stampa

ABBONAMENTI
Italia L. 10.000
c/c/p n. 35504000 intestato a ENEA
v.le Regina Margherita, 125 - 00198 Roma
Spedizione in abb. post. Gruppo IV - 70%

EDITORIALE 2

R. Evangelisti - A. Sinchetto - P.L. Tenci

Il recupero di calore dai gas di scarico di motori diesel mediante post-combustione catalitica 5

A. Bonfiglioli - G. Cadeddu

Il risparmio energetico nella produzione e nell'impiego di contenitori in vetro per bevande. Confronto con altri materiali 21

INTERVENTI DI RISPARMIO ENERGETICO

Riduzione punte di potenza. Caso tariffa multioraria 48

Alcune considerazioni sulle vigenti tariffe elettriche multiorarie 54

INFORMAZIONE

Impianto di cogenerazione nel settore dei laterizi/Nuove centrali per teleriscaldamento a Torino e Verona/Si amplia il mercato delle elettroturbine sommerse/Centrali geotermiche al Messico/Consegnata centrale mini-hydro in Bolivia/Combustori a letto fluido con agglomerazione delle ceneri in impianti centralizzati di generazione di calore/Negli Stati Uniti riparte la ricerca per ridurre i consumi di energia/Applicazione dei cuscinetti magnetici alle macchine rotanti per l'energia/Rammodernamento di turbine a gas durante la fase di servizio attivo/Recupero supplementare di energia meccanica dallo scarico dei motori diesel/Scambiatore di calore a fascio tubiero autopulente 61

CONVEGNI E MOSTRE

Nazionali ed internazionali sulle fonti di energia e sul risparmio energetico 71

BREVETTI

Brevetti internazionali sul risparmio energetico 77

NOTE TECNICHE

La cogenerazione nel settore dei laterizi 79

LEGGI E NORME

Cipe. Ammissione di progetti dimostrativi ai contributi previsti dall'art. 11 della legge 308 87

C. Punzi

Alcuni problemi giuridici relativi alla normativa per il diritto al sole 89

PREZZI E TARIFFE 95

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Pier Luigi Tenci V. Buttigliera, 3 10132 Torino

PUBBLICAZIONE BREVETTO ENEA /TENCI, (oggi n° **EP 0 340 784 A1**)

In questa pubblicazione si evidenzia che gli NOx mancanti al bilancio sono in realtà NOx - NO = NO2 ovvero la parte di NO che si converte in NO2

Dispositivo per la riduzione dell'inquinamento atmosferico da gas di scarico di motori diesel

R. Evangelisti, A. Sinchetto, P. Tenci

Considerazioni generali

L'importanza del contributo del settore trasporti alla genesi dell'inquinamento atmosferico nei Paesi industrializzati, specie in corrispondenza dei grossi centri abitati, è da tempo nota ed oggetto di preoccupata attenzione da parte delle autorità preposte alla salvaguardia della salute pubblica. Se è innegabile che nell'ultimo decennio si è manifestata evidente una tendenza da parte dei costruttori di automezzi ad ottimizzare la combustione per ridurre al massimo le emissioni inquinanti nei veicoli nuovi, è però altresì vero che non si potrà mai evitare il normale degrado, dovuto alla più o meno elevata percorrenza chilometrica ed alle ore di esercizio del veicolo, del motore e dell'apparato di iniezione, degrado che provoca inevitabilmente sensibili aumenti nella produzione degli agenti inquinanti contenuti nei reflui gassosi dei motori a combustione interna.

Ing. Roberto Evangelisti, Enea, Dip. Fonti Alternative e Risparmio Energetico.
P.I. Aldo Sinchetto, P.I. Pierluigi Tenci, Tenci Energy Saving s.n.c., Torino.

È quindi facilmente intuibile che il maggiore contributo al tasso di inquinamento atmosferico prodotto dal settore trasporti sia dato dai mezzi circolanti che hanno accumulato diverse ore di esercizio e per i quali la legge attualmente non prevede controlli o prove in cella, oltre a quelle da effettuarsi da parte della ditta costruttrice in sede di omologazione dei mezzi stessi. Infatti la normativa vigente in Europa, alla quale dovrà entro il 1992 adeguarsi anche l'Italia (direttiva Cee 83/351) regola la omologazione dei veicoli nuovi e non il controllo del parco esistente, se non per quanto attiene alla misurazione della fumosità dei motori diesel, che nel nostro Paese, in base ad un decreto di attuazione della legge 615, viene demandata alle Usl.

La normativa europea, che si rifà a regolamenti degli Usa, precisa limiti per le emissioni degli inquinanti sostanzialmente definiti in base a 2 sostanziali modalità di prova: la simulazione del veicolo in marcia con banco a rulli e la qualificazione del motore su banco prova. Nel caso dei motori diesel provati al banco dinamometrico i limiti di emissione vengono stabiliti nel corso di misure dette "dei 13 modi" per differenti valori di coppie e di potenze, in accelerazione ed in decelerazione, svolte con rigidi criteri di prelievo e campionamento del gas da analizzare. I valori limite stabiliti per le diverse emissioni inquinanti (CO, HC ed NO_x) di un motore diesel sono significativi solo se rigorosamente riferiti al ciclo dal quale traggono origine, e se rilevati con il metodo e con la strumentazione normalizzata a livello internazionale.

Va osservato inoltre che, come già accennato, tutte le prescrizioni contenute nella normativa vigente sono rivolte al "primo mercato" e quindi afferiscono alla omologazione dei veicoli di nuovo tipo.

Per quanto riguarda invece la fumosità degli scarichi dei motori diesel, esiste la direttiva Cee 73/306 che definisce i limiti di opacità dei gas di scarico degli autoveicoli all'omologazione e la nostra 615, che opera sul parco circolante e che, nel caso di grande interesse rappresentato per le aree urbane dai mezzi di trasporto pubblico, im-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

pone un valore massimo del 45% di opacità per autobus urbani da immatricolare, del 65% per autobus in circolazione. Le misure della opacità dei gas di scarico vengono effettuate con strumenti omologati dal Ministero dei Trasporti.

La situazione legislativa oggi in vigore fa quindi sì che fra tutti gli inquinanti emessi dai mezzi circolanti, con motori diesel o a scintille, venga controllata solo la fumosità dei diesel e non il CO, gli HC e gli NO_x, che invece tanto contribuiscono all'inquinamento atmosferico. Ciò è legato non tanto a carenze normative quanto alle enormi difficoltà oggettive che si incontrano nel tentare di effettuare controlli sul parco di autoveicoli circolanti mediante misure che forniscano dati significativamente confrontabili con quelli indicati dalla normativa che regolamenta la omologazione dei nuovi mezzi da immettere sul mercato.

Dalla analisi da noi effettuata delle problematiche relative all'inquinamento atmosferico prodotto dai motori diesel, è emerso che la fumosità, fra i diversi inquinanti, è senza dubbio quello che più difficilmente si riesce ad abbattere con dispositivi ad hoc, senza ridurre la potenza del motore e comunque con componenti di dimensioni, peso, durata e costo ragionevoli. Del resto la relativa facilità con la quale è possibile effettuare misure di fumosità e la effettiva già attuale operatività della legge, che ne stabilisce i valori massimi ammissibili, sono parametri che aprono grandi spazi alle possibilità di impiego di un componente che consenta di ridurre l'aspetto visivamente più evidente dell'inquinamento da diesel ovvero la classica fumata nera che, più di altri veleni forse anche maggiormente pericolosi, ma invisibili, suscita sempre indignazione generale.

Tali considerazioni ci hanno spinto alla realizzazione ed alla sperimentazione, in sala prove prima e su mezzo viaggiante poi, di una marmitta catalitica (dispositivo MAR.CA brevetto Enea-Tenci), la capacità reattiva dell'elemento attivo della quale si è dimostrata tanto elevata da consentire una riduzione del 50% della fumosità e degli NO_x ed un abbattimento dell'ossido di carbonio, CO, dell'ordine dell'80-90%, in un grosso motore diesel impiegato nei mezzi di trasporto urbano.

In base ai risultati ottenuti in sala prove con il componente oggetto della presente nota, ne è stato effettuato il montaggio a bordo di un autobus urbano tipo FIAT 421: durante i primi 35.000 km sono stati effettuati controlli sull'efficacia di abbattimento della fumosità e sulla perdita di carico ai capi del componente, montato peraltro in sostituzione del silenziatore acustico di serie.

Contributo del settore trasporti all'inquinamento atmosferico

Una moltitudine di ricerche e di studi effettuati nell'ultimo decennio in tutto il mondo ed inerenti al tema in oggetto mostra chiaramente che la situazione italiana dal punto di vista dell'inquinamento atmosferico è per molti versi e per molte città, come di recente confermato dai rilievi sperimentali effettuati in tutta la penisola dal treno Verde delle FFSS, altamente drammatica. I principali inquinanti sotto accusa sono piombo, anidride solforosa, ossidi di azoto, ossido di carbonio, particolati ed idrocarburi incombusti (1), (2).

Piombo – La immissione nell'atmosfera di tale sostanza attraverso i gas di scarico dei motori a scintilla deriva dalla combustione di benzina addizionale con antidetonanti a base di Pb, nella percentuale di circa 0,4 g/litro. Il 20% circa del Pb bruciato viene assorbito dall'olio motore o dall'impianto di scarico, mentre il resto si riversa nell'aria. Il piombo che entra nel corpo umano sia per ingestione di cibi contaminati sia attraverso l'apparato respiratorio, se in dosi elevate, crea gravi danni allo scheletro ed al sistema nervoso. Nei confronti del piombo il settore trasporti può essere considerato colpevole per il 98%: il rimanente 2% è da attribuire alla industria.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Anidride solforosa – Ha una forte azione irritante sull'apparato respiratorio con effetti particolarmente rilevanti in soggetti anziani. Nell'atmosfera essa reagisce con l'H_2O per generare acido solforico e solforoso, che hanno effetti letali sulla vegetazione, provocando caduta del fogliame e successiva morte degli alberi. Le responsabilità a tale riguardo dei mezzi di trasporto sono minime e prevalentemente dovute ai motori diesel, nel gasolio di alimentazione dei quali c'è oggi una percentuale di S pari a 0,5%. Comunque globalmente il settore trasporti contribuisce per il solo 3% all'inquinamento da SO_2.

Ossidi di azoto – Con tale denominazione si indica l'insieme dei vari ossidi di N_2 prodotti nel processo di combustione, NO ed NO_2. La formazione del primo (90%) è favorita dalle alte temperature raggiunte nella camera di scoppio dei motori: nell'impianto di scarico, poi, l'NO completa l'ossidazione in NO_2, quattro volte più tossica dell'NO. L'effetto degli NO_x si esercita principalmente sui polmoni e sul sangue, grazie all'affinità di questi ossidi per l'emoglobina, il ché ostacola la normale ossigenazione del sangue stesso.
Una volta immessa nella atmosfera, la miscela NO + NO_2 vi permane per 3-4 gg prima della sua rimozione che ha, come prodotto finale di una serie di trasformazioni complesse, l'acido nitrico, che può dar luogo alla formazione di nitrati o rimanere inalterato, ricadendo con gli eventuali sali prodotti al suolo, con le piogge o come polveri allo stato secco. Il contributo del settore trasporti alla presenza di tali inquinanti nell'aria che respiriamo può essere valutato dell'ordine del 50-55% (fig. 1).

Ossido di carbonio – È un gas incolore, inodore, insapore di cui, come risultato delle attività umane a livello mondiale, vengono immesse nell'atmosfera quantità sufficienti a raddoppiarne la concentrazione ogni 4-5 anni: di fatto l'incremento globale annuo nella atmosfera è inferiore, a causa della ossidazione fotochimica (che ne provoca un calo pari a 0,1% ogni ora di luce) e della capacità dei microorganismi presenti nel terreno di assumere e rimuovere tale gas metabolizzandolo. In Italia i trasporti contribuiscono per più del 90% alla presenza del CO nell'atmosfera. L'azione tossica che esso esercita su uomini ed animali è dovuta alla capacità del CO di legarsi con la emoglobina del sangue concorrenzialmente all'O_2 con formazione di carbossiemoglobina COHb (l'affinità del CO nei confronti dell'emoglobina è circa 200 volte superiore a quella nei confronti dell'O_2) inibendo il naturale processo di ossigenazione del sangue stesso (fig. 1).

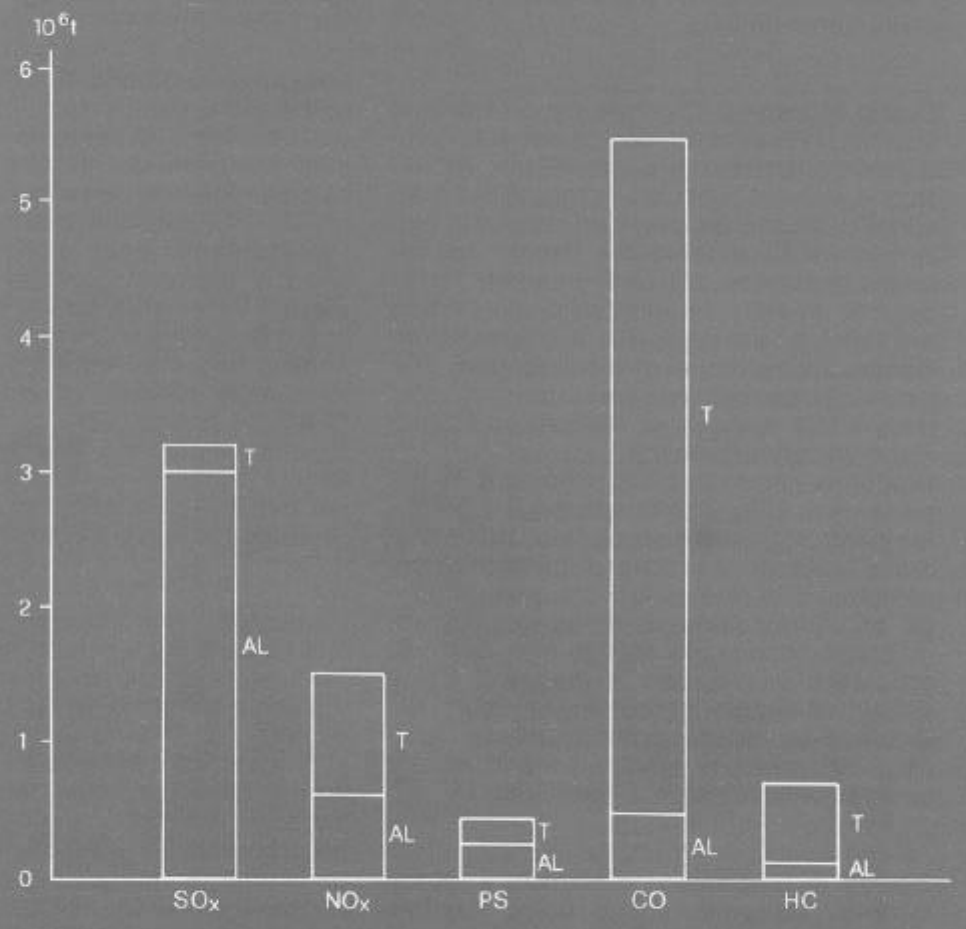
Idrocarburi incombusti – Detti anche COV (composti organici volatili) possono venire dai carburanti durante la distribuzione o dalle emissioni dei mezzi circolanti, a causa della combustione incompleta nel motore. Gli HC possono essere *non aromatici* (relativamente poco pericolosi) *aromatici semplici* (benzene, toluolo, xilolo) in dosi elevate fortemente tossici perché metabolizzati da organi ricchi in lipidi come fegato, midollo osseo ed encefalo, nei quali sono fortemente solubili, ed *aromatici policiclici* (IPA) che hanno una sicura azione cancerogena e mutagena. Alla genesi degli HC il settore trasporti contribuisce in Italia per più dell'80%, ma solo un 3% degli IPA è prodotto dai mezzi circolanti.

Particolati – Sono piccole particelle volatili che possono rimanere in sospensione nell'atmosfera anche per mesi. In presenza di molecole chimiche, di cui possono rappresentare un sistema di trasporto, interagiscono per *adsorbimento* (la specie molecolare si dissolve nella particella), *assorbimento* (si realizza una interazione chimica), *absorbimento* (la molecola aderisce alla superficie della particella). Il particolato si deposita a vari livelli nell'apparato respiratorio: le vie respiratorie superiori, dotate di ciglia, eliminano le particelle in pochi giorni, quelle profonde le trattengono anche per anni. Raggiungendo gli alveoli polmonari, il particolato può anche essere assorbito dal sangue. Al suo ammontare complessivo nell'atmosfera in Italia i mezzi cir-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

colanti contribuiscono, secondo gli ultimi studi effettuati, per più del 45%.
Nella figura 1, sono riportati i quantitativi stimati di emissione nella atmosfera in Italia dei 5 principali inquinanti che, secondo stime mondiali, contribuiscono da soli alla generazione di più del 90% dell'inquinamento atmosferico, mentre non sono riportati dati riguardanti il piombo, la emissione in atmosfera di composti del quale in Italia può essere stimata dell'ordine delle 10 t/anno.

FIG. 1 – EMISSIONE DI AGENTI INQUINANTI IN ITALIA DA PROCESSI DI COMBUSTIONE



T = SETTORE TRASPORTI
AL = ALTRI SETTORI (AGRICOLTURA, INDUSTRIA, IMPIANTI DI POTENZA, ECC.)
PS = PARTICELLE SOLIDE SOSPESE = PARTICOLATO

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Descrizione del dispositivo

Il dispositivo MAR.CA (vedi paragrafo "Considerazioni generali"), senza avere alcuna pretesa di rappresentare la soluzione definitiva dei molteplici problemi di inquinamento atmosferico posti dall'enorme sviluppo della motorizzazione verificatosi negli ultimi 30 anni nei Paesi più industrializzati, rappresenta, come provano anche i risultati sperimentali ottenuti a Torino presso la Sala Prove della Azienda Trasporti Torinesi (ATT), un rimedio efficace per limitare quantitativamente le emissioni di agenti inquinanti trasportati dai gas di scarico dei motori diesel, veicolistici o stazionari. Il componente, nato da esperienza di scambio termico per il recupero di calore in impianti di cogenerazione a gasolio, contiene un elemento purificatore ad elevata capacità reattiva nei confronti degli inquinanti più significativi prodotti dai motori diesel (fumosità, NO_x,CO).

Il MAR.CA è costituito da un apposito contenitore metallico in AISI-321 (acciaio inox 18/8 con contenuto di titanio dell'ordine dello 0,4%) o in AISI-316, con il 2-3% di molibdeno, nel quale è inserito un materassino di lana di silice fusa pura al 99,9%, in massa, funzionante, grazie alla presenza di platino, da catalizzatore nei confronti delle reazioni chimiche di trasformazione dei principali inquinanti. Il diametro medio delle fibre costituenti è pari a 9 micron, il peso specifico del materiale risulta di circa 2,2 kg/dm^3, con una superficie specifica di circa 200 m^2/kg ed un basso coefficiente di dilatazione termica che garantisce una notevole resistenza dell'elemento purificatore nei confronti delle brusche variazioni di temperatura. In fase di preparazione di tale materiale sulla superficie delle fibre viene riportata, per evaporazione, una sottilissima pellicola di platino nella percentuale media di 8 ÷ 9 g/100 m^2 di superficie attiva.

Senza entrare nella complessa fenomenologia chimico-fisica che ha luogo all'interno del componente ed impiegando una scrittura simbolica, diciamo che il platino ha il compito di promuovere l'innesco a bassa temperatura (circa 200 °C) delle reazioni di seguito indicate:

$$CO \rightarrow CO_2$$

$$HC \rightarrow H_2O + CO_2$$

$$NO_x + CO \rightarrow N_2 + CO_2$$

in una serie di complessi equilibri chimici, dipendenti da reazioni con velocità molto variabile a seconda delle condizioni al contorno e, soprattutto, del valore di alcune grandezze particolarmente importanti quali la temperatura presente nell'elemento purificatore. Essendo inoltre il calore specifico di questo pari a 0,22 ÷ 0,23 kcal/kg °C, inferiore quindi a quello dei gas di scarico del motore diesel (0,26 ÷ 0,28 kcal/kg °C) il catalizzatore del dispositivo in oggetto presenta una inerzia termica, rispetto alle variazioni di temperatura del fluido da trattare, sempre molto rapide in funzione del continuo variare del numero dei giri del motore, limitata a frazioni di secondo: ciò permette di ottenere la necessaria prontezza di risposta della marmitta in fase transitoria fra diversi valori di temperatura dei gas di scarico del motore, il che riveste particolare importanza in un mezzo adibito al trasporto pubblico in un centro abitato, mezzo quindi che per la natura intrinseca del servizio svolto è sottoposto a continue variazioni del regime di marcia. Va inoltre aggiunto che, al contrario di altri dispositivi pericolosamente sensibili ad aumenti della temperatura media oltre precisi limiti, provocati da innalzamenti della temperatura dei gas di scarico rispetto ai valori medi di 400-600 °C, le fibre di SiO_2 con deposito di platino, impiegate nel MAR.CA, sono utilizzabili praticamente all'infinito fino a 1.050 °C. Dopo tale temperatura, fino a 1.300 °C iniziano fenomeni di devetrificazione con trasformazione della SiO_2 in cristobalite, il che comporterebbe una certa perdita di efficienza della marmitta, efficienza che peraltro si annullerebbe oltre i 1.300 °C, temperatura alla quale ha inizio un fenomeno di vera e propria fusione pastosa.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Le prime esperienze effettuate sul dispositivo hanno mostrato che l'instaurarsi di particolari e puntuali situazioni anomale, quali un flusso di sostanze inquinanti a base carboniosa particolarmente intenso, può provocare la formazione di "macchie calde" in corrispondenza delle quali le fibre minerali tendono a formare agglomerati, con conseguente disuniformità della densità del materassino, il che rende disuniforme la sezione di passaggio dei gas di scarico e quindi diminuisce la efficienza di depurazione della marmitta.

Tali problemi sono stati risolti nelle successive versioni del MAR.CA rendendo fluidodinamicamente più uniforme la distribuzione dei gas di scarico sulla intera superficie interna della "cartuccia" filtrante, con una coppia di convogliatori di flusso costituiti da elementi tubolari a profilo conico di diverso diametro ed assicurando la presenza per i gas di scarico di un possibile "flusso di by-pass" nel caso di sovrapproduzione anomala di composti carboniosi; tale provvedimento è risultato valido anche in vista di una peraltro non strettamente necessaria riduzione della perdita di carico del dispositivo, sempre contenuta entro limiti più che accettabili (300 – 400 mmCdA) anche nel caso di motori sovraalimentati, particolarmente sensibili quindi al valore della contropressione allo scarico.

Risultati sperimentali

Per potere rispondere concretamente ad eventuali obiezioni riguardanti la possibilità accidentale e/o incidentale di perdita di fibra dall'elemento attivo del MAR.CA nell'arco della sua vita, montato su mezzi viaggianti, si è proceduto ad effettuare rilievi sperimentali su di una "cartuccia" a sandwich, compattata fino a 5 kg/m^3, sottoponendola a vibrazioni di frequenza 40-45 p/sec ed ampiezza 0,5 mm verticale e 0,5 mm orizzontale. I risultati sono stati pienamente soddisfacenti ed hanno mostrato che dopo più di 100 ore di funzionamento ininterrotto non era rilevabile nell'elemento attivo alcun cedimento o modifica alle fibre così come era inesistente qualsiasi traccia di polvere sul fondo del sistema di contenimento dell'apparato sperimentale. Si è quindi dato inizio ad una lunga campagna di prove sperimentali presso la Sala Prove dell'Azienda Trasporti Torinesi, utilizzando per lo studio specifico del comportamento del dispositivo la seguente strumentazione.

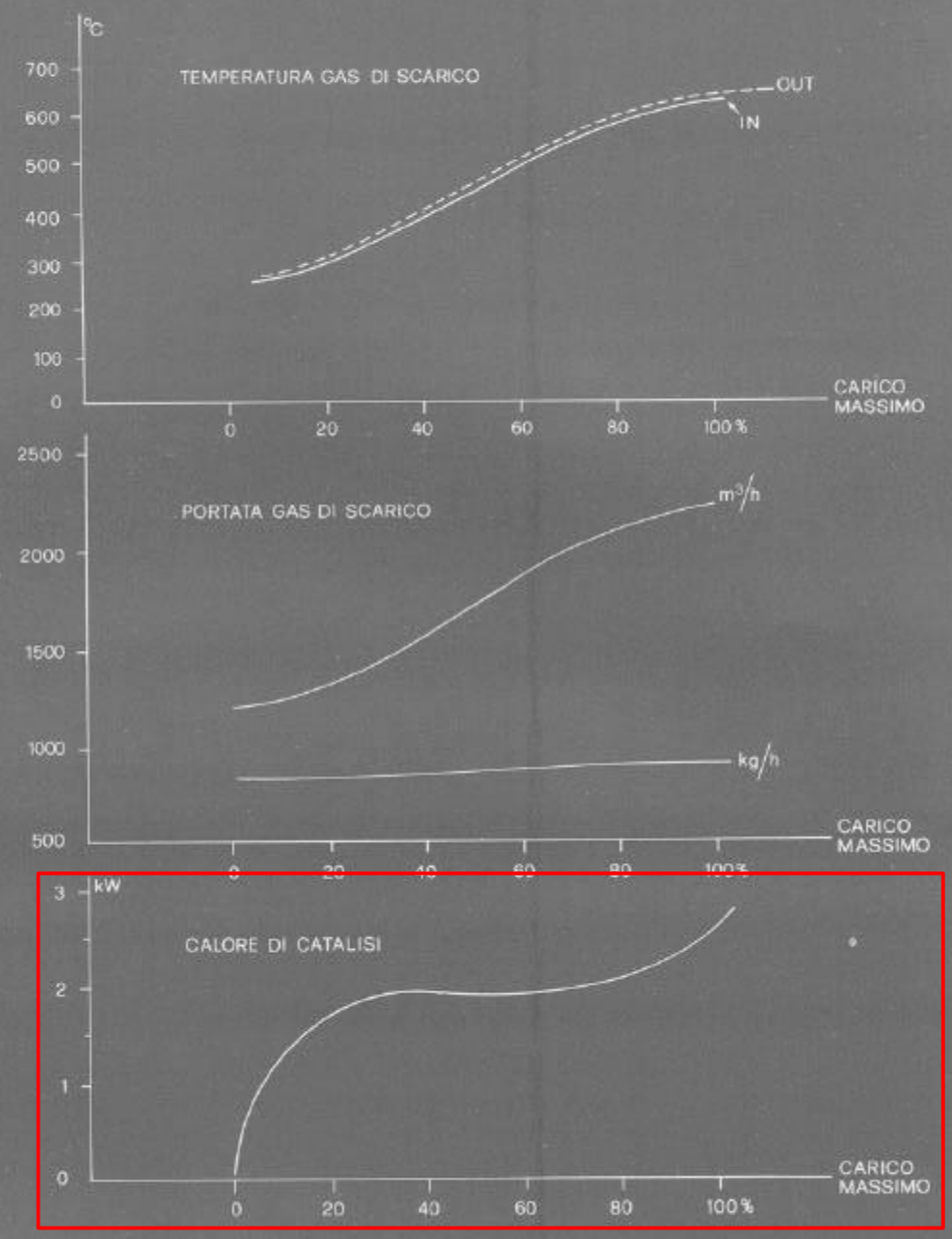
L'analisi delle emissioni in termini di CO ed NO_x è stata effettuata con il metodo DRAEGER, completo di programmazione e controllo digitale del numero di aspirazioni di campionamento effettuate sui gas di scarico, mentre la fumosità all'ingresso ed alla uscita della marmitta è stata misurata con strumento BOSCH.

Le misure di CO ed NO_x sono state effettuate sui gas opportunamente raffreddati alla temperatura di circa 25-35°C, come richiesto dalle specifiche della metodologia DRAEGER, che si è rivelata nel corso della sperimentazione in grado di fornire sempre misure con ottimo grado di ripetibilità. Le temperature dei gas di scarico (ingresso e uscita marmitta, e zona centrale dell'elemento attivo) sono state rilevate con termometro digitale TERMIST, mentre la portata di aria aspirata è stata determinata, contemporaneamente alla lettura del consumo di gasolio mediante rilevazione volumetrica, con tubo di Pitot e deprimometro DWYER.

