

ALIMENTAZIONE DEI MOTORI A C.I. AD ACCENSIONE COMANDATA

REQUISITI DELLA MISCELA

- a) opportuno valore di α
- b) omogeneità e stabilità

TIPI DI IMPIANTI

- a) carburatori
- b) sistemi di iniezione

In genere nei MCI ad accensione comandata la miscela viene preparata fuori dai cilindri

LA FORMAZIONE DELLA MISCELA DIPENDE DA:

a) VELOCITA' DI ROTAZIONE

Essa influenza il tempo a disposizione

(a 6.000 giri/min in un motore a 4 T un ciclo completo si compie in 0,02 s; la metà del tempo circa è destinata alla formazione della miscela all'interno del cilindro)

b) TEMPERATURA DELLA CARICA

Un aumento della temperatura favorisce la formazione della miscela ma riduce il riempimento del cilindro (non il coefficiente di riempimento che aumenta !)

c) DISEGNO DELL'IMPIANTO DI ALIMENTAZIONE

Il tipo di organo di dosaggio, la posizione della valvola a farfalla, il disegno del collettore di aspirazione, la geometria dei condotti presso le valvole di aspirazione, la forma delle camere di combustione, condizionano sia la formazione della miscela che la distribuzione della stessa ai vari cilindri.

d) QUALITA' DEL COMBUSTIBILE

Una maggiore percentuale di idrocarburi a basso punto di ebollizione favorisce la vaporizzazione. Di contro gli idrocarburi più pesanti contribuiscono alla formazione di un "film" di combustibile sulle pareti interne del collettore d'aspirazione.

Nei motori a c.i. ad accensione comandata sono possibili valori di λ compresi nell'intervallo $0,6 \div 1,2$

I valori massimi della potenza si conseguono per $\lambda = 0,8 \div 0,9$

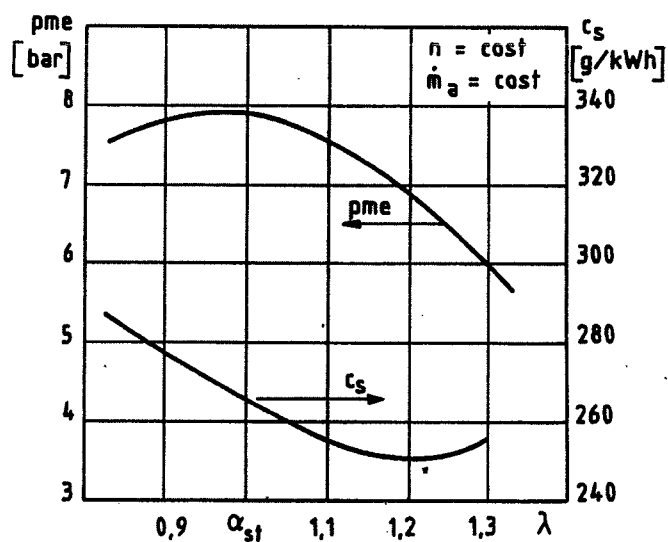


Fig. XVI.1 [1] — Andamento della p_{me} e del c_s al variare dell'indice d'aria λ in un motore ad accensione comandata per assegnati valori della velocità di rotazione n e della portata massica d'aria $\dot{m}_a$.

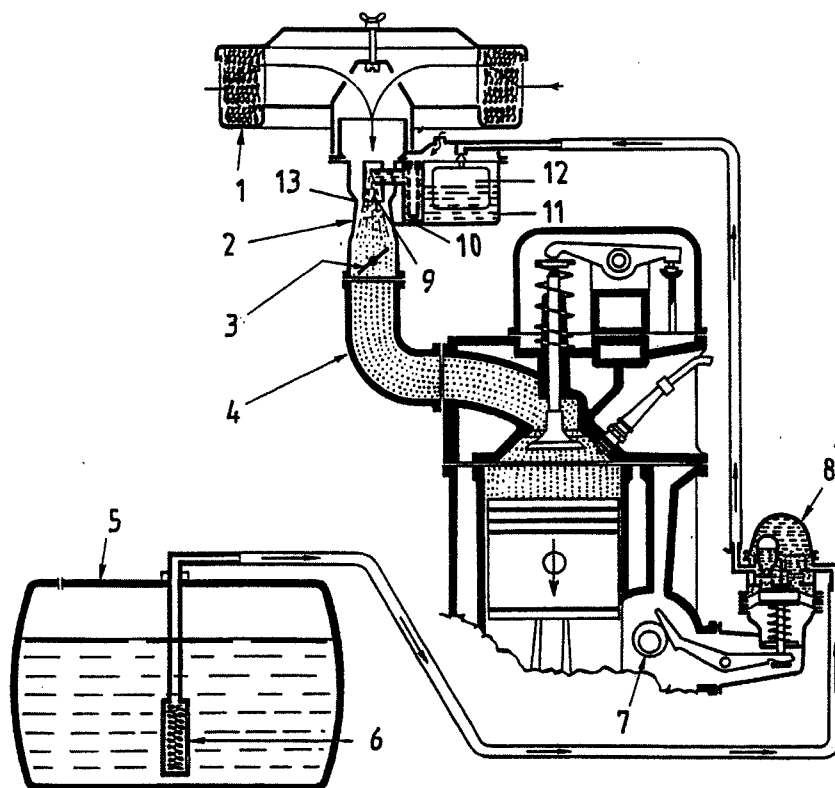


Fig. XVI.2 [2] — Schema del circuito di alimentazione di un motore a c.i. ad accensione comandata con carburatore.

1. Filtro aria; 2. Diffusore; 3. Valvola a farfalla; 4. Collettore di aspirazione; 5. Serbatoio combustibile; 6. Filtro combustibile; 7. Eccentrico; 8. Pompa a membrana di alimentazione combustibile; 9. Spruzzatore; 10. Getto calibrato; 11. Vaschetta a livello costante; 12. Galleggiante; 13. Sezione ristretta del venturi.

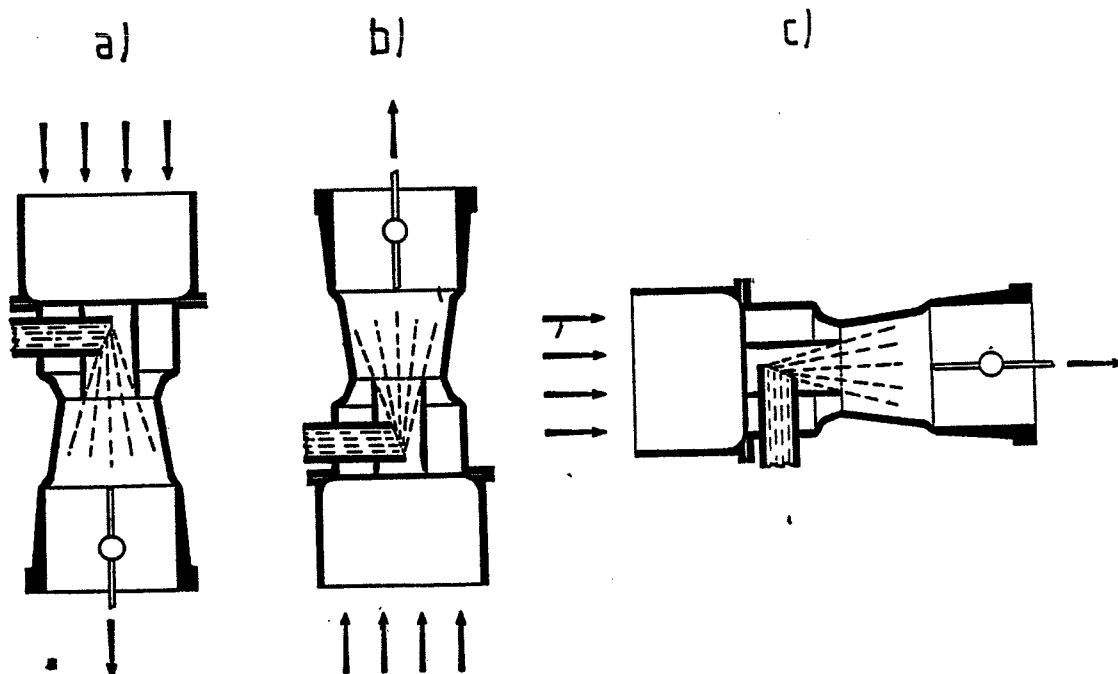


Fig. XVI.3 [2] — Differenti tipi di carburatori.
a) *Invertito*; b) *Verticale*; c) *Orizzontale*.

498 *Motori a combustione interna per autotrazione*

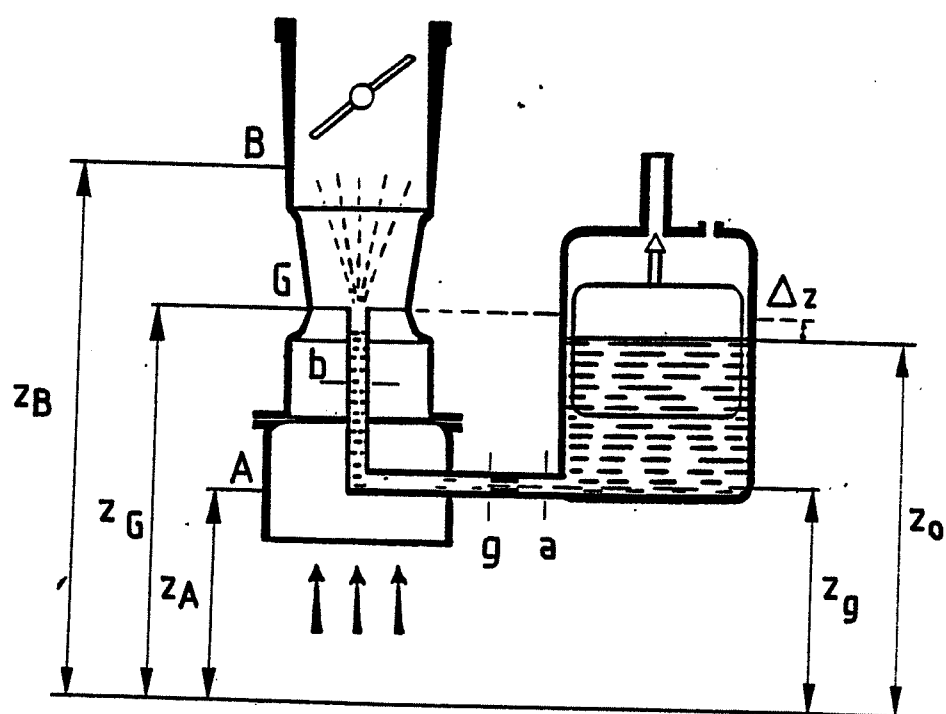


Fig. XVI.4 — Schema semplificato di carburatore.
G. *Sezione ristretta del venturi*; g. *Sezione del getto*.

PORTATA D'ARIA

$$\dot{m}_a = v S \rho_a \quad \text{valida in generale}$$

$$\dot{m}_a = v_G S_G \rho_a \quad \text{valida nella sezione ristretta del venturi}$$

Essendo

$$v_G = \varphi_{GC} \sqrt{2 \frac{\Delta p_G}{\rho_a}} \quad \text{con } \varphi_{GC} \approx 0,8 \div 0,9 \text{ poco variabile con } \Delta p_G \quad (1)$$

Si ha:

$$\dot{m}_a = \varphi_{GC} S_G \sqrt{2 \Delta p_G \rho_a}$$

La (1) viene ottenuta imponendo il principio della conservazione dell'energia tra una sezione immediatamente all'esterno del condotto di aspirazione e la sezione ristretta del tubo venturi

$$E_0 - E_G = 0$$

$$\left(\frac{v_0^2}{2} - \frac{v_G^2}{2} \right) + \frac{p_0 - p_G}{\rho_a} + g(z_0 - z_G) - L_{at} = 0$$

$$v_0^2 - v_G^2 = 2 \left[g(z_G - z_0) + \frac{p_G - p_0}{\rho_a} + \frac{\Delta p_{at}}{\rho_a} \right] \approx 2 \left[\frac{p_G - p_0}{\rho_a} + \frac{\Delta p_{at}}{\rho_a} \right]$$

posto

$$v_0 = 0 \quad \text{si ha:}$$

$$v_G = \sqrt{2 \frac{p_0 - p_G - \Delta p_{at}}{\rho_a}} \quad \text{e in condizioni ideali } v_{Gid} = \sqrt{2 \frac{p_0 - p_G}{\rho_a}}$$

si ha pertanto:

$$v_G = \varphi_{GC} v_{Gid} = \varphi_{GC} \sqrt{2 \frac{\Delta p_G}{\rho_a}}$$

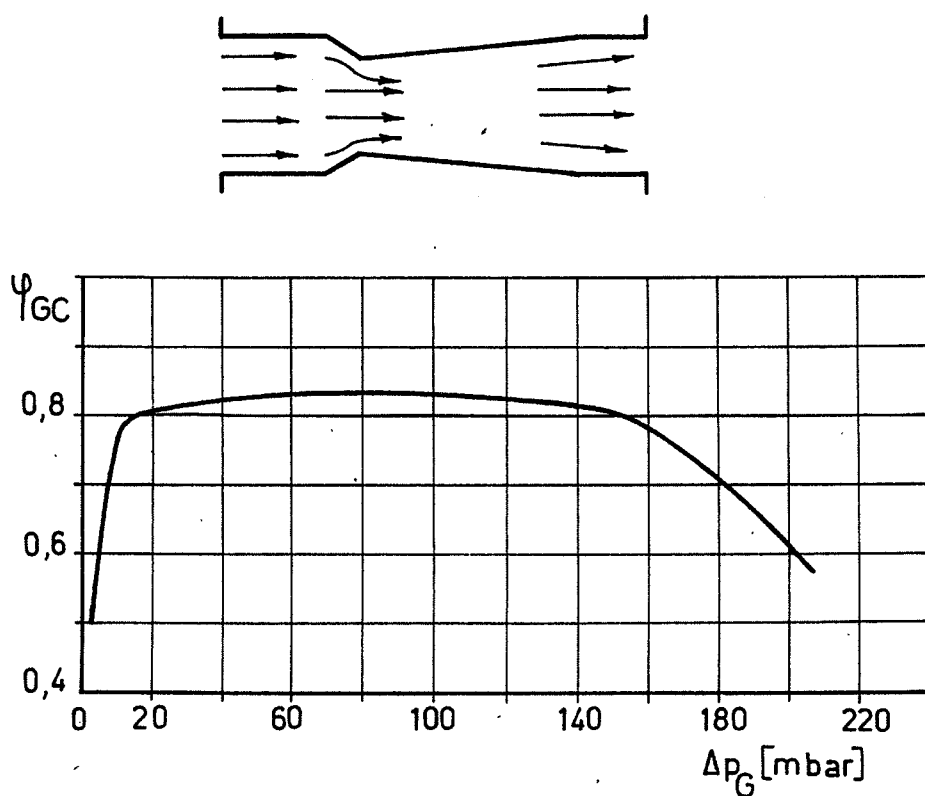


Fig. XVI.5 [3] — Andamento del coefficiente di efflusso ψ_{GC} al variare della depressione Δp_G nella sezione ristretta di un venturi.

