



**UNIVERSITATEA NAȚIONALĂ DE ȘTIINȚE ȘI
TEHNOLOGIE POLITEHNICA BUCUREȘTI**

FACULTATEA INGINERIA SISTEMELOR BIOTEHNICE

**ȘCOALA DOCTORALĂ INGINERIA SISTEMELOR
BIOTEHNICE**

REZUMAT TEZĂ DE DOCTORAT

**Studii și cercetări privind comportarea tribologică a
sistemelor de frânare ale autovehiculelor**

**Studies and research on the tribological behavior
of vehicle breaking systems**

Coordonator științific:

Prof. univ. dr. ing. Filip Ilie

Autor:

Ing. Andreea Cătălina Cristescu

București, 2023

CUPRINS	Teză/Rezumat
CUVÂNT ÎNAINTE.....	7 4
LISTA DE NOTAȚII ȘI SIMBOLURI	8
LISTĂ FIGURI	12
LISTĂ TABELE	16
Capitolul 1. IMPORTANȚA TEMEI. OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT	19 5
1.1. Importanța temei	19 5
1.2. Obiectivele tezei de doctorat	22 5
Capitolul 2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII CU PRIVIRE LA PROCESELE TRIBOLOGICE DIN SISTEMELE DE FRÂNARE ALE AUTOMOBILELEOR.....	24 7
2.1. Noțiuni generale	24 7
2.2. Elementele componente ale sistemului de frânare de tip disc cu plăcuțe.....	25 7
2.2.1 Prezentarea generală a sistemului de frânare	26 8
2.2.1. Elementele componente ale frânelor cu disc și plăcuțe	32 8
2.3. Materialele sistemului de frânare de tip disc cu plăcuțe.....	38 9
2.3.1. Materialele discului de frână.....	39 9
2.3.2. Materialele plăcuțelor de frână	42 9
2.4. Scoaterea din funcțiune a sistemului de frânare de tip disc cu plăcuțe	44 10
2.4.1. Scoaterea din funcțiune a discului de frânare	44 10
2.4.2. Scoaterea din funcțiune a plăcuțelor de frână	50 10
2.4.3. Fenomene ce apar în funcționare (termice, dinamice, stick-slip)	54 10
Concluzii.....	58 12
Capitolul 3. STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA PERFORMANȚELOR TRIBOLOGICE ALE SISTEMELOR DE FRÂNARE ALE AUTOMOBILELOR.....	59 13
3.1. Introducere	59 13
3.2. Studii și cercetări privind îmbunătățirea performanțelor tribologice ale sistemului de frânare ale autovehiculelor	60 13
3.3. Materiale și metode de cercetare a performanțelor tribologice ale sistemului de frânare cu disc și plăcuțe	63 13
3.3.2 Materiale utilizate la sistemele de frânare cu disc și plăcuțe	66 14
3.3.3 Metode de cercetare a performanțelor tribologice	76 14
3.4. Studii și cercetări privind îmbunătățirea materialelor de frecare	80 15
3.4.1 Influența temperaturii asupra materialelor de frecare	80 15
3.4.2 Caracteristicile principale ale metodelor de cercetare	84 15
3.4.3 Instalații existente de cercetare a performanțelor tribologice	85 15
3.5. Rezultate teoretice, experimentale și discuții.....	89 16
Concluzii.....	91 17
Capitolul 4. ANALIZA TEORETICĂ ȘI EXPERIMENTALĂ A PARAMETRILOR PROCESULUI DE FRÂNARE ÎN CONDIȚII DE TRAFIC INTENS ȘI MODERAT	92 18
4.1. Introducere	92 18
4.2. Analiza parametrilor procesului de frânare în condiții de trafic intens și moderat.....	93 18
4.2.1. Generalități.....	93 18
4.2.1. Aspecte teoretice privind parametrii procesului de frânare al autovehiculelor.....	94 18
4.2.2. Metode și principii de modelare a parametrilor de testare.....	105 19
4.3. Analiza experimentală a parametrilor procesului de frânare în condiții de trafic intens și moderat.....	112 20
4.3.1 Generalități	112 20
4.3.2. Analiza metodelor utilizate în cercetarea experimentală a parametrilor procesului de frânare	113 20
4.3.3 Posibilități de aplicare a unor metode de cercetare experimentală	114 20
4.3.4 Metode de experimentare utilizate în cercetarea parametrilor procesului de frânare	121 21
Concluzii.....	124 21
Capitolul 5. STABILIREA METODOLOGIEI ȘI APARATURII NECESARE PENTRU EXPERIMENTAREA SISTEMULUI DE FRÂNARE ÎN CONDIȚII DE TRAFIC INTENS ȘI MODERAT.....	126 22
5.1. Introducere	126 22

5.2.	Instalații folosite în testarea sistemului de frânare	127	22
5.2.1.	Dinamometrul Nussbaum VISIO.....	127	22
5.2.2.	Rolele dinamometrului.....	131	22
5.3.	Metodologia de testare și rezultatele în condiții de testare pe stand	132	23
5.3.1.	Analiza metalografică a discului și plăcuțelor de frână	132	23
5.3.2.	Determinarea experimentală a eficienței sistemului de frânare în urma înlocuirii plăcuțelor de frână (discuri uzate, plăcuțe noi).....	135	24
5.3.3.	Rezultate experimentale determinate prin încercări pe standul de testare a forței de frânare, în urma înlocuirii plăcuțelor de frână	137	25
5.3.4.	Determinarea experimentală a eficienței sistemului de frânare cu discuri și plăcuțe uzate.....	138	25
5.3.5.	Rezultate experimentale determinate prin încercări pe standul de testare a forței de frânare – cazul cu discuri și plăcuțe uzate.....	139	26
	Concluzii.....	151	31
Capitolul 6. REZULTATE EXPERIMENTALE PRIVIND COMPORTAREA TRIBOLOGICĂ A SISTEMULUI DE FRÂNARE.....			
6.1	Introducere	153	32
6.2	Materiale și metodologia de cercetare.....	155	32
6.3	Determinarea experimentală a eficienței sistemului de frânare cu discuri și plăcuțe noi....	156	32
6.4	Rezultate experimentale privind distanța și timpul de frânare în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului	163	35
6.5	Rezultate experimentale privind eficiența sistemului de frânare după 10.553 km parcurși în condiții de trafic intens.	169	37
6.5.1.	Rezultate experimentale obținute pe standul de testare	169	37
6.5.2	Rezultate experimentale privind distanța și timpul de frânare în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului – discuri și plăcuțe uzate	176	38
6.6.	Studiu de simulare numerică 3D cu elemente finite a sistemului de frânare a mașinii și a materialelor cuplului de frecare disc-plăcuțe de frână	187	44
6.6.1	Simulare numerică 3D cu metoda/analiza elementului finit.....	187	44
6.6.2	Evaluarea experimentală a COF și uzurii cuplului disc-plăcuță de frână.....	194	48
6.7	Analiza modală a sistemului de frânare disc-plăcuțe de frână.....	195	48
6.7.1	Generalități	195	48
6.7.2	Modelarea perechilor de contacte și țintă	197	49
6.7.3	Generarea mișcării interne de alunecare și rețeaua de elemente finite ale modelului disc-plăcuță de frână.....	199	50
6.7.4	Condiții la limită de deplasare și încărcare.....	200	50
6.7.5	Analiză modală și soluții de control	201	50
6.7.6	Factorul de participare al modului.....	202	51
6.7.7	Rezultate și discuții.....	203	51
	Concluzii.....	210	53
Capitolul 7. CONCLUZII GENERALE. CONTRIBUȚII PERSONALE. CONCLUZII FINALE. RECOMANDĂRI ȘI PERSPECTIVE.			
7.1.	Concluzii generale	212	55
7.2.	Cotribuții personale	214	56
7.3.	Concluzii finale.....	215	57
7.4.	Recomandări și perspective (Directii viitoare de cercetare).....	217	59
BIBLIOGRAFIE.....		218	60
ANEXE.....		227	
ANEXA 1.....		227	
ANEXA 2.....		266	
ANEXA 3.....		281	
ANEXA 4.....		288	
LUCRĂRI PUBLICATE.....		314	62

CUVÂNT ÎNAINTE

Pe măsură ce privesc înapoi la anii petrecuți în elaborarea acestei teze, recunosc că nu aș fi putut ajunge aici fără sprijinul și contribuțiile multor persoane care mi-au influențat parcursul academic și personal.

În primul rând, aș dori să îmi exprim sincerele mulțumiri și aprecierea față de conducătorul meu științific, Prof. dr. ing. Filip ILIE, care merită toată admirația și recunoștința. Nu a fost doar un ghid academic, ci și un mentor în adevăratul sens al cuvântului. Mi-a oferit perspective și încurajări atunci când a fost necesar. Prin analizele meticuloase, mi-a modelat viziunea și m-a ajutat să cresc în fiecare zi. Viziunea, răbdarea și pasiunea dumnealui pentru domeniu, au fost o sursă inepuizabilă de inspirație pentru mine. M-a ghidat prin provocări și m-a învățat valoarea perseverenței în cercetare.

Le sunt de asemenea profund recunoscătoare membrilor Comisiei de îndrumare Conf. dr. ing. George Ipate, Prof. dr. ing. Gheorghe Voicu, Prof. dr. ing. Ladislav David, care au contribuit cu sugestii prețioase, orientare metodologică, expertize tehnice riguroase, dar și încurajări în momentele de îndoială, jucând un rol fundamental în modelarea și îmbunătățirea cercetării mele. Pentru aceasta le sunt recunoscătoare.

O apreciere specială este dedicată Facultății de Ingineria Sistemelor Biotehnice și Universității Politehnica București, care mi-au oferit nu doar un cadru academic de excelență, ci și o comunitate în care am crescut și am învățat.

Doresc să multumesc Institutului National de Mașini Agricole București – INMA, a căror expertiză și suport în executarea experimentelor, a fost esențială pentru cercetarea mea.

În acest parcurs, părinții mei Otilia Cristescu și Florea Cristescu au fost stâncă mea. Le mulțumesc pentru că m-au învățat ce înseamnă determinarea, pentru seriile lungi de discuții și pentru momentele de liniște în care prezența lor a fost tot ce aveam nevoie. Fiecare sacrificiu, fiecare cuvânt de încurajare și fiecare gest de apreciere mi-au dat forța să continui, chiar și atunci când obstacolele păreau insurmontabile. Îmi este imposibil să exprim în cuvinte cât de recunoscătoare sunt pentru tot ce mi-au oferit.

București, 2023

Ing. Andreea Cătălina CRISTESCU

Capitolul 1. IMPORTANȚA TEMEI. OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT

1.1. Importanța temei

Într-o eră în care industria auto se dezvoltă cu o viteză impresionantă, abordarea studiului comportamentului tribologic al sistemului de frânare în condiții de trafic real aduce o perspectivă inovatoare și necesară.

Un aspect esențial al acestei noi abordări este reprezentat de faptul că mulți producători nu se concentrează suficient pe studiul uzurii reale din scenariile de trafic cotidian. Această lucrare se distinge prin faptul că se adresează tocmai acestei lacune, explorând modul în care componente vitale ale sistemului de frânare răspund în medii de trafic variabile.

Una dintre componentele esențiale ale vehiculelor din zilele noastre este sistemul de frânare. Cu cât traficul devine mai dens și ritmul vieții urbane mai alert, cu atât frânele sunt sollicitate mai frecvent. De aceea, este crucial să înțelegem modul în care utilizarea intensă afectează comportamentul tribologic al plăcuțelor de frână.

Comportamentul tribologic se referă la studiul interacțiunii dintre suprafețele în mișcare. În cazul plăcuțelor de frână, acest studiu se focalizează pe modul în care diferite materiale se uzează și interacționează sub presiune și frecare repetitivă.

În condiții de trafic intens, frânările repetate și constante pot duce la o uzură rapidă a plăcuțelor. Fiecare aplicare a frânelor provoacă o mică uzură, iar cumulată, acestea pot avea un efect semnificativ asupra performanței și duratei de viață a plăcuțelor, în special și al sistemului de frânare, în particular. De asemenea, frecarea constantă între plăcuța de frână și disc poate duce la schimbări/modificări, la nivel microstructural, afectând proprietățile tribologice ale materialului.

Traficul moderat, deși pare mai puțin solicitant, prezintă și el provocări. În absența unei utilizări constante, plăcuțele de frână pot fi supuse unor condiții variate de umiditate și contaminanți de pe drum, care pot influența coeficientul de frecare și, implicit, performanța de frânare.

Teza de doctorat utilizează informații teoretice și experimentale din mai multe domenii: tribologie, mecanică, matematică, statistică și informatică. Acest lucru este în corelație cu stabilirea și dezvoltarea programului teoretic și experimental, respectiv cu obiectivele tezei.

Prin studiul comportamentului tribologic în aceste condiții, inginerii pot identifica și dezvolta materiale mai rezistente la uzură, care să ofere o performanță constantă în timp, indiferent de intensitatea traficului. Acest gen de studiu este o abordare inovatoare, axându-se pe aspectele reale și imediate ale vieții urbane.

Adaptându-se la aceste condiții specifice, industria auto poate dezvolta vehicule mai sigure, fiind capabile să ofere o eficiență constantă și o durată de viață extinsă a componentelor. În plus, pe măsură ce orașele devin mai aglomerate, anticiparea și adaptarea la aceste schimbări devin esențiale.

Prin urmare, studierea comportamentului tribologic al plăcuțelor de frână în trafic intens și moderat este nu doar inovatoare, ci și crucială pentru viitorul mobilității urbane.

1.2. Obiectivele tezei de doctorat

Sistemele de frânare sunt cruciale pentru funcționarea eficientă și sigură a vehiculelor moderne. O înțelegere profundă a comportamentului lor tribologic în diferite condiții de trafic nu este doar academică, ci esențială pentru dezvoltarea tehnologiilor viitoare. Următorii parametri sunt obiectivele cheie ale acestui studiu:

Evoluția uzurii sistemului de frânare - având în vedere variația în condiții de trafic, este esențial să se monitorizeze și să se analizeze modul în care componentele sistemului de frânare se uzează. Aceasta include evoluția și gradul de uzură în funcție de ciclurile de frânare și de condițiile externe.

Coeficientul de frecare - un factor vital pentru performanța de frânare, coeficientul de frecare dintre discul și plăcuța de frână poate varia în funcție de condițiile de trafic și de uzură. Înțelegerea acestei variații ajută la optimizarea materialelor utilizate și a designului componentelor.

Forța de frânare - monitorizarea și analiza forței aplicate în diferite scenarii de trafic ne permit să înțelegem nevoile specifice ale fiecărui/fiecărei context/situații. Aceasta, la rândul său, influențează proiectarea sistemului de frânare și capacitățile de funcționare optimă ale acestuia.

Coeficientul de uzură - uzura este inevitabilă, dar ritmul și tipul acesteia pot varia. Determinarea coeficientului de uzură în funcție de intensitatea traficului și de alte condiții externe contribuie la anticiparea duratei de viață a componentelor sistemului de frânare și la dezvoltarea de soluții de prelungire a acesteia.

Analiza metalografică și chimică - identificarea structurii microscopice a materialelor cuplului disc-plăcuțe de frânare, cu accent pe distribuția fazei, dimensiunea granulelor și eventualele defecte sau discontinuități. De asemenea, s-a urmărit determinarea compoziției chimice a materialelor utilizate în componentele de frânare, subliniind prezența și distribuția elementelor-cheie.

Eficiența sistemului de frânare - în final, toate aceste aspecte contribuie la eficiența globală a sistemului de frânare. Analizând performanța frânelor în condiții variabile de trafic, se pot identifica posibilele puncte slabe și se pot dezvolta soluții pentru a îmbunătăți eficiența și siguranța vehiculelor.

Metoda elementului finit (FEA): - dezvoltarea unui model FEA pentru sistemul de frânare, având în vedere geometria, proprietățile materialelor și condițiile limită. A fost simulată comportarea sistemului de frânare în timpul funcționării, identificând zonele cu solicitări ridicate și eventualele puncte critice.

Analiza modală/structurală - identificarea modurilor naturale de vibrație și a frecvențelor asociate pentru sistemul de frânare, ce pot influența performanța de frânare și integritatea structurală a componentelor.

Corelarea datelor analitice cu cele experimentale - realizarea testelor practice pentru evaluarea eficienței de frânare a sistemului sub diferite condiții de operare. S-a realizat compararea și validarea rezultatelor obținute prin modelare cu cele experimentale, oferind astfel o imagine completă asupra comportării reale a sistemului

Asadar, obiectivele acestei teze se axează pe înțelegerea și analiza funcționării sistemului de frânare în condiții de trafic reale, prin stabilirea eficienței acestuia analitic și experimental, pe baza distanței și timpului de frânare/oprire, în funcție de masa, viteza vehiculelor și numărul km parcursi.

Rezultatele și soluțiile vor avea implicații semnificative pentru industria auto, conducând către dezvoltarea de vehicule mai sigure și mai fiabile, prin oferirea unei baze solide pentru optimizarea sistemelor de frânare, recomandări privind proiectarea și întreținerea acestora în condițiile actuale.

Capitolul 2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR CU PRIVIRE LA PROCESELE TRIBOLOGICE DIN SISTEMELE DE FRÂNARE ALE AUTOMOBILELEOR

2.1. Noțiuni generale

Necesitatea unui sistem de frânare puternic a crescut odată cu apariția automobilelor, pentru a oferi performanțe superioare, fiabilitate și siguranță. Astfel, sistemele complexe și sofisticate, cum ar fi: sistemul anti-blocare (ABS), garantează contactul roților cu suprafața de rulare, sistemul de control electronic al stabilității (ESP), monitorizează stabilitatea și detectează derapajele, precum și sistemele anti-alunecare, garantează stabilitatea vehiculului în diferite condiții [3, 4]. Prin urmare, sistemul de frânare trebuie să îndeplinească mai multe cerințe foarte importante și reglementate, cum ar fi:

- Oprirea în siguranță a autovehiculului;
- Imobilizarea autovehiculului în pantă;
- Asigurarea decelerării impuse;
- Asigurarea unei frânări progresive;
- Efort minim din partea șoferului;
- Proportionalitatea între efortul aplicat pe mecanismul de acționare al sistemului de frânare și decelerarea autovehiculului;
- Acțiunea forței de frânare pe ambele punți ale autovehiculului;
- Frânarea să fie realizată doar la intervenția șoferului;
- Asigurarea evacuării căldurii [1 - 4].

2.2. Elementele componente ale sistemului de frânare de tip disc cu plăcuțe

Sistemul de frânare este un set de piese care ajută șoferul să reducă viteza mașinii până când aceasta se oprește. Indiferent de încărcarea și viteza vehiculului, acesta trebuie să funcționeze pe toate roțile. Poate funcționa prin intermediul unui sistem hidraulic, pneumatic sau hidropneumatic.

Normele în vigoare impun utilizarea unui sistem de frânare dublu, structurat în cinci configurații diferite de sisteme de frânare (Fig. 2.1):

- Structura paralel (II): primul circuit frânează puntea din față, iar celălalt circuit frânează puntea din spate; acest lucru distribuie forța de frânare pe ambele punți.
- Structura X: primul circuit frânează roata din dreapta față și roata din stânga spate, iar al doilea circuit frânează roata din stânga față și roata din dreapta spate, distribuind forța de frânare pe diagonală.
- Structura HI: primul circuit acționează puntea din față și din spate, în timp ce un al doilea circuit frânează simultan cu puntea din față.
- Structura LL: primul circuit acționează puntea din față și o roată din spate, iar al doilea circuit acționează puntea din față.;
- Structura HH: ambele circuite acționează toate cele patru roți ale autovehiculului simultan, ceea ce face sistemul de frânare cel mai complex. [3]

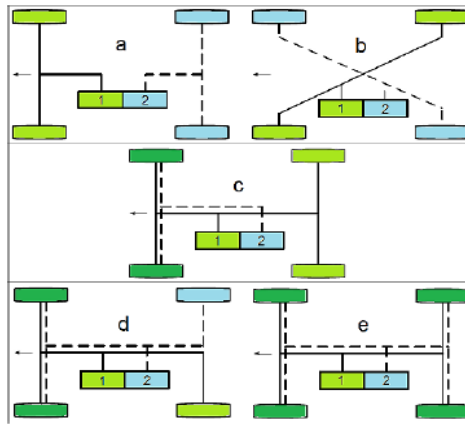


Fig. 2.1 Configurații ale sistemului de frânare:
 a-structura II, b-structura X, c-structura HI, d-structura LL, e-structura HH
 1- primul circuit de frânare , 2- al doilea circuit de frânare [3]

2.2.1 Prezentarea generală a sistemului de frânare

Sistemele de frânare disc cu plăcuțe și sistemele de frânare cu sabot sunt cele două tipuri utilizate. În prezent, sistemele de frânare cu sabot sunt folosite pe puntea din spate a mașinii, dar sistemul de frânare disc cu plăcuțe urmează să le înlocuiască [4].

