

# RASSEGNA TECNICA

*La "Rassegna tecnica", vuole essere una libera tribuna di idee e, se del caso, saranno graditi chiarimenti in contraddittorio; pertanto le opinioni ed i giudizi espressi negli articoli e nelle rubriche fisse non impegnano in alcun modo la Società degli Ingegneri e degli Architetti in Torino*

DA PAGINA 259 A PAGINA 290 SONO RACCOLTE MEMORIE ATTINENTI ALLE **FRENATURE** PRESENTATE ALLA «GIORNATA DI STUDIO SUI PROBLEMI DELLA FRENATURA» (Torino maggio 1961)

*Altre memorie sono state pubblicate sul fascicolo di luglio (da pag. 223 a pag. 258).*

## Influenza della temperatura sull'efficienza frenante e relativo metodo di misura

*FULVIO BIANCHI, basandosi su estese prove condotte con un autocarro leggero, esamina le condizioni di sollecitazione termica dell'impianto frenante nelle varie condizioni di frenatura onde poter indicare il limite di sicurezza dei freni dello stesso; inoltre si sofferma sulla strumentazione impiegata sia per il rilievo delle temperature dei vari elementi dell'impianto frenante che per la determinazione dei parametri caratteristici del processo di frenatura.*

### 1) Premessa.

I freni ad attrito, che sono quelli attualmente usati nelle costruzioni automobilistiche, provocano la trasformazione del lavoro di frenatura dell'autoveicolo in calore. Naturalmente le temperature che si sviluppano a causa di questa trasformazione negli elementi costruttivi del freno non possono superare determinati limiti oltre i quali decresce rapidamente l'effetto frenante, senza considerare il fatto che anche altri organi del veicolo ne potrebbero risentire danno.

Il pericolo di un surriscaldamento dei freni si presenta particolarmente nei percorsi in discesa prolungati, che assoggettano i freni del veicolo ad una sollecitazione continua in quanto il lavoro di frenatura trasformato in calore è in questo caso molto maggiore di quello che si deve smaltire nelle brevi frenate di arresto, anche se ripetute.

In questo studio, basandosi su estese prove condotte con un autocarro leggero, si vogliono esaminare le condizioni di sollecitazione termica dell'impianto frenante nelle varie condizioni di frenatura onde poter indicare quello che si definirà limite di sicurezza dei freni. Inoltre ci si soffermerà in dettaglio sulla strumentazione impiegata sia per il rilievo delle temperature dei vari elementi dell'impianto frenante che per la determinazione dei parametri caratteristici del processo di frenatura.

### 2) Scopo delle prove.

Le prove condotte con un autocarro leggero OM Lupetto non avevano lo scopo di confrontare soluzioni diverse di freni di servizio o di determinare le influenze sulle caratteristiche di frenatura di tipi diversi di guarnizione o altro, ma piuttosto di individuare le sollecitazioni termiche che si producono nei vari organi dell'impianto frenante nelle diverse condizioni di frenatura, e cioè nella frenatura di arresto e nella frenatura prolungata nel percorso in discesa al fine di stabilire quella che può essere considerata la massima temperatura ammessa dal punto di vista della sicurezza. Si è perciò rilevata in primo luogo la variazione del grado di efficienza dei freni con la temperatura ed in base ai risultati di queste prove di riscaldamento rapido si sono ricercate le condizioni di frenatura nell'esercizio pratico che possono far raggiungere o superare i limiti di sicurezza, cioè le condizioni per cui il lavoro di frenatura supera la capacità di assorbimento e di smaltimento del calore del freno.

### 3) Mezzi impiegati per le prove.

Per le prove oggetto della presente relazione sono stati impiegati i mezzi descritti in questo paragrafo. Oltre alle caratteristiche generali del veicolo ed ai dati relativi all'impianto frenante si esamineranno più in dettaglio gli

strumenti di misura, sia per il rilievo delle temperature che per la determinazione dei parametri inerenti al processo di frenatura.

#### 3.1. Autocarro OM 20.102 «Lupetto» n. 221261 (fig. 1).

Caratteristiche generali (nelle condizioni di prova):

- Peso totale a terra (sovraccarico dell'11 %)  $G = 5050$  kg.;
- Carico asse anteriore  $G_A = 2160$  kg.;
- Carico asse posteriore  $G_P = 2890$  kg.;
- Altezza baricentro  $h = 1,0$  m.;
- Passo  $d = 2600$  mm.;
- Pneumatici impiegati  $6,50 \times 16-8$  p. r.;
- Raggio di rotolamento sotto carico  $r = 351$  mm.;
- Potenza max del motore OM-COIK-1 al regime  $n = 2200$  giri/1'  $N_{max} = 60$  CV.;
- Velocità max del veicolo a pieno carico  $V_{max} = 80$  km/h

Fig. 1 - Autocarro OM 20.102 Lupetto.



## FORZA FRENANTE IN FUNZIONE DELLA DECELERAZIONE

(AUTOCARRO OM 20.102 "LUPETTO" - PESO COMPLESSIVO 5050 Kg)

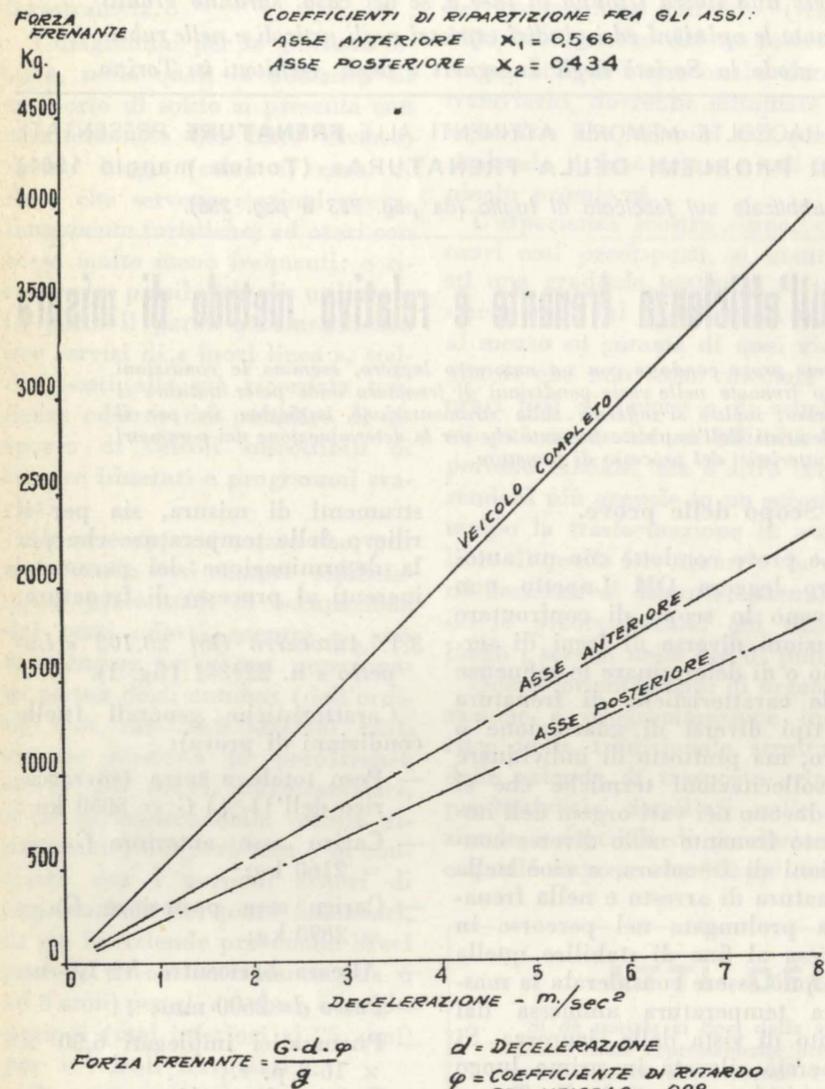


Fig. 2.

### — Rapporti al cambio:

- in I velocità = 1 : 7,07
- in II velocità = 1 : 4,25
- in III velocità = 1 : 2,43
- in IV velocità = 1 : 1,44
- in V velocità = 1 : 1,

### — Rapporto al ponte (coppia 11/42) = 1 : 3,817

### 3.2. Impianto frenante.

L'autocarro Lupetto impiegato per le prove era equipaggiato con un impianto frenante di servizio del tipo idraulico; i gruppi frenanti alle ruote erano a doppia

avvolgenza. Le caratteristiche sono le seguenti:

- pompa principale tipo tandem  $\varnothing$  31,75 mm;
- corsa della stessa 19/17 mm;
- cilindretti comando delle ganasce:  
anteriori  $\varnothing$  25,40 mm;  
posteriori  $\varnothing$  22,20 mm;
- tamburi del freno  $\varnothing$  325 mm;
- larghezza utile del tamburo  $\varnothing$  80 mm.

Il diagramma della fig. 2 riporta il valore della forza frenante totale del veicolo carico in funzione della decelerazione, nonché la

ripartizione delle forze frenanti sull'asse anteriore e sull'asse posteriore considerando i coefficienti di ripartizione  $x_1 = 0,566$  e  $x_2 = 0,434$ .

### 3.3. Strumentazione per il rilievo delle caratteristiche di frenatura.

Nelle prove è stata impiegata una attrezzatura Peiseler costituita da:

- a) Complesso ruota tipo « Fernrad »;
- b) Strumento di misura a lettura diretta;
- c) Strumento di registrazione.

La ruota « Fernrad » è costituita da una ruota gommata con relativa incastellatura e albero estensibile telescopico: la ruota era inoltre provvista di un telaio di rinforzo e di un dispositivo a snodo cardanico per l'agganciamento al cassone del veicolo, come indicato nella foto della fig. 3. L'incastellatura della ruota porta un generatore di corrente per l'azionamento del tachimetro, un generatore di impulsi elettrici per l'azionamento del misuratore delle percorrenze e un raccordo per l'accoppiamento, mediante albero flessibile di comando, allo strumento registratore di cui al punto c).

Lo strumento di misura a lettura diretta, portante anche i comandi relativi, viene collegato alla predetta ruota mediante cavo multipolare e porta un tachimetro di precisione con scala da 0,80 km con un  $\varnothing$  del quadrante di 210 mm e angolo di deviazione delle lancette a fondo scala pari a 270° e un indicatore di percorrenza massima di 9999 m e unitaria di

Fig. 3 - Applicazione ruota Peiseler su autocarro OM 20.102 « Lupetto ».



## REGISTRAZIONI PROVE DI FRENATURA CON APPARECCHIATURE PEISELER SU AUTOCARRO OM 20.102. "LUPETTO"

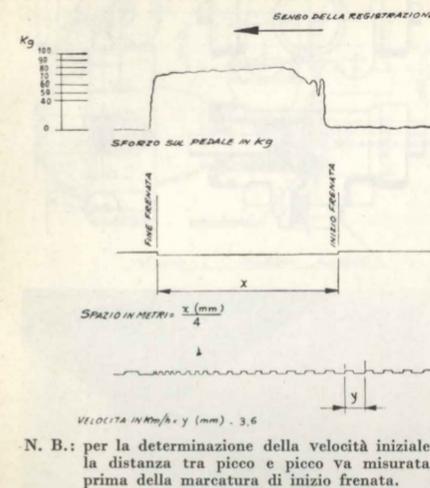


Fig. 4.

0,5 m sdoppiato su due contatori a 4 cifre con dispositivo di azzeramento. Azionando il pedale del freno si blocca, mediante interruttore a strappo o a pedale, la lancetta dell'indicatore di velocità che dà così la velocità iniziale

di frenata ed inizia il conteggio dell'indicatore di percorrenza che permetterà la lettura dello spazio di frenatura con approssimazione di 0,5 m.

Lo strumento registratore è già conosciuto e si basa su un avanzamento della carta comandato dalla ruota, proporzionale allo spazio percorso in ragione di 4 oppure 8 mm per ogni metro di percorrenza dell'autoveicolo. Mediante puntina scrivente sulla carta paraffinata vengono segnati gli impulsi di un orologio di precisione ad intervalli di 1/4 di secondo; se l'avanzamento della carta è di 4 mm per metro di percorso la velocità istantanea dell'autoveicolo è misurata in m/sec dalla distanza in mm fra 2 segni successivi del marcatempo. Una seconda puntina scrivente viene azionata da un altro elettromagnete, tramite apposito interruttore comandato dal pedale del freno, registrando in tal modo i percorsi di frenatura. Una terza puntina è coman-

data dal misuratore idraulico a tubo di Bourdon della forza di azionamento del pedale del freno.

La fig. 4 illustra l'interpretazione di una registrazione effettuata con questo strumento.

Per effettuare il rilievo della pressione di linea dell'impianto idraulico di frenatura in rapporto alla forza esercitata dal conducente sul pedale del freno, nonché per controllare le forze sul pedale nel corso delle prove di riscaldamento in piano e in discesa, veniva impiegato un pedale di misura Peiseler collegato mediante tubazione flessibile ad un manometro tarato direttamente in kg.

### 3.4 Rilievo delle temperature degli elementi frenanti.

Il rilievo delle temperature degli elementi frenanti (e per motivo di semplicità di impianto ci si è limitati ad eseguire i rilievi solamente sulla ruota posteriore destra) veniva eseguito mediante termocoppie applicate nei punti più sotto indicati. Per poter avere

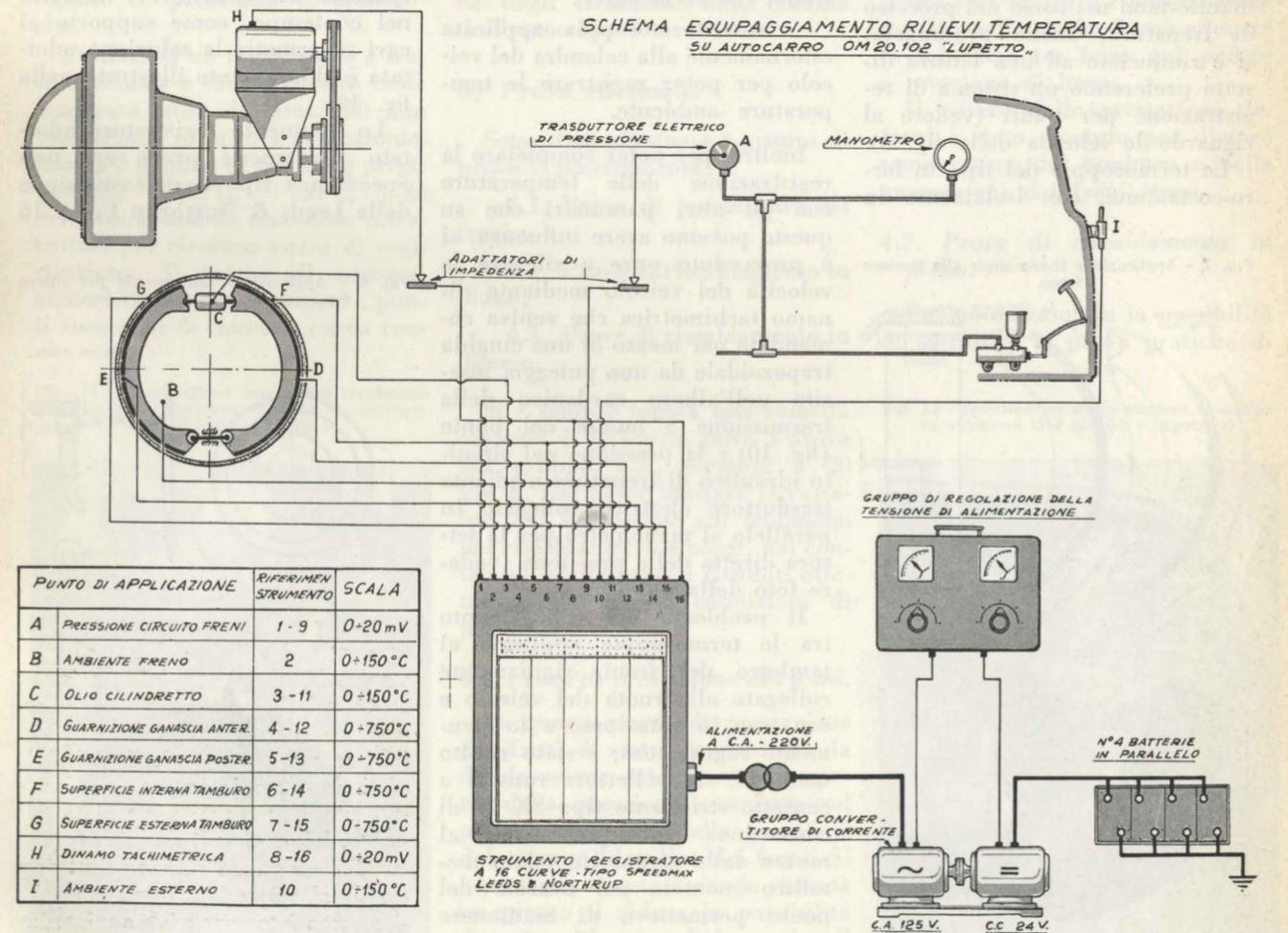


Fig. 5 - Schema equipaggiamento rilievi temperatura su autocarro OM 20.102 « Lupetto ».

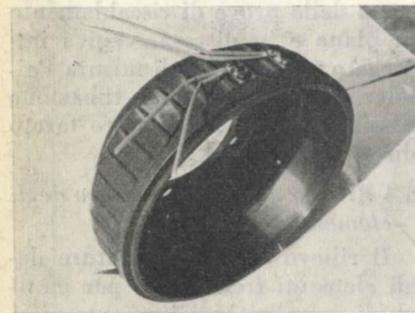
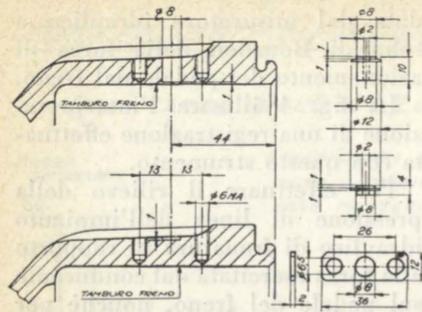
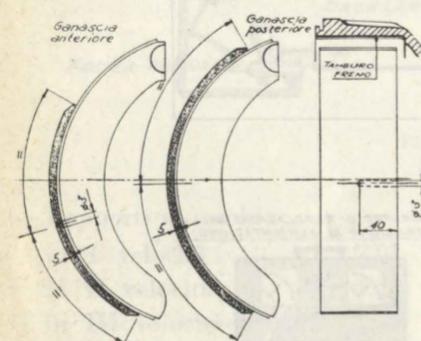


Fig. 6 - Applicazione termocoppie al tamburo del freno.

una migliore osservazione delle variazioni di temperatura che si manifestano nel corso del processo di frenatura, anche prolungata, si è rinunciato ad una lettura diretta preferendo un sistema di registrazione per punti (vedere al riguardo lo schema della fig. 5).

Le termocoppie del tipo in ferro-costantina, con isolamento in

Fig. 7 - Applicazione termocoppie alle ganasce freno.



calza di lana di vetro e irrigidimento mediante cemento al silicato, erano applicate nei seguenti punti:

— due termocoppie sul tamburo dei freni aventi il punto di giunzione rispettivamente a 1 mm dalla superficie interna del tamburo ed a 1 mm dalla superficie esterna, come illustrato dallo schizzo e dalla fotografia della fig. 6;

— una termocoppia per ciascuna ganascia del freno, poste a circa metà sviluppo della guarnizione di attrito, fissate direttamente nella guarnizione e con il punto di giunzione a metà larghezza della guarnizione stessa, come illustrato nella fig. 7;

— una termocoppia fissata nel cilindretto di comando di apertura delle ganasce per rilevare la temperatura del liquido dei freni: vedere la fig. 8;

— una termocoppia applicata al piatto porta-mascelle per rilevare la temperatura nell'ambiente del freno, vedere la fig. 9;

— una termocoppia applicata esternamente alla calandra del veicolo per poter registrare le temperature ambiente.

Inoltre, per poter completare la registrazione delle temperature con gli altri parametri che su queste possono avere influenza, si è provveduto pure a rilevare la velocità del veicolo mediante dinamometro tachimetrica che veniva comandata per mezzo di una cinghia trapezoidale da una puleggia inserita nell'albero cardanico della trasmissione a monte del ponte (fig. 10) e la pressione nel circuito idraulico di frenatura mediante trasduttore elettrico collegato in parallelo al manometro per la lettura diretta della pressione (vedere foto della fig. 11).

Il problema del collegamento tra le termocoppie applicate al tamburo dei freni, rigidamente collegato alla ruota del veicolo e con essa in rotazione, è stato risolto mediante un collettore rotante a contatto strisciante tipo SK 12 di costruzione Hottinger, fissato al mozzo della ruota. Un telaio metallico montato sul braccio del ponte permetteva di mantenere fermo, mediante molle, il porta-

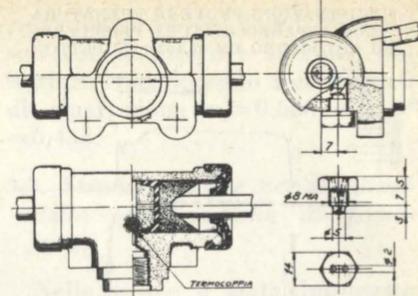


Fig. 8 - Applicazione termocoppia al cilindro comando freni.

spazzole del collettore e serviva, nel contempo, come supporto ai cavi schermati; la soluzione adottata è chiaramente illustrata nella fig. 12.

Lo strumento registratore adottato per queste prove era uno Speedomax tipo G di costruzione della Leeds & Northrup Co. a 16

Fig. 9 - Applicazione termocoppia per rilievo temperatura dell'ambiente freno.

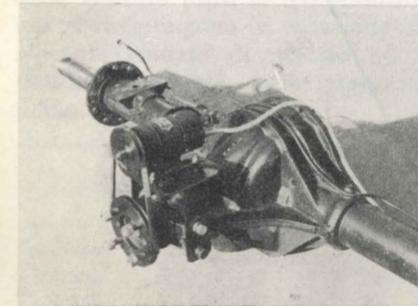
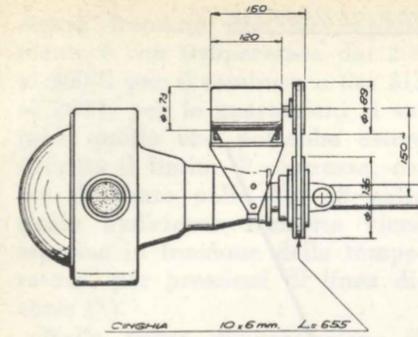
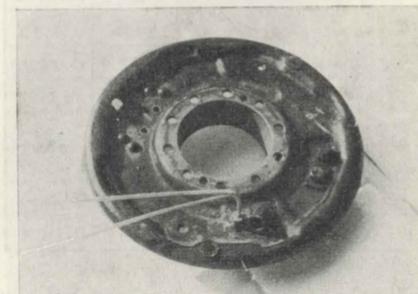
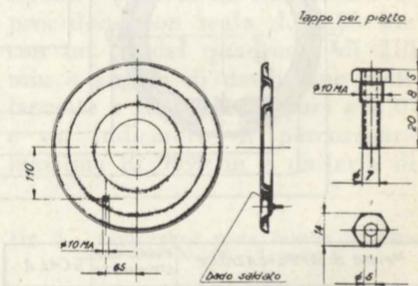


Fig. 10 - Applicazione al ponte della dinamometro tachimetrica.

curve e del quale diamo qui di seguito le principali caratteristiche.

Trattasi di un registratore a scala rettilinea e carta a nastro della larghezza utile di circa 250 mm con circuito di misura potenziometrico a 3 gamme di misura e precisamente 0-150°C, 0-750°C, 0-20 mV, commutabili mediante interruttori per ciascuna curva di registrazione. Il tempo di registrazione è di 2 secondi per cui i punti successivi di ciascuna curva ven-

Fig. 11 - Applicazione manometro trasduttore elettrico per la pressione di linea su autocarro OM 20.102 «Lupetto».



gono ad essere registrati ogni 32 secondi: per meglio seguire il fenomeno della variazione di temperatura alcune misure sono state effettuate con curve collegate in parallelo per cui si aveva una registrazione ogni 16 secondi (si richiama ancora lo schema della fig. 5). La velocità di avanzamento della carta era stata fissata per queste prove in 33 mm/min. Si ricorda ancora che il tempo di bilanciamento di questo strumento è di un secondo, la taratura della corrente è automatica ogni 48 minuti e la compressione è pure automatica: i limiti di errore sono contenuti in  $\pm 0,3\%$  della gamma di misura.

L'alimentazione dello strumento Speedomax è a corrente alternata 220 V per cui sul veicolo si è dovuto montare un gruppo convertitore a c.c. alimentato da 4 batterie da 120 Ah fra loro in parallelo e in parallelo anche con le batterie dell'autocarro.

Le fotografie allegate alle figure 13 e 14 illustrano la sistemazione degli strumenti nella cabina dell'autocarro.

#### 4) Prove effettuate.

Sono state effettuate 3 gruppi di prove e precisamente:

- 4.1. Prove di prestazione dei freni;
- 4.2. Prove di riscaldamento in piano;
- 4.3. Prove di riscaldamento in discesa.

Si è sempre tenuta una velocità costante di 40 km/h, salvo 3 prove del gruppo 4.2., eseguite a 20 km/h, per poter limitare le variabili che influiscono sul fenomeno del riscaldamento e poter, nel contempo, confrontare i risultati ottenuti nelle diverse condizioni di prova.

#### 4.1. Prove di prestazione dei freni.

In queste prove di prestazione dei freni è stata determinata la decelerazione ottenuta in funzione della pressione esercitata sul pedale, o meglio della pressione del circuito idraulico dei freni. Si è preferito questo secondo sistema in quanto si riduce la possibilità di errore dovuto al fatto che il

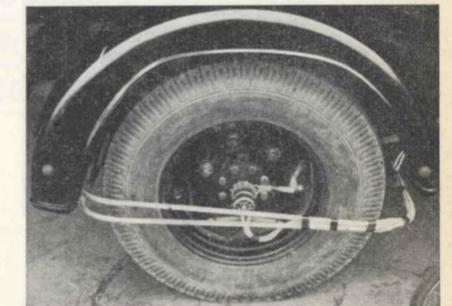
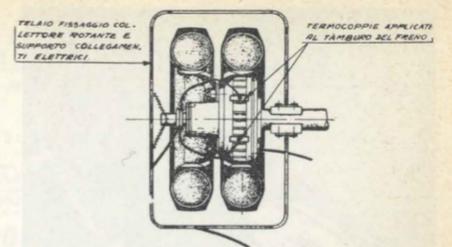


Fig. 12 - Applicazione del collettore rotante al mozzo ruota.

conducente può assoggettare il pedale ad una pressione non perfettamente assiale.

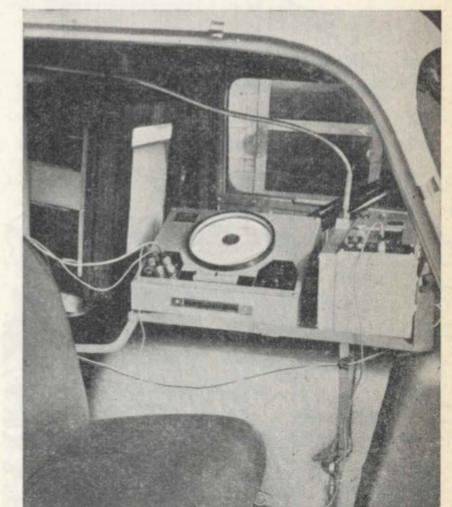
Era stata comunque eseguita prima una taratura riportata nella fig. 16, dalla quale si può rilevare la relazione tra forza sul pedale e pressione di linea.

Il rilievo delle prestazioni dei freni è stato ripetuto per diverse temperature del tamburo e delle guarnizioni dei freni stessi.

#### 4.2. Prove di riscaldamento in piano.

Per poter valutare la possibilità di sostituire le prove pratiche di

Fig. 13 - Installazione strumentazione in cabina su autocarro OM 20.102 «Lupetto».



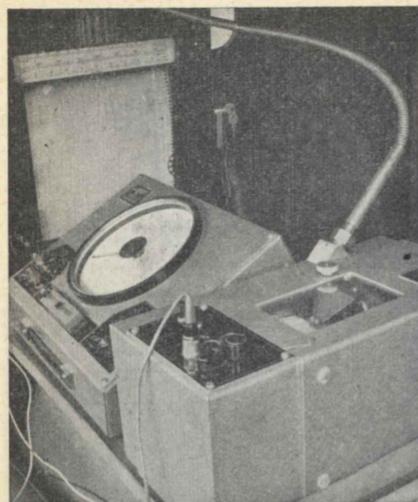


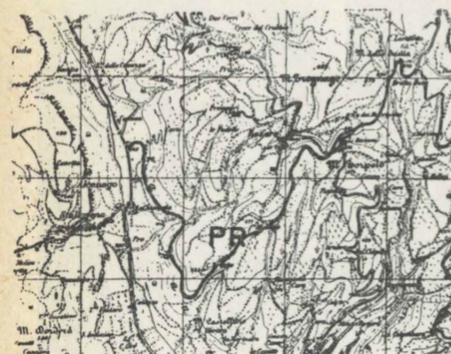
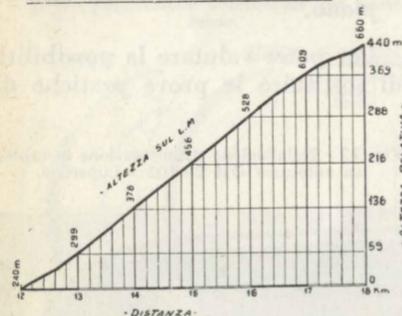
Fig. 14 - Installazione strumentazione cabina su autocarro OM 20.102 « Lupetto ».

discesa con un procedimento di riscaldamento dei freni ottenuto trainando il veicolo in prova con un altro veicolo su di un percorso piano e mantenendo una forza frenante costante letta su un dinamometro interposto tra i due veicoli, sono state eseguite due serie di prove alla velocità rispettivamente di 20 e 40 km/h.

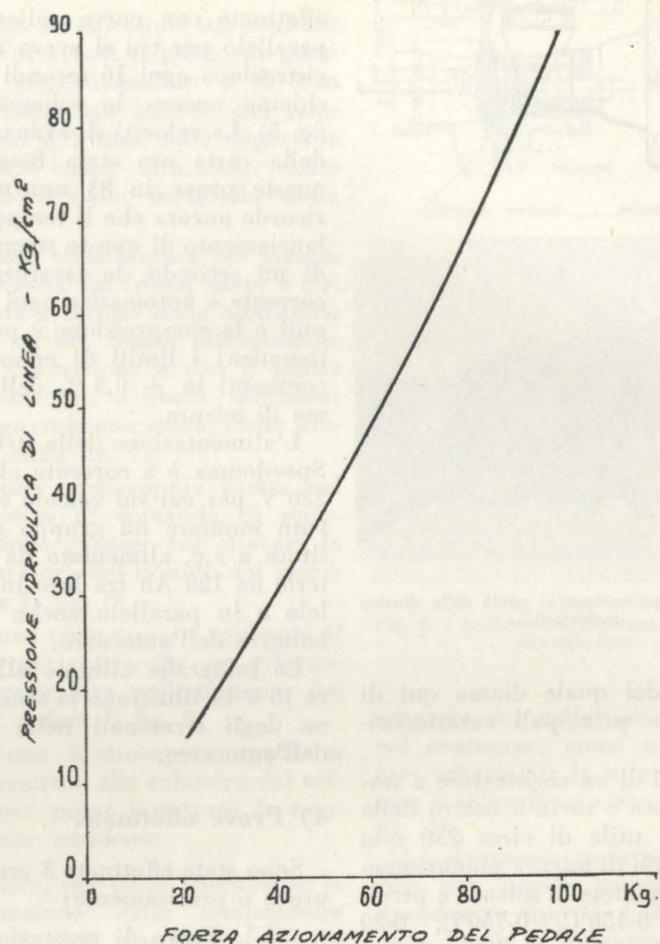
Le prove sono state eseguite considerando una pendenza rispet-

Fig. 15 - Profilo altimetrico della strada della Val Pantena dal 12 al 18 km.

PROFILO ALTIMETRICO DELLA STRADA DELLA VAL PANTENA DAL 12 AL 18 Km



AUTOCARRO OM 20.102 "LUPETTO."



CILINDRO MAESTRO  $\phi$  31,75 mm  
RAPPORTO PEDALE = 1:6

Fig. 16.

tivamente del 5, 10 e 15 % con veicolo sia in folle che con inserite le marcie, in modo da valutare anche l'effetto resistente dato dal motore. A tal riguardo si richiama pure la fig. 19 che riporta in diagramma le forze resistenti in funzione della velocità, ottenute con le diverse marce.

4.3. Prova di riscaldamento in discesa.

Le prove pratiche di discesa sono state eseguite sulla strada Verona-Boscochiesanuova nel tratto di 6 km. compreso tra le località Stallavena e Cerro Veronese, avente una pendenza media del 7 % (vedere la fig. 15 che illustra il profilo altimetrico e lo sviluppo della strada).

Anche in questo caso le prove sono state condotte sempre alla velocità di 40 km/h sia con veicolo in folle sia con veicolo a marce inserite.

5) Esame e valutazione dei risultati.

Le quattro prove di prestazione condotte a temperature progressivamente crescenti ed i cui risultati sono riportati nella fig. 17 fanno chiaramente vedere che dopo un primo aumento dell'efficienza frenante, la stessa rimane praticamente costante sino ad una temperatura di 160-170°C del tamburo e 150°C delle guarnizioni di attrito; successivamente — continuando ad aumentare la temperatura degli elementi del freno — l'effi-

cienza frenante decresce rapidamente e con temperatura dai 250 ai 300°C per il tamburo e dai 215 ai 240°C per le guarnizioni si supera quello che potrebbe essere definito il limite di sicurezza, come illustrato nella fig. 18 nella quale l'efficienza frenante viene espressa in funzione della temperatura, per pressioni di linea diverse (\*).

Nelle prove di prestazione si sono rilevate pure le temperature che si raggiungono in occasione di ripetute frenate di arresto ed i risultati ottenuti sono riportati nella tabella seguente:

Rilievi	Temperature °C	
	medie	punte max
Tamburo:		
interno	95	120
esterno	90	98
Guarnizioni:		
anteriori	75	85
posteriori	78	85
Olio nel cilindretto	35	35
Ambiente freno	35	35

Dai dati sopra riportati, si osserva che dopo 9 frenate di arresto, partendo sempre dalla velocità di 40 km/h si raggiungono temperature che non compromettono assolutamente l'efficienza frenante.

Sempre nel corso di queste prove è stato eseguito pure un confronto dei dati di frenatura ottenuti con lo strumento Peiseler indicatore e con lo strumento Peiseler registratore. Le differenze nell'indicazione dello spazio di frenatura non superavano mai un errore del 5 %, mentre le differenze nei rilievi della velocità di inizio delle frenature erano comprese nel 3 %, per cui si può ritenere lo strumento indicatore sufficientemente preciso in tutti i rilievi pratici, nei quali interessa particolarmente una rapida lettura e valutazione dei risultati senza dover ricorrere all'elaborazione delle registrazioni.

Prima di iniziare le prove di riscaldamento si è potuto determinare la forza resistente alle diver-

(\*) Le cifre non hanno carattere generale (vedere al riguardo il terzo capoverso del paragrafo 6. « Conclusioni »).

VARIAZIONE DELL'EFFICIENZA FRENANTE CON LA TEMPERATURA DEI FRENI (AUTOCARRO OM 20.102 "LUPETTO" - RILIEVI SULLA RUOTA POSTERIORE DESTRA) VELOCITA': 40 Km/h - PESO COMPLESSIVO: 5050 Kg - TEMPER. AMBIENTE: 12°C

PROVE	TEMPERATURA - °C			
	TAMBURO INTERNO	GUARNIZIONI	OLIO FRENI	AMBIENTE FRENO
I	50	40	30	30
II	120	110	40	40
III	300	240	75	90
IV	400	320	90	110

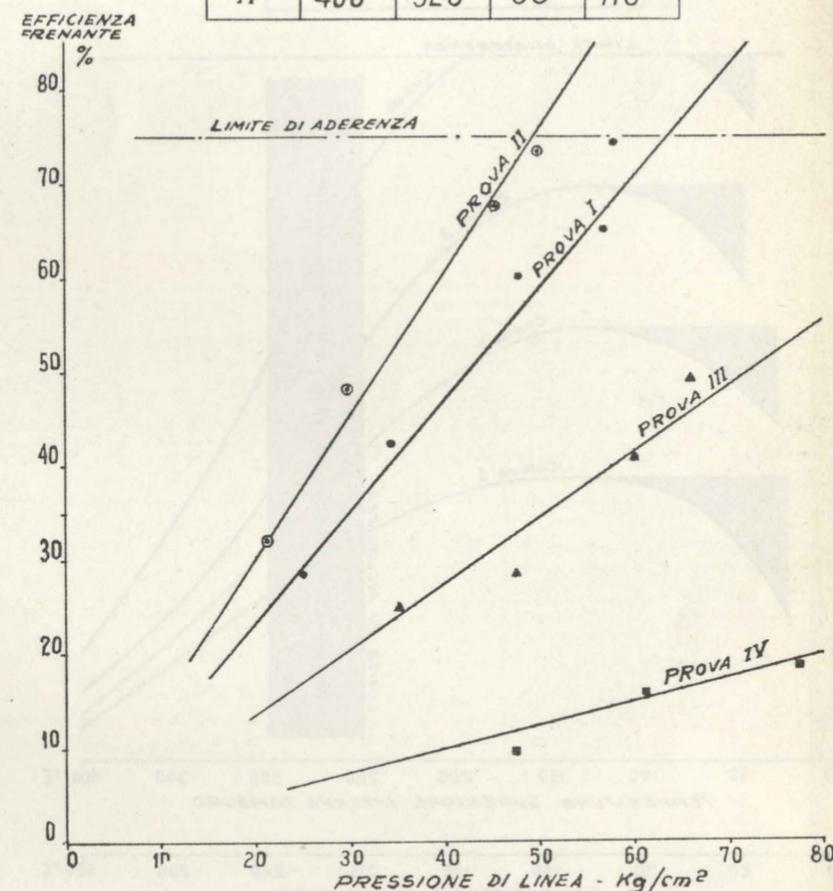


Fig. 17

se velocità in diverse condizioni di marcia del veicolo e cioè con cambio in folle e con inserite diverse marce, più precisamente la 3ª, la 4ª e la 5ª velocità. Tale determinazione è stata ricavata dai tempi di decelerazione rilevando la velocità sullo strumento indicatore Peiseler. I risultati sono riassunti nel diagramma della figura 19, dove in ordinate vengono indicate pure le corrispondenti pendenze che nelle condizioni di peso complessivo del veicolo durante la prova genererebbero delle forze acceleranti eguali alle forze resistenti.

Le prove di riscaldamento in piano condotte alle velocità di 20 e di 40 km/h fanno rilevare, da un confronto dei dati riportati nelle figure dalla 20 alla 27 comprese, quanto segue:

a) La considerevole influenza della ventilazione dovuta alla velocità relativa del veicolo che si fa sentire sia sulle temperature del tamburo del freno come pure sulle guarnizioni, sull'olio contenuto nei cilindretti e in genere sull'ambiente interno del freno.

b) Pendenze fino al 5 %, per quanto lunghe siano, possono ve-

## VARIAZIONE DELL'EFFICIENZA FRENANTE CON LA TEMPERATURA DEI FRENI

(AUTOCARRO OM 20.102 "LUPETTO", - RILIEVI SULLA RUOTA POSTERIORE DESTRA)  
VELOCITÀ: 40 Km/h - PESO COMPLESSIVO: 5050 Kg. - TEMPER. AMBIENTE: 12°

CURVA	PRESSIONE DI LINEA - Kg/cm <sup>2</sup>	FORZA SUL PEDALE - Kg
1	20	28
2	30	40
3	40	52
4	60	73

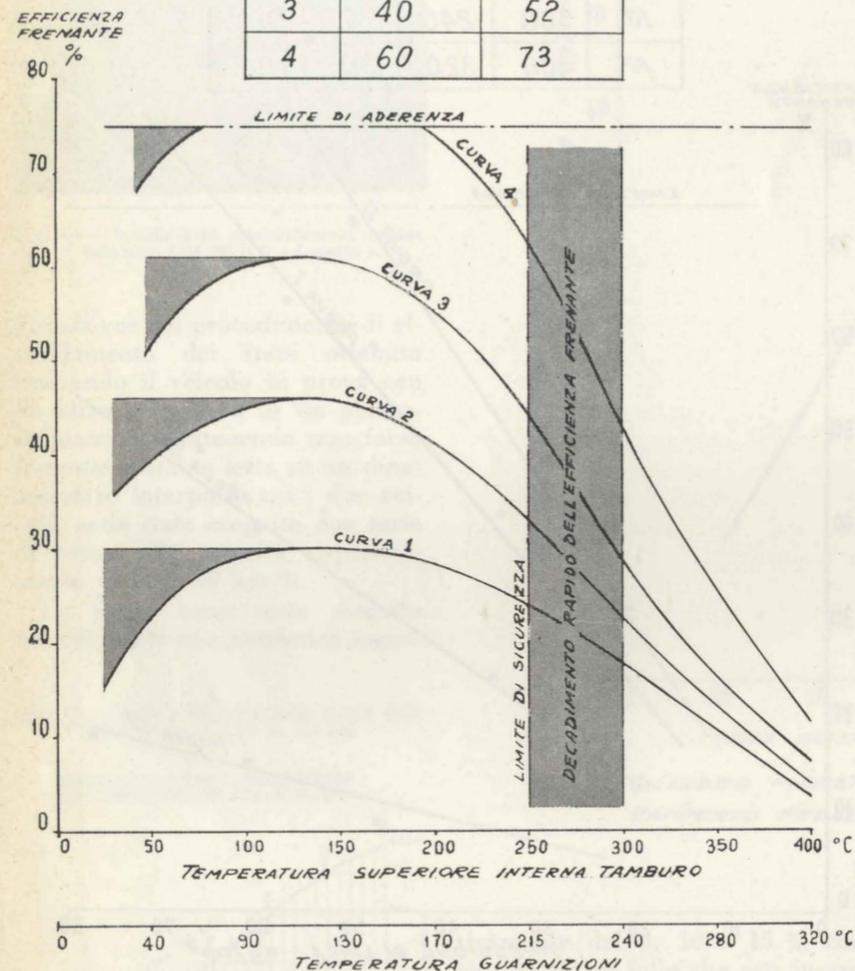


Fig. 18.

nir percorse con sicurezza a velocità sostenuta, sempre però sfruttando l'azione frenante del motore, inserendo il rapporto cambio più opportuno: su pendenze dal 5 al 10 % bisogna già tenere conto del fatto che le temperature degli elementi frenanti possono raggiungere valori tali da portare ad un decadimento delle prestazioni dei freni, in genere dopo una percorrenza di 3÷4 km e si deve adottare pertanto una velocità prudenziale. Infine le pendenze superiori al 10 % potranno venire percorse solamente inserendo le marcie più basse, limitando cioè

la velocità a valori molto prudenziali.

c) Le temperature di stabilizzazione si aggirano sui 150° (tamburo) nelle pendenze del 5 %, sui 350° nelle pendenze del 10 % e sono superiori ai 500° nelle pendenze del 15 % nelle condizioni di prova, cioè con inserita la 4<sup>a</sup> velocità.

d) I diagrammi allegati fanno notare una sensibile inerzia termica delle guarnizioni di attrito rispetto al tamburo e infatti le temperature misurate sulle ganasce sono inferiori sempre di circa 50°

alle temperature rilevate sulla superficie interna del tamburo.

e) Per quanto riguarda la temperatura dell'olio dei freni presente nei cilindretti di comando delle ganasce e la temperatura dell'ambiente interno dei freni si rileva che i rispettivi valori aumentano molto lentamente in confronto ai valori degli elementi attivi dei freni, ma, raggiunte le condizioni di stabilizzazione, anche gli elementi interni del freno aumentano rapidamente le loro temperature: naturalmente questo fatto si fa sentire particolarmente alle basse velocità di marcia e cioè con ventilazione ridotta.

f) Questa serie di prove è stata completata anche da rilievi relativi al raffreddamento e le figure 22 e 27 riportano le osservazioni fatte in condizioni di veicolo fermo e in condizioni di veicolo in marcia.

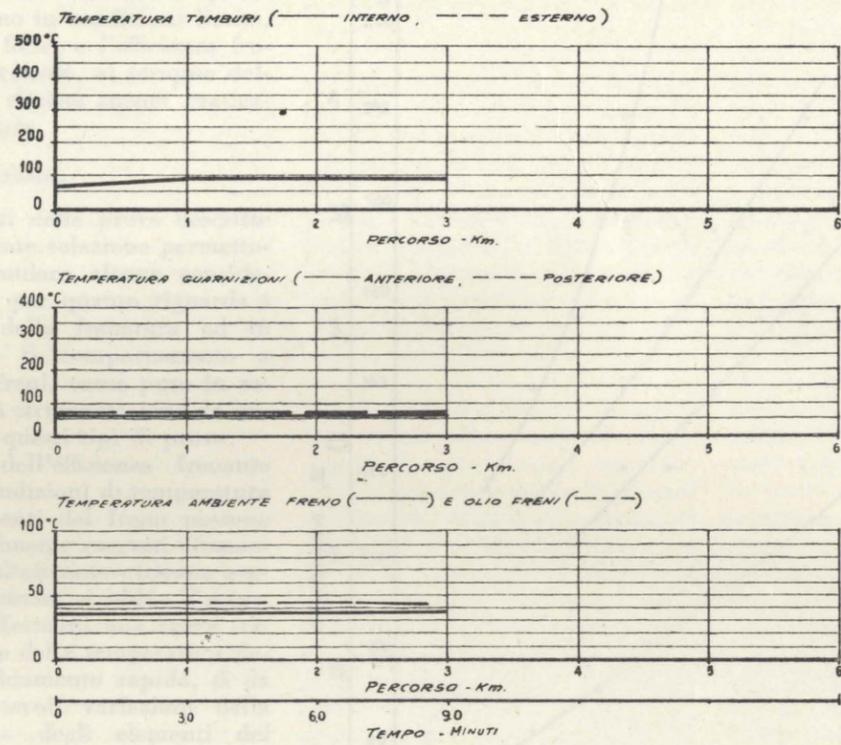
Si potrà rilevare come, in assenza di ventilazione, dopo un energico riscaldamento dei freni, le temperature degli elementi interni possono salire a valori rilevanti, per cui, considerando che nel corso di queste prove sono state già ottenute temperature dell'olio di 110°, si può facilmente desumere che nella stagione estiva, nella fase di prosecuzione di una prolungata discesa dopo un temporaneo arresto del veicolo, la temperatura dell'olio può raggiungere valori prossimi alla temperatura di ebollizione.

Le prove di riscaldamento in discesa sulla strada di Boscochiesanuova hanno confermato in linea di massima i precedenti risultati ricavati nelle prove di riscaldamento in piano ma si può notare dai diagrammi delle figure dalla 28 alla 31 che anche minime variazioni della pendenza fanno sentire subito la loro influenza sull'andamento delle temperature dei freni: al riguardo si devono osservare in particolare i tratti iniziali e finali del percorso.

Le condizioni di temperatura che si ottengono con una normale condotta di marcia (al riguardo si fa notare che sia nella discesa a velocità costante di 40 km/h che nella discesa libera, con inserita però in ambedue i casi la 4<sup>a</sup> velocità, le temperature finali sarebbero uguali salvo la lieve diffe-

PROVE RISCALDAMENTO FRENI - PROVA N° V

TEMPERATURA AMBIENTE: 13°C VELOCITA': 20 Km/h MARCIA: FOLLE

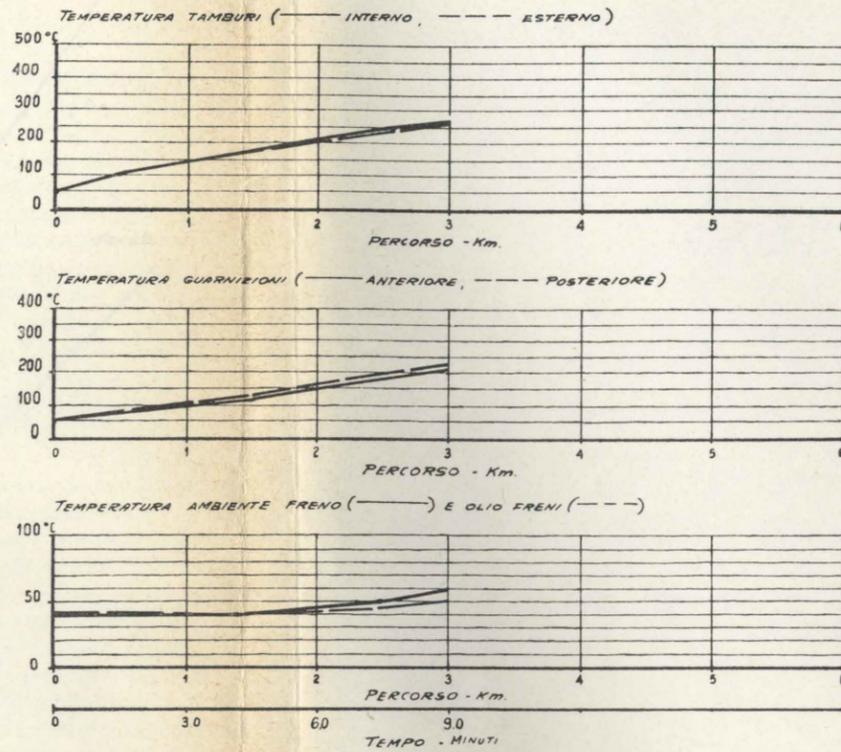


PENDENZA CORRISPONDENTE: ~ 2%  
 FORZA SUL PEDALE: 5 Kg  
 PRESSIONE DI LINEA: \_\_\_\_\_  
 PROVA A TRAINO CON INTERPOSTO DINAMOMETRO (F: 100 Kg)

Fig. 20

PROVE RISCALDAMENTO FRENI - PROVA N° VI

TEMPERATURA AMBIENTE: 13°C VELOCITA': 20 Km/h MARCIA: FOLLE

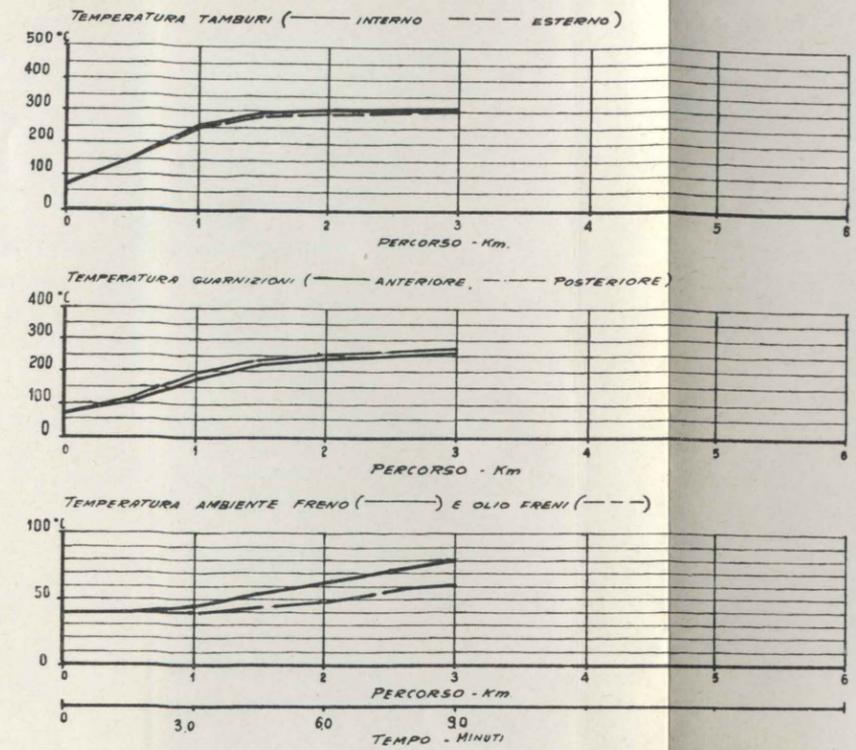


PENDENZA CORRISPONDENTE: ~ 5%  
 FORZA SUL PEDALE: 10 Kg  
 PRESSIONE DI LINEA: \_\_\_\_\_  
 PROVA A TRAINO CON INTERPOSTO DINAMOMETRO (F: 250 Kg)

Fig. 21

PROVE RISCALDAMENTO FRENI - PROVA N° VII

TEMPERATURA AMBIENTE: 13°C VELOCITA': 20 Km/h MARCIA: FOLLE



PENDENZA CORRISPONDENTE: ~ 10%  
 FORZA SUL PEDALE: 15 Kg  
 PRESSIONE DI LINEA: \_\_\_\_\_  
 PROVA A TRAINO CON INTERPOSTO DINAMOMETRO (F: 500 Kg)

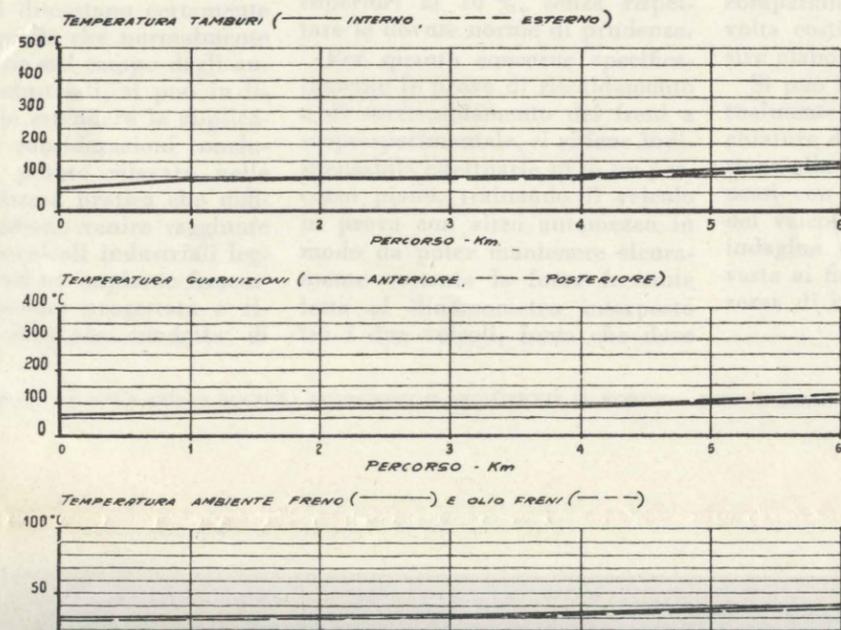
ANDAMENTO TEMPERATURE DOPO LA PROVA

TEMPO MIN.	TAMBURO °C	GANAS °C	AMBIENTE FRENO °C	OLIO FRENO °C	VEICOLO
2	285	254	92	70	FERMO
4	230	230	101	80	"
6	215	215	95	82	MARCIA
8	200	200	83	81	"
10	190	190	78	80	"
12	175	175	72	76	"
14	155	155	67	73	"
16	135	135	62	70	"
18	120	120	59	66	"
20	110	110	55	62	"

Fig. 22

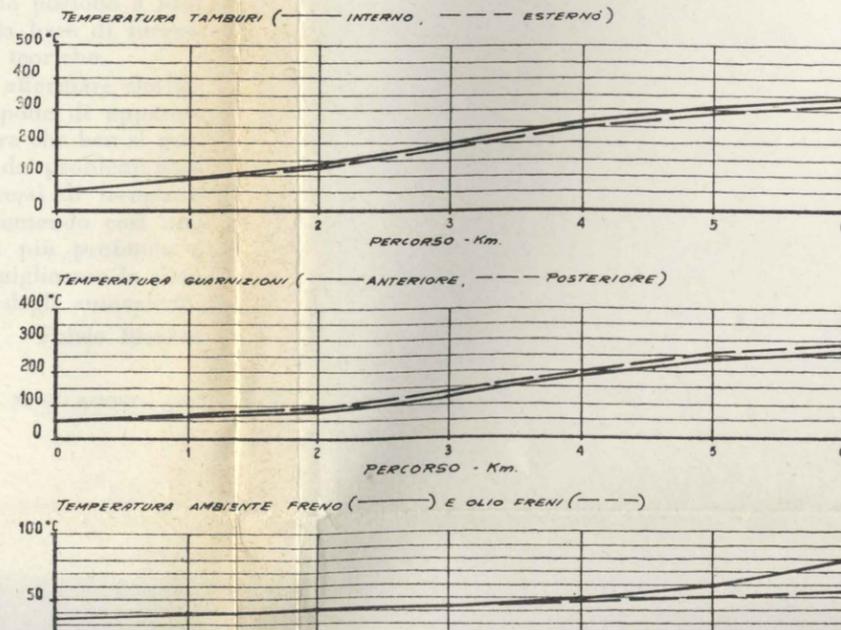
PROVE RISCALDAMENTO FRENI - PROVA N° IX

TEMPERATURA AMBIENTE: 15°C VELOCITA': 40 Km/h MARCIA: FOLLE



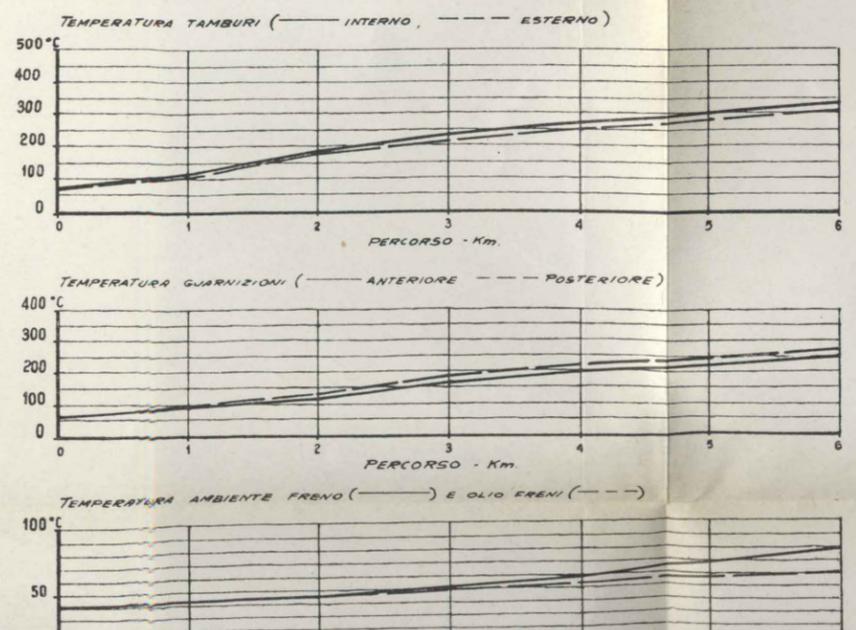
PROVE RISCALDAMENTO FRENI - PROVA N° X

TEMPERATURA AMBIENTE: 15°C VELOCITA': 40 Km/h MARCIA: IV VEL.



PROVE RISCALDAMENTO FRENI - PROVA N° XI

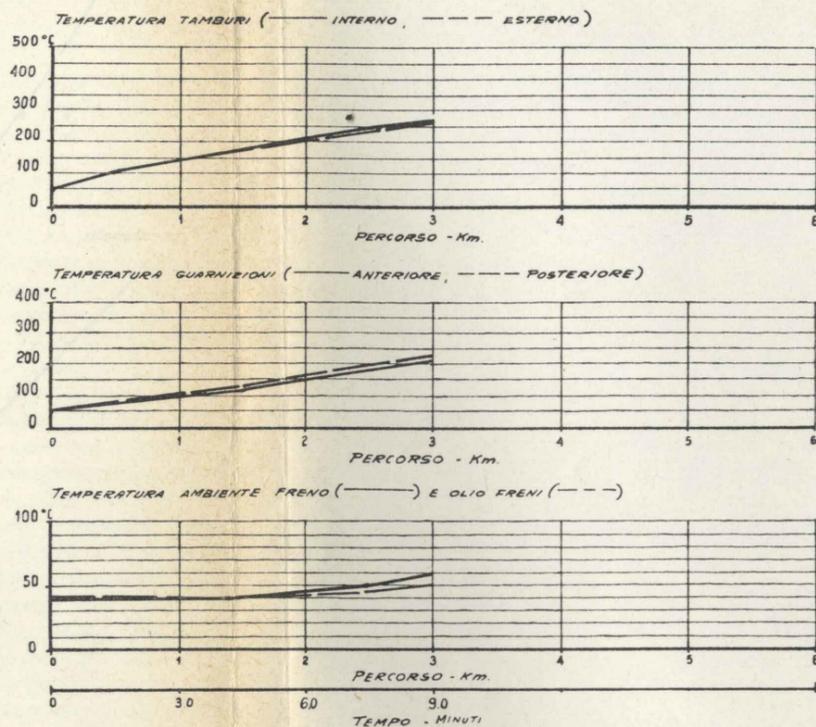
TEMPERATURA AMBIENTE: 15°C VELOCITA': 40 Km/h MARCIA: FOLLE



-PROVA N° V

PROVE RISCALDAMENTO FRENI - PROVA N° VI

TEMPERATURA AMBIENTE: 13°C VELOCITA': 20 Km/h MARCIA: FOLLE

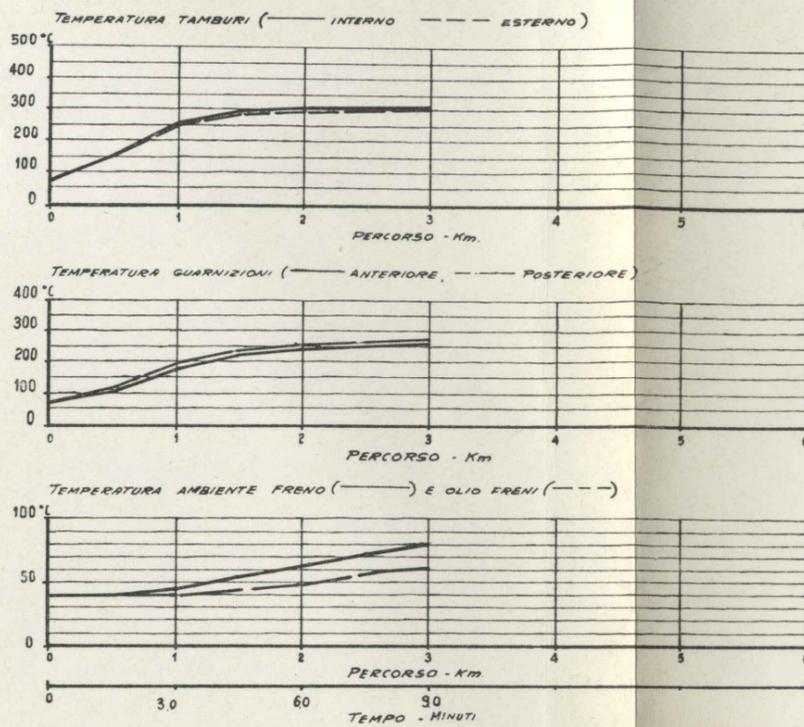


PENDENZA CORRISPONDENTE: ~ 5%  
 FORZA SUL PEDALE: 10 Kg  
 PRESSIONE DI LINEA: \_\_\_\_\_  
 PROVA A TRAINO CON INTERPOSTO DINAMOMETRO - (F = 250 Kg)

Fig. 21.

PROVE RISCALDAMENTO FRENI - PROVA N° VII

TEMPERATURA AMBIENTE: 13°C VELOCITA': 20 Km/h MARCIA: FOLLE



PENDENZA CORRISPONDENTE: ~ 10%  
 FORZA SUL PEDALE: 15 Kg  
 PRESSIONE DI LINEA: \_\_\_\_\_  
 PROVA A TRAINO CON INTERPOSTO DINAMOMETRO - (F = 500 Kg)

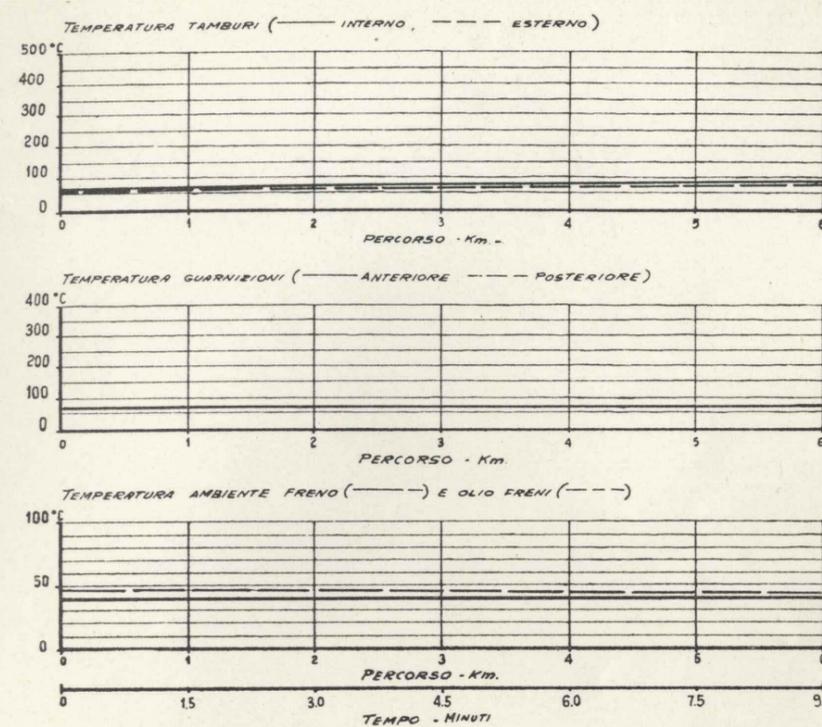
Fig. 22.

ANDAMENTO TEMPERATURE DOPO LA PROVA

TEMPO MIN.	TAMBURO °C	GAMASCE °C	AMBIENTE FRENO °C	OLIO FRENI °C	VEICOLO
2	285	254	92	70	FERMO
4	230	230	101	80	"
6	215	215	95	82	MARCIA
8	200	200	83	81	"
10	190	190	78	80	"
12	175	175	72	76	"
14	155	155	67	73	"
16	135	135	62	70	"
18	120	120	59	66	"
20	110	110	55	62	"

PROVE RISCALDAMENTO FRENI - PROVA N° VIII

TEMPERATURA AMBIENTE: 15°C VELOCITA': 40 Km/h MARCIA: IV VEL.



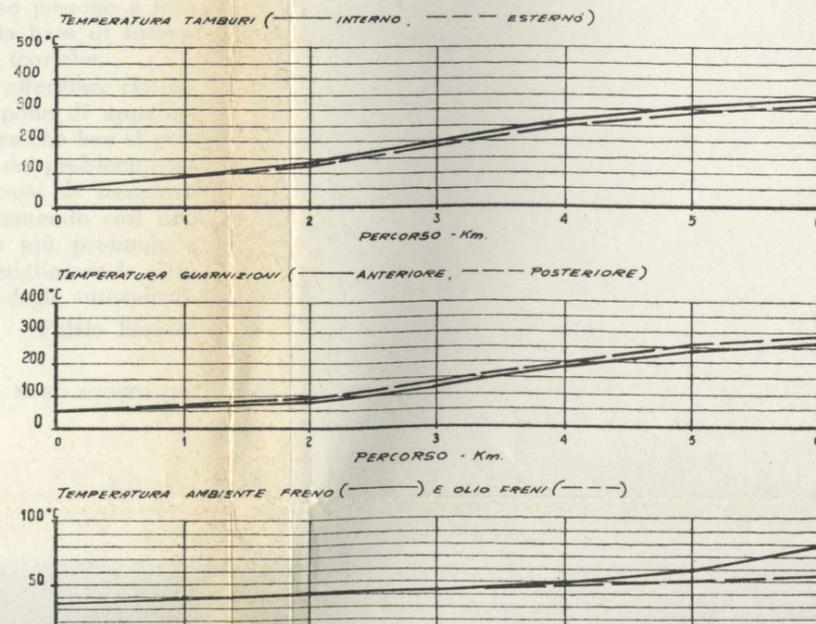
PENDENZA CORRISPONDENTE: 5%  
 FORZA SUL PEDALE: 4-6 Kg  
 PRESSIONE DI LINEA: \_\_\_\_\_  
 PROVA A TRAINO CON INTERPOSTO DINAMOMETRO - (F = 250 Kg)

Fig. 23.

-PROVA N° IX

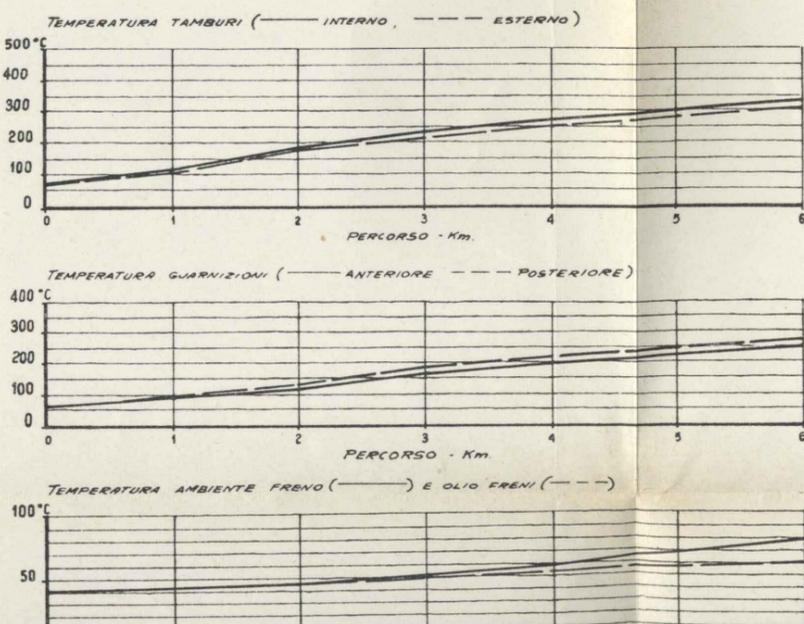
PROVE RISCALDAMENTO FRENI - PROVA N° X

TEMPERATURA AMBIENTE: 15°C VELOCITA': 40 Km/h MARCIA: IV VEL.



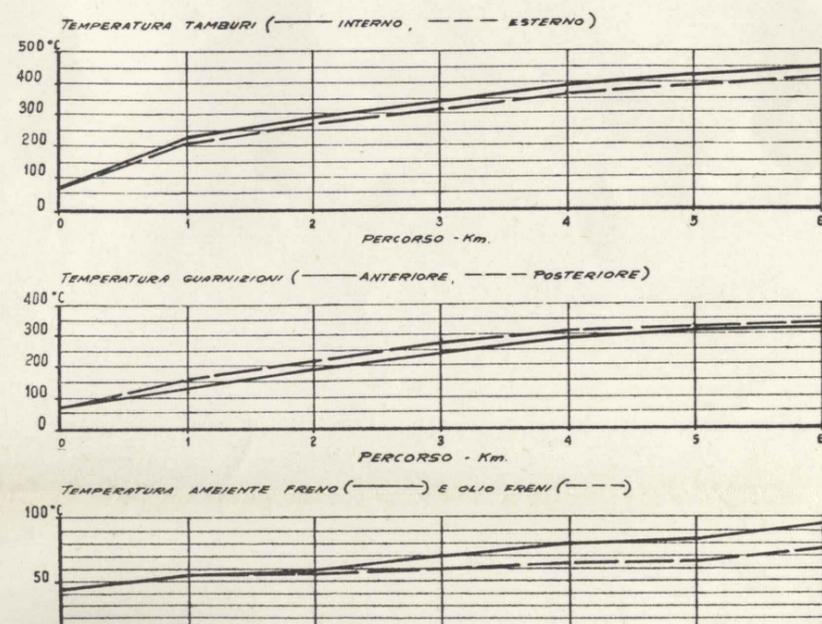
PROVE RISCALDAMENTO FRENI - PROVA N° XI

TEMPERATURA AMBIENTE: 15°C VELOCITA': 40 Km/h MARCIA: FOLLE



PROVE RISCALDAMENTO FRENI - PROVA N° XII

TEMPERATURA AMBIENTE: 15°C VELOCITA': 40 Km/h MARCIA: IV VEL.



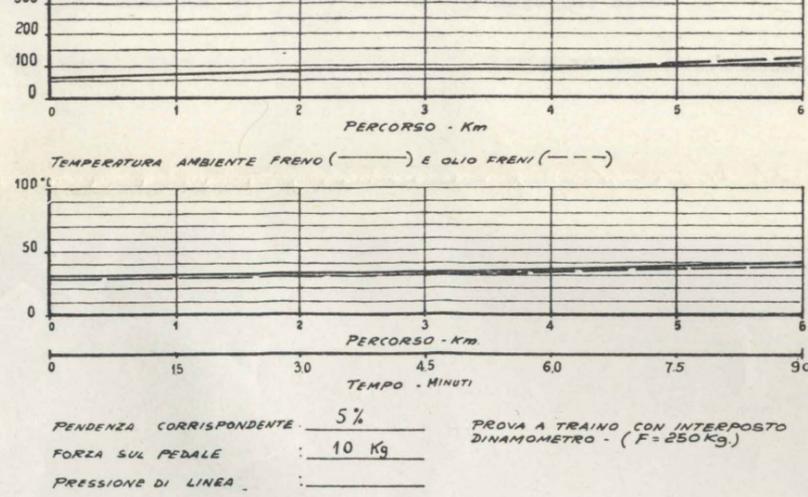


Fig. 24.

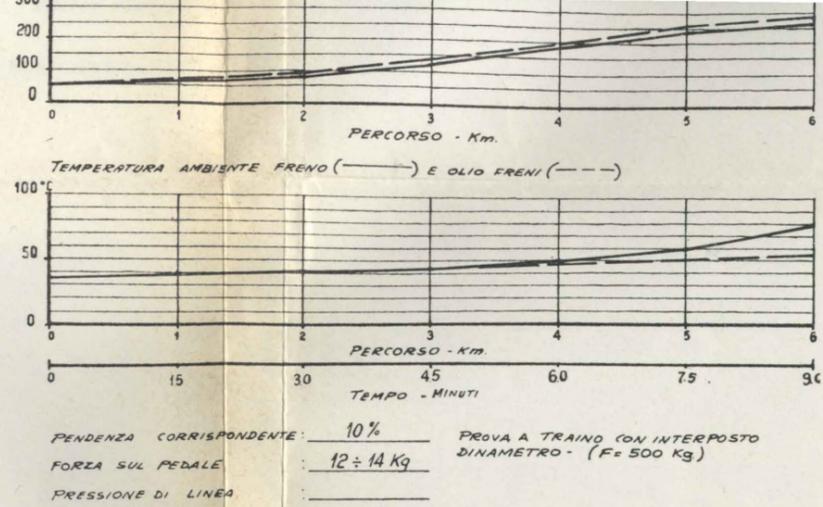


Fig. 25.

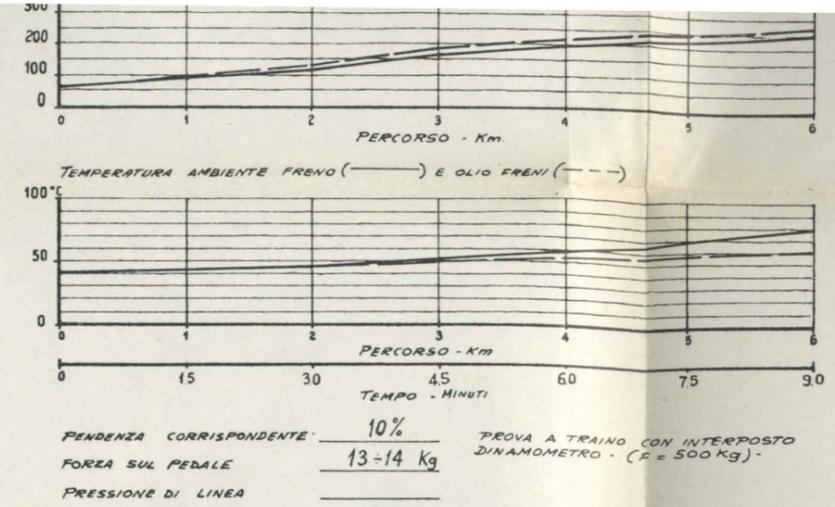


Fig. 26.

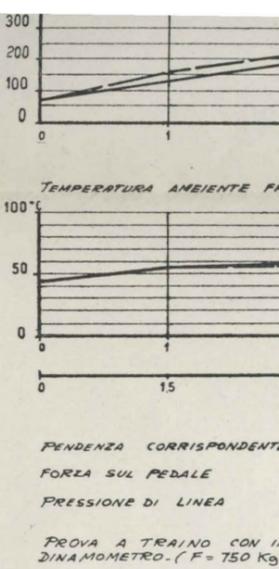


Fig. 27.

PROVA DI RISCALDAMENTO FRENI IN DISCESA - PROVA N° XIII

TEMPERATURA AMBIENTE: 14°C VELOCITA': 40 Km/h MARCIA: IV

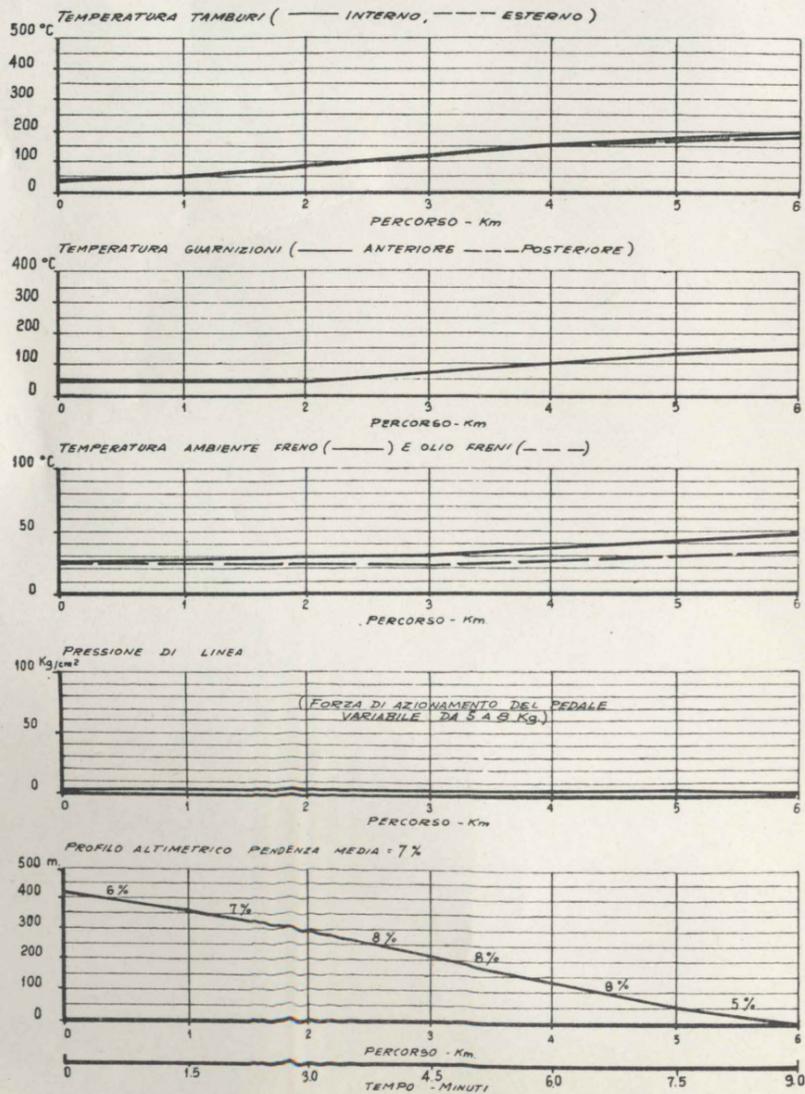


Fig. 28.

PROVA DI RISCALDAMENTO FRENI IN DISCESA - PROVA N° XIV

TEMPERATURA AMBIENTE: 12°C VELOCITA': 40 Km/h MARCIA: V

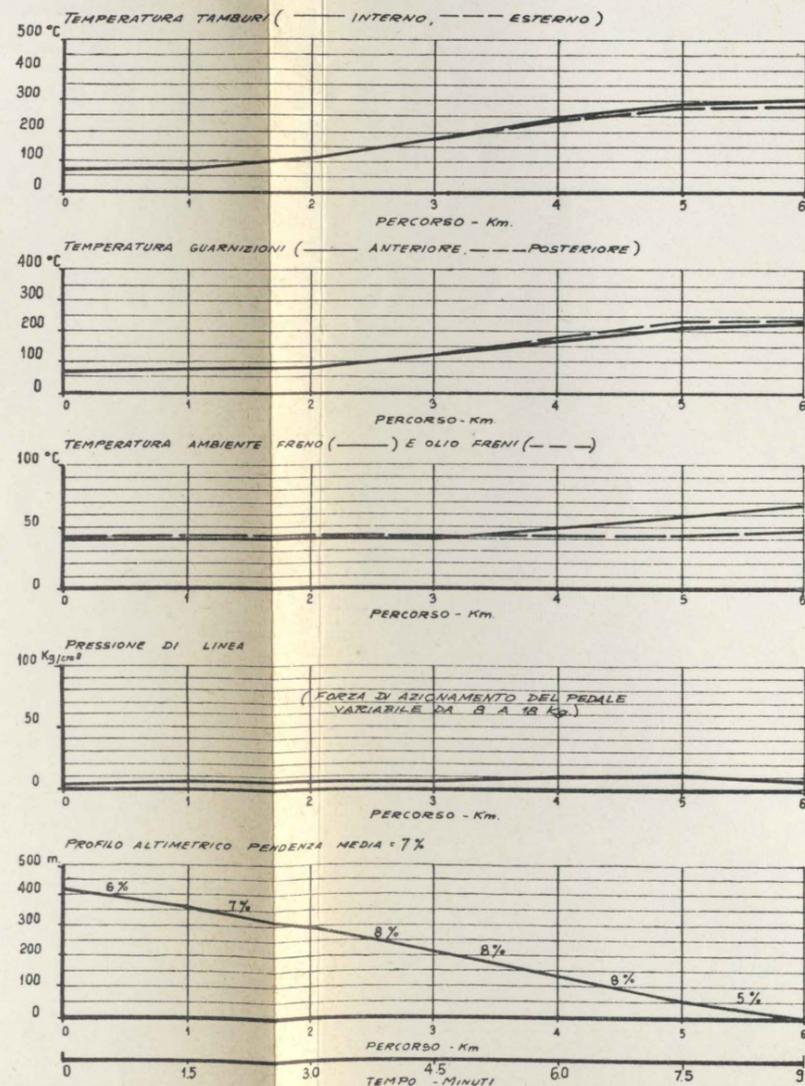


Fig. 29.

PROVA DI RISCALDAMENTO FRENI IN DISCESA - PROVA N° XV

TEMPERATURA AMBIENTE: 12°C VELOCITA': 40 Km/h MARCIA: FOLLE

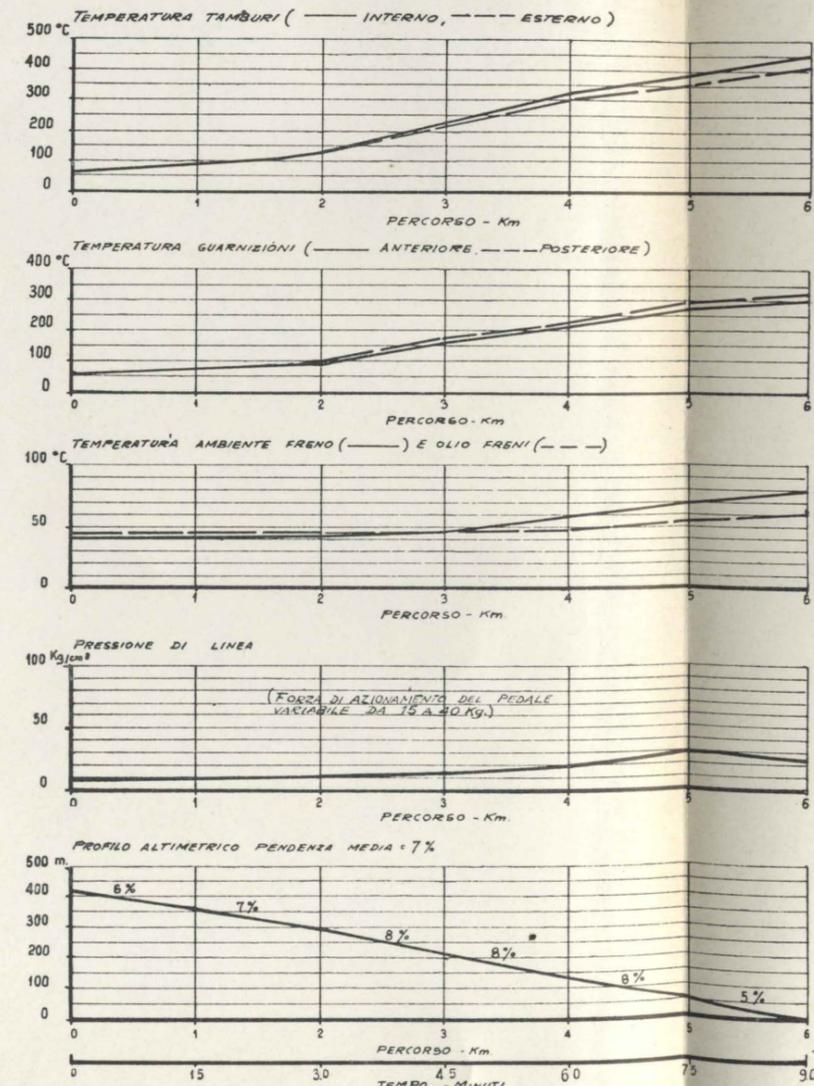
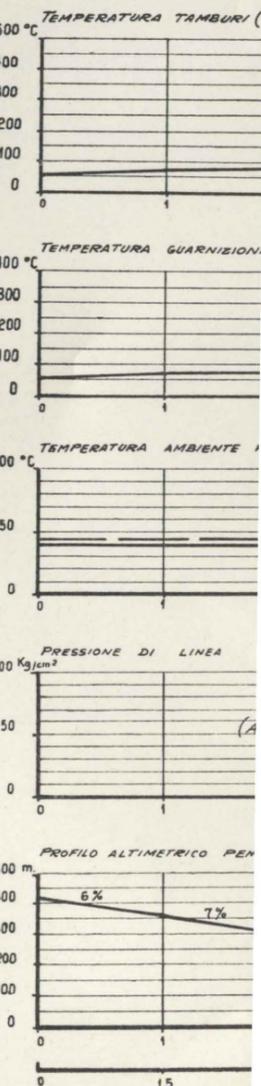


Fig. 30.

PROVA DI RISCALDAMENTO FRENI IN DISCESA - PROVA N° XVI

TEMPERATURA AMBIENTE: 12°C VELOCITA': 40 Km/h MARCIA: FOLLE



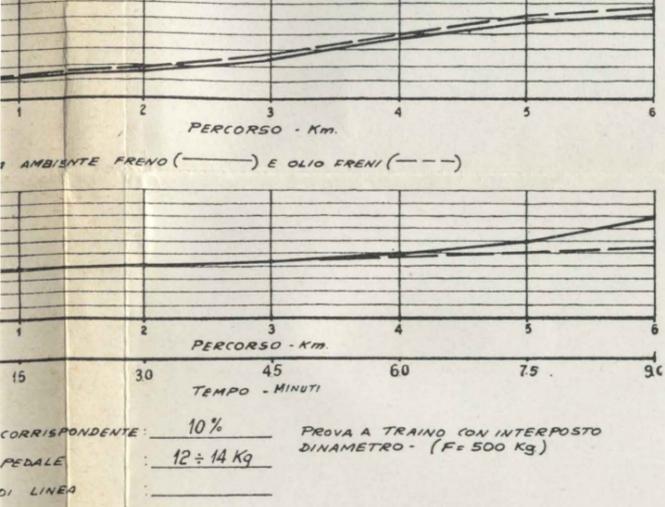


Fig. 25.

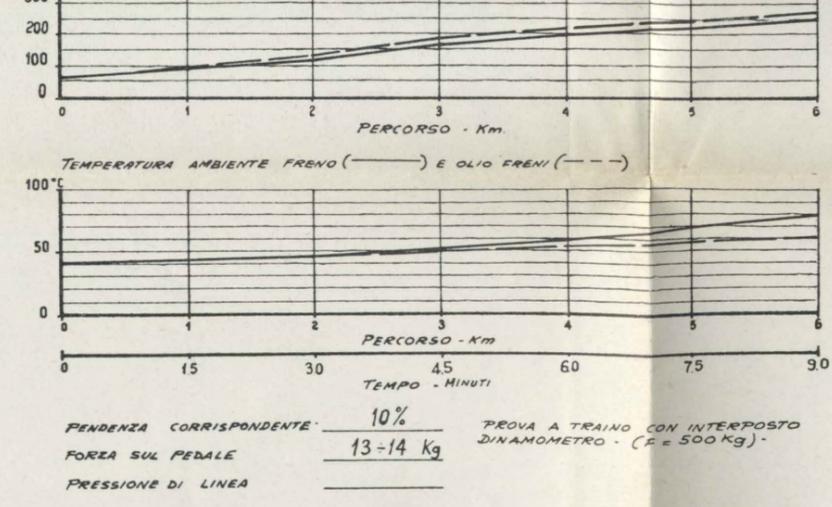


Fig. 26.

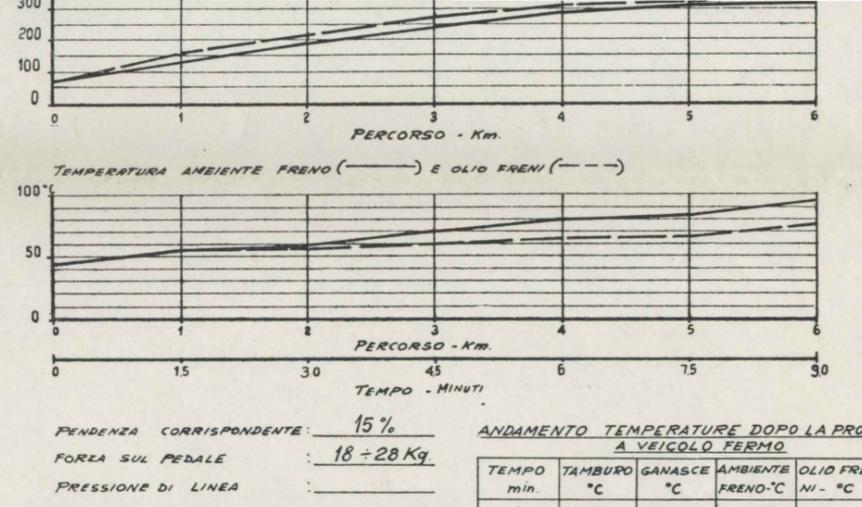


Fig. 27.

ANDAMENTO TEMPERATURE DOPO LA PROVA A VEICOLI FERMO

TEMPO min.	TAMBURO °C	GANASCE °C	AMBIENTE FRENO °C	OLIO FRENO °C
1	395	320	105	80
2	350	305	113	88
3	305	295	118	94
4	280	280	121	100
5	265	265	122	107
6	255	255	121	110

RISCALDAMENTO FRENI IN DISCESA - PROVA N° XIV

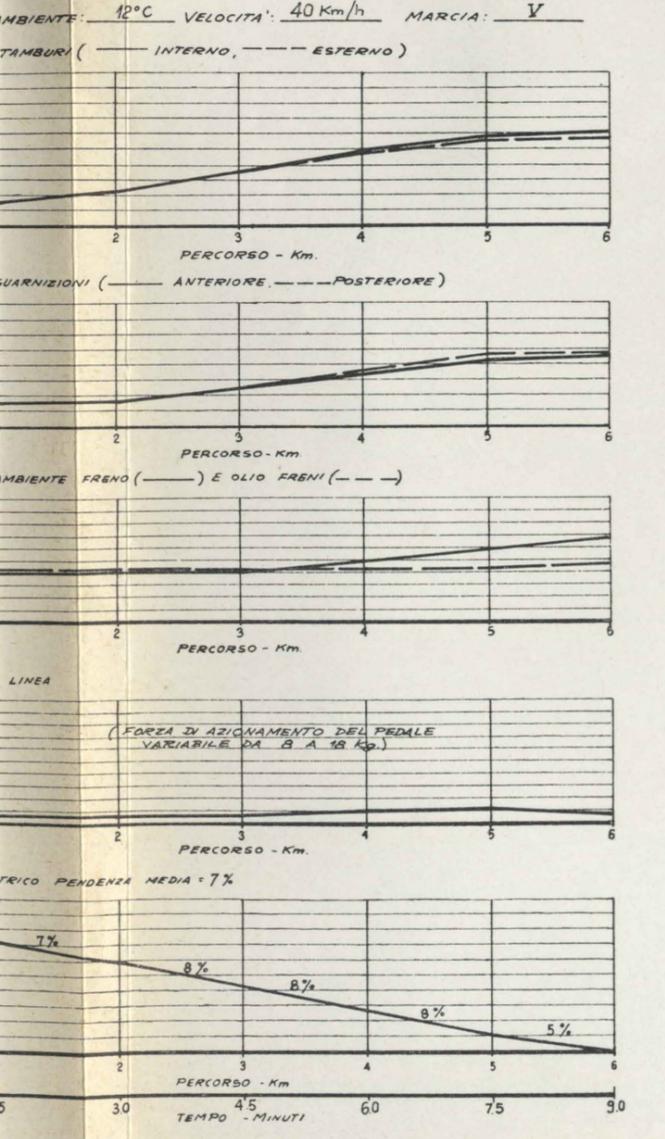


Fig. 29.

PROVA DI RISCALDAMENTO FRENI IN DISCESA - PROVA N° XV

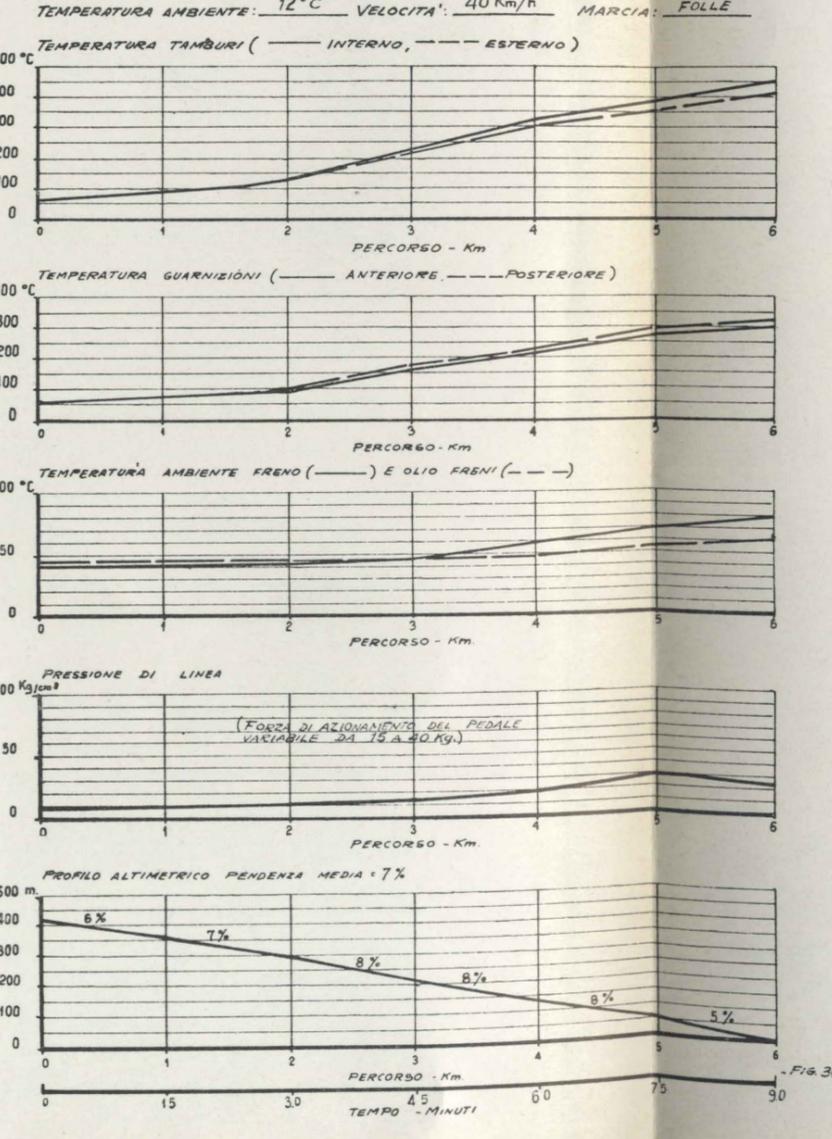


Fig. 30.

PROVA DI RISCALDAMENTO FRENI IN DISCESA - PROVA N° XVII

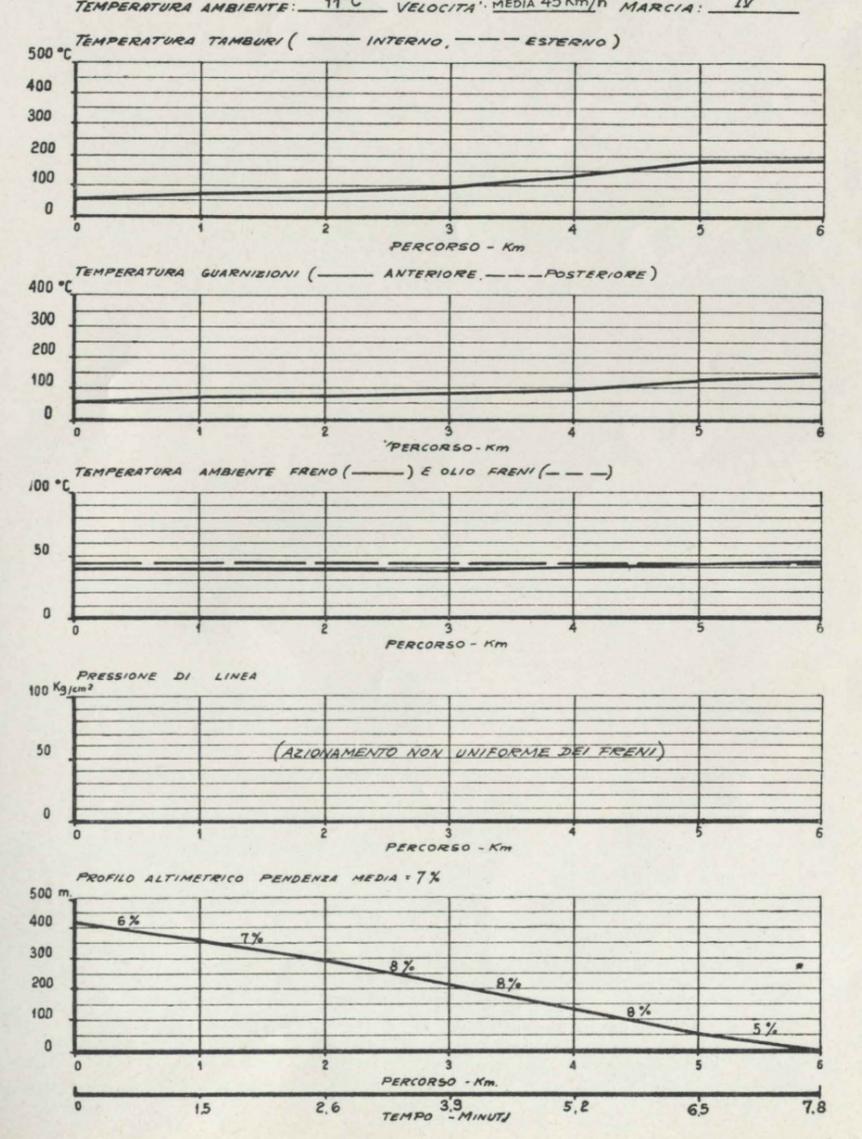


Fig. 31.

renza in meno nella prova XVI, data la velocità media leggermente superiore e quindi il maggiore effetto di ventilazione) sono comunque molto inferiori a quelle che si hanno in condizioni limite, discesa in folle, e l'efficienza frenante del veicolo, al termine della discesa, rimane ancora praticamente integra.

#### 6) Conclusioni.

I risultati delle prove descritte nella presente relazione permettono di formulare alcune considerazioni sia per quanto riguarda i problemi della frenatura ed in particolare il comportamento a caldo dei freni, come pure in relazione alla strumentazione da impiegare in questi tipi di prove.

Rilievi dell'efficienza frenante in varie condizioni di temperatura degli elementi del freno possono venire facilmente eseguiti ottenendo dei risultati notevolmente concordanti purchè si abbia l'avvertenza di effettuare una breve stabilizzazione della temperatura dopo il riscaldamento rapido, sì da evitare notevoli variazioni della temperatura degli elementi del freno durante le 4 o 5 prove necessarie per poter tracciare con sicurezza l'andamento del grado di efficienza frenante in funzione della pressione di linea. L'elaborazione dei dati così ottenuti permette poi di determinare chiaramente il campo di temperatura in cui si manifesta il decadimento rapido dell'efficienza dei freni.

Naturalmente quanto esposto nella presente relazione non può avere una validità generale dato che ci si è limitati a provare un unico tipo di veicolo, con un unico tipo di impianto frenante, con un unico tipo di guarnizione di attrito, ecc. ma, poichè le caratteristiche dei fattori ora menzionati non si discostano certamente molto da quelle che normalmente si riscontrano nel campo degli autoveicoli industriali, si può in linea generale estendere la applicabilità delle considerazioni conclusive. Si è potuto rilevare nelle prove di discesa pratica che difficilmente possono venire raggiunte con gli autoveicoli industriali leggeri — aventi un impianto frenante correttamente progettato e rispettando adeguata condotta di

#### FORZA RESISTENTE IN FUNZIONE DELLA VELOCITA' E DELLE MARCIE IMPIEGATE (AUTOCARRO OM 20.102 "LUPETTO" - PESO COMPLESSIVO 5050 Kg.)

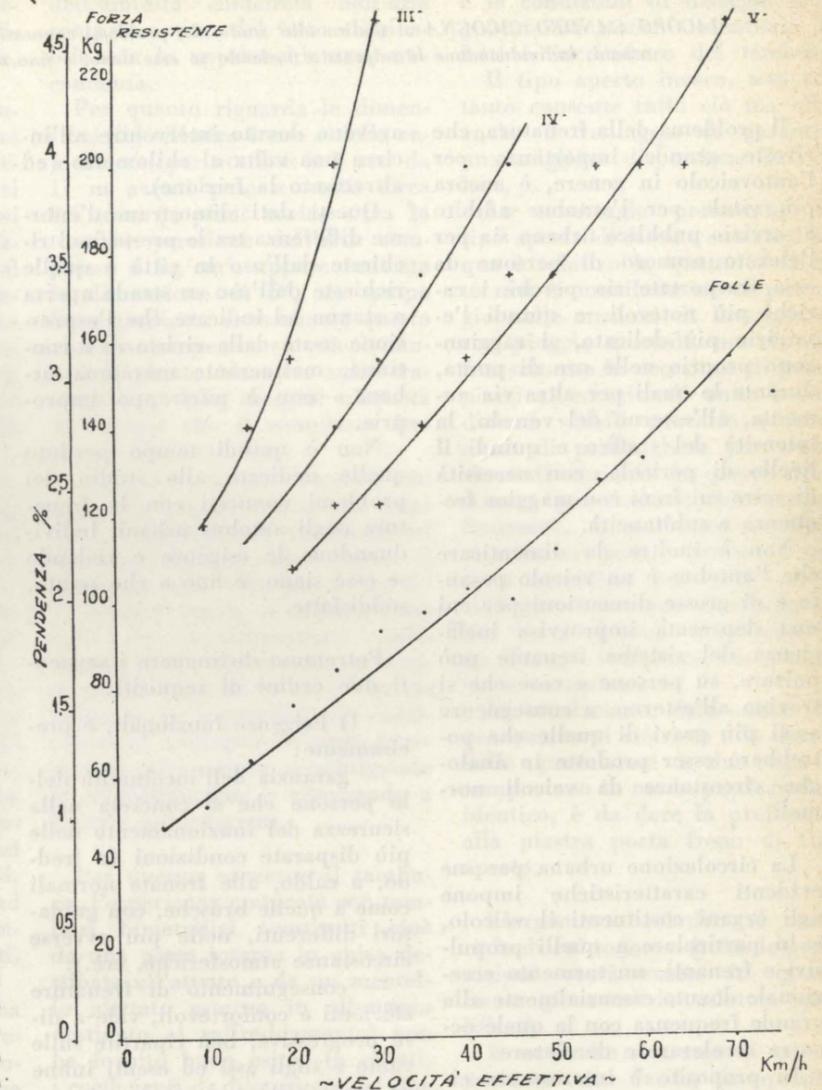


Fig. 19.

marcia — condizioni termiche tali da compromettere la sicurezza, salvo naturalmente il caso di percorsi prolungati aventi pendenze superiori al 10 %, senza rispettare le dovute norme di prudenza.

Per quanto concerne specificamente le prove di riscaldamento e di surriscaldamento dei freni a scopo sperimentale, si ritiene indispensabile effettuarle su di un percorso piano, trainando il veicolo in prova con altro automezzo in modo da poter mantenere sicuramente costante la forza frenante letta al dinamometro interposto tra i due veicoli, forza che deve

essere equivalente alla forza accelerante dovuta alla pendenza considerata. Solo in tal modo si possono ottenere dei dati sicuramente comparabili e che possono a loro volta costituire la base di successive elaborazioni teoriche.

Si può inoltre affermare che attualmente si dispone di apparecchiature di misura che ben si prestano allo studio dei problemi connessi con i processi di frenatura dei veicoli, consentendo così una indagine sempre più profonda e vasta ai fini di migliorare la sicurezza di marcia degli autoveicoli.

Fulvio Bianchi

# Comportamento dei freni negli autobus urbani

JACOPO CANDEO CICOGNA si dedica allo studio dei problemi connessi con la frenatura degli autobus urbani, individuandone le esigenze e vedendo se esse siano, e fino a che punto, soddisfatte.

Il problema della frenatura, che riveste grande importanza per l'autoveicolo in genere, è ancora più vitale per l'autobus adibito a servizio pubblico urbano sia per l'elevato numero di persone da esso trasportate sia perchè i carichi più notevoli, e quindi l'esercizio più delicato, si raggiungono proprio nelle ore di punta, durante le quali per altra via aumenta, all'esterno del veicolo, la intensità del traffico e quindi il livello di pericolo, con necessità di agire sui freni con maggior frequenza e subitaneità.

Non è inoltre da dimenticare che l'autobus è un veicolo pesante e di grosse dimensioni per cui una deprecata improvvisa inefficienza del sistema frenante può portare, su persone e cose che si trovino all'esterno, a conseguenze assai più gravi di quelle che potrebbero esser prodotte in analoghe circostanze da veicoli normali.

La circolazione urbana per sue evidenti caratteristiche impone agli organi costituenti il veicolo, e in particolare a quelli propulsivi e frenanti, un tormento eccezionale dovuto essenzialmente alla grande frequenza con la quale occorre accelerare e decelerare.

In proposito è interessante citare i dati statistici che una nota rivista specializzata ha avuto modo di raccogliere nel corso di una prova di durata di 1000 ore percorse esclusivamente in città (Roma).

Durante tale prova, svoltasi nei mesi di maggio e giugno del 1960, un'autovettura percorse poco meno di 17.000 km e al termine di essi si dovette registrare un consumo dei tamburi freno proporzionalmente assai superiore a quello riscontrato in una prova di durata su 100.000 km di percorso vario. I freni intervennero 13 volte al chilometro (e la frizione 23), mentre in una precedente prova eseguita nel 1958 sui 627 km della Milano-Roma (via Cisa) i freni

avevano dovuto intervenire all'incirca una volta al chilometro (ed altrettanta la frizione).

Questi dati dimostrano l'enorme differenza tra le prestazioni richieste dall'uso in città e quelle richieste dall'uso su strada aperta e stanno ad indicare che l'espressione usata dalla rivista di « continua, massacrante maratona urbana » non è purtroppo impropria.

Non è quindi tempo perduto quello dedicato allo studio dei problemi connessi con la frenatura degli autobus urbani, individuandone le esigenze e vedendo se esse siano, e fino a che punto, soddisfatte.

Potremmo distinguere i seguenti due ordini di requisiti:

1) Esigenze funzionali, e precisamente:

— garanzia dell'incolumità delle persone che si concreta nella sicurezza del funzionamento nelle più disparate condizioni (a freddo, a caldo, alle frenate normali come a quelle brusche, con guidatori differenti, nelle più avverse circostanze atmosferiche, ecc.);

— conseguimento di frenature efficienti e confortevoli, vale a dire progressive, ben ripartite sulle ruote e sugli assi ed esenti infine da rumorosità e da fischi, espressioni sonore di vibrazioni dannose per le strutture e per gli organi del veicolo nonché fonte di fastidio per i passeggeri e per chi si trova nelle vicinanze.

2) Esigenze economiche, e precisamente:

— raggiungimento di un ragionevole costo di manutenzione, ottenibile attraverso una elevata durata delle parti costituenti il complesso con conseguente minima necessità di interventi in sede di verifica e con la possibilità di operare le necessarie sostituzioni in sede di revisione a chilometraggi relativamente elevati;

— massima semplicità costruttiva in modo da raggiungere costi

di produzione e dei ricambi relativamente contenuti e ridurre la mano d'opera in sede di riparazione.

Al pari di tutte le altre circostanze in cui il veicolo si muove, anche nella fase di frenatura si attua una catena di cui il primo anello è il guidatore e l'ultimo il terreno.

Non ci soffermeremo, perchè esula da quanto ci siamo proposti, sull'indispensabilità di una buona selezione ed istruzione professionale del personale addetto alla guida, tanto più necessarie in quanto è proprio dal saper frenare in tempo giusto e nel modo giusto che dipende la sicurezza del servizio; nè sulla necessità che l'esercente mantenga in buone condizioni i battistrada dei pneumatici per avere una soddisfacente aderenza (e che insista con chi di dovere affinché la superficie stradale sia in buone condizioni).

Premesso che quanto si dirà va inteso in generale come il risultato di orientamenti emersi in recenti convegni nel campo dei trasporti pubblici urbani ed in particolare di esperienze maturate in sede di manutenzione dall'A.T.M. di Torino, prenderemo in esame il solo anello intermedio e cioè il sistema frenante.

In un autobus urbano in ordine si devono poter sempre e normalmente raggiungere decelerazioni di emergenza non inferiori a 6 m/sec<sup>2</sup> (con decelerazioni di servizio dell'ordine di 2 m/sec<sup>2</sup>).

Per realizzare le decelerazioni suddette i costruttori hanno finora fatto ricorso ad uno dei seguenti tre tipi di impianto:

- a) ad azionamento pneumatico;
- b) ad azionamento idraulico;
- c) ad azionamento idropneumatico.

Il primo tipo è il più diffuso in quanto offre buona sicurezza di funzionamento, costo di manu-

tenzione ragionevole e possibilità di sfruttare l'aria compressa, sorgente di energia ormai generalizzata sugli autobus urbani per alimentare i servizi sussidiari (porte, tergicristalli).

Il tipo ad azionamento idraulico è poco diffuso, essenzialmente per il fatto che gli autobus urbani sono assai pesanti e non si può pensare di ottenere su di essi le decelerazioni necessarie utilizzando la sola forza esercitata dal piede del guidatore. Si deve quindi ricorrere ad una pompa che porti in pressione il liquido ma è chiaro che, essendo già disponibile a bordo aria compressa, ciò rappresenta una complicazione costruttiva.

Il tipo ad azionamento idropneumatico infine, costituito da una frenatura idraulica in cui l'aria compressa funziona da servocomando, pur essendo un po' più complesso dei precedenti conta tuttora una certa diffusione in quanto consente l'adozione di cilindri freno di piccole dimensioni ed un'azione più pronta di quella del freno pneumatico. Per tali motivi è preferibile su piccoli autobus destinati a linee celeri con percorso tormentato e tratti a circolazione intensa, mentre è assai meno indicato per veicoli grossi, nei quali, in pratica, verrebbe ad assommare i difetti dei due impianti senza riunirne i vantaggi.

Per quanto riguarda il sistema di applicazione dello sforzo frenante, si deve dire che, oggi come oggi, il più diffuso rimane sempre il freno a tamburo: il freno a disco, che offre notoriamente alcuni vantaggi (miglior dispersione del calore, assenza di fading e insensibilità all'acqua ed alle impurità) che lo stanno facendo preferire nelle autovetture, non risulta abbia ancora superato, nel campo dei veicoli pesanti, la prima fase sperimentale.

Per l'azionamento delle ganasce si può adottare il classico cilindro freno oppure la rotocamera. Mentre agli effetti della corrente manutenzione i due sistemi si equivalgono, la rotocamera segna qualche punto di superiorità nell'azione frenante, più morbida e progressiva, ed offre inoltre il

vantaggio di esser praticamente insensibile all'azione corrosiva dell'umidità contenuta nell'aria compressa, non del tutto eliminabile con le apparecchiature anti-condensa.

Per quanto riguarda le dimensioni del cilindro freno o della rotocamera, per autobus a 2 assi da 11 m aventi peso a vuoto circa 9,5 tonn (a pieno carico circa 14 tonn) e pressione dell'aria compressa 6 kg/cm<sup>2</sup>, appare indicata la dimensione di 6", un tempo forse giudicata esuberante; questo anche a compenso, su veicoli muniti di giunto idraulico sulla trasmissione, della maggior aliquota di energia che il complesso frenante deve assorbire.

A questo proposito sembra non privo di interesse citare il fatto che, in occasione di modifiche ad autobus del tipo sopra citato, il passaggio dal cilindro freno da 4" (con il quale si lamentavano stati di cristallizzazione sulle guarnizioni e frenate un po' lunghe) alla rotocamera da 6" ha significato la possibilità di continuare ad impiegare le stesse guarnizioni riducendone sensibilmente le cristallizzazioni e ritornando a frenate soddisfacenti.

Per quanto concerne il tamburo, l'esperienza maturata con tamburi bimetallici (costituiti cioè da una parte interna in ghisa destinata all'attrito e da un mantello alettato esterno in alluminio destinato al raffreddamento) non ha fornito buon esito. In effetti, i coefficienti di dilatazione dei due metalli non essendo uguali, è difficile evitare, a seguito di surriscaldamenti provocati da esercizio intenso, l'allascamento permanente del mantello esterno con conseguenti vibrazioni tra i due corpi e rumorosità in frenatura.

Risultati incoraggianti si stanno ottenendo in prove tuttora in corso con tamburi in ghisa speciale al Cu-Mo e al Ni-Mo.

Un organo di una certa importanza è la piastra porta freno, la quale, com'è noto, può essere di tipo chiuso oppure di tipo aperto.

La prima ha un solo vantaggio, quello di non lasciar entrare l'acqua ma presenta per contro l'inconveniente, decisamente grave,

di non lasciar vedere dalla fondazione, in sede di verifica, l'usura e le condizioni di fissaggio delle guarnizioni nonché eventuali difetti o incrinature del tamburo.

Il tipo aperto invece, non soltanto consente tutto ciò ma offre anche il vantaggio di garantire una migliore dispersione del calore.

Lo svantaggio presentato dal tipo aperto di lasciar entrare l'acqua è relativo in quanto il difetto non si manifesta nè al passaggio nelle stazioni di lavaggio nè con piogge normali, ma si verifica soltanto in occasione di precipitazioni eccezionali unite a condizioni viabili precarie (formazione di pozzanghere per ostruzione di scarichi). In queste circostanze, per fortuna non troppo frequenti, il guidatore avveduto esercita sul pedale del freno una certa pressione per circa mezzo chilometro, in modo da eliminare, per riscaldamento ed evaporazione, l'acqua infiltratasi tra guarnizione e tamburo.

In conclusione, dato anche che per quanto si riferisce alla durata delle guarnizioni i due tipi si comportano in modo praticamente identico, è da dare la preferenza alla piastra porta freno di tipo aperto.

L'argomento relativo al materiale di cui sono costituite le guarnizioni verrà svolto in questa stessa giornata da relatori qualificati.

È noto che si tratta di un argomento non facile, in quanto, anche sul solo piano tecnico, occorre raggiungere un equilibrio tra caratteristiche contrastanti.

In base all'esperienza maturata come esercenti, ci sia qui consentito indicare, come requisiti desiderabili:

— decelerazioni d'emergenza non inferiori a 6 m/sec<sup>2</sup>;

— una durata assoluta media di 100.000 km;

— una durata specifica minima, in esercizio urbano, di 3000 km per ogni mm di spessore utile della guarnizione;

— assenza di formazione di stati di cristallizzazione.

Nell'intendimento di raggiungere risultati del genere, mentre

da un lato i fabbricanti di guarnizioni hanno costantemente migliorato i prodotti raggiungendo — specialmente in questi ultimi anni — livelli di bontà e costanza di cui occorre dar atto, dall'altro i progettisti dei veicoli sono intervenuti sull'elemento in loro dominio che più influenza la durata — vale a dire lo spessore della guarnizione — aumentandolo opportunamente.

È bene al riguardo rammentare che un corretto montaggio delle guarnizioni comporta una loro tornitura preliminare quando esse sono già montate sulle ganasce, operazione che sacrifica 1÷2 mm del loro spessore a nuovo.

È necessario poi, quando le guarnizioni stanno andando alla fine, smontarle e sostituirle con altre nuove quando hanno ancora uno spessore di 4÷5 mm (autobus medi) e di 6÷7 mm (autobus pesanti). Ciò sia per non marciare sui rivetti rigando il tamburo, sia per non oltrepassare il limite di integrità della guarnizione residua, sia infine per non trasformare quest'ultima in una lama vibrante e quindi rumorosa.

Lo spessore utile della guarnizione si ottiene pertanto detraendo dallo spessore a nuovo la quota fissa media, tutt'altro che trascurabile, di circa 6÷8 mm ed è quindi evidente che si è dovuti passare da spessori a nuovo di 10÷12 mm (che fornivano percorrenze piuttosto limitate di circa 30÷35.000 km) a spessori a nuovo di 18 e infine di 20 mm, che consentono percorrenze rispettivamente di circa 70.000 e 90.000 km.

Per quanto riguarda la forma della guarnizione nella zona a contatto con la ganascia, in questi ultimi anni si è manifestata la tendenza a passare dal tipo classico liscio al tipo con risalti, questi ultimi avendo lo scopo di fissare meglio tangenzialmente la guarnizione alla ganascia e diminuire il rischio di rigare il tamburo con i rivetti.

In pratica però l'esperienza ha dimostrato che il tipo con risalti presenta diversi inconvenienti. In sede di montaggio delle guarnizioni sulle ganasce le operazioni si presentano assai più laboriose

in quanto occorre procedere ad un accurato aggiustaggio della zona centrale della superficie della guarnizione destinata al contatto con la ganascia, altrimenti si possono avere, al centro, giochi e quindi frenature rumorose; inoltre, trovandosi i risalti alle estremità della guarnizione ed il fissaggio alla ganascia essendo fatto in corrispondenza dei risalti stessi, la guarnizione tende ad imbarcarsi al centro, provocando anche per questa via vibrazioni e quindi rumorosità.

La guarnizione liscia invece non necessita di aggiustaggi al montaggio e presenta inoltre almeno tre zone di pressione (in taluni casi, e meglio ancora, quattro), con la garanzia di un buon contatto con la ganascia durante l'intera vita della guarnizione stessa.

La necessità, per il tipo con risalti, di intervenire in sede di montaggio aggiustando la superficie della guarnizione destinata ad andare a contatto con la ganascia potrebbe essere eliminata interponendo, all'atto del montaggio stesso, una certa quantità di resina allo stato liquido e successivamente indurentesi, che però non è detto possa successivamente eliminare l'insorgenza di rumorosità per la diminuita pressione nella zona centrale a causa dell'assottigliamento della guarnizione.

Per quanto concerne infine il sistema di unione della guarnizione alla ganascia, si sono dimostrati preferibili i rivetti ai bulloni in quanto, pur offrendo uguali garanzie di tenuta, consentono una maggior celerità nelle operazioni di montaggio e di smontaggio e minor pericolo di danni al tamburo in caso di mancata tempestiva sostituzione di guarnizioni al limite d'usura.

Per il materiale costituente i rivetti è preferibile il rame all'alluminio, in quanto avendo il rame un carico di rottura quasi doppio di quello dell'alluminio, è sufficiente una minor quantità di rivetti con sensibile risparmio di tempo al montaggio ed allo smontaggio e con beneficio della superficie d'attrito che ne risulta aumentata. Inoltre il rame si comporta assai meglio dell'alluminio

alla rivettatrice per cui si ottiene una finizione di montaggio decisamente più soddisfacente.

Quale complemento all'azione del complesso frenante si presenta degno d'interesse l'impiego di *rallentatori*, ai quali viene devoluto il compito di entrare in azione nella prima parte di ogni riduzione di velocità del veicolo pur senza pretendere che questa con la loro sola azione scenda a zero.

Il maggior vantaggio ottenibile con tali apparecchi dovrebbe quindi consistere nel sottrarre alle guarnizioni il compito di assorbire la forte quota di energia che dev'esser smaltita nella prima parte della frenatura (circa l'85 % scendendo, ad esempio, da 40 a 15 km/h), sollevando inoltre il freno da interventi di lunga durata in cui esso non potrebbe agire in permanenza senza perdere considerevolmente di efficacia.

Per il particolare uso urbano i rallentatori, oltre a ridurre l'usura delle guarnizioni e dei tamburi, si propongono anche lo scopo di attenuare i contraccolpi dovuti a frenature improvvise, fastidiosi per i passeggeri e talvolta pericolosi per quelli in piedi.

Com'è noto, i rallentatori più in uso sono di due tipi: meccanico ed elettrico.

Il primo è passato dalla soluzione originaria di freno supplementare da azionare a mano (ottenendosi con tale manovra la chiusura del tubo di scarico e l'annullamento della portata della pompa d'iniezione) a tipi più complessi, basati sullo stesso principio ma la cui entrata in azione avviene automaticamente all'inizio della corsa di azionamento del pedale del freno.

Il tipo elettrico, secondo un noto brevetto francese, sfrutta la coppia originata da correnti indotte in un disco inserito sull'albero di trasmissione; il campo elettromagnetico è generato da bobine affacciate al disco ed alimentate dalla batteria di bordo.

Occorre dire che entrambi i tipi prestano il fianco a qualche critica.

Innanzitutto occorre rilevare che le decelerazioni che essi pos-

sono fornire sono piuttosto limitate (circa 1,5 m/sec<sup>2</sup>) per cui, nell'impiego urbano, è raro che essi possano esser chiamati ad intervenire da soli e quindi buona parte del loro impegno viene a mancare.

Inoltre il tipo meccanico, pur essendo concettualmente semplice, si è dimostrato delicato e di manutenzione assai impegnativa, mentre il tipo elettrico, pur raggiungendo un buon grado di sicurezza, ha l'inconveniente di essere molto pesante e di costo non indifferente.

Si può dire che le economie realizzabili in sede di manutenzione non giustificano sul piano economico l'impiego di rallentatori in un veicolo urbano. Il discorso piuttosto si sposta sul fattore sicurezza: sotto questo profilo i rallentatori, in virtù della loro capacità di garantire velocità accettabili in lunghe discese senza dover ricorrere ad altri freni, appaiono più consigliabili per servizi a lungo raggio con pendenze prolungate oppure su itinerari urbani molto accidentati con pen-

denze anche brevi ma frequenti, nei quali i loro aspetti negativi possono esser bilanciati dall'elevata sicurezza del servizio.

#### Conclusioni.

Stabilita l'importanza di una frenatura efficace ai fini della sicurezza del servizio, si possono riassumere come segue i punti da tener presenti:

- 1) per l'esercente:
  - accurata selezione ed istruzione professionale del personale addetto alla guida;
  - buona manutenzione dei pneumatici;
  - accurata manutenzione dell'impianto frenante;
- 2) per il fabbricante di guarnizioni:
  - produzione di materiali che garantiscano con costanza:
    - decelerazioni non inferiori a 6 m/sec<sup>2</sup>;
    - durata specifica: 8000 km/mm;

— assenza di formazione di stati di cristallizzazione;

3) per il costruttore del veicolo:

- adozione di impianto frenante ad azionamento pneumatico;
- accurato studio delle apparecchiature per la depurazione dell'aria compressa in circolo nell'impianto;
- caratteristiche degli organi frenanti:
  - freno a tamburo, con tamburo monometallico in ghisa;
  - piastra porta freno di tipo aperto;
  - preferenza alla rotocamera da 6";
  - guarnizione con spessore non inferiore a 20 mm, liscia, ciascun segmento unito alla ganascia con 6 (meglio 8) rivetti in rame;
  - estensione delle esperienze sul freno a disco.

Jacopo Candeo Cicogna

## Modalità per la verifica della efficienza frenante

Metodi e mezzi di prova dei freni - Elettronomo, ruota di Peisler e nuovo metodo Italiano - Disposizioni legislative in merito

ANGELO GAIFAMI descrive i metodi e i mezzi di prova per la verifica dell'efficienza frenante (elettronomo, ruota di Peisler e nuovo metodo italiano) e riassume le disposizioni legislative in merito.

Secondo il vigente Codice della Strada l'efficienza della frenatura è determinata:

a) dallo spazio d'arresto per i veicoli semoventi;

b) dalla somma delle forze di frenatura esercitata alla periferia delle ruote di ciascun asse per i veicoli rimorchiati.

Sarà pertanto necessario verificare spazi e velocità nel primo caso, misurare gli sforzi di trazione nel secondo caso.

I metodi ed i mezzi di prova saranno poi di natura diversa a seconda degli scopi per i quali la verifica della efficienza viene effet-

tuata: meticolosamente precisi per l'approvazione del tipo, sufficientemente precisi per il controllo periodico cui sono sottoposti i veicoli, rapidamente indicativi per il controllo saltuario dei veicoli circolanti.

Nei primi si richiede l'indicazione precisa dello spazio e della velocità, i due parametri che entrano nella formula ufficiale: ora mentre la determinazione dello spazio è operazione relativamente facile, più difficile e più delicata rimane la verifica della velocità: *difficile* perchè si tratta di determinare la velocità *effettiva* al momento in cui si agisce

sul freno (è evidente che un primo rallentamento si ha subito quando — decisa la prova — si toglie il piede dall'acceleratore per passarlo sul freno); *delicata* per il peso che la velocità acquista nella formula in cui compare non in misura lineare ma con valore quadratico.

I metodi più comunemente usati sono quelli della « pistola » o della « quinta ruota ».

Da noi sono usati entrambi i sistemi: il primo per misure più esatte e per la verifica dell'andamento istantaneo delle decelerazioni: è l'elettrometronomo A.A.A. in cui si hanno spruzzi

sul terreno di un liquido colorato dati da due distinti eiettori: il primo a spruzzi intermittenti a tempi costantemente uniformi e prefissati a volontà in secondi, in mezzi secondi e in quarti di secondo.

Gli intervalli tra l'invio di uno spruzzo e quello del successivo dà il valore esatto della velocità in qualunque momento ed in qualunque posizione: le differenze fra successivi intervalli a seconda se in aumento o in diminuzione danno l'esatto valore della accelerazione o della decelerazione; l'altro spruzzo, continuo, che inizia quando si appoggia il piede sul pedale del freno e cessa all'arresto della macchina dà esattamente lo spazio percorso per la frenatura.

Per velocità relativamente ridotte si usa di preferenza il secondo sistema (ruota Peiseler) che sostanzialmente è costituito da un tachimetro di precisione che indica la effettiva reale velocità del veicolo. Allorchè si agisce sul pedale del freno un contatto elettrico blocca istantaneamente la lancetta del tachimetro e mette in movimento un contagiri che indica lo spazio percorso dal veicolo deducendolo dal numero di giri (e frazioni di giri) della ruota a terra.

Dei due sistemi il primo è il preferito dalla « MIRA » inglese, che però sostituisce lo spruzzo con apposite cartucce, elettricamente sparate, che lasciano sul terreno il segno della sostanza argillosa, colorata, che viene sparata — il secondo invece è di preferenza usato in Francia dalla « UTAC » che si è costruita direttamente gli apparecchi di prova a quinta ruota collegati ad appositi registratori, cosicchè possono conservare documentato tutto l'andamento delle prove effettuate.

Per i controlli periodici ci si è invece preoccupati di eliminare l'influenza della velocità nella determinazione della efficienza della frenatura: si usano frenometri a piastre. Il veicolo da verificare viene portato su detto frenometro ad una velocità qualsiasi — in genere fra i 10 ÷ 15 km/h — e viene frenato allorchè le ruote si trovano in corrispondenza delle relative piastre le quali, nel loro movimento sono ostacolate da una re-

sistenza idraulica: quanto maggiore è la forza viva del veicolo tanto maggiore sarà la quantità di liquido spostato, e la segnalazione risulta funzione di tale elemento: il vantaggio del sistema, oltre a quello di non essere gran che influenzato dalla velocità del veicolo in prova è di poter segnalare gli eventuali squilibri della frenatura fra ruota e ruota e fra asse ed asse — il sistema è largamente usato, per questo controllo, dalla « UTU » germanica.

Ed infine i controlli saltuari su strada: necessità prima è quella di effettuare con una certa rapidità di controllo anche se a scapito della precisazione.

In sede internazionale è stata presentata una proposta italiana <sup>(1)</sup> che — sostituendo al valore della velocità i suoi componenti spazio e tempo — determina il limite di accettabilità di un sistema frenante col solo ausilio di un metro (spazio) e di un cronometro (tempo). Normalmente, malgrado la inesattezza del sistema (decelerazione massima anzichè decelerazione media) si è portati all'uso di decelerometri dei diversi sistemi, ma sempre con l'indicazione della decelerazione massima.

Passati rapidamente in rassegna i mezzi per la valutazione della efficienza dei freni, vediamo ora i vari problemi connessi con le modalità delle prove.

Primo problema: la velocità delle prove.

In Italia il nuovo Codice della Strada precisa che le prove devono effettuarsi fra il 0,3 e il 0,7 della velocità massima del mezzo da provare con un massimo però di 100 km/h.

Un concetto del tutto analogo — sebbene meno accentuato — è adottato in Francia che ammette di poter scegliere la velocità di prova fra il 30 e il 60 % della velocità massima con un plafon di 80 km/h. Le nostre norme sono poi completate con un'altra disposizione (che non risulta adottata in Francia) per la quale le prove

<sup>(1)</sup> Vedi GAIFAMI: Controllo rapido della efficienza frenante, Rivista « Trasporti Pubblici » n. 2 del febbraio 1958.

devono essere ripetute — senza però rilevare dati e coefficiente — alla velocità massima consentita del mezzo da provare — e ciò ai soli fini di controllare il comportamento del veicolo.

Nelle norme europee internazionali attualmente allo studio da parte dei competenti uffici sarebbero state proposte velocità precise a seconda delle varie categorie di veicoli (trasporto persone, merci, rimorchi) e a seconda delle caratteristiche nelle quali è suddivisa ogni categoria.

Una disposizione analoga vige già in America, la quale però adotta una velocità unica (30 miglia all'ora = km/h 48) per tutti i tipi di veicolo.

Altro problema è quello della temperatura del freno.

Le norme nazionali indicano il metodo secondo il quale si deve procedere al riscaldamento del freno, ma non si dice cosa si deve intendere per freno freddo. Quando si siano fatte una serie di prove il freno si considera ancora freddo? E quali sono i metodi equipollenti per il riscaldamento del freno? Il problema è tutt'altro che semplice: anche in campo internazionale si è ancora in piena discussione fra il sistema del traino (usato da noi ed anche in Germania) o quello delle frenate successive sostenute dal Gruppo Costruttori Veicoli e dall'America.

E infine il problema della frizione: le prove vanno fatte a frizione innestata o disinnestata? Anche in tale settore i pareri sono discordi: vi è chi sostiene che dovendo verificare l'efficienza del freno si deve agire solo sul freno ed esclusivamente sul freno, vi è invece un altro gruppo altrettanto numeroso che afferma che le prove devono riprodurre la realtà delle cose e siccome è buona norma di guida di non disinnestare mai il motore frenando, così anche le prove devono essere effettuate a frizione innestata. Le due teorie, esaminate a se stanti, sono entrambe esatte, anche se effettivamente contrastanti: la pratica — come in tutte le cose — arriverà, probabilmente, al solito compromesso anche in questo settore. Così come è nella quasi totalità delle cose!

Angelo Gaifami

# Prove sulle guarnizioni da freno

*È assai importante, scrive Mr. J. S. WEBBER che nelle prove su strada delle guarnizioni per freni le condizioni di prova vengano stabilite in modo che i materiali siano sottoposti alle stesse sollecitazioni che si verificano nella pratica; e descrive le prove e le misurazioni eseguite da una Casa costruttrice di guarnizioni.*

## Introduzione.

Già da molti anni si è convenuto che nel campo delle prove tecniche in genere le condizioni di prova dovrebbero essere idealmente stabilite in modo che i materiali siano sottoposti alle stesse sollecitazioni che si verificano in pratica nel meccanismo o struttura in cui il materiale viene impiegato. Due semplici esempi basteranno ad illustrare questo punto: l'ingegnere civile che costruisce un ponte dovrà conoscere le caratteristiche di sollecitazione a tensione, a compressione ed a scorrimento graduale dell'acciaio da impiegare nella struttura, in un discreto campo di temperature che comprenda gli estremi del clima estivo e di quello invernale; a chi progetta invece una turbina a gas interesserà conoscere le caratteristiche di scorrimento viscoso delle pale della sua turbina alle temperature al di sopra dei 500°C. Per ciascuno dei due progettisti, le informazioni relative a temperature diverse da quelle sopra specificate potranno essere interessanti, ma sono ad ogni modo superflue.

In secondo luogo, le caratteristiche di un qualsiasi materiale o sistema sono quasi sempre una funzione delle condizioni di prova. Per citare un esempio nel campo dell'ottica, l'indice di rifrazione del vetro dipende dalla lunghezza d'onda della luce incidente ed è più alto per la luce blu che non per la luce rossa; oppure, per fare un esempio che c'interessa più da vicino, il calore specifico della ghisa è di 0.12 cal/g °C a 50°C e di 0.16 cal/g °C a 500°C. Questo vale anche per i materiali d'attrito. Amonton e Coulomb stabilirono la legge empirica che il coefficiente d'attrito è indipendente dalla velocità e dalla pressione. Questa legge è però valida solamente per un limitato campo di condizioni, e noi vediamo come i lavori pubblicati sull'attrito tendano ad indicare dettagliatamente le condizioni ambientali,

di finitura superficiale, etc., nelle quali sono stati determinati certi coefficienti d'attrito.

## Prove su strada.

I concetti fondamentali esposti nei due paragrafi precedenti sono alla base della soluzione data dalla Ferodo al problema delle prove su strada delle guarnizioni per freni. Grosso modo, lo scopo principale cui si mira è quello di sottoporre le guarnizioni dei freni, su un veicolo, alle stesse condizioni che si verificano in pratica, e di giudicare, per mezzo di adatti strumenti, i meriti delle varie guarnizioni operanti in tali condizioni. Si considera generalmente che al guidatore medio si possano presentare due tipi principali di « condizioni di marcia », e cioè marcia normale e marcia in condizioni gravose. Noi sappiamo dall'esperienza e dalle molte prove eseguite, che quando un auto di tipo medio familiare, a freni già ben rodati, viene fatta correre per un'ora o giù di lì, le guarnizioni dei freni si assestano su certe caratteristiche e temperature rappresentative; la temperatura, misurata nel corpo delle guarnizioni, sarà di 80°-120°C, e occorrerà stabilire quale sia il valore del coefficiente d'attrito in queste condizioni. D'altra parte, lo scaldamento del potere frenante è dovuto alle alte temperature, e queste temperature sono generate dalle frenate nelle lunghe discese o da una rapida successione di frenate in pianura. Tenendo presenti queste due caratteristiche fondamentali, risulta evidente la razionalità del seguente, tipico programma di prova su veicolo.

Le guarnizioni sono accuratamente chiodate o incollate alle ganasce e rettificare al raggio esatto su una rettificatrice. Data l'alta precisione della nostra rettifica, è normale la rettifica della guarnizione all'esatto raggio del tamburo, riducendo in tal modo il periodo di rodaggio, anche se commercialmente si suole rettificare a

circa 0,005" (0.13 mm.) in meno del raggio del tamburo, evitando in tal modo le decelerazioni indesiderabilmente eccessive che si potrebbero verificare nei primi tempi, con le guarnizioni rettificate al diametro nominale del tamburo, ma al punto superiore della tolleranza di rettifica ammessa, e cioè ad un raggio effettivo leggermente superiore a quello del tamburo. Dopo aver montato le guarnizioni sul veicolo e dopo aver portato quest'ultimo al pieno carico nominale, si esegue una prova preliminare di prestazione dei freni. Lo scopo di questa prova preliminare è quello di stabilire la relazione generale fra lo sforzo applicato sul pedale e la decelerazione del veicolo e la prova consiste nell'applicare sul pedale sforzi di 20-40-60-80 e 100 libbre (9 - 18,1 - 27,2 - 36,3 - 45,4 kg.) e nel misurare la decelerazione del veicolo ottenuta su strada piana. Questa prova viene eseguita partendo da una velocità iniziale di 30 miglia/ora (48 km/h) e portando il veicolo fino all'arresto; la prova viene poi ripetuta, ma partendo da una velocità di 50 miglia/ora (80 km/h.).

Il veicolo viene poi fatto marciare lungo un circuito locale, scelto in modo che i freni possano essere assoggettati ad un servizio leggero, medio o pesante, a seconda del tipo di veicolo e in rapporto agli scopi prefissati. Le caratteristiche dei circuiti del genere sono state studiate a fondo; le caratteristiche di due di essi sono riportate nella fig. 1, unitamente alle condizioni di prestazione su di essi rilevate. Il circuito usualmente impiegato è alquanto facile, con un tratto ripido che serve a mettere in luce la rispondenza dei freni in rapporto allo scaldamento del potere frenante. La lunghezza di questo circuito è di circa 100 miglia, e il percorso viene compiuto quante più volte è possibile in un giorno, di solito due volte.

Le prove di prestazione dei freni

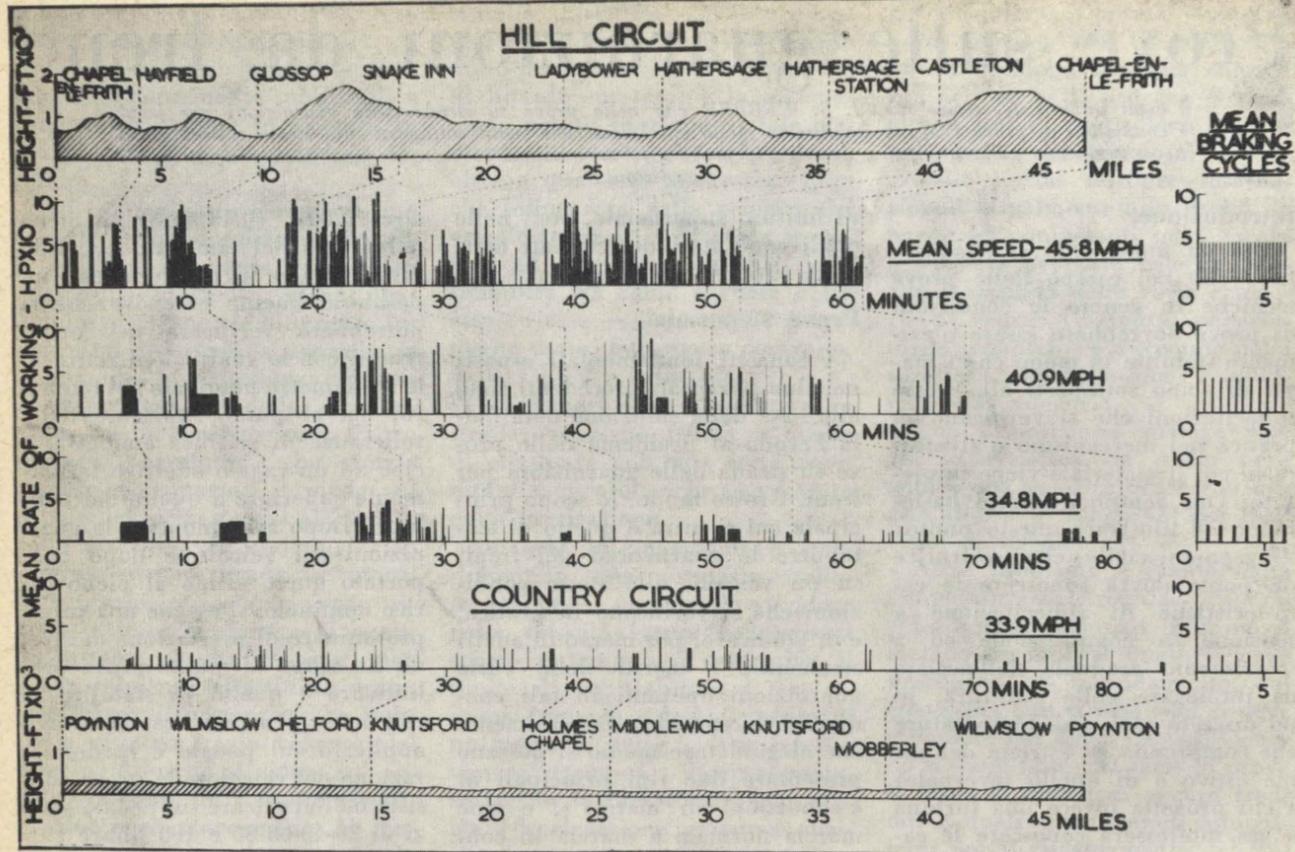


Fig. 1 - Condizioni di prestazione dei freni misurate su un circuito collinoso e su un circuito in pianura.

ni vengono eseguite ogni giorno, e dopo aver totalizzato dalle 1000 alle 2000 miglia si riscontra che il comportamento dei freni si è stabilizzato su caratteristiche costanti. Allora si passa ad eseguire una prova di scadimento del potere frenante. Le precise modalità e caratteristiche di tale prova dipendono dal tipo di veicolo in esame e rispondono ai requisiti imposti dal costruttore dello stesso. Tutte le prove di scadimento del potere frenante, comunque, seguono uno schema generico simile, inteso a produrre l'aumento della temperatura del freno nel modo più rapido possibile, mentre si misura l'eventuale perdita del potere frenante. Una tipica prova di graduale scadimento del potere frenante per veicoli di tipo familiare consiste nell'arrestare la macchina da una velocità iniziale di 60 m.p.h. (96 km/h.) con una decelerazione di 0,5 g (4,9 m/sec<sup>2</sup>), accelerando poi di nuovo fino a 60 m.p.h., e ripetendo il ciclo, della durata di un minuto fino ad un totale di 50 arresti. La

prova comprende un periodo di raffreddamento di 10 minuti a metà prova, per vedere se all'inizio della seconda metà della prova si verificano i così detti « effetti ritardati di scadimento » (usiamo il termine « cosidetti », in quanto nelle migliaia di prove di scadimento del potere frenante degli autoveicoli da noi eseguite, non abbiamo mai notato questi effetti).

Un criterio di gran massima per giudicare soddisfacente il funzionamento di un freno, è quello che lo sforzo sul pedale non debba aumentare più del 50 % rispetto allo sforzo richiesto iniziale.

Quando occorre aumentare l'apporto di calore al freno, ciò si potrà ottenere:

- aumentando la velocità iniziale;
- riducendo la durata del ciclo di frenatura;
- fermandosi, per così dire, a « metà velocità » ed applicando contemporaneamente il sistema b).

Dato che l'energia cinetica assorbita dal freno è proporzionale

al quadrato della velocità iniziale, il metodo (c) è particolarmente efficace. Per la stessa ragione è importante che il tachimetro sia tarato esattamente. Un apparecchio particolarmente semplice per il controllo della taratura del tachimetro è stato studiato e realizzato dai nostri tecnici (1). D'altra parte, l'esattezza del valore di 0,5 g della decelerazione non ha molta importanza, e alcune prove di confronto da noi eseguite (ma non rese note) con una decelerazione di 0,25 g non hanno mostrato, nei risultati delle prove di scadimento del potere frenante di una data guarnizione, nessuna differenza statisticamente importante.

Subito dopo la prova di scadimento viene eseguita una prova di « ricupero », eseguendo una serie di frenate da 30 m.p.h. (48 km/h.) con uno sforzo di pedale intorno alle 50 libbre (23 kg.), ad intervalli di 2 o 3 minuti. Durante questa fase di raffreddamento, la guarnizione dovrebbe riportarsi sul suo coefficiente di attrito iniziale dopo circa 10 frenate.

Quale alternativa alla prova di scadimento ad arresti ripetuti in successione, si può eseguire una prova di discesa da una collina, come si fa a volte per gli autocarri. Di norma la prestazione del freno viene misurata una prima volta presso la sommità della collina, quando il freno è relativamente freddo, dopo di che si effettua la discesa a 20 m.p.h. (32 km/h.) col cambio in folle, misurando nuovamente la prestazione del freno verso il fondo della collina; se necessario, la prova viene ripetuta due o tre volte.

Le condizioni di equivalenza di questi due tipi fondamentali di prove di scadimento del potere frenante sono state da noi matematicamente analizzate (2-3).

Le prove vengono completate effettuando infine uno o due altri percorsi sul circuito, per dimostrare che le guarnizioni del freno non risentano di effetti permanenti residui, dovuti alle precedenti prove a carico « spinto ». I freni vengono quindi smontati, e se ne rilevano le condizioni delle guarnizioni e dei tamburi. Prima di schiodare le guarnizioni se ne esegue inoltre una misura finale dell'usura.

Il procedimento sopra descritto riguarda la parte principale delle prove su veicolo per le guarnizioni. Usualmente si includono però nel programma altre prove, di cui qui non si è parlato per maggiore chiarezza. Queste comprendono prove varie, come prove di frenatura dopo immersione dei freni in acqua e prove a sforzo sul pedale costante e velocità variabile, per rilevare l'eventuale variazione della decelerazione al variare della velocità iniziale. Inoltre ciascun guidatore annota, su apposito modulo giornaliero, le sue impressioni personali sul comportamento delle guarnizioni e sul verificarsi di eventuali rumori, odori, etc., di dubbio significato.

Prove simili, con opportune modifiche, vengono eseguite sui veicoli muniti di freno a disco, o con freni misti a disco ed a tamburo.

#### Strumentazione.

Gli strumenti d'impiego generale per le prove su strada sono stati studiati tenendo presenti le

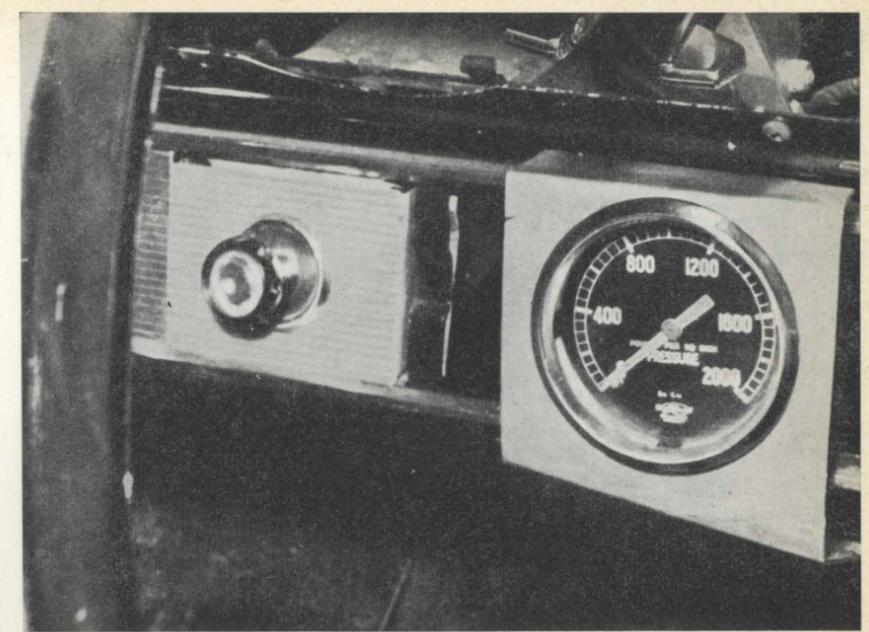


Fig. 2 - Manometro della pressione della tubazione montato sulla macchina in prova.

necessità di robustezza e semplicità, dato che tali prove sono sempre eseguite, non da scienziati, ma da semplici autisti e meccanici.

L'apparecchio usualmente impiegato per misurare lo sforzo applicato sul pedale, detto pressometro, è un cilindro idraulico con stantuffo tuffante, collegato mediante un corto tubo flessibile ad un manometro. Nonostante si basi su un principio di funzionamento assai semplice, il pressometro si presta a critiche con riguardo all'impiego in condizioni dinamiche, principalmente per il fatto che ogni obliquità dello sforzo applicato col piede provoca l'inceppamento dello stantuffo, e quindi indicazioni erronee del manometro. Noi usiamo di solito applicare un manometro ausiliario sulla linea proveniente dal cilindro principale (Master) del sistema idraulico, e tarare la scala di tale manometro in rapporto agli sforzi esercitati sul pedale; tale taratura si esegue con l'ausilio di un pressometro, operando a veicolo fermo. La fig. 2 mostra l'installazione di tale manometro.

Causa il trascinarsi d'aria nel tubo di Bourdon del manometro normale, si avrebbero però degli incrementi della corsa del pedale, perciò noi usiamo manometri muniti, alla sommità del tubo di Bourdon, di una vite di spurgo, attraverso la quale viene

espulsa l'aria durante la messa a punto del sistema.

Le misure della decelerazione nelle prove di prestazione vengono effettuate mediante un decelerometro a pendolo Tapley (Fero, cfr. fig. 3). Questo viene usato nella posizione di « libero », cioè con l'arpionismo disinserito, e la decelerazione viene letta quando lo strumento assume una posizione stazionaria. In tal modo l'aumento iniziale della decelerazione e gli effetti finali dovuti alla inclinazione del veicolo vengono esclusi dalla lettura. (Non è normalmente possibile dedurre, da queste misure, lo spazio di frenata, che è dato dal secondo integrale della curva decelerazione-tempo, ma il metodo serve ad ottenere dei dati comparativi su vari materiali in corso di sperimentazione e di perfezionamento). Per quanto si conoscano altri metodi (4) per la misura dello spazio di frenata, neanche questi sono in grado di tener conto della variabilità del « fattore personale ».

Nelle prove di scadimento del potere frenante, in cui la decelerazione viene fissata ad un valore costante, si suole usare un decelerometro a tubo ad U, montato mediante ventose sul parabrezza, di fronte al guidatore. Nella fig. 3 è illustrato anche il decelerometro a tubo a U costruito dalla Société Anonyme Française du Fero.

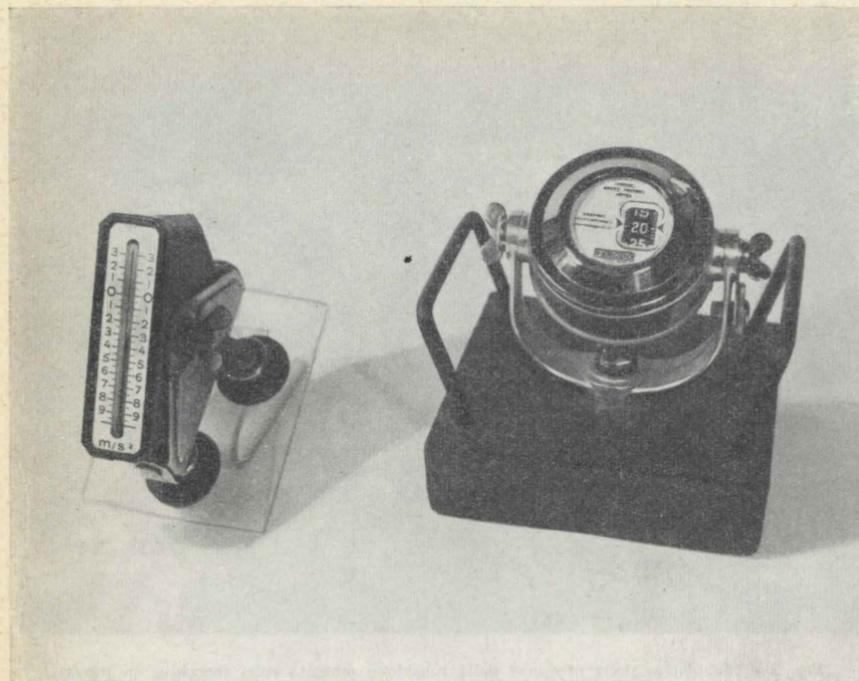


Fig. 3 - Decelerometri « Tapley » e a tubo ad U.

Per le ricerche scientifiche sul funzionamento dei freni dei veicoli, vengono impiegati strumenti assai più elaborati (5), e nella fig. 4 si vede l'apparecchiatura fotografica automatica SCARAB, che può essere installata su un veicolo per la registrazione automatica dei vari dati di frenatura, come decelerazioni, temperature, velocità, tempo di applicazione del freno ecc.

#### Prove mediante macchine.

Le nostre prove di laboratorio comprendono generalmente una vasta serie di prove sui nostri materiali fondamentali, e implicano l'impiego dello spettrometro a raggi infrarossi, dell'apparecchio a diffrazione ai raggi X, del microscopio ottico ed elettronico, nonché la misura di molte caratteristiche meccaniche e termiche dei materiali in corso di studio. Comunque, ciò che può maggiormente interessare il lettore del presente articolo sono le prove e misure sul comportamento all'attrito dei nostri materiali, prove e misure che vengono eseguite esclusivamente nella Sala Prove (fig. 5).

Le osservazioni fatte nell'introduzione, relativamente alla necessità di prove « rappresentative » sui veicoli, sono ancor più valide,

e più difficili da applicare nel campo delle prove mediante macchine. Tuttavia, le prove dei materiali mediante macchine sono molto meno costose di quelle su veicolo, per cui il fattore economico rappresenta un continuo incentivo al lavoro di ricerca mediante macchine di prove.

Una tipica macchina di prova (fig. 6) è costituita da una serie di volani che possono essere accelerati alla velocità desiderata, indi scalettati dal motore di comando (elettrico), e quindi frenati fino all'arresto per mezzo di un proprio freno montato sull'albero dei volani. Il carico frenante sulle guarnizioni può essere variato aumentando o diminuendo il numero dei volani impiegati, variando le durate del ciclo e le velocità iniziali, e regolando il ventilatore di raffreddamento.

La serie di macchine della nostra Sala Prove è tale da rispondere alle necessità dell'intero campo di applicazione dei nostri prodotti, comprendendo tutte le applicazioni automobilistiche, industriali e ferroviarie.

I tipi fondamentali di macchine di prova sono assai vari. La macchina da cui ci si può attendere la miglior rispondenza alle necessità di ricerca nel campo automobilistico è del tipo su cui si

può montare direttamente il freno di un dato veicolo, scegliendo il numero dei volani in modo tale da rappresentare la giusta frazione dell'inerzia del veicolo stesso.

Le coppie frenanti rilevate sulla macchina dovrebbero quindi corrispondere alle coppie rilevate nelle prove su strada.

Per prove di carattere generale relative ad una data categoria di applicazione, si può impiegare una macchina ad inerzia fissa (non variabile) munita di uno speciale freno a tre ganasce da noi studiato.

La caratteristica essenziale della testa porta-freno è data dalla disposizione dei perni delle ganasce, che sono posti in modo da trovarsi sulla prevista linea di azione della forza d'attrito alla superficie della guarnizione. In tal modo non vi può essere nessun momento della forza d'attrito rispetto all'asse dei perni, per cui manca ogni effetto autofrenante e le curve registrate danno direttamente il valore di  $\mu$ .

Per la determinazione delle caratteristiche fondamentali di attrito, usura e scadimento dei nuovi materiali, e per il controllo della qualità, si impiega una macchina per prove su campioni, nella quale piccoli campioni del materiale in esame vengono fatti sfregare contro la superficie di un disco in ghisa mantenuto a temperatura costante controllata. Il carico applicato sui campioni può pure essere regolato e la coppia d'attrito generata viene registrata su grafico.

#### Programma di prova.

I programmi per le prove mediante macchine vengono stabiliti in stretto rapporto colle condizioni pratiche di impiego. Quando si provano dei freni da laboratorio, il programma di prova viene stabilito in modo da rispondere il più possibile al programma delle prove su strada.

Al fine di ricavare i necessari dati di riferimento alle prove su strada, si sono raccolte le opportune informazioni sulla frequenza delle frenate, sulle temperature delle guarnizioni durante le prove normali e di scadimento, gli « spettri » delle decelerazioni ecc. da prove eseguite sui vari circuiti

e mediante l'impiego di vari strumenti (6), fra cui l'apparecchio SCARAB. In base a questi dati viene stabilito il programma delle prove su macchina, che comprendono i tempi di rodaggio (in miglia di percorso), le prove di prestazione, le prove di scadimento, ecc. come nel caso delle prove su veicolo.

I grafici coi risultati di queste prove possono poi essere confrontati con quelli delle prove su strada, eseguendo così un vero e proprio confronto punto per punto.

Con il freno a tre ganasce non è possibile applicare i dati delle prove su strada eseguite con freni normali, ma si adottano valori della pressione sulla guarnizione, della decelerazione e della temperatura che corrispondono come ordine di grandezza a quelli ottenuti nelle prove su veicolo.

Con la macchina di prova per campioni si adottano gli stessi criteri e cioè si applicano pressioni e temperature comprese nel campo dei valori interessanti la pratica, oltre che valori estranei a tale campo, ma applicati allo scopo di ricavare dati di interesse scientifico.

Tutte le macchine di prova sono munite di un quadro di controllo e programmazione ad armadietto (fig. 6), nel quale si può predisporre il programma delle varie prove e nel quale inoltre vengono registrati i tempi di frenata e tracciati automaticamente i diagrammi di attrito.

#### Correlazione fra i due tipi di prove.

Il buon accordo tra i risultati delle prove alla macchina e di quelle su strada, rappresenta per noi uno dei problemi più difficili.

Per quanto la manutenzione delle macchine della nostra Sala Prove sia curata al massimo grado, la buona manutenzione meccanica ed elettrica non basta, da sola, ad assicurare che i risultati ottenuti siano nel dovuto rapporto con quelli delle prove su strada.

L'importanza da noi data a questo problema è messa in evidenza dal fatto che nel nostro Reparto Ricerche abbiamo una commissione stabile di programmatori, fisici, ingegneri, ed esperti di statistica,

che si riunisce regolarmente per discutere i risultati già ottenuti in prove di confronto e per stabilire le ulteriori prove da eseguire al fine di far luce sui vari aspetti del problema.

Una delle difficoltà fondamentali della situazione può essere sommariamente illustrata come segue:

Da un lato, l'impiego di una macchina di prova per campioni ci permette di applicare accuratamente determinati carichi sui campioni in esame, di assicurare una costante distribuzione della pressione sui campioni stessi, e di mantenere costanti le temperature; ma la macchina non dà luogo a nessuno degli effetti meccanici che si hanno in un vero freno per veicolo, effetti che in pratica

si sovrappongono e si compongono col comportamento effettivo del materiale d'attrito (uno di questi effetti è, per esempio, la variazione relativa dei raggi del tamburo e delle guarnizioni in seguito al riscaldamento ed alla pressione meccanica).

Dall'altro lato, l'impiego di un freno vero e proprio su una macchina di prova equivale ad impiegare un apparecchio concepito, non per lo studio del comportamento dei materiali d'attrito e per la valutazione dei loro meriti, ma principalmente dal punto di vista dell'economia di produzione, unita ad un grado accettabile di sicurezza. Questo porta inevitabilmente ad una qualche imprecisione nella conoscenza della grandezza e distribuzione delle forze nel

Fig. 4 - Apparecchio cinematografico selettivo « Scarab » per la registrazione della frenata.

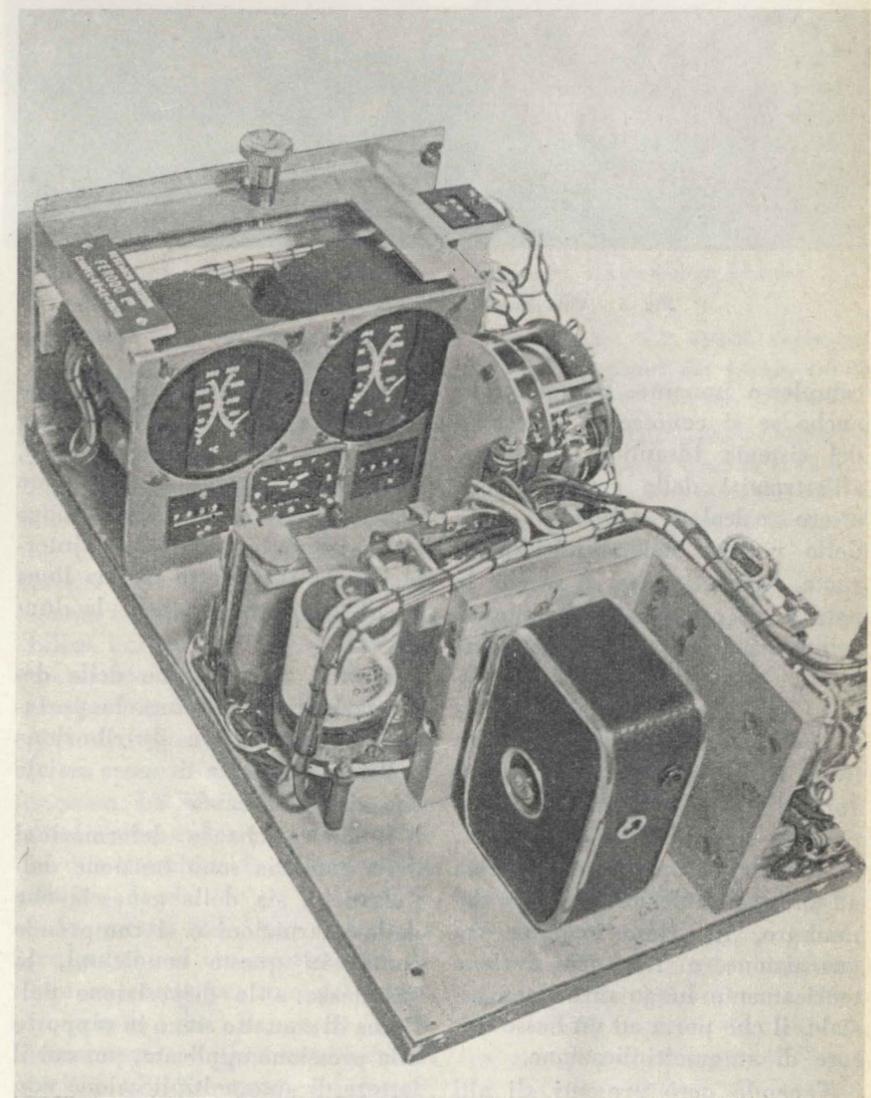




Fig. 5 - Vista generale della « Sala Prove Ferodo ».

complesso frenante. Per esempio, anche se si conosce la pressione del sistema idraulico, lo sforzo all'estremità della ganaschia deve essere calcolato tenendo conto delle perdite nei cilindri delle ruote. In particolare, si sa che le perdite di carico nelle tenute di gomma possono assumere valori molto variabili ed imprevedibili (7). Inoltre i calcoli sul fattore di automoltiplicazione di un freno si basano di solito sul lavoro di Acres (8) in cui si presuppone la rigidità delle parti. Ora, se una guarnizione viene rettificata ad un raggio inferiore a quello del tamburo, il primo contatto tra guarnizione e tamburo avviene teoricamente lungo una linea assiale, il che porta ad un basso fattore di automoltiplicazione.

Tenendo però presenti gli alti

carichi all'estremità della ganaschia e la costruzione relativamente leggera della ganaschia stessa, si comprende come si verifichino delle inflessioni, che danno luogo ad un contatto su un arco, intermedio fra il contatto su una linea ed il contatto su tutta la lunghezza.

Inoltre, si verificano delle deformazioni del tamburo che portano ad una cattiva distribuzione della pressione sia in senso assiale che circonferenziale.

È chiaro che le deformazioni della ganaschia sono funzione dell'elasticità sia della ganaschia che delle guarnizioni e si comprende come, in queste condizioni, la grandezza e la disposizione dell'area di contatto siano in rapporto alla pressione applicata, per cui il fattore di automoltiplicazione non

risulta indipendente dalla pressione applicata stessa.

Altre alterazioni della distribuzione della pressione possono essere dovute, in condizioni di « scadimento » o di « ricupero », a diversità di dilatazione tra tamburo e ganaschia.

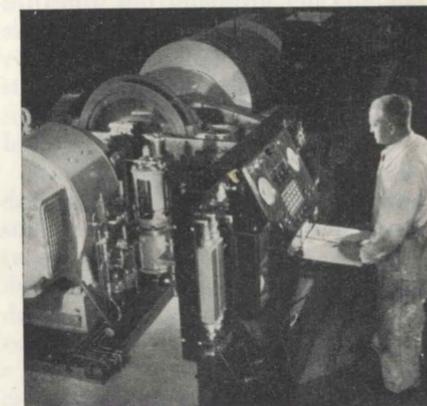
Si è anche indagato su altri aspetti piuttosto dubbi delle ipotesi fatte sulla geometria del freno.

Le inflessioni delle guarnizioni del disco portaceppi possono pure influire sui risultati pratici; ancora nei freni a ganasce interamente « flottanti » le estremità della ganaschia vengono montate su guide dette « senza attrito », mentre prove da noi eseguite hanno dimostrato come il coefficiente d'attrito in tali punti possa essere anche di 0,2. E si potrebbero citare altri esempi ancora.

Si noterà, come queste osservazioni in merito alle deformazioni ecc., siano valide tanto nel caso delle prove su strada che in quello delle prove alla macchina, per cui il concetto di « far operare la macchina nello stesso modo in cui opera l'autoveicolo » appare sotto una nuova luce, in quanto i risultati ottenuti sia dalla macchina che sul veicolo sono soggetti ad una intrinseca dispersione dei valori dovuti alle cause in questione.

Al comune automobilista, al « pratico », cioè, potrà apparire sorprendente il fatto che le variazioni dei risultati ottenuti da un dato autoveicolo possano essere

Fig. 6 - Macchina di prova dinamometrica con quadro di controllo.



molto grandi, tuttavia, l'analisi di una gran mole di dati statistici ha dimostrato come la deviazione media (dispersione) dei valori della decelerazione ottenuta con una data serie di guarnizioni su un

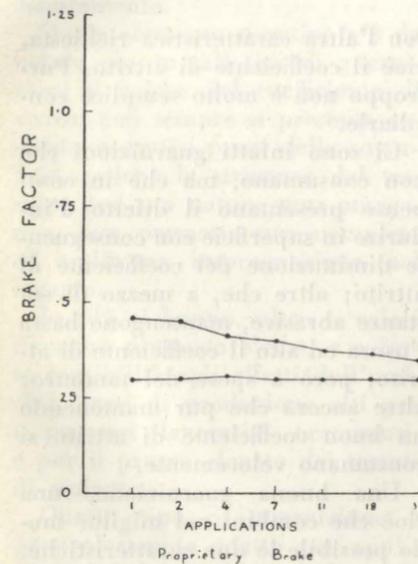


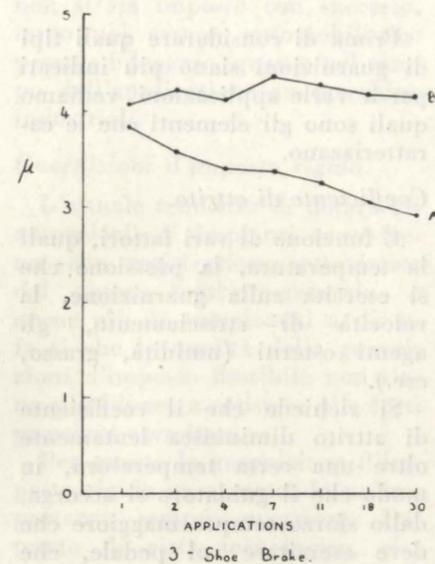
Fig. 7 - Confronto fra le prove dei due materiali eseguite su due diverse macchine di prova.

dato autoveicolo, sia in relazione con il valore della decelerazione stessa, e come per una decelerazione di 0,5 g possa essere all'incirca di  $\pm 0,03$  g. Entro tali limiti di deviazione media, ci si può attendere però che rientrino solo i 2/3 delle misure eseguite. Entro i limiti del  $\pm 0,06$  g potrà rientrare il 95 % dei valori che si possono verificare.

Si può quindi comprendere come, anche in condizioni di stretta aderenza tra i programmi di prova su strada ed alla macchina, le variazioni intrinseche che si verificano in un freno reale possano dar luogo ad una considerevole dispersione dei valori misurati.

Inoltre, anche quando le caratteristiche principali del programma di prove alla macchina riproducano esattamente quelle del programma delle prove su strada, è sempre possibile che altri, meno noti fattori, non direttamente controllati, possano influire sui risultati. Tali fattori possono per esempio essere: gradienti di temperatura, rapporto fra i tempi di applicazione e di raffreddamento

del freno, rugosità superficiale delle parti, umidità relativa ambiente, sudiciume stradale ed effetti elettrostatici. Lo studio di tutti questi fattori è in parte già in atto, in parte in elaborazione.



Si è visto che l'accordo fra i risultati dati dal freno proprio di una macchina di prova e quelli dati da un freno di autoveicolo non è del tutto soddisfacente. L'accordo fra due diversi freni di macchine di prova dipende sia dal disegno dei freni stessi che dal programma di prove impiegato. Quando si esegue un confronto fra due materiali in rapporto al loro comportamento all'attrito ed allo scadimento del potere frenante, una scelta non giudiziosa del programma di prova può facilmente indurre in errore nello stabilire l'ordine di merito dei materiali stessi. La fig. 7 mostra i risultati ottenuti con due materiali A e B, provati su un freno di prova normale e su un freno a tre ganasce. La diversità di valutazione dei due materiali ottenuta con le due macchine è evidente, e si illustra da sé.

In questo caso, per il freno a tre ganasce si era adottato un valore anormale per uno dei fattori in gioco, ma l'esempio serve ugualmente ad illustrare i pericoli insiti nell'affrontare ciecamente,

senza immaginativa, il problema delle prove alla macchina.

Come si è detto, noi dedichiamo la massima attenzione al problema dell'accordo e correlatività dei risultati. Nessun sperimentatore, qualunque sia il campo in cui opera, oserebbe affermare che una sola prova, eseguita, su un qualsiasi materiale, possa dare un quadro completo sulle caratteristiche del materiale stesso. I principi della programmazione statistica delle prove (comprendente la reiterazione delle prove stesse) sono tenuti ben presenti nelle nostre prove di laboratorio e per quanto il perfetto accordo dei risultati sia probabilmente irraggiungibile, si sono fatti notevolissimi progressi nei riguardi di alcuni tipi di veicoli che rivestono per noi un particolare interesse, ed i principi in tal modo stabiliti vengono, quando possibile, applicati ad altri programmi di prova.

J. S. Webber

#### BIBLIOGRAFIA

- (1) FROOD, A.D.M. (1957), *Taratura dei tachimetri*, « Automobile Engineer », 47, No. 13, 524.
- (2) NEWCOMB, T.P. (1960), *Aspetti termici della frenatura dei veicoli*, « Automobile Engineer », 50, No. 7, 288-295.
- (3) NEWCOMB, T.P. (1960), *Calcolo dell'area delle superfici d'attrito negli autoveicoli*, « The Journal of Mechanical Engineering Science », (pub. I. Mech. E.), 2, No. 4, 312-324.
- (4) STARKS, H.J.H. & LISTER, R.D. (1950), *La misura dello spazio di frenata*, « M.I.R.A. Bulletin », Fourth Quarter, 18.
- (5) TAYLOR, H.R. (1955), *Uno strumento per le ricerche sull'impiego dei freni d'auto nelle condizioni della pratica*, « Electronic Engineer », 27, 470-476.
- (6) CARPENTER, N. (1955), *Alcune misure relative all'impiego dei freni su una berlina veloce*, « Proc. I. Mec. E. (A.D.) », No. 8, 241-264.
- (7) DENNY, D.F. (1950), *Attrito delle guarnizioni flessibili*, « Proc. I. Mech. E. », 163, 98.
- (8) ACRES, F.A.S. (1921-22), « Proc. I.A.E. », XVI, 368-370.

# GUARNIZIONI FRENANTI

Le varie caratteristiche di una guarnizione da freno — scrive RODOLFO GAYET — assumono un'importanza diversa a seconda delle applicazioni cui è destinata; la formulazione e la messa a punto della guarnizione dovrà perciò essere preceduta da un accurato studio delle condizioni di lavoro.

Le varie caratteristiche di una guarnizione da freno assumono oggi un'importanza diversa a seconda delle applicazioni cui è destinata.

La formulazione e la messa a punto della guarnizione dovrà perciò essere preceduta da un accurato studio delle condizioni di lavoro. Sarà necessario essere a conoscenza di dati quali il peso del veicolo, la distribuzione del peso stesso, il progetto del complesso frenante, ecc.

Fino a qualche tempo fa la composizione della guarnizione era stabilita solo attraverso prove sperimentali, osservando le eventuali deficienze e modificandole, a volte in modo empirico.

Anche oggi, sebbene si siano fatti passi in avanti, questo empirismo non è del tutto scomparso.

Infatti le condizioni in cui la guarnizione frenante svolge il suo lavoro sono talmente complesse e di rilevazione difficile che una soluzione derivante dal solo studio teorico non dà mai risultati soddisfacenti.

Gli elementi che intervengono nella composizione di una guarnizione sono in genere costituiti da materie organiche ed inorganiche in quantità più o meno variabile; una materia inorganica di cui si fa largamente uso è l'amianto. Questo minerale lo si può usare sotto forma di fibre lunghe filate e tessute (guarnizioni in tessuto), oppure fibre corte (guarnizioni d'impasto).

Altri materiali inorganici che spesso intervengono possono essere metalli, solfati, ossidi, ecc., in genere resistenti al calore, i quali vengono legati fra loro mediante prodotti organici quali bitumi, olii essicanti, resine naturali o sintetiche, resine variamente modificate. In particolare le resine sintetiche, data la loro spiccata resistenza al calore, tendono a sostituirsi sempre in maggior misura a quelle naturali.

Prima di considerare quali tipi di guarnizioni siano più indicati per le varie applicazioni, vediamo quali sono gli elementi che le caratterizzano.

## Coefficiente di attrito.

È funzione di vari fattori, quali la temperatura, la pressione che si esercita sulla guarnizione, la velocità di strisciamento, gli agenti esterni (umidità, grasso, ecc.).

Si richiede che il coefficiente di attrito diminuisca lentamente oltre una certa temperatura, in modo che il guidatore si accorga, dallo sforzo sempre maggiore che deve esercitare sul pedale, che sta sfruttando oltre il limite consentito la guarnizione.

In tal modo rallenterà ed eviterà il surriscaldamento dell'impianto, vaporizzazione dell'olio, bruciatura delle guarnizioni, ovalizzazione dei tamburi ed altri vari inconvenienti.

Se il coefficiente di attrito tendesse a crescere sensibilmente con la temperatura, una guarnizione che per un qualsiasi motivo si raffreddasse meno rapidamente delle altre, nelle frenate successive assorbirebbe una parte maggiore di lavoro ed il fenomeno si esalterebbe fino a provocare degli squilibri di frenata.

Anche recuperi di coefficiente di attrito che ne portino il valore oltre il limite normale, dopo che questo è caduto durante la frenata, sono da evitarsi in quanto darebbero luogo a frenature squilibrate e potrebbero far sottovalutare la potenza del freno.

Se il coefficiente di attrito continuasse invece a diminuire anche dopo il termine delle frenate, si potrebbe cadere nell'errore opposto di sopravvalutazione della potenza frenante.

## Usura.

Naturalmente l'usura delle guarnizioni dovrebbe essere la più bassa possibile, compatibilmente

con l'altra caratteristica richiesta, cioè il coefficiente di attrito. Purtroppo non è molto semplice conciliarle.

Ci sono infatti guarnizioni che non consumano, ma che in compenso presentano il difetto d'indurire in superficie con conseguente diminuzione del coefficiente di attrito; altre che, a mezzo di sostanze abrasive, mantengono bassa l'usura ed alto il coefficiente di attrito, però a spese del tamburo; altre ancora che pur mantenendo un buon coefficiente di attrito si consumano velocemente.

Una buona guarnizione, una cioè che combini nel miglior modo possibile le due caratteristiche, presenterà comunque varie fasi: avrà un periodo iniziale di assestamento con usura più elevata; quindi il consumo si stabilizzerà rimanendo praticamente costante durante la vita della guarnizione.

A questo proposito giova ricordare che una guarnizione frenante richiede un periodo di rodaggio, come un motore, un cuscinetto, un pneumatico, ecc.

Il suo comportamento futuro dipenderà in buona parte dal modo in cui essa sarà stata usata nei primi 1000 ÷ 1500 km.

In effetti però per giudicare se una guarnizione è più o meno resistente all'usura, non sarà sufficiente considerare il lavoro fatto dalla guarnizione, ma anche le condizioni ambientali in cui questo è stato eseguito, ed in particolare la temperatura di lavoro.

Attualmente le guarnizioni frenanti possono essere suddivise in tre gruppi fondamentali:

in tessuto - in impasto flessibile - in impasto rigido.

## Guarnizioni in tessuto.

Sono costituite da un supporto in tessuto di amianto puro o con inserzione di filamenti metallici (ottone, zinco, ecc.) impregnato in resine di varia natura, per lo più a base di fenoli, modificate per dare maggior flessibilità.

Esse rientrano nella gamma di guarnizioni a basso e medio coefficiente di attrito, presentano una notevole resistenza meccanica e una media resistenza al calore, non subiscono dilatazioni di apprezzabile entità, e sono di rapido assestamento.

Quale elemento negativo v'è da notare che in tali tipi di guarnizioni il valore del coefficiente di attrito non sempre si presenta costante su tutti i punti della superficie, poichè la struttura del tessuto, per sua natura non omogenea, non permette una completa ed uniforme impregnazione nel legante.

In più si hanno, oltre a valori di usura piuttosto elevati e a forte sensibilità agli effetti dell'umidità, costi di produzione alti per i processi lavorativi occorrenti, e per il prezzo elevato dei tessuti di amianto.

Questo tipo di guarnizione è particolarmente adatto per applicazioni su macchine industriali dove il fattore resistenza meccanica è predominante.

Alcuni tipi di guarnizioni in tessuto sono integrate da filamenti metallici al fine di raggiungere una più elevata resistenza meccanica alla trazione (ottone), o di ottenere una leggera azione lubrificante sul tamburo con effetti anti-fischio (zinco). Questo ultimo tipo è particolarmente adatto per complessi frenanti di autoveicoli leggeri.

## Guarnizioni d'impasto flessibile.

Sono quelle che attualmente posseggono caratteristiche qualitative più elevate e di più larga diffusione per tutti gli impieghi. La disponibilità di resine sintetiche sempre più resistenti al calore ha reso possibile accoppiare nella stessa guarnizione elementi antitettici, alto coefficiente di attrito, resistenza alle alte temperature ed all'usura.

La guarnizione di impasto flessibile presenta pure il vantaggio di una buona resistenza all'umidità.

Per contro, presenta una più bassa resistenza meccanica, ha necessità di un lungo assestamento e, qualora non montata in modo accurato, può essere soggetta a dilatazioni termiche che danno

origine, causa lo sfregamento continuo sul tamburo, a carbonizzazioni totali o parziali della superficie frenante.

Circa le applicazioni di questo tipo di guarnizione si può affermare che non v'è settore nel quale non si sia imposto con successo, tanto nel campo automobilistico pesante e leggero, quanto nel campo dell'applicazione su macchine industriali.

## Guarnizioni d'impasto rigido.

L'attuale tendenza di dotare gli autoveicoli di impianti servo-freno, con registrazione automatica del giuoco tamburo-ganascia, e ancor più di complessivi a disco, fa sì che le qualità delle guarnizioni d'impasto flessibile non siano più idonee a resistere alle forti pressioni esercitate.

Per questo la guarnizione d'impasto rigido va assumendo un'importanza sempre maggiore. Dal punto di vista tecnologico, con particolare riguardo ai valori di resistenza al calore e di attrito, questo tipo non si differenzia molto da quelli ad impasto flessibile, ma presenta il grande vantaggio di sopportare elevate pressioni e di non essere soggetto a dilatazioni.

In questi ultimi anni l'aumento di velocità degli autoveicoli, l'intensità del traffico, la linea aerodinamica delle carrozzerie, le ruote sempre più piccole, hanno imposto alle guarnizioni frenanti un lavoro via via più gravoso, e non sempre i miglioramenti tecnici dell'impianto sono stati pari alle maggiori prestazioni richieste.

Molti veicoli sono ancora con l'impianto frenante di origine, mentre per gli stessi sono state aumentate o le portate, o le velocità, o tutte due.

Per renderci conto del lavoro che una guarnizione frenante deve sopportare, consideriamo il caso di una vettura di media cilindrata, che procede alla velocità di 100 km/h:

Dati:

potenza del motore 40 CV  
peso kg. 1200

velocità (v) 100 Km/h =  $\frac{100}{3,6}$  m/sec

massa (m)  $\frac{\text{peso}}{g} = \frac{1200}{9,81}$

$E =$  energia posseduta dal mezzo =  $\frac{1}{2} m v^2$

$$E = \frac{1}{2} \frac{1200}{9,81} \left(\frac{100}{3,6}\right)^2 = 47.500 \text{ Kg/m}$$

Supponendo la strada asciutta e con fondo regolare, si può avere una decelerazione di 5 m/sec<sup>2</sup>.

Il tempo di arresto sarà

$$t = \frac{v}{a} = \frac{100}{3,6} = 5,55 \text{ secondi}$$

Lo spazio percorso dal veicolo in questo periodo di tempo è

$$s = \frac{1}{2} a t^2 = \frac{1}{2} 5 \times 5,55^2 = 77 \text{ m.}$$

Supponendo che il lavoro di frenata si mantenga costante, si avrà un lavoro medio di

$$\frac{47.500}{5,55} = 8.550 \text{ Km/sec.}$$

che corrispondono a:

$$\frac{8.550}{75} = 114 \text{ CV}$$

per cui la potenza dissipata dal freno è più del doppio di quella del motore.

Con condizioni perfette della strada e della vettura, si può arrivare talvolta a dissipare potenze iniziali di frenata pari a 10 volte quella del motore.

Supponendo di dover ridurre la velocità della medesima vettura da 70 a 40 km/h, cioè da 10,5 a 11 m/sec. dovremo dissipare

$$\frac{1}{2} \frac{1200}{9,81} (19,5 - 11)^2 = 4.400 \text{ Kgm.}$$

Considerando una decelerazione di 3 m/sec<sup>2</sup> il tempo di rallentamento sarà

$$t = \frac{19,5 - 11}{3} = 2,83 \text{ sec.}$$

e il lavoro medio dissipato nell'unità di tempo

$$= \frac{4.400}{2,83} = 1.550 \text{ Kgm/sec.} = 21 \text{ HP}$$

La quantità di calore sviluppata è pari a

$$\frac{4.400}{427} = 10,5 \text{ Calorie}$$

cioè alla quantità necessaria ad innalzare di 10°C. la temperatura di 1 litro di acqua, e questo in meno di 3 secondi.

In un impianto tradizionale a ganaschia il calore generato nella frenata viene eliminato essenzialmente per conduzione attraverso il tamburo. Si richiedono perciò masse notevoli e forti salti di temperatura per assicurare un buon smaltimento dello stesso.

Nei riguardi del comportamento termico dei freni, si debbono considerare due diversi modi di funzionamento: la frenatura di arresto e la frenatura di rallentamento in discesa.

Nel primo caso la temperatura esterna del tamburo alla fine della frenatura non è molto superiore a quella ambiente, e tutto il calore rimane immagazzinato nell'impianto, salvo naturalmente uno smaltimento lento in seguito.

Nel secondo caso si tende a raggiungere un equilibrio tra calore generato e calore disperso. Però questo equilibrio può sussistere soltanto a temperature notevoli, spesso superiori a quelle normalmente tollerabili per guarnizioni frenanti.

Il diagramma n. 1 rappresenta la distribuzione delle temperature in un tamburo di acciaio nei due casi sopra considerati, mantenendo costante il lavoro totale di frenatura, la superficie delle guarnizioni e la decelerazione; varia, invece, il tempo di frenatura.

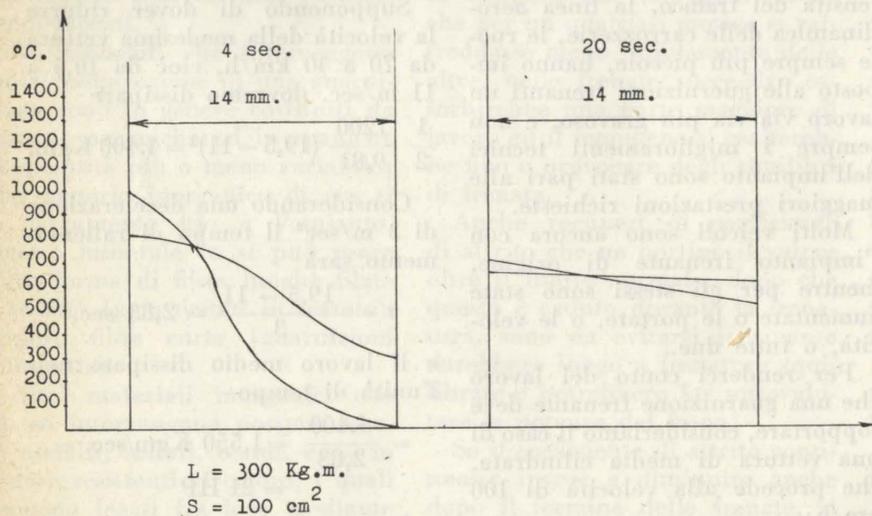


Fig. 1.

L'andamento della temperatura superficiale delle guarnizioni nelle medesime condizioni della figura 1, e per diversi tempi di frenatura, è rappresentato nella fig. 2.

Per le durate più brevi è notevole il divario tra temperatura massima e temperatura finale; ciò è importante perché normalmente è quest'ultima che si misura.

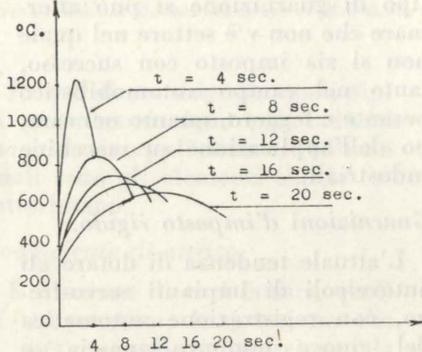


Fig. 2.

Comunque nella superficie di contatto fra guarnizione e tamburo si raggiungono localmente temperature elevatissime, non esattamente misurabili con i mezzi attuali.

Le cause di questo surriscaldamento locale possono essere diverse: il non totale assestamento della guarnizione, cioè differenza nei diametri tamburo-guarnizione, deformazioni del tamburo, dovute a dilatazioni termiche, spostamento del contatto verso la zona prossima al cilindretto man mano che la temperatura aumenta; infatti il perno di rotazione della ganaschia

frenatura ad avvenire per contatto di punti, e non di superfici; ci saranno cioè particelle sopraelevate rispetto alle circostanti che per prime inizieranno il contatto, surriscaldandosi, carbonizzando, e lasciando quindi il posto ad altre particelle sottostanti che percorreranno, a loro volta, lo stesso ciclo.

Si sono avuti in questi ultimi anni miglioramenti tecnici degli impianti che hanno in parte compensato il maggior lavoro richiesto alle guarnizioni, quali ganasce a doppia avvolgenza, alettature di raffreddamento, tamburi bimetallici speciali, e freni a disco.

Tamburi bimetallici alluminio-ghisa, fabbricati con processi speciali, hanno notevolmente miglio-

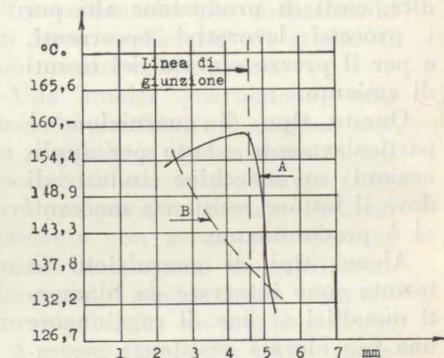


Fig. 3 - Paragone dei gradienti di temperatura attraverso la zona di giunzione, in due tamburi bimetallici: A, legatura solamente meccanica; B, legatura con trattamento metallurgico. Distanze entro il tamburo a partire dalla superficie di contatto guarnizione-tamburo.

rato il problema della dissipazione del calore.

Loro caratteristica essenziale è di smaltire velocemente il calore, e di avere un gradiente di temperatura sostanzialmente costante attraverso lo spessore del tamburo.

Nel diagramma di fig. 3 è rappresentata la caratteristica di dissipazione di calore di un tamburo bimetallico tradizionale, in cui anello esterno di alluminio e interno di ghisa, sono uniti solo meccanicamente, e di un altro in cui le due parti sono saldate con un processo metallurgico speciale.

Come si vede la caratteristica di raffreddamento nel caso B è nettamente migliore, poiché il gradiente di temperatura è quasi costante, mentre nel caso A è evidente una barriera nello strato di congiunzione.

Prove condotte su strada hanno dimostrato senza alcun dubbio che una guarnizione che lavora su un tamburo bimetallico alluminio-ghisa di questo tipo, è in condizioni nettamente più favorevoli.

Si stanno oggi conducendo lusinghiere prove con tamburi a base di leghe alluminio-silicio, su cui la guarnizione dovrebbe direttamente lavorare.

Un punto a sfavore è che l'usura della guarnizione è superiore, pur essendo il comportamento termico migliore.

#### Freni a disco.

Sono comparsi in questi ultimi anni sul mercato i freni a disco, che hanno avuto uno sviluppo notevole, che sarebbe stato probabilmente più rapido, non fosse per il notevole costo e per i miglioramenti agli impianti tradizionali.

In effetti i freni a disco erano già largamente impiegati su aeroplani militari e civili, ma il problema di applicazione su autoveicoli era complicato dal fatto che per una vettura non si può stabilire a priori il « calore » da dissipare, a causa delle diversissime condizioni di carico, di velocità, di ambiente, in cui un autoveicolo può trovarsi.

I vantaggi che il freno a disco presenta rispetto ai tipi tradizionali, sono diversi:

— la superficie del disco, che fa le veci del tamburo, è esposta all'aria, per cui il raffreddamento è diretto e più efficace; infatti il calore non deve più essere trasmesso all'esterno per conduzione.

— Le dilatazioni termiche non danno più alcun fastidio, come si può vedere dalle figure 4 e 5.

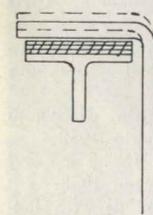


Fig. 4.

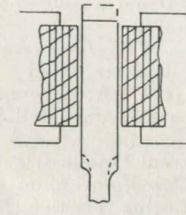


Fig. 5.

— Le polveri e i residui vengono eliminati continuamente, per centrifugazione.

— Il peso è, inoltre, ridotto del 20 % rispetto ai tipi tradizionali.

— Non presenta il fenomeno dell'autoavvolgenza, per cui le pressioni sono direttamente proporzionali allo sforzo esercitato.

Gli svantaggi del freno a disco sono essenzialmente il maggior lavoro richiesto alla guarnizione

Rumorosità della frenatura.

È nota l'importanza dei fenomeni che nascono quando due corpi, dei quali uno almeno capace di vibrazioni elastiche proprie, sono a contatto di attrito radente.

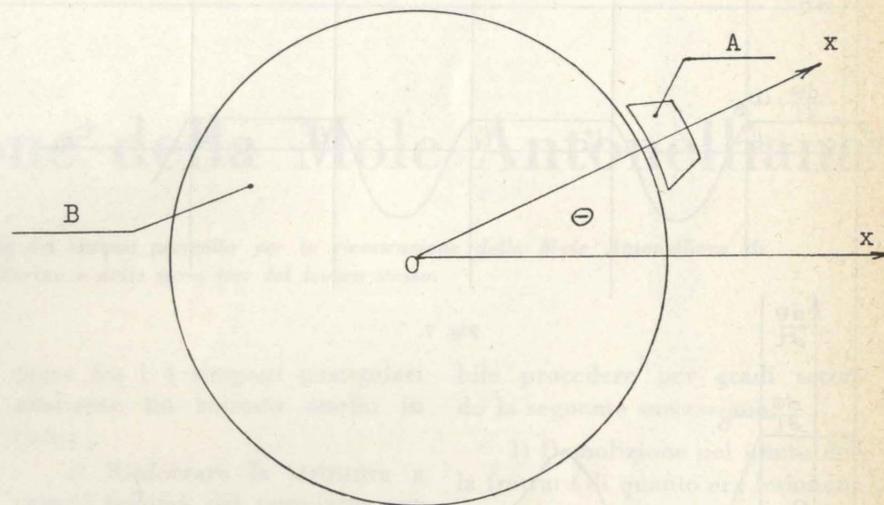


Fig. 6.

e le maggiori pressioni necessarie, che richiedono l'adozione di costosi dispositivi di servo-freno.

Infatti la superficie è all'incirca 1/4 di quelle tradizionali, e la pressione tre volte superiore.

Il lavoro medio che deve dissipare la pastiglia frenante per unità di superficie e di tempo è all'incirca

$$9 \text{ HP/pollice quadro} = 100 \frac{\text{Kg. m}}{\text{cm}^2 \text{ sec.}}$$

A causa di queste maggiori sollecitazioni le caratteristiche che si richiedono ad una « pastiglia » per freni a disco sono più severe, e ne limitano praticamente il campo alle sole guarnizioni di tipo rigido:

— elevata resistenza meccanica ed alle alte temperature, per evitare screpolature e rotture;

— resistenza all'usura notevole, per non essere costretti a sostituzioni troppo frequenti;

— coefficiente di attrito il più elevato possibile, compatibilmente con le altre due caratteristiche.

Fattore che compensa la maggior usura a cui le pastiglie sono soggette, è lo spessore iniziale più elevato, e la facilità dell'operazione di sostituzione.

Sia A un corpo capace di vibrazioni armoniche smorzate da un attrito che supponiamo equivalente ad un attrito viscoso. Sia B un corpo che si muove di moto uniforme rispetto alla posizione di equilibrio di A, e parallelo al moto vibratorio di questo. A e B sono in contatto, e legati da attrito di tipo radente.

In un sistema siffatto si possono verificare condizioni d'instabilità dinamica; il corpo A può entrare in uno stato di vibrazioni forzate, stazionarie, che vengono chiamate « autoeccitate ». Questo è tipico della frenatura degli autoveicoli.

Chiamando  $\omega_A$  e  $\omega_B$  le velocità di A e B, si può dimostrare che quando le caratteristiche del moto armonico smorzato, di cui è capace A, sono tali che A raggiunge in due periodi successivi la velocità di B, il momento delle forze di attrito che B esercita su A, in conseguenza dei moti di B e dello stesso A, fa nascere un moto vibratorio stazionario tutte le volte che per una qualsiasi causa A raggiunga per un istante la velocità  $\omega_B$ .

Quando  $\omega_A$  raggiunge  $\omega_B$  le due velocità rimangono uguali per qualche istante.

Il diagramma di fig. 7 mostra

Il diagramma di fig. 7 mostra

Il diagramma di fig. 7 mostra

come può essere rappresentato il fenomeno.

Un diagramma in cui la velocità avesse l'andamento della fig. 8, non darebbe invece vibrazioni autoeccitate.

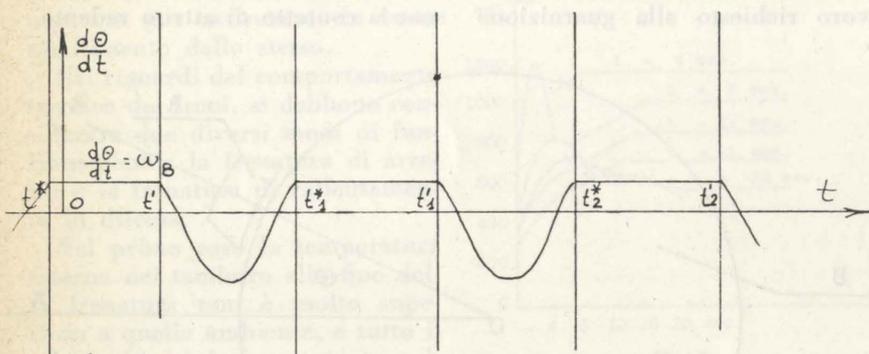


Fig. 7.

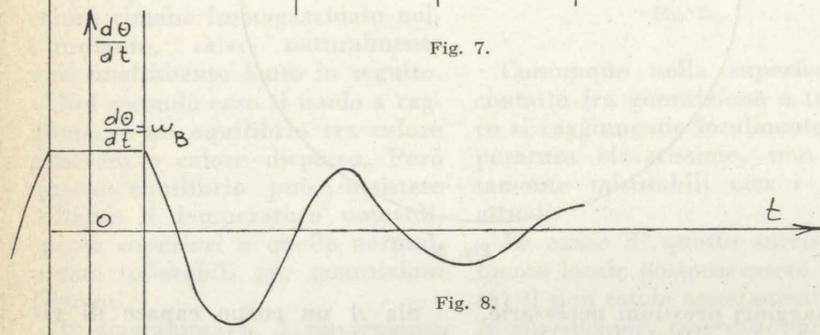


Fig. 8.

Queste vibrazioni autoeccitate possono raggiungere una frequenza tale da dar luogo al noto fenomeno dello « stridio dei freni ».

Il problema del fischio è comunque tuttora poco noto e piuttosto complesso.

Ammettendo infatti che sia dovuto a fenomeni di risonanza, sono molti i punti di un impianto frenante che potrebbe esserne causa, specialmente quando le parti meccaniche sono ormai usurate, non allineate, indebolite e presentano giochi eccessivi. Anche i residui polverosi sono sovente fonte di notevoli stridii.

Per quanto riguarda la guarnizione, questa è normalmente il veicolo attraverso il quale la vibrazione si trasmette, più che la causa dello stesso.

Infatti il problema dell'esatto proporzionamento della guarnizione per evitare fenomeni di autobloccaggio, di cui il fischio è una diretta conseguenza, viene affrontato già in sede di progetto dell'impianto.

Esiste infatti un limite allo sviluppo di una guarnizione frenante, per un dato valore del coefficiente di attrito.

Se non vengono infatti rispettati  $\alpha$  e  $\gamma$ , funzioni del coefficiente

di attrito fig. 9, la forza risultante che si desta nel momento del contatto tra guarnizione e tamburo,

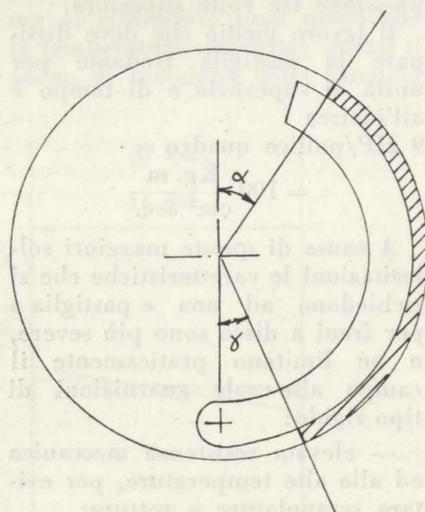


Fig. 9.

tende a farla aderire a questo, invece di opporsi.

Il contatto si estende allora lungo tutta la superficie e l'azione da attrattiva diviene repulsiva e la

ganascia ritorna alla posizione di partenza. Il ciclo si ripete finché la pressione esercitata dai pistoncini di comando non è tale da mantenere la ganascia ben premuta contro il tamburo.

Il fenomeno si presenta più frequentemente nelle frenate di rallentamento a basse velocità, proprio perchè le pressioni esercitate sono basse.

Supponendo che la parte meccanica sia in perfette condizioni, per cercare di eliminare il « fischio » si potrebbe scegliere una guarnizione con minor coefficiente di attrito.

Ovviamente, però, la frenata lascierebbe a desiderare.

Oppure si potrebbe bisellare l'estremità del ceppo; in tal modo si diminuisce l'angolo di contatto e si evita che il contatto iniziale avvenga proprio nel punto più soggetto a presentare autoavvolgenza.

Naturalmente in tal caso, pur rimanendo costante il momento frenante, che dipende dal diametro del tamburo e dallo sforzo esercitato, la guarnizione sarà più sollecitata perchè la superficie più ridotta.

Si potrebbe anche creare un cuscinetto elastico, tra guarnizione e ganascia per assorbire in parte le vibrazioni.

Oppure irrigidire la ganascia per mezzo di opportune nervature.

O cospargere di polvere di grafite la superficie delle guarnizioni: anche qui, ovviamente, il risultato sarebbe transitorio, e il momento frenante diminuirebbe.

Rodolfo Gayet

#### BIBLIOGRAFIA

- The Bi-metallic Integral Wheel-Brake Drum « *Automobile Engineer* », April 1959.
- Le Vibrazioni Autoeccitate nell'Attrito Radente, di GIOVANNI FRANCA « *A.T.A.* », gennaio 1959.
- La Frenatura dell'Autoveicolo, di SERGIO SLOSSEL « *A.T.A.* », gennaio 1958.
- Freni Ortodossi e Freni a Disco « *Torino-Motori* », maggio-giugno 1958.
- Testing Friction Materials, di N. CARPENTER « *Automobile Engineer* », June 1957.
- Disc Brakes, di J. O. STARLING « *Automobile Engineer* », January 1959.

Direttore responsabile: **AUGUSTO CAVALLARI-MURAT**

Autorizzazione Tribunale di Torino, n. 41 del 19 Giugno 1948

STAMPERIA ARTISTICA NAZIONALE - TORINO