

CONTRIBUȚII LA STUDIUL INTERACȚIUNII ÎNTRE PNEU ȘI CALEA DE RULARE ÎN REGIMURI PARTICULARE DE MIȘCARE

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

Ing. Cristian MINCĂ

Conducător științific: prof.univ.dr.ing.Ion DĂNILĂ
Referenți științifici: prof.univ.dr. Simion POPESCU
prof.univ.dr. Victor ROȘ
prof.univ.dr.ing. Liviu BERETEU
conf.univ.dr.ing. Dumitru IANCULUI

Ziua susținerii tezei: 07.10.2011

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|---|--|
| 1. Automatică | 8. Inginerie Industrială |
| 2. Chimie | 9. Inginerie Mecanică |
| 3. Energetică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 4. Ingineria Chimică | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 5. Inginerie Civilă | 12. Ingineria sistemelor |
| 6. Inginerie Electrică | 13. Inginerie energetică |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 14. Calculatoare și tehnologia informației |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2011

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul studiului meu desfășurat în cadrul Facultății de Mecanică, Universitatea „Politehnica” din Timișoara.

Lucrarea se adresează tuturor celor interesați a cunoaște aspectele principale privind interacțiunea pneu-cale de rulare tare precum și distribuția tensiunilor normale și tangențiale în pata de contact. De asemenea se poate observa modificarea caracteristicilor asupra petei de contact în funcție de presiunea aerului din pneu, încărcarea normală a pneului cu diferite sarcini. Cercetările s-au efectuat pe cale de rulare tare din textolit și o cale din beton. În prima situație (cale de rulare din textolit) s-au făcut cercetări în trei faze de mișcare, mers normal, patinare, alunecare. În a doua situație (cale de rulare din beton) s-au făcut cercetări în faza de mișcare cu patinare.

Consider că lucrarea este un suport științific de luat în seamă pentru cercetări viitoare care vor avea ca subiect de pornire tematică interacțiunea între pneu și calea de rulare tare.

Timișoara, octombrie 2011

Cristian MINCĂ

Alese mulțumiri și profundă recunoștință se cuvin adresate conducătorului de doctorat **prof.dr.ing. Ion Dănilă** pentru consilierea permanentă și îndrumarea atentă pe tot parcursul realizării lucrării.

Adresez mulțumiri deosebite domnului **șef de lucrări dr.ing.Adrian Cipleu** pentru materialul documentar pus la dispoziție, pentru ajutorul competent și susținerea constantă pe parcursul elaborării acestui material, față de care îmi exprim întreaga grațitudine.

Mulțumesc, de asemenea membrilor comisiei de doctorat, în persoanele domnilor **prof. dr. Simion Popescu, prof. dr. ing. Victor Roș,** domnului **conferențiar dr. Ing Dumitru Iancului** în calitate de referenți ai lucrării și domnului **prof. dr. ing. Liviu Bereteu** în calitate de președinte al comisiei.

De asemenea doresc să mulțumesc domnului Conferențiar doctor inginer **Dumitru Iancului**, Șeful catedrei de Ingineria Transporturilor din cadrul Facultății de Mecanică din Universitatea Politehnică din Timișoara pentru punerea la dispoziție a componentelor sistemului de achiziție de date și pentru sprijinul acordat pe parcursul efectuării lucrărilor de cercetare.

În același timp îi mulțumesc domnului asistent drd. Ing. **Remus Ursulescu** pentru ajutorul acordat în rezolvarea unor probleme de logistică.

Totodată, țin să mulțumesc tuturor profesorilor de la Facultatea de Management în Producție și Transporturi, Facultatea de Mecanică, Facultatea de Electrotehnică, Facultatea de Automatică și Calculatoare din cadrul Universității Politehnice din Timișoara precum și domnilor profesori din alte centre universitare din țară care m-au sprijinit în elaborarea acestei lucrări, astfel: Prof. Dr. Ing. Faur Nicolae, Conf. Dr. Ing. Voicu Ion, Asist. Drd. Ing. Păducel Petre, Șef lucrări dr. Ing. Ștefănescu Werner, Șef lucrări dr.ing. Gonczi Attila, Șef de lucrări dr. Ing. Vandici Ionel...

Și nu în ultimul rând îi mulțumesc familiei mele, soției, care m-a susținut moral și a conținut să mă încurajeze, părinților și socrilor mei pentru sfaturile care mi le-au dat.

Fiecăruia în parte și tuturor, vă mulțumesc!

Mincă, Cristian

Contribuții la studiul interacțiunii între pneu și calea de rulare în regimuri particulare de mișcare

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 93, Editura Politehnica, 2011, 150 pagini, 307 figuri, 18 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-606-554-286-0

Cuvinte cheie: pată de contact, sarcină normală, cale de rulare, deformație radială, rigiditate radială

Rezumat,

Prin subiectul abordat, teza de doctorat răspunde unor probleme de maximă actualitate privind relația pneu-cale de rulare tare.

Tema este tratată în mod interdisciplinar, îmbinând aspecte legate de relațiile, eforturile normale, tangențiale și longitudinale ce apar ca o consecință a interacțiunii dintre pneu și calea de rulare.

CUPRINS		
PREFAȚĂ		3
CAPITOLUL 1	OBIECTIVELE, IMPORTANȚA ȘI OPORTUNITATEA TEMEI	7
CAPITOLUL 2	STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND RULAREA ROȚILOR CU PNEU-CALE DE RULARE	9
	2.1 CONSIDERAȚII PRIVIND CINEMATICA ROȚILOR CU PNEU	9
	2.2 DINAMICA ROȚILOR CU PNEU	13
	2.3 DEFORMAȚIILE ROȚILOR CU PNEU	16
	2.4 CERCETĂRI PRIVIND REZISTENȚA LA RULARE A ROȚII CU PNEU	23
CAPITOLUL 3	CONSIDERAȚII PRIVIND INTERACȚIUNEA PNEU CALE DE RULARE NEDEFORMABILĂ	29
	3.1 CONSIDERAȚII GENERALE	29
	3.2 CERCETĂRI PRIVIND DISTRIBUȚIA TENSIUNILOR NORMALE ÎN PATA DE CONTACT	30
	3.3 CERCETĂRI PRIVIND DISTRIBUȚIA TENSIUNILOR TANGENȚIALE ÎN PATA DE CONTACT	35
	3.4. DISTRIBUȚIA PRESIUNILOR ÎN PATA DE CONTACT	39
CAPITOLUL 4	CONSIDERAȚII PRIVIND MODELAREA CARACTERISTICII DE RULARE	54
	4.1 MODELAREA CARACTERISTICII DE RULARE	54
CAPITOLUL 5	CERCETĂRI PRIVIND ELABORAREA ECHIPAMENTELOR ȘI METODOLOGIA PENTRU DETERMINĂRI EXPERIMENTALE	61
	5.1 DISPOZITIVE ȘI STANDURI DE ANALIZĂ A INTERACȚIUNII ROATĂ CU PNEU CALE DE RULARE	61
	5.2 CONSTRUCȚIA ȘI FUNCȚIONAREA ECHIPAMENTELOR DE CERCETARE FOLOSITE. STANDUL PENTRU STUDIUL DINAMIC AL INTERACȚIUNII PNEU CALE TARE	67
	5.3 APARATURA DE CERCETARE UTILIZATĂ	73

	5.4 METODOLOGIA EXPERIMENTALĂ	79
CAPITOLUL 6	CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND INTERACȚIUNEA ROATĂ CU PNEU CALE DE RULARE	84
	6.1 DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A PARAMETRILOR GEOMETRICI AI SUPRAFETELOR DE CONTACT	84
	6.2 DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A PRESIUNILOR NORMALE ÎN PATA DE CONTACT	93
	6.3 DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A RIGIDITĂȚII RADIALE A PNEULUI	103
	6.4 DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A INTERACȚIUNII DINAMICE ROATĂ PNEU-CALE DE RULARE	111
CAPITOLUL 7	CONCLUZII GENERALE	133
BIBLIOGRAFIE		140

CAPITOLUL 1

OBIECTIVELE, IMPORTANȚA ȘI OPORTUNITATEA TEMEI

Roțile au rolul de preluarea forțelor verticale și dezvoltarea forțelor tangențiale care să asigure ghidarea, accelerarea și decelerarea autovehiculului. Fiecare element al pneului suportă o încărcare determinată în funcție de poziția relativă pe care o ocupă în procesul rulării roții. Solicitățile cele mai mari se manifestă în zona de contact nemijlocit cu suprafața căii de rulare.

La interacțiunea pneului cu calea de rulare se formează pata de contact în care se dezvoltă eforturi normale, eforturi tangențiale laterale și longitudinale

Parametrii funcționali, constructivi și dimensionali ai pneului, cât și natura și tipul suprafeței căii de rulare, precum și gradul de deteriorare ale acestora influențează forțele care se transmit prin intermediul petei de contact.

Forma și mărimea suprafeței de contact dintre pneu și calea de rulare depind de mai mulți factori, dintre care se amintesc caracteristicile pneului, solicitările aplicate pneului și tipul căii de rulare.

Influențele diverșilor factori asupra suprafeței de contact sunt următoarele:

-Deformarea verticală a pneului modifică aproximativ liniar aria brută a suprafeței de contact;

-Viteza de rulare produce modificarea formei petei de contact la mărirea ariei brute;

-Desenul benzii de rulare produce scăderea suprafeței efective a ariei de contact dintre pneu și calea de rulare.

Mărimea și distribuția eforturilor normale în pata de contact pneu-drum induc solicitări importante asupra drumului, care pot conduce la deteriorarea acestuia. Mărimea eforturilor normale prezintă interes atât în condiții statice, cât și de rulare.

Aceste distribuții pot suferi modificări în funcție de tipul pneului utilizat, de forța verticală ce acționează asupra pneului, de presiunea interioară, precum și de regimul de funcționare a roții, în care factorul important îl constituie viteza unghiulară a acesteia.

În momentul în care pneul se află în rulare, distribuția eforturilor normale, în plan longitudinal și transversal, se modifică față de cele corespunzătoare pneului în condiții statice.

Creșterea încărcăturii statice pe pneu duce la creșterea presiunilor în pata de contact, precum și la creșterea suprafeței petei de contact.

Creșterea presiunii interioare a pneului duce la creșterea eforturilor unitare în pata de contact, coroborată cu creșterea sarcinii verticale.

O influență asupra distribuției eforturilor normale în pata de contact dintre pneu și calea de rulare o are forța de tracțiune sau forța de frânare.

Distribuția eforturilor normale în pata de contact este determinată și de dimensiunile pneului, precum și de desenul benzii de rulare.

Distribuția eforturilor tangențiale, atât în plan longitudinal, cât și în plan transversal este influențată de următorii factori: construcția pneului; parametrii de stare (sarcina verticală, temperatură, viteza de rotație a pneului, presiunea aerului din pneu, precum și starea suprafeței de rulare, desenul benzii derulare, dimensiunile anvelopei și neregularitățile căii de rulare).

De asemenea, distribuția și mărimea eforturilor tangențiale sunt determinate de aderență. Mărimea forței de frânare determină mărimea eforturilor unitare din pata de contact; dacă forța de frânare crește, cresc și eforturile de frânare, acestea fiind în legătură cu starea suprafeței de rulare, desenul benzii de rulare, presiunea interioară, dimensiunea pneului, compoziția suprafeței de rulare.

Există diferențe între distribuția eforturilor tangențiale în pata de contact, în funcție de modul cum rulează pneul de autovehicul; astfel, pentru roata antrenată față de roata neantrenată, eforturile tangențiale longitudinale produc o deplasare a acestora către partea din spate a pneului, unde acestea au valori mari și au orientarea în direcția deplasării pneului.

Din analiza eforturilor din pata de contact a pneului cu drumul rezultă **concluzii** importante care stau la baza:

- alegerii unor pneuri optime în funcție de calea de rulare;
- alegerii unor pneuri optime pentru un tip de automobile;
- aprecierii modului în care se va uza pneul în contact cu drumul;
- aprecierii modului în care se va deforma și deteriora calea de rulare;
- obținerii unor cerințe de care trebuie să se țină seama la proiectarea și fabricarea pneurilor.

Studierea interacțiunii pneu-drum este importantă datorită următorilor factori:

- reducerea consumului de combustibil;
- o mai bună manevrabilitate a autovehiculului;
- creșterea performanțelor autovehiculului;
- creșterea siguranței autovehiculului;
- creșterea confortului;
- creșterea stabilității autovehiculului;
- scăderea poluării fonice;

Studiul interacțiunii roții cu pneu cu calea de rulare este esențial în eficientizarea rulării unui automobil, este extrem de complex, dificil, cu un aparat matematic incomplet și care necesită eforturi financiare și intelectuale mari pentru lămurirea fenomenelor ce iau naștere, se dezvoltă și generează mișcare, stabilitate și confortul deplasării unui automobil.

Obiectivele prezentei lucrări de doctorat urmăresc aspectele și fenomenele ce se derulează în condițiile statice și de rulare a unei roți cu pneu pe direcție longitudinală, fără solicitare transversală și pe o cale teoretic nedeformabilă de rulare. Astfel s-au propus și realizat următoarele:

- Stadiul actual al cercetărilor teoretice și experimentale privind studiul interacțiunii roată cu pneu – cale nedeformabilă de rulare;
- Dezvoltarea analitică a studiului mecanicii pneului și interacțiunii acestuia cu calea de rulare;
- Analiza experimentală a interacțiunii statice și dinamice a roții cu calea de rulare nedeformabilă curată și uscată cu accent pe:
 - o rezistența la rulare a roții și influențele asupra acesteia;
 - o parametrii geometrici ai petei de contact și influențele sarcinilor aplicate asupra acestora;
 - o distribuția presiunilor în pata de contact;
 - o cinematica roții în diferite situații de patinare/alunecare;
 - o rigiditatea radială a pneului în diferite condiții;
 - o variația razei statice și dinamice cu sarcina radială;
 - o variația forței la roată și a reacțiunii tangențiale;
 - o influența momentului motor asupra tensiunilor normale și tangențiale;
 - o variația razei dinamice și de rulare cu momentul de angrenare

CAPITOLUL 2

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR PRIVIND RULAREA ROȘILOR CU PNEU-CALE DE RULARE

2.1. Considerații privind cinematica roților cu pneu

Paragraful își propune analiza parametrilor de mișcare a roții cu pneu.

Pentru început este necesar în această analiză definirea anumitor termeni, noțiuni cum ar fi alunecarea, patinarea respectiv coeficientul de alunecare și/sau de patinare.

Noțiunea de alunecare reprezintă diferența dintre deplasarea unghiulară a unei roți frâmate față de una liberă-virtuală care parcurg aceeași distanță liniară. Similar noțiunea de patinare exprimă diferența dintre deplasarea unghiulară a unei roți propulsate de un moment față de una liberă-virtuală care parcurg aceeași distanță liniară. Prin roată liberă-virtuală înțelegând o roată neantrenată de moment de aceleași dimensiuni cu roata reală și la care raportul dintre deplasarea liniară și cea unghiulară este constant și egal cu raza liberă (nominală) a roții.

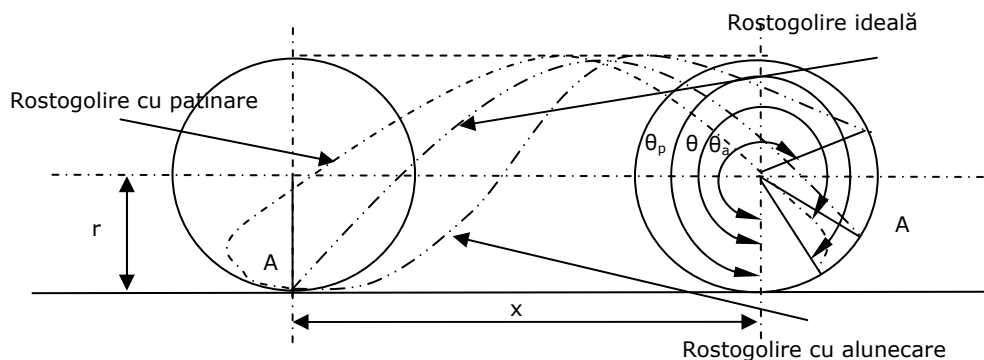


Fig. 2.1 Model mecanic explicativ al noțiunii de alunecare/patinare al roții cu pneu

Alunecarea și patinarea roții se exprimă analitic prin intermediul a doi coeficienți ce reprezintă abaterea deplasării unghiulare a roții reale față de roata liberă-virtuală:

- coeficientul de alunecare (specific roții frâmate):

$$c_a = \frac{\frac{\theta}{x} - \frac{\theta_a}{x}}{\frac{\theta}{x}} = \frac{\theta - \theta_a}{\theta} \quad (2.1)$$

- coeficientul de patinare (specific roții libere și motrice):

$$c_p = \frac{\frac{\theta_p - \theta}{x}}{\frac{\theta_p}{x}} = \frac{\theta_p - \theta}{\theta_p} \quad (2.2)$$

Aceste definiție nu este practică, astfel s-au propus termenii:

$$c_a = \frac{\theta - \theta_a}{\theta} \cong \frac{\frac{d\theta}{dt} - \frac{d\theta_a}{dt}}{\frac{d\theta}{dt}} = \frac{\omega - \omega_a}{\omega} = \frac{\omega \cdot r - \omega_a \cdot r}{\omega \cdot r} = \frac{v_a - \omega_R \cdot r}{v_a} \quad (2.3.)$$

$$c_p = \frac{\theta_p - \theta}{\theta_p} \cong \frac{\frac{d\theta_p}{dt} - \frac{d\theta}{dt}}{\frac{d\theta_p}{dt}} = \frac{\omega_p - \omega}{\omega_p} = \frac{\omega_p \cdot r - \omega \cdot r}{\omega_p \cdot r} = \frac{\omega_R \cdot r - v_a}{\omega_R \cdot r} \quad (2.4)$$

Unde: v_a – viteza liniară, viteza de transport, a roții;

ω_R – viteza unghiulară reală a roții;

$\omega_R \cdot r$ – viteza relativă liniară a roții.

θ - unghi de rotație

θ_a -unghi de rotație la alunecare

Cinematica roții cu pneu pornește analiza de la scrierea ecuațiilor de mișcare ale unui punct de pe circumferința roții în diverse situații de rulare, în figura 2.2 se prezintă modelul mecanic de analiză a legilor de mișcare ale punctului material de pe circumferința mediană a unei roți cu pneu.

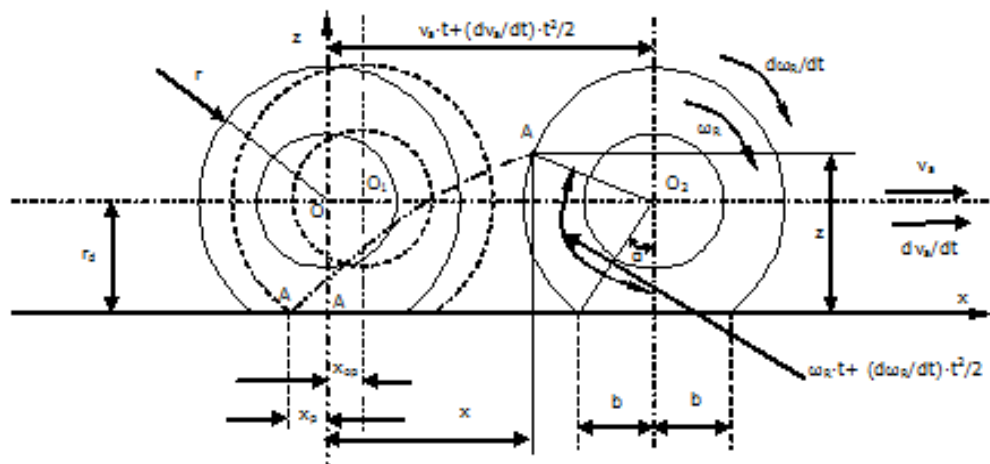


Fig. 2.2 Traectoria unui punct situat ecuatorial pe roată

Ecuațiile parametrice care descriu traiectoria punctului A sunt:

$$\left\{ \begin{array}{l} x = \begin{cases} \mp x_{p/a} \text{ dacă } t \in \left[2k\pi - \frac{\alpha}{\omega_R}, 2k\pi + \frac{\alpha}{\omega_R} \right], k \in \mathbb{N}, \\ v_a \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{dv_a}{dt} - r \cdot \sin \left(\omega_R \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \right) \mp x_{p/a} \text{ în rest} \end{cases} \\ z = \begin{cases} 0 \text{ dacă } t \in \left[2k\pi - \frac{\alpha}{\omega_R}, 2k\pi + \frac{\alpha}{\omega_R} \right], k \in \mathbb{N} \\ r \left(1 - \cos \left(\omega_R \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \right) \right) \text{ în rest} \end{cases} \end{array} \right. \quad (2.5)$$

Unde: $x_{p/a}$ - reprezintă deplasarea relativă a punctului A în pata de contact, deplasare influențată de deformarea pneului și patinarea sau alunecarea acestuia cu calea:

$$x_{p/a} = \int_{-\alpha}^{\alpha} \left(\omega_R + \frac{d\omega_R}{dt} \cdot t \right) \cdot r_d \cdot d\alpha \quad (2.6)$$

Este evidentă complexitatea analizei dată de relațiile 2.5 și 2.6, dacă pentru simplificare se neglijează deformarea pneului, ecuațiile ce descriu traiectoria punctului material devin:

$$\left\{ \begin{array}{l} x = v_a \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{dv_a}{dt} - r \cdot \sin \left(\omega_R \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \right) \\ z = r \left(1 - \cos \left(\omega_R \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \right) \right) \end{array} \right. \quad (2.7)$$

Acceptând accelerațiile de ordinul II (șocul) zero - influența acestora este oricum minimă - ecuațiile vitezelor punctului material devin:

$$\left\{ \begin{array}{l} v_x = \dot{x} = v_a + 2 \frac{dv_a}{dt} \cdot t - r \cdot \cos \left(\omega_R \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \right) \cdot \left(\omega_R + 2 \frac{d\omega_R}{dt} \cdot t \right) \\ v_z = \dot{z} = r \cdot \sin \left(\omega_R \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \right) \cdot \left(\omega_R + 2 \frac{d\omega_R}{dt} \cdot t \right) \end{array} \right. \quad (2.8)$$

Accelerațiile punctului material sunt:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_x = \ddot{x} = 3 \frac{dv_a}{dt} - r \cdot \cos \left(\omega_R \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \right) \cdot \left(3 \frac{d\omega_R}{dt} \right) + r \sin \left(\omega_R \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \right) \cdot \left(\omega_R + 2t \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \right) \\ a_z = \ddot{z} = r \cdot \sin \left(\omega_R \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \right) \cdot \left(3 \frac{d\omega_R}{dt} \right) + r \cdot \cos \left(\omega_R \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \right) \cdot \left(\omega_R + 2t \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \right) \end{array} \right. \quad (2.9)$$

12 Stadiul actual al cercetărilor privind rularea roților cu pneu-cale de rulare- 2

Dacă considerăm un regim stabilizat de mișcare al roții, ecuațiile de mișcare ale punctului material devin:

$$\begin{cases} x = v_a \cdot t - r \cdot \sin(\omega_R \cdot t) \\ z = r(1 - \cos(\omega_R \cdot t)) \\ v_x = \dot{x} = v_a - r \cdot \omega_R \cdot \cos(\omega_R \cdot t) \\ v_z = \dot{z} = r \cdot \omega_R \cdot \sin(\omega_R \cdot t) \\ a_x = \ddot{x} = r \cdot \omega_R^2 \cdot \sin(\omega_R \cdot t) \\ a_z = \ddot{z} = r \cdot \omega_R^2 \cdot \cos(\omega_R \cdot t) \end{cases} \quad (2.10)$$

Pentru exprimarea vitezei pe direcția longitudinală a punctelor aflate pe circumferința roții efectuăm un artificiu care ne permite eliminarea termenului trigonometric din expresia vitezei v_x , și anume din relația 2.7:

$$r \cdot \cos\left(\omega_R \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{d\omega_R}{dt}\right) = r - z \quad (2.11)$$

Înlocuind rezultatul 2.11. în expresia vitezei, relația 2.8, obținem:

$$v_x = \dot{x} = v_a + 2 \frac{dv_a}{dt} \cdot t - (r - z) \cdot \left(\omega_R + 2 \frac{d\omega_R}{dt} \cdot t\right) \quad (2.12)$$

În situația regimului stabilizat de mișcare viteza longitudinală devine:

$$v_x = \dot{x} = v_a - (r - z) \cdot \omega_R \quad (2.13)$$

Se observă dependența direct proporțională a vitezei longitudinale cu ordonata punctului material.

Influența alunecării și patinării asupra expresiei vitezei longitudinale este exprimată de coeficienții de alunecare și patinare:

$$\text{- rostogolire ideală: } v_a = \omega_R \cdot r; \quad (2.14)$$

$$\text{- rostogolire cu patinare: } v_a = \omega_R \cdot r \cdot (1 - c_p); \quad (2.15)$$

$$\text{- rostogolire cu alunecare: } v_a = \omega_R \cdot \frac{r}{1 - c_a}. \quad (2.16)$$

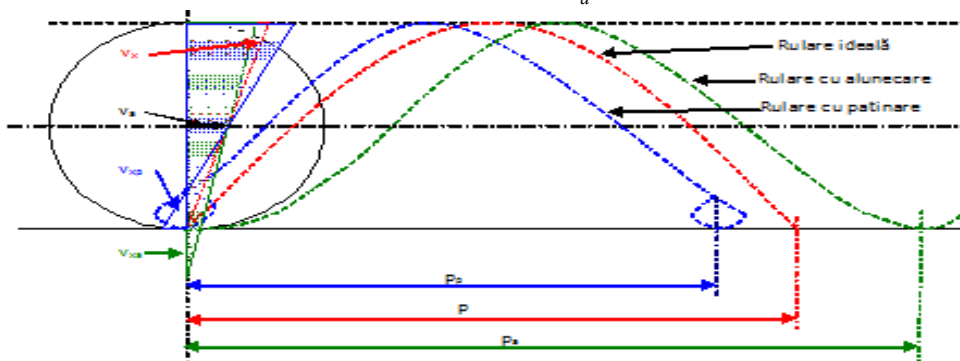


Fig. 2.3 Trajectoriile și Diagrama vitezelor punctului ecuatorial corespunzător unei rostogoliri a roții

Traietoriile punctului material aflat pe circumferința roții descriu o curbă numită cicloidă, respectiv variante ale acesteia, cicloidă alungită și/sau buclată.

Deplasarea axei roții corespunzător unei rotații complete a acesteia reprezintă pasul, figura 2.3, pentru regimul stabilizat de mișcare avem:

$$\begin{aligned} p &= x(\omega_R \cdot t = 2\pi) = 2\pi \cdot r \\ p_p &= x(\omega_R \cdot t = 2\pi) = 2\pi \cdot r \cdot (1 - c_p) \\ p_a &= x(\omega_R \cdot t = 2\pi) = 2\pi \cdot r \cdot \frac{1}{1 - c_a} \end{aligned} \quad (2.17)$$

2.2 Dinamica roții cu pneu

Scopul acestui paragraf îl reprezintă determinarea mărimilor mecanice ce acționează asupra unei roți cu pneu în rulare. O roată se poate deplasa în diferite moduri: prin rulare sau prin frecare precum și: trasă, acționată de un moment motor sau împinsă și acționată de un moment de frânare; de asemenea ea se poate deplasa în direcția dată de planul median longitudinal al ei sau nu, [U2, U3, P2, G1] Vom împărți analiza în trei cazuri distincte:

- A. Cazul roții libere;
- B. Cazul roții motoare;
- C. Cazul roții frânate.

A. Dinamica roții cu pneu libere

Roata liberă este roata care se deplasează datorită acțiunii unei forțe de împingere sau trageră care are punctul de aplicație în axa roții, figura 2.4

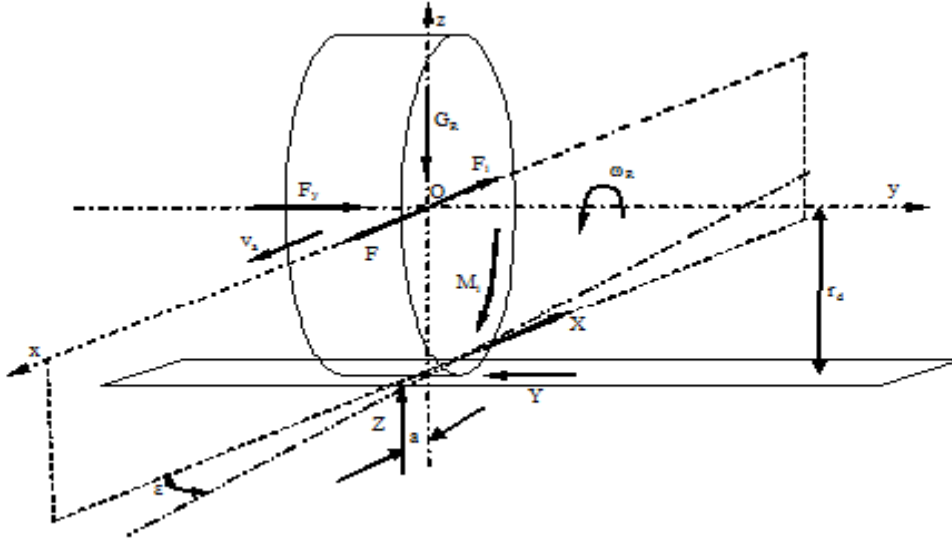


Fig. 2.4 Modelul mecanic al roții libere

14 Stadiul actual al cercetărilor privind rularea roților cu pneu-cale de rulare- 2

Asupra roții libere acționează: G_R – sarcina radială pe roată; Z – reacțiunea normală (deplasată înspre înainte datorită histerezisului cu ecartul a); F – forța de tragere/împingere; X – reacțiunea tangențială; F_i – forța de inerție; M_i momentul cinetic; F_y – forță laterală; Y – reacțiune transversală. Roata are viteza unghiulară ω_R , se deplasează cu viteza liniară v_a după direcția dată de unghiul de derivă ϵ .

Ecuatiile de echilibru dinamic sunt:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \Rightarrow F - X - F_i = 0 \\ \sum F_y = 0 \Rightarrow F_y - Y = 0 \\ \sum F_z = 0 \Rightarrow Z - G_R = 0 \\ \sum M_{Ox} = 0 \Rightarrow X \cdot r_d - Z \cdot a - M_i = 0 \end{cases} \quad (2.18)$$

Unde:

$$F_i = m_R \cdot \frac{dv_a}{dt} = m_R \cdot r_r \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \quad (2.19)$$

m_R – masa roții;
 r_r – raza de rulare a roții;

$$M_i = J_R \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \quad (2.20)$$

J_R – momentul de inerție polar al roții.

Din ecuația de momente, 2.18, obținem expresia reacțiunii tangențiale:

$$X = \frac{a}{r_d} \cdot Z + J_R \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \cdot \frac{1}{r_d} \quad (2.21)$$

Înlocuind rezultatul 2.21 în suma forțelor de direcția x din 2.18 obținem expresia forței necesare pentru rostogolirea roții:

$$F = \frac{a}{r_d} \cdot G_R + \left(m_R + \frac{J_R}{r_r \cdot r_d} \right) \cdot \frac{dv_a}{dt} \quad (2.22)$$

B. Dinamica roții motoare

Roata motoare se rostogolește datorită acțiunii în axa acesteia a unui moment motor, figura 2.5

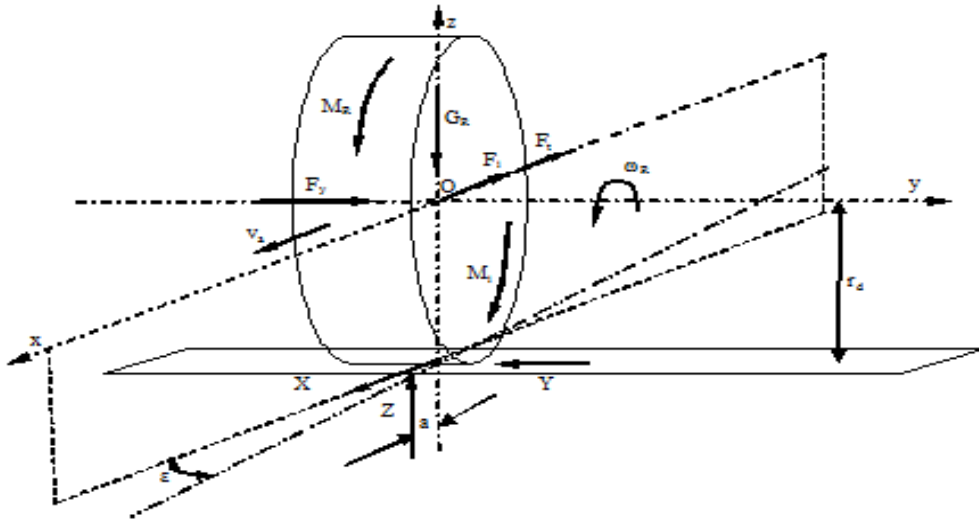


Fig. 2.5 Modelul mecanic al roții motoare

Asupra roții motoare acționează suplimentar față de roata liberă M_R – momentul motor și F_t – forța tractoare.

Ecuatiile de echilibru dinamic sunt:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \Rightarrow X - F_t - F_i = 0 \\ \sum F_y = 0 \Rightarrow F_y - Y = 0 \\ \sum F_z = 0 \Rightarrow Z - G_R = 0 \\ \sum M_{Ox} = 0 \Rightarrow X \cdot r_d + Z \cdot a + M_i - M_R = 0 \end{cases} \quad (2.23)$$

Momentul motor necesar rostogolirii roții are o limită inferioară – dată de rezistența la rulare a roții – și o limită superioară – dată de limita de aderență:

- limita inferioară: $M_R \geq a \cdot Z$;
- limita superioară: $X \leq \varphi \cdot Z \sqrt{1 - \frac{Y^2}{\mu^2 \cdot Z^2}}$, (φ – coeficient de aderență = valoarea de maxim a coeficientului de frecare, μ – coeficientul de frecare).

Din ecuațiile de echilibru 2.23 reies limitele momentului motor:

$$a \cdot G_R \leq M_R \leq r_d \cdot G_R \sqrt{1 - \frac{F_y^2}{\mu^2 \cdot G_R^2}} + r_d \cdot G_R \cdot f + J_R \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \quad (2.24)$$

D. Dinamica roții frânate

Roata frânată se deplasează datorită acțiunii forței de inerție a vehiculului ce revine roții F , acestei mișcări i-se opune momentul de frînare M_f , modelul mecanic este prezentat în figura 2.6

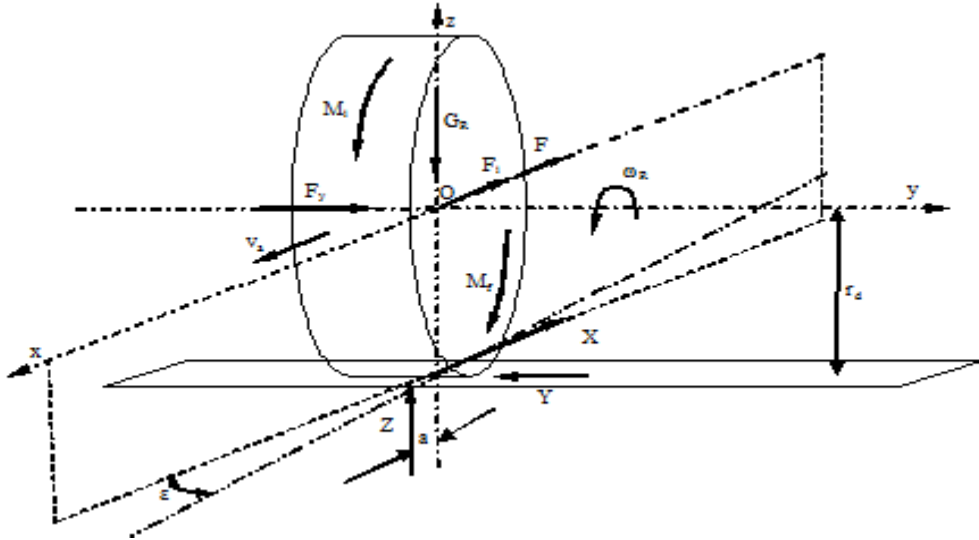


Fig. 2.6 Modelul mecanic al roții frânate

Ecuțiile de echilibru dinamic sunt:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \Rightarrow & F - X + F_i = 0 \\ \sum F_y = 0 \Rightarrow & F_y - Y = 0 \\ \sum F_z = 0 \Rightarrow & Z - G_R = 0 \\ \sum M_{Ox} = 0 \Rightarrow & Z \cdot a - X \cdot r_d + M_f - M_i = 0 \end{cases} \quad (2.25)$$

Momentul de frânare maxim, ținând cont de limita de aderență a reacțiunii tangențiale, este:

$$M_f \leq r_d \cdot G_R \sqrt{1 - \frac{F_y^2}{\mu^2 \cdot G_R^2}} - r_d \cdot G_a \cdot f + J_R \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \quad (2.26)$$

2.3 Deformațiile roților cu pneu

Sub acțiunea presiunii interioare a aerului precum și sub acțiunea mărimilor mecanice exterioare (sarcini radiale, laterale și tangențiale precum și momente: de propulsie, frânare și girație) roata cu pneu suferă deformații dependente de construcția anvelopei, uzura ei, presiunea aerului, mărimea sarcinii (pneu având un puternic caracter de neliniaritate la deformare), rigiditatea căii etc. [U2, U3]

Cunoașterea comportării pneului la acțiunea sarcinilor exterioare este foarte importantă pentru studiul dinamicii autovehiculelor. Comportarea pneurilor în exploatare influențează siguranța în circulație, gradul de confort și economicitatea autovehiculelor.

Se va analiza în continuare influența tuturor tipurilor de sarcini și răspunsul roții cu pneu pe o cale nedeformabilă, astfel deosebim:

- A. Deformarea pneului datorită presiunii interioare a aerului din pneu;
- B. Deformarea radială;
- C. Deformarea unghiulară sau de torsiune;
- D. Deformarea tangențială;
- E. Deformarea laterală.

A. Deformarea pneului datorită presiunii interioare a aerului din pneu

Dacă asupra unui pneu (fig. 2.7) neîncărcat din exterior se aplică o presiune interioară, dimensiunile inițiale ale anvelopei se modifică până la o anumită valoare a presiunii, diferit în funcție de construcția pneului. Astfel la pneurile cu raportul H/B subunitar (fig. 2.7.a), diametrul exterior se mărește, iar la pneurile cu raportul H/B supraunitar (fig.2.7.b) diametrul se micșorează. În primul caz, elementele benzii de rulare, inițial întinse, în timpul rulării sub sarcină primesc o compresiune tangențială mai redusă și ca urmare și tensiunile tangențiale sunt mai mici. Acest fenomen influențează favorabil rezistența la uzură, micșorează alunecarea, dar reduce într-o oarecare măsură rezistența la forfecare, [U3].

Eforturile în pneu, determinate de presiunea aerului sunt preluate de către firele cordonului de protecție și sunt maxime la ecuator - la pneurile fără breker (fig. 2.8..a) - și în dreptul umerilor în cazul pneurilor cu breker (fig. 2.8.b). Din cercetările experimentale a rezultat că la solicitarea pneului de către presiunea interioară, modificările dimensionale și de configurație se datoresc modificării unghiurilor între firele de cord și deformațiilor cauciucului.

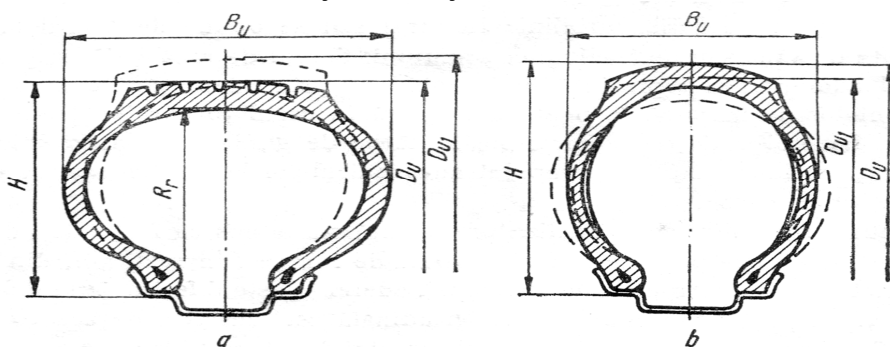


Fig. 2.7 Deformarea pneului sub acțiunea presiunii interioare a aerului, [U3]

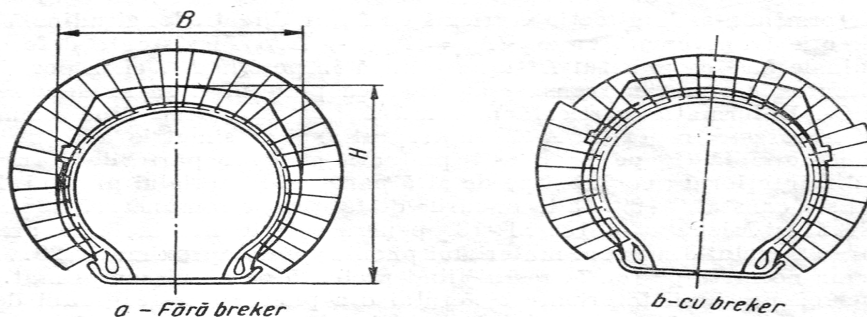


Fig. 2.8 Repartizarea eforturilor produse de presiunea interioară a aerului din pneu, [U3]

B. Deformarea radială a roții cu pneu

Când pneul, umflat la presiunea prescrisă, este solicitat de o sarcină radială G_R , el se va deforma radial în zona de contact cu calea de rulare, figura 2.9., [U2, U3, G1].

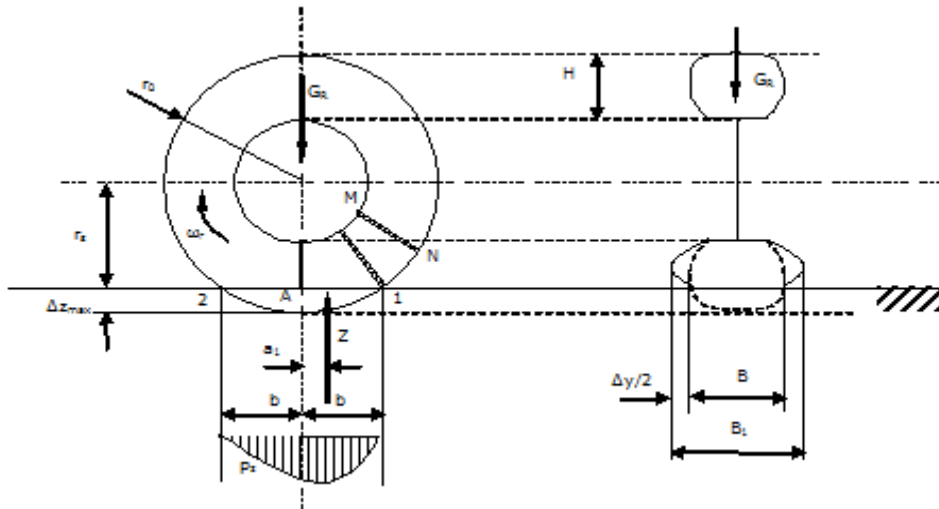


Fig. 2.9 Deformarea radială a roții cu pneu

Valoarea maximă a deformației se produce în zona centrală a suprafeței de contact al pneului cu calea și este:

$$\Delta z = r_o - r_s \quad (2.27)$$

Unde: r_o – raza liberă a pneului;
 r_s – raza statică a pneului.

Valoarea deformației radiale depinde de dimensiunile și construcția pneului, de materialul din care este fabricat, de lățimea jantei, duritatea căii de rulare, presiunea interioară a aerului și de sarcina normală G_R .

S-a constatat experimental că aproximativ 20% din deformație este preluată de flancurile pneului iar restul de aproximativ 80% de către presiunea aerului din pneu.

În urma solicitării radiale un pneu suferă și o deformare transversală Δy influențată de aceiași factori ca și deformația radială plus raza de curbura a benzii de rulare.

Un element radial discret de pneu, situat pe roata care rulează pe o cale nedeformabilă, începe să se deformeze în punctul 1 (fig. 2.9) când intră în contact cu calea, atinge deformația maximă în punctul A după care se destinde cu o oarecare întârziere până în punctul 2.

Urmărind procesul de comprimare și destindere se constată că deformația la încărcare urmărește o curbă de genul OAB – figura 2.10 iar deformația la destindere urmărește curba BCO – figura 2.10, aspect datorat fenomenului de histerzis (frecările interne la solicitarea elementelor elastice generează căldură, care se cedează mediului înconjurător, această pierdere de energie este apoi reflectată printr-un comportament ușor diferit al elementului elastic la eliberarea sarcinii).

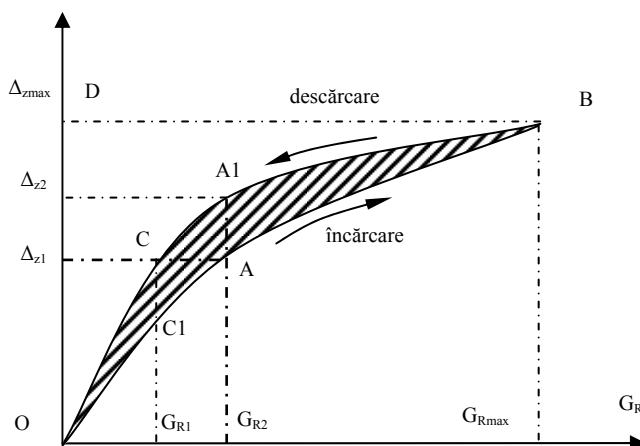


Fig. 2.10 Variația deformației pneului funcție de sarcina radială

Se constată că la încărcare se produce deformația Δz_1 pentru sarcina G_{R1} în timp ce la relaxare pentru aceeași sarcină deformația este mai mare, Δz_2 .

Acest fenomen determină o distribuție a presiunilor normale, p_z , diferită în prima jumătate a petei de contact față de a doua parte a petei, epură evidențiată în figura 2.9 Această distribuție diferențiată a presiunii normale determină o deplasare a rezultantei acestor presiunii, și anume a reacțiunii normale Z , spre direcția de rostogolire a roții. Această deplasare a reacțiunii normale generează față de centrul roții un moment care se opune rostogolirii roții, moment numit moment de rezistență la rulare:

$$M_{r1} = Z \cdot a_1 = G_R \cdot a_1 \quad (2.28)$$

Mărima acestui moment de rezistență la rulare este direct proporțional cu mărimea suprafeței buclei OABA10 din diagrama de histerezis.

Lucrul mecanic $L_{inc.}$ necesar deformării elementului de anvelopă, în faza de comprimare, este:

$$L_{inc.} = \int_0^{\Delta z_{max}} G_R \cdot d\Delta z = S_{OABD} \quad (2.29)$$

Unde: S_{OABD} - aria cuprinsă de curba de încărcare OAB și ordonată.

Lucrul mecanic recuperat $L_{desc.}$ la relaxarea elementului de anvelopă, în faza de destindere, este:

$$L_{desc.} = \int_0^{\Delta z_{max}} G_R \cdot d\Delta z = S_{OCBD} \quad (2.30)$$

Unde: S_{OCBD} - aria cuprinsă de curba de descărcare OCB și ordonată.

Pierderea de energie - prin histerezis - este dată de diferența dintre lucrul mecanic la încărcare și lucrul mecanic la descărcare, se manifestă prin ridicarea temperaturii pneului și determină, direct proporțional cu ea, o rezistență la înaintare a roții:

$$L_{histerezis} = L_{inc.} - L_{desc.} = S_{OABD} - S_{OCBD} \approx M_{r1} \quad (2.31)$$

Relația care modelează cel mai bine dependența dintre sarcina aplicată și deformația radială a anvelopei este:

$$G_R = C_1 \cdot \Delta z^2 + C_2 \cdot \Delta z \quad (2.32)$$

Unde: C_1 și C_2 sunt parametrii parabolei de regresie care caracterizează rigiditatea radială a pneului.

Uzual pentru exprimarea elasticității radiale a pneului se utilizează expresia - rigiditatea radială medie - definită ca raport dintre sarcina maximă și deformația maximă:

$$k_r = \frac{G_R}{\Delta z_{\max}} \quad (2.33)$$

C. Deformarea unghiulară a roții cu pneu

Această deformare se datorește, în principal, acțiunii momentului, de propulsie sau de frânare, asupra butucului roții.

Literatura de specialitate [P2, C11] prezintă mai multe moduri în care elementul radial de pneu se deformează sub acțiunea unui moment. Pentru o evidențiere mai bună a deformațiilor unghiulare vom considera în exemplificări că acțiunea roții cu pneu determină deplasarea căii, figura 2.11. a) – tipic frânării și b) – tipic propulsiei.

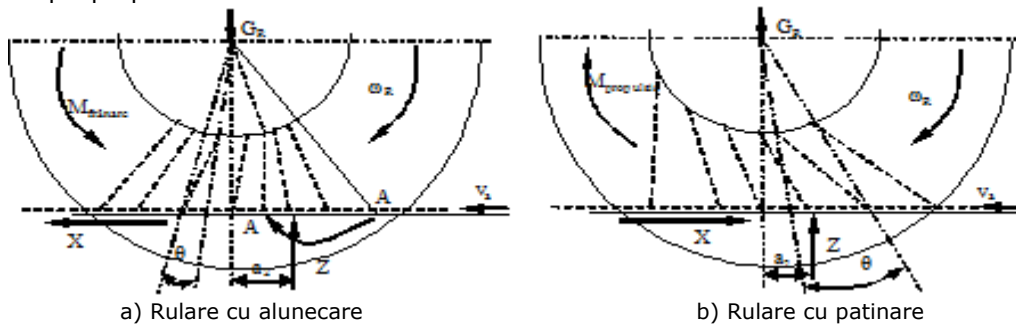


Fig. 2.11 Deformația unghiulară a roții cu pneu

Momentul preluat de butucul roții se transmite prin contactul rigid dintre jantă și pneu. Pneuul transmite cuplul căii de rulare în pata de contact. Ca urmare în zona de contact apare o reacțiune tangențială a căii care reține elementele de pneu în direcție dependentă cu gradul de alunecare/patinare. Astfel elementele radiale de pneu sunt, pe de o parte, antrenate în mișcare de rotație – de către jantă, iar pe de altă parte elementul este reținut, într-o măsură dependentă de alunecare/patinare, prin frecare de către cale deformându-se astfel unghiular. Suplimentar elementele de pneu suferă o ușoară curbare în direcția inversă de rostogolire a roții.

Deformația capătă două aspecte:

- Pentru elementele situate în jumătatea anterioară a petei de contact se produce o comprimare radială + o deformație activă de torsiune;
- Pentru elementele situate în jumătatea posterioară a petei de contact se produce o destindere radială + o relaxare la torsiune.

Fenomenul de histerezis se manifestă similar încărcării radiale, suplimentar, în prima jumătate a petei de contact cresc valorile presiunii normale în cale datorită comprimării unghiulare a materialului periferic de atac al roții (pata de contact a roții motrice nefiind simetrică față de axa roții, această este mai lungă în direcția de

rulare), aceste aspecte determină o deplasare a reacțiunii normale Z spre direcția de rostogolire a roții cu un ecart a_2 , ceea ce va produce un moment de rezistență la rulare:

$$M_{r2} = Z \cdot a_2 = G_R \cdot a_2 \quad (2.34)$$

Legătura dintre momentul aplicat și deformația unghiulară este uzual acceptată ca una de liniaritate exprimată prin intermediul unui coeficient de rigiditate unghiulară:

$$k_u = \frac{M_R}{\theta} \quad (2.35)$$

Unde: M_R – moment la roată (de frânare sau de propulsie);

θ – deformația unghiulară a elementului radial de pneu (figura 2.11).

D. Deformarea tangențială a pneului

Acest tip de deformare apare atât la roata motrică cât și la roata liberă și se datorează pseudoalunecărilor dintre roată și cale ca urmare a vitezelor periferice diferite ale punctelor aflate la periferia roții în suprafața de contact, [U2, U3].

Acceptăm în vederea simplificării fenomenului că roata se deplasează fără alunecare sau patinare și în regim stabilizat de mișcare (v_a , ω_R – constant), precum și vom neglija pentru început influența presiunilor tangențiale dezvoltate de frecarea roții cu calea de rulare..

Dacă considerăm un element discret de lungime s și masă m_s aflat la periferia roții, figura 2.12, acest element va suferi o decelerare pe segmentul 1A din pata de contact și o accelerare pe segmentul A2. Acest aspect implică o modificare a cantității de mișcare a elementului discret, s , adică o variație a impulsului masei acestui element. Conform Teoremei Impulsului (Derivata temporală a impulsului unui punct material este egală cu rezultanta tuturor forțelor ce acționează asupra punctului) asupra elementului, s , va lua naștere o forță variabilă pe lungimea petei de contact, forță care va atinge valoarea maximă în centrul petei de contact, A. Dacă suprapunem peste acest proces și efectul asupra elementului discret, s , al presiunilor tangențiale, p_x , ce iau naștere în pata de contact la roata acționată de un moment observăm un complex de forțe care solicită diferențiat elementul de ecuatorial de pneu.