Figura 2.2 prezintă un sistem de frânare tradițional care nu necesită asistență electrică.

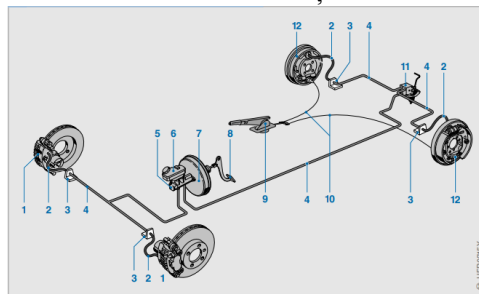


Fig. 2.2 Sistem de frânare convențional, pe ambele punți ale autoturismului [4]:
 1 - frânele cu disc, 2- furtunele de frână, 3 - suport, 4 - conducte de frână principale,
 5 - cilindrul principal, 6 - rezervorul de lichid de frână, 7 - pistonul servomotorului,
 8 - pedala de frână, 9 - maneta frânei de parcare, 10 - cablul de frână de mână,
 11 - supapa de reglare a presiunii, 12 - frânele cu tamburi

2.2.1. Elemente componente ale frânelor cu disc și plăcuțe

Un sistem de frânare este necesar pentru a opri sau a modifica viteza unui vehicul în funcție de condițiile de trafic și de drum. Sistemele de frânare folosesc în primul rând energia cinetică a vehiculului. O parte din energia cinetică este transformată în timpul unei operațiuni de frânare, dar o altă parte poate fi eliminată sub formă de vibrații în cazul frânării prin frecare.

În sistemele de frânare cu disc, plăcuțele de frână sunt presate pe un disc rotativ în timp ce frânează. Acest lucru produce căldură ca urmare a frecării dintre plăcuțe și disc. Aceasta este transferată în mediul exterior, astfel încât discul se răcește [6]. Sistemele de frânare cu disc au un etrier care este fixat pe port-fuzetă prin șuruburi, un disc care este fixat între butuc și roată și plăcuțele de frână care sunt înglobate în etrier. Cilindrii hidraulici fac ca discul să se strângă și să oprească mișcarea de rotație a acestuia. Un astfel de sistem de frânare este reprezentat în Fig. 2.3.

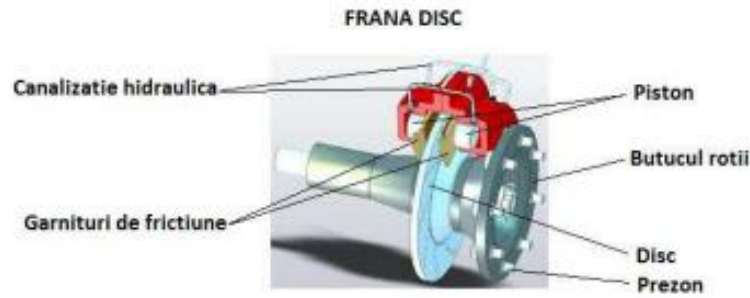


Fig. 2.3 Frână cu disc [3]

2.3. Materialele sistemului de frânare de tip disc cu plăcuțe

2.3.1. Materialele discului de frână

a) Discul de frână din fontă cenușie

Pentru că are un raport bun între cost și beneficiu, fonta cenușie este preferată în cazul automobilelor de serie. Diverse tipuri de aliaje, cum ar fi nichel, fier-crom, fier-mangan, fier-siliciu și altele, sunt folosite ca adausuri în compoziția fontei. Tabelul 2.2 oferă un exemplu relevant pentru producția discurilor de frână produse de General Motors din Brazilia, unde se utilizează fontele cenușii turnate cu sau fără alte elemente chimice [7].

b) Discul de frână din ceramică

Compozițiile cu matrice ceramică (CMC) pe bază de fibre de carbon și matrice de carbon-siliciu sunt o altă opțiune pentru discurile de frână, deoarece au caracteristici tribologice mai bune decât fonta cenușie. Caracteristicile lor principale includ:

- densitate mică;
- un coeficient de expansiune termică ridicat în comparație cu fonta;
- coeficienți constanți de frecare și stabilitate.

2.3.2. Materialele plăcuțelor de frână

Proprietățile chimice, mecanice și fizice ale materialelor de fricțiune create pot fi modificate prin modificări ale procentului de masă sau ale tipurilor de elemente din compoziție. Cercetătorii inițial au ajuns la concluzia că proprietățile mecanice și fizice ale materialelor de frecare și proprietățile de uzură nu sunt direct legate unul de celălalt. În consecință, fiecare formulare nouă creată trebuie să fie testată pentru a evalua proprietățile sale de uzură și frecare. Acest lucru se face pentru a se asigura că materialul care a fost creat pentru plăcuța de frecare îndeplinește cerințele minime de utilizare. Aceste teste includ atât testarea performanței la frânare pe drum, cât și testarea prin abraziune. Construcția plăcuțelor de frână este prezentată în Fig. 2.4.

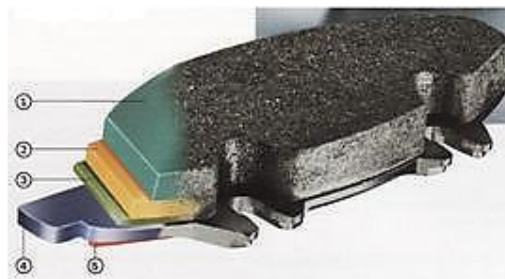


Fig. 2.4 Construcția plăcuțelor de frână [3]

1-material de fricțiune; 2- material antitermic; 3- strat adeziv; 4- placa metalica; 5- amortizor

2.4. Scoaterea din funcțiune a sistemului de frânare de tip disc cu plăcuțe

2.4.1. Scoaterea din funcțiune a discului de frânare

Comportamentul tribologic al fontelor este influențat de mai mulți parametri, cum ar fi elementele chimice componente din aliajul casant și morfologia lor. Există o serie de studii care examinează modul în care diferitele elemente de aliaj influențează rezistența la uzură a fontei cenușii. Se știe că siliconul, cromul și manganul îmbunătățesc rezistența discului de frână la uzură [10].

Durata de viață a discului de frână

Deoarece există o mulțime de factori care afectează durata de viață a discului de frână, cifrele arată că unele modele de discuri durează de 10 până la 15 ori mai mult decât altele. În timp ce unele discuri pot rula 300.000 km, altele au doar 20.000 km [12]. Astfel, Fig. 2.5 prezintă mai multe tipuri de defecțiuni ale discurilor de frânare.

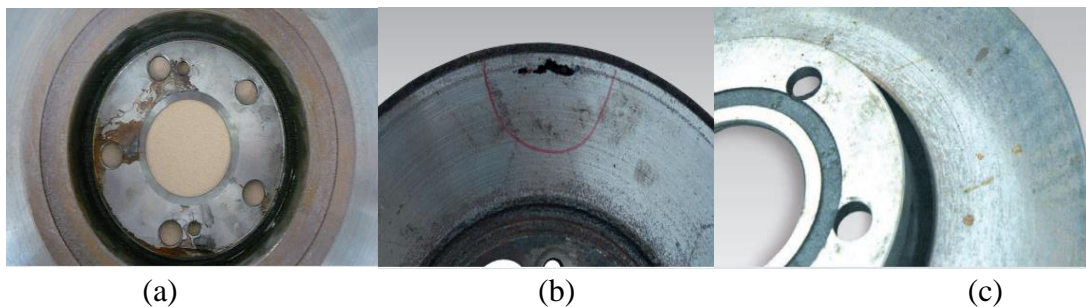


Fig. 2.5 Defecțiuni ale discurilor de frânare:

(a)- fisuri ale camerei discului de frânare; (b)- defecțiune provocată de recondiționare (c)- variații ale grosimii zonei de fricțiune[12]

2.4.2. Scoaterea din funcțiune a plăcuțelor de frână

În afară de uzura normală cauzată de utilizarea excesivă a plăcuțelor, există o serie de alte circumstanțe care pot deteriora plăcuțele de frână. Acestea includ deteriorarea termică, ruperea materialului de fricțiune, montarea defectuoasă, defectele de fabricație, deteriorările legate de utilizare și cele cauzate de condițiile meteorologice (Fig. 2.6).

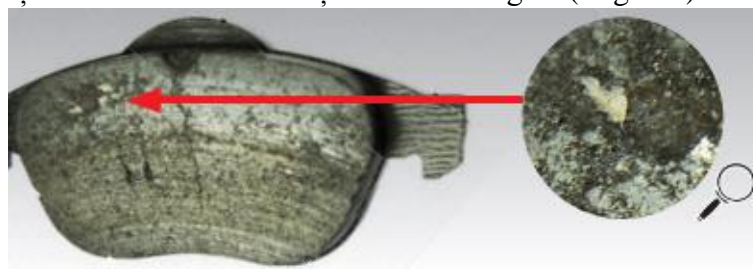


Fig. 2.6 Pătrunderea așchiilor de metal pe suprafața plăcuței [12]

2.4.3. Fenomene ce apar în funcționare (termice, dinamice, stick-slip)

Performanța frânei este influențată de proprietățile termice și mecanice ale materialelor de frecare cu disc, de topografia suprafețelor de contact, precum și de corpul care se formează ca urmare a proceselor de uzură [13, 14]. Prin urmare, pentru a înțelege pe deplin comportamentul frânelor, este esențial să înțelegem modificările care au loc la interfața de contact.

Fenomenele termice

Studiile asupra sistemelor de frânare [17 – 19] au arătat că temperatura de încărcare crește rata de uzare. Rata de uzură a unui material de frecare cu rășină fenolică ca liant crește lent sub o temperatură critică; cu toate acestea, dacă temperatura depășește această limită, rata de uzură crește rapid, așa cum se arată schematic în Fig. 2.7.

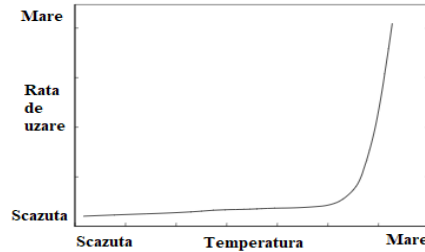


Fig. 2.7 Reprezentarea schematică a dependenței uzurii de temperatură [6]

Încărcări dinamice în timpul frânării

Cuplul creat de frânele roților reacționează pe circumferința pneului acolo unde este în contact cu solul atunci când frânele sunt acționate. Mărimea forței de frecare în cazul blocării frânei depinde direct de cuplul creat de frânarea roții. Fig. 2.8 arată forțele care afectează un vehicul cu două punți care decelerează la nivelul căii de rulare orizontală.

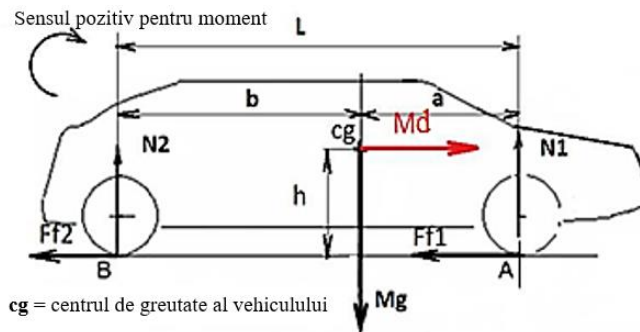


Fig. 2.8 Forțele ce acționează la decelerarea vehiculului [3]

$$F_{f1} + F_{f2} = F_{fi} = M \cdot d, \quad (2.1)$$

unde: F_{f1} , F_{f2} – forțele de frecare ale roților din față (F_{f1} , (N)) și din spate (F_{f2} , (N));

F_{fi} – forța de frecare totală, (N); M – masa vehiculului, (kg) și d – decelerația vehiculului, (m/s^2).

$$d = F_{fi} / M. \quad (2.2)$$

$$N_1 + N_2 = M \cdot g, \quad (2.3)$$

unde: N_1 , N_2 – forțele (reacțiunile) normale pe roțile din față, static (N_1 , (N)) și din spate, static (N_2 , (N)); $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – accelerația gravitațională.

Fenomenul stick-slip

Unul dintre zgomotele și vibrațiile care apar atunci când un vehicul frânează este fenomenul de stick-slip. O serie de intermitențe în procesul de frânare care sunt cauzate de diferențele dintre COF cinetic (μ_k) și COF static (μ_s) sunt cunoscute sub numele de fenomenul stick-slip. COF statică (μ_s) între cele două suprafețe de contact ale discului de frână și ale plăcuței de frână trebuie să fie mai mare decât COF cinetic (μ_k) pentru ca fenomenul de alunecare să apară. Figura 2.9 prezintă variația COF (μ) cu timpul (t) pentru fenomenul de alunecare, unde μ_{smax} este fricțiunea statică maximă [24].

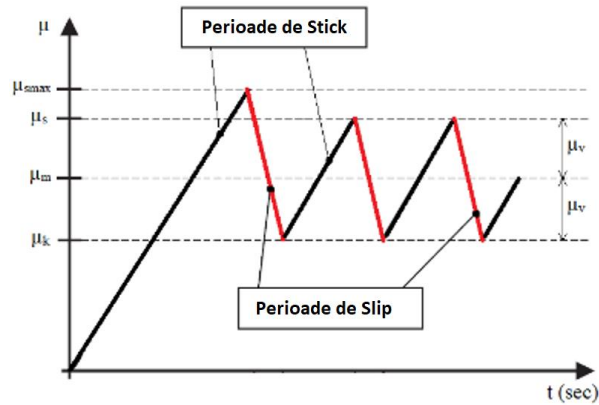


Fig. 2.9 Variația coeficientului de frecare în timp [24] (μ_m – COF mediu; μ_v – amplitudinea coeficienților de frecare)

Caracteristicile de rigiditate ale sistemului de frână, viteza relativă dintre discul și placa de frână, respectiv starea locală de contact dintre suprafețele de frecare influențează amplitudinea fenomenului de alunecare [24].

Concluzii

Pentru că frâna cu disc și plăcuțe este un sistem complex, este necesară o expertiză în multe discipline, cum ar fi tribologia, știința materialelor, dinamica fluidelor și vibrațiile.

De-a lungul deceniilor de cercetare și dezvoltare, frânele cu disc și plăcuțe au evoluat. Multe fenomene sunt încă incomplet înțelese. Dezvoltarea ulterioară a analizelor cu elemente finite (AEF) neliniare este esențială pentru analiza completă și realistă a sistemelor de frânare disc și plăcuțe. Acest lucru ar putea simula evoluția reală a interfeței de contact.

Fenomenele din sistemului de frânare, cum ar fi scârțâitul, vibrațiile și trepidațiile, au atras atenția comunității de cercetători. Datorită dezvoltării continue a sistemelor de frânare cu disc și plăcuțe, acestea au devenit din ce în ce mai rare; cu toate acestea, problema nu a dispărut încă complet. Pentru comunitatea de cercetare a frânelor, problema prezicerii sensibilității la acționarea frânei rămâne o provocare.

Prin urmare, studiul sistemului de frânare cu discuri și plăcuțe reprezintă o necesitate crucială în domeniul ingineriei și al siguranței rutiere. Acest sistem avansat de frânare oferă numeroase avantaje față de tehnologiile tradiționale, cum ar fi o putere de frânare superioară, disiparea eficientă a căldurii și rezistența la decolorare. Cu toate acestea, pentru a beneficia în mod optim de performanțele acestui sistem, este imperativ să înțelegem în profunzime principiile sale de funcționare, interacțiunile componentelor și factorii care pot influența performanța acestuia, precum uzura, temperatură, compoziția materialului și altele. Prin studierea atentă a acestor aspecte, inginerii pot dezvolta soluții inovatoare pentru îmbunătățirea continuă a performanțelor sistemului de frânare cu disc și plăcuțe, contribuind astfel la creșterea siguranței rutiere și oferind șoferilor o experiență de conducere mai fiabilă și mai sigură.

Capitolul 3. STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA PERFORMANȚELOR TRIBOLOGICE ALE SISTEMELOR DE FRÂNRE ALE AUTOMOBILELOR

3.1. Introducere

Obiectivul principal al studiului sistemului de frânare este de a îmbunătăți performanța acestuia, având în vedere situația actuală și nivelul tehnologic avansat la care au ajuns sistemele de frânare, care să ofere o frânare sigură și stabilă chiar și la viteze mari. Adăugarea de magneți de ferită la sistemul de frânare cu disc crește puterea de oprire a vehiculului și constituie o îmbunătățire a sistemului de frânare, deoarece atât distanța, cât și timpul de frânare sunt reduse semnificativ. Acest sistem de frânare este folosit în principal pe mașini sau motociclete de mare viteză pentru a asigura o frânare sigură și stabilă [25].

3.2. Studii și cercetări privind îmbunătățirea performanțelor tribologice ale sistemului de frânare ale autovehiculelor

Întrucât frânarea este un proces esențial, componentele sistemului trebuie proiectate, produse, întreținute și controlate cu atenție. Pentru a evita repetarea problemelor cu structurile anterioare ale sistemelor de frânare, cercetarea și dezvoltarea de noi sisteme de frânare ar trebui să se bazeze pe experiența sistemelor anterioare prin testarea caracteristicilor lor care nu au îndeplinit cerințele și fiabilitatea sistemului în sine. Din acest motiv, dezvoltarea de noi sisteme ar trebui să se bazeze pe experiența sistemelor anterioare pentru a obține o calitate și fiabilitate ridicată [27].

Scopul principal al mecanismelor de frânare este de a obține cuplul de frânare necesar pentru a încetini roțile și, în cele din urmă, pentru a frâna. Deci, cuplul de frânare oricărui alt sistem tehnic de a îndeplini sarcinile specificate fără întreruperi sau defecte este cunoscută sub numele de fiabilitate [27].

Prin urmare, pentru a îmbunătăți performanța și fiabilitatea sistemelor de frânare, o serie de studii și cercetări au fost efectuate și prezentate în continuare.

3.3. Materiale și metode de cercetare a performanțelor tribologice ale sistemului de frânare cu disc și plăcuțe

3.3.1 Generalități

Frânele cu disc și plăcuțe funcționează pentru a decelera un vehicul prin disiparea energiei cinetice și prin contactul glisant între materialul de frecare al plăcuțelor și discurile de frână sau rotoarele/discurile care se pun în mișcare odată cu ale roților. Figura 3.1 prezintă un exemplu de ansamblu comun al sistemului de frânare. Alunecarea dintre plăcuțe și discuri are loc la aproximativ jumătate din viteza vehiculului, iar plăcuțele acoperă de obicei între 10 și 15% din aria urmei pe care o descriu pe disc [53].

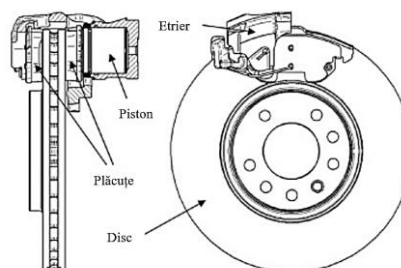


Fig. 3.1 Ansamblu frână cu disc ventilat și etrier mobil cu un singur piston [53]

3.3.2 Materiale utilizate la sistemele de frânare cu disc și plăcuțe

Este important de menționat că fricțiunea cuplului de frecare este doar jumătate din materialul de frecare. De mulți ani, discurile sau tamburii din fontă sau oțel au fost folosiți în frânele vehiculelor, iar majoritatea materialelor de fricțiune ale mașinilor au folosit fonta ca suprafață de contact.

Figura 3.2 prezintă evoluția materialelor de frecare și principalele probleme cu care s-au confruntat în ultimele două decenii, împreună cu soluțiile lor.

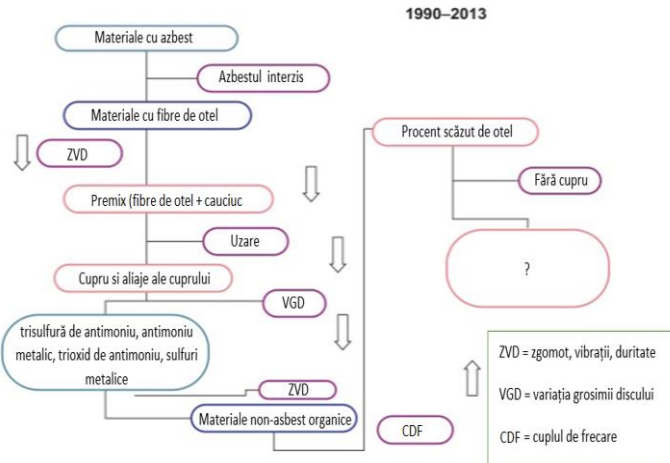


Fig. 3.2 - Evoluția formulelor materialelor de frecare în ultimele două decenii [32, 55]

3.3.3 Metode de cercetare a performanțelor tribologice

Tribometrul stift-disc sau pin-on-disc (POD)

Tabelul 3.9 conține o rezumare a presiunilor nominale de contact și vitezelor de alunecare utilizate pentru testări. Toate încercările sunt efectuate timp de două ore pentru a se asigura că starea este stabilă. Totodată, Tabelul 3.9 prezintă valoarea CDF, care corespunde cu valoarea găsită atunci când starea stabilă este atinsă. Utilizând greutatea, forța normală (F_N) este aplicată și implicit presiunea nominală de contact. Apoi, forța normală, F_N este împărțită la aria de contact a știftului cu discul, pentru determinare COF, μ_{POD} .