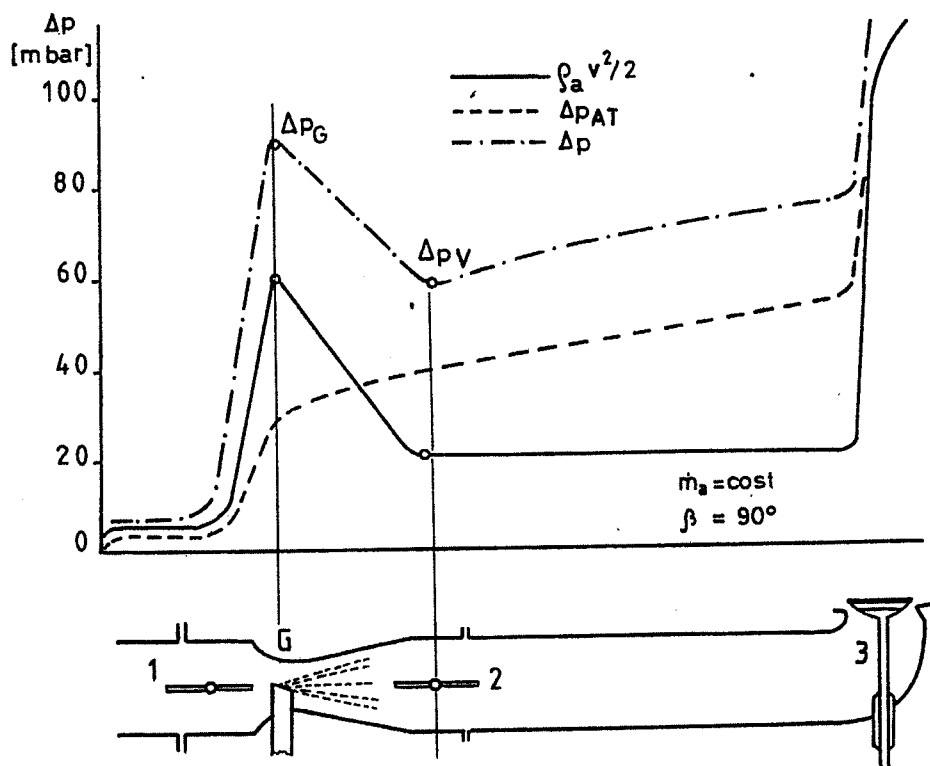


Fig. XVI.6 — Andamento della depressione Δp lungo il condotto di ammissione di un motore a c.i. con valvola a farfalla completamente aperta ($\beta = 90^\circ$) a portata d'aria costante.

1. Valvola a farfalla di avviamento a freddo; 2. Valvola a farfalla; 3. Valvola di aspirazione.

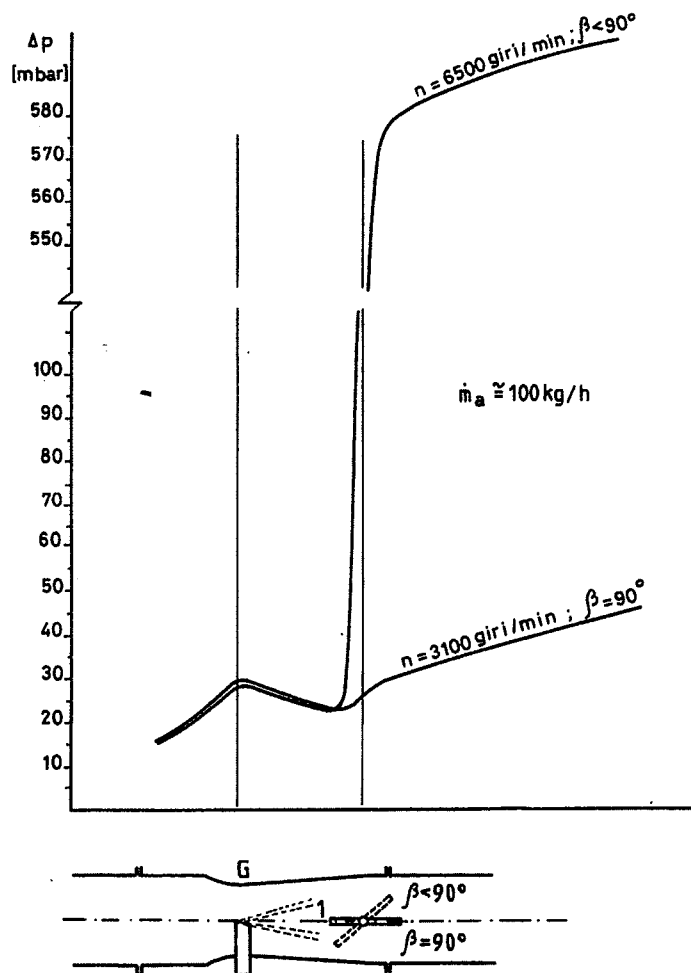


Fig. XVI.7 — Andamento della depressione Δp lungo il condotto di ammissione di un motore a c.i. per due differenti aperture della valvola a farfalla a portata d'aria costante.
1. Valvola a farfalla.

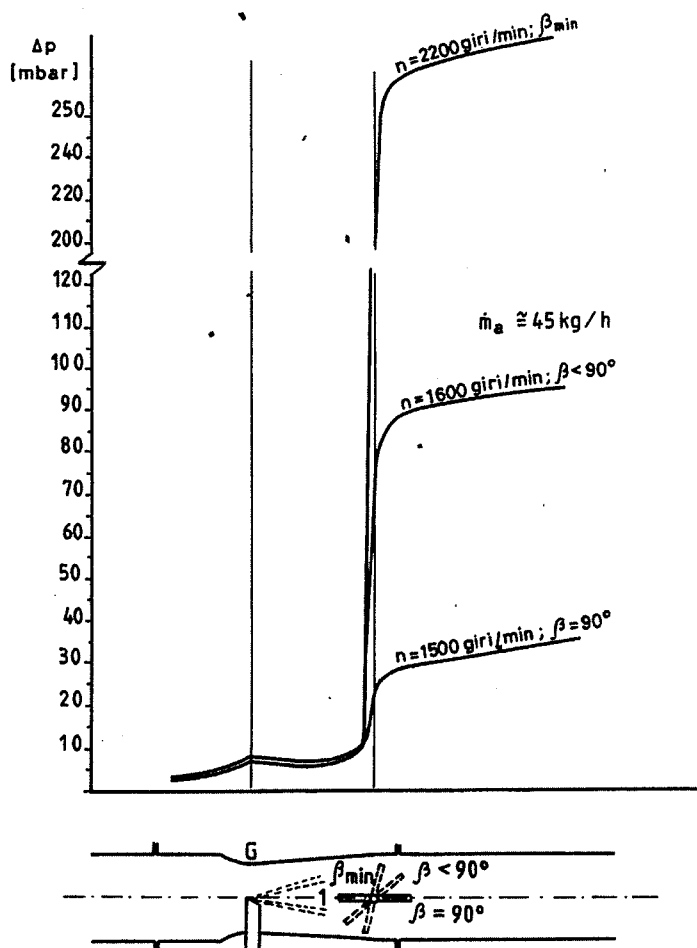


Fig. XVI.8 — Andamento della depressione Δp lungo il condotto di ammissione di un motore a c.i. per tre differenti aperture della valvola a farfalla a portata d'aria costante.
1. Valvola a farfalla.

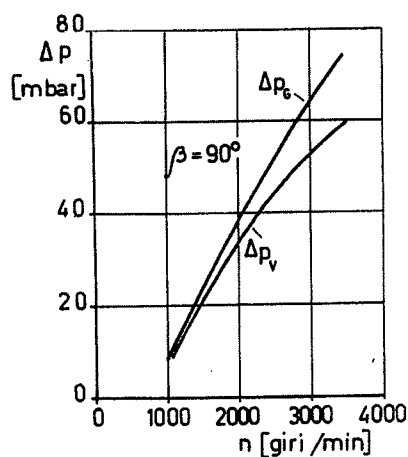


Fig. XVI.9 [4] — Andamento di Δp_G e di Δp_V in funzione della velocità di rotazione n nel venturi del carburatore monocorpo di un motore pluricilindrico in condizioni di massima apertura della valvola a farfalla ($\beta = 90^\circ$).

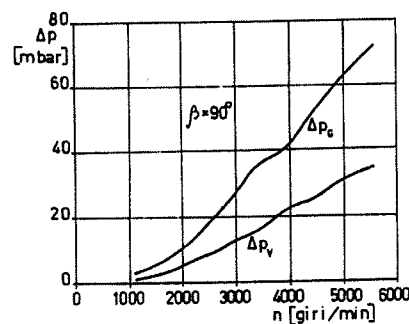


Fig. XVI.10 [4] — Andamento di Δp_G e di Δp_V in funzione della velocità di rotazione n nel venturi del carburatore di un motore pluricilindrico munito di un carburatore per ciascun cilindro in condizioni di massima apertura della valvola a farfalla ($\beta = 90^\circ$).

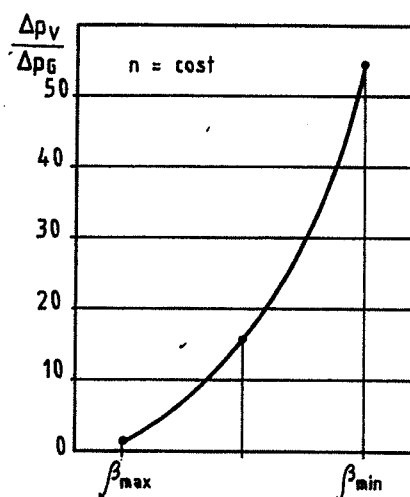
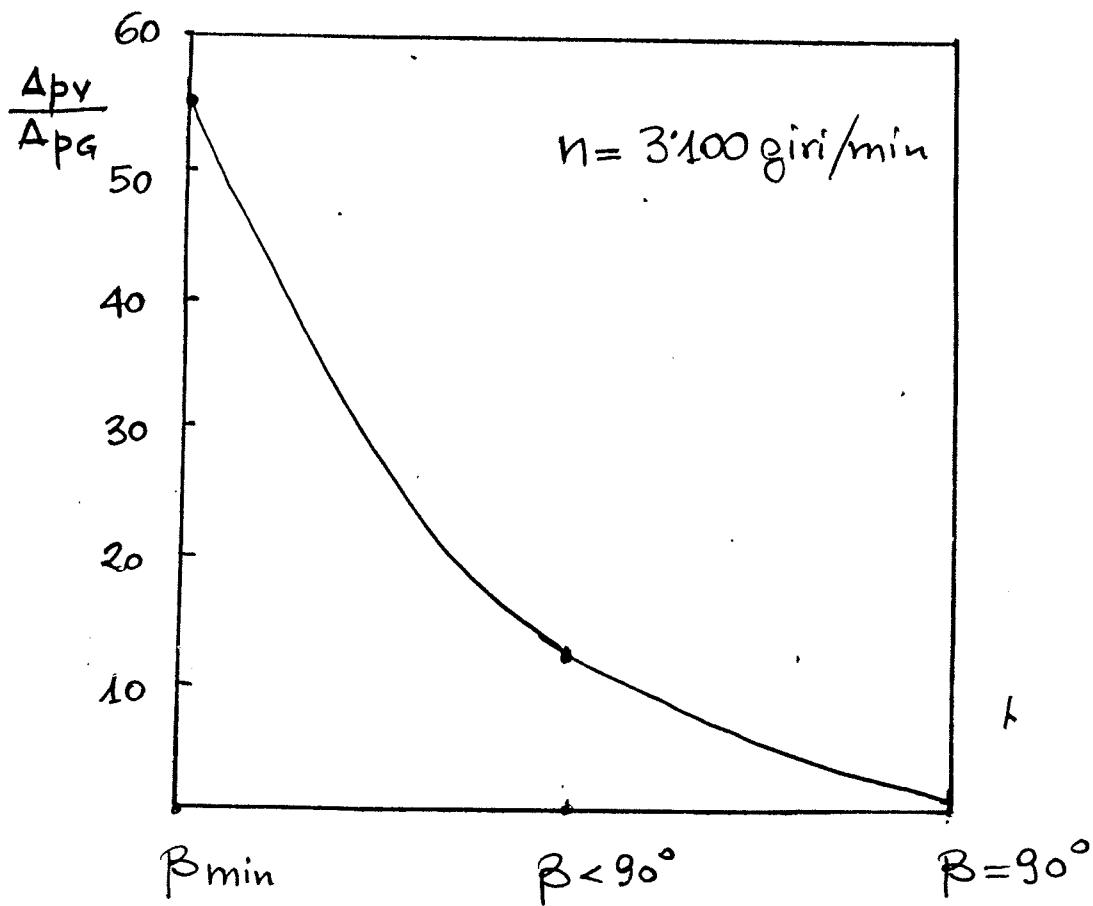


Fig. XVI.11 — Andamento del rapporto $\Delta p_V/\Delta p_G$ al variare della posizione della valvola a farfalla a velocità di rotazione n costante. I valori si riferiscono a prove effettuate su di un motore ad accensione comandata a quattro tempi a quattro cilindri con cilindrata totale $V_t = 1.300 \text{ cm}^3$ munito di carburatore monocorpo.



	Δp_g mbar	Δp_v mbar	$\frac{\Delta p_v}{\Delta p_g}$ -	$\dot{m}$ kg/h
$\beta_{\min}$	8	453	56	53,4
$\beta < 90^\circ$	16	220	14	78
$\beta = 90^\circ$	30	31	~ 1	104,5

FIG. XVI.11

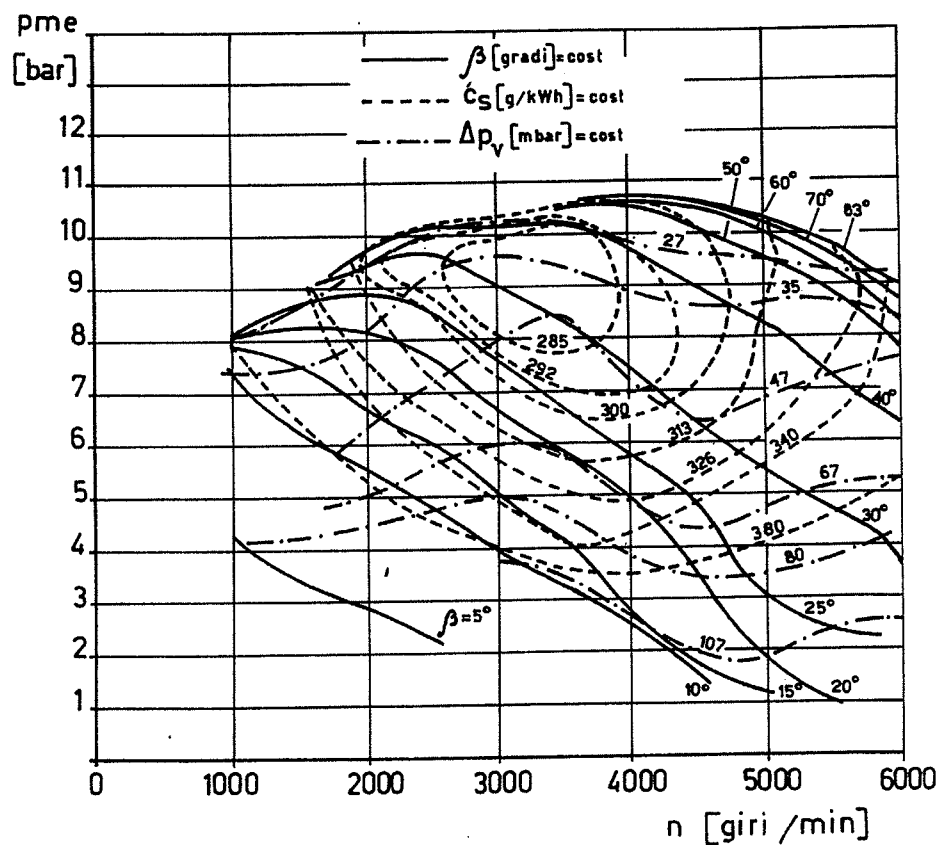


Fig. XVI.13 [4] — Piano quotato con linee del consumo specifico di combustibile costante e con linee di depressione Δp_v costante relativo al motore di fig. XVI.12 munito questa volta di carburatore a due corpi in parallelo.