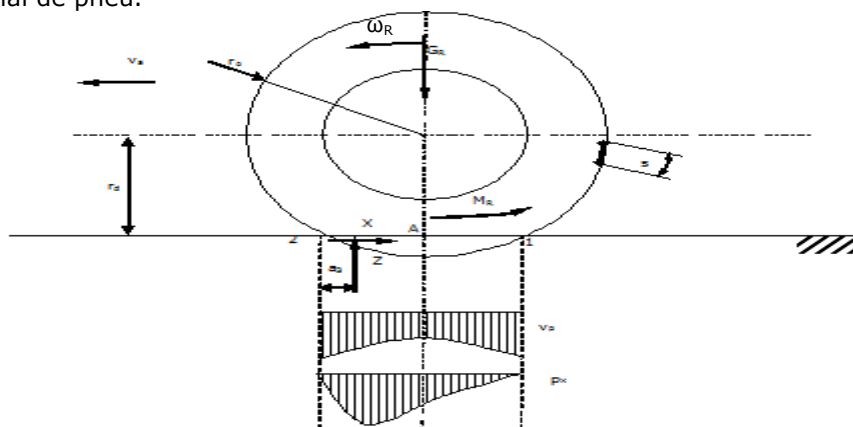


Fig. 2.12 Deformarea tangențială a pneului

Aceste comprimării și destinderii generează frecare internă, deci histereză, fapt ce determină o pierdere energetică care redă în final o deplasare convențională a reacției normale, Z , înspre înainte, generând un moment de rezistență la rulare al roții:

$$M_{r3} = Z \cdot a_3 = G_R \cdot a_3 \quad (2.36)$$

Astfel efectul cumulativ al deformațiilor anterioare, prin fenomenul de histereză, determină în principal o rezistență la rulare a roții, convențional exprimată printr-o forță:

$$M_r = Z \cdot (a_1 + a_2 + a_3) = Z \cdot a = F_r \cdot r_d \Rightarrow F_r = \frac{a}{r_d} \cdot Z = f \cdot Z \quad (2.37)$$

Unde: r_d – raza dinamică a roții (sau statică după caz);
 f – coeficient de rezistență la rulare.

O concluzie importantă o reprezintă evidențierea complexității analizei cinematice și dinamice a mișcării roții cu pneu preponderent datorită deformațiilor semnificative pe care aceasta le suferă coroborat cu distribuția dinamică a presiunilor în pata de contact și ținând cont și de pierderile prin histereză.

E. Deformarea laterală (transversală) a roții cu pneu

Datorită acțiunii forțelor laterale (vânt, forța centrifugă, declivitate transversală a căii etc.) precum și datorită dispunerii roții relativ la planul longitudinal de mișcare al autovehiculului (geometria roților – unghi de convergență, de cădere, de fugă și de dispunere transversală a pivoților) asupra roților de autovehicul apare, continuu, și o solicitare laterală.

Sub acțiunea acestei sarcini laterale, pneul suferă o deformație laterală, ce poate modifica considerabil dinamica și cinematica roții, [U2, U3, P2].

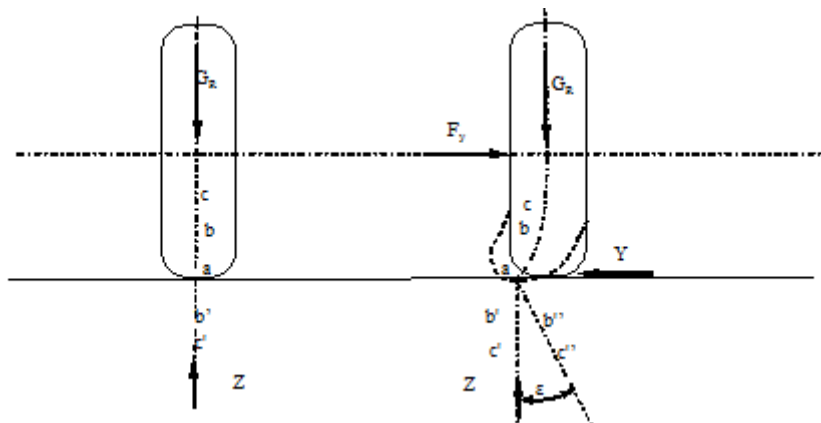


Fig. 2.13 Rularea roții nesolicitată și solicitată transversal

În cazul rulării fără solicitare laterală punctele ecuatoriale a , b și c , de pe pneu, se vor așterne peste a , b' și c' . Dacă pneul este solicitat lateral de o forță F_y , în pata de contact va lua naștere o reacțiune transversală Y , care va deforma lateral pneul, astfel că punctele a , b și c , în rulare, se vor așterne peste a , b'' și c'' , după o direcție înclinată față de direcția dată de planul median al roții cu un unghi ε , numit unghi de derivă.

Valoarea unghiului de derivă crește cu valoarea forței laterale, pentru unghiuri mici direct proporțional după care tinde asimptotic la infinit pentru valori ale forței laterale apropiate de limita la frecare a reacțiunii laterale Y , figura 2.14

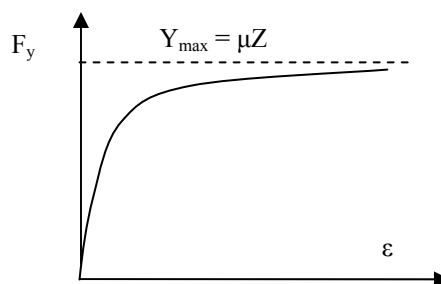


Fig. 2.14 Dependența forță laterală - unghi de derivă

La limita dată de forța columbiană de frecare apare deraparea laterală a roți.

Pentru porțiunea de liniaritate se definește un coeficient de rezistență la deviere laterală al pneului, ca raport între forța laterală și derivă:

$$k_l = \frac{F_y}{\varepsilon} \quad (2.38)$$

Rigiditatea laterală precum și comportarea roții solicitată lateral este influențată semnificativ de tipul constructiv al carcusei pneului, uzura acestuia, viteza de deplasare, presiunea aerului din pneu, calea de rulare etc.

2.4 Cercetări privind rezistența la rulare a roții cu pneu

În timpul exploatării, pneul este supus acțiunii unor forțe variate ca valoare și direcție.

În **starea de repaus**, asupra pneului acționează greutatea autovehiculului și presiunea aerului din camera de aer. În **starea de mișcare** a autovehiculului, asupra pneului, în zona de contact cu calea, acționează sarcini dinamice de comprimare, întindere și încovoiere. Dacă autovehiculul parcurge un drum lung fără oprire, se produce încălzirea anvelopelor ca urmare a dezvoltării de căldură în componentele interioare ale acestora, ceea ce poate conduce la deformații suplimentare ale anvelopelor.

24 Stadiul actual al cercetărilor privind rularea roților cu pneu-cale de rulare- 2

Sunt o multime de factori (construcția pneului, viteza de deplasare, temperatura, presiunea de regim și starea drumului pe care circula) care influențează rezistența la rulare a pneului.

Construcția pneului are o influență semnificativă asupra rezistenței la rulare. Figura 2.15 ne arată influența factorilor constructivi ai pneurilor asupra rezistenței la rulare la viteze diferite de deplasare.

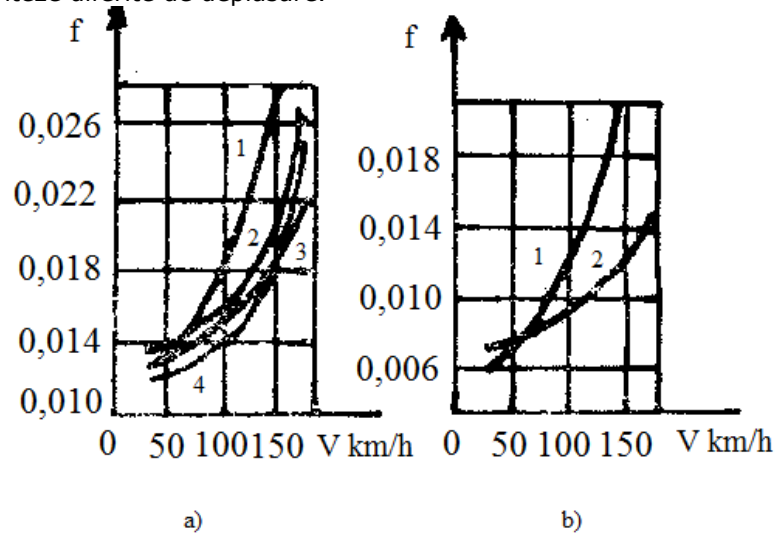


Fig. 2.15 Influența factorilor constructivi ai pneurilor asupra coeficientului de rezistenței la rulare:

a-pneuri noi; 1-diagonale; 2-centurate; 3-diagonale cu secțiune joasă; 4-radiale;
b-pneuri cu banda de rulare îndepărtată; 1-radiale; 2-diagonale

Suprafața căii rutiere. Natura și rugozitatea stratului superficial de acoperire al căii au o influență determinantă asupra coeficientului de rezistență la rulare. Pe o suprafață netedă și fină coeficientul de rezistență la rulare este considerabil mai mic decât pe o suprafață rugoasă, fig. 2.16

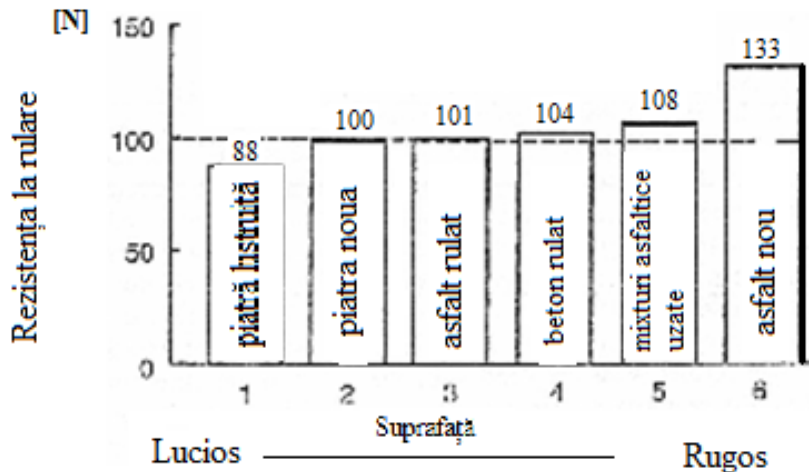


Fig. 2.16 Variația rezistenței la rulare în funcție de natura și starea căii de rulare

Mărima coeficientului de rezistență la rulare crește odată cu creșterea vitezei fig. 2.17

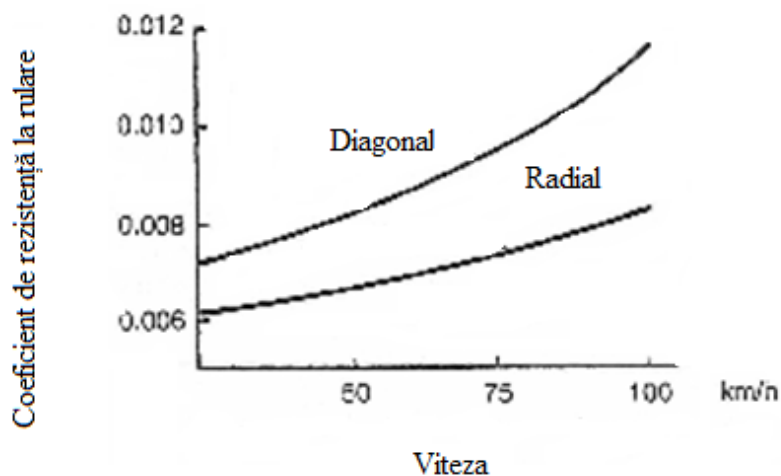


Fig. 2.17 Variația coeficientului de rezistență la rulare în funcție de viteza de deplasare

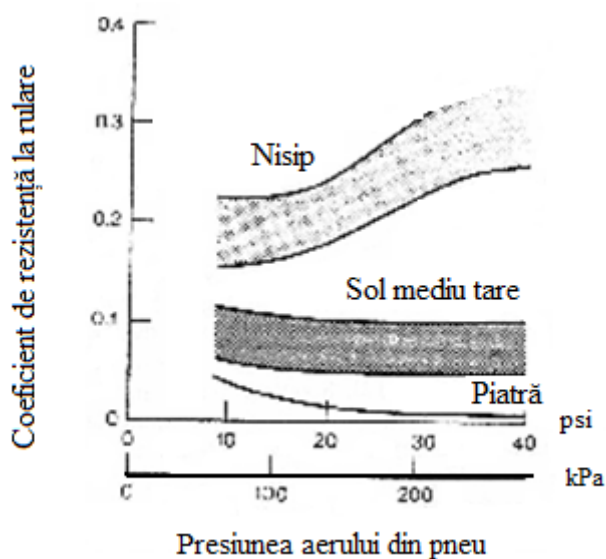


Fig. 2.18 Variația coeficientului de rezistență la rulare cu presiunea la rulare pe suprafețe variate

Presiunea din pneuri. Pe suprafețe deformabile, cum ar fi nisipul, rezistența la rulare crește odată cu creșterea presiunii în pneuri fig. 2.18

Firma Michelin a evaluat mărimea pazei de contact conducând un autovehicul pe o suprafață de sticlă cu un strat de apă pe ea, având posibilitatea de a fotografia sub suprafața de sticlă. În prima fază a fotografiat pneul, umflat la o presiune 2,2 bari, în starea de repaus pentru a vedea pata de contact fig. 2.19 iar în fig. 2.20 pneul este umflat la aceeași presiune dar se deplasează cu o viteză de 90 km/h. Se

poate observa o micșorare a petei de contact și cum este evacuată apa datorită canalelor de pe banda de rulare.



Fig. 2.19 Pata de contact în regim static

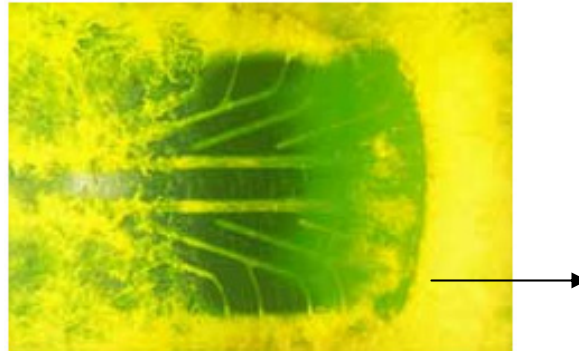


Fig. 2.20 Pata de contact la o viteză de 90 km/h

La aceeași viteză, 90 km/h, dar la o presiune mai mică în pneuri, 2 bari, în fig. 2.21 respectiv 1,7 bari, în fig. 2.22 se poate vedea filmul de apă cum pătrunde în partea centrală a pneului micșorându-se suprafața petei de contact. Cu cât presiunea în pneuri este mai mică cu atât pata de contact se micșorează, la viteză ridicată, și apare fenomenul de hidroplanare mai repede.

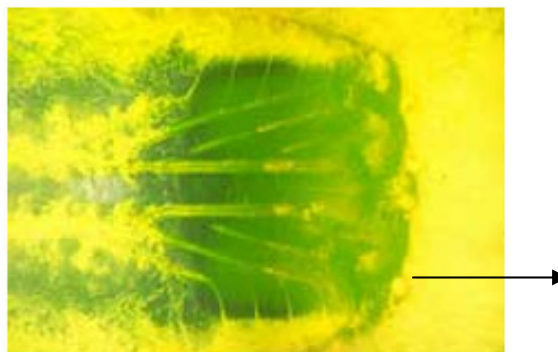


Fig. 2.21 Pata de contact la viteza 90 km/h și presiune 2 bari

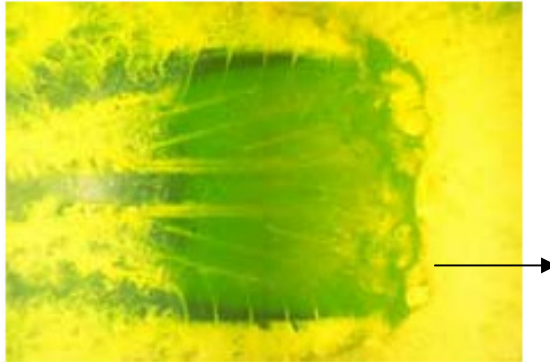


Fig. 2.22 Pata de contact la viteza 90 km/h și presiune 1,7 bari

În timp ce se conduce pe o cale umedă la o presiune în pneuri nominală manevrabilitatea autovehiculului este cea care ne așteptăm să fie. Cu cât presiunea în pneuri este mai mică manevrabilitatea autovehiculului pe o cale umedă este mai greu de stăpânit ca direcție și frânare.

Temperatura pneurilor afectează rezistența la rulare în două moduri: una este schimbarea temperaturii aerului din interiorul pneului și astfel schimbă presiunea din pneuri și a doua modifică rigiditatea și histerezisul pneului. Figura 2.23 ne arată dependența coeficientului de rezistență la rulare cu temperatura interioară a pneului la diferite viteze de deplasare, la un pneu de autoturism.[R1,M3]

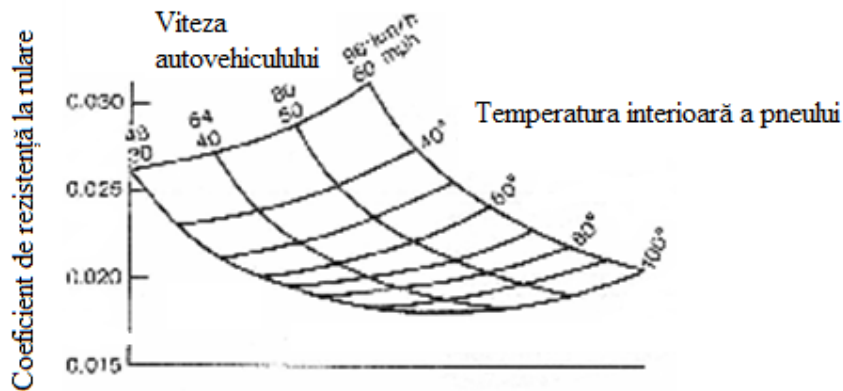


Fig. 2.23 Dependența coeficientului de rezistență la rulare cu temperature interioară a pneului la diferite viteze de deplasare

Un pneu care nu este umflat la presiunea nominală tinde să folosească pereții carcasei și nu partea centrală a anvelopei. Aceasta se întâmplă din cauza insuficienței presiunii care să-i permită părții centrale a benzii de rulare să preia sarcina de încărcare. Pata de contact este mare atunci rezistența la rulare este mai mare.

Concluzii

La creșterea forței verticale de încărcare, precum și la scăderea presiunii interioare din pneu se constată creșteri ale lungimii petei de contact și ale valorilor maxime ale eforturilor tangențiale. Este necesară determinarea experimentală a modificării petei de contact în funcție de creșterea sau scăderea presiunii interioare a aerului din pneu sau de încărcarea normală la diferite sarcini a pneului;

Cercetarea efectuată reliefează complexitatea procesului de rulare a roții cu pneu apărând o serie întreagă de momente și forțe a căror mărime este greu de stabilit experimental de aceea este nevoie de o abordare teoretică cu element finit a procesului interacțiune pneu cu cale de rulare;

Se evidențiază analiza complexității cinematice și dinamice a mișcării roții cu pneu preponderent datorită deformațiilor semnificative pe care acesta le suferă coroborat cu distribuția dinamică a presiunilor în pata de contact și ținând cont și de pierderile prin histereză;

Nu există o abordare temeinică a variației razei dinamice precum și a histerezisului tangențial în cazurile propulsie cu patinare parțială propulsie cu patinare totală.

CAPITOLUL 3

CONSIDERAȚII PRIVIND INTERACȚIUNEA PNEU-CALE DE RULARE NEDEFORMABILĂ

3.1. Considerații generale

Cercetările teoretice privind interacțiunea roată cu pneu – cale de rulare sunt de o complexitate foarte ridicată datorită: construcției complexe a roții cu pneu, a comportării neliniare și diferite a diverselor elemente componente ce formează pneul, a secretului de fabricație în ceea ce privește compoziția chimică a pneului, a influenței mari datorită presiunii aerului din pneu precum și a sarcinii acestuia, a influenței semnificative a temperaturii pneului precum și a uzurii acestuia, a influenței profilului benzii de rulare, a influenței căii etc.

Pentru a trece în revistă diferitele modele și teorii de abordare a comportării pneului sub acțiunea diverselor solicitări s-a conceput un plan de studiu figura 3.1.

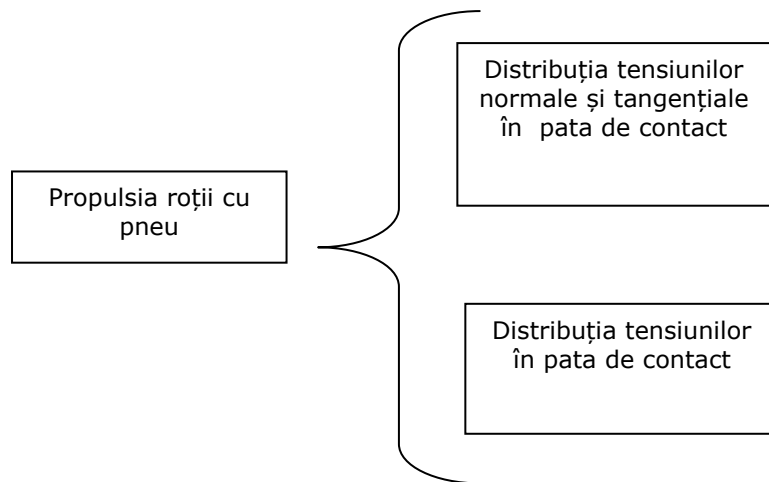


Fig. 3.1. Planul de Studiu

Lucrarea de față s-a concentrat pe studiul interacțiunii teoretice și experimentale a roții cu pneu – cale tare de rulare, astfel calea este considerată un rigid, cazul este caracteristic rulării pe drumuri din beton din ciment sau beton asfaltic, tipic oricărei căi rutiere amenajate.

3.2 Cercetări privind distribuția tensiunilor normale în pata de contact

Eforturile dintr-o anvelopa nu sunt aplicate într-un punct ci sunt rezultante ale presiunilor normale și de „forfecare” distribuite în pata de contact. Distribuția tensiunii în pata de contact nu este uniformă, aceasta variază atât după axa longitudinală cât și cea transversală. Când anvelopa rulează, distribuția presiunii nu este simetrică la stânga și dreapta de axa verticală, tinzând să fie mai mare în partea frontală a petei de contact. [B3,B6,L2,T1]

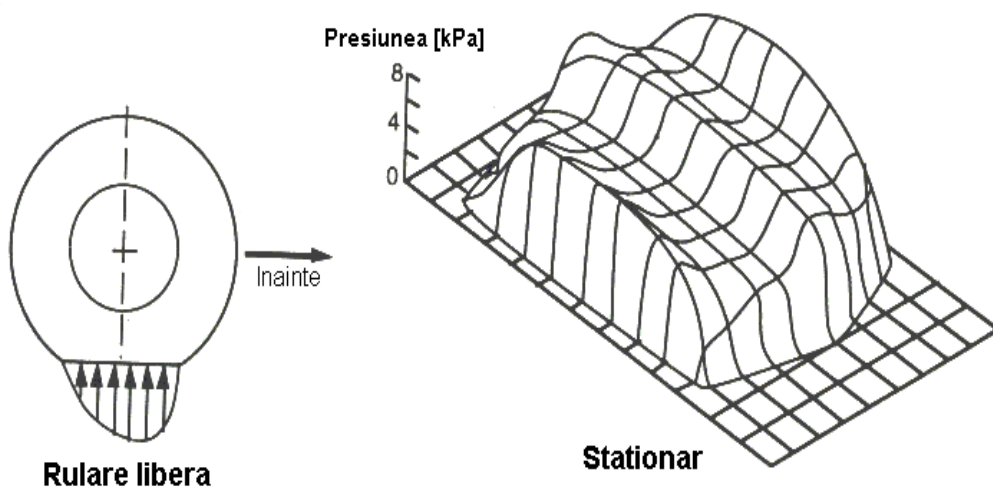


Fig. 3.2 Distribuția presiunii normale în pata de contact

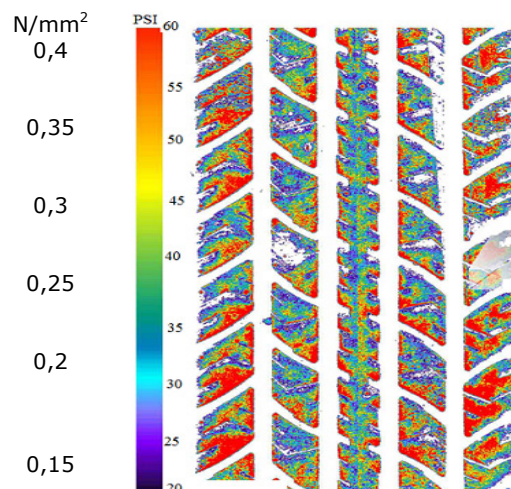


Fig. 3.3 Distribuția presiunii normale în pata de contact la un pneu de autoturism [M1]

Datorita viscoelasticitatii anvelopei în mișcare, deformațiile din partea frontală a petei de contact cauzează o deplasare în fața a presiunii verticale. Rezultanta forțelor verticale nu trece prin axa de rotație a anvelopei, generând astfel o rezistență la rulare.

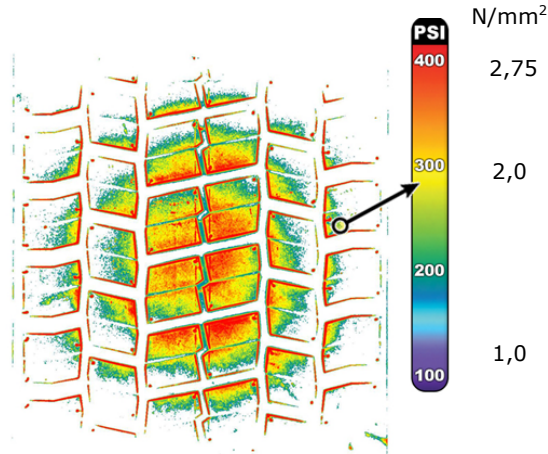


Fig. 3.4. Distribuția presiunii în pata de contact la un pneu de camion [M1]

În timpul rularii, forțele de tracțiune și cele laterale sunt rezultatul unui mecanism de forfecare. Fiecare element de anvelopă care trece prin pata de contact exercită o tensiune de forfecare care, integrată pe suprafața de contact, este egală cu forța de tracțiune/laterală dezvoltată de anvelopă.

Eforturile normale în pata de contact reprezintă acțiunea, pe direcție verticală, a roții asupra drumului. [F3,G5,M1,T4,Y1]

În figura 3.5 este prezentată distribuția eforturilor normale pentru pneul 11 R 22,5 având o presiune interioară de 6,2 bari și supus unei forțe verticale de 80 kN (9, 10), la staționare.

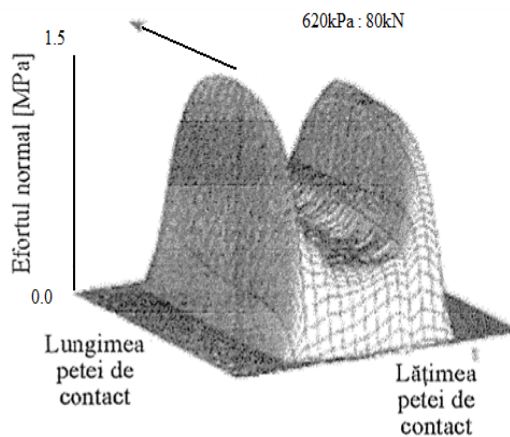


Fig. 3.5. Reprezentarea presiunii normale efective din pata de contact pneu - drum pentru pneul de autocamion

Se observă că distribuția de eforturi normale în pata de contact dintre pneul de autovehicul și cale are o formă parabolică pe lungimea petei de contact și alta sub formă de șa pe direcția laterală.

În figura 3.6 este redată distribuția presiunii normale din pata de contact pentru un pneu radial 165 R 13, fără profil pe banda de rulare, încărcat cu forța normal de 3536 N, presiunea interioară de 1,65 bari, rulând liber cu viteza de 60 km/h. Se constată că presiunea normală din părțile laterale ale petei de contact sunt mai mari decât cele din centru. De asemenea, distribuția eforturilor normale în plan longitudinal are formă trapezoidală. [B3,B6,L2,T1]

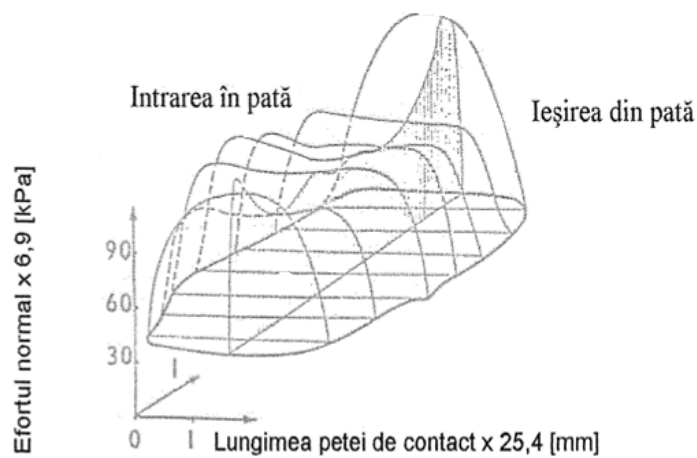


Fig. 3.6 Distribuția presiunii normale efective din pata de contact a pneului radial cu tamburul

În figura 3.7 se prezintă efectul creșterii forței normale de încărcare asupra valorilor medii ale presiunii normale pe lățimea petei de contact. [G6, L1]

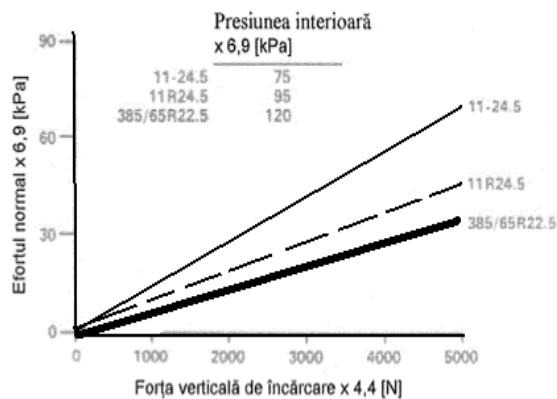


Fig. 3.7 Efectul forței normale de încărcare asupra valorilor medii ale presiunii normale din suprafața de contact

Efectul presiunii interioare asupra distribuției presiunii normale din pata de contact, este prezentat în figura 3.8. La creșterea presiunii interioare se înregistrează o creștere a valorilor presiunii normale din centrul petei de contact. O modificare mai mare se observă în cazul pneurilor radiale. Valorile maxime a presiunii normale, în cazul pneurilor în construcție diagonală, sunt mai mici decât cele ale pneurilor radiale. Pneul radial are eforturile normale maxime, aproximativ de două ori mai mari decât cele ale pneului diagonal. [B3,M1,T1,Y1]

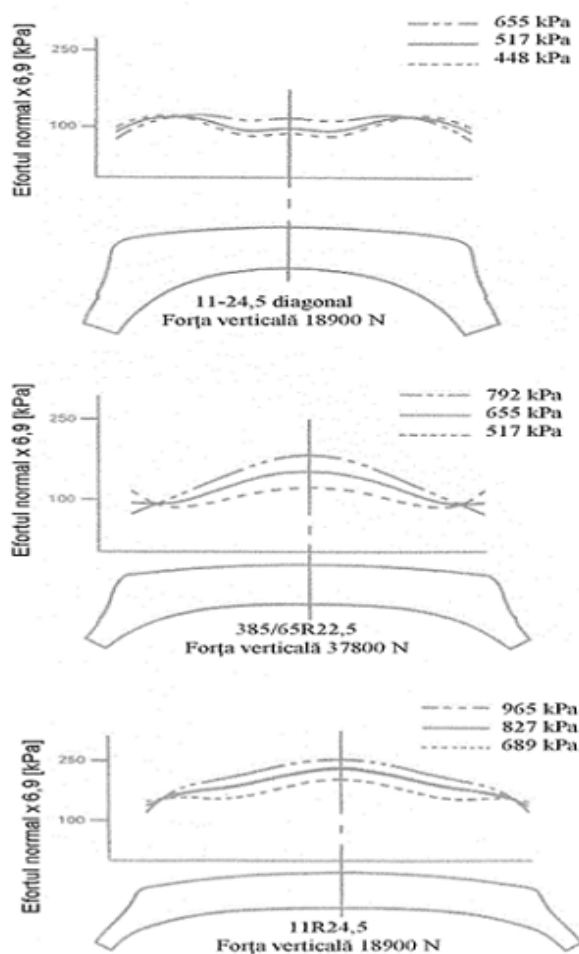


Fig. 3.8 Efectul presiunii interioare asupra distribuției presiunii normale din suprafața de contact

În figura 3.9 sunt prezentate rezultatele obținute în urma studierii influenței forței normale de încărcare asupra distribuției de eforturi normale din pata de contact. Se constată că modificarea valorii forței normale afectează, în principal, eforturile normale din zona umerilor pneurilor. De asemenea modificarea forței normale afectează mai mult distribuția de eforturi normale a pneului diagonal. [B3,M1,T1,Y1]

În suprafața de contact dintre pneu și cale se produc alunecări locale, când însumarea geometrică a eforturilor tangențiale longitudinale și transversale întrece produsul φp_n .

În concluzie în suprafața de contact dintre pneu și calea de rulare sub acțiunea forțelor și momentelor exterioare iau naștere eforturi tangențiale longitudinale și transversale. Valoarea și direcția acestor eforturi depind de un număr mare de factori printre care: mărimea sarcinilor care încarcă pneul, sensul de aplicare al momentelor, valoarea presiunii interioare a aerului din pneu, caracteristicile constructive ale pneului, viteza de rotație etc. Cunoașterea fenomenelor care se petrec între pneu și calea de rulare prezintă mare importanță pentru studiul aderenței, pentru determinarea rezistenței la uzură și la oboseală a anvelopei, precum și la studiul maniabilității autovehiculelor.

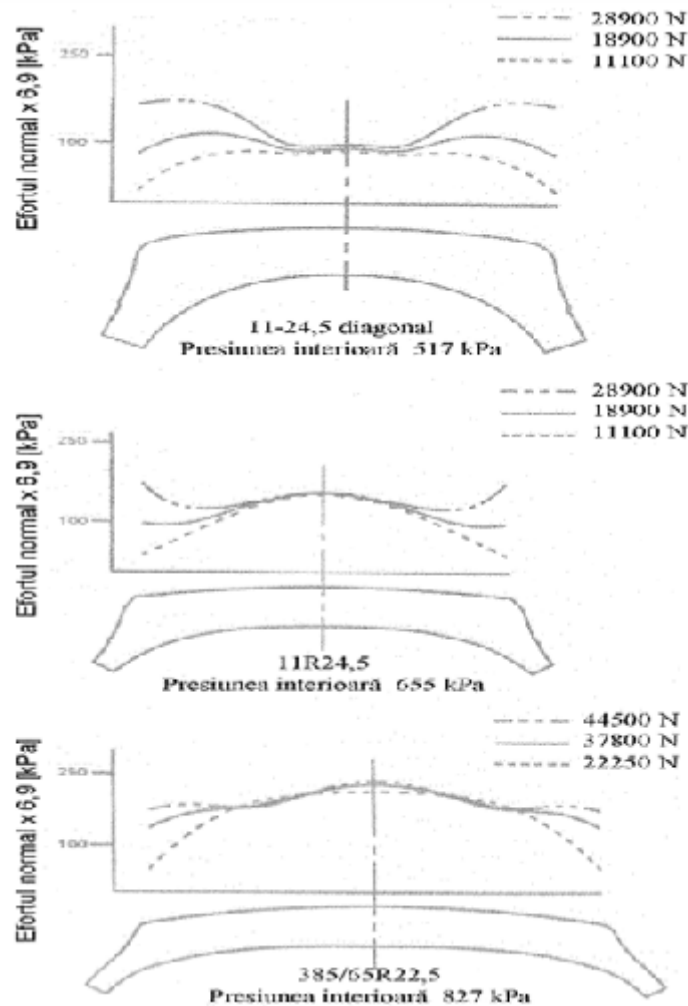


Fig. 3.9 Efectul forței normale de încărcare asupra distribuției presiunii normale din suprafața de contact

3.3 Cercetări privind distribuția tensiunilor tangențiale în pata de contact

Eforturile din pata de contact a pneului de autovehicul cu drumul influențează fenomenul de uzare atât a drumului, cât și a benzii de rulare a pneului și determină valorile forțelor longitudinale (de tracțiune, de frânare și de rezistență la rulare) și laterale, având un rol hotărâtor în siguranța circulației, precum și în studiul dinamicii autovehiculului. [F3,G5,L2,T1]

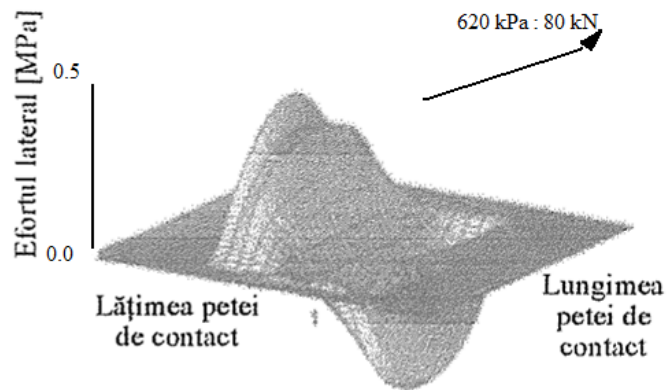


Fig. 3.10. Distribuția tensiunii tangențiale laterale pentru pneul de autocamion 11R 22,5

Distribuția a tensiunilor tangențiale laterale și longitudinale pentru un pneu de autocamion tip 11R 22,5 având presiunea interioară de 6,20 bari și o sarcină verticală de 80 kN, roata aflându-se în rulare liberă la viteza de 1,2 km/h (9,10) este prezentată în fig. 3.10 și 3.11. [F3,G5,M1,Y1]

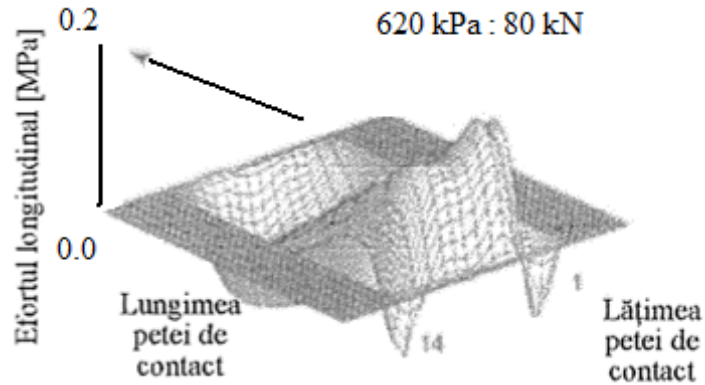


Fig. 3.11 Distribuția tensiunilor tangențiale longitudinale pentru pneul de autocamion 11R 22,5

În figura 3.12 este prezentată, sub formă de vectori distribuția tensiunilor tangențiale în pata de contact a unui pneu de autoturism . [B3,B6,L2,T1]

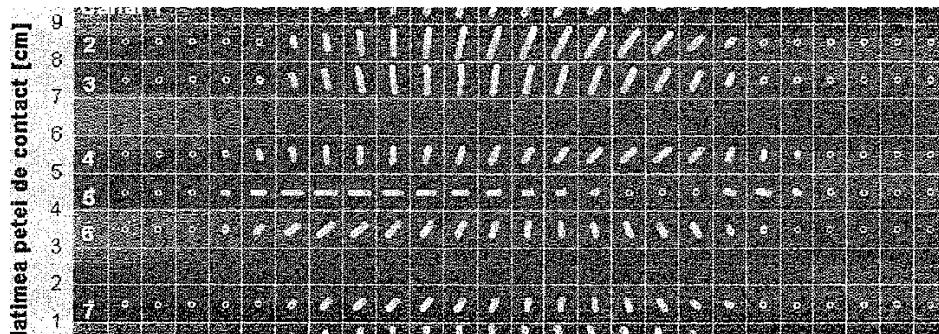


Fig. 3.12. Distribuția vectorială a tensiunilor tangențiale în pata de contact pentru un pneu de autoturism

Din figurile 3.12 și 3.13 a) se observă că toți vectorii sunt orientați către centrul petei de contact. Valorile tensiunilor tangențiale atât în plan transversal, cât și în plan longitudinal determină la rândul lor, valorile forțelor de tracțiune, de frânare și laterale din pata de contact a pneului de autovehicul cu drumul.

Pentru pneul imobil, neantrenat, antrenat și frânat distribuția tensiunilor tangențiale longitudinale are forme caracteristice pentru fiecare în parte [U3]. Tensiunile tangențiale din suprafața de contact au orientarea de la centru către margine datorită curburii pneului sub acțiunea sarcinii normale, figura 3.13 (a). În cazul roții imobile figura 3.13 (b) curba 1, eforturile în plan longitudinal sunt repartizate simetric față de axa verticală a roții.

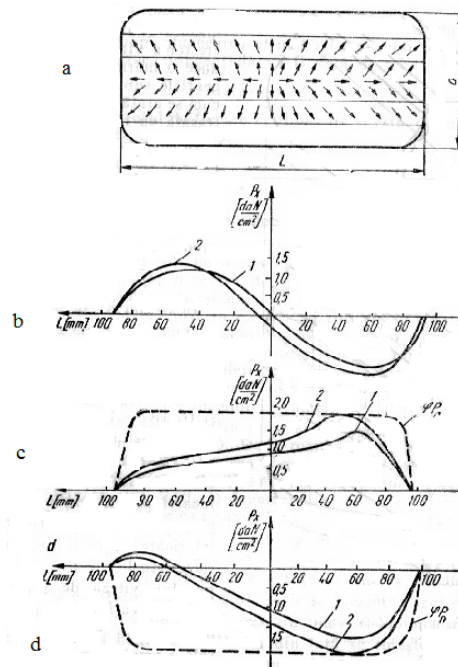


Fig. 3.13 Distribuția tensiunilor tangențiale longitudinale pe suprafața de contact [U3]

Prezența forței de împingere, la rularea roții neantrenate strică într-o oarecare măsură simetria distribuției, așa cum se arată în figura (b) curba 2. Variația tensiunilor tangențiale longitudinale la roata antrenată este prezentată în figura 3.13 (c) iar la roata înfrânată în figura 3.13 (d). Cu linii întrerupte s-a trasat limita până la care se poate mări momentul de antrenare, respectiv de frânare, fără să se producă alunecarea sau patinarea. La capătul din spate al suprafeței de contact, eforturile tangențiale cresc până ce ating o valoare maximă (curbele 2), care este limitată de aderența $\varphi \cdot p_n$. Creșterea forței de tracțiune face ca vârful eforturilor să se deplaseze către partea din față a suprafeței de contact. Curbele au două porțiuni: una cu pantă foarte lină și una cu pantă mare, alăturată primei. Creșterea lină a eforturilor tangențiale în prima parte a curbei se explică prin deformarea structurii anvelopei, îndeosebi a pereților laterali, iar reducerea eforturilor în partea cu panta mare este explicată de deformarea benzii de rulare a pneului. Sub roata antrenată se pot transmite fără alunecare, la capătul din spate al suprafeței de contact, forțe tangențiale mai mari decât la roata frânată.

Distribuția de tensiuni tangențiale, atât în plan longitudinal, cât și în plan transversal este influențată de următorii factori: construcția pneului și de parametrii de stare (sarcina verticală, temperatura, viteza de rotație a pneului, presiunea aerului din pneu, precum și starea suprafeței de rulare, desenul benzii derulare, mărimea anvelopei și neregularitățile căii derulare).

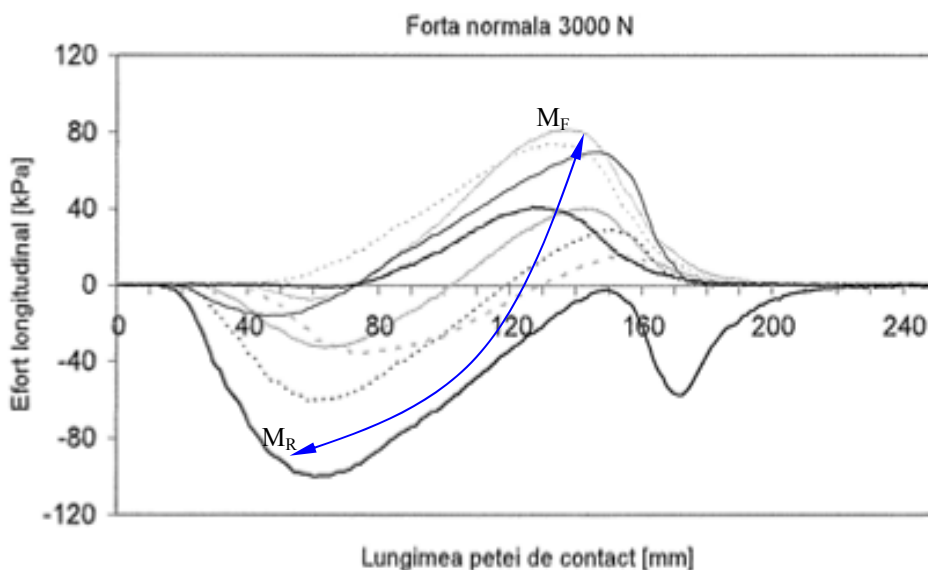


Fig. 3 .14 Variația tensiunilor tangențiale în direcție longitudinală în pata de contact [A3]

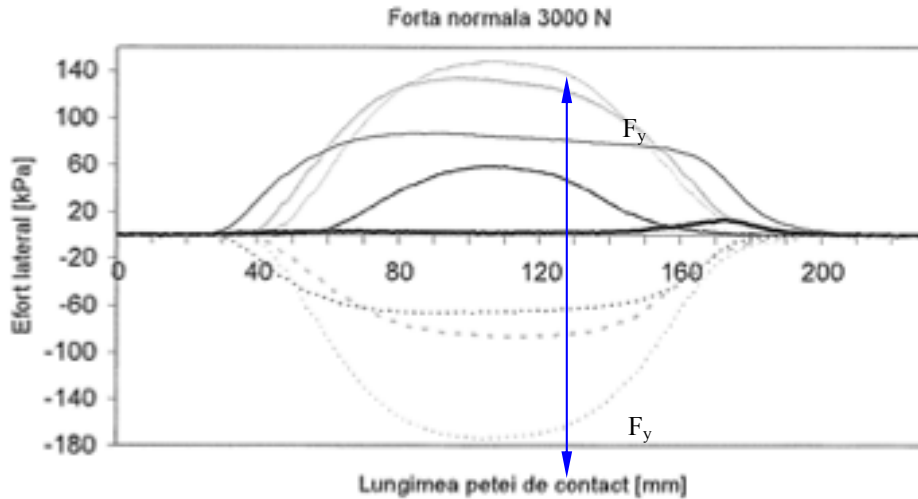


Fig 3.15 Variația tensiunilor tangențiale în direcție transversală în pata de contact [A3]

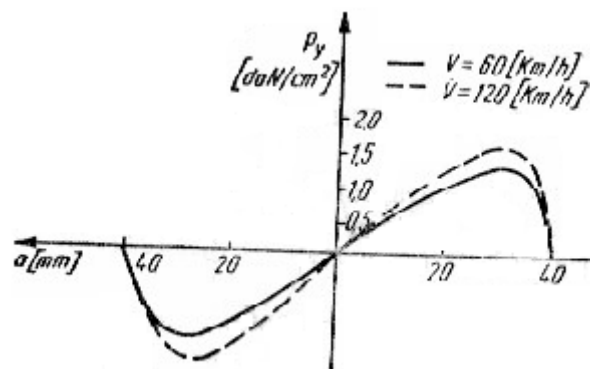


Fig. 3.16 Distribuția tensiunilor tangențiale transversale în pata de contact [U2]

În figurile 3.14 și 3.15 sunt prezentate exemple de variații ale eforturilor longitudinale respectiv laterale pentru desen al benzii de rulare, la presiunea interioară de 220 kPa și forță verticală de 3000N.

În plan transversal, eforturile tangențiale maxime apar în zonele de margine ale pneului (figura 3.16). În zona centrală, de-a lungul axei longitudinale de simetrie, eforturile transversale sunt nule. Presiunea interioară a aerului din pneu influențează în mică măsură alinarea curbelor, pe când creșterea vitezei de rotație produce o mărire a eforturilor tangențiale sub pereții laterali așa cum se arată în desen curba trasată cu linii întrerupte. [U2]

La eforturile tangențiale, în cazul roților aflate în rulare liberă, s-au relevat următoarele observații:

- fiecare curbă care reprezintă efort longitudinal are o formă cvasi-sinusoidală;

- schimbarea de sens a eforturilor nu se manifestă exact în centrul petei de contact;

- pentru pneul cu desen al benzii de rulare, curbele eforturilor transversale și longitudinale au o distribuție nesimetrică față de axa longitudinală a petei de contact, din cauza nesimetriei desenului pe direcție laterală;

- schimbarea zonei circumferențiale a contactului conduce la variația amplitudinilor și a formei eforturilor tangențiale;

- la creșterea forței verticale de încărcare, precum și la scăderea presiunii interioare din pneu se constată creșteri ale lungimii petei de contact și ale valorilor maxime ale eforturilor tangențiale.

De asemenea, distribuția și mărimea eforturilor tangențiale sunt determinate de aderență. Mărimea forței de frânare determină mărimea eforturilor unitare din pata de contact; dacă forța de frânare crește, cresc și eforturile de frânare, acestea fiind în legătură cu starea suprafeței de rulare, desenul benzii derulare, presiunea interioară, mărimea pneului, compoziția suprafeței de rulare.

Există diferențe între distribuția eforturilor tangențiale în pata de contact, în funcție de modul cum rulează pneul de autovehicul; astfel, pentru roata antrenată față de roata neantrenată, eforturile tangențiale longitudinale produc o deplasare a acestora către partea din spate a pneului, unde acestea au valori mari și au orientarea în direcția deplasării pneului.

3.4. Distribuția presiunilor în pata de contact

Obiectul acestui paragraf îl reprezintă analiza distribuției presiunilor în pata de contact dintre roata cu pneu și calea rigidă de rulare. În esență contactul roții cu pneu cu calea poate fi asimilat unui contact cilindru – plan.

După direcția de analiză a contactului deosebim:

- distribuția longitudinală a presiunilor în pata de contact;
- distribuția transversală a presiunilor în pata de contact.

După modul de abordare a problematicii diferențiem:

- abordări empirice;
- abordări prin metode mecanice echivalente.

Contactul dintre roata cu pneu și calea este de forma unei elipse (roți înguste) sau unui dreptunghi cu colțuri rotunjite, care tinde spre o formă de șa cu creșterea vitezei de rulare, figura 3.17

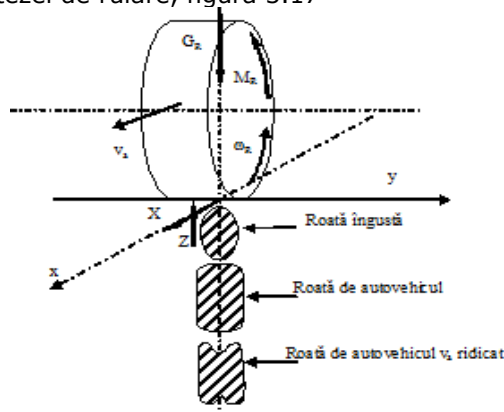


Fig. 3.17 modele de pete de contact

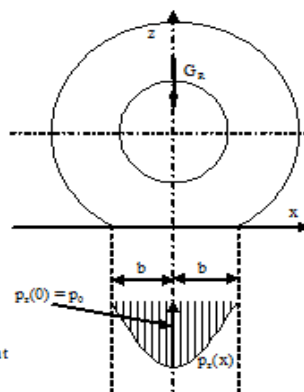


Fig. 3.18 Distribuția presiunilor normale

Condițiile limită ale analizei sunt date de:

1. Legea a III - a a lui Newton => sarcina radială aplicată pneului este egală cu suma presiunilor normale din pata de contact:

$$\int_{-b}^b p_z(x) \cdot dx = G_R \quad (3.1.)$$

2. Condiția suprafeței libere a lui Neumann și Dirichlet => la frontiera petei de contact presiunile de orice natură sunt nule:

$$p_z(-b) = p_z(b) = 0 \quad (3.2.)$$

A. Distribuția longitudinală a presiunilor în pata de contact

Literatura de specialitate a propus de-a lungul timpului o serie de soluții empirice sau analitice, care respectă sau nu condițiile limită, [C7, G1, P2, C14]:

A1. Distribuția uniformă:

$$p_z(x) = p_0 = \text{const.} \quad (3.3.)$$

Din condiția limită nr. 1 => $p_0 = \frac{G_R}{2b}$;

Abordarea este una empirică care nu respectă condiția limită nr. 2.

A2. Distribuția exponențială:

$$p_z(x) = p_0 \cdot e^{-C \cdot \frac{|x|}{b}} \quad (3.4.)$$

Din condiția limită nr. 1 => $p_0 = \frac{C \cdot G_R}{2b \cdot (1 - e^{-C})}$;

Unde: C – coeficient de corecție, $C > 0$.

Abordarea este una empirică care nu respectă condiția limită nr. 2.

A3. Distribuția semieliptică:

$$p_z(x) = p_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{b^2}} \quad (3.5.)$$

Din condiția limită nr. 1 => $p_0 = \frac{2G_R}{\pi b}$;

Abordarea este una semiempirică, corespunde teoriei contactului lui Hertz, al contactului dintre rigide, a cărei extindere peste domeniul contactului dintre materiale hiperelastice poate induce erori semnificative.

A4. Distribuție parabolică:

$$p_z(x) = p_0 \cdot \left(1 - \frac{x^2}{b^2}\right) \quad (3.6.)$$

$$\text{Din condiția limită nr. 1} \Rightarrow p_0 = \frac{3G_R}{4b};$$

Abordarea este una empirică, rezultatele experimentale propune modelul ca unul cu nivel de încredere ridicat și ușor de utilizat.

A5. Distribuția trigonometrică:

$$p_z(x) = p_0 \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot x}{2 \cdot b}\right) \quad (3.7.)$$

$$\text{Din condiția limită nr. 1} \Rightarrow p_0 = \frac{\pi \cdot G_R}{4b};$$

Abordarea este una empirică, rezultatele obținute au nivel de încredere ridicat și cu grad de utilizare mediu.

