

Un modello per lo studio dell'usura degli pneumatici: confronto numerico-sperimentale ed effetto dei parametri costruttivi

Francesco Braghin (*), Federico Cheli (*), Stefano Melzi (*), Ferruccio Resta (*)

Politecnico di Milano, Dipartimento di Meccanica ()*

(Received on May 17, 2007)

Abstract

Per le numerose implicazioni economiche ed ambientali, la possibilità di prevedere in fase di progetto il livello di usura degli pneumatici riveste un ruolo di primaria importanza per i costruttori, i consumatori e le Autorità Governative. Il progetto europeo triennale TROWS (Tyre and Road Wear and Slip assessment) è stato avviato nel 2000 sulla base di queste considerazioni; uno degli obiettivi del progetto consisteva nella realizzazione di un codice di simulazione in grado di fornire una previsione dell'usura complessiva dello pneumatico e una stima qualitativa della sua distribuzione sul battistrada. La metodologia proposta combina un modello matematico dello pneumatico con una legge d'attrito e d'usura determinate sperimentalmente; il modello consente di prevedere i livelli di usura associati ad una determinata manovra eseguita da una vettura.

I risultati del modello sono stati confrontati con quelli ottenuti da una sperimentazione full-scale effettuata su due Peugeot 406: le due vetture, una equipaggiata con pneumatici 195/65 R15 all-season (denominati pneumatici A) ed una con pneumatici invernali della stessa taglia (pneumatici B) hanno percorso circa 80000 km su una combinazione di strade urbane, extraurbane ed autostrade. I risultati del confronto hanno evidenziato come la metodologia proposta sia in grado di prevedere livelli d'usura qualitativamente e quantitativamente in linea con quelli ottenuti sperimentalmente.

Due to their many economic and ecological implications the possibility to predict tyre wear is of major importance to tyre manufacturers, fleet owners and governments. Based on these observations, in 2000 a three-year project named TROWS (Tyre and ROad Wear and Slip assessment) was started. One of the TROWS objectives was to provide a tool able to numerically predict tyre global wear as well as to qualitatively determine

the wear distribution. The proposed methodology combines a mathematical model of the tyre with an experimentally determined local friction and wear law. Thus, tyre abrasion due to each single manoeuvre can be determined.

Full-scale experimental tests were carried out with two Peugeot 406 cars on a public road course in Italy. Each car was equipped with a different set of tyres: one car was equipped with four all-season tyres (from now on called A tyres) and the other car was equipped with four winter tyres (from now on called B tyres). Both sets of tyres had a 195/65 R15 size. The collected data was used to validate the model. The methodology proved to give qualitatively good tyre wear predictions.

Keywords Pneumatico, modello fisico, usura, prove sperimentali full-scale, analisi di sensitività

Introduzione

Lo scopo di questo lavoro è mettere a punto un codice di simulazione in grado di prevedere i livelli di usura di uno pneumatico tenendo in considerazione i parametri strutturali ed il disegno del battistrada. Come è facile immaginare, un modello di pneumatico in grado di riprodurre il comportamento macroscopico della struttura (forze e momenti scambiati con il terreno in funzione delle condizioni di esercizio) nonché il comportamento microscopico del battistrada (usura localizzata dei vari tasselli al variare del disegno battistrada stesso) presenta un costo computazionale estremamente rilevante. Lo stesso modello può essere utilizzato per determinare come i parametri costruttivi dello pneumatico influenzino i livelli di consumo fornendo quindi delle linee guida per la progettazione di pneumatici con minore impatto ambientale. L'analisi di sensibilità dei parametri costruttivi dello pneumatico nei confronti dell'usura battistrada è stata effettuata sfruttando la potenza di calcolo messa a disposizione dal cluster AVOGADRO del CILEA. Si tenga conto che ogni simulazione richiede ca. 1 settimana di calcolo a causa dell'estremo dettaglio con cui si è riprodotto il disegno battistrada, necessario a cogliere l'usura localizzata dei singoli tasselli, delle elevate frequenze proprie degli elementi battistrada e del contatto con attrito tra tasselli e superficie stradale. L'occupazione su disco è di ca. 1 GB per simulazione.

Modello dello pneumatico

Il modello proposto (denominato PaRRT, Physical Rigid Ring Tyre model) consente di simulare una manovra generica a partire dalle forze

generalizzate sul mozzo dello pneumatico (le 3 componenti di forza applicate al mozzo e la coppia motrice/frenante) e dagli angoli di sterzo e camber. Queste quantità possono essere sia determinate sperimentalmente che calcolate attraverso un codice di simulazione multi-body. Il modello (descritto in dettaglio in [1]) può essere considerato diviso in 2 sottostrutture interconnesse (Figura 1a e 1b): il modello strutturale ed il modello del contatto.

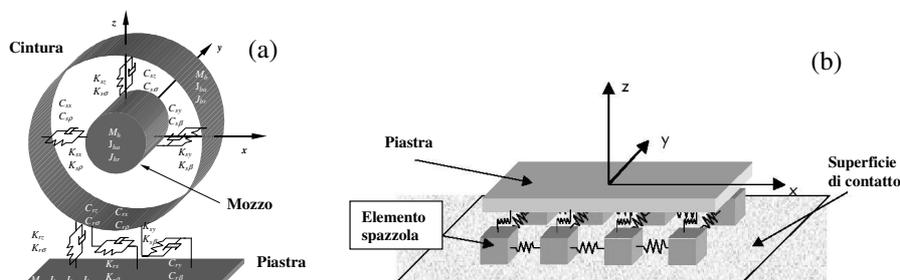


Fig.1 Modello ParRT: modello della struttura (a), modello del contatto (b).