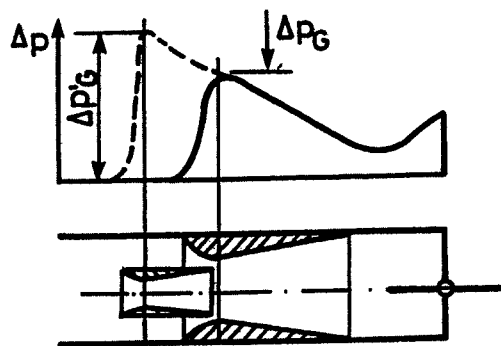


Fig. XVI.14 — Schema semplificato di un carburatore a doppio diffusore ed andamento della depressione nello stesso.

Apertura valvola a farfalla	n [giri/min]	M_t [Nm]	P [kW]	Δp_V [m bar]	Δp_G [m bar]	$\dot{m}_a$ [kg/h]	$\Delta p_V/\Delta p_G$
Massima	6.300	78,6	51,8	53	76	204,3	0,70
	4.700	90,4	44,5	39	48	160,7	0,81
	3.100	91,5	29,7	31	30	104,5	1,03
	1.500	66,3	10,4	24	7	44,2	3,43
Intermedia	6.300	23,1	15,2	483	24	100,8	20,12
	4.700	44,9	22,1	373	23	95,9	16,21
	3.100	67,3	21,8	220	16	78,0	13,75
	1.500	69,5	10,9	80	6	41,8	13,33
Quasi minima	6.300						
	4.700	12,8	6,3	600	9	56,2	66,60
	3.100	35,3	11,4	453	8	53,4	56,62
	1.500	55,4	8,7	187	5	36,5	37,40

Tab. XVI.1 — Parametri di funzionamento di un motore ad accensione comandata a quattro tempi a quattro cilindri con cilindrata totale $V_t = 1.300 \text{ cm}^3$ munito di carburatore monocorpo.

Apertura valvola a farfalla	n [giri/min]	M_t [Nm]	P [kW]	Δp_V [m bar]	Δp_G [m bar]	$\dot{m}_a$ [kg/h]	$\Delta p_V/\Delta p_G$
90°	5.200	54,3	29,6	45	39	110,7	1,15
	3.700	58,8	22,8	32	28	82,2	1,14
	2.200	51,1	11,8	12	11	45,0	1,09
47°	5.200	43,7	23,8	149	29	98,3	5,13
	3.700	54,1	21,0	100	19	77,3	5,26
	2.200	52,4	12,1	51	10	47,5	5,10
35°	5.200	26,3	14,3	336	20	75	16,8
	3.700	41,9	16,2	221	15	65	14,7
	2.200	49,2	11,3	105	8	43	13,1
25°	5.200	7,1	3,9	563	9	45,3	62,5
	3.700	22,5	8,7	448	8	43,0	56,0
	2.200	38,8	8,9	253	6	35,9	42,1

Tab. XVI.2 — Parametri di funzionamento di un motore ad accensione comandata a quattro tempi a quattro cilindri con cilindrata totale $V_t = 850 \text{ cm}^3$ munito di carburatore monocorpo.

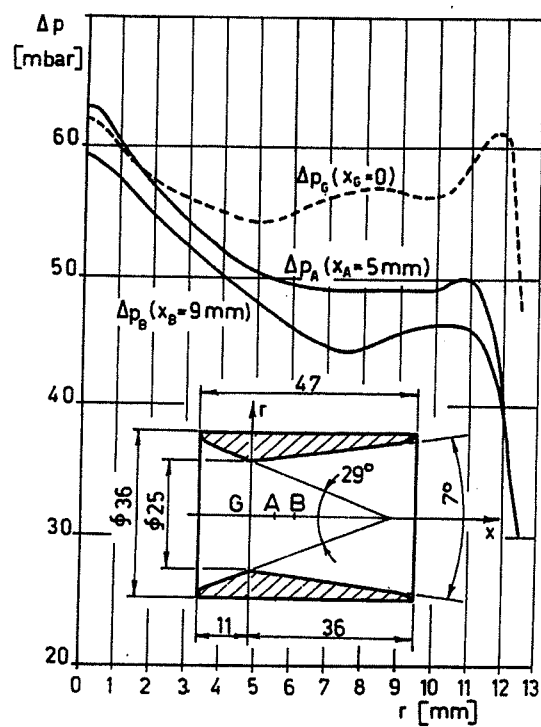


Fig. XVI.15 [4] — Andamento della depressione in tre differenti sezioni di un venturi di assegnate caratteristiche geometriche al variare della posizione radiale.

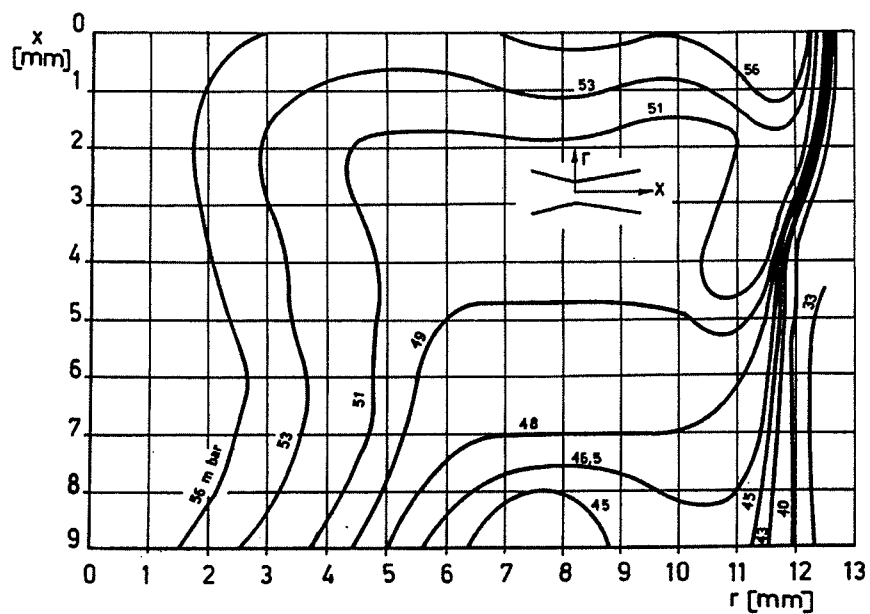


Fig. XVI.16 [4] — Curve a depressione costante per il venturi della fig. XVI.15.

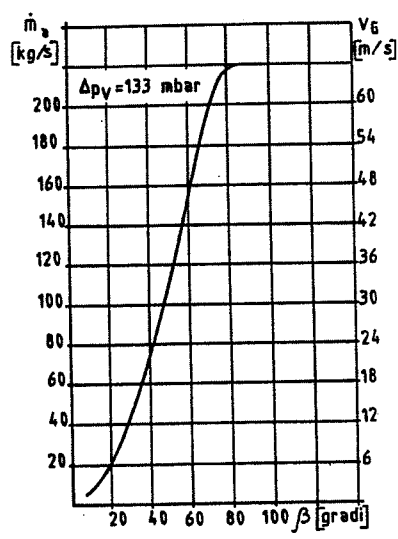


Fig. XVI.17 [4] — Andamento della portata d'aria $\dot{m}_a$ e della velocità dell'aria v_G nella sezione ristretta di un venturi di assegnate caratteristiche geometriche, in funzione dell'apertura β della valvola a farfalla a depressione Δp_V costante.

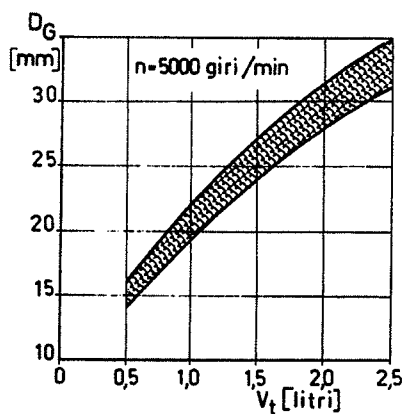


Fig. XVI.18 [2] — Diagramma per la scelta del diametro D_G del diffusore in base alla cilindrata totale V_t per motori a quattro tempi, da quattro a sei cilindri, muniti di carburatore moncorpo alimentante tutti i cilindri.

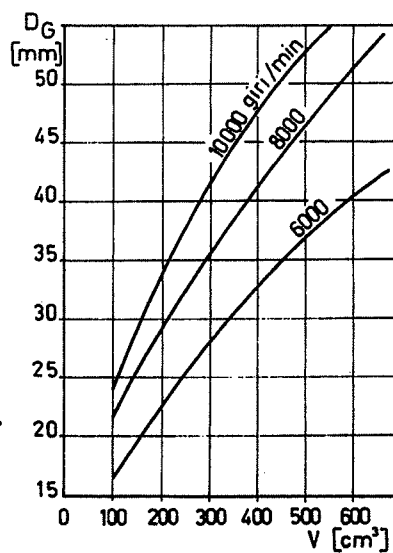


Fig. XVI.19 [2] — Diagramma per la scelta del diametro D_G del diffusore in base alla cilindrata V di un cilindro (*cilindrata unitaria*) per motori a quattro tempi muniti di un condotto di carburatore per ciascun cilindro.

PORTATA DI COMBUSTIBILE

$$\dot{m}_c = v S \rho_c \quad \text{valida in generale}$$

$$\dot{m}_c = v_g S_g \rho_c \quad \text{valida nella sezione di uscita del getto}$$

Essendo

$$v_g = \varphi_{gc} \sqrt{2 \left(\frac{\Delta p_G}{\rho_c} - \Delta z \cdot g \right)} \quad \text{con } \varphi_{gc} \text{ fortemente variabile con } \Delta p_G \quad (2)$$

Si ha:

$$\dot{m}_c = \varphi_{gc} S_g \sqrt{2 \rho_c (\Delta p_G - \Delta z \cdot \rho_c \cdot g)} \quad \text{con } \Delta z \cdot \rho_c \cdot g \approx 0,3 \div 0,7 \text{ mbar}$$

La (2) viene ottenuta imponendo il principio della conservazione dell'energia tra la sezione sul pelo libero in vaschetta e la sezione di uscita del getto di combustibile:

$$E_0 - E_g = 0$$

$$\left(\frac{v_0^2}{2} - \frac{v_g^2}{2} \right) + \frac{p_0 - p_g}{\rho_c} + g(z_0 - z_g) - L_{at} = 0$$

$$v_0^2 - v_g^2 = 2 \left[g(z_g - z_0) + \frac{p_g - p_0}{\rho_c} + \frac{\Delta p_{at}}{\rho_c} \right]$$

posto

$$v_0 = 0$$

si ha:

$$v_g = \sqrt{2 \left[g(z_0 - z_g) + \frac{p_0 - p_g}{\rho_c} - \frac{\Delta p_{at}}{\rho_c} \right]} \quad (3)$$

Si osservi che vale la relazione:

$$p_g = p_G + (z_G - z_g + \Delta z^*) \cdot \rho_c \cdot g = p_G + (z_0 - z_g + \Delta z + \Delta z^*) \cdot \rho_c \cdot g \quad (4)$$

Essendo:

$$z_0 < z_G \quad \Delta z = z_G - z_0 = 5 \div 10 \text{ mm}$$

Δz^* corrisponde:

- Alla depressione necessaria per vincere la tensione superficiale della benzina quando questa si trova nella sezione di uscita dello spruzzatore;
- Alle perdite di carico che si hanno lungo il tratto di condotto considerato

Sostituendo la (4) nella (3) si ha:

$$v_g = \sqrt{2 \left[\frac{\Delta p_G}{\rho_c} - \Delta z \cdot g - \Delta z^* \cdot g - \frac{\Delta p_{at}}{\rho_c} \right]}$$

Che nel caso di assenza di perdite diventa:

$$v_{gid} = \sqrt{2 \left[\frac{\Delta p_G}{\rho_c} - \Delta z \cdot g \right]}$$

Risulta pertanto:

$$v_g = \varphi_g \cdot v_{gid} = \varphi_g \cdot \sqrt{2 \left[\frac{\Delta p_G}{\rho_c} - \Delta z \cdot g \right]} \quad (5)$$

Essendo φ_g il coefficiente riduttore della velocità che tiene conto delle perdite lungo tutto il percorso che va dalla vaschetta a livello costante alla sezione di uscita dello spruzzatore.

Occorre considerare, per precisione, ancora la contrazione della vena fluida in corrispondenza della sezione di uscita del getto. Si introduce a questo riguardo il coefficiente di contrazione della vena fornito dalla espressione:

$$\varphi_{con} = \frac{S_g^*}{S_g}$$

rapporto tra la sezione contratta della vena S_g^* e la sezione geometrica S_g .

Il prodotto tra il coefficiente riduttore della velocità φ_g e il coefficiente φ'_{con} fornisce il coefficiente di efflusso del getto di combustibile φ_{gc} :

$$\varphi_{gc} = \varphi_g \cdot \varphi_{con}$$

Che risulta variabile ovvero crescente con la depressione Δp_G .

