



MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO
DIREZIONE GENERALE PER LA LOTTA ALLA CONTRAFFAZIONE
UFFICIO ITALIANO BREVETTI E MARCHI

DOMANDA DI INVENZIONE NUMERO	102011901978964
Data Deposito	15/09/2011
Data Pubblicazione	15/03/2013

Classifiche IPC

Titolo

**METODO DI CALCOLO PER DETERMINARE I VALORI DA ASSEGNARE AI PARAMETRI DI UN
MODELLO MATEMATICO CHE SIMULA LE PRESTAZIONI DINAMICHE DEI PNEUMATICI DI
UN VEICOLO DURANTE LA MARCIA DEL VEICOLO STESSO**

DESCRIZIONE

del brevetto per invenzione industriale dal titolo:

"METODO DI CALCOLO PER DETERMINARE I VALORI DA ASSEGNARE AI PARAMETRI DI UN MODELLO MATEMATICO CHE SIMULA LE PRESTAZIONI DINAMICHE DEI PNEUMATICI DI UN VEICOLO DURANTE LA MARCIA DEL VEICOLO STESSO"

di BRIDGESTONE CORPORATION

di nazionalità giapponese

con sede: 10-1, KYOBASHI 1-CHOME, CHUO-KU

TOKYO 104-8340 (GIAPPONE)

Inventori: RIZZUTO Simone, ZORZUTTI Andrea

*** **

SETTORE DELLA TECNICA

La presente invenzione è relativa ad un metodo di calcolo per determinare i valori da assegnare ai parametri di un modello matematico che simula le prestazioni dinamiche dei pneumatici di un veicolo durante la marcia del veicolo stesso.

ARTE ANTERIORE

Ai costruttori di pneumatici è frequentemente chiesto di costruire dei pneumatici che si adattino ad uno specifico modello di veicolo, cioè che presentino delle caratteristiche dinamiche che permettano di ottimizzare il comportamento su strada del veicolo.

Nella fase iniziale di progetto di un pneumatico che

si deve adattare ad uno specifico modello di veicolo viene normalmente utilizzato un modello matematico che simula le prestazioni dinamiche dei pneumatici durante la marcia del veicolo stesso; l'ausilio del modello matematico è fondamentale per ottimizzare la fase iniziale di progetto (cioè per ottenere il massimo risultato nel minimo tempo) in quanto permette (o meglio dovrebbe permettere) di arrivare a definire un dimensionamento prossimo al definitivo prima di iniziare la costruzione di prototipi da testare in laboratorio e su strada (la costruzione ed il test di prototipi comporta tempi lunghi e costi elevati e quindi, se possibile, i prototipi andrebbero utilizzati solo nella fase finale).

Una volta deciso il modello matematico da utilizzare (cioè una volta decise le equazioni che compongono il modello matematico), è necessario determinare i valori da assegnare ai parametri del modello matematico. In altre parole, ciascuna equazione del modello matematico comprende un certo numero di parametri che devono venire "personalizzati" rispetto al veicolo di cui si vuole simulare il comportamento, cioè a ciascun parametro deve venire assegnato un valore che rispecchia (all'interno del modello matematico) il comportamento fisico effettivo del veicolo di cui si vuole simulare il comportamento.

Attualmente, per determinare i valori da assegnare ai

parametri del modello matematico i pneumatici, le sospensioni e gli ammortizzatori del veicolo di cui si vuole simulare il comportamento vengono smontati dal veicolo e vengono sottoposti individualmente a diverse prove su banco; in funzione del risultato di tali prove su banco vengono determinate le caratteristiche dinamiche dei pneumatici, delle sospensioni e degli ammortizzatori e quindi dalle caratteristiche dinamiche vengono calcolati i corrispondenti valori da assegnare una parte dei parametri del modello matematico. I valori dei rimanenti parametri del modello matematico vengono determinati mediante altre prove al banco che coinvolgono tutto il veicolo e che prevedono, generalmente, la misura delle masse (non sospesa) del veicolo ed il rilievo delle caratteristiche dinamiche della catena di sterzo.

Una volta determinati tutti i valori da assegnare ai parametri del modello matematico, il veicolo di cui si vuole simulare il comportamento viene dotato di strumenti di misura che vengono generalmente applicati alle ruote (come il cosiddetto "Dynawheel" della ditta IDIADA) e misurano in tempo reale durante la marcia su strada una serie di grandezze fisiche, quali, ad esempio, le forze agenti sulle ruote in un sistema di riferimento tridimensionale ed i movimenti (sia di traslazione che di rotazione) delle ruote rispetto al telaio sempre in un

sistema di riferimento tridimensionale. Quindi i dati reali misurati durante la marcia su strada vengono confrontati con gli analoghi dati simulati forniti dal modello matematico per verificare la bontà del modello matematico (cioè il grado di corrispondenza del modello matematico alla realtà fisica) e, se necessario, affinare il modello matematico mediante una correzione mirata dei valori assegnati ai parametri.

Tuttavia, la sopra descritta modalità per determinare i valori da assegnare ai parametri del modello matematico presenta dei problemi in quanto richiede che gli ammortizzatori e le sospensioni vengano smontati dal veicolo e quindi vengano sottoposti a prove su banchi di prova dedicati: lo smontaggio (ed ovviamente il successivo montaggio) di ammortizzatori e sospensioni richiede l'intervento di un meccanico esperto e soprattutto i banchi di prove dedicati per ammortizzatori e sospensioni sono molto costosi e di complesso utilizzo. Di conseguenza, la sopra descritta modalità per determinare i valori da assegnare ai parametri del modello matematico è adeguata per un costruttore di automobili (che deve dimensionare e tarare ammortizzatori e sospensioni), ma è problematica per un costruttore di pneumatici (che normalmente monta e smonta le ruote ma non interviene su ammortizzatori e sospensioni).

DESCRIZIONE DELLA INVENZIONE

Scopo della presente invenzione è di fornire un metodo di calcolo per determinare i valori da assegnare ai parametri di un modello matematico che simula le prestazioni dinamiche dei pneumatici di un veicolo durante la marcia del veicolo stesso, il quale metodo di calcolo sia di facile ed economica realizzazione e sia, nel contempo, privo degli inconvenienti sopra descritti.

Secondo la presente invenzione viene fornito un metodo di calcolo per determinare i valori da assegnare ai parametri di un modello matematico che simula le prestazioni dinamiche dei pneumatici di un veicolo durante la marcia del veicolo stesso secondo quanto stabilito nelle rivendicazioni allegate.

BREVE DESCRIZIONE DEI DISEGNI

La presente invenzione verrà ora descritta con riferimento ai disegni annessi, che ne illustrano un esempio di attuazione non limitativo, in cui:

- la figura 1 è una vista tridimensionale schematica di un veicolo a quattro ruote, del quale si vuole simulare le prestazioni dinamiche mediante un modello matematico; e
- le figure 2-6 sono alcuni grafici che mettono a confronto il comportamento dinamico reale delle ruote del veicolo con il corrispondente

comportamento dinamico simulato mediante il modello matematico.

FORME DI ATTUAZIONE PREFERITE DELL'INVENZIONE

Nella figura 1, con il numero 1 è indicato nel suo complesso un veicolo (in particolare una automobile) provvisto di quattro ruote 2 che sono dotate di corrispondenti pneumatici. Ciascuna ruota 2 è collegata ad un telaio 3 del veicolo 1 mediante una corrispondente sospensione 4 che è provvista di un ammortizzatore 5 e di una molla 6 disposta attorno all'ammortizzatore 5.

