

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

L'impostazione e la soluzione dei problemi dinamici annessi alle sospensioni

MARIO CALOVOLO considera i problemi dinamici annessi alle sospensioni in quanto la fortuna commerciale di un veicolo dipende soprattutto dalla durata della struttura del gruppo sospensioni il cui invecchiamento è dovuto all'afflusso di energia vibratoria filtrante attraverso le sospensioni stesse e spiega come la soluzione analitica del problema divenga possibile

Lo studio preventivo e la messa a punto del sistema di sospensioni di un veicolo può essere considerato uno dei problemi più delicati ed importanti tra i molti che la tecnica dei trasporti deve quotidianamente affrontare e risolvere.

Dal corretto dimensionamento e funzionamento del gruppo sospensioni dipende in buona misura il maggiore o minore successo commerciale del veicolo: e ciò non soltanto in dipendenza delle condizioni di conforto nelle quali vengono trasportati passeggeri e merci, ma anche, e soprattutto, in relazione al più o meno rapido invecchiamento della struttura dovuto al più o meno grande flusso di energia vibratoria filtrante attraverso le sospensioni stesse.

Sotto questo aspetto, fanno parte del sistema di sospensione del veicolo tutti quegli organi che si interpongono fra le sorgenti di energia vibratoria (la strada, il motore, la rotaia, ecc.) e quelle parti della struttura o del carico trasportato che potrebbero, a causa di questa energia non filtrata, essere messe rapidamente fuori uso.

Per la corretta impostazione del problema dinamico generale del veicolo sarebbe, a rigore, necessario tener conto di tutti i possibili modi di vibrare di tutti gli elementi strutturali che lo compongono, nonchè definire esattamente tutti i possibili modi di eccitazione. È chiaro che una simile impostazione, oltre ad essere praticamente impossibile, sarebbe di un interesse più che altro accademico, date le insormontabili difficoltà di soluzione cui si andrebbe incontro.

Conviene, quindi, mantenersi su di un piano d'impostazione più ristretto, limitandosi a considerare le possibilità di oscillazione interdipendente delle principali parti in cui può idealmente essere scomposto il veicolo: i ponti, la cassa, il motore, il carico trasportato. Ciascuna di queste parti può, inoltre, essere considerata in sè rigida oppure elastica a seconda dei casi; ad esempio, l'elasticità della cassa deve essere portata in conto qualora si voglia determinare il tipo di affaticamento al quale verrà sottoposta la struttura in esercizio, mentre può essere trascurata in uno studio di massima degli ammortizzatori, trattandosi, in questo caso, di stabilire un ordine di grandezza dell'effetto ammortizzante ottimo ed esistendo sempre la possibilità di compensare, nel corso delle prove su strada, le inevitabili inesattezze del calcolo.

Ciò posto, è chiaro che la complessità del problema dinamico può essere ridotta ad un livello ragionevole nella maggior parte dei casi di interesse pratico. Qualche ulteriore semplificazione, di carattere analitico, può essere raggiunta mediante una scelta oculata dei parametri che definiscono il moto del sistema, ossia dei « gradi di libertà » del sistema stesso. Se n risulta il numero dei gradi di libertà, è allora possibile scrivere le n equazioni di equilibrio dinamico che costituiscono l'impostazione del problema.

Ciascuna equazione, com'è noto, contiene termini inerziali, termini elastici, termini dissipativi e può avere termini eccitatori; or bene, mentre la geometria e le caratteristiche inerziali e dissipa-

tive del sistema sono generalmente note, o possono essere prefissate a piacere in sede di tentativo, i termini eccitatori sono di natura estremamente variabile e mal si prestano ad una tipizzazione analitica.

Si pensi alla estrema capricciosità di profilo del fondo stradale, variabile sia sulla stessa sede che da una sede all'altra, per convincersi della difficoltà di esprimere in modo soddisfacente, sia pure mediante una serie di Fourier, l'eccitazione introdotta in corrispondenza di ciascuna ruota in funzione del tempo. Senza contare il fatto che, ove sia possibile la tipizzazione suddetta, le equazioni di equilibrio dinamico assumono una forma estremamente complicata, tanto da divenire praticamente insolubili, o da esserlo solo mediante una integrazione al passo comportante una mole assai grande di calcolo numerico.

La soluzione analitica del problema diviene possibile, ed anche relativamente agevole, quando i termini eccitatori vengono rappresentati mediante funzioni armoniche semplici del tempo, aventi tutti la stessa frequenza ed angoli di fase diversi a seconda del modo di eccitazione prescelto (simmetrico od antisimmetrico) ed ampiezza costante arbitraria.

È in tal modo possibile pervenire al tracciamento dei diagrammi di risposta in ampiezza, in velocità e in accelerazione, in funzione della frequenza e del tipo di eccitazione, per ciascuno degli n parametri che definiscono il moto del sistema; sulla base di questi diagrammi è allora possibile tracciare le curve di trasmissione di ciascun componente del

sistema di sospensione del veicolo al variare della frequenza eccitatrice.

A questo punto, avendo a disposizione un istogramma delle irregolarità misurate su di una determinata sede stradale e prefissando la velocità del veicolo, è possibile calcolare le corrispondenti accelerazioni al suolo e quindi, con le curve di trasmissione note, risalire alle accelerazioni effettivamente trasmesse alla cassa ed agli altri organi del veicolo.

Lo schema di calcolo suesposto, che verrà descritto analiticamente in Appendice, si presta ad essere applicato ad un numero qualsivoglia di incognite, ossia di gradi di libertà del sistema, l'unica limitazione essendo costituita dalla capacità di calcolo numerico della calcolatrice elettronica adoperata.

Qualora il numero di incognite non sia molto elevato, e ci si accontenti di risultati approssimati di valore orientativo, può essere conveniente l'uso di un modello analogico elettrico del sistema in istudio; il modello analogico, oltre ad essere relativamente economico e di facile impiego, permette di osservare direttamente sull'oscilloscopio, e di registrare su nastro magnetico o su carta, il comportamento del sistema al transitorio e di esplorare in breve tempo una vasta gamma di valori dei parametri dinamici in esame.

La Ditta Aerfer, che ho qui l'onore di rappresentare, si è valsa di recente della collaborazione preziosa delle Ditte SAGA e PIRELLI, ed in particolare del modello analogico elettronico esistente alla Bicocca, per definire in sede di progetto il sistema di sospensione ottimo per un veicolo a due piani di nuova concezione.

Nel corso dell'indagine è stato possibile stabilire la geometria più conveniente del sistema di sospensione e determinare con buona approssimazione la taratura degli ammortizzatori, fornendo così alla progettazione delle informazioni preziose ed un indirizzo ben chiaro sulla via da seguire, in mancanza di dati sperimentali attendibili.

È auspicabile che in avvenire lo studio preventivo delle sospensioni e dei problemi dinamici annessi,

si, divenga una regola, anziché rimanere una eccezione, soprattutto in vista di una sempre più vasta diffusione delle sospensioni pneumatiche o miste e di una graduale evoluzione dell'architettura generale dei veicoli e dei materiali impiegati. Solo così sarà possibile prevedere con chiarezza, sin dai primi passi del progetto, il comportamento dinamico di un nuovo veicolo, e valutarne in tempo utile la confortevolezza e la durata: in altre parole, predirne il futuro.

Mario Calovolo

APPENDICE

1) Le equazioni di equilibrio dinamico relative ad un sistema con n gradi di libertà possono sempre essere ricondotte alla seguente forma:

$$\ddot{y}_i + \sum_{j=1}^n a_{ij} \dot{y}_j + \sum_{j=1}^n b_{ij} y_j + \sum_{j=1}^n c_{ij} f_j = 0 \quad (1)$$

$(i = 1, 2, \dots, n)$

i cui 4 termini sono, nell'ordine: inerziale, dissipativo, elastico ed eccitatore. Le costanti a_{ij} , b_{ij} e c_{ij} hanno valore noto, funzione delle caratteristiche geometriche, inerziali, elastiche e dissipative del veicolo in istudio.

Il problema consiste nel determinare le n funzioni incognite $y_i(t)$ in modo tale da soddisfare le n equazioni (1), note che siano le n funzioni eccitrici $f_i(t)$ e le relative condizioni iniziali ($t=0$).

2) Ammettendo che le funzioni eccitrici siano n funzioni sinusoidali del tempo, di pari frequenza, si può scrivere:

$$f_i(t) = F_i \sin(\omega t + k_i \pi) \quad (2)$$

$(k_i = 0; 1)$

ovvero, identicamente:

$$f_i(t) = F_i(1 - 2k_i) \sin \omega t \quad (2bis)$$

$(k_i = 0; 1)$

Il valore di k_i (0 oppure 1) definisce la relazione di fase tra la funzione eccitatrice i -esima e le altre $(n-1)$, mentre la costante F_i ne definisce l'ampiezza; in alcuni casi può risultare conveniente fare $F_i = 1$ ($i = 1, 2, \dots, n$), mentre in altri può risultare più comodo assegnare valori diversi alle F_i .

3) Posto che le (2) o le (2 bis) siano valide, il sistema, a regime, vibra di moto armonico con la stessa pulsazione ω delle azioni eccitrici. In tal caso si può sempre scrivere che:

$$y_i(t) = Y_i \sin(\omega t + \varphi_i) \quad (3)$$

dove Y_i rappresenta l'incognita ampiezza di oscillazione del parametro i -esimo del moto e φ_i il relativo angolo di fase, pure incognito.

4) Sostituendo le espressioni di $f_i(t)$ e di $y_i(t)$ date dalla (2 bis) e dalla (3) nelle (1) si ottiene il seguente sistema di n equazioni nelle $2n$ incognite Y_i e φ_i :

$$\begin{aligned} & -\omega^2 Y_i \sin(\omega t + \varphi_i) + \\ & + \omega \sum_{j=1}^n a_{ij} Y_j \cos(\omega t + \varphi_j) + \\ & + \sum_{j=1}^n b_{ij} Y_j \sin(\omega t + \varphi_j) + \\ & + \sin \omega t \sum_{j=1}^n c_{ij} F_j (1 - 2k_j) = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$(k_j = 0; 1)$
 $(i = 1, 2, \dots, n)$

Raccogliendo a fattore comune ($\sin \omega t$ e $\cos \omega t$), ed uguagliando a zero i rispettivi coefficienti si ottiene:

$$\begin{aligned} & -\omega^2 Y_i \cos \varphi_i - \omega \sum_{j=1}^n a_{ij} Y_j \sin \varphi_j + \\ & + \sum_{j=1}^n b_{ij} Y_j \cos \varphi_j = \\ & = \sum_{j=1}^n c_{ij} F_j (2k_j - 1) - \\ & -\omega^2 Y_i \sin \varphi_i + \omega \sum_{j=1}^n a_{ij} Y_j \cos \varphi_j + \\ & + \sum_{j=1}^n b_{ij} Y_j \sin \varphi_j = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$(k_j = 0; 1)$
 $(i = 1, 2, \dots, n)$

Si hanno, così $(2n)$ equazioni algebriche nelle $(2n)$ incognite Y_i e φ_i . Operando la sostituzione di variabili:

$$\begin{aligned} Y_i \sin \varphi_i &= x_i \\ Y_i \cos \varphi_i &= z_i \end{aligned} \quad (6)$$

le (5) divengono, infine:

$$\begin{aligned} & -\omega^2 z_i - \omega \sum_{j=1}^n a_{ij} x_j + \\ & + \sum_{j=1}^n b_{ij} z_j = \sum_{j=1}^n c_{ij} F_j (2k_i - 1) - \\ & -\omega^2 x_i + \omega \sum_{j=1}^n a_{ij} z_j + \\ & + \sum_{j=1}^n b_{ij} x_j = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$(k_j = 0; 1)$
 $(i = 1, 2, \dots, n)$

Le (7) costituiscono un sistema di equazioni lineari algebriche, a coefficienti noti e costanti, non omogenee, di ordine $(2n)$, sistema la cui soluzione non presenta alcuna difficoltà. Una volta determinate le x_i e le z_i , si ricavano immediatamente le incognite cercate Y_i e φ_i con le relazioni:

$$\begin{aligned} Y_i &= (x_i^2 + z_i^2)^{\frac{1}{2}} \\ \varphi_i &= \tan^{-1} \left(\frac{x_i}{z_i} \right) \end{aligned} \quad (8)$$

ed il problema è risolto.

Breve presentazione della sospensione "Neidhart"

MARIO VERGANI illustra il sistema «Neidhart» di utilizzare la gomma come materiale elastico, gomma che viene sempre impiegata sotto forma di cilindretti. Spiega il funzionamento del brevetto, ne rileva le caratteristiche e la sua applicazione agli assi di sospensione.

In questi ultimi anni abbiamo visto i tecnici orientarsi verso quelle forme di sospensione che maggiormente si avvicinano alle ideali caratteristiche di frequenza e smorzamento, già ampiamente illustrate in modo esemplare da altri relatori nel corso di precedenti convegni, e perciò progressivamente discostarsi dalle tradizionali sospensioni metalliche composte tanto dalle balestre quanto dalle molle ad elica. Le ragioni sono diverse e, a nostro avviso, riguardano principalmente la loro flessibilità ed il loro smorzamento, perchè in entrambi questi tipi di molle la flessibilità è teoricamente costante e, anche se si può variare in limiti molto ristretti e in un solo senso con l'adozione di complicati e particolari accorgimenti meccanici, se sarà confortevole ai bassi carichi, non lo sarà agli alti e viceversa; lo smorzamento perchè in entrambi i casi, e specialmente nelle molle ad elica, non esiste e anche se introdotto artificiosamente con l'adozione di particolari congegni di cui ben conosciamo i relativi pregi e difetti, in tutte le variazioni del cedimento non può risolvere il problema in modo veramente confortevole.

Abbiamo visto parallelamente che, nonostante la passata diffidenza verso la gomma, forse in conseguenza di recenti progressi

nella sua fabbricazione, che lasciano intravedere anche al profano delle nuove possibilità, l'attenzione dei tecnici tende nuovamente ad orientarsi verso questo tipo di materiale.

ta sotto forma di cilindretti più o meno lunghi, semplicità della parte meccanica indispensabile a realizzare il trovato.

Il brevetto di origine frutto della geniale intuizione dell'ingegner

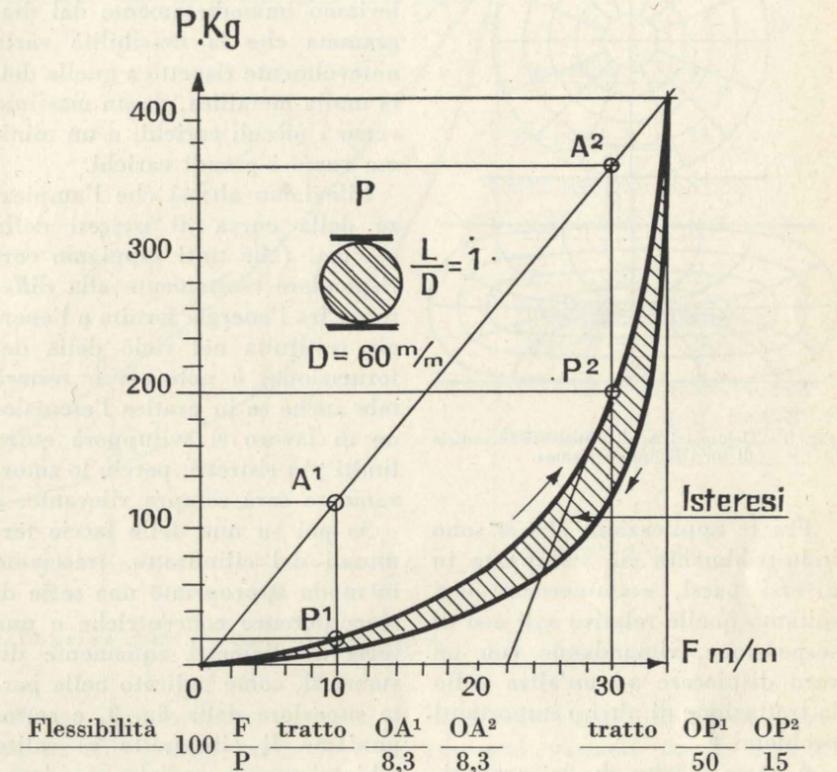


Fig. 2 - Schiacciamento per compressione radiale di un cilindro di gomma di 60 mm di \varnothing e 60 mm di lunghezza. In A¹ e A² la caratteristica lineare di una molla di acciaio.