Modello della struttura

Il modello strutturale, rappresentato in Figura 1a, è composto da tre corpi rigidi, un disco, un anello ed una piastra rispettivamente rappresentativi del mozzo, della cintura e dell'impronta di contatto; il modello del contatto viene interfacciato alla piastra.

Per descrivere il moto della struttura dello pneumatico si assume un sistema di riferimento assoluto destrorso con l'asse z rivolto verso l'alto; il mozzo e la cintura sono dotati di 6 gradi di libertà nello spazio mentre la piastra presenta solo 3 gradi di libertà dato che il suo moto avviene parallelamente al terreno.

I tre corpi rigidi sono interconnessi attraverso elementi viscoelastici; gli elementi strutturali (parametri strutturali) che connettono il mozzo alla cintura rappresentano la risposta delle pareti della carcassa dello pneumatico gonfiato; gli elementi di connessione tra cintura e piastra riproducono la deformabilità residua della cintura in prossimità della zona di contatto quando lo pneumatico viene schiacciato al suolo.

I parametri strutturali possono essere identificati nel dominio delle frequenze a partire da simulazioni FEA condotte su raffinati modelli ad elementi finiti dello pneumatico; sono state messe a punto tecniche per l'identificazione dei medesimi parametri nel dominio del tempo/frequenza seguendo un approccio sperimentale [2]. Bisogna osservare che questi parametri sono funzione della pressione di gonfiaggio e del carico verticale applicato ma non della velocità di rotazione. La validità della

modellazione utilizzata per la struttura è limitata a circa 60-80 Hz dove si colloca il primo modo deformabile della cintura.

Le equazioni di moto della struttura dello pneumatico sono:

$$[M_s] \ddot{\mathbf{q}}_s + [C_s] \dot{\mathbf{q}}_s + [K_s] \mathbf{q}_s = \mathbf{F}_p(\mathbf{q}_{be}, \dot{\mathbf{q}}_{be}, \mathbf{q}_s, \dot{\mathbf{q}}_s) + \mathbf{F}_{nl}(\mathbf{q}_s, \dot{\mathbf{q}}_s) + \mathbf{F}_h \quad (1)$$

dove \mathbf{q}_s e \mathbf{q}_{be} sono rispettivamente i vettori della struttura e degli elementi “spazzola” del modello di contatto (descritto nel paragrafo successivo). $[M_s]$, $[C_s]$ e $[K_s]$ sono la matrice di massa, di smorzamento e di rigidità della struttura, mentre \mathbf{F}_p , \mathbf{F}_{nl} e \mathbf{F}_h rappresentano rispettivamente i vettori delle forze tra la struttura ed il contatto, gli effetti non lineari e delle forze generalizzate applicate al mozzo.

Modello del contatto

Per stimare con precisione l'usura dello pneumatico è necessario riprodurre in modo fedele la dinamica della mescola battistrada nell'impronta di contatto sia in termini di distribuzione di forze tangenziali che di velocità di scorrimento. Il modello di contatto deve pertanto considerare la geometria effettiva dei tasselli associata al disegno del battistrada ed il comportamento dinamico della mescola.

Il modello di contatto introdotto in PaRRT può essere classificato come un brush-model bidimensionale [3][4]; come mostrato in Figura 1b ogni elemento del modello (spazzola) presenta due gradi di libertà nel piano, costituiti dalle traslazioni laterale e longitudinale.

La superficie di rotolamento viene suddivisa attraverso una griglia in tasselli rettangolari (in generale non coincidenti con i tasselli del battistrada) uniformemente spazati in direzione longitudinale e di dimensione variabile in senso trasversale; ogni tassello della griglia coincide con un elemento spazzola del brush model.

Ad ogni elemento sono associate delle caratteristiche quali massa, rigidità e smorzamento funzione della posizione dell'elemento stesso sulla superficie di rotolamento dello pneumatico. Mentre la massa è una funzione della sola geometria dell'elemento, le caratteristiche di rigidità e smorzamento delle spazzole, sia rispetto alla piastra che rispetto agli elementi adiacenti, sono anche funzione della temperatura della gomma, della frequenza di eccitazione, dello stato di precarico ecc. Al fine di snellire i tempi di calcolo del modello, i parametri visco-elastici sono stati determinati alla temperatura di 70°C e alla frequenza di eccitazione di 100 Hz (frequenza di eccitazione media dei tasselli del battistrada associata alla tessitura della superficie stradale ed alla velocità di avanzamento); un raffinato modello FEA del battistrada viene impiegato

per determinare i parametri viscoelastici di ogni tassello considerando la loro dipendenza dal carico verticale agente nell'impronta di contatto.

Allo stato attuale di sviluppo la soluzione del problema normale (determinazione della forma dell'impronta di contatto e della distribuzione dei carichi verticali sugli elementi spazzola) viene eseguita off-line impiegando alternativamente prove sperimentali o simulazioni numeriche misurando o calcolando l'influenza sulla distribuzione di pressione del carico verticale sul mozzo, dell'angolo di camber e dell'angolo di deriva. Le equazioni di moto del modello di contatto sono

$$[M_{be}] \ddot{\mathbf{q}}_{be} + [C_{be}] \dot{\mathbf{q}}_{be} + [K_{be}] \mathbf{q}_{be} = \mathbf{F}_p(\mathbf{q}_{be}, \dot{\mathbf{q}}_{be}, \mathbf{q}_s, \dot{\mathbf{q}}_s) + \mathbf{F}_c(\mathbf{q}_{be}, \dot{\mathbf{q}}_{be}) \quad (2)$$