A6. Distribuție exponențial – trigonometrică:

$$p_z(x) = p_0 \cdot e^{-C \cdot \frac{|x|}{b}} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot x}{2 \cdot b}\right) \quad (3.8.)$$

$$\text{Din condiția limită nr. 1} \Rightarrow p_0 = \frac{4C^2 \cdot b^2 + \pi^2}{2\pi \cdot b \cdot (e^{-2C \cdot b} + 1)};$$

Unde: C – coeficient de corecție, $C > 0$.

Abordarea este una empirică, rezultatele obținute au nivel de încredere ridicat și cu grad de utilizare mediu.

Toate metodele anterioare au domeniu de aplicare și în cazul distribuției transversale a presiunilor în pata de contact.

A7. Elastic Foundation Approach - E.F.A.

E.F.A. sau platforma elastică a lui Winkler este un model mecanic echivalent care consideră roata rigidă iar calea formată din elemente elastice liniare, figura 3.19., [C9, C12].

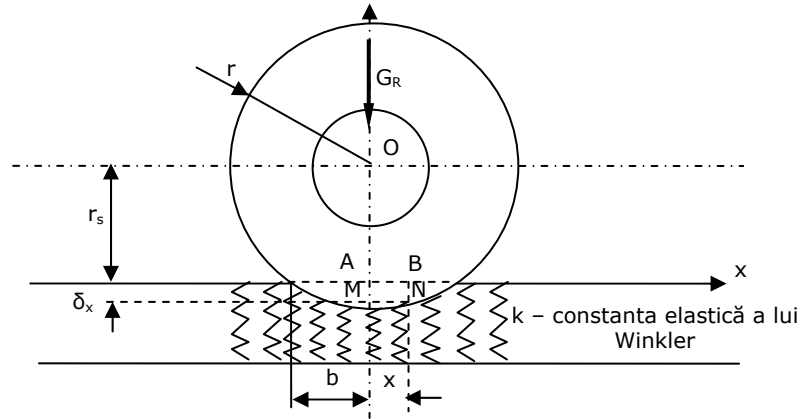


Fig. 3.19. Modelul mecanic Elastic Foundation Approach

În accepțiunea legii lui Hooke se poate scrie:

$$p_z(x) = k \cdot \delta_x = k \cdot \overline{BN} = k \cdot (\overline{OM} - \overline{OA}) = k \cdot (\overline{OM} - r_s) \quad (3.9.)$$

$$\text{Unde: } - \text{ din } \triangle OMN \Rightarrow \overline{OM} = \sqrt{\overline{ON}^2 - \overline{MN}^2} = \sqrt{r^2 - x^2} \quad (3.10.)$$

În analiza EFA se acceptă că coarda deformației este egală cu lungimea petei de contact. Înlocuind soluția 3.10. în relația 3.9. obținem ecuația deformației pentru abscisa x a petei de contact și implicit a presiunii normale:

$$\begin{aligned} \delta_x &= \sqrt{r^2 - x^2} - r_s = \sqrt{r^2 - x^2} - \sqrt{r^2 - b^2} \Rightarrow p_z(x) = k \cdot (\sqrt{r^2 - x^2} - \sqrt{r^2 - b^2}) \\ p_0 &= k \cdot \delta_0 = k \cdot (r - \sqrt{r^2 - b^2}) \Rightarrow p_z(x) = p_0 \cdot \frac{\sqrt{r^2 - x^2} - \sqrt{r^2 - b^2}}{r - \sqrt{r^2 - b^2}} \end{aligned} \quad (3.11.)$$

Din condiția limită nr. 1 (3.1.) obținem expresia rigidității k:

$$k = \frac{G_R}{\int_{-b}^b (\sqrt{r^2 - x^2} - \sqrt{r^2 - b^2}) \cdot dx} = \frac{G_R}{r^2 \cdot \arctg\left(\frac{b}{r_s}\right) - b \cdot r_s} \quad (3.12.)$$

Valoarea de vârf a efortului unitar se obține în centrul petei, aplicând expresia 3.9.:

$$p_0 = k \cdot \delta_0 = k \cdot (r - r_s) = \frac{G_R \cdot (r - r_s)}{r^2 \cdot \arctg\left(\frac{b}{r_s}\right) - b \cdot r_s} \quad (3.13.)$$

În relațiile de mai sus s-a acceptat un comportament linear elastic al pneului (legea lui Hooke) și deci un comportament similar pentru elementele discrete elastice ale platformei.

În realitate pneul are un comportament nelinier și în plus prezintă o histereză semnificativă (relația 2.32), rezultă astfel două expresii pentru rigiditate și una caracteristică încărcării și una caracteristică destinderii elementelor de pneu:

- pt. încărcare: $G_R = k_1^{inc} \cdot \delta_0^2 + k_2^{inc} \cdot \delta_0$;
- pt. descărcare: $G_R = k_1^{desc} \cdot \delta_0^2 + k_2^{desc} \cdot \delta_0$.

În baza celor de mai sus se poate accepta un comportament similar, nelinier și pentru elementul discret elastic:

$$\begin{aligned} p_z^i(x) &= k_1^i \cdot \delta_x^2 + k_2^i \cdot \delta_x \\ p_z^d(x) &= k_1^d \cdot \delta_x^2 + k_2^d \cdot \delta_x \end{aligned} \quad (3.14.)$$

În centrul petei de contact deformația este maximă deci implicit presiunea normală este maximă, iar punctul reprezintă un punct de inflexiune pentru caracteristica de încărcare, astfel se deduce o condiție la limită a ecuațiilor 3.14., și anume:

$$\begin{aligned} p_0 &= k_1^i \cdot \delta_0^2 + k_2^i \cdot \delta_0 = k_1^d \cdot \delta_0^2 + k_2^d \cdot \delta_0 \\ \Rightarrow k_1^i \cdot \delta_0 + k_2^i &= k_1^d \cdot \delta_0 + k_2^d \end{aligned} \quad (3.15.)$$

Unde: k_1^i , k_2^i , k_1^d și k_2^d sunt coeficienții de rigiditate și se determină experimental.

Practic utilizarea coeficienților relativii de rigiditate permit determinarea experimentală a dependenței dintre sarcină și deformație:

$$\begin{aligned} \frac{G_R}{G_{R \max}} &= k_1^{i/d} \cdot \frac{\delta_0^2}{\delta_{0 \max}^2} + k_2^{i/d} \cdot \frac{\delta_0}{\delta_{0 \max}} \\ \Rightarrow p_z^i(x) &= p_0 \left(k_{1r}^i \cdot \frac{\delta_x^2}{\delta_0^2} + k_{2r}^i \cdot \frac{\delta_x}{\delta_0} \right) \\ \Rightarrow p_z^d(x) &= p_0 \left(k_{1r}^d \cdot \frac{\delta_x^2}{\delta_0^2} + k_{2r}^d \cdot \frac{\delta_x}{\delta_0} \right) \end{aligned} \quad (3.16.)$$

Condiția la limită, 3.15., în acest caz devine:

$$k_{1r}^i + k_{2r}^i = k_{1r}^d + k_{2r}^d \quad (3.17.)$$

În această situație, din condiția la limită 3.1., reiese expresia presiunii maxime p_0 :

$$G_R = \int_{-b}^0 p_z^d(x) \cdot dx + \int_0^b p_z^i(x) \cdot dx \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{G_R}{p_0} = \frac{k_{1r}^d + k_{1r}^i}{\delta_0^2} \cdot \left(r^2 \cdot b - \frac{b^3}{3} - r^2 \cdot r_s \cdot \arctg\left(\frac{b}{r_s}\right) \right) + \frac{k_{2r}^d + k_{2r}^i}{2\delta_0} \cdot \left(r^2 \cdot \arctg\left(\frac{b}{r_s}\right) - b \cdot r_s \right) \quad (3.18.)$$

A8. Elastic Tyre Approach – E.T.A.

Abordarea E.T.A., [C9, C10, C12], este un model mecanic echivalent de analiză similar cu metoda E.F.A. diferența constând în discretizarea pneului în elemente radiale elastice, figura 3.20.

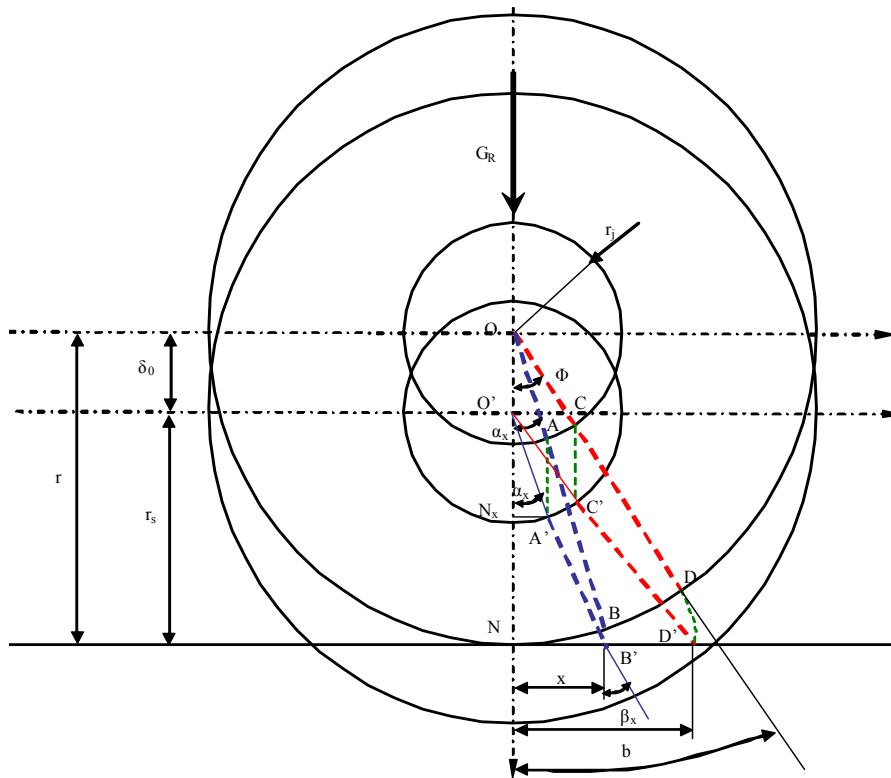


Fig. 3.20. Modelul mecanic Elastic Tyre Approach

Analiza va pleca de la următoarele ipoteze:

1. Elementul de pneu (Ex. CD, AB) are un comportament perfect elastic pe direcție longitudinală;
2. Deformația pe contur a pneului este nulă, datorită rigidității mult mai mari a brekerului decât a sectorului radial;
3. Deformațiile căii sunt neglijabile.

În baza ipotezelor enunțate și din considerente geometrice, figura 3.20., se pot scrie o serie de corelații:

$$\alpha_x = \frac{x}{r} \quad (3.19.)$$

Unde: r – raza liberă a pneului;
 x – abscisa punctului curent din pata de contact.

Putem astfel scrie care este deformația unui element radial oarecare de pneu AB. Se observă că în urma încărcării acesta devine A'B', unde:

$$AB = r - r_j \quad (3.20.)$$

Unde: r_j – raza jantei.
 Din analiza trapezului $N_x A' B' N$ avem:

$$N_x A' = r_j \cdot \sin(\alpha_x) \quad (3.21.)$$

$$NN_x = r_s - r_j \cdot \cos(\alpha_x) \quad (3.22.)$$

$$\operatorname{tg}(\beta_x) = \frac{x - N_x A'}{NN_x} = \frac{x - r_j \cdot \sin(\alpha_x)}{r_s - r_j \cdot \cos(\alpha_x)}$$

$$\operatorname{tg}(\beta_x) = \frac{x - r_j \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right)}{r_s - r_j \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right)} \quad (3.23.)$$

Rezultă:

$$A'B' = \sqrt{\left(x - r_j \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2 + \left(r_s - r_j \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2} \quad (3.24.)$$

Deformația elementului AB de pneu devine:

$$\delta_x = AB - A'B' = (r - r_j) - \sqrt{\left(x - r_j \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2 + \left(r_s - r_j \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2} \quad (3.25.)$$

Deoarece am considerat elementul radial de pneu ca un element perfect elastic, în baza legii lui Hooke putem aprecia presiunea radială:

$$p = k \cdot \delta_x \quad (3.26.)$$

Unde: k – constanta elastică a elementului de pneu;

În punctul N valoarea acestei presiunii radiale va fi:

$$p_0 = k \cdot \delta_0 = k \cdot (r - r_s) = k \cdot \Delta z \quad (3.27.)$$

unde: r_s – raza statică a pneului.

Prin raportul relațiilor 3.26. și 3.27. obținem independența funcției de presiune radială de necunoscuta k :

$$p = p_0 \cdot \frac{\delta_x}{\delta_0} = p_0 \frac{(r-r_j) - \sqrt{\left(x-r_j \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2 + \left(r_s-r_j \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2}}{r-r_s} \quad (3.28.)$$

Cunoscând mărimea și direcția presiunii radiale se pot scrie componentele normale și tangențiale ale acesteia în pata de contact:

$$\begin{aligned} p_x &= p \cdot \sin(\beta_x) \\ p_z &= p \cdot \cos(\beta_x) \end{aligned} \quad (3.29.)$$

unde:

$$\cos(\beta_x) = \frac{r_s - r_j \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right)}{\sqrt{\left(x-r_j \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2 + \left(r_s-r_j \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2}} \quad (3.30.)$$

$$\sin(\beta_x) = \frac{x - r_j \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right)}{\sqrt{\left(x-r_j \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2 + \left(r_s-r_j \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2}}$$

Din relațiile 3.28., 3.29. și 3.30. obținem expresiile presiunilor normale și tangențiale în pata de contact în cazul interacțiunii pneu - cale tare:

$$\begin{aligned} p_z &= p_0 \frac{\left[(r-r_j) - \sqrt{\left(x-r_j \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2 + \left(r_s-r_j \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2} \right] \cdot \left(r_s-r_j \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right)\right)}{(r-r_s) \cdot \sqrt{\left(x-r_j \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2 + \left(r_s-r_j \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2}} \\ p_x &= p_0 \frac{\left[(r-r_j) - \sqrt{\left(x-r_j \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2 + \left(r_s-r_j \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2} \right] \cdot \left(x-r_j \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right)\right)}{(r-r_s) \cdot \sqrt{\left(x-r_j \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2 + \left(r_s-r_j \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right)\right)^2}} \end{aligned} \quad (3.31.)$$

Complexitatea relațiilor astfel determinate este evidentă.

În baza condiției de zero la frontieră, relația 3.2., avem elementul marginal de pneu CD care în urma încărcării roți devine C'D' și asupra căruia acționează o

presiune radială nulă, aceasta implică (legea lui Hooke) deformații nule deci $CD = C'D'$. Din relațiile 3.20. și 3.24. determinăm ecuațiile pentru CD și $C'D'$:

$$CD = r - r_j$$

$$C'D' = \sqrt{\left(b - r_j \cdot \sin\left(\frac{b}{r}\right)\right)^2 + \left(r_s - r_j \cdot \cos\left(\frac{b}{r}\right)\right)^2} \quad (3.32.)$$

Egalând cele două raze și ridicând la pătrat se obține o relație de dependență între semilungimea maximă a petei de contact și raza statică a roții:

$$r_s = r_j \cdot \cos\left(\frac{b}{r}\right) + \sqrt{\left(r - r_j\right)^2 - \left(b - r_j \cdot \sin\left(\frac{b}{r}\right)\right)^2} \quad (3.33.)$$

Ecuația 3.33. este extrem de importantă ea fiind singura de până acum unde avem dependența teoretică între două mărimi măsurabile experimental, acest fapt poate confirma sau infirma întregul studiu realizat.

Pentru reducerea complexității relațiilor se poate accepta că elementul radial de pneu nu se rotește în planul roții ca urmare a solicitării, rezultând de aici că înclinația elementului elastic radial nu va fi β_x pentru abscisa x ci va fi α_x , rezultând astfel o variantă E.T.A. simplificată:

$$\left. \begin{array}{l} p(x) = k \cdot \delta_x \\ p(0) = p_0 = k \cdot \delta_0 \end{array} \right\} \Rightarrow p(x) = p_0 \cdot \frac{\delta_x}{\delta_0} = p_0 \cdot \frac{r - \sqrt{r_s^2 + x^2}}{r - r_s} \quad (3.34.)$$

Unghiul de înclinare a efortului unitar radial de abscisă x este:

$$\operatorname{tg}(\alpha_x) = \frac{x}{r}, \quad x \in [-b, b] \quad (3.35.)$$

Coarda deformată este în acest caz egală cu lungimea petei de contact:

$$r^2 = r_s^2 + b^2 \quad (3.36.)$$

Din condiția 1, relația 3.1., reiese expresia presiunii maxime în centrul petei de contact:

$$p_0 = \frac{G_R \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{b^2}{r^2}}\right)}{r \left(\arcsin\left(\frac{b}{r}\right) - \frac{b}{r} \cdot \sqrt{1 - \frac{b^2}{r^2}}\right)} \quad (3.37.)$$

Presiunile pe direcțiile x și z sunt în această situație:

$$\begin{array}{l} p_x = p \cdot \sin(\alpha_x) \\ p_z = p \cdot \cos(\alpha_x) \end{array} \quad (3.38.)$$

O importantă observație a metodelor E.T.A. o reprezintă faptul că este singura abordare analitică care nu neglijează presiunile tangențiale ce iau naștere la interacțiunea pneului cu calea chiar în cazul solicitării statice.

B. Distribuția transversală a presiunilor în pata de contact

B1. Metoda grinzii elastice echivalente

Este o metodă similară platformei elastice a lui Winkler – numită și metoda grinzii elastice echivalente, shema modelului mecanic echivalent este prezentată în figura 3.21. [N2].

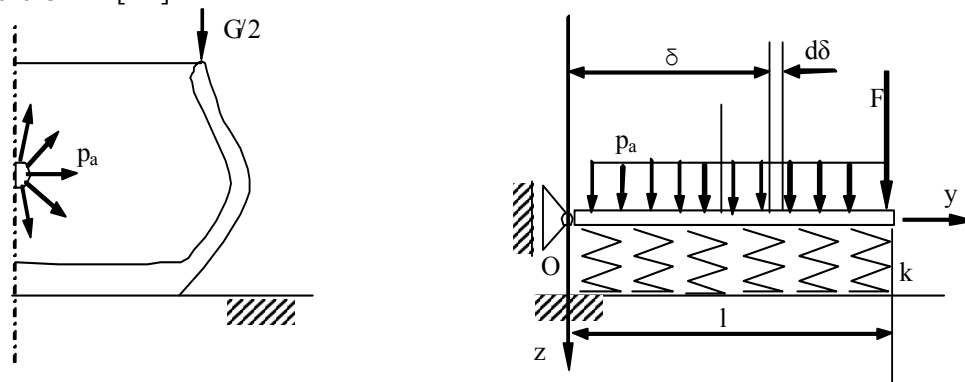


Fig. 3.21. Încărcarea transversală a unui pneu și modelul mecanic echivalent

O condiție limită o reprezintă ecuația de echilibru de forțe:

$$\frac{G}{2} = p_a \cdot l + F \quad (3.39.)$$

Raza de curbură într-un punct pentru o curbă plană este dat de relația:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{z''}{(1+z')^{1.5}} \quad (3.40.)$$

La deplasări mici, rotația grinzii este neglijabilă ($z' \approx 0$) => raza de curbură poate fi aproximată cu relația:

$$\frac{1}{\rho} = z'' \quad (3.41.)$$

Între momentul încovoietor ce acționează asupra roții și raza de curbură există dependența:

$$M = \frac{E \cdot I_z}{\rho} \Rightarrow z'' = \frac{M}{E \cdot I_z} \quad (3.42.)$$

Unde: $E \cdot I_z$ – reprezintă rigiditatea grinzii;
 E – modulul lui Young;
 I_z – momentul de inerție al grinzii.

Astfel pentru o anumită stare de solicitare momentul încovoietor la o abscisă y este:

$$M = F \cdot (l - y) + p_a \cdot \frac{(l - y)^2}{2} - \int_y^l (k \cdot z \cdot (\delta - y)) d\delta \quad (3.43.)$$

Din relațiile 3.42. și 3.43. obținem a doua derivată a săgeții grinzii:

$$z'' = \frac{1}{E \cdot I_z} \left(F \cdot (l - y) + p_a \cdot \frac{(l - y)^2}{2} - \int_y^l (k \cdot z \cdot (\delta - y)) d\delta \right) \quad (3.44.)$$

Dacă se derivă de două ori în y relația 3.44. se obține ecuația diferențială care definește deplasările pe z ale grinzii echivalente:

$$\frac{\partial^4 z}{\partial y^4} + \frac{k}{E \cdot I_z} \cdot z = \frac{p_a}{E \cdot I_z} \quad (3.45.)$$

Utilizând programul de analiză matematică Maple, s-a obținut soluția analitică ecuației 3.45.:

$$z(y) = \frac{p_a}{k} + C_1 \cdot e^{\sqrt[4]{-1} \cdot y \cdot \sqrt[4]{\frac{k}{E \cdot I_z}}} + C_2 \cdot e^{-\sqrt[4]{-1} \cdot y \cdot \sqrt[4]{\frac{k}{E \cdot I_z}}} + C_3 \cdot e^{-i \sqrt[4]{-1} \cdot y \cdot \sqrt[4]{\frac{k}{E \cdot I_z}}} + C_4 \cdot e^{i \sqrt[4]{-1} \cdot y \cdot \sqrt[4]{\frac{k}{E \cdot I_z}}} \quad (3.46.)$$

O soluție particulară, ținând cont de complexitatea rezultatului, a fost oferită de Nackenhorst:

$$z(y) = \frac{p_a}{k} - \left[C_1 \cdot \cos\left(\frac{y}{L}\right) + C_2 \cdot \sin\left(\frac{y}{L}\right) \right] \cdot e^{\frac{y}{L}} - \left[C_3 \cdot \cos\left(\frac{y}{L}\right) + C_4 \cdot \sin\left(\frac{y}{L}\right) \right] \cdot e^{\frac{y}{L}} \quad (3.47.)$$

$$\text{Unde: } L = \frac{4E \cdot I_z}{k}.$$

Coeficienții C_i se stabilesc din următoarele condiții la limită:

- grinda nu se rotește în origine $\Rightarrow z'(0) = 0$;
- momentul încovoietor la frontieră (la capetele grinzii) este nul $\Rightarrow z''(l) = 0$;
- în origine momentul încovoietor prezintă un extrem local \Rightarrow Teorema lui Fermat (în punctele de extrem local se anulează derivata de ordin întâi) $\Rightarrow z'''(0) = 0$;
- ecuația de echilibru a forțelor (3.39) $\Rightarrow \int_0^l k \cdot z(y) \cdot dy = p_a \cdot l + F$.

Expresia presiunii normale în pata de contact pe direcție transversală devine:

$$p_n(y) = k \cdot z(y) = p_a - \frac{2F}{L} \cdot \left[e^{\frac{y}{L}} \left(\bar{C}_1 \cdot \cos\left(\frac{y}{L}\right) + \bar{C}_2 \cdot \sin\left(\frac{y}{L}\right) \right) + e^{-\frac{y}{L}} \left(\bar{C}_3 \cdot \cos\left(\frac{y}{L}\right) + \bar{C}_4 \cdot \sin\left(\frac{y}{L}\right) \right) \right] \quad (3.48.)$$

Unde:

$$\bar{C}_1 = \bar{C}_3 = \frac{\cos\left(\frac{l}{L}\right) \cdot \left(e^{-l/L} + e^{l/L} \right)}{\left(e^{-2l/L} + e^{2l/L} \right) + 4 \cos\left(\frac{l}{L}\right) \cdot \sin\left(\frac{l}{L}\right)} \quad (3.49.)$$

$$\bar{C}_2 = -\bar{C}_4 = \frac{\sin\left(\frac{l}{L}\right) \cdot \left(e^{-l/L} - e^{l/L} \right)}{\left(e^{-2l/L} + e^{2l/L} \right) + 4 \cos\left(\frac{l}{L}\right) \cdot \sin\left(\frac{l}{L}\right)}$$

B2. Metodă empirică

În baza măsurătorilor efectuate pe un dispozitiv VRSPTA (Vehicle – Road Surface Pressure Transducer Array), dispozitiv dezvoltat de De Beer, Ronald Blab a propus două modele empirice de distribuție transversală a presiunilor normale în pata de contact, figura 3.22., [B10, D1, D2, D3, D4, D5].

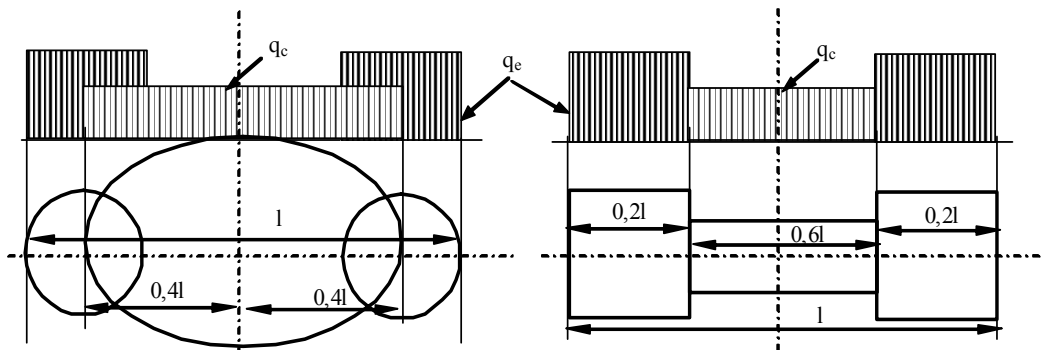


Fig. 3.22. Distribuție circulară și rectangulară a presiunii normale propusă de Blab

Funcțiile de regresie ce exprimă valoarea presiunii normale sunt:

$$q_c = k_1 + k_2 \cdot p_a + k_3 \cdot G_R$$

$$q_e = k_1' + k_2' \cdot G_R + k_3' \cdot G_R^2 \quad (3.50.)$$

Unde: p_a – presiunea aerului din pneu;
 G_R – sarcina pe roată;
 k_i și k_i' – constante de regresie.

Blab oferă tabelar pentru diferite tipuri constructive și variante dimensionale de pneuri valorile coeficienților de regresie.

Metoda prezintă un mare neajuns și anume nu respectă condiția suprafeței libere, dar este ușor de utilizat.

B3. Metodă bazată pe deducții logice similare (D.S.L.)

Este o metodă empirică de analiză, numită D.S.L., a distribuției transversale a presiunilor în pata de contact propusă de A. Cipleu [C9, C11] în baza similitudinii deducției logice a lui Hertz privind distribuția semieliptică a eforturilor unitare la contactul solidelor elastice. Observațiile experimentale ale lui Leonardo da Vinci privind forma eliptică a suprafeței de contact dintre două lentile de sticlă, l-au condus pe Hertz la propunerea privind distribuția semieliptică a tensiunilor la contactul solidelor elastice.

Similar pata de contact pneu – cale tare de rulare este un dreptunghi cu colțurile rotunjite, figura 3.23., dacă scriem acum ecuația care descrie cel mai bine această formă obținem:

$$\frac{y^4}{l^4} + \frac{x^4}{b^4} = 1 \quad (3.51.)$$

Unde: l – semilățimea petei de contact;
 b – semilungimea petei de contact.

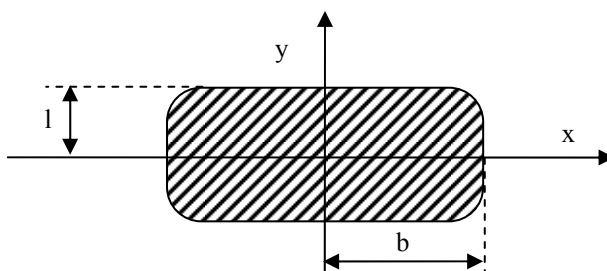


Fig. 3.23. Pata de contact

Expresia presiunii normale, pentru o coordonată oarecare x , devenind prin această metodă:

$$p(x, y) = p_{0x} \cdot \sqrt[4]{1 - \frac{y^4}{l^4}} \quad (3.52.)$$

Se observă că condiția suprafeței libere este satisfăcută ($p(l) = 0$), iar din condiția de echilibru mecanic se obține valoarea lui p_{0x} :

$$\int_{-l_x}^{l_x} p(x, y) \cdot dy = p(x) = p_{0x} \cdot \int_{-l_x}^{l_x} \sqrt[4]{1 - \frac{y^4}{l^4}} \cdot dy = p_{0x} \cdot l_x \cdot \int_{-1}^1 \sqrt[4]{1 - \xi^4} \cdot d\xi \quad (3.53.)$$

Soluția integralei 3.53. este:

$$\int_{-1}^1 \sqrt[4]{1-\xi^4} \cdot d\xi = \frac{1}{2} \beta\left(\frac{1}{4}, \frac{5}{4}\right) \quad (3.54.)$$

Unde: β reprezintă funcția beta a lui Euler:

$$\beta(x, y) = \frac{\Gamma(x) \cdot \Gamma(y)}{\Gamma(x + y)} \quad (3.55.)$$

Unde: Γ - reprezintă funcția gamma a lui Euler:

$$\Gamma(x) = \int_0^{\infty} e^{-t} \cdot t^{x-1} \cdot dt, \quad \Gamma(n) = (n-1)! \quad \forall n \in N^* \quad (3.56.)$$

Rezolvarea numerică a integralei 3.54., utilizând softul Maple de analiză matematică, ne conduce la o soluție aproximativă:

$$\int_{-1}^1 \sqrt[4]{1-\xi^4} \cdot d\xi \cong 1,854075 \Rightarrow p(x) = 1,854 \cdot p_{0x} \cdot l_x \quad (3.57.)$$

Explicitându-l pe l_x obținem expresia mărimii p_{0x} :

$$p_{0x} = \frac{p(x)}{1,854l \cdot \sqrt[4]{1-x^4/b^4}} \quad (3.58.)$$

Din relațiile 3.52. și 3.58. obținem expresia presiunii în pata de contact după direcție transversală:

$$p(x, y) = p(x) \cdot \frac{\sqrt[4]{1-x^4/b^4 - y^4/l^4}}{1,854l \cdot \sqrt[4]{1-x^4/b^4}} \quad (3.59.)$$

Unde: $p(x)$ este dat de una din expresiile pentru distribuția longitudinală a presiunii în pata de contact dintre pneu și calea de rulare.

Analiza dinamicii procesului de rulare a roții cu pneu indică faptul că una din condițiile rulării este existența unei reacțiuni tangențiale (forța de frecare) a căii față de pneu. Această reacțiune are valori diferite funcție de viteza relativă dintre pneu și cale. În studiul mișcării roții cu pneu viteza relativă dintre aceasta și cale o apreciem cu ajutorul coeficienților de patinare respectiv alunecare iar forța o exprimăm în formă specifică.

Concluzii

În suprafața de contact dintre pneu și calea de rulare sub acțiunea forțelor și momentelor exterioare iau naștere eforturi tangențiale longitudinale și transversale. Valoarea și direcția acestor eforturi depind de un număr mare de factori printre care: mărimea sarcinilor care încarcă pneul, sensul de aplicare al momentelor, valoarea presiunii interioare a aerului din pneu, caracteristicile constructive ale pneului, viteza de rotație etc. Cunoașterea fenomenelor care se petrec între pneu și calea de rulare prezintă mare importanță pentru studiul aderenței, pentru determinarea rezistenței la uzură și la oboseală a anvelopei, precum și la studiul maniabilității autovehiculelor;

Eforturile din pata de contact a pneului de autovehicul cu drumul influențează fenomenul de uzare atât a drumului, cât și a benzii de rulare a pneului și determină valorile forțelor longitudinale (de tracțiune, de frânare și de rezistență la rulare) și laterale, având un rol hotărâtor în siguranța circulației, precum și în studiul dinamicii autovehiculului;

Distribuția de eforturi tangențiale, atât în plan longitudinal, cât și în plan transversal este influențată de următorii factori: construcția pneului și de parametrii de stare (sarcina verticală, temperatură, viteza de rotație a pneului, presiunea aerului din pneu, precum și starea suprafeței de rulare, desenul benzii derulare, mărimea anvelopei și neregularitățile căii derulare);

La eforturile tangențiale, în cazul roților aflate în rulare liberă, s-au relevat următoarele observații:

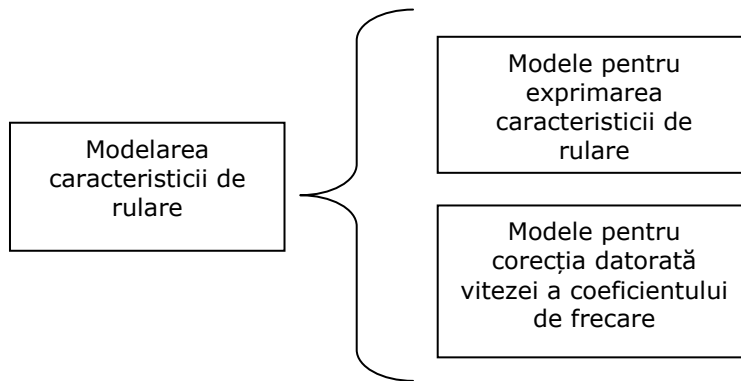
- fiecare curbă care reprezintă efort longitudinal are o formă cvasi-sinusoidală;
- schimbarea de sens a eforturilor nu se manifestă exact în centrul petei de contact;
- pentru pneul cu desen al benzii de rulare, curbele eforturilor transversale și longitudinale au o distribuție nesimetrică față de axa longitudinală a petei de contact, din cauza nesimetriei desenului pe direcție laterală;
- schimbarea zonei circumferențiale a contactului conduce la variația amplitudinilor și a formei eforturilor tangențiale;
- la creșterea forței verticale de încărcare, precum și la scăderea presiunii interioare din pneu se constată creșteri ale lungimii petei de contact și ale valorilor maxime ale eforturilor tangențiale;

Distribuția și mărimea eforturilor tangențiale sunt determinate de aderență. Mărimea forței de frânare determină mărimea eforturilor unitare din pata de contact; dacă forța de frânare crește, cresc și eforturile de frânare, acestea fiind în legătură cu starea suprafeței de rulare, desenul benzii de rulare, presiunea interioară, mărimea pneului, compoziția suprafeței de rulare.

CAPITOLUL 4 CONSIDERAȚII PRIVIND MODELAREA CARACTERISTICII DE RULARE

Caracteristica de rulare a unei roți cu pneu are o alură aproximativ simetrică și este semnificativ influențată de tipul constructiv al pneului, viteza absolută de deplasare, presiunea aerului din pneu, uzura pneului, tipul de cale, mediu etc.

Pentru a înțelege caracteristica de rulare trebuie să trecem în revistă câteva modele de exprimare a caracteristicii de rulare conform planului de studiu din fig. 4.1



4.1 Planul de studiu

4.1 Modelarea caracteristicii de rulare

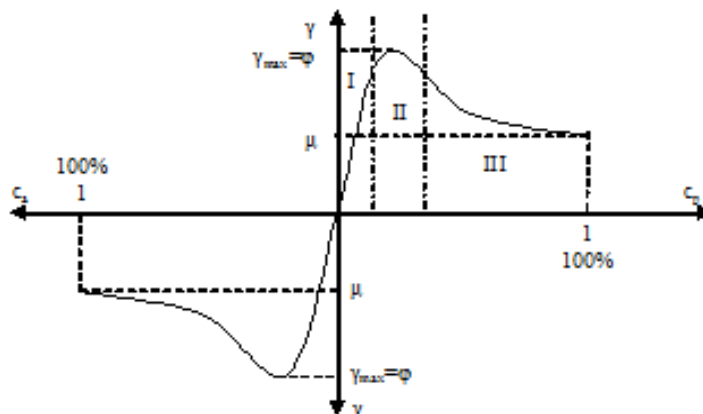


Fig. 4.2 Caracteristica de rulare – Schemă

Expresia forței specifice tangențiale are forma:

$$\gamma = \frac{X}{Z} \quad (4.1)$$

Valoarea maximă a forței specifice γ_{\max} corespunde reacțiunii tangențiale maxime sau forței de aderență (X_{\max}) și poartă denumirea de coeficient de frecare aderentă sau coeficient de aderență ϕ . Valoarea lui γ corespunzătoare patinării sau alunecării totale (100%) este coeficientul de frecare cinetic sau coeficientul de frecare a lui Coulomb dintre cele două corpuri, μ . Practica experimentală a arătat că coeficientul de frecare μ este de circa 80% din coeficientul de aderență ϕ , în cazul interacțiunii roților cu pneu cu căi nedeformabile.

Pe caracteristica de rulare se disting trei zone distincte aflate în consens cu teoriile de frecare prezentate anterior:

- I. Domeniul pseudoalunecărilor, în care predomină deformațiile elastice ale microasperităților în contact, este zona frecărilor aderente;
- II. Domeniul de inițiere a alunecării, în care predomină efectul Stribeck, anumite zone din pata de contact încep să alunece, este domeniul coeficientului de aderență;
- III. Domeniul frecării cinetice sau coulombiene, în care predomină frecarea vâscoasă, toate elementele benzii de rulare alunecă pe cale, este domeniul coeficientului de frecare.

Similar se desfășoară procesele de frecare și pe direcție transversală, la interacțiunea pneu – cale, diferența constând doar în faptul că valoarea de vârf a forței specifice, în acest caz, transversal este mai mică decât cea tangențială ($\phi_t < \phi$).

Dacă considerăm, acum, o roată cu pneu acționată de un moment, solicitată radial și lateral, în pata de contact vor lua naștere tensiunii normale, tangențiale și transversale (p_z, p_x, p_y) a căror rezultante vor fi reacțiunile Z, X și Y , figura 4.3.:

$$\begin{aligned} Z &= \int_A p_z \cdot dA \\ X &= \int_A p_x \cdot dA \\ Y &= \int_A p_y \cdot dA \end{aligned} \quad (4.2.)$$

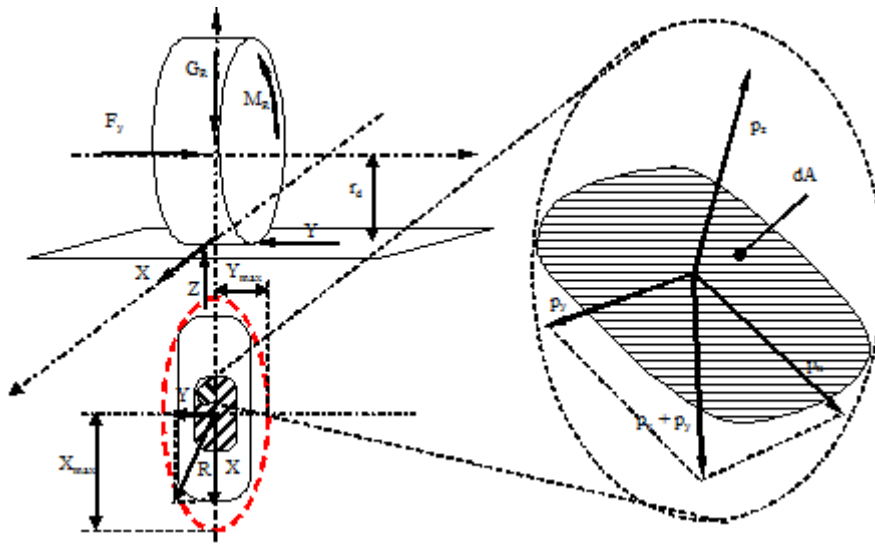


Fig. 4.3 Aderența longitudinală și transversală a roții cu calea

Valorile maxime ale reacțiunilor X și Y sunt date de forța de aderență, astfel:

$$\begin{aligned} X &\leq X_{\max} = \varphi \cdot Z \\ Y &\leq Y_{\max} = \varphi_t \cdot Z \end{aligned} \quad (4.3)$$

Astfel rezultanta celor două reacțiuni din planul căii, X și Y , R ($\vec{R} = \vec{X} + \vec{Y}$), care de altfel este tot de natura unei forțe de frecare, are o valoare limită superioară, descrisă cu linie întreruptă roșie în figura 4.3. Ca atare forța de aderență rezultantă variază după o elipsă, numită 'elipsă de aderență' ale cărei semiaxe sunt X_{\max} și Y_{\max} :

$$\frac{X^2}{\varphi^2 \cdot Z^2} + \frac{Y^2}{\varphi_t^2 \cdot Z^2} = 1 \quad (4.4)$$

După cum s-a observat din analiza paragrafului anterior în studiul procesului de aderență a roții cu pneu cu calea de rulare, precum și în studiul dinamicii autovehiculului, o importanță semnificativă o prezintă variația reacțiunilor tangențială și transversală funcție de alunecare/patinarea roții precum și de viteza absolută de deplasare a acesteia.

Din acest motiv o serie de cercetări au fost derulate în direcția modelării caracteristicii de rulare precum și a efectului Stribeck. Voi trece în revistă cele mai semnificative lucrări în această privință.

În continuare pentru a generaliza procesul de alunecare, acceptând o variație simetrică a forței specifice, voi utiliza următoarea notație pentru exprimarea alunecării:

- la propulsie: $s = c_p$;
- la frânare: $s = c_a$.

A. Modele pentru exprimarea caracteristicii de rulare

A1. Modelul lui Pacejka (Formula magică)

Dezvoltarea modelului a început la mijlocul anului 1980. Într-o conlucrare TU-Delft și Volvo s-au dezvoltat mai multe versiuni (Bakker în 1987,1989, Pacejka în 1993), [P2].

În 1993 Michelin introduce doar metoda empirică utilizând Formula Magică pentru a descrie forțele orizontale ale pneului generate la alunecare. Aceasta abordare a fost adoptată de către Centrul de Cercetare al Dinamicii Vehiculelor (DVR).

Forma generală a formulei care ține seama de valorile date a sarcinilor verticale și unghiului de curbură, este:

$$y = D \sin \{ C \arctan [Bx - E (Bx - \arctan Bx)] \} \quad (4.5)$$

$$\text{cu: } \begin{aligned} Y(X) &= y(x) + S_V \\ x &= X + S_H \end{aligned}$$

$$(4.6)$$

Unde: Y: variabila de ieșire F_x , F_y sau eventual M_z ;

X: variabila de intrare $\tan \alpha$ sau k ;

și: B: factor de rigiditate;

C: factor de formă;

D: factor de vârf;

E: factor de curbură;

S_H : translație orizontală;

S_V : translație verticală.

Formula Magică $y(x)$ de obicei produce o curbă care trece prin originea $x = y = 0$, atinge o valoare maximă și, ulterior, tinde către o asimptotă orizontală.

Pentru anumite valori ale coeficienților B,C,D și E curbă arată o anti-simetrie cu privire la origine. Pentru a permite curbei să aibe un echilibru cu privire la origine, au fost introduse două translații S_H și S_V . Un nou set de coordonate $Y(X)$ apar după cum se arată în figura 4.4

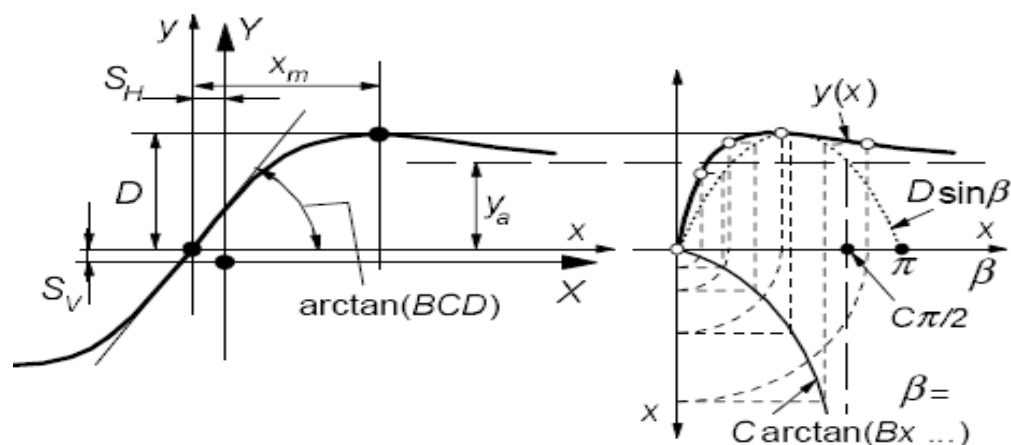


Fig. 4.4 Modelarea matematică a Formulei magice

Figura 4.4 ilustrează sensul câtorva parametri care prin intermediul unei reacții tipice caracterizează forța. Evident, coeficientul D reprezintă valoarea de vârf (cu privire la axa centrală x și pentru $C \geq 1$) și produsul BCD corespunzător înclinației (pantei) la origine ($x = y = 0$). Factorul de formă C controlează limitele gamei de funcționare care apar în formula generală, și astfel determină forma din care rezultă curba.

Factorul B este lăsat să se determine din înclinația cu originea și se numește factor de rigiditate. Factorul E este introdus pentru a controla vârful curburii și, în același timp poziția orizontală a vârfului.

De la înălțimea vârfului și asimptota orizontală, factorul de formă C poate fi calculat:

$$C = 1 \pm \left(1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \frac{y_a}{D} \right) \quad (4.7)$$

De la B și C precum și locația x_m a valorii de vârf, factorul de curbură E se calculează cu următoarea relație:

$$E = \frac{Bx_m - \tan[\pi/(2C)]}{Bx_m - \arctan(Bx_m)} \quad (\text{dacă } C > 1) \quad (4.8)$$

Expresia forței specifice fiind (atât pentru direcția longitudinală cât și transversală):

$$\gamma = D \cdot \sin\{C \cdot \arctg[B \cdot s - E \cdot (B \cdot s - \arctg(B \cdot s))]\} \quad (4.9)$$

A2. Modelul Kiencke – Daiss

Este un model empiric [A11] dezvoltat din corelarea matematică a datelor experimentale:

$$\gamma = c_1 \cdot \frac{s}{c_2 \cdot s^2 + c_3 \cdot s + 1} \quad (4.10)$$

Unde: c_i – coeficienții de corecție, se obțin din condițiile inițiale și la limită:

$$1. \quad s = 1 \Rightarrow \gamma = \mu = \frac{c_1}{c_2 + c_3 + 1} \Rightarrow c_1 = \mu \cdot (c_2 + c_3 + 1) \quad (4.11)$$

$$2. \quad s = s_\varphi \Rightarrow \gamma = \varphi = c_1 \cdot \frac{s_\varphi}{c_2 \cdot s_\varphi^2 + c_3 \cdot s_\varphi + 1} \quad (4.12)$$

$$3. \quad s = s_\varphi \Rightarrow \frac{d\gamma}{ds} = 0 \Rightarrow c_2 = \frac{1}{s_\varphi^2} \quad (4.13)$$

s_φ – alunecarea corespunzătoare forței de aderență.

A3. Model simplu

Este tot un model empiric [A11] a cărui expresie este:

$$\gamma = c_1 \cdot \sqrt{s} - c_2 \cdot s \quad (4.14)$$

Ținând cont de condițiile la limită avem:

$$1. \quad s = 1 \Rightarrow \gamma = \mu = c_1 - c_2 \Rightarrow c_1 = \mu + c_2 \quad (4.15)$$

$$2. \quad s = s_\varphi \Rightarrow \frac{d\gamma}{ds} = 0 \Rightarrow c_2 = \frac{c_1}{2\sqrt{s_\varphi}} \Rightarrow c_2 = \frac{\mu}{2\sqrt{s_\varphi} - 1} \quad (4.16)$$

$$\Rightarrow \gamma = \frac{\mu}{2\sqrt{s_\varphi} - 1} \cdot (2\sqrt{s \cdot s_\varphi} - s)$$

$$3. \quad s = s_\varphi \Rightarrow \gamma = \varphi = \frac{\mu \cdot s_\varphi}{2\sqrt{s_\varphi} - 1} \quad (4.17)$$

A4. Modelul lui Yi

Este tot un model empiric [Y2] a cărui expresie este:

$$\gamma = \frac{2 \cdot \varphi \cdot s_\varphi \cdot s}{s_\varphi^2 + s^2} \quad (4.18)$$

A5. Modelul simplificat a lui Burchardt

Este tot un model empiric [A11] a cărui expresie este:

$$\gamma = c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot s}) - c_3 \cdot s \quad (4.19)$$

Ținând cont de condițiile la limită avem:

$$1. \quad s = 1 \Rightarrow \gamma = \mu = c_1 \cdot (1 - e^{-c_2}) - c_3 \quad (4.20)$$

$$2. \quad s = s_\varphi \Rightarrow \gamma = \varphi = c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot s_\varphi}) - c_3 \cdot s_\varphi \quad (4.21)$$

$$3. \quad s = s_\varphi \Rightarrow \frac{d\gamma}{ds} = 0 \Rightarrow c_3 = c_1 \cdot c_2 \cdot e^{-c_2 \cdot s_\varphi} \quad (4.22)$$

A6. Modelul complet a lui Burchardt

Este un model empiric care ia în considerare și influența vitezei absolute de deplasare liniară a roții (efectul Stribeck):

$$\gamma = [c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot s}) - c_3 \cdot s] \cdot e^{-c_4 \cdot v} \quad (4.23)$$

Condițiile la limită sunt similare relațiilor 4.20, 4.21 și 4.22 acestea doar sunt amendate de ultimul termen (cel de influență al vitezei) din relația 4.23

B. Modele pentru corecția datorată vitezei a coeficientului de frecare

Literatura de specialitate oferă, pe lângă modelele complexe ale lui Pacejka și a lui Burchardt, câteva relații simple care exprimă scăderea coeficientului de frecare și implicit al celui de aderență cu creșterea vitezei liniare a roții cu pneu.

În cele ce urmează se prezintă trei astfel de relații empirice, A[11]:

B1. Modelul Penn State – a fost dezvoltat la State University of Pennsylvania:

$$\varphi = \varphi_{\max} \cdot e^{-\frac{v}{v_0}} \quad (4.24)$$

$$\mu = \mu_{\max} \cdot e^{-\frac{v}{v_0}}$$

Unde: v_0 – viteza critică (cca. 60 km/h).

B2. Modelul PIARC – derivă din modelul Penn State:

$$\varphi = \varphi_{60} \cdot e^{-\frac{60-v}{v_p}} \quad (4.25)$$

Unde: φ_{60} – coeficientul de aderență corespunzător rulării cu 60 km/h;

v_p – este un coeficient cu dimensiune de viteză ce ține cont de pneu, cale și mediu.

B3. Modelul RADO

$$\varphi = \varphi_{\max} \cdot e^{-\frac{\ln\left(\frac{v}{v_C}\right)}{C^2}} \quad (4.26)$$

Unde: v_C – viteza de aderență maximă – considerată a fi 5 km/h;

C – coeficient ce ține seama de pneu, cale și mediu (pneu nou, cale tare și uscată $C=2$).

Concluzii

Modelele statice de frecare sunt apropiate când viteza liniară și unghiulară sunt constante. Datele experimentale folosite să valideze curbele de frecare/alunecare sunt obținute folosind echipament special care permite modulului de viteză unghiulară și liniară să traverseze întreaga zonă de alunecare. Acest punct de vedere a stării constante este rareori adevărat în realitate, în special când vehiculul merge prin faze successive de frânare și accelerare.

CAPITOLUL 5

CERCETĂRI PRIVIND ELABORAREA ECHIPAMENTELOR ȘI METODOLOGIILOR PENTRU EFECTUAREA DETERMINĂRIILOR EXPERIMENTALE

5.1. Dispozitive și standuri de analiză a interacțiunii roată cu pneu – cale de rulare

Anghelache a descris standul de laborator cu masă mobilă care permite măsurarea eforturilor tangențiale din pata de contact a pneurilor automobilelor cu suprafața căii de rulare. Schema standului este prezentată în figura 5.1

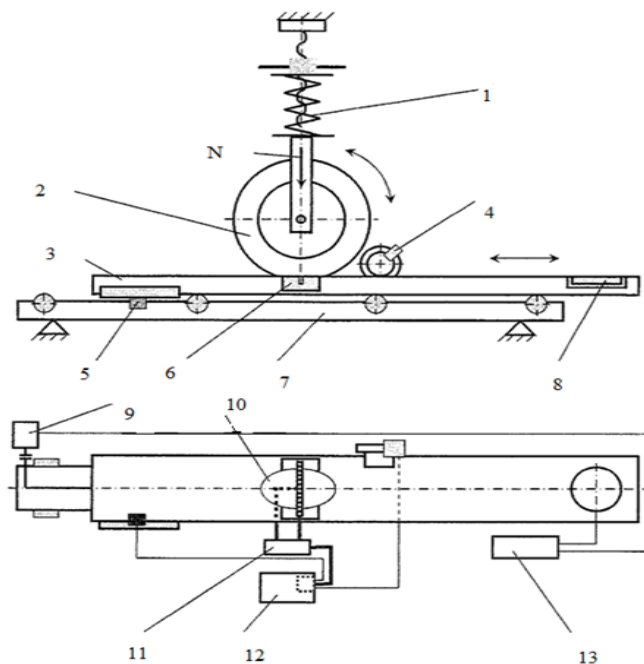


Figura 5.1 Schema standului mobil

Părțile componente sunt: 1-dispozitiv de ajustare a sarcinii verticale; 2-pneu; 3-masă mobilă; 4-traductor de deplasare longitudinală; 5-dispozitiv ce face accesul la date; 6-traductoare de efort; 7-masa de bază; 8-traductor de sarcină verticală; 9-sistem de antrenare electric; 10-pata de contact; 11-modul pentru condiționarea semnalului; 12-PC pentru achiziția de date; 13-consolă de comandă.

Măsurarea eforturilor tangențiale din pata de contact se face prin folosirea unui traductor complex introdus în suprafața mesei mobile. Traductorul este alcătuit din 11 bare tensometrice, fiecare având partea frontală, în suprafață de 100 mmp, poziționată la nivelul suprafeței mesei. Fiecare bară tensometrică măsoară forțe pe

direcțiile longitudinală și laterală. Eroarea de la liniaritate a fiecărui traductor elementar este de maxim 2%.