Analiza elementului finit(AEF)

Software-ul Abaqus a fost folosit pentru a efectua analiza elementului finit [62]. Fig. 3.3 prezintă un model al componentelor, iar Fig 3.4 reprezintă rețeaua discretizată a sistemului de frânare. Pentru etrier a fost folosit[o rețea tetraedrică parabolică, în timp ce pentru toate celelalte părți au fost folosite structuri hexaedrice. Elementele au o dimensiune de 4 mm în medie. O constrângere de deplasare zero a fost stabilită în apropierea punctelor de fixare ale discului. Peretele canalizării etrierului și spatele pistonului sunt supuse presiunii sistemului, p_{sys} , iar discul este rotit [60].

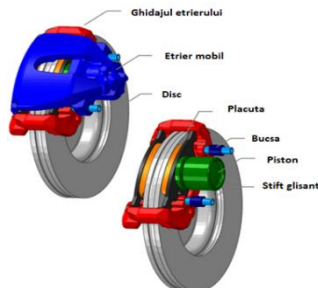


Fig. 3.3 Sistem plăcuțe cu disc [60]

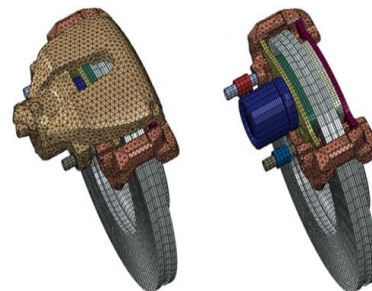


Fig. 3.4 Rețeaua discretizată/mesh-ul sistemului de frânare [60]

3.4. Studii și cercetări privind îmbunătățirea materialelor de frecare

3.4.1 Inflența temperaturii asupra materialelor de frecare

Degradarea termică a materialului de frecare este una dintre numeroasele reacții care pot avea loc. Prin urmare, COF se modifică odată cu temperatura. În general, COF (μ) crește ușor până când temperatura discului sau tamburului atinge aproximativ 200-250 °C, apoi scade, așa cum este prezentat în Fig. 3.5 (pentru cuplu compozit/fontă legat cu un liant de rășină), iar Tabelul 3.1 arată cum caracteristicile materialului de frecare determină variația precisă a temperaturii.

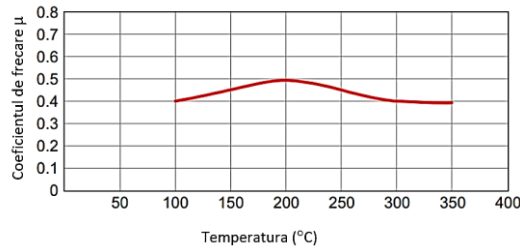


Fig. 3.5. Variația coeficientului de frecare, μ al cuplului compozit/fontă legat cu rășină [32, 54]

Tabelul 3.1 Exemplu de specificații ale caracteristicilor materialelor de frecare [54]

Date de proiectare (valori medii)	
Rezistență maximă la tracțiune	15 MN/m ²
Rezistență maximă la forfecare	25 MN/m ²
Duritatea Rockwell	25 MN/m ²
Densitate	1950 kg/m ³
Temperaturile maxime de lucru recomandate	
Continuă	250°C
Intermitentă	350°C

3.4.2 Caracteristicile principale ale metodelor de cercetare

Scopul cercetării este de a oferi o strategie de simulare pentru a investiga procesul de frecare a sistemului de frânare, precum și performanța materialului de frecare în cauză. Acestea pot fi utile în timpul fazei de proiectare a unei noi frâne, când nu este disponibil un prototip și trebuie ales un material de frecare specific pentru a îndeplini cerințele sistemului și performanța de frecare. În plus, fenomenele greu de studiat pot fi investigate folosind teste experimentale, cum ar fi creșterea COF în stop și creșterea temperaturii de contact semi-locale.

3.4.3 Instalații existente de cercetare a performanțelor tribologice

Există multe moduri diferite de a testa performanța frânării. Încercarea rutieră și încercarea pe stand sunt cele două tipuri. Primul ar trebui să fie făcut în exterior, iar ultimul poate fi făcut în interior. Oamenii care folosesc ambele metode de detectare necesită condiții destul de diferite. Rezultatele detectării unui parametru pot fi diferite atunci când un automobil este testat cu ambele metode [64].

A. Metoda încercării rutiere

Metoda este atât de simplă și ușor de înțeles încât oricine poate vedea schimbarea dinamică a performanței frânării în timp ce procesul de deplasare este efectuat direct de instrumentul/dispozitivul de testare. Există o serie de factori, inclusiv factori umani, starea drumului, vremea, temperatura și umiditatea, care pot afecta rezultatele metodei de testare rutieră [64]. În Fig. 3.5 este prezentat un model de echipament de testare sistemului de frânare.



Fig. 3.6. Echipament de testare al sistemului de frânare [65]

B. Metoda de testare în interior

Procesul de testare necesită viteză și fiabilitate ridicată. Metoda de încercare rutieră în interior este utilizată atunci când apar întrebări cu privire la datele măsurate [64] și se face pe standul de testare, cu motoare independente pentru acționarea roților (Fig. 3.7). În plus, includ sisteme de siguranță care detectează prezența vehiculului pe parcursul testului și detectează pierderea aderenței roților în timpul măsurării. Fiecare roată are proprii parametri [66].



Fig. 3.7 Stand de testare al sistemului de frânare [66]

C. Testarea experimentală

a) Tribometrul

Tribometrul, cunoscut și sub numele de tribotester, este un instrument utilizat pentru a reproduce uzura și fricțiunea la interfața dintre suprafețe într-o mișcare relativă în condiții controlate. Figura 3.8 prezintă schematic modul în care știftul pe disc, sau rola pe disc, este configurat [67].

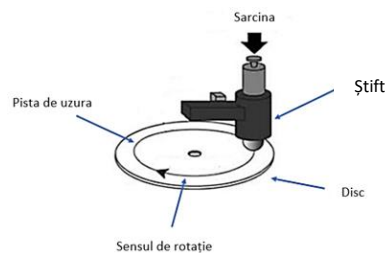


Fig. 3.8 Tribometrul stift pe disc [67]

3.5. Rezultate teoretice, experimentale și discuții

Plăcuța acționată de piston exercită o presiune mai mare asupra interiorului discului. Partea exterioară de rază mică și partea interioară de rază mare au un gradient transversal ca rezultat (Fig. 3.9 a și b). Nu este foarte afectată de alunecarea discului ca direcție, deoarece plăcuța inelară are o distribuție a presiunii de contact cu un gradient de la razele mici la cele mari (Fig. 3.9 a și b). Figura 3.9 c și d arată rata de alunecare. Rata de alunecare este afectată în principal de viteza de rotație a discului, după cum se arată în imagine, și este mai mare în toate distribuțiile analizate pentru raze mai mari [60].

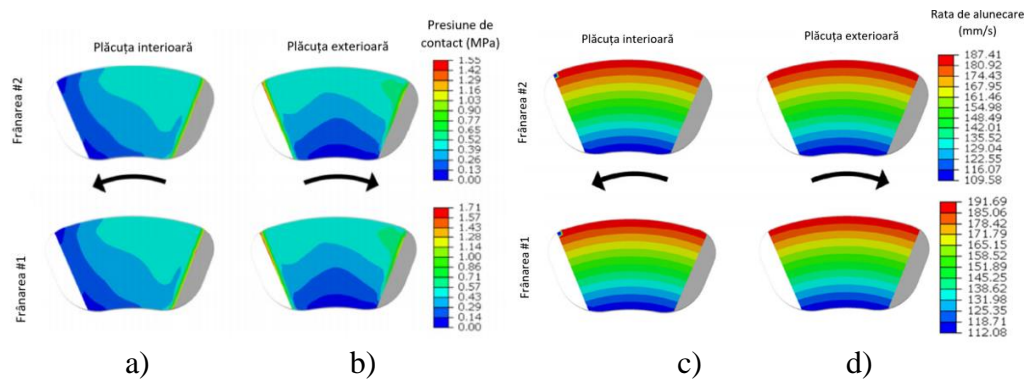


Fig. 3.9 Distribuția presiunii de contact pentru frânările #1 și #2 [60]: a) la sfârșitul procesului de frânare într-un sens de rotație; b) în sens invers de rotație; c) rata/viteza de alunecare la frânare într-un sens de rotație; d) în sens invers de rotație.

Săgețile indică direcția de rotație a discului

Concluzii

Metoda de simulare a fost bazată pe FEA și folosește COF-urile globale ale unui sistem de frânare în funcție de presiunea de contact și viteza de alunecare. Se pot ajunge la următoarele concluzii analizând evenimentele de frână/frânare într-un ciclu de trafic urban și se compară simularea cu rezultatele experimentale.

Nu există nicio diferență semnificativă între COF creat de piston și plăcuțele laterale ale tijelor pentru sistemul de frânare studiat și evenimentele de frânare.

În ceea ce privește comportamentul frânării, rezultatele experimentale și simulate sunt aliniate în mod similar, dar simularea prezintă un decalaj pozitiv al COF în comparație cu cele experimentale;

Rezultatele experimentale și cele simulate nu au indicat o scădere a COF. Acest lucru ar putea fi atribuit frânării de putere redusă, care permite neglijarea efectelor termice. Trebuie făcute studii suplimentare cu diferite sisteme de frânare pentru a valida pe deplin modelul și alte materiale de frecare pot fi testate pentru a genera o bază de date cu hărți p_v de frecare.

Materialele de frecare sunt esențiale atât pentru frânele auto, cât și pentru alte vehicule.

Proiectanții sistemelor de frânare trebuie să aibă o înțelegere a caracteristicilor comportamentului la frecare și uzură, precum și a motivelor pentru care aceste caracteristici diferă.

Proprietățile mecanice, caracteristicile de frecare și uzură, precum și o indicație a efectelor temperaturii și condițiilor de funcționare recomandate sunt specificațiile materialelor de frecare disponibile în comerț.

COF al acestor materiale variază în funcție de compoziția lor, iar producătorii de vehicule pot alege materiale de frecare în funcție de cerințele lor; de exemplu, autoturismele pot folosi materiale de frecare cu o valoare nominală a COF în intervalul $0,38 < \mu < 0,45$, în timp ce vehiculele comerciale folosesc un interval nominal mai mic al COF, de exemplu, $0,35 < \mu < 0,40$. Acestea constituie o bază pentru proiectarea sistemului de frânare.

Deși un cuplu de frecare funcționează în mare parte în conformitate cu legile de frecare ale lui Amontons, COF se va schimba atunci când sarcina de frânare crește și temperaturile produse la interfața de frecare cresc semnificativ.

Schimbările de temperatură conduc la cele mai frecvente modificări ale COF. Cât de mult se modifică acesta depinde de specificația materialului de frecare.

Nu există alt mijloc de a determina cu exactitate COF al unui material de frecare decât testarea.

Capitolul 4. ANALIZA TEORETICĂ ȘI EXPERIMENTALĂ A PARAMETRILOR PROCESULUI DE FRÂNARE ÎN CONDIȚII DE TRAFIC INTENS ȘI MODERAT

4.1. Introducere

Parametrii de frânare ai automobilului determină siguranța acestuia și a volanului. Capacitatea unui vehicul de a decelera rapid și de a se opri complet la o distanță scurtă este numită frânare. Energia cinetică a vehiculului este transformată în energie termică în mecanismele de frânare și în zona de contact a anvelopelor cu suprafața drumului atunci când vehiculul frânează.

Modelele matematice sunt folosite frecvent pentru a analiza parametrii de frânare a vehiculelor. Cu toate acestea, în practică, valorile parametrilor de frânare și decelerare sunt aleatorii [75].

4.2 Analiza parametrilor procesului de frânare în condiții de trafic intens și moderat

4.2.1. Generalități

Prin utilizarea simulărilor bazate pe analiza elementelor finite, Kchaou și colab. [77], au analizat modificările parametrilor precum COF, temperatura și deformarea. Deși aceste tipuri de studii oferă valori concludente, ele au și dezavantaje. Unul dintre aceste dezavantaje este necesitatea utilizării unor ipoteze simple în contexte complexe [79].

Coeficientul de aderență, care variază în funcție de tipul suprafeței drumului, arată aderența anvelopei la suprafața drumului. Dacă vehiculul se deplasează pe un drum cu suprafață dură, rezistența solului la forfecare este mai importantă decât fricțiunea. Mișcarea anvelopelor creează presiune hidrodinamică asupra apei atunci când se deplasează pe un drum umed cu suprafață tare. Anvelopele cu o adâncime mică a benzii de rulare pot provoca acvaplanare, atunci când anvelopele își pierd contactul cu suprafața drumului la viteze mari [71].

4.2.1. Aspecte teoretice privind parametrii procesului de frânare al autovehiculelor

Deplasarea și efortul la frânare

Valoarea energiei cinetice produsă de un vehicul în mișcare variază în funcție de masă și viteză. Această energie este furnizată de motor pentru a accelera vehiculul de la oprire la o anumită viteză. Cu toate acestea, atunci când vehiculul este încetinit sau oprit, această energie este parțial sau complet disipată. Prin urmare, funcția frânei este de a transforma în orice moment energia cinetică a vehiculului în energie termică prin frecare (Fig. 4.1) [52].

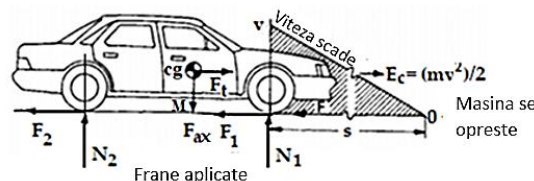


Fig. 4.1 Condiții de frânare ale autovehiculului [88]

Distanța și eficiența de frânare

Distanța de frânare este unul din parametrii importanți pentru stabilirea eficienței sistemului de frânare, η . Astfel, eficiența de frânare, η a unui vehicul este definită ca forța de

frânare, F generată ca un procentaj al forței totale de greutate (sau din masa totală), M a vehiculului [52], sau eficiența frecării, η este raportul dintre forța de frânare, F și greutatea vehiculului, exprimată în procente [94], prin relația:

$$\text{Eficiența de frânare } (\eta, \%) = \frac{\text{Forța de frânare, } F}{\text{Masa vehiculului, } M} \times 100 \quad (4.1)$$

Considerând că lucrul mecanic, $L = F \cdot S$ depus de sistemul de frânare al vehiculului din momentul frânării până la oprirea completă a mișcării (viteza finală a vehiculului va fi zero, $v = 0$) trebuie să fie egal cu energia cinetică inițială a vehiculului, E_c și se obține ecuația/relația (4.1), sub forma:

$$\text{Eficiența de frânare } (\eta, \%) = \frac{\text{Pătratul vitezei inițiale de frânare } (v, \text{ m/s})}{2 \times \text{acelerația gravitațională } (g, \text{ m/s}^2) \times \text{distanța de frânare } (s, \text{ m})} = \frac{v^2}{2gS} \times 100, \quad (4.2)$$

Similar eficienței frânării este COF, care este raportul dintre forța de frecare și sarcina normală dintre suprafețele de frecare, și anume:

$$\text{Coeficientul de frecare (COF), } \mu = \frac{\text{Forța de frecare/frânare, } F}{\text{Sarcina normală, } N} \quad (4.3)$$

Astfel, o eficiență a frânării (un randament de frânare, η) de 100% este egal cu un COF, $\mu = 1$, adică:

$$\eta(100\%) = \mu = F/N = 1. \quad (4.4)$$

4.2.2. Metode și principii de modelare a parametrilor de testare

Model de analiză cu elemente finite

Cercetătorii au folosit o procedură de testare pentru a modela un segment axiometric 3D al unei frâne cu disc ventilat din fontă cenusie EN-GJL-250, care avea 41 de paletе, în acest studiu (așa cum se arată în Fig 4.2). Dotările privind proprietățile materialului și vehiculul pentru calculul analitic al acestui studiu sunt prezentate în Tabelele 4.7 și 4.8. În timpul operației de frânare, temperatura mediului ambiant a fost de 30° C. Conform Fig. 4.9, s-a presupus că sarcina termică a fost aplicată uniform pe suprafața de frecare.

Tabelul 4.1 conține informațiile legate de ecuația (4.4) valoarea mărimilor vehiculului și frânării [106].

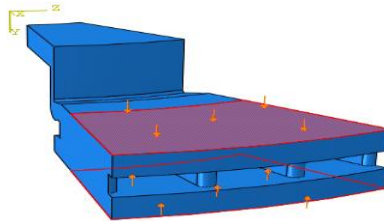


Fig. 4.2 Modelul CAD 3D a unui segment axiometric de la o frână cu disc ventilat având solicitările aplicate [106]

Tabelul 4.1 Valoarea mărimilor vehiculului și frânării [106]

Nomenclatura și unitati	Valoare
Masa vehiculului – M (kg)	1760
Viteza inițială – v_0 (km/h)	100
Accelerația – a (m/s^2)	1.73
Decelerația - d (m/s^2)	9.8
Distributia frânei pe puntea față/spate – $d_{f/s}$ (%)	76
Raza de frecare exterioară a plăcuței – r_0 (mm)	139
Raza de frecare interioara a plăcuței – r_1 (mm)	93.5
Ponderea căldurii absorbite de disc – η_{disc} (%)	99

4.3 Analiza experimentală a parametrilor procesului de frânare în condiții de trafic intens și moderat

4.3.1 Generalități

Limitările de lucru ale frânelor mici sunt legate de reducerea masei vehiculelor cu piese ușoare. Deși fonta este grea, este cel mai bun material tradițional pentru discurile/rotoarele de frână cu disc. Deoarece are o densitate și o conductivitate ridicată, o expansiune termică scăzută și o temperatură maximă de funcționare (MOT) de peste 600 ° C, ceea ce îi conferă o capacitate termică volumetrică excelentă.

Cu toate că tehnologiile pentru materialele ușoare nu sunt potrivite pentru sarcini de frânare maxime la frânarea prin frecare, pot fi utilizate pentru frânarea de urgență la sarcini mai mici. De exemplu, discurile de frână din aluminiu compozit cu matrice metalică (Al MMC) au o greutate mai mică decât fonta, dar au o durată de funcționare redusă la 400° C.

4.3.2. Analiza metodelor utilizate în cercetarea experimentală a parametrilor procesului de frânare

Conducerea într-o zonă urbană sau în trafic intens poate consuma multă energie din frânare, chiar și la o viteză medie mică, o mașină cu RBS bazată pe un motor electric M/G de 30 kW care seamănă cu Toyota Prius. Toyota Prius, care are o greutate maximă de 1300 kg și o viteză de 170 km/h, a fost modelat pentru a demonstra energia implicată și modul în care se schimbă cu viteza și rata de decelerare în cicluri tipice de conducere în oraș.

Modelarea a folosit pachetul de software ADVISOR, care prezice consumul de combustibil, performanța și emisiile pentru șase cicluri de conducere urbane: ECE, NEDC, INDIA, UDDS și FTP. [84].

4.3.3 Posibilități de aplicare a unor metode de cercetare experimentală

Dinamometrul șasiului efectuează măsurători ale cuplului roții în diferite condiții de simulare a acționării. O unitate motor, precum este ilustrată în Fig. 4.3, este inclusă în acesta, precum și unitatea principală de alimentare cu energie electrică, un controler, un computer cu soft de analiză și cablare a jurnalului de date în timp real [109]. Ciclurile de conducere standard precum ECE / EG, US06 și FTP75 pot fi simulate de dinamometru.



Fig. 4.3 Dinamometrul șasiului atașat la roțile din față ale mașinii [84, 86] cu: puterea maximă de 100 kW pe care o poate produce și absorbi vehiculul, cuplul maxim de 2500 Nm instantaneu și 1180 Nm continuu, viteza maximă a butucului de 2100 rpm (echivalent cu viteza maximă a vehiculului de 250 km/h)

4.3.4 Metode de experimentare utilizate în cercetarea parametrilor procesului de frânare

Dinamometrul de șasiu

De la autoturisme mici la camioane ușoare, până la viteza de 250 km/h, o varietate de vehicule sunt evaluate cu dinamometre pentru șasiu (Fig 4.4). Sistemul poate avea una, două sau patru role, cu un motor care poate acționa fiecare axă sau fiecare rolă individuală.