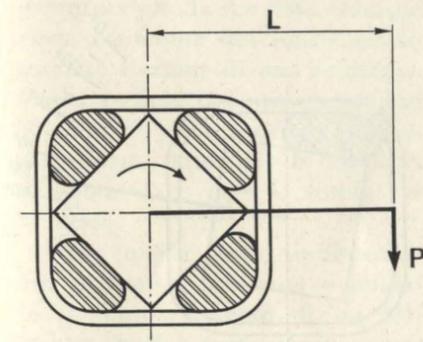


Fig. 1 - Elemento tipo A.

Non è nostra intenzione in questa sede esaminare e puntualizzare le ragioni più o meno logiche di questi orientamenti, in primo luogo perchè è già stato fatto altrove con abbondanza di dati e di prove, ed in secondo luogo perchè in questo momento a noi preme soltanto, dopo aver posto queste premesse, illustrare brevemente fra i numerosi sistemi che utilizzano la gomma come materia elastica, il sistema Neidhart, che veramente richiama l'attenzione per la sua semplicità; semplicità dal punto di vista dell'utilizzazione della gomma, sempre impiegata

re svizzero Herman J. Neidhart, si presenta nella forma semplice di due elementi quadrati sfasati di 45°, uno posto nell'interno dell'altro. Negli interstizi tra i due elementi, vengono pressati 4 cilindretti di gomma che restano così compressi ad un valore ben definito.

Il funzionamento è intuitivo: una forza P che agisce su una leva L solidale a uno dei due elementi restando fisso l'altro, imprime a questo elemento un movimento di rotazione che tende a comprimere sempre di più i cilindretti di gomma.

Da un semplice esame della fig. 1, si rileva che:

- 1) il sistema è reversibile;
- 2) la gomma che rotola sulle sue superfici di contatto è sempre compressa da un carico radiale,
- 3) le possibilità di applicazione sono numerose e diverse.

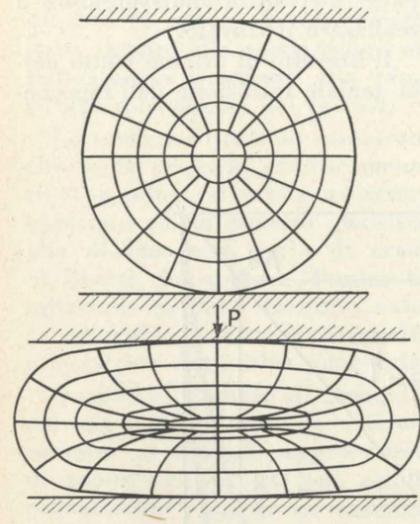


Fig. 3 - Deformazione di compressione radiale di un cilindro di gomma.

Fra le applicazioni che si sono industrialmente già sviluppate in diversi paesi, esamineremo oggi soltanto quelle relative agli assi di sospensione, rimandando con un vero dispiacere ad un'altra volta la trattazione di altri e importanti problemi.

A parte il fatto che le caratteristiche del complesso variano, come del resto in tutte le sospensioni del genere, in relazione alla qualità della gomma che, diciamo per inciso, è stata scelta, dopo lunghi e meticolosi studi, da una delle più grandi e meglio attrezzate fabbriche del mondo, per rendersi conto delle caratteristiche funzionali del sistema Neidhart e perciò esprimere in seguito un ponderato giudizio, riteniamo opportuno esaminare preventivamente il comportamento di un cilindretto di gomma compresso radialmente, indipendentemente dalla qualità della gomma.

Nella fig. 2 vediamo la curva O P1 P2, carichi cedimenti di un cilindretto di gomma di 60 mm.

di diametro e di 60 gg. di lunghezza, compresso da un carico radiale in rapporto alla curva O A1 A2 di una similare molla metallica.

Indipendentemente da tutte le influenze secondarie che possono modificare l'andamento della curva, come la temperatura ambiente, la velocità della deformazione, l'eventuale presenza di particolari elementi chimici, la natura delle superfici dei piani di contatto, rileviamo immediatamente dal diagramma che la flessibilità varia notevolmente rispetto a quella della molla metallica, da un massimo verso i piccoli carichi, a un minimo verso i grandi carichi.

Rileviamo altresì che l'ampiezza della curva di isteresi della gomma, (che tutti sappiamo corrispondere esattamente alla differenza fra l'energia fornita e l'energia restituita nel ciclo della deformazione) è notevole e resterà tale anche se in pratica l'escursione di lavoro si svilupperà entro limiti più ristretti, perciò lo smorzamento sarà sempre rilevante.

Se poi su una delle facce terminali del cilindretto, tracciamo in modo appropriato una serie di circonferenze concentriche e una serie di diametri equamente distanziati, come indicato nella parte superiore della fig. 3, e sottoponiamo il cilindretto al solito schiacciamento radiale, possiamo agevolmente, come indicato nella parte inferiore della medesima figura, non soltanto rilevare quali sono le deformazioni e conseguentemente le sollecitazioni in ciascun punto della sezione, ma constatare che le massime sollecitazioni di tensione non si trovano verso la superficie esterna dove sarebbero particolarmente pericolose ma sono localizzate nella parte centrale, dove lo sono molto meno.

È infatti noto che un eccessivo allungamento periferico genera dei piccoli intagli normali alle sollecitazioni che dall'esterno penetrano rapidamente verso l'interno, mettendo la gomma fuori uso. Sperimentalmente abbiamo invece constatato che le eccessive solle-

citazioni centrali producono dei veri e propri fori longitudinali che restano localizzati e non pongono immediatamente fuori uso la gomma, ma si limitano invece progressivamente a diminuirne la sua capacità di carico ed aumentarne la sua flessibilità.

È questa una importante constatazione, come pure è importante rilevare che, sempre restando nel limite elastico, abbiamo potuto schiacciare il cilindretto di circa il 57 % del suo diametro.

Noi abbiamo detto, e in fig. 4 vediamo, come la gomma rotola sulle sue superfici di contatto, per

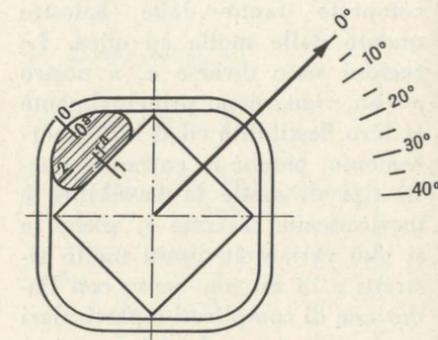


Fig. 4. Spostamento della gomma nell'elemento tipo A.

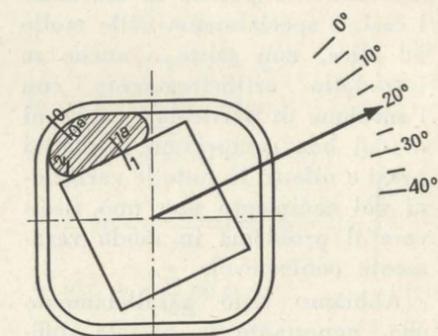


Fig. 4a.

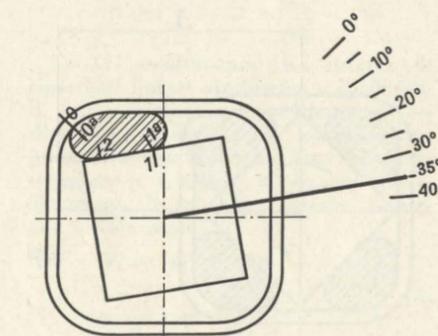


Fig. 4b.

cui, se rotola, evidentemente il carico non agisce sempre nella medesima posizione angolare, ma si sposta avanti e indietro a secondo se aumenta o diminuisce, per cui se per ipotesi, nel punto di mas-

lungi 205 ed una leva di 140 mm. di braccio, che formano generalmente gli elementi di estremità di un tipo di asse da 350 kg.

Nella fig. 5 vediamo il solito diagramma carichi cedimenti dove

quale viene sollecitata la gomma nell'elemento Neidhart.

In questa figura, possiamo rilevare in valori assoluti i cedimenti dell'escursione fra carico statico e carico dinamico nella condizione

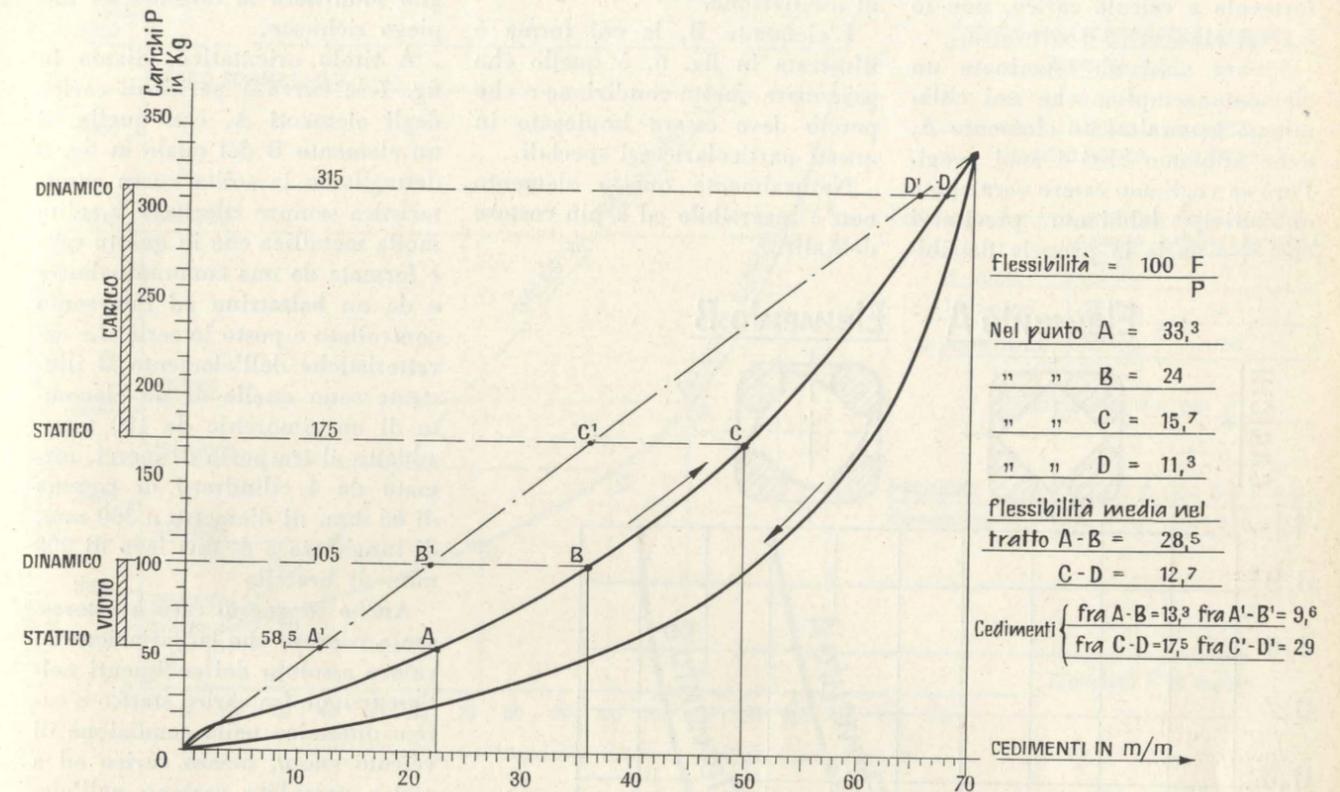


Fig. 5 - Diagramma carichi e cedimenti elemento tipo A.

simo carico si verificasse anche una deformazione permanente, nella successiva corsa di ritorno la gomma, per effetto dello spostamento del punto di applicazione del carico di circa 90°, tenderà a riprendere la sua forma originale.

Anche questo fenomeno è interessante e spiega la ragione per la quale il fabbricante della gomma garantisce che la sua deformazione viene contenuta nel limite elastico sotto l'azione di uno schiacciamento radiale rispettivamente del 50 e del 70 % a secondo se la gomma rimane ferma fra le superfici di contatto o, invece, rotola fra le stesse.

Poste queste brevi indispensabili premesse, possiamo esaminare il comportamento di un elemento elastico composto da quattro cilindretti di gomma $\varnothing 18$ e

sull'asse delle ordinate figurano i carichi che gravano sulle leve e sull'asse delle ascisse i relativi cedimenti. La curva OD dell'elemento in gomma è paragonata alla curva OD di una normale molla metallica.

Se teniamo conto che il campo delle sollecitazioni, per ragioni di sicurezza, in questo caso è molto più ristretto di quello della fig. 3, se teniamo conto della differenza delle scale, se teniamo conto che la geometria funzionale dell'elemento altera leggermente le curve caratteristiche, rimane pur sempre sorprendente l'identità dei due diagrammi, specialmente nel campo della flessibilità e dello smorzamento, identità che ci riconferma quanto abbiamo precedentemente detto in merito al modo nel

di veicolo vuoto e di veicolo carico, essi variano da 1 a 2,92 con le solite molle metalliche e da 1 a 1,32 con gli elementi Neidhart.

È anche questa un'altra osservazione importante che ci permette di constatare che con l'elemento Neidhart le condizioni del molleggio non variano come nel caso

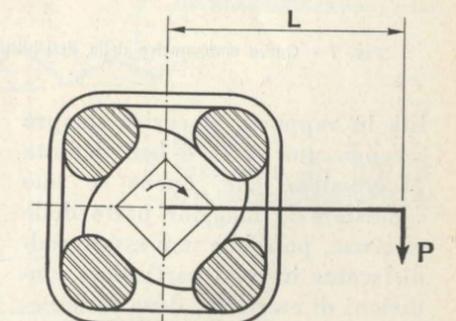


Fig. 6 - Elemento tipo B.

di molle metalliche col variare del carico. È infatti noto che in tutti i veicoli a forte variazione di carico (per esempio rimorchi, autopullman, molleggiati con molle metalliche) se il molleggio è confortevole a veicolo carico, non lo è a veicolo scarico o viceversa.

Finora abbiamo esaminato un elemento semplice che noi chiamiamo generalmente elemento A, e ne abbiamo visti i suoi pregi. Però se vogliamo essere veramente obiettivi, dobbiamo precisarvi che esso varia la propria flessibilità

fra i bassi e gli alti carichi; cioè dove fosse necessario costruire un elemento in cui la curva dei cedimenti possa venire modificata a volontà e corrispondere ad una prescelta variazione di frequenza di oscillazione.

L'elemento B, la cui forma è illustrata in fig. 6, è quello che garantisce questa condizione e che perciò deve essere impiegato in questi particolari casi speciali.

Naturalmente questo elemento non è reversibile ed è più costoso dell'altro.

certi limiti potremo variare indefinitivamente la forma della così detta sagoma, noi potremo ottenere una altrettanto infinita serie di curve entro le quali potremo sicuramente trovare quella che meglio soddisferà le esigenze di impiego richieste.

A titolo orientativo, diamo in fig. 7 le curve a parità di carico degli elementi A, con quella di un elemento B del quale in fig. 8 dettagliamo la solita curva caratteristica sempre riferita alla solita molla metallica che in questo caso è formata da una comune balestra e da un balestrino ad intervento controllato e posto in serie. Le caratteristiche dell'elemento B illustrate sono quelle di un elemento di un rimorchio da 180 tonn. addetto al trasporto di merci, formato da 4 cilindretti di gomma di 66 mm. di diametro e 300 mm. di lunghezza e di una leva di 208 mm. di braccio.