Măsurările prezentate au fost efectuate numai pe 8 din cele 11 bare tensometrice, din cauza numărului limitat de canale de măsură din sistemul de achiziție de date. În fig.5.2 este prezentată vederea frontală a traductorului complex pentru măsurarea eforturilor tangențiale, pe care au fost marcate traductoarele elementare utilizate la măsurări.

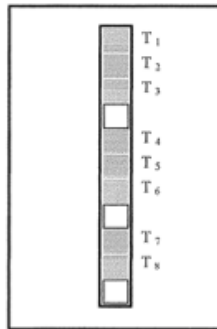


Figura 5.2 este prezentată vederea frontală a traductorului complex pentru măsurarea eforturilor tangențiale [A3]

În esență, funcționarea standului implică montarea liberă a roții pe un ax fix, aducerea în contact a pneului cu suprafața mesei, încărcarea roții cu forță verticală și deplasarea longitudinală a mesei în ambele sensuri.

Măsurarea eforturilor normale și tangențiale din pata de contact a pneului de autoturism cu masa mobilă.

Sheperd a investigat experimental eforturile din pata de contact a pneului de autoturism cu masa mobilă în vederea obținerii datelor de intrare în modelul analitic pentru studierea fenomenului de uzare din pneu. La standul de măsurare se pot modifica unghiul de brachare a roții, unghiul de cădere și sarcina verticală. Traductorul, montat în masă, este format dintr-un șir de cinci senzori, așezat transversal față de direcția de deplasare a roții. Fiecare nervură a pneului intră în contact cu câte un sensor, conform fig. 2.3

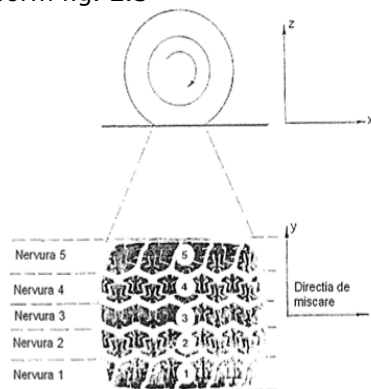


Figura 5.3 Poziționarea pneului pentru măsurat.

În fig. 5.4 este prezentată schema de principiu a sistemului de măsură. Mărimile electrice analogice, proporționale cu eforturile măsurate, sunt convertite în digital, apoi fiind prelucrate, afișate și stocate cu ajutorul unui calculator.

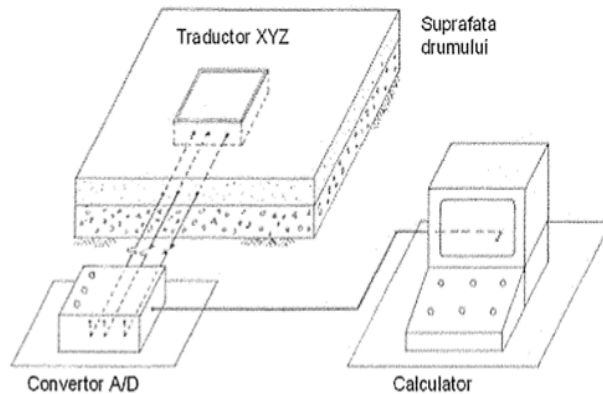


Figura 5.4 Sistemul de achiziție de date

Investigarea eforturilor din pata de contact a pneului de autoturism cu drumul în condiții de rulare liberă.

Eforturile normale și tangențiale din pata de contact a pneului de autoturism cu drumul a fost studiate de către Lippman și Obliyajak în cazul pneurilor radiale și diagonale.

Pentru măsurarea eforturilor normale și tangențiale din pata de contact, standul prezentat în fig. 5.5 constă dintr-o masă metalică fixă, a cărei suprafață are lungimea de 12,2 m și lățimea de 0,41m. Pe suprafața mesei rulează o roată cu pneu, având central montat într-o culisă, care se deplasează pe un ghidaj paralel cu suprafața mesei. De asemenea, pneul poate fi încărcat cu forță normală de valoare variabilă. Culisa permite reglarea unghiurilor de bracare și de cădere ale roții. Viteza maximă de deplasare a roții este de 5 km/h. De asemenea sistemul conține o catapultă care propulsează roata până la viteza de 40 km/h.

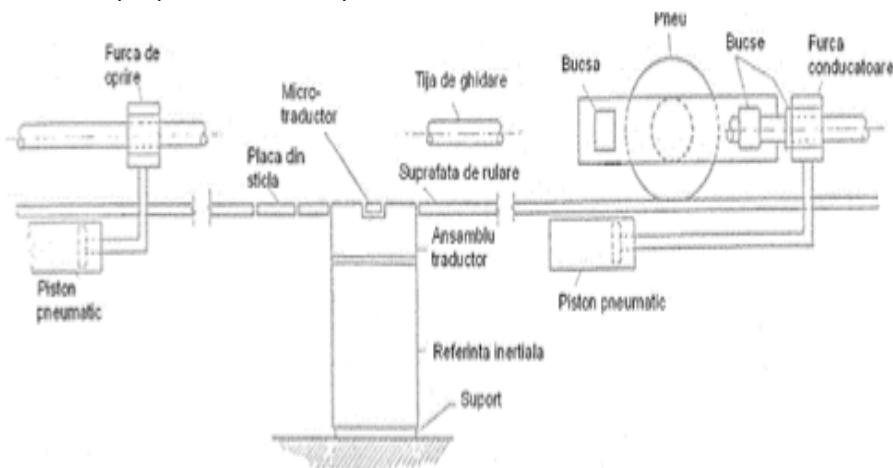


Figura 5.5 Schema funcțională a standului

În suprafața mesei fixe și la același nivel sunt montate două traductoare. Primul măsoară, pe trei direcții ortogonale, forțele și momentele globale pentru toată pata de contact. Al doilea, miniaturizat, cu suprafața frontală conținută în cea a primului, măsoară eforturile normale și tangențiale din pata de contact pe o suprafață de 26 mm² sau 20,3 mm², după cum forma capului este pătrată sau circulară. În timpul rulării pneului, la o trecere, eforturile sunt măsurate la o bandă longitudinală cu lățimea de 5,1 mm din pata de contact. Ansamblul celor două traductoare este astfel realizat, încât permite deplasarea laterală al celui de-al doilea traductor, în scopul scanării întregii suprafețe a petei de contact, din mai multe treceri ale roții.

Investigarea eforturilor în pata de contact a pneului de autoturism cu drumul în scopul studierii fenomenului de uzare al cauciucului benzii de rulare.

Koehne și Rieger au studiat alunecarea elementelor de cauciuc ale benzii de rulare în pata de contact. Adiacent, au investigat și distribuțiile eforturilor în pata de contact.

Standul de măsură, prezentat în figura 5.6, conține un tambur rotitor în planul orizontal, cu diametrul de 2 m, pe circumferința căruia rulează pneul de încercat. Pe stand roata poate rula liber, sau în diferite regimuri de tracțiune sau de frânare. De asemenea, se pot modifica unghiurile de cădere și de bracare ale roții, viteza de rulare, forța normal aplicată roții și presiunea interioară din pneu. Traductorul pentru măsurarea eforturilor normale și tangențiale este îngropat în mijlocul suprafeței de rulare a tamburului. Rezoluția traductorului referitoare la suprafața petei de contact este de numai 1 mm². În scopul măsurării eforturilor pe întreaga lățime a petei de contact, roata este deplasată treptat, cu câte 1mm, pe direcție verticală.

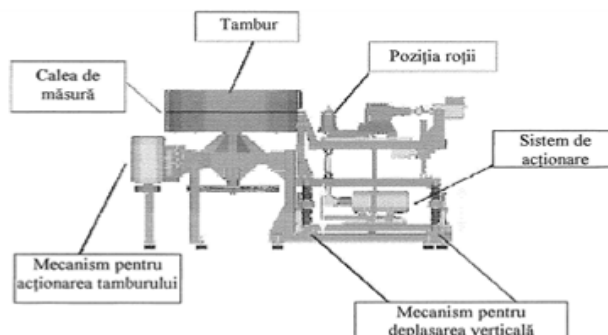


Figura 5.6 Schema constructivă a standului de testat

Durata unui program complet de măsurări pentru un pneu este cuprinsă între 12 și 16 ore, în funcție de dimensiunile pneurilor și de viteza de rulare.

Investigarea forțelor și a deplasărilor din pata de contact a pneului de autoturism cu drumul.

Seity și Hussmann au făcut o serie de experimente în scopul cunoașterii mai aprofundate a eforturilor și deplasărilor din pata de contact a pneului de automobile cu drumul. În acest scop au utilizat un stand cu tambur rotitor, pe suprafața căruia este apăsător un pneu aflat în rotație liberă. Standul, prezentat în fig.5.7, permite, chiar în timpul desfășurării experimentelor, deplasarea laterală a roții de încercat, în scopul măsurării eforturilor pe întreaga lățime a petei de contact.

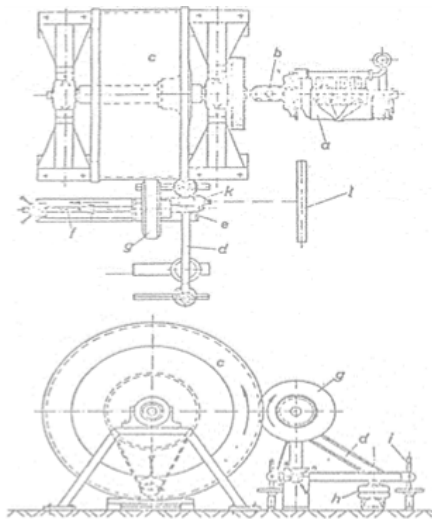


Figura 5.7 Schema standului pentru încercarea pneurilor a)-motor diesel; b)-schimbător de viteze; c)-tambur; d)-suportul lagărului roții; e)-dispozitiv pentru poziționarea roții; f)-fus pentru deplasarea laterală; g)-pneu de încercare; h)-burduf pneumatic; i)-tijă pentru încercare; k)-emițător optic; l)-ecran.

Standul permite măsurarea eforturilor normale și tangențiale din pata de contact, utilizând un traductor special, înglobat în suprafața cilindrică a tamburului. Traductorul construit cu mărci tensometrice este prezentat în figura 5.8

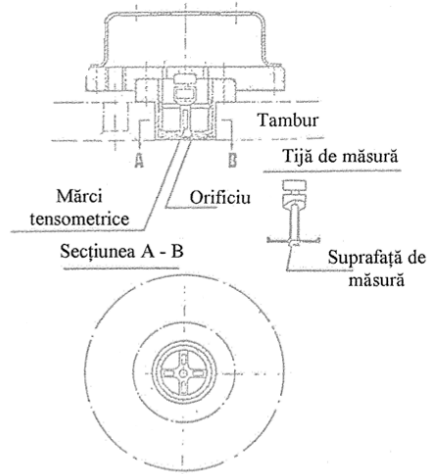


Figura 5.8 Schema traductorului pentru măsurarea eforturilor normale și tangențiale din pata de contact

Determinarea experimentală a deformărilor și alunecărilor elementelor pneului aflate în pata de contact cu suprafața de rulare

Savkoor și Pacejka au studiat, analitic și experimental, deformările și alunecările elementelor pneului din pata de contact. La cercetarea experimentală a fost folosit un stand cu masă mobilă, în suprafața căreia a fost instalat un traductor proiectat să măsoare distribuțiile forțelor normale și tangențiale din pata de contact.

Traductorul, prezentat în figura 5.9, are trei bare tensometrice, fiecare putând măsura forțe pe o anumită direcție.

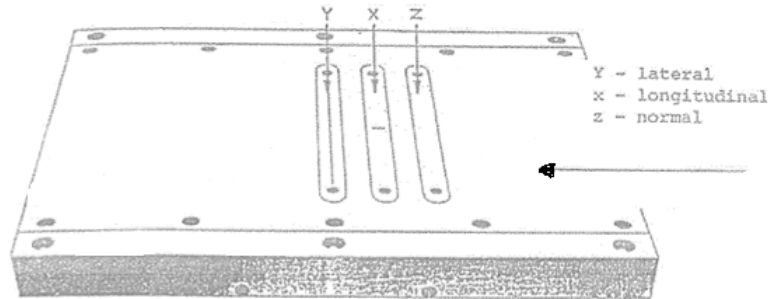


Figura 5.9 Traductorul utilizat pentru măsurarea forțelor în pata de contact

Măsurarea eforturilor din pata de contact cu sistemul VRSPTA

De Beer a utilizat tehnologia "Stress in Motion" pentru măsurarea eforturilor din pata de contact, în condiții reale de rulare. Cu acest sistem se pot încerca pneuri de dimensiuni mari pentru autocamioane și avioane. Roata al cărui pneu se încearcă se montează separat, într-un autovehicul special proiectat. Traductorul "VRSPTA", prezentat în figura 5.10, conține 1041 tije verticale, montate pe 51 rânduri transversal pe o placă din oțel cu grosimea de 50 mm. Pe șirul transversal central sunt montate 20 tije tensometrice resistive, fiecare putând măsura eforturile normale și tangențiale din pata de contact. Toate tijele, fie că sunt tensomatrice sau nu, au aceeași lungime și suprafață frontală. Pe direcție longitudinală, la intrarea și la ieșirea de pe traductor, sunt montate două micro-contacte, cu ajutorul cărora se calculează viteza de rulare a roții. Sistemul de măsură al unui traductor utilizează 60 canale de achiziție de date.



Figura 5.10 traductorul VRSPTA pentru măsurarea eforturilor din pata de contact a pneului cu drumul

Sistemul cel mai modern de măsură, numit "Mark III SIM" utilizează patru traductoare, câte unul pentru fiecare pneu al unei punți echipate cu roți jumelate.

Măsurările se efectuează pentru roata aflată în rulare liberă, cu viteza cuprinsă între 0 și 10 km/h, majoritatea testelor desfășurându-se la viteza de 5 km/h.

5.2. Construcția și funcționarea echipamentelor de cercetare folosite. Standul pentru studiul dinamic al interacțiunii pneu – cale tare

Standul pentru studiul dinamic al interacțiunii roată cu pneu – cale tare de rulare (S.D.I.R.C.) s-a conceput și realizat în laboratorul de Dinamica Vehiculelor din cadrul Catedrei de Ingineria Transporturilor, Facultatea de Mecanică, Universitatea Politehnică din Timișoara. La construcția efectivă a acestui stand, figurile 5.11. și 5.12. a participat și autorul prezentei lucrări.

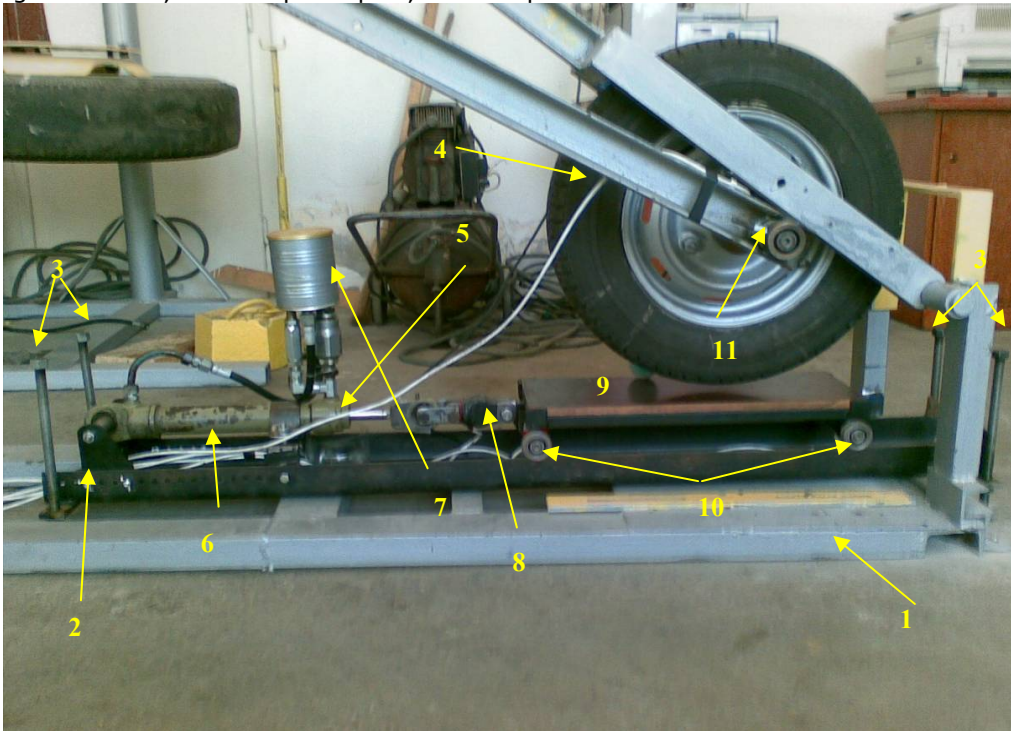


Fig. 5.11 Stand pentru studiul interacțiunii dinamice roată cu pneu – cale, vedere laterală dreapta

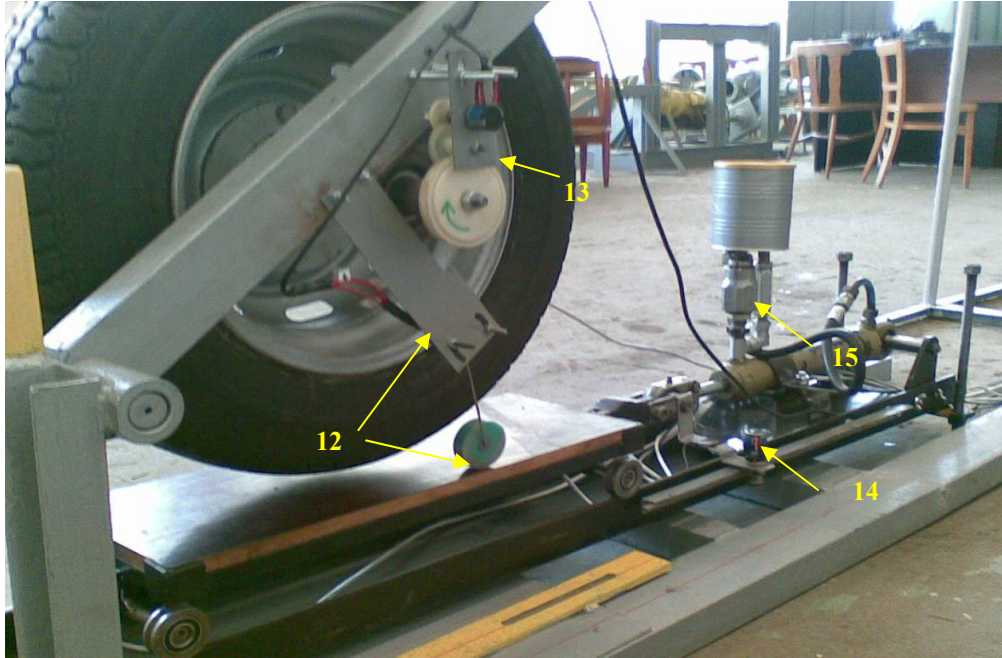


Fig. 5.12 Stand pentru studiul interacțiunii dinamice roată cu pneu – cale, vedere laterală stânga

Standul este format din:

1. Șasiu – cadru prins în podeaua laboratorului pe care este articulată o grindă de prindere a roții;
2. Rama fixă a platformei mobile;
3. Șuruburi pentru reglajul planeității ramei;
4. Roata cu pneu articulată prin intermediul unor lagăre de alunecare de grinda fixată pe șasiul standului, de axa roții este solidară o grindă pentru încărcare cu moment;
5. Sistemul de încărcare tangențială a platformei mobile;

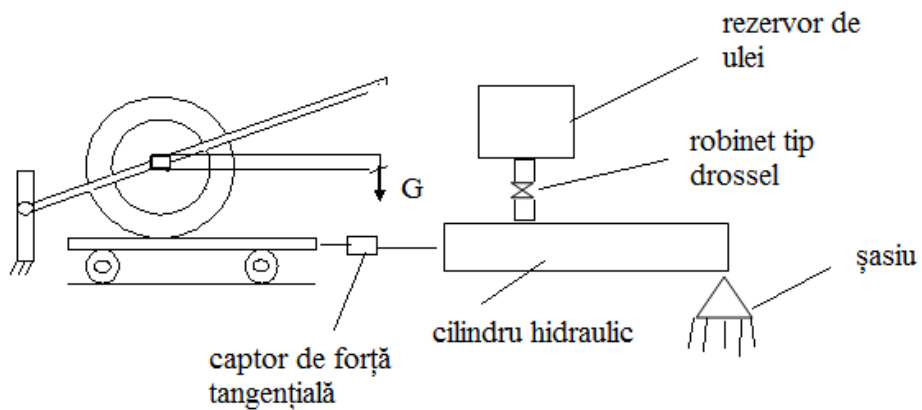


Fig 5.13 Sistem de încărcare tangențială

6. Cilindru hidraulic de încărcare tangențială



Fig. 5.14 Cilindru hidraulic de încărcare tangențială

7. Rezervor de ulei, supapă de sens și robinet reglaj (tip drossel) al vitezei de curgere lichidului hidraulic (sistem de reglare al forței de frânare);

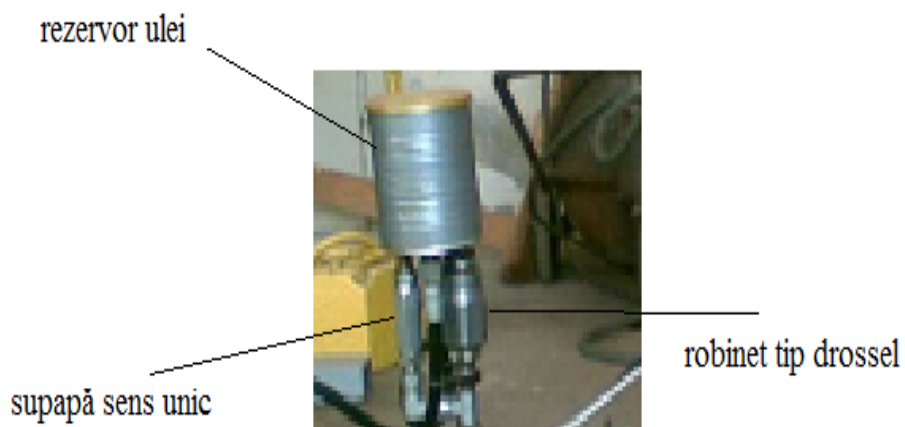


Fig. 5.15 Sistemul de alimentare cu ulei hidraulic

8. Captor de forță tangențială: tip constructiv: traductor tensometric rezistiv; arhitectura punții: punte întreagă;

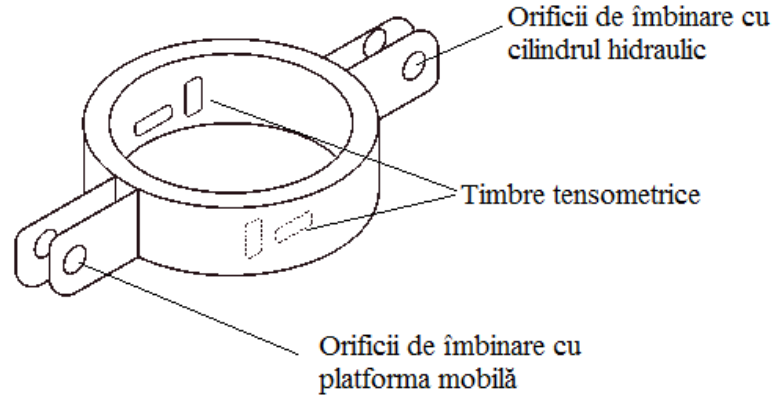


Fig. 5.16 Captor de forță tangențială

9. Platforma suport mobilă, distanța dintre axele platformei este de 536 mm;

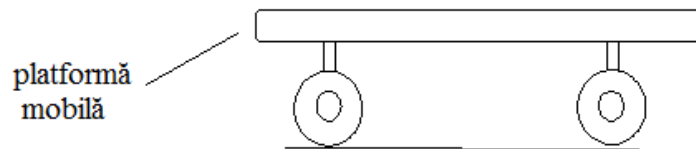


Fig. 5.17 Platformă mobilă

10. Axele platformei suport. Legătura dintre platformă și axe este realizată în configurația de încărcare cu moment încovoietor constant pe mijlocul axelor unde sunt dispuse două captoare de moment: tip constructiv: traductoare tensometrice rezistive; arhitectura punții: semipunte;

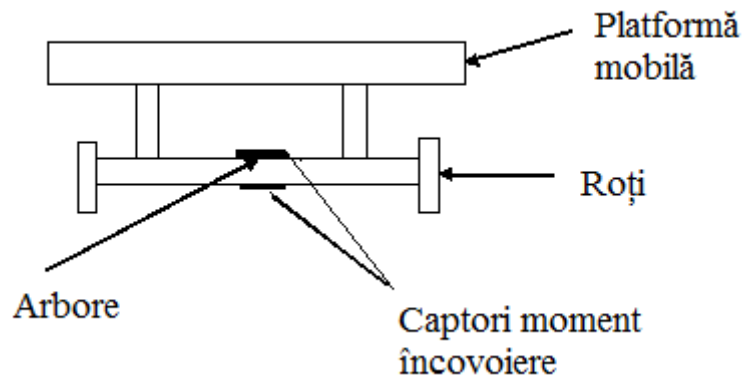


Fig. 5.18 Platformă mobilă (vedere frontală) cu traductoare tensometrice

11. Axul roții cu pneu, montat direct pe acesta este un captor de moment: tip constructiv: traductor tensometric rezistiv; arhitectura punții: punte întreagă;

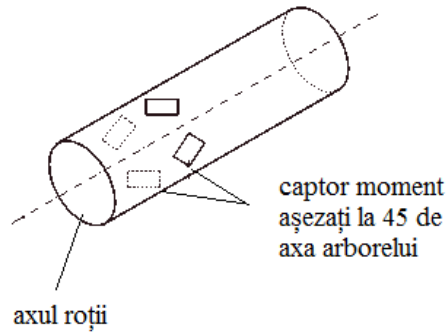


Fig. 5.19 Axul roții cu captori de moment

12. Captor de măsurare a deformației radiale a roții cu pneu, tip palpator, cu traductor potențiometric;

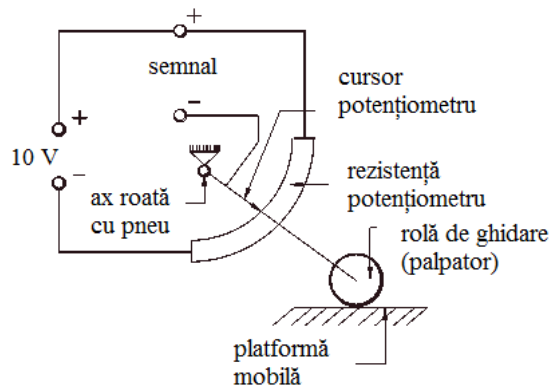


Fig. 5.20 Captor de măsurare a deformației razei

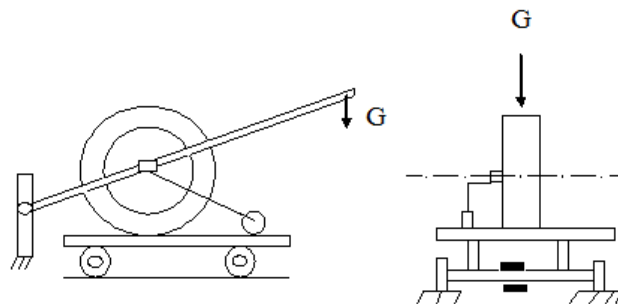


Fig. 5.21 Sistem de încărcare radială și măsurare a deformației razei

13. Captor de măsurare a deplasării unghiulare a roții cu pneu prevăzut cu un amplificator de turație respectiv două angrenaje de roți dințate pentru creșterea preciziei măsurătorii, tip constructiv: traductor potențiometric;

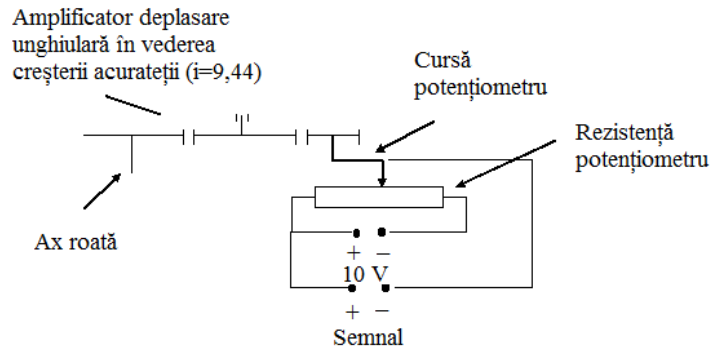


Fig. 5.22 Captor de măsurare a deplasării unghiulare

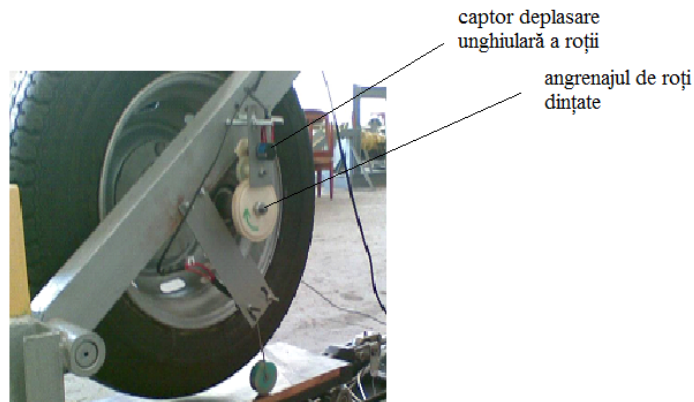


Fig. 5.23 Sistemul de măsurare a deplasării unghiulare

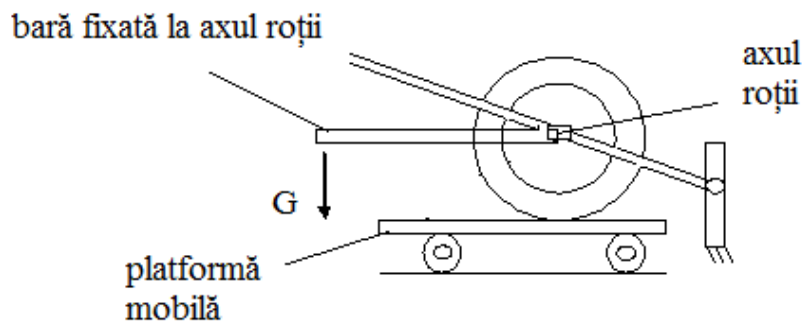


Fig. 5.24 Sistem de încărcare cu moment

14. Captor de măsurare a deplasării liniare a platformei mobile format dintr-o cremalieră pe care angrenează o roată dințată cilindrică solidară cu axul unui traductor potențiomtric.

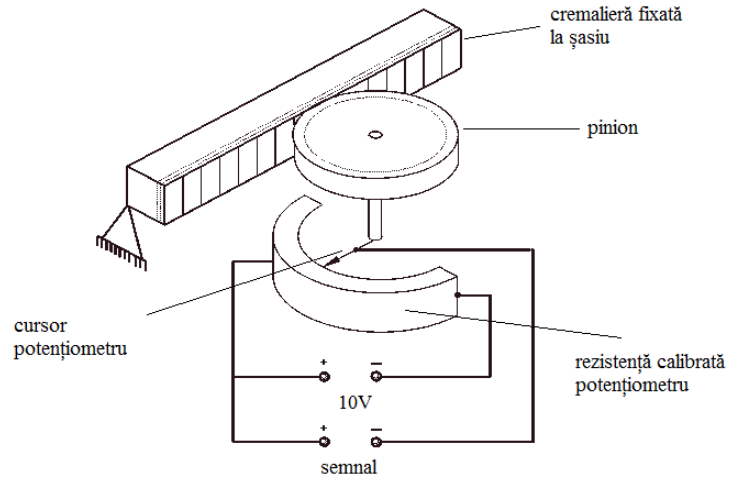


Fig. 5.25 Sistem de măsurare a deplasării tangențiale a platformei mobile

15. Robinet tip drossel

5.3.Aparatura de cercetare utilizată



Fig. 5.26. Sistemul de achiziție

Lanțul de măsurare al standului este prezentat în figura 5.26. și se compune din:

1. Sursă stabilizată de tensiune model Braun Group tip QJ 3005x III, prevăzut cu trei canale independente cu posibilitatea conexiunii a două dintre ele în serie sau paralel, având următoarele caracteristici de ieșire: două canale reglabile de tensiune 0 – 30V și curent maxim 5A și un canal cu tensiune fixă 5V și de intensitate 3A;
2. Șasiu module de achiziție tip NI cDAQ – 9172 prevăzut cu 8 sloturi pentru modulele de achiziție, capacitate de achiziție totală 5GHz;
3. Module de achiziție:
 - A. modul tensometric tip NI 9237 cu patru canale izolate, frecvență maximă de achiziție re 50kHz cu sistem de divizare a frecvenței prin numere întregi de la 1 la 30, pe 16 biți, cu tensiune de excitație internă 2,5V și 3,3V iar externă 5V sau 10V;
 - B. modul A.I. (analog input) în tensiune tip NI 9205 prevăzut cu 32 de canale R.S.E. (refferent single ended) sau 16 canale N.R.S.E. (non-refferent single ended) de tensiune cu valori extreme $\pm 10V$ și valoare minimă (precizie) $\pm 250mV$, pe 16 biți și cu frecvență de achiziție pe modul de 250 kHz.
4. Soft de achiziție LabView 2009.

Limbajul de programare în LabView este de tipul pe obiecte (instrumente virtuale VI), diagrama bloc a softului de achiziție pentru stand este prezentată în figura 5.27., unde:

1. Definirea task-urilor pentru punțile tensometrice;
2. VI – ul de calibrare a punților tensometrice (reglajul de zero);
3. Definirea parametrilor achiziției;
4. Definirea task-urilor pentru captoarele potențiometrice;
5. VI-ul de start (pornire a achiziției);
6. Buclă ‚While’ pentru măsurători continue;
7. VI-ul de citire a datelor achiziției;
8. VI-ul pentru demultiplexarea datelor;
9. VI-ul de conversie a datelor;
10. VI-ul de afișare în timp real a variațiilor parametrilor mășurați;
11. VI-ul de multiplexare a datelor convertite;
12. VI-ul de scriere a datelor în fișier dispus în buclă ‚If’ cu comandă de la operator;
13. VI-ul de oprire la eroare;
14. VI-ul de stop a achiziției;
15. VI-ul de ștergere a datelor din bufferul plăcilor de achiziție.

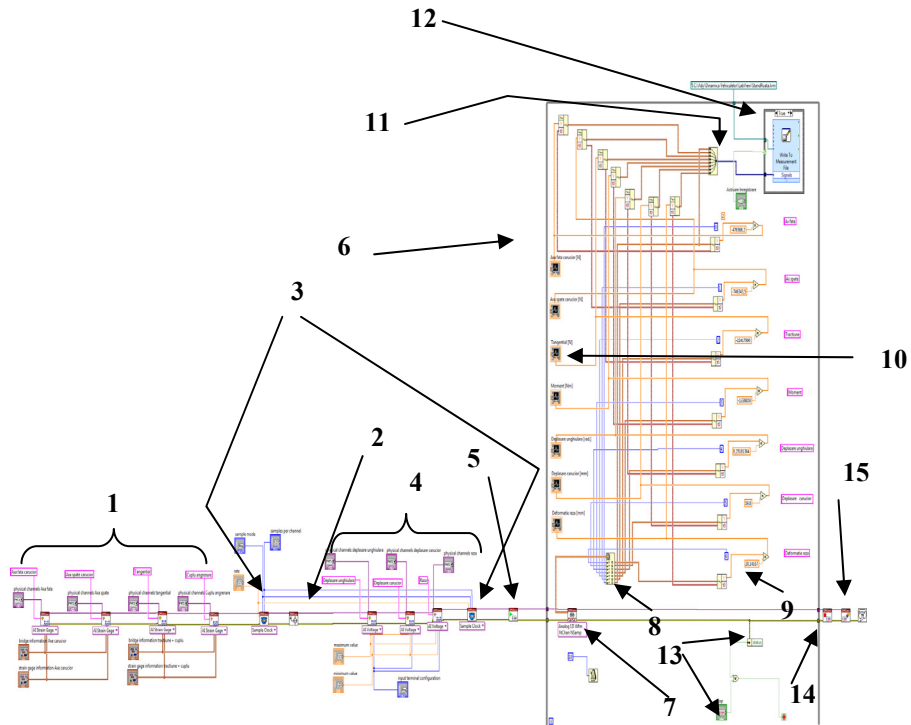


Fig. 5.27 Diagrama bloc a softului de achiziție

În figura 5.28 se prezintă tabloul de comandă și afișare în timp real al softului de achiziție de date pentru standul prezentat anterior.

Etalonarea traductorilor utilizați s-a realizat în ambele sensuri, atât pe încărcare cât și pe descărcare, utilizând sarcini etalonate și verificate. Prin procesul de etalonare s-a urmărit histerezisul captorului, dependența liniară dintre mărimea mecanică sau parametrul cinematic analizat și semnalul traductorului precum și relația de corelare dintre aceștia.

În figurile 5.29. ... 5.35 se prezintă procesul de etalonare al captorilor standului de analiză dinamică a interacțiunii roată cu pneu – cale de rulare.

Se observă că toți captorii utilizați prezintă dependență liniară între mărimea mecanică sau cinematică și semnal, cu un nivel ridicat de încredere (peste 0,99) precum și o manifestare nesemnificativă a fenomenului de histereză.

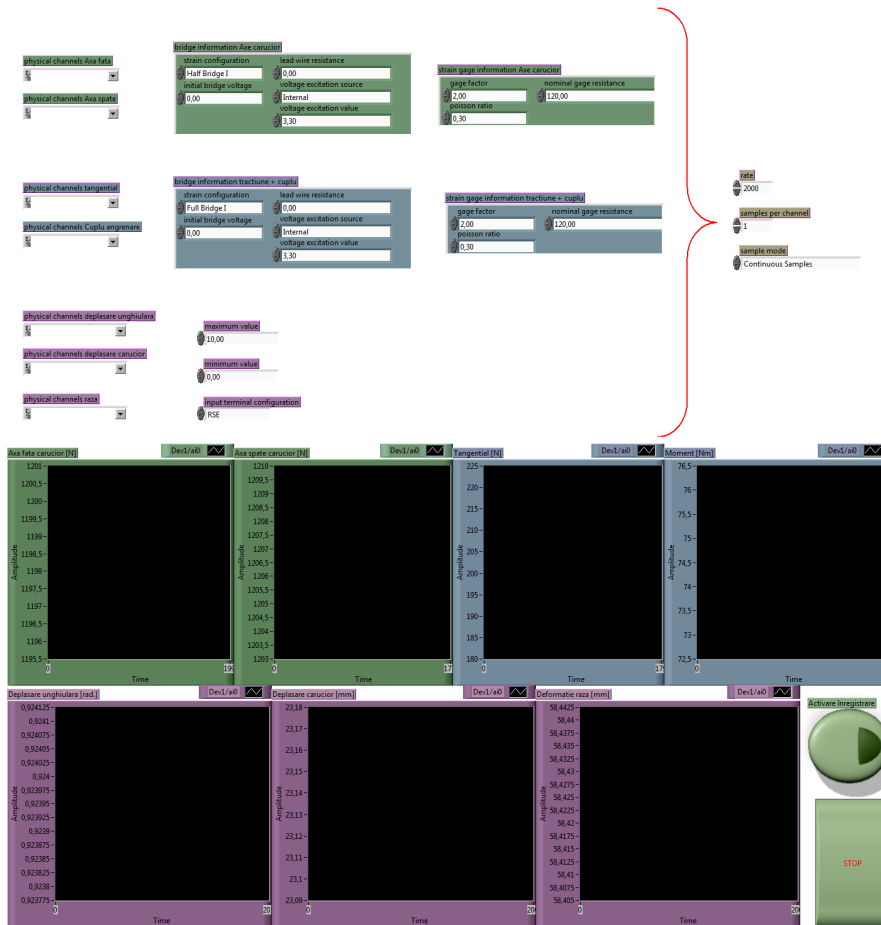


Fig. 5.28. Tabloul de comandă în LabView

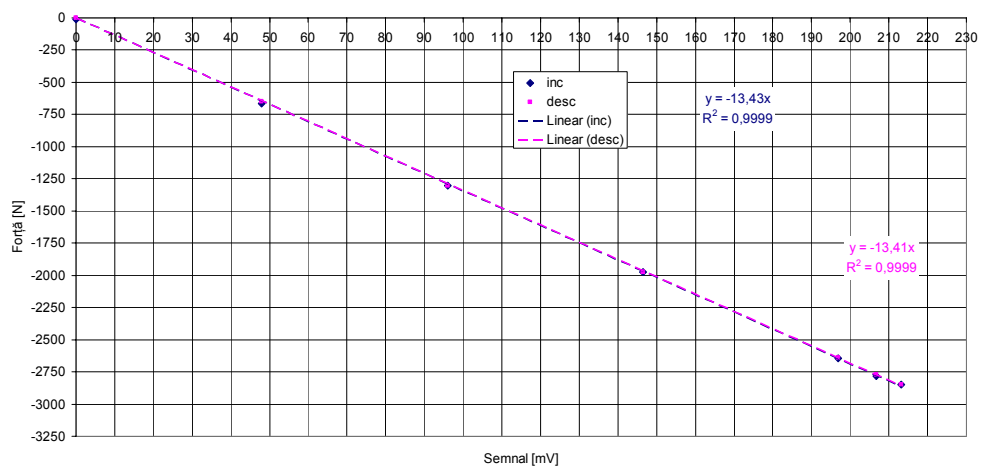


Fig. 5.29. Etalonare traductorului de forță de pe axa spate a platformei mobile

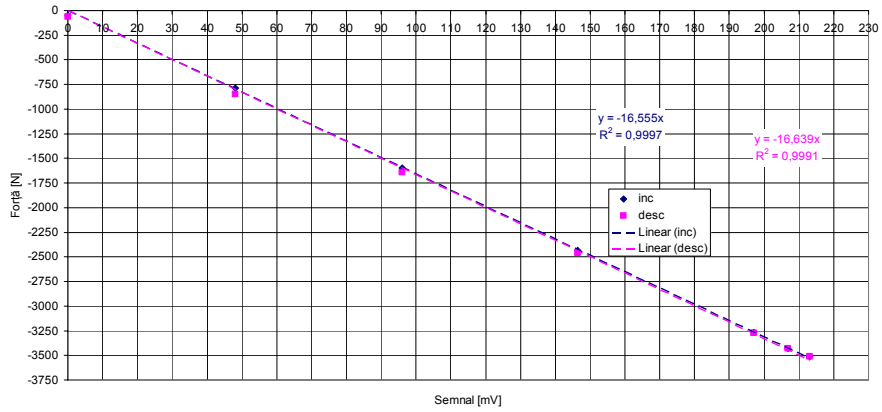


Fig. 5.30. Etalonare traductorului de forță de pe axa față a platformei mobile

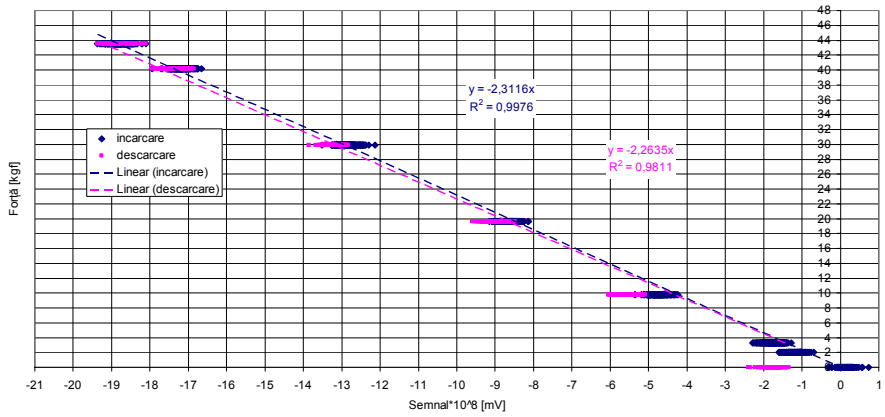


Fig. 5.31. Etalonare traductorului de forță tangențială al platformei mobile

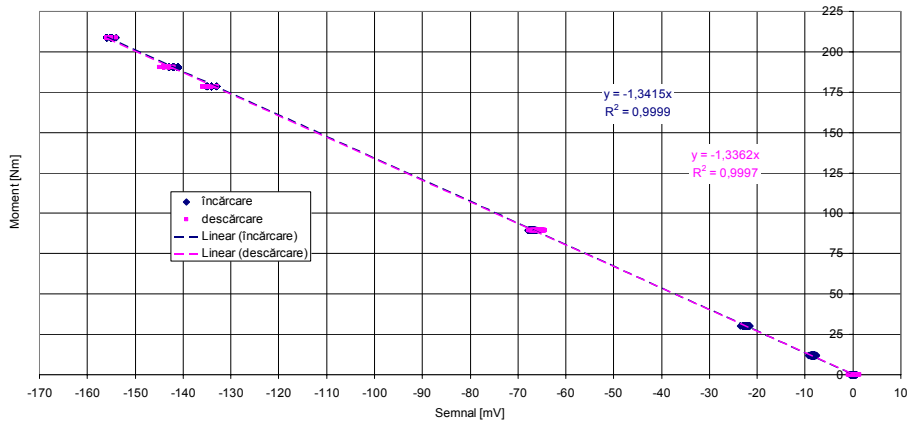


Fig. 5.32. Etalonare traductorului de cuplu de angrenare a roții

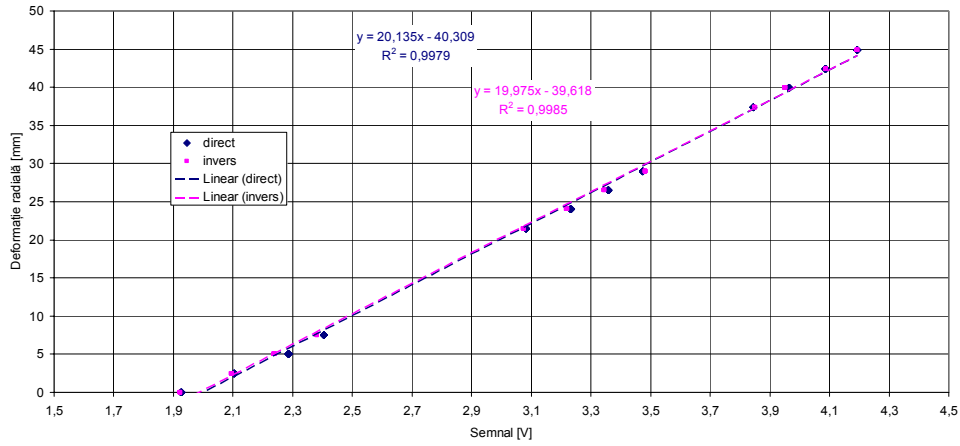


Fig. 5.33. Etalonare traductorului tip palpator pentru măsurarea deformație radială a pneului

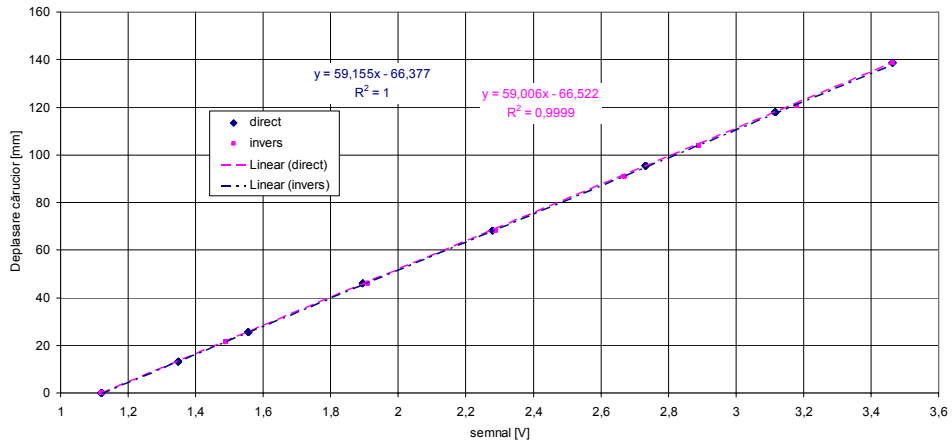


Fig. 5.34. Etalonarea traductorului de deplasare a căruciorului

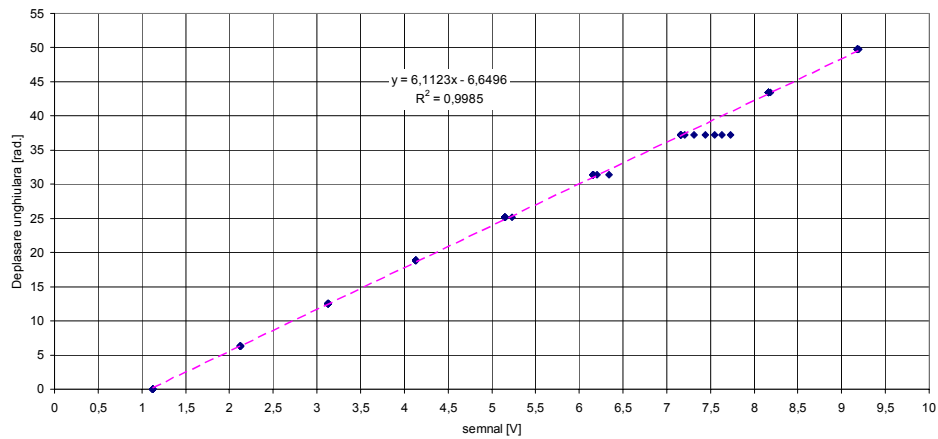


Fig. 5.35 Etalonarea traductorului de deplasare unghiulară a roții

5.4. Metodologia experimentală

Încercările experimentale s-au efectuat pe un pneu, nou, de vară, tip constructiv 155/80 R13 80S (sarcină maximă admisibilă 450 kg., viteză maximă admisibilă 180 km/h).

Cu standul prezentat mai sus se pot desfășura mai multe măsurători, în cele ce urmează se vor descrie metodologiile pentru determinările experimentale.

Metodologii pentru încercări în regim static de solicitare

S1. Metodologia pentru determinarea experimentală ai parametrilor geometrici ai suprafeței de contact

S2. Metodologia pentru determinarea experimentală a presiunilor normale în pata de contact

Metodologii pentru încercări în regim dinamic de solicitare

D1. Metodologia pentru determinarea experimentală a rigidității radiale a pneului

D2. Metodologia pentru determinarea experimentală a interacțiunii dinamice roată cu pneu – cale de rulare

S1. Metodologia pentru determinarea experimentală ai parametrilor geometrici ai suprafeței de contact

Standul prezentat schematic în figura 5.36 este alcatuit dintr-un cadru (5) pe care se află articulată, în 4, bara (2) de care este fixată roata (1) prin axul (3).

Prin deplasarea greutății G_s pe bara (2) se încarcă radial roata la diferite sarcini. Suprafața de sprijin a roți e platforma (6) fixată rigid de cadrul (5). Acul indicator (7) fixat rigid pe axa (3) indică pe rigla gradată (8) valoarea razei statice, corespunzătoare sarcinii aplicate.

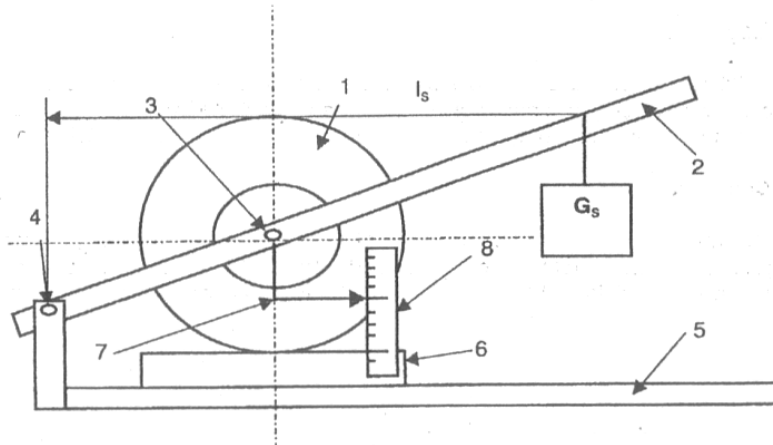


Fig. 5.36. Schema funcțională a Standului de încercări statice

Pentru determinarea mărimi presiunii din pneu se utilizează un manometru.

Se încarcă radial pneul prin poziționarea greutății G_s pe bara (2) la o anumită distanță (l_s [m]) de axa (4), se citește valoarea razei statice pe rigla (5).

Încărcarea normală a pneului este dată de relația, caracteristică standului:

$$G_R = G_S \cdot \frac{l_S}{0.315} + 490,223 \quad [\text{N}] \quad (5.1.)$$

Unde: G_S – greutatea unei mase etalonate de 50 kg.

Pentru analiza suprafeței de contact se încarcă radial roata, se stabilește o valoare pentru presiunea aerului din pneu, se umezește conturul aproximativ al petei de contact, pe roată, cu tuș. Prin amprentare pe hârtia milimetrică (format A4), se obține forma geometrică a petei de contact.

Aria totală a petei de contact este dată de aria conturului amprentei pe coala milimetrică.

Aria efectivă se determină prin numărarea pătrățelelor (de 1 mm^2) pătate de pe coala milimetrică.

S.2 Metodologia pentru determinarea experimentală a tensiunilor normale în pata de contact

În cadrul acestui experiment s-a utilizat același pneu și același stand pentru încărcare cu sarcină radială prezentat în figura 5.36, la care s-a adaptat o platformă suport în coordonate prevăzută cu un captor piezoelectric de compresiune, montat central la nivel cu platforma având suprafața activă circulară de diametru 31 mm. Semnalul captorului a fost preluat de către un dinamometru AVZM 100, care oferă valoarea forței de comprimare cu o eroare de $\pm 1 \text{ N}$, transformată în presiune corespunzător cu mărimea captorului, abaterea de măsurare a sistemului este de $\pm 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2$. În figura 5.37 se prezintă sistemul de măsurare al presiunilor normale la interacțiunea roată cu pneu – cale tare de rulare.



