



MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO
DIREZIONE GENERALE PER LA TUTELA DELLA PROPRIETÀ INDUSTRIALE
UFFICIO ITALIANO BREVETTI E MARCHI

UIBM

DOMANDA NUMERO	101996900561501
Data Deposito	06/12/1996
Data Pubblicazione	06/06/1998

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
F	02	B		

Titolo

SISTEMA DI ALIMENTAZIONE PER LA FORMAZIONE ED IMMISSIONE DELLA MISCELA ARIA-CARBURANTE NELLA CAMERA DI COMBUSTIONE DEI MOTORI ENDOTERMICI A CICLO OTTO, ASPIRATI O SOVRALIMENTATI, CON TESTATA A CINQUE VALVOLE PER CILINDRO.

RM 96A 000 838

Descrizione dell'invenzione industriale dal titolo:
SISTEMA DI ALIMENTAZIONE PER LA FORMAZIONE ED
IMMISSIONE DELLA MISCELA ARIA-CARBURANTE NELLA CAMERA
DI COMBUSTIONE DEI MOTORI ENDOTERMICI A CICLO OTTO,
ASPIRATI O SOVRALIMENTATI, CON TESTATA A CINQUE
VALVOLE PER CILINDRO; a nome di Luciano Caruso,
cittadino italiano residente in Via Nicolò Aggiunti
14, 41100 Modena.

Inventore: lo stesso richiedente.

La presente invenzione riguarda un nuovo sistema
di alimentazione per la formazione e l'immissione
della miscela aria-carburante nella camera di
combustione dei motori endotermici a ciclo Otto,
aspirati o sovralimentati, con testata a cinque
valvole per cilindro di cui tre di aspirazione e due
di scarico.

Attualmente sono noti dei motori a ciclo Otto
del tipo a cinque valvole per cilindro, sia per
applicazioni automobilistiche che motociclistiche,
nei quali la formazione della miscela aria-
combustibile avviene in modo tradizionale, ovvero
mediante un singolo iniettore per cilindro che
inietta carburante nei condotti delle tre valvole di
aspirazione comandate da un albero a camme a pari
alzata e fasatura.

La camera di scoppio di questo tipo di motore è caratterizzata dalla necessità di una estrema vicinanza tra le valvole di aspirazione laterali e quelle di scarico. Questa configurazione comporta la perdita di una consistente parte della miscela aria-carburante che, provenendo principalmente dalle due valvole di aspirazione laterali, nella fase di incrocio (contemporanea apertura delle valvole di aspirazione e di scarico), si dirige direttamente verso i condotti di scarico attraverso le valvole di scarico ad esse adiacenti, oltrepassando la camera di scoppio senza partecipare alla combustione.

Di conseguenza, una geometria della camera di scoppio del tipo ora illustrato fa sì che, alla maggiore coppia e potenza ottenibili da un motore con testata a cinque valvole per cilindro rispetto ad uno del tipo a quattro valvole di pari cilindrata, si contrappongono maggiori consumi e maggiori quantità di emissioni inquinanti.

Per ovviare a tali inconvenienti si è ricorsi finora a fasature degli alberi a camme con angoli di incrocio tra le valvole di aspirazione e di scarico molto ridotti per eliminare il travaso di miscela direttamente allo scarico.

Tuttavia l'adozione di ridotti angoli di incrocio, che non consente di sfruttare coerentemente

l'inerzia della colonna fluida aria-combustibile per ben riempire la camera di combustione, ha come risultato di abbassare sensibilmente le prestazioni dei motori.

La presente invenzione si prefigge di superare tutti gli inconvenienti ed i limiti ora citati indicando il modo più vantaggioso e logico di utilizzare un motore a cinque valvole per cilindro per ottenere, a pari cilindrata, il massimo delle prestazioni associato ad un minor consumo di combustibile e a minori emissioni inquinanti.

E' pertanto un primo scopo del trovato quello di fornire un sistema di alimentazione per la formazione e l'immissione della miscela aria-combustibile che riduca le emissioni inquinanti in tutto il campo di funzionamento del motore.

Un secondo scopo della presente invenzione è quello di fornire un sistema di alimentazione che riduca i consumi di combustibile rispetto ai motori di pari prestazioni attualmente esistenti.

E' infine un terzo scopo del trovato quello di fornire un sistema di alimentazione che consenta di aumentare le prestazioni.

Il concetto inventivo che sta alla base della presente invenzione è quello di migliorare da un lato le prestazioni mediante l'incremento del rendimento

volumetrico, riempiendo la camera di combustione con quanta più aria è possibile, in tutte le condizioni di funzionamento del motore, mediante un migliore utilizzo dell'inerzia aerodinamica della colonna d'aria richiamata in camera di combustione dalla depressione creata dal pistone; e dall'altro di ridurre i consumi e le emissioni inquinanti facendo entrare il combustibile nella camera di combustione solo attraverso la valvola di aspirazione centrale, nell'intervallo di tempo in cui le valvole di scarico sono praticamente chiuse, allo scopo di ridurre al massimo il travaso di carburante incombusto verso lo scarico.

Ciò è ottenuto in pratica impiegando un elettroiniettore monogetto con angolo del cono di spruzzo opportunamente ridotto in modo da iniettare il carburante solamente nel condotto della valvola di aspirazione centrale, e utilizzando un albero a camme di aspirazione con la camma di comando della valvola di aspirazione centrale opportunamente ritardata rispetto alle laterali.

Una migliore comprensione dell'invenzione si avrà con la seguente descrizione dettagliata e con riferimento ai disegni allegati che illustrano, a solo titolo esemplificativo, una preferita forma realizzativa.