Mediante un modello matematico si vuole simulare le prestazioni dinamiche dei pneumatici del veicolo 1 durante la marcia del veicolo 1 stesso. Il modello matematico che si intende utilizzare per simulare le prestazioni dinamiche dei pneumatici del veicolo 1 è ampiamente noto in letteratura, è valido per una ampia gamma di veicoli a quattro ruote, e contiene una serie di parametri che devono venire "personalizzati" rispetto al veicolo 1 di cui si vuole simulare il comportamento. In altre parole, a ciascun parametro del modello matematico deve venire assegnato un valore che rispecchia (all'interno del modello matematico) il comportamento fisico effettivo del veicolo 1 di cui si vuole simulare il comportamento.

Per determinare i valori da assegnare ai parametri del modello matematico, il modello matematico viene diviso in

quattro aree: la caratterizzazione del telaio 3, la caratterizzazione dei pneumatici, la caratterizzazione delle sospensioni 4, e la caratterizzazione degli ammortizzatori 5. La caratterizzazione del telaio 3 avviene in modo tradizionale mediante delle prove statiche con il veicolo 1 fermo e prevede essenzialmente di determinare il valore delle masse non sospese (cioè il peso del veicolo 1 ad eccezione delle ruote 2 e di tutte le componenti delle sospensioni 4), i momenti di inerzia in un sistema di riferimento tridimensionale, e le caratteristiche dello sterzo. La caratterizzazione dei pneumatici avviene in modo tradizionale smontando i pneumatici dal veicolo 1 e sottoponendo i pneumatici stessi a prove al banco statiche (cioè con il pneumatico fermo) e dinamiche (cioè con il pneumatico in movimento). La caratterizzazione delle sospensioni 4 e la caratterizzazione degli ammortizzatori 5 avviene in modo innovativo mediante delle prove statiche con il veicolo 1 fermo e delle prove dinamiche con il veicolo 1 in movimento; la novità è costituita dal fatto che le sospensioni 4 e gli ammortizzatori 5 non vengono smontati dal veicolo 1, ma rimangono sempre montati sul veicolo 1 e quindi le varie prove avvengono coinvolgendo sempre tutto il veicolo 1 nella sua interezza.

In altre parole, nel modello matematico vengono isolate le parti corrispondenti a sospensioni 4 ed

ammortizzatori 5 del veicolo 1, quindi il veicolo 1 completo, ovvero provvisto di tutte le sue parti, viene sottoposto a prove statiche con il veicolo 1 fermo ed a prove dinamiche con il veicolo 1 in movimento misurando durante tali prove statiche e dinamiche una serie di valori sperimentali di grandezze fisiche che caratterizzano il comportamento del veicolo 1; infine i valori da assegnare ai parametri delle parti del modello matematico corrispondenti a sospensioni 4 ed ammortizzatori 5 vengono determinate in funzione dei valori sperimentali misurati durante tali prove statiche e dinamiche.

Per eseguire le prove, il veicolo 1 viene dotato di una serie di strumenti di misura che, a titolo di esempio, possono comprendere:

un sensore di sterzo che misura l'angolo SWA di sterzo (cioè la posizione angolare del volante del veicolo 1) e la coppia di sterzo (cioè la coppia che viene applicata al volante del veicolo 1);

un giroscopio tri-assiale che è fissato al telaio 3 e misura in un sistema di riferimento tridimensionale le accelerazioni lineari lungo i tre assi del telaio 3 rispetto al suolo e le velocità angolari attorno ai tre assi del telaio 3 rispetto al suolo;

un sensore ottico che viene fissato al telaio 3, viene puntato verso il fondo stradale, e misura la velocità

longitudinale del telaio 3 (cioè del veicolo 1) rispetto al suolo, la velocità laterale del telaio 3 (cioè del veicolo 1) rispetto al suolo, e l'angolo di assetto (cioè l'angolo tra i due vettori di velocità longitudinale e velocità laterale) del telaio 3 (cioè del veicolo 1) rispetto al suolo;

ruote dinamometriche, ciascuna delle quali viene accoppiata ad una corrispondente ruota 2 e misura in un sistema di riferimento tridimensionale le forze ed i momenti agenti sulla ruota 2; e

tracciatori di ruota, ciascuno dei quali viene accoppiato ad una corrispondente ruota 2 e misura in un sistema di riferimento tridimensionale i sei gradi di libertà (tre posizioni e tre angoli) della ruota 2 rispetto al telaio 3, cioè misura posizione ed orientamento della ruota 2 in un sistema di riferimento tridimensionale e rispetto al telaio 3.

Secondo una preferita forma di attuazione, per ciascuna sospensione 4 del veicolo 1 il modello matematico prevede l'utilizzo di quattro equazioni della sospensione 4 che presentano tutte la stessa identica struttura e forniscono rispettivamente l'angolo di camber della ruota 2, l'angolo di convergenza della ruota 2, la posizione longitudinale dell'attacco ruota e la posizione trasversale dell'attacco ruota. La struttura delle quattro equazioni

della sospensione 4 è la seguente:

$$A = A_{\text{stat}} + \Delta A(z) + \Delta A(\text{SWA}) + \delta A(F_x) + \delta A(F_y) + \delta A(M_z)$$

A grandezza della sospensione 4 da determinare
(ovvero angolo di camber della ruota 2,
angolo di convergenza della ruota 2,
posizione longitudinale dell'attacco ruota,
oppure posizione trasversale dell'attacco
ruota);

A_{stat} valore statico della grandezza della
sospensione 4;

z posizione della ruota 2 lungo l'asse
verticale;

SWA angolo di sterzo;

F_x forza longitudinale agente sulla ruota 2;

F_y forza trasversale agente sulla ruota 2;

M_z momento di auto-allineamento agente sulla
ruota 2 e che tende a ruotare la ruota 2
attorno ad all'asse verticale.

Nella equazione sopra descritta, vengono determinati
mediante prove statiche sul veicolo 1 (cioè prove che
prevedono di mantenere il veicolo 1 completamente fermo):
il valore A_{stat} statico della grandezza della sospensione 4,
la variazione ΔA_z della grandezza della sospensione 4 per

effetto della variazione della posizione z lungo l'asse verticale del baricentro del veicolo 1, e la variazione $\Delta ASWA$ della grandezza della sospensione 4 per effetto della variazione dell'angolo SWA di sterzo.

Il valore A_{stat} statico della grandezza della sospensione 4 può venire determinato mediante una prova statica che prevede di rilevare la configurazione statica delle sospensioni 4 del veicolo 1 in assenza di sollecitazioni esterne. La variazione ΔAz della grandezza della sospensione 4 per effetto della variazione della posizione z lungo l'asse verticale del baricentro del veicolo 1 può venire determinata mediante delle prove statiche che prevedono di applicare sul telaio 3 del veicolo 1 in modo simmetrico ed in modo asimmetrico una forza verticale diretta verso il basso. La variazione $\Delta ASWA$ della grandezza della sospensione 4 per effetto della variazione dell'angolo SWA di sterzo può venire determinata mediante delle prove statiche che prevedono di ruotare il volante del veicolo 1 in entrambe le direzioni.