Fig. 5.37. Sistem de măsurare a tensiunilor normale în pata de contact

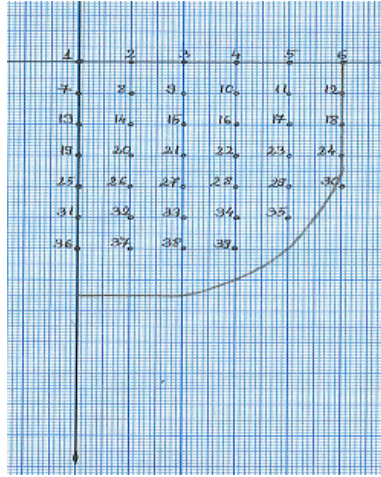


Fig. 5.38. Reprezentarea grafică (poziție și numerotare) a punctelor de măsură

Platforma în coordonate prezintă posibilitatea de reglare pe direcție longitudinală la un pas de 0,03 mm iar pe direcție transversală la un pas de 5 mm. Din acest considerent, coroborat cu mărimea captorului, s-au ales pentru măsurare puncte aflate într-un caroiaj cu pasul de 10 mm, figura 5.38

Analiza tensiunilor s-a realizat după un caroiaj cu pasul de 5 mm pe direcție longitudinală și transversală, valoarea tensiunilor fiind media presiunilor măsurate corespunzător acoperiri acestor puncte de către traductorul de compresiune.

D1. Metodologia pentru determinarea experimentală a rigidității radiale a pneului

În cadrul acestei încercări s-a urmărit, pe aceeași roată cu pneu utilizată la încercările anterioare, comportamentul dinamic al roții la solicitare radială. Astfel s-a utilizat standul S.D.I.R.C. și s-au urmărit doar variațiile date de captorii aflații pe axele platformei 10 (suma acestora fiind chiar reacțiunea normală a căii asupra pneului) și variația traductorului tip palpator pentru deformația pneului 12 din fig 5.39.

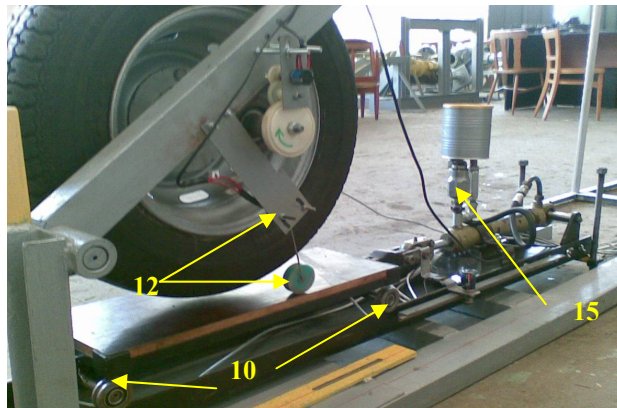


Fig. 5.39 Stand pentru determinarea rigidității radiale

Studiul experimental s-a efectuat pentru mai multe sarcinii maxime precum și pentru diverse presiuni a aerului din pneu. Studiul încearcă să evidențieze influența sarcinii și a presiunii aerului asupra rigidității reale radiale a pneului, asupra fenomenului de histereză precum și asupra rezistenței la rulare a roții cu pneu datorată tocmai histerezei radiale a acestuia.

S-au efectuat 9 încercări în fiecare serie, primele 5 la o presiune a aerului de 2 bari, după care câte una pentru presiunea aerului de 1,6; 1,8; 2,2 și 2,4 bari. Frecvența de înregistrare a fost de 20 Hz. Printr-o încercare înțelegând o încărcare până la o sarcină maximă oarecare și o descărcare până la zero sarcină, proces pe durata căruia s-au achiziționat date cu privire la mărimea sarcinii și mărimea deformației radiale.

D2. Metodologia pentru determinarea experimentală a interacțiunii dinamice roată cu pneu-cale de rulare

Încercările experimentale s-au efectuat pe standul S.D.I.R.C. fig. 5.39, utilizând aceeași roată cu pneu ca la încercările anterioare. Încercările s-au realizat pentru aceeași presiune a aerului din pneu, respectiv 2 bari, și de asemenea pentru aproximativ aceeași încărcare radială maximă, respectiv circa 2500 N, valori încadrate median în domeniul nominal dat de constructor pentru pneul în cauză. S-a urmărit comportamentul la patinare al pneului, astfel s-a modificat pe durata încercărilor mărimea frânei hidraulice prin acționarea robinetului tip drossel 15. Putem deosebi astfel trei tipuri de măsurători:

- A. Încercări experimentale fără patinarea roții;**
- B. Încercări experimentale cu patinare parțială a roții;**
- C. Încercări experimentale cu patinare totală a roții;**

Încercările tipul A au urmărit obținerea unor măsurători de referință pentru celelalte, în speță stabilirea complianței elastice a standului precum și a pneului utilizat, dar totodată permit analiza comportamentului roți cu pneu la propulsia fără patinare. Încercările tipul C reprezintă extrema cealaltă și anume rularea roții fără deplasare sau cu deplasare neglijabilă. Iar încercările tipul B reprezintă măsurătorile care reliefiză cel mai acurat realitatea la propulsia roții cu pneu permițând astfel analiza deplasării roții în condiții de patinare.

Concluzii

Măsurarea eforturilor din pata de contact a pneului de automobile cu drumul constituie o activitate foarte dificilă. Au fost construite echipamente de cercetare experimentale atât în condiții de laborator, cât și de drum;

Principalele echipamente de laborator sunt cele cu masă mobilă sau cu tambur rotitor, majoritatea echipamentelor utilizate la măsurarea eforturilor în condiții de drum au traductorul amplasat în suprafața căii de rulare;

Majoritatea traductoarelor elementare folosite la construcția echipamentelor de măsură sunt traductoarele tensometrice resistive;

Echipamentele sunt realizate într-o mare varietate de caracteristici funcționale, unele permit modificarea unui număr mare de parametri de funcționare a pneului încercat, cum ar fi presiunea interioară a aerului, forța normală, viteza de rulare, regimul de funcționare ș.a.;

Nici un echipament nu poate răspunde la toate cerințele impuse de către un beneficiar, referitoare la numărul direcțiilor de măsură, la lățimea activă, la păstrarea nealterată a suprafeței petei de contact, etc;

Echipamentul realizat la catedra Ingineria Transporturilor poate fi folosit în măsurători statice și dinamice ale interacțiunii pneu-cale de rulare astfel.

Se poate determina static parametrii geometrici ai suprafeței de contact la diferite presiuni de umflare ale pneului, la diferite sarcini radiale aplicate pneului, influența sarcinii radiale și a presiunii aerului din pneu asupra petei de contact.

Acest echipament poate fi folosit pentru determinarea dependenței sarcinii radiale și raza statică, determinarea presiunii medii aparentă și presiunea medie efectivă în pată, influența sarcinii și a presiunii aerului din pneu asupra rigidității radiale, determinarea experimentală a presiunilor normale în pata de contact

Standul poate urmări șapte parametri concomitent: reacțiunea pe axul față al platformei mobile (Z_f); reacțiunea pe axul spate al acesteia (Z_s); forța tangențială în axul pistonului de frână hidraulică (X); momentul în axa roții (M_R); deplasarea platformei mobile (x); deformația radială a roții precum (Δz) și deplasarea unghiulară a acesteia (θ).

CAPITOLUL 6

CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND INTERACȚIUNEA ROATĂ CU PNEU – CALE DE RULARE

Considerații generale

Aspectele urmărite sunt redată de planul de încercări, figura 6.1.

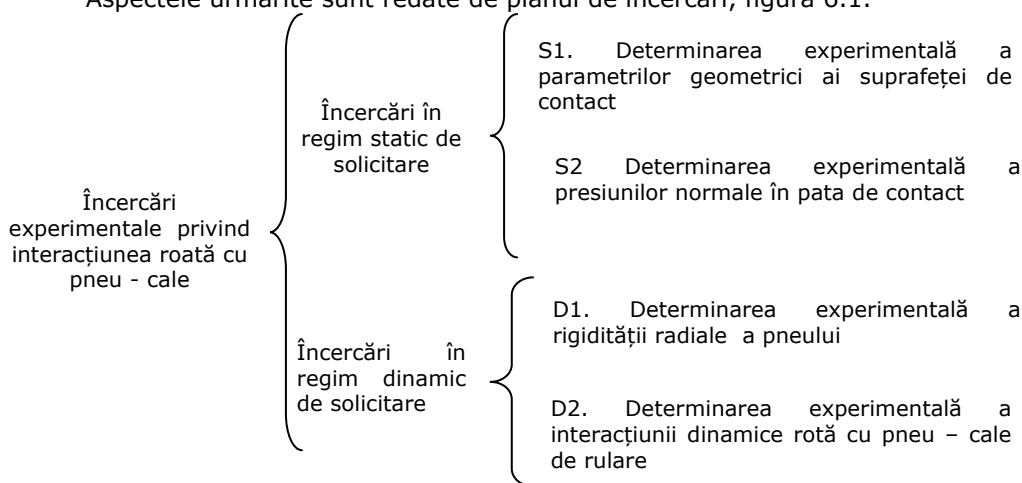


Fig. 6.1. Planul de încercări

Ca variabile independente s-au ales: tipul sarcinii, mărimea sarcinii și presiunea aerului din pneu.

6.1. (S1) Determinarea experimentală a parametrilor geometrici ai suprafeței de contact

Pentru această analiză s-au stabilit în prealabil 7 valori pentru presiunea aerului din pneu (1,2; 1,4; 1,7; 2; 2,2; 2,6 și 2,9 bar). De asemenea s-au stabilit 7 poziții pe pârgă de încărcare cu sarcină radială (1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5 m) care ne oferă 7 încărcări distincte în limitele 2000 – 4400 N. S-au obținut un număr total de 49 de pete de contact, vezi figura 6.2., rezultatele preliminariei sunt centralizate în tabelul 6.1.

Tabelul 6.1.

Nr. Crt.	L pată	l petei	Poziția sarcinii	Pres aerului	Raza statică	Semi-lungimea petei	Semi-lățimea petei	Sarcina normală	Def. radială
	$L=2b$ [mm]	$l=2a$ [mm]	l_s [m]	p [bar]	r_s [mm]	b [mm]	a [mm]	G_R [N]	Δz [mm]
0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.
1	0	0	0	1,2	285	0	0	0	0

6.1. Determinarea experimentală a parametrilor geometrici ai suprafeței de contact 85

Nr. Crt.	L pată	l petei	Poziția sarcinii	Pres aerului	Raza statică	Semi-lungimea petei	Semi-lățimea petei	Sarcina normală	Def. radială
2	186	94	1	1,2	270	93	47	2047,366	15
3	208	96	1,25	1,2	267	104	48	2436,652	18
4	220	100	1,5	1,2	263	110	50	2825,937	22
5	240	100	1,75	1,2	260	120	50	3215,223	25
6	254	102	2	1,2	257	127	51	3604,509	28
7	266	105	2,25	1,2	254	133	52,5	3993,794	31
8	276	104	2,5	1,2	251	138	52	4383,08	34
9	0	0	0	1,4	286	0	0	0	0
10	173	95	1	1,4	274	86,5	47,5	2047,366	12
11	187	97	1,25	1,4	271	93,5	48,5	2436,652	15
12	202	100	1,5	1,4	268	101	50	2825,937	18
13	217	101	1,75	1,4	265	108,5	50,5	3215,223	21
14	227	103	2	1,4	262	113,5	51,5	3604,509	24
15	240	103	2,25	1,4	260	120	51,5	3993,794	26
16	256	104	2,5	1,4	257	128	52	4383,08	29
17	0	0	0	1,7	287	0	0	0	0
18	154	93	1	1,7	278	77	46,5	2047,366	9
19	172	95	1,25	1,7	274	86	47,5	2436,652	13
20	185	98	1,5	1,7	271	92,5	49	2825,937	16
21	193	100	1,75	1,7	269	96,5	50	3215,223	18
22	208	101	2	1,7	266	104	50,5	3604,509	21
0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.
23	216	100	2,25	1,7	264	108	50	3993,794	23
24	223	102	2,5	1,7	262	111,5	51	4383,08	25
25	0	0	0	2	288	0	0	0	0
26	140	92	1	2	279	70	46	2047,366	9
27	155	96	1,25	2	278	77,5	48	2436,652	10
28	165	96	1,5	2	275	82,5	48	2825,937	13
29	180	98	1,75	2	272	90	49	3215,223	16
30	192	100	2	2	270	96	50	3604,509	18
31	200	101	2,25	2	267	100	50,5	3993,794	21
32	212	101	2,5	2	265	106	50,5	4383,08	23
33	0	0	0	2,2	290	0	0	0	0
34	131	91	1	2,2	281	65,5	45,5	2047,366	9
35	146	94	1,25	2,2	279	73	47	2436,652	11
36	172	99	1,75	2,2	274	86	49,5	3215,223	16
37	178	98	2	2,2	272	89	49	3604,509	18
38	190	100	2,25	2,2	270	95	50	3993,794	20
39	195	100	2,5	2,2	268	97,5	50	4383,08	22
40	0	0	0	2,6	291	0	0	0	0

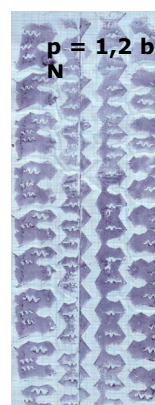
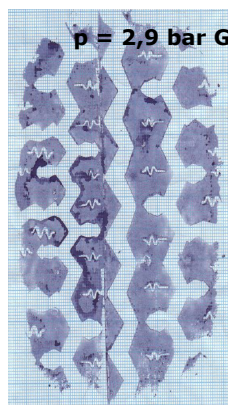
Nr. Crt.	L pată	l petei	Poziția sarcinii	Pres aerului	Raza statică	Semi-lungimea petei	Semi-lățimea petei	Sarcina normală	Def. radială
41	130	90	1	2,6	284	65	45	2047,366	7
42	135	92	1,25	2,6	282	67,5	46	2436,652	9
43	142	96	1,5	2,6	279	71	48	2825,937	12
44	148	95	1,75	2,6	278	74	47,5	3215,223	13
45	166	98	2	2,6	275	83	49	3604,509	16
46	172	98	2,25	2,6	274	86	49	3993,794	17
47	180	100	2,5	2,6	272	90	50	4383,08	19
48	0	0	0	2,9	292	0	0	0	0
49	115	90	1	2,9	285	57,5	45	2047,366	7
50	125	92	1,25	2,9	284	60	46	2436,652	8
51	120	95	1,5	2,9	282	60	47,5	2825,937	10
52	120	94	1,75	2,9	280	60	47	3215,223	12
53	136	95	2	2,9	279	68	47,5	3604,509	13
54	155	98	2,25	2,9	277	77,5	49	3993,794	15
55	160	98	2,5	2,9	275	80	49	4383,08	17

Scopul acestei încercări experimentale îl reprezintă stabilirea dependenței dintre parametrii geometrici ai petei de contact și a deformațiilor radiale absolute ale pneului cu sarcina și presiunea aerului din pneu. Totodată rezultatele obținute permit și testarea (validarea) anumitor expresii empirice propuse de cercetători în ceea ce privește forma petei, distribuția tensiunilor etc.

În figurile 6.3 – 6.9 se prezintă evoluția formei și mărimii petei de contact cu sarcina și presiunea aerului din pneu. Analiza a presupus stabilirea, față de un sistem de coordonate cartezian aflat în centrul petei cu axa x pe lungimea acesteia și cu axa y pe lățimea ei, a coordonatelor limitei amprenteii cu cerneală a petei.

Analizând rezultatele determinărilor se constată că pata de contact are forma rectangulară cu colțuri rotunjite cu excepția petelor corespunzătoare sarcinilor mici și presiunii mari a aerului din pneu, acestea prezintă o formă eliptică și respectiv de trecere de la o formă eliptică către una rectangulară cu colțuri rotunjite.

Fig. 6.2 Suprafețe de contact



6.1. Determinarea experimentală a parametrilor geometrici ai suprafeții de contact 87

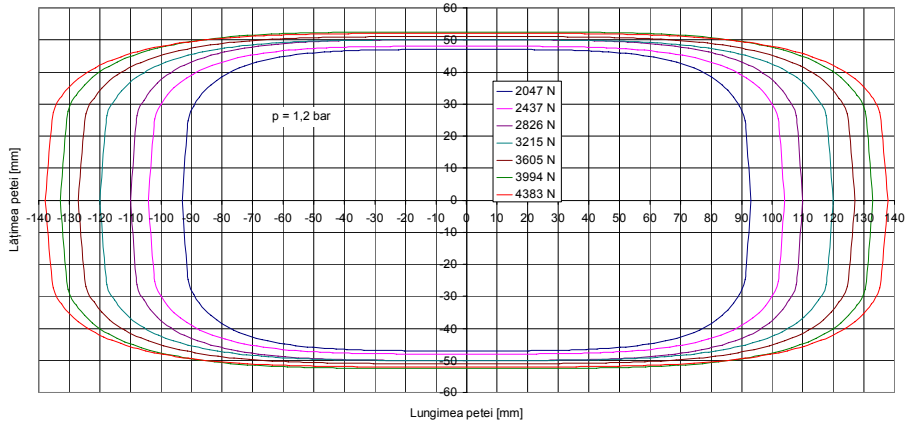


Fig. 6.3 Variația formei și mărimii petei de contact funcție de sarcină și presiunea aerului $p = 1,2 \text{ bar}$

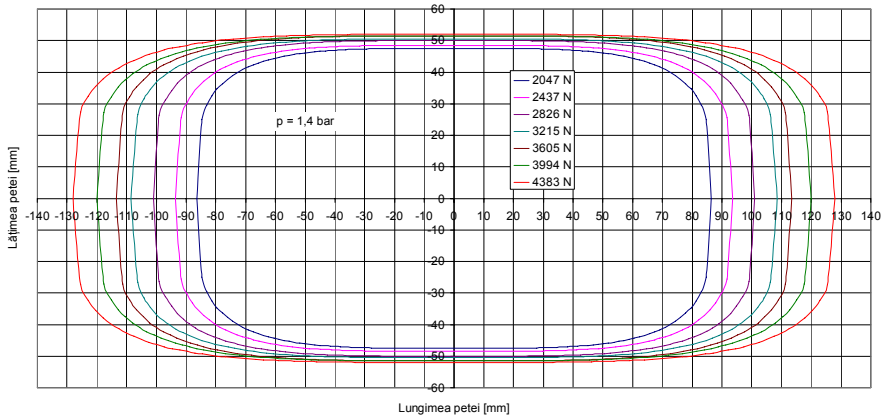


Fig. 6.4 Variația formei și mărimii petei de contact funcție de sarcină și presiunea aerului $p = 1,4 \text{ bar}$

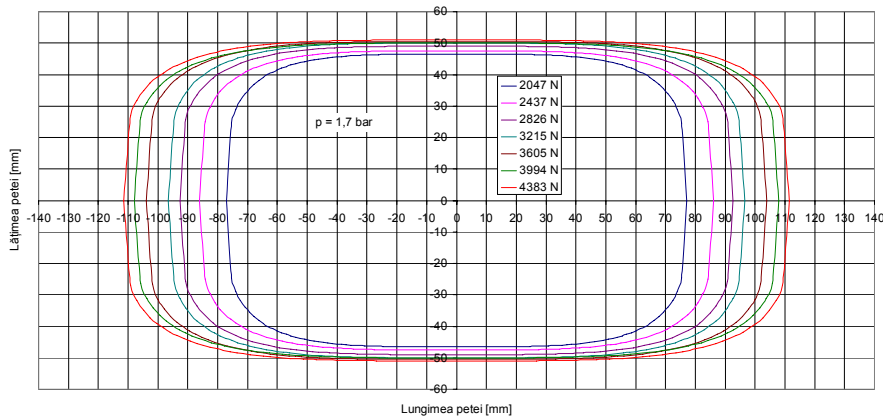


Fig. 6.5 Variația formei și mărimii petei de contact funcție de sarcină și presiunea aerului $p = 1,7 \text{ bar}$

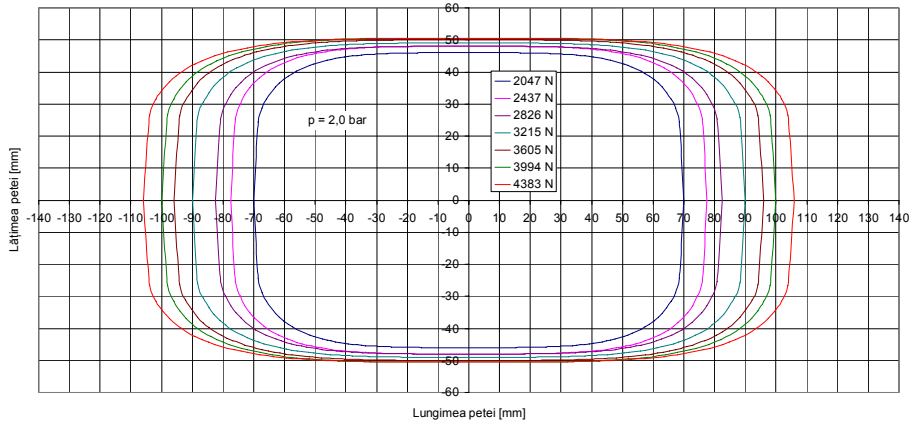


Fig. 6.6. Variația formei și mărimii petei de contact funcție de sarcină și presiunea aerului $p = 2,0$ bar

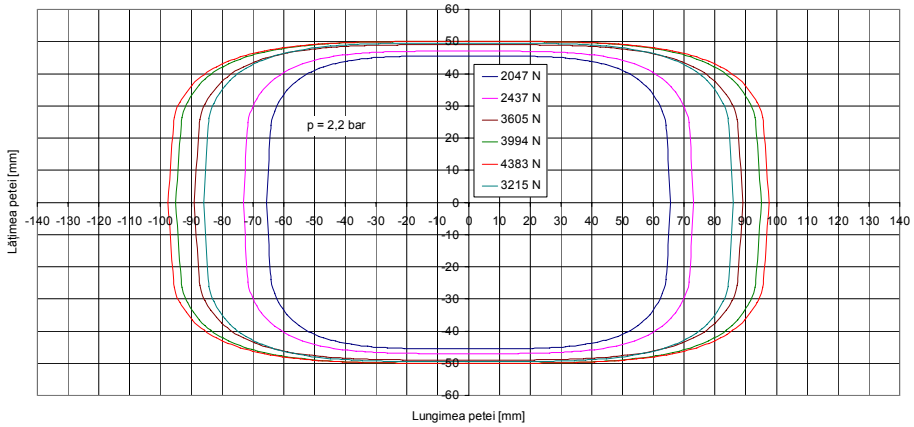


Fig. 6.7 Variația formei și mărimii petei de contact funcție de sarcină și presiunea aerului $p = 2,2$ bar

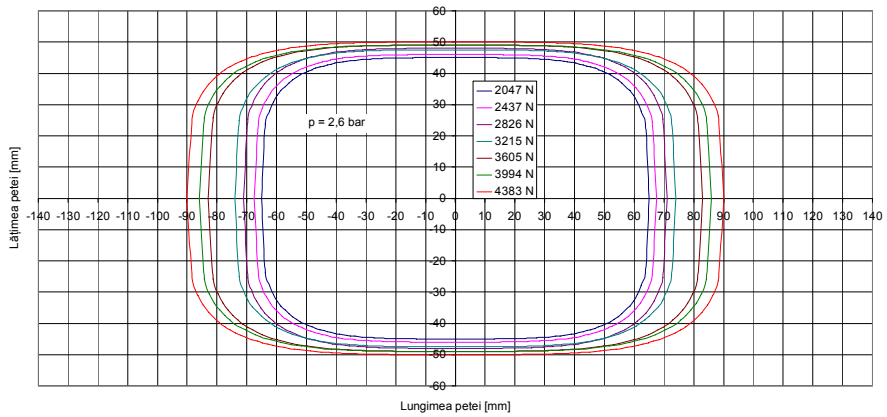


Fig. 6.8. Variația formei și mărimii petei de contact funcție de sarcină și presiunea aerului $p = 2,6$ bar

6.1. Determinarea experimentală a parametrilor geometrici ai suprafeții de contact 89

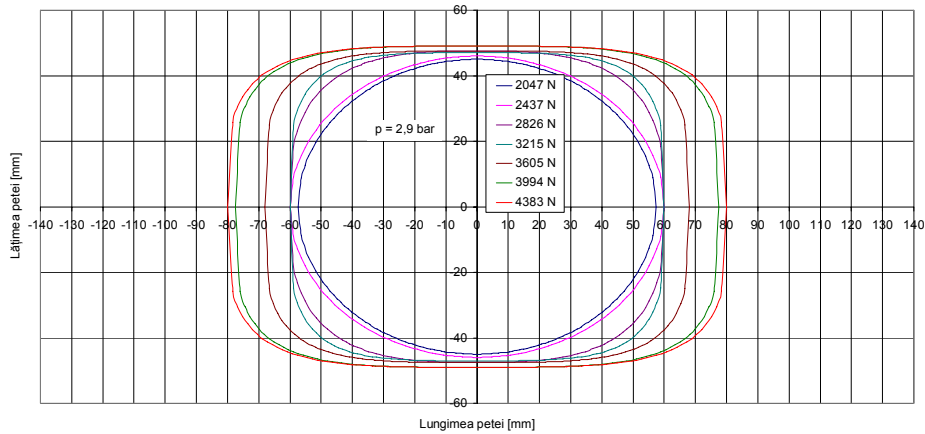


Fig. 6.9. Variația formei și mărimii petei de contact funcție de sarcină și presiunea aerului $p = 2,9$ bar

De asemenea se constată variația mică a semilățimii petei de contact cu sarcina respectiv presiunea aerului, de altfel limitele extreme măsurate s-au încadrat între 45 și 52 mm la o lățime efectivă a benzii de rulare de 100 mm, rezultă o abatere de $-10\% \dots +4\%$, dacă ținem cont că valorile extreme s-au obținut pentru încărcări în afara limitelor prescrise pentru pneu atunci la un asemenea nivel de semnificație se poate accepta că lățimea petei de contact dintre pneu și cale este egală cu lățimea benzii de rulare.

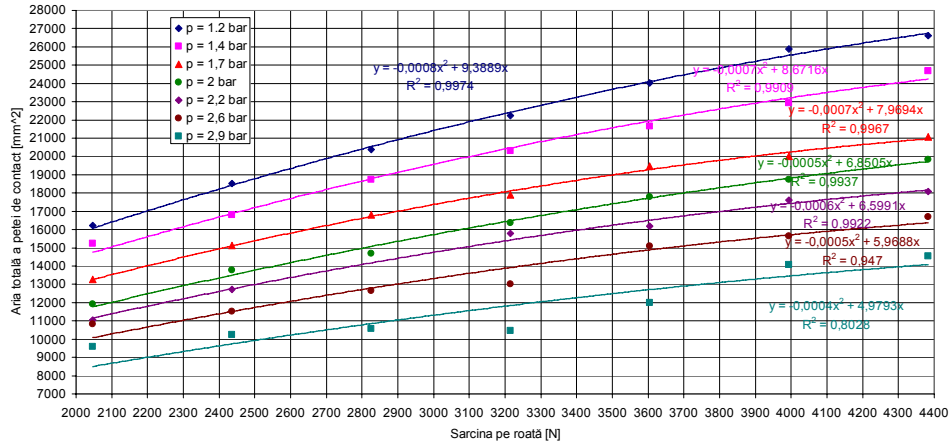


Fig. 6.10. Influența sarcinii radiale și a presiunii aerului din pneu asupra ariei petei de contact

În figura 6.10 se prezintă variația ariei petei, a ariei totale a acesteia, cu sarcina și presiunea aerului. Prelucrând datele se constată dependența parabolică dintre suprafața totală de contact și sarcină pentru toate presiunile utilizate la încercări, valoarea coeficientului de corelare liniară (R^2) variind între 0,803 și 0,997. Cu un asemenea nivel de încredere se poate accepta, chiar generaliza, funcția de regresie dintre parametri în cauză.

Un rezultat important îl reprezintă raportul obținut pentru aria efectivă de contact și aria totală și anume: $\frac{A_{efectivă}}{A_{totală}} = 0,687...0,718$, cu o medie de 0,7 caracteristică de altfel pneurilor de vară noi.

În ce privește influența presiunii asupra ariei suprafeței de contact, figura 6.11., se observă că dependența este una parabolică similară pentru toate încărcările cu sarcină radială.

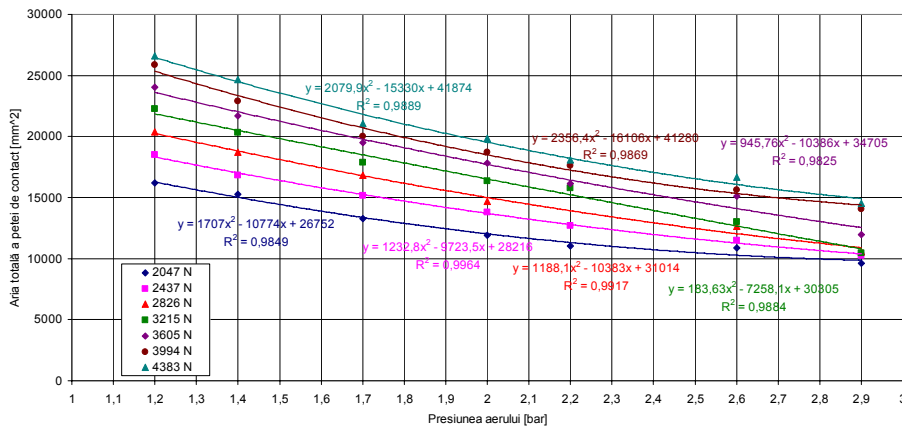


Fig. 6.11. Variația ariei petei de contact de presiunea aerului din pneu

Cunoscând aria totală și efectivă a petelor de contact se poate stabili influența sarcinii și a presiunii aerului din pneu asupra a doi parametri sintetici, figura 6.12., utilizați în practică, și anume:

- presiunea medie aparentă în pată: $p_{ma} = \frac{G_R}{A_{totală}}$ (6.1.)

- presiunea medie efectivă în pată: $p_{me} = \frac{G_R}{A_{efectivă}}$ (6.2.)

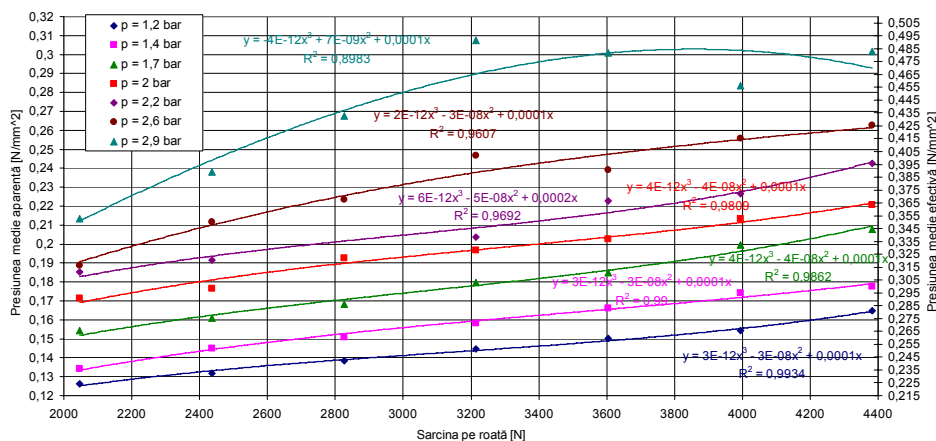


Fig. 6.12. Variația presiunii medii aparente și efective cu sarcina radială

Un alt grup de parametri care au putut fi analizați prin acest experiment au fost variația razei statice respectiv deformația radială maximă în funcție de sarcină și presiune precum și dependența acestora de parametri geometrici ai petei de contact, în speță de lungimea petei de contact.

Această analiză prezintă importanță datorită faptului că legătura dintre raza statică, sarcină și lungimea petei de contact este oferită de literatura de specialitate [2] și sub formă analitică, respectiv modelul mecanic echivalent EFA propune dependența dată de expresia 3.11 (coarda sectorului cilindric de pneu în contact cu calea este egală cu lungimea petei de contact) iar modelul echivalent ETA propune dependența 3.33.

În figura 6.13 se prezintă dependența dintre raza statică și sarcină, pentru toate presiunile, atât măsurată cât și modelată utilizând relațiile mai sus amintite. S-a observat că pentru toate presiunile coeficienții de corelare a razelor teoretice EFA și ETA depășeau 0,9653 atingând chiar 0,999. Cu toate acestea cu creșterea sarcinii abaterea razei teoretice este tot mai semnificativă în sensul oferirii unei raze mai mici decât celei reale, observație valabilă pentru toate presiunile și ambele modele teoretice. Dacă luăm în considerare faptul că în calculul teoretic al razelor statice intră parametrul experimental – lungime pată – și ținând cont că abaterea, foarte mică de altfel, față de valoarea experimentală a razei este unidirecțională, se poate concluziona următorul lucru, și anume: amprenta obținută experimental pe hârtie milimetrică este ușor mai mică decât amprenta reală, explicația constă în faptul că spre extremele petei de contact presiunea este atât de mică, insuficientă pentru a transfera tușul de pe banda de rulare a roții pe hârtie.

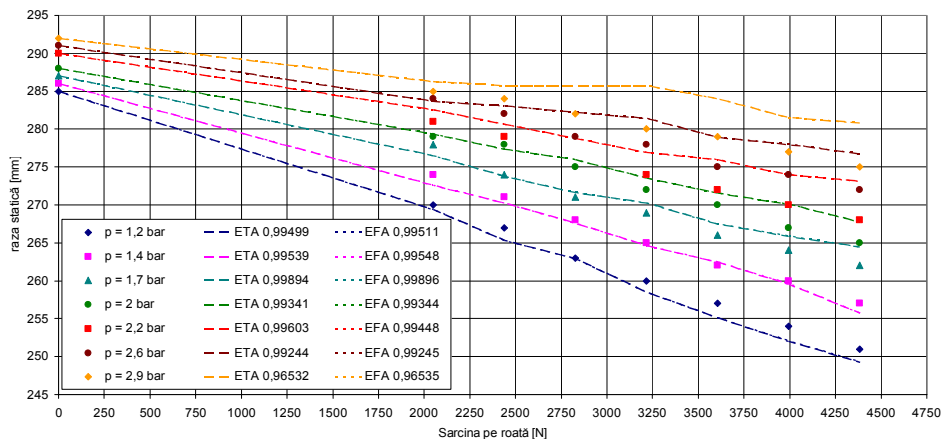


Fig. 6.13 Dependenta dintre raza statică și sarcina radială

Acceptând ipoteza de mai sus și aplicând o corecție lungimii petei s-a observat o creștere considerabilă a coeficientului de corelare, acesta atingând valoarea de 0,9999. Analiza a fost efectuată numeric și corecția a fost descrescătoare cu creșterea presiunii plecând de la 10 mm până la 5 mm. Totuși această observație nu modifică considerabil modul de analiză a interacțiunii pneu – cale deoarece tensiunile normale ce acționează în această prelungire a petei sunt practic nule.

Din analiza datelor experimentale se poate extrage și influența sarcinii radiale și a presiunii aerului din pneu asupra unei rigidități globale radiale a pneului încercat, rigiditate dată de expresia 2.33

De menționat că coeficientul de rigiditate astfel calculat poate induce erori semnificative deoarece ia în considerare doar valorile extreme de sarcină respectiv deformație, în cadrul acestei lucrări se va reveni asupra studiului elasticității pneului.

În figura 6.14 se prezintă influența sarcinii și a presiunii aerului din pneu asupra rigidității radiale, se observă că pentru aceeași presiune a aerului coeficientul de rigiditate nu se modifică semnificativ (scade ușor cu sarcina), abaterea față de o valoare medie fiind de maxim 7%, în acest context se poate neglija influența sarcinii asupra elasticității radiale.

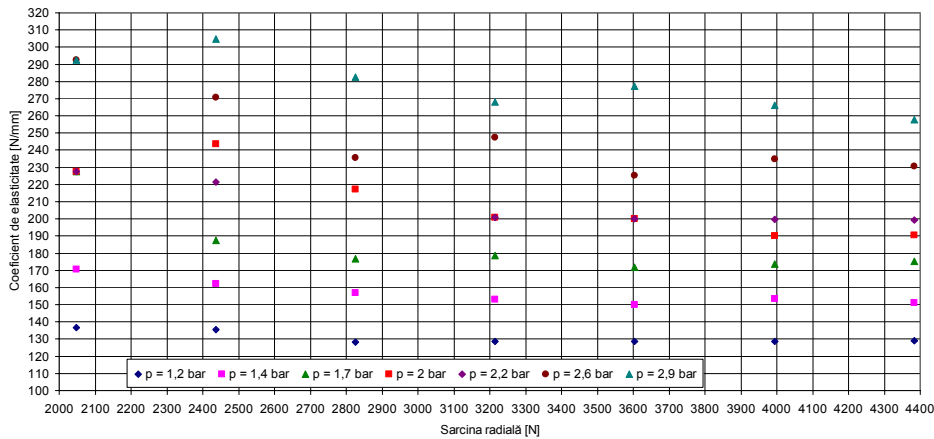


Fig. 6.14. Dependența coeficientului de rigiditate radială de sarcină și presiune a aerului

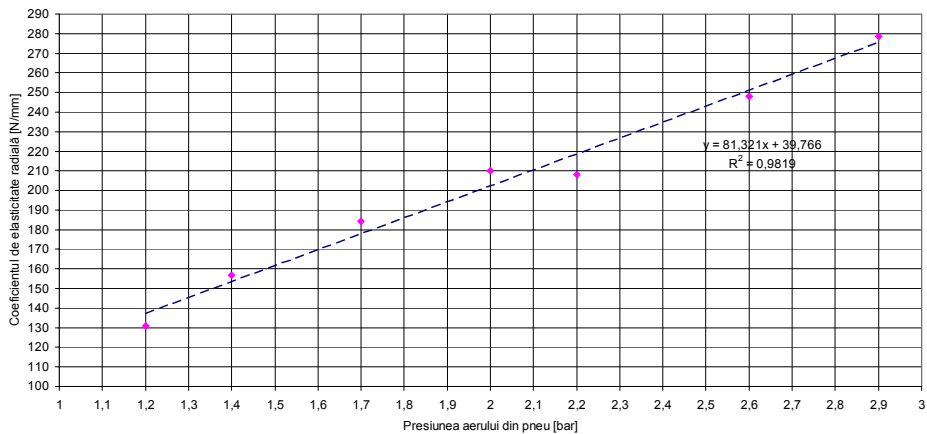


Fig. 6.15. Variația coeficientului de elasticitate cu presiunea aerului din pneu

În figura 6.15 se prezintă variația valorilor medii obținute pentru coeficientul de elasticitate radială cu presiunea aerului din pneu, se observă o dependență liniară cu presiunea aerului dată de expresia:

$$K_r = 81,32 \cdot p_{aer} + 39,76 \quad R^2 = 0,98 \quad (6.3)$$

Relația de corelare 6.3 ne oferă ponderea elasticității datorate aerului din pondere totală, astfel pentru o presiune nominală de 2 ... 2,2 bari ponderea elasticității aerului variază între 80 ... 81 % din total, valorile obținute pentru pneul

analizat corespund mediei acceptate de literatura de specialitate care conferă aerului o pondere de 80 ... 85 % din expresia rigidității totale.

6.2. (S2) Determinarea experimentală a tensiunilor normale în pata de contact

Scopul acestei încercări îl reprezintă determinarea distribuției (mărimii și formei) tensiunii normale în pata de contact și compararea rezultatelor experimentale cu cele propuse de alți autori în literatura de specialitate.

S-au efectuat trei serii de măsurători în condițiile prezentate în tabelul 6.2.

Tabelul 6.2.

Serii de măsurători	Presiunea aerului în pneu [bar]	Sarcina pe roată [N]
1	1,5	2390
2	2	2719
3	2	2504

În figurile 6.16, 6.17. și 6.18. se prezintă variația presiunilor normale în pata de contact obținute experimental.

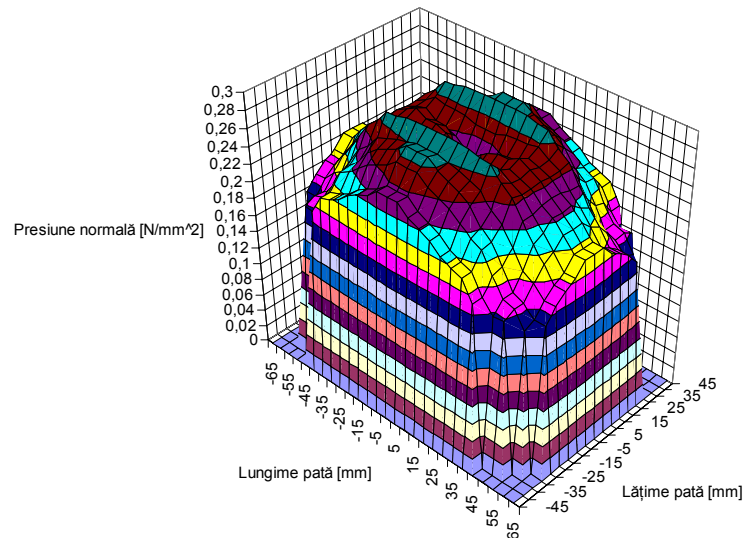


Fig.6.16. Tensiunea normală în pata de contact corespunzător încercării nr. 1

Se observă distribuția în formă de șa a presiunilor normale în pata de contact, maximul fiind atins la distanța de circa 20 ... 30 % din lățimea totală față de marginea laterală a petei, distanța crește față de margine cu scăderea presiunii

aerului din pneu. O altă observație interesantă o reprezintă amplificarea distribuției în șă cu scăderea sarcinii.

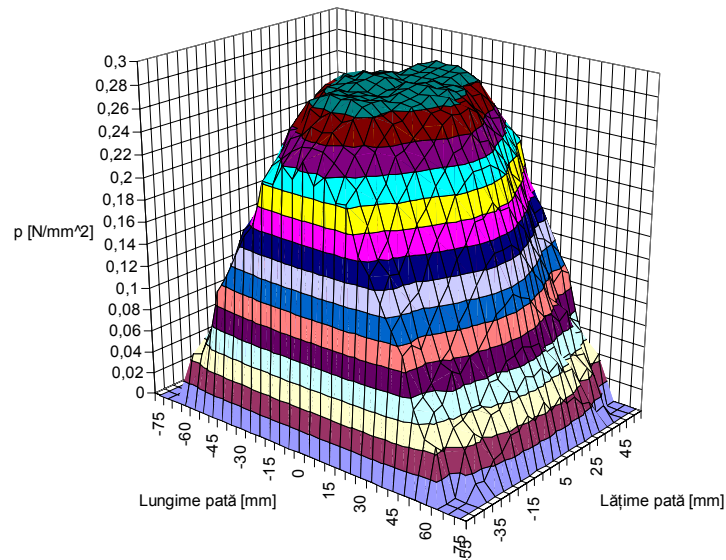


Fig. 6.17 Tensiunea normală în pata de contact corespunzător încercării nr. 2

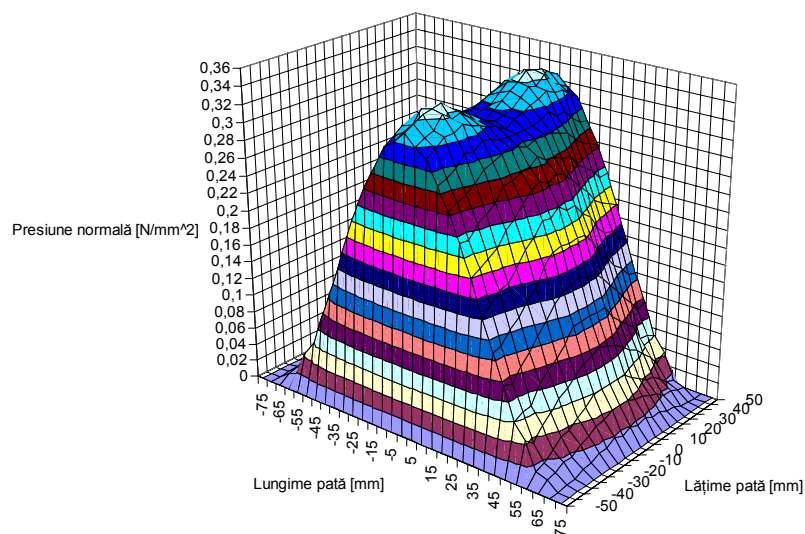


Fig. 6.18. Tensiunea normală în pata de contact corespunzător încercării nr. 3

A. Prelucrarea datelor înregistrate la seria de încercări nr. 1

Caracteristic încercării 1 este raza liberă 286 mm, pata a avut semilungimea de 65 mm, semilățimea de 45 mm și raza statică măsurată de 278 mm.

6.2 - (S2) Determinarea experimentală a tensiunilor normale în pata de contact 95

În figurile 6.19. și 6.20 se prezintă distribuția presiunilor normale măsurate pe lungimea petei respectiv pe lățimea acesteia pentru secțiunii situate la ecarturi din 5 respectiv 10 mm de centrul petei, (reprezentarea în secțiune a măsurătorilor prezentate în figura 6.16.).

Însumând aceste presiuni grafic (integrând grafic) obținem distribuția eforturilor liniare pe lungimea petei respectiv pe lățimea acesteia.

Figura 6.21. reprezintă analiza comparativă dintre distribuția longitudinală a presiunilor normale în pată pentru cazul analizat și diversele modele teoretice.

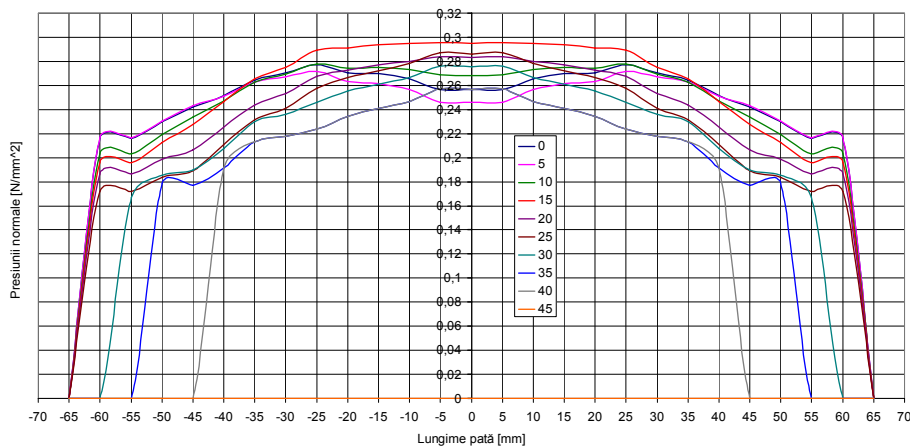


Fig. 6.19 Distribuția tensiunii normale măsurate în secțiuni pe lungimea petei, încercarea nr. 1

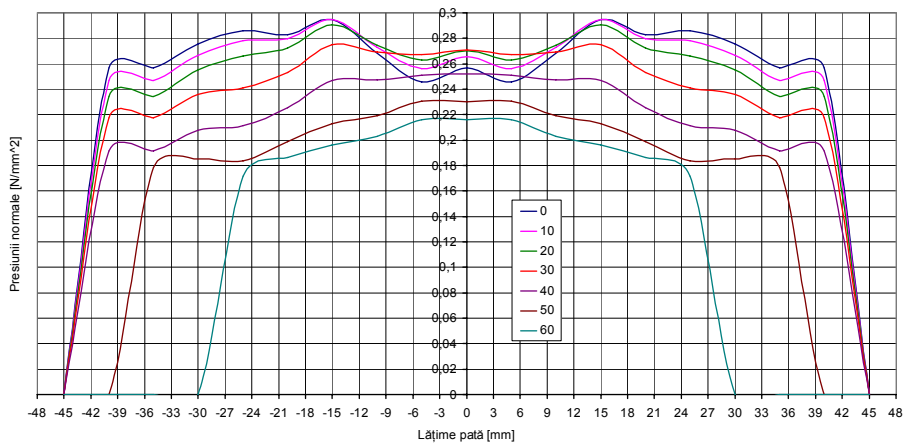


Fig. 6.20. Distribuția tensiunii normale măsurate în secțiuni pe lățimea petei, încercarea nr. 1

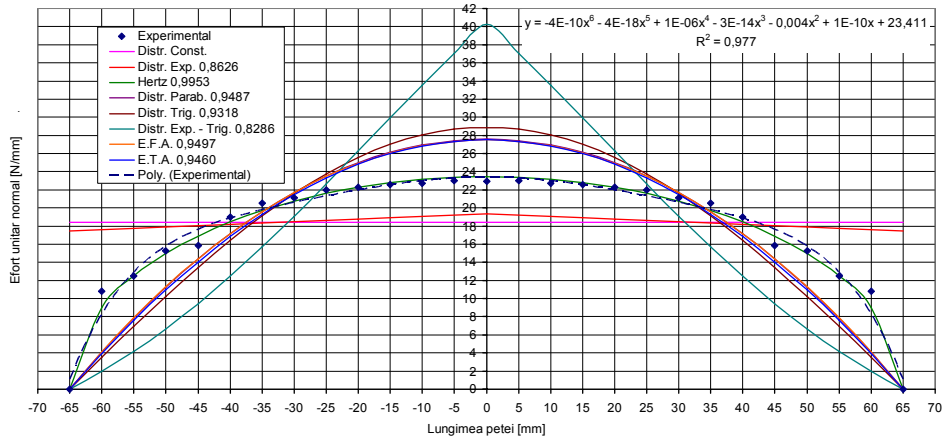


Fig. 6.21. Distribuția longitudinală a tensiunilor normale, încercarea nr. 1

Din figura 6.21. se observă că modelul care aproximează cel mai exact distribuția longitudinală a tensiunilor este dat de modelul semieliptic al lui Hertz, având un coeficient de corelare de peste 0,99. Următoarele modele teoretice cu nivel ridicat de încredere sunt metoda empirică a distribuției parabolice și modele echivalente mecanice E.F.A. și E.T.A. cu coeficient de corelare de peste 0,94.

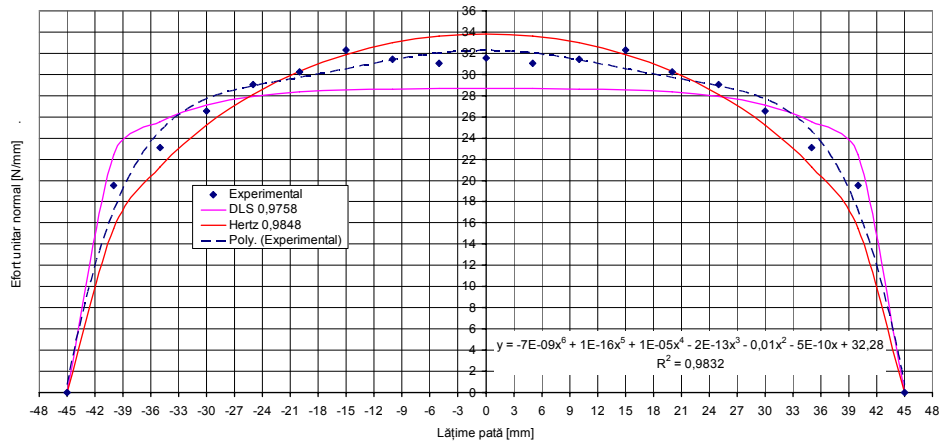


Fig.6.22. Distribuția transversală a tensiunilor normale, încercarea nr. 1

Similar analizei pentru distribuția longitudinală și pentru distribuția transversală, figura 6.22., tot modelul lui Hertz corelează cel mai fidel rezultatele experimentale.

Acceptând rezultatele obținute putem modela teoretic distribuția tensiunilor în pata de contact combinând modele longitudinale cu modele transversale teoretice astfel: în figura 6.23 se prezintă distribuția tensiunilor în pata de contact pentru modelul analizat având pe direcție longitudinală acceptat modelul hertzian și pentru distribuția transversală modelul D.S.L. coeficientul de corelare 3D fiind de 0,966; în figura 6.24. se prezintă distribuția tot-hertziană obținându-se un coeficient de corelare 3D de 0,918; iar în figurile 6.25. și 6.26. se prezintă valorile pentru

6.2 - (S2) Determinarea experimentală a tensiunilor normale în pata de contact 97

tensiunilor tangențiale ce iau naștere și în contactul static date de singura metodă care nu le neglijează și anume E.T.A.