In (2) $[M_{be}]$, $[C_{be}]$ e $[K_{be}]$ sono rispettivamente le matrici di massa smorzamento e rigidità del contatto e \mathbf{F}_c il vettore delle forze di contatto. La forza di contatto agente sull'elemento ij (dove i è l'indice dell'elemento spazzola generico lungo la direzione circonferenziale e j l'indice dell'elemento generico lungo la direzione trasversale) è uguale a:

$$\begin{cases} \mathbf{F}_{c_{ij}} = [C_{be_{ij}}] \Delta \dot{\mathbf{q}}_{be_{ij}} + [K_{be_{ij}}] \Delta \mathbf{q}_{be_{ij}} & |\mathbf{F}_{c_{ij}}| \leq \mu_{s_{ij}} F_{n_{ij}} \\ \mathbf{F}_{c_{ij}} = -\mu_{d_{ij}} \cdot F_{n_{ij}} \cdot \frac{\mathbf{v}_{ij}}{|\mathbf{v}_{ij}|} & |\mathbf{F}_{c_{ij}}| > \mu_{s_{ij}} F_{n_{ij}} \end{cases} \quad (3)$$

dove le due condizioni di lavoro, aderenza e slittamento, sono state separate. Nell'equazione (3) $\mathbf{F}_{c_{ij}}$ è il vettore delle forze di contatto di attrito agenti sull'elemento ij , $[C_{be_{ij}}]$ e $[K_{be_{ij}}]$ sono rispettivamente la matrice di smorzamento e rigidità relative all'elemento ij , $\Delta \mathbf{q}_{be_{ij}}$ è il vettore di deformazione di tutti gli elementi elastici attaccati all'elemento ij , $\mu_{s_{ij}}$ e $\mu_{d_{ij}}$ sono i coefficienti di attrito statico e dinamico, $F_{n_{ij}}$ è la forza di contatto normale (pari al prodotto $p_{ij} \cdot \Delta x_{ij} \cdot \Delta y_{ij}$, dove p_{ij} è la pressione di contatto sull'elemento ij , e Δx_{ij} e Δy_{ij} sono la dimensione longitudinale e trasversale dello stesso elemento) mentre \mathbf{v}_{ij} è il vettore velocità di slittamento dell'elemento ij .

Il modello completo

Le equazioni del modello completo sono integrate nel dominio del tempo attraverso un solutore a passo variabile Adams.Bashforth-Moulton PECE. Le matrici di rigidità, smorzamento e massa del modello strutturale (1) vengono aggiornate ad ogni passo di integrazione

in funzione del carico verticale agente; i valori di rigidità e smorzamento del singolo tassello del modello di contatto (2) vengono ricalcolati in funzione della pressione verticale agente.

Il modello di attrito locale

L'introduzione della legge di attrito locale nel modello di contatto avviene attraverso una formulazione analitica; il modello utilizzato consente di descrivere l'attrito di mescole in elastomero considerando l'effetto di diversi parametri esterni ed è noto in letteratura come legge di Savkoor [5]:

$$\mu_{d_{ij}} = \left(\frac{p_{ij}}{p_0} \right)^{-k} \left[\mu_0 + (\mu_m - \mu_0) \exp \left\{ -h^2 \log^2 \left(\frac{|v_{ij}|}{v_m} \right) \right\} \right] \quad (4)$$

Nella (4) p_0 rappresenta la pressione di contatto di riferimento, k un parametro per introdurre la dipendenza dalla pressione, mentre μ_0 e μ_m sono il coefficiente di attrito a velocità nulla (assunto pari al coefficiente di attrito statico μ_{sij}) e il massimo valore del coefficiente di attrito, v_m la velocità in corrispondenza della quale si registra il valore di picco suddetto, mentre h è un parametro di velocità.

I parametri della legge di attrito sono funzione delle caratteristiche della gomma e non del particolare tassello di battistrada; la legge di Savkoor considera la dipendenza dell'attrito solo dalla velocità di slittamento e dalla pressione localmente agente. È comunque possibile considerare la dipendenza dei parametri della (4) dalla temperatura e dalla rugosità superficiale. La relazione tra i parametri della legge di Savkoor e la rugosità/temperatura superficiale deve essere determinata sperimentalmente.

Per semplificare il modello di attrito e considerando che le caratteristiche della mescola battistrada sono linearizzate nell'intorno della temperatura di esercizio tipica dei pneumatici vettura (70°C), i parametri del modello di Savkoor sono stati identificati alla medesima temperatura. Inoltre, conoscendo su quali strade sarebbero stati testati gli pneumatici, è stato possibile determinare la microtessitura dell'asfalto ed identificare i parametri della legge di attrito su una superficie abrasiva con le stesse caratteristiche di rugosità superficiale.

La Figura 2 mostra le leggi di attrito identificate sperimentalmente per le due mescole considerate in questo studio; la mescola A è quella utilizzata per gli pneumatici all-season, mentre quella B per gli pneumatici invernali.

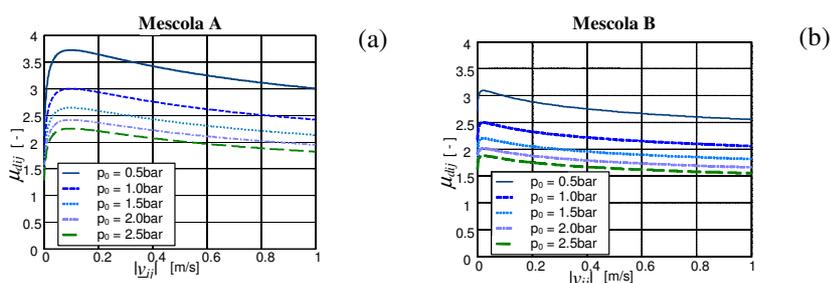


Fig.2 Leggi di attrito per le due mescole battistrada considerate, ottenute ad una temperatura di 70°C e una microtessitura superficiale con una lunghezza d'onda media di $2.3 \times 10^{-4}\text{m}$.