Nei disegni:

La figura 1 è uno schema di un sistema di alimentazione tradizionale;

la figura 2 è una vista del lato interno di una camera di combustione a cinque valvole per cilindro;

le figure 3 e 4 mostrano schematicamente, in vista frontale e laterale, la disposizione dell'iniettore e del getto secondo il trovato;

la figura 5 è il diagramma delle fasature delle valvole secondo una preferita forma realizzativa del trovato;

la figura 6 riporta le curve di coppia e di potenza di un motore alimentato con il sistema tradizionale e dello stesso motore alimentato con il sistema secondo il trovato; e

la figura 7 è un diagramma delle fasature delle valvole di un sistema di alimentazione normale.

Nella preferita forma realizzativa che si descrive, si prevede un motore a combustione interna, a ciclo Otto, aspirato o sovralimentato, dotato di una testata a cinque valvole per cilindro.

Con particolare riferimento alla figura 2, sono previste tre valvole di aspirazione $V_{asp. s}$, $V_{asp. c}$, $V_{asp. d}$ e due valvole di scarico $V_{scar.}$.

Come già accennato, nei motori di questo tipo finora noti, questa configurazione dà luogo, in fase

di incrocio dell'apertura delle valvole di aspirazione e di scarico, alla perdita di una consistente parte della miscela aria-carburante che esce direttamente dalle valvole di scarico senza partecipare alla combustione. Questo problema della tecnica nota è causato principalmente dal fatto che il carburante viene inviato ai tre condotti di aspirazione. I normali iniettori (fig. 1) sono progettati per avere un getto che, al fine di investire tutti e tre i condotti delle valvole di aspirazione, si propaghi secondo un cono il cui angolo al vertice è di circa 36° .

Secondo il trovato si limitano e/o annullano gli svantaggi sopra menzionati riempiendo la camera di combustione in modi e tempi diversi rispetto al funzionamento dei motori tradizionali.

Più specificamente, le valvole di aspirazione laterali $V_{asp. s}$, $V_{asp. d}$ immettono solo aria, mentre la valvola di aspirazione centrale $V_{asp. c}$ immette nella camera di combustione tutta la miscela aria-combustibile.

Dal punto di vista realizzativo, ciò viene ottenuto secondo il trovato utilizzando, in combinazione:

- uno speciale elettroiniettore 1 (fig. 3) con un getto avente un angolo di soli 9° , orientato per

spruzzare il carburante esclusivamente nel condotto della valvola di aspirazione centrale $V_{asp. c}$;

- valvole di aspirazione laterali $V_{asp. s}$, $V_{asp. d}$ ad apertura anticipata rispetto a quella della valvola centrale $V_{asp. c}$; e

- un angolo di incrocio elevato per le valvole di aspirazione laterali e un angolo di incrocio opportunamente piccolo per la valvola di aspirazione centrale.

In particolare, detti angoli di fase sono fortemente anticipati per le valvole di aspirazione laterali $V_{asp. s}$, $V_{asp. d}$ e consistentemente ritardati per la valvola di aspirazione centrale $V_{asp. c}$: in questo modo l'intervallo di tempo in cui sono aperte contemporaneamente le due valvole di scarico $V_{scar.}$ e la valvola di aspirazione centrale $V_{asp. c}$ è nullo o molto piccolo.

Un primo vantaggio che questa nuova soluzione costruttiva consente di ottenere è la drastica riduzione delle emissioni inquinanti in tutto il campo di utilizzo del motore.

Un secondo vantaggio è la maggiore ossidazione dei gas incombusti nel catalizzatore, grazie all'ossigeno che entra direttamente nel condotto di scarico a causa del grande incrocio tra l'apertura delle valvole di aspirazione laterali $V_{asp. s}$, $V_{asp. d}$ e

quella delle valvole di scarico V_{scar} .

E' importante osservare che secondo l'invenzione, il più corretto utilizzo dell'inerzia aerodinamica della colonna d'aria, che viene richiamata con grandi angoli di anticipo dell'apertura delle valvole d'aspirazione laterali $V_{\text{asp. s}}$, $V_{\text{asp. d}}$ e con un particolare ritardo della chiusura della valvola di aspirazione centrale $V_{\text{asp. c}}$, permette di riempire il più possibile la camera di combustione, incrementando il rendimento volumetrico e quindi le prestazioni del motore in termini di potenza e di coppia massime.

Una caratteristica peculiare del trovato è la formazione, vicino alla candela C (fig. 2), di una miscela aria-combustibile particolarmente ricca proveniente dalla sola valvola di aspirazione centrale $V_{\text{asp. c}}$. Questa formazione di miscela a carica stratificata, ricca vicino alla candela e magra nel resto della camera di combustione, consente di ottenere ulteriormente due importanti vantaggi:

- un tempo di accensione ottimale della miscela aria-combustibile intorno alla candela C, con conseguente riduzione dell'anticipo di accensione,
- una corretta accensione della miscela magra, presente nel resto della camera di combustione, grazie ad un fronte di fiamma molto più veloce nella

miscela ricca.

Inoltre, la drastica riduzione dell'accumulo di carburante nella zona tra colletto e primo segmento del pistone comporta vantaggiosamente sia una riduzione delle parti incombuste e quindi dei consumi e degli inquinanti, che del fenomeno della detonazione.

Da quanto detto risulta evidente come sia possibile ottenere con il presente trovato, a pari cilindrata, un motore a cinque valvole per cilindro in grado di fornire massime prestazioni associate a consumi contenuti e ridotte emissioni inquinanti.

E' importante notare che tali risultati sono ottenibili senza dover applicare al motore una distribuzione del tipo a fasatura variabile per ridurre le emissioni inquinanti e senza la necessità di installare una pompa dell'aria secondaria per ridurre il tempo di inizio funzionamento necessario al catalizzatore nella fase di avviamento a freddo.

A questo proposito si osservi che con l'uso della distribuzione variabile, l'effetto di riduzione degli inquinanti viene comunque a mancare quando, per aumentare le prestazioni, le fasature delle valvole ritornano a valori normali. Il sistema di alimentazione secondo l'invenzione invece, consente di ridurre le emissioni inquinanti in tutto il campo

di funzionamento del motore.