La (5) con le notazioni introdotte diventa:

$$v_g = \varphi_{gc} \cdot v_{gid} = \varphi_{gc} \cdot \sqrt{2 \left[\frac{\Delta p_G}{\rho_c} - \Delta z \cdot g \right]} \quad (5')$$

E la portata di combustibile può essere espressa dalla relazione:

$$\dot{m}_c = v_g \cdot S_g \cdot \rho_c = \varphi_{gc} \cdot S_g \cdot \sqrt{2 \rho_c (\Delta p_G - \Delta z \cdot \rho_c \cdot g)} \quad (6)$$

Trascurando il termine:

$$\Delta z \cdot \rho_c \cdot g$$

La (5') e la (6) diventano:

$$v_g = \varphi_{gc} \sqrt{2 \frac{\Delta p_G}{\rho_c}} \quad (5'')$$

$$\underline{\dot{m}_c = \varphi_{gc} \cdot S_g \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_G \cdot \rho_c}} \quad (6')$$

Utilizzando la (1') e la (6') è possibile allora scrivere il rapporto di miscela fornito dal carburatore elementare in studio:

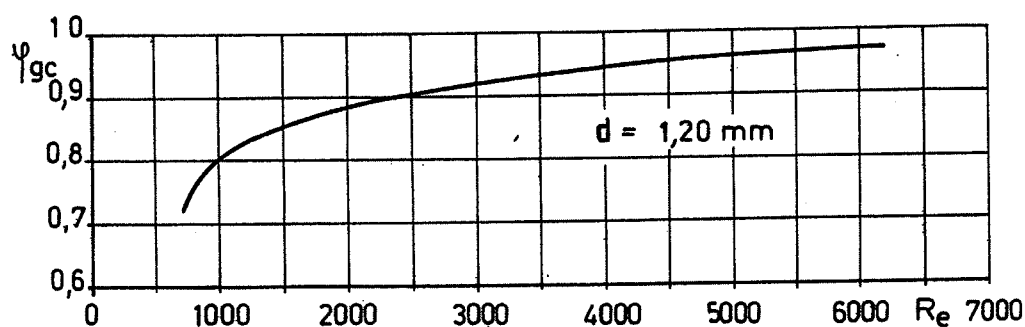
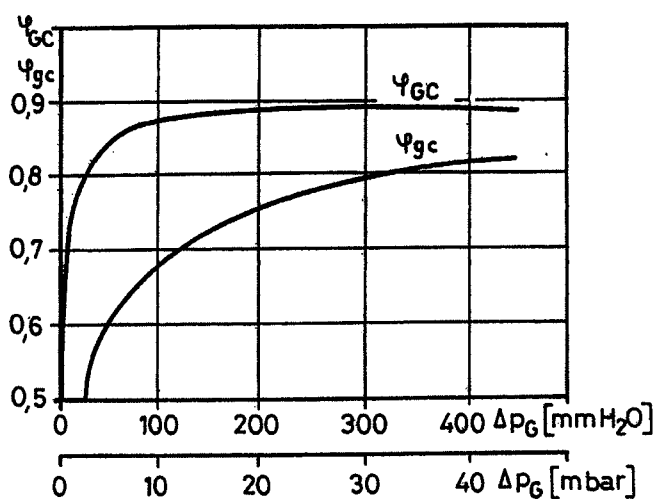
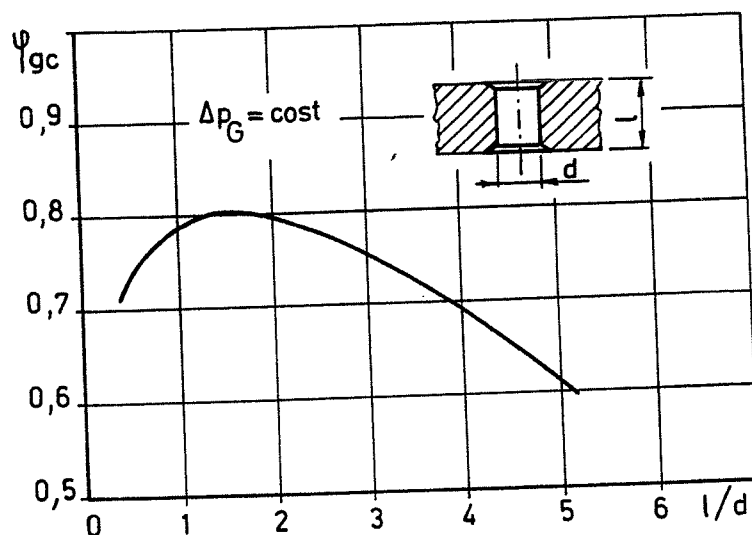
$$\underline{\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} = \frac{\varphi_{GC} \cdot S_G \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_G \cdot \rho_a}}{\varphi_{gc} \cdot S_g \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_G \cdot \rho_c}} = \frac{\varphi_{GC} \cdot S_G}{\varphi_{gc} \cdot S_g} \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_c}}} \quad (7)$$

Per un certo carburatore ovviamente si ha che la frazione:

$$\frac{S_G}{S_g} \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_c}} = k = \text{cost}$$

Per cui la (7) diventa:

$$\underline{\alpha = \frac{\varphi_{GC}}{\varphi_{gc}} \cdot k} \quad (7')$$



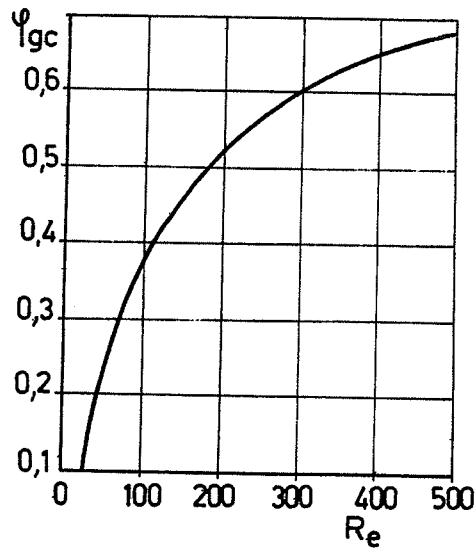


Fig. XVI.23 [5] — Andamento del coefficiente di efflusso φ_{gc} per variazioni del numero di *Reynolds* nell'intervallo 30 + 500 e per assegnate caratteristiche geometriche del getto.

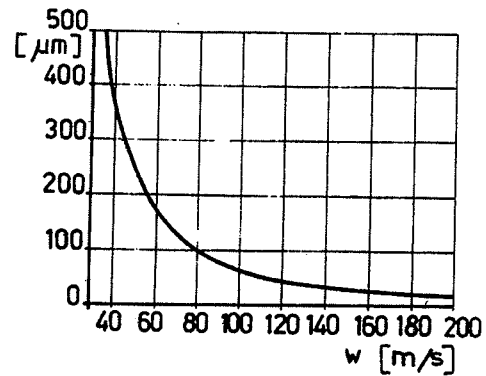


Fig. XVI.24 [4] — Valori massimi del raggio delle goccioline di combustibile in funzione della velocità relativa w rispetto all'aria.

$$r_{max} = 10 \frac{\tau}{\rho_a} \cdot w^2 = \text{RAGGIO MAX GOCCE}$$

τ = TENSIONE SUPERFIC. DEL COMBUST.

ρ_a = DENSITA' DELL'ARIA

w = VELOCITA' RELATIVA TRA COMBUST. E ARIA

$$r_{medio} \cong 0,5 r_{max}$$

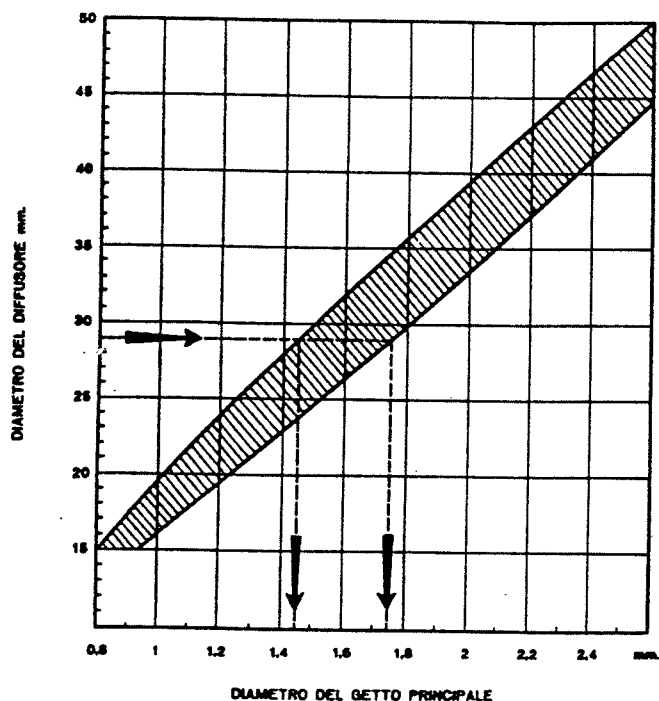


Diagramma per la scelta del diametro del getto principale carburante secondo il diametro del diffusore, se si tiene per il getto aria di freno il valore di 2,00 mm.

Motori a benzina e a 4 tempi.

Nel diagramma il diffusore alimenta 4 o 6 cilindri: se alimenta 2 cilindri moltiplicare per 0,90 il diametro del getto trovato.

Se alimenta un cilindro (applicazioni sportive) moltiplicare per 0,75 il diametro del getto.

Esempio: se un diffusore di 29 mm. alimenta 4 o 6 cilindri richiede un getto principale da 1,45 a 1,75 mm. di diametro, se alimenta un cilindro il diametro del getto si riduce a 1,10 o a 1,30 mm.

Questi valori sono solo di orientamento e si consiglia di iniziare le prove col getto di diametro maggiore, riducendolo secondo le esigenze.

FIG. XVI. 25

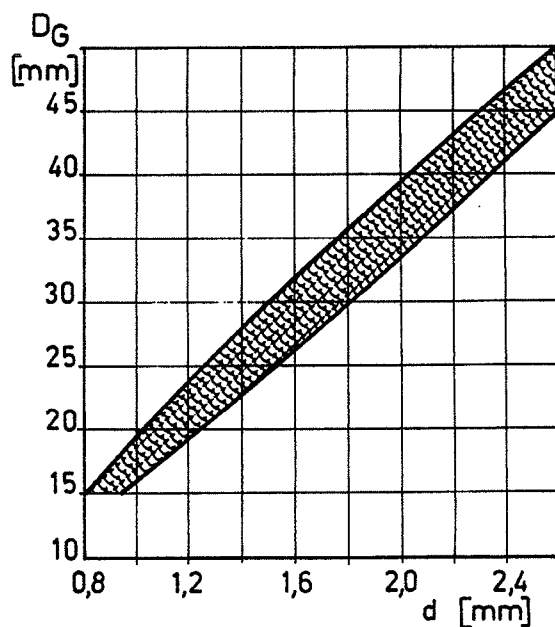


Fig. XVI.25 [2] — Diagramma per la scelta del diametro del getto d in funzione del diametro D_G della sezione ristretta del venturi per un motore a quattro tempi a quattro o a sei cilindri.

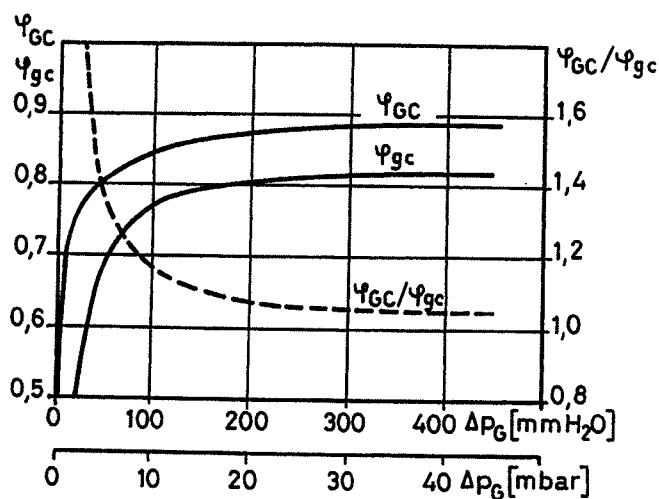


Fig. XVI.26 [3] — Andamento dei coefficienti φ_{GC} , φ_{gc} e del rapporto $\varphi_{GC}/\varphi_{gc}$ in funzione della depressione Δp_G nella sezione ristretta del venturi per un carburatore di assegnate caratteristiche geometriche.

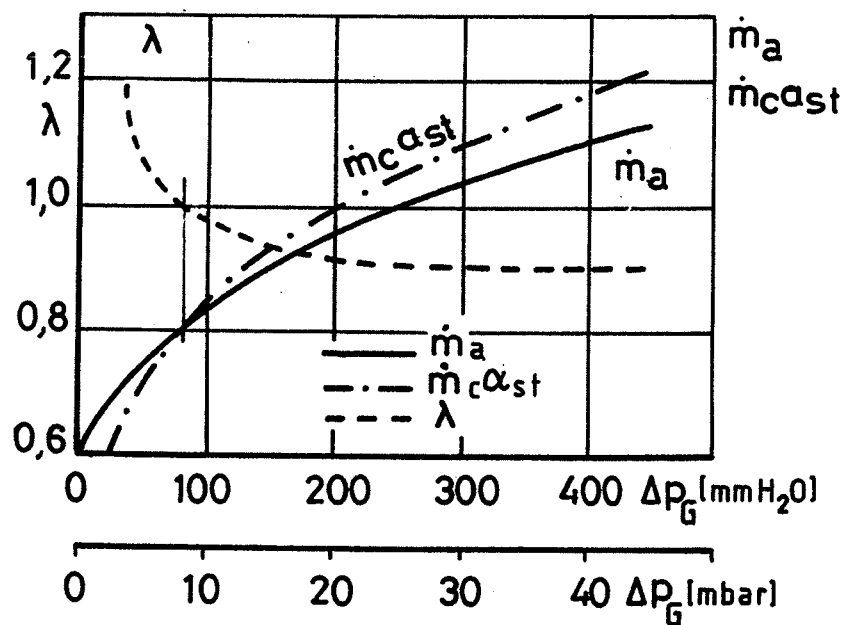


Fig. XVI.27 [3] — Andamento delle portate d'aria $\dot{m}_a$ ed $\dot{m}_c \alpha_{st}$ nonché dell'indice d'aria λ in funzione della depressione Δp_G nella sezione ristretta del venturi.

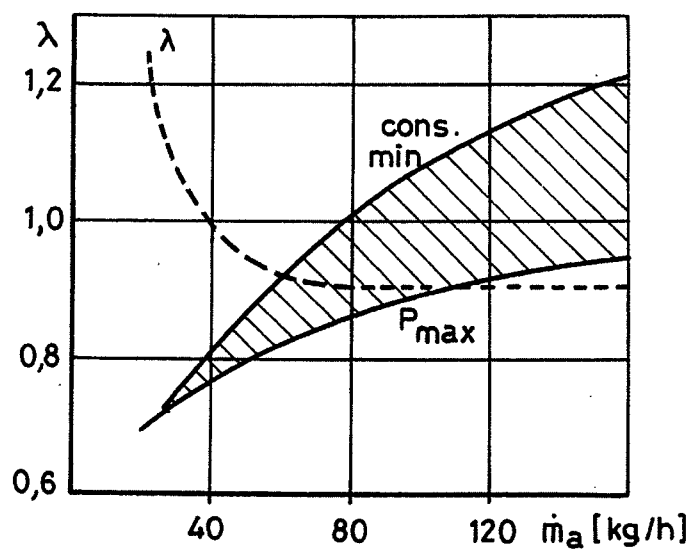


Fig. XVI.28 [3] — Prestazioni di un carburatore elementare (curva tratteggiata) e confronto con quelle richieste dalle differenti condizioni di funzionamento di un motore.

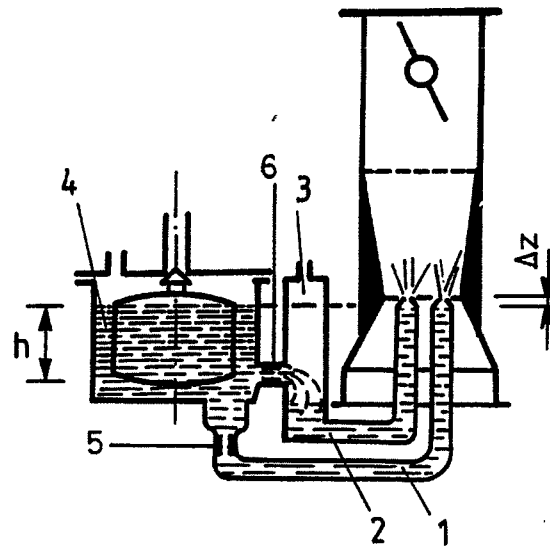


Fig. XVI.29 — Schema semplificato di carburatore munito di getto compensatore.
 1. Spruzzatore principale; 2. Spruzzatore secondario o getto compensatore; 3. Pozzetto;
 4. Vaschetta a livello costante; 5. Getto principale; 6. Getto compensatore.