Durante la campagna di prove è stata inoltre controllata con continuità la contropressione allo scarico del motore mediante manometro a colonna d'acqua. Il tipo di motore, su diversi esemplari del quale sono state effettuate le prove, è l'AIFO 8210 per autobus FIAT 421, con rapporto di compressione 16:1, numero massimo di giri = 2200, potenza massima = 155 kW (208 CV), iniezione diretta, aspirato, di cilindrata = 13.798 cc, con contropressione massima accettabile allo scarico = 1.500 mmCdA, portata gas di scarico a potenza massima = 900 kg/h.

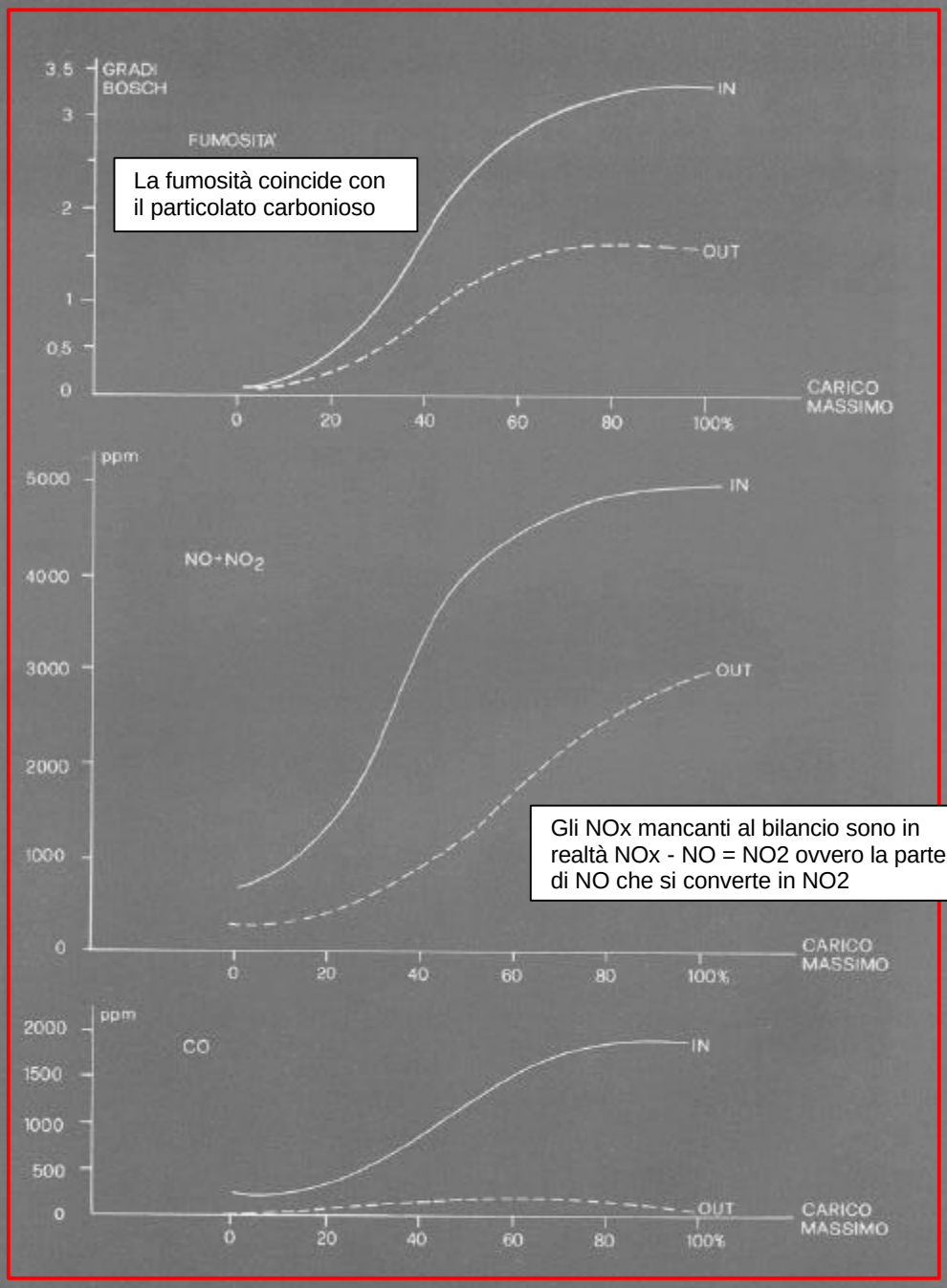
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 2 – MOTORE AIFO 8210 (velocità di rotazione 2150 giri/min, potenza massima 150 kW)
ANDAMENTO DI ALCUNE GRANDEZZE CARATTERISTICHE IN FUNZIONE DEL CARICO



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 3 – MOTORE AIFO 8210 (velocità di rotazione 2150 giri/min, potenza massima 150 kW)
PRESTAZIONI DEL DISPOSITIVO IN FUNZIONE DEL CARICO

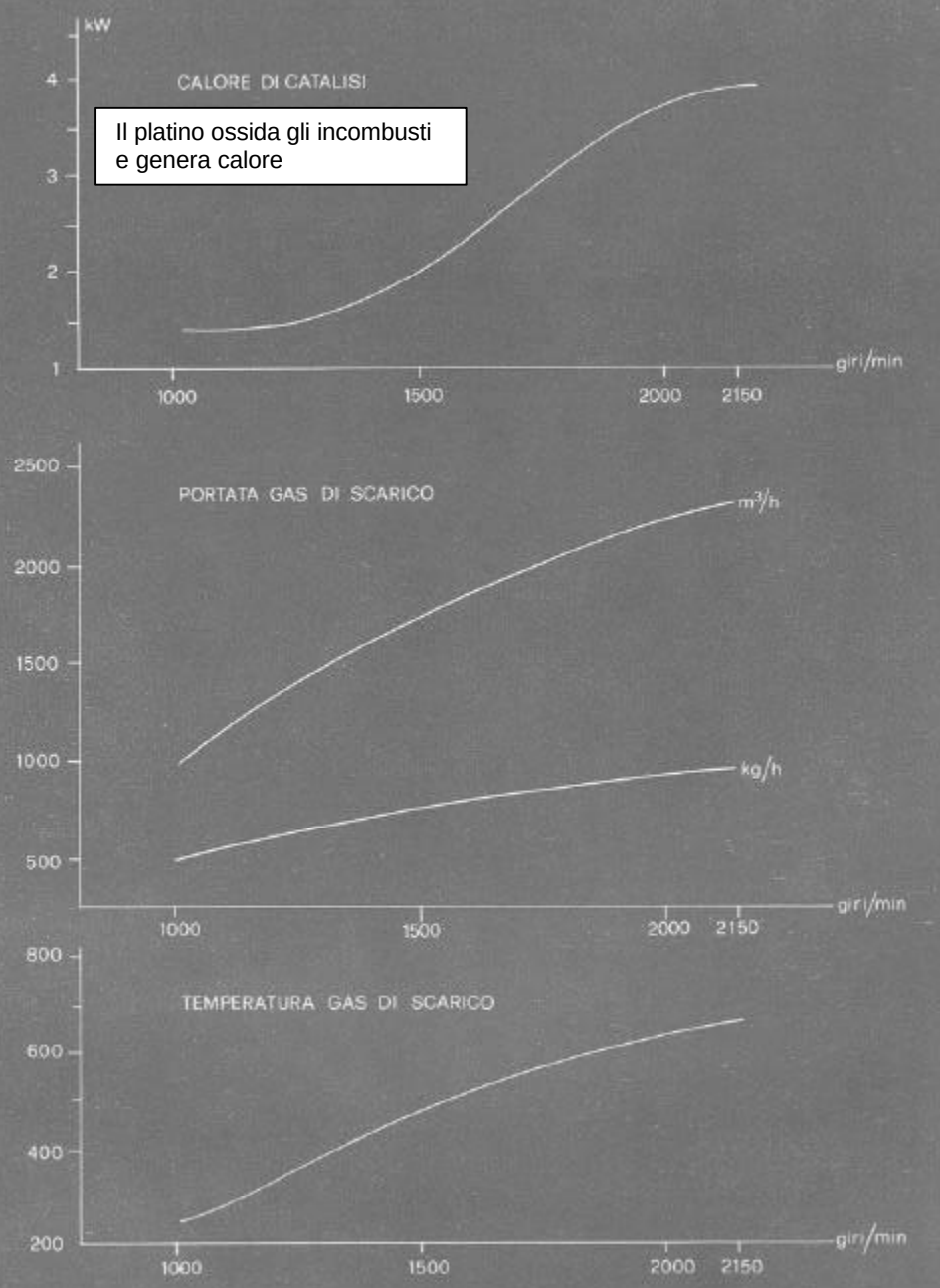


La fumosità coincide con il particolato carbonioso

Gli NOx mancanti al bilancio sono in realtà NOx - NO = NO2 ovvero la parte di NO che si converte in NO2

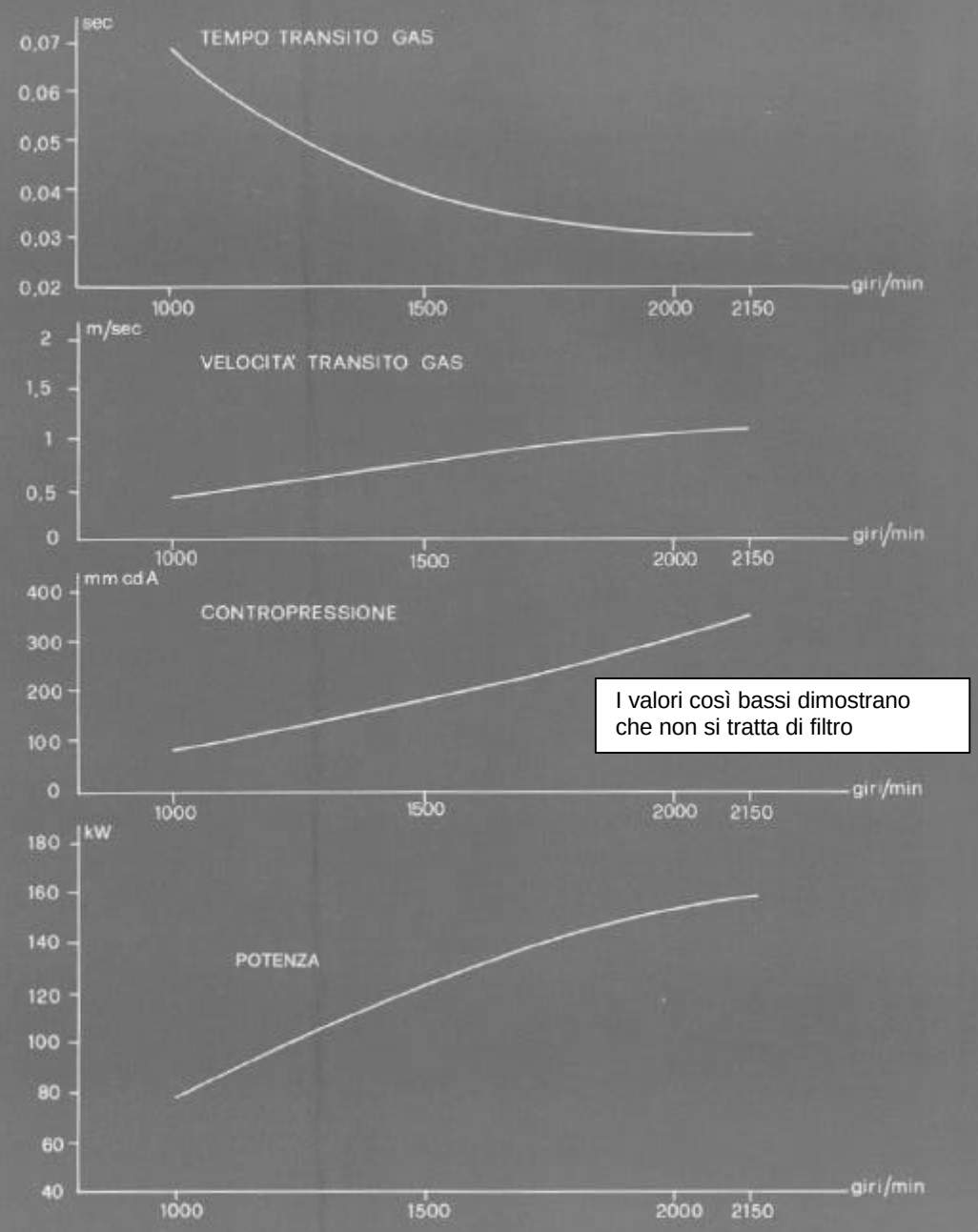
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 4 – MOTORE AIFO 8210 - ANDAMENTO DI ALCUNE GRANDEZZE CARATTERISTICHE IN CURVA DI POTENZA



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

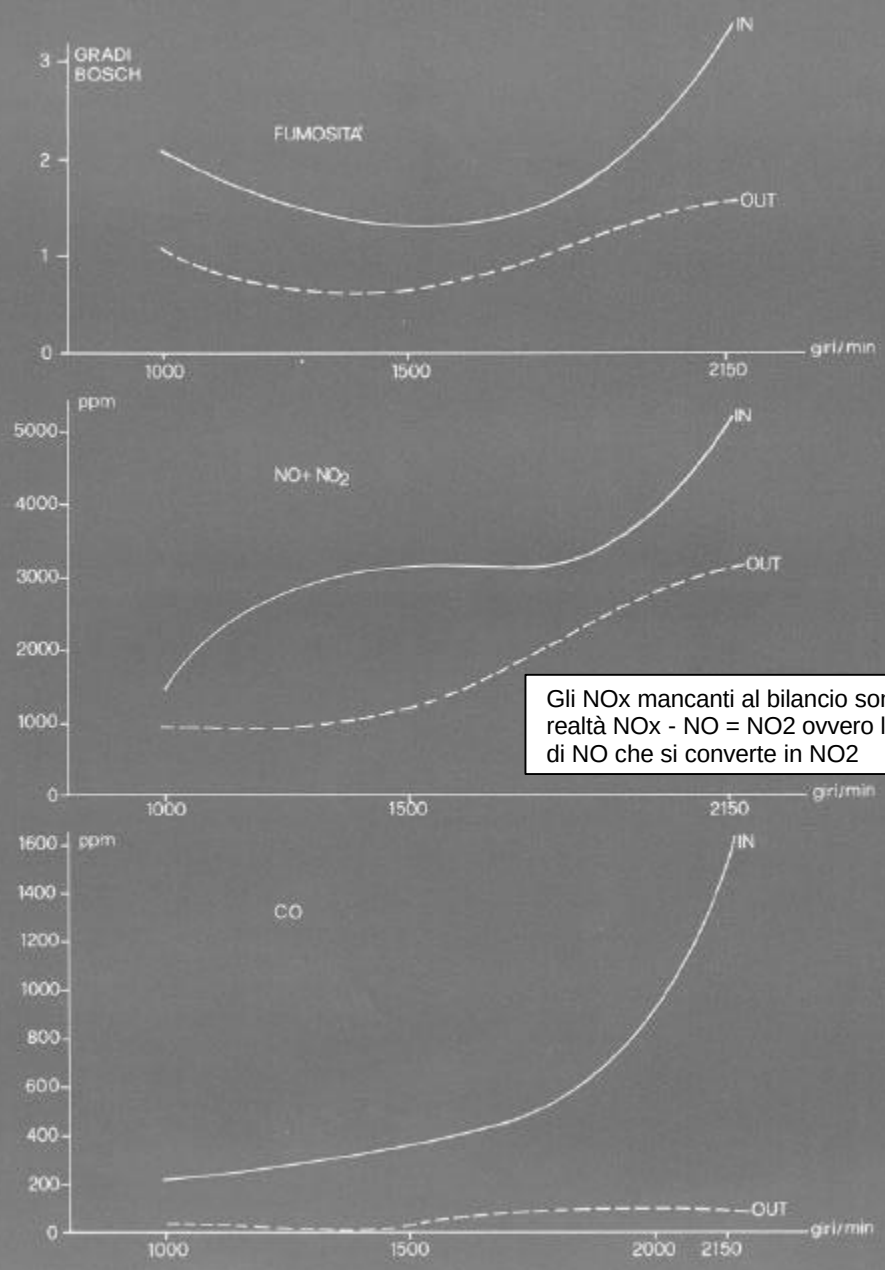
FIG. 5 – MOTORE AIFO 8210 - PRESTAZIONI DEL DISPOSITIVO IN CURVA DI POTENZA



I valori così bassi dimostrano che non si tratta di filtro

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 6 – MOTORE AIFO 8210 - PRESTAZIONI DEL DISPOSITIVO IN CURVA DI POTENZA



Gli NOx mancanti al bilancio sono in realtà NOx - NO = NO2 ovvero la parte di NO che si converte in NO2

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

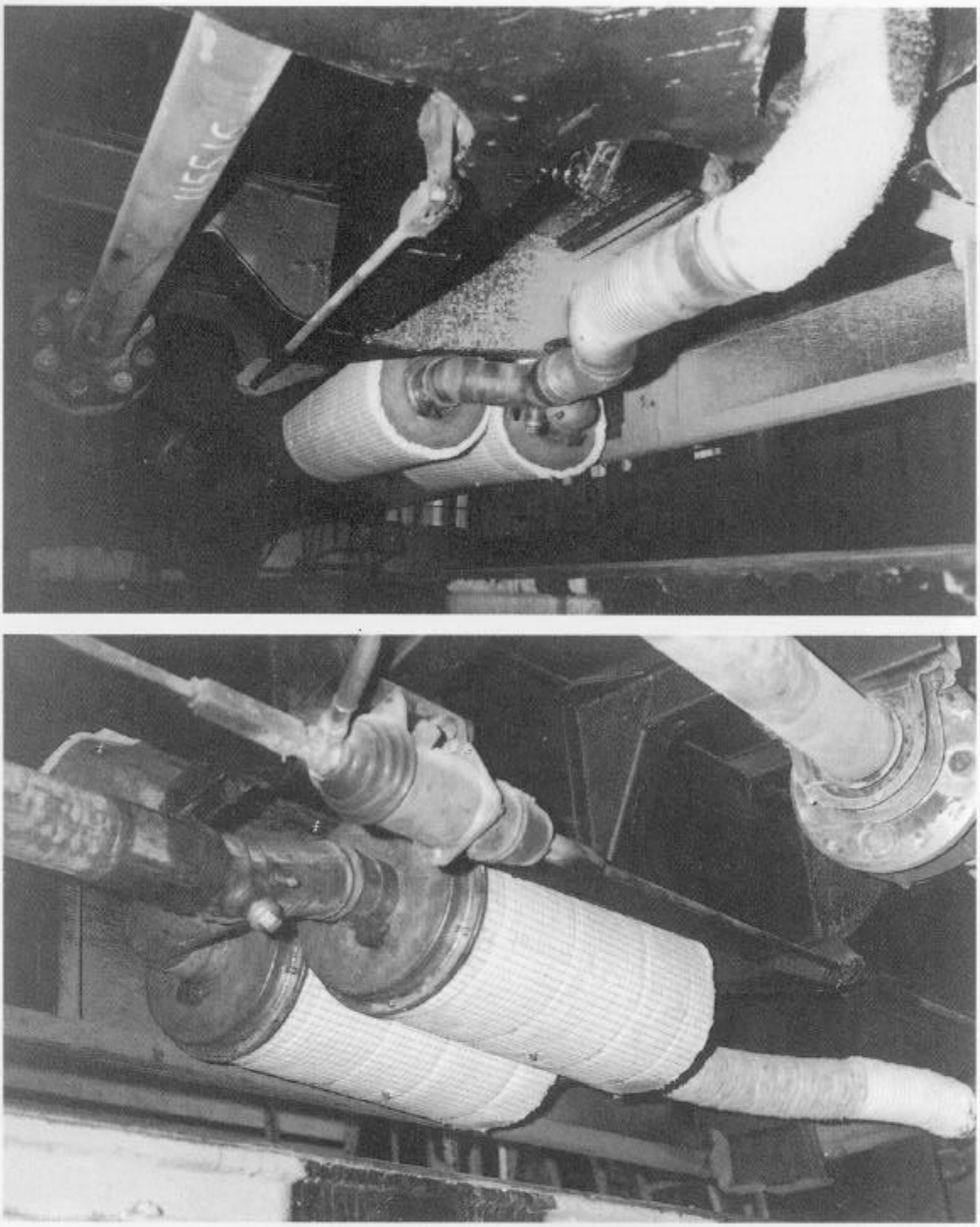


FIG. 7 – MONTAGGIO DEL DISPOSITIVO SU AUTOBUS URBANO FIAT 421. *(In alto)* VISTA DAL LATO ARRIVO GAS DI SCARICO DEL MOTORE. *(In basso)* VISTA DAL LATO USCITA GAS DI SCARICO DAL DISPOSITIVO

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Come metodologia di analisi comportamentale del dispositivo MAR.CA, provato sui gas di scarico di motori funzionanti sui banchi prova della ATT ed in rodaggio dopo revisione completa prima della reimmissione in servizio, si è scelto di effettuare due tipi di prova: misure a 2 velocità di rotazione (1400 e 2200 giri/min) in funzione della potenza erogata dal motore, e quindi a diverse percentuali del carico; misure della massima potenza erogabile ai diversi regimi di rotazione, da 1000 a 2200 giri/min (prestazioni in curva di potenza). Inoltre le misure della temperatura di catalisi sono state effettuate in condizioni di rigorosa stazionarietà, data la estremamente rapida variabilità dei diversi parametri caratterizzanti il processo, avendo cura di rendere quanto più adiabatico possibile il dispositivo e misurando la temperatura di catalisi direttamente a contatto del supporto.

Propedeutica alle misure di efficienza del dispositivo come abbattitore delle emissioni inquinanti del motore AIFO 8210, è stata effettuata a monte una notevole mole di lavoro per la esatta determinazione delle portate volumetriche in gioco, dei consumi di combustibile, delle temperature dei gas di scarico ai vari regimi di rotazione e potenza al freno motore, del calore sviluppato in sede di catalisi nel dispositivo etc.

Nelle figg. 2 – 6 sono riportati a titolo di esempio alcuni diagrammi rilevati nei due diversi tipi di prova effettuati, a potenza massima a diverse percentuali del carico ed in curva di potenza. Tali diagrammi, senza alcuna pretesa di essere esaustivi, dimostrano chiaramente come il dispositivo incominci a "lavorare" (calore di catalisi diverso da 0) già a temperature relativamente basse, dell'ordine cioè dei 250 °C, con una efficienza di abbattimento della fumosità e degli NO_x, mediata sugli intervalli di variabilità dei diversi parametri, approssimativamente del 50%, e con una capacità di riduzione del CO mediamente superiore all'80%, presentando per contro un valore di perdita di carico ai capi inferiore ai 300-350 mmCdA.

Gli NOx mancanti al bilancio sono in realtà NOx - NO = NO2 ovvero la parte di NO che si converte in NO2

Il dispositivo è stato quindi montato a bordo dell'autobus urbano FIAT 421 N. 4120, in servizio a Torino, confermando, nel corso dei primi 35.000 km percorsi le caratteristiche emerse in Sala Prove (fig. 7). Si è constatata inoltre una ottima resistenza meccanica del materiale catalitico, con minimi valori di perdita di carico, misurata alla massima velocità di rotazione del motore a veicolo fermo (inferiore sempre a 350 mmCdA) e quindi senza alcuna riduzione della potenza erogata dallo stesso. Si è avuta inoltre conferma della idoneità all'abbattimento acustico del MAR.CA tale da rendere questo sostitutivo del silenziatore di serie: al massimo dei giri infatti, ad una distanza pari a 7 metri dalle fiancate si sono raggiunti livelli acustici inferiori ad 84 dB_a, come prescrivono le norme. Va infine osservato che la intensità media dell'odore caratteristico dei gas di scarico di un motore diesel, odore che si vuole (3) legato alla percentuale media in questi di formaldeide, pur ovviamente nella impossibilità di effettuarne una precisa determinazione, risulta percettibilmente ridotta, sia pure nell'ambito della stima soggettiva di chi si trova nella zona interessata dalle emissioni del motore, nel momento dei prelievi ed in accelerata libera.

Bibliografia

(1) W. Bocola, M.C. Cirillo – *"Air pollutant emissions by combustion processes in Italy"*, RTI/Studi – Vasa(87)10, settembre 1987.

(2) R. Avella, F. Dominici, C. Martino – *"Effetti ambientali derivanti dall'uso di combustibili convenzionali ed innovativi per l'autotrazione"*, RT/Fare/86/8.