Anche in questo caso è interessante rilevare che la variazione in valore assoluto dei cedimenti nell'escursione fra carico statico e carico dinamico nella condizione di veicolo vuoto, mezzo carico ed a carico completo variano nell'elemento B rispettivamente da 1 a 2 a 1,43 e nel complesso balestra-balestrino da 1 a 1,58 a 3,5, come è pure interessante osservare il seguente oscillogramma di un elemento Neidhart sempre in comparazione con quello della solita molla metallica.

L'attento esame di questi diagrammi e di queste cifre è molto eloquente e giustifica la buona accoglienza che gli utenti hanno riservato agli elementi Neidhart. Riepilogando, ci sembra di poter affermare che il successo degli elementi Neidhart è dovuto principalmente al fatto che:

- 1) sono particolarmente semplici e leggeri,
- 2) non hanno a contatto parti in reciproco scorrimento e perciò soggette ad usura ed a esigenze di lubrificazione,
- 3) sono composti di elementi che, anche se realizzati con lavoro

grossolano, tipo grado 12 Isa, sono perfettamente intercambiabili e lavorano senza alcun gioco, scuotimento o rumore.

che in certi casi i pregi della sospensione Neidhart sono veramente degni di una attenta considerazione.

le altre... per esempio come lo sono quelle di un carro armato in relazione a quelle di una vettura veloce.

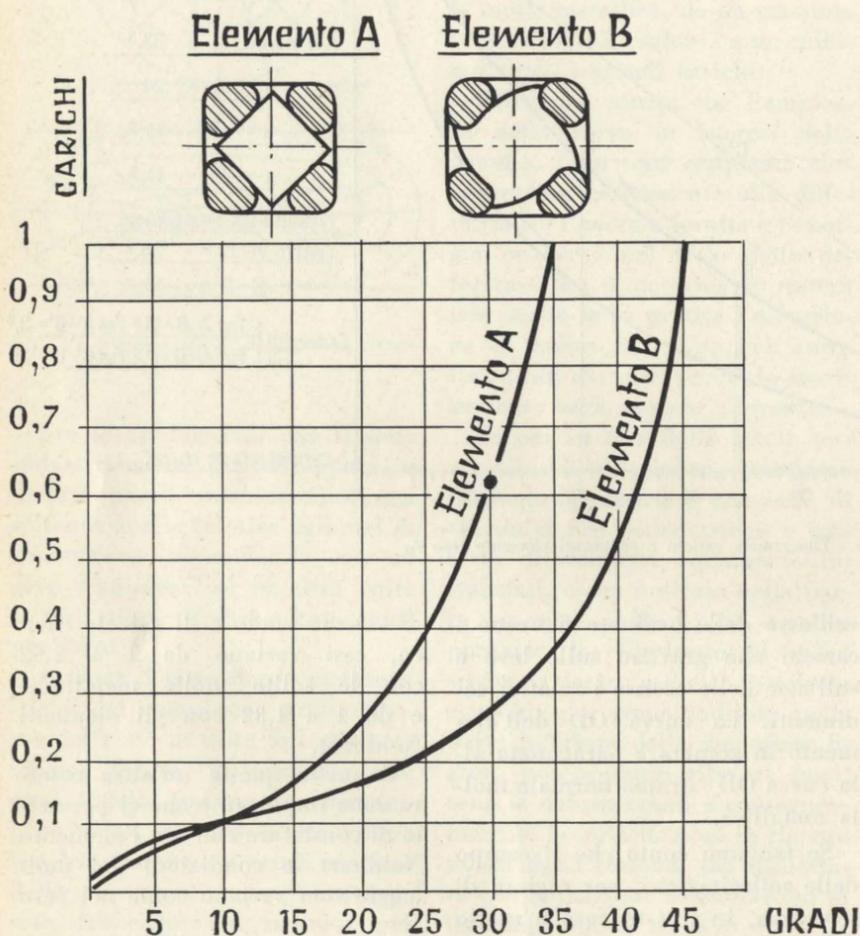


Fig. 7 - Curve comparative della flessibilità degli elementi A-B con lo stesso carico.

lità in rapporto al carico sempre secondo una certa e ben definita progressione che, anche se può soddisfare la maggior parte delle esigenze, potrebbe non essere soddisfacente in certi particolari condizioni di esercizio, dove fosse necessario osservare una diversa legge nella variazione della flessibilità

La gomma in questo caso, anziché essere compressa nel ben definito spazio delimitato dalla reciproca posizione angolare della parte esterna e interna dell'elemento, subisce una compressione controllata e variabile in relazione alla sagoma della parte interna. È abbastanza intuitivo che se entro

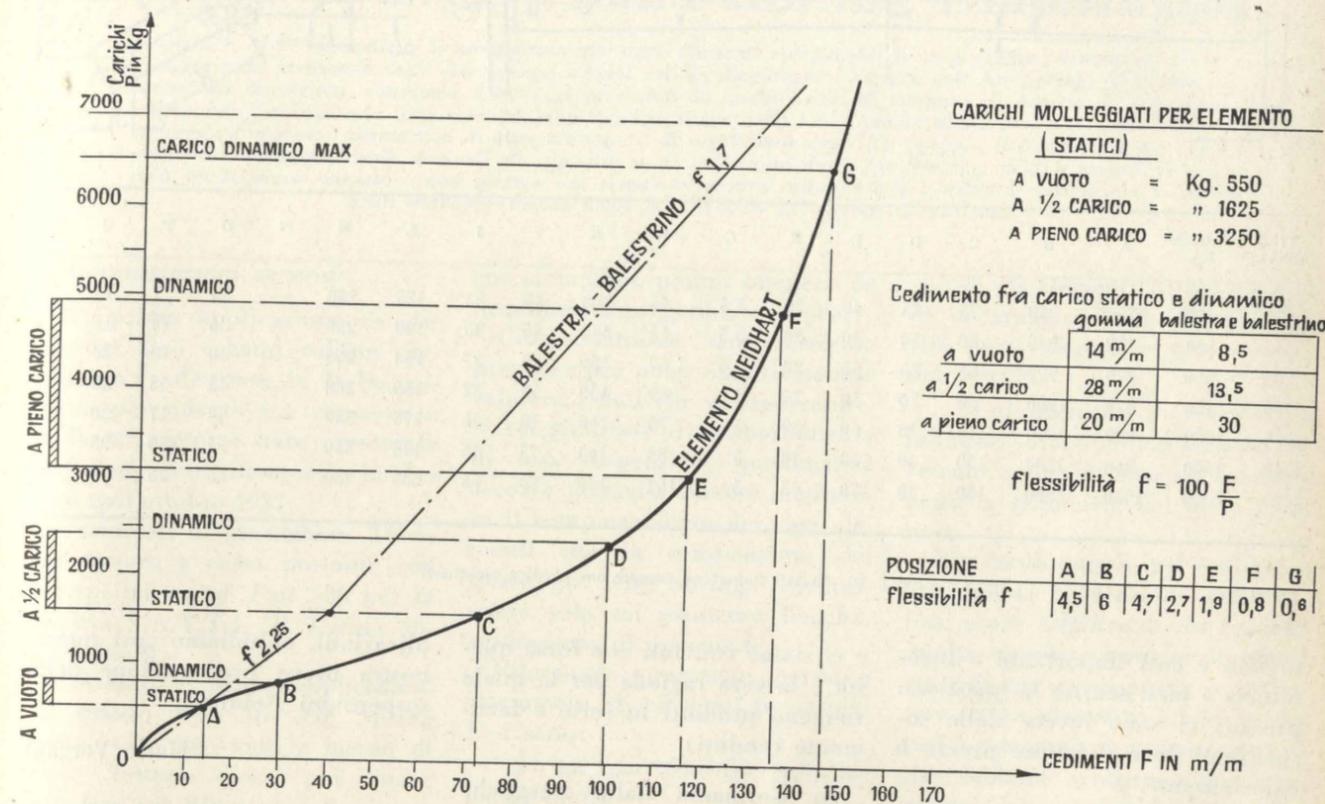


Fig. 8 - Diagramma carichi e cedimenti elemento tipo B.

- 4) fanno lavorare la gomma nel migliore dei modi,
- 5) sono reversibili e perciò particolarmente adatti ad impedire il così detto colpo di racchetta,
- 6) hanno una flessibilità che può notevolmente variare secondo qualsiasi e prescelta progressione indispensabile a garantire in ogni caso un buon comportamento sotto ogni variazione di carico,

7) sono dotati di una efficace, sensibile e immutabile azione smorzante che rende superflua ogni altra applicazione sussidiaria del genere.

Naturalmente, con quanto abbiamo esposto, non pensiamo di aver presentato la sospensione ideale, anche perchè le cose estremamente semplici non sono mai perfette; però, se introduciamo nelle nostre considerazioni il fattore prezzo, intravediamo subito

È infatti noto che ogni sospensione, per servire egregiamente allo scopo al quale è destinata, deve avere delle particolari e ben definite caratteristiche che si differenziano a volte nettamente dal-

In linea generale ci sono delle sospensioni destinate al trasporto di persone, dove la questione conforto è preminente; ci sono delle sospensioni destinate al trasporto di cose, dove la questione confor-

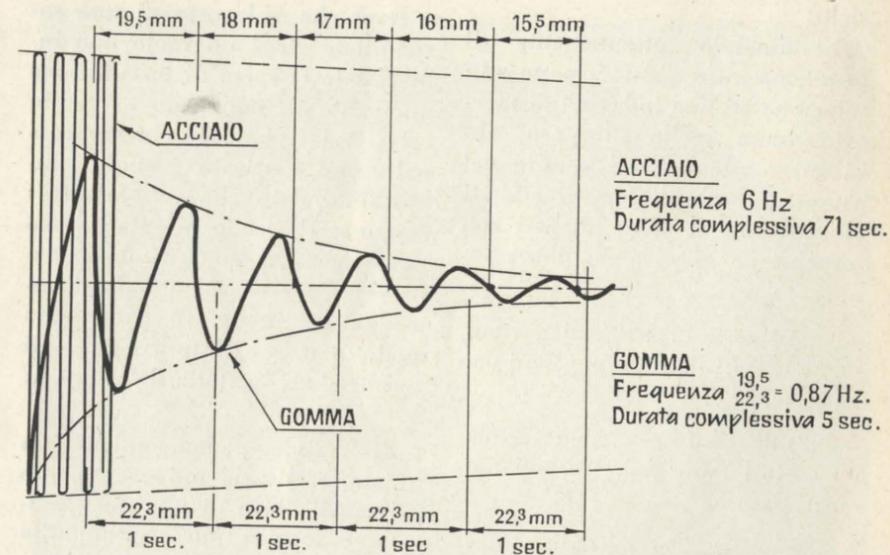
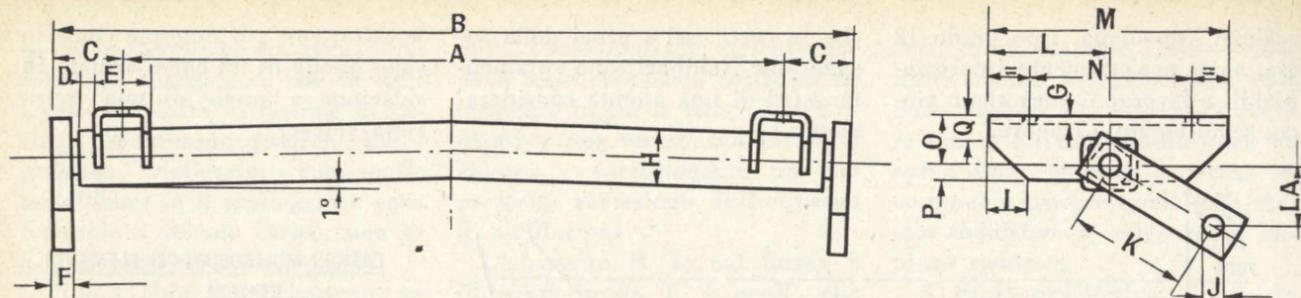


Fig. 9 - Oscillogramma delle molle di acciaio e degli elementi Neidhart.



TIPO ASSALE	CARICO Kg.	A	B	C	D	E	F	G	H	K	I	J	L	M	N	O	P	Q	LA
250	250	780	930	75	25	40	20	3,5	46	100	45	23	125	250	—	33	7	15	50
350	350	780	940	80	30	40	20	3,5	55	140	45	25	140	280	—	36	10	15	70
500	500	820	992	86	30	50	20	3,5	60	150	50	27	150	300	—	40	10	20	75
750	750	820	1000	90	30	50	25	4	69	150	50	32	150	300	—	45	15	20	75
1000	1000	820	1040	110	40	60	30	5	75	160	70	36	175	350	—	48	17	20	80
1500	1500	960	1200	120	40	60	40	5	89	160	75	45	175	350	—	55	20	25	80
2000	2000	1040	1300	130	40	70	45	5	102	170	90	55	200	400	—	65	25	30	85

Fig. 10 - Assali Rejna con sospensione elastica Neidhart.

to non è così importante e incomincia a farsi sentire la questione prezzo; ci sono invece delle sospensioni dove il fattore prezzo è determinante.

Non vorremmo a questo punto essere fraintesi, perchè in ogni caso qualsiasi sospensione deve pur sempre garantire oltre una assoluta sicurezza funzionale, anche un minimo di conforto quale quello conseguente ad un buon smorzamento e ad una buona flessibilità decrescente verso gli alti carichi.

Esaminando attentamente il problema sotto questo aspetto e in relazione ad una indagine di mercato estesa anche all'estero, abbiamo constatato che sempre nel campo dei veicoli leggeri addetti al trasporto di cose, gli assi con sospensione elastica Neidhart sono:

- 1) sino a 1200 kg. di portata, meno costosi delle sospensioni con balestre,
- 2) da 1200 kg. a 2500 kg. meno costosi delle balestre con ammortizzatore,
- 3) oltre 2500 kg. più costosi delle balestre con ammortizzatore,

e ci siamo convinti che forse questa è la vera ragione per la quale vengono prodotti in serie e facilmente venduti:

In Germania dalla Bergische Achsenfabrik di Wichl.

In Francia dalla Agricas di Lione.

In Svizzera dalla Rosto S. A. di Aerau.

In Italia dalla S.p.A. A. Rejna di Milano.

Dato che nel costo di una sospensione gioca un ruolo non indifferente la spesa di installazione e meglio di montaggio e che in certi casi il fattore « ingombro » nel senso verticale è molto importante, dato che quasi tutti i costruttori si sono orientati verso uno schema unico, a titolo orientativo e per completare la documentazione in fig. 10, precisiamo quali sono le caratteristiche degli assi prodotti in Italia dalla S.p.A. A. Rejna.

Riservandoci, come abbiamo già promesso, di riesaminare quanto prima alla luce di una documentazione tecnica più approfondita questa ed altre più importanti ap-

plicazioni, chiudiamo così questa nostra breve presentazione delle sospensioni Neidhart.

Mario Vergani

BIBLIOGRAFIA

- (1) HERMANN J. NEIDHART, *Dati tecnici e prove di laboratorio sulle sospensioni Neidhart*.
- (2) R. ZIMMERMANN, *La suspension Neidhart*, « Aluminium Suisse », n. 3 del maggio 1951.
- (3) F. TSCHUMI, *Les procedes Neidhart et leur applications a l'industrie*, « Bulletin Technique de la Suisse Romanda », n. 10 dell'11 maggio 1957.
- (4) THE GENERAL TIRE, S. RUBBER COMPANY, AKRON - OHIO, *Neidhart rubber torsion springs*.
- (5) SOCIÉTÉ FRANÇAISE D'EXPLORATION DES PROCÉDES NEIDHART, *Les suspension Neidhart dans l'industrie*, « L'usine Nouvelle », n. 13 del 31 marzo 1960.
- (6) E. F. GÖBEL, *Elastische Kupplungs- und Dämpfungselemente*, « Technische Rundschau », n. 2 del 14 gennaio 1955.
- (7) *Laboratorio Federale delle Prove dei Materiali - Zurigo*, prove di laboratorio sugli elementi Neidhart.