Il modello di usura della mescola

L'usura della gomma è il risultato di diversi meccanismi che vanno dall'abrasione, all'ossidazione ed alla delaminazione associata a cicli di sollecitazione ripetuta; dato che i meccanismi di usura possono operare simultaneamente ed in proporzioni differenti a seconda delle condizioni di esercizio risulta complesso elaborare un modello predittivo per l'usura della gomma. A questo si aggiunge l'influenza che diversi parametri esterni esercitano sul consumo della mescola: la forma delle superfici a contatto, la presenza di contaminanti tra le superfici stesse, la velocità di slittamento, la pressione e la temperatura di contatto [6]. Risulta pertanto fondamentale testare dei campioni di gomma in condizioni molto vicine a quelle effettivamente riscontrate in esercizio; sulla base di questa considerazione le campagne di prova outdoor risultano preferibili per acquisire dati sul consumo della gomma. Sfortunatamente i test outdoor implicano in genere costi elevati e soprattutto tendono ad incrementare la complessità del fenomeno a causa di diversi fattori che entrano in gioco in misura non completamente controllabile. Per questa ragione si è preferito sviluppare una legge di usura euristica a partire da prove di laboratorio, applicabile, tramite il modello numerico, alle diverse condizioni di esercizio dello pneumatico preso in considerazione.

Diverse serie di test sono state condotte su due macchine di prova differenti, una ad angolo di deriva imposto ed una a scorrimento longitudinale imposto. Le macchine utilizzano provini circolari rotolanti, assimilabili a pneumatici in scala ridotta, di dimensioni differenti; per confrontare i risultati del consumo su provini differenti è stato necessario normalizzare sia la potenza dissipata per attrito che la perdita di massa:

la potenza dissipata è stata normalizzata all'area di contatto mentre la massa persa è stata divisa per la distanza percorsa dal provino e per la sua larghezza (ovvero per l'area "spazzata" dal provino nel test). I risultati ottenuti con le due macchine di prova vengono interpolati con la stessa curva (Figura 3). Questo significa che sebbene le due macchine di prova operino in modo completamente differente (una a scorrimento imposto, l'altra ad angolo di deriva imposto) è possibile determinare un'unica legge di usura locale che lega la perdita di massa normalizzata alla potenza dissipata normalizzata.

La legge d'usura introdotta nel modello può essere descritta analiticamente attraverso la formula

$$\tilde{m}_{ij} = k_1 \tilde{w}_{ij}^{k_2} \quad (5)$$

Dove \tilde{m}_{ij} è la massa persa per unità di area spazzata, \tilde{w}_{ij} è la potenza dissipata per area di contatto unitaria; k_1 e k_2 sono i parametri di usura caratteristici della mescola, funzioni della temperatura e della rugosità superficiale. Le leggi d'usura identificate per le mescole battistrada A e B a 70°C e su una superficie abrasiva con una microtessitura media analoga a quella misurata sul tracciato reale è mostrata in Figura 3.

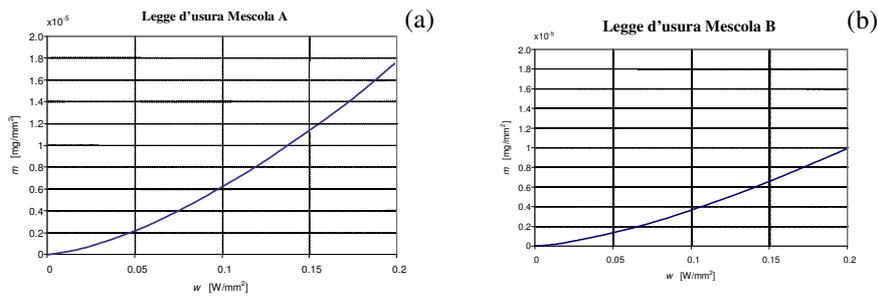


Fig.3 Legge d'usura locale per le due mescole battistrada considerate a 70°C e micro tessitura superficiale con una lunghezza d'onda media di $2.3 \cdot 10^{-4}$ m.

Nel modello numerico, una volta nota la distribuzione delle forze tangenziali e delle velocità di slittamento nel contatto è possibile determinare la potenza dissipata per unità di area su ogni elemento spazzola in cui è stato discretizzato il battistrada; ad ogni passo di integrazione viene determinata l'area spazzata dal singolo elemento e, applicando la relazione (5), è possibile calcolare il suo consumo in termini di perdita di massa. Considerando un processo di consumo lineare (ovvero assumendo che la legge di usura non cambi con il consumo del

tassello) è possibile stimare il profilo di usura sul battistrada associato ad una determinata manovra o ad una sequenza di manovre.

Confronto numerico-sperimentale

Al fine di validare il modello predittivo dell'usura, sono state condotte delle prove sperimentali outdoor su due vetture identiche (Peugeot 406) una equipaggiata con un treno di pneumatici all-seasons e l'altra con pneumatici invernali. Le vetture hanno percorso una distanza complessiva di 80000 km su un tracciato individuato nella zona del Passo della Cisa composto da tratti urbani, extraurbani ed autostradali in modo da combinare delle condizioni operative tipiche dei tracciati europei. I test sono stati eseguiti sia in estate che in inverno in modo da valutare l'influenza delle condizioni climatiche sul consumo. I risultati presentati nel seguito sono relativi ai test estivi, dato che le leggi di usura applicate nel modello sono più vicine a queste condizioni di impiego.

Dal momento che sulle vetture non era stato installato alcun dispositivo per la misura delle forze al mozzo è stato necessario utilizzare un modello multi-body validato delle vetture in modo da riprodurre numericamente le manovre effettuate e generare gli ingressi per il modello PaRRT. Il sistema di acquisizione montato sulle vetture ha consentito di caratterizzare ogni condizione operativa tramite i segnali di: angolo di sterzo, posizione della valvola a farfalla, 3 componenti di accelerazione nel baricentro e 3 componenti velocità angolari della cassa.

