

$$r_v \geq 0,12 m + 0,05$$

$$\sqrt[4]{\frac{P \beta \operatorname{tg} \beta}{r_v} \sqrt{\left\{ \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)} \right\}^2 + 1}} = 0,12 \times 6 + 0,05$$

$$\sqrt[4]{\frac{230 \times 24,5^3 \times 0,108}{2,8} \sqrt{\left\{ \frac{0,3639}{0,136} \right\}^2 + 1}} \approx 2 \text{ cm} < 2,8$$

Essendo tutte le verifiche abbondantemente positive si adotta definitivamente il riduttore mod. 6.

Aderenza. — Assunta una decelerazione in frenatura $d = 0,5 \text{ m/sec}^2$ il coefficiente c d'incremento per l'inerzia delle masse, stabilito dal regolamento italiano, è

$$c = \frac{g + d}{g - d} = \frac{9,81 + 0,5}{9,81 - 0,5} = 1,14$$

D'altro lato, sempre a norma di regolamento, si deve assumere come caso più sfavorevole quello della cabina al piano più basso con un carico del 50% superiore a quello ammesso. Il carico ammesso per 3 persone è di $75 \times 3 = 225 \text{ kg}$, aggiungendo il 50% si ha un carico eccezionale di 338 kg , cioè $338 - 250 = 88 \text{ kg}$ più di quelli considerati nel cal-

colo. Sarà in tal caso $T = 562 + 88 = 650 \text{ kg}$; resta invariato $f = 412 \text{ kg}$.

Il rapporto $T/t = 650/412 = 1,58$.

Nel caso della cabina scarica è $T/t = 450/291 = 1,55$.

La condizione peggiore è quindi la prima e tenuto conto di $e = 1,14$ deve essere verificata l'aderenza per $T/t = 1,58 \times 1,14 = 1,80$.

Utilizzando gole a V con angolo di 35° e usando $f_0 = 0,09$, come prescritto dal nostro regolamento, il coefficiente d'aderenza effettivo fra gola e fune è, secondo le norme:

$$f_e = \frac{f_0}{\operatorname{sen} \frac{35^\circ}{2}} = \frac{0,09}{0,3}$$

ed adottando un angolo di avvolgimento $a = 162^\circ$, per tener conto della deviazione necessaria per scansare la cabina, risulta

$$e^{fa} = 1,95.$$

È quindi soddisfatta la $e^{fa} \geq c \frac{T}{t}$ regolamentare.

Vittorio Zignoli

La frenatura degli autoveicoli

Esposizione del problema nella sua essenza con riguardo all'aggiornamento delle prescrizioni ministeriali sul controllo dell'efficienza della frenatura attualmente in discussione sul piano nazionale ed internazionale.

È questo un problema che per la sua capitale importanza continua ad appassionare i tecnici dell'automobile di tutto il mondo. La frenatura è anzitutto un problema che riguarda la sicurezza del viaggiare e l'incolumità delle persone; naturalmente di quelle affidate al veicolo stesso, e di quelle che si trovano sulle strade alla mercè dei bolidi che le percorrono. Ma è anche un problema che riguarda le prestazioni stesse del veicolo, poichè dalla capacità di frenatura dipendono i tempi e gli spazi da esso percorsi nei rallentamenti bruschi davanti ad ostacoli improvvisi, e da questi tempi e spazi, che dovrebbero sempre rappresentare dei valori minimi, le velocità massime raggiungibili o acconsentite del veicolo. Più veloce (e pesante) è un veicolo, tanto più efficace deve essere il suo impianto freni; risultano pertanto legate anche alle possibilità di aumento di questa efficacia le possibilità di ulteriore sviluppo delle prestazioni stesse degli autoveicoli oggi usati.

Dai pericoli che possono derivare per il pubblico da un veicolo con insufficiente frenatura, risulta chiaro e motivata la preoccupazione delle autorità competenti di prestare costantemente la loro attenzione al problema della sorveglianza dell'efficienza dell'impianto freni dei veicoli ammessi in circolazione. Anzi, si vorrebbe andar oltre; e qualcuno pensa che non soltanto la sorveglianza dell'efficienza della frenatura dei veicoli sia compito di dette autorità, ma anche il diritto spetti ad esse di prescrivere formule che, osservate dai costruttori fin dal-

l'impostazione del progetto, garantirebbero così un certo minimo delle prestazioni di frenatura di ciascun veicolo fin dalla sua nascita. L'idea, encomiabile come tale, presenta però e purtroppo delle difficoltà di realizzazione, che, se anche a prima vista sembrano non insormontabili, pur tuttavia sono di carattere così complesso, da non aver finora permesso una soluzione semplice che sia ugualmente accettata a tutti gli interessati al problema.

Crediamo pertanto fare cosa grata illustrare i diversi aspetti di questo problema, e riportare alcune proposte di soluzione che dovrebbero essere intese a soddisfare le esigenze esistenti.

Le grandezze ed i fattori principali che influenzano in qualche modo, direttamente o indirettamente, sulla frenatura di un veicolo, sono:

- 1) il peso del veicolo G (kg)
- 2) il passo L (cm)
- 3) l'altezza del baricentro da terra e (cm)
- 4) la distanza orizz. del baricentro dall'asse post. i (cm)
- 5) la ripartizione dello sforzo frenante

$$\text{alle ruote.} \quad \xi = \frac{F_p}{F_p + F_a}$$

dove: F_p = forza frenante alla periferia delle ruote poster.

F_a = forza frenante alla periferia delle ruote anter.