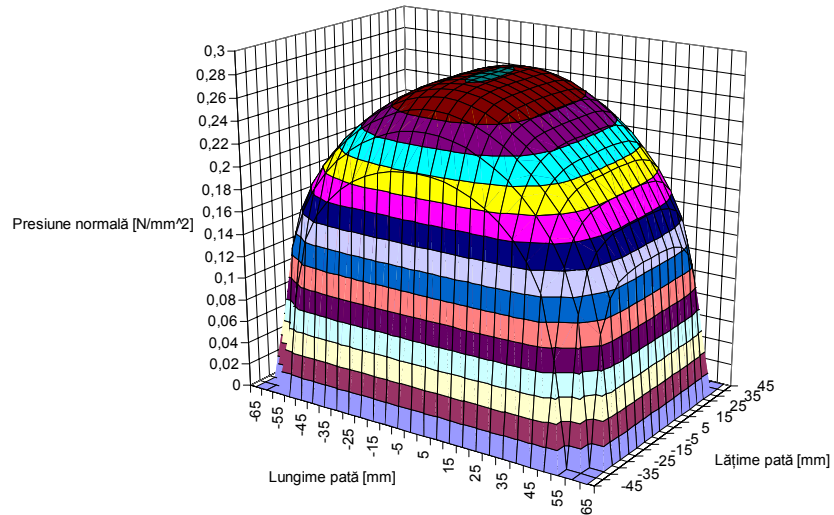


Fig. 6.23. Distribuția teoretică Hertz – D.S.L. a tensiunilor normale în pata de contact, încercarea nr. 1

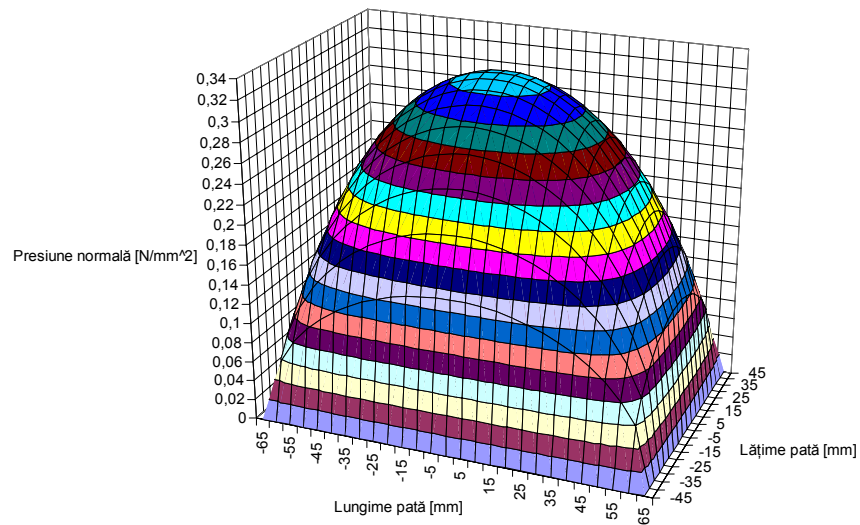


Fig. 6.24. Distribuția teoretică Hertz – Hertz a tensiunilor normale în pata de contact, încercarea nr. 1

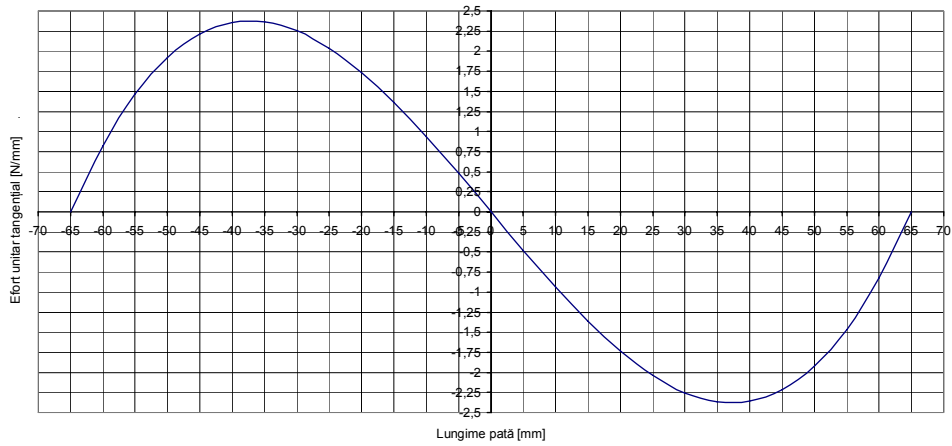


Fig. 6.25 Distribuția eforturilor tangențiale liniare pe lungimea petei de contact, încercarea nr. 1

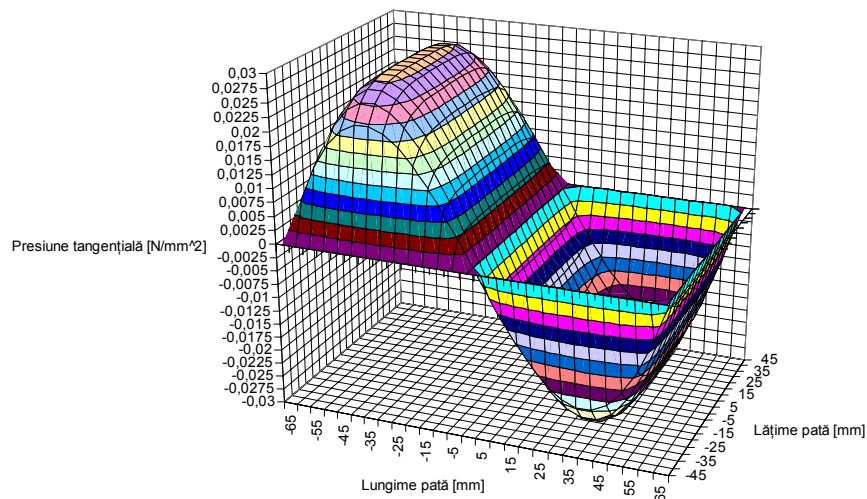


Fig. 6.26 Distribuția tensiunilor tangențiale în pata de contact, încercarea nr. 1

Acceptând varianta teoretică E.T.A. ca metodă de modelare a presiunilor la interacțiunea roții cu calea se poate concluce că vârful tensiunii tangențiale se obține la circa 58,4 % de centrul petei iar valoarea sa maximă este de circa 10 ori mai mică decât vârful tensiunii normale.

B. Prelucrarea datelor înregistrate la seria de încercări nr. 2

Caracteristic încercării nr. 2 au fost raza liberă 289 mm, raza statică 279 mm, semilungimea petei 75 mm și semilățimea petei de 55 mm.

Analiza a parcurs aceiași pași sintetizați în figurile de mai jos.

6.2 - (S2) Determinarea experimentală a tensiunilor normale în pata de contact 99

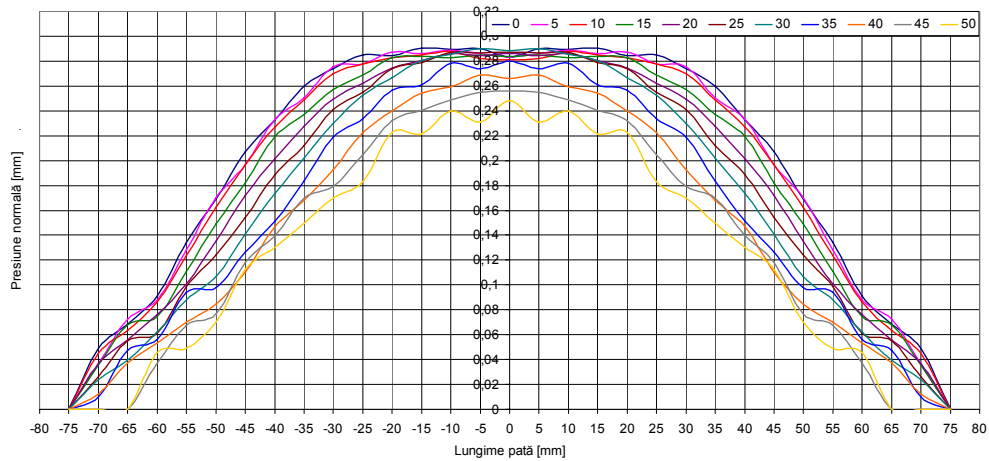


Fig. 6.27. Distribuția tensiunilor normale măsurate în secțiuni pe lungimea petei, încercarea nr. 2

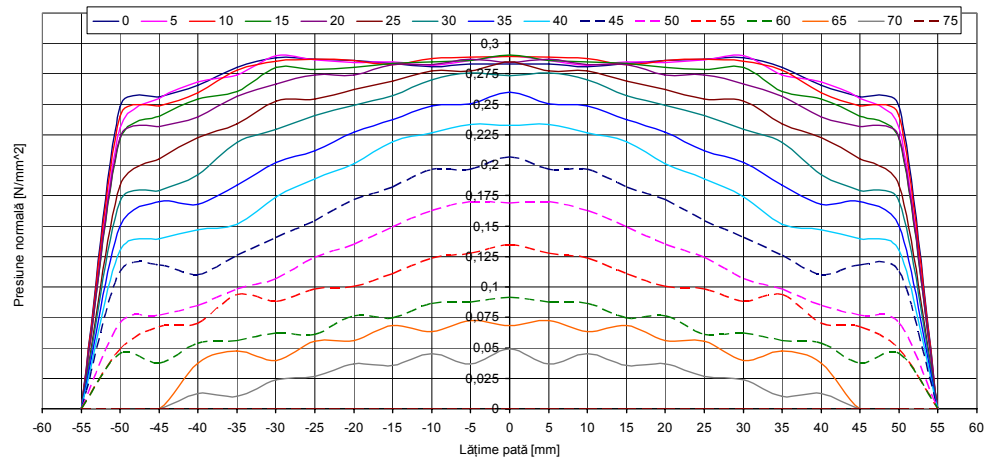


Fig. 6.28. Distribuția tensiunilor normale măsurate în secțiuni pe lățimea, încercarea nr. 2

Spre deosebire de prelucrarea datelor a primei măsurători la aceasta corelarea cea mai fidelă pentru distribuția longitudinală o oferă metoda trigonometrică, modelul hertzian fiind chiar cel mai neexact dovedindu-se un model instabil. Modelele parabolic, E.T.A. și E.F.A. sunt iarăși variantele cu un foarte bun nivel de încredere evidențiindu-se din aceste două prelucrări ca variante stabile puțin influențate de variații de sarcină sau presiune a aerului din pneu, analiză prezentată în figura 6.29.

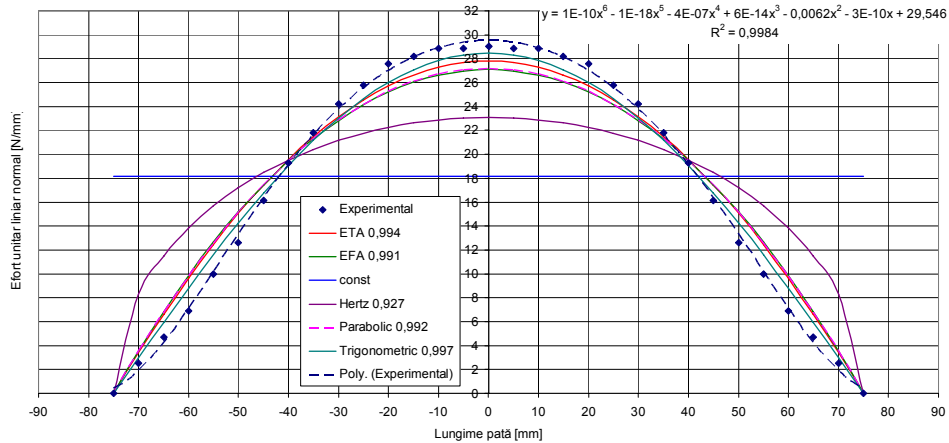


Fig. 6.29. Analiza distribuției longitudinale a tensiunilor normale, încercarea nr. 2

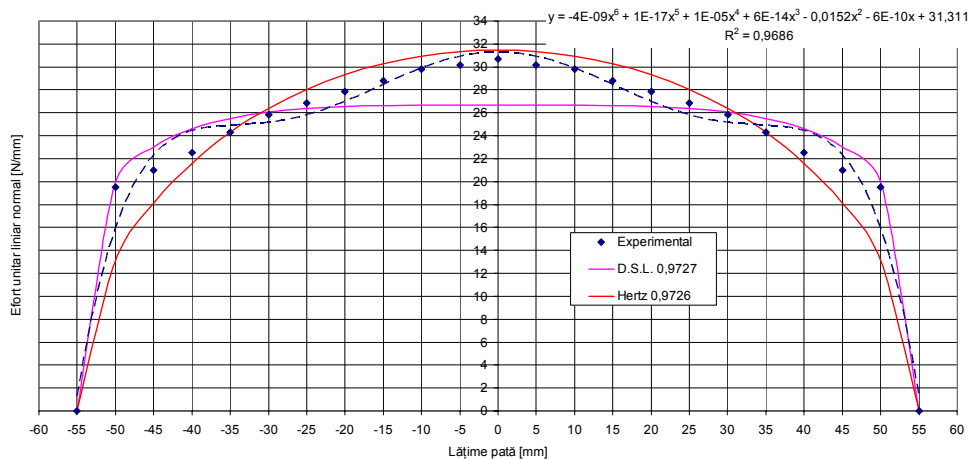


Fig. 6.30. Analiza distribuției transversale a tensiunilor normale, încercarea nr. 2

În ceea ce privește analiza distribuției transversale, figura 6.30., ambele metode utilizate oferă același nivel de semnificație, metoda D.S.L. prezintă abateri mai mari către centru petei de contact pe când metoda hertziană prezintă abateri mai semnificative către zona marginală a petei de contact.

Acceptând o distribuție teoretică E.T.A. – D.S.L. se obțin variațiile presiunilor normale și tangențiale în pata de contact prezentate în figurile 6.31 și respectiv 6.32

Similar analizei anterioare dacă acceptăm varianta teoretică E.T.A. ca metodă de modelare a tensiunilor la interacțiunea roții cu calea se poate conclua că vârful tensiunii tangențiale se obține la circa 60 % de centrul petei iar valoarea sa maximă este de circa 10 ori mai mică decât vârful presiunii normale.

6.2 - (S2) Determinarea experimentală a tensiunilor normale în pata de contact 101

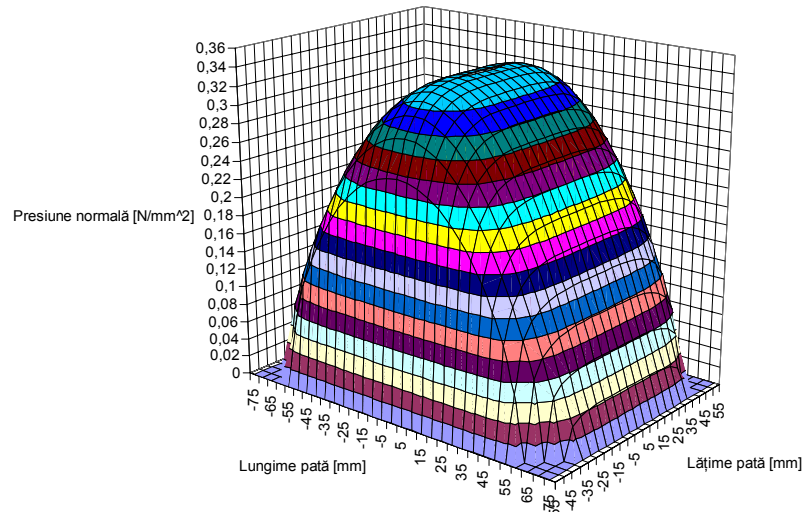


Fig. 6.31 Distribuția teoretică E.T.A. – D.S.L. a tensiunilor normale în pata de contact, încercarea nr. 2

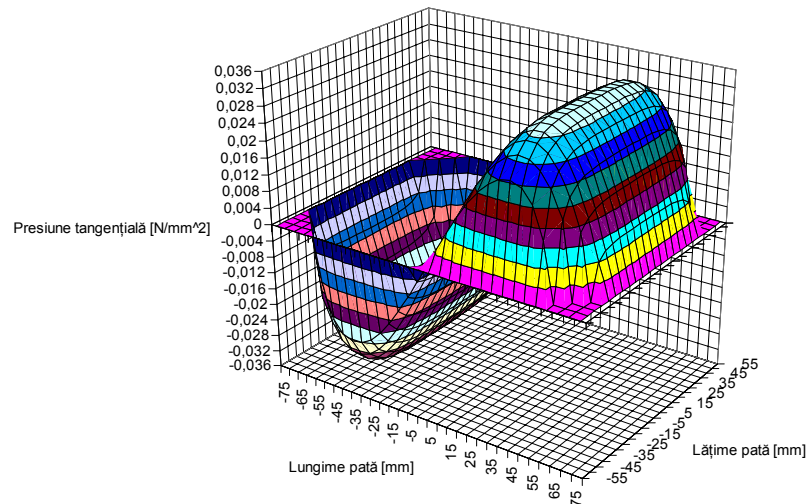


Fig. 6.32 Distribuția teoretică E.T.A. – D.S.L. a tensiunilor tangențiale în pata de contact, încercarea nr. 2

C. Prelucrarea datelor înregistrate la seria de încercări nr. 3

Caracteristic încercării nr. 3 au fost raza liberă 289 mm, raza statică 280 mm, semilungimea petei 75 mm și semilățimea petei de 50 mm. Analiza a urmărit doar metodele teoretice cu cel mai constant nivel de încredere obținut anterior, figurile 6.33. .. 6.36

O concluzie generală a acestui paragraf o reprezintă confirmarea metodelor E.T.A., E.F.A. și a distribuției parabolice ca metode cu nivel înalt de încredere pentru

studiul distribuției longitudinale a presiunilor la contactul static roată cu pneu cale tare de rulare, precum și confirmarea metodelor D.S.L. și Hertz (semieliptic) pentru studiul distribuțiilor transversale a presiunilor în pata de contact.

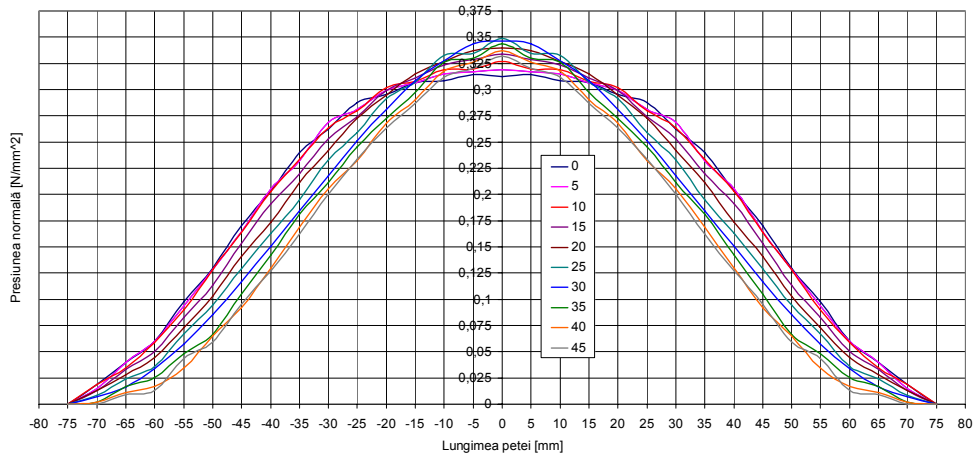


Fig. 6.33. Distribuția tensiunilor normale măsurate în secțiuni pe lungimea petei, încercarea nr. 3

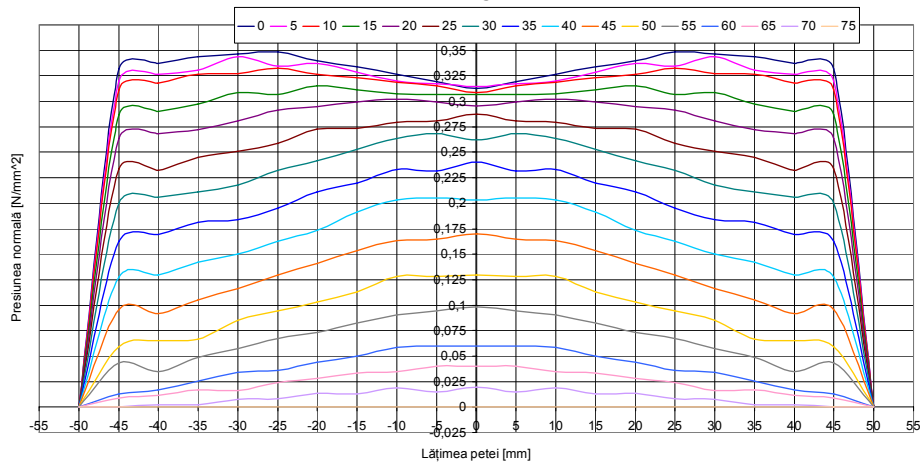


Fig. 6.34. Distribuția tensiunilor normale măsurate în secțiuni pe lățimea petei, încercarea nr. 3

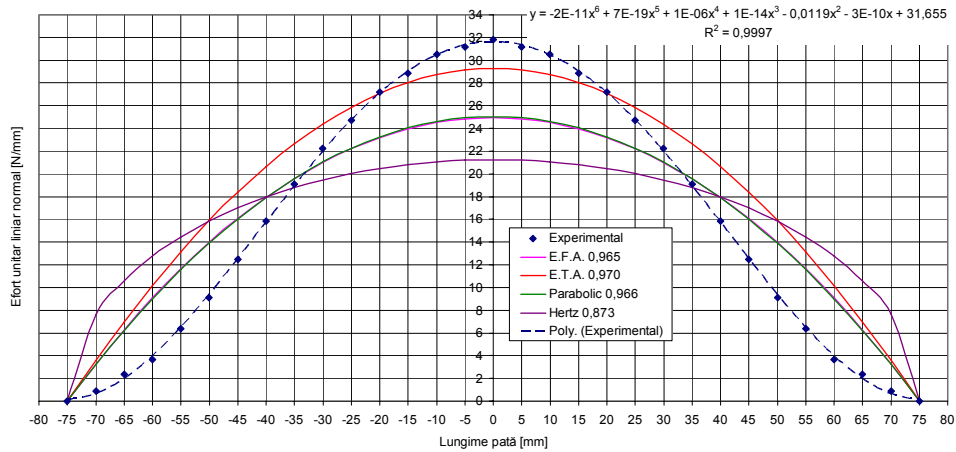


Fig. 6.35. Analiza distribuției longitudinale a tensiunilor normale, încercarea nr. 3

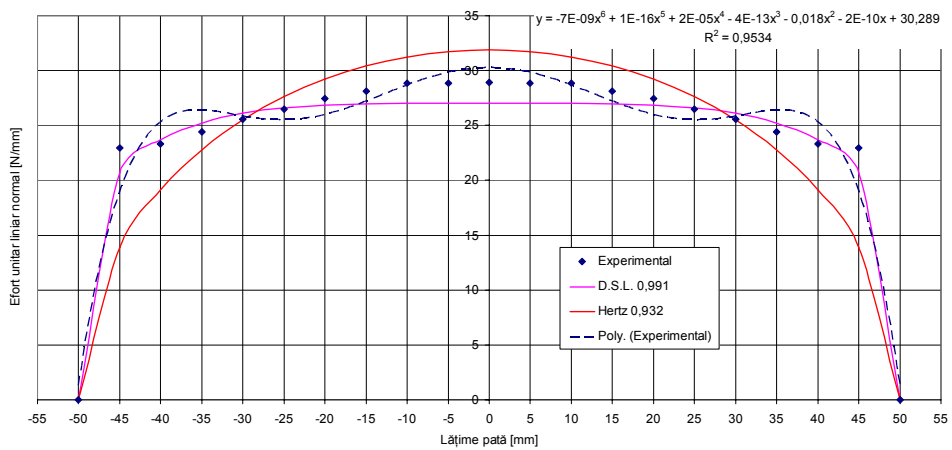


Fig. 6.36 Analiza distribuției transversale a tensiunilor normale, încercarea nr. 3

6.3 (D1) Determinarea experimentală a rigidității radiale a pneului

S-au efectuat 9 încercări primele 5 la o presiune a aerului de 2 bari, după care câte una pentru presiunea aerului de 1,6; 1,8; 2,2 și 2,4 bari. Frecvența de înregistrare a fost de 20 Hz. Printr-o încercare înțelegând o încărcare până la o sarcină maximă oarecare și o descărcare până la sarcină zero, proces pe durata căruia s-au achiziționat date cu privire la mărimea sarcinii și mărimea deformației radiale.

În figura 6.37. se prezintă rezultatele experimentale înregistrate de sistemul de achiziție pentru toate cele 9 măsurători amintite anterior.

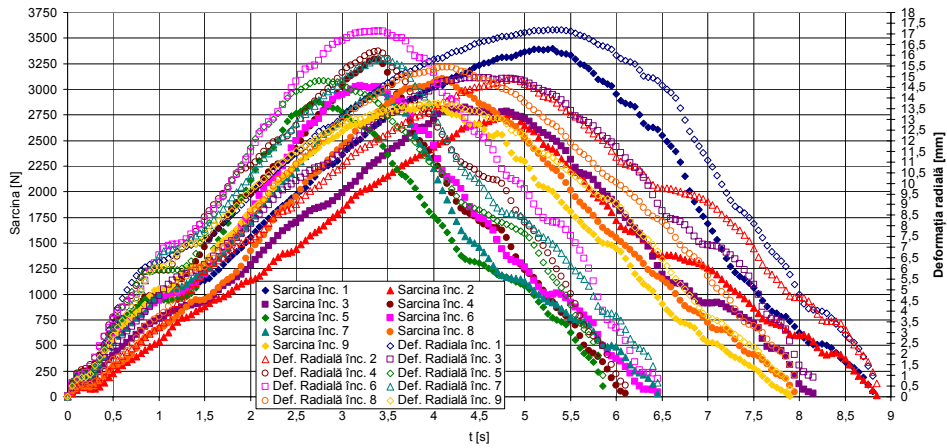


Fig. 6.37 Variația sarcinii și a deformației pe durata încercărilor

Prin prelucrarea datelor determinate s-a urmărit stabilirea coeficienților de rigiditate atât a celui linear instantaneu (relația 2.33) cât și a coeficienților de rigiditate ca parametri ai parabolei de regresie a dependenței sarcină - deformație (relația 2.32.). De asemenea s-a urmărit influența sarcinii și a presiunii aerului din pneu asupra acestor coeficienții de elasticitate ai pneului precum și abaterea acestora față de valorile lor globale obținute în cadrul încercării efectuate static.

În figura 6.38 se prezintă caracteristica de deformație a pneului, la presiunea aerului de 2 bari, analizată linear. S-a obținut o variație a coeficientului de rigiditate radială în domeniul 166,56 ... 184,94 N/mm, cu o valoare medie de 176,41 N/mm. În analiza statică s-a ajuns la o concluzie în ceea ce privește coeficientul de rigiditate global linear concretizată de relația 6.3., conform acesteia valoarea coeficientului de rigiditate global linear la presiunea de 2 bari este 202,4 N/mm. Se observă o abatere de 13 % justificată de comportamentul observat al pneului pe durata încărcării și anume deformația pneului crește accelerat cu sarcina pentru sarcini mici după care această accelerare se diminuează tinzând asimptotic la zero, vezi figura 6.39

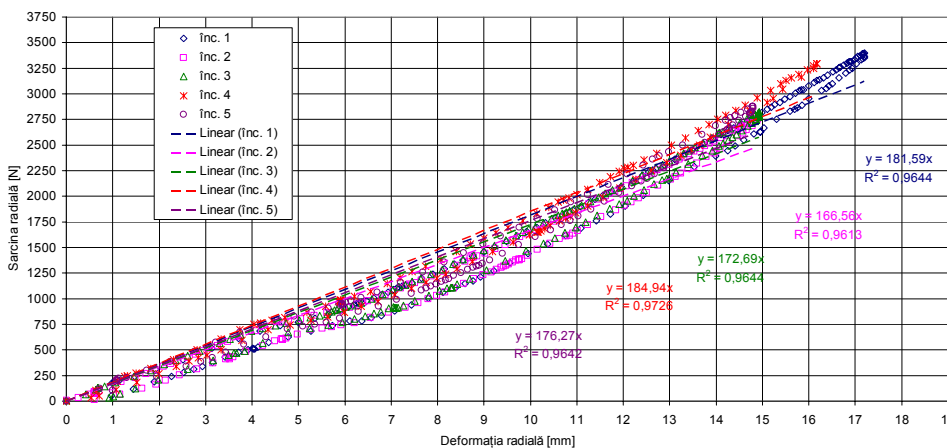


Fig. 6.38 Caracteristica de deformație (liniară) a pneului la p = 2 bari

Același mod de deformare s-a observat pentru toate încercările efectuate în cadrul acestei analize. Aceasta se datorează modului de așternere a benzii de rulare pe cale, aceasta prezentând o curbă transversală, astfel până la atingerea lățimii maxime a benzii de rulare de către pata de contact deformația radială este accelerată după care, când sarcina este preluată doar pe lungimea petei, viteza de deformare tinde la o valoare constantă, valoare ce depinde de tipul de pneu și presiunea aerului din pneu.

În baza acestei explicații valoarea de coeficient de rigiditate mai mare, reprezintă o semnificație sporită obținută din raportul mărimilor globale, deoarece în funcționare pneul suferă deformații pentru un domeniu de sarcinii ridicat aflat către valoarea s-a nominală.

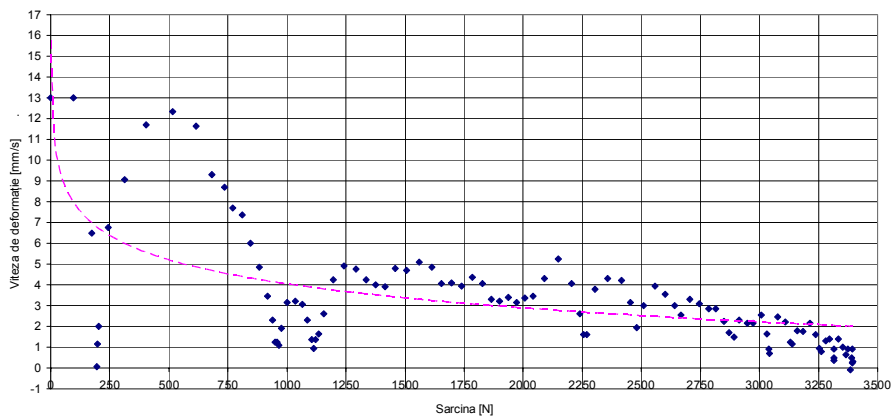


Fig. 6.39 Caracteristica vitezei de deformație corespunzătoare încercării 1 Încărcare

În ceea ce privește fenomenul de histerezis acesta este clar evidențiat în toate încercările efectuate. De asemenea se observă clar, figurile 6.38, 6.40. .. 6.42., influența sarcinii asupra comportamentului la deformare al pneului precum și influența semnificativă a presiunii aerului din pneu asupra comportamentului la deformare radială al pneului, cu creșterea presiunii cresc coeficienții ce definesc comportamentul elastic al pneului.

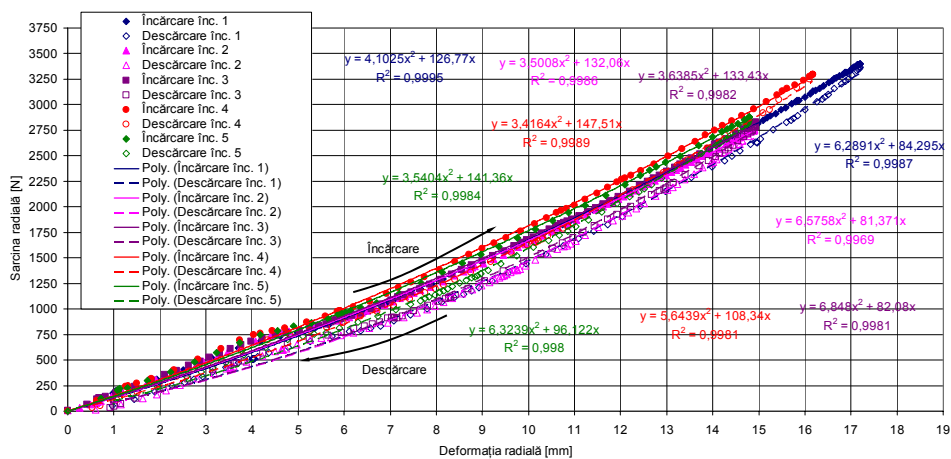


Fig. 6.40 Caracteristica de deformație (parabolică) a pneului la p = 2 bari

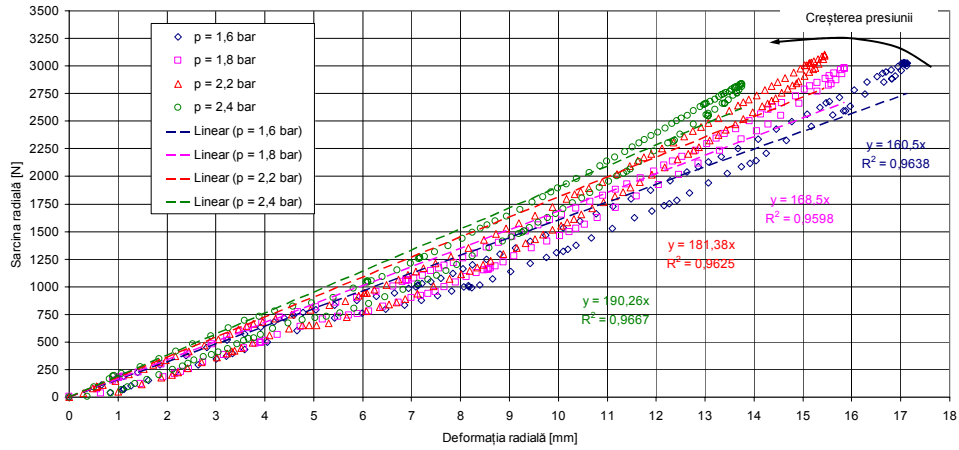


Fig. 6.41. Caracteristica de deformatie (liniara) a pneului la p = 1,6; 1,8; 2,2 și 2,4 bari

În vederea stabilirii influenței histerезisului radial asupra rezistenței la rulare a pneului se acceptă modelul distribuției longitudinale dat de metodele mecanice echivalente E.T.A. și E.F.A.

Pentru stabilirea presiunilor în pata de contact se acceptă exprimarea acestora prin relațiile 3.16., adică dependenți de coeficienții relativi de elasticitate.

Coeficienții relativi de elasticitate exprimă legătura dintre sarcina relativă G/G_{max} și deformația relativă δ_z/δ_{zmax} . În figurile 6.42 și 6.43 se prezintă caracteristicile de deformatie precum și influența sarcinii și a presiunii aerului din pneu asupra lor.

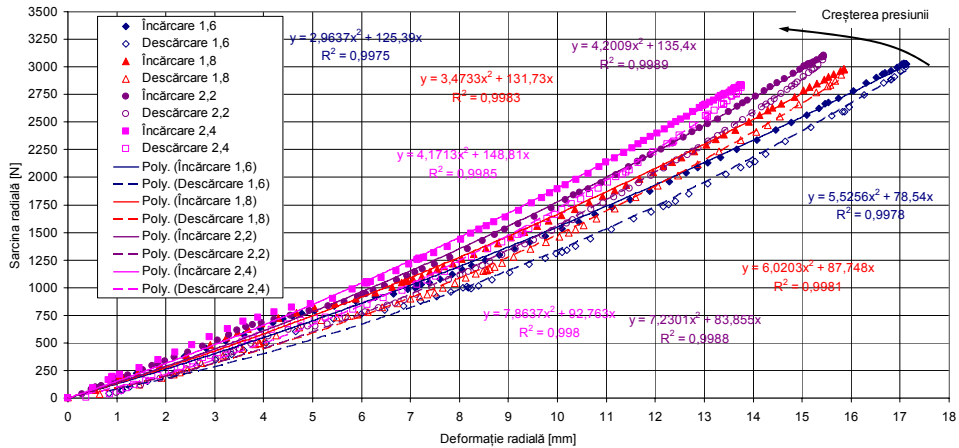


Fig. 6.42. Caracteristica de deformatie (parabolică) a pneului la p = 1,6; 1,8; 2,2 și 2,4 bari

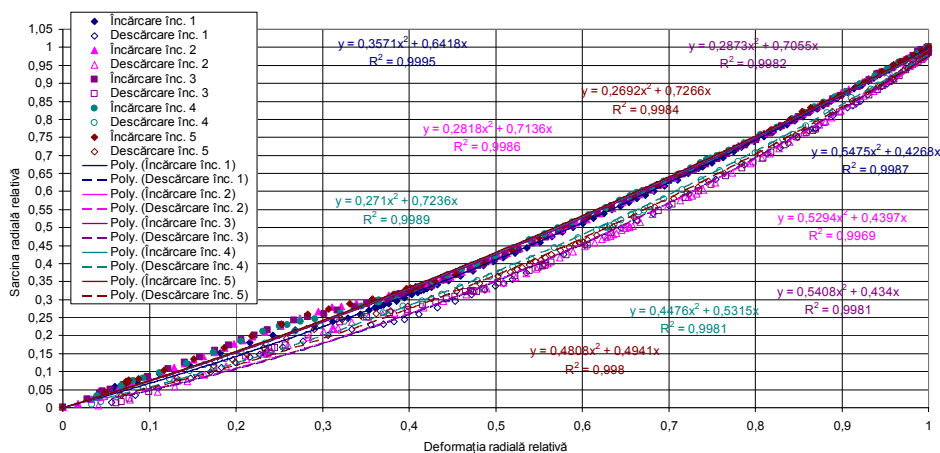


Fig. 6.43. Caracteristica de deformație relativă [mm] funcție de sarcina aplicată [N]

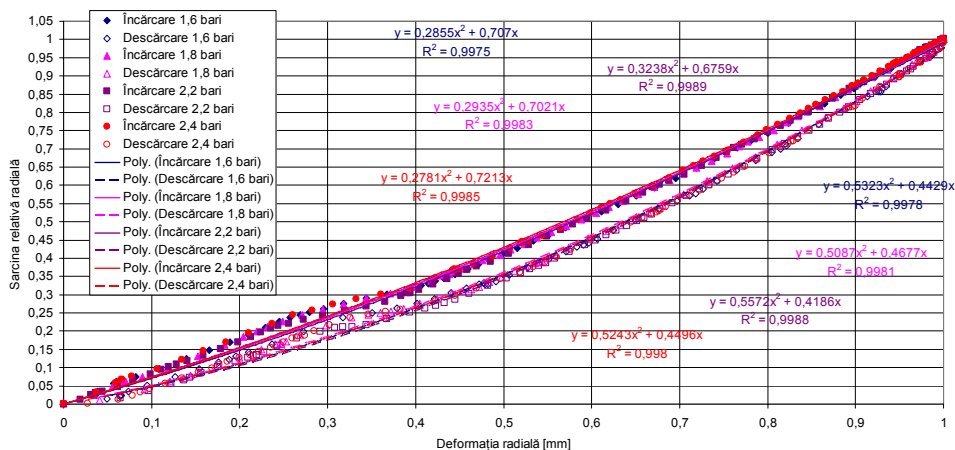


Fig. 6.44. Caracteristica de deformație relativă [mm] funcție de presiunea aerului din pneu [bar]

O observație și o concluzie deosebită reiese din această analiză și anume sarcina dar și presiunea aerului din pneu nu influențează valoarea coeficienților relativi de elasticitate ai pneului, figura 6.45.

Coeficienții relativi de elasticitate obținuți pentru pneul analizat sunt prezentați în tabelul 6.3.

Tabelul 6.3.

Coeficient de elasticitate	Direcția solicitării	
	Comprimare (încărcare)	Destindere (descărcare)
k_1	0,3	0,53
k_2	0,7	0,47

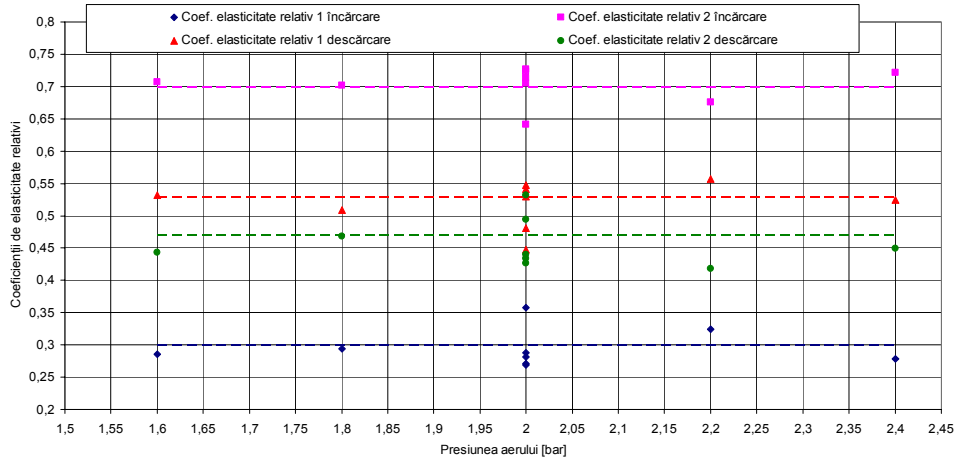


Fig. 6.45 Variația coeficienților relativi de rigiditate funcție de presiune a aerului

Astfel acceptând modelele E.F.A. și E.T.A. pentru distribuția longitudinală a presiunilor putem exprima variația presiunii radiale, relațiile 3.16, unde pentru valoarea maximă a presiunii se utilizează expresia 3.37. Atunci expresiile 3.38. ne oferă variația presiunii normale și tangențiale în pata de contact, diferențiat pe partea frontală a petei față de jumătatea posterioară a acesteia diferență dată de valorile diferite ale coeficienților de rigiditate pe comprimare respectiv destindere.

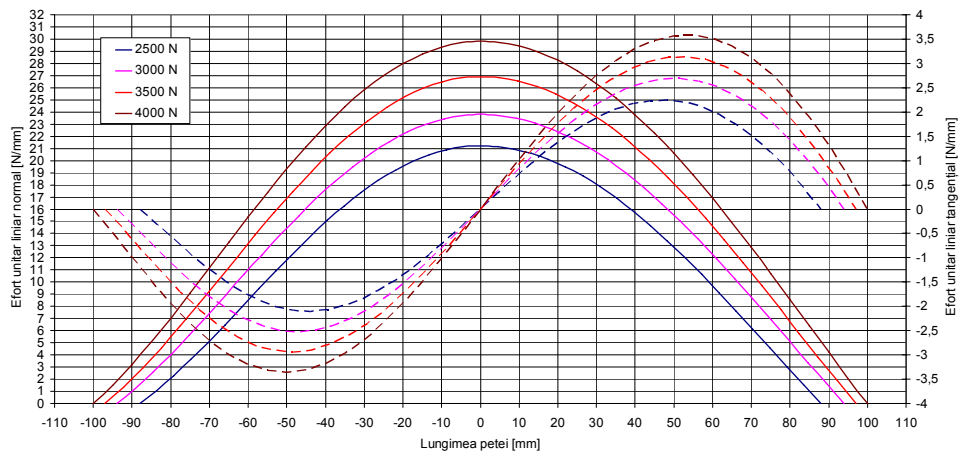


Fig. 6.46. Influența sarcinii asupra variației tensiunilor normale și tangențiale în pata de contact

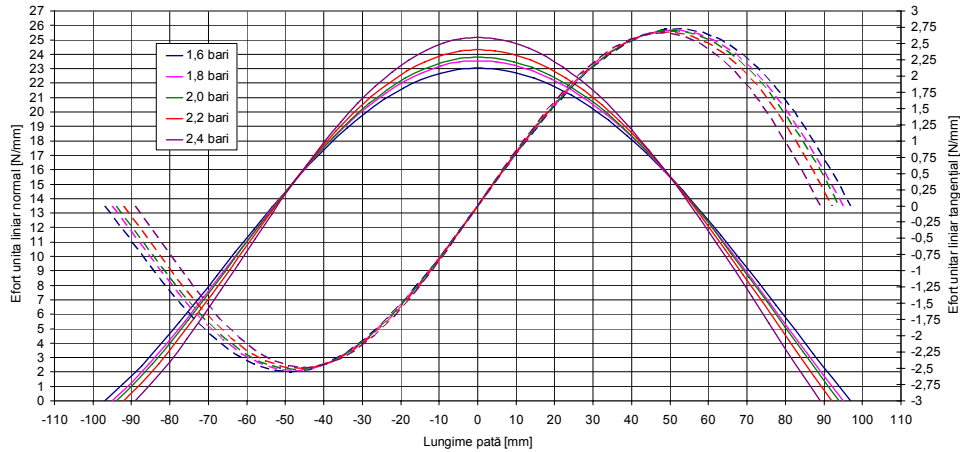


Fig. 6.47. Influența presiunii aerului din pneu asupra variației tensiunilor normale și tangențiale în pată

În figurile 6.46. și 6.47. este reprezentată influența fenomenului de histererez asupra modului de variație al tensiunilor normale și tangențiale în pată, precum și influența sarcinii și a presiunii aerului din pneu asupra acestei variații.

O extrem de importantă concluzie a acestei analize o reprezintă variația presiunii normale, respectiv faptul că valoarea maximă a acesteia nu se regăsește în prima jumătate a petei de contact, așa cum schematic este ea reprezentată în literatura de specialitate, ci faptul că alura curbei de variație pe prima jumătate a petei diferă față de jumătatea posterioară a acesteia, determinând astfel o poziționare spre înainte a rezultantei acestor tensiuni respectiv a reacțiunii normale a căii.

O importantă concluzie o reprezintă faptul că deformația radială diferențiată nu determină o rezistență la rulare doar prin mutarea spre înainte a reacțiunii normale ci, și extrem de important – aproape în egală măsură, și distribuția diferențiată a tensiunilor tangențiale determină apariția unei rezultante nenule care se opune rostogoliri roți.

Prelucrarea graficelor 6.46 și 6.47 aplicând metode grafo analitice ne permit stabilirea poziției rezultantei reacțiunii normale față de centrul petei, respectiv mărimea reacțiunii tangențiale.

Determinarea poziției reacțiunii normale a presupus rezolvarea grafo-analitică a următoarei ecuații:

$$x_{Gz} = \frac{\int_{-b}^b x \cdot p_z(x) \cdot dx}{\int_{-b}^b p_z(x) \cdot dx} \quad (6.4)$$

Respectiv determinarea mărimii reacțiunii tangențiale a presupus rezolvarea grafo-analitică a ecuației:

$$X = \int_{-b}^b p_x(x) \cdot dx \quad (6.5)$$

110 Cercetări experimentale privind interacțiunea roată cu pneu – cale de rulare- 6

În urma analizei se obțin doi coeficienți de rezistență la rulare datorat histeresisului radial al pneului și anume:

$$f_z = \frac{X_{Gz}}{r_s}$$

$$f_x = \frac{X}{G_R}$$

$$f = f_z + f_x \tag{6.6}$$

Unde: f_z – coeficient de rezistență la rulare datorat deplasării punctului de aplicație al reacțiunii normale;

f_x – coeficient de rezistență la rulare datorat distribuției diferențiate a tensiunilor tangențiale în pata de contact;

r_s – raza statică a roții;

G_R – sarcina totală pe roată;

f – coeficient global de rezistență la rulare.

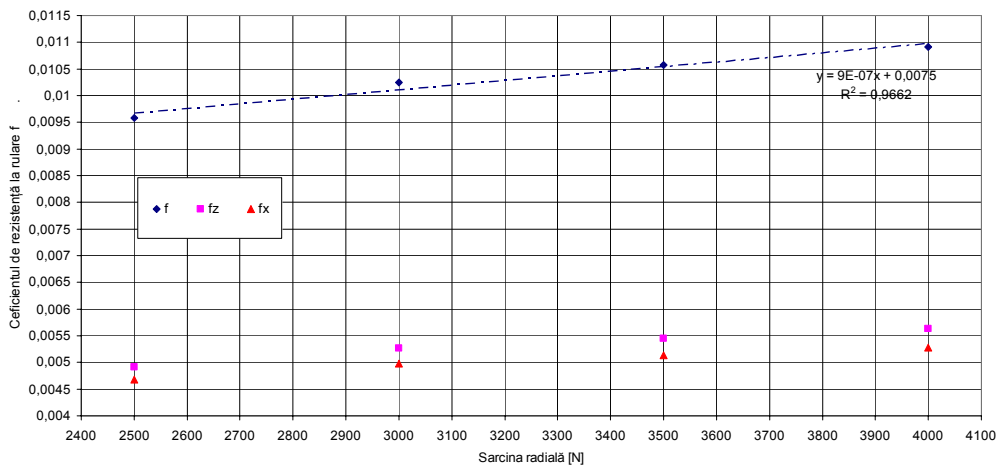


Fig. 6.48. Dependența coeficientului de rezistență la rulare a pneului de sarcină ($p_{\text{aer}} = 2$ bari)

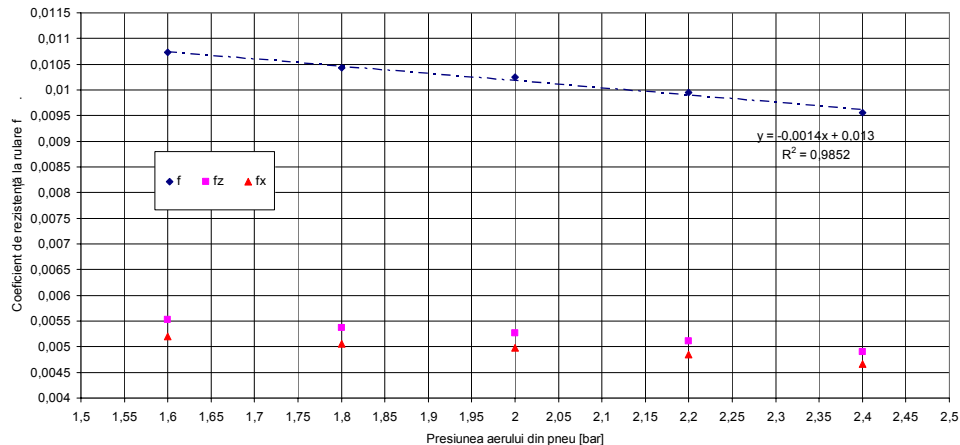


Fig. 6.49. Dependența coeficientului de rezistență la rulare de presiune a aerului din pneu

Figurile 6.48 și 6.49 prezintă rezultatele obținute pe pneul analizat în ceea ce privește influența sarcinii și a presiunii aerului din pneu asupra coeficienților de rezistență la rulare datorati fenomenului de histerezis radial. Se observă că coeficientul de rezistență la rulare are o tendință ușoară de creștere cu mărirea sarcinii precum și prezintă un trend descrescător cu creșterea presiunii aerului din pneu, observații, de altfel, menționate și de literatura de specialitate. De asemenea se observă că variația coeficientului de rezistență la rulare datorat reacțiunii tangențiale are un trend similar celui datorat deplasării reacțiunii normale cu valori insignifiante mai mici.

O concluzie importantă însă o reprezintă valoarea obținută pentru pneul analizat și anume o mică variație în jurul valorii de 0,01. Valoare cu 50% mai mică decât valorile date de literatura de specialitate pentru coeficientul de rezistență la rulare pe o cale nedeformabilă. Explicația acestei observații poate avea mai multe aspecte, și anume:

- măsurătorile au fost efectuate în condiții de laborator eliminându-se practic toate celelalte influențe corespunzătoare rulării autovehiculului;
- nu se ține cont de celelalte deformări ale pneului, care la rândul lor prezintă histerezis, cu toate că ponderea acestora este evident mult inferioară ponderii date de deformația principală respectiv cea radială;
- erori de măsurare – cu toate că acestea pot fi eliminate datorită constanței acestei concluzii pe durata tuturor măsurătorilor;
- alte aspecte care determină rezistență la rulare cum ar fi rularea cu un anumit grad de alunecare sau patinare.

6.4 (D2) Determinarea experimentală a interacțiunii dinamice roată cu pneu – cale de rulare

Toate încercările au presupus încărcarea inițială cu sarcina radială, menținerea o scurtă perioadă de timp a acestei solicitări după care încărcarea roții cu moment. Achiziția s-a realizat la o frecvență de 20 Hz și o eșantionare egală cu 1. Ținând cont de cele anterioare și de faptul că s-au înregistrat concomitent șapte semnale reiese o nesincronizare între acestea de 1/2000 secunde, ca atare o

valoare maximă de 7/2000 secunde abatere de timp între primul semnal și ultimul achiziționat. Valoarea abaterii de nesincronicitate este foarte mică pentru procesul analizat deci neglijabilă în analiză.

Datorită volumului mare de date, precum și datorită faptului că fenomenele analizate nu se desfășoară cu viteze foarte mari și deasemenea și în vederea uniformizării mărimilor măsurate, după achiziția propriu-zisă și înainte de prelucrarea lor s-au mediat valorile pe ecarturi de câte 10.

În figura 6.50 se prezintă variația mărimilor înregistrate pentru o încercare de tipul A.

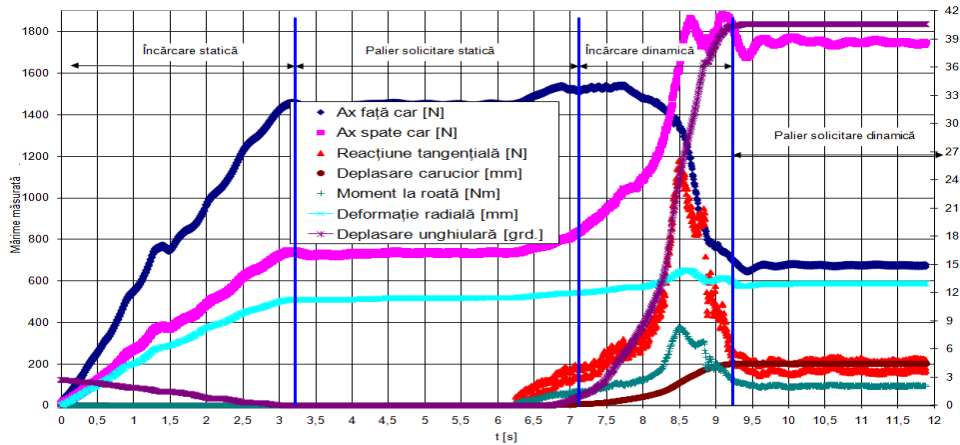


Fig. 6.50. Spectrul înregistrat la o încercare tip A

Din diagrama 6.50 deosebim cele patru zone caracteristice de măsurători: încărcare; palier solicitare statică; încărcare dinamică și palier solicitare dinamică; precum și variația corespunzătoare acestor zone a celor șapte parametri urmăriți: reacțiunea pe axul față al platformei mobile (Z_f); reacțiunea pe axul spate al acesteia (Z_s); forța tangențială în axul pistonului de frână hidraulică (X); momentul în axa roții (M_R); deplasarea platformei mobile (x); deformația radială a roții precum (Δz) și deplasarea unghiulară a acesteia (θ).