Fig. 4.4 Dinamometrul pentru șasiu [114]

c) Standul de testare

Figura 4.5 prezintă dinamometrele de inerție utilizate cel mai frecvent la testări[107].



Fig. 4.5 Dinamometre de inerție utilizate pentru teste [107]

Concluzii

Există o mulțime de studii care creează modele și imită foarte bine realitatea. Cu toate acestea, rezultatele trebuie verificate folosind metode experimentale pentru a valida rezultatele realității operaționale, sau chiar prin eșantionarea datelor în timpul funcționării.

Unele studii se concentrează pe încălzirea discurilor și plăcuțelor și disiparea căldurii. Cercetările suplimentare examinează impactul cerințelor termice asupra durabilității și fiabilității componentelor. Multe studii nu preiau date în timp real din exploatare.

Proprietățile tribologice (frecare și uzură) ale sistemelor/mecanismelor de frecare utilizate în vehiculele cu motor, remorci și alte mijloace de deplasare terestră sunt influențate de o varietate de factori, inclusiv, dar fără a se limita la, designul mecanismului/sistemului de frecare, materialele utilizate pentru fabricarea acestuia și condițiile de serviciu.

Deoarece fricțiunea este un proces stocastic tipic cu o serie de influențe aleatorii, este aproape imposibil să se prevadă performanța și fiabilitatea unui astfel de tip de mecanism/sistem teoretic sau analitic. Evaluarea proprietăților tribologice ale mecanismelor/sistemelor de frecare este o sarcină destul de complicată.

Ca rezultat, tehnicile experimentale sunt utilizate pe scară largă pentru a evalua performanța frânelor și ambreiajelor. Se aplică în special frânelor și sistemelor de frânare, care trebuie testate și aprobate în conformitate cu diferitele reglementări și prescripții legate de siguranța rutieră.

Capitolul 5. STABILIREA METODOLOGIEI ȘI APARATURII NECESARE RENTRU EXPERIMENTAREA SISTEMULUI DE FRÂNARE ÎN CONDIȚII DE TRAFIC INTENS ȘI MODERAT

5.1. Introducere

Un dinamometru de motor nu este la fel de sofisticat sau de mare ca un dinamometru pentru sistemul de frânare. Dinamometrele de frână sunt capabile să simuleze circumstanțele pe care sistemul de frânare le va întâmpina într-un interval de timp mult mai scurt. Aceasta înseamnă că un dinamometru are capacitatea de a modela masa, inerția și performanța unui vehicul. Totodată, dinamometrul de frână poate imita condițiile de drum prin simpla rotire a sistemului de frânare. Un motor electric mare de 75 până la 200 CP este folosit pentru a face acest lucru, iar un computer controlează motorul și poate simula mai multe intrări ale vehiculului. Motorul simulează energia cinetică a vehiculului în mișcare prin furnizarea cuplului care pune în mișcare roata. Cu alte cuvinte, rotește sistemul de frânare la un interval de „n” rpm, care este egal cu viteza dorită [115].

5.2. Instalații folosite în testarea sistemului de frânare

5.2.1. Dinamometrul Nussbaum VISIO

Dinamometrul Nussbaum VISIO, versiunea 2.0.1.4 STD, cu un set de role BT110/410 (3.5 kW, 6.0kN, 5.0 km/h), a fost utilizat pentru a măsura parametrii sistemului de frânare al autovehiculului supus testării și prezentat în Fig. 5.1.

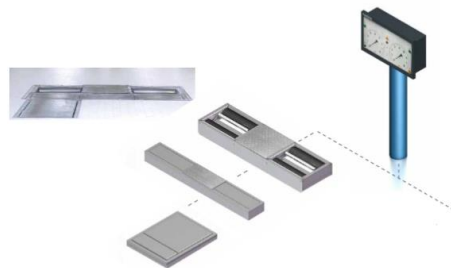


Fig. 5.1 Dinamometrul Nussbaum VISIO: [116]

5.2.2. Rolele dinamometrului

În cazul testării eficienței sistemului de frânare, majoritatea țărilor folosesc viteza de testare de 5 km/h, în timp ce transportoarele încărcate folosesc de obicei intervalul maxim de forță de frânare de 8 kN.

Pentru stabilirea eficienței frânării este necesară asistența unui dispozitiv de cântărire opțional montat sub role, sau în cazul unei benzi de încercare, sub bandă, astfel că, standul de testare este dotat cu un asemenea dispozitiv, ce măsoară masa autovehiculului supus probelor [116]. Datele tehnice ale rolor dinamometrului utilizate în testare sunt prezentate în Tabelul 5.1.

Tabelul 5.1 Date tehnice ale rolor BT 110/410

Caracteristica	Valoarea maximă admisă
Greutate permisă pe ax (kg)	4
Domeniul de măsurare (kN)	6
Viteza de testare (km/h)	5
Diametrul rolei (mm)	204
Suprafața rolei	Sudată
Lățimea suprafeței de testare (mm)	800-2200
Puterea motorului (kW)	3.5
Dimensiuni set role (mm)	2332 x 668 x 265
Dimensiuni panou de control (mm)	582x500 x 210

5.3. Metodologia de testare și rezultatele în condiții de testare pe stand

5.3.1. Analiza metalografică a discului și plăcuțelor de frână

În urma cercetărilor efectuate, a rezultat lipsa unui studiu de specialitate ce urmărește concret tendința de uzare a sistemului de frânare în condiții de trafic intens și moderat. S-a observat lipsa unei metodologii de calcul care să determine tendința de uzare a sistemului de frânare în condiții de exploatare intensă, fapt ce poate pune în pericol siguranța participanților la trafic.

S-a considerat de mare importanță să se cunoască și structura metalografică și chimică a materialului discurilor și plăcuțelor folosite la vehiculul supus testării. Pentru aceasta s-au prelevat probe din materialul unui disc și a unei plăcuțe de frână.

În Fig. 5.2 este redată structura metalografică a materialului discului de frână (mărită de 500:1, din zona selectată). După compoziția chimică reprezintă o fontă cenușie perlitică cu: 3,34 % C; 2,15 % Si; 0,64 % Mn; 0,03 % P; 0,02 % S; 0,04 % Cr; 0,047 % Cu; 0,041 %, la care se adaugă și alte elemente chimice ca: Ni; Mo; Sn; V; Ti; W; Sb în cantități foarte mici care nu pot fi detectate, iar echivalentul în carbon (EC) \approx 4,26.

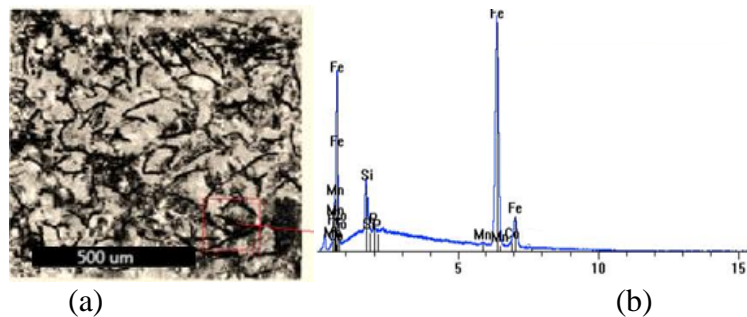


Fig. 5.2 Structura metalografică a materialului discului de frână (a);
spectrumul EDS al zonei delimitate (b)

Structura metalografică a materialului discului de frână (Fig. 5.2a) conține: perlită (insulele întunecate); ledeburită secundară (câmp alb punctat); cementită secundară (zone albe); grafit lamelar fin (insule lamelare întunecate), iar în spectrum EDS (Fig. 5.2b) se pot vedea elementele chimice ce alcătuiesc compoziția chimică a fontei cenușii perlitice. În ansamblu, structura fontei cenușii perlitice este normală fiind lipsită de defecte de structură.

Analiza EDS este o tehnică analitică care permite caracterizarea chimică/analiza elementară a materialelor din suprafața materialului supus testării.

Proba din plăcuța de frână, după structura metalografică (mărită de 500:1, din zona selectată) și compoziția chimică este un compozit metalic cu: 10 % C; 9% O; 1 % Na; 5 % Mg; 6 % Al; 12 % Si; 7 % S; 2 % K; 14% Ca; 6 % Ba; 2 % V; 5 % Cr; 2 % Mn; 19 % Fe și prezentată în Fig. 5.3.

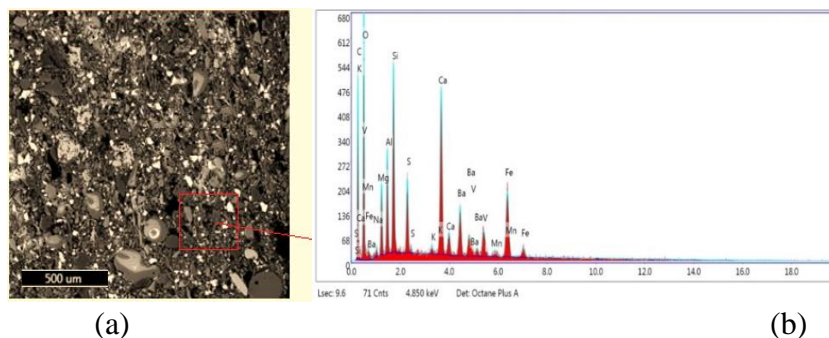


Fig. 5.3 Structura metalografică a materialului plăcuței de frână (a);
spectrumul EDS al zonei delimitate (b)

Așadar, structura metalografică a materialului plăcuței de frână (Fig. 5.3a) conține o mulțime de materiale metalice în proporții semnificative (în total 51%), dar și carbon în proporție de 10 % (adică un compozit metalic), iar în spectrum EDS (Fig. 5.3b) se observă elementele chimice ce alcatuiesc compoziția chimică a acestui compozit metalic. În ansamblu, structura compozitului metalic este normală fiind lipsită de defecte de structură.

Vehiculul supus testării

Vehiculul supus testării, a fost utilizat în condiții de trafic intens, în zona urbană, unde sistemul de frânare a fost puternic solicitat, pedala de frână fiind acționată frecvent.

De asemenea, vehiculul supus testării, a fost utilizat și în zone extraurbane (trafic moderat), la viteze constante, unde sistemul de frânare nu a fost utilizat intens.

Acesta dispune de un sistem de frânare de tip disc și plăcuțe, atât pe puntea din față, cât și pe puntea din spate. Pe puntea din față, autovehiculul dispune de discuri ventilate (Fig 5.4a), în timp ce pe puntea din spate, sunt prezente discuri pline (Fig. 5.4b).

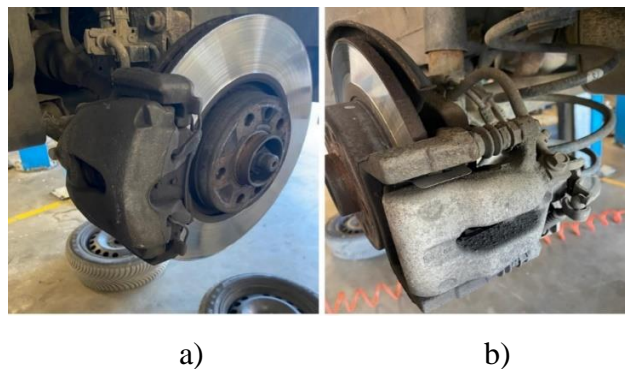


Fig. 5.4 Disc de frână: a) disc de frână ventilat; b) disc de frână plin/neventilat

5.3.2. Determinarea experimentală a eficienței sistemului de frânare în urma înlocuirii plăcuțelor de frână (discuri uzate, plăcuțe noi)

În urma montării unui nou set de plăcuțe, autovehiculul a fost supus unui set de probe pe standul de testare a sistemului de frânare. Odată cu schimbarea plăcuțelor, a fost înlocuit și lichidul de frână, în scopul obținerii unui randament cât mai bun al sistemului de frânare.

Este important de menționat faptul că, discurile de frână prezentau urme de uzură, precum zgârieturi pe suprafața de contact, dar și rugină.

În Fig. 5.5, sunt prezentate zgârieturile de pe suprafața discului de frână. Se pot observa urmele de uzură cauzate de utilizarea unor plăcuțe de frână defectuoase, fapt ce conduce la distrugerea discului de frână, iar în Fig. 5.6, se poate vedea degradarea discului de frână cauzată de prezența ruginii.



Fig. 5.5 Zgârieturi și urme de uzură prezente pe suprafața discului de frână



Fig 5.6 Disc de frână cu urme de rugină

În urma demontării plăcuțelor de frână, se poate observa gradul de uzare, în comparație cu un set de plăcuțe noi de frână, dar și urmele de uzură, respectiv desprinderea materialului de fricțiune. Aceste aspecte sunt prezentate în Fig. 5.7.

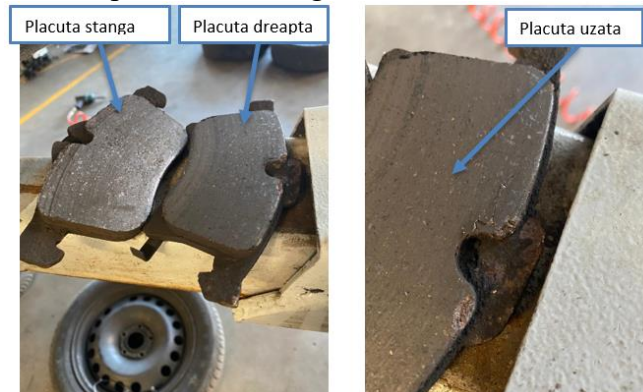


Fig 5.7 Gradul de uzare al plăcuțelor de frână

În urma schimbului plăcuțelor, au fost efectuate o serie de probe ale sistemului de frânare, în vederea determinării eficienței acestuia, a forței de frânare, precum și ai altor parametri ce privesc întregul sistem de frânare.

Parametrii sistemului de frânare au fost determinați la o viteză de 5 km/h.

5.3.3. Rezultate experimentale determinate prin încercări pe standul de testare a forței de frânare, în urma înlocuirii plăcuțelor de frână

Rezultate experimentale au fost obținute prin încercări pe standul de testare a forței de frânare în condiții diferite de masă și kilometri parcurși.

Rezultate centralizate

În urma încercărilor efectuate asupra sistemului de frânare, cu ajutorul dinamometrului de frână, s-au determinat parametrii cheie ai sistemului de frânare, ale caror rezultate sunt prezentate centralizat în Tabelul 5.2.

Tabelul 5.2 Rezultatele obținute în urma testărilor frânei de serviciu și a celei de parcare

Parametru	Unitatea de măsură	Limita admisă	Valoarea măsurată
Forța totală de frânare a frânei de serviciu	kN	-	9.14
Forța totală de frânare a frânei de parcare	kN	-	2.94
Diferența de frânare a frânei de serviciu	%	30	5
Eficiența frânei de serviciu, raportată la masa totală a autovehiculului	%	50	73
Eficiența frânei de parcare, raportată la masa totală a autovehiculului	%	16	23

5.3.4. Determinarea experimentală a eficienței sistemului de frânare cu discuri și plăcuțe uzate

În urma efectuării a 18.664 de km, autovehiculul a fost supus unui nou set de probe, procedura de testare fiind similară cu cea descrisă anterior.

Pentru a urmări tendința de uzare a sistemului de frânare, discurile și plăcuțele autovehiculului, nu au fost schimbate. Astfel, autovehiculul cu discuri și plăcuțe uzate, a fost supus unui set de teste, în scopul determinării performanței și parametrilor sistemului de frânare uzat. Standul de testare, precum și autovehiculul supus testării este prezentat în Fig. 5.8 și Fig 5.9.



Fig 5.8 Standul de testare al sistemului de frânare

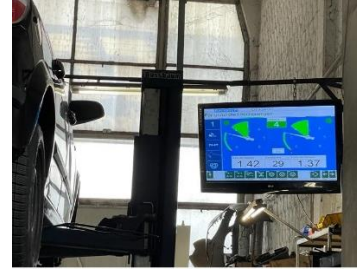


Fig 5.9 Afișarea parametrilor măsurai ai sistemului de frânare: decelerarea forțele de frânare, roata stânga/dreapta

Rolele dinamometrului de frână Nussbaum VISIO, pun în mișcare roțile autovehiculului, la viteza de 5 km/h. Cu ajutorul software-ului, standul de testare colectează date ce privesc parametrii sistemului de frânare, determinați prin acționări succesive ale sistemului de frânare. Operatorul execută frânările succesive, pentru ca mai apoi software-ul standului de testare să genereze un raport cu rezultate exacte.

5.3.5. Rezultate experimentale determinate prin încercări pe standul de testare a forței de frânare – cazul cu discuri și plăcuțe uzate

S-au considerat trei probe de testare (I, II, și III) tot funcție de masă și numărul de kilometri parcurși, pentru a determina rezultatele experimentale, utile pentru stabilirea eficienței sistemului de frânare a vehiculului supus testării. Pentru compararea rezultatelor, masa vehiculului a fost modificată la fiecare probă, iar numărul de kilometri a fost menținut același.

I. Proba 1

Autovehiculul a fost plasat pe rolele standului de testare, acestea simulând o deplasare de 5 km/h. Frâna a fost acționată de mai multe ori, în scopul obținerii unor rezultate cât mai exacte. De asemenea, pedalei de frână i-a fost atașat un senzor ce măsoară forța de apăsare a pedalei, în scopul determinării diferenței forței de frânare.

Disponerea autovehiculului pe standul de testare, în scopul testării frânei de serviciu pe puntea față, este prezentată în Fig. 5.10.



Fig. 5.10 Testarea sistemului de frânare pe puntea din față - proba 1: (a) plasarea autovehiculului pe stand; (b) modul de culegere a informațiilor/semnalelor și transmiterea la baza de date

Rezultate centralizate - proba 1

În urma măsurătorilor efectuate, au fost determinați parametrii cheie ai sistemului de frânare și se regăsesc în Tabelul 5.3

Tabelul 5.3 Rezultate obținute în urma testărilor

Parametru	Unitatea de măsură	Limita admisă	Valoarea măsurată
Forța totală de frânare a frânei de serviciu	kN	-	9.05
Forța totală de frânare a frânei de parcare	kN	-	2.98
Diferența de frânare a frânei de serviciu	%	30	15
Eficiența frânei de serviciu, raportată la masa totală a autovehiculului	%	50	63
Eficiența frânei de parcare, raportată la masa totală a autovehiculului	%	16	20

II. Proba 2

Metodologia de testare este similară probei 1, cu deosebirea că masa vehiculului a crescut de la 1462 kg la 1480 kg (cu 18 kg), astfel:

Pentru a determina parametrii sistemului de frânare într-un mod cât mai aproape de valorile reale, autovehiculul a fost cântărit.

Rezultate centralizate - proba 2

Parametrii cheie ai sistemului de frânare au fost determinați/măsurați, în urma testelor efectuate și prezentate în Tabelul 5.4

Tabelul 5.4 Rezultate obținute în urma testărilor

Parametru	Unitatea de măsură	Limita admisă	Valoarea măsurată
Forța totală de frânare a frânei de serviciu	kN	-	10.06
Forța totală de frânare a frânei de parcare	kN	-	2.71
Diferența de frânare a frânei de serviciu	%	30	17
Eficiența frânei de serviciu, raportată la masa totală a autovehiculului	%	50	69
Eficiența frânei de parcare, raportată la masa totală a autovehiculului	%	16	18

III. Proba 3

După aceeași metodologie de testare ca la probele anterioare s-a procedat și la proba 3, unde masa vehiculului a crescut de la 1480 kg la 1524 kg (adică cu 44 kg), astfel: Asemenea testelor anterioare, autovehiculul a fost așezat pe standul de testare, simulând deplasarea cu o viteză de 5 km/h.

Rezultate centralizate - proba 3

Încercările experimentale au condus la determinarea eficienței sistemului de frânare, împreună cu alți parametrii cheie. Aceștia se regăsesc în Tabelul 5.5

Tabelul 5.5 Rezultate obținute în urma testărilor - proba 3

Parametru	Unitatea de măsură	Limita admisă	Valoarea măsurată
Forța totală de frânare a frânei de serviciu	kN	-	8.88
Forța totală de frânare a frânei de parcare	kN	-	2.91
Diferența de frânare a frânei de serviciu	%	30	5
Eficiența frânei de serviciu, raportată la masa totală a autovehiculului	%	50	59
Eficiența frânei de parcare, raportată la masa totală a autovehiculului	%	16	19

Tabelul 5.6 prezintă parametrii sistemului de frânare în funcție de masa autovehiculului și numărul de kilometri rulați pe fiecare axa.