(3) U. Ghezzi, C. Ortolani – *"Combustione ed inquinamento"*, Tamburini editore Milano, 1974.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

NOTIZIARIO DELL'ENEA

RISPARMIO ENERGETICO

Anno 6 – n. 21 – luglio-settembre 1988

COMITATO SCIENTIFICO E DI REDAZIONE
Giuseppe Bianchi, Leonardo Biondi, Angiolo Ceroni, Emilio D'Errico, Ugo Farinelli, Riccardo Galli, William Mebane, Maria Luisa Perilli, Ferrante Pierantoni, Giuseppe Tomassetti, Paolo Valant

DIRETTORE RESPONSABILE
Ferrante Pierantoni

DIRETTORE SCIENTIFICO
Emilio D'Errico

REDATTORE CAPO
Maria Luisa Perilli

GRAFICA E IMPAGINAZIONE
Mauro Ciamarra

COLLABORATORI
Hanno collaborato a questo numero:
Gianfranco Angelino, Leonardo Biondi, Roberto Evangelisti, Flavio Grosso, Paolo Massacci, Mario Mazza, Lucilla Pompilio, Antonietta Ronchetti, Aldo Sinchetto, Pietro Tarquini, Pierluigi Tenci, Emanuele Tozzo, Giampaolo Valentini, Pio Zunino Reggio

COPERTINA
Ettore Vitale

GRAFICI
SIGNUM grafica

MAILING LIST
Franco Caporossi

STAMPA
JANUSA Ed.
via Venezia, 18 - 00184 Roma
Tel. 486758

DIREZIONE E REDAZIONE
Enea, v.le Regina Margherita, 125
Tel. 85281, 00198 Roma

PUBBLICITÀ
GE.RE.CON Italia s.p.a.
via Francesco Denza, 22 - 00197 Roma
Tel. 06/874568-873250

AUTORIZZAZIONE
Tribunale Civile di Roma, n. 431
del 26/12/1982 del Registro della Stampa

ABBONAMENTI
Italia L. 20.000 Estero L. 40.000
cc/p n. 35504000 intestato a ENEA,
v.le Regina Margherita, 125 - 00198 Roma
Spedizione in abb. post. Gruppo IV - 70%

EDITORIALE 2

R. Evangelisti - A. Sinchetto - P.L. Tenci

Dispositivo per la riduzione dell'inquinamento atmosferico dai gas di scarico di motori diesel 5

R. Zunino Reggio

Il recupero energetico dall'olio minerale usato 19

L. Biondi

L'alternativa della caldaia a modulazione di fiamma 23

INFORMAZIONE 29

Inaugurata centrale di cogenerazione di Brescia/Convegno sulla cogenerazione in Italia/Proposte per il prezzo di cessione all'Enel dell'energia elettrica prodotta da impianti che utilizzano fonti rinnovabili o da impianti combinati di energia e calore/Frantoi a mascelle vibranti/Frantoi conici inerziali/I vantaggi energetici della premacinazione/Pompe di calore a velocità variabile azionate da inverter/Turbina gas di grande potenza con iniezione di vapore di recupero a tre livelli di pressione/Impianto d'accumulo a batterie per una rete elettrica statunitense/Centrale elettrica da 14 MW alimentata con copertoni di automobili

CONVEGNI E MOSTRE

Nazionali ed internazionali sulle fonti di energia e sul risparmio energetico 41

BREVETTI

Brevetti internazionali sul risparmio energetico 47

LEGGI E NORME

Stato e Organi Normativi Centrali (elenco leggi, decreti, ecc.) 49
Delibera Cipe del 12/4/88 55
Delibera Cipe del 12/4/88 58
DM del 1/6/88 59
DM n. 487 del 11/9/87 65
DM del 15/10/87 66
Delibera Cipi n. 144 del 24/3/88 67
Delibera Cipi del 4/11/87 69
Regioni e Province Autonome (elenco leggi, decreti, ecc.) 86
Legge regionale n. 7 del 21/1/88 (Lazio) 91
Delibera n. 431 del 10/11/87 (Toscana) 93

PREZZI E TARIFFE 99

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

NOTIZIARIO DELL'ENEA

RISPARMIO ENERGETICO

Anno 4 — n. 14 — ottobre-dicembre 1986

COMITATO SCIENTIFICO E DI REDAZIONE
Giuseppe Bianchi, Leonardo Biondi, Angiolo Ceroni, Emilio D'Errico, Ugo Farinelli, Riccardo Galli, William Mebane, Maria Luisa Perilli, Ferrante Pierantoni, Giuseppe Tomassetti, Paolo Valant

DIRETTORE RESPONSABILE
Ferrante Pierantoni

DIRETTORE SCIENTIFICO
Emilio D'Errico

REDATTORE CAPO
Maria Luisa Perilli

GRAFICA E IMPAGINAZIONE
Mauro Ciamarra

COLLABORATORI
Hanno collaborato a questo numero: Lorenzo Andriotto, Gianfranco Angelino, Alberto Bonfiglioli, Gabriella Cadeddu, Anna De Lillo, Luigi De Simone, Roberto Evangelisti, Massimo Falchetta, Mario Mazza, Cosimo Punzi, Antonietta Ronchetti, Aldo Sinchetto, Lionello Sirtori, Pietro Tarquini, Pierluigi Tenci, Emanuele Tozzo, Giampaolo Valentini

COPERTINA
Ettore Vitale

GRAFICI
SIGNUM grafica

MAILING LIST
Franco Caporossi

STAMPA
IGER - via E.Q. Visconti 11/B - Roma
Tel. 352084-3595580

DIREZIONE E REDAZIONE
Enea, v.le Regina Margherita, 125
Tel. 85281, 00198 Roma

PUBBLICITÀ
GE.RE.CON Italia s.r.l.
piazzale delle Belle Arti, 6 - 00196 Roma
Tel. 3619054

AUTORIZZAZIONE
Tribunale Civile di Roma n. 431
del 28/12/1982 del Registro della Stampa

ABBONAMENTI
Italia L. 10.000
cc/p n. 35504000 intestato a ENEA,
v.le Regina Margherita, 125 - 00198 Roma
Spedizione in abb. post. Gruppo IV - 70%

EDITORIALE 2

L. Andriotto - R. Evangelisti - A. Sinchetto - P.L. Tenci

Prove di lunga durata di un recuperatore di calore a letto fluido in una industria tessile biellese 5

A. Bonfiglioli - G. Cadeddu

Risparmio energetico mediante il riciclaggio di materiali stradali 28

L. De Simone - E. Tozzo

Utilizzazione energetica della lolla di riso 50

INTERVENTI DI RISPARMIO ENERGETICO

Interventi su una caldaia a basso rendimento 60

INFORMAZIONE

Realizzate all'Enea celle solari di arseniuro di gallio ad alta efficienza/Impianto di pompaggio eolico con trasmissione elettrica/ Un sistema per il rilevamento e la gestione di dati anemometrici/Sistema di misura della temperatura ambiente/Trasformatore di calore ad assorbimento per l'industria chimica/Centrale di elevate prestazioni per il riscaldamento urbano/Pompa di calore a congelamento per lo sfruttamento di acque a bassissima temperatura/Recenti sviluppi della comminuzione/ La macinazione a ciottoli/Prototipi di motori Stirling per l'azionamento di pompe di calore e di generatori elettrici sviluppati in Giappone/ Energia solare ed agricoltura 71

CONVEGNI E MOSTRE

Nazionali ed internazionali sulle fonti di energia e sul risparmio energetico 85

BREVETTI

Brevetti internazionali sul risparmio energetico 93

LEGGI E NORME

Legge 31 gennaio 1986, n. 14: criteri di ripartizione dei quantitativi di oli da gas e oli combustibili nella produzione combinata di energia elettrica e calore 99

Decreto 30 luglio 1986: aggiornamento dei coefficienti di dispersione termica degli edifici 100

PREZZI E TARIFFE 103

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Prove di lunga durata di un recuperatore di calore a letto fluido in una industria tessile biellese

L. Andriotto, R. Evangelisti, A. Sinchetto, P. L. Tenci

Premessa

La lunga campagna sperimentale oggetto della presente nota, ha dimostrato in modo estremamente convincente e significativo che la tecnologia costruttiva degli scambiatori di calore per il recupero di entalpia da fumi "sporchi" ed in particolare dai gas di scarico di motori diesel destinati alla cogenerazione, ha raggiunto i livelli di affidabilità richiesti dal mercato. La sperimentazione condotta dalla Gilardini spa e dalla Tenci Energy Saving snc di Torino, in stretta e proficua collaborazione con il Dipartimento Fonti Alternative e Risparmio Energetico dell'Enea, sull'impianto di cogenerazione a gasolio realizzato presso la Pettinatura Europa di Ochieppo (Vercelli) è infatti servita per qualificare tecnologicamente in modo esaustivo (più di 3000 ore di funzionamento) non solo il recuperatore di calore a letto fluido SCLF, basato sull'impiego della tecnica della fluidizzazione (1), ma anche tutte le parti di impianto ad esso accessorie, ma di pari importanza, quali ad esempio un tipo innovativo di valvola di by-pass fumi oggetto di brevetto congiunto Enea-Gilardini (2) (brevetto n. 67719 - A/85).

Il risultato forse più importante conseguito consiste nell'aver significativamente dimostrato, per la prima volta in Italia, che tale tipo innovativo di scambiatore di calore può lavorare per periodi di tempo superiori alle 3000 ore,in modo discontinuo o continuativo, senza necessitare di alcuna azione di pulitura o scovolamento o comunque di particolari interventi manutentivi esterni, in quanto la fenomenologia termofluidodinamica che ne caratterizza il comportamento evita il verificarsi di processi di sporcamento irreversibili che possano compromettere l'efficienza del componente. Grazie ai risultati ottenuti durante il funzionamento dell'impianto di cogenerazione, inserito direttamente in un contesto industriale "mediamente significativo" dal punto di vista della possibile collocazione di impianti di cogenerazione diffusa, è stato possibile modificare il progetto e, successivamente, anche variare in fase realizzativa alcuni particolari costruttivi, di una seconda versione dell'SCLF, allestito per le particolari esigenze impiantistiche di Pettinatura Europa.
Va ricordato inoltre che la prototipicità di tutta l'installazione ha richiesto un periodo di adattamento impiantistico di circa 1000 ore di esercizio, periodo nel quale si è rivelato determinante lo spirito di collaborazione e l'apporto di idee delle maestranze dello stabilimento. In questo periodo è stato possibile ridurre la contropressione alle turbine di sovralimentazione del motore, provocata dal letto fluido, mediante definizione e collaudo di un opportuno sistema di estrazione dei gas esausti che si è rivelato anche ottimo inibitore del black-flow del letto stesso nel distributore del gas.

Su tutto l'arco di durata della sperimentazione il gruppo elettrogeno, componente primario del sistema cogenerativo, ha espresso alte prestazioni con buona affidabilità e tenuta ai regimi transitori ed alle potenze di servizio continuo. La campagna sperimentale condotta, insieme ad altri risultati nati dalla collaborazione dell'Enea con la Gilardini e la Tenci Energy Saving (3), dimostra che, finito il periodo dell'improvvisazione tec-

Lorenzo Andriotto, Pettinatura Europa, Ochieppo (Vercelli)
Roberto Evangelisti, Enea, Dipart. Fonti Alternative e Risparmio Energetico CRE Casaccia, Roma
Aldo Sinchetto e Pier Luigi Tenci, Tenci Energy Saving snc, Torino

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

nologica relativa al recupero di calore dai gas di scarico dei motori diesel, che tanto dannosa è risultata nei confronti della penetrazione della cogenerazione a gasolio nei diversi settori del nostro Paese potenzialmente interessati, si è ora in grado di realizzare impianti con recuperatori di calore che superano abbondantemente l'annualità di esercizio senza richiedere alcun intervento manutentivo.

Profilo energetico aziendale e configurazione dell'impianto cogenerativo

L'azienda interessata svolge attività di pettinatura lane con un ciclo comprendente le lavorazioni di lavaggio lana sudicia, di cardatura e di pettinatura del nastro di lana. L'azienda, che opera su tre turni, occupa 175 addetti con una produzione annua di circa 7000 tonnellate di lana lavata e pettinata. I consumi energetici annui sono costituiti da circa 1800 tonnellate di olio combustibile denso e 5 GWh di energia elettrica. Il fluido termico principale prodotto in centrale termica è l'acqua surriscaldata, tramite un generatore di potenzialità 6 t/h, per gli usi tecnologici consistenti prevalentemente nel riscaldamento indiretto dei lavaggi e delle batterie delle centrali di condizionamento. Un altro generatore da 3 t/h di vapore, con pressione di esercizio a 12 bar, alimenta altre utenze di processo utilizzanti solo vapore.
Dal punto di vista elettrico la potenza prelevata contrattualmente dall'Enel è di 1200 kW, con utilizzo medio mensile di 350 ore, mentre la potenza installata di trasformazione è di 1600 kVA e quella totale del macchinario e degli ausiliari assomma a 2100 kW complessivi. Il diagramma di carico energetico giornaliero richiede un consumo medio orario di 240 kg equivalenti di olio combustibile denso con punte mattutine di 310 kg/ora, mentre il diagramma elettrico mostra un valore medio prelevato nell'arco della giornata di 980 kW, con picchi di 1150 kW a fine mattinata o metà pomeriggio, con un valore di potenza media notturna attestata sui 700 ÷ 750 kW (4).

La quotaparte più elevata del consumo termico deriva dal riscaldamento dei bagni di lavaggio lana, la cui temperatura nel ciclo deve essere mantenuta fra i 45 e i 50°C. In relazione alle notevoli quantità di acqua utilizzate e riciclate nella tecnologia di processo, il valore medio di potenzialità termica per lo stabilimento Pettinatura Europa è valutabile in 1 milione di kcal/h con utilizzazione costante e quindi con caratteristiche molto interessanti per l'applicabilità di sistemi cogenerativi.
Nell'ambito di un programma di ricerca di parziale autonomia energetica l'azienda ha quindi ritenuto opportuno installare un gruppo cogenerativo a gasolio, con adozione di scambiatore autopulente innovativo a letto fluido. I componenti principali di tale impianto, rappresentato schematicamente in fig. 1 e fotografato, nella sua versione definitiva, in fig. 2, sono costituiti da:

1 - recuperatore di calore a letto fluido;

2 - esaustore CIMME (Mod. GBG 182) da 11 kW a 2900 giri/min, Q = 28 m³/min, H_{TOT} = 2000 mm cdA (19,4 Pa);

3 - gruppo elettrogeno AIFO 8281 SRI da 300 kVa;

4 - valvola di by-pass fumi (v. fig. 3);

5 - apparato di recupero del calore dall'acqua di raffreddamento del motore (v. fig. 4 — scambiatore tipo FLOVEX serie e BEM/S 502/5 BA H_2O — H_2O);

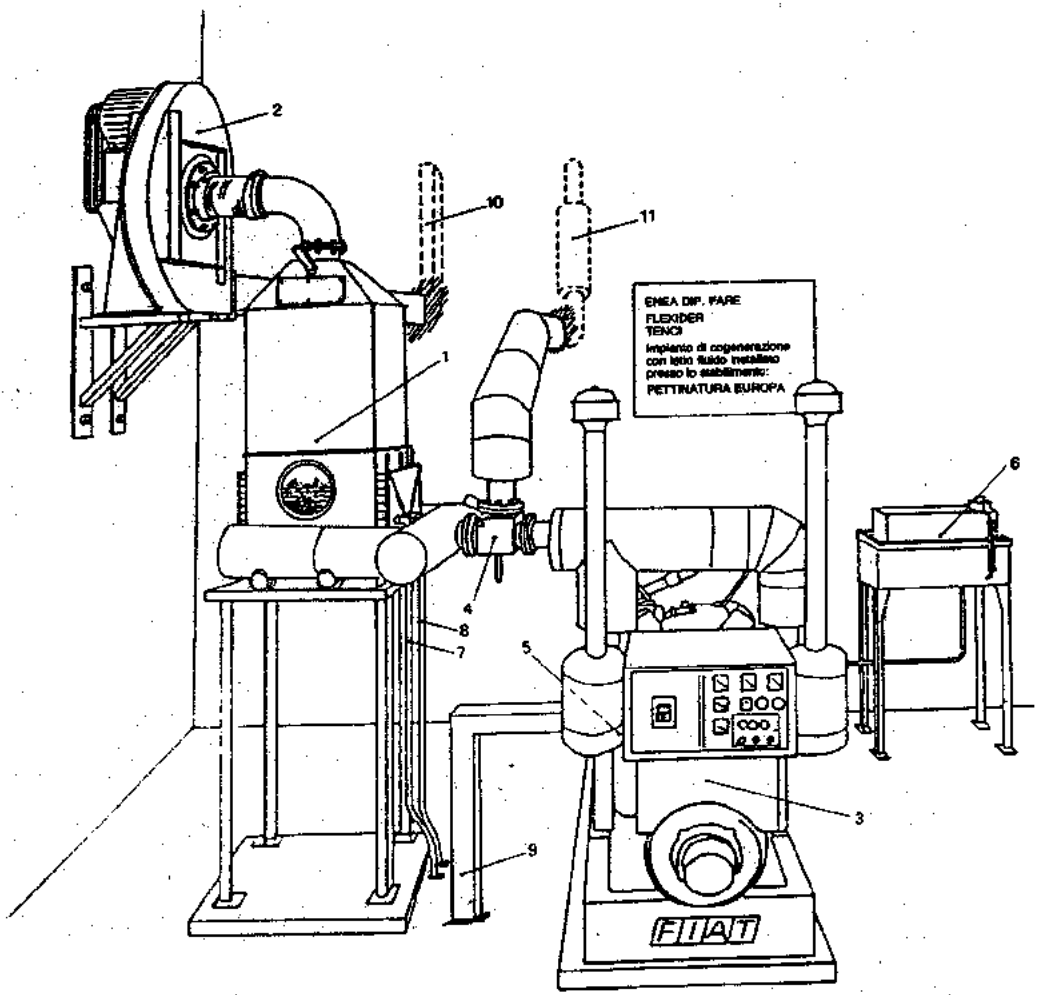
6 - serbatoio ausiliario per travaso gasolio.

Sempre in fig. 1, 7 e 8 indicano, rispettivamente, arrivo acqua riscaldata dal primo scambiatore e partenza acqua riscaldata dal letto fluido destinata al serbatoio di accumulo per servire il processo di lavaggio della lana; 9 rappresenta schematicamente la canalina di partenza dei cavi elettrici della linea di potenza, mentre con 10 e 11 sono indicati il camino esterno di scarico dei gas esausti ed il camino con marmitta sul condotto di by-pass, rispettivamente.

Dal punto di vista elettrico, l'impianto è svincolato dal parallelo con la rete generale Enel di distribuzione e per esso è previsto quindi il funzionamento ad isola, con carico allacciato tramite due commutatori di interblocco, come schematizzato in fig. 5. La potenza massima dei carichi elettrici che possono essere allacciati al cogeneratore è di circa 240 kWe ed è particolarmente costante nel tempo: essi rappresentano una se-

Rimuovi filigrana
Wondershare PDFelement

FIG. 1 - CONFIGURAZIONE DI IMPIANTO



1) RECUPERATORE DI CALORE A LETTO FLUIDO

2) ESAUSTORE

3) GRUPPO ELETTROGENO AIFO 8281 SRI

4) VALVOLVA DI BY-PASS

5) APPARATO RECUPERO CALORE DALL'ACQUA DI RAFFREDDAMENTO MOTORE

6) SERBATOIO AUSILIARIO PER TRAVASO GASOLIO

7) ARRIVO ACQUA RISCALDATA DAL 1° RECUPERATORE

8) PARTENZA ACQUA RISCALDATA DAL RECUPERATORE A LETTO FLUIDO

9) CANALINA CAVI ELETTRICI DELLA LINEA DI POTENZA

10) CAMINO ESTERNO

11) MARMITTA SILENZIATRICE SUL CONDOTTO DI BY-PASS

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

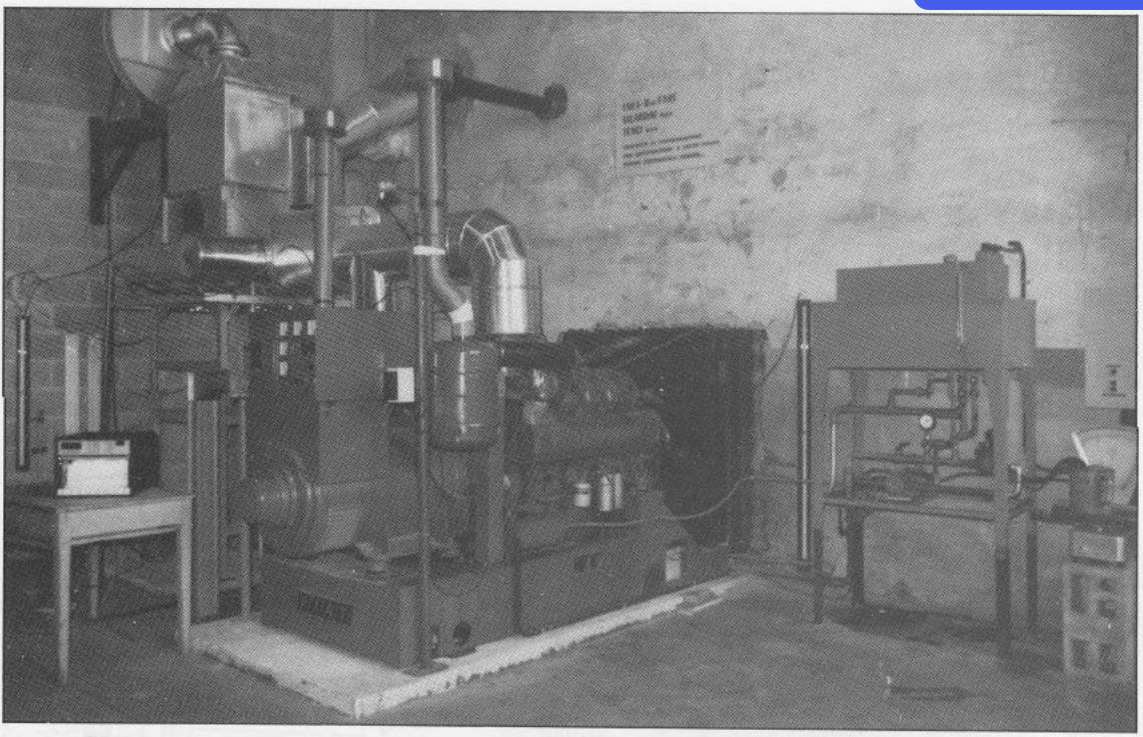


FIG. 2 - IMPIANTO DI COGENERAZIONE PRESSO LA PETTINATURA EUROPA

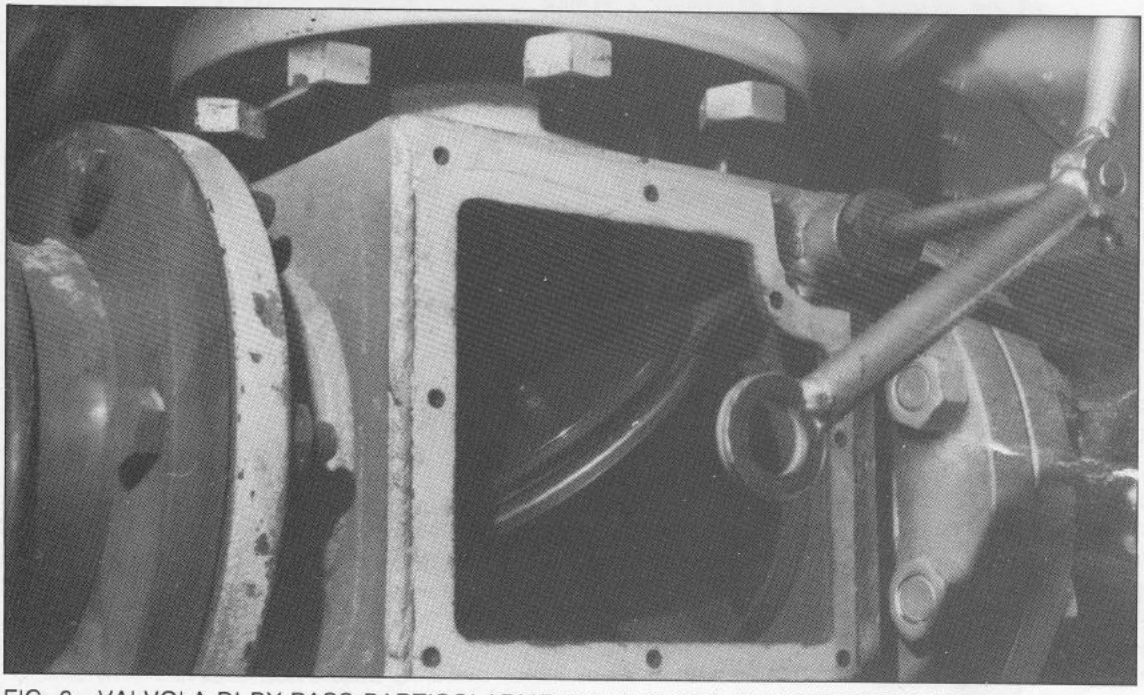
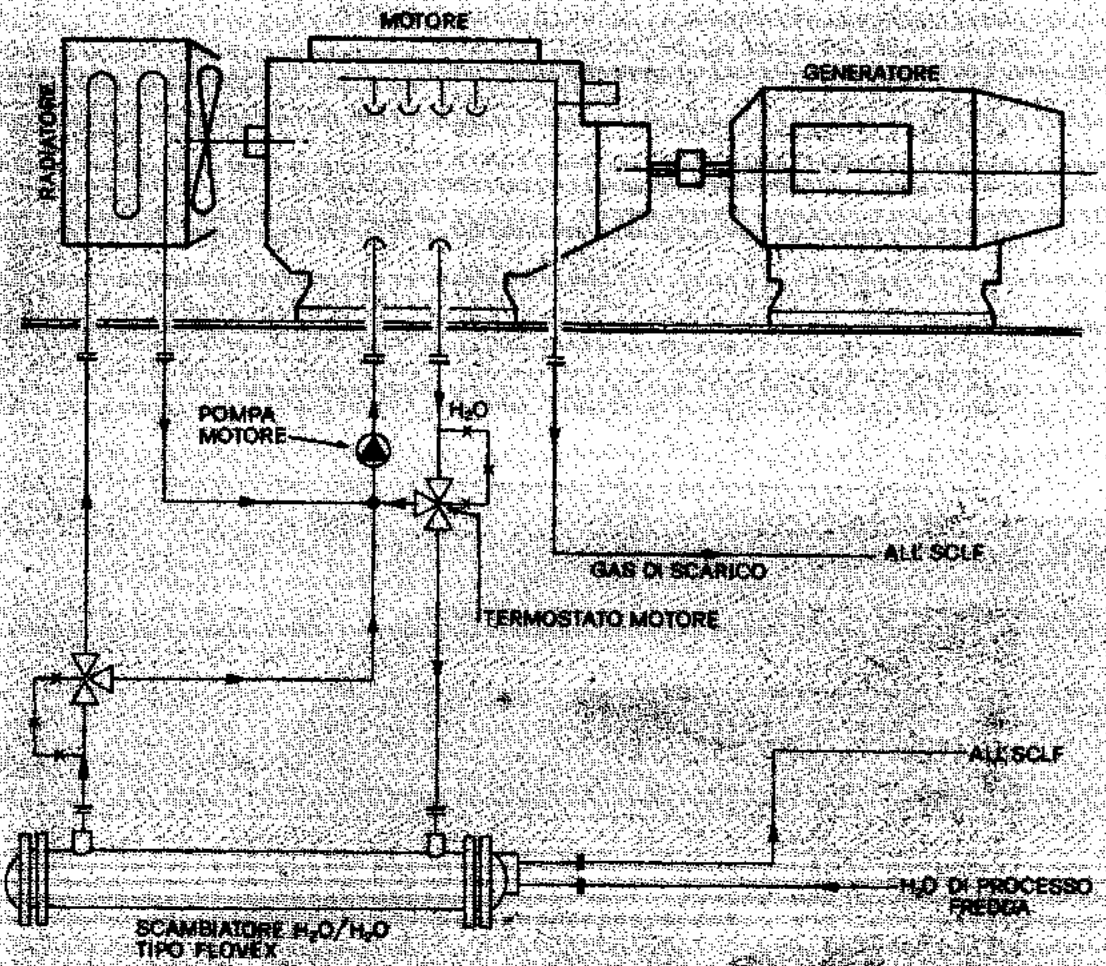


FIG. 3 - VALVOLA DI BY-PASS PARTICOLARMENTE INDICATA PER OPERARE IN UN IMPIANTO CON GAS ESAUSTI CALDI E "SPORCHI"

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 4 - COLLEGAMENTO MOTORE-SCAMBIATORE TIPO "FLOVEX" H_2O/H_2O - SCHEMA DI PRINCIPIO



DATI TECNICI

MOTORE TIPO	AIFO 8281 SRI
POTENZA ELETTRICA DISPONIBILE	240 kWe
POTENZA TERMICA DISPONIBILE	× 280 kWt (COMPRESI GAS DI SCARICO)
PORTATA H_2O UTILIZZO	5,2 m^3/h

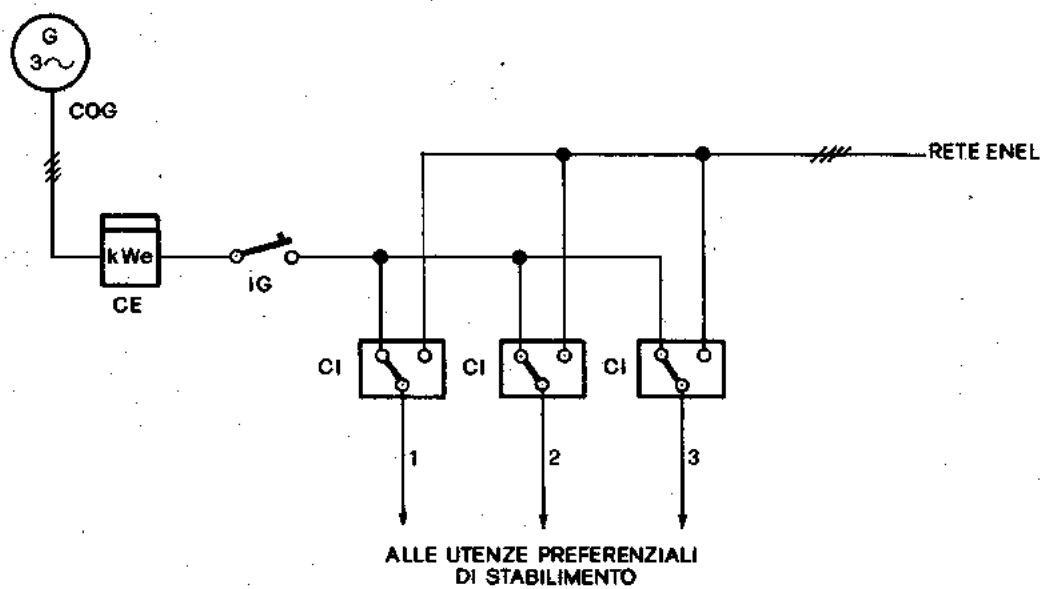
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

zione di impianto scelta con priorità preferenziale (lavaggi e gruppi di condizionamento). Il recupero di calore viene effettuto mediante produzione di acqua calda a temperatura media di 60-65 °C, per una potenzialità globale, al massimo carico, di circa 280 kWt. In fig. 4 è schematizzato parte dell'impianto di recupero del calore, quello cioè asportato dal liquido di raffreddamento del motore primo: esso prevede che a valle dello scambiatore di calore H_2O/H_2O sia montato un dispositivo di controllo della portata "VT" del liquido stesso in modo da deviare il flusso di questo verso il motore o verso il radiatore.

L'applicazione innovativa (oggetto del brevetto Enea-Gilardini n. 53694 - B/85) realizzata nell'impianto di Pettinatura Europa, consiste nell'aver utilizzato per "VT", con gli evidenti vantaggi economici, invece di un complesso costituito da sonda di temperatura, attuatore con motore elettrico e valvola motorizzata, una semplice valvola termostatica a 3 vie, di tipo veicolistico, con un ingresso a valle del "FLOVEX" e due uscite a monte del motore e a monte del radiatore. Tale valvola "VT", a seconda della temperatura del liquido all'uscita dallo scambiatore, comanda il collegamento di questo con il motore o con il radiatore.