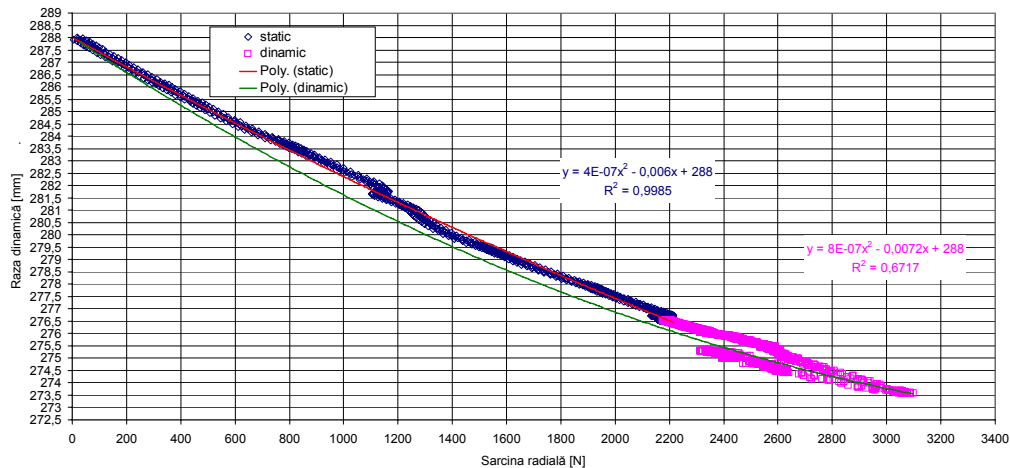


Fig. 6.51. Variația razei statice și dinamice cu sarcina radială, încercare tip A

Având măsurată deformația radială și cunoscând raza nominală ($r_0 = 288$ mm) se determină raza dinamică a roții, astfel în figura 6.51 se reprezintă variația razei dinamice cu sarcina pe durata solicitării putând diferenția variația acesteia pe durata solicitării cu sarcină radială de variația acesteia pe durata solicitării și cu moment de antrenare, practic obținem variațiile razei statice și respectiv dinamice ale roții cu sarcina radială. Se observă influența acțiunii momentului asupra razei dinamice, și anume o ușoară scădere a acesteia față de mărimea razei statice în condiții similare de solicitare radială (în medie raza dinamică este cu 0,5 mm mai mică decât raza statică), observație cunoscută din literatura de specialitate.

Cunoscând variația momentului de antrenare a roții și a razei dinamice obținem variația forței la roată (forța tangențială dezvoltată de roată în pata de contact), corespunzător unei propulsii fără alunecare/patinare aceasta ar trebui să fie egală cu valoarea reacțiunii tangențiale a căii de rulare, în speță cu forța măsurată de captorul dinamometric situat pe axa pistonului cilindrului hidraulic de frână. În figura 6.52 se prezintă variația forței la roată și a reacțiunii tangențiale pe durata solicitării cu moment a roții cu pneu, cazul încercării de tipul A.

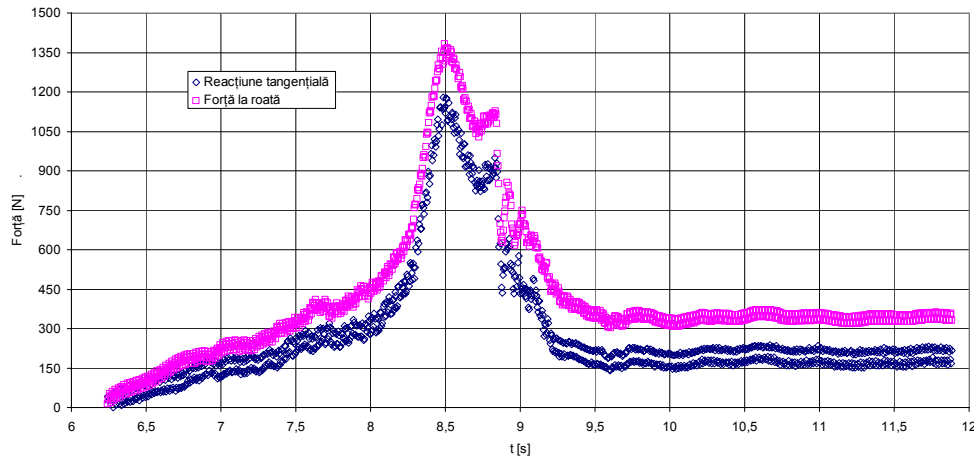


Fig. 6.52. Variația forței la roată și a reacțiunii tangențiale, încercare tip A

O interesantă observație o reprezintă diferența aproape uniformă dintre forța la roată și reacțiune tangențială. Explicațiile acestei diferențe poate avea următoarele conotații: inerția platformei mobile, inerția roții, rezistența la rulare a platformei mobile sau histerezisul tangențial al roții cu pneu. Probabil că toate aspectele amintite mai sus sunt responsabile de diferența dintre cele două mărimi mecanice, dar deoarece platforma rulează pe roți metalice prevăzute cu rulmenții radialii rezistența la rulare a acestora este neglijabilă, în ce privește inerția platformei avem masa platformei care este mică (cca. 4 kg) iar accelerația mișcării (obținută prin derivarea grafo-analitică de două ori a deplasării măsurate a platformei) este prezentată în figura 6.53 și se observă că are o variație medie (linia roșie punctată = media câte zece) cuprinsă în domeniul $-3 \dots +3 \text{ m/s}^2$, ceea ce determină o forță inerțială de maxim 12 N neglijabilă (circa 5%) în contextul variației diferenței dintre forța la roată și reacțiunea tangențială a căii, în ce privește inerția roții la un moment de inerție polar de circa $0,7 \text{ kgm}^2$ și o accelerație unghiulară prezentată în figura 6.53. linia verde de $-7 \dots +7 \text{ rad/s}^2$, se reduce o forță în cale de circa 16 N de asemenea neglijabilă. Astfel se poate concluce, cu ridicat nivel de încredere, că diferența dintre cele două mărimi mecanice măsurate

(forța la roată și reacțiunea tangențială) se datorează preponderent fenomenului de histerzis tangențial.

În figura 6.54. se prezintă influența momentului motor asupra lucrului mecanic dezvoltat de roată și transmis căii, precum și a pierderii cumulate de energie pe durata încercării (tip A) datorată fenomenului de histerzis.

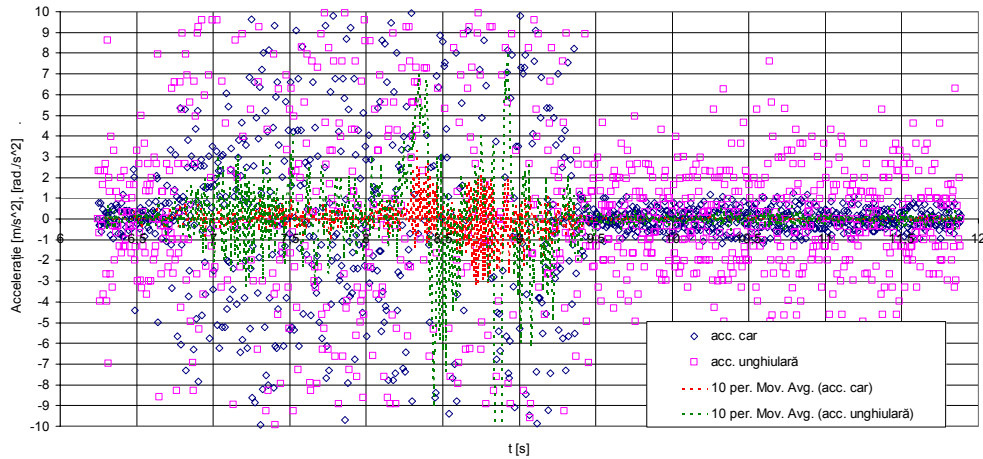


Fig. 6.53. Variația accelerației liniare instantanee și medii a platformei mobile, încercare tip A

Pentru calculul lucrului mecanic s-au utilizat relațiile:

$$L_{dezzvoltat\ i} = \frac{M_{Ri+1} + M_{Ri}}{2} \cdot (\theta_{i+1} - \theta_i)$$

$$L_{transmis\ i} = \frac{X_{i+1} + X_i}{2} \cdot (x_{i+1} - x_i) \quad (6.7)$$

$$L_{pierdut\ k} = \sum_{i=1}^k (L_{dezzvoltat\ i} - L_{transmis\ i}), \quad k = 1..n$$

Unde: i – iterația mărimii măsurate;

n – număr natural corespunzătoare tuturor valorilor măsurate.

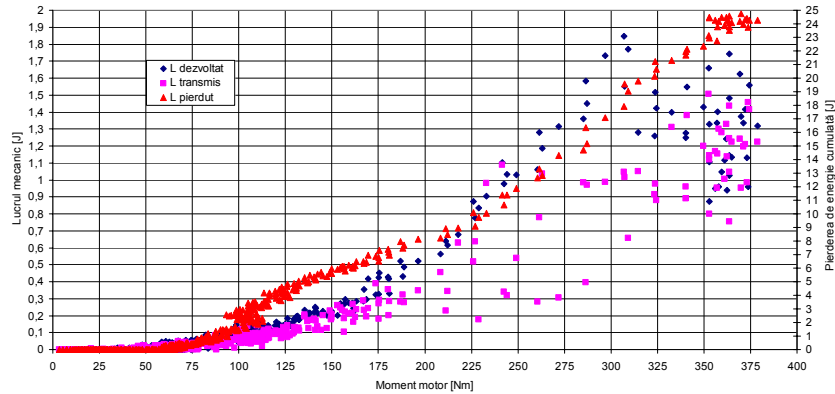


Fig. 6.54. Variația lucrului mecanic cu momentul motor, încercare tip A

Figura 6.54. ne oferă pierderea de energie prin histerezis, corespunzătoare încercării de tip A, și anume circa 25 J, energie care se transformă în căldură și se cedează mediului. Această pierdere de energie generează rezistență la rularea roții.

Pe lângă rezistența la rulare datorată histerezisului tangențial (a cărei pondere este totuși mică), la roata motrică, datorită dispunerii în planul petei de contact a presiunilor normale și tangențiale precum și a influenței asupra acestora a histerezisului radial mai apare o componentă care determină rezistență la rulare. Acest aspect a fost analizat pornind de la faptul că se cunoaște lungimea dintre axele platformei mobile și reacțiunile pe cele două axe se obține astfel poziția instantanee față de oricare axă a rezultantei normalei roții, știind deplasarea platformei obținem ecartul „a” dintre poziția normalei și axa roții, cunoscând, de asemenea, și variația razei dinamice obținem variația coeficientului de rezistență la rulare precum și influența asupra acestuia a diverse mărimii măsurate.

În figura 6.55 se prezintă influența momentului la roată asupra coeficientului de rezistență la rulare. Se observă o creștere inițială accelerată a coeficientului de rezistență la rulare cu inițierea mișcării datorită acțiunii momentului după care o variație a acestuia în jurul unei valori medii, în acest caz circa 0,025. Ținând cont de faptul că acest mod de determinare al coeficientului de rezistență la rulare include toate componentele formatoare ale acestuia, valoarea obținută (situată între limitele altor cercetări similare) conferă o încredere ridicată modului de analiză.

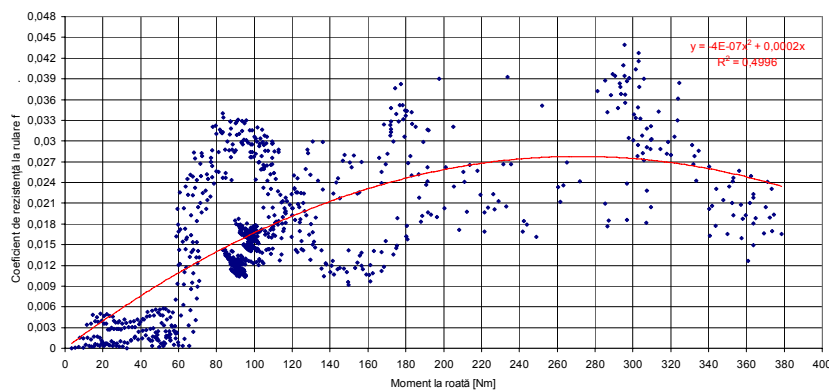


Fig. 6.55. Influența momentului motor asupra coeficientului de rezistență la rulare

În analiza paragrafului anterior s-a concluzionat că histerezisul radial determină un coeficient de rezistență la rulare a roții cu pneu în jurul valorii de 0,01 ca atare putem aprecia că în ceea ce privește rezistența la rulare aceasta are două componente cu pondere aproximativ egală și anume o componentă a histerezisului radial și o componentă mai complexă ce cuprinde: histerezisul tangențial și influența momentului.

În cadrul acestor prelucrări s-au mai urmărit aspecte legate de cinematica mișcării, astfel încercările de tip A aparent fără patinare au prezentat o neobișnuită caracteristică cinematică. În figura 6.56 se prezintă deplasarea reală a platformei mobile (x), deplasarea virtuală a acesteia ($\theta \cdot r_d$), precum și vitezele liniare reale și virtuale obținute prin derivarea grafo-analitică a deplasărilor menționate anterior. Se observă că deși deplasările aproape se suprapun pe durata întregii încercării – ceea ce denotă un caracter neutru al deplasării, totuși vitezele liniare (liniile punctate roșii și verzi de pe grafic) prezintă variații relative alternative ceea ce denotă o rulare și cu alunecare și cu patinare. În această situație vorbim practic de micro-alunecări și patinări caracteristice deformațiilor elastice tangențiale ale pneului în pata de contact cu calea de rulare.

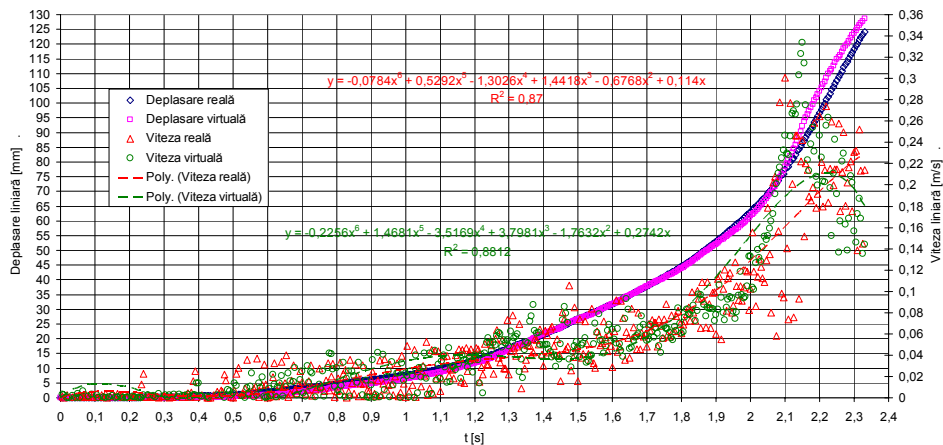


Fig. 6.56. Deplasarea și viteza reală și virtuală a roții, încercare tipul A

Pentru a evidenția modul în care s-a realizat propulsia neutră a roții și momentul în care aceasta rulează cu micro-alunecare respectiv cu micro-patinare se prezintă, figura 6.57., variația razei de rulare relativ la raza dinamică funcție de momentul de torsiune al roții. Se observă o variație a razei de rulare datorită deplasării foarte mici a roții.

Calculul razelor s-a realizat utilizând relațiile:

$$r_{di} = r_o - \Delta z_i$$

$$r_{ri} = \frac{x_{i+1} - x_i}{\theta_{i+1} - \theta_i} \quad (6.8)$$

Astfel se observă că inițierea mișcării are loc cu patinare după care rulare se realizează prin alunecare urmând o zonă neutră, iar cu creșterea momentului se instaurează o rulare cu o ușoară patinare. Explicația acestui comportament ține de momentul cinetic datorat momentului de inerție polar al roții precum și de

repoziționarea la inițierea angrenării cu moment a elementelor radiale de pneu datorată deformărilor unghiulare ale acestora, vezi figura 2.11

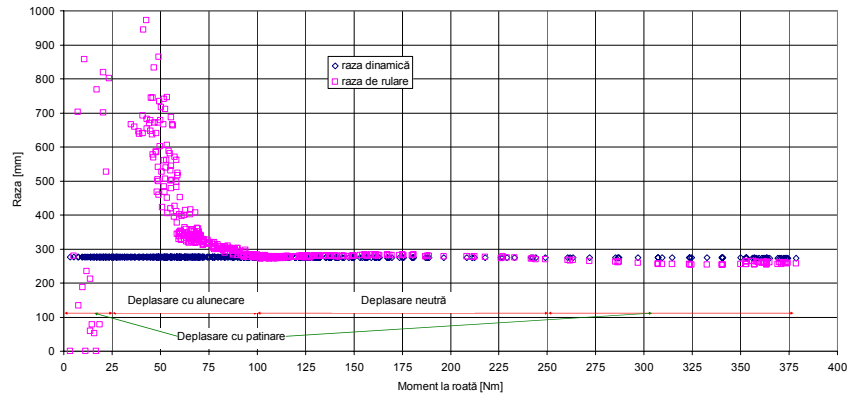


Fig. 6.57. Variația razei dinamice și de rulare cu momentul de angrenare

Roata prezentând rulare și cu patinare și cu alunecare ne permite să analizăm caracteristica de rulare a acesteia în ambele situații. Astfel din relațiile 2.1 și 2.2. obținem pentru cazul experimentat expresiile coeficienților de patinare respectiv alunecare:

$$c_a = \frac{x/r_d - \theta}{x/r_d} \tag{6.9}$$

$$c_p = \frac{\theta - x/r_d}{\theta}$$

Pentru calculul forței specifice avem raportul dintre reacțiunea tangențială, X , și reacțiunea normală, $Z = Z_f + Z_s$. Pentru evidențierea simetriei s-a luat în studiu variația în modul a reacțiunii tangențiale.

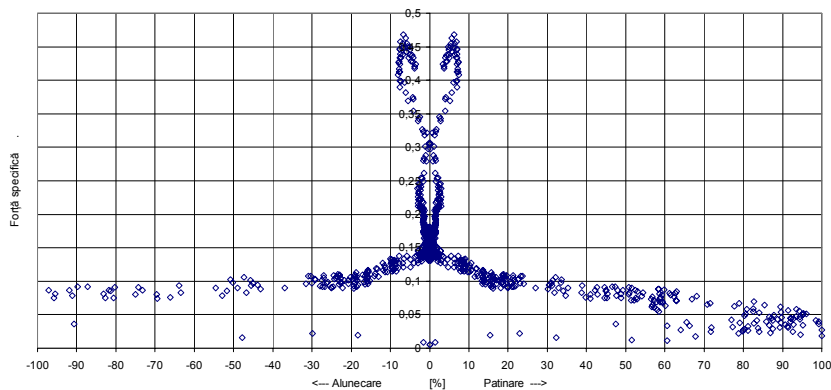


Fig. 6.58. Caracteristica de rulare experimentală, încercare tip A

Se observă din figura 6.58 simetria aproape exactă a caracteristicii de rulare, o ușoară diferență apare către patinare respectiv alunecare de 100% unde la patinare valoarea forței specifice, respectiv a coeficientului de frecare la alunecare, prezintă o valoare ușor mai diminuată față de cea de la alunecare. Diferență de altfel normală ce nu ține de cinematica mișcării ci de faptul că la patinarea (adică la propulsie) roții se opune o rezistență la rulare ce diminuează valoarea reacțiunii tangențiale comparativ cu rularea cu alunecare, caracteristică frânării.

Diferența dintre cele două caracteristici, la patinare respectiv la alunecare, este la urmă una neglijabilă ceea ce ne permite să acceptăm cu înalt nivel de încredere simetria acesteia.

O altă observație interesantă o reprezintă valorile forței specifice și anume valoarea de maxim precum și valoarea corespunzătoare patinării de 100%. De asemenea prezintă importanță și valoarea patinării pentru maximum forței specifice. Cu alte cuvinte coeficientul de frecare aderentă (coeficientul de aderență) este de circa 0,46 și se obține la o patinare de 8% iar coeficientul de frecare la alunecare (coeficientul lui Coulomb) este de circa 0,1. Valorile obținute nu se încadrează în plaja de mărimi dată de literatura de specialitate, adică un raport „coeficient de frecare” / „coeficient de aderență” de circa 0,8, în cazul nostru este 0,22, și de asemenea mărirea patinării la aderență de circa 10 – 30 % dată de literatură, în cazul analizat de noi este 8%.

Valoarea patinării la aderență nu prezintă o abatere semnificativă, în schimb raportul ϕ/μ da, explicația prezintă mai multe conotații, și anume:

- calculul de definiție al patinării și alunecării rezultând valori concrete și nu globale, date de calculul prin viteze;
- suprafața platformei mobile este din textolit, foarte lucioasă, ca atare cu un coeficient de frecare la alunecare mic;
- evidențierea faptului că la rulare prin angrenare a roții elastice nu doar procesul de frecare determină propulsie ci un complex de fenomene ce țin de modul de deformare și redistribuire a acestor deformări în cadrul pneului, mai precis al elementelor radiale ale acestuia.

Acceptând caracteristica de rulare experimental obținută s-a încercat modelarea acesteia utilizând expresiile oferite de câteva din modelele prezentate în paragraful 3.7., și anume modelul Kiencke – Daiss, relația 4.10., modelul Yi, relația 4.18, precum și modelul simplificat al lui Burchardt, relația 4.19. Aplicând condițiile la limită date de aceste modele, relațiile 4.11 ... 4.13 și 4.20. ... 4.22., s-au obținut următoarele relații pentru exprimarea caracteristicii de rulare:

- Modelul Kiencke – Daiss:

$$\gamma = \frac{16,799 \cdot c_p}{156,25 \cdot c_p^2 + 10,743 \cdot c_p + 1} \quad (6.10)$$

- Modelul Yi:

$$\gamma = \frac{0,0752 \cdot c_p}{0,0064 + c_p^2} \quad (6.11.)$$

Modelul Burchardt:

$$\gamma = 0,5107 \cdot \left(1 - e^{-52,15 \cdot c_p}\right) - 0,4107 \cdot c_p \quad (6.12.)$$

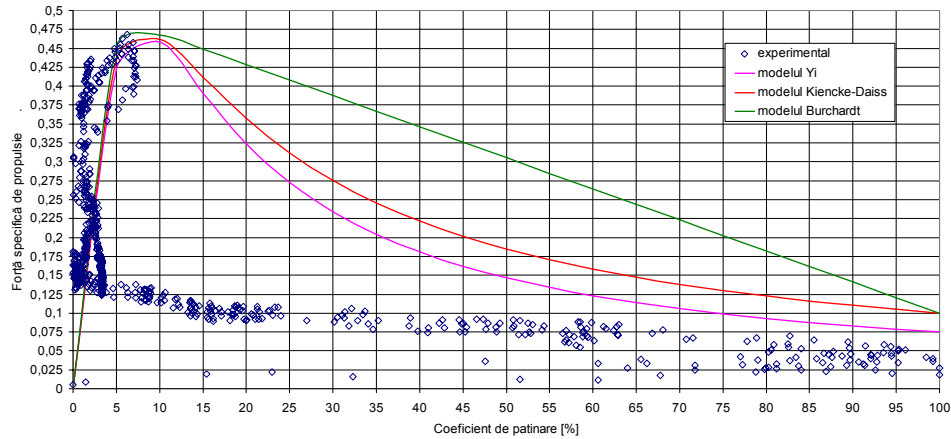


Fig. 6.59 Modelarea caracteristicii de rulare, încercare tip A

Se observă, figura 6.59, că pentru cazul de solicitare tip A modelul pentru caracteristica de rulare propus de Yi prezintă cea mai bună corelare.

Încercările tip B au parcurs același mod de analiză, similar celor tip A.

În figura 6.60 se prezintă variația mărimilor înregistrate pentru o încercare de tip B.

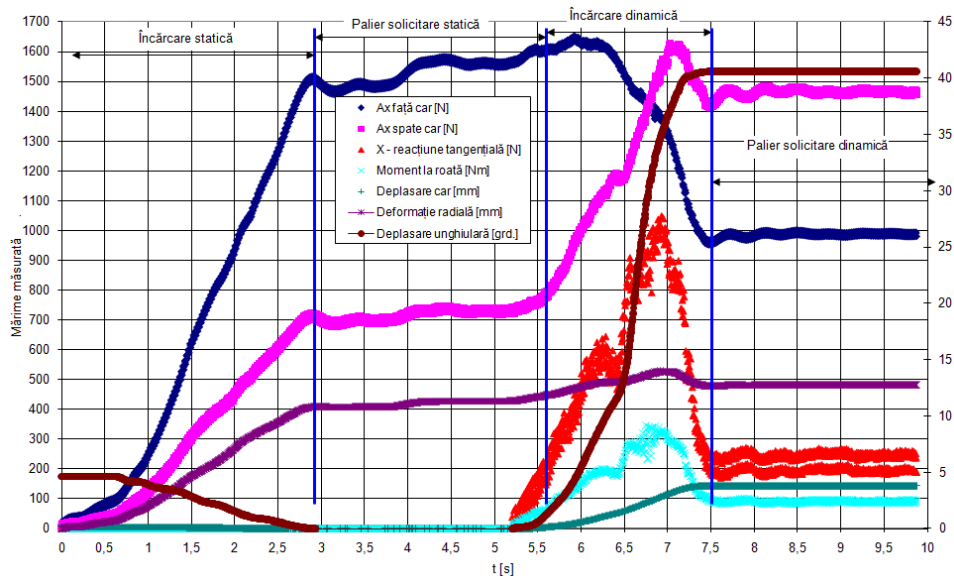


Fig. 6.60 Spectrul înregistrat la o încercare de tip B

În figura 6.61 se observă influența momentului de angrenare asupra razei dinamice, similar încercărilor anterioare, s-a constatat o reducere, în medie cu 1 mm, a razei dinamice comparativ cu valoarea statică a acesteia.

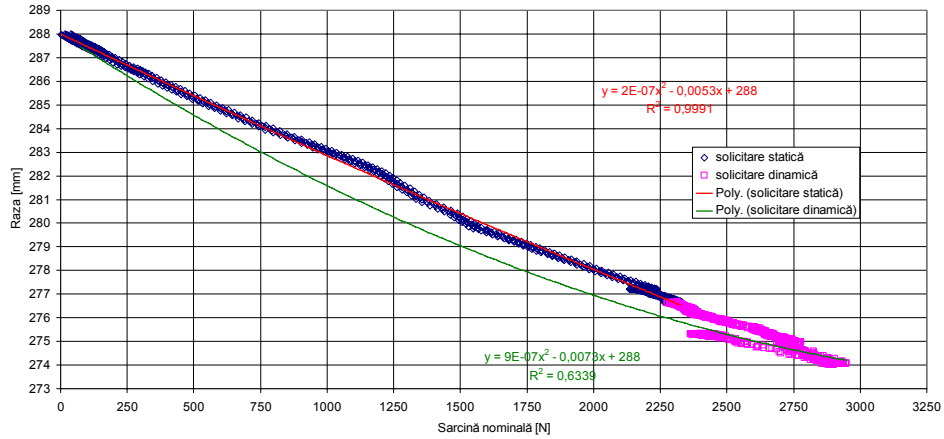


Fig. 6.61 Variația razei statice și dinamice cu sarcina radială

O altă diferență semnificativă în analiza încercărilor de tip B comparativ cu cele de tip A o reprezintă creșterea (de până la 2,5 ori) a energiei consumată prin histererezisul tangențial. Creșterea se datorează evident creșterii patinării roții, deci implicit a deformațiilor acesteia.

În figura 6.62 se prezintă variația forței reduse în pata de contact, a forței la roată, precum și variația forței transmise căii, respectiv a reacțiunii tangențiale pe durata solicitării.

Se observă că în medie reacțiunea tangențială se reduce cu circa 150 N, iar lucrul mecanic consumat atinge valoarea de 60 J, figura 6.63 Acest consum de energie determină o rezistență la rulare a cărei variație este prezentată în figura 6.64

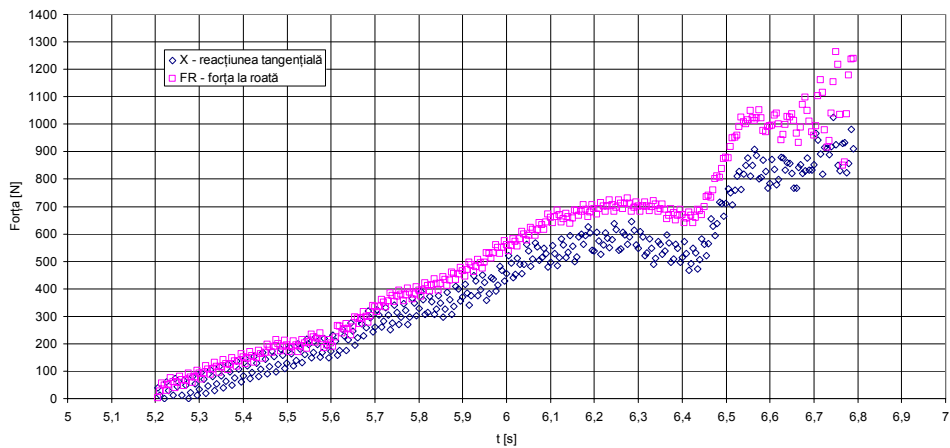


Fig. 6.62 Variația forței la roată și a reacțiunii tangențiale pe durata încărcării, încercare tip B

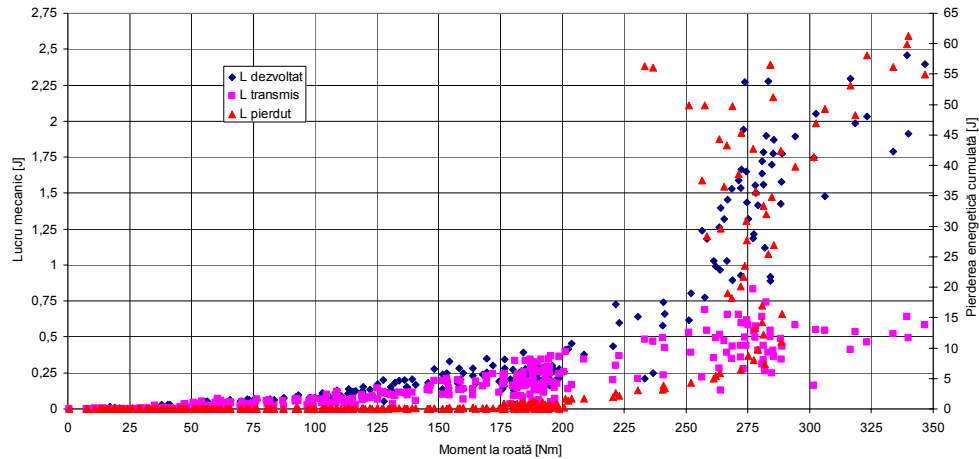


Fig. 6.63 Variația lucrului mecanic cu momentul de angrenare, încercare tip B

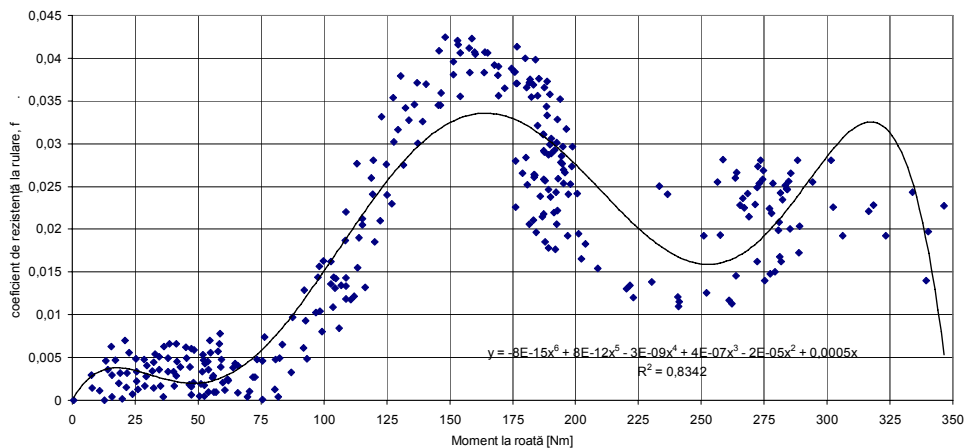


Fig. 6.64 Influența momentului motor asupra coeficientului de rezistență la rulare, încercare tip B

Se observă, figura 6.64, o valoare medie similară a coeficientului de rezistență la rulare, circa 0,025, cu cea observată la încercarea tip A. Din această observație se poate concluziona că patinarea efectivă nu influențează valoarea rezistenței la rulare, aceasta fiind influențată doar de deformațiile pneului și histeresisul aferent, corespunzător cazului analizat de lucrare și anume rularea roții cu pneu pe cale nedeformabilă.

În ceea ce privește analiza cinematicii mișcării la încercările de tip B, se observă imediat lipsa totală a rulării cu alunecare, figurile 6.65. și 6.66

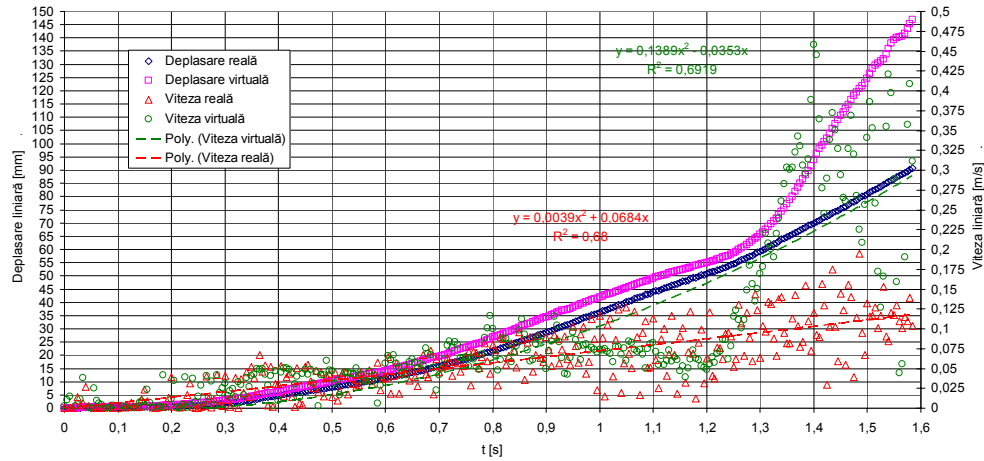


Fig. 6.65. Deplasarea și viteza liniară reală și virtuală a roții, încercare tip B

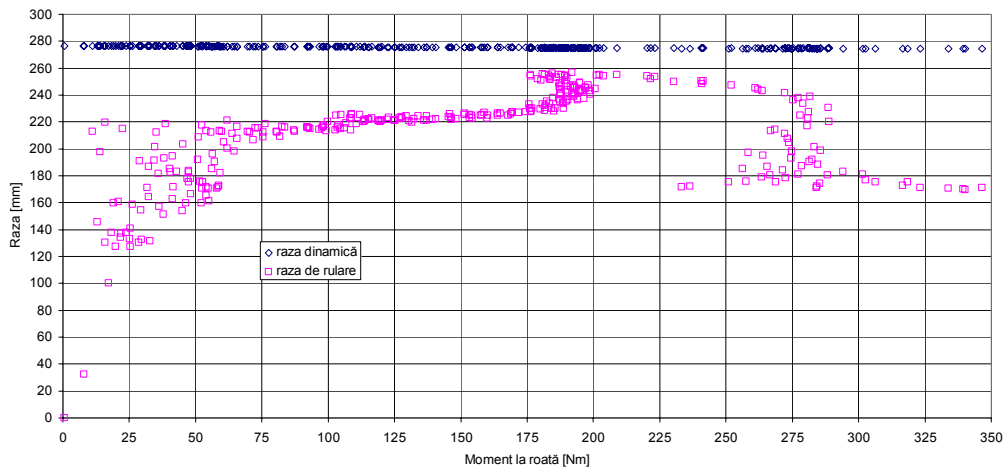


Fig. 6.66. Variația razei dinamice și de rulare cu momentul de angrenare, încercare tip B

Figura 6.66 ne prezintă o variație a razei de rulare pe întreaga perioadă de solicitare sub valoarea razei dinamice măsurate, ceea ce ne indică o rulare cu patinare parțială.

Urmând același traseu în analiză, similar analizei încercării tip A, s-a încercat modelarea caracteristicii de rulare utilizând aceleași trei metode de corelare. Astfel în urma experimentului s-a observat o valoare a coeficientului de frecare aderentă în jurul lui 0,4 atinsă la o patinare de circa 15 – 35 %, în medie 25%, și estimativ o valoare a coeficientului de frecare la alunecare de circa 0,1, vezi figura 6.67

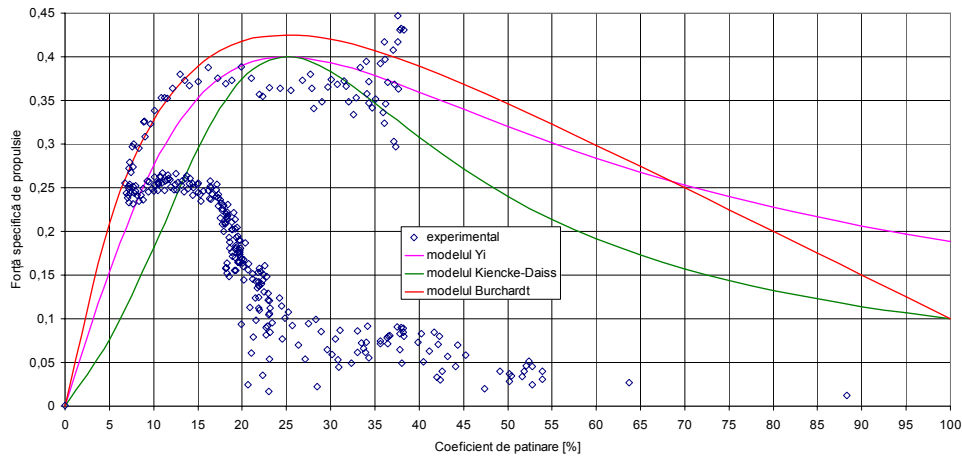


Fig. 6.67 Caracteristica de rulare, încercare tip B

O primă observație este cea referitoare la patinarea de aderență care se înscrie, de această dată, exact în domeniul prezentat de literatura de specialitate. Explicația constă în faptul că în încercarea de tip B rularea este cu patinare semnificativă.

În ceea ce privește modelarea caracteristicii de rulare, în urma aplicării condițiilor la limită s-au obținut următoarele expresii de corelare date de modele teoretice:

- Modelul Kiencke - Daiss:

$$\gamma = \frac{1,2 \cdot c_p}{16 \cdot c_p^2 - 5 \cdot c_p + 1} \quad (6.13)$$

- Modelul Yi:

$$\gamma = \frac{0,2 \cdot c_p}{0,0625 + c_p^2} \quad (6.14)$$

- Modelul Burchardt:

$$\gamma = 0,6008 \cdot \left(1 - e^{-9,895 \cdot c_p}\right) - 0,5008 \cdot c_p \quad (6.15)$$

Se observă că modelul propus de Kiencke - Daiss prezintă cea mai bună corelare, urmat fiind de modelul Yi. O importantă concluzie reiese din analiza încercărilor tip A și B, și anume că modelul extrem de simplu propus de Yi prezintă un înalt nivel de încredere în modelarea caracteristicii de rulare a roții cu pneu analizate.

Încercările tip C au presupus blocarea frânei hidraulice a standului și încărcarea corespunzătoare a roții în aceste condiții. Practic acest lucru a determinat rularea cu patinare aproape de 100% a roții pe standul de încercări.

Figura 6.68 prezintă spectrul de variație al mărimilor măsurate pe durata unei încercări de tipul C.

Se observă că caracteristica unei rulări cu patinare totală este variația într-o plajă mare a valorilor de moment de angrenare și respectiv a reacțiunii tangențiale datorită oscilațiilor tangențiale ce i-au naștere în pneu, fig. 6.68 curbele roșie și verde.

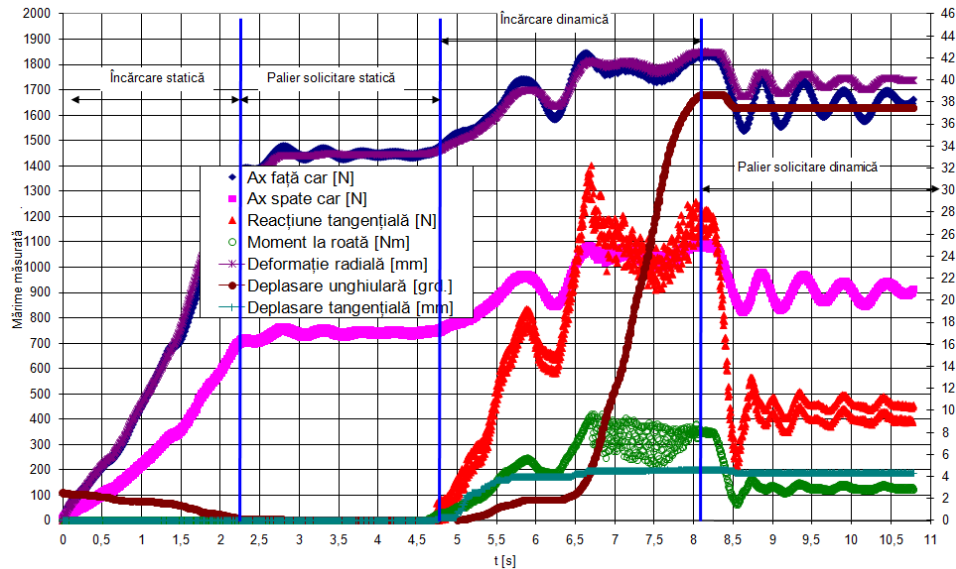


Fig. 6.68 Spectrul de valori înregistrate la o încercare tip C

Figura 6.69 prezintă influența momentului de angrenare al roții asupra razei dinamice în cazul rulării cu patinare totală, concluzia este similară celorlalte tipuri de încercări și anume momentul determină o reducere a razei pentru aceeași sarcină radială.

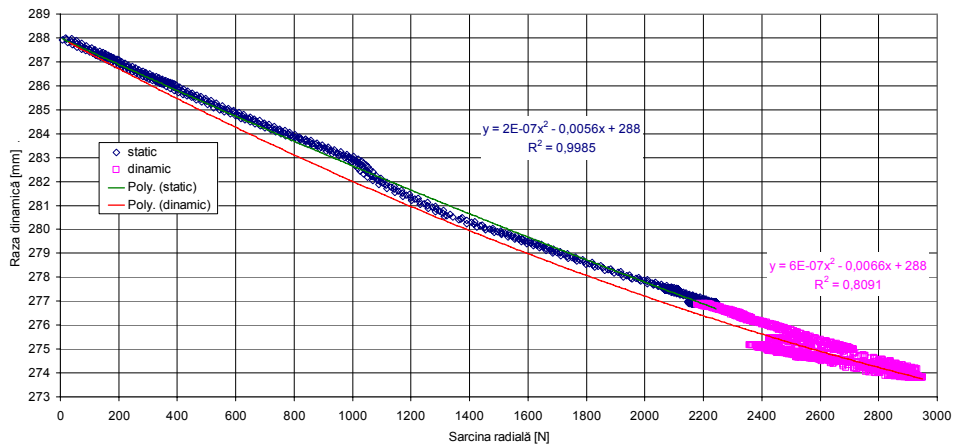


Fig. 6.69 Variația razei statice și dinamice cu sarcina radială, încercare tip C

O esențială concluzie se poate extrage din acest tip de încercare și anume prezența, mărimea și efectul histeresisului tangențial, deoarece platforma mobilă a standului nu s-a deplasat aproape deloc, și ca atare influența inerției acesteia și a rezistenței la rulare a ei a fost practic nulă. În figurile 6.70 și respectiv 6.71 se prezintă variația forței dezvoltate la roată de către momentul de angrenare precum și variația reacțiunii tangențiale și de asemenea variația lucrurilor mecanice dezvoltate de roată, transmise căii precum și consumate pe durata procesului de rulare cu patinare. S-a constatat o diferență între forța la roată și reacțiunea tangențială de 50 până la 150 N, valoarea extremă maximă fiind atinsă pe durata încărcării efective a roții cu moment, și de asemenea s-a determinat o pierdere totală de energie de circa 45 J, energia transmisă căii (platformei mobile) fiind practic nulă, fig.6.71

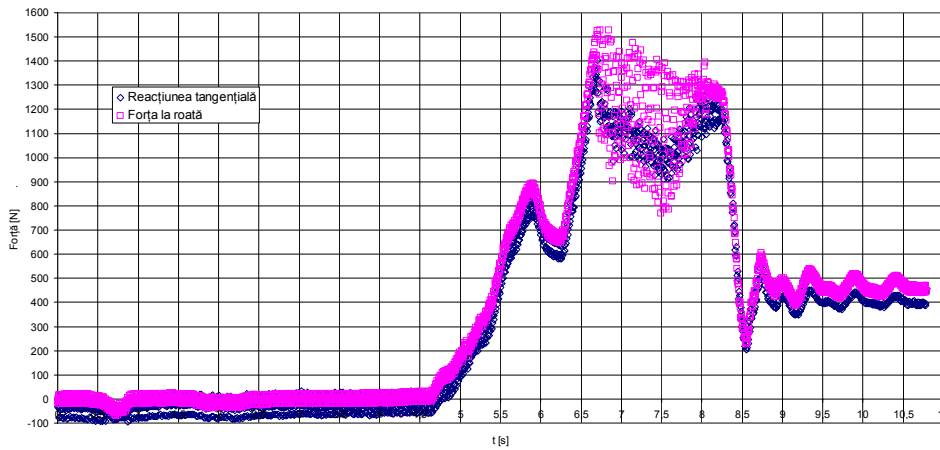


Fig. 6.70 Variația forței la roată și a reacțiunii tangențiale, încercare tip C

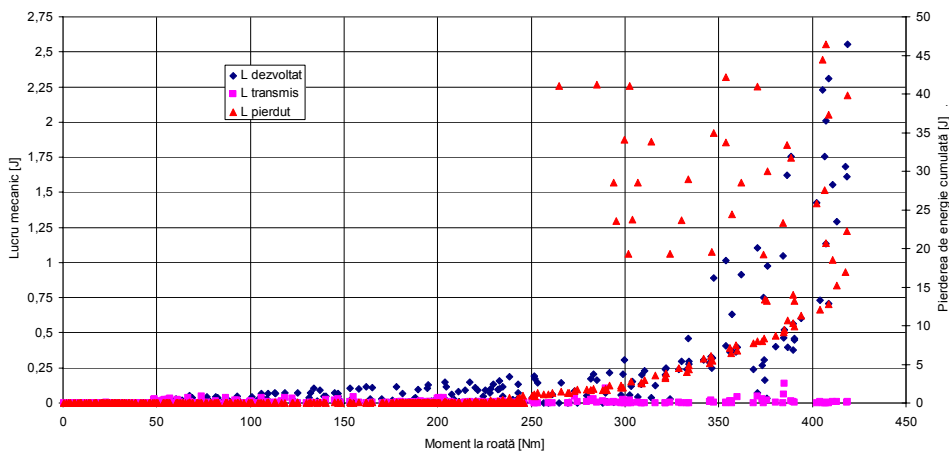


Fig. 6.71. Variația lucrului mecanic, încercare tip C

Evident acest consum de energie are ca efect rularea cu rezistență astfel în figura 6.72. se prezintă, pentru cazul analizat, variația coeficientului de rezistență la rulare cu momentul de angrenare.

Se observă, fig. 6.72, o variație neuniformă a coeficientului de rezistență la rulare, datorată unei variații similare a brațului dintre punctul de aplicare al rezultantei reacțiunilor normale în pată și proiecția centrului roții pe aceasta. Variație a cărei explicație stă în oscilațiile tangențiale ce apar la astfel de rulare în banda de rulare a roții cu pneu. Acest fapt ne prezintă de altfel complexitatea eforturilor, ca mărime și distribuție, ce iau naștere în pata de contact la o solicitare extremă.

În altă ordine de idei mărimea coeficientului de rezistență la rulare a fost în medie de circa 0,18, ușor mai redusă decât valoarea de 0,25 obținută în situațiile de analiză anterioare. Explicația acestei observații este aceea că la patinare 100% elementele radiale de pneu suferă deformații unghiulare extreme în sens invers rostogolirii roții, vezi figura 2.11. b), și ca atare deformațiile radiale ale acestor elemente discrete sunt mai substanțiale în a doua jumătate a petei comparativ cu jumătatea de atac a acesteia, ceea ce determină o deplasare a rezultantei eforturilor normale în pata de contact, adică a reacțiunii normale a căii asupra roții, către partea posterioară, de degajare, a suprafeței de contact. Această insignifiantă diferență dintre valorile coeficientului de rezistență la rulare măsurate la rostogolirea fără și respectiv cu patinare prezintă o importanță semnificativă în ceea ce privește confirmarea metodei E.T.A. de analiză a distribuției presiunilor în pata de contact în speță în extinderea metodei către domeniul dinamic de solicitare.

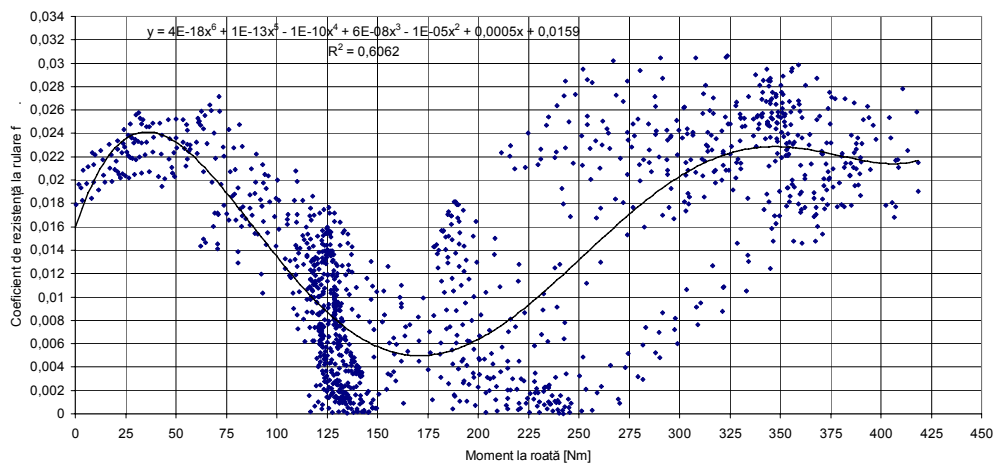


Fig. 6.72 Variația coeficientului de rezistență la rulare cu momentul de angrenare, încercare tip C

În ceea ce privește analiza cinematică a rostogolirii cu patinare 100% se prezintă în figura 6.73 variația deplasărilor și vitezelor liniare reale și virtuale, de unde se observă fenomenul de patinare absolută din variația aproape zero pe durata solicitării a vitezei platformei mobile, linia roșie.

6.4 - (D2) Determinarea experimentală a interacțiunii dinamice roată cu pneu 127

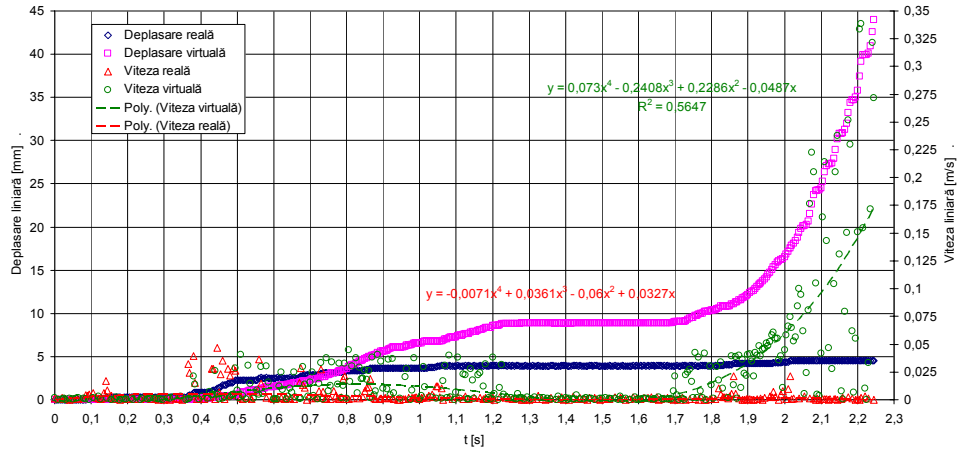


Fig. 6.73. Variația deplasărilor și vitezelor liniare reale și virtuale corespunzător încercării tip C

De asemenea din studiul variației razei de rulare, figura 6.74, este evidentă patinarea aproape absolută a roții încercate.