- 6) il coefficiente d'attrito fra ruote e terra μ

- 7) il raggio delle ruote R (cm)
- 8) il raggio del tamburo del freno r (cm)
- 9) la larghezza utile della ganaschia frenante b (cm)
- 10) l'estensione in gradi della superficie di contatto fra ceppo freno e tamburo rispetto all'asse di simmetria del freno . $\varphi'_2 - \varphi'_1$
- 11) il senso di rotazione del tamburo del freno rispetto alla ganaschia (per cui esistono i due tipi di ganasce: ganaschia avvolgente, e ganaschia svolgente)
- 12) il coefficiente d'attrito fra guarnizione del freno e tamburo. μ'

Di questa molteplicità di fattori, soltanto una parte rappresenta valori costanti, mentre l'altra è data da valori variabili anche durante l'esercizio stesso. In modo particolare il peso G del veicolo, come tale, durante la frenatura non dice nulla, poichè non è il peso in sè che in effetti conta a tale riguardo, ma il carico parziale che grava sulle ruote anteriori e posteriori. Ora, come ben noto, la ripartizione di questo carico dipende dalla posizione che il baricentro occupa nella configurazione del veicolo, e non solo in senso orizzontale (che determina la ripartizione del carico statico), ma anche, ed in modo formidabile, in senso verticale (che determina la ripartizione del carico dinamico). Più alto è il baricentro da terra, tanto maggiore è questo carico dinamico che, ad una determinata decelerazione del veicolo dovuta ad azione di frenatura, va ad aggiungersi al carico statico delle ruote anteriori, e ad alleggerire quello delle ruote posteriori. Succede così che un freno, ben proporzionato per ruote caricate con carichi misurati a veicolo fermo (ossia calcolati in conformità al peso totale G con ripartizione statica), si dimostri completamente insufficiente per le ruote anteriori ed esuberante, o sproporzionato del tutto, per le ruote posteriori.

Solo da questa considerazione — peraltro fondamentale — risulta già come il problema va affrontato per portarlo ad una soluzione rigorosa. Inizieremo però la nostra rassegna, trattando per primo la prescrizione attualmente in vigore.

Secondo questa prescrizione, la relazione fra spazio di frenatura S e velocità iniziale V deve corrispondere alla formula:

$$S = \frac{V^2}{70} \quad (\text{nel caso di autocarri senza rimorchio}) \quad (1)$$

$$S = \frac{V^2}{65} \quad (\text{nel caso di autocarri con rimorchio}) \quad (2)$$

ossia, genericamente:

$$S = \frac{V^2}{a} \quad (3)$$

dove: S = spazio percorso fino all'arresto del veicolo (m)

V = velocità iniziale (km/h)

a = una costante

Per farci un'idea di quello che prescrive ad es.

la soprastante formula (1), riportiamo qui di seguito una tabellina contenente gli spazi S così calcolati per diverse velocità V :

$V =$	100	80	60	40	30	20	10	5	km/h
$S =$	142,7	91,4	51,4	22,9	12,86	5,72	1,43	0,357	m

Sia anzitutto qui anticipato, che tale formula viene facilmente soddisfatta in pratica alle alte velocità, ma meno facilmente alle basse.

Nel caso ideale, che rappresenta il caso limite, la massima forza deceleratrice che può agire su un veicolo è data da:

$$F_{max} = \mu G \quad (4)$$

Lo spazio percorso fino all'arresto in questo caso è:

$$S^* = \frac{v^2}{2 \mu g} = \left(\frac{V}{3,6} \right)^2 \frac{1}{2 \mu g} \quad (5)$$

Nel caso di una frenata meno potente di quella limite, quando la forza F sia minore di F_{max} , cioè per $F = \eta \cdot F_{max}$ (con $\eta < 1$), lo spazio di frenatura evidentemente deve risultare maggiore, ed essere (1):

$$S = \left(\frac{V}{3,6} \right)^2 \frac{1}{2 \mu g \eta} \quad (6)$$

Facendo il rapporto di questi due spazi

$$\frac{S^*}{S} = \frac{\left(\frac{V}{3,6} \right)^2 \frac{1}{2 \mu g}}{\left(\frac{V}{3,6} \right)^2 \frac{1}{2 \mu g \eta}} = \eta \quad (7)$$

si mette anzitutto in evidenza come questi siano inversamente proporzionali agli sforzi di frenatura stessa. L'importanza di questo valore η , che è stato chiamato il « grado di efficienza di frenatura » e che sta in un ben determinato rapporto con i dati geometrici di ogni autoveicolo, verrà messa in luce più avanti. Qui rileviamo pertanto come la formula (3) della prescrizione ora trattata corrisponde alla soprastante (6), quando per la costante a si sostituisca la relazione:

$$a = 3,6^2 \cdot 2 \mu g \eta = 254,4 \mu \eta \quad (8)$$

Da questa relazione si ricava il grado d'efficienza di frenatura η , per cui si scrive:

$$\eta = \frac{a}{254,4 \mu} \quad (9)$$

Considerando ora che $\eta = \frac{S^*}{S}$, si può senz'altro stabilire anche la percentuale x di « perdita di spazio di frenatura » rispetto alla frenata limite ideale, che deve essere:

$$x \% = \left(\frac{S - S^*}{S^*} \right) 100 = \left(\frac{S}{S^*} - 1 \right) 100 = \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) 100 \quad (10)$$

(1) Segue da: $F = \eta \cdot F_{max} = \frac{G}{g} b$; dove $b = \frac{v^2}{2s}$ = decelerazione (uniforme) del veicolo in $\frac{m}{s^2}$; $g = 9,81$ = acceleraz. terrestre; $F_{max} = \mu G$ = forza frenante massima nel caso ideale di aderenza globale. Sostituendo, risulta: $\eta \mu G = \frac{G}{g} \frac{v^2}{2s}$, e da questa la (6).