L'installazione di tutto l'impianto di cogenerazione è stata predisposta in modo da costituire una "isola energetica" autonoma nello stabilimento produttivo, sezionando parzialmente, oltre alla distribuzione elettrica esistente, anche le linee di adduzione dell'acqua calda prodotta alle utilizzazioni finali. Per ogni evenienza, infatti, sono stati previsti by-pass di interconnessione con i sistemi di fornitura energetica tradizionale, onde ripristinare rapidamente, in caso di disservizio o nei periodi di manutenzione programmata, le alimentazioni termiche ed elettriche esistenti precedentemente.

FIG. 5 - SCHEMA DI COLLEGAMENTO ELETTRICO DEL GRUPPO



COG: GRUPPO DI COGENERAZIONE
CE: CONTATORE E.E. AUTOPRODOTTA
IG: INTERRUTTORE GENERALE
CI: COMMUTATORI DI INTERBLOCCO

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Caratteristiche del sistema di recupero del calore dai gas di scarico

L'SCLF preposto al recupero parziale del contenuto entalpico degli effluenti gassosi dell'impianto di cogenerazione di Pettinatura Europa è uno scambiatore a tubi d'acqua con fascio tubiero lambito esternamente dai gas di scarico che fluidizzano un letto di 140 ÷ 150 kg di sferette di vetro di diametro medio d_p compreso fra 800 e 1200 μm (v. fig. 6). Tale scambiatore, già sottoposto prima del montaggio in stabilimento a circa 400 ore di sperimentazione termofluidodinamica (1), adotta un distributore del gas a 4 diffusori principali, disposti alla base "a corna incrociate", con 28 ugelli cias[illegible] disposizione geometrica (inclinati di 30° sull'orizzontale) e diametro opportuni, in modo da ridurre quanto più possibile i fenomeni di retrodiffusione del letto nelle fasi transitorie di funzionamento.

In fig. 7 è fotografato dal basso il sistema di iniezione dei gas fluidizzanti alla base dello scambiatore: per limitare al massimo il decremento di temperatura di questi fra la sezione iniziale e quella finale dei diffusori si è realizzato un accurato isolamento termico lungo tutta la lunghezza di questi, provvedendo a ricoprire e contenere il rivestimento isolante con lamierino di AISi 316-L. Inoltre, pur sapendo in base alla correlazione di Gelperin-Einstein (1) (5) che, con la configurazione adottata nell'SCLF in oggetto, il coefficiente di scambio termico fumi-letto h_L (espresso in Watt/m^2°C) decresce con d_p (espresso in metri), secondo la legge $h_L = 18{,}86\ d_p^{-0{,}34}$, si è scelto per tale parametro un valore relativa-

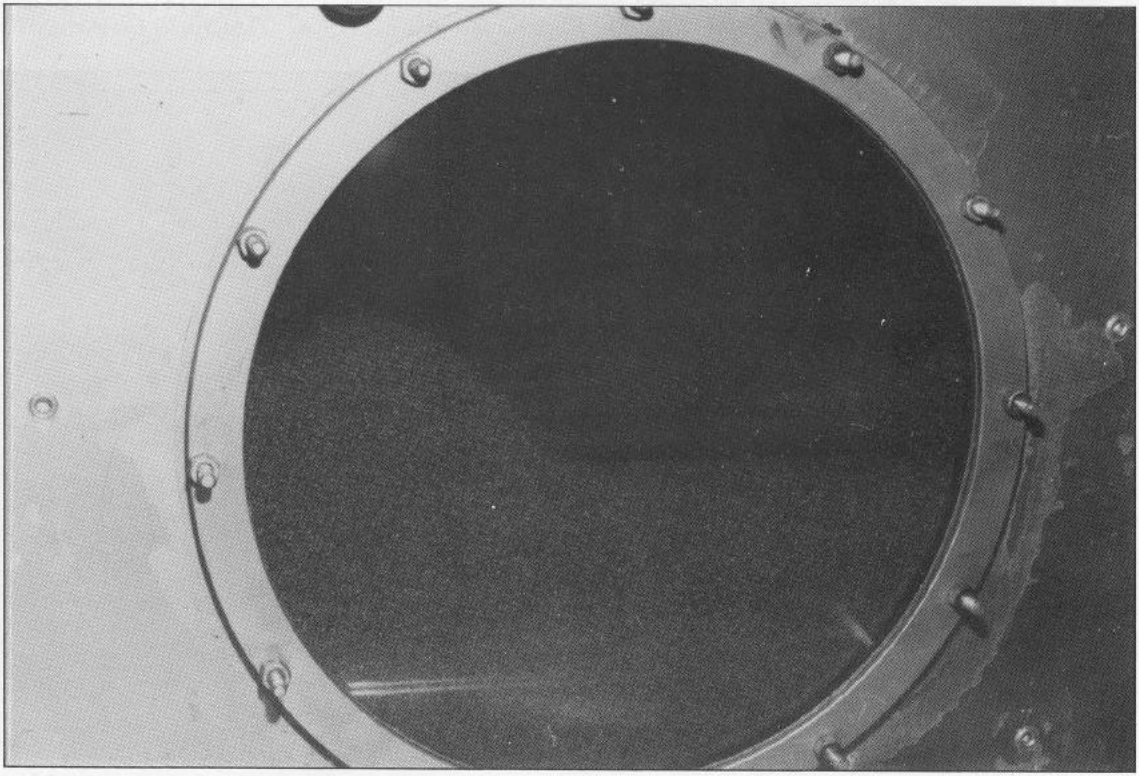


FIG. 6 - UN MOMENTO DELLA FLUIDIZZAZIONE DEL LETTO COSTITUITO DA SFERE DI VETRO DI DIAMETRO 800-1200 μm.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

mente elevato (mediamente 1 mm) per evitare fenomeni di impaccamento del letto a causa della possibile insorgenza di "effetti di parete fredda" specie in corrispondenza delle piastre tubiere terminali.
Avendo inoltre l'SCLF denotato fin dalle prime ore di funzionamento in stabilimento, così come era stato realizzato inizialmente e cioè con free board di altezza limitata e senza cicloni a valle, una non gradita tendenza ad espellere, insieme ai gas di scarico, anche una quotaparte non trascurabile di componenti del letto, si è dovuto provvedere alla realizzazione ed all'installazione a valle del recuperatore di uno "spazio di decadimento" di altezza complessiva di circa 1000 mm sopra al fascio tubiero (v. figg. 1 e 2), con in uscita un labirinto meccanico "a cappello da cinese", funzionante come trappola di ritenuta delle sferette di vetro eventualmente ancora trasportate dai gas di scarico (la perdità di carico di tale trappola è risultata al massimo carico di circa 10 mmcdA).
Tale altezza, apparentemente esagerata, è stata scelta in base alla considerazione che la portata di elutriazione del letto è tanto più bassa quanto più elevata è l'altezza libera esistente fra il punto di massima energia cinetica assunta dalle sferette e l'imboccatura del condotto di scarico. Il volume di decadimento (free board) è stato inoltre realizzato con una sezione trasversale tale da ridurre al minimo l'azione di trascinamento che il gas può esercitare sulle sferette del letto lanciate in verticale, azione legata alla velocità del gas stesso. In tal modo si è riusciti a contenere l'elutriazione quantitativamente inferiore allo 0,5% ogni 100 ore di funzionamento dell'impianto alla massima potenza.
Per quanto concerne il problema della elevata contropressione, caratteristica di tutti i sistemi a letto fluido, creata dall'SCLF a valle del motore, per motori sovralimentati più sconsigliabile per motivi motoristici che energetici (1)anche tenendo conto della utilità di eliminare ogni possibile effetto di back-flow del letto, si è adottato un esaustore dei fumi (v. fig. 8) con motore da 15 CV, montato direttamente a valle dello scambiatore. In tal modo, alla massima potenza elettrica di 240 kW erogata dal gruppo, la contropressione a valle dell'AIFO 8281 è risultata nel corso di tutta la campagna sperimentale largamente in-

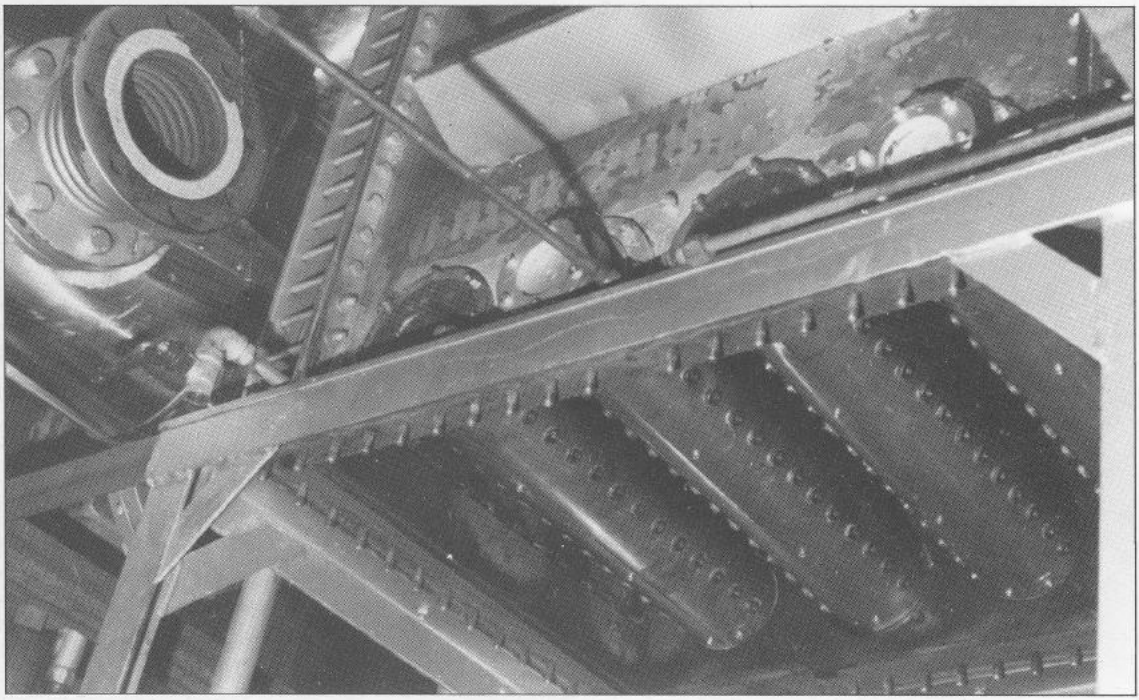


FIG. 7 - VISTA DAL BASSO DELL'APPARATO DI DISTRIBUZIONE DEL GAS FLUIDIZZANTE POSTO ALLA BASE DELL'SCLF

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 8 - ESAUSTORE CON IL MOTORE NUOVO DA 11 kW MONTATO AL POSTO DEL MOTORE ORIGINARIO BRUCIATO DOPO CIRCA 100 ORE DI FUNZIONAMENTO

FIG. 9 - CONFIGURAZIONE DELLO SVINCOLO DI BY-PASS, CON VALVOLA E TUBAZIONI (DI ADDUZIONE DEI GAS ALL'SCLF E ALL'ESTERNO) COIBENTATO

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

feriore ai 500 mmcdA, valore di sicurezza indicato dai motoristi per motori sovralimentati.
L'adozione dell'esaustore ha comunque consigliato, per non avere nella chiocciola di questo temperature troppo elevate, anche la modifica del sistema di by-pass dei fumi, realizzato in forma definitiva con una tubazione in parallelo all'SCLF, non più confluente immediatamente a valle di questo ma tale da immettere i fumi, attraverso un opportuno silenziatore, direttamente all'esterno dell'edificio. In tal modo lo svincolo del by-pass appare come schematizzato in fig. 1 e fotografato in fig. 9.

Tenendo conto delle indicazioni via via fornite dai rilievi effettuati nel corso dell'esperienza presso Pettinatura Europa si è quindi provveduto a realizzare una seconda versione dell'SCLF (v. figg. 10 e 11), caratterizata da:

1 - testate di forma circolare, flottanti ed estraibili (v. fig. 12);
2 - fascio tubiero e diffusori dei gas in AISI-316 L;
3 - testate di arrivo e ricircolo dell'acqua (4 passaggi) coibentate verso l'interno dello scambiatore;
4 - piastra di base dello scambiatore coibentata con involucro inamovibile;
5 - fianchetti laterali coibentati con involucro inamovibile;
6 - piastre terminali dei diffusori tali da rendere gli stessi facilmente e rapidamente ispezionabili.

Il punto 1, oltre a consentire una realizzazione più economica dello scambiatore, basata su di un maggiore utilizzo di lavorazioni al tornio, attraverso l'estraibilità del fascio tubiero rende tutto l'SCLF particolarmente versatile ed in grado

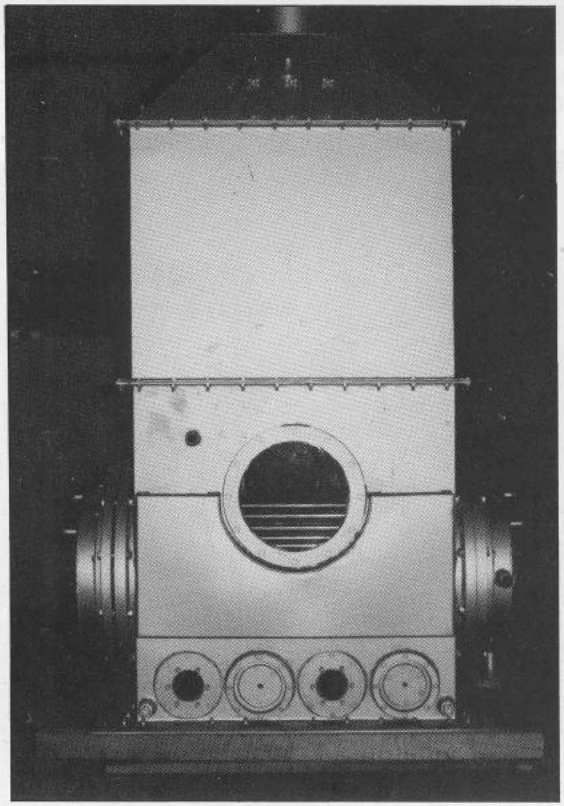


FIG. 10 - VERSIONE DEFINITIVA DELL'SCLF CON DIFFUSORI E FASCIO TUBIERO (CARATTERIZZATO DA PARTICOLARE LUCENTEZZA) REALIZZATI IN AISI-316 L

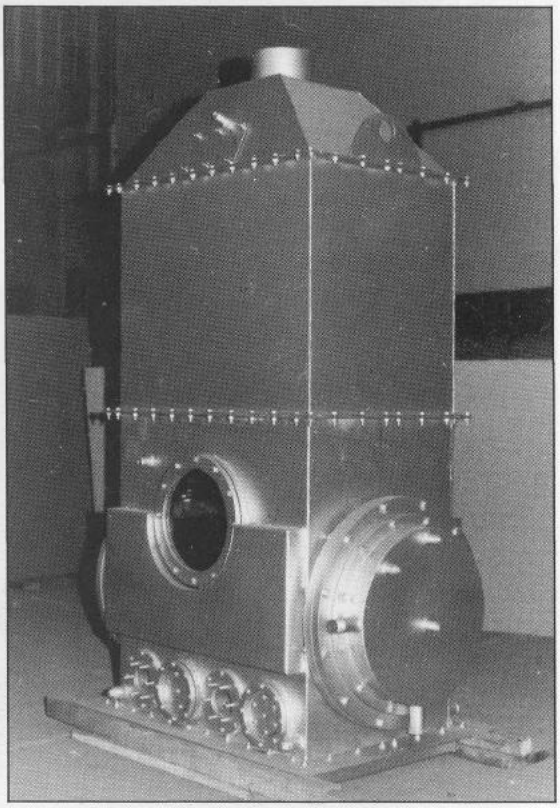
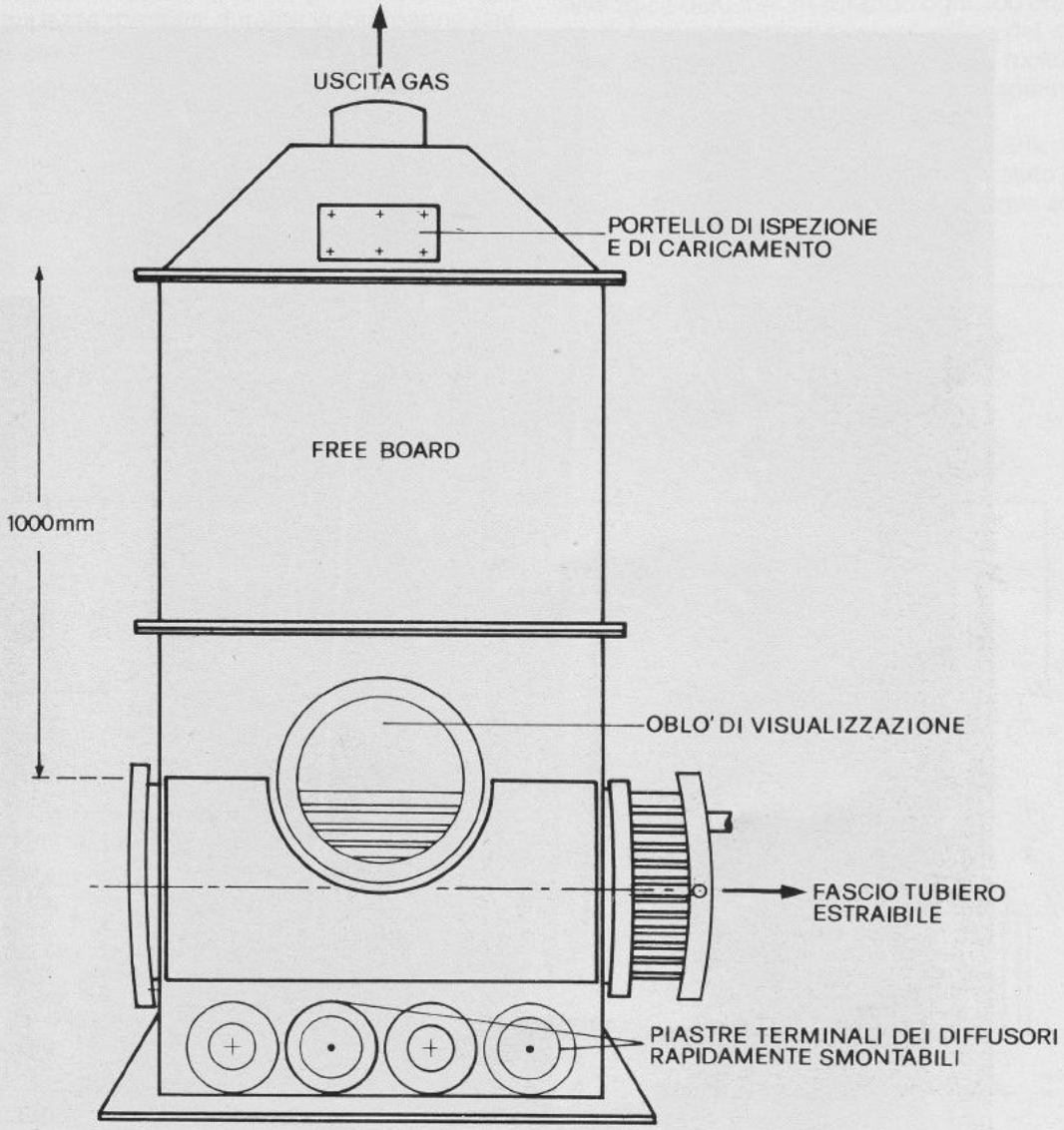


FIG. 11 - VERSIONE DEFINITIVA DELL'SCLF, CON EVIDENZIAZIONE DELL'ISOLAMENTO TERMICO DEI FIANCHETTI E DELLA COSTITUZIONE DELLE TESTATE TERMINALI DEL FASCIO TUBIERO CON INTERCAPEDINI ISOLANTI

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 12 - VERSIONE SCHEMATICA DELL'SCLF, CON TESTATE CIRCOLARI FLOTTANTI, CHE CONSENTONO LA ESTRAIBILITÀ E LA INTERCAMBIABILITÀ DEL FASCIO TUBIERO, E CON OBLÒ DI VISUALIZZAZIONE



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

di accogliere diversi tipi di superficie di scambio. Oltre a tali aspetti di versatilità del dispositivo, il punto 1 offre anche il vantaggio di una notevole praticità di accesso all'interno dell'SCLF nella ipotesi di un eventuale intervento manutentivo straordinario.

Il punto 2 mette al sicuro da ogni effetto di possibile corrosione acida, anche in regime di condensazione dei fumi.

I punti 3, 4 e 5 eliminano i pericoli di impaccamento per eventuali effetti di [illegible] ad esempio evidenziati in fig. 13 mediante fotografia ripresa nel corso di prove preliminari dell'SCLF svolte presso la Fiat Ttg di Torino(1).

Il punto 6 offre un'ulteriore garanzia di pronta operabilità del componente nel caso, comunque mai verificatosi nelle più di 3000 ore di funzionamento e quindi del tutto improbabile, di eventuale necessità di interventi manutentivi legati al rientro del letto.

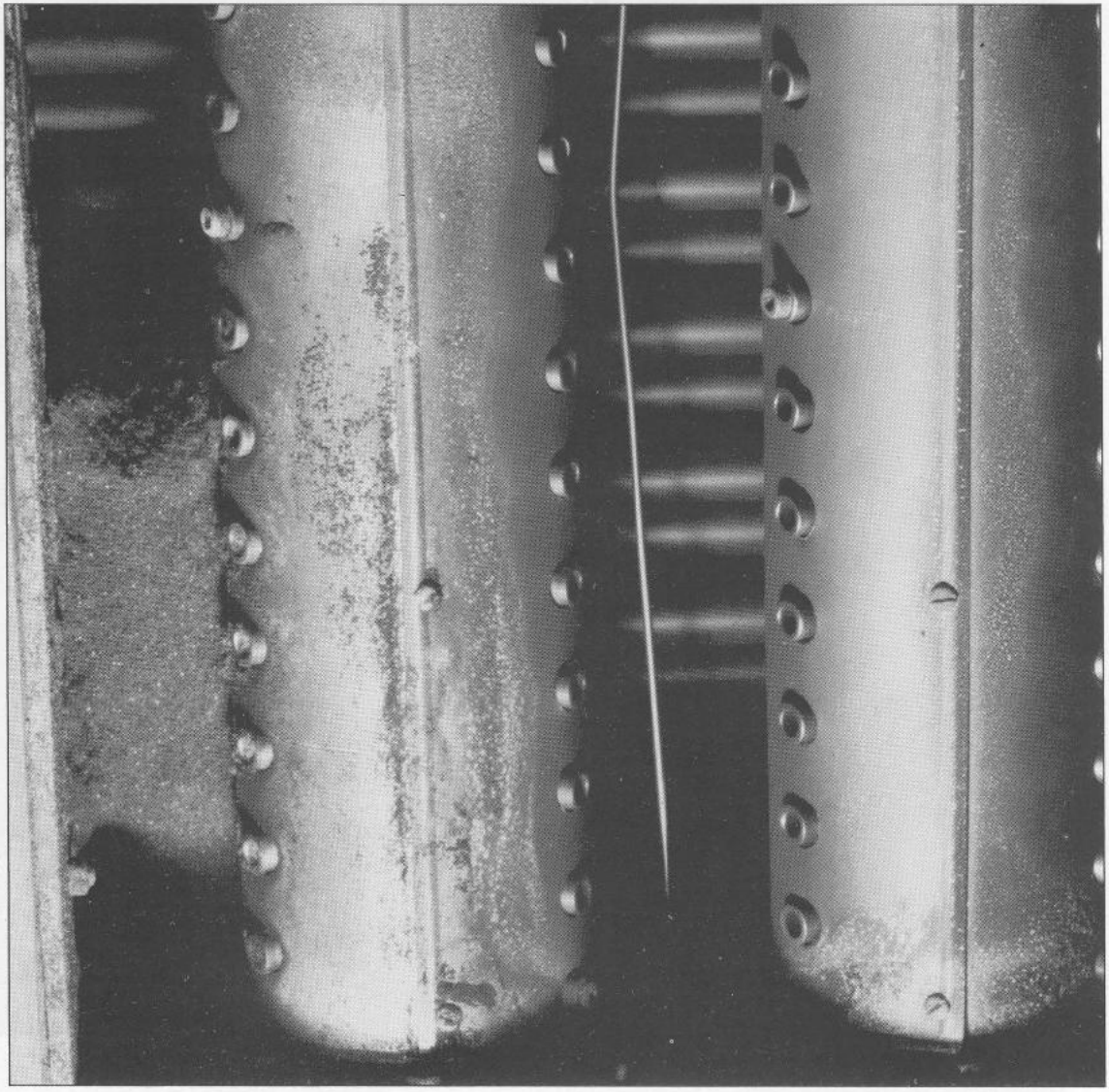


FIG. 13 - FENOMENO DI IMPACCAMENTO DEL LETTO INTERESSANTE LA PIASTRA TUBIERA TERMINALE ED IL DIFFUSORE DEL GAS DI UN SCLF IN SALA PROVE (FOTO DAL BASSO)

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Strumentazione adottata e metodologia di misura

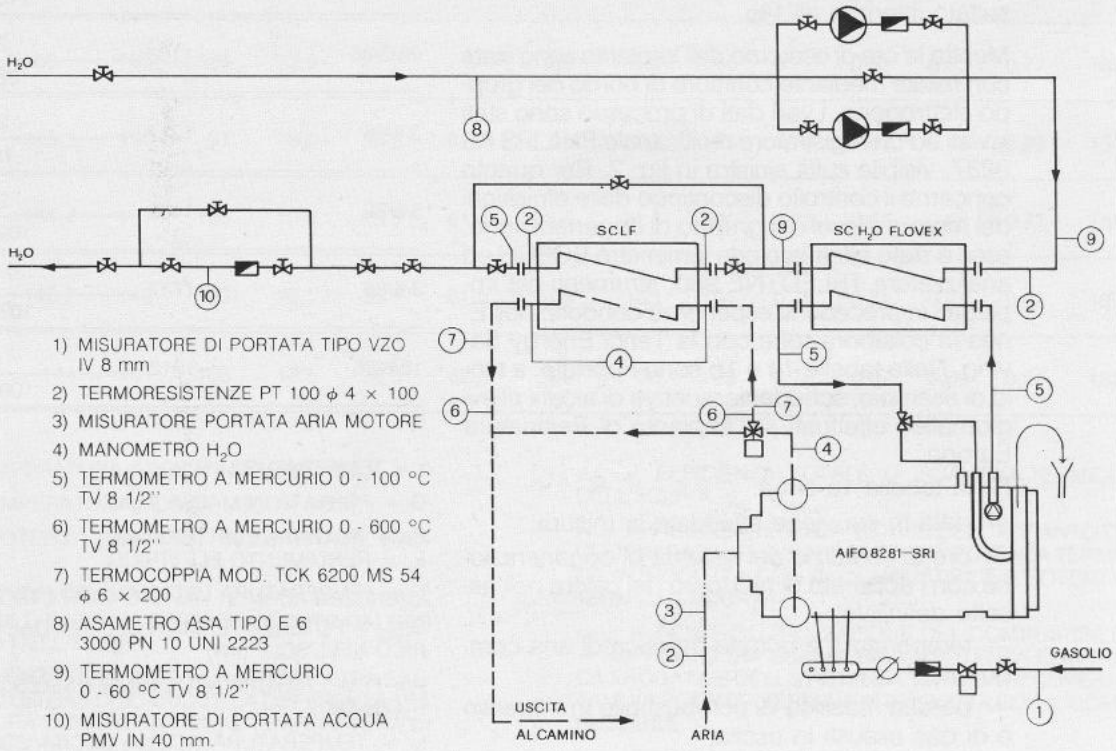
L'impianto è stato strumentato come indicato molto schematicamente in fig. 14. Le principali grandezze misurate durante la campagna sperimentale sono state:

portata aria comburente - la misura è stata effettuata in modo discontinuo con tubi di Pitot e deprimometro Dwyer, controllato sempre contemporaneamente con anemometro digitale a filo caldo della LIS, ed in modo continuo con anemometro analogico a filo c[illegible] vertitore 0-20 mA;

consumo di combustibile - i valori di tale grandezza sono stati rilevati in modo discontinuo, ma molto preciso, per pesata diretta (v. fig. 15), e con contatore integratore volumetrico a lettura diretta. È stato inoltre controllato in modo continuo il valore di portata istantanea volumetrica di gasolio con apposito contatore per olio combustibile SWISS e relativo convertitore con uscita analogica 0-20 mA, misurando ogni 300 ore circa di funzionamento il peso specifico del combustibile impiegato, il cui valore medio, molto costante sull'intero arco della campagna sperimentale, è risultato pari a 0,83 kg/litro.