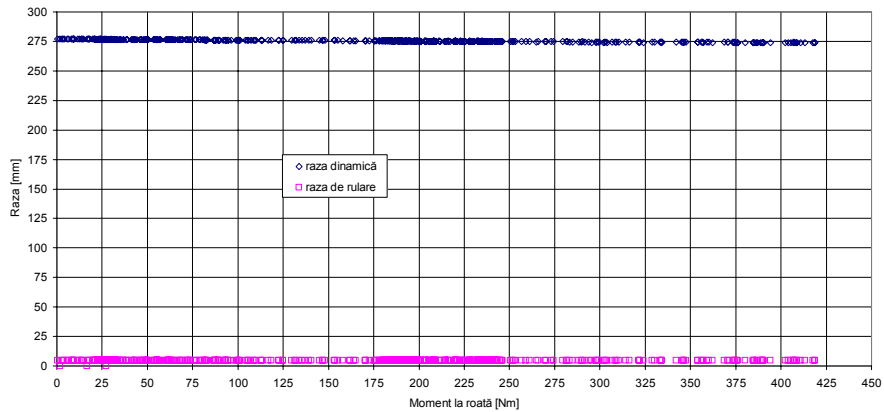


Fig. 6.74 Variația razei dinamice și de rulare cu momentul de angrenare, încercare tip C

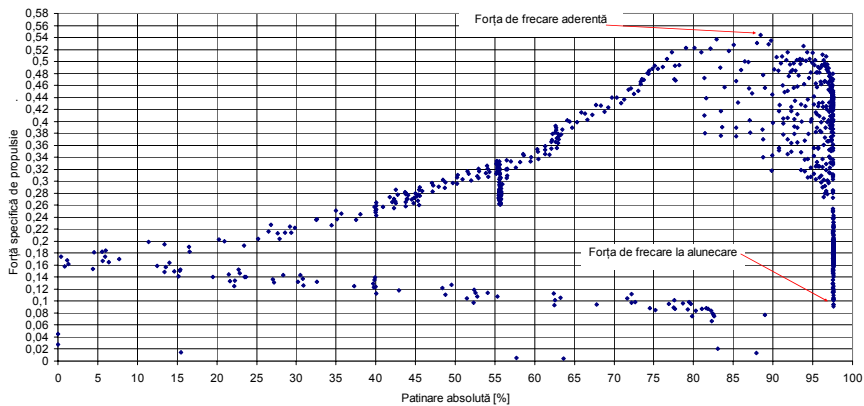


Fig. 6.75 Caracteristica de rulare, încercare tip C

Caracteristica de rulare, figura 6.75., trasată pentru o încercare de tipul C ne oferă valorile extreme ale forței specifice respectiv valoarea coeficientului de aderență al pneului cu calea, în condițiile de presiune a aerului din pneu de 2 bari, de circa 0,54 și respectiv valoarea coeficientului de frecare la alunecare cuprinsă în domeniul 0,1 ... 0,48, în medie circa 0,29.

O observație a cercetărilor experimentale privind studiul interacțiunii roții cu pneu cu calea de rulare este aceea că studiul, de altfel esențial în eficientizarea rulării unui automobil, este extrem de complex, dificil, cu un aparat matematic incomplet și care necesită eforturi financiare și intelectuale mari pentru lămurirea fenomenelor ce iau naștere, se dezvoltă și generează mișcare, stabilitate și confortul deplasării unui automobil.

În vederea evidențierii influenței căii asupra proceselor și fenomenelor ce se derulează la interacțiunea pneu – cale tare de rulare, s-au efectuat o serie de încercări privind comportamentul pneului la propulsia cu patinare parțială pe o cale reală, alegându-se în acest sens o platformă din beton de ciment vibrat.

Încercarea în sine este una de tip B iar analiza ulterioară a parcurs aceiași pași ca și analizele anterioare. Astfel în figura 6.76. se prezintă spectrul măsurat la încercarea pe platformă din beton de ciment.

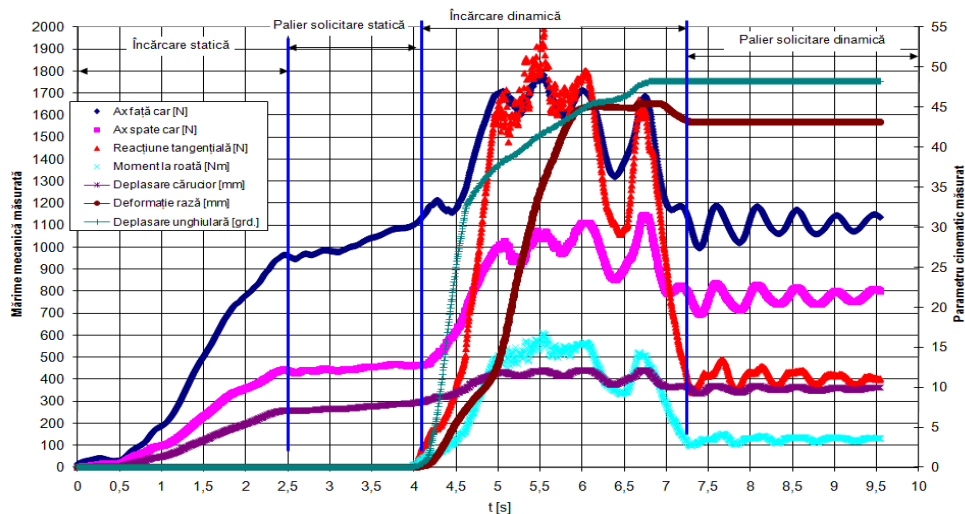


Fig. 6.76. Spectrul înregistrat la încercarea pe platformă din beton

În figura 6.77. se observă influența momentului de angrenare asupra razei dinamice, similar încercărilor anterioare, s-a constatat o reducere, în medie cu 1 mm, a razei dinamice comparativ cu valoarea statică a acesteia, evident s-a observat că tipul de cale nu influențează în vreun mod acest comportament al pneului.

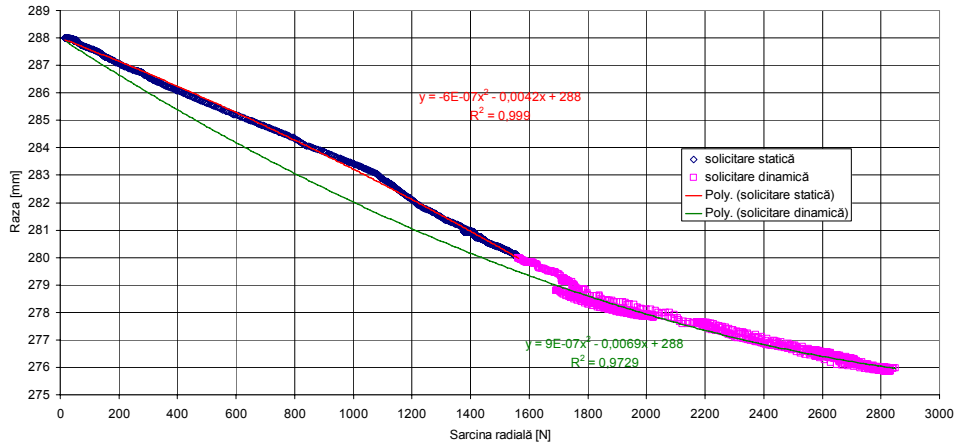


Fig. 6.77. Variația razei statice și dinamice cu sarcina radială

O diferență semnificativă în analiza încercărilor de tip B pe beton comparativ cu celelalte o reprezintă creșterea (de până la 230 J) a energiei consumată prin histeresisul tangențial. Creșterea se datorează evident creșterii patinării roții, deci implică a deformațiilor acestora semnificative datorită creșterii aderenței - frecării.

În figura 6.78. se prezintă variația forței reduse în pata de contact, a forței la roată, precum și variația forței transmise căii, respectiv a reacțiunii tangențiale pe durata solicitării, se observă o pierdere în medie de 100 N prin histeresă.

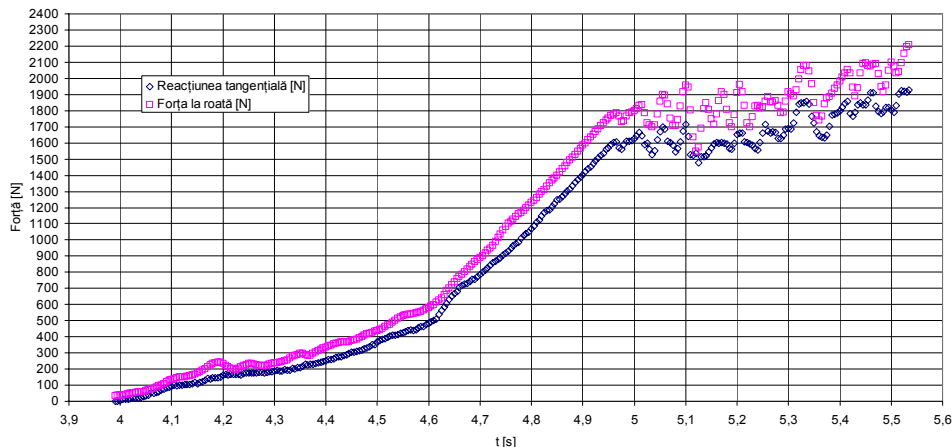


Fig. 6.78. Variația forței la roată și a reacțiunii tangențiale pe durata încărcării, încercare tip B - beton

Se observă că în medie reacțiunea tangențială se reduce cu circa 100 N cu un vârf de 200 N, iar lucrul mecanic consumat atinge valoarea de 230 J de circa 4 ori mai ridicat de cât la încercare de tip B - textolit, figura 6.79., în ideea în care lucrul mecanic transmis este similar celui de la încercarea de tip B - textolit. O directă concluzie este că aderența influențează semnificativ mărimea deformațiilor tangențiale responsabile de acest comportament. Acest consum de energie determină o rezistență la rulare a cărei variație este prezentată în figura 6.80.

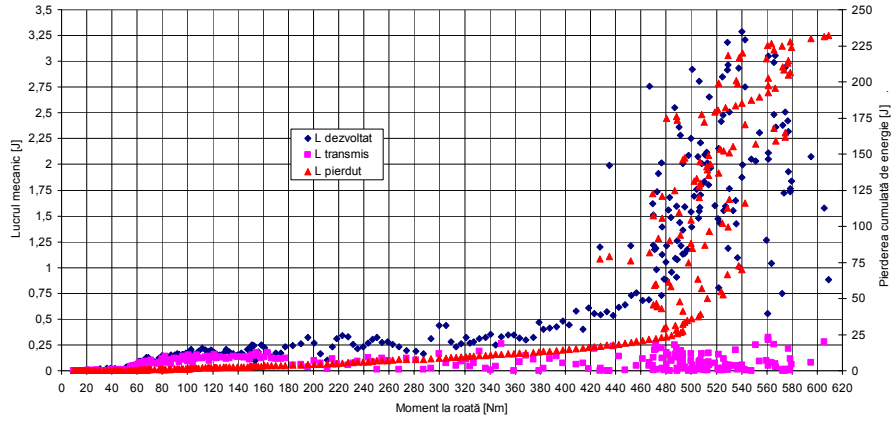


Fig. 6.79. Variația lucrului mecanic cu momentul de angrenare, încercare tip B - beton

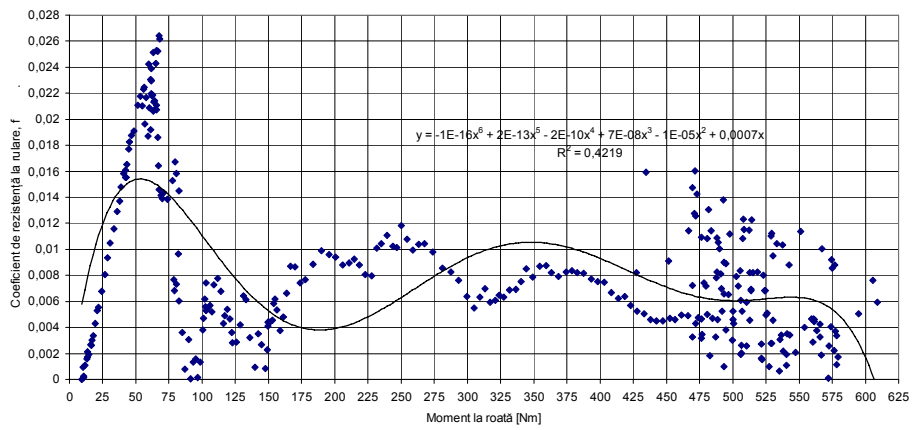


Fig. 6.80. Influența momentului motor asupra coeficientului de rezistență la rulare, încercare tip B - beton

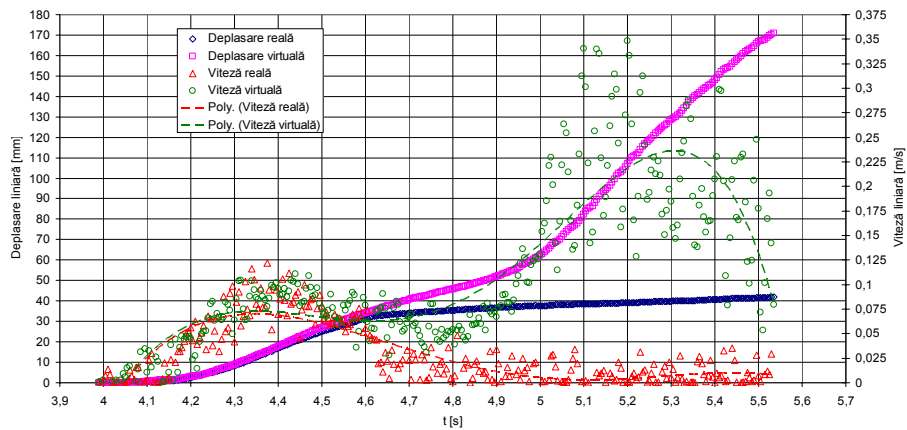


Fig. 6.81. Deplasarea și viteza liniară reală și virtuală a roții, încercare tip B - beton

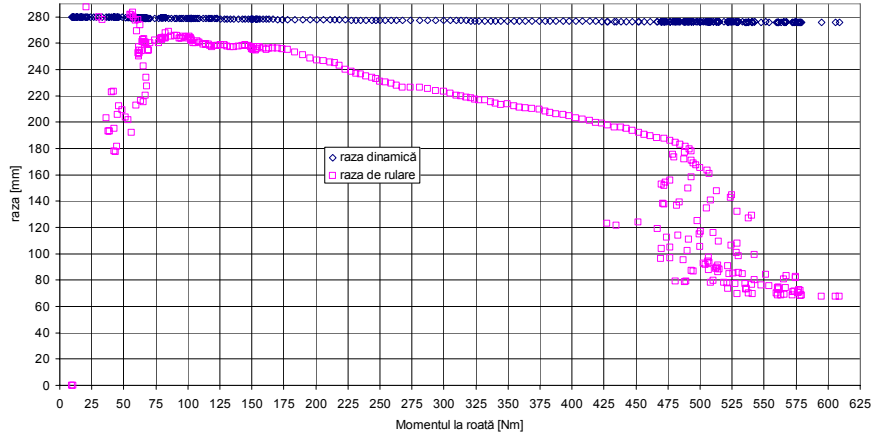


Fig. 6.82. Variația razei dinamice și de rulare cu momentul de angrenare, încercare tip B - beton

Se observă, figura 6.80., o reducere a valorii medii a coeficientului de rezistență la rulare, circa 0,015 cu un vârf de 0,025, față de cel observat la încercările anterioare.

În ceea ce privește analiza cinematicii mișcării la încercările de tip B - beton, se observă imediat lipsa totală a rulării cu alunecare, figurile 6.81. și 6.82.

Figura 6.82. ne prezintă o variație a razei de rulare pe întreaga perioadă de solicitare sub valoarea razei dinamice măsurate, ceea ce ne indică o rulare cu patinare parțială.

Urmând același traseu în analiză, similar analizei încercărilor pe textolit s-a încercat modelarea caracteristicii de rulare utilizând diferite metode de corelare. Astfel în urma experimentului s-a observat o valoare a coeficientului de frecare aderentă în jurul lui 0,75 atinsă la o patinare de circa 50 - 75 %, în medie 62%, și estimativ o valoare a coeficientului de frecare la alunecare de circa 0,5 - 0,6, vezi figura 6.83.

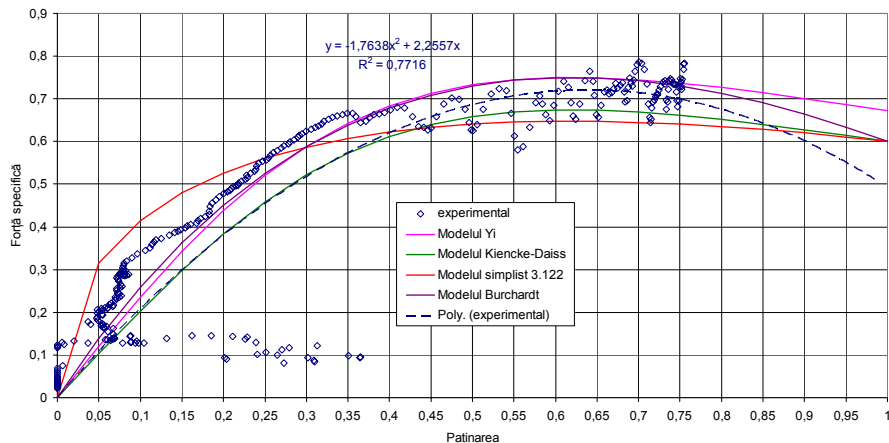


Fig. 6.83. Caracteristica de rulare, încercare tip B - beton

O primă observație este aceea referitoare la valoarea patinării de aderență de circa 0,6 care nu se înscrie, de această dată, în domeniul prezentat de literatura de specialitate. Explicația constă în faptul că la această încercare de tip B - beton rulara cu patinare s-a realizat pe o suprafață din beton nouă, rugoasă, ce a permis dezvoltarea unui vârf de forță pe o plajă mai mare a alunecării.

În ceea ce privește modelarea caracteristicii de rulare, în urma aplicării condițiilor la limită s-au obținut următoarele expresii de corelare date de modele teoretice:

- Modelul Kiencke - Daiss:

$$\gamma = \frac{2,05 \cdot c_p}{2,60 \cdot c_p^2 - 0,185 \cdot c_p + 1} \quad (6.16.)$$

- Modelul Yi:

$$\gamma = \frac{0,91 \cdot c_p}{0,3844 + c_p^2} \quad (6.17.)$$

- Modelul Burchardt:

$$\gamma = 2,41 \cdot \left(1 - e^{-1,82 \cdot c_p}\right) - 1,42 \cdot c_p \quad (6.18.)$$

- Modelul simplificat:

$$\gamma = 1,644 \cdot \sqrt{c_p} - 1,044 \cdot c_p \quad (6.19.)$$

Se observă că modelul propus de Yi și cel de Burchardt prezintă cea mai bună corelare, urmate fiind de regresia directă și apoi modelul Kiencke - Daiss. O importantă concluzie reiese din analiza tuturor încercărilor, și anume că modelul extrem de simplu propus de Yi prezintă un înalt nivel de încredere în modelarea caracteristicii de rulare a roții cu pneu analizate.

CAPITOLUL 7

CONCLUZII GENERALE

Este necesar a se menționa că prezenta lucrare s-a axat în principal în studiul teoretic și experimental al interacțiunii roată cu pneu – cale nedeformabilă de rulare, în rulare longitudinală. Un alt aspect esențial în analiza concluziilor obținute din cercetare îl reprezintă studiul experimental pe un singur tip și model de pneu, acest aspect poate fi în egală măsură un plus al studiului dar și un minus al acesteia. Astfel studiul pe un același pneu supus la diferite încercări permite coroborarea rezultatelor acestor încercări dar permite într-o mică măsură extinderea rezultatelor cercetării pentru întreaga gamă de roți cu pneu.

Studiul teoretic și experimental al proceselor complexe ce au loc în interacțiunea pneu-cale de rulare constituie prin maniera de abordare din prezenta teză o încercare de a evidenția relațiile de interdependență constructivă și funcțională ce guvernează ansamblul fenomenelor produse la interacțiunea pneu-cale de rulare. Din multitudinea surselor documentare consultate s-a căutat desprinderea cu discernământ numai a aspectelor corespunzătoare scopului urmărit, limitându-se considerațiile teoretice și experimentale cu precădere la obiectivul urmărit acela de determinare și verificare experimentală a relațiilor matematice fundamentale care stau la baza interacțiunii pneu-cale nedeformabilă de rulare.

Prin această cerință autoimpusă a fost posibilă concentrarea întregului efort cu consecințe favorabile pentru tema studiată teoretic dar și experimental și asupra încercărilor de a dezvolta într-o viziune proprie aspectele teoretice care apar la interacțiunea pneu-cale de rulare.

Rezultatele obținute în urma abordării teoretice a procesului complex care are loc la interacțiunea pneu-cale de rulare constituie un material folositor pentru o serie de realizări concrete deosebit de importante în activitatea de cercetare științifică în domeniu.

În baza cercetărilor teoretice și experimentale efectuate în cadrul tezei de doctorat privind „Contribuții la studiul interacțiunii între pneu și calea de rulare” au rezultat următoarele concluzii:

A. Cu privire la oportunitatea temei

- Pneul este un ansamblu rezistent și elastic cu care se echipează roțile autovehiculului având rolul de a micșora sarcina dinamică pe roată, de a reduce presiunea specifică a roții și de a mări aderența roții la calea de rulare;
- Fiecare element al pneului suportă o încărcare determinată în funcție de poziția relativă pe care o ocupă în procesul rulării roții, solicitările cele mai mari se manifestă în zona de contact nemijlocit cu suprafața căii de rulare;

- La interacțiunea pneului cu calea de rulare se formează pata de contact în care se dezvoltă eforturi normale, eforturi tangențiale laterale și longitudinale. Parametrii funcționali și dimensionali ai pneului cât și natura și tipul suprafeței căii de rulare precum și de gradul de deteriorare al acesteia influențează forțele care se transmit prin intermediul petei de contact;
- Forma și mărimea suprafeței de contact dintre pneu și calea de rulare depind de mai mulți parametri dintre care se reamintesc caracteristicile pneului, solicitările aplicate pneului și tipul căii de rulare;
- Influențele diversilor factori asupra suprafeței de contact cum ar fi:
 - o Încărcarea cu sarcină verticală a pneului modifică aproximativ liniar aria brută a suprafeței de contact;
 - o viteza de rulare produce modificarea formei petei la mărirea ariei brute;
 - o desenul benzii de rulare produce scăderea suprafeței efective a ariei de contact dintre pneu și calea de rulare.
- Mărirea și distribuția eforturilor normale în pata de contact pneu-drum induc solicitări importante asupra drumului care pot conduce la deteriorarea acestuia. Mărirea eforturilor normale prezintă interes atât în condiții statice cât și de rulare în mișcare;
- Distribuția eforturilor normale poate suferi modificări în funcție de tipul pneului utilizat, de forța verticală ce acționează asupra pneului, de presiunea interioară, precum și de regimul de funcționare a roții, în care factorul important îl constituie viteza unghiulară a acesteia. În momentul în care pneul se află în rulare, distribuția eforturilor normale, în plan longitudinal și transversal, se modifică față de cele corespunzătoare pneului în condiții statice;
- Distribuția eforturilor tangențiale, atât în plan longitudinal, cât și în plan transversal este influențată de următorii factori: construcția pneului; parametrii de stare (sarcina verticală, temperatură, viteza de rotație a pneului, presiunea aerului din pneu, precum și starea suprafeței de rulare, desenul benzii derulare, mărirea anvelopei și neregularitățile căii de rulare). De asemenea, distribuția și mărirea eforturilor tangențiale sunt determinate de aderență. Mărirea forței de frânare determină mărirea eforturilor unitare din pata de contact; dacă forța de frânare crește, cresc și eforturile de frânare, acestea fiind în legătură cu starea suprafeței de rulare, desenul benzii de rulare, presiunea interioară, mărirea pneului, compoziția suprafeței de rulare;

- Există diferențe între distribuția eforturilor tangențiale în pata de contact, în funcție de modul cum rulează pneul de autovehicul; astfel, pentru roata antrenată față de roata neantrenată, eforturile tangențiale longitudinale produc o deplasare a acestora către partea din spate a pneului, unde acestea au valori mari și au orientarea în direcția deplasării pneului.

B. Concluzii referitoare la stadiul actual al cercetărilor pe plan internațional privind interacțiunea pneu-cale de rulare.

- Relațiile matematice din literatura de specialitate ce definesc procesele ce au loc la interacțiunea pneu-cale de rulare exprimă doar într-o anumită măsură influența parametrilor constructivi și funcționali ai sistemului pneu-cale de rulare;
- Cercetarea efectuată a reliefat încă odată complexitatea procesului de rulare a roții cu pneu;
- Existența a numeroase modele matematice pentru descrierea diverselor aspecte privind rularea unei roți cu pneu, fapt ce poate genera confuzie și dificultate în aplicarea acestora în studii (capitolul 3);
- Există diferențe între distribuția eforturilor tangențiale în pata de contact, în funcție de modul cum rulează pneul de autovehicul astfel, pentru roata antrenată față de roata neantrenată, la alunecare, la patinare;
- Există într-o proporție mică modelări cu element finit a interacțiunii pneu-cale de rulare;
- Standurile realizate până în prezent sunt scumpe, greu de realizat și descriu doar anumite caracteristici ale interacțiunii pneu-cale de rulare;
- Unele standuri realizate nu exprimă în mod real toate fenomenele care apar la interacțiunea pneu-cale nedeformabilă;
- Nu există o abordare suficientă a variației razei dinamice precum și a histerezisului tangențial în cazurile propulsie fără patinare, propulsie cu patinare parțială, propulsie cu patinare totală;
- Nu toate modelele teoretice exprimă în mod real distribuția presiunilor în pata de contact.

C. Concluziile referitoare la studiul teoretic al interacțiunii pneu-cale de rulare

- Cercetarea problemei interacțiunii pneu-cale de rulare oferă prin obiectivul urmărit elemente teoretice de referință care țin seama

de caracteristicile constructive ale modelelor experimentale, de caracteristicile lor funcționale. Comportarea pneurilor în exploatare influențează siguranța în circulație, gradul de confort și economicitatea autovehiculelor;

- Lucrarea de față s-a concentrat pe studiul teoretic și experimental a interacțiunii roții cu pneu – cale tare de rulare, astfel calea este considerată rigidă, cazul este caracteristic rulării pe drumuri din beton din ciment sau beton asfaltic, tipic oricărei căi rutiere amenajate;
- Aprofundarea sub aspect teoretic a proceselor ce apar la interacțiunea pneu-cale a relevat din faza preliminară existența principalilor factori ce influențează rularea roții și a fenomenelor ce apar în pata de contact;
- Cercetările teoretice și experimentale evidențiază complexitatea analizei cinematice și dinamice a mișcării roții cu pneu datorită preponderent deformațiilor semnificative pe care acesta le suferă coroborat cu distribuția dinamică a presiunilor în pata de contact și cu pierderile datorate fenomenului de histerezis;
- Ansamblul relațiilor teoretice care au stat la baza fundamentării legilor ce guvernează procesul complex al interacțiunii pneu cale de rulare au constituit elemente definitorii atât pentru studiul modelului matematic cât și mai târziu pentru realizarea versiunii finale a modelului experimental. Cercetarea teoretică a comportării dinamice a pneului cu cale de rulare se poate realiza utilizând modele dinamice și matematice;
- La analiza teoretică a proceselor care apar între pneu și calea de rulare, în vederea simplificării raționamentului și a concentrării acestuia asupra ansamblului de fenomene concurente a fost necesară acceptarea unor ipoteze simplificatoare de care s-a ținut seamă pe tot parcursul raționamentelor efectuate. Metoda de cercetare teoretică realizată prin modelare cu element finit, simulată pe calculator, a interacțiunii pneu-cale de rulare permite înlocuirea parțială a cercetărilor experimentale îndelungate și costisitoare. Simularea pe calculator permite studiul comportării statice și dinamice a interacțiunii pneu-cale de rulare;
- Realizarea fizică a standului experimental a fost posibilă numai după studierea teoretică a mai multor standuri și extinderea raționamentului teoretic de la standurile existente pentru studierea interacțiunii pneu-cale de rulare la standul prezent care îmbină măsurarea și analiza a mai multor procese ce au loc în pata de contact;
- Formularea unor aprecieri generale asupra fenomenelor care apar la interacțiunea pneu-cale de rulare impune extinderea investigațiilor experimentale și asupra altor dimensiuni de pneuri expuse la diferite ipostaze;
- Cercetările teoretice privind interacțiunea roată cu pneu – cale de rulare sunt de o complexitate foarte ridicată datorită: construcției complexe a roții cu pneu, a comportării neliniare și diferite a diverselor elemente componente ce formează pneul, a secretului de fabricație în ceea ce privește compoziția chimică a

materialelor, a influenței mari datorită presiunii aerului din pneu precum și a sarcinii acestuia, a influenței semnificative a temperaturii pneului precum și a uzurii acestuia, a influenței profilului benzii de rulare, a influenței căii etc.

D. Concluzii referitoare la verificarea experimentală a cercetărilor teoretice dezvoltate în lucrare.

- S-a efectuat o mare diversitate de încercări, variația condițiilor de lucru și etapele distincte evidențiază volumul deosebit de mare al măsurărilor efectuate;
- Condițiile de încercare și procedurile folosite pentru diferitele determinări au fost efectuate în condiții normale ale pneului și a căii de rulare cu modificare presiunii interioare a pneului, modificarea momentului la roată și modificare forței normale;
- Evidențierea experimentală a modului în care suprafața de contact pneu – cale preia sarcina radială pe lungimea ei. Se constată că pata de contact are forma rectangulară cu colțuri rotunjite cu excepția petelor corespunzătoare sarcinilor mici și presiunii mari a aerului din pneu, acestea prezintă o formă eliptică și respectiv de trecere de la o formă eliptică către una rectangulară cu colțuri rotunjite (figurile 6.2 ... 6.9);
- Se constată variația mică a semilățimii petei de contact cu sarcina respectiv presiunea aerului, de altfel limitele extreme măsurate s-au încadrat între 45 și 52 mm la o lățime efectivă a benzii de rulare de 100 mm, rezultă o abatere de $-10\% \dots +4\%$, dacă ținem cont că valorile extreme s-au obținut pentru încărcări în afara limitelor prescrise pentru pneu atunci la un asemenea nivel de semnificație se poate accepta că lățimea petei de contact dintre pneu și cale este egală cu lățimea benzii de rulare (figurile 6.2....6.9);
- Influența sarcinii radiale și a presiunii aerului din pneu asupra ariei suprafeței de contact. Se constată dependența parabolică dintre suprafața totală de contact și sarcină pentru toate presiunile utilizate la încercări, valoarea coeficientului de corelare liniară (R^2) variind între 0,803 și 0,997. Cu un asemenea nivel de încredere se poate accepta, chiar generaliza, funcția de regresie dintre parametri în cauză. (figurile 6.10. ... 6.12);
- Influența presiunii aerului din pneu asupra presiunilor normale în pata de contact. Se observă distribuția în formă de șa a presiunilor normale în pata de contact, maximul fiind atins la distanța de circa 20 ... 30 % din lățimea totală față de marginea laterală a petei, distanța crește față de margine cu scăderea presiunii aerului din pneu (figurile 6.16...6.18)
- Confirmarea și infirmarea anumitor modele teoretice pentru exprimarea distribuției presiunilor în pata de contact (paragraful 6.2);
- Evidențierea experimentală a histerzisului radial al unei roți cu pneu precum și stabilirea influenței presiunii aerului din pneu și a sarcinii radiale asupra mărimii acestuia (figurile 6.38. ... 6.44);

- Stabilirea expresiilor de rigiditate radială a unei roți cu pneu precum și influența presiunii aerului din pneu și a sarcinii radiale asupra acestora (figurile 6.35. .. 6.45. și tabelul 6.3.);
- Sarcina dar și presiunea aerului din pneu nu influențează valoarea coeficienților relativi de elasticitate ai pneului (figura 6.45)
- Influența histerezisului asupra modului de repartizare al presiunilor normale și tangențiale în pata de contact (figurile 6.46 și 6.47.);
- Influența histerezisului radial al roții cu pneu asupra rezistenței la rulare a acesteia (figurile 6.48. și 6.49.);
- Influența momentului motor asupra razei dinamice (figurile 6.48., 6.60. și 6.68);
- Evidențierea histerezisului tangențial și calculul impactului acestui fenomen asupra procesului de rulare a roții cu pneu, mai exact asupra consumului de energie și a rezistenței la rulare (figurile 6.52., 6.54., 6.55., 6.62, 6.63., 6.64., 6.70, 6.71. și 6.72.);
- Evidențierea simetriei caracteristicii de rulare (figura 6.58);
- Confirmarea și infirmarea anumitor modele de corelare a caracteristicii de rulare a unei roții cu pneu (figurile 6.59 și 6.67);
- Determinarea modului de variație a razei de rulare în cazurile propulsie fără patinare, cu patinare parțială și cu patinare totală (figurile 6.57, 6.66. și 6.74); etc.

E. Contribuțiile autorului

Ca și contribuții teoretice și experimentale ale autorului acestei lucrări amintim:

- Studiul stadiului actual în ceea ce privește procesul de interacțiune a roții cu pneu cu calea de rulare;
- Culegerea comprehensivă a aparatului matematic de analiză a interacțiunii roată cu pneu – cale nedeformabilă de rulare;
- Dezvoltarea teoretică completă a legii de mișcare a unui punct material situat pe circumferința unei roții cu pneu în rulare pe o cale nedeformabilă, ecuația 2.5;
- Modelarea cu elemente finite a interacțiunii roată cu pneu – cale de rulare;
- Dezvoltarea a două standuri de analiză experimentală a interacțiunii roată cu pneu – cale nedeformabilă de rulare;
- Studiul experimental al parametrilor geometrici și ai roții la solicitare statică, precum și influența sarcinii și a presiunii aerului din pneu asupra acestora;
- Studiul experimental al presiunilor normale în suprafața de contact dintre o roată cu pneu și cale;
- Studiul experimental al rigidității radiale ale unei roții cu pneu, influența asupra acesteia a presiunii aerului din pneu și a sarcinii, precum și influența histerezisului remarcat asupra rezistenței la rulare a roții cu pneu;

- Rezultatele teoretice obținute în cadrul cercetărilor efectuate de autorul tezei sunt confirmate experimental în totalitate;
- Studiul experimental al interacțiunii dinamice roată cu pneu – cale nedeformabilă de rulare, cazurile: propulsie fără patinare, propulsie cu patinare parțială și propulsie cu patinare totală. Studiul urmărind: variația razei dinamice, existența histerezisului tangențial, rezistența la rulare a roții, cinematica roții cu pneu precum și modelarea caracteristicii de rulare a acesteia.

BIBLIOGRAFIE

- A[1] Anghelache, G. "Interacțiunea pneu-cale de rulare la viteze ridicate de circulație ale autoturismelor", Teză de Doctorat, Universitatea Politehnica din București, 1999.
- A[2] Anghelache, G, Moiescu, R., Ciubotaru, O. and Dragomir, C. Investigation of Automotive Tire Contact, Stress under Real Rolling Conditions, SAE Paper No. 2005-01-1822 Detroit, S.U.A., 2005.
- A[3] Angelache, G, Negruș.E.și Ciubotaru O. [4] Investigation of shear stress in the tire-road contact patch S.A.E. Paper No. 2003-01-1273 Detroit S.U.A., 2003
- A[4] Andren, P.,și Jolkin, A., Elastohydrodynamic aspects on the tyre-pavement contact at aquaplaning.Swedish National Road and Transport Research Institute- 2003 Suedia.
- A[5] Altpeter F., Friction Modeling, Identification and Compensation, Ecole Polytechnique Federale de Laussane, 1999
- A[6] Armstrong Helouvry, Control of machines with Friction, Kinwer Academic Press, 1991
- A[7] Astrom K.J., Friction models and friction compensation, lecture notes, Department of Automatic control, Lund University, 2005
- A[8] Armstrong B. ș.a., A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction, Automatica, 30, 7, pg. 1083 – 1138, 1994
- A[9] Amontons G., De la resistance causee dans les machines, Memoires de l'Academies des Sciences, pg. 203 – 222, 1699
- A[10] Armstrong B., Stick slip and control in low-speed motion, IEEE Transaction on Automatic control, 38, 10, pg. 1483 – 1496, 1993
- A[11] Andresen A., Wambold J.C., "Friction Fundamentals, Concepts and Methodology", Transportation Development Centre Transport Canada, TP 13837E, CDRM Inc., 1999
- B[1] Bergman,W.,Teoretical prediction of the effect of traction on cornering force,Vol.69 paper 1 p.p. 614-640 S.U.A. 1961
- B[2] Bergman,W.și Crum, W.B. New Concepts of Tire Wear Measurement and Analysis Society of Automotive Engineers Paper 720161 Detroit M.I. Ianuarie 1972 S.U.A.
- B[3] Bernard,J.E., s.a. Tire shear force generation during combined steering and braking maneuvers S.A. Paper nr.770852 p.p. 1-17 1977 S.U.A.
- B[4] Bidermahn,S.ș.a. Motor- car Tires (Desing,Calculation,Test,Exploataion) Goshimizdat, Moscow 1963
- B [5] Bode,G., Krafte und bewegungen unter rollen den lastwagenreifen – Automobil Technische Zeitschrift 64 pp 300-306 1962 Germania.

- B[6] Browne, A., ș.a. Contact Between the Tire and Roadway Cap.5 in Mechanics of Pneumatic Tires, U.S.Department of Transportation NHTSA S.U.A. 1981
- B[7] Breuer,B.,ș.a. Verfahren und Vorrichtung zur Bestimmung der Kraftschul tlnisse Zwischen Fahrzeugreifen und Fahrbahn. Deutsches Patent P3937966.3 Germania
- B[8] Breuer, B.,ș.a. Verfahren zur Aquaplaningerkennung. Deutsche Pateentanmeldung Patent 4242 726 Germania.
- B[9] Bliman P.A. și Sorine M., Easy to use Realistic Dry Friction Models for Automatic Control, A III – a Conferință Europeană de Control, Roma Italia, pg. 3788 – 3794, 1995
- B[10] Blab R., "Indroducing Improved Loading Assumptions into Analytical Pavement Models Based on Measured Contact Stresses of Tire", Int. Conf. on Accelerated Pavement Testing, Reno NV, 1999
- C[1] Cebon, D. Handbook of Vehicle-Road Interaction Swets & Zeitinger Netherlands 1999.
- C[2] Cebon, D. Vehicle-generated road damage Vehicle System Dynamics No. 18 pp 107-150 U.K. 1989
- C[3] Clark, S.K. Mechanics of Pneumatic Tires National Bureau of Standards Monograph 122 Washington D.C. S.U.A. 1971
- C[4] Clark, S.K. Mechanics of Pneumatic Tires U.S. Department of Transportation Washington D.C. U.S. Government printing 1981 S.U.A.
- C[5] Clark, S.K.și Dodge, R.N. Heat Generated in Aircraft Tires Under Free Rolling Conditions NASA CP-3629 1982
- C[6] Clark, S.K. și Dodge. R.N. Heat Generated in Aircraft Tires under Braked Rolling Conditions NASA CP- 3788 1984.
- C[7] C.Canudas de Wit, H Olsson si K Astrom, a new model for control of system with friction, IEEE Transactions on Automatic Control, pg. 419 – 425, 1995
- C[8] Coulomb C.A., Theorie des machines simples, Memoires de mathematique et de physique de l'Academie de Science, pg. 161 – 331, 1785
- C[9] **Cipleu A., ș.a., ETA – Elastic tire approach (I) Static analysis, Sc.Bull. of UPT Tom 53(67) pp. 23-28, 2008**
- C[10] **Cipleu A., ș.a., ETA – Elastic tire approach (II) Static analysis, Sc.Bull. of UPT Tom 53(67) pp. 29-34, 2008**
- C[11] **Cipleu A., ETA – Elastic tire approach dynamic steady-state analysis, Sc.Bull. of UPT Tom 53(67) pp. 35-38, 2008**
- C[12] **Cipleu A., On the study of tire-hard pavement static interaction (I), theoretical approach, MVT Conf., Timisoara pp. 19-26, 2006**
- C[13]** Cipleu A., Mincă C., ș.a. On the study of tire-hard pavement static

- interaction (II), experimental and modelling approach, MVT Conf., Timisoara pp. 27-36, 2006
- C[14] Canudas-De-Wit C., Tsiotras P., Velenis E., Basset M, Gissinger G., "Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction", Vehicle System Dynamics, 2002
- D[1] De Beer, M. ș.a. Determination of Pneumatic Tyre/Pavment Infrface Contact Stress Under Moving Loads'and Some Effects on Pavements with Thin Surfacing. Paper presented at the 8th Interntional Conference on Asphalt Pavements (8th ICAP) Washington- Seattel August 1997.
- D[2] De Beer, M. și Fisher, Contact Stress in Motion (SIM) Data From the Demonstration Proiect Mantsole Trata Control Centre on the NI CR-99/034 Transportek. CSIR, Pretroria South Africa May 1999
- D[3] De Beer, M. ș.a. Contact Stress of the 11.00-R 22,5 Pneumatic Radial Tiers on the Gautrans Heavy Vehicle Simulaton (HVS) measured with the Vehicle- Road Pressure Trasducer Array (VRSPTA) CSIR Transportek South Africa Martie 2000.
- D[4] De Beer, M. The overloading heavy goods vehicles is a growing problem in many parts of the world, putting extra stress on both tires and road surfaces. Now the latest technology is working to overcome the tehncils problems. In Tire Technology Internatonal 2000 CSIR- Transportek South Africa Martie 2000.
- D[5] De Beer, M. Stress-in Motion (SIM) Tehnology in South Africa COST 347 Meeting 27* Iunie Cologne Germany 2001.
- D[6] Dragomir, C. Studiul actual al cercetărilor teoretice privind îmbunătățirea performanțelor de tracțiune ale tractoarelor de transport. Referat Teză de Doctorat, Universitatea Politehnica din București, 2001.
- D[7] Dragomir, C. Cercetări experimentale privind îmbunătățirea performanțelor de tracțiune ale tractoarelor de transport. Referat Teză de Doctorat, Universitatea Politehnica din București, 2001
- D[8] Dugoff, H. ș.a. Tire performance characteristics affecting vehicle reponse to Steering and braking control inputs. Final Report, National Bureau of Standards Contract No.CST 460 HSRI,UniversityofMichiganpp. 1-105 S.U.A. 1969
- D[9] Dahl P.R., A solid friction model, The Aerospace corporation, El-Secundo, TOR-158(3107-18), California 1968
- F[1] Fach, M. Lokale Effekte der Reifen Zwisehen Pkw- Reifen und Fahrbahn Fortschnit-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 411. VDI- Verlag Dusseldorf Germania 2000
- F[2] Ford, L.T.și Charles, S.E. Heavy Duty Truck Tire Engineering în SAE Paper 880001 pp.225-227 S.U.A. Februarie 1988

- F[3] Ford, L.T. și Zekoski, J.F. Impact of Truck Tire Selection on Contact Pressure. Proc.of the 25th. Paving and Transportation Conf. Symp. On Pavement Rutting, Ibuqurque NM University of New Mexico pp.1-24 S.U.A. January 1988
- F[4] Fiala, E. Seitenkrafte am rollenden luftreifen VDI - Zeitschrift Voi. 96 pp 973-979 Germania 1961
- G[1] Gillespie, D. T. Fundamentals of Vehicle Dynamics ISBN I-56091-199a SAE Inc. S.U.A. 1992.
- G[2] Gim, G. și Nikravesch, P.E. An analitical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations. PartI: pure slips, International Journal of Vehicle Desing Vol.I 1 nr. 6 pp 589-618 U.K. 1990
- G[3] Gim, G. și Nikravesch, P.E. An analitical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulation. Part.2: comprehensive slips, International Journal of Vehicle Desing Voi. 12 Nr. 1 pp.19-39 U.K. 1991
- G[4] Goktan, A. și Mitschke, M. Road damage caused by heavy duty vehicles, International Journal of Vehicle Desing Voi. 16 Nr.I pp.54-70 U.K. 1995
- G[5] Grecenco, A. Tyre Footprint Area on Hard Ground Computed Form Catalogue Values Journal of Terramechanics Vol.32 Nr. 6 pp.325-333 PERGAMON 1995
- G[6] Guo, K., Ku, D. și Lu, X-p. Effect of Carcass Structure Parameters on Tire Behavyors AVEC "04.-7th International Symposium on Advanced Vehicle Control. HAN University-Arahem-Olanda 2004
- H[1] Hall,W. ș.a. Tire Modeling Methodology with the Explicit Finite Element Code LS-DYNA. Tire Science and Technology TSTCA Vol.32 Nr.4 pp.236-261 Oct-Dec. S.U.A. 2004
- H[2] Howell, E.W. ș.a. Aircraft Tire Footprint "The Tire Pavement" Interface ASTM STP 929 Eds. American Society for Testing and Materials. Philadelphia pp. 110-124 S.U.A. 1986
- H[3] Hu,Y.K.și Abeels, PfJ. Agricultural tyre deformation in the 2D case by finite element methods în Journal of Terramechanics Vol.31 Nr.6 PERGAMONT 1994
- H[4] Haesig D.A., Friedland B., On the modeling and simulation of friction, Journal of Dynamic systems, Measurements and control, 113, pg. 354 – 362, 1991
- H[5] Hess D.P., Soom A., Friction at a lubricated line contactoperating at oscillating sliding velocities, Journal of Tribology, vol. 112, pg. 147 – 152, 1990
- H[6] Hertz H., "Über die Berührung fester elastischer Koper", Gesammelte Werke, Bd. 1, Leipzig, pp 155-173, 1895
- H[7] Hertz H., "Über die Berührung fester elastischer Koper und uber die Harte", Gesammelte Werke, Bd. 1, Leipzig, pp 174-196, 1895

- K[1] Komandi, G. Reevolution of the Adhesive Relationship Between the Tire and Soil Journal of Terramechanics Vol.30 Nr.2 pp.77-83 PERGAMONT 1993
- K[2] Koehne, S.H. Evaluation of Tire Tread and Body Interactions in the Contact Patch in Tire Science and Technology TSTCA Voi. 31 Nr.3 ppl59-172 S.U.A. 2003
- K[3] Koehne, S.H. și Rieger, A. Measurement of the slip of Tread Bloks in the Contact PatchIn Tire Science and Technology TSTCA Vol.32 Nr.2 April-June pp.69-80 S.U.A. 2004
- K[4] Karnopp D., Computer simulation of slip-stick friction in mechanical dynamic systems, Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control, 107,1, pg. 100-103, 1985
- L[1] Lippman, S.A. Effects of Tire Structure and Operating Conditions on the Distribution of Stress Between the Tread and the Road .The Tire Pavement Interface ASTM STP 929 Eds. American Society for Testing and Materials Philadelphia pp. 91-109 S.U.A. 1986
- L[2] Lippman, S.A.și Oblizajek, K.L. The Distribution of Stress Between the Tread and the Road for Freely Rolling Tires în S.A.E. Paper 74020, Society of Automotive Engineers, Detroit M.I. Februarie S.U.A. 1974
- L[3] Livingston, D.I.și Brown, J.E. Physics of the slipping wheel-I Force and torque calculation for various pressure distribution. în Rubber Chemistry and Technology Vol.42 Nr.4 pp. 1014-1027 S.U.A. 1996
- L[4] Lyasko, M.I. The Determination of Deflection and Contact Characteristics of a Pneumatic Tire on a Rigid Surface în Journal of Terramechanics Vol.31 Nr. 4 pp. 239-246 PERGAMONT 1994
- M[1] Marshek, K.M. ș.a. Efect of Truck Tire Inflation Pressure and Axei Load on Pavement Performance Research Raport 386 -2F Austin Texas, Center for Highway Transportation Research S.U.A. 1985
- M[2] Mancosu, F., Da Re, D. și Minen, D. Non-Linear model rolling tyre model for dinamic simulation with ADAMS ,European Adams users'conference November
- M[3] McCarty, J.L.și Tanner, J.A. Temperature Distribution in an Aircraft Tire at Low Ground Speed NASA TP-2195 S.U.A. 1983
- M[4] Meschke, G.ș.a. 3D Simulation of Automobile Tires: Material Modeling, Mesh Generation and Solution Strategies în Tire Seince and Technology Vol.25 Nr.3 July-September pp. 154-176 S.U.A. 1997
- M[5] Mincă C., ș.a., Regards on dynamic steady-state tire-pavement interaction, MVT Conf., Timișoara, 37 - 44, 2006**
- M[6] Mincă C, Experimental elastic tire aproach static analysis, Buletinul stiințific nr. 1 al Universității Politehnică Timișoara, 2010**

- M[7] Mincă C, Dimension of the contact patch area, Buletinul științific al Academiei Forțelor Aeriene „Henri Coanda” Brașov, 2010**
- M[8] Mincă C., Variation of rolling resistance with load and inflation pressure, Buletinul științific al Academiei Forțelor Aeriene “Henri Coandă” Brașov, 2010**
- N[1] Negruș, E. M. ș.a. Cercetarea unor noi tipuri de pneuri pentru autoturism. Contract Nr.27-7-3 Universitatea Politehnica București România 1987
- N[2] Nackenhorst U., “Contact Mechanics”, Lecture notes, Hannover, 2006
- O[1] Oblizajek, K.L. și Lippman, S.A. Predicting the Tread Wear of Non-Driven Front Axele Tires form Laboratory Measurements. Paper 740073 presented at SAE Automotive Engineering Congress Detroit January S.U.A. 1974
- P[1] Payer, H. J. și Meschke, G. Aplicacion of the Finite Element Metod to the Analysis of Automobile Tires. IUTAM/IACM Symposium Vienna 2-6 June Austria 1997
- P[2] Pacejka H.B., Tyre and vehicle dynamics, SAE International and Elseiver, 2005
- R[1] Ronai, D.și Shamulevich, I. Tire footprint Characteristic as a Function of Soil Propertics and Tire Operations în Journal of Terramechanics Voi. 32 Nr.6 pp.311-323 PERGAMONT 1995
- R[2] Roth, J. Untersuchungen zur Kraftubertragung zwischen Pkw- Reifen und Fahrbahan unter besonderer Berucksichtigung der KraftschluBerkennung am rotieren Rad.Darmstadt Technische Hochschule Dissertation Germania 1993
- S[1] Savkoor, A.R. și Pacejka, H.B. Tyre Properties and Rolling Characteristics on Dry and Wet Roads- Vehicle Research Laboratory, Departament of Mechanical Engineering. Delft University of Technology, Delft, The Netherlands in 8th IAVsd-Symposium held at Massachusetts Institute of Technology Cambrige. MA, 15-19 August S.U.A. 1983
- S[2] Sakai, H. Teoretical and experimental studies on the dynamic properties of tyers - Part I: Reviw of theories of rubber friction, în International Journal of Vehicle Desing Voi. 2 Nr. 1 pp.78-110 U.K. 1981
- S[3] Seitz, N. și Hussmann, A.W. Forces and Displacement in Contact Area of Free Rolling Tires în S.A.E. Paper 710626 S.U.A. 1971
- S[4] Shepherd, W.K. Diagonal Wear Predicted by a Simple Wear. Model in The Tire Pavement Interface. ASTM STP 929 American Society for Testing and Materials pp. 159-179 Philadelphia S.U.A. 1989
- S[5] Sjahdanulirwan, M. An analytical model for the prediction of tyre-road friction under braking and cornering în International Journal of Vehicle Desing Voi. 14 Nr.1 pp78-99 U.K. 1993
- S[6] Stocker, J. ș.a. Der "Intelligente Reifen"- Zwischenergebnisse einer interdisziplinären Forschungskoooperation. ATZ Automobiltechnische

- Zeitschrift Nr.97/12 pp.824-832 Germania 1995
- S[7] Swendenius, J. Tire Models for Use Breaking Applications, Teză de licență, Suedia 2003
- S[8] Stribeck R., Die Wesentlichen Eigenschaften der Gleit - und Rollenlager - the key qualities of sliding and roller bearings, Zeitschrift des Vereines Seutscher Ingenieure, 46, 38, pg. 1342 - 1348, 46, 39, pg. 1432 - 1437, 1902
- S[9] Swevers J., ș.a., An integrated friction model structure with improved presliding behavior for accurate friction compensation, IEEE Transaction on Automatic Control, 45, pg. 675 - 686, 2000
- T[1] Tanner, J.A.ș.a. Static Frictional Contact of the Space Shuttle Nose -Gear Tire în Tire Science and Technology Vol.22 Nr.4 October- December pp. 242-272 S.U.A. 1994
- T[2] Tanner, J.A. Computațional Methods for Frictional Contact With Applications to the Space Shuttle orbiter Nose- Gear Tire. National Aeronautics and Space Administration Langley Research Center. Hampton, Virginia 23681-0001 S.U.A. Mai 1996
- T[3] Tielking, J.T.și Roberts, F.L. Tire Contact Pressure and its Effect are Pavement Strein în Journal of Transportation Engineering Voi. 113 Nr. 1 pp.56-70 Ianuarie S.U. A. 1987
- T[4] Tielking, J.T.și Pezolat. V.J. Impact of wide base radial truck tires on highway sefety. Final Raport A.A.A. Fundation for Traffic Safety Washington D.C. S.U.A. 1992
- T[5] Tielking, J.T. Forces transmissibility of heavy truck tires. Tire Science and Tehnology Vol.22 Nr. 1 pp.60-74 S.U.A. 1994
- T[6] Tielking, J.T. Wide base radial truck tyres: proprieties and performance. In Heavy Vehicle Systems International Journal of Vehicle Desing. Vol.2 Nr.3/4 pp. 187-207 U.K. 1995
- U[1] Upadhyaya, S.Kși Wulfsohn, D. Relationship between tire deflection characteristics and soil-tire contact area.în ASAE Paper Nr.88-1005 ASAE St. Joseph MI. S.U.A. 1988
- U[2] Untaru, M. ș.a. Dinamica Autovehiculelor pe Roți Editura Didactică și Pedagogică București 1982
- U[3] Urdăreanu T. și al., Propulsia și circulația Autovehiculelor cu roți, Ed. Șt. și Ped., București, 1987
- Z[1] Zegelaar, W. A.P. The Dynamic Response of Tyres to Brake Torque Variations and Road Unevennesses. Teză de doctorat Universitatea Tehnologică din Delft Olanda 1998
- Y[1] Yap, P. A Comparative Study of the Effect of Truck. Tire Types on Road Contact Pressure. SAE Paper 881846.pp.53-59 S.U.A. 1988
- Y[2] Yi J., ș.a., Emergency braking control with observer- based dynamic

- tire/road friction model and wheel angular speed velocity measurements, Vehicle Systems Dynamics, vol. 39, 2, pg. 81-97, 2003
- *[1] APOLLO European Community Information Society Technology Programme Intelligent Tyre Systems-State of Art and Potential Technologies-Technical Research Centre of Finland 15th 34372 2001-2003
- *[2] [http://www. hf. e.-technik.tu.-darmstadt.de./www.-adm/JB1997/](http://www.hf.e-technik.tu-darmstadt.de/www.-adm/JB1997/) pdf
- *[3] Tactilous- Tire Tread Tactile Pressure Measurement System- w.w.w. sensor prod./tactilous S.U.A.