Primo bilancio sui risultati di impiego in Italia di Air Springs - Band Rolling Diaphragm

ROMOLO ALBINI analizza il comportamento degli elementi componenti la sospensione pneumatica, rileva la superiorità presentata dagli Air Springs « band rolling diaphragm » rispetto agli Air Springs di diverse e precedenti concezioni, sottolinea i vantaggi presentati da quelli dotati di tampone di gomma di fine corsa incorporato internamente, che saranno fabbricati tra breve dalla Ceat-Gomma di Torino. L'A. continua descrivendo l'impianto pneumatico di alimentazione e di regolazione degli Air Springs, il comportamento degli elementi smorzatori, degli elementi di supporto e di ancoraggio degli Air Springs; degli elementi di vincolo fra le masse sospese e non sospese del veicolo e termina sottolineando i brillanti risultati che si sono avuti nell'applicazione degli A.S. B.R.D. su autobus interurbani.

1) Considerazioni generali.

La prima applicazione di Air Springs tipo « band rolling diaphragm » effettuata in Italia, almeno per quanto è a conoscenza dello scrivente, è stata presentata al Salone dell'Automobile in Torino nell'ottobre 1957.

Trattavasi di un autobus Tubocar Casaro a cassa portante con gruppi meccanici Fiat 306 per la Società S.A.T.T.I. di Torino (figure 1 e 2).

Pertanto le prime applicazioni di questo tipo di Air Spring hanno solo due anni e mezzo di vita. Troppo poco per poter stendere un bilancio definitivo e completo e poter trarre delle conclusioni o dei giudizi sicuri e inequivocabili.

Inoltre le applicazioni effettuate sinora sono state tutte realizzate, in parte in sede di costruzione dei veicoli ed in parte addirittura su veicoli già in servizio, mediante trasformazioni o adattamenti, partendo da veicoli normali di serie dotati di sospensioni meccaniche (generalmente molle a balestra).

Ciò ha costretto in tutti i casi ad adottare soluzioni più o meno di ripiego e non completamente razionali sia per la pratica impossibilità di poter apportare modifiche di rilievo ai gruppi meccanici e sia per non rendere eccessivamente oneroso il costo di trasformazione.

Di conseguenza il comportamento della sospensione con Air Springs « rolling diaphragm » nelle applicazioni realizzate, per quanto detto sopra, non poteva essere che qualitativamente inferiore per vizio di origine a quello

che si sarebbe potuto ottenere da installazioni progettate ex novo.

Ciò costituisce una doverosa premessa per poter obiettivamente valutare i dati che si esporranno.

Nel giudicare il comportamento di una sospensione pneumatica occorre dettagliatamente analizzare il comportamento dei vari elementi che la compongono dei quali gli Air Springs costituiscono solo un elemento benchè, ovviamente, il principale.

Riteniamo opportuno pertanto riassumere gli elementi in parola. Essi sono:

- 1) gli Air Springs propriamente detti;
- 2) l'impianto pneumatico di alimentazione e regolazione degli Air Springs in cui in prima linea sono le valvole livellatrici;
- 3) gli elementi smorzatori (ammortizzatori);

4) gli elementi di supporto e di ancoraggio degli Air Springs alle parti sospese e non sospese del veicolo;

5) gli elementi di vincolo fra le masse sospese e non sospese del veicolo e che insieme ne determinano la geometria del moto relativo.

Non basta quindi, per realizzare una buona sospensione pneumatica, poter disporre di Air Springs di alta qualità e assai perfezionati ma occorre predisporre e realizzare anche elementi 2-3-4-5 razionali e adeguati ai gravosi compiti che debbono svolgere e perfettamente adatti al tipo di Air Spring impiegato e alla sistemazione scelta.

Basta che una sola delle predette 4 serie di elementi sia inadeguata per ottenere dal complesso della sospensione risultati ne-

Fig. 1 - Sospensione pneumatica posteriore con A.S. B.R.D. di fabbricazione Ceat su autobus semiurbano Tubocar Casaro 112 con gruppi meccanici Fiat 306 per S.A.T.T.I. di Torino.

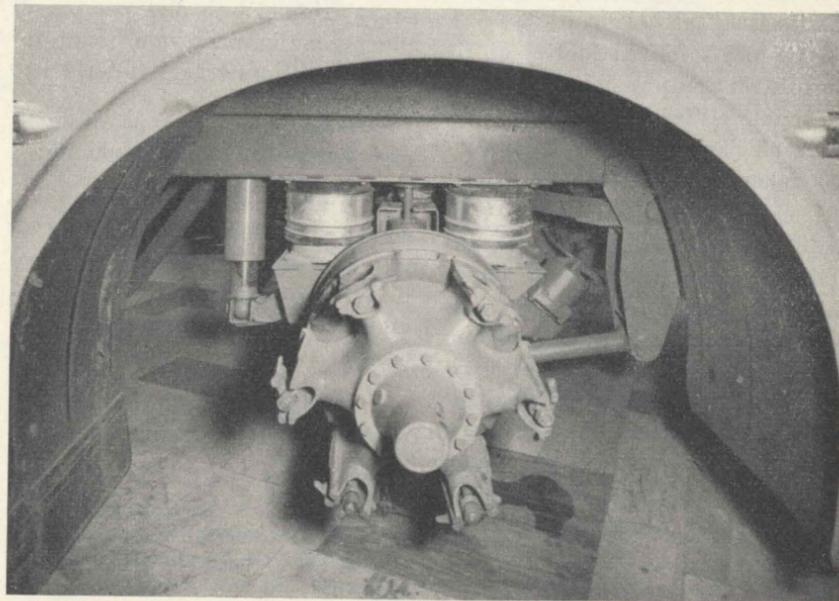




Fig. 2 - Sospensione pneumatica anteriore con A.S. B.R.D. di fabbricazione Ceat su autobus semiurbano Tubocar Casaro 112 con gruppi Fiat.

gativi anche disponendo di *Air Springs* di elevatissime caratteristiche.

2) Comportamento degli *Air Springs* B. R. D.

Orbene, nelle applicazioni realizzate in Italia, specie agli inizi, circa due anni fa, mentre poteva disporsi di *Air Springs* « rolling diaphragm » altamente perfezionati, ed anche di impianti pneumatici e valvole livellatrici egregiamente rispondenti, non altrettanto si può dire per quanto si riferisce agli elementi 3-4-5 e ciò sia per i forzati motivi di ri-piego e di compressione del costo accennati all'inizio ma anche per la insufficiente esperienza in questo genere di installazioni.

I risultati di esercizio sin qui acquisiti nei confronti delle installazioni con sospensioni pneumatiche dotate di *Air Springs* « rolling diaphragm » comprovano quanto sopra poichè da essi si rileva chiaramente che gli elementi della sospensione che si sono comportati meglio e non hanno dato luogo ad alcun rilievo particolare sono proprio gli *Air Springs*.

Non solo ma essi hanno con-

fermato praticamente la loro superiorità teorica rispetto agli *Air Springs* di diversa e precedente concezione ⁽¹⁾ e cioè:

1) La elevata flessibilità raggiungibile senza la necessità di dover installare ingombranti serbatoi ausiliari;

2) La elevata stabilità al rollo, al coricamento in curva e al beccheggio;

3) La assoluta sicurezza funzionale anche dopo aver raggiunti e superati i 100.000 km. di percorrenza (non si può dire per ora di più perchè i veicoli non hanno totalizzato kilometraggi superiori);

4) La totale assenza di qualsiasi necessità di manutenzione;

5) La possibilità di lavorare a elevate pressioni di esercizio (6-8 kg/cm²) senza diminuire il proprio fattore di sicurezza con vantaggi ai fini dell'ingombro e del costo;

6) L'agevole tolleranza di dissamenti di funzionamento an-

⁽¹⁾ Vedi l'altra mia memoria « Teoria generale e caratteristiche speciali degli *Air Springs* "Band Rolling Diaphragm" » presentata allo stesso Congresso.

che di 8-10 mm. senza inconvenienti;

I timori che si potevano avere nei riguardi della tenuta della parte più sollecitata: il « loop » o sacca della cella, si sono dimostrati completamente infondati.

L'impiego pratico ha anche mostrato l'inutilità di applicazione dei controtamponi di rimbalzo suggeriti nelle applicazioni U.S.A. e che avrebbero dovuto proteggere la cella degli *Air Springs* dallo strappamento in caso di eccezionali estensioni della sospensione.

La pratica ha dimostrato che gli A.S. B.R.D. (d'ora innanzi designeremo così gli *Air Springs* « Band Rolling Diaphragm » per brevità), sopportano benissimo tali eccezionali estensioni purchè essi abbiano naturalmente una corsa adeguata alle esigenze d'impiego.

Viceversa la stessa pratica ha anche dimostrato che gli A.S. B.R.D. mal sopportano una fine corsa di tamponamento superiore a quella consentita.

I tamponi di fine corsa mal registrati o usurati hanno provocato gli unici danneggiamenti riscontrati in tali tipi di A. S. estrinsecatisi in una pizzicatura delle celle.

E ciò evidentemente non a causa di tamponamenti dinamici poichè la caratteristica di rigidità di tali A.S. agli elevati schiacciamenti fa essa stessa da freno al tamponamento, ma in caso di lunghe soste dei veicoli con conseguente caduta di pressione negli A.S. e relativo adagiamento a tampone.

È quindi raccomandabile con questi A. S. curare bene la registrazione dei tamponi di fine corsa e la loro sollecita sostituzione in caso di logoramento.

Vi sono attualmente tipi di A.S. B.R.D. dotati di tampone in gomma di fine corsa incorporato internamente.

Detti tipi hanno un duplice vantaggio: quello di eliminare gli inconvenienti sopraccennati e di eliminare l'ingombro dei tamponi esterni per sistemare i quali

non sempre vi è lo spazio sufficiente.

Tali A.S. B.R.D. a tampone incorporato verranno fra breve fabbricati anche in Italia dalla CEAT GOMMA di Torino.

In varie decine di veicoli in servizio alcuni dei quali da oltre due anni, nessun'altra avaria agli A.S. si è verificata se si eccettua il precedentemente citato veicolo Tubocar Casaro della S.A.T.T.I. in cui un'avaria agli elementi di vin-

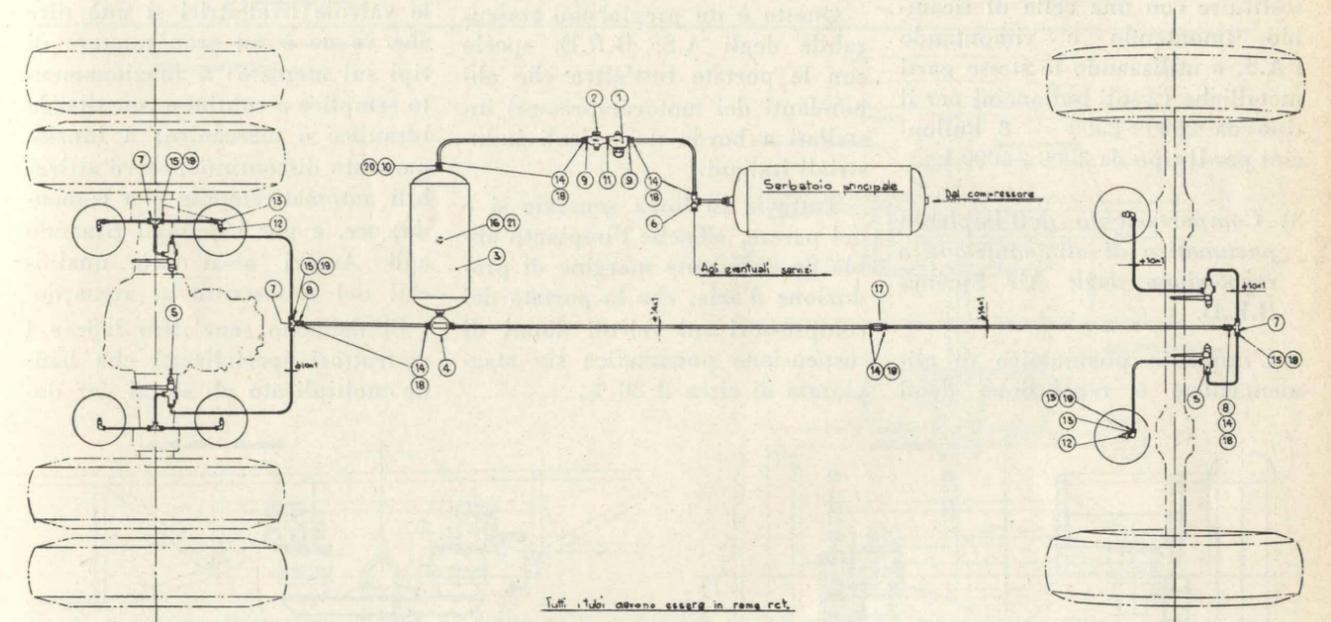
colo del ponte ha una volta provocato uno spostamento trasversale del ponte medesimo fortemente anormale con conseguente inevitabile danneggiamento di due celle A.S. posteriori a causa di strisciamento contro il telaio.

Per terminare, circa il comportamento degli A.S. B.R.D. occorre rilevare che alle rarissime avarie accidentali sopradescritte, causate d'altra parte da anomalie d'altri organi, si può ovviare con la mas-

sima facilità e rapidità e con una minima spesa.

Infatti la sostituzione di un A.S. B.R.D., una volta scaricata l'aria dal suo interno agendo alle relative valvole livellatrici, è di una semplicità estrema giacchè consiste nell'allentare il raccordo di entrata aria e in totale 5÷6 bulloncini di fissaggio (4 superiori e 1÷2 inferiori a seconda della misura dell'A.S.), estrarre l'A.S. avariato e piazzare quello di scor-

Fig. 3 - Schema generale dell'impianto pneumatico con *Air Springs* B.R.D.



RIF.	DENOMINAZIONE	QUANT.	MATRICOLA		
			WESTINGHOUSE	FIAT	UNI
1	Valvola presa aria tipo « A » da 1/2" Gas	1	1/027.120	60860-741155	—
2	Valvola di ritenuta tipo « RS » da 1/2" Gas	1	1/118.080	—	—
3	Serbatoio aria	1	—	59906-741162	—
4	Filtro aria completo di raccordi	1	—	—	—
5	Valvola livellatrice completa di raccordi	4	—	—	—
6	Raccordo a T p. tubi Ø 14 × 14 × 14	1	1/342.670	60015-615517	—
7	Raccordo a T p. tubi Ø 10 × 10 × 10	4	1/342.723	—	—
8	Raccordo di riduzione da Ø 14 a Ø 10	2	1/342.616	—	—
9	Raccordo diritto 1/2" Gas per tubi Ø 14	2	1/342.694	—	—
10	Raccordo diritto 30 MC per tubi Ø 14	1	1/342.977	—	—
11	Nippel doppio da 1/2" Gas	1	—	—	1/2" Gas UNI 357
12	Manicotto di riduz. maschio 1/8" Gas . femm 1/4"	6	—	—	1/4"-1/8" G UNI 354
13	Gomito 1/4" Gas per tubi Ø 10	6	1/342.946	—	—
14	Dado per tubi Ø 14	10	1/342.593	—	—
15	Dado per tubi Ø 10	16	1/342.588	—	—
16	Tappo di spurgo per serbatoi	1	—	59915-610680	—
17	Manicotto intermedio per tubi Ø 14	1	1/342.676	—	—
18	Anello per dado tubi Ø 14	10	1/342.592	—	—
19	Anello per dado tubi Ø 10	16	1/342.587	—	—
20	Guernizione per raccordi 30 MC	—	1/036.009	—	—
21	Guernizioni per tappo spurgo	1	—	—	—

ta. (L'A.S. B.R.D. degonfiato si chiude a tampone con un ingombro minimo e pesa pochissimo: 5 kg. il tipo da 2000 ÷ 2500 kg di portata e 9 kg. di tipo da 3000 ÷ 4000 kg. di portata).