Tabelul 5.6 Parametrii sistemului de frânare în funcție de masă și km rulați ai autovehiculului

Parametru	Unitate de măsură	Masa vehiculului 1480 kg - 115477 km		Masa vehiculului 1462 kg - 134141 km		Masa vehiculului 1480 kg - 134141 km		Masa vehiculului 1524 kg - 134141 km	
		Axa 1	Axa 2	Axa 1	Axa 2	Axa 1	Axa 2	Axa 1	Axa 2
Forța de frânare pe roata stângă	kN	2.99	1.7	2.68	1.57	2.93	1.84	2.88	1.6
Forța de frânare pe roata dreaptă	kN	2.84	1.61	3.17	1.63	3.54	1.75	2.74	1.66
Forța de frânare pe axă	kN	5.83	3.31	5.85	3.2	6.47	3.59	5.62	3.26
Diferența dintre forțele de frânare	%	5	5	15	4	17	5	5	4
Raportul pe axă	%	73	74	63	62	69	68	58	60

Raportul pe axă este definit ca raportul dintre forța de frânare (F_1 sau F_2) și sarcina verticală pe axă (N_1 sau N_2), exprimat de obicei procentual, conform relației:

$$\text{- pentru axa 1 (puntea față), } RPA_1, \% = (F_1/N_1) \times 100, \quad (5.1)$$

$$\text{- pentru axa 2 (puntea spate), } RPA_2, \% = (F_2/N_2) \times 100, \quad (5.2)$$

unde: $F_{1,2}$ se transformă din kN în kg, adică se înmulțește cu accelerația gravitațională, $g = 9,81 \approx 10 \text{ m/s}^2$ (care s-a aproximat la 10 m/s^2 , așa cum se utilizează în mod curent).

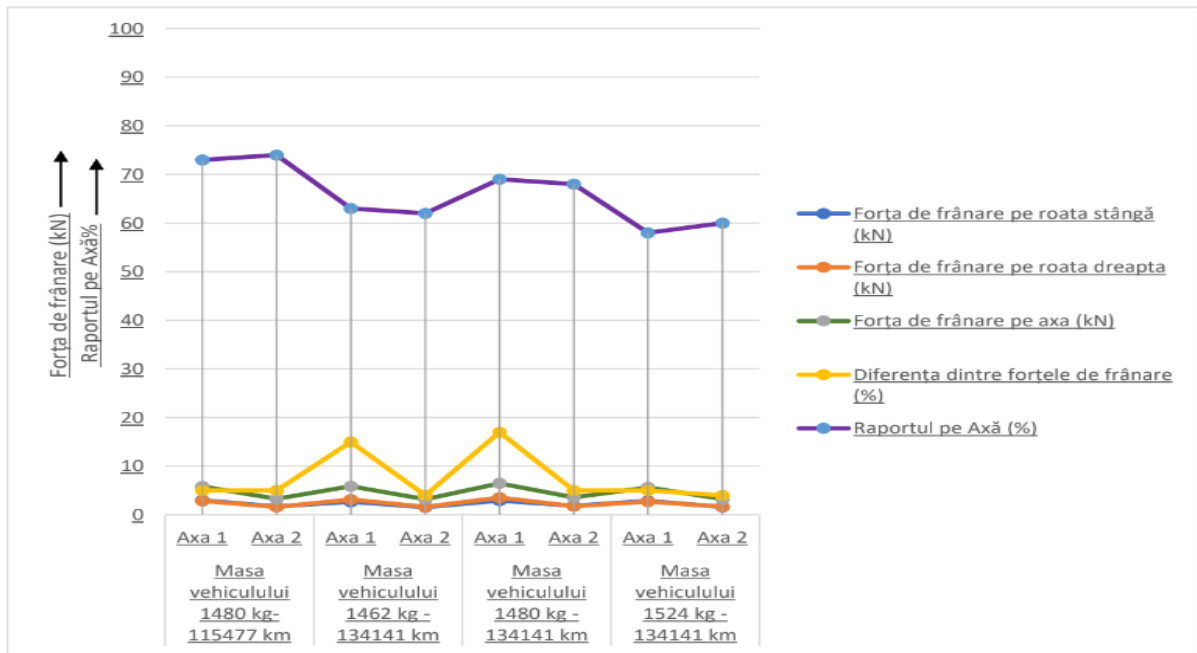
Astfel, considerând cazul vehiculului cu masa, $m = 1526 \text{ kg}$, respectiv $m_1 = 974 \text{ kg}$ pe axa 1 (puntea față) și cu $m_2 = 552 \text{ kg}$ pe axa 2 (puntea spate - vezi Tabelul 5.15 din teză), apoi forța de frânare pe axa 1 este $F_1 = 5,62 \text{ kN}$, respectiv de $F_2 = 3,26 \text{ kN}$ pe axa 2 (vezi Tabelul 5.19 din teză), obținem:

- forța de frânare, în kg, $F_1 = 5,62 \cdot 100 = 562 \text{ kg}$, $F_2 = 3,26 \cdot 100 = 326 \text{ kg}$, respectiv

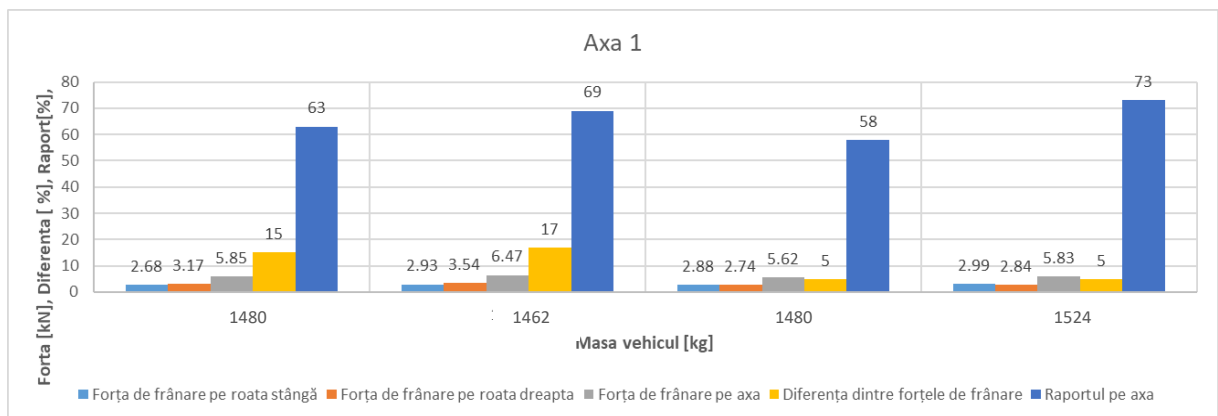
$$RPA_1 = (5,62 \text{ kN}/974 \text{ kg}) \times 100 = (5,62 \cdot 100 \text{ kg}/974 \text{ kg}) \times 100 = 57,70 \% \approx 58 \% \text{ și}$$

$$RPA_2 = (3,26 \text{ kN}/552 \text{ kg}) \times 100 = (3,26 \cdot 100 \text{ kg}/552 \text{ kg}) \times 100 = 59,06 \% \approx 60 \%$$

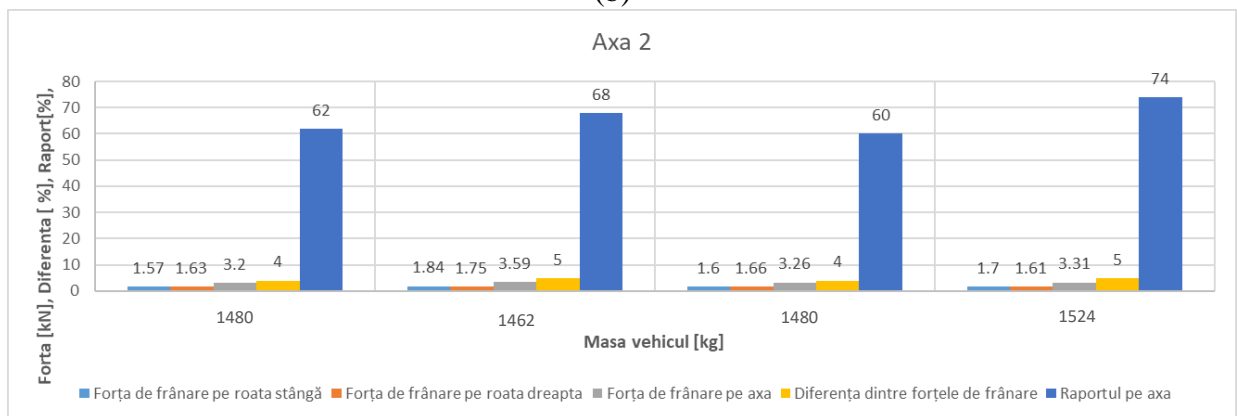
Prin urmare, se adeverește corelația dinte valorile măsurate (vezi Tabelul 5.19 din teză) și cele calculate analitic, cu mențiunea că s-au rotunjit prin adaugare. Modul cum variază procentual parametrii din Tabelul 5.6 cu masa și numărul kilometrilor rulați/parcurși sunt arătați în Fig. 5.11.



(a)



(b)



(c)

Fig. 5.11 Variația parametrilor sistemului de frânare în funcție de masă (4 valori diferite ale masei) și km rulați (2 distanțe diferite, 115.477 și 134.141 km) ai autovehiculului: (a) reprezentare grafică; (b) și (c) reprezentare într-o histogramă

Analizând, Tabelul 5.6 și Fig. 5.11 se observă că forțele de frânare pe roți sunt foarte apropiate, în timp ce forța de frânare pe axă este ceva mai mare, fiecare dintre ele având un maxim la valorile maselor tabelate 1480, 1462, 1484 și 1524 kg. În schimb, Raportul pe axă are o evoluție relativ puțin contradictorie cu diferența dintre forțele de frecare, maximele fiind la masele de 1480 kg, iar minimele la masele de 1462 și 1524 kg. Explicația poate fi aceea că forțele de frecare diferă relativ funcție de condițiile de trafic (calea de rulare uscată, umedă, în pantă, chiar și de operator etc.).

În continuare se prezintă atât tabelar cât și grafic, în Tabelul 5.7 și Fig. 5.11, evoluția eficienței sistemului de frânare, precum și forța de frânare măsurată, în funcție de masa autovehiculului și numărul de kilometri rulați.

Tabelul 5.7 – Eficiența sistemului de frânare în funcție de masa (4 valori diferite) și km rulați (2 valori diferite) ai autovehiculului

	Masa vehiculului 1480 kg - 115477 km	Masa vehiculului 1462 kg - 134141 km	Masa vehiculului 1480 kg - 134141 km	Masa vehiculului 1524 kg - 134141 km
Diferența de frânare a frânei de serviciu	5	15	17	5
Eficiența frânei de serviciu, raportată la masa totală a autovehiculului	73	63	69	59
Eficiența frânei de parcare, raportată la masa totală a autovehiculului	16	16	16	19

Eficiența frânării se referă la capacitatea sistemului de frânare al unui vehicul de a transforma energia cinetică a vehiculului în căldură (prin frecare) și, astfel, de a încetini sau opri vehiculul.

Relația pentru calculul eficienței frânării este:

$$\eta = \frac{\text{Forța de frânare totală aplicată, } F_t}{\text{Forța maximă posibilă de frânare, } G} \times 100 \%, \quad (5.3)$$

unde: forța de frânare aplicată este suma forțelor de frânare de pe fiecare roată a vehiculului

Utilizând datele obișnuite pe standul de testare (vezi Tabelul 5.19 din teză), putem calcula eficiența sistemului de frânare, η , după cum urmează:

- eficiența franei de serviciu:

$$F_t = F_1 + F_2, \quad (5.4)$$

Rezultă $F_t = 5,62 + 3,26 = 8,88 \text{ kN} = 8.880 \text{ N}$, iar

$$G = m \times g, \quad (5.5)$$

unde : $m = 1524 \text{ kg}$, $g = 9.81 \approx 10 \text{ m/s}^2$ și obținem $G = 1524 \times 10 = 15240 \text{ N}$.

Atunci, eficiența frânei de serviciu, $\eta_s \% = \frac{F_t}{G} \times 100 = \frac{8880}{14976.06} \times 100 \approx 59.3\%$ ($58,26 \approx 59 \%$)

- eficiența frânei de parcare:

$F_t = 2.91 \text{ kN} = 2910 \text{ N}$; $G = 1524 \times 10 = 15240 \text{ N}$, rezultă

$$\eta_p \% = \frac{F_t}{G} \times 100 = \frac{2910}{14976.06} \times 100 \approx 19.4\% . (19,09 \approx 20 \%).$$

Comparând valorile eficienței frânării calculate analitic cu cele măsurate (vezi Tabelul 5.7, pentru masa vehiculului de 1524 kg), observăm că s-a obținut aceeași valoare (59 %) și o mică diferență (de 1 %, 20 în loc de 19 %), datorită aproximărilor, rotunjite în plus.

În figura 5.12, se poate observa evoluția eficienței sistemului de frânare în funcție de variația masei (1480 kg, 1462 kg, 1480 kg, 1524 kg) și km rulați (115477km , 134141 km) ai autovehiculului.

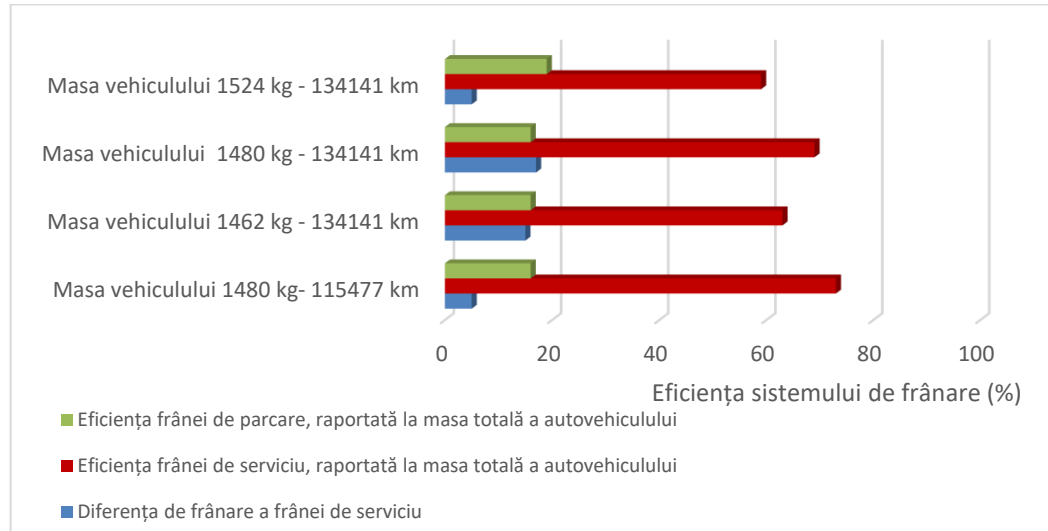


Fig. 5.12 Evoluția eficienței sistemului de frânare în funcție de variația masei (4 valori diferite) și km rulați (2 valori diferite) ai autovehiculului

Concluzii

Există multe studii și cercetări bazate pe modele care imită îndeaproape realitatea, dar studiile cu date de exploatare colectate în timp real sunt încă puține. Rezultatele experimentale din această lucrare au fost validate prin metode experimentale de testare cât mai apropiate de realitatea operațională.

Sistemul de frânare al autovehiculului supus testării a fost testat în conformitate cu prescripțiile și reglementările în vigoare referitoare la siguranța rutieră.

În urma efectuării probelor experimentale, s-a constatat o reducere semnificativă a eficienței sistemului de frânare, după doar 18.664 de km rulați în condiții de trafic intens și moderat.

În condițiile de încărcare normală a autovehiculului (masa de 1524 kg), s-a observat o eficiență a sistemului de frânare de doar 59%. Ținând cont de faptul că punctul minim acceptat al eficienței sistemului de frânare este de 50%, rezultatele sunt îngrijorătoare, sugerând necesitatea înlocuirii sistemului de frânare, la un interval mult mai scurt decât cel recomandat în mod normal.

Din graficele prezentate, se poate observa o reducere semnificativă a eficienței sistemului de frânare, și anume de 14%, în doar 18.664 km rulați. Autoturismul a fost utilizat în condiții de trafic urban, fapt ce a condus la o uzare accelerată a plăcuțelor și discurilor de frână.

În același timp, testele experimentale au arătat că recomandările privind frecvența de înlocuire a discurilor de frână și plăcuțelor sunt neconforme cu sistemul de frânare propriu-zis.

Este necesară studiarea parametrilor unui sistem de frânare nou, în scopul estimării timpului de uzare al acestuia. După efectuarea probelor în teren a sistemului de frânare actual, acesta va fi înlocuit. Probele pe stand și în teren, vor fi rulate pe noul sistem de frânare, în scopul determinării eficienței acestuia.

Capitolul 6. REZULTATE EXPERIMENTALE PRIVIND COMPORTAREA TRIBOLOGICĂ A SISTEMULUI DE FRÂNARE

6.1 Introducere

Pentru determinarea comportamentului tribologic al sistemului de frânare în condiții de trafic intens și moderat, pe un autovehicul au fost efectuate mai multe încercări succesive prin care s-a urmărit tendința de uzură a plăcuțelor de frână, chiar și a discurilor de frână, precum și evoluția eficienței sistemului de frânare. Pentru aceasta, a fost necesară efectuarea de teste pe standul dinamometrului, precum și în trafic, cu scopul de a determina eficiența sistemului de frânare în funcție de masa vehiculului, viteza de deplasare, distanța și timpul de frânare.

În prezenta lucrare, eficiența sistemului de frânare al vehiculului testat a fost stabilită prin măsurarea distanței și a timpului de oprire/frânare, ceea ce reprezintă și noutatea acestui studiu (măsurarea timpului de oprire/frânare). În plus, măsurarea acestor parametri (distanță și timp de oprire/frânare) a permis și validarea eficienței sistemului de frânare a vehiculului folosit pentru cercetare.

6.2 Materiale și metodologia de cercetare

Autovehiculul supus testării a fost folosit și în zone extraurbane (caracterizate prin trasee rutiere de câmpie) la viteze constante, unde sistemul de frânare nu a fost folosit intens, ci moderat. Vehiculul (dotat cu sistem ABS și dispozitive de asistență la frânare) ales pentru experimente are sistem de frânare cu disc și plăcuțe, atât pe axa din față cât și pe cea din spate (vezi Fig. 5.4). Pe axa din față, vehiculul are discuri ventilate (vezi Fig. 5.4 a), în timp ce pe axa din spate este echipat cu discuri pline (neventilate, vezi Fig. 5.4b).

Testarea eficacității sistemului de frânare s-a făcut pe dinamometru, la viteza de 5 km/h și o forță de frânare pe pedala de frână de 6 kN, conform specificațiilor din ref. [23].

Prin urmare, procedura/metodologia experimentală a urmat aceeași cale ca și cea prezentată în capitolul 5 (cazul discurilor și plăcuțelor de frână folosite după ce s-a parcurs 18.664 km, de la 115.477 la 134.141 km), unde se propune studiul comportamentului sistemului de frânare al aceluiași vehiculul ales pentru teste, dar cu discuri și plăcuțe noi, în condiții de trafic intens și moderat pentru a crește siguranța în trafic prin stabilirea eficienței acestuia.

6.3 Determinarea experimentală a eficienței sistemului de frânare cu discuri și plăcuțe noi

Pentru determinarea eficienței sistemului de frânare, discurile și plăcuțele au fost înlocuite cu unele noi. Anterior, au fost schimbate plăcuțele de frână, însă nu și discurile. În urmă înlocuirii anterioare a plăcuțelor de frână originale, de la firma producătoare, cu plăcuțe aftermarket, se poate observa o uzare avansată a discului de frână, fapt ce indică importanța utilizării unor plăcuțe de frână calitative.

Este important de menționat faptul că, discul de frână original, a fost utilizat cu plăcuțe de frână originale, aproximativ 50.000 km, ulterior fiind utilizat 23.857 km cu plăcuțe aftermarket. În Fig. 6.1, se poate observa gradul de uzare al discului de frână (Fig. 6.1).

Acesta prezintă un stadiu de rugină relativ avansată, precum și zgârieturi profunde pe toata suprafața sa.

Din cauza uzării avansate a discului de frână, deși plăcuțele de frână au fost schimbate în urma cu 23.857 km (de la 115.477 la 139.334 km), acestea au suferit o uzare neuniformă. Acest fapt, justifică eficiența scăzută a sistemului de frânare, demonstrată anterior, prin probe pe standul de frânare.