Riportiamo qui di seguito i risultati sperimentali ottenuti con prove al banco dinamometrico e con prove motore in vettura che evidenziano i vantaggi del sistema oggetto del trovato rispetto ad un sistema di alimentazione standard.

Prove del motore al banco dinamometrico

Le prove sono state svolte su un motore a combustione interna sovralimentato con le seguenti caratteristiche:

1. quattro tempi a ciclo Otto
2. 12 cilindri a V 60°
3. alesaggio corsa 80x63 mm
cilindrata totale 3798 cm³
5. rapporto di compressione 7,8:1
6. camera di combustione con tre valvole di aspirazione e due valvole di scarico
7. sovralimentazione con due turbocompressori
8. iniezione elettronica multipoint con elettroiniettori tipo standard con getto a 36°
9. accensione a scarica capacitiva con una bobina per ogni cilindro.

La sperimentazione è iniziata utilizzando gli assi a camme di aspirazione e scarico standard (fig.

7) con le seguenti caratteristiche:

1. Alzata massima teorica pari a 7,90 mm uguale per valvole d'aspirazione e scarico
2. Aspirazione fase 35° - 58° con gioco 0,40 mm, alzata $H=1,5$ mm al PMS
3. Scarico fase 46° - 20° con gioco 0,55 mm, alzata $H=1,3$ mm al PMS
4. Angolo di incrocio 55° .

Sono state rilevate le prestazioni in curva di potenza al banco dinamometrico che sono riportate nel gradico di fig. 6 (linee tratteggiate).

Sono stati provati diversi tipi di assi a camme con diversi sfasamenti della camma centrale rispetto alle laterali. La soluzione ottimale è risultata quella con sfasamento della camma centrale in ritardo di 12 gradi pari a 24 gradi di albero motore (fig. 5) come qui di seguito indicato:

1. Aspirazioni laterali:

fase 44° + 56° gioco 0,35 mm alzata $H = 2,0$ mm al PMS;

2. Aspirazione centrale:

fase 6° + 65° gioco 0,50 mm alzata $H = 0,10$ mm al PMS;

3. Scarico:

fase 46° + 20° gioco 0,55 mm alzata $H = 1,30$ mm al PMS.

Lo sfasamento della camma della valvola centrale

in ritardo di 24 gradi di albero motore ed il gioco di funzionamento aumentato da 0,35 a 0,50 mm hanno dato luogo ai seguenti angoli di incrocio:

- a) valvole di aspirazione laterali - valvole di scarico: pari a 64°
- b) valvola di aspirazione centrale - valvole di scarico: pari a 26°
- c) riduzione dell'angolo d'incrocio effettivo pari a $64^{\circ} - 26^{\circ} = 38^{\circ}$

Il motore è stato quindi allestito con tale soluzione di alberi a camme ottimale secondo il trovato, e con elettroiniettori con angolo del cono di spruzzo ridotto a 9° ed orientati in modo da iniettare il carburante solamente nel condotto di aspirazione delle valvole centrali di ciascun cilindro (figg. 3 e 4).

Nella fig. 6 sono riportate per confronto con quelle ottenute con la soluzione secondo la tecnica nota, le prestazioni con il sistema della presente invenzione.

E' facile constatare che risulta esserci:

- i) incremento delle prestazioni di 10-25 CV nel campo di giri da 2000 a 3500 giri/min dovuto all'aumento dell'anticipo di apertura delle valvole laterali passato da 35° (fig. 7) a 44° (fig 5).
- ii) incremento delle prestazioni di 8-20 CV nel

campo di giri da 6500 a 8000 giri/min dovuto al maggior ritardo di chiusura della valvola di aspirazione centrale (figg. 5 e 6)

La ridottissima alzata della valvola centrale pari a 0,1 mm al punto morto superiore in fase di incrocio ha influito positivamente e pesantemente sui valori degli inquinanti.

Nella tabella 1 che segue sono riportati, per la configurazione nota e per quella secondo il trovato, i valori degli idrocarburi incombusti HC, del CO e CO₂ ottenuti nelle prove al banco dinamometrico.

Dalle prove di laboratorio relative alle emissioni inquinanti, nelle quali sono state messe a confronto una vettura standard ed una con un motore equipaggiato secondo l'invenzione, sono emersi i seguenti risultati:

- riduzione del 33,7-35,7% degli idrocarburi incombusti (HC),

TABELLA 1

		Motore Standard			Motore Sperimentale		
Farfalla gradi	Giri motore n/1'	HC ppm	CO %	CO ₂ %	HC ppm	CO %	CO ₂ %
10°	945	1330	0,80	11,83	86	0,40	13,70
15°	945	200	1,72	12,99	83	0,70	14,32
	1250	115	1,08	13,46	23	0,30	14,71
20°	945	222	1,20	12,94	117	1,00	14,10
	1250	110	1,33	13,19	44	0,90	14,43
	1500	62	1,15	13,42	11	0,84	14,63
	1750	34	0,91	13,47	7	0,60	14,71
	2000	44	0,84	13,62	2	0,52	14,82
	2250	47	0,81	13,43	2	0,33	14,97
25°	1250	110	1,38	13,16	53	1,00	14,49
	1500	80	1,16	13,14	40	0,98	14,66
	1750	72	0,96	13,36	22	0,78	14,85
	2000	64	0,95	13,44	11	0,55	14,67
	2250	24	1,08	13,65	10	0,53	14,68
	2500	10	0,91	13,74	5	0,48	14,86
	2750	12	0,67	13,80	5	0,31	14,96
	3000	9	0,63	14,01	3	0,30	15,00
30°	3500	9	0,63	14,02	3	0,31	15,07
	1250	112	1,54	13,03	59	1,21	14,01
	1500	94	1,35	13,09	46	1,10	14,28
	1750	82	1,20	13,12	39	0,88	14,31
	2000	74	0,92	13,35	40	0,67	14,44
	2250	76	1,18	13,22	39	0,80	14,58
	2500	60	1,30	13,24	32	0,81	14,63
	2750	70	1,06	13,47	24	0,60	14,76
35°	3000	35	0,80	13,78	5	0,48	14,87
	3500	18	1,20	13,86	3	0,64	14,91
	1250	135	1,50	13,05	83	1,24	14,00
	1500	102	1,46	12,88	57	1,20	14,05
	1750	98	1,28	13,10	46	0,89	14,20
	2000	104	1,07	13,10	52	0,75	14,38
	2250	106	1,20	13,09	50	0,91	14,40
	2500	103	1,40	13,22	39	0,77	14,56
40°	2750	111	1,14	13,16	30	0,86	14,61
	3000	98	1,14	13,67	27	0,74	14,65
	3500	86	1,38	13,52	23	1,04	14,74
	1250	181	1,35	13,05	145	1,20	13,96
	1500	139	1,48	12,81	110	1,23	13,97
	1750	128	1,47	12,88	93	1,19	13,98
	2000	143	1,10	12,90	87	1,06	14,04
	2250	138	1,37	12,83	68	1,11	14,01
	2500	126	1,38	12,96	57	1,10	14,02
	2750	128	1,40	13,09	49	1,02	14,18
	3000	122	1,03	13,17	38	0,77	14,20
	3500	90	1,16	13,33	28	0,84	14,23