Tale operazione può essere eseguita da qualsiasi autista addestrato anche in piena strada in maniera molto più semplice che sostituire una ruota.

Infine l'eventuale rarissima avaria accidentale di un A.S. B.R.D. riguarda sempre la cella in gomma e tela la quale si può facilmente sostituire con una cella di ricambio smontando e rimontando l'A.S. e utilizzando le stesse parti metalliche (2 soli bulloncini per il tipo da 2000 ÷ 2500 — 8 bulloncini per il tipo da 3000 ÷ 4000 kg.).

3) Comportamento dell'impianto pneumatico di alimentazione e regolazione degli Air Springs B.R.D.

L'impianto pneumatico di alimentazione e regolazione degli

A.S. B.R.D., si è dimostrato molto semplice da realizzare e di sicuro funzionamento, non richiedendo l'applicazione di serbatoi ausiliari per ciascuna A.S. ma solo un serbatoio centrale di alimentazione con valvola tarata di presa d'aria (fig. 3).

Essendo il volume complessivo degli A.S. B.R.D. a parità di portata sensibilmente minore degli altri tipi di A.S., anche il consumo d'aria dell'impianto, a parità di servizio, è sensibilmente minore.

Questo è un pregio non trascurabile degli A.S. B.R.D. specie con le portate tutt'altro che abbondanti dei motocompressori installati a bordo dei veicoli industriali italiani.

Tuttavia in linea generale si è del parere, affinché l'impianto abbia un sufficiente margine di produzione d'aria, che la portata dei compressori sui veicoli dotati di sospensione pneumatica sia maggiorata di circa il 20 %.

Date le elevate pressioni di esercizio ammesse con le A.S. B.R.D. si ritiene inoltre che la pressione di alimentazione possa essere vantaggiosamente portata al valore di 6 ÷ 7 kg/cm² risparmiando nelle dimensioni d'ingombro, peso e costo degli A.S., seguendo in tal modo anche le nuove norme per gli impianti di frenatura, ad aria compressa previste nel regolamento di applicazione del nuovo codice della strada (6 ÷ 7,5 kg/cm²: art. 278 (art. 78 del T.U.) - tabella CUNA M. C. 144-01). Circa le valvole livellatrici si può dire che ve ne è un gran numero di tipi sul mercato: a funzionamento semplice o continuo con ritardo idraulico e meccanico; a funzionamento discontinuo, servo attivabili automaticamente o a comando, ecc. e per i dettagli rimando agli Autori assai più qualificati del sottoscritto al riguardo.

Si debbono senz'altro lodare i costruttori specializzati che hanno moltiplicato gli sforzi per do-

tere le sospensioni pneumatiche di valvole livellatrici sempre più perfezionate.

Si ritiene tuttavia che in questo settore si debba ancora raggiungere un sufficiente consolidamento costruttivo che faccia raggiungere

quella perfezione funzionale e quella lunghissima durata che tutti auspichiamo.

Le valvole livellatrici dal punto di vista logorio sono ancora soggette alle insidie della polvere e del fango. Nel progetto dell'instal-

trale ma ne blocchino l'intercomunicazione negli squilibri di carico che si verificano in curva mantenendone inalterata la rigidità al rollo.

Tali valvole sarebbero utilissime anche se applicate fra gli A.S. an-

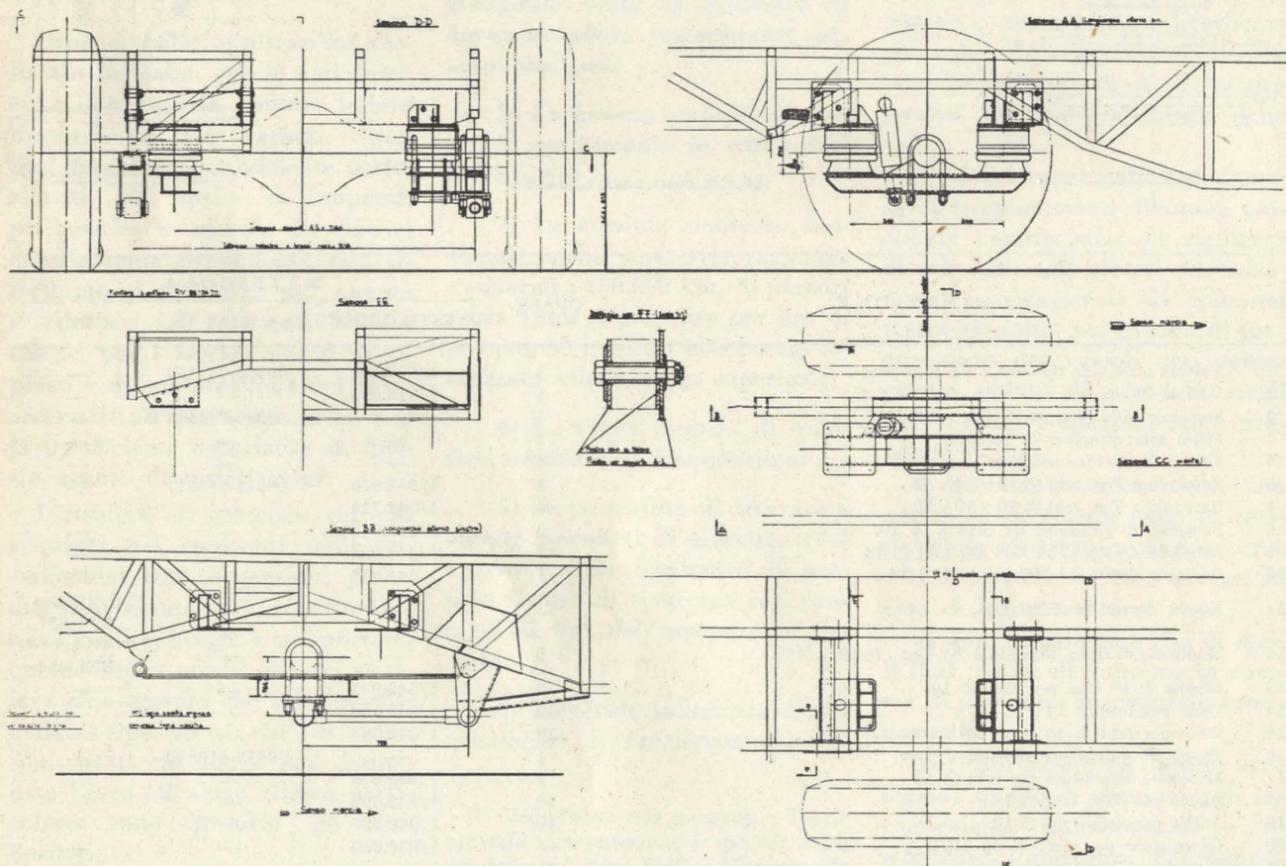


Fig. 4 - Sospensione posteriore pneumatica con Air Springs B.R.D. di fabbricazione Ceat su auto'bus Monotral Viberti CV15 - S.A.T.I. - Genova.

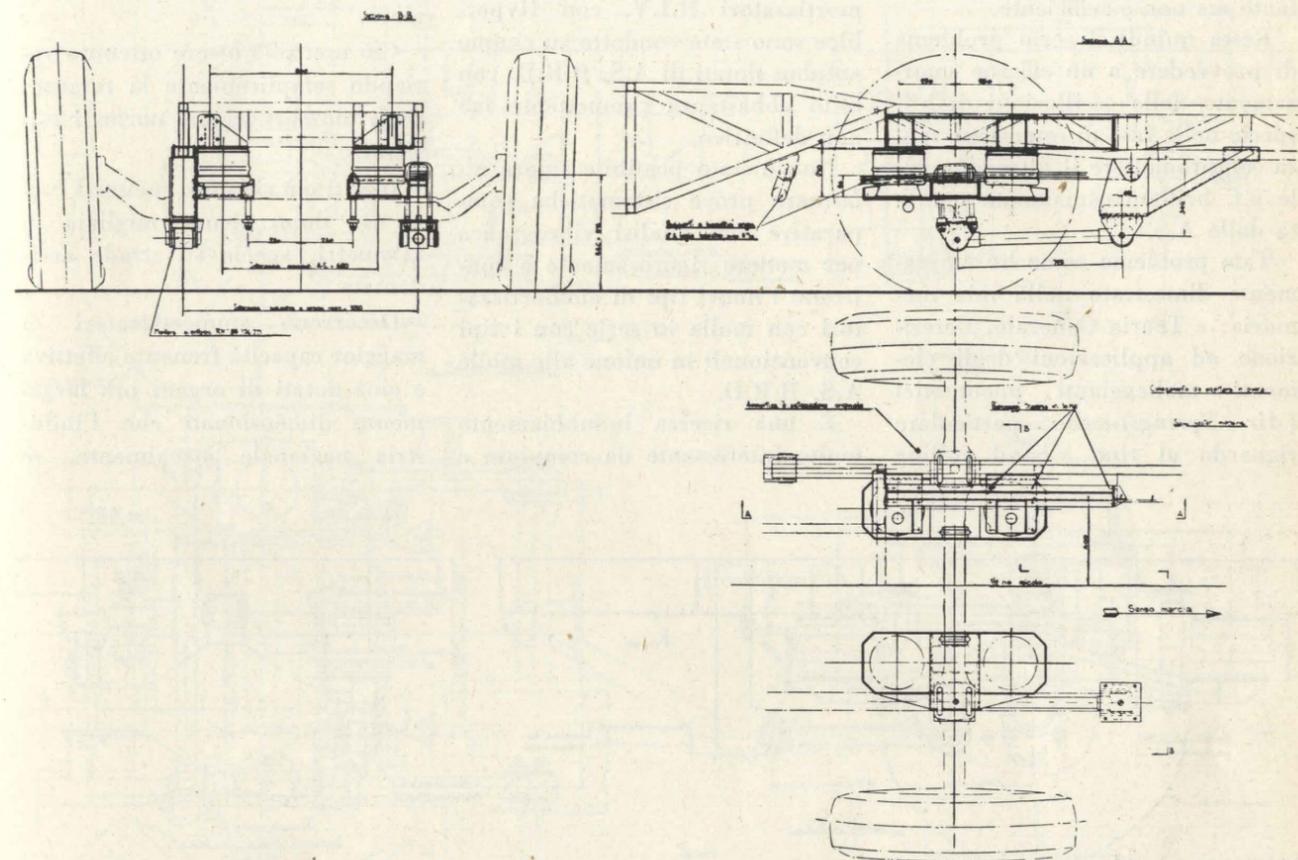


Fig. 5 - Sospensione anteriore pneumatica con Air Springs B.R.D. di fabbricazione Ceat su auto'bus Monotral Viberti CV15 - S.A.T.I. - Genova.

un grado di sicurezza e una durata lunghissima senza o quasi necessità di manutenzione comparabili a quelli degli organi che debbono pilotare e cioè gli A. S.

Il raggiungimento di questo traguardo non presenta difficoltà, trattandosi non di risolvere problemi funzionali ma il problema relativo al logorio dovuto al gravoso impiego, il che può sicuramente ottenersi con un dimensionamento esattamente proporzionato dei vari organi e particolarmente delle valvole.

Siamo quindi del parere che i costruttori così autorevolmente rappresentati potranno in breve tempo ulteriormente progredire in questo settore raggiungendo

lazione dev'essere quindi prevista una loro adeguata protezione a tali nocivi agenti; cosa non sempre facile data la loro ubicazione.

Gli A. S. B.R.D. date le loro capacità autostabilizzanti e il loro minor volume complessivo hanno in genere un funzionamento ottimo con qualsiasi tipo di valvola livellatrice perchè non hanno la necessità di essere condizionati in modo particolare.

Si conclude l'argomento degli apparecchi dell'impianto pneumatico auspicando che anche in Italia possano essere fabbricate delle funzionali doppie valvole di blocco, le quali consentano di alimentare gli A.S. anteriori tramite una sola valvola livellatrice cen-

teriori e posteriori di ogni ruota (nel caso di 4 A.S. per asse) poiché consentirebbero agli A. S. di reagire direttamente ed efficacemente agli elevati momenti di trazione e di frenatura scaricandone gli elementi di vincolo e consentendo di alleggerire questi ultimi.

4) Comportamento degli elementi smorzatori (ammortizzatori).

Gli A.S. B.R.D. non possiedono un apprezzabile coefficiente di smorzamento e in ciò non fanno nè più nè meglio degli altri tipi di A. S.

Hanno però il vantaggio di avere una rigidità differenziale rapidamente crescente con l'ampiezza

delle oscillazioni che ha per effetto di autolimitarne l'ampiezza stessa nonché di aumentarne la frequenza media dinamica allontanandola dalla frequenza di risonanza.

Tale requisito è molto importante ma non è sufficiente.

Resta quindi il serio problema di provvedere a un efficace smorzamento delle oscillazioni di b.f. specie nella fase di estensione senza compromettere il filtraggio delle a.f. brillantissimamente operato dalle A.S.

Tale problema come ho ampiamente dimostrato nella mia memoria: « Teoria Generale, Descrizione ed applicazioni degli elementi molleggianti pneumatici (Air Springs) con particolare riguardo al tipo « band rolling

Esso può essere invece risolto soddisfacentemente in linea teorica con ammortizzatori speciali con molla in serie (es. R.I.V. con Hyperbloc - Le Carbon a riempimento gassoso).

Applicazioni pratiche di ammortizzatori R.I.V. con Hyperbloc sono state condotte su cinque autobus dotati di A.S. B.R.D. con esito abbastanza promettente ma non definitivo.

Non è stato possibile sinora effettuare prove sistematiche comparative con analisi vibrografica per mettere rigorosamente a confronto i nuovi tipi di ammortizzatori con molla in serie con i tipi convenzionali in unione alle molle A.S. B.R.D.

È una ricerca indubbiamente molto interessante da compiere e

ciò sia con gli A.S. B.R.D. che con qualsiasi altro tipo di A.S. —, la necessità di impiego di ammortizzatori con un più elevato coefficiente di smorzamento e cioè con una capacità frenante, a parità di peso, di circa il 30 ÷ 35 % maggiore.

Ciò non può essere ottenuto variando semplicemente la taratura degli ammortizzatori normali esistenti.

Infatti ciò significa metterli fuori uso dopo alcune migliaia di chilometri, specie su strade accidentate.