În Fig. 6.1 și 6.2, se poate observa uzarea neuniformă a plăcuțelor de frână atât pe puntea din față, cât și pe puntea din spate.



Fig. 6.1 Uzarea neuniformă a plăcuțelor de pe puntea din față

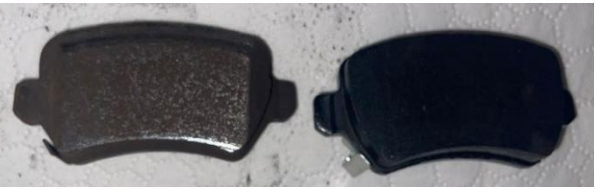


Fig. 6.2 Uzarea neuniformă a plăcuțelor de pe puntea din spate

Pentru a determina gradul de uzare a plăcuțelor de pe puntea din față, s-a utilizat un etalon special (Fig. 6.3).

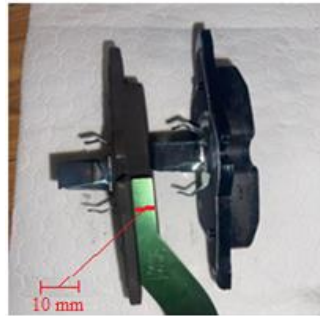


Fig. 6.3 Măsurarea gradului de uzare al plăcuței de pe puntea din față

Grosimea materialului de frecare al unei plăcuțe noi este de 13 mm. Pentru plăcuța de frânare uzată, etalonul indică o grosime de 10 mm, rezultând, astfel, o uzură de 3 mm în cei 23.857 km parcurși. Pentru plăcuțele de pe puntea din spate, grosimea materialului de frecare a unei plăcuțe noi, este de 10 mm, iar etalonul (Fig. 6.5) a indicat o grosime de 6,5 mm, rezultând, astfel, o uzură de 3,5 mm în 23.857 km parcurși.

Intensitatea de uzare, I_u reprezintă cantitatea de material pierdută/îndepărtată în grosime, h_u (în mm) pe unitatea de distanță parcursă (lungimea de frecare - în acest caz, pe kilometru). Astfel, pentru puntea față, cât și pentru puntea spate, se va determina cu relația [57]:

$$I_u = \frac{\text{Grosimea inițială a plăcuței} - \text{grosimea rămasă}}{\text{Distanța parcursă (lungimea de frecare)}} = \frac{h_u}{L_f}, \quad (6.1)$$

unde: h_u – grosimea materialului, în mm; L_f – lungimea de frecare (distanța parcursă), în km.

Înlocuind valorile obținute prin măsurare, rezultă: $I_u = \frac{13\text{mm} - 10\text{mm}}{23.857\text{km}} \approx 125 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{km}}$.

În altă ordine, gradul de uzare poate fi exprimat sub formă de coeficient, k_u sau procentual, k_u , %:

$$k_u = \frac{\text{Grosimea inițială a plăcuței} - \text{grosimea ramasă}}{\text{Grosimea inițială a plăcuței}}, \quad (6.2)$$

Calculând, obținem: $k_u = \frac{13\text{mm} - 10\text{mm}}{13\text{mm}} \approx 0,23$ sau $k_u, \% = \frac{13\text{mm} - 10\text{mm}}{13\text{mm}} \times 100 \approx 23,08 \%$.



Fig. 6.5 Măsurarea gradului de uzare al plăcuței de pe puntea din spate

Procedând în mod similar și pentru puntea din spate, aplicând aceeași relație (6.1) și (6.2), se va obține:

$$I_u = \frac{10\text{mm}-6,5\text{mm}}{23.857\text{km}} \approx 0,146 \cdot 10^{-6} \text{ mm/km}; k_u = \frac{10\text{mm}-6,5\text{mm}}{10 \text{ mm}} = 0,35 \text{ sau } k_u, \% = 35,00 \%$$

Se constată că uzura palcuțelor de pe puntea din față ($0,125 \cdot 10^{-6}$ mm/km sau 23,08%) este mai mică decât cea de pe puntea spate ($0,146 \cdot 10^{-6}$ mm/km sau 35,00%), lucru discutabil prin gradul diferit de solicitare/utilizare; ceea ce înseamnă că durata de viața a plăcuțelor punții față este mai mare decât a celor de pe puntea spate, față de realitate. Astfel, se scoate în evidență contraiul, ceea ce implică noi cercetări și experimentări. Pentru aceasta, discurile (Fig 6,4) și plăcuțele au fost înlocuite cu unele noi (Fig. 6.5). De asemenea, lichidul de frână a fost înlocuit. S-a realizat aerisirea frânelor, cu scopul obținerii unei presiuni optime în sistemul de frânare.



Fig. 6.4 Disc de frână uzat



Fig. 6.5 Ansamblu disc și plăcuțe noi

Testarea frânei de serviciu și a celei de parcare s-a făcut în aceleași condiții și același mod ca cele anterioare din capitolul 5. Deasemenea, dispunerea vehiculului pe standul de testare nu a suferit modificări (vezi Fig. 5.8 – 5.10)

Rezultatele încercărilor experimentale au condus la determinarea eficienței sistemului de frânare, împreună cu alți parametrii cheie. Aceștia se regăsesc în Tabelele 6.1, 6.2 și 6.3.

Tabelul 6.1 Rezultate obținute în urma testărilor – Proba 1

Parametru	Unitatea de măsură	Limita admisă	Valoarea măsurată
Forța totală de frânare a frânei de serviciu	kN	-	10.38
Forța totală de frânare a frânei de parcare	kN	-	3.44
Diferența de frânare a frânei de serviciu	%	30	13
Eficiența frânei de serviciu, raportată la masa totală a autovehiculului	%	50	71
Eficiența frânei de parcare, raportată la masa totală a autovehiculului	%	16	23

Tabelul 6.2 Rezultate obținute în urma testărilor – Proba 2

Parametru	Unitatea de măsură	Limita admisă	Valoarea măsurată
Forța totală de frânare a frânei de serviciu	kN	-	10.42
Forța totală de frânare a frânei de parcare	kN	-	3.50
Diferența de frânare a frânei de serviciu	%	30	12
Eficiența frânei de serviciu, raportată la masa totală a autovehiculului	%	50	72
Eficiența frânei de parcare, raportată la masa totală a autovehiculului	%	16	24

Tabelul 6.3 Rezultate obținute în urma testărilor – Proba 3

Parametru	Unitatea de măsură	Limita admisă	Valoarea măsurată
Forța totală de frânare a frânei de serviciu	kN	-	10.42
Forța totală de frânare a frânei de parcare	kN	-	3.28
Diferența de frânare a frânei de serviciu	%	30	11
Eficiența frânei de serviciu, raportată la masa totală a autovehiculului	%	50	71
Eficiența frânei de parcare, raportată la masa totală a autovehiculului	%	16	22

6.4 Rezultate experimentale privind distanța și timpul de frânare în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului

A. Discuri și plăcuțe de frână uzate

Pentru comparare s-a determinat timpul și distanța de frânare, în funcție de viteza de deplasare a vehiculului (în doua situații: vehiculul cu discuri și plăcuțe de frână uzate, respectiv același vehicul cu discuri și plăcuțe noi), au fost efectuate o serie de probe succesive, în teren.

Este de menționat că toate valorile prezentate sunt corespunzătoare unei frânări în regim de urgență, luându-se în considerare doar distanța și timpul de frânare propriu-zisă, nu și timpul/distanța de reacție, într-cât punctul de acționare a pedalei de frână a fost stabilit anterior probelor. La momentul executării probelor, vehiculului avea masa de 1524 kg. Astfel:

- a) pentru viteza ce variază între 20-25 km/h, rezultatele experimentale se regăsesc în Fig. 6.6, unde se arată reprezentările grafice ale timpului, respectiv distanței de frânare în funcție de viteză.

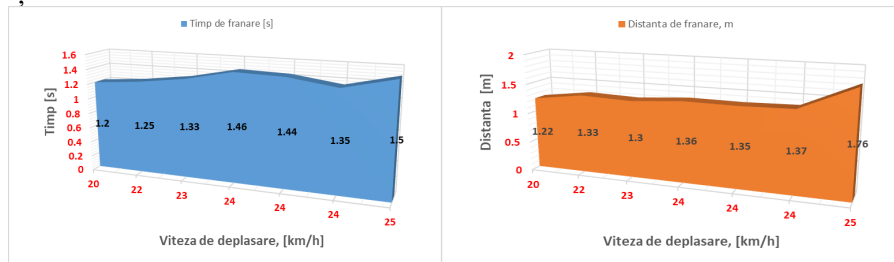


Fig. 6.6 Variația timpului și distanței de frânare în funcție de viteza de deplasare între 20-25 km/h

- b) pentru viteza ce variază între 37-40 km/h, rezultatele experimentale sunt redată în Fig. 6.7, unde se regăsesc reprezentările grafice ale timpului, respectiv distanței de frânare în funcție de viteză.

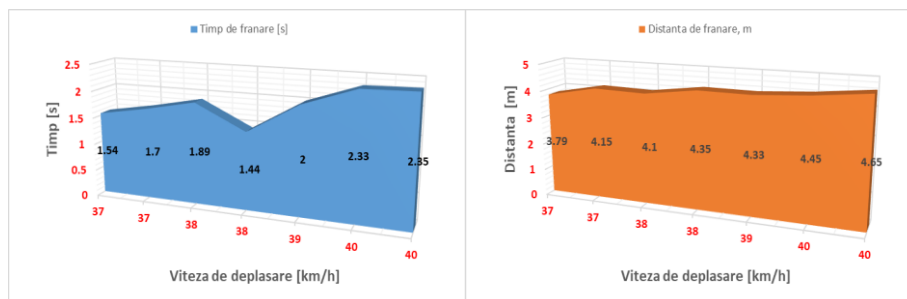


Fig. 6.7 Variația timpului și distanței de frânare în funcție de viteza de deplasare între 37-40 km/h

- c) pentru viteza ce variază între 50-51 km/h, rezultatele experimentale se regăsesc în Fig. 6.8, unde sunt redată reprezentările grafice ale timpului, respectiv distanței de frânare în funcție de viteză

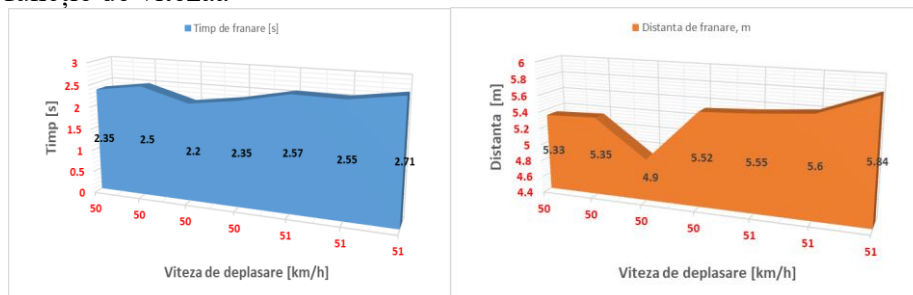


Fig. 6.8 Variația timpului și distanței de frânare în funcție de viteza de deplasare între 50-51 km/h

B. Discuri și plăcuțe de frână noi

Pentru determinarea timpului și distanței de frânare, în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului (dotat cu discuri și plăcuțe de frână noi), au fost efectuate o serie de probe succesive, în teren. La momentul executării probelor, vehiculului avea masa de 1484 kg. Astfel;

- a) pentru viteza ce variază între 20-25 km/h, rezultatele experimentale sunt redată în Fig. 6.9, unde sunt arătate reprezentările grafice ale timpului, respectiv distanței de frânare în funcție de viteză.

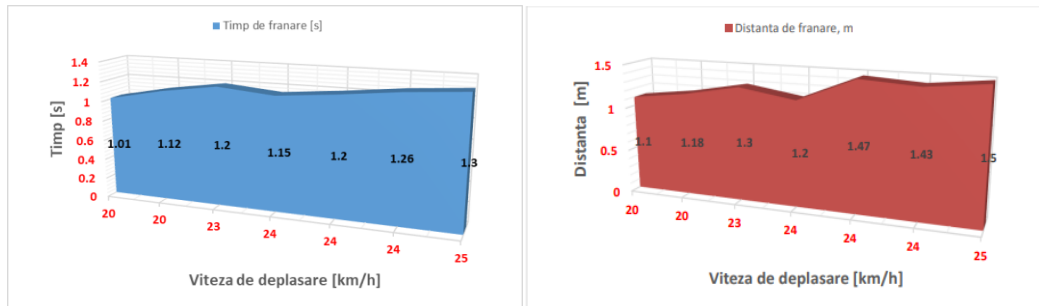


Fig. 6.9 Variația timpului și distanței de frânare în funcție de viteza de deplasare între 20-25 km/h

- b) pentru viteza ce variază între 37-40 km/h, rezultatele experimentale se găsesc în Fig. 6.10m unde sunt arătate reprezentările grafice ale timpului, respectiv distanței de frânare în funcție de viteză.

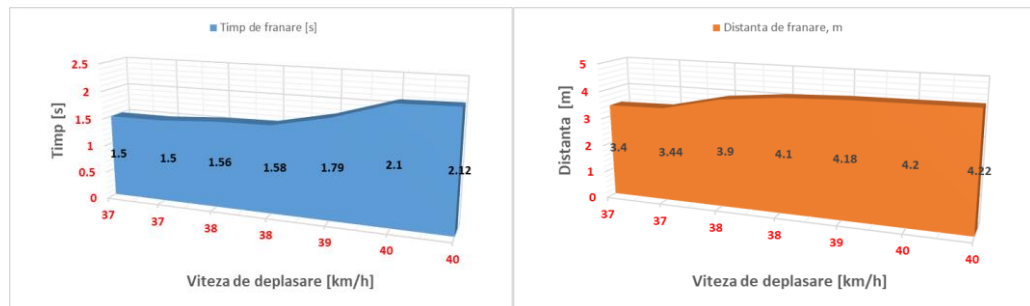


Fig. 6.10 Variația timpului și distanței de frânare în funcție de viteza de deplasare între 37-40 km/h

- c) pentru viteza ce variază între 50-51 km/h, rezultatele experimentale sunt arătate în Fig. 6.11, unde sunt prezentate reprezentările grafice ale timpului, respectiv distanței de frânare în funcție de viteză.

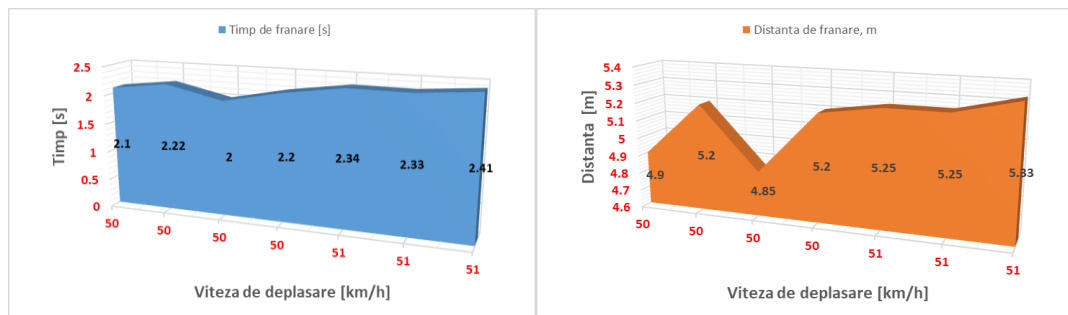


Fig. 6.11 Variația timpului de frânare în funcție de viteza de deplasare între 50-51 km/h

6.5. Rezultate experimentale privind eficiența sistemului de frânare după 10.553 km parcurși în condiții de trafic intens.

6.5.1. Rezultate experimentale obținute pe standul de testare

Este important de menționat faptul că vehiculul a fost condus preponderant în zona urbană, supusă unui trafic intens. În acest context, sistemul de frânare este unul dintre cele mai solicitate componente ale vehiculului. Dintr-un total de 10.553 de km parcurși, 8.000 km au fost efectuați în condiții urbane, subliniind astfel intensitatea utilizării sistemului de frânare în astfel de condiții.

În Fig. 6.12, se poate observa diferența dintre suprafața discului original, de la firma producătoare (Fig 6.12a) și suprafața discului aftermarket. La momentul testului, discul original, a fost utilizat pe o distanță de aproximativ 50.000 km cu plăcuțe originale, iar discul aftermarket (Fig 6.12b), a fost utilizat pe o distanță de aproximativ 10.553 km, cu plăcuțe aftermarket. Se poate observa că discul aftermarket prezintă o degradare mult mai avansată, deși a fost rulat pe o distanță scurtă, fapt ce subliniază importanța alegerii unor discuri și plăcuțe calitative.



Fig. 6.12 Gradul de uzare a discurilor de frână
a) disc de frână original b) disc de frână aftermarket

După parcurgerea a 10.553 de kilometri, sistemul de frânare al vehiculului a fost supus unui nou set de teste pentru a evalua performanța și integritatea componentelor. Aceste teste au avut loc pe un dinamometru de frână, un instrument specializat care măsoară forțele de frânare și oferă informații detaliate despre eficiența și siguranța sistemului. Această evaluare este esențială pentru a asigura că sistemul de frânare funcționează la parametrii optimi și pentru a identifica semne de uzură sau deteriorare.

I. Proba 1:

Similar metodologiei de testare anterioară, autovehiculul a fost cântărit cu scopul determinării parametrilor sistemului de frânare.

Rezultate centralizate - proba 1

Parametrii esențiali ai sistemului de frânare au fost măsurați în urma testelor desfășurate și sunt prezentați în Tabelul 6.4.

Tabelul 6.4 Rezultate obținute în urma testărilor – proba 1

Parametru	Unitatea de măsură	Limita admisă	Valoarea măsurată
Forța totală de frânare a frânei de serviciu	kN	-	14.98
Forța totală de frânare a frânei de parcare	kN	-	9.55
Diferența de frânare a frânei de serviciu	%	≤ 30	3.20
Eficiența frânei de serviciu, raportată la masa totală a autovehiculului	%	≥ 50	3
Eficiența frânei de parcare, raportată la masa totală a autovehiculului	%	≥ 16	21

II. Proba 2:

Asemănător cu metoda de testare utilizată anterior, autovehiculul a fost cântărit pentru a determina parametrii sistemului de frânare. Vehiculul a fost amplasat pe rolele dinamometrului de frână, simulând o viteză de 5 km/h. Frâna a fost activată în mod repetat pentru a asigura rezultate precise, care să reflecte comportamentul real al sistemului. Un senzor a fost atașat pentru a cuantifica forța aplicată pe pedala de frână.

Rezultate centralizate - proba 2

Parametrii fundamentali ai sistemului de frânare au fost determinați în urma testărilor efectuate și pot fi vizualizați în Tabelul 6.5.

Tabelul 6.5 Rezultate obținute în urma testărilor – proba 2

Parametru	Unitatea de măsură	Limita admisă	Valoarea măsurată
Forța totală de frânare a frânei de serviciu	kN	-	9.43
Forța totală de frânare a frânei de parcare	kN	-	3.19
Diferența de frânare a frânei de serviciu	%	≤ 30	4
Eficiența frânei de serviciu, raportată la masa totală a autovehiculului	%	≥ 50	63
Eficiența frânei de parcare, raportată la masa totală a autovehiculului	%	≥ 16	21

III. Proba 3:

După stabilirea parametrilor autovehiculului, au fost efectuate teste asupra sistemului de frânare de pe ambele axe. Vehiculul a fost amplasat pe rolele dinamometrului de frână, simulând o viteză de 5 km/h. Frâna a fost activată în mod repetat pentru a asigura rezultate precise, care să reflecte comportamentul cât mai real al sistemului. Un senzor a fost atașat pentru a cuantifica forța aplicată pe pedala de frână.

Rezultate centralizate - proba 3

Parametrii fundamentali ai sistemului de frânare au fost determinați în urma testărilor efectuate și pot fi vizualizați în Tabelul 6.6.

Tabelul 6.6 Rezultate obținute în urma testărilor – proba 3

Parametru	Unitatea de măsură	Limita admisă	Valoarea măsurată
Forța totală de frânare a frânei de serviciu	kN	-	10.11
Forța totală de frânare a frânei de parcare	kN	-	3.25
Diferența de frânare a frânei de serviciu	%	≤ 30	7
Eficiența frânei de serviciu, raportată la masa totală a autovehiculului	%	≥ 50	65
Eficiența frânei de parcare, raportată la masa totală a autovehiculului	%	≥ 16	22

6.5.2 Rezultate experimentale privind distanța și timpul de frânare în funcție de viteză de deplasare a autovehiculului – discuri și plăcuțe uzate

a) *Gradul de uzare al plăcuțelor de frână după 10.553 km. Estimare statistică a gradului de uzare al plăcuțelor de frână*

Pentru a estima statistic uzarea în timp a sistemului de frânare, vehiculul a fost condus periodic pe distanțe de 10 km, în condiții de trafic intens și moderat. S-a observat, astfel, o medie a numărului de frânări, după cum urmează:

- 42 frânări ușoare; - 27 frânări moderate; - 14 frânări bruște.