In basei ai valori di portata massica di aria comburente e di combustibile in ingresso è stato possibile derivare la portata massica dei gas esau-

FIG. 14 - INSTALLAZIONE DEGLI STRUMENTI SULL'IMPIANTO DI COGENERAZIONE DI PETTINATURA EUROPA



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

sti e quindi la potenza termica Q_g di questi in uscita dal sistema di recupero;

potenza elettrica - è stata misurata in modo discontinuo indiretto mediante letture di corrente, tensione e cos φ su appositi strumenti analogici, ed è stata rilevata in modo continuo tramite convertitore con indicatore digitale ed uscita analogica 0-20 mA;

potenza termica ceduta all'acqua di processo - sono stati effettuati rilievi in modo indiretto, discontinui della portata dell'acqua tramite asametro e del salto termico entrata-uscita sistema di recupero del calore mediante termometro digitale FLUKE (sensibilità a $\pm$ 0,1 °C). Nella determinazione di quest'ultima grandezza si è eliminata la influenza di eventuali errori sistematici invertendo, durante i rilievi, la posizione montevalle delle sonde di temperatura. La potenza termica scambiata è stata inoltre misurata in continuo con contacalorie SWISS, ad uscita analogica 0-20 mA già convertita in potenza termica. L'accordo fra la risposta di tale strumento ed i risultati dei rilievi discontinui portata-salto termico è risultato sorprendentemente spinto: infatti il divario mediamente fra le due indicazioni è risultato inferiore all'1%.

Mentre le ore di esercizio dell'impianto sono state controllate mediante contaore di bordo del gruppo elettrogeno, i vari dati di processo sono stati inviati ad un registratore multicanale PHILIPS KS 8237, visibile sulla sinistra in fig. 2. Per quanto concerne il controllo discontinuo delle emissioni del motore diesel del gruppo di cogenerazione, esso è stato effettuato con fumimetro BOSCH ed analizzatore TELEDYNE 980, strumenti già impiegati in precedenti esperienze condotte dall'Enea in collaborazione con la Tenci Energy Saving. Nelle tabelle 1a e 1b sono riportate, a titolo di esempio, schede riassuntive di alcuni rilievi giornalieri effettuati sull'impianto di Pettinatura Europa.

Nella tabella 1a si ha:

— data in cui viene effettuata la misura;

— ore di esercizio del sistema di cogenerazione con l'apparato di recupero del calore nell'assetto definitivo;

— temperatura e portata massica di aria comburente;

— portata massica di combustibile in ingresso e di gas esausti in uscita;

— potenza elettrica P_e erogata dal gruppo e

TABELLA 1a - SCHEDA RIASSUNTIVA DI ALCUNI

Data	Ore di esercizio impianto in assetto definitivo	t (°C) Aria aspirata / G (kg/h) Aria aspirata	G (kg/h) Combustibile / G (kg/h) Gas combusti
28/11/85	740	19,3	43,5
		1174,5	1218
5/12/85	806	23,7	51,4
		1287,5	1339
12/12/85	854	24,5	47,4
		1207,6	1255
16/12/85	885	25,2	45,4
		1204,6	1250
7/1/86	892	17,6	42,7
		1177,3	1220
9/1/86	924	17,6	45
		1180	1225
13/1/86	962	21,2	43,2
		1104,8	1148
28/2/86	1103	20,2	45,4
		1223,6	1269
3/4/86	1217	25,1	34
		1036	1070
5/5/86	1468	24,7	40,1
		1099,9	1140
3/6/86	1737	30	38,6
		1091,4	1130
18/6/86	1912	28	38,5
		1090,5	1129

t = TEMPERATURA (°C)

G = PORTATA IN MASSA (kg/h)

Pe = POTENZA ELETTRICA (kW)
η_e = RENDIMENTO ELETTRICO

t_L = TEMPERATURA LETTO FLUIDO (°C)

Q_{GAS} = POTENZA TERMICA CEDUTA DAL GAS DI SCARICO NELL'SCLF (kW)

ti = TEMPERATURA ACQUA INGRESSO SCAMBIATORE H_2O/H_2O

tu = TEMPERATURA ACQUA USCITA SCAMBIATORE H_2O/H_2O

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

ILIEVI SPERIMENTALI SULL'IMPIANTO DI PETTINATURA EUROPA

Pe (kW) / η_e	Temperatura Gas (°C) In	Out	t_L (°C)	Q_{GAS} (kW)	Temperatura H_2O (°C) ti	tu = ti_{SCLF}	tu_{SCLF}	Q_{H_2O} (kW) H_2O/H_2O	H_2O/GAS	η_{sg}	ϵ_{sg}	ϵt_{sg}	ϵ_T	ϵ_{COG}	U (W/m²°C)
190 / 0,37	465	155	160	109	8,8	33,6	57,4	98,3	93,7	0,86	0,72	0,62	0,59	0,74	155
235 / 0,38	540,6	178,7	187	141	6,9	32,3	58,3	118	121	0,84	0,71	0,60	0,64	0,78	161
213 / 0,38	507	166,6	170	124	5	30,9	56	114,4	110,9	0,89	0,71	0,64	0,62	0,78	166
210 / 0,39	505	165,2	172	123,5	5,2	32,6	58,9	114,7	110,3	0,89	0,72	0,64	0,68	0,81	166
197,4 / 0,39	487,5	168,2	175	111	4,8	34,6	63,8	96	94	0,85	0,70	0,60	0,61	0,76	142
1974 / 0,39	480,3	163,6	166	113	3,3	31,7	58,9	93,3	97,4	0,83	0,70	0,58	0,57	0,73	153
189,4 / 0,37	470,7	153,3	158	106	3,8	30,1	55,2	92	96,2	0,87	0,72	0,62	0,52	0,74	158
210 / 0,39	498	160	165	125	3,0	27,7	54	100	107	0,86	0,72	0,62	0,63	0,77	163
160 / 0,397	457	145,3	150	97	6,0	36,2	61,7	96	82	0,85	0,74	0,63	0,73	0,83	154
176 / 0,37	473	151,4	157	106	10,3	35,5	61,4	93,6	96,4	0,90	0,73	0,66	0,63	0,77	168
174 / 0,38	475	143,2	148	109	12,1	36,7	61,3	103	103	0,94	0,76	0,71	0,72	0,83	197
174 / 0,38	473,5	144	151	108	13,5	38,5	62,8	99	96	0,89	0,76	0,67	0,69	0,81	182

ti_{SCLF} = TEMPERATURA ACQUA INGRESSO SCLF

tu_{SCLF} = TEMPERATURA ACQUA USCITA SCLF

Q_{H_2O} = POTENZA TERMICA RECUPERATA DALL'ACQUA

η_{sg} = RAPPORTO FRA POTENZA TERMICA ASSORBITA DALL'ACQUA E POTENZA TERMICA CEDUTA DAI GAS DI SCARICO NELL'SCLF

ϵ_{sg} = EFFICIENZA DELL'SCLF = RAPPORTO TRA SALTO TERMICO DEI GAS DI SCARICO E LA DIFFERENZA TRA TEMPERATURA DI INGRESSO GAS E TEMPERATURA DI INGRESSO ACQUA NELL'SCLF

ϵt_{sg} = EFFICIENZA TOTALE DI SCAMBIO TERMICO DELL'SCLF = $\eta_{sg} \cdot \epsilon_{sg}$

ϵ_T = EFFICIENZA TERMICA TOTALE DELL'IMPIANTO DI COGENERAZIONE = RAPPORTO TRA POTENZA TERMICA INTRODOTTA CON IL COMBUSTIBILE E POTENZA TERMICA EROGATA

ϵ_{COG} = INDICE DI UTILIZZAZIONE DEL COMBUSTIBILE = RAPPORTO TRA SOMMA DELLA POTENZA ELETTRICA EROGATA E DELLA POTENZA TERMICA RECUPERATA, E LA POTENZA TERMICA INTRODOTTA CON IL COMBUSTIBILE

U = COEFFICIENTE GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO (W/m² °C)

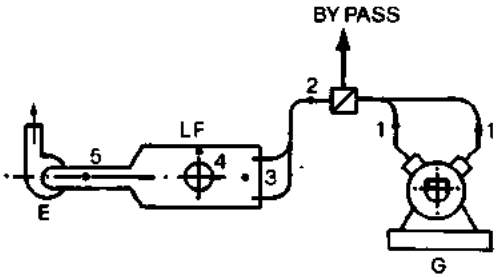
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

rendimento elettrico del cogeneratore = P_e/potenza introdotta con il combustibile;
— temperatura dei gas di scarico del motore prima e dopo il letto fluido;
— temperatura media del letto t_L;
— potenza termica Q_{gas} ceduta dai gas di scarico fra entrata ed uscita dall'SCLF;
— ti = temperatura acqua entrata nello scambiatore H_2O/H_2O FLOVEX;
— tu = temperatura uscita acqua FLOVEX = temperatura entrata nell'SCLF;
— tu_{SCLF} = temperatura acqua uscita SCLF;
— Q_{H_2O} = potenza termica ceduta all'acqua di processo dal FLOVEX e dall'SCLF;
— η_{sg} = rapporto fra potenza termica assorbita dall'acqua e potenza termica ceduta dai gas di scarico nell'SCLF;
— ϵ_{sg} = efficienza dell'SCLF = rapporto fra salto termico dei gas di scarico e la differenza fra temperatura di ingresso gas e temperatura di ingresso acqua nell'SCLF;

TABELLA 1b - PERDITE DI CARICO LUNGO IL PERCORSO DEI GAS DI SCARICO IN ALCUNI RILIEVI SPERIMENTALI SULL'IMPIANTO DI PETTINATURA EUROPA

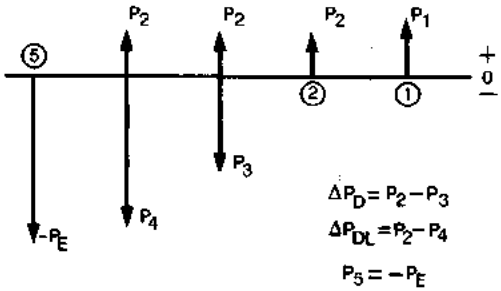
Data	Ore di esercizio impianto in assetto definitivo	Perdite di carico (mm H_2O)				
		p_1	p_2	Δp_D	Δp_{DL}	$-p_E$
28/11/85	740	210	190	470	900	720
5/12/85	806	370	350	580	1.070	720
12/12/85	854	300	260	530	990	730
16/12/85	885	300	265	540	990	720
7/1/86	892	240	230	480	980	750
9/1/86	924	240	210	420	940	720
13/1/86	962	230	200	430	950	740
28/2/86	1.103	420	390	570	840	460
3/4/86	1.217	260	250	390	840	590
5/5/86	1.468	280	250	410	760	500
3/6/86	1.737	260	250	430	820	580
18/6/86	1.912	260	230	410	780	540

PERCORSO DEI GAS



E: ESAUSTORE
LF: SCAMBIATORE A LETTO FLUIDO
G: GENERATORE

ANDAMENTO DELLE PRESSIONI LUNGO IL PERCORSO DEI GAS



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

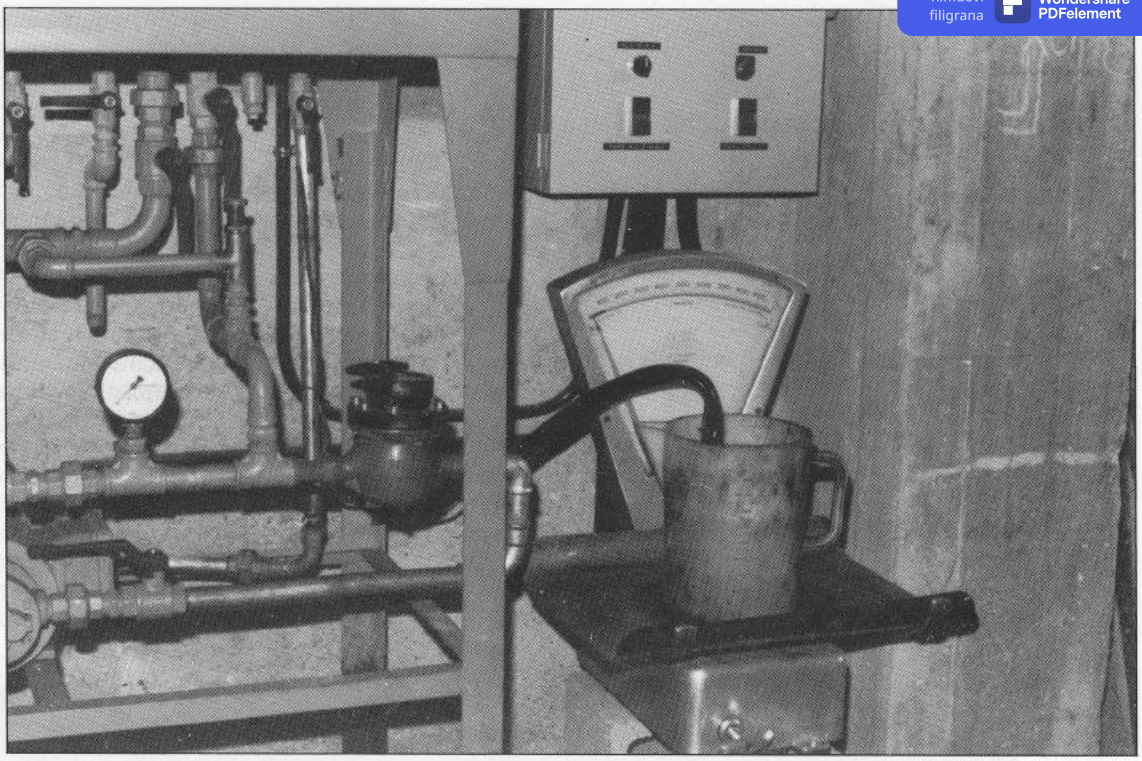


FIG. 15 - MISURA ISTANTANEA DELLA PORTATA MASSICA DI COMBUSTIBILE CONSUMATO DAL GRUPPO DI COGENERAZIONE

— ϵ_{tsg} = efficienza totale di scambio termico dell'SCLF = $\eta_{sg} \cdot \epsilon_{sg}$;

— ϵ_T = efficienza termica totale dell'impianto di cogenerazione = rapporto fra potenza termica totale recuperata e differenza fra potenza termica introdotta con il combustibile e potenza termica erogata;

— ϵ_{COG} = indice di utilizzazione del combustibile = rapporto fra la somma della potenza elettrica erogata e della potenza termica recuperata, e la potenza termica introdotta con il combustibile;

— U = coefficiente di scambio termico globale definito come:

$$U = Q_{H_2O} \Big/ \left[S\,(t_L - t_{mH_2O})\right] \qquad [1]$$

dove

S = superficie di scambio termico = 5,27 m²

t_L = temperatura media del letto ≃ $t_{gas\ out} + \Delta$

$t_{mH_2O} = (t_2 + t_3)/2$

Come già visto dettagliatamente in (1), il calcolo di U può essere eseguito mediante la [1], ove la temperatura media t_L del letto, rilevata con sonda immersa nello stesso, differisce, in presenza di una buona fluidizzazione, per $\Delta = 5 \div 6$ °C dalla temperatura media di uscita dei gas dallo scambiatore, essendo la caduta di temperatura degli stessi praticamente tutta concentrata nei getti dei diffusori.

Nella tabella 1b si ha:

— data in cui viene effettuata la misura;

— ore di esercizio impianto in assetto definitivo;

— p_1 = contropressione totale al collettore turbine (punto 1) motore: è determinata dalla somma di tutte le perdite di carico caratterizzanti il percorso dei gas fino all'espulsione all'atmosfera;

— p_2 = contropressione, come p_1, di segno positivo, a monte dell'SCLF (punto 2) determi-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

nata dalla somma delle perdite di carico comprese fra l'ingresso nei diffusori del gas e l'espulsione all'atmosfera;

— Δp_D = perdita di carico monte-valle sistema di distribuzione del gas;

— Δp_{DL} = perdita di carico totale ai capi dell'SCLF (diffusori + letto);

— p_E = depressione a monte dell'esaustore, determinata dalle caratteristiche di questo in funzione di portata e temperatura del fluido esausto.

Nell'esaminare i dati riportati a titolo di esempio in tab. 1b, per quanto concerne la misura delle pressioni va ricordato che questa è stata effettuata senza intervento di trasduttori, ma in modo discontinuo con manometri ad U di opportune caratteristiche. Dato però il tipo di funzionamento del gruppo ad isola, e quindi non a potenza costante, date le intrinsecamente fluttuanti condizioni di funzionamento di un componente come l'SCLF, stante inoltre la impossibilità, a causa del numero, di una lett istantanea e contemporanea dei diversi manometri, i dati di pressione sono sempre risultati molto fluttuanti e quindi affetti da una indeterminazione che può essere valutata pessimisticamente pari in media a $\pm$ 10 mmcdA.

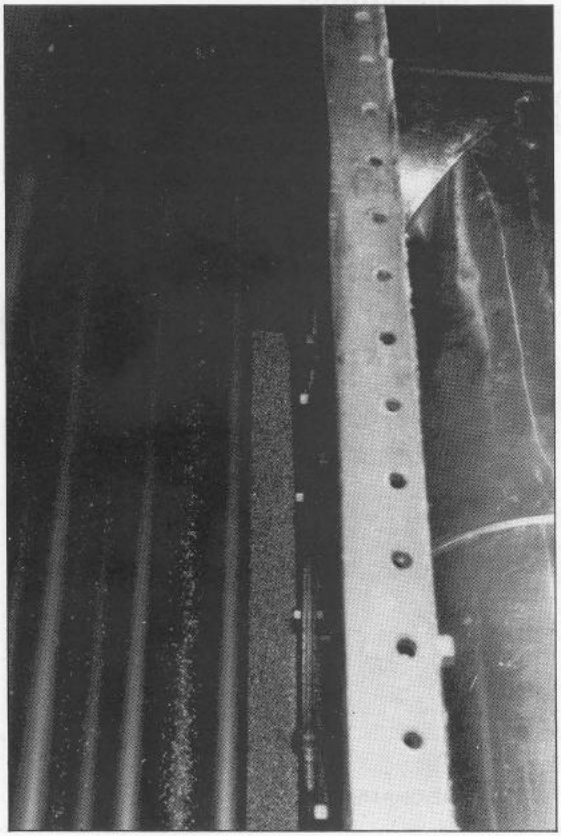
Dai numeri riportati nella tabella 1b per p_1 e p_2, e dall'esame delle schede giornaliere di rilievo dati sperimentali per quanto concerne i valori assoluti di p_4 e p_E appare comunque, nonostante le fluttuazioni delle grandezze interessate, sempre presente una differenza $p_1 - p_2$, $p_E - p_4$ che, come evidenziato nello schema annesso alla tab. 1b, risulta determinata dalle perdite di carico fra i punti 1 e 2, 4 e 5 del percorso dei gas di scarico.

FIG. 16 - VISTA INTERNA DELLO SCAMBIATORE (DOPO 1989 ORE DI FUNZIONAMENTO)
(In basso e a destra)

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Risultati conseguiti

Oltre alla determinazione quantitativa precisa delle diverse grandezze caratterizzanti tali tipi di impianti, a nostro avviso il principale risultato che la campagna sperimentale presso Pettinatura Europa ha permesso di conseguire è la certezza che recuperatori di calore del tipo SCLF, senza richiedere alcun intervento manutentivo, possono funzionare con gas "sporchi" come quelli in uscita da motori diesel, aventi cioè cospicui carichi di particelle solide particolarmente appiccicose, per un numero di ore superiore a quanto comporta l'annualità di esercizio in condizioni gestionali di stabilimento con doppio turno giornaliero ed interruzione domenicale.
Come già visto in un contesto diverso (1), lo sporcamento delle superfici di scambio in un SCLF,



passato un periodo transitorio ore a seconda delle vicissitudini gestionali dell'impianto, raggiunge un valore asintotico che fa sì che il coefficiente di scambio globale U e la efficienza ϵ_{sg} non variino più in modo sensibile con il tempo, a meno che non intervengano fatti nuovi e significativi dal punto di vista motoristico, come fra poco vedremo.
A testimonianza di quanto detto, in fig. 16 è riportata una veduta interna dello scambiatore dopo 1989 ore di funzionamento con l'apparato di recupero del calore dell'impianto cogenerativo in assetto definitivo: le foto mostrano con chiarezza che i tubi d'acqua sono privi o quasi di depositi di fuliggine, mentre i costituenti elementari del letto (sferette di vetro) hanno un aspetto particolarmente brillante. I depositi o scaglie di fuliggine, prelevati in occasione di tale intervento di tipo esclusivamente ispettivo, misurati con il micrometro, hanno evidenziato spessori massimi dell'ordine dei 200-300 μm. Nelle foto scattate al fascio tubiero di questa prima versione dell'SCLF si individuano inoltre tracce di corrosione sui tubi d'acqua più freddi (l'SCLF è realizzato, per ottenere il voluto salto di temperatura dell'acqua di processo, con 4 passaggi d'acqua), tracce che appaiono comunque, nonostante il materiale costituente il fascio tubiero sia acciaio al carbonio (CO,3%, MnO,8%, SiO,3%), di relativamente scarsa importanza.

La determinazione quantitativa delle diverse grandezze caratterizzanti l'impianto e l'esame del loro andamento temporale medio è comunque di estrema utilità per meglio comprendere i legami di interdipendenza fra queste e la influenza che alcune caratteristiche gestionali del motore primo hanno sulla complessa fenomenologia in atto soprattutto nello scambiatore a letto fluido. A tale proposito un fatto purtroppo negativo accaduto durante la sperimentazione presso Pettinatura Europa circa dopo 1130 ore di funzionamento in assetto definitivo e che viene ovviamente evidenziato dall'andamento temporale della potenza elettrica prodotta P_e, è stato la rottura di uno dei tre commutatori di interblocco colleganti il gruppo di cogenerazione alle utenze preferenziali di stabilimento: da tale momento τ la campagna sperimentale, a causa della impossibilità di sostituzione del commutatore, è proseguita con il gruppo in grado di riversare in stabilimento una potenza massima di soli 180 kWe, e ciò a scapito ovviamente della remuneratività dell'impianto stesso.

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 17 - ANDAMENTO NEL TEMPO DELLA POTENZA ELETTRICA EROGATA DAL GRUPPO DI COGENERAZIONE

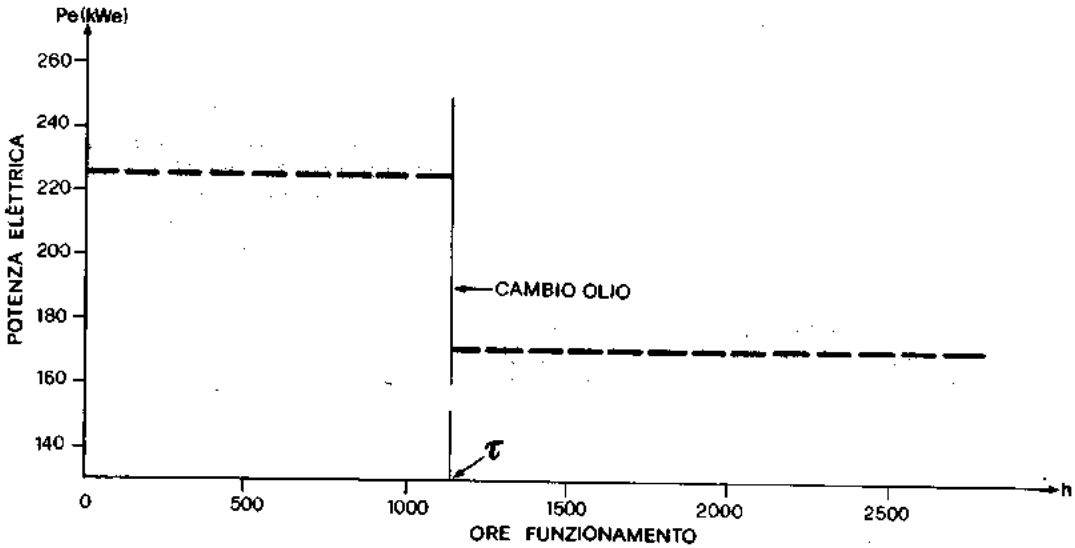
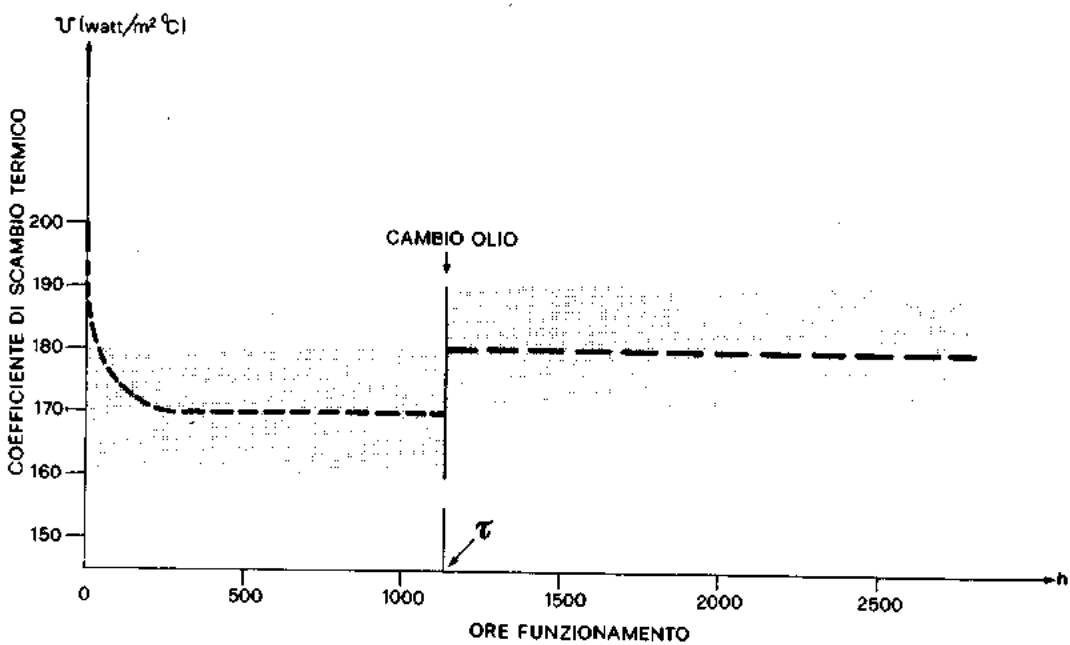


FIG. 18 - ANDAMENTO NEL TEMPO DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO GLOBALE NELL'SCLF



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 19a - ANDAMENTO TEMPORALE DELLA EFFICIENZA DI SCAMBIO (ϵ_{sg})