Per ridurre l'onere computazionale è stata effettuata una selezione di 36 manovre particolarmente significative sia per la percentuale di occorrenza che per l'effetto atteso sull'usura complessiva. Queste manovre sono state simulate utilizzando un modello multi-body delle vetture (realizzato in ADVANCE [7]) in modo da generare le storie di forze al mozzo, angolo di deriva e camber sui quattro pneumatici; queste quantità sono state utilizzate come ingresso per le successive simulazioni PaRRT tramite le quali è stato possibile associare ad ognuna delle 36 manovre un tasso ed un profilo di usura.

Valutazione della distribuzione dell'usura

Per determinare la distribuzione di perdita di massa sulla superficie di rotolamento dello pneumatico la perdita di massa locale viene riposizionata sulla superficie di rotolamento e sommata su tutti gli istanti di tempo dell'integrazione (k) durante i quali l'elemento ij è in contatto con la strada.

$$\tilde{M}_{ij} = \sum_k \tilde{m}_{ij}(k) \cdot \Delta y_{ij} \cdot v_{x_{ij}}(k) \cdot dt + \sum_k \tilde{m}_{ij}(k) \cdot \Delta x_{ij} \cdot v_{y_{ij}}(k) \cdot dt \quad (6)$$

In (6) \tilde{M}_{ij} è la perdita di massa complessiva sull'elemento ij , $v_{x_{ij}}$ e $v_{y_{ij}}$ sono la componente longitudinale e laterale della velocità di slittamento dell'elemento ij e dt il passo di integrazione. Il profilo di usura trasversale è ottenuto sommando sulla direzione circonferenziale: l'usura media può essere ottenuta sommando lungo la direzione circonferenziale e assiale.

Come descritto in precedenza le manovre selezionate raccolgono un numero di condizioni operative sensibilmente inferiore rispetto al totale delle manovre effettuate sul percorso di prova. Per ottenere un confronto tra i risultati sperimentali e quelli numerici è necessario utilizzare una procedura di estrapolazione basata sul tasso d'usura (consumo/distanza percorsa) associato ad ogni manovra. Dato che il tasso d'usura è funzione dell'accelerazione longitudinale, laterale e della velocità, è possibile identificare una ipersuperficie 4D; attraverso un metodo di interpolazione [8] è possibile determinare il tasso d'usura medio associato ad una certa manovra caratterizzata da una terna di accelerazione longitudinale, laterale e velocità di percorrenza. L'ipersuperficie considerata non tiene in considerazione il cambiamento delle caratteristiche degli pneumatici (compresa la legge di usura) legato al consumo della miscela battistrada; assumendo questa ipotesi l'ordine con cui vengono eseguite le manovre risulta ininfluenza per la stima dell'usura complessiva. Per comparare i risultati del modello PaRRT con i dati sperimentali è necessario convertire il consumo complessivo in termini di massa come consumo complessivo in termini di spessore del battistrada usurato:

$$\Delta h = \frac{M}{\rho \cdot 2\pi R \cdot d} \quad (7)$$

Dove Δh rappresenta il tasso d'usura in mm/km, M il consumo complessivo di miscela (in kg), L_{CISA} la distanza complessiva percorsa prima della misura dell'usura, ρ la densità della miscela battistrada, R il raggio di rotolamento e d la dimensione trasversale dello pneumatico.

A causa del fatto che le caratteristiche dello pneumatico, così come la geometria cambiano con i chilometri percorsi, i parametri del modello dello pneumatico dovrebbero essere riaggiornati dopo un certo numero di manovre. Allo stato attuale della ricerca questo non viene considerato e quindi si è deciso di confrontare i risultati numerici con i dati

sperimentali relativi ai primi 4000 km di percorrenza (prima misura del consumo degli pneumatici delle due vetture).

La figura 5 mostra il confronto tra il consumo sperimentale e quello misurato. I valori sono stati normalizzati rispetto al massimo per entrambi i set di pneumatici. Entrambi i test mostrano come gli pneumatici frontali (LF,RF) si consumino più di quelli posteriori (LR,RR), comportamento associabile sia alla trazione anteriore che alla ripartizione dei carichi spostata verso l'anteriore del veicolo. Il modello dello pneumatico riproduce bene il consumo relativo tra gli pneumatici montati in posizioni differenti. Anche dal punto di vista quantitativo si hanno dei risultati abbastanza corretti (il caso peggiore è una sottostima del 35%)

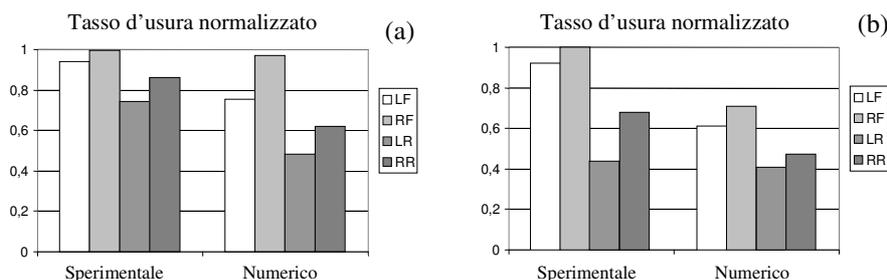


Fig.4 confronto tra i risultati numerici e sperimentali dell'usura complessiva normalizzata rispetto allo pneumatico con il consumo maggiore; confronto per pneumatici con mescola A e pneumatici con mescola B.