Observându-se un număr de 83 de frânări, pe 10 km, putem estima uzura pe 10.000 km, după cum urmează:

- frânări ușoare: $42 \times 1000 = 42000$ frânări/10.000 km;
- frânări moderate: $27 \times 1000 = 27000$ frânări/10.000 km;
- frânări bruște: $14 \times 1000 = 14000$ frânări/10.000 km.

Considerăm factorul unităților de uzură k' , cu o valoare cât mai apropiată de maximum admisibil, pentru fiecare frânare (determinat experimental și recomandat de producător ($k' = 0,2 \dots 0,9$) funcție de:

- frânări ușoare: $k' = 0,3$;
- frânări moderate: $k' = 0,6$;
- frânări bruște: $k' = 0,9$.

Calculăm, astfel, numărul de unități de uzură, astfel:

$$(42000 \times 0,3) + (27000 \times 0,6) + (14000 \times 0,9) = 12600 + 16200 + 12600 = 41400 \text{ unități.}$$

Rezultă că gradul de uzură, va fi:

$$k', \% = \frac{\text{Nr.de unități de uzură}}{\text{Nr.maxim de unități de uzură}} \times 100 \quad (6.3)$$

unde *nr. maxim de unități de uzură* este de 165000, reprezintă uzura totală permisă a plăcuțelor, conform producătorului plăcuțelor de frână.

$$\text{Înlocuind, obținem: } k' = \frac{41.400}{165.0000} \times 100 = 25,09 \%$$

b) Calculul gradului de uzură real al plăcuțelor de frână

Plăcuțele noi, au o grosime de 13 mm, pe puntea față și de 10 mm, pe puntea spate. După măsurarea cu etalonul, s-a observat că plăcuța uzată are grosimea de ~10 mm pe puntea față și de ~7 mm pe puntea spate, fapt ce rezultă o uzură de 3 mm, după o distanța de 10.553 km parcursi.

În schimb, plăcuțele noi, au o grosime de 10 mm, pe puntea spate. După măsurarea cu etalonul, s-a observat că plăcuța uzată are o grosime de ~7 mm, fapt ce rezultă o uzură de 3 mm. Se observă o uzură uniformă, însă îngrijorătoare, având în vedere numărul de km efectuați (10.553 km). În acest caz intensitatea de uzură, I_u conform relației/ecuației (6.1), va fi:

$$\text{- pentru puntea față: } I_u = \frac{13 \text{ mm} - 10 \text{ mm}}{10.553 \text{ km}} \approx 284 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{km}}, \text{ iar}$$

$$\text{- pentru puntea spate: } I_u = \frac{10 \text{ mm} - 7 \text{ mm}}{10.553 \text{ km}} \approx 284 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{km}}.$$

Coeficientul de uzură, k_u conform relației/ecuației (6.2), va fi:

$$\text{- pentru puntea față: } k_u = \frac{13\text{mm}-10\text{mm}}{13 \text{ mm}} \approx 0.284, \text{ iar gradul de uzură (procentual)}$$

$$k_u = \frac{13\text{mm}-10\text{mm}}{13 \text{ mm}} \times 100 \approx 28.42\%;$$

$$\text{- pentru puntea spate, vom avea: } k_u = \frac{10\text{mm}-7\text{mm}}{10 \text{ mm}} \approx 0.284,$$

$$\text{respectiv: } k_u = \frac{10\text{mm}-7\text{mm}}{10 \text{ mm}} \times 100 \approx 28.42\%.$$

Analiza statistică a arătat că plăcuțele de frână aftermarket prezintă un coeficient/factor de uzură 25,09 % și o intensitate de uzură de $284 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{km}}$. În termeni absoluți, aceasta se traduce printr-un grad real de uzură de 28,42 % la 10.553 km parcursi, sau o intensitate de uzură de $284 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{km}}$. Această diferență poate fi explicată prin mai mulți factori care influențează durata de viață a unei plăcuțe de frână, inclusiv stilul de condus, condițiile de drum și încărcarea vehiculului.

c) Rezultate experimentale privind distanța și timpul de frânare în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului

În urmă parcurgerii a aproximativ 10.553 km și a experimentărilor pe stadul de testare, vehiculul a fost supus unei serii de probe pentru determinarea distanței și timpului de frânre, corelate cu eficiența sistemului de frânare de 63%, măsurată pe dinamometrul de frână.

Instrumentele utilizate pentru experimentare au fost: cronometrul, ruleta, sistemul de diagnoza al autoturismului, cu scopul observării vitezei exacte, marcaje pentru momentul acționării pedalei de frână. Pentru testare, autovehiculul a fost adus la viteză dorită, după care acesta a fost setat pe auto-pilot, pentru menținerea vitezei. Cu ajutorul etalonului, a fost măsurată grosimea substratului plăcuțelor de frână pe puntea față și pe puntea spate.

c1) pentru viteza ce variază între 20-25 km/h, rezultatele experimentale se regăsesc în Fig. 6.13, unde se arată reprezentările grafice ale timpului, respectiv distanței de frânare în funcție de viteză.

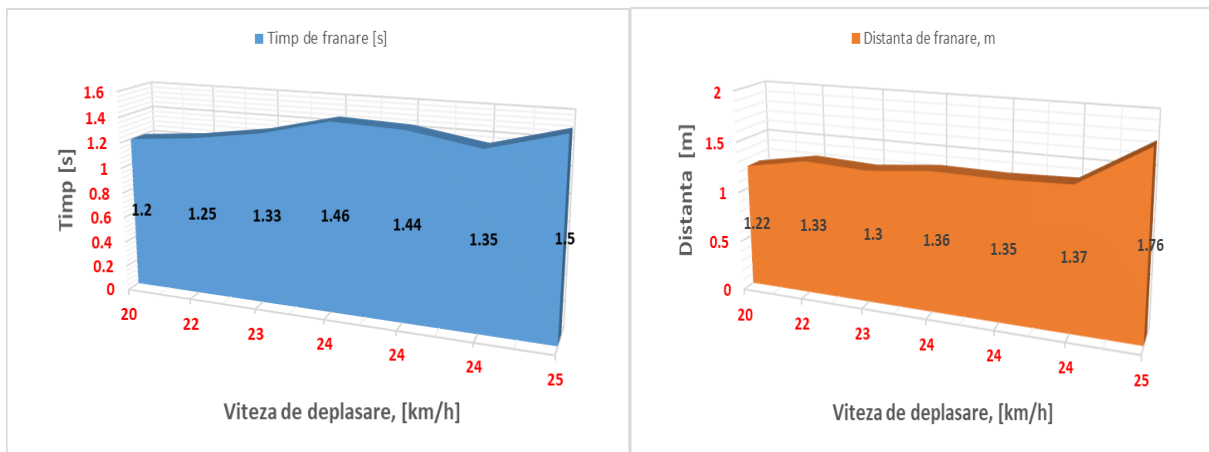


Fig. 6.13 Variația timpului și distanța de frânare în funcție de viteza de deplasare între 20-25 km/h după parcurgerea distanței de 10.553 km

c2) pentru viteza ce variază între 37-40 km/h, rezultatele experimentale sunt redată în Fig. 6.14, unde se regăsesc reprezentările grafice ale timpului, respectiv distanței de frânare în funcție de viteză.

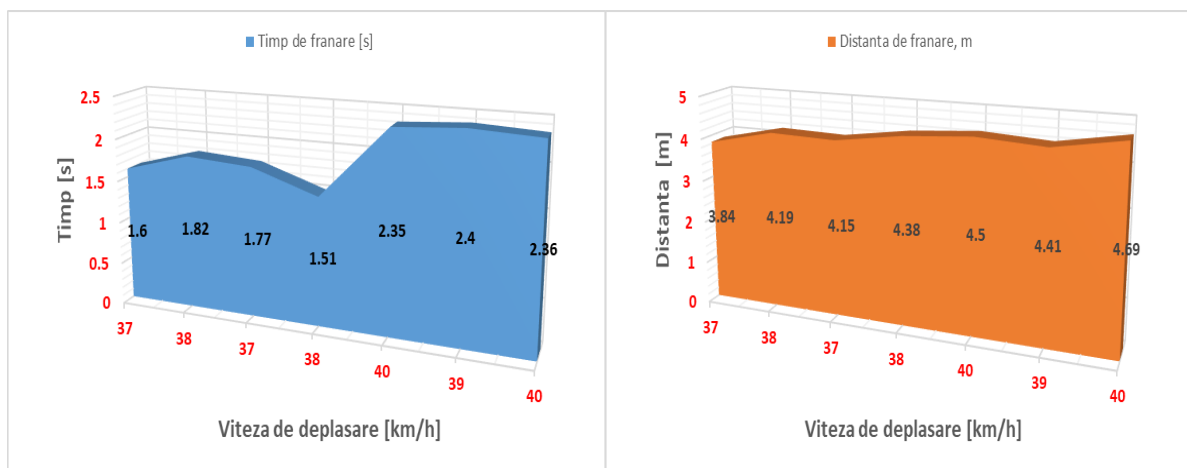


Fig. 6.14 Variația timpului și distanța de frânare în funcție de viteza de deplasare între 37-40 km/h după parcurgerea distanței de 10.553 km

c3) pentru viteza ce variază între 50-51 km/h, rezultatele experimentale se regăsesc în Fig. 6.15, unde sunt redată reprezentările grafice ale timpului, respectiv distanței de frânare în funcție de viteză.

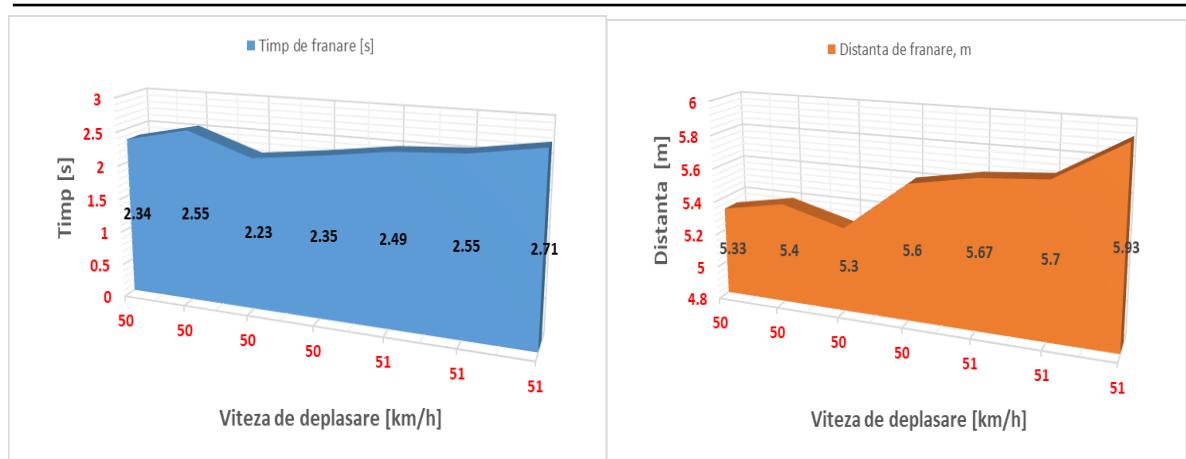


Fig. 6.15 Variația timpului și distanța de frânare în funcție de viteza de deplasare între 50-51 km/h după parcurgerea distanței de 10.553 km

Calculul coeficientului de frecare

Pentru a determina coeficientul de frecare, vom utiliza forța de frânare, măsurată pe dinamometru, considerând masa vehiculului,

$$m = 1524 \text{ kg (vezi Tabelul 5.15 din teză)}$$

Din Tabelul 5.18, avem forța totală de frânare a frânei de serviciu:

$$F_f = 8,88 \text{ kN, dar}$$

$$F_f = \mu \times F_N, \quad (6.4)$$

$$F_N = m \times g, \quad (6.5)$$

unde: μ - coeficientul de frecare, F_N - forța normală, m - masa autovehiculului (1524 kg – din Tabelul 5.15), $g = 9,81 \approx 10 \text{ m/s}^2$.

Calculăm forța normală:

$$F_N = 1524 \times 10 = 15240 \text{ N}$$

Astfel, din relația (6.4), rezultă:

$$\mu = \frac{F_f}{F_N}. \quad (6.6)$$

Înlocuind valorile măsurate:

$$COF = \mu = \frac{8.880 \text{ N}}{15240} = 0.582$$

Coeficientul de frecare, μ (COF) obținut, cu valoarea de aproximativ 0.582, indică relația dintre forța de frânare și greutatea vehiculului pe drum.

Un coeficient de 0.582 este o valoare rezonabilă și se încadrează în intervalul tipic pentru frânarea unui autovehicul pe asfalt uscat.

Valoarea sugerează o aderență bună a anvelopelor la suprafața drumului, ceea ce este esențial pentru o frânare eficientă și sigură.

În mod asemănător, se va calcula COF pentru fiecare forță de frânare a autovehiculului, corespunzătoare unei mase, ambele măsurate pe dinamometrul de frână.

Acestea sunt prezentate în Tabelul 6.7, alături evoluția eficienței sistemului de frânare, precum și forța de frânare măsurată, în funcție de masa vehiculului (considerând masele de 1.480, 1.484; 1.514 și 1.524 kg) și numărul de kilometri rulați (115.477; 134.141, 139.334, 149.887) și grafic în Fig. 6.16.

Tabelul 6.7 Eficiența sistemului de frânare în funcție de masă și km rulați

	Masa vehiculului 1480 kg - 115477 km	Masa vehiculului 1524 kg - 134141 km	Masa vehiculului 1484 kg - 139334 km	Masa vehiculului 1514 kg - 149887 km
Forța de frânare pentru frâna de serviciu, kN	9.14	8.88	10.38	10.06
Forța de frânare pentru frâna de parcare, kN	2.94	2.91	3.44	2.71
Diferența de frânare a frânei de serviciu, m	5	5	12	8
Eficiența frânei de serviciu, raportată la masa totală a autovehiculului, %	71	59	72	63
Eficiența frânei de parcare, raportată la masa totală a autovehiculului, %	16	19	24	21
Coefficientul de frecare (COF)	0,617	0,582	0,699	0,664

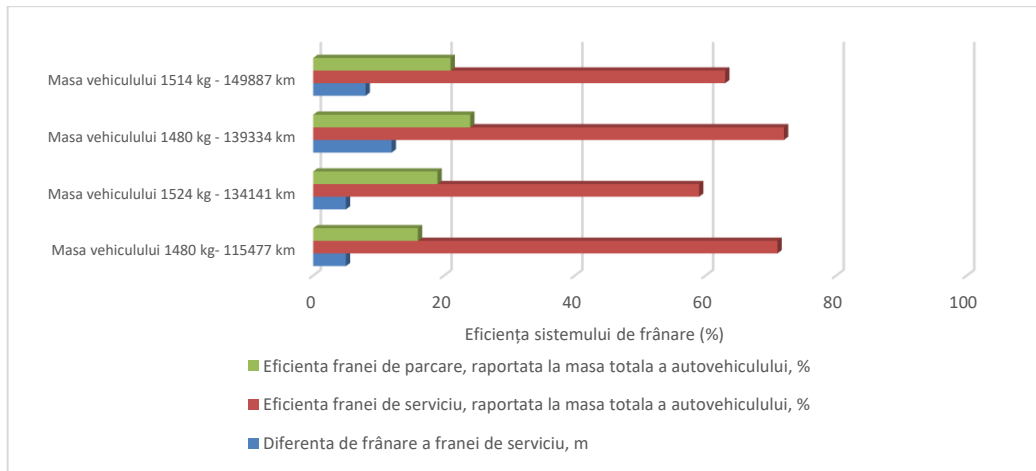


Fig. 6.16 Evoluția eficienței sistemului de frânare în funcție de masă și km rulați

Totodată, în Fig. 6.17 este prezentată evoluția COF în funcție de forța de frânare și masa autovehiculului, măsurate pe dinamometrul de frână.

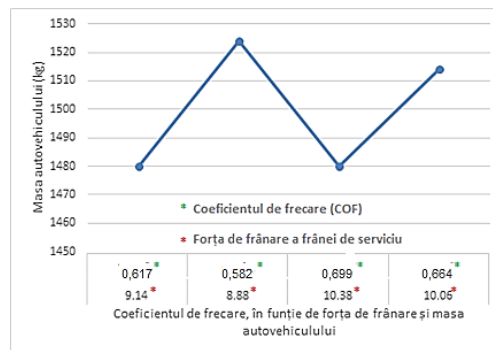


Fig. 6.17 Evoluția COF, în funcție de forța totală a frânei de serviciu și masa vehiculului

Pentru a determina COF în urma unei frânări bruște, prin calcul, în funcție de viteza de deplasare se va utiliza relațiile pentru mișcarea uniform încetinită [57]:

$$u = -a \cdot t = d \cdot t, \tag{6.7}$$

unde: u - viteza inițială (considerăm ca exemplu $u = 40$ km/h sau 11.11 m/s, după transformarea din km/h în m/s); t - timpul de frânare (2.35 s în acest caz –vezi Tabelul 6.14 din teză); a – accelerația, m/s^2 ; d - decelerația, în cazul frânării, va fi negativă, m/s^2). Astfel, din relația (6.7), rezultă:

$$a = -d = -\frac{u}{t}, \text{ deci } d = u/t. \quad (6.8)$$

Înlocuind valorile masurate, pentru viteza de 40 km/h și timpul de frânare de 2.35 s, obținem:

$$d = (11,11/2,35) = 4,727 \text{ m/s}^2.$$

Apoi, cunoaștem că accelerația la frânare (decelerația) este:

$$a = -d = -\mu \cdot g, \text{ rezultă } d = \mu \cdot g, \quad (6.9)$$

cu g - accelerația datorată gravitației și are o valoare de aproximativ de $9.81 \approx 10 \text{ m/s}^2$, μ - COF.

Deci, coeficientul de frecare, COF = μ poate fi determinat din relația (6.9) ca:

$$\mu = -\frac{a}{g} = \frac{d}{g} \quad (6.10)$$

$$\text{Rezultă } \mu = \frac{4,727}{10} = 0.472.$$

Așadar, un COF foarte bun și situat în limitele 0,3 - 0,7 recomandate de literatură, proiectanți și producătorii de vehicule auto, utilizați pentru calcule în proiectarea sistemelor de frânare. Valorile negative sunt pur convenționale și indică o decelerație. COF real (fără semnul negativ) este de aproximativ 0,472. În mod asemănător, se va calcula COF pentru fiecare viteză a autovehiculului în momentul frânării, corespunzătoare unei eficiențe de frânare măsurată pe dinamometrul de frână și prezentat în tabelul Tabelul 6.8 și Fig. 6.18

Tabelul 6.8 Distanța, timpul de frânare și COF, în funcție de eficiența sistemului de frânare și viteza de deplasare

	Eficiența sistemului de frânare, %	Viteza vehiculului, km/h	Timpul de frânare, s	Distanța de frânare, m	COF
Sistem de frânare cu disc și plăcuțe uzate	59	25	1.5	1.76	0.463
		40	2.35	4.65	0.472
		50	2.5	5.35	0.555
Sistem de frânare cu disc și plăcuțe noi	72	25	1.3	1.5	0.534
		40	2.12	4.22	0.524
		50	2.22	5.2	0.625
Sistem de frânare cu disc și plăcuțe uzate anfermarket	63	25	1.58	1.79	0.439
		40	2.36	4.69	0.470
		50	2.55	5.4	0.544

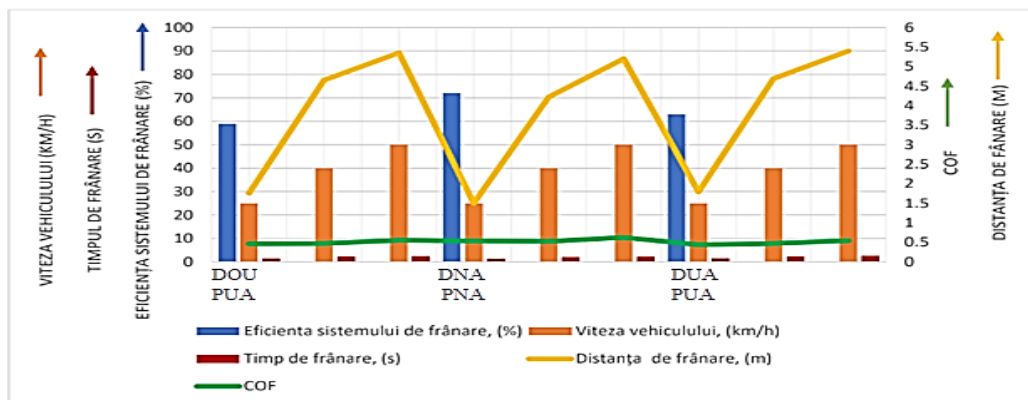


Fig. 6.18 Comparație între timpii și distanța de frânare măsurate pentru sistemul de frânare uzat și sistemul de frânare nou: DOU – disc original uzat; PUA – plăcuțe uzate aftermarket; DNA – disc nou aftermarket; PNA – plăcuțe noi aftermarket; DUA – disc uzat aftermarket

În Figura 6.19 este prezentată evoluția COF în funcție de viteză de deplasare care corespunde eficienței sistemului de frânare, conform Tabelului 6.8.

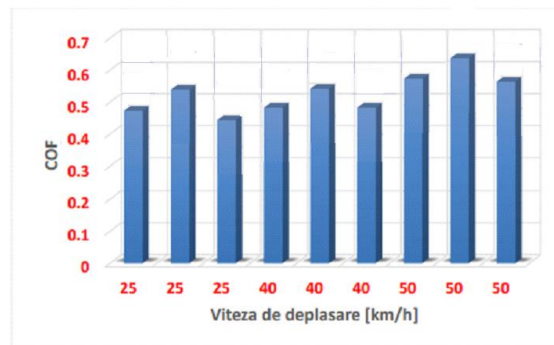


Fig. 6.19 Evoluția coeficientului de frecare (COF) pe o histogramă, în funcție de viteza de deplasare a vehiculului

Se observă că evoluția COF alternează, aproape în același mod cu viteza de deplasare a vehiculului, crește ca medie, odată cu creșterea vitezei, când eficiența frânării este de 59 %, după care reluând același ciclu al vitezei are o scădere nesemnificativă, când eficiența frânării a fost de 72 % (vezi Tabelul 6.8). Evoluția se repetă și pentru cazul eficienței de frânare de 63 %, după același scenariu (vezi Fig. 6.18).

Vitezele, distanțele, timpii de frânare și COF au fost comparate atât pentru sistemul de frânare uzat cu DOU + PUA, sistemul de frânare nou cu DNA + PNA cât și pentru sistemul de frânare uzat cu DUA + PUA. În condițiile de încărcare normală a autovehiculului (masa de 1524 kg), s-a observat o eficiență a sistemului de frânare de numai 59%. Ținând cont de faptul că limita minimă acceptată a eficienței sistemului de frânare este de 50% (vezi Tabelul 6.8), rezultatele sunt îngrijorătoare, sugerând necesitatea înlocuirii sistemului de frânare, la un interval mult mai scurt decât cel recomandat.

6.6. Studiu de simulare numerică 3D cu elemente finite a sistemului de frânare a mașinii și a materialelor cuplului de frecare disc-plăcuțe de frână

6.6.1 Simulare numerică 3D cu metoda/analiza elementului finit

Uzura materialului de frecare este una dintre caracteristicile importante ale plăcuțelor de frână. O bună funcționare a sistemului de frânare este strâns asociată cu calitatea materialului, precum și cu siguranța în exploatare și, prin urmare, este direct legată de durata de viață a frânelor [133, 134].

Un model numeric cu elemente finite 3D a sistemului de frânare al mașinii testate pentru analiza la frecarea și uzura acestuia folosind programul ANSYS Workbench R16, considerând plăcuța și discul de frână, ca material viscoelastic, a fost utilizat.

Modelul geometric 3D al sistemului de frână este proiectat folosind SOLIDWORKS, iar analiza termică și structurală cuplată se realizează cu programul ANSYS Workbench R16.

Frâna a fost aplicată când mașina avea 51 km/h ($\omega = 54.5$ rad/s), durata frânării până la oprirea mașinii a fost $t \approx 2,5$ s. Pentru exemplul dat, COF mediu în timpul frânării, luând în considerare presiunea pe plăcuță $p = 4,5$ MPa, este $\mu = 0,4$.

Se menționează că programul de simulare s-a extins până la viteza de 87,5 km/h ($\omega = 125$ rad/s), timpul de frânare, $t = 5$ s, presiunea pe plăcuță, $p = 7,5$ MPa și μ a pornit de la 0,35, valori în care încadrează și cele măsurate în timpul testărilor (prezentate de mai sus).

Caracteristicile mecanice și dimensiunile frânelor cu disc din fontă cenușie și materialelor plăcuțelor selectate în analiză sunt prezentate în Tabelul 6.9.

Tabelul 6.9. Caracteristicile materialelor și dimensiunea discului și a plăcuței de frână

Dimensiuni / Proprietati	Disc	Placuta
Diametru interior (mm)	61	170.2
Diametru exterior (mm)	260.0	258
Grosimea (mm)	22.0	15
Densitatea (kg/m ³)	7200	2030
Masa (kg)	4.71	0.230
Modulul lui Young (MPa)	210000	3180
Coeficientul lui Poisson	0.28	0.35
Coeficientul de dilatare termică (mm/°C)	1,1·10 ⁻⁵	3,1·10 ⁻⁶
Conductivitatea termică (W/K.m)	37	0.275

Pentru generarea rețelelor cu elemente finite va fi utilizată o metodă tetraedrică 3D. În general, sunt utilizate 85856 de noduri și 44867 elemente de contact, pentru disc și plăcuțele de frână, Fig. 6.20.

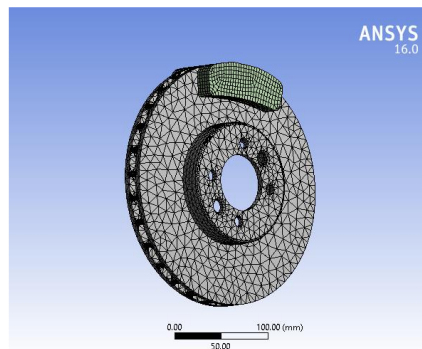


Fig. 6.20 Captură imagine a plasei modelelor cu disc ventilat

A. Modelul de simulare. Condiții limită

Pentru simulare sunt necesare și condiții la limită și anume: COF al perechii de contact (disc-plăcuțe de frână) este de 0,4; temperatura inițială a fost de 22°C; materialul discului este fonta cenușie; împreună cu dimensiunile geometrice și proprietatile materialelor discului și plăcuței de frână, din Tabelul 6.9. Roțile sunt decelerate la viteza de deplasare de 51 km/h (54.5 rad/s), respectiv 87,5 km/h (125 rad/s) până la viteza finală 0 km/h în 2,5 s, apoi 5 s, și energia mecanică se transformă în energie termică. Presiunea de frânare de 4,5 și 7,5 MPa este impusă plăcuței pentru a genera forța de frânare. Condițiile la limită aplicate modelului de simulare a geometriei discului și plăcuței de frână sunt ilustrate în Fig. 6.21.

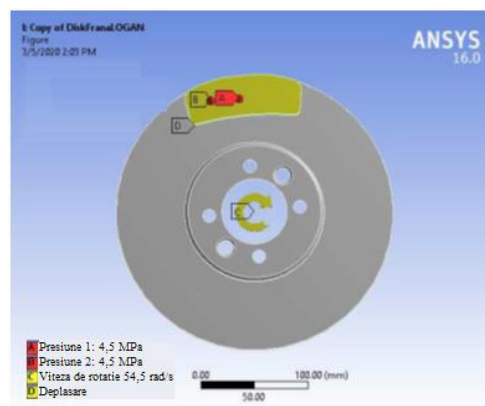


Fig. 6.21 Condiții limită în programul de simulare - frână cu disc-plăcuțe

B. Analiza deformării și tensiunilor discului și plăcuței de frână

Din analiza deformării discului din Fig. 6.22, se poate observa că deplasarea totală a plăcuței de frână este de 0,312 mm (Fig. 6.22(b)) și este relativ apropiată, prin comparație cu a discului de 0,417 mm (Fig. 6.22(a)).

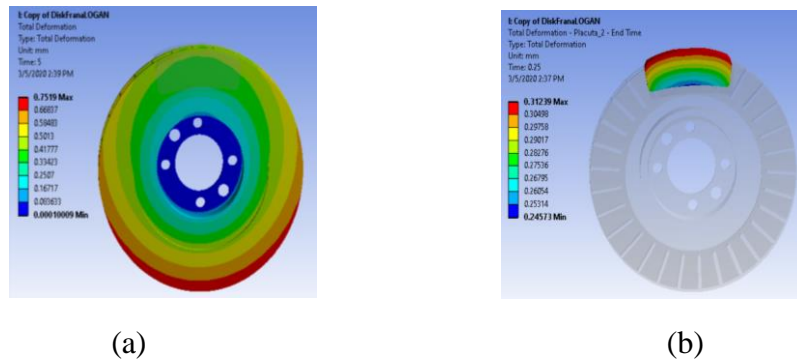


Fig. 6.22 Distribuția deplasării totale pe disc-plăcuțe de frână:
(a) deplasarea discului; (b) deplasarea plăcuței

Analiza tensiunii (mecanice) discului, Fig. 6.23 (a) și (b) prezintă distribuția tensiunii Von Mises echivalente la sfârșitul simulării (pe discul interior, Fig. 6.23 (a) și pe discul exterior, Fig. 6.23(b)), scara de valori variind de la 1,335 la 344,65 MPa în cazul asamblării disc-plăcuțe.

Valoarea maximă de 344,46 MPa înregistrată în timpul simulărilor la perechea disc-plăcuțe de frână apare la nivelul bolului/cavității discului, deoarece acesta este fixat de butucul roții prin intermediul șuruburilor, împiedicând astfel deplasarea acestuia.

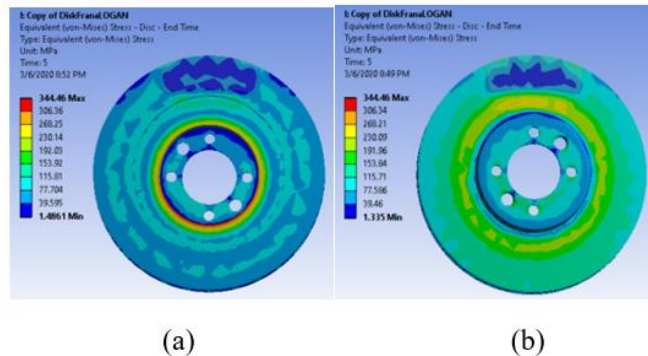


Fig. 6.23 Distribuția echivalentă (Von Mises) a tensiunilor pe discul interior (a) și pe discul exterior (b)

În sistemele de frânare, viteza de alunecare între disc și plăcuțe este variabilă (Fig.6.24). La viteze mici și foarte mici apare fenomenul de stick-slip, datorită elasticității elementelor sistemului de frânare [139, 140]. Amplitudinea acestui fenomen este influențată de caracteristicile de rigiditate ale sistemului de frânare, viteza de lucru și comportamentul la frecare a cuplului de materiale disc-plăcuțe de frână.

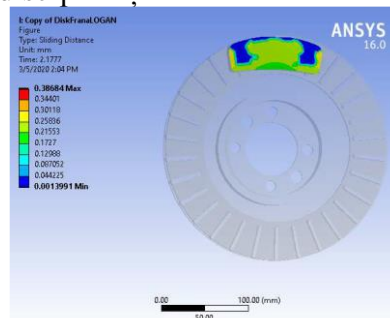


Fig. 6.24 Rezultatele contur distanță de alunecare pentru disc-plăcuță de frână

C. Analiza distribuției presiunii de contact la interfața disc-plăcuță de frână

Fig. 6.25 prezintă distribuția presiunii de contact în interfața de frecare a plăcuței interioare luate la diferite momente de simulare. Pentru această distribuție, scara variază de la 0 la 11,812 MPa și a atins o valoare maximă în momentul $t \approx 2,5$ s, respective în momentul $t = 5$ s care corespunde opririi mașinii. Distribuția presiunii de contact la suprafața discului arată un câmp de sarcină neuniform la contactul suprafeței cu plăcuța de frână.

Distribuția tensiunilor de frecare pentru modelul geometric al discului cu plăcuță de frână este prezentat în Fig. 6.26. Având în vedere că modelul ia în considerare fenomenul de alunecare, variația rezultată a tensiunii de frecare este falsă.

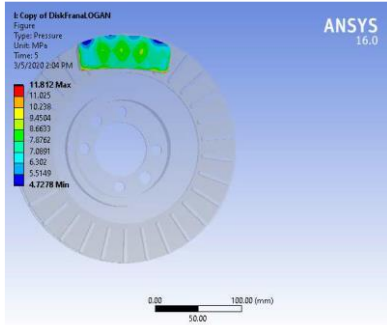


Fig. 6.25 Distribuția presiunii de contact

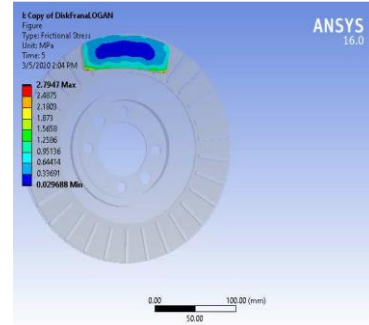


Fig. 6.26 Distribuția tensiunilor de frecare

D. Simularea numerică a uzurii la interfața disc-plăcuță de frână

Metoda de simulare propusă este adoptată pentru a simula uzura la interfața materialelor cuplului de frecare și implementată în VBExcel. Rezultatele simulărilor, sub forma evoluțiilor uzurii volumetrică în timp și profilul uzurii cumulate (uzură volumetrică totală), sunt prezentate în Fig. 6.27(a) și (b). Datele de intrare pentru rezolvarea ecuației diferențiale (6.13) pornind de la condiția inițială $V_i(0) = 0$, au fost: $K_{disc} = 1066$ (mm^3/m), $H_{disc} = 720$ (MPa), $K_{placuta} = 906$ (mm^3/m), $H_{placuta} = 120,7$ (MPa) și un pas de integrare $\Delta t = 0,25$ s.

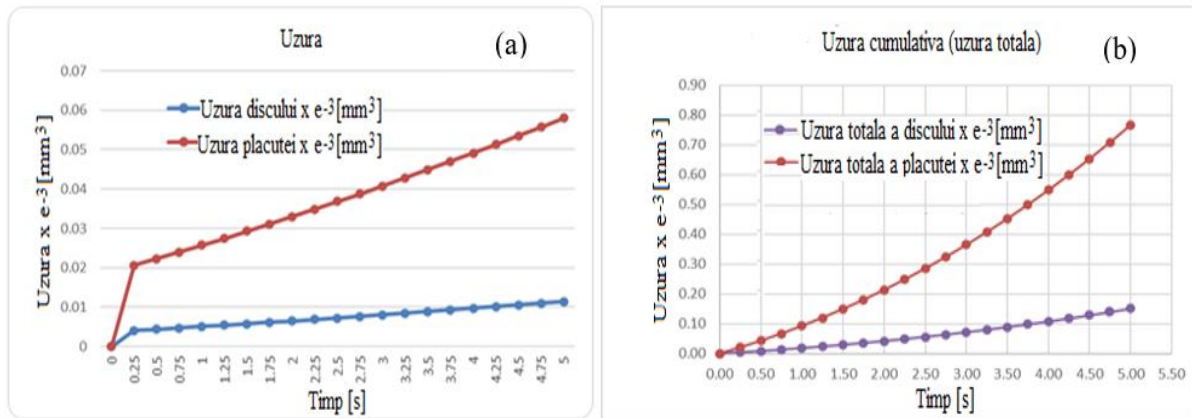


Fig. 6.27 Evoluția în timp a uzurii volumetrică (a) și a uzurii volumetrică totale (b) obținute în timpul frânării pentru disc (linia roșie) și plăcuță (linia albastră)

Din analiza comportamentului tribologic al sistemului de frânare (disc-plăcuțe de frână) al mașinii testate, prin metoda cu element finit se pot obține rezultate pentru proiectarea eficientă a elementelor de bază, componente ale sistemului de frânare.

Presiunea de contact disc-plăcuțe de frână este mai mare pe zonele exterioare decât pe cele interioare ale plăcuțelor, cea mai mare valoare fiind în apropierea axei centrale a zonei exterioare. De asemenea, se poate observa că uzura plăcuței de frână este de aproximativ cinci ori mai mare decât cea a discului de frână.

6.6.2 Evaluarea experimentală a COF și uzurii cuplului disc-plăcuță de frână

Pentru evaluarea experimentală a COF și intensității de uzură a cuplului disc-plăcuță de frână s-a folosit tribometrul știft-disc. Probele disc au fost executate dintr-un disc cu diametrul de 60 mm, iar cele de plăcuță sunt știfturi cilindrice cu diametrul de 10 mm. Testele experimentale, atât pentru frecare (COF), cât și pentru uzură (intensitatea de uzură volumetrică), au fost efectuate în condiții diferite (Fig. 6.28): de viteză, la presiune de contact și temperatură constante (Fig. 6.28(a)); de temperatură la viteză și presiune de contact constante (Fig. 6.28(b)); de presiune specifică de frânare la viteză și temperatură constante (Fig. 6.28 (c) – pentru COF, respectiv intensitatea de uzură volumetrică raportată la energia consumată prin frecare, la viteză și presiune de contact constante (Fig. 6.28 (d)). Este de menționat că valorile COF și intensității de uzură sunt valori medii.

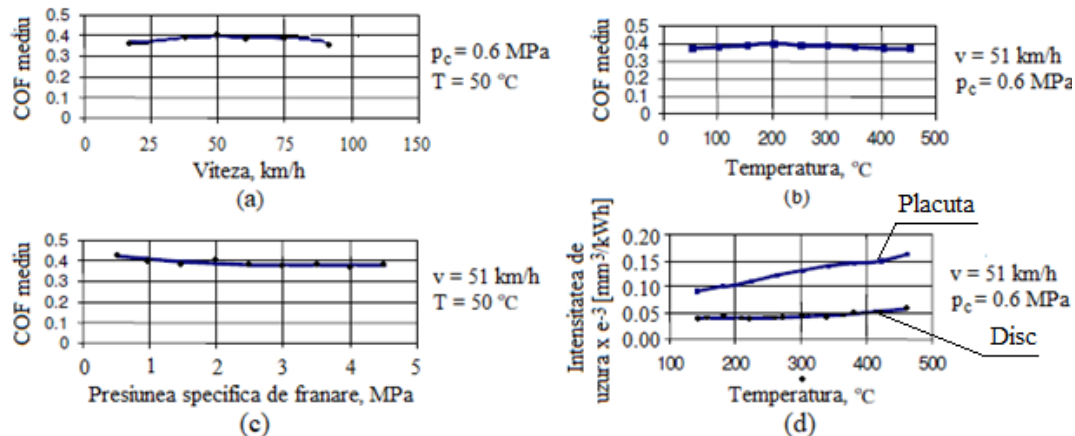


Fig. 6.28 Variația COF în funcție de viteză (a), temperatură (b), presiunea specifică de frânare (c) și a intensității de uzură volumetrică în funcție de temperatură (d), menținând constant alți doi parametri

Se observă că, variația COF este relativ constantă (în jur de 0,4) cu foarte mici variații. Variația COF cu viteza la presiune de contact și temperatură constante (vezi Fig. 6.28 (a)), pornește de la valoarea aproximativă de 0,36 - 0,37 la viteza relativă de 20 km/h, are apoi o ușoară creștere până la valoarea de 0,4 - 0,42 la viteza de 50 km/h (unde atinge valoarea maximă), după care scade relativ puțin cu creșterea vitezei, pentru ca la viteza de 87,5 km/h, COF ajunge la valoarea de unde a pornit (0,36 - 0,37). Variația COF cu temperatura la viteză și presiune de contact constante pornește de la valoarea aproximativă de 0,37 - 0,38 (vezi Fig. 6.28 (b)), la temperatura de 50°C, urmat de o creștere până la temperatura de 200°C, unde atinge valoarea maximă de 0,4 - 0,42 apoi începe să scadă relativ ușor până la temperatura de 450°C, când ajunge din nou la valoarea inițială de 0,37 - 0,38.

6.7 Analiza modală a sistemului de frânare disc-plăcuțe de frână

6.7.1 Generalități

Analiza modală este o analiză dinamică, oferind frecvențele naturale la care o structură va rezona. Aceste frecvențe naturale sunt de o importanță capitală în diferite domenii ale ingineriei [139]. În industria auto suspensiile și sistemele de frânare sunt de obicei reglate pentru a avea frecvențe naturale diferite pentru mașinile de pasageri și mașinile de curse. Problema sistemelor de frânare demonstrează contactul de frecare de și utilizează soluții proprii complexe pentru a