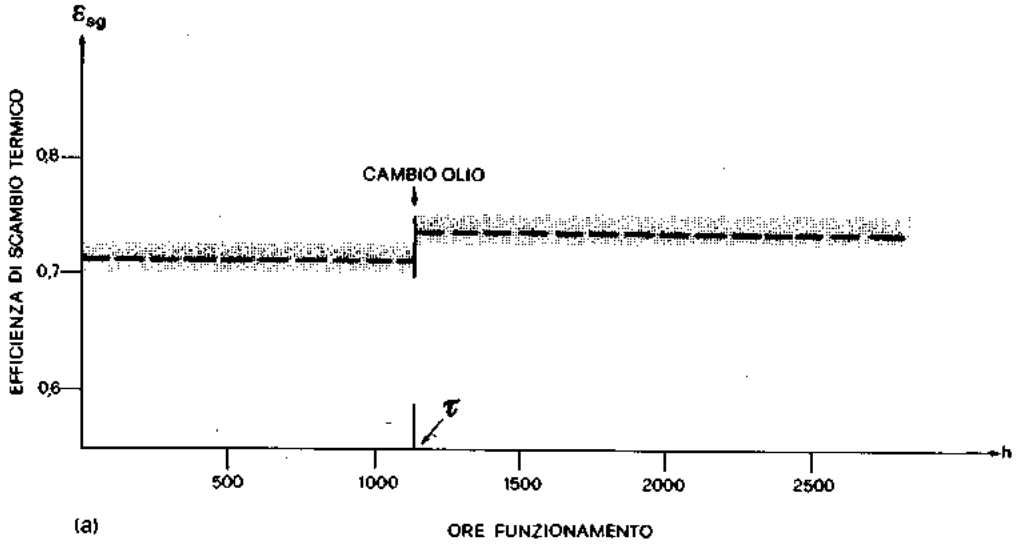
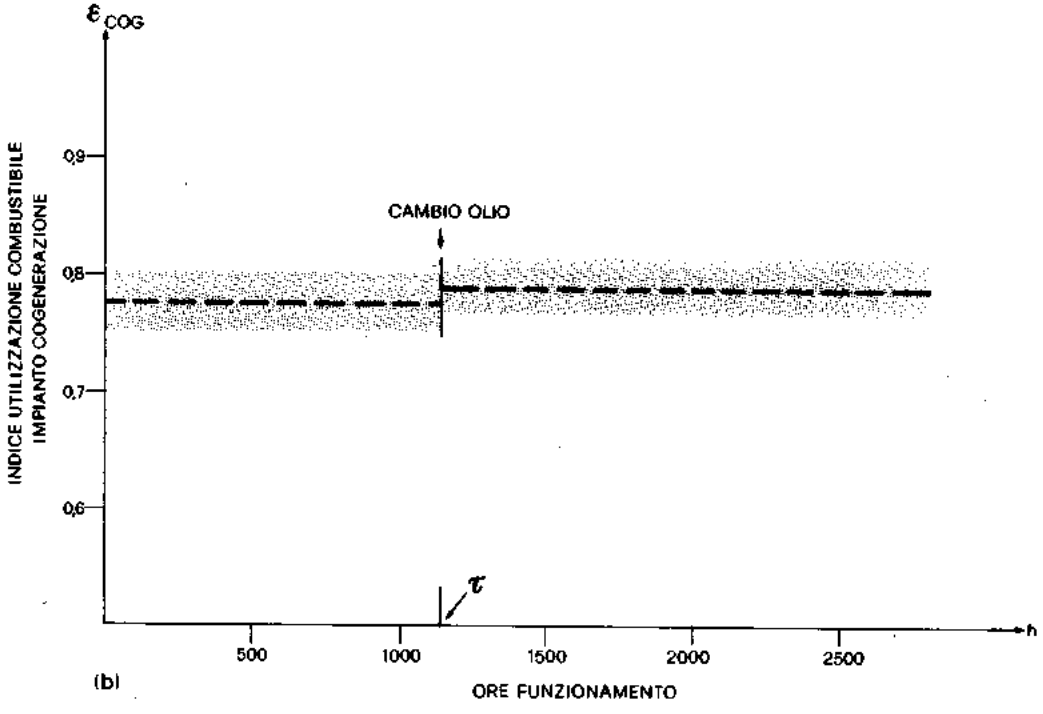


FIG. 19b - ANDAMENTO TEMPORALE DEL COEFFICIENTE DI UTILIZZAZIONE DEL COMBUSTIBILE (ϵ_{COG})



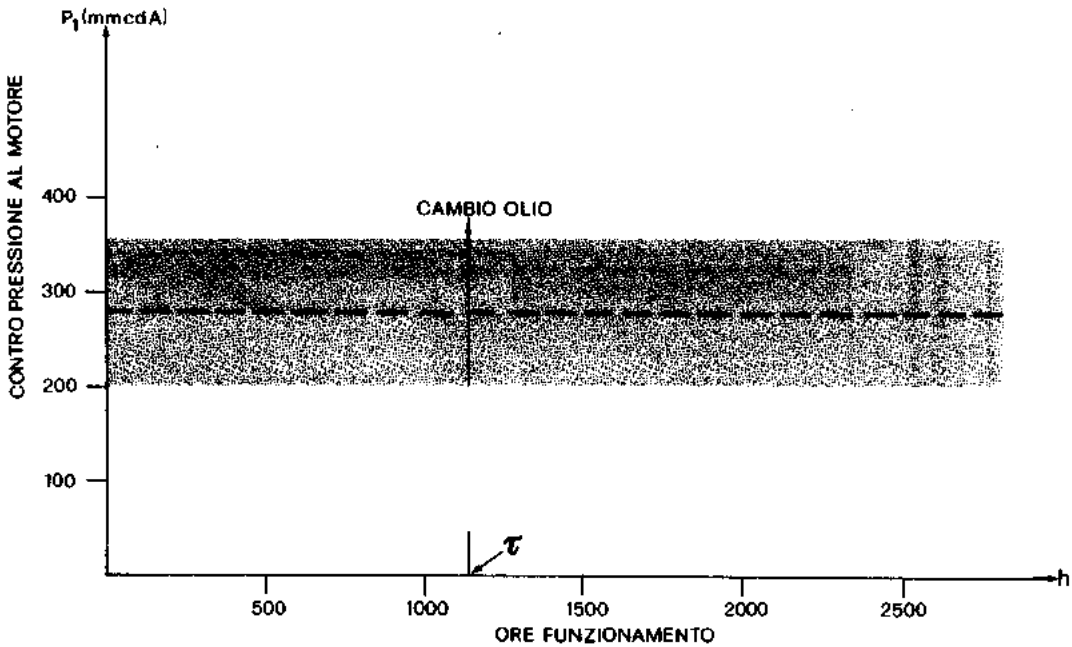
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Ciò appare in modo netto nel diagramma di fig. 17 ove sono riportati, in funzione del tempo, i limiti di variazione di P_e. Prima del verificarsi del guasto all'istante τ, il gruppo aveva senza problemi erogato potenze di punta di 250 kWe e comunque non era mai stato, neppure per brevi istanti, sottoimpiegato a livello di $P_e < 200$ kWe. Dopo τ, la potenza generata dal gruppo e riversata sulle utenze privilegiate, non essendosi provveduto alla sostituzione dell'interblocco andato fuori servizio, è risultata variabile fra 160 e 180 kWe.

Essendosi approfittato però dell'insorgere di tale problema per provvedere, in corrispondenza di τ, ad operazioni di normale manutenzione del motore ed essendosi ritenuto opportuno in tale ambito, vista la necessità di frequenti rabbocchi di olio, sostituire nel circuito di lubrificazione del motore il vecchio con un nuovo tipo di olio di più elevate caratteristiche, sono apparsi fenomeni inizialmente in parte "mascherati" dalla dispersione dei rilievi sperimentali, ma successivamente, dopo alcune centinaia di ore, apparsi in modo definito oltre ogni ragionevole dubbio, anche tenendo conto della fluttuazione delle diverse grandezze misurate.

Va detto innanzitutto che l'adozione del nuovo tipo di lubrificante ha eliminato la necessità di qualsiasi rabbocco di olio fra un cambio e l'altro: è quindi legittimo supporre che si siano annullati o comunque drasticamente ridotti i trafilamenti di lubrificante fra le fascie e quindi la percentuale di olio presente in camera di scoppio e poi nei gas di scarico da questa defluenti. Tale fenomeno ha ridotto molto probabilmente la appiccicosità del soot che tende a depositarsi sulle superfici esterne dei tubi d'acqua ostacolando lo scambio termico: ciò è evidenziato dall'aumento di circa il 5 ÷ 6% del valore medio del coefficiente di scambio termico globale U (v. fig. 18) e dalla variazione, in senso positivo, anche se quantitativamente meno significativa, della efficienza di scambio termico ϵ_{sg} (v. fig. 19 - a) e

FIG. 20 - ANDAMENTO TEMPORALE DELLA CONTROPRESSIONE AL MOTORE



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

del coefficiente di utilizzazione del combustibile ϵ_{COG} (v. fig. 19 - b).
Nessun effetto per contro si è evidenziato nell'andamento della contropressione al motore, che dalle caratteristiche fisiche dei gas di scarico (soprattutto dalla viscosità cinematica), a parità di esaustore, avrebbe potuto essere influenzata, sia pure molto indirettamente, attraverso la dipendenza delle perdite di carico dal numero di Reynolds. Avendo luogo però il deflusso dei gas in regime nettamente turbolento, anche se presente, tale effetto è di entità talmente limitata da risultare assorbito dagli errori e dalle fluttuazioni caratterizzanti i rilievi sperimentali. In fig. 20 si vede quindi che la contropressione totale al collettore turbine P_1 per tutto l'arco di durata delle prove è risultata sempre contenuta fra 200 e 350 mmcdA, anche ai massimi livelli di potenza erogata, e quindi sempre di molto inferiore ai limiti imposti (500 mmcdA) dai motoristi per motori sovralimentati.

Dall'esame della notevole messe di dati sperimentali raccolti presso Pettinatura Europa si è raggiunta la certezza del livello di affidabilità caratterizzante gli SCLF nel campo del recupero di calore da fumi sporchi e si deduce che un futuro sviluppo di tali componenti, dopo il lungo lavoro svolto in questi anni su di essi dall'Enea, in collaborazione con la Gilardini spa e con la Tenci snc, può essere rappresentato ormai solo da una accurata ottimizzazione della superficie di scambio, basata sulla adozione di opportune alettature che, entro certi limiti, consentano una diminuzione delle dimensioni e del costo dei recuperatori stessi, peraltro già ora a livello competitivo rispetto ad altri tipi "tradizionali" di scambiatori di calore.

Bibliografia

(1) R. Evangelisti et al.. *"Lo scambiatore a letto fluido: una soluzione per il problema del fouling nel recupero di calore da fumi sporchi"*. Risparmio Energetico n. 12, pagg. 4-38, aprile-giugno 1986.

(2) *"Valvola deviatrice a tre vie per condotti industriali percorsi da fumi sporchi a media e alta temperatura"*. Risparmio Energetico n. 12, pagg. 69-70, aprile-giugno 1986.

(3) A. Sinchetto et al.: *"Recupero di calore dai gas di scarico di motori diesel mediante post combustione catalitica"*. Risparmio Energetico n. 13, pagg. 5-20, luglio-settembre 1986.

(4) *"Verifica dei benefici energetici ed economici derivanti dalla installazione di un sistema cogenerativo in una industria tessile laniera"*. Documento CIREB, 1986.

(5) N.I. Gelperin - V.G. Einstein, *"Fluidization"*, edito da Davidson e Harrison, Academic Press (1971) (pagg. 471-540).

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

NOTIZIARIO DELL'ENEA

RISPARMIO ENERGETICO

Anno 5 — n. 18 — ottobre-dicembre 1987

COMITATO SCIENTIFICO E DI REDAZIONE
Giuseppe Bianchi, Leonardo Biondi, Angiolo Ceroni, Emilio D'Errico, Ugo Farinelli, Riccardo Galli, William Mebane, Maria Luisa Perilli, Ferrante Pierantoni, Giuseppe Tomassetti, Paolo Valanti

DIRETTORE RESPONSABILE
Ferrante Pierantoni

DIRETTORE SCIENTIFICO
Emilio D'Errico

REDATTORE CAPO
Maria Luisa Perilli

GRAFICA E IMPAGINAZIONE
Mauro Ciamarra

COLLABORATORI
Hanno collaborato a questo numero:
Gianfranco Angelino, Leonardo Biondi, Luigi De Simone, Roberto Evangelisti, Flavio Grosso, Paolo Massacci, Mario Mazza, Maurizio Michelini, Giovanni Petrecca, Lucilla Pompilio, Rino Romani, Antonietta Ronchetti, Raffaele Scialdoni, Aldo Sinchetto, Pietro Tarquini, Pier Luigi Tenci, Giuseppe Tomassetti, Emanuele Tozzo, Amedeo Trolese, Giampaolo Valentini

COPERTINA
Ettore Vitale

GRAFICI
SIGNUM grafica

MAILING LIST
Franco Caporossi

STAMPA
I.G.E.R. - via E.Q. Visconti 11/B - Roma
Tel. 352084-3595580

DIREZIONE E REDAZIONE
Enea, v.le Regina Margherita, 125
Tel. 85281, 00198 Roma

PUBBLICITÀ
GE.RE.CON Italia s.r.l.
piazzale delle Belle Arti, 6 - 00196 Roma
Tel. 3619054

AUTORIZZAZIONE
Tribunale Civile di Roma n. 431
del 28/12/1982 del Registro della Stampa

ABBONAMENTI
Italia L. 20.000 Estero L. 40.000
cc/p n. 35504000 intestato a ENEA,
v.le Regina Margherita, 125 - 00198 Roma
Spedizione in abb. post. Gruppo IV - 70%

EDITORIALE 2

R. Evangelisti - A. Sinchetto - P. Tenci

Produzione di vapore mediante recupero di calore da gas di scarico di motori diesel 5

G. Petrecca

I consumi energetici nelle imprese artigiane della provincia di Pavia 23

L. De Simone - R. Scialdoni - G. Tomassetti

Analisi delle attuali tecniche di smaltimento dei pneumatici 35

INTERVENTI DI RISPARMIO ENERGETICO 47

Pompa di calore elettrica alimentata da impianto di cogenerazione 48

INFORMAZIONE 59

Nuova iniziativa Enea per l'uso razionale dell'energia nelle piccole e medie aziende industriali/Accordo Enea-Italgas per lo sviluppo e la promozione di caldaie e componenti avanzati per il riscaldamento ambientale/Aumentano gli impianti di riscaldamento autonomo/Avviato il centro di documentazione sull'amianto/In crescita costante in Europa il riscaldamento urbano centralizzato/Trattamento del carbone e costi dell'elettricità/Scelta del tipo di macinazione per il carbone/Aumenta la quota di vetro riciclato/Obbligatorio in Danimarca il riciclaggio della carta/I mulini a torre/Comminuzione per impulsi elettrici/Stato dei programmi di ricerca statunitensi per la produzione di combustibili liquidi a partire dalle biomasse/Programmi Usa-Giappone per la commercializzazione delle celle a combustibile/Motori a fluido organico per la geotermia californiana/La progettazione termica degli edifici con il personal computer

CONVEGNI E MOSTRE 69

Nazionali ed internazionali sulle fonti di energia e sul risparmio energetico

BREVETTI 81

Brevetti internazionali sul risparmio energetico

LEGGI E NORME 83

Stato e Organi Normativi Centrali (elenco leggi, decreti, ecc.) 83
Legge di conversione n. 445, del 29/10/87 88
Sentenza n. 302 del 22/5/87 93
Regioni e Provincie Autonome (elenco leggi, decreti, ecc.) 95
Legge regionale n. 2 del 26/1/87 99
Legge regionale n. 34 del 23/4/87 108
Legge provinciale n. 11 del 5/5/87 117

PREZZI E TARIFFE 123

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

Produzione di vapore mediante recupero di calore da gas di scarico di motori diesel

R. Evangelisti - A. Sinchetto - P. Tenci

Considerazioni generali

È stato realizzato un impianto di cogenerazione con motore primo a ciclo diesel, in grado di produrre, a quanto ci consta primo del suo genere in Italia, vapore saturo secco mediante un recuperatore di calore parzialmente autopulente, percorso dai gas di scarico di un gruppo AIFO FIAT tipo 8361 I, erogante di targa 64 kWe come massima potenza elettrica continuativa. L'impianto in oggetto, che può produrre vapore ad una pressione massima di 12 bar, è installato presso lo stabilimento tessile Tintoria di Caselle (Torino) ed è dotato anche di uno scambiatore acqua/acqua motore, accoppiato al gruppo motore mediante termostato di serie. Tale installazione sperimentale, inserita in un reale contesto produttivo industriale di piccole dimensioni, ha a tutt'oggi superato positivamente le 4000 ore di esercizio, senza presentare grossi problemi manutentivi.

Ing. Roberto Evangelisti. Enea, Dipartimento Fonti Alternative e Risparmio Energetico
P.I. Aldo Sinchetto, P.I. Pierluigi Tenci, Tenci Energy Saving s.n.c., Torino

Le indicazioni emerse e la esperienza acquisita in questa prima fase di gestione dell'impianto hanno permesso di ottimizzare ed iniziare la industrializzazione del particolare generatore di vapore, realizzato nel frattempo in diversi esemplari dalla Ecoterm Srl di Torino nella versione Savertherm, finalizzata al recupero di calore da gas esausti provenienti da diversi processi industriali. L'esperienza acquisita, unitamente ai dati accumulati con l'impianto realizzato presso la Pettinatura Europa di Ochieppo (Vercelli) (1) ha inoltre dimostrato che le industrie del settore, specie quelle di dimensioni medio-piccole, se opportunamente coinvolte, sono pronte a rispondere alle richieste del mercato, fornendo gli opportuni componenti e la indispensabile assistenza per la realizzazione e l'avviamento gestionale di impianti di cogenerazione di piccola taglia (< 1 MWe). Del resto nel panorama energetico attuale (settembre 1987) tali impianti si propongono nei contesti industriali penalizzati dall'avvento delle fasce multiorarie, e con costi del metano e/o del gasolio defiscalizzato che, per contro, consentono tempi di ritorno del capitale per l'impianto completo varianti fra i 3 ed i 5 anni, a seconda delle opzioni progettuali e del diverso contesto in cui vanno inseriti.

Va sottolineato comunque il fatto che, risolti i problemi tecnologici, gli ostacoli maggiori alla diffusione della cogenerazione con gruppi di piccola taglia, specie con motori diesel, derivano oggi da difficoltà di tipo istituzionale-normativo (complicatezza delle pratiche autorizzative, difficoltà burocratiche nell'ottenimento al diritto a combustibile defiscalizzato, prezzo poco attraente del kWh eventualmente riversato in rete, etc.). Soprattutto per potenziali piccoli utenti di impianti di cogenerazione, tali ostacoli potrebbero essere superati con disponibilità, a costi contenuti, di strutture di servizio per la diagnosi, l'installazione e la gestione dell'avviamento di tali impianti, in modo che le aziende siano scaricate dai vari problemi tecnici, istituzionali, di finanziamento, autorizzativi, etc.

Oltre ad evidenziare l'importanza di questi problemi in certi settori produttivi, l'esperienza effettuata a Ochieppo e Caselle ha offerto la opportunità di riabilitare, in un momento di costo unitario favorevole del relativo vettore energetico (gasolio a 200-220 lire/litro), la immagine degli impianti di cogenerazione con motori diesel, fino ad oggi definibile eufemisticamente non pro-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

prio brillante. E ciò a causa della scarsa affidabilità di funzionamento e/o del basso rendimento di recupero del calore dai gas di scarico nella quasi totalità degli impianti realizzati in questo ultimo decennio, che avrebbe dovuto per contro segnare il momento di maggiore sviluppo e diffusione di tale tipo di impianto.

Pur tenendo conto della variabilità dello scenario economico di riferimento, nel campo degli investimenti energetici la tecnologia della cogenerazione di piccola potenza (< 1 MWe) può oggi essere riproposta essendo stata ampiamente dimostrata sia la affidabilità dei componenti fondamentali per la produzione di acqua calda e/o vapore, sia il valore elevato del risparmio energetico ottenibile con recuperatori del calore contenuto nei gas di scarico in grado di mantenere nel tempo praticamente invariata la loro efficienza iniziale.

Le valutazioni economiche riguardanti l'impianto di Tintoria Caselle vanno effettuate alla luce di un costo medio dell'energia elettrica sopportato dalla azienda nel 1986 pari a 212 lire/kWh, di cui 136 lire/kWh per la sola energia e 76 lire kWh per supero di potenza. Il massimo contrattuale pattuito dalla azienda con l'Enel è del resto determinato dai limiti di portata della linea in bassa tensione. Per contro la conversione della fornitura da BT in MT comporterebbe, secondo calcoli della azienda, un costo tanto elevato da presentare un tempo di ritorno del capitale investito superiore ai 10 anni!

I principali risultati, dal punto di vista tecnico-economico, conseguiti nelle prime 3000 ore di esercizio dell'impianto in oggetto, inserito elettricamente "ad isola" nella rete di stabilimento, come vedremo nel prosieguo, mediante commutatore di interblocco automatico, possono così riassumersi:

- coefficiente di utilizzazione della potenza elettrica erogata = 72%;

- ricavo netto globale annuo, ai prezzi dei vettori energetici 1986 (gasolio a prezzo pieno) = 13 milioni di lire;

- previsione di ricavo netto globale per il 1987, con gasolio defiscalizzato e coefficiente di utilizzazione della potenza elettrica erogata pari al 94% (grazie alla adozione di un commutatore di interblocco ausiliario ed all'entrata in funzione dell'impianto di depurazione acqua) = 20 milioni di lire;

- costo centrale di cogenerazione di 64 kWe, comprese opere murarie, collegamenti di interfaccia con gli impianti esistenti, etc. = 60 milioni di lire.

Il tempo di ritorno del capitale è quindi, per la azienda tessile in questione, prevedibile intorno ai 3 anni, sia pure nelle attuali (settembre 1987) e particolari condizioni e aziendali e dei prezzi di fornitura di gasolio e kWh.

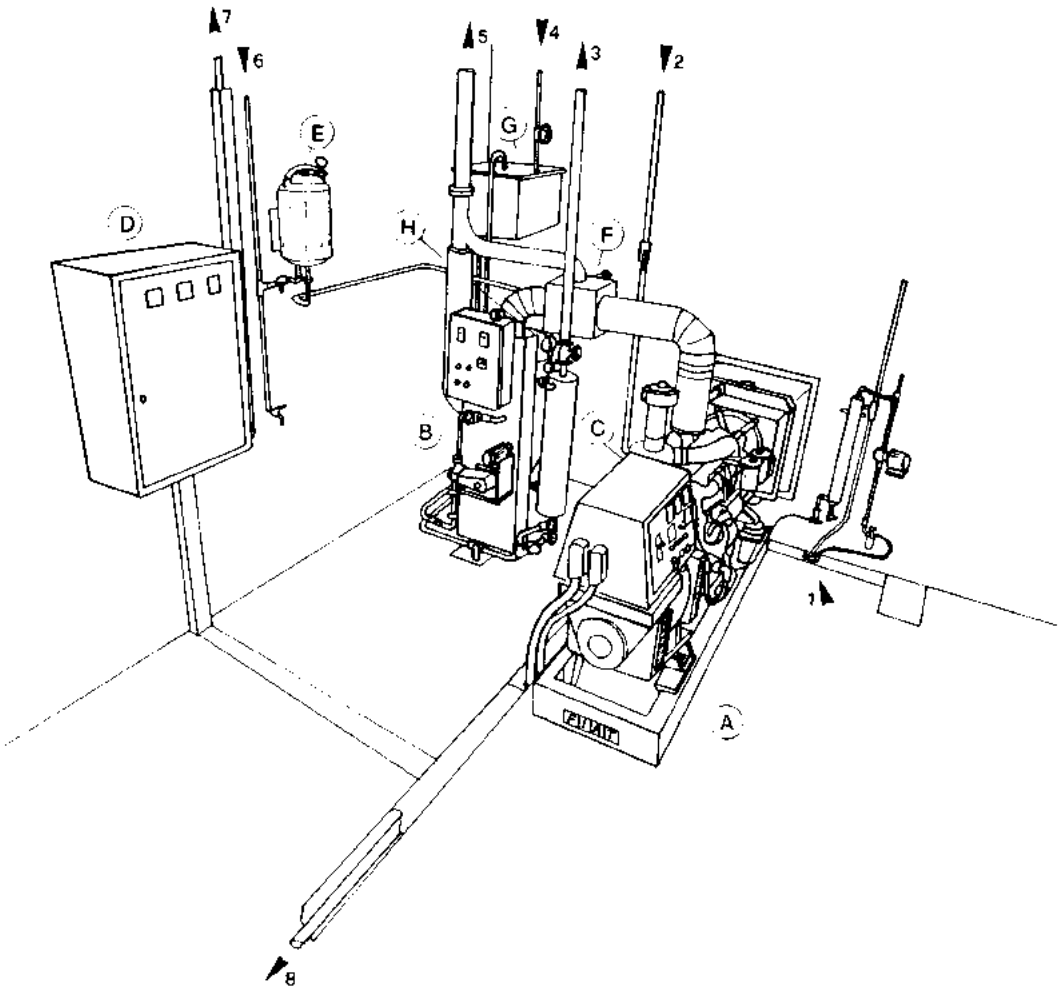
Inserimento dell'impianto nel contesto aziendale

L'impianto in oggetto, rappresentato schematicamente in fig. 1 e fotografato nelle figg. 2 e 3, è svincolato dal parallelo con la rete generale di distribuzione Enel: funziona quindi "ad isola", mentre il carico è allacciato tramite un apposito commutatore di interblocco automatico in grado di commutare simultaneamente dalla rete al gruppo elettrogeno non appena questo entra in funzione. A tale commutatore è previsto di accoppiarne un secondo, fig. 4, di portata inferiore, al quale sarà affidato il compito di gestire l'ottimizzazione della potenza elettrica media erogata dall'impianto di cogenerazione. In tal modo sarà possibile aumentare l'utilizzazione della potenza (nelle prime 3000 ore pari al 72%) fino a valori medi prossimi al nominale erogabile dal gruppo di cogenerazione, come si verifica nel funzionamento in parallelo con la rete, senza però incorrere negli inconvenienti gestionali che questo solitamente comporta. Va sottolineato comunque che in tale primo periodo la potenza elettrica dei carichi allacciati al cogeneratore ha raggiunto punte di addirittura 90 kWe, perfettamente sopportate dal gruppo.