Occorrono ammortizzatori di maggior capacità frenante effettiva e cioè dotati di organi più largamente dimensionati che l'industria nazionale attualmente, se

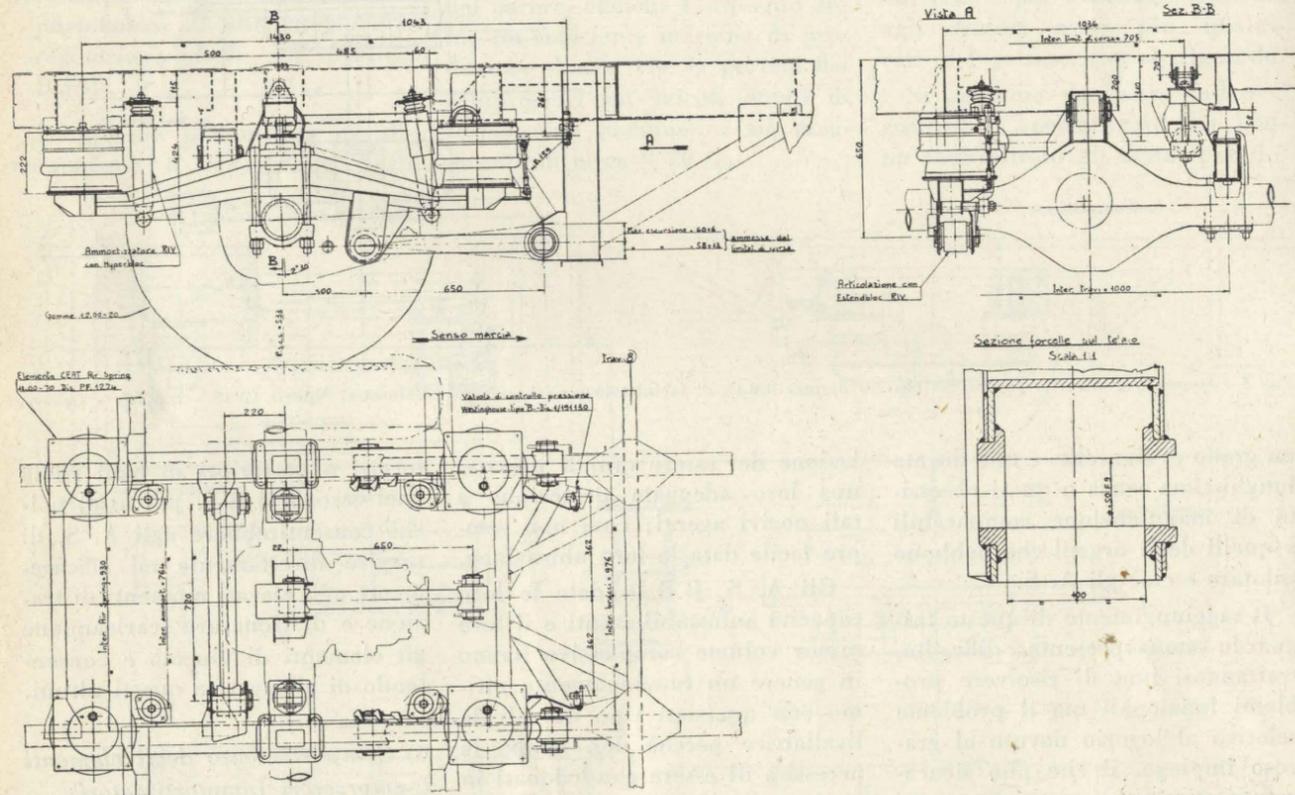


Fig. 6 - Sospensione posteriore pneumatica con Air Springs B.R.D. di fabbricazione Ceat su autobus Menarini Monocar 1041 con gruppi meccanici Fiat 306.

diaphragm » - XII Riunione Annuale A.T.A. - Milano - Ottobre 1959 » (paragrafo 1.8), è insolubile con gli ammortizzatori idraulici normali.

che si pone come futuro tema ai Sigg. Partecipanti al Convegno.

Indipendentemente da quanto sopra, l'esperienza di esercizio ha inequivocabilmente mostrato, — e

non erriamo, non è in grado di mettere a disposizione, oppure ricorrere a due ammortizzatori in parallelo ove prima ve n'era uno solo.

Possiamo rendere noto il risultato pratico di 5 autobus Monocar — Menarini II serie con gruppi FIAT 306 dotati di A.S. B.R.D. di costruzione CEAT in cui appunto,

Si auspica tuttavia che i costruttori di ammortizzatori studino a fondo questo essenziale problema per lo sviluppo delle sospensioni pneumatiche in stretta collabo-

A tale buon comportamento di elementi adattati ha fortemente contribuito evidentemente l'elevata capacità filtrante delle accelerazioni e quindi delle sollecitazioni

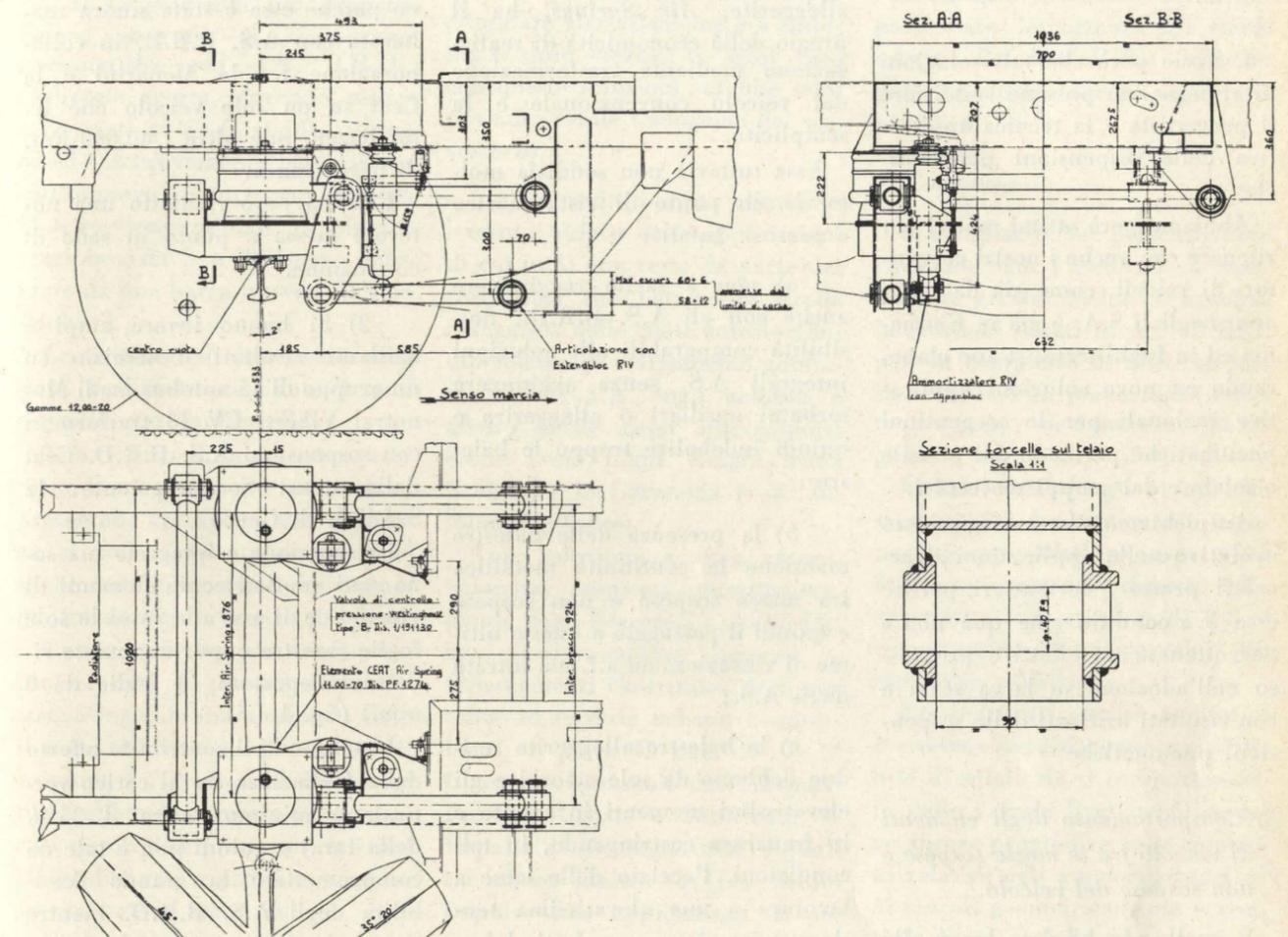


Fig. 7 - Sospensione anteriore pneumatica con Air Springs B.R.D. di fabbricazione Ceat su autobus Menarini Monocar 1041 con gruppi meccanici Fiat 306.

seguito questo concetto, sono stati applicati 4 ammortizzatori telescopici R.I.V. alla sospensione posteriore.

Tale risultato sinora si è dimostrato del tutto positivo. I 5 veicoli hanno ad oggi compiuti i percorsi più vari totalizzando percorrenze da 10.000 km. a 40.000 km. senza accusare la più piccola statura o noia agli ammortizzatori.

È presto per poter trarre dei giudizi di carattere assoluto. Occorrerà attendere che tali percorrenze si triplichino e si quadruplichino ma è già un dato confortante.

razione con i costruttori di veicoli e di A.S.

5) *Comportamento degli elementi di supporto e di ancoraggio degli Air Springs alle parti sospese e non sospese del veicolo.*

È stato in genere sufficientemente buono benchè essi siano nati sotto il segno del ripiego perchè adattati su strutture nate e progettate per accogliere le balestre e quindi in molti casi la configurazione dei carichi, sia longitudinalmente che trasversalmente, sia stata per forza di cose sensibilmente variata.

ni ad a.f., specie sulle parti sospese, dimostrata dagli A.S.

In ogni modo la presenza di gruppi meccanici studiati per la sospensione a balestre e non modificabili ha costretto molte volte, specie per la sospensione anteriore, ad adottare soluzioni poco soddisfacenti dal punto di vista progettuale quali l'adozione di un ridotto interasse trasversale fra gli A.S., inferiore a quello possibile con le balestre, e un conseguente ridotto braccio reagente antirullo.

A onor del vero in tali soluzioni

poco felici le qualità autostabilizzanti degli A.S. B.R.D. si sono presentate superiori ad ogni aspettativa dimostrando una sorprendente stabilità in curva anche ad elevata velocità e a pieno carico.

È ovvio però che tali soluzioni di ripiego non possano soddisfare il progettista e la tecnica applicativa delle sospensioni pneumatiche.

Abbiamo però ottimi motivi per ritenere che anche i nostri costruttori di veicoli, come già da molti anni negli U.S.A. e già in Germania ed in Inghilterra, stiano elaborando ex novo soluzioni applicative razionali per le sospensioni pneumatiche partendo dal pianale o telaio e dai gruppi meccanici.

Auspichiamo che tale processo evolutivo nelle applicazioni si acceleri presso i costruttori perchè esso è « conditio sine qua non » per ottenere un effettivo progresso nell'adozione su larga scala e con risultati brillanti delle sospensioni pneumatiche.

6) Comportamento degli elementi di vincolo fra le masse sospese e non sospese del veicolo.

È quello che ha dato luogo alle maggiori difficoltà insieme agli ammortizzatori poichè nella progettazione degli elementi di vincolo si è stati costretti ad adottare i maggiori ripieghi essendo legati a gruppi meccanici e ad ingombri già esistenti.

Inoltre in essi ha giuocato un ruolo fondamentale la inesperienza di progetto (almeno nelle progettazioni nelle quali è stato impegnato lo scrivente).

Circa i vari tipi di elementi di vincolo realizzabili nella progettazione mi sono diffusamente intrattenuto nella mia precedente memoria già citata, ai paragrafi da 3.1 - 3.7 e 4, e ad essa rimando per brevità gli interessati.

Accenno solo in questa sede alle osservazioni emerse durante l'esercizio nei confronti dei vari sistemi di vincolo degli assi.

1) La soluzione mista balestre alleggerite, *Air Springs*, ha il pregio della economicità di realizzazione mediante trasformazione dal veicolo convenzionale e la semplicità.

Essa tuttavia non soddisfa molto da un punto di vista teorico e pratico. Infatti:

a) non è facile raggiungere anche con gli A.S. B.R.D., flessibilità comparabili alle soluzioni integrali A.S. senza aggiungere serbatoi ausiliari o alleggerire e quindi indebolire troppo le balestre;

b) la presenza delle balestre mantiene la continuità metallica fra masse sospese e non sospese e quindi il passaggio a queste ultime di vibrazioni ad a.f. già filtrate dagli A.S.;

c) le balestre alleggerite residue debbono da sole assorbire gli elevatissimi momenti in spunto e in frenatura costringendo, in tali condizioni, l'acciaio delle lame a lavorare a una elevatissima tensione normale σ , con forti deformazioni e conseguenti forti rotazioni dell'assale e del ponte.

Pertanto almeno da un punto di vista teorico le possibilità di rotture alle foglie di balestra non solo non diminuiscono ma dovrebbero aumentare.

d) Sussiste la necessità di una manutenzione e il conseguente logorio al pacco foglie, ai perni, biscottini, ecc.;

e) l'ingombro delle balestre residue rende più difficoltosa l'applicazione razionale degli A.S. che spesso, per insufficiente spazio tra balestra e telaio, debbono essere sistemate all'interno delle balestre stesse con insufficiente interasse

trasversale e la necessità di applicare pesanti e poco razionali mensole a sbalzo.

Non si hanno ampi risultati di esercizio relativi a questa soluzione perchè essa è stata sinora realizzata con A.S. B.R.B. in collaborazione fra la Menarini e la Ceat su un solo veicolo che ha totalizzato non oltre i 40.000 km. di percorrenza.

Essa ha però richiesto una notevole messa a punto in sede di costruzione.

2) Si hanno invece ampi e brillanti risultati d'esercizio su un gruppo di 15 autobus medi Montral Viberti CV 15 trasformati con sospensioni A.S. B.R.D. Ceat dalla stessa Soc. esercente: la S.A.T.I. di Genova.

La soluzione è integrale ma sono stati adottati come elementi di vincolo degli assi alla cassa le sole foglie maestre opportunamente ridotte in spessore (3 foglie da 8 mm.) (fig. 4 e 5).

In tal modo il contributo offerto dalle foglie maestre al carico verticale è minimo (circa il 25 % della tara) e quindi non è tale da compromettere la grande flessibilità degli A.S. B.R.D. mentre il vincolo degli assi è geometricamente e dinamicamente perfettamente razionale.

Ai momenti di spunto e di frenatura reagiscono, assieme alle foglie maestre, una o due barre longitudinali articolate su silent-bloc.

I primi esemplari hanno largamente superato i 100.000 km. di percorrenza sulle strade tortuose e difficili della Riviera.

I risultati sono stati così brillanti, specie sulla sospensione anteriore, sia dal punto di vista confort che da quello costi di esercizio, da indurre la Società esercente a trasformare in breve tempo tutto il suo parco di 15 autobus CV15.

Le soluzioni 1 e 2 hanno il vantaggio di presentare un certo smorzamento proprio della sospensione fornito dalle foglie di balestra.

3) Le soluzioni più propriamente integrali di sospensioni pneumatiche con A.S. B.R.D., realizzate sinora, dovendo utilizzare ponti ed assali rigidi, si sono quasi esclusivamente polarizzate sull'impiego di un certo numero di barre longitudinali di spinta e reazione (da 3 a 4) spesso integrate da una barra trasversale tipo Panhard.

Le articolazioni delle barre sono state realizzate mediante i noti estendbloc o flanbloc RIV.

Tali soluzioni, abbastanza corrette da un punto di vista teorico, presentano fra l'altro una rigidità al rollo abbastanza sensibile il che indubbiamente è un vantaggio funzionale.

Tuttavia da un punto di vista pratico esse si presentano abbastanza ingombranti e pesanti dato il notevole numero di aste, snodi e supporti i quali debbono essere tutti abbondantemente dimensionati per resistere ai relevantissimi sforzi dinamici ripetuti a cui sono assoggettati in esercizio.

Un tentativo di mantenere piuttosto leggeri tali organi compiuto sul primo veicolo realizzato con A.S. B.R.D., il Casaro — Tubocar FIAT 306 della S.A.T.T.I. già citato, non ha avuto esito positivo: si sono avuti alcuni cedimenti all'inizio e altri dopo 50.000 km. circa.

Dopo i rinforzi operati non si è avuto più alcun inconveniente dopo oltre 100.000 km. di percorrenza.

Viceversa nei veicoli nei quali si è già operato in sede di progetto un abbondante dimensionamento di tali organi, non si è avuto sinora alcun inconveniente di esercizio nè alcuna necessità di manutenzione. (ad. es. 1° autobus Mena-

rini Monocar che ha totalizzati oltre 60.000 km. di servizio) (figure 6 e 7).

Con queste soluzioni si è spesso dovuta operare una difficoltosa messa a punto dell'avantreno per eliminare sfarfallamenti e « shimmy » sullo sterzo. In ogni caso con queste soluzioni sarebbe sempre auspicabile l'adozione del servosterzo.

4) In definitiva per eliminare i residui difetti delle applicazioni di cui in 3) non resta da parte dei costruttori che battere la strada coraggiosa delle ruote anteriori indipendenti già largamente adottata negli U.S.A. sugli autobus e adesso anche negli autotrasporti merci (vedi Light Weight truck G.M.C.) e in Germania (vedi autobus Mercedes).