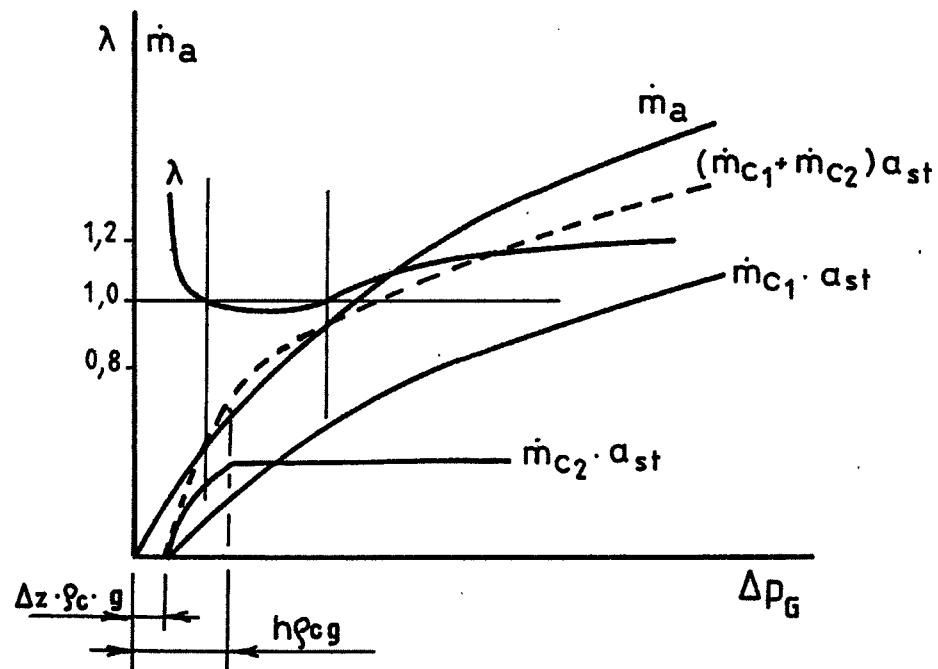


Fig. XVI.30 [3] — Andamento in funzione della depressione Δp_G nella sezione ristretta del venturi delle portate d'aria e dell'indice d'aria λ in un carburatore munito di getto compensatore.

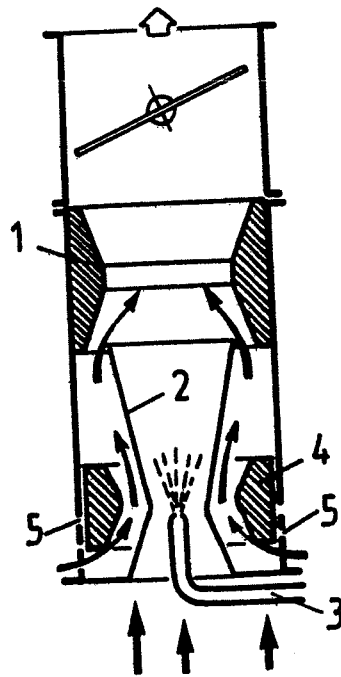


Fig. XVI.31 — Schema semplificato di carburatore ad aria secondaria Krebs-Pallas.
 1. Diffusore superiore; 2. Diffusore inferiore; 3. Spruzzatore; 4. Valvola scorrevole di by-pass per la regolazione dell'aria secondaria; 5. Luci laterali entrata aria secondaria.

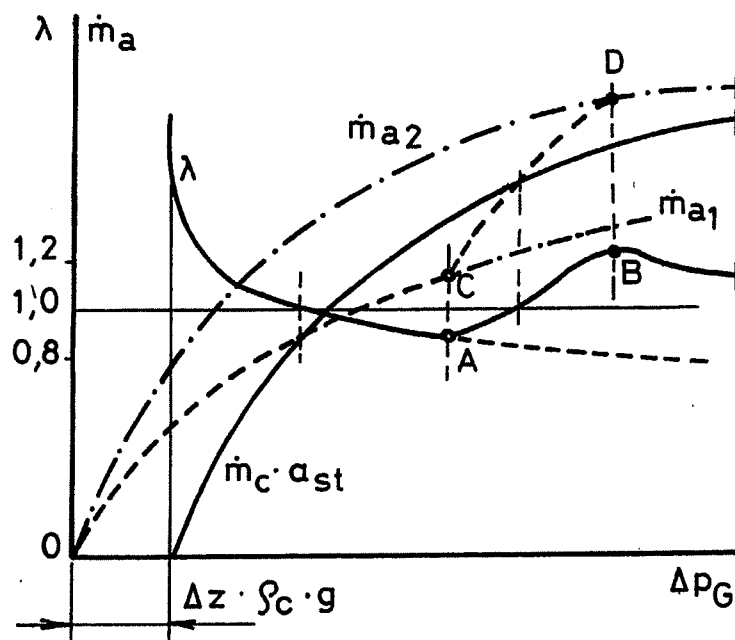


Fig. XVI.32 [3] — Andamento in funzione della depressione Δp_G nella sezione ristretta del venturi delle portate d'aria e dell'indice d'aria λ in un carburatore ad aria secondaria Krebs-Pallas.

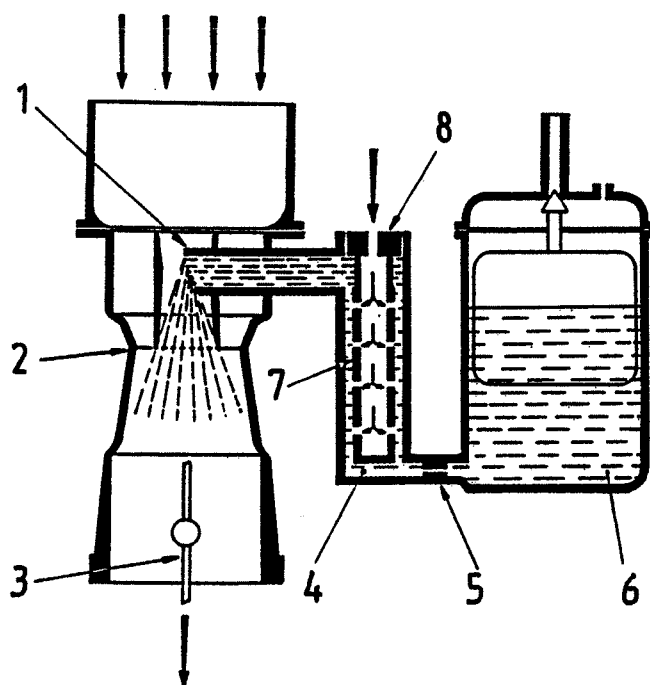


Fig. XVI.33 [2] — Schema semplificato di carburatore ad aria antagonista.
 1. Spruzzatore; 2. Venturi; 3. Valvola a farfalla; 4. Pozzetto; 5. Getto calibrato; 6. Vaschetta a livello costante; 7. Tubetto emulsionatore; 8. Getto di correzione aria o freno d'aria.

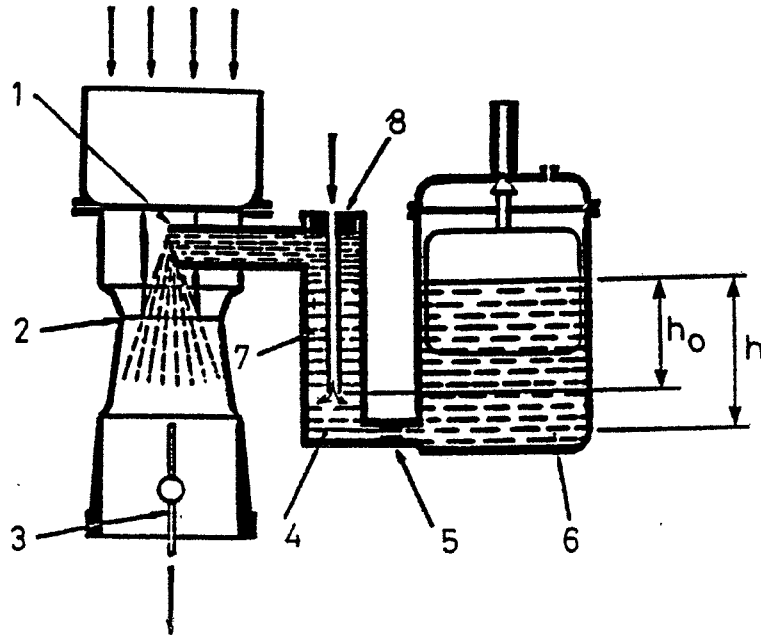


Fig. XVI.34 — Schema semplificato di carburatore ad aria antagonista con getto di correzione aria costituito da un unico foro annegato.

1. Spruzzatore; 2. Venturi; 3. Valvola a farfalla; 4. Pozzetto; 5. Getto principale calibrato; 6. Vaschetta a livello costante; 7. Tubicino di adduzione aria; 8. Getto di correzione aria o freno d'aria.

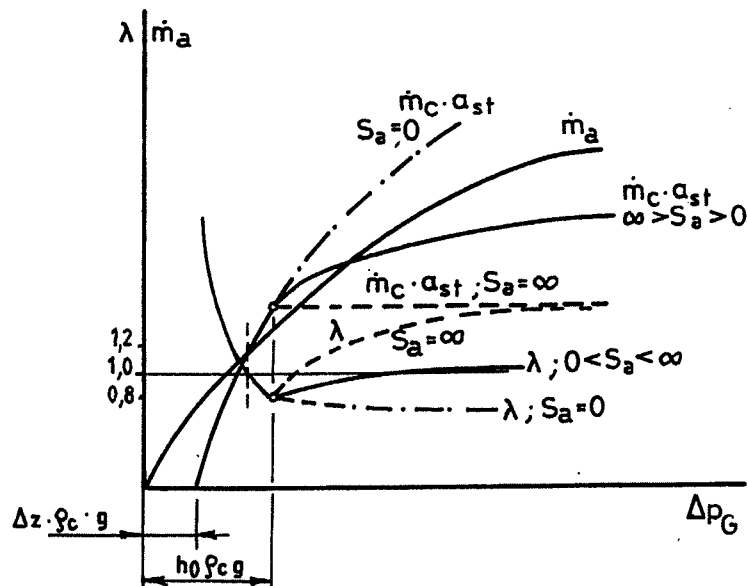


Fig. XVI.35 [3] — Andamento in funzione della depressione Δp_G nella sezione ristretta del venturi delle portate d'aria e dell'indice d'aria λ in un carburatore ad aria antagonista per differenti valori della sezione del getto di correzione aria.

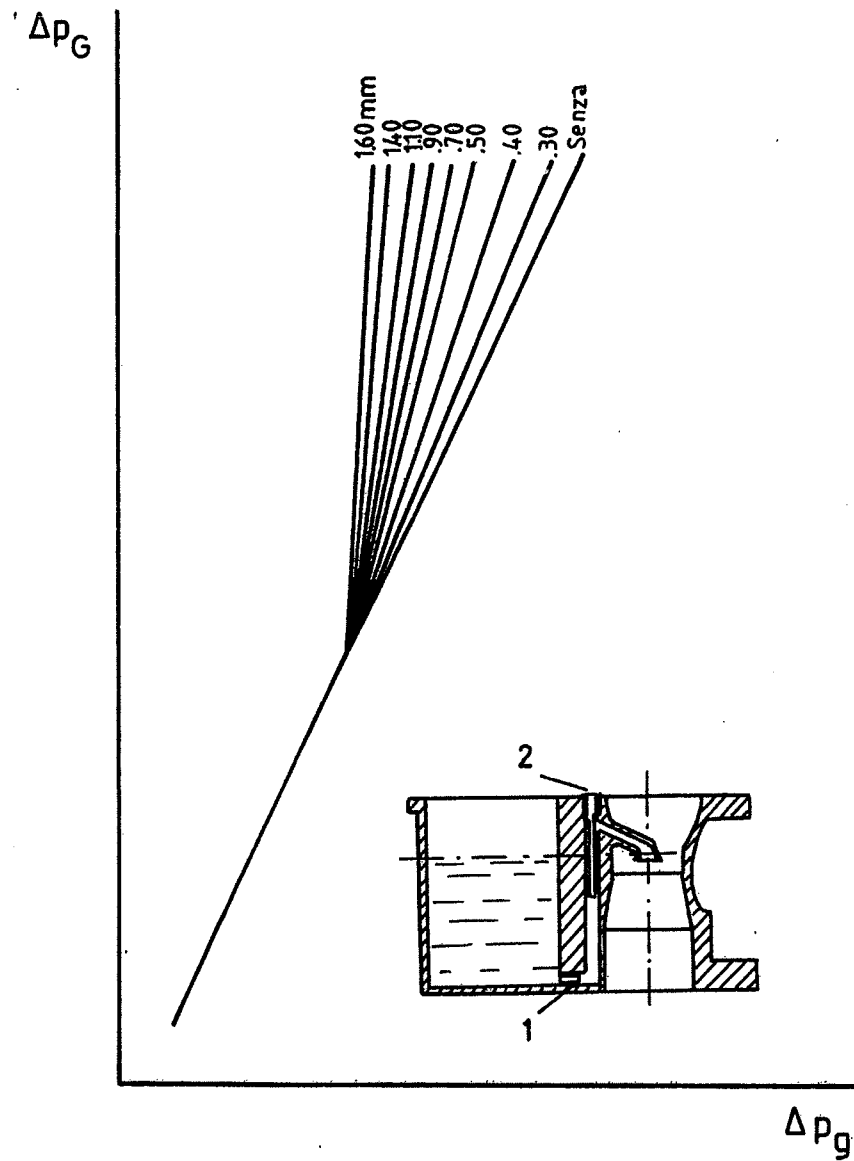


Fig. XVI.36 [4] — Andamento della depressione Δp_g agente sul getto principale in funzione della depressione Δp_G nella sezione ristretta del venturi in un carburatore ad aria antagonista per differenti valori del diametro della sezione del getto di correzione aria.

1. Getto calibrato; 2. Getto di correzione aria.

PER $\Delta p_G \geq h_0 \rho_c g$ si ha : $\dot{m}_{ac} = \varphi_{ac} \cdot S_a \cdot \sqrt{2 \Delta p_a \cdot \rho_a}$

CON $\Delta p_a = p_0 - p_a$ DEPRESSIONE A VALVE DEL FRENO D'ARIA.