Per definire con precisione in fase progettuale l'andamento degli assorbimenti di potenza dello stabilimento è stata condotta una indagine conoscitiva tramite molteplici registrazioni elettriche:

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 1 - CONFIGURAZIONE DI IMPIANTO DI COGENERAZIONE CON PRODUZIONE DI VAPORE SITO PRESSO LO STABILIMENTO TINTORIA DI CASELLE (TO)



A = GRUPPO ELETTROGENO AIFO 8361I
B = GENERATORE DI VAPORE ECOTERM
C = SCAMBIATORE H_2O / H_2O MOTORE (A PIÈ DI BASAMENTO)
D = QUADRO CONTATORI UTIF
E = SERBATOIO PRESSURIZZATO ACQUA LAVAGGIO GENERATORE VAPORE
F = VALVOLA DI BY-PASS
G = SERBATOIO CONDENSE DI ALIMENTAZIONE
H = CONDOTTE VAPORE LAVAGGIO GENERATORE DI VAPORE

1 = CONDOTTE GASOLIO ALIMENTAZ. MOTORE
2 = ARRIVO ACQUA RETE
3 = USCITA VAPORE
4 = ARRIVO CONDENSE
5 = USCITA GAS DI SCARICO
6 = ACQUA DI SERVIZIO
7 = PARTENZA LINEA ELETTRICA
8 = DISTRIBUZIONE ACQUA CALDA

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

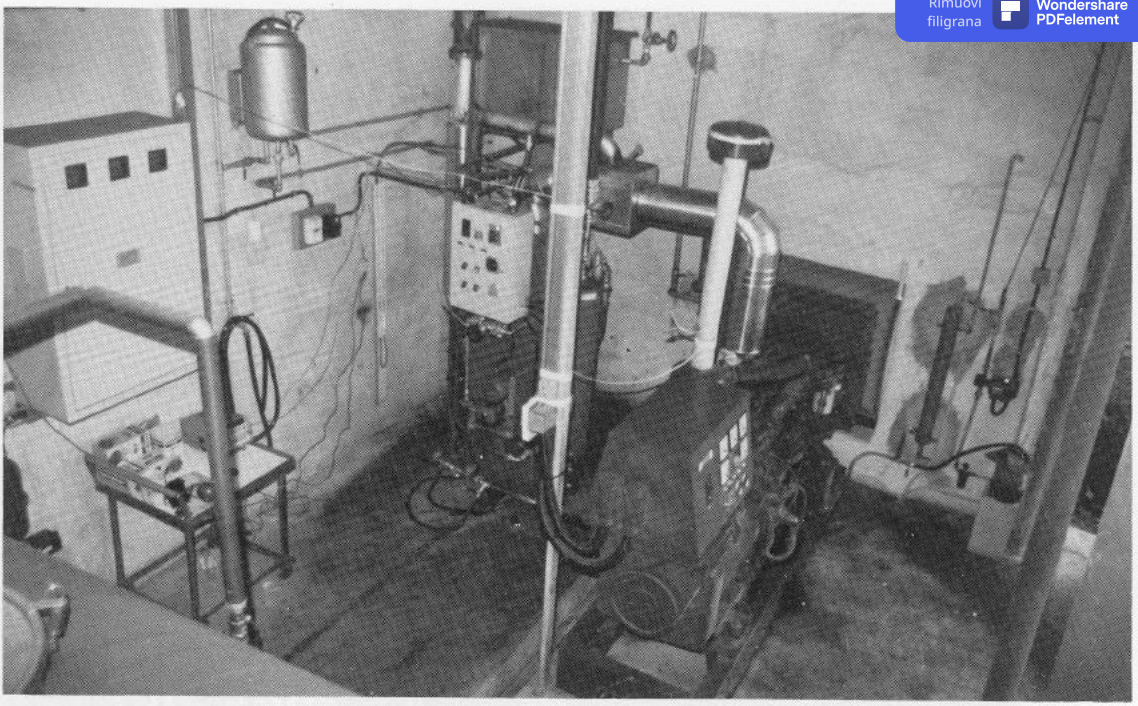


FIG. 2 - VEDUTA DELL'IMPIANTO DI COGENERAZIONE

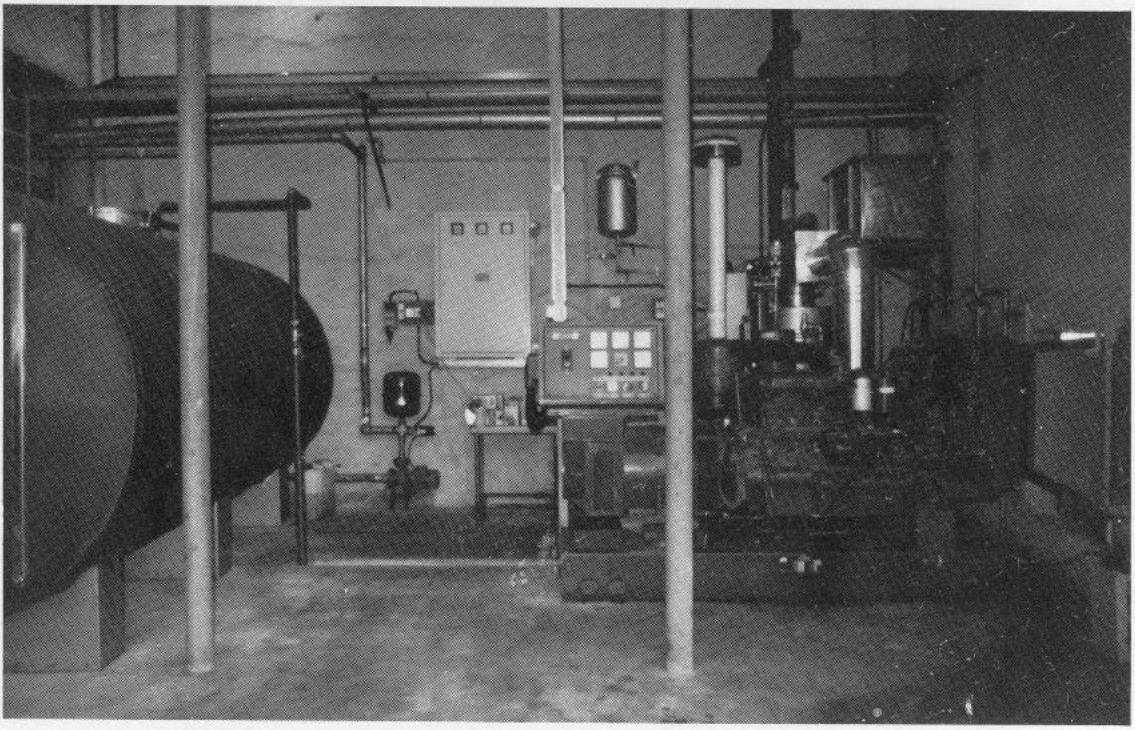


FIG. 3 - IMPIANTO DI COGENERAZIONE E SERBATOIO DI ACCUMULO DI ACQUA CALDA

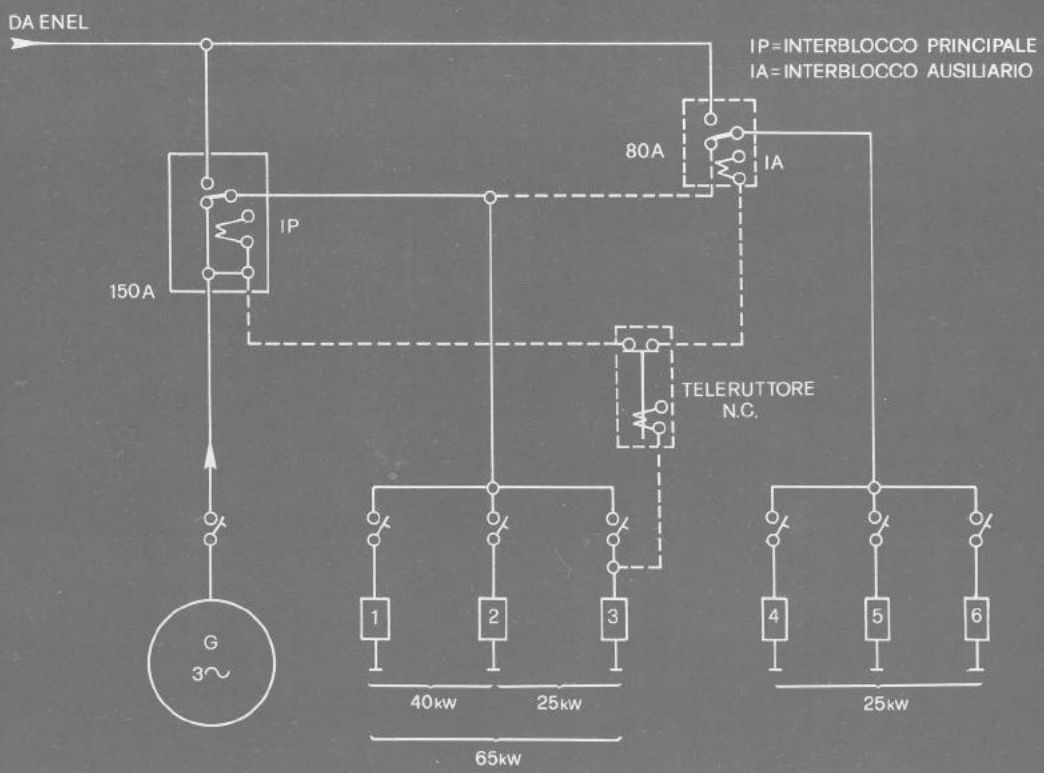
Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

tutti i diagrammi ricavati hanno evidenziato che la potenza assorbita dallo stabilimento è sempre superiore a quella erogabile dal cogeneratore tranne che nella prima ora mattutina e nell'ultima ora di lavoro serale. Fra breve entrerà però in funzione presso la Tintoria Caselle l'impianto di depurazione acque reflue, che assorbirà con costanza circa 10 kWe, che eleveranno tutto il diagramma di carico giornaliero aumentando, di conseguenza, la potenza media erogata dal gruppo elettrogeno.

Come già riscontrato nell'impianto di Pettinatura Europa, il funzionamento "ad isola" del generatore elettrico di un simile impianto di cogenerazione ha permesso di ottenere una notevole elasticità di funzionamento ed una relativa facilità di gestione, consentendo in tal modo alla azienda di non distrarre forze lavorative dai normali impegni di produzione. Le operazioni di inserimento dei carichi, condotte dall'addetto alla manutenzione con minimo impiego di tempo durante lo svolgimento delle sue mansioni ordinarie, consistono nell'avviamento del gruppo e nella chiusura di un comune interruttore tetrapolare inserito nel quadro di comando, dopo un breve periodo di riscaldamento del motore. Il quadro di interblocco a sua volta commuta, automaticamente ed istantaneamente, i carichi prescelti dalla rete al cogeneratore: per la fermata serale dell'impianto la manovra viene ripetuta con procedimento inverso.

La estrema semplicità di questo sistema tutela inoltre l'utente contro gli inconvenienti tecnici derivanti dal parallelo con la rete Enel e legati a dif-

FIG. 4 - SCHEMA ELETTRICO CON INTERBLOCCO PRINCIPALE ED AUSILIARIO



IL CARICO 3 ESCLUDE SEMPRE I CARICHI 4-5-6 DAL GRUPPO ELETTROGENO

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

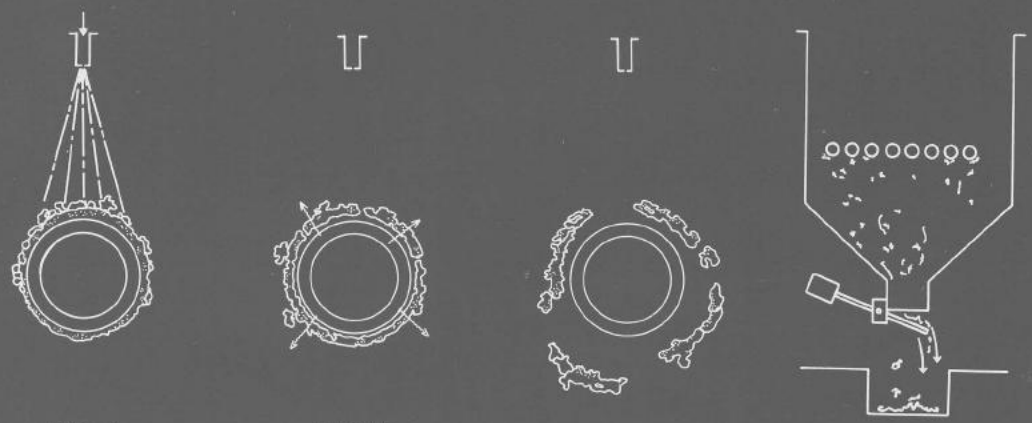
ficoltà di collegamento con il generatore, dovute alla perdita di sincronismo: in tal caso possono inoltre verificarsi rotture del giunto motore-alternatore, o di parti strutturali dell'alternatore stesso, a causa di microinterruzioni della forza motrice in rete. Questi rischi non sono sostenibili in impianti di cogenerazione di modesta potenza ove, per ragioni di costo, devono essere limitate all'essenziale le apparecchiature di protezione.

Caratteristiche tecniche del generatore di vapore

Tale componente, realizzato dalla ditta Ecoterm Srl, la cui linea produttiva comprende vari dispositivi finalizzati al recupero energetico, consente un parziale recupero dell'entalpia dei gas di scarico del motore diesel, senza richiedere onerose fermate per intasamento. Esso è in grado di produrre vapor saturo secco fino a pressioni di 12 bar, partendo da acqua demineralizzata a temperatura non superiore a 70°C: la produzione di vapore viene modulata in funzione della entalpia dei gas di scarico, in modo da consentire il funzionamento in isola del cogeneratore. Per garantire inoltre il mantenimento nel tempo di un elevato valore dell'efficienza di scambio, in fase realizzativa è stato predisposto un sistema che consente il lavaggio dello scambiatore utilizzando sia il vapore, sia acqua, sia aria compressa durante il servizio, senza interruzione del ciclo di produzione del vapore.

Il soffiaggio/lavaggio della serpentina provoca il distacco della fuliggine grazie all'azione combinata di 3 eventi, schematizzati in fig. 5: A - assorbimento di vapore/acqua calda da parte del soot, con relativo aumento del volume; B - essiccamento con riduzione di volume; C- rottura dell'anello di fuliggine e caduta delle croste sul fondo del recuperatore, reso opportunamente evacuabile con portello contrappesato. Nelle figg. 6 e 7 si vede lo sporcamento accumulato volutamente in più di 150 e 200 ore rispettivamente di esercizio, protratto senza operare al-

FIG. 5 - FASI DEL DISTACCO DELLA FULIGGINE DAI TUBI DELLO SCAMBIATORE



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

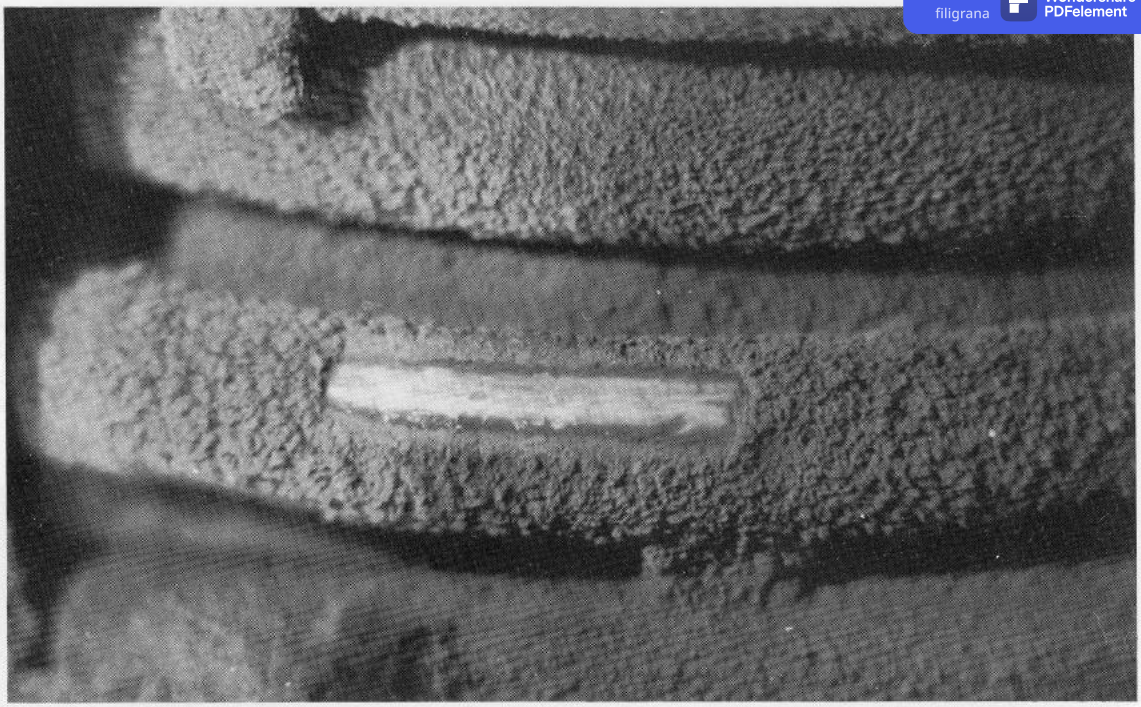


FIG. 6 - SPORCAMENTO A 158 ORE DI ESERCIZIO, SENZA AVERE EFFETTUATO ALCUNA OPERAZIONE DI LAVAGGIO, (Dettaglio)

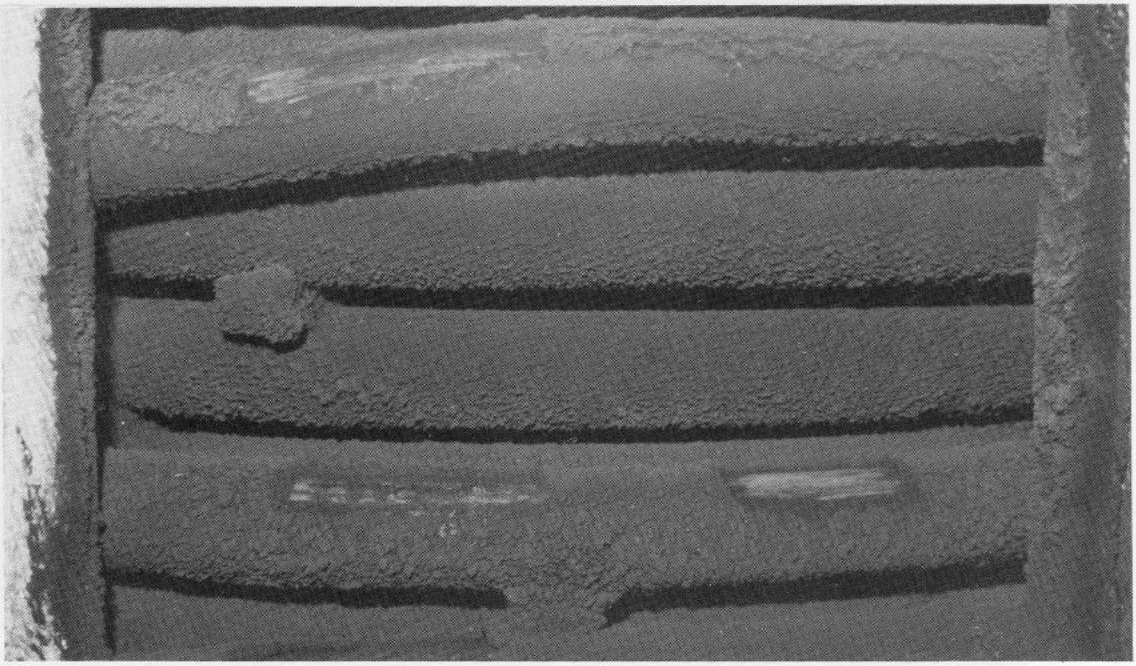


FIG. 7 - SPORCAMENTO A 213 ORE DI ESERCIZIO, SENZA AVERE EFFETTUATO ALCUNA OPERAZIONE DI LAVAGGIO

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

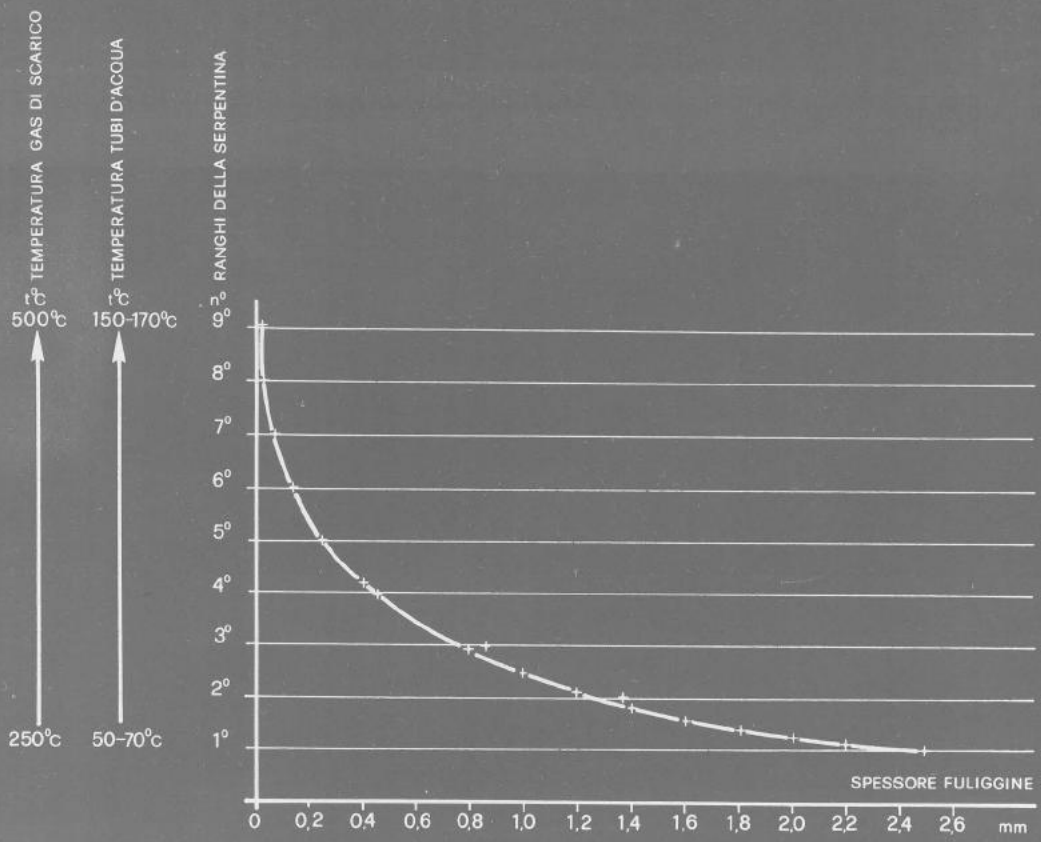
cun tipo di pulizia. In tali condizioni lo spessore della fuliggine aumenta sensibilmente dalle spire alte verso quelle basse, raggiungendo in queste ultime un valore massimo inferiore ai 3 mm (fig. 8).

Dopo le prime 1000 ore di funzionamento dell'impianto è stata adottata la prassi di effettuare un lavaggio solo, serale, con l'impianto ancora caldo ma non più in esercizio: in fig. 9 è fotografata la serpentina come si presenta al mattino seguente. I risultati appaiono estremamente confortanti e del tutto simili a quanto ottenuto con intervento manutentivo manuale di smontaggio e lavaggio accurato dopo le prime 213 ore di esercizio (fig. 10). Nei casi [illegible] continuo nei quali non sia adottabile tale tipo di procedura, è consigliabile asservire la mandata di vapore e/o acqua di lavaggio alla differenza fra temperatura di ingresso e temperatura di uscita dei gas di scarico in modo da mantenere elevata la efficienza di scambio.

I componenti principali della unità di recupero di calore-produzione di vapore sono:

- pompa a pistoni (da 11 litri/min. e 70 bar) dell'acqua da evaporare, in grado di modulare la portata della stessa in funzione delle condizioni di erogazione della potenza del motore (fig. 11).

FIG. 8 - DISTRIBUZIONE INDICATIVA DELLO SPESSORE DI FULIGGINE DOPO 213 ORE DI ESERCIZIO, SENZA ALCUN LAVAGGIO PRECEDENTE



Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

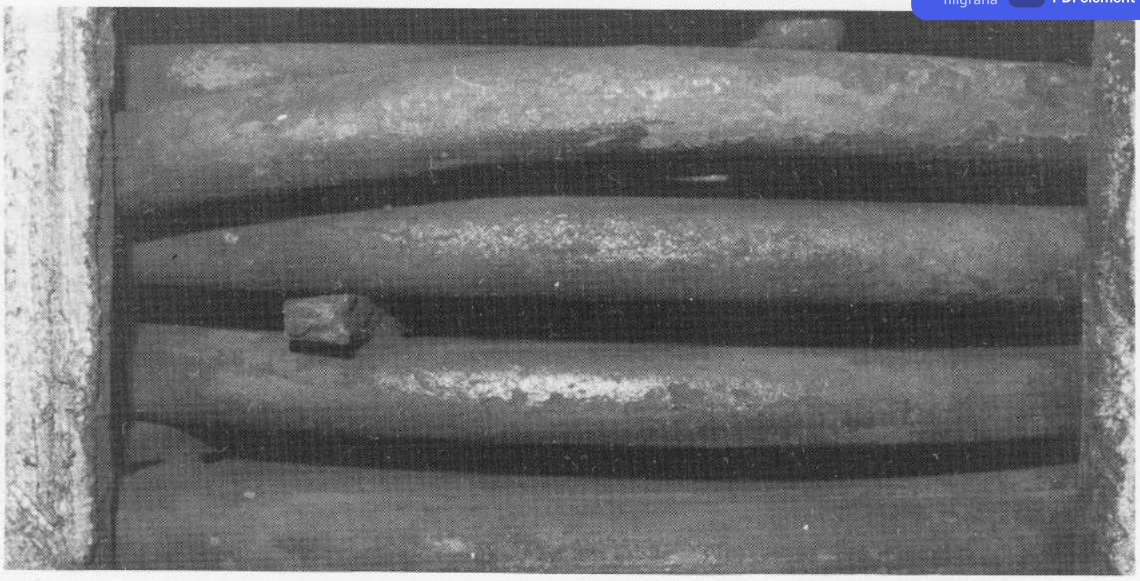


FIG. 9 - COME SI PRESENTA LA SERPENTINA AL MATTINO SEGUENTE DOPO AVERE EFFETTUATO IL LAVAGGIO SERALE, (Questa operazione è stata effettuata a partire da 1038 ore di esercizio)

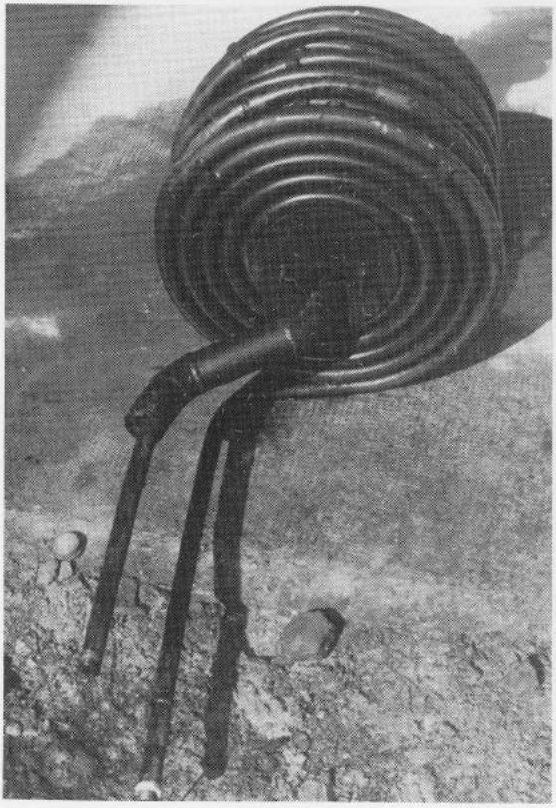


FIG. 10 - SERPENTINA LAVATA MANUALMENTE A 213 ORE DI ESERCIZIO, (Primo lavaggio e controllo)

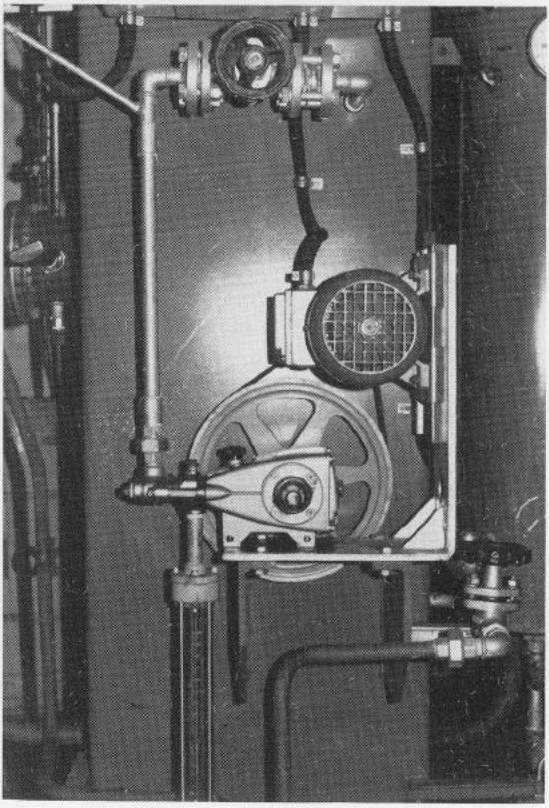


FIG. 11 - APPARATO DI POMPAGGIO ACQUA DA VAPORIZZARE

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

L'acqua di alimentazione viene prelevata dalla rete condense dello stabilimento ed addotta alla pompa tramite il serbatoio G (fig. 1), in modo da assicurare un sufficientemente basso grado di durezza, il chè garantisce contro l'insorgere di incrostazioni all'interno della serpentina del generatore di vapore;

- variatore elettronico della frequenza della tensione di alimentazione del motore asincrono di comando della pompa, che può in tal modo variare la sua velocità da 100 a 900 giri/min., comandato da un termometro inserito sulla uscita vapore;
- valvola di by-pass sui gas di scarico (fig. 12) (brev. Enea-Gilardini);
- portello di ispezione della serpentina, necessario sia per la verifica dello stato delle superficie di scambio che per effet[illegible] venti di lavaggio manuale (fig. 12);
- condotto di scarico reflui di lavaggio e fuliggine, con apertura a contrappeso calibrato, per effettuare il lavaggio in esercizio (fig. 12);
- barilotto per la raccolta delle condense (fig. 12);
- scarichi per lo svuotamento della serpentina e del barilotto. Quest'ultimo viene anche utilizzato per effettuare la misura della portata del generatore di vapore, raccogliendo la condensa in un contenitore graduato;
- apparato di lavaggio dello scambiatore, costituito da ugelli spruzzatori (di acqua, vapore, aria compressa) disposti sia sulla cupola dello scambiatore, sia a 120° sui lati del corpo serpentina.