Tale soluzione è stata autorevolmente auspicata recentissimamente dagli Esercenti i servizi Urbani (vedi relazione Guzzanti — Orientamenti Costruttivi degli autobus in servizio urbano e suburbano — parte II pag. 45 — 2° Convegno Nazionale dei Trasporti Pubblici Urbani e Suburbani — Rapallo 23-25 giugno 1960) i quali attendono inoltre un più deciso impulso alle applicazioni di sospensioni pneumatiche su autobus dati i comprensibilissimi grandi vantaggi e non si spiegano il lento procedere dell'industria in questo campo che farebbe pensare all'esistenza di occulti e non spiegabili inconvenienti.

La sospensione anteriore a ruote indipendenti si presta in modo particolare all'applicazione di A.S. B.R.D. senza alcuna modifica o aggiunta di elementi strutturali. Inoltre la possibilità di poter adottare elementi a corsa ridotta riduce anche l'ingombro verticale degli A.S. applicabili.

Per i retrotreni degli autoveicoli industriali ove non è pensabile l'impiego di ruote indipendenti è auspicabile l'adozione di

soluzioni a bracci oscillanti longitudinali o a triangolo oscillante longitudinale già largamente adottate negli U.S.A., in Inghilterra, in Germania.

In queste soluzioni assumono particolare importanza gli snodi estremi dei bracci che debbono poter assumere anche angoli cospicui di 6°.

7) Conclusioni.

Concludiamo le presenti note rilevando che i risultati di esercizio di alcune decine di autobus interurbani dotati di A.S. B.R.D. per un complesso di oltre un milione di km. di percorrenze effettuate sono decisamente lusinghieri.

In tale esercizio gli organi che si sono più brillantemente comportati sotto tutti gli aspetti ed hanno pienamente risposto alle aspettative sono proprio gli A.S. e cioè l'organo fondamentale, più complesso e delicato.

Per i restanti organi, mentre si è rivelato soddisfacente ma passibile di migliorie il comportamento delle valvole livellatrici, si deve ancora progredire nelle soluzioni relative agli ammortizzatori ed ai vincoli geometricamente corretti degli assi o delle ruote.

Trattandosi di problemi relativi ad organi importanti ma ausiliari, essendo stato brillantemente risolto il problema fondamentale costituito dagli A.S., non vi è dubbio che anche essi in breve tempo verranno pienamente risolti e a tale scopo è auspicabile una strettissima collaborazione fra i costruttori dei veicoli e quelli degli organi speciali onde poter offrire al mercato degli autoveicoli industriali al più presto quelle sospensioni pneumatiche veramente perfette nelle quali i più importanti Esercenti a ragione ripongono le più fiduciose e impazienti aspettative.

Romolo Albini

L'utilizzazione della sospensione pneumatica per il proporzionamento della frenatura in funzione del carico nei veicoli pesanti

PAOLO NEGRI di Sanfront, affronta il problema del proporzionamento della frenatura in funzione del carico nei veicoli pesanti. Accenna brevemente agli apparecchi « Vuoto-Carico » e « Carico-Variabile » realizzati a tale scopo, rileva i loro inconvenienti e spiega come con le sospensioni pneumatiche si possa risolvere il problema sfruttando la pressione agente sulla sospensione stessa.

L'uniformità di comportamento degli autoveicoli all'atto della frenatura, indipendentemente dalle loro condizioni di carico, è sempre stato un problema di particolare interesse sul quale si sono fatti molti studi che tuttavia non hanno avuto seguito, a tutt'oggi, per difficoltà di ordine pratico, tecnico ed economico.

Per penetrare nell'argomento occorre esaminare con attenzione le seguenti variabili in gioco:

— Ripartizione della tara del veicolo nei suoi diversi assi;

— Ripartizione irregolare del carico;

— Variazione dinamica dei precedenti carichi per asse in funzione della decelerazione di frenatura voluta o richiesta.

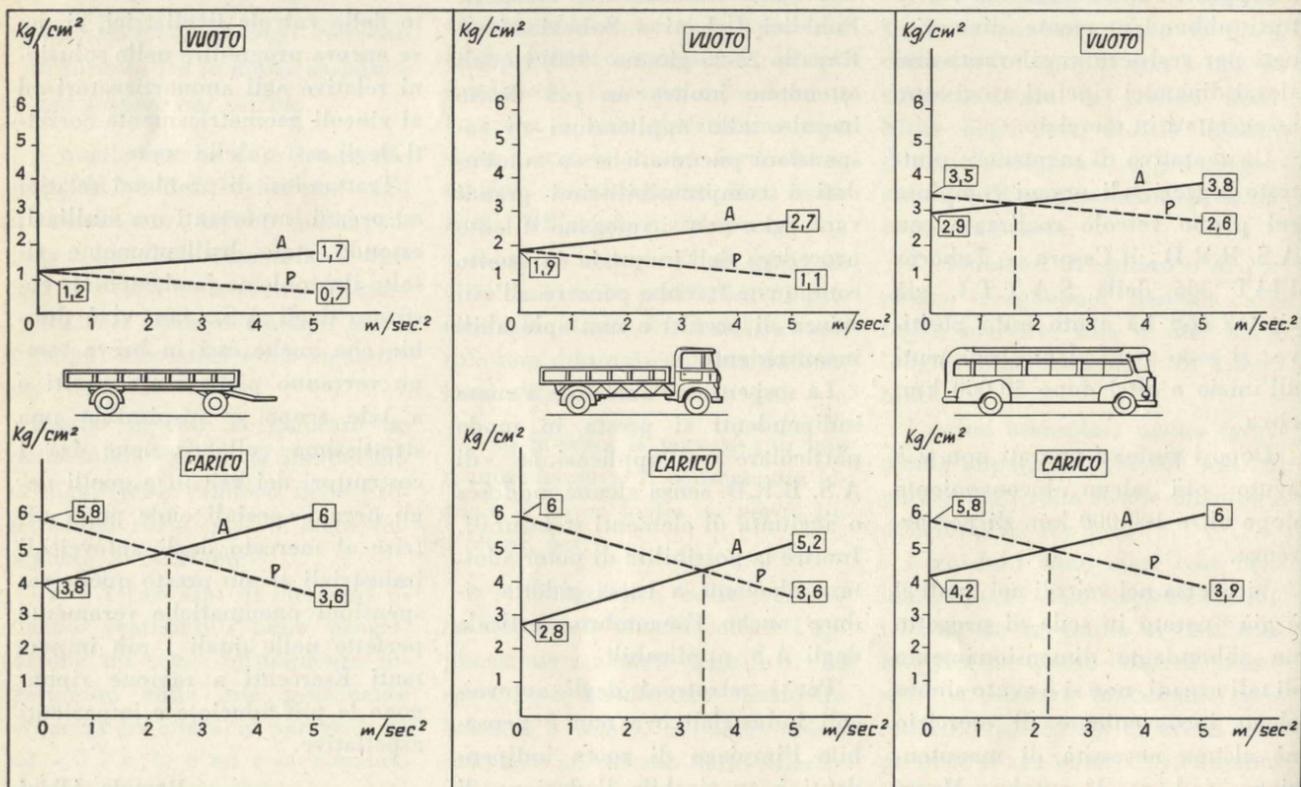
Se si considera che i veicoli in circolazione hanno un carico continuamente variabile tra il minimo ed il massimo, appare in tutta la sua importanza l'interesse dell'argomento, specialmente in quei veicoli pesanti le cui variazioni di peso sono notevoli come autobus, autocarri e rimorchi.

Per chiarire maggiormente il concetto esposto, è stata realizzata la fig. 1 che riporta, per i tre veicoli accennati, la pressione pneumatica di frenatura ideale, proporzionata al carico agente su ogni asse in funzione della conseguente decelerazione.

Tenendo presente che detta pressione di frenatura ha attualmente un unico e comune valore per tutto il veicolo e viene graduata a piacere del conduttore, risulta che, per i veicoli anzidetti, le condizioni ideali di frenatura

Fig. 1 - Diagrammi delle ripartizioni delle pressioni frenanti in condizioni statiche e dinamiche su autobus, autocarri e rimorchi.

Linea continua — asse anteriore.
Linea a tratti — asse posteriore.



si otterranno solo nei seguenti casi:

Rimorchi:

a vuoto: decelerazione 0 m/sec²;
a carico: decelerazione 2,4 m/sec².

Autocarri:

a vuoto: decelerazione 0 m/sec²;
a carico: decelerazione 3,5 m/sec².

Autobus:

a vuoto: decelerazione 1,7 m/sec²;
a carico: decelerazione 2,3 m/sec².

Autotreni: In nessun caso.

Considerato che eccessi di frenatura in uno degli assi possono generare, come conseguenza, lo sbandamento del veicolo o la prosecuzione della sua marcia rettilinea, indipendentemente dalla manovra dello sterzo, si comprende sempre più l'importanza di esaminare con attenzione questo problema; il quale, se a tutt'oggi non era sembrato pressante, si presenta ora e per l'avvenire come logica conseguenza delle nuove norme che prescrivono degli spazi d'arresto più ristretti indipendentemente dalle condizioni di carico e carichi massimi per asse (che invogliano il costruttore a realizzare veicoli sempre più leggeri).

Gli apparecchi realizzati per far fronte e risolvere in parte o completamente questo problema vengono chiamati « Vuoto-carico » o « Carico-variabile » a seconda delle loro funzioni o prestazioni.

Gli apparecchi di « Vuoto-carico »; in generale a comando manuale, soddisfano in pieno lo scopo nelle sole condizioni estreme di carico, mentre quelli di « Carico-variabile » a comando meccanico controllati attraverso il cedimento delle balestre della sospensione, proporzionano esattamente ed automaticamente la frenatura alle condizioni di carico del veicolo.

Questi ultimi apparecchi presen-

tano però l'inconveniente dell'eccessiva laboriosità che si traduce in realizzazioni complesse ed antieconomiche.

L'avvento delle sospensioni pneumatiche ha favorito la realizzazione di notevoli progressi tecnici (la cui elencazione esula dalla nostra trattazione), uno dei quali

è l'utilizzazione della pressione agente nella sospensione stessa per proporzionare la frenatura.

La fig. 2 riporta il diagramma delle pressioni istantanee nei diversi elementi della sospensione, rilevato su di un autobus munito di sospensioni « Air-Springs » Ceat con valvole livellatrici « Bendix »-

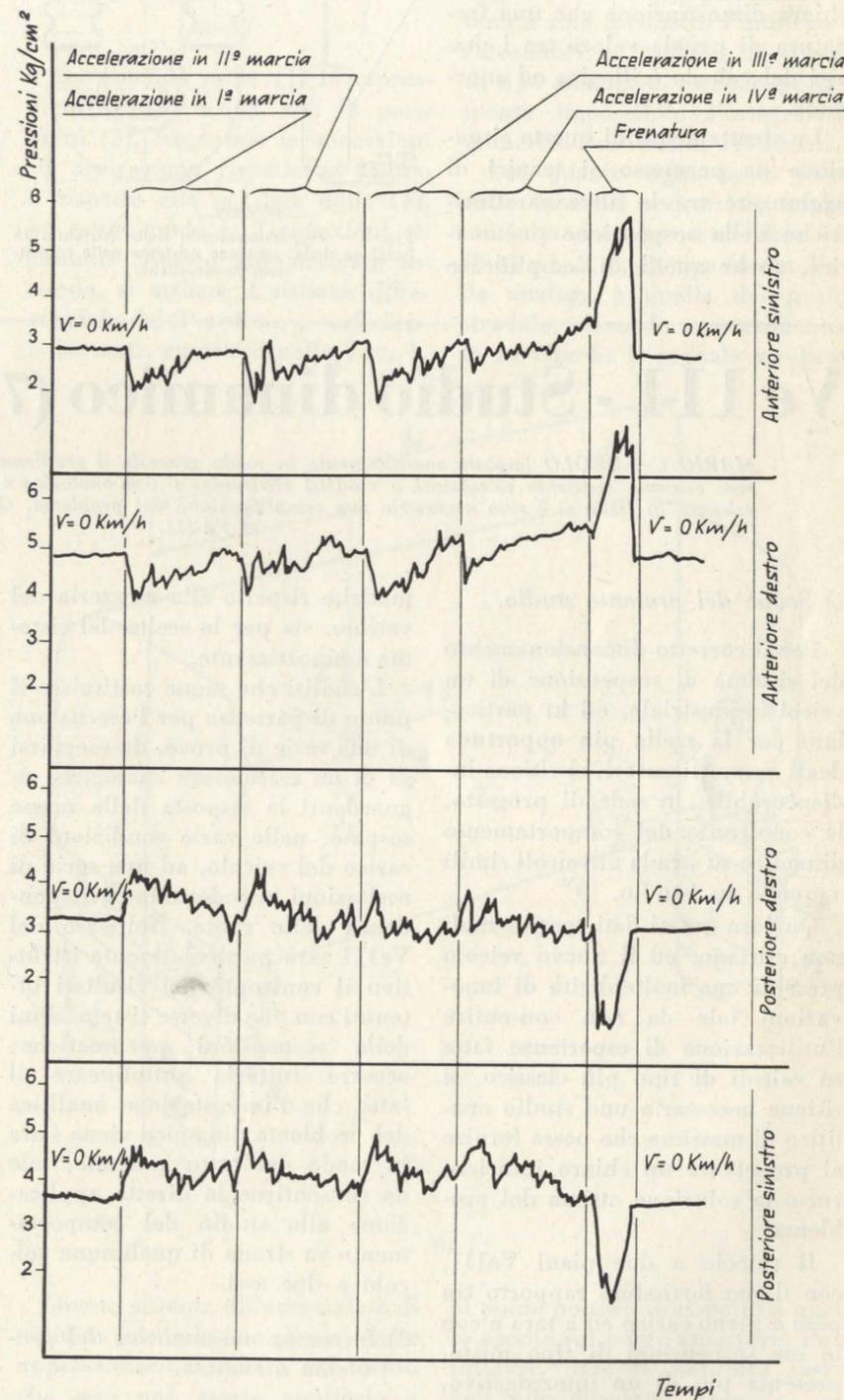


Fig. 2 - Diagramma della variazione di pressione negli elementi della sospensione pneumatica. (Velocità in IV marcia 40 km/h)

Westinghouse ed in cui si osserva che per ogni variazione delle condizioni di marcia del veicolo si ottiene l'esatta sua pesatura dinamica.

L'osservazione, limitata nel nostro caso alla sola fase di frenatura, ci permette di notare il deciso spostamento del carico dall'asse posteriore a quello anteriore con chiara dimostrazione che una frenatura di uguale valore tra i due assi del veicolo è illogica ed anormale.

Lo sfruttamento di questa situazione ha permesso ai tecnici di aggiungere tra le altre caratteristiche della sospensione pneumatica, anche quella di semplificare

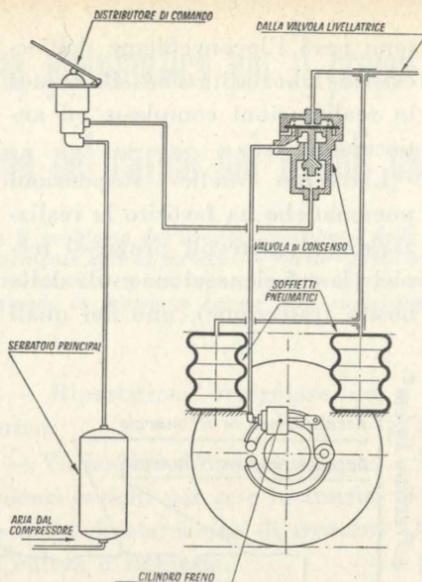


Fig. 3 - Proporzionamento della frenatura in funzione della pressione esistente nelle sospensioni pneumatiche.

la esatta ripartizione della frenatura dei veicoli.

La più semplice e pratica realizzazione di questo principio è quella riportata nella fig. 3, in cui la pressione pneumatica della sospensione agisce su di una comune valvola relé di consenso che controlla e limita al giusto valore la pressione di frenatura di ogni asse.

La semplice realizzazione esposta non ha la pretesa di essere perfetta, ma ha solamente il compito di richiamare l'attenzione su un problema della massima importanza unitamente all'aggiunta di una caratteristica di pregio nelle sospensioni pneumatiche.