S_a = SEZIONE DEL FRENO D'ARIA $\cong S_{gf}$

LA PORTATA $\dot{m}_{ac}$ FLUIRÀ ANCHE TRA LA SEZIONE DI USCITA DEL FRENO D'ARIA E LA SEZIONE S_s DI USCITA DELLO SPRUZZATORE SOTTO LA DEPRESSIONE $p_a - p_G$:

$$p_a - p_G = p_a - p_0 + p_0 - p_G = \Delta p_G - \Delta p_a$$

$$\text{PUÒ DUNQUE SCRIVERSI : } \dot{m}_{ac} = \varphi_{as} \cdot S_s \cdot \sqrt{2(\Delta p_G - \Delta p_a) \cdot \rho_a}$$

$$\text{POSTO } \varphi_{as} \approx \varphi_{ac} \text{ si ha : } S_a \cdot \sqrt{2 \Delta p_a \cdot \rho_a} = S_s \cdot \sqrt{2(\Delta p_G - \Delta p_a) \cdot \rho_a} \text{ DA CUI :}$$

$$\Delta p_a = \Delta p_G \cdot \frac{1}{1 + \frac{S_a^2}{S_s^2}}$$

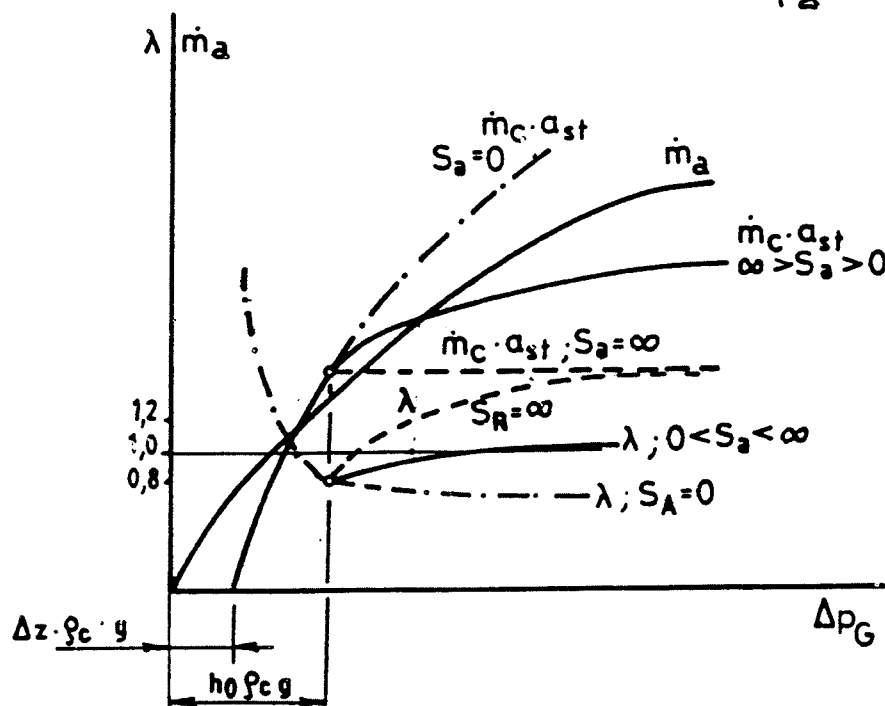
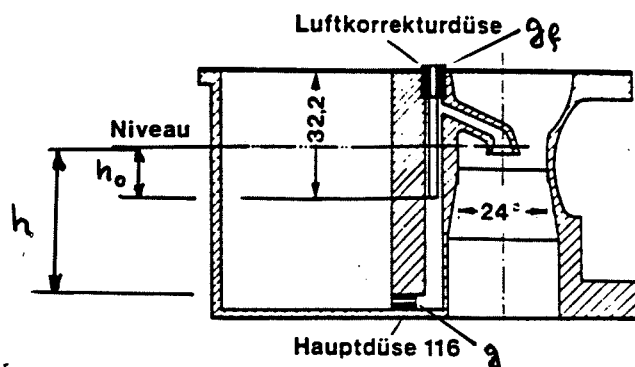


FIG. XVI. 35 - CARBURATORE CON FRENO D'ARIA



$$\Delta p_a = \Delta p_G \cdot \frac{1}{1 + S_a^2 / S_s^2}$$

per $\Delta p_G \geq h_0 \cdot \rho_c \cdot g$ e $S_a = 0 \Rightarrow$ CARBURATORE ELEMENTARE

per $\Delta p_G \geq h_0 \cdot \rho_c \cdot g$ e $S_a = \infty \Rightarrow$ CARBURATORE A PORTATA COSTANTE

per $\Delta p_G \geq h_0 \cdot \rho_c \cdot g$ e $S_a > 0 \Rightarrow$ CARBURATORE A FUNZION. INTERMEDIO

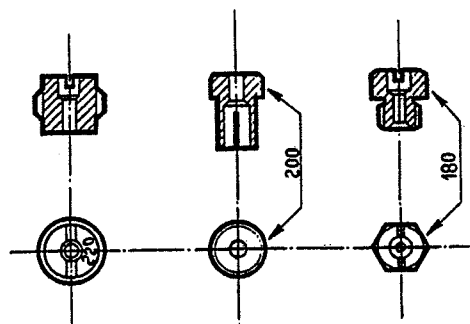


Fig. XVI.37 [2] — Sezione e vista di differenti tipi di getti di correzione aria.

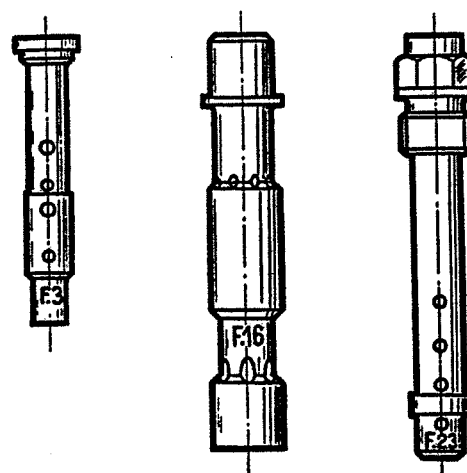


Fig. XVI.38 [2] — Differenti tipi di tubetti emulsionatori.

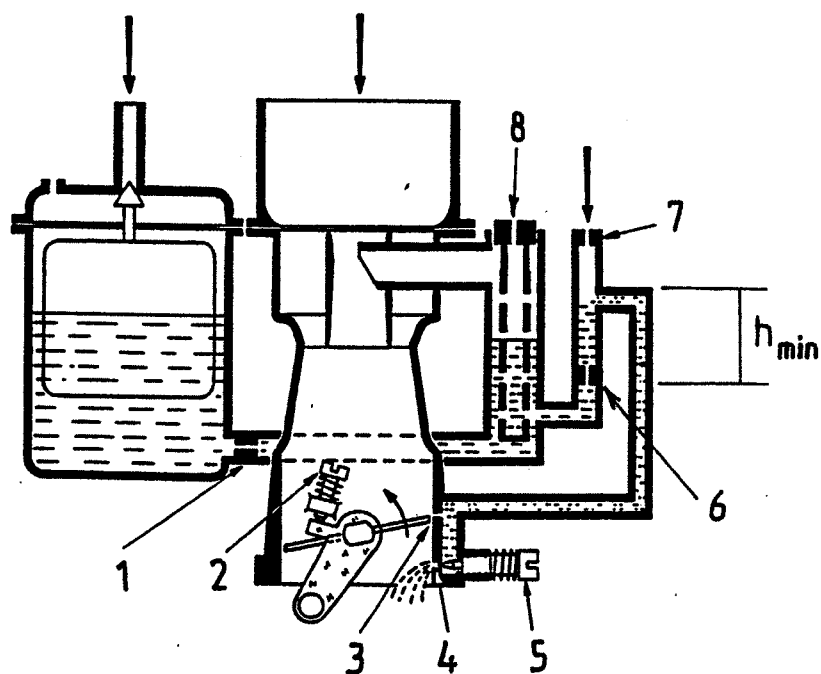


Fig. XVI.39 [2] — Carburatore munito di circuito per la marcia a minimo.

1. Getto principale combustibile; 2. Vite di fermo; 3. Foro di progressione; 4. Foro uscita minimo; 5. Vite registro minimo; 6. Getto del minimo; 7. Getto aria minimo; 8. Getto principale correzione aria.

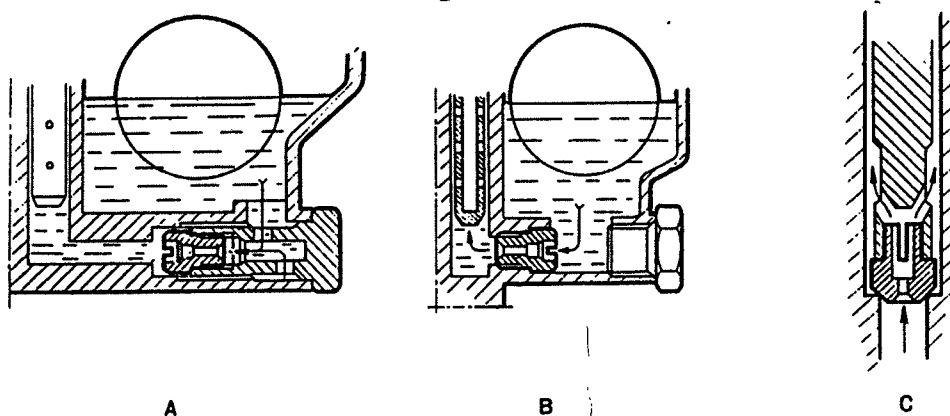
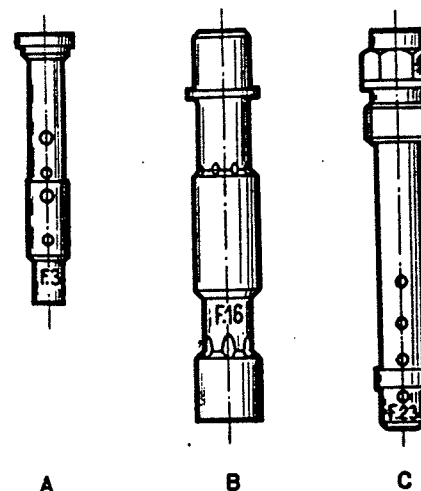


FIG. XVI.38 bis

Getto principale del carburante - In A è montato su portagetto, in B è avvitato nel corpo carburatore, in C è coassiale al tubetto emulsionatore come nei carburatori serie DCOE.

Fig. XVI.38



Tubetto emulsionatore - In A per carburatori serie ICP, in B per carburatori serie DCOE, in C per carburatori serie DCD.

Tabella indicativa dei Tubetti Emulsionatori

	Numeri di catalogo Weber		
	61440..... (ex 3471)	61450..... (ex TS 671)	61455..... (ex TS 534a)
Impiego normale			
Tubetti di uso più esteso	F2-F3-F6-F7 F8-F9-F15 F16-F20-F21 F24-F26-F33 F34-F35	F2-F3-F4-F7 F9-F11-F14 F15-F16	F8-F13-F23 F26-F30-F33
Per arricchire a basso regime o nelle piccole accelerate (tubetti senza fori in alto)	F3-F5-F7-F21	F7	F23-F30
Per impoverire a basso regime o nelle piccole accelerate (tubetti con fori in alto)	F20-F33-F34	F2-F3-F11 F14-F15-F16	F8-F26-F33
Tubetti con molti fori per ridurre la ricchezza ad alto regime se il getto aria è maggiore di 2,00.	F8-F16-F20	F11-F19	F8-F9-F31
A volte, per arricchire le piccole accelerate, occorre aumentare la riserva di carburante: si ottiene mediante un tubetto di diametro esterno piccolo, foratura prevalentemente bassa e un getto aria maggiore per evitare la ricchezza ad alto regime.	F3-F5-F25	F7-F8	F13
Tubetti per getti principali molto grandi o per carburanti con alcoli.	F2-F20 F24-F25 F26	F2-F3-F4-F7 F17	F8-F10 F29

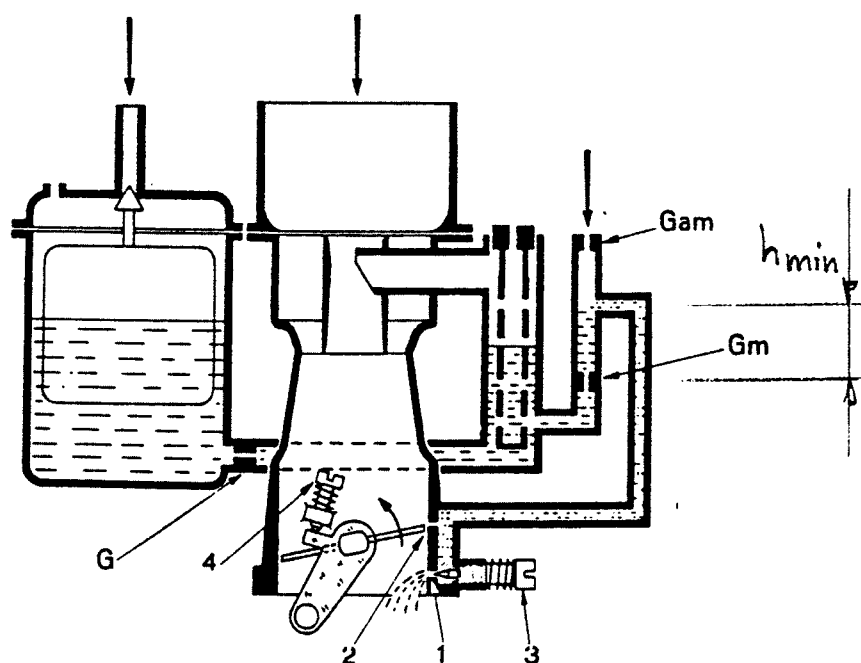


FIG. XVI.39 ■

Circuito per la marcia al minimo - Gam getto aria minimo - Gm getto carburante del minimo - G getto principale del carburante - 1 foro uscita miscela minimo - 2 foro di progressione - 3 vite registro miscela minimo - 4 vite registro apertura farfalla (vite andata).

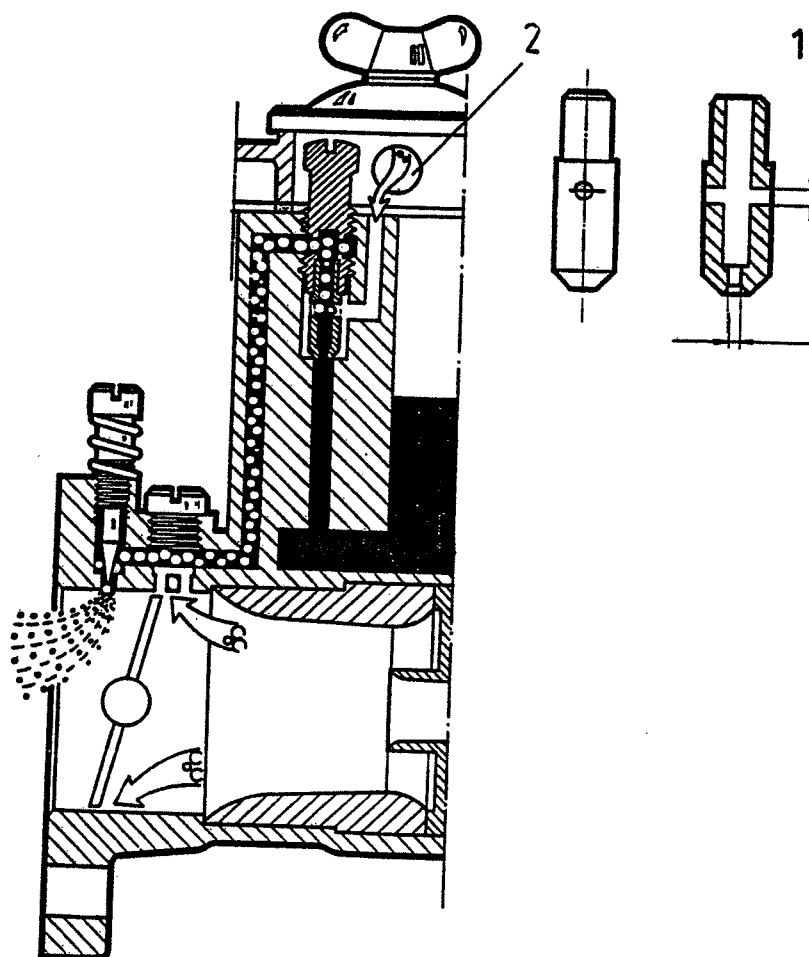


Fig. XVI.40 [2] — Carburatore munito di circuito del minimo alimentato dalla vaschetta a livello costante.