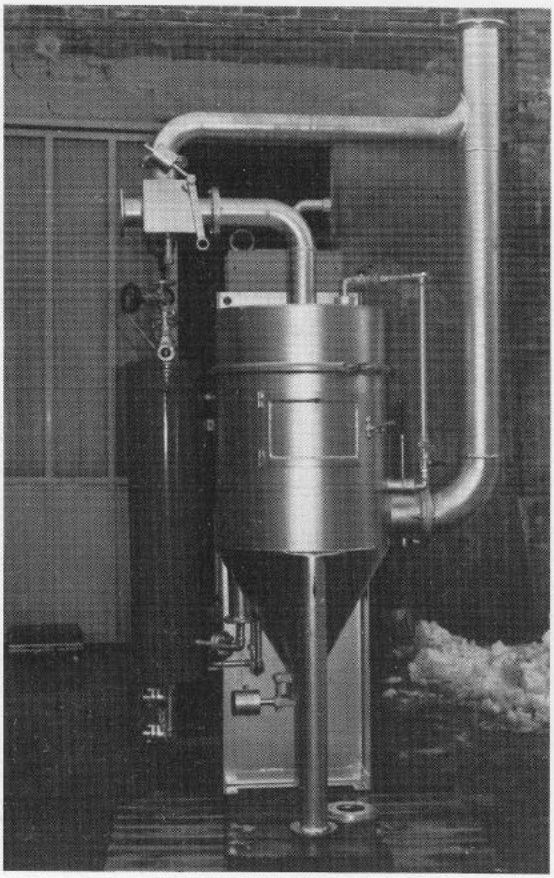


FIG. 12 - VEDUTA POSTERIORE DEL GENERATORE DI VAPORE

Prestazioni dell'impianto di cogenerazione

Il gruppo elettrogeno è un FIAT-AIFO 8361 I (2), aspirato, accoppiato a due scambiatori:

- un recuperatore di calore acqua-acqua motore della FLOVEX, serie BEM 502, che permette di produrre circa 1000 litri/ora di acqua con Δt di circa 40°C, a livello di potenza elettrica prodotta P_e = 64 kWe. Tale acqua calda viene immessa in un serbatoio di accumulo di 10 m^3, nel quale è addotta contemporaneamente l'acqua di raffreddamento delle principali vasche di lavaggio;
- un dispositito di recupero del calore dai gas di scarico del motore primo, nel quale l'accoppiamento della funzione modulante della pompa di alimento (descritta nel cap. "Caratteristiche tecniche del generatore di vapore") e del polmone, costituito dal barilotto, permettono un collegamento ideale fra il generatore ed un punto qualsiasi della linea vapore dello stabilimento, conferendo al sistema la massima elasticità di esercizio. È sufficiente quindi che il sito di instal-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

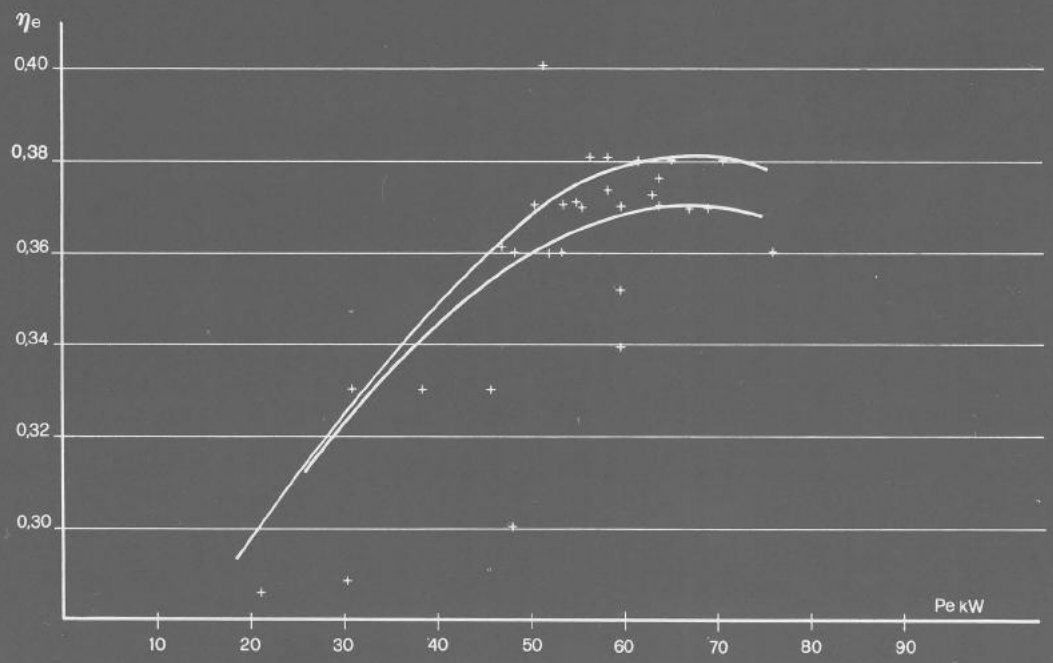
lazione dell'impianto di cogenerazione in stabilimento si trovi nei pressi di una qualsiasi dorsale di mandata del vapore.

Le oltre 4000 ore di funzionamento effettuate a tutt'oggi (settembre 1987) dal gruppo hanno confermato una particolare capacità dello stesso di "sopportare" sovraccarichi anche improvvisi, il chè facilita la alimentazione da parte dello stesso "in isola" dei carichi variabili della Tintoria Caselle: infatti non si sono osservate cadute di frequenza oltre i 2 Hz neanche con potenze attive richieste al generatore di oltre 90 kWe. Come evidenziato in fig. 13, il rendimento elettrico η_e, definito come $\eta_e = P_e/(c \times 11,86)$ ove c = consumo orario di gasolio (kg/h) e P_e = potenza elettrica prodotta dal gruppo (kW), si è attestato su valori compresi fra 0,36 e 0,38 nella fascia di potenze elettriche erogate P_e più interessante.

In questo impianto, in cui [illegible] lievo di tutti i parametri caratteristici di funzionamento, una particolare cura è stata posta nella raccolta delle misure riguardanti la produzione di energia elettrica e di vapore.

I rilievi dei parametri elettrici sono stati effettuati utilizzando un registratore multitraccia della Brown-Boveri, di classe 0,5: l'analisi in tal modo effettuata ha dimostrato che il gruppo nel primo anno di esercizio ha avuto un coefficiente medio di utilizzo basso, pari a 0,72. Nel 1987 però, essendo nel frattempo entrato in funzione un depuratore per le acque reflue di stabilimento, che presenta un assorbimento costante di 10 kWe, è prevedibile che il cogeneratore si attesti su di un fattore di utilizzo, in base ai calcoli fatti, non inferiore a 0,94: ciò consentirà una migliore gestione della autoproduzione di energia elettrica in stabilimento.

FIG. 13 - RENDIMENTO ELETTRICO IN FUNZIONE DELLA POTENZA ELETTRICA EROGATA

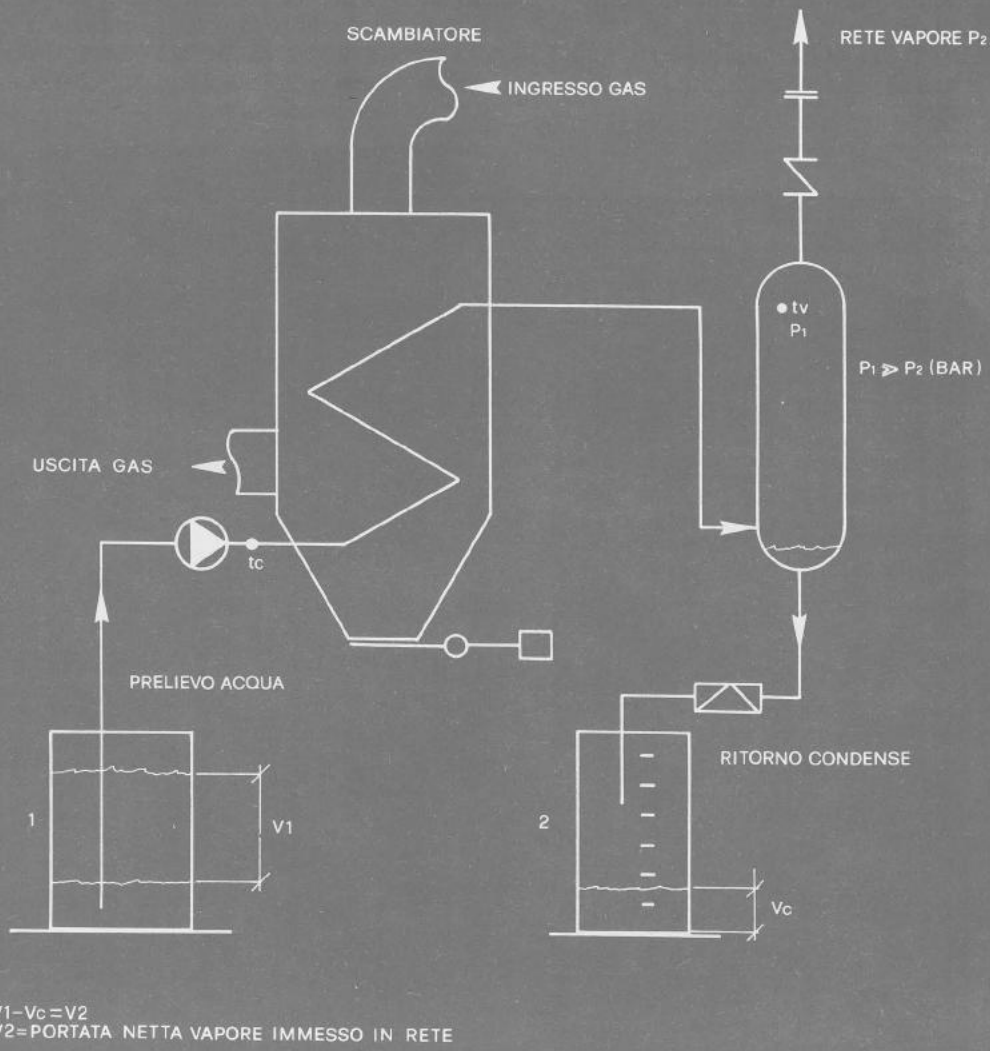


La temperatura dei diversi fluidi termovettori (vapore, acqua, gas di scarico ed aria) è stata misurata con termometro digitale FLUKE, mentre le relative portate sono state rilevate mediante tubi di Pitot ed indicatori Dwyer. Le misure relative alla quantità di vapore

so in rete sono state invece effettuate in modo indiretto per differenza volumetrica fra l'acqua pompata in un certo tempo (non inferiore a 20') nel generatore e la condensa riespulsa nello stes-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

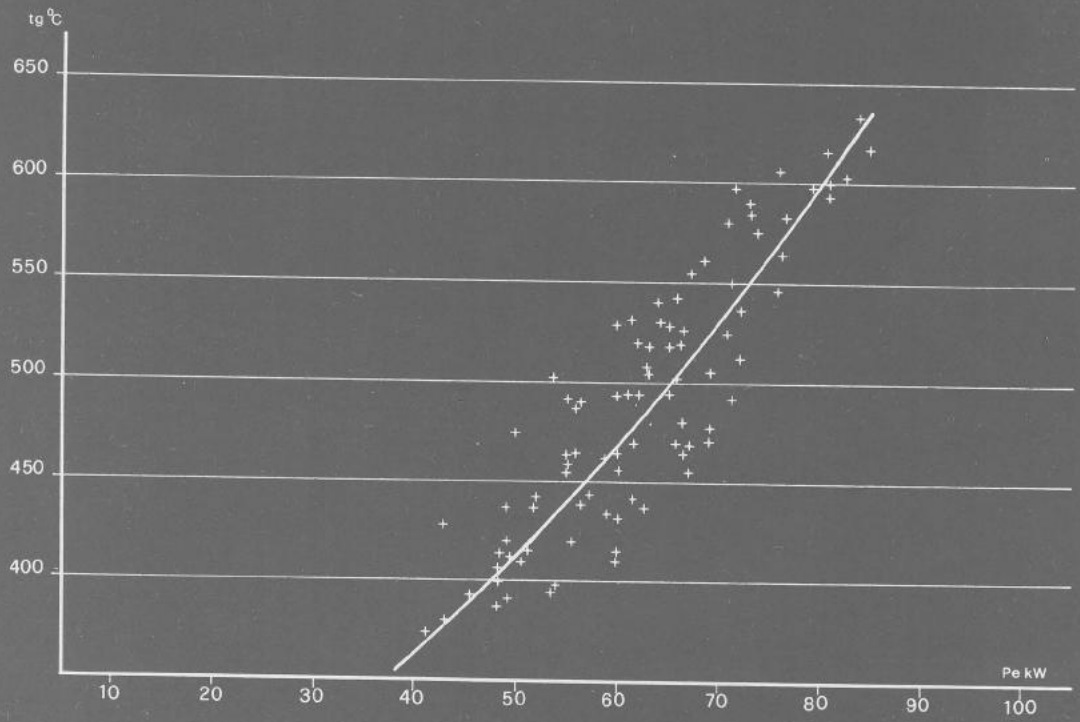
FIG. 14 - METODO PER LA MISURA DIRETTA DELLA QUANTITÀ DI VAPORE IMMESSA IN RETE



V1−Vc=V2
V2=PORTATA NETTA VAPORE IMMESSO IN RETE

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 15 - TEMPERATURA DEI GAS DI SCARICO IN FUNZIONE DELLA POTENZA ELETTRICA (ta = 13-17 °C)



tg = TEMPERATURA DEI GAS DI SCARICO
ta = TEMPERATURA ARIA

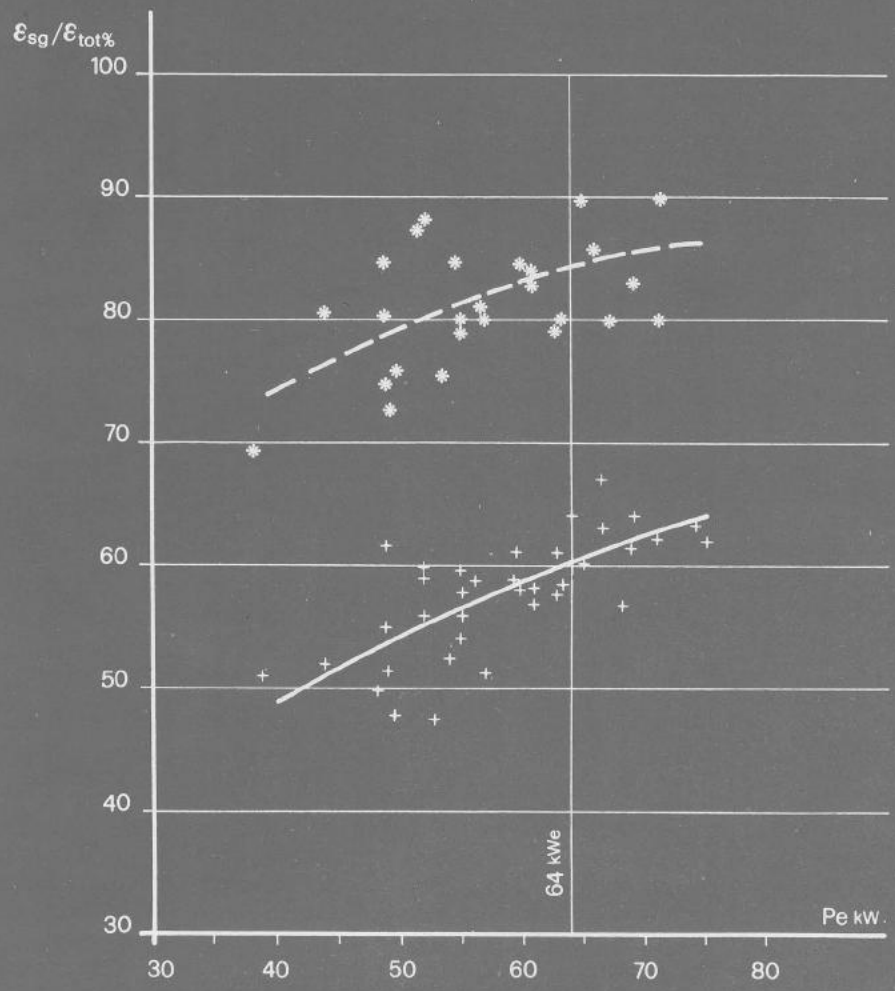
so tempo dal barilotto, secondo lo schema di fig. 14. Per effettuare il bilancio termico del generatore di vapore, dal diagramma i-p per il vapore d'acqua e dalle tabelle che riportano le grandezze caratteristiche di questo in condizioni di saturazione allo stato limite superiore, si può risalire alla potenza termica immessa nella rete vapore. Si è così visto che il vapore prodotto ed immesso in questa è risultato tanto più ricco di particelle di acqua in sospensione (titolo < 1) quanto più era sporco lo scambiatore: nelle condizioni medie di esercizio, con pulizia serale, il vapore invece risultava praticamente secco (titolo = 1).

Detta t_a la temperatura di ingresso dell'acqua nel generatore di vapore, t_{gin} (t_{gout}) la temperatura dei gas di scarico all'ingresso (uscita) dello stesso, dalle misure effettuate del contenuto termico dei reflui gassosi, la cui temperatura t_{gin} è riportata in fig. 15 in funzione della potenza elettrica P_e erogata dal gruppo di cogenerazione, si è rilevata una efficienza di scambio $\epsilon_{sg} = (t_{gin} - t_{gout})//t_{gin} - t_a)$ compresa fra il 48% ed il 64%, come evidenziato in fig. 16. In tale figura è pure riportato l'andamento in funzione di P_e della efficienza totale del cogeneratore $\epsilon_{tot} = (Q_v + Q_{H_2O} + P_e)/(c \times 11,86)$. Tale efficienza nel corso delle prime 3000 ore di esercizio è risultata compresa fra il 75% e l'86%, con un consumo medio di combustibile di circa 12 kg/h.

Per quanto riguarda il calore recuperato dall'acqua di refrigerazione del motore, in fig. 17 è riportata la potenza termica così ottenuta in fun-

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

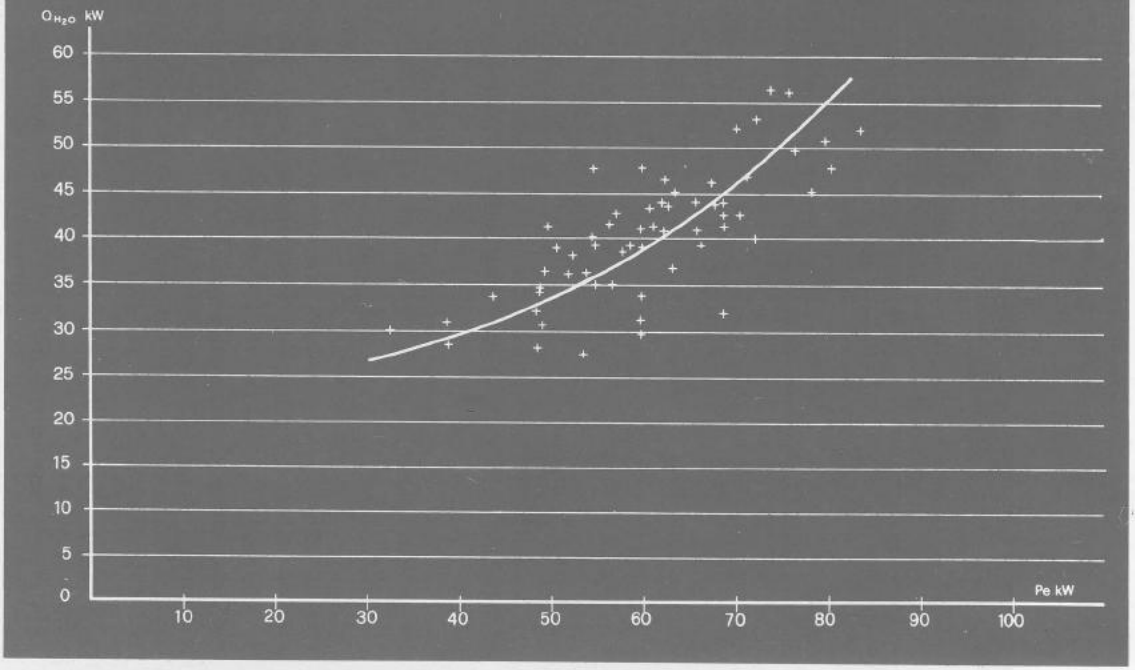
FIG. 16 - EFFICIENZA DI SCAMBIO TERMICO ϵ_{sg} ED EFFICIENZA TOTALE DEL COGENERATORE ϵ_{tot} IN FUNZIONE DELLA POTENZA ELETTRICA NELLE CONDIZIONI DI ESERCIZIO CON I LAVAGGI SERALI



ε_{sg} + ——
ε_{tot} * – – –

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 17 - POTENZA TERMICA RECUPERATA NELL'ACQUA IN FUNZIONE DELLA POTENZA ELETTRICA (V = 650 ÷ 1500 litri/h)



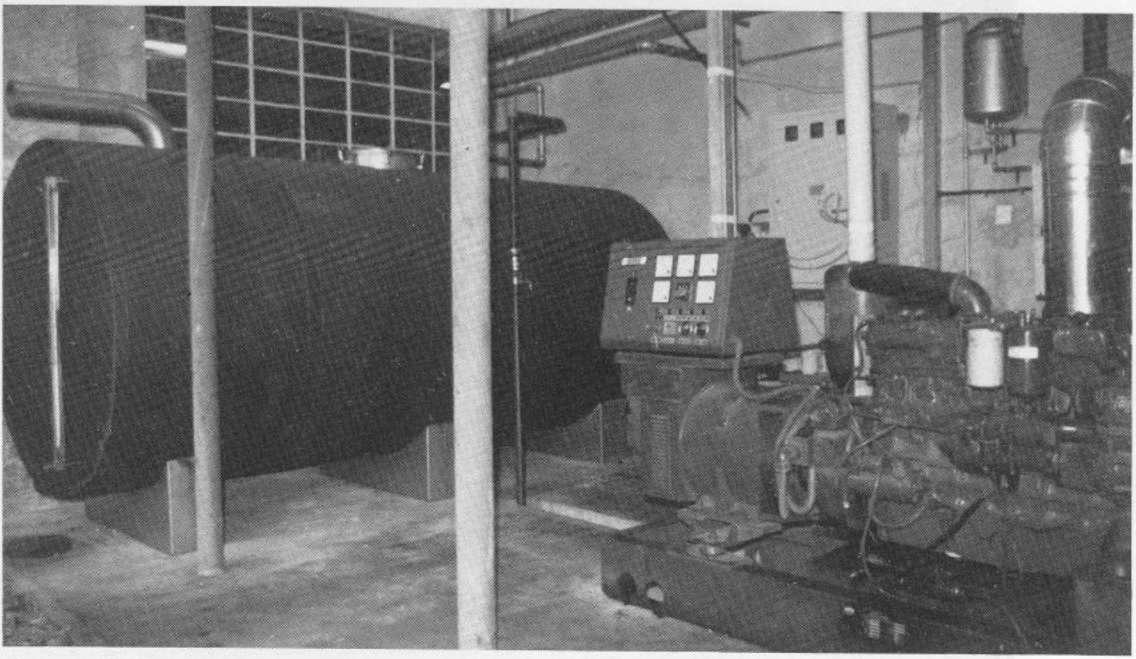
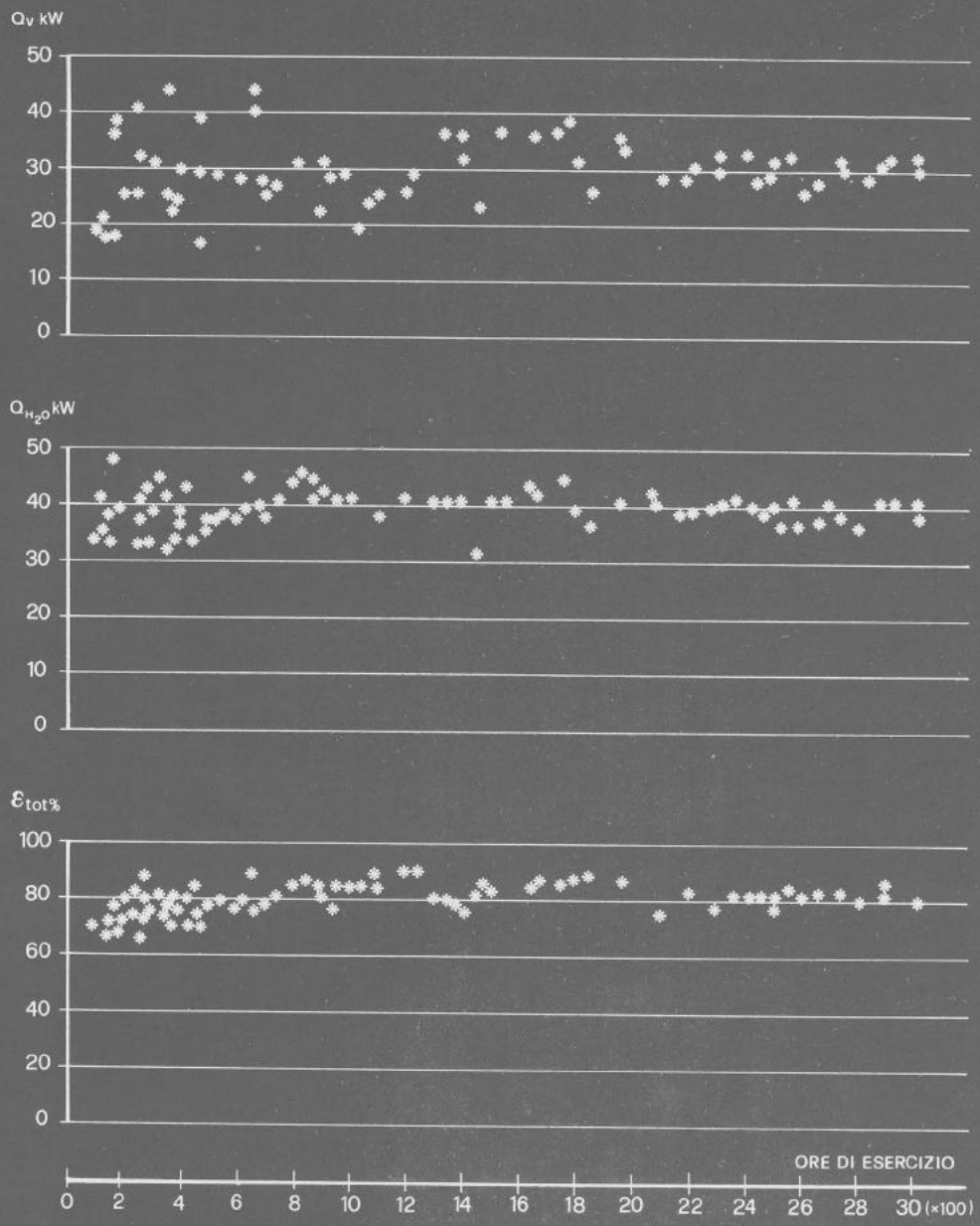


FIG. 18 - VEDUTA PARZIALE DELL'IMPIANTO DI COGENERAZIONE (in primo piano il gruppo elettrogeno e sullo sfondo il serbatoio di accumulo da 10.000 litri)

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

FIG. 19 - ANDAMENTO NEL TEMPO DELLE FUNZIONI Q_v, Q_{H_2O}, ϵ_{tot}



Q_v = POTENZA TERMICA DEL VAPORE IMMESSO IN RETE
Q_{H_2O} = POTENZA TERMICA RECUPERATA DALL'ACQUA DI REFRIGERAZIONE DEL MOTORE
ϵ_{tot} = EFFICIENZA TOTALE DEL COGENERATORE

Rimuovi filigrana Wondershare PDFelement

zione di P_e: l'acqua riscaldata viene inviata, come già detto all'inizio del cap. "Prestazioni dell'impianto di cogenerazione", nel serbatoio di accumulo visibile nella fig. 18. In fig. 19 sono infine riportati: l'andamento della potenza termica recuperata dai gas Q_v; l'andamento della potenza termica recuperata dall'acqua di refrigerazione del motore Q_{H_2O}; l'andamento della efficienza globale ϵ_{tot} del gruppo di cogenerazione, in funzione del tempo.

Nel corso del primo anno di esercizio è stato inoltre tenuto sotto controllo l'andamento delle perdite di carico Δp_{gas} nel generatore di vapore: è risultato così che dopo le prime 1000 ore di funzionamento, a partire dal momento in cui si è adottata la prassi dei lavaggi serali, il valore Δp_{gas} è rimasto pressochè costante e pari a 50 ÷ 60 mm c.d.A., mentre nelle prime 200 ore si erano raggiunti valori superiori, dell'ordine degli 80 mm c.d.A..

Bibliografia

(1) L. Andriotto et al.: "*Prove di lunga durata di un recuperatore a letto fluido in una industria tessile biellese*" - Notiziario dell'Enea - Risparmio Energetico, Anno 4, n. 14, pp. 5-27, ottobre-dicembre 1986.
(2) Scheda tecnica AIFO G. 8361 I del gruppo elettrogeno da 88 kVA 50 Hz.