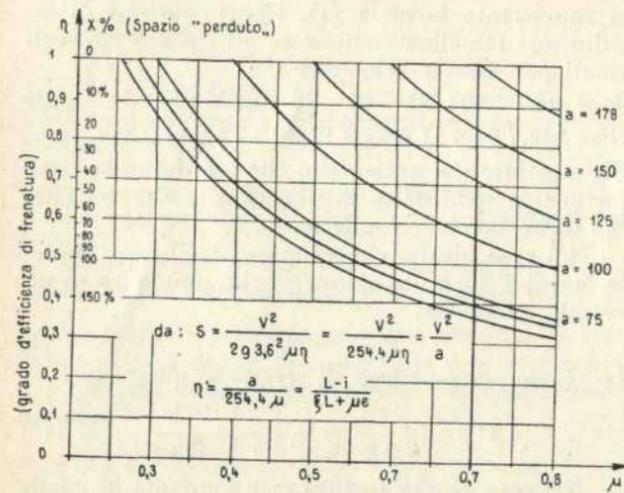


Fig. 1. - Dipendenze fra μ , η , x ed il valore a della formula $S = \frac{v^2}{a}$.

La relazione fra i valori delle costanti a , il grado d'efficienza di frenatura η e la rispettiva perdita di spazio di frenatura x in funzione del coefficiente d'attrito μ , è messa in evidenza nel seguente diagramma della fig. 1. Da questo diagramma appare chiaro come la prescrizione di un valore a fisso non possa risolvere la situazione e soddisfare in egual modo le esigenze esistenti nell'intero campo dei possibili coefficienti d'attrito μ . D'altronde la velocità V scompare e rimane come fattore di comparazione unicamente il coefficiente d'attrito μ fra ruote e terra in funzione del grado di efficienza di frenatura η . E le curve delle varie costanti a rivelano in modo particolare come l'efficienza di frenatura η , per un valore a costante, da molto bassi valori nel campo di elevati (normali) coefficienti di attrito μ aumenti rapidamente col diminuire di questo stesso coefficiente d'attrito μ . Si comprende da questo fatto, come un freno, che soddisfi alla formula ufficiale per un determinato coefficiente di attrito μ (indipendentemente dalla velocità V) non soddisfi più ad un altro valore di μ .

In realtà, e anticipando quanto verrà discusso più in avanti, gli spazi di frenatura (in piano) sono dati da:

$$S = \frac{V^2}{254,4 \mu \eta} \quad [1a (6)]$$

e con le rispettive sostituzioni:

$$S_1 = \frac{V^2}{254,4 i} \left[\frac{(1-\xi)L}{\mu} - e \right] \quad \text{nel Caso } A_1$$

$$S_2 = \frac{V^2}{254,4 (L-i)} \left(\frac{\xi L}{\mu} + e \right) \quad \text{nel Caso } A_2$$

$$S^* = \frac{V^2}{254,4 \mu} \quad \text{nel Caso } B$$

In queste formule entrano, all'infuori della costante 254,4 e del coefficiente d'attrito μ , i valori ξ ,

L , e ed i , che rappresentano caratteristiche non trascurabili dei singoli veicoli. Come si vede invece dalla (3), nelle formule oggi in vigore, questi fattori non appaiono.

Questo stato di cose naturalmente non può soddisfare e richiama l'attenzione delle parti interessate ogni qualvolta la questione per un motivo o per l'altro torni ad essere attuale e preme una soluzione.

Una recente proposta a tale riguardo partiva dal concetto di prescrivere limiti che riguardano il prodotto $p \cdot v$, il quale prodotto rappresenta il lavoro specifico creato per attrito durante la frenatura nell'unità di tempo e unità di superficie frenante e che viene trasformato in calore nei freni.

Secondo questa proposta, al valore $p \cdot v$ prescritto dovrebbe corrispondere la relazione convenzionale:

$$p \cdot v = \frac{P_t}{S_t} \cdot V \quad (11)$$

dove P_t = peso totale a pieno carico del veicolo (kg)

S_t = superficie complessiva di tutte le guarnizioni dei freni azionanti tutte le ruote (cm^2)

V = velocità all'inizio della frenata a fondo (cioè fino al raggiungimento della velocità 0) (km/h)

p = pressione specifica media sulle ganasce (kg/cm^2)

v = velocità di strisciamento fra tamburo freni e ganasce all'inizio della frenata (m/sec).

Voler prescrivere dei valori di $p \cdot v$ fissi per tutta una gamma di tipi di veicoli, vuol ora dire:

1) Ammettere una pressione media fra ceppo freno e tamburo, uguale tanto alle ruote anteriori, come a quelle posteriori.

2) Ammettere una pressione media fra ceppo freno e tamburo, costante lungo tutta l'estensione di contatto delle guarnizioni.

Da quanto già accennato all'inizio, il punto 1 in realtà non può sussistere nemmeno approssimativamente e basta fare un semplice calcolo per convincersi della verità di questa asserzione. Sia ad es.: $G = 7335$ kg; $L = 3350$ mm; $e = 1300$ mm; $i = 1240$ mm; avremo allora i carichi statici: $Q_a = 2720$ sulle ruote anteriori, e $Q_p = 4615$ kg sulle ruote posteriori; ammettiamo possibile una frenatura tale, da risultare la forza frenante totale: $\mu \cdot G = 0,7 \cdot 7335 = 5130$ kg (caso limite); a questa frenata corrisponderebbe un incremento di carico dinamico di 1990 kg, che va aggiunto alle ruote anteriori, e detratto dalle ruote posteriori. Avremo così un carico di frenatura alle ruote anteriori di $Q_{a \text{ din}} = 4710$ kg e alle ruote posteriori di $Q_{p \text{ din}} = 2625$ kg. Ammettiamo pure una frenata meno potente di quella ora calcolata, ad es. eseguita con una forza di frenatura del

50% soltanto rispetto alla prima; allora il quadro cambia come segue:

$$Q_{a \text{ din}} = 2720 + \frac{1990}{2} = 3715 \text{ kg}; \quad Q_{p \text{ din}} = 4615 - \frac{1990}{2} = 3620 \text{ kg}.$$

Come si vede, la variazione di carico è in ogni caso tutt'altro che trascurabile, e prender per base di calcolo il valore del peso $G = 7335$ kg soltanto, significherebbe falsare la situazione reale in maniera del tutto inammissibile.

Anche la premessa al punto 2 in realtà non si verifica. Le pressioni lungo l'arco di contatto fra ceppo e tamburo variano secondo una legge sinoidale (premessa l'assoluta rigidità del tamburo e delle ganasce del freno) e corrispondono alle deformazioni elastiche del materiale d'attrito considerato. Ora, in realtà, nè il tamburo, nè le ganasce sulle quali sono fissate le guarnizioni di frizione sono assolutamente rigide, e cedono agli sforzi di comando del freno in maniera più o meno sensibile. Questi cedimenti possono provocare degli spostamenti tali nella ripartizione delle pressioni, da determinare in determinate zone delle guarnizioni punte di pressione molto superiori a quei massimi che, dalla configurazione geometrica del freno, dovrebbero risultare in relazione alla pressione media calcolata. Un freno così concepito, pur corrispondendo al $p \cdot v$ prescritto, non soddisferebbe affatto le esigenze pratiche d'esercizio. D'altronde, adeguare il $p \cdot v$ in modo da tener conto anche di costruzioni di questo genere, vorrebbe dire rinunciare alle possibilità, che continue migliorie apportate alle costruzioni, sia al riguardo dei materiali, sia al riguardo della sistemazione stessa dei freni, tendono ad aumentare sempre di più la loro efficacia e che comportano l'evoluzione, il progresso stesso della tecnica.

Ed in effetti, non è soltanto il $p \cdot v$ che conta. Il $p \cdot v$ rappresenta un lavoro specifico che viene trasformato in calore. È chiaro, che dalle possibilità di dissipazione di questo calore dipende il valore massimo che questo lavoro specifico può assumere, senza congestionare in maniera inammissibile il sistema. In un freno potentemente raffreddato, evidentemente è possibile ammettere un $p \cdot v$ molto elevato, dato che un surriscaldamento in questo caso non potrà verificarsi. Altra è la situazione in un freno dove un raffreddamento efficace non è possibile. In questo caso, per non trascurare l'efficacia di frenatura come tale, evidentemente il freno dovrà essere dimensionato più abbondantemente, dovrà cioè presentare un $p \cdot v$ corrispondentemente più basso. È d'altronde pure persuasivo, che anche i vari materiali stessi usati nella costruzione come pure il disegno stesso del freno abbiano un'importanza fondamentale sulle possibilità di dissipazione del calore generato durante la frenatura. E non per ultimo, grandissima importanza ha il materiale stesso di cui è composta la guarnizione d'attrito;

poiché non tutti questi materiali d'attrito, a parità di sviluppo di calore, ammettono o richiedono una stessa pressione per garantire una ammissibile durata.

A valutare tutti questi fattori in modo esatto e stabilire l'efficienza di frenatura da essi dipendente, non può pertanto che esser compito del costruttore stesso, il quale, dopo il calcolo, deve cercare conferma in una serie di esperienze sistematicamente eseguite.

Appare perciò da tutte queste considerazioni fuori dubbio, che la proposta di stabilire l'efficienza di frenatura di un veicolo prescrivendo determinati valori di $p \cdot v$, è inaccettabile.

Da quanto fin qui detto emerge anzitutto chiaro il fatto che il problema va trattato in due capitoli:

1) prescrizioni riguardanti il dimensionamento dei freni per garantire un dato grado d'efficienza dei veicoli da costruire;

2) prove pratiche riguardanti il controllo dell'efficienza di frenatura dei veicoli già costruiti.

Il primo caso che abbiamo più sopra trattato e che riguarda la formula attualmente in vigore della forma: $S = \frac{V^2}{a}$ (con $a = 70$ e 65), rientra nel capitolo 2.

La seconda proposta trattata, quella della prescrizione di un determinato valore di $p \cdot v$, rientra nel capitolo 1. Volendo fare le cose per bene, una prescrizione dovrebbe naturalmente impegnare tanto il capitolo 1, come il capitolo 2. Quello che in effetti però, e in fin fine, conta, sono le prove pratiche; ed è in questo senso che le legislazioni dei vari paesi finora hanno guardato di risolvere il problema. È una soluzione fin qui accettata, ma che naturalmente, come già detto, non può essere, da sola, perfetta. D'altronde anch'essa offre le sue difficoltà, essendo un'esatta misurazione dell'efficienza della frenatura praticamente cosa non tanto semplice, la quale richiede un'attrezzatura, che risulta sempre ancora suscettibile di perfezionamenti.

Come accennato all'inizio di questo lavoro, una prescrizione che volesse stabilire l'efficacia della frenatura di un autoveicolo fin dall'impostazione del progetto, dovrebbe tener conto anche dei dati geometrici del veicolo. Ma ciò non basta ancora. Come è stato dimostrato in altro luogo ⁽²⁾, si presenta nello studio della frenatura dei veicoli inoltre la necessità di distinguere 3 diversi « Casi », che sono stati definiti come il « Caso A_1 », il « Caso A_2 » e il « Caso B ». Secondo queste definizioni il « Caso A_1 », esiste quando in un veicolo, alla massima frenata, bloccano per primo le ruote anteriori; è dato il « Caso A_2 », quando, alla massima frenata, bloccano per primo le ruote posteriori; il « Caso B » è dato, quando alla massima frenata bloccano contemporaneamente le ruote anteriori e le ruote poste-

⁽²⁾ ATA, Ricerche, luglio 1951: Wolf - «L'efficienza di frenatura».

riori. Quest'ultimo « Caso B » rappresenta pertanto il caso ideale, poichè ad esso corrisponde la frenata limite a completa aderenza, oltre alla quale anche teoricamente non è possibile frenare.

Questi tre « Casi » stanno con il grado d'efficienza di frenatura H , già in precedenza definito, nei seguenti rapporti:

$$\text{Nel caso } A_1: \eta_1 = \frac{S^*}{S_1} = \frac{i}{(1-\xi)L - \mu e} < 1 \quad (12)$$

$$\text{nel caso } A_2: \eta_2 = \frac{S^*}{S_2} = \frac{L-i}{\xi L + \mu e} < 1 \quad (13)$$

$$\text{nel caso } B: \eta = \frac{S^*}{S} = 1 \quad (14)$$

dove s^* = spazio di frenatura minimo teorico del Caso B

S = spazio di frenatura minimo realizzabile in uno dei due Casi A (con relativo indice)

$$\xi = \frac{F_p}{F_a + F_p} = \text{aliquota di ripartizione}$$

della forza frenante alle ruote posteriori

F_p = forza frenante alle ruote posteriori

F_a = forza frenante alle ruote anteriori

Il « Caso », al quale un dato veicolo per un dato coefficiente d'attrito μ appartiene, si stabilisce dalla relazione-condizione:

$$\eta = \frac{L-i}{\xi L + \mu e} = 1 \begin{cases} \longrightarrow \text{Caso } A_2 \\ \longrightarrow \text{Caso } B \\ \longrightarrow \text{Caso } A_1 \end{cases} \quad (15)$$

Se l' η così calcolata con l'introduzione dei rispettivi valori numerici risulta minore di 1, abbiamo il « Caso A_2 »; se risulta maggiore di 1, abbiamo il « Caso A_1 »; se è uguale ad 1, allora abbiamo il « Caso B ». Come visto più avanti, fra η e x esiste la relazione già riportata nella (10).

Normalmente i veicoli, come oggi costruiti, appartengono al Caso A_2 finchè il coefficiente d'attrito μ fra ruote e terra s'aggira intorno a valori normali (0,6÷0,7). E vediamo ad es. dalla (13), che per un costante valore di μ e ripartizione ξ fissa, il grado d'efficienza di frenatura η rimane costante e indipendente dalla velocità V . Parrebbe così, in un primo momento, allettante l'idea di poter prescrivere l'efficienza di frenatura di un veicolo stabilendo un certo valore di η per un determinato valore di μ , dal quale il costruttore sarebbe costretto a ricavare [dalla (13)] la necessaria ripartizione della potenza di frenatura alle rispettive ruote anteriori e posteriori. Senonchè, riferire il valore η ad un coefficiente d'attrito μ fisso, vorrebbe d'altronde

Fig. 2. - Diagramma di frenatura (Questa rappresentazione ed i relativi calcoli per l'univocità delle definizioni formano proposta di unificazione).

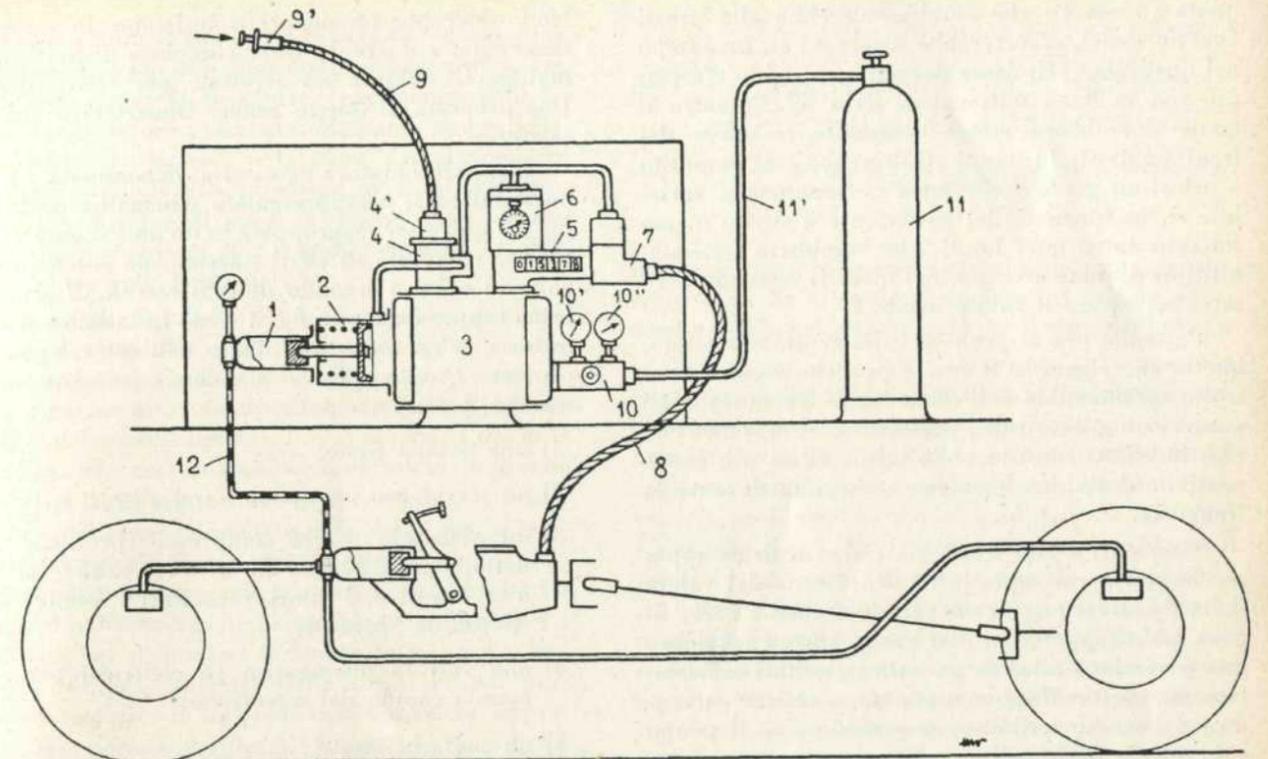
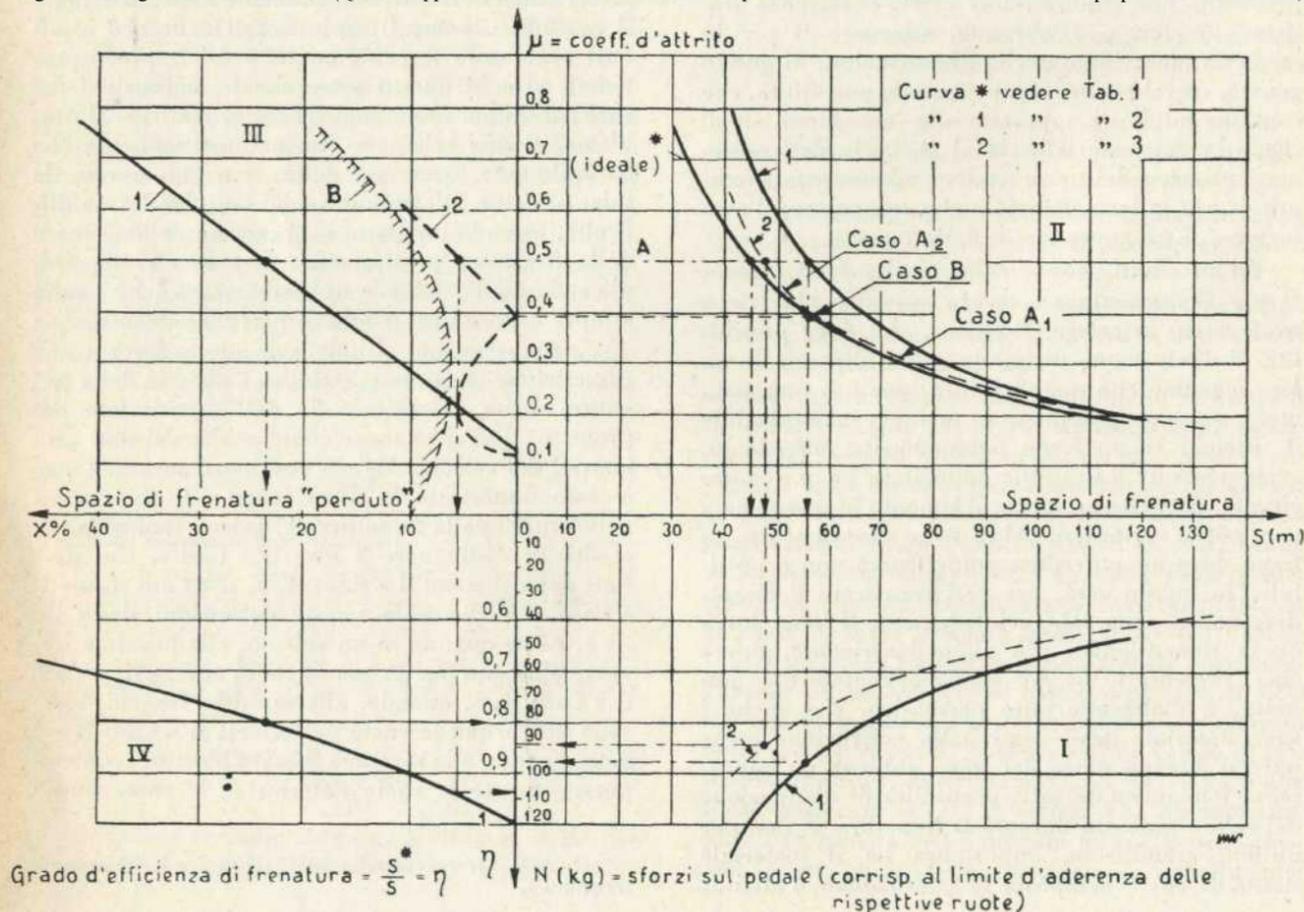


Fig. 3. - « Freno Standard » schematizzato. Qui non è rappresentata l'apparecchiatura scrivente le curve v/t e v/s citata nel testo.
1. Pompa - 2. Servofreno - 3. Serbatoio di lavoro (press. ridotta costante) - 4. Valvola comando rapido - 5. Contachilometri - 6. Cronometro - 7. Innesto contachilometri - 8. Trasmissione flessibile contachilometri - 9. Fusibile per comando d. 4 - 10. Regolatore riduttore pressione - 11. Bombola aria compressa (alta pressione) - 12. Tubazione con raccordo speciale per attacco alla pompa.

dire prescrivere un'efficienza di frenatura buona per quel dato coefficiente d'attrito preso in considerazione, ma forse inammissibile per un altro, che sia più basso o più alto.

Praticamente ciò si rivelerebbe, ad es., dalla insufficiente frenatura alle frenate precaute su terreno scivoloso. Per avere un grado d'efficienza di frenatura costante in tutte le situazioni, cioè per tutti i gradi d'azione del freno, vale a dire ancora su tutti i terreni con coefficienti d'attrito μ partenti dallo zero fino ad un massimo, l'aliquota di ripartizione ξ della forza frenante alle ruote anteriori e posteriori dovrebbe essere non costante, ma variabile secondo una legge, che è stata pure determinata in altro luogo ⁽³⁾.

Volendo evitare una tale complicazione e preferendo accettare un compromesso, nel quale una ripartizione ξ fissa opportunamente scelta soddisfi in modo accettabile le esigenze entro l'intero campo d'esercizio previsto, occorre valersi di qualcosa di più delle sole formule (12) e (13), e cioè di un sistema, nel quale sia messo in evidenza, fra altro ed in modo particolare, la variabile μ .

Questo sistema è dato con il diagramma che riportiamo (come esempio, in fig. 2²⁾). Un procedimento di calcolo adeguato, che tiene naturalmente conto del « Caso » al quale il veicolo considerato ap-

⁽³⁾ ATA n. 8-1949, Wolf - « La legge di ripartiz. della potenza frenante ».

partiene, permette di calcolare le curve nei quattro quadranti, e queste offrono una visuale completa del funzionamento e dell'efficienza del freno sull'intero campo del possibile esercizio, permettendo il confronto assoluto e univoco delle prestazioni di frenatura fra i diversi veicoli ed i diversi sistemi di frenatura in esame. La curva di paragone è la curva segnata con asterisco* e si riferisce al caso ideale B. Nel quadrante I le curve indicano gli spazi di frenatura in funzione degli sforzi esercitati sul pedale freno (s'intendono sempre gli sforzi massimi possibili al limite d'aderenza delle rispettive ruote per frenata a fondo). Nel quadrante II le curve rappresentano gli spazi di frenatura in funzione dei coefficienti d'attrito. Il quadrante III contiene le curve rappresentanti gli spazi di frenatura « perduti » x in funzione del coefficiente d'attrito μ . Ed infine nel quadrante IV, la curva degli η in funzione di x . Soltanto per la curva ideale* del quadrante II, la rispettiva curva nel quadrante III si identifica con la ordinata degli μ stessa, essendo in questo « Caso B » sempre $x=0$, e $\eta=1$. Per tutti gli altri casi invece, deve sempre esistere una curva nel quadrante III, che più o meno si scosta da questa ordinata degli μ (ad es. le curve 1 e 2 nella fig. 2), ad eccezione di un solo punto per un determinato valore di μ , per il quale il rispettoso « Caso A » diventa il « Caso B ». Più queste curve si accostano però a detta ordinata, tanto più efficace risulta il freno. Basandosi dunque su un'ali-

quota ξ , fissa (il che corrisponderebbe alla prassi oggi normale), occorrerebbe fissare ad es. un campo nel quadrante III, come delimitato a modo d'esempio con la linea tratteggiata *B* in fig. 2, entro il quale dovrebbero essere contenute le curve dei freni ammessi; di questi risulterebbe così garantito a priori un grado d'efficienza di frenatura η , variabile sì, in funzione del coefficiente d'attrito μ , ma soltanto entro quei limiti, che sarebbero stati stabiliti di comune accordo, dei quali il massimo però sarebbe sempre il valore ideale 1.

Passando ora al problema del capitolo secondo, quello che riguarda le prove pratiche ossia il controllo sperimentale dell'efficienza di frenatura degli autoveicoli già costruiti, possiamo anzitutto dire che esso in effetti consiste nella misurazione più esatta possibile della decelerazione conseguita durante la frenatura.

Sono stati a tale scopo già proposti degli apparecchi che permettono la lettura diretta del valore della decelerazione di un veicolo frenato. Però, finora questi apparecchi non hanno ancora raggiunto una perfezione tale, da garantire risultati sufficientemente esatti. Maggior esattezza si ottiene servendosi del mezzo indiretto, misurando cioè il tempo e lo spazio di frenatura, che rappresentano grandezze direttamente accessibili. È questo anche il metodo, che finora è stato preferito dalla maggioranza degli sperimentatori.

Nota è la ruota « Peiseler », che, trascinata dal veicolo, registra attraverso un contachilometri lo spazio percorso. Mediante un comando a Bowden o elettrico, il contachilometri viene inserito nell'istante in cui viene azionato il freno. Contemporaneamente si inserisce pure un cronometro, che permette la lettura del tempo della frenata. La velocità del veicolo all'inizio della frenata può essere o letta o registrata automaticamente dal tachimetro.

Un metodo più sbrigativo, e naturalmente anche meno preciso, è quello di azionare il freno in un determinato punto di marcazione della strada e di misurare poi il percorso compiuto dal veicolo durante la frenatura.

In tutti questi casi, il freno viene sempre azionato dal conducente stesso, mentre le altre misurazioni vengono compiute da un accompagnatore. È ovvio, che, non essendo possibile una perfetta sincronizzazione fra le diverse manovre, anche i risultati ne devono risentire di tale imperfezione. Inoltre, è umanamente impossibile azionare, nel ripetere le prove, il freno sempre con la stessa forza, e tanto meno ancora, se alle prove partecipano diverse persone. Poiché per un uomo grosso e robusto ad es. 110 kg sul pedale possono essere uno sforzo medio, mentre per un'altro, meno grosso e robusto, solo 80 kg possono già significare uno sforzo non indifferente.

Per offrire dei risultati esatti che permettano confronti e non ammettino dubbi e contestazioni, è chiaro che l'apparecchiatura di prova e di con-

trollo dovrebbe funzionare completamente automaticamente, e dovrebbe esser composta di parti normalizzate, stabilite ed accettate per convenzione. Una proposta di questo genere illustreremo qui di seguito.

L'apparecchiatura necessaria, denominata « Freno standard », è rappresentata schematicamente in fig. 3 e può esser raggruppata in un unico complesso, o esser composta di parti staccate, da sistemare di volta in volta a secondo delle necessità. Il gruppo come rappresentato in fig. 3 viene installato nel suo insieme in un posto più adatto dell'autoveicolo da provare. Questo « Freno standard » consiste delle seguenti parti principali:

- 1) una pompa freno;
- 2) un servofreno pneumatico (od altro);
- 3) un serbatoio d'aria compressa (pressione ridotta, standardizzata ad un certo valore, ad es. 6 at, o a diversi valori, regolabili a seconda del veicolo da provare);
- 4) una valvola pneumatica (o elettrica) per comando rapido del servofreno;
- 5) un contachilometri;
- 6) un cronometro (azionato contemporaneamente con 7);
- 7) un comando pneumatico (o elettrico) per l'innesto e il disinnesto del contachilometri (innesto contemporaneo con 2);
- 8) una trasmissione flessibile attacco tachimetro veicolo (o alla ruota « Peiseler »);
- 9) un pulsante a telecomando per comando valvola 4;
- 10) un riduttore e regolatore pressione aria nel serbatoio 3;
- 11) una bombola aria (o gas) compressa con tubazione di collegamento con 3;
- 12) una tubazione con raccordo speciale e manometro per collegamento alla pompa freno del veicolo.

L'aria (o gas) ad alta pressione contenuta nella bombola 11 arriva attraverso la valvola di riduzione e di regolazione 10 nel serbatoio 3, dove la pressione viene mantenuta costante al valore prescelto. Il gruppo intero « Freno standard » viene installato sul veicolo da provare, e la tubazione 12 viene connessa con raccordo speciale alla pompa freno ⁽⁴⁾ del veicolo. Eseguita l'installazione, viene effettuato il riempimento e lo spurgo dell'impianto idraulico.

⁽⁴⁾ È bene normalizzare anche questo attacco come lunghezze del tubo e come punto di collegamento, per eliminare falsature in seguito a diverse resistenze idrauliche derivanti da variazioni nella scelta arbitraria di questi fattori.

Si regola quindi la pressione ridotta nel serbatoio 3 in modo che, facendo funzionare il servofreno, risulti nella linea di frenatura (manometro 12') la pressione di lavoro prescritta. Mediante una tabella di conversione, calcolo o taratura del manometro 10' (che risponde alla pressione in 3), si può stabilire la pressione di linea 12' anche dalla lettura diretta al manometro 10'. Il manometro 10" indica la pressione nella bombola 11.

Azionando il pulsante 9 a distanza, si ammette (nel nostro esempio) aria compressa nella valvola di comando rapido 4, la quale distribuisce contemporaneamente aria compressa al servofreno 2, all'innesto 7 del contachilometri 5 e al comando del cronometro. Ha così contemporaneo inizio la frenatura (con forza sempre uguale e costante), la misurazione del tempo nonché quella dello spazio percorso dal veicolo fino al suo arresto. Conviene fare il comando 9-4-4 in modo, che il « Freno standard » funzioni soltanto finché si preme sul pulsante 9', così da poter disinserire la frenatura in caso di necessità col solo smettere della pressione sul pulsante e dominare in tal modo ogni situazione imprevista che potesse verificarsi durante la prova. La pompa freno del veicolo, potendo rimanere sempre inserita, conserva anche durante la prova la sua piena efficacia e può venir azionata dal pedale indipendentemente e in qualsiasi momento senza alcun riguardo alla apparecchiatura di prova installata.

Col cessare della pressione sul pulsante 9', si disinnesta pure il cronometro 6. Nel disinnestare il cronometro a fine della prova, cioè nell'azione necessaria per eseguire questo comando nell'esatto istante in cui il veicolo si ferma, rimane l'unico « fattore uomo » ancora richiesto in questa apparecchiatura. Ma siccome d'altronde il momento dell'arresto può esser percepito molto bene e senza difficoltà, l'esattezza che ne risulta è più che sufficiente (a velocità elevata ad es. durante 1/4 di sec. il veicolo può percorrere un percorso rilevante, a velocità vicino allo zero invece no) per cui questo fatto non può preoccupare.

Un ulteriore perfezionamento di questa apparecchiatura « Freno standard », che automaticamente elimina anche questo trascurabile inconveniente (se inconveniente si può chiamarlo), prevede l'applicazione supplementare di un apparecchio scrivente che registra contemporaneamente la curva velocità-tempo e velocità-spazio, così da risultare documentata la prova anche con il relativo grafico. Quest'ultimo procedimento sarebbe naturalmente quello da preferire sempre, poichè dal grafico si possono rilevare tutte le eventuali anomalie verificatisi durante la frenatura, vale a dire le variazioni della decelerazione che sono a loro volta indice delle variazioni del coefficiente d'attrito μ fra ceppi freno e tamburi. Senza questa registrazione grafica, come risultato finale delle prove, si otterrebbe natural-

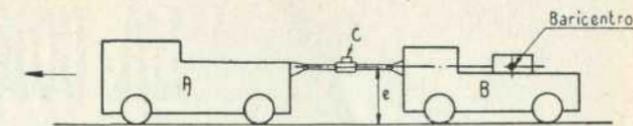


Fig. 4. - Prova dell'efficienza di frenatura mediante trascinamento (o spinta).

mente soltanto lo spazio di frenatura e una decelerazione media ottenuta per mezzo di calcolo, dividendo cioè la velocità iniziale per il tempo misurato.

Per ultimo riportiamo ancora un'altra proposta come sarebbe possibile effettuare le prove per la determinazione dell'efficienza della frenatura dei veicoli. Tipo di prova, che, con modalità convenzionali adeguate ben definite, sarebbe pure idonea a risolvere il problema in modo soddisfacente. Ci riferiamo alla fig. 4. Un veicolo A traina (o spinge) il veicolo B in prova. Il dispositivo di collegamento fra i due veicoli (opportunamente una barra rigida o un ponte) contiene inserito un dinamografo C, ed eventualmente pure una apparecchiatura scrivente gli altri fattori di misurazione desiderati. Le modalità di prova potrebbero essere diverse, come ad es.: frenatura costante a velocità massima o media costante per un determinato tempo o percorso su strada « tipo » perfettamente in piano; frenatura intermittente (con tempi da stabilire) a velocità costante (in questo caso il motore del veicolo trainante dovrebbe essere regolato da un regolatore centrifugo a giri costanti); trascinamento a tutta potenza del motore, frenatura alternata da zero ad un massimo, per un determinato numero di volte, variando la velocità di marcia entro limiti da stabilire (in questo caso il motore del veicolo dovrebbe essere sprovvisto di regolatore centrifugo e adeguare il N. di giri alla resistenza opposta al grado di frenatura del veicolo trascinato (in questo caso sarebbe appropriato un veicolo rimorchiatore munito di convertitore di coppia idrodinamico); e altre ancora. Va notato, che la barra di collegamento dei due veicoli deve essere applicata in altezza del baricentro del veicolo da provare, che altrimenti i risultati delle prove risulterebbero falsati rispetto alla realtà; inoltre agli sforzi di traino misurati durante la frenatura dovranno esser detratti quelli della naturale resistenza al rotolamento del veicolo.

Come già detto, prescrivere dati che riguardano il progetto stesso dei freni comporta necessariamente certe complicazioni, che generalmente, per ora, si vorrebbe evitare. Quello che in fin fine conta, è poter provare che un freno esistente assolva al suo compito in modo soddisfacente. A questo possono servire egregiamente apparecchiature di prova perfezionate, se impiegate con modalità opportunamente elaborate.

Maurizio Wolf

FIAT - Direzione Uffici Tecnici Autoveicoli Dip. Sviluppo e Ricerche.