1. Getto del minimo; 2. Foro freno aria.

Getto minimo, numero di cat. 41165 (ex 974)

Diametro in mm del getto aria minimo		Sigla F
	0,70	F6
	0,90	F12
	1,00	F9
	1,20	F8-F11-F14
	1,30	F13
più usati	1,40	F2-F4
	1,60	F5
	1,70	F7
	2,00	F1
	2,30	F3

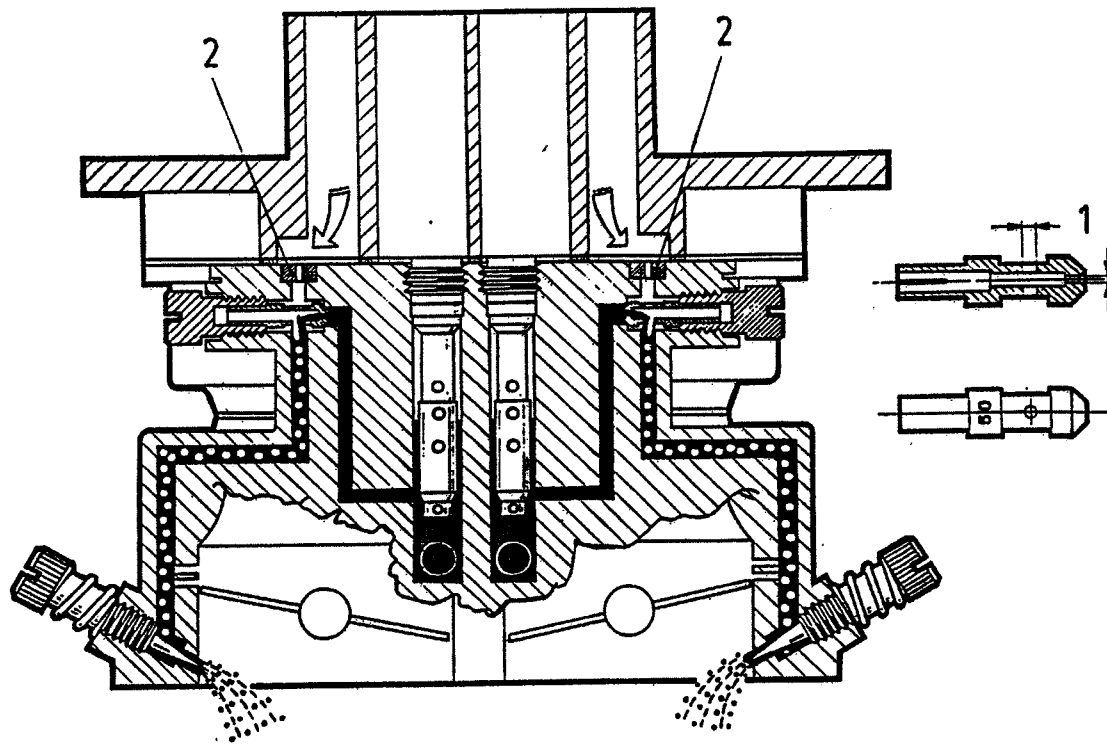


Fig. XVI.41 [2] — Carburatore munito di circuito del minimo in derivazione al circuito principale.

1. Getto del minimo; 2. Foro freno aria.

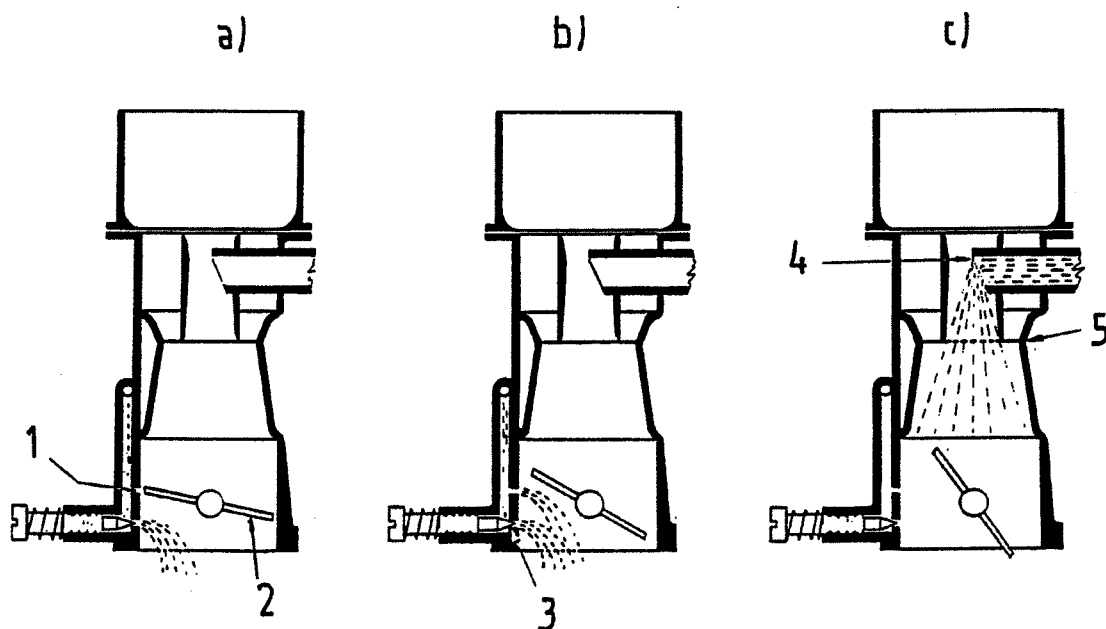


Fig. XVI.42 [2] — Fase di progressione.

a) Funzionamento al minimo; b) Progressione; c) Intervento del circuito principale ed esclusione del circuito del minimo.

1. Foro di progressione; 2. Valvola a farfalla; 3. Foro uscita minimo; 4. Spruzzatore; 5. Venturi.

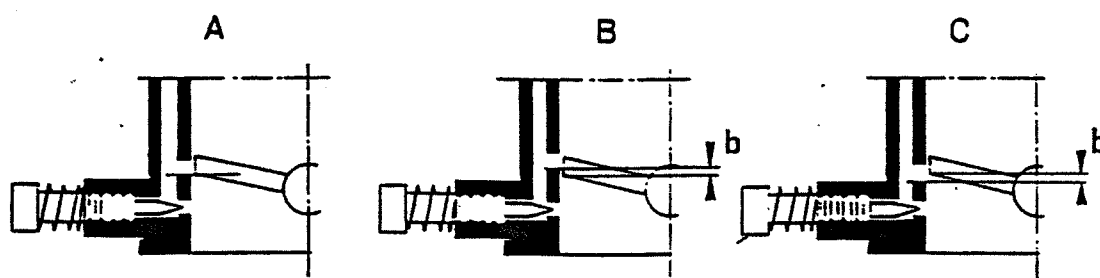


FIG. 42 bis

Posizione del foro di progressione rispetto al bordo della farfalla nella condizione di minimo. In A posizione corretta. In B foro spostato a monte e battente b positivo. In C foro spostato a valle e battente b negativo.

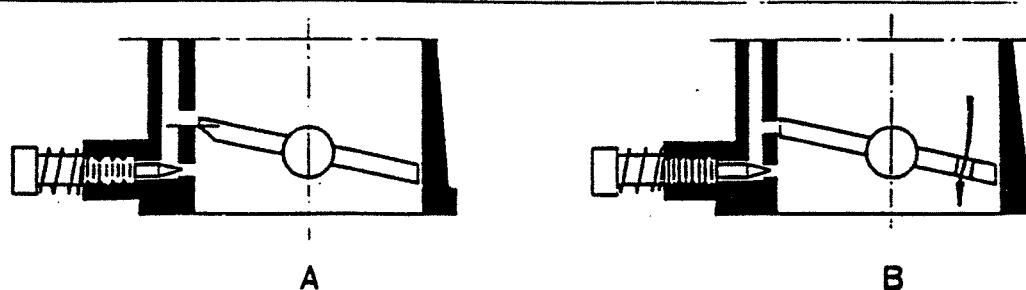


FIG. 42 Ter

In A per anticipare l'intervento del foro di progressione, si pratica un piccolo smusso sulla farfalla. In B per ritardare l'intervento del foro di progressione, si pratica un piccolo foro nella farfalla stessa.

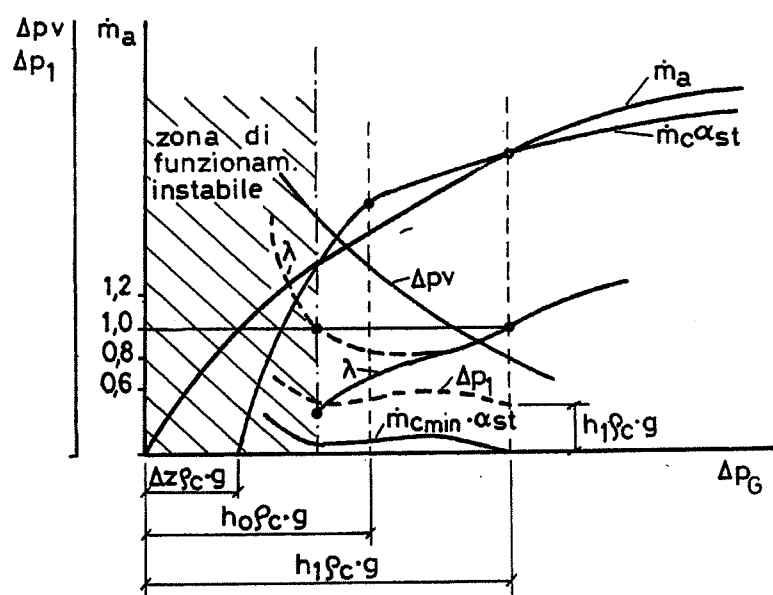
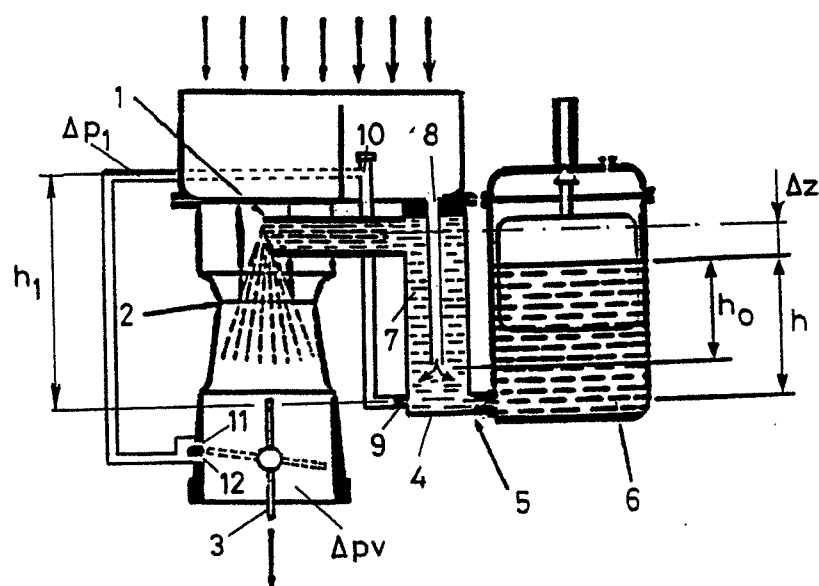


Fig. XVI.43 [3] — Andamento dell'indice d'aria λ , in funzione della depressione Δp_G nella sezione ristretta del venturi, per un carburatore munito di freno d'aria sul circuito principale e di un circuito del minimo in derivazione munito a sua volta di freno d'aria. Sono riportati pure gli andamenti della depressione Δp_V a valle della farfalla e della depressione Δp_1 nella sezione più alta del circuito del minimo.

1. Spruzzatore; 2. Venturi; 3. Valvola a farfalla; 4. Pozzetto; 5. Getto principale calibrato; 6. Vaschetta a livello costante; 7. Tubicino di adduzione aria; 8. Getto di correzione aria o freno d'aria; 9. Getto del minimo; 10. Freno aria del minimo; 11. Foro di progressione; 12. Foro del minimo.

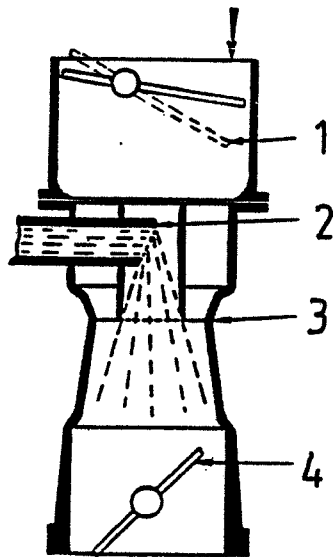


Fig. XVI.44 [2] — Carburatore munito di starter a farfalla eccentrica a comando manuale.
1. Farfalla eccentrica; 2. Spruzzatore; 3. Venturi; 4. Valvola a farfalla.

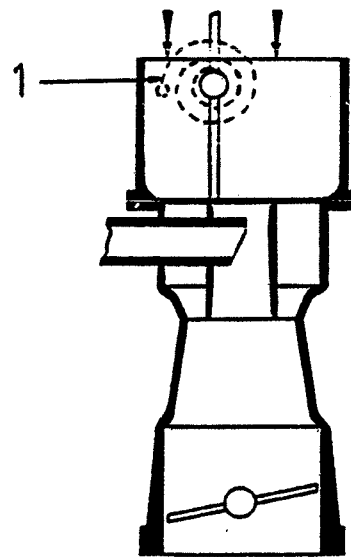


Fig. XVI.45 [2] — Carburatore munito di starter semiautomatico.
1. Molla.

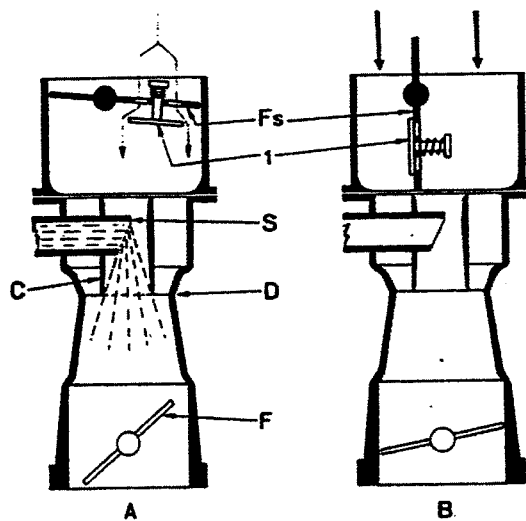


FIG. 44 b
Starter a farfalla eccentrica con valvola - 1 valvolina di agolfamento - Fs farfalla starter - S spruzzatore - C centratore - D diffusore - F farfalla principale - In A starter inserito, in B starter escluso.

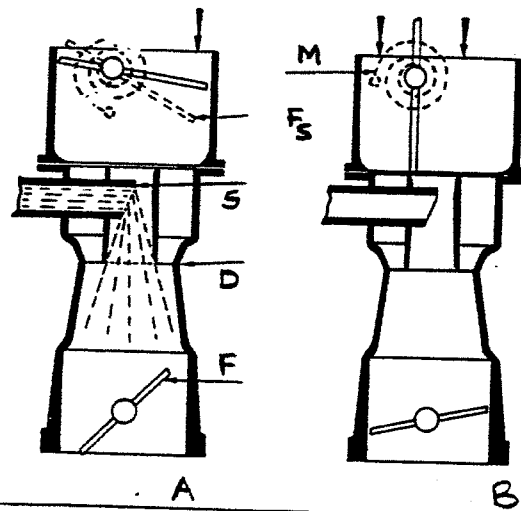


FIG. XVI.45
 Starter a farfalla eccentrica - Fs farfalla starter - S spruzzatore
 D diffusore - F farfalla principale - M molla calibrata.