Paolo Negri di Sanfront

Ve 111 - Studio dinamico (7 gradi di libertà)

MARIO CALOVOLO imposta analiticamente in modo generale il problema dinamico. La soluzione può essere ottenuta mediante calcolatori o modelli elettronici di tipo analogico e data la limitata capacità di quelli esistenti in Italia si è resa necessaria una semplificazione del problema. Conclude applicando quanto detto al Ve 111.

1) Scopo del presente studio.

Per il corretto dimensionamento del sistema di sospensione di un veicolo industriale, ed in particolare per la scelta più opportuna degli ammortizzatori, si ritiene indispensabile, in sede di progetto, la conoscenza del comportamento dinamico su strada di veicoli simili a quello in istudio.

Qualora questi dati sperimentali non esistano, ed il nuovo veicolo presenti una molteplicità di innovazioni tale da non consentire l'utilizzazione di esperienze fatte su veicoli di tipo più classico, si ritiene necessario uno studio analitico di massima che possa fornire al progettista un chiaro indirizzo verso la soluzione ottima del problema.

Il veicolo a due piani Ve111, con il suo fortissimo rapporto tra peso a pieno carico ed a tara e con le sue sospensioni di tipo misto, presenta più di un interrogativo, sia per quanto concerne il posizionamento delle sospensioni pneu-

matiche rispetto alla mezzeria del veicolo, sia per la scelta del sistema ammortizzante.

L'analisi che segue costituisce il punto di partenza per l'esecuzione di una serie di prove, da eseguirsi su di un calcolatore analogico, riguardanti la risposta delle masse sospese, nelle varie condizioni di carico del veicolo, ad una serie di eccitazioni introdotte in corrispondenza delle ruote. Nel caso del Ve111 sarà particolarmente istruttivo il confronto dei risultati ottenuti con due diverse sistemazioni delle sospensioni pneumatiche; occorre tuttavia sottolineare il fatto che l'impostazione analitica del problema dinamico viene fatta in modo del tutto generale, tale da consentirne la diretta applicazione allo studio del comportamento su strada di qualunque veicolo a due assi.

2) Impostazione analitica del problema dinamico.

Nel suo schema più generale, un veicolo a due assi costituisce un

sistema a 18 gradi di libertà, 6 per ciascuna delle tre masse (cassa, ponte anteriore, ponte posteriore) alle quali esso può essere ridotto.

Data la limitata capacità dei calcolatori analogici attualmente esistenti in Italia è necessario procedere ad una semplificazione del problema dinamico generale, prendendo in considerazione solo quei gradi di libertà che rivestono un interesse pratico agli effetti dello studio delle sospensioni.

Si giunge così allo schema del modello dinamico illustrato dalla fig. 1; la cassa (massa sospesa) può traslare verticalmente e ruotare attorno agli assi orizzontali x ed y (3 gradi di libertà). Il ponte anteriore e quello posteriore possono invece traslare verticalmente e ruotare attorno al solo asse x (2 gradi di libertà ciascuno).

Dai 18 gradi di libertà del problema più generale ci si è così ridotti ai soli 7 del problema semplificato. Si può ora scrivere, per

ciascun grado di libertà, l'equazione di Lagrange che esprime l'equilibrio delle forze generalizzate associate a quel particolare grado di libertà del sistema:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = 0 \quad (1)$$

$$(i=1, 2, \dots, 7)$$

dove T è l'energia cinetica del sistema oscillante attorno alla posizione di equilibrio, D è l'energia dissipata ed U l'energia potenziale; nel caso in cui l'eccitazione sia costituita da deformazioni imposte ai pneumatici, in U viene conglobata anche l'energia di eccitazione.

Con riferimento alla fig. 1, le espressioni di T , D ed U si scrivono:

$$T = \frac{1}{2} \left\{ M\dot{Z}^2 + m_1\dot{Z}_1^2 + m_2\dot{Z}_2^2 + J_x\dot{\varphi}^2 + J_y\dot{\theta}^2 + j_x\dot{\varphi}_1^2 + j_x\dot{\varphi}_2^2 \right\} \quad (2)$$

$$D = \frac{\zeta}{2} \left\{ (\delta_{P_1}^2 + \delta_{P_2}^2) + \frac{1}{2} (\delta_{A_1}^2 + \delta_{A_2}^2) \right\} \quad (3)$$

$$U = \frac{K}{2} \left\{ (\varepsilon_{P_1}^2 + \varepsilon_{P_2}^2) + \frac{D}{L-D} (\varepsilon_{A_1}^2 + \varepsilon_{A_2}^2) + \frac{k_1}{K} (\eta_1^2 + \eta_2^2) + \frac{k_2}{K} (\eta_3^2 + \eta_4^2) \right\} \quad (4)$$

in cui si è posto:

$$\begin{aligned} \delta_{P_1} &= Z - D\theta + B\varphi - Z_1 - B\varphi_1 \\ \delta_{P_2} &= Z - D\theta - B\varphi - Z_1 + B\varphi_1 \\ \delta_{A_1} &= Z + (L-D)\theta + F\varphi - Z_2 - F\varphi_2 \\ \delta_{A_2} &= Z + (L-D)\theta - F\varphi - Z_2 + F\varphi_2 \\ \varepsilon_{P_1} &= Z - D\theta + A\varphi - Z_1 - A\varphi_1 \\ \varepsilon_{P_2} &= Z - D\theta - A\varphi - Z_1 + A\varphi_1 \\ \varepsilon_{A_1} &= Z + (L-D)\theta + E\varphi - Z_2 - E\varphi_2 \\ \varepsilon_{A_2} &= Z + (L-D)\theta - E\varphi - Z_2 + E\varphi_2 \\ \eta_1 &= Z_1 + C\varphi_1 - W_1 \\ \eta_2 &= Z_1 - C\varphi_1 - W_2 \\ \eta_3 &= Z_2 + G\varphi_2 - W_3 \\ \eta_4 &= Z_2 - G\varphi_2 - W_4 \end{aligned} \quad (5)$$

Le coordinate generalizzate q_i cui sospensioni corrispondono allo schema della fig. 1, nell'ordine:

$$\begin{aligned} q_1 &= Z \\ q_2 &= Z_1 \\ q_3 &= Z_2 \\ q_4 &= \varphi \\ q_5 &= \varphi_1 \\ q_6 &= \varphi_2 \\ q_7 &= \theta \end{aligned} \quad (6)$$

Sostituendo nelle (1) le espressioni (2), (3) e (4), con le posizioni (5), eseguendo le operazioni di derivazione rispetto al tempo e rispetto alle q_i , date dalle (6), ed esplicitando le 7 equazioni risultanti rispetto alle derivate seconde, si ottiene il sistema differenziale del 2° ordine, a coefficienti costanti, riportato nella Tav. 1.

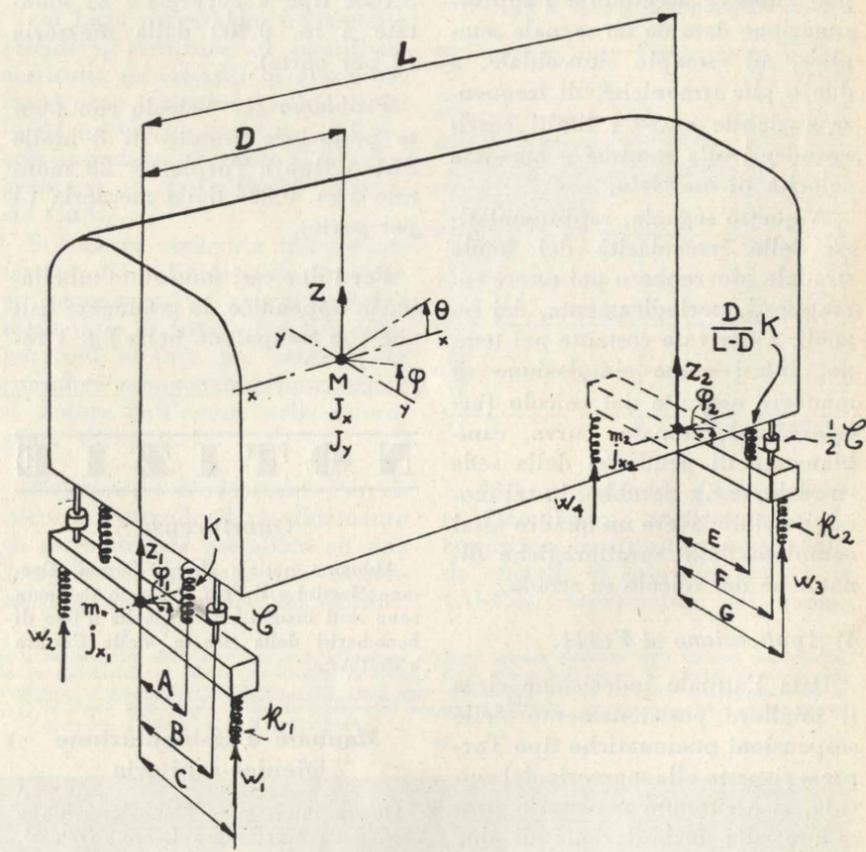


Fig. 1

Questo sistema differenziale è di validità generale, nei limiti delle approssimazioni fatte, nel senso che esso può essere applicato a qualunque veicolo a due assi le

al ponte posteriore rispetto a quello agente sul ponte anteriore. Pur tuttavia, date le difficoltà insite nell'individuazione corretta del profilo stradale « medio », tra

$$\ddot{Z} = -3 \frac{\zeta}{M} \dot{Z} + 2 \frac{\zeta}{M} \dot{Z}_1 + \frac{\zeta}{M} \dot{Z}_2 - \frac{\zeta(L-3D)}{M} \dot{\theta} - \frac{2}{M} \frac{KL}{L-D} Z + 2 \frac{KZ_1}{M} + \frac{2}{M} \frac{KD}{L-D} Z_2$$

$$\ddot{Z}_1 = 2 \frac{\zeta}{m_1} \dot{Z} - 2 \frac{\zeta}{m_1} \dot{Z}_1 - 2 \frac{\zeta D}{m_1} \dot{\theta} + 2 \frac{K}{m_1} Z - 2 \frac{K+k_1}{m_1} Z_1 - 2 \frac{KD}{m_1} \theta + \frac{k_1}{m_1} W_1 + \frac{k_1}{m_1} W_2$$

$$\ddot{Z}_2 = \frac{\zeta}{m_2} \dot{Z} - \frac{\zeta}{m_2} \dot{Z}_2 + \frac{\zeta(L-D)}{m_2} \dot{\theta} + 2 \frac{K}{m_2} \frac{D}{L-D} Z - 2 \frac{K}{m_2} \left(\frac{D}{L-D} + \frac{k_2}{K} \right) Z_2 + 2 \frac{KD}{m_2} \theta + \frac{k_2}{m_2} W_3 + \frac{k_2}{m_2} W_4$$

$$\ddot{\varphi} = - \frac{\zeta}{J_x} (2B^2 + F^2) \dot{\varphi} + 2 \frac{\zeta}{J_x} B^2 \dot{\varphi}_1 + \frac{\zeta}{J_x} F^2 \dot{\varphi}_2 - 2 \frac{K}{J_x} \left(A^2 + \frac{D}{L-D} E^2 \right) \varphi + 2 \frac{K}{J_x} A^2 \varphi_1 + 2 \frac{K}{J_x} \frac{D}{L-D} E^2 \varphi_2$$

$$\ddot{\varphi}_1 = 2 \frac{\zeta}{j_{x_1}} B^2 \dot{\varphi} - 2 \frac{\zeta}{j_{x_1}} B^2 \dot{\varphi}_1 + 2 \frac{K}{j_{x_1}} A^2 \varphi - 2 \frac{K}{j_{x_1}} \left(A^2 + \frac{k_1}{K} c^2 \right) \varphi_1 + \frac{ck_1}{j_{x_1}} W_1 - c \frac{k_1}{j_{x_1}} W_2$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{\zeta}{j_{x_2}} F^2 \dot{\varphi} - \frac{\zeta}{j_{x_2}} F^2 \dot{\varphi}_2 + 2 \frac{K}{j_{x_2}} \frac{D}{L-D} E^2 \varphi - 2 \frac{K}{j_{x_2}} \left(\frac{D}{L-D} E^2 + \frac{k_2}{K} G^2 \right) \varphi_2 + G \frac{k_2}{j_{x_2}} W_3 - G \frac{k_2}{j_{x_2}} W_4$$

$$\ddot{\theta} = - \frac{\zeta}{J_y} (L-3D) \dot{Z} - 2 \frac{\zeta}{J_y} D \dot{Z}_1 + \frac{\zeta}{J_y} (L-D) \dot{Z}_2 - \frac{\zeta}{J_y} (L^2 - 2DL + 3D^2) \dot{\theta} - 2 \frac{K}{J_y} D Z_1 + 2 \frac{K}{J_y} D Z_2 - 2 \frac{K}{J_y} DL \theta$$

TAVOLA 1

quelli percorribili dal veicolo, si può ritenere accettabile l'approssimazione data da un segnale semplice, ad esempio sinusoidale, a due o più armoniche, di frequenza variabile entro i limiti corrispondenti alla minima e massima velocità di esercizio.

A questo segnale, rappresentativo delle irregolarità del fondo stradale, dovrebbero poi essere sovrapposti, periodicamente, dei segnali, a derivata costante nel tempo, intesi come simulazione di manovre eseguite dal veicolo (accelerazione, frenata, curva, cambiamento di pendenza della sede stradale, ecc.). Sarebbe, in tal modo, possibile avere un quadro assai completo delle caratteristiche dinamiche del veicolo su strada.

4) Applicazione al Ve111.

Data l'attuale indecisione circa il migliore posizionamento delle sospensioni pneumatiche tipo Torpress rispetto alla mezzeria del veicolo, si è ritenuto necessario procedere alla formulazione di due distinti problemi:

Problema I: Veicolo con ponte

posteriore munito di 4 molle SAGA tipo « Torpress » 22 montate a m. 0,400 dalla mezzeria (2 per parte).

Problema II: Veicolo con ponte posteriore munito di 8 molle SAGA tipo « Torpress » 20 montate a m. 0,885 dalla mezzeria (4 per parte).

Per i due casi sono state tabellate, in appendice, le grandezze fisiche che compaiono nella fig. 1 re-

iativamente alle varie condizioni di carico, ovvero:

- Veicolo a tara;
- Veicolo con passeggeri al solo piano superiore;
- Veicolo con sovraccarico.

Per ciascuna condizione di carico si sono previsti, inoltre, tre diversi valori della costante ζ degli ammortizzatori. Le grandezze fisiche sono state espresse in unità del sistema M.K.S.

Mario Calovolo

NOTIZIE

Onorificenze

Abbiamo notizia che il Comm. Gaetano Martini e il Prof. Antonio Cavinato sono stati insigniti di Medaglia d'Oro di benemeriti della Scuola, della Cultura e dell'Arte.

Manuale d'ambientazione igienico-sanitaria

Questo interessante Manuale, edito a cura della Manifattura Ceramica Pozzi, aiuta il Progettista a risolvere i problemi di razionale sistemazione delle apparecchiature sanitarie (sistemazione sovente

in contrasto con la dimensione dei locali a disposizione), suggerendo una serie di soluzioni di effetto e di funzione particolarmente indovinate.

Lo studio non si limita alla casa di abitazione (di lusso, civile e popolare) ma si estende a tutti i settori edili: privati, pubblici, singoli e collettivi. Una serie di tavole a colori rappresenta in prospettiva alcune delle progettazioni più significative delle singole categorie; e la riproduzione del completo assortimento delle apparecchiature sanitarie consente al progettista di rapidamente inquadrare le esigenze più svariate.

Il Manuale viene gratuitamente inviato ai Progettisti e ai Tecnici che lo richiedano al Servizio Consulenza e Assistenza della Manifattura Ceramica Pozzi (V. Vi-sconti di Modrone, 15 - Milano).

Direttore responsabile: **AUGUSTO CAVALLARI-MURAT**

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

STAMPERIA ARTISTICA NAZIONALE - TORINO