Influenza dei parametri del modello sull'usura dello pneumatico

Procedura di calcolo dell'usura

Il processo di stima dell'usura viene condotto attraverso i passi seguenti:

1. i parametri della struttura e della mescola battistrada del pneumatico A vengono modificati uno alla volta generando in questo modo nuovi pneumatici "virtuali". Si assume che sia possibile cambiare ogni singolo parametro del modello indipendentemente dagli altri; sebbene questo non sia in genere realizzabile si possono comunque trarre indicazioni su come ridurre l'usura;
2. considerato il costo computazionale delle simulazioni con il modello PaRRT si è reso necessario elaborare una procedura che consentisse di confrontare tra loro pneumatici diversi in un modo relativamente veloce; innanzitutto ogni pneumatico virtuale è stato caratterizzato in

- condizioni di scorrimento e deriva semplice e scorrimento combinato, impiegando il modello PaRRT in modalità “test-rig”;
3. i risultati della caratterizzazione sono stati introdotti in un modello a 14 gradi di libertà (gdl) di una berlina compatta combinato con un semplice modello di driver; il modello di veicolo viene “guidato” su un circuito di prova che raccoglie una sequenza di manovre cui viene tipicamente sottoposto uno pneumatico;
 4. a partire dai risultati del modello di autoveicolo è possibile ottenere le storie temporali di forze al mozzo utilizzate come ingresso per il modello PaRRT; la sequenza delle manovre del tracciato di prova viene quindi riprodotta attraverso il modello PaRRT e viene registrato il consumo associato ad ogni pneumatico virtuale.

Gli pneumatici virtuali vengono generati cambiando un parametro del modello alla volta di $\pm 25\%$ rispetto allo pneumatico di riferimento A; i parametri modificati sono riportati in Tabella 1.

Parametri strutturali	
Ksy	Rigidezza laterale mozzo-cintura
Ksx	Rigidezza longitudinale mozzo-cintura
Ksc	Rigidezza a camber mozzo-cintura
Kst	Rigidezza torsionale mozzo-cintura
Krz	Rigidezza verticale residua
Krx	Rigidezza laterale residua
Krc	Rigidezza a camber residua
Krt	Rigidezza torsionale residua
Rsy	Smorzamento laterale mozzo-cintura
Rsx	Smorzamento longitudinale mozzo-cintura
Rsc	Smorzamento a camber mozzo-cintura
Rst	Smorzamento torsionale mozzo-cintura
Rrz	Smorzamento verticale residuo
Rrx	Smorzamento laterale residuo
Rrc	Smorzamento a camber residuo
Rrt	Smorzamento torsionale residuo
EJ	EJ trave equivalente
Proprietà della mescola battistrada	
ρ	Densità della mescola
E'	E' della mescola
Tan δ	tan δ della mescola

Tab.1 Lista dei parametri strutturali e delle caratteristiche della mescola.

È importante sottolineare che i parametri della legge d'attrito e di usura vengono mantenuti costanti sebbene vengano modificati lo smorzamento e la rigidezza della mescola battistrada. Le Figure 5 e 6

mostrano i diagrammi polari per uno dei pneumatici virtuali considerati per 3 diversi carichi verticali: 3000 N (a), 4500 N (b), 6000 N (c).

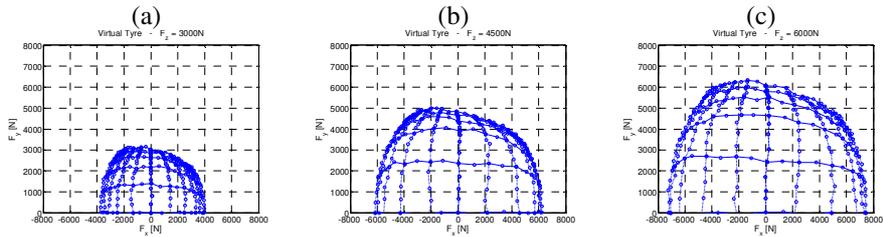


Fig.5 Diagrammi polari F_x - F_y su uno dei pneumatici virtuali generati per un carico verticale di 3000 N (a), 4500 N (b) 6000 N (c).

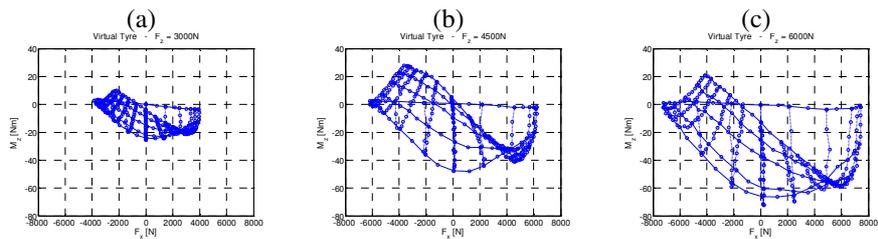


Fig.6 Diagrammi polari F_x - M_z su uno dei pneumatici virtuali generati per un carico verticale di 3000 N (a), 4500 N (b) 6000 N (c).

Il tracciato di prova deve essere progettato in modo da comprendere quante più situazioni possibile (accelerate, frenate, inserimenti in curva, sorpassi etc.) nella distanza minore possibile. Il compromesso impiegato in questo lavoro è mostrato in Figura 7.

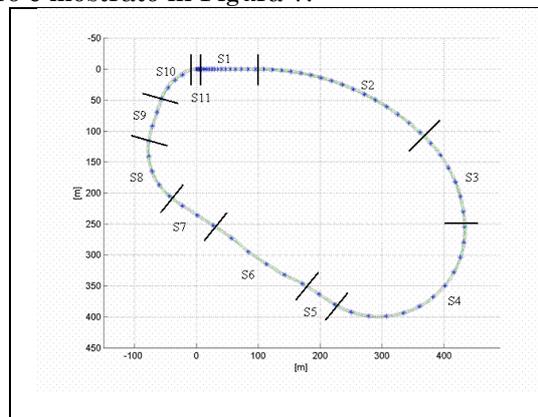


Fig.7 Vista dall'alto del tracciato di prova da percorrere in senso orario

La Tabella 2 riporta una descrizione dettagliata del tracciato insieme al profilo di velocità imposto in ognuna delle sezioni di cui è composto.