- riduzione del 7,5-11,2% del monossido di carbonio (CO),
- riduzione del 21,7-27% degli ossidi di azoto (NO_x).

I dati sono riportati in maggior dettaglio nella tabella 2.

TABELLA 2

Motore n°	HC gr/Km	CO gr/km	NOx gr/km	HC+NOx gr/Km
22/1 Sperimentale	3,60	22,21	1,46	5,06
22/1 Sperimentale	3,03	20,05	1,41	4,45
25/1 Standard	5,43	24,02	1,80	7,23
25/1 Standard	4,71	22,59	2,00	6,71
	MIGLIORAMENTO PERCENTUALE			
	HC %	CO %	NOx %	HC+NOx %
	33,7	7,5	21,7	30,0
	35,0	11,2	27,0	33,7

La presente invenzione presenta aspetti positivi anche dal punto di vista dell'applicabilità industriale in quanto, con le tecnologie standard, il sistema di alimentazione fin qui descritto può essere applicato a qualunque motore con cinque valvole per cilindro mediante la sostituzione dell'iniettore, che

deve essere un elettroiniettore 1 (fig. 3) monogetto con angolo del cono opportunamente ridotto in modo da iniettare il carburante solamente nel condotto della valvola di aspirazione centrale, e la sostituzione dell'albero a camme di aspirazione, che deve avere la camma di comando della valvola di aspirazione centrale opportunamente ritardata rispetto alle laterali.

In conclusione, dalle prove sperimentali si possono desumere i seguenti dati:

- l'angolo di spruzzo dell'elettroiniettore 1 deve essere compreso tra 4° e 12° ,
- lo sfasamento geometrico, tra l'angolo di apertura della camma di comando della valvola di aspirazione centrale $V_{asp.c}$ e quello delle camme di comando delle valvole di aspirazione laterali $V_{asp.s}$, $V_{asp.D}$, deve essere compreso tra 15° e 30° di albero motore,
- le fasature delle valvole di aspirazione devono essere come riportato nella tabella che segue:

	Valv. Laterali	Valv. Centrale
gioco di funzionamento	0,3+0,5 mm	0,3+0,5 mm
alzata H al PMS	1+2 mm	0,5+-0,5
anticipo apertura	60+30°	15+-5°
ritardo chiusura	40+65°	50+75°

La presente invenzione è stata descritta ed illustrata con riferimento ad una preferita forma realizzativa, ma si intende che qualunque tecnico esperto del ramo potrà apportarvi modifiche e/o sostituzioni equivalenti senza peraltro esulare dall'ambito di protezione della presente privativa industriale.

Maurizio SARPI
dello
Studio FERRARIO



1. Sistema di alimentazione per la formazione ed immissione della miscela aria-combustibile nella camera di combustione dei motori endotermici a ciclo Otto, aspirati o sovralimentati, con testata a cinque valvole per cilindro, caratterizzato dal fatto di prevedere in combinazione: un elettroiniettore monogetto (1) avente un angolo di spruzzo ed una direzione tali da investire esclusivamente il condotto di aspirazione corrispondente alla valvola di aspirazione centrale ($V_{asp.c}$); una fasatura della valvola di aspirazione centrale ($V_{asp.c}$) in ritardo rispetto a quella delle valvole di aspirazione laterali ($V_{asp.S}$, $V_{asp.D}$); ed infine un angolo di incrocio tra l'apertura delle valvole di aspirazione e quella delle valvole di scarico (V_{scar}) che sia grande per le valvole di aspirazione laterali ($V_{asp.S}$, $V_{asp.D}$) e piccolo o nullo per la valvola di aspirazione centrale ($V_{asp.c}$).

2. Sistema di alimentazione per motori endotermici a ciclo Otto di cui alla rivendicazione 1, caratterizzato dal fatto che lo sfasamento geometrico tra l'angolo di apertura della camma di comando della valvola di aspirazione centrale ($V_{asp.c}$) e quello delle camme di comando delle valvole di aspirazione laterali ($V_{asp.S}$, $V_{asp.D}$), deve essere compreso tra 15°

e 30° di albero motore.

3. Sistema di alimentazione per motori endotermici a ciclo Otto di cui alle rivendicazioni precedenti, caratterizzato dal fatto che la fasatura delle valvole di aspirazione laterali ($V_{asp.s}$, $V_{asp.D}$) prevede un gioco di funzionamento compreso tra $0,3 \div 0,5$ mm, un'alzata H al PMS compresa tra uno e due mm, un anticipo apertura tra $60 \div 30^\circ$, ed un ritardo chiusura compreso tra $40 \div 65$; mentre la fasatura della valvola di aspirazione centrale ($V_{asp.C}$) prevede un gioco di funzionamento compreso tra $0,3 \div 0,5$ mm, un H al PMS di $0,5 \div -0,5$ mm, un anticipo apertura tra $15 \div -5^\circ$, ed un ritardo chiusura compreso tra $50 \div 75^\circ$.