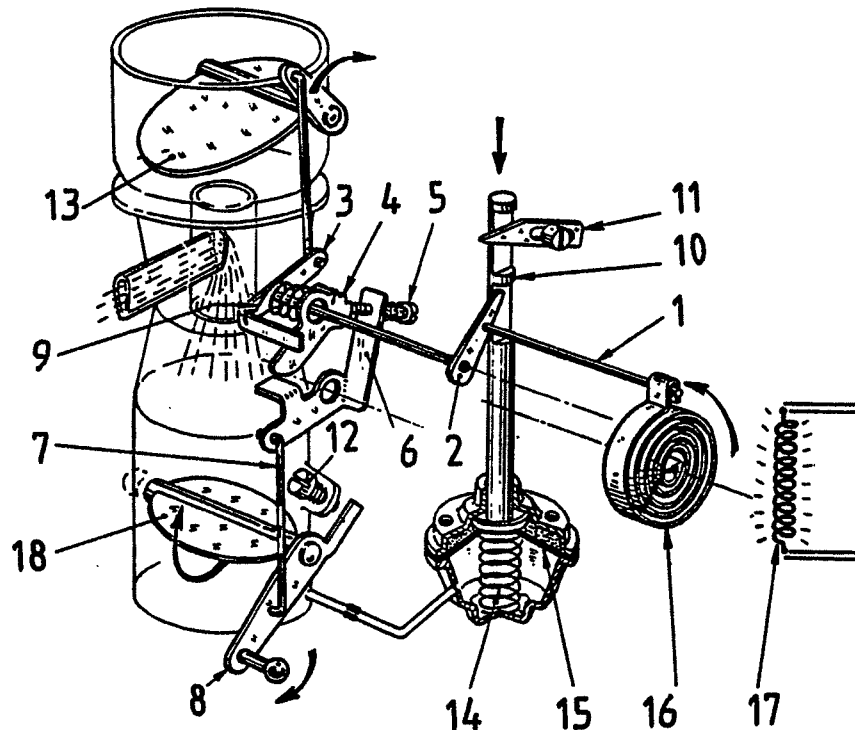


Fig. XVI.46 [2] — Carburatore munito di starter automatico.
 1. Perno; 2. Leva; 3. Leva solidale alla leva 2; 4. Eccentrico; 5. Vite regolazione minimo veloce; 6. Leva minimo; 7. Tirante; 8. Leva acceleratore; 9. Molla; 10. Stelo; 11. Registro corsa stelo; 12. Vite registro minimo; 13. Farfalla eccentrica; 14. Molla antagonista; 15. Diaframma; 16. Molla a spirale bimetallica; 17. Riscaldatore molla bimetallica; 18. Valvola a farfalla.

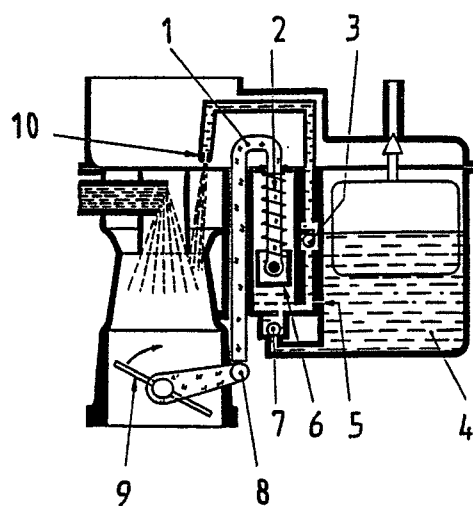


Fig. XVI.47 [2] — Carburatore munito di pompa di ripresa a stantuffo a comando meccanico.

1. Asta pompa; 2. Molla pompa; 3. Valvola di mandata; 4. Vaschetta a livello costante; 5. Getto scarico pompa; 6. Stantuffo pompa; 7. Valvola di aspirazione; 8. Leva comando pompa; 9. Valvola a farfalla; 10. Getto pompa.

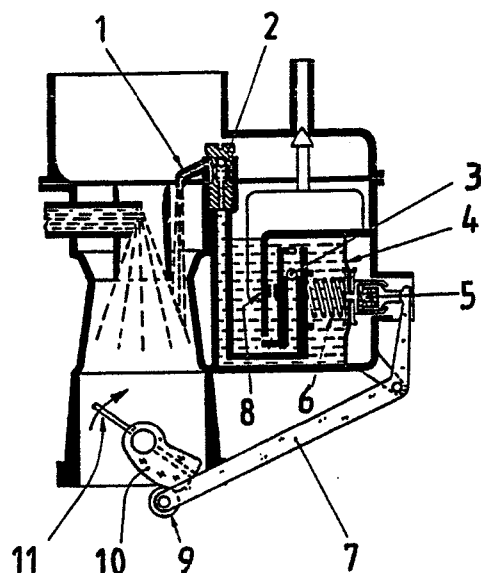


Fig. XVI.48 [2] — Carburatore munito di pompa di ripresa a membrana a comando meccanico.

1. Getto pompa; 2. Valvola di mandata; 3. Valvola di aspirazione; 4. Membrana flessibile; 5. Molla pompa; 6. Molla ritorno pompa; 7. Leva pompa; 8. Getto scarico pompa; 9. Rullo; 10. Eccentrico; 11. Valvola a farfalla.

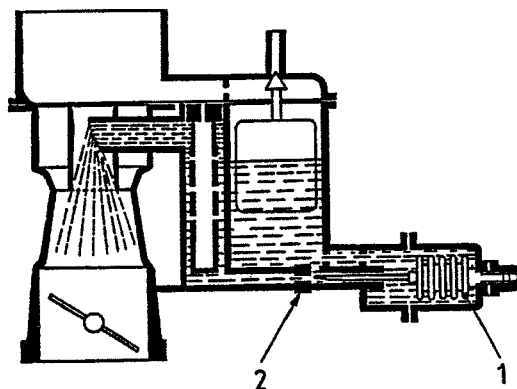


Fig. XVI.49 [2] — Carburatore con correttore altimetrico a spillo.
1. Capsula barometrica; 2. Getto principale.

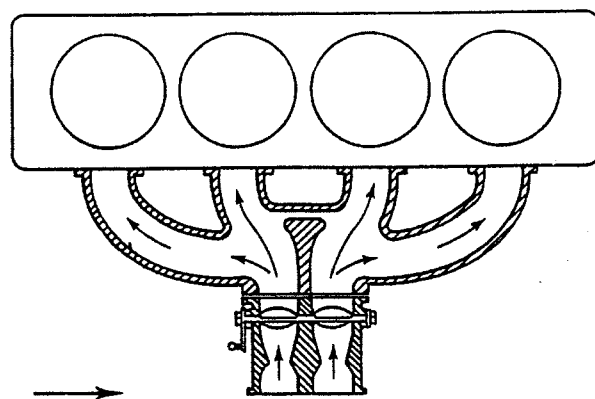


Fig. XVI.50 — Carburatore *doppio corpo*, con apertura simultanea meccanica delle valvole a farfalla, che alimenta un motore a quattro cilindri in linea.

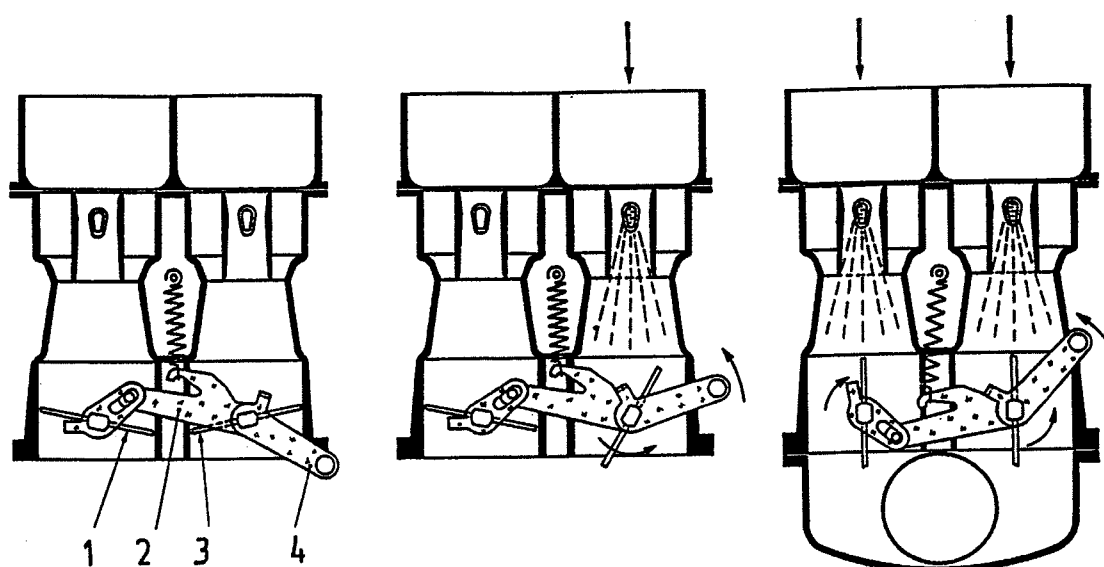


Fig. XVI.51 [2] — Carburatore *compound* con apertura differenziata meccanica delle valvole a farfalla.
 1. Farfalla secondaria; 2. Leva folle comando farfalla secondaria; 3. Farfalla principale;
 4. Leva acceleratore.

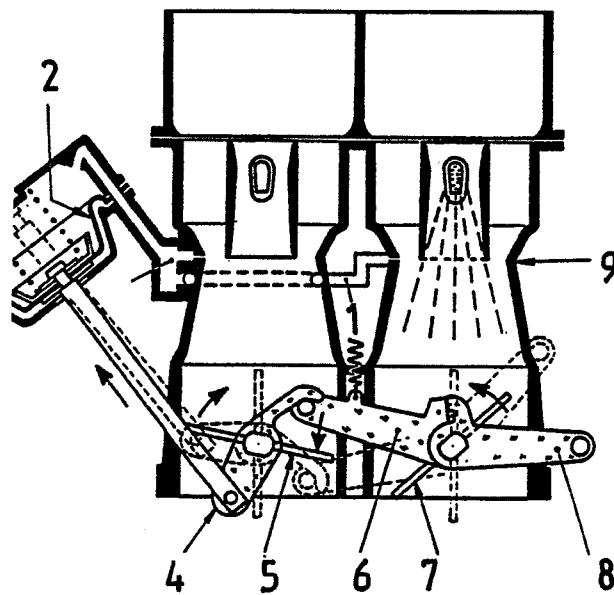


Fig. XVI.52 [2] — Carburatore *compound* con apertura differenziata pneumatica delle valvole a farfalla.

1. Condotto del vuoto tra la sezione ristretta del venturi ed il diaframma; 2. Diaframma; 3. Molla antagonista; 4. Leva solidale alla farfalla secondaria ed azionata dal diaframma; 5. Farfalla secondaria; 6. Leva folle; 7. Farfalla principale; 8. Leva acceleratore; 9. Venturi.

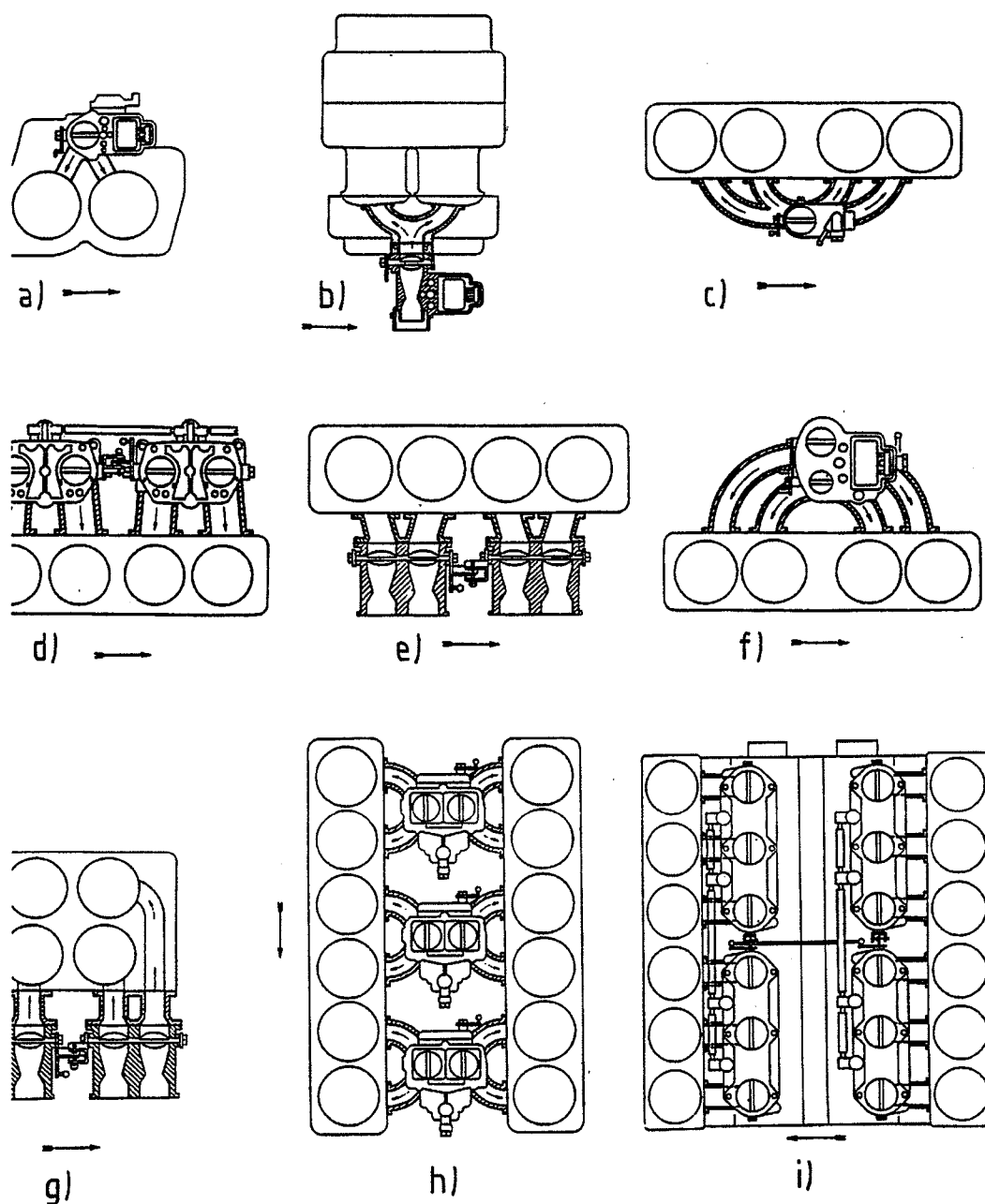


Fig. XVI.53 [2] — Alcune disposizioni tipiche dell'accoppiamento carburatore-collettore di aspirazione.

a) Due cilindri verticali con un carburatore invertito; b) Due cilindri orizzontali con un carburatore orizzontale; c) Quattro cilindri in linea con un carburatore invertito; d) Quattro cilindri in linea con due carburatori a doppio corpo ad apertura simultanea; e) Quattro cilindri in linea con due carburatori orizzontali a doppio corpo ad apertura simultanea; f) Quattro cilindri in linea con un carburatore invertito a doppio corpo ad apertura differenziata; g) Quattro cilindri a V con due carburatori orizzontali a doppio corpo ad apertura simultanea; h) Dodici cilindri a V con tre carburatori invertiti a doppio corpo ad apertura simultanea; i) Dodici cilindri a V con quattro carburatori a triplo corpo ad apertura simultanea.