Sezione	Descrizione	Lunghezza [m]	V iniziale [km/h]	V finale [km/h]	Raggio [m]	Ax [m/s ²]	Ay [m/s ²]
S1	Rettilineo	100	0	50	∞	0,96	0
S2	Curva	300	50	90	385	0,72	0.5 -1.6
S3	Curva	166	90	90	208	0,00	3
S4	Curva	300	90	110	139	0,51	4.5-6.7
S5	Rettilineo	50	110	130	∞	3,70	0
S6	Doppio cambio corsia	150	130	130		0,00	
S7	Rettilineo	100	130	90	∞	-3,40	0
S8	Curva	130	90	90	100	0,00	6.2
S9	Rettilineo	90	90	80	∞	-0,73	0
S10	Curva	80	80	40	80	-2,31	6.2-1.5
S11	Rettilineo	20	40	0	∞	-3,09	0

Tab.2 Descrizione delle sezioni del tracciato di prova.

Le ultime due colonne della Tabella 2 mostrano i valori massimi di accelerazione longitudinale e laterale raggiunti in ogni sezione; si può notare come il tracciato includa condizioni di esercizio particolarmente aggressive in cui accelerazioni/frenate vengono eseguite durante la percorrenza di curve con accelerazione laterale piuttosto elevata (sezioni 4 e 10). La lunghezza totale del tracciato è di 1500 m percorsi in circa 55 s alla velocità media di 100 km/h.

Un modello a 14 gld dell'autoveicolo è stato sviluppato in ambiente Matlab/Simulink; il telaio è considerato come un corpo rigido nello spazio (6 gld) mentre vengono assegnati due gradi di libertà ad ogni ruota: la traslazione verticale e la rotazione. Le sospensioni vengono introdotte nel modello attraverso una caratterizzazione quasi-statica mentre il contatto pneumatico strada viene riprodotto attraverso l'interpolazione di tabelle ottenute dalla caratterizzazione di ogni pneumatico virtuale prodotta dal modello PaRRT in modalità test-rig. Il modello di autoveicolo include modelli dell'impianto frenante, del motore e della trasmissione e viene interfacciato con un semplice modello di pilota che fa percorrere al veicolo il tracciato con il profilo di velocità assegnato.

Analisi di sensitività

La Tabella 3 mostra la differenza percentuale tra i risultati del consumo complessivo sul tracciato di prova registrati sui pneumatici virtuali e quello registrato sul pneumatico di riferimento A.

Structural properties		-25%	+25%
Ksy	Rigidezza laterale mozzo-cintura	+6.9 %	-1.4 %
Ksx	Rigidezza longitudinale mozzo-cintura	-3.9 %	+2.1 %
Ksc	Rigidezza a camber mozzo-cintura	+0.9 %	-1.2 %

Kst	Rigidezza torsionale mozzo-cintura	-4.9 %	+0.2 %
Krz	Rigidezza verticale residua	-0.9 %	+0.9 %
Kry	Rigidezza laterale residua	+0.5 %	n.a.
Krc	Rigidezza a camber residua	-0.7 %	+0.4 %
Krt	Rigidezza torsionale residua	+0.7 %	-0.1 %
Rsy	Smorzamento laterale mozzo-cintura	-1.0 %	+0.1 %
Rsx	Smorzamento longitudinale mozzo-cintura	+0.2 %	-0.9 %
Rsc	Smorzamento a camber mozzo-cintura	-0.5 %	+0.1 %
Rst	Smorzamento torsionale mozzo-cintura	-1.9 %	+0.1 %
Rrz	Smorzamento verticale residuo	-1.7 %	+0.9 %
Rry	Smorzamento laterale residuo	+0.4 %	-2.1 %
Rrc	Smorzamento a camber residuo	-1.4 %	+0.7 %
Rrt	Smorzamento torsionale residuo	+1.3 %	-1.5 %
EJ	EJ trave equivalente	+0.8 %	-1.6 %

Tab.3 Effetto della variazione dei parametri costruttivi sull'usura dello pneumatico; valori relativi allo pneumatico di riferimento realizzato con mescola A.

La colonna 3 mostra la differenza per parametri ridotti del 25% rispetto ai valori nominali di partenza, mentre la colonna 4 si riferisce a valori incrementati del 25%.

Come si può notare le rigidezze laterali e longitudinali tra cintura e mozzo, così come la rigidezza torsionale sembrano avere una certa influenza sull'usura complessiva. Una diminuzione della rigidezza laterale tra cintura e mozzo porta ad incrementare l'usura di circa il 7%; l'incremento di questo parametro della medesima quantità comporta una diminuzione dell'usura totale di solo l'1.5%, mostrando chiaramente la presenza di un effetto non lineare. Il ruolo della rigidezza laterale tra mozzo e cintura è probabilmente legato alla rigidezza di deriva dello pneumatico: se la rigidezza di deriva viene ridotta la stessa forza laterale può essere sviluppata con angoli di deriva maggiori, incrementando quindi il valore di potenza dissipata al contatto e dunque l'usura.

Una riduzione della rigidezza laterale residua comporta un effetto molto meno sensibile a causa della connessione in serie tra le rigidezze mozzo-cintura e cintura-piastra ed il valore sensibilmente maggiore (circa un ordine di grandezza) di quest'ultima.