Nella equazione sopra descritta, vengono determinate mediante prove dinamiche sul veicolo 1 (cioè prove che prevedono di fare avanzare il veicolo 1 lungo un percorso di prova): la variazione δA della grandezza della sospensione 4 in funzione della forza F_x longitudinale agente sulla ruota 2, la variazione δA della grandezza

della sospensione 4 in funzione della forza F_y trasversale agente sulla ruota 2, e la variazione δA della grandezza della sospensione 4 in funzione del momento M_z di auto-allineamento agente sulla ruota 2.

La variazione δA della grandezza della sospensione 4 in funzione della variazione δF_x della forza F_x longitudinale agente sulla ruota 2 può venire determinata mediante delle prove dinamiche che prevedono di frenare ed accelerare in modo quasi-statico (cioè molto lento) il veicolo 1 lungo un percorso perfettamente rettilineo.

Secondo una preferita forma di attuazione, viene determinata mediante prove dinamiche (cioè con il veicolo 1 in movimento) che prevedono variazioni quasi-statiche (cioè molto lente) sul veicolo 1 la somma complessiva della variazione δA della grandezza della sospensione 4 in funzione della forza F_y trasversale agente sulla ruota 2 e della variazione δA della grandezza della sospensione 4 in funzione del momento M_z di auto-allineamento agente sulla ruota 2; inoltre (per effetto di una semplificazione che introduce un certo errore) viene attribuita la somma complessiva delle due variazioni δA della grandezza della sospensione 4 solo in funzione della forza F_y trasversale agente sulla ruota 2. In altre parole, accettando una approssimazione per semplificare, la somma complessiva delle due variazioni δA della grandezza della sospensione 4

viene attribuita solo in funzione della forza F_y trasversale agente sulla ruota 2 (ovvero si ipotizza che il momento M_z di auto-allineamento agente sulla ruota 2 non abbia effetti sulla grandezza A della sospensione 4 in oggetto). Questa approssimazione è inevitabile, in quanto mediante prove statiche e/o dinamiche sul veicolo 1 nella sua interezza non è possibile scindere il contributo della forza F_y trasversale agente sulla ruota 2 dal contributo del momento M_z di auto-allineamento agente sulla ruota 2; di conseguenza, entrambi i contributi vengono considerati assieme e vengono attribuiti unicamente alla forza F_y trasversale agente sulla ruota 2. Diverse prove sperimentali hanno dimostrato che questa approssimazione avrebbe un impatto rilevante nella precisione della simulazione del comportamento dinamico dei vari elementi della sospensione 4, ma ha un impatto trascurabile (cioè non significativo) nella simulazione del comportamento dinamico del pneumatico portato dalla ruota 2 (cioè dal punto di vista dell' "utilizzatore finale" della sospensione 4, ovvero dal punto di vista del pneumatico, non ha molta importanza cosa succeda effettivamente all'interno della sospensione 4, ma ha importanza solo cosa "esce" dalla sospensione 4).

La somma complessiva (della variazione δA della grandezza della sospensione 4 in funzione della forza F_y

trasversale agente sulla ruota 2 e della variazione δA della grandezza della sospensione 4 in funzione del momento M_z di auto-allineamento agente sulla ruota 2) può venire determinata mediante delle prove dinamiche che prevedono di variare l'angolo SWA di sterzo del veicolo 1 mentre il veicolo 1 avanza a velocità costante.

Secondo una preferita forma di attuazione, vengono determinati, in un elevato numero di punti e partendo dai valori sperimentali misurati durante le prove dinamiche, i vettori contenenti le grandezze che eccitano ciascun ammortizzatore 5 e le grandezze che sono direttamente influenzate dall'ammortizzatore 5 stesso; quindi, viene costruita la caratteristica di smorzamento di ciascun ammortizzatore 5 mediante una tecnica matematica che ha come obiettivo di minimizzare le differenze, a parità di grandezze che eccitano l'ammortizzatore 5 e per tutti i punti, tra i valori misurati mediante le prove dinamiche ed i valori stimati mediante il modello matematico delle grandezze che sono direttamente influenzate dall'ammortizzatore 5. Preferibilmente (ma non obbligatoriamente), viene utilizzato un algoritmo genetico per costruire la caratteristica di smorzamento di ciascun ammortizzatore 5; in particolare, l'obiettivo dell'algoritmo genetico è di minimizzare lo scarto quadratico medio tra il valore misurato ed il valore

stimato delle grandezze che sono direttamente influenzate dall'ammortizzatore 5.

Secondo una preferita forma di attuazione, le grandezze che eccitano gli ammortizzatori 5 sono l'angolo di rollio del telaio 3 e la velocità di rollio del telaio 3 e le grandezze che sono direttamente influenzate dall'ammortizzatore 5 sono la posizione verticale delle ruote 2 anteriori e la posizione verticale e delle ruote 2 posteriori.

E' importante osservare che l'equazione del modello matematico che rappresenta ciascun ammortizzatore 5 del veicolo 1 prevede la conoscenza della massa del telaio 3 del veicolo 1, ovvero delle masse non sospese del veicolo 1, e della rigidezza della molla 6 accoppiata all'ammortizzatore 5. La massa del telaio 3 del veicolo 1 viene misurata direttamente mediante una misura di peso del veicolo 1 in condizioni statiche, mentre la rigidezza della molla 6 accoppiata a ciascun ammortizzatore 5 viene identificata mediante prove statiche che prevedono di applicare diversi carichi verticali statici sulle ruote 2 del veicolo 1.

Una volta determinati, come sopra descritto, tutti i valori da assegnare ai parametri del modello matematico, il veicolo 1 di cui si vuole simulare il comportamento viene sottoposto ad una serie di prove di validazione che

prevedono di mettere a confronto in diverse condizioni il comportamento dinamico reale (cioè effettivo, direttamente derivante da misure strumentali) con lo stesso comportamento dinamico simulato, ovvero ottenuto mediante il modello matematico (un esempio di questo confronto è illustrato nelle figure 2-6). Lo scopo di queste prove di validazione è sia di verificare la correttezza del modello matematico (cioè l'identità entro gli errori previsti tra il comportamento dinamico reale ed il comportamento dinamico simulato), sia di affinare (se necessario) i valori dei parametri del modello matematico in funzione degli scostamenti tra il comportamento dinamico reale ed il comportamento dinamico simulato.

A titolo di esempio, nella figura 2 è illustrato un grafico che mostra la correlazione tra l'accelerazione laterale [m/s^2] del telaio 3 in ascissa e l'angolo SWA di sterzo [$^\circ$] in ordinata; in linea continua è illustrato il comportamento dinamico reale mentre con linea tratteggiata è illustrato il corrispondente comportamento dinamico simulato.

A titolo di esempio, nella figura 3 è illustrato un grafico che mostra la correlazione tra l'accelerazione laterale [m/s^2] del telaio 3 in ascissa e la variazione dell'angolo di imbardata [$^\circ/\text{s}$] in ordinata; in linea continua è illustrato il comportamento dinamico reale

mentre con linea tratteggiata è illustrato il corrispondente comportamento dinamico simulato.

A titolo di esempio, nella figura 4 è illustrato un grafico che mostra l'evoluzione nel tempo [s] in ascissa della variazione dell'angolo di rollio [$^{\circ}$ /s] del telaio 3 in ordinata; in linea continua è illustrato il comportamento dinamico reale mentre con linea tratteggiata è illustrato il corrispondente comportamento dinamico simulato.

A titolo di esempio, nella figura 5 è illustrato un grafico che mostra l'evoluzione nel tempo [s] in ascissa dell'angolo di camber anteriore [$^{\circ}$] in ordinata; in linea continua è illustrato il comportamento dinamico reale mentre con linea tratteggiata è illustrato il corrispondente comportamento dinamico simulato.

A titolo di esempio, nella figura 5 è illustrato un grafico che mostra l'evoluzione nel tempo [s] in ascissa della compressione degli ammortizzatori 5 anteriori [mm] in ordinata; in linea continua è illustrato il comportamento dinamico reale mentre con linea tratteggiata è illustrato il corrispondente comportamento dinamico simulato.

Il metodo di calcolo sopra descritto presenta numerosi vantaggi.

In primo luogo, il metodo di calcolo sopra descritto permette di determinare i valori da assegnare ai parametri

del modello matematico senza richiedere lo smontaggio né delle sospensioni 4, né degli ammortizzatori 5 dal veicolo 1 (di conseguenza, non è nemmeno richiesto l'utilizzo di banchi di prova dedicati a sospensioni ed ammortizzatori). Quindi, il metodo di calcolo sopra descritto è particolarmente adatto ad un costruttore di pneumatici che normalmente monta e smonta le ruote ma non interviene su sospensioni ed ammortizzatori.

Inoltre, il metodo di calcolo sopra descritto permette di ottenere un modello matematico che permette di simulare con grande precisione le prestazioni dinamiche dei pneumatici senza richiedere, nel contempo, un lungo e laborioso processo di affinazione mediante prove sperimentali; questo risultato viene ottenuto grazie al fatto che per determinare i valori da assegnare ai parametri del modello matematico viene sempre testato il veicolo 1 nella sua interezza e quindi tenendo conto fin dall'inizio delle interazioni reciproche tra le varie componenti del veicolo 1 (invece, testando singolarmente le varie componenti del veicolo 1 si ottiene una fedele caratterizzazione di ciascuna componente, ma si perde completamente l'effetto delle interazioni reciproche tra le varie componenti).

E' importante osservare che il metodo di calcolo sopra descritto è adatto ad un costruttore di pneumatici che è

interessato unicamente al dimensionamento dei pneumatici (cioè tutte le altre componenti del veicolo 1 sono già state dimensionate dal costruttore del veicolo 1 e quindi sono delle invarianti su cui non vi è possibilità di intervento), in quanto in assenza di una caratterizzazione specifica e singola delle sospensioni 4 e degli ammortizzatori 5 non è possibile conoscere il comportamento dettagliato di tali elementi, ma solo il loro effetto sulle ruote 2 (e quindi, in ultima analisi, sui pneumatici che sono l'unico ed effettivo oggetto della simulazione).

In altre parole, l'obiettivo (pienamente raggiunto) della presente invenzione è di permettere ad un costruttore di pneumatici che deve costruire dei pneumatici che si adattino ad uno specifico modello di veicolo (cioè che presentino delle caratteristiche dinamiche che permettano di ottimizzare il comportamento su strada del veicolo) di utilizzare in modo efficiente (cioè senza un eccessivo utilizzo di risorse) ed efficace (cioè con profitto) uno strumento (il modello matematico) nato e sviluppato dai costruttori di veicoli per rispondere a loro specifiche esigenze e quindi eccessivamente raffinato e complesso per un costruttori di pneumatici.

R I V E N D I C A Z I O N I

1) Metodo di calcolo per determinare i valori da assegnare ai parametri di un modello matematico che simula le prestazioni dinamiche dei pneumatici di un veicolo (1) durante la marcia del veicolo (1) stesso; il metodo di calcolo comprende le fasi di:

isolare nel modello matematico le parti corrispondenti a sospensioni (4) ed ammortizzatori (5) del veicolo (1);

sottoporre il veicolo (1) completo, ovvero provvisto di tutte le sue parti, a prove statiche con il veicolo (1) fermo ed a prove dinamiche con il veicolo (1) in movimento misurando durante tali prove statiche e dinamiche una serie di valori sperimentali di grandezze fisiche che caratterizzano il comportamento del veicolo (1); e

determinare i valori da assegnare ai parametri delle parti del modello matematico corrispondenti a sospensioni (4) ed ammortizzatori (5) in funzione dei valori sperimentali misurati durante le prove statiche e dinamiche.

2) Metodo di calcolo secondo la rivendicazione 1 e comprendente le ulteriori fasi di:

determinare, in un elevato numero di punti e partendo dai valori sperimentali misurati durante le prove dinamiche, i vettori contenenti le grandezze che eccitano ciascun ammortizzatore (5) del veicolo (1) e le grandezze

che sono direttamente influenzate dall'ammortizzatore (5);
e

costruire la caratteristica di smorzamento di ciascun ammortizzatore (5) del veicolo (1) mediante una tecnica matematica che ha come obiettivo di minimizzare le differenze, a parità di grandezze che eccitano l'ammortizzatore (5) e per tutti i punti, tra i valori misurati mediante le prove dinamiche ed i valori stimati mediante il modello matematico delle grandezze che sono direttamente influenzate dall'ammortizzatore (5).

3) Metodo di calcolo secondo la rivendicazione 2 e comprendente l'ulteriore fase di utilizzare un algoritmo genetico per costruire la caratteristica di smorzamento di ciascun ammortizzatore (5) del veicolo (1).

4) Metodo di calcolo secondo la rivendicazione 3 e comprendente l'ulteriore fase di utilizzare l'algoritmo genetico per minimizzare lo scarto quadratico medio tra il valore misurato ed il valore stimato delle grandezze che sono direttamente influenzate dall'ammortizzatore (5).

5) Metodo di calcolo secondo la rivendicazione 2, 3 o 4, in cui le grandezze che eccitano gli ammortizzatori (5) sono l'angolo di rollio del telaio (3) e la velocità di rollio del telaio (3) e le grandezze che sono direttamente influenzate dall'ammortizzatore (5) sono la posizione verticale delle ruote (2) anteriori e la posizione

verticale e delle ruote (2) posteriori.

6) Metodo di calcolo secondo una delle rivendicazioni da 2 a 5, in cui:

l'equazione del modello matematico che rappresenta ciascun ammortizzatore (5) del veicolo (1) prevede la conoscenza della massa del telaio (3) del veicolo (1), ovvero delle masse non sospese del veicolo (1), e della rigidezza di una molla (6) accoppiata all'ammortizzatore (5);

la massa del telaio (3) del veicolo (1) viene misurata direttamente mediante una misura di peso del veicolo (1) in condizioni statiche; e

la rigidezza della molla (6) accoppiata a ciascun ammortizzatore (5) viene identificata mediante prove statiche che prevedono di applicare diversi carichi verticali statici sulle ruote (2) del veicolo (1).

7) Metodo di calcolo secondo una delle rivendicazioni da 1 a 6, in cui:

per ciascuna sospensione (4) del veicolo (1) il modello matematico prevede l'utilizzo di quattro equazioni della sospensione (4) che presentano tutte la stessa identica struttura e forniscono rispettivamente l'angolo di camber della ruota (2), l'angolo di convergenza della ruota (2), la posizione longitudinale dell'attacco ruota e la posizione trasversale dell'attacco ruota;

la struttura delle quattro equazioni della sospensione (4) è la seguente:

$$A = A_{\text{stat}} + \Delta A(z) + \Delta A(\text{SWA}) + \delta A(F_x) + \delta A(F_y) + \delta A(M_z)$$

A grandezza della sospensione (4) da determinare;

A_{stat} valore statico della grandezza della sospensione (4);

z posizione della ruota (2) lungo l'asse verticale;

SWA angolo di sterzo;

F_x forza longitudinale agente sulla ruota (2);

F_y forza trasversale agente sulla ruota (2);

M_z momento di auto-allineamento agente sulla ruota (2) e che tende a ruotare la ruota (2) attorno ad all'asse verticale.

8) Metodo di calcolo secondo la rivendicazione 7 e comprendente le ulteriori fasi di:

determinare mediante prove statiche sul veicolo (1) il valore A_{stat} statico della grandezza della sospensione (4), la variazione $\Delta A(z)$ della grandezza della sospensione (4) per effetto della variazione della posizione (z) lungo l'asse verticale del baricentro del veicolo (1), e la variazione $\Delta A(\text{SWA})$ della grandezza della sospensione (4)

per effetto della variazione dell'angolo SWA di sterzo; e

determinare mediante prove dinamiche sul veicolo (1) la variazione δA della grandezza della sospensione (4) in funzione della forza F_x longitudinale agente sulla ruota (2), la variazione δA della grandezza della sospensione (4) in funzione della forza F_y trasversale agente sulla ruota (2), e la variazione δA della grandezza della sospensione (4) in funzione del momento M_z di auto-allineamento agente sulla ruota (2).

9) Metodo di calcolo secondo la rivendicazione 8 e comprendente l'ulteriore fase di determinare il valore A_{stat} statico della grandezza della sospensione (4) mediante una prova statica che prevede di rilevare la configurazione statica delle sospensioni (4) del veicolo (1) in assenza di sollecitazioni esterne.

10) Metodo di calcolo secondo la rivendicazione 8 o 9 e comprendente l'ulteriore fase di determinare la variazione $\Delta A(z)$ della grandezza della sospensione (4) per effetto della variazione della posizione (z) lungo l'asse verticale del baricentro del veicolo (1) mediante delle prove statiche che prevedono di applicare sul telaio (3) del veicolo (1) in modo simmetrico ed in modo asimmetrico una forza verticale diretta verso il basso.

11) Metodo di calcolo secondo la rivendicazione 8, 9 o 10 e comprendente l'ulteriore fase di determinare la

variazione $\Delta A(\text{SWA})$ della grandezza della sospensione (4) per effetto della variazione dell'angolo SWA di sterzo mediante delle prove statiche che prevedono di ruotare un volante del veicolo (1) in entrambe le direzioni.

12) Metodo di calcolo secondo una delle rivendicazioni da 8 a 11 e comprendente l'ulteriore fase di determinare la variazione δA della grandezza della sospensione (4) in funzione della variazione δF_x della forza F_x longitudinale agente sulla ruota (2) mediante delle prove dinamiche che prevedono di frenare ed accelerare in modo quasi-statico il veicolo (1) lungo un percorso perfettamente rettilineo.

13) Metodo di calcolo secondo una delle rivendicazioni da 8 a 12 e comprendente le ulteriori fasi di:

determinare la somma complessiva della variazione δA della grandezza della sospensione (4) in funzione della forza F_y trasversale agente sulla ruota (2) e della variazione δA della grandezza della sospensione (4) in funzione del momento M_z di auto-allineamento agente sulla ruota (2) mediante prove dinamiche che prevedono variazioni quasi-statiche sul veicolo (1); ed

attribuire, accettando una approssimazione per semplificare, la somma complessiva delle due variazioni δA della grandezza della sospensione (4) solo in funzione della forza F_y trasversale agente sulla ruota (2).

14) Metodo di calcolo secondo la rivendicazione 13 e

comprendente l'ulteriore fase di determinare la somma complessiva mediante delle prove dinamiche che prevedono di variare l'angolo SWA di sterzo del veicolo (1) mentre il veicolo (1) avanza a velocità costante.

15) Metodo di calcolo secondo una delle rivendicazioni da 1 a 14 e comprendente l'ulteriore fase di misurare i valori sperimentali delle seguenti grandezze fisiche che caratterizzano il comportamento del veicolo (1):

angolo SWA di sterzo;

coppia di sterzo;

accelerazioni lineari del telaio (3) del veicolo (1) in un sistema di riferimento tridimensionale e rispetto al suolo;

velocità angolari del telaio (3) del veicolo (1) in un sistema di riferimento tridimensionale e rispetto al suolo;

velocità longitudinale, velocità laterale, ed angolo di assetto del telaio (3) del veicolo (1) rispetto al suolo;

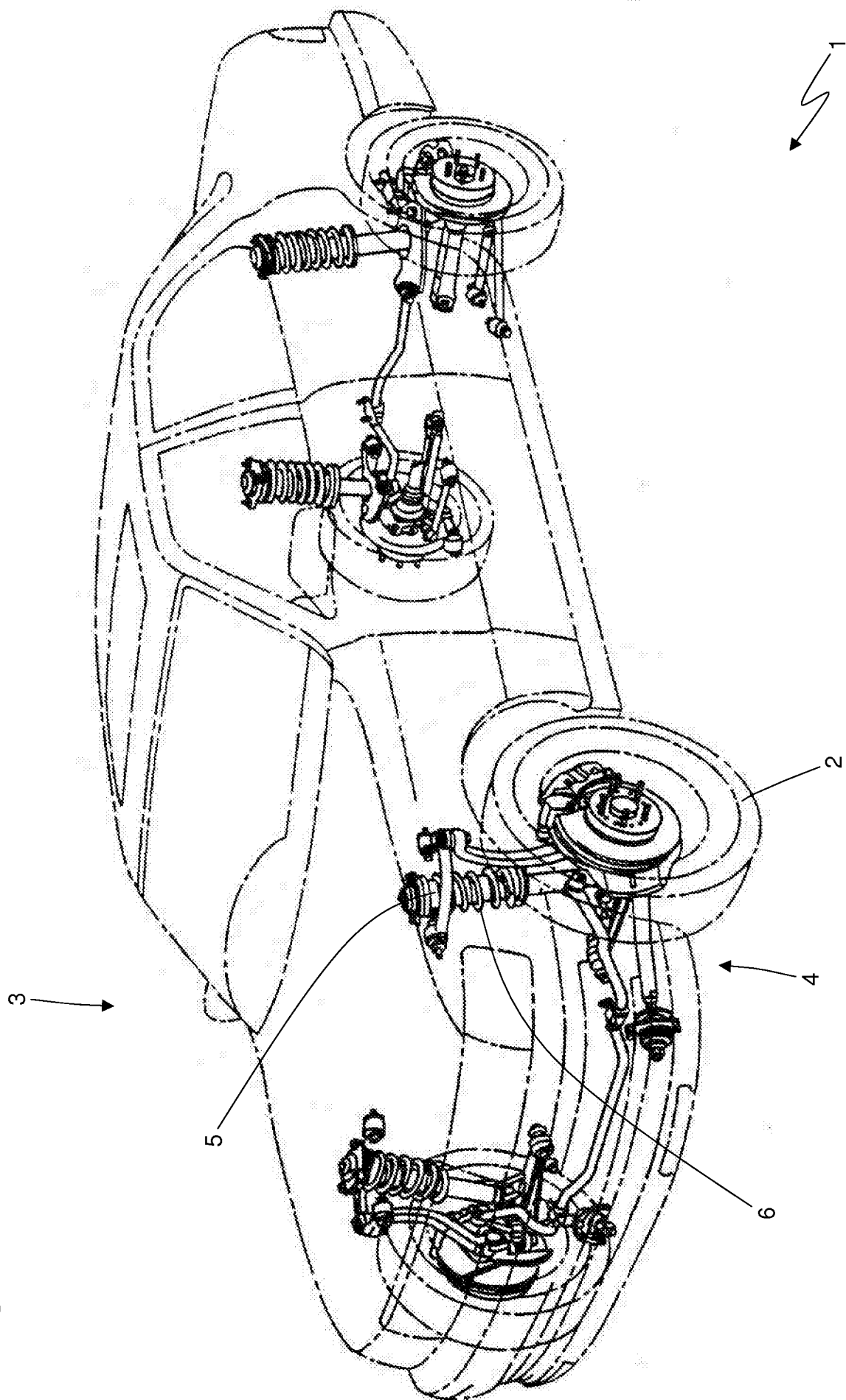
forze e momenti agenti sulle ruote (2) del veicolo (1) in un sistema di riferimento tridimensionale;