4. Sistema di alimentazione per motori endotermici a ciclo Otto di cui alle rivendicazioni precedenti, caratterizzato dal fatto che si migliorano da un lato le prestazioni mediante l'incremento del rendimento volumetrico, riempiendo la camera di combustione con quanta più aria è possibile, in tutte le condizioni di funzionamento del motore, mediante un migliore utilizzo dell'inerzia aerodinamica della colonna d'aria richiamata in camera di combustione dalla depressione creata dal pistone; e dall'altro si riducono i consumi e le emissioni inquinanti facendo entrare il combustibile nella camera di scoppio solo attraverso la valvola di aspirazione centrale,

nell'intervallo di tempo in cui le valvole di scarico sono praticamente chiuse, allo scopo di ridurre al massimo il travaso di carburante incombusto verso lo scarico.

5. Sistema di alimentazione per motori endotermici a ciclo Otto di cui alle rivendicazioni precedenti, caratterizzato dal fatto che l'angolo di spruzzo dell'elettroiniettore (1) è compreso tra 4° e 12° .

Per il Richiedente
il Rappresentante.

Maurizio SARPI

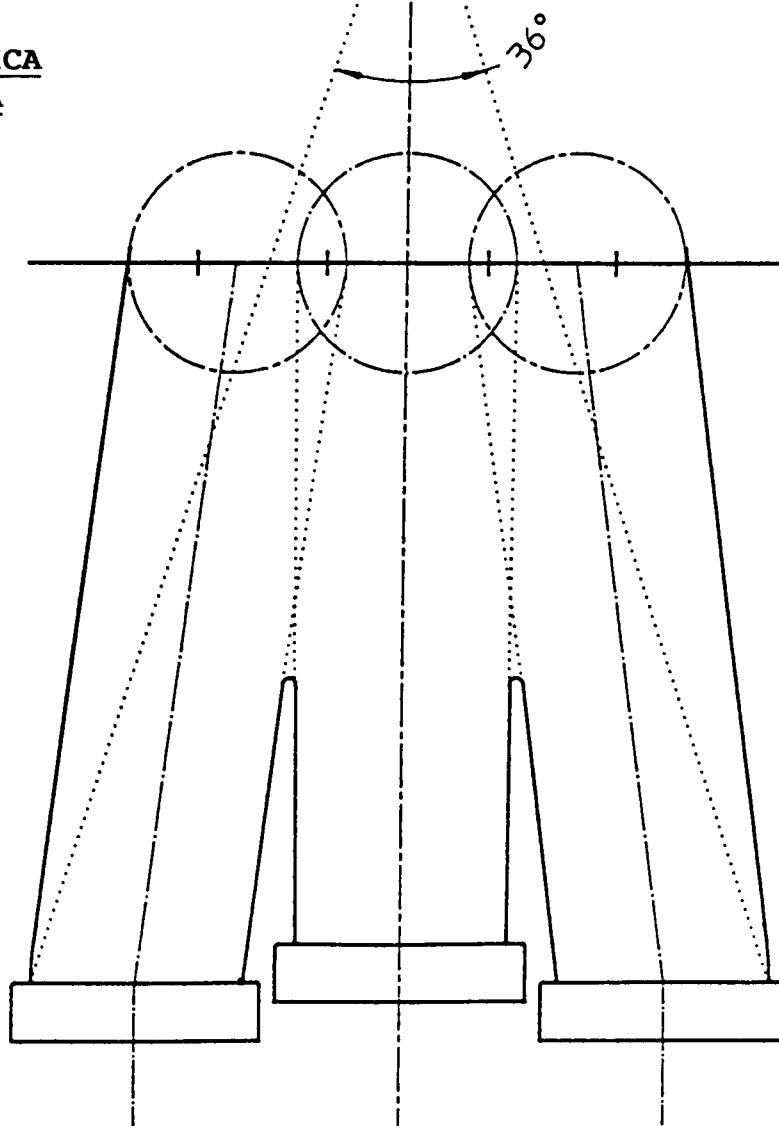
dello
Studio FERRARIO



1/7

RM 96A 000 838

TECNICA
NOTA



Maurizio SARPI
della
Studio FERRARIO

FIG. 1

RM 96A 000 838

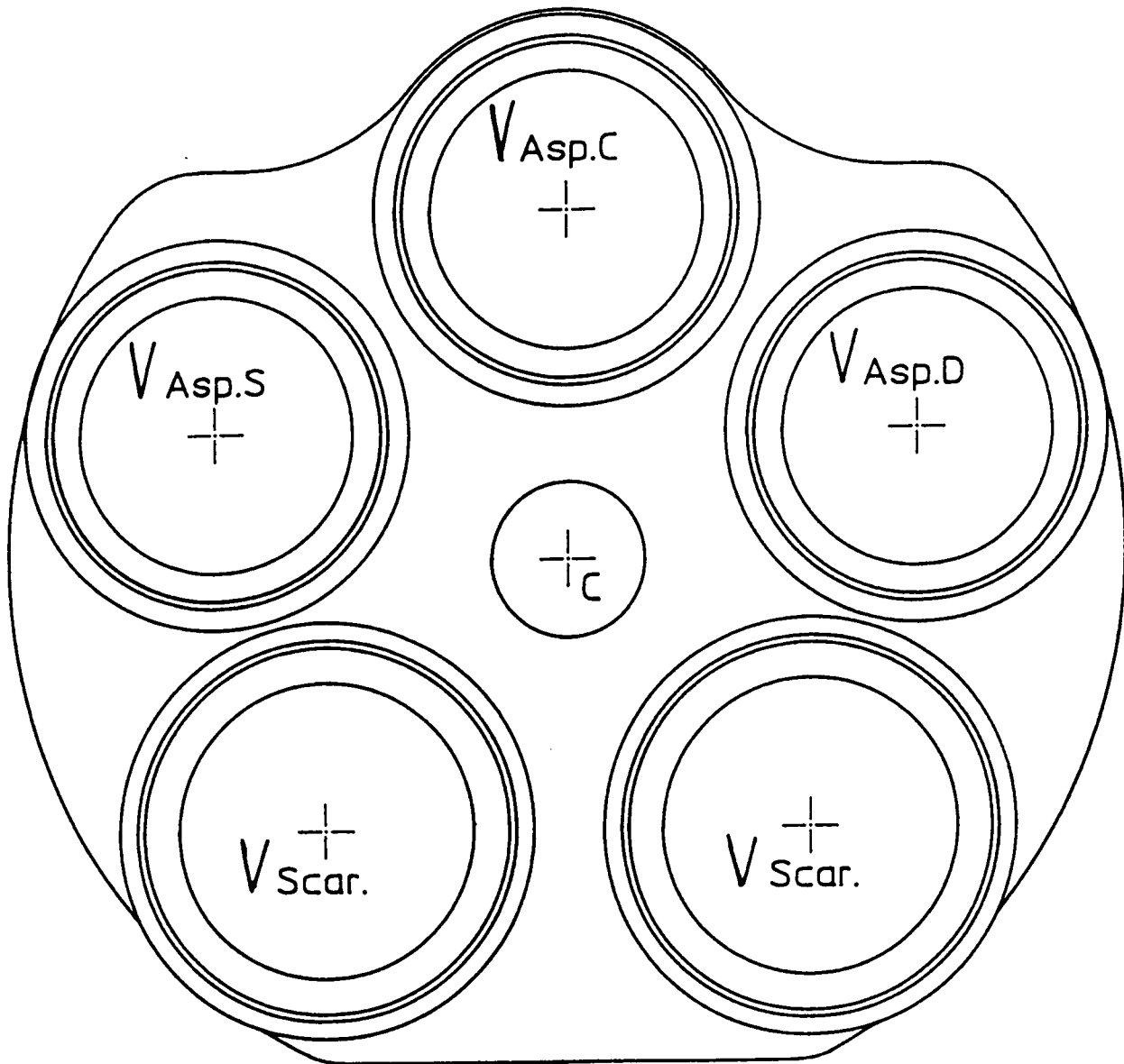


FIG. 2

Maurizio SARPI
Studio FERRARIO

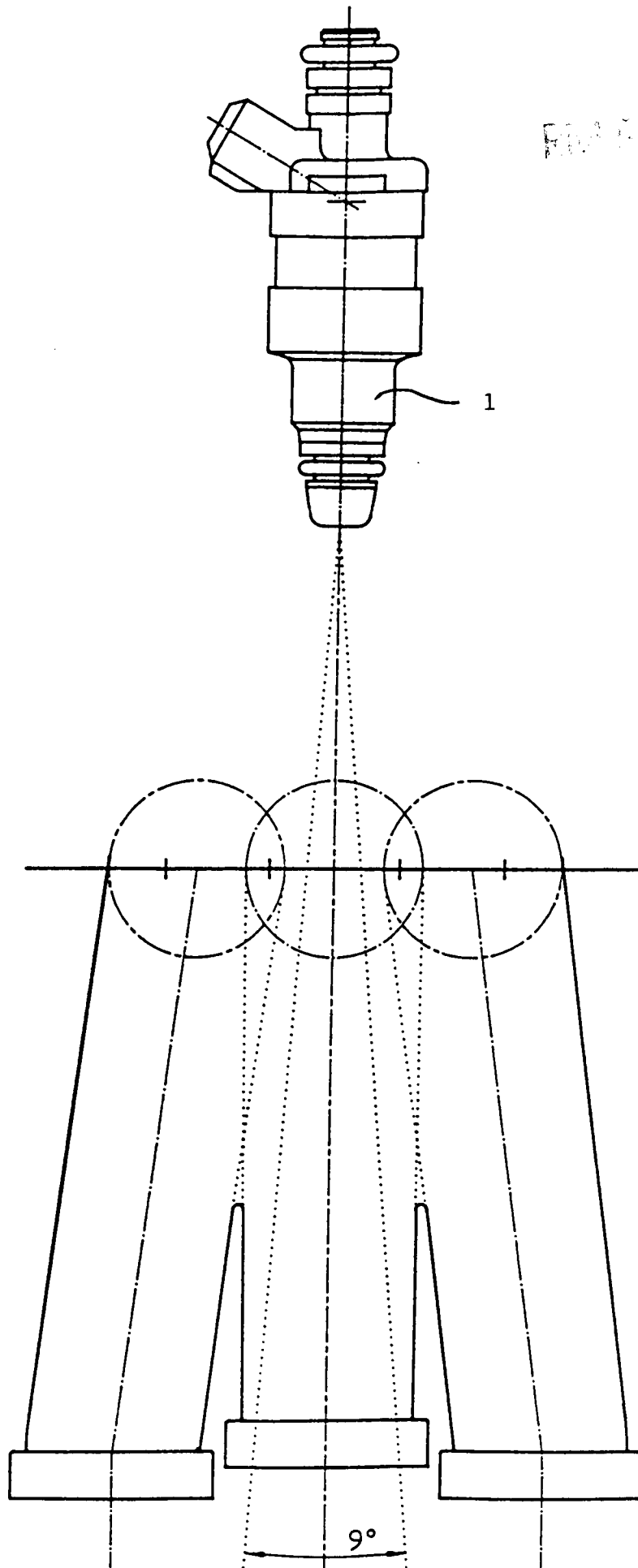


FIG. 3

Maurizio SARPI
della
Studio FERRARIO

RM 96A 000 838

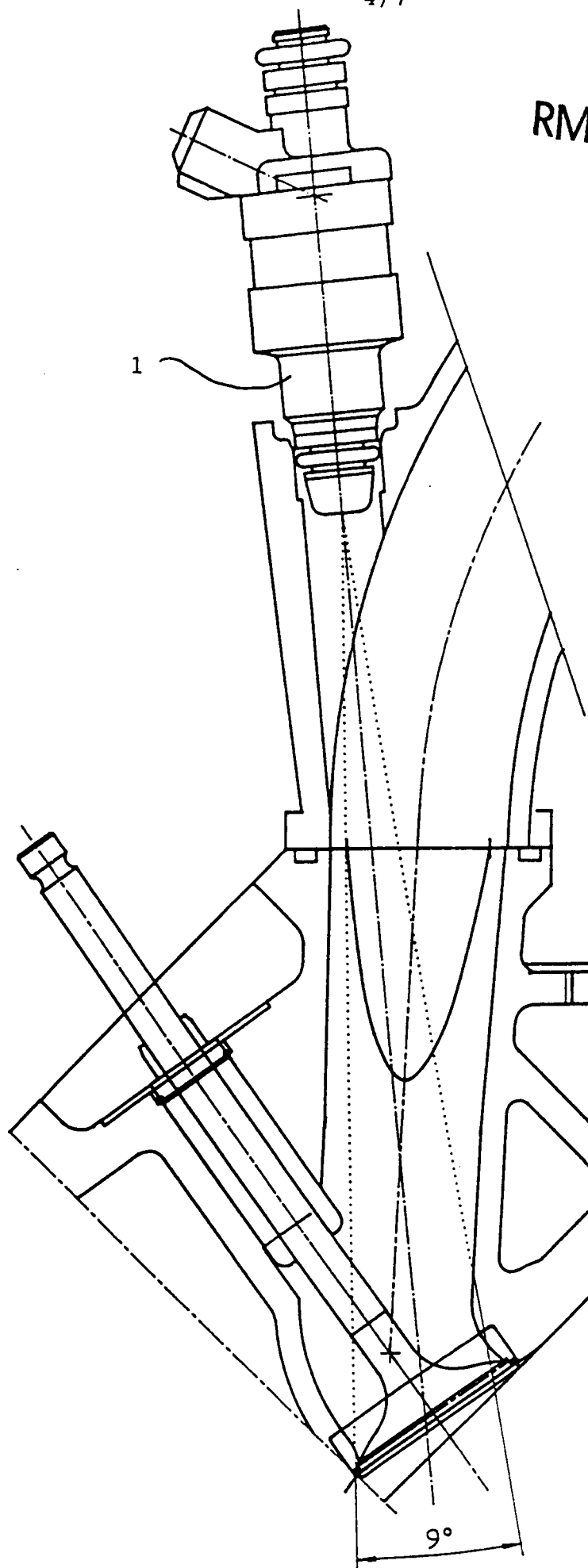


FIG. 4



Maurizio SARPI
dello
Studio FERRARIO

RM 96A 000 838

PMS

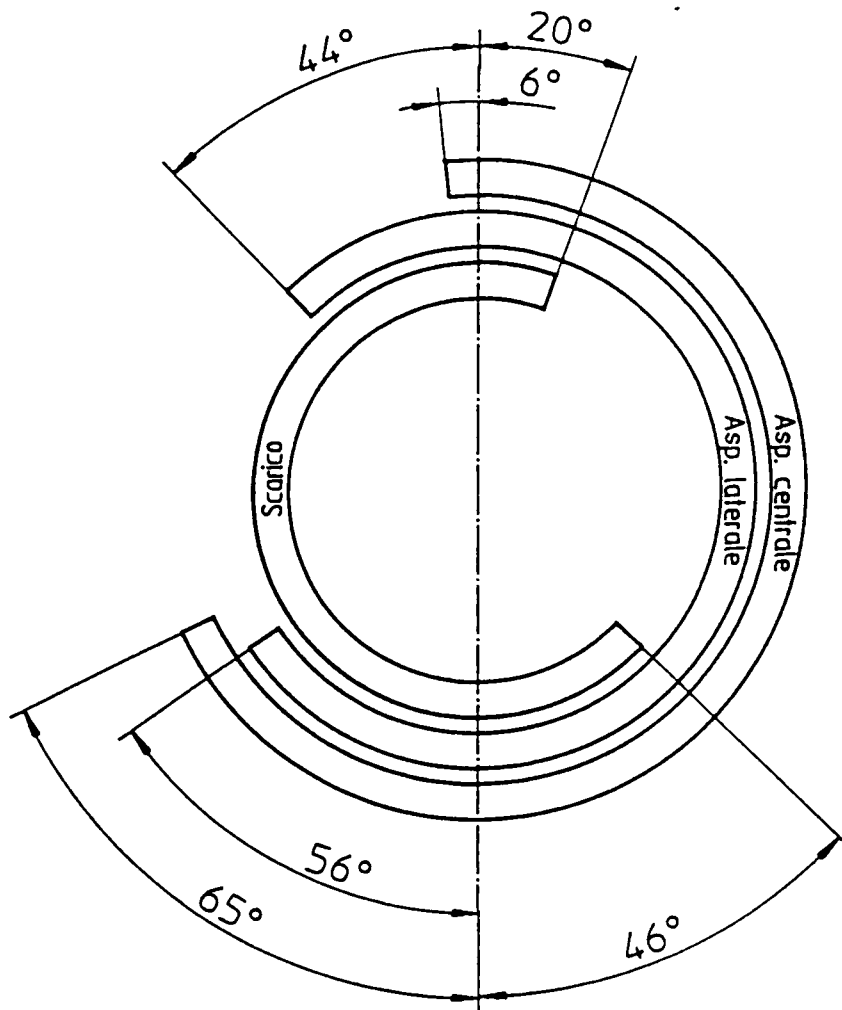


FIG. 5

Maurizio SARPI
dello
Studio FERRARIO

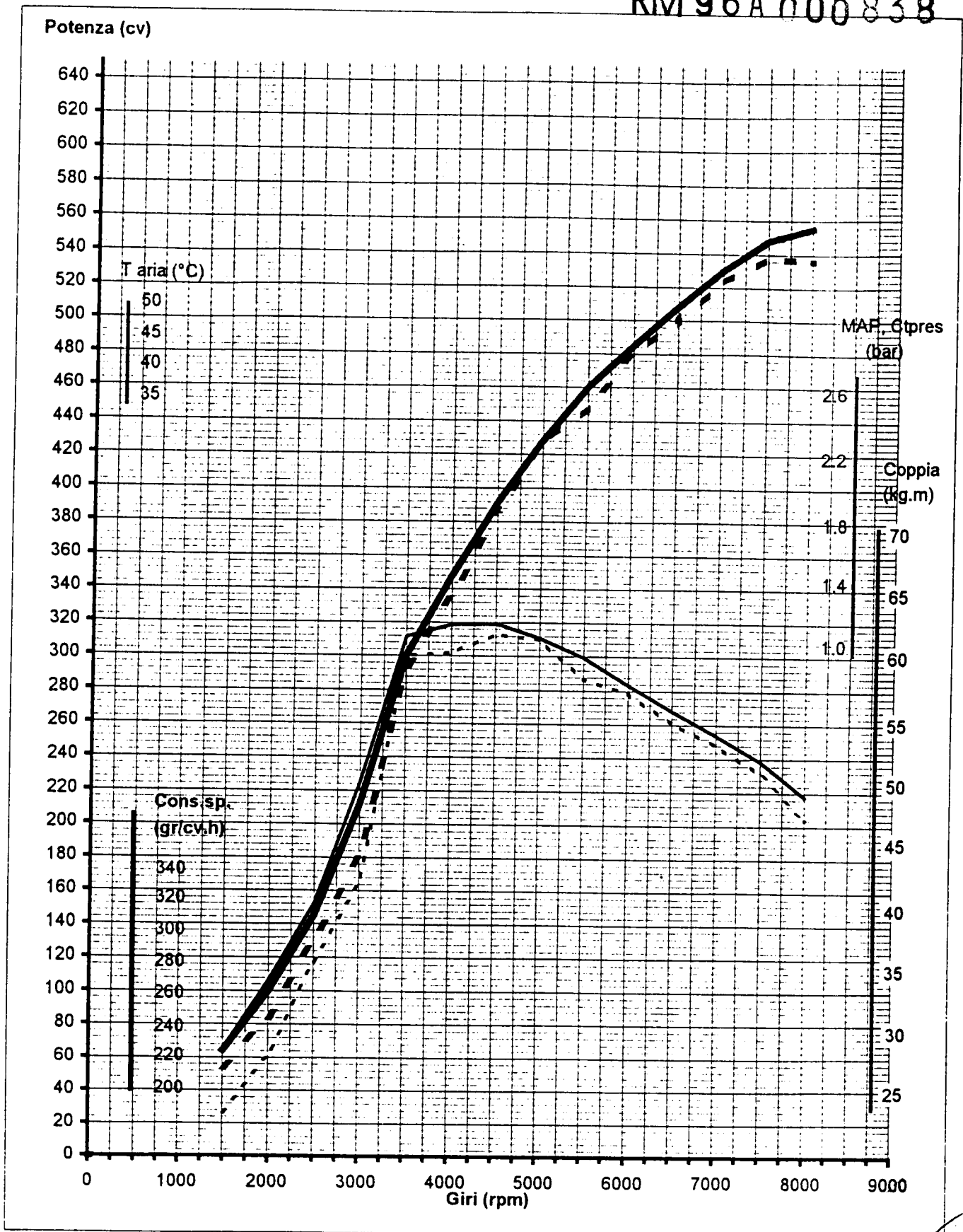


FIG. 6

Maurizio SARPI
della
Studio FERRARIO

PMS

RM 96A 000 838

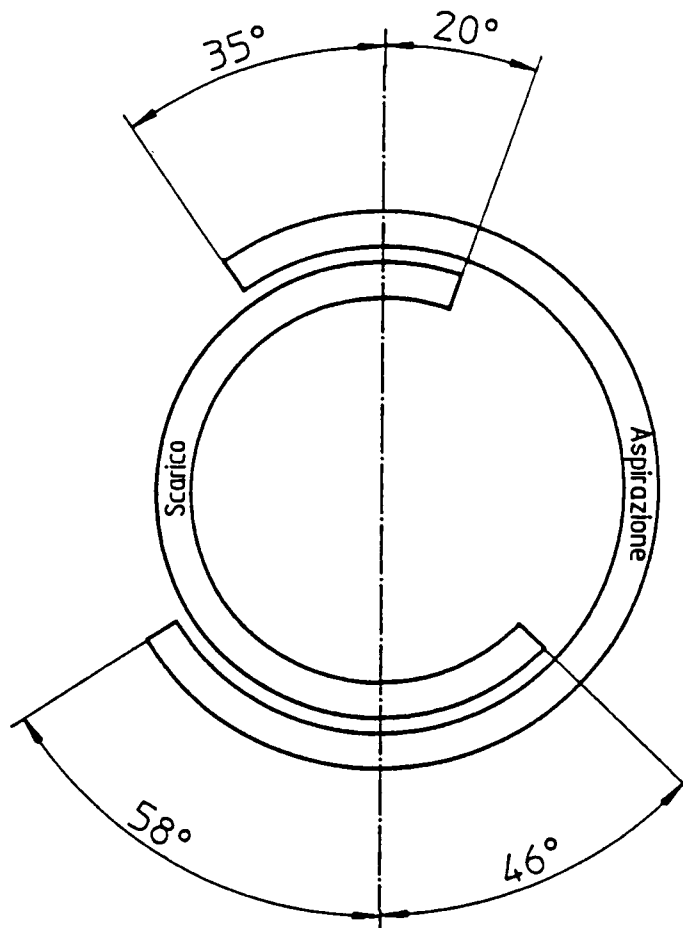


FIG. 7

Maurizio SARPI
dello
Studio FERRARIO