L'effetto della rigidezza torsionale e di quella longitudinale tra mozzo e cintura è simile: una diminuzione di ognuno di questi parametri comporta una riduzione della rigidezza longitudinale dello pneumatico; questo significa che la stessa forza longitudinale può essere ottenuta con scorrimenti più elevati. Questo effetto sembra influenzare il comportamento dello pneumatico prevalentemente in condizioni di scorrimento combinato (ad esempio nell'accelerazione in curva).

Proprietà della mescola battistrada		-25%	+25%
ρ	Densità della mescola	+32.5%	-23.3 %
E'	E' della mescola	+55.5 %	-31.9 %
$\tan\delta$	$\tan\delta$ della mescola	+18.0 %	-16.0 %

Tab.4 Effetto di variazioni dei parametri della mescola A sull'usura dello pneumatico; valori relativi allo pneumatico di riferimento realizzato con mescola A.

La Tabella 4 riporta differenze percentuali tra i consumi totali sui pneumatici virtuali e quello di riferimento, mostrando questa volta l'effetto dei parametri della mescola battistrada. Le proprietà della mescola influenzano sensibilmente l'usura dello pneumatico; un incremento della densità comporta un incremento dell'inerzia della mescola portando quindi a velocità di scorrimento minori cui si possono associare potenze dissipate e consumi minori. Un incremento di rigidità della mescola consente di ottenere uno pneumatico più rigido (la stessa forza laterale/longitudinale può essere ottenuta con angoli di deriva/scorrimenti minori) producendo minore potenza dissipata e quindi usura. Incrementando il valore di $\tan\delta$, e quindi del fattore di smorzamento, si ottengono velocità di scorrimento più piccole quando la condizione di aderenza viene persa e quindi si riducono potenza dissipata ed usura.

Conclusioni

Il modello di pneumatico proposto consente di prevedere l'usura di uno pneumatico sia da un punto di vista qualitativo che quantitativo (l'errore relativo massimo sugli 8 pneumatici testati è del 35%) se sono note la legge di attrito e di usura locali. La validazione del modello è stata efferata in termini di riduzione dello spessore del battistrada mediata su tutta la superficie di rotolamento. Per la validazione si è reso necessario riprodurre le manovre più significative dei test outdoor su vettura attraverso un modello multi-body dell'autoveicolo; è stato quindi possibile, mediante il modello PaRRT quantificare il tasso d'usura legato ad e generare delle ipersuperfici in grado di associare ad una manovra generica (identificata da una terna di velocità, accelerazione longitudinale ed accelerazione laterale) un livello di consumo in termini di mm persi al km.

È stata inoltre messa a punto una procedura numerica per analizzare l'effetto dei parametri strutturali e della mescola battistrada sull'usura dello pneumatico. Una serie di pneumatici virtuali è stata generata variando le caratteristiche del pneumatico di riferimento A del 25%. L'usura di ogni pneumatico virtuale è stata confrontata con quello ottenuta sullo pneumatico di riferimento nel tracciato di prova.

Come atteso l'analisi di sensitività ha mostrato come le proprietà della mescola battistrada siano quelle che hanno più influenza sulla distribuzione degli slittamenti nell'impronta di contatto e quindi sul consumo complessivo. Un incremento della densità, della rigidità e dello smorzamento conduce ad una sensibile riduzione dell'usura (rispettivamente attorno al 20%, 30%, 15%). Si deve comunque considerare che questi risultati sono ottenuti mantenendo costanti le leggi di attrito e di usura della mescola.

Sebbene lo pneumatico migliore ottenuto da questo lavoro potrebbe non essere ottenibile con la tecnologia costruttiva attuale, l'analisi fornisce indicazioni qualitative su quali parametri siano più influenti sull'usura.

Ringraziamenti

Gli autori ringraziano la Comunità Europea per avere finanziato questa ricerca e gli altri partners del progetto TROWS, in particolare TNO, il coordinatore del progetto, Pirelli e Nokian Tyres che hanno condotto i test per identificare le leggi di usura e la Helsinki University of Technology che ha strumentato i veicoli per le campagne sperimentali outdoor.

References

- [1] Mancosu, F., Sangalli, R., Cheli, F., Braghin, F., *Mathematical-physical 3D tire model for handling/comfort optimization on a vehicle: Comparison with experimental results*, Tire Science and Technology, **Vol. 28, N. 4, 2000**, pp.: 210 – 232 (2000)
- [2] Bernard, J.E., Segel, L., Wild, R.E., *Tyre Shear Force Generation During Combined Steering and Braking Manoeuvres*, SAE Paper **770852** (1977)
- [3] Pacejka, H.B., *Tyre and Vehicle Dynamics*, Butterworth – Heinemann, (2002)
- [4] Braghin F., Cheli F., Scaltritti D., Tomasini G., *Rigid-Ring Tyre Model: Out-of-Plane Parameter Identification from Experimental Tests on Rolling Tyre*, Proceedings of the 8th VSDIA Conference on Vehicle System Dynamics Identification and Anomalies, Budapest, (2002)
- [5] Savkoor, A.R., *On the Friction of Rubber*, Wear, **Vol. 8**, pp. 222 – 237 (1965)
- [6] Grosch, K.A., *Abrasion of rubber and its relation to tire wear*, Rubber Chemistry and Technology, **Vol. 65(1)**, pp. 78 – 106 (1992)

- [7] Van den Tillaart, E., Mourat, S., Lupker, H.A., TNO-ADVANCE, *A Modular Simulation Tool for Combined Chassis and Powertrain Analysis*, AECV Conference, Noordwijk, (2002)
- [8] Jin-Fa, L., Dyczij-Edlinger, R., *Automatic Mesh Generation Using a Modified Delaunay Tessellation*, IEEE Antennas and Propagation Magazine, **Vol. 39(1)**, pp. 34 – 45 (1997)