posizione ed orientamento delle ruote (2) del veicolo (1) in un sistema di riferimento tridimensionale e rispetto al telaio (3) del veicolo (1).

p.i.: BRIDGESTONE CORPORATION

Elena CERBARO

Fig. 1



p.i.: BRIDGESTONE CORPORATION

Elena CERBARO
(Iscrizione Albo nr. 426/BM)

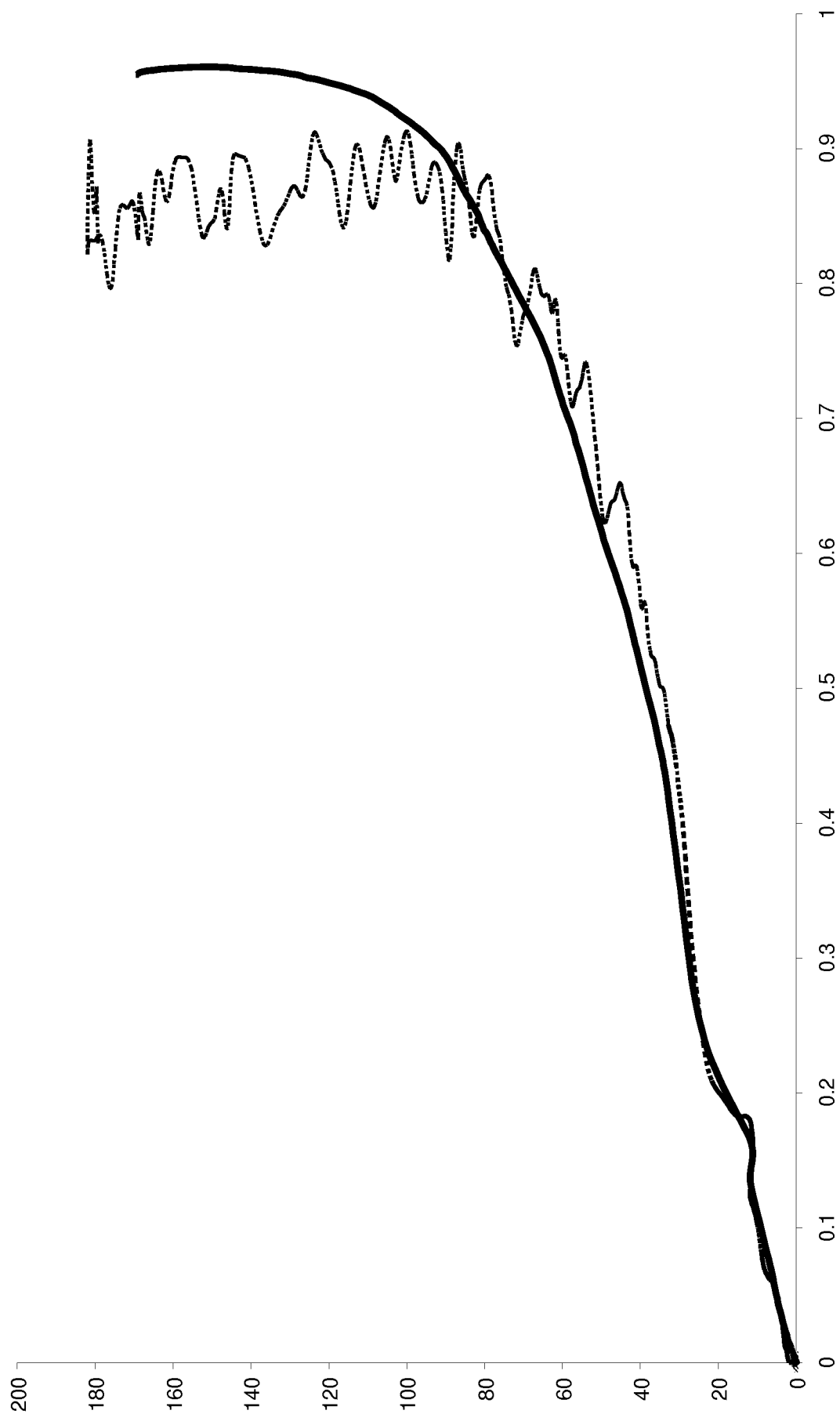


Fig. 2

p.i.: BRIDGESTONE CORPORATION

Elena CERBARO
(Iscrizione Albo nr. 426/BM)

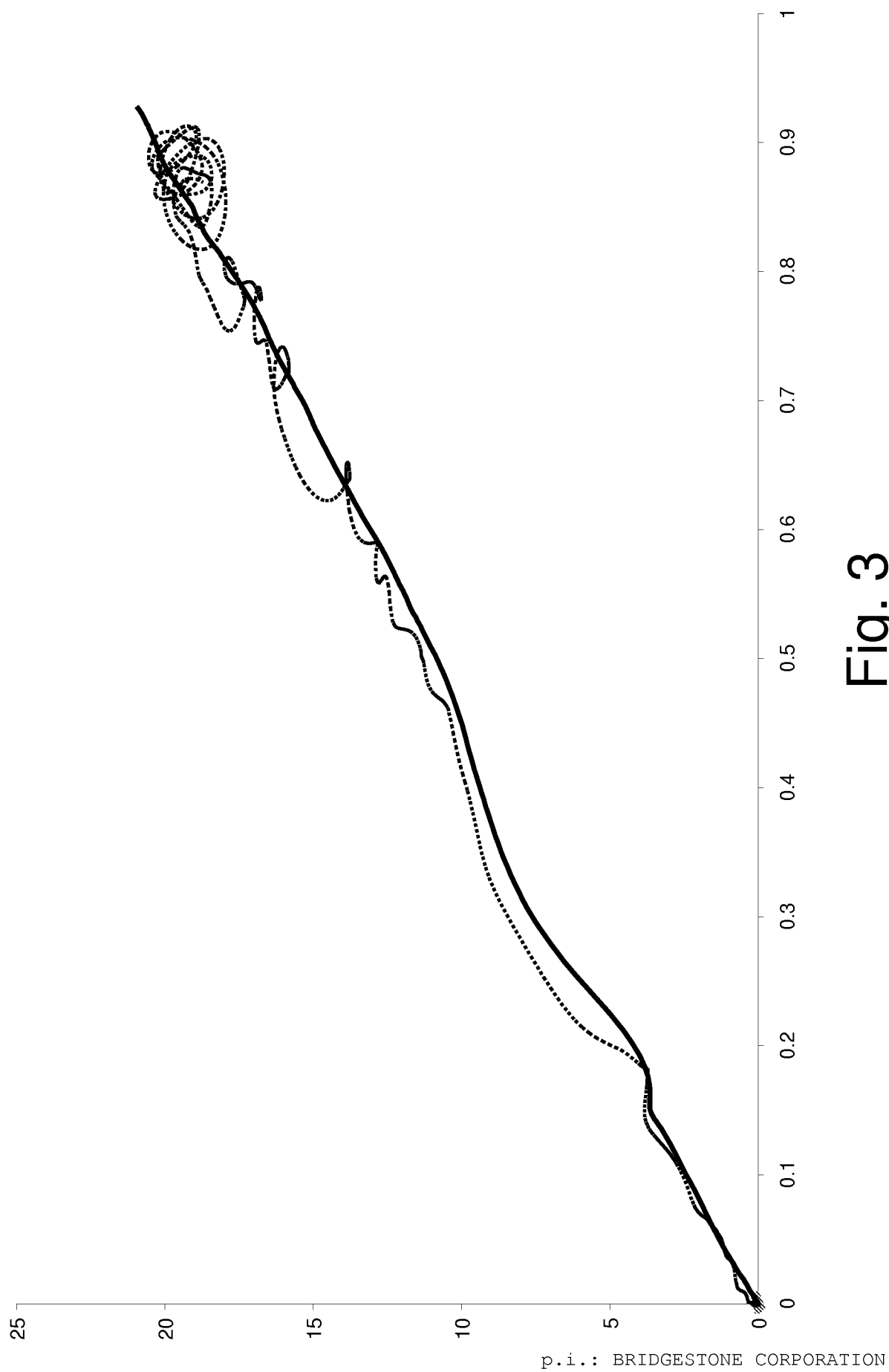


Fig. 3

p.i.: BRIDGESTONE CORPORATION

Elena CERBARO
(Iscrizione Albo nr. 426/BM)

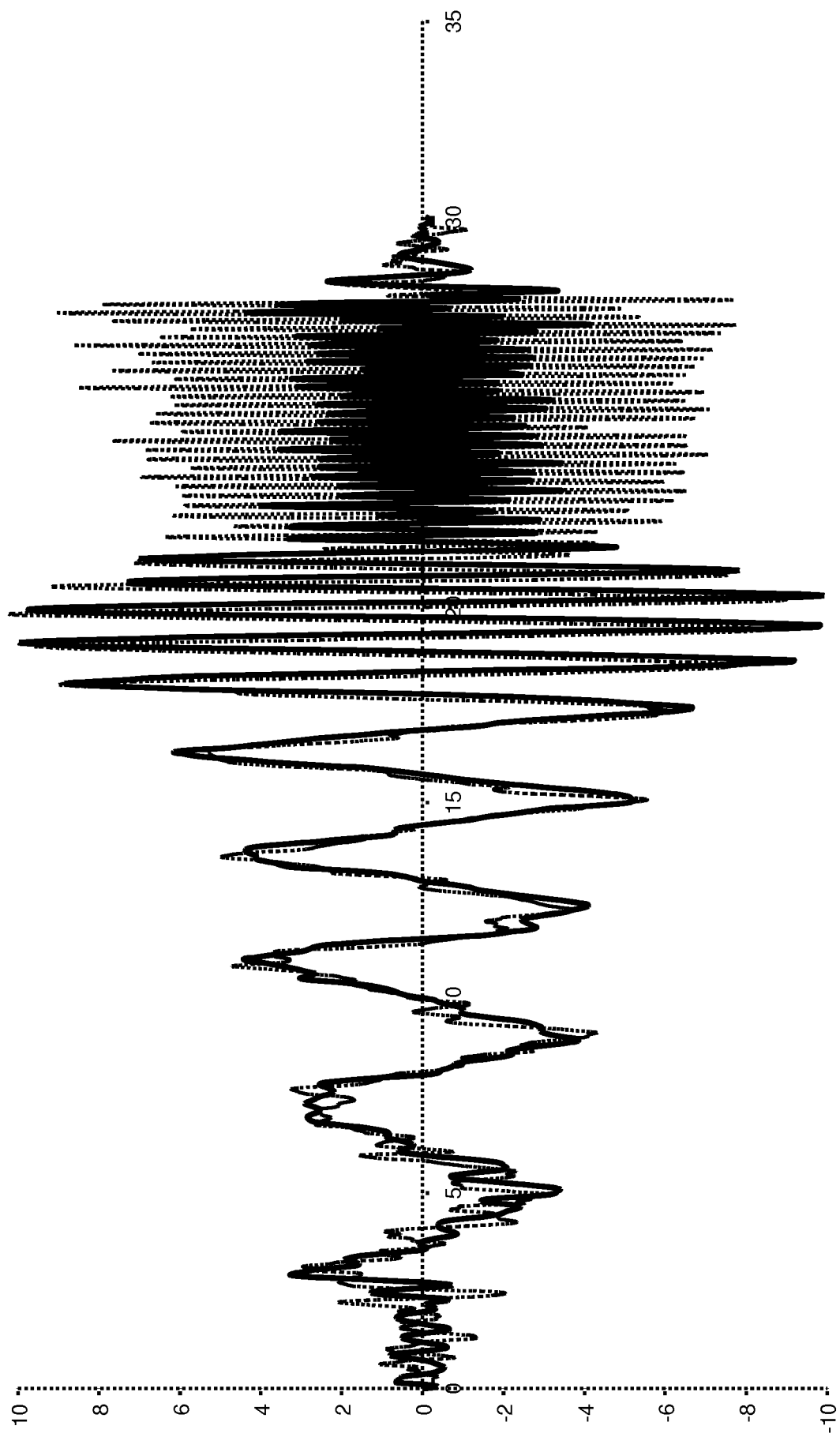


Fig. 4

p.i.: BRIDGESTONE CORPORATION

Elena CERBARO
(Iscrizione Albo nr. 426/BM)

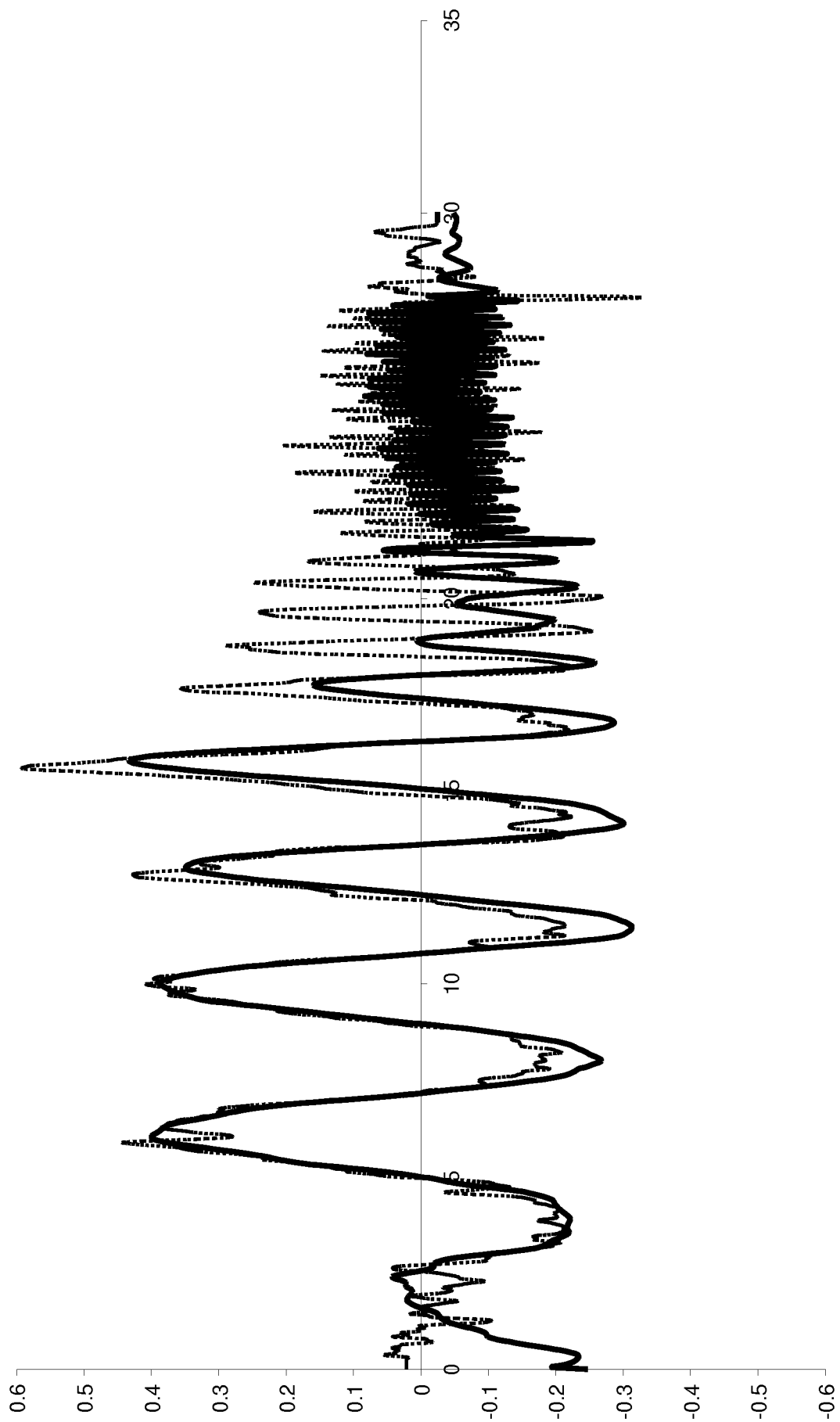


Fig. 5

p.i.: BRIDGESTONE CORPORATION

Elena CERBARO
(Iscrizione Albo nr. 426/BM)

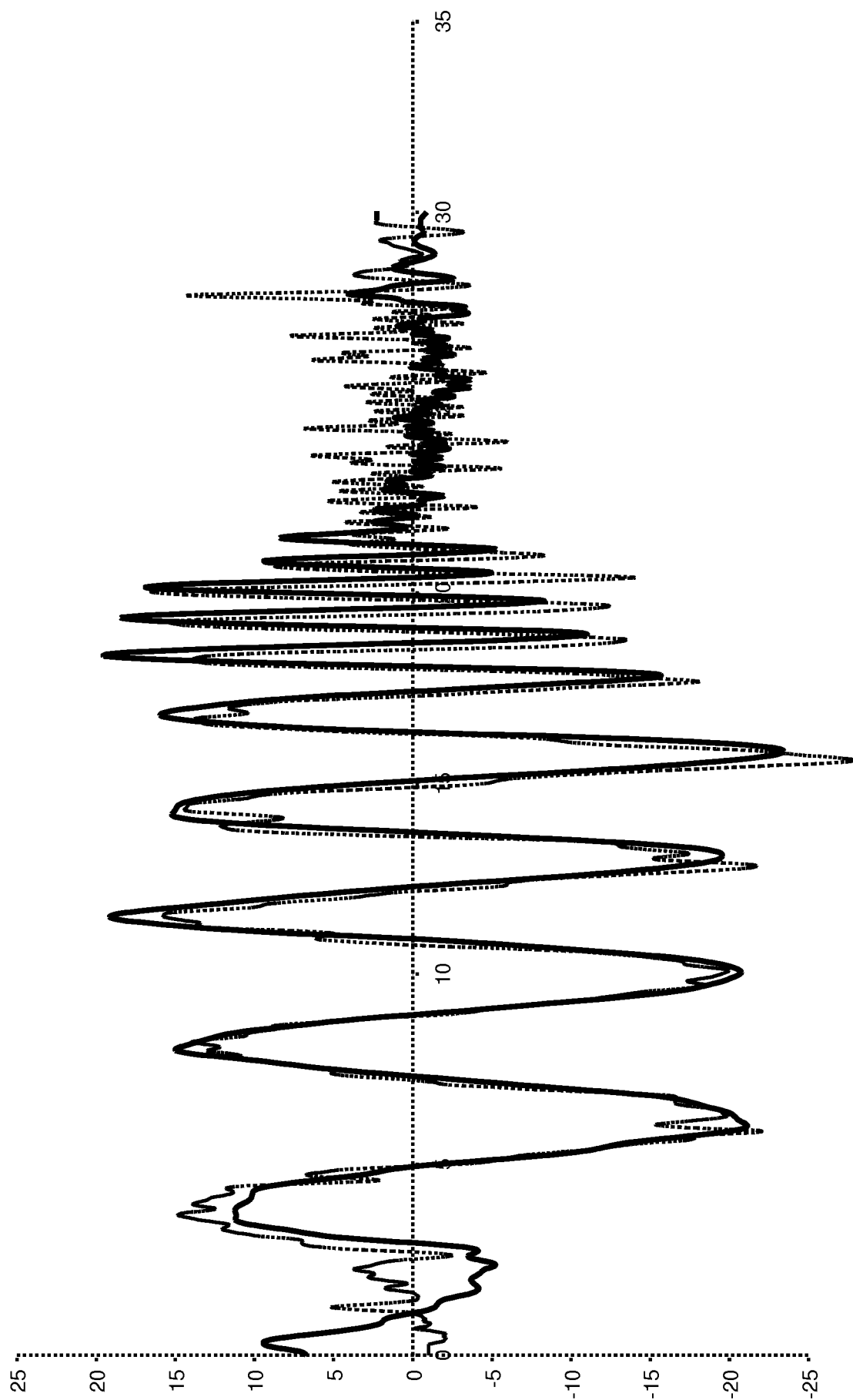


Fig. 6

p.i.: BRIDGESTONE CORPORATION

Elena CERBARO
(Iscrizione Albo nr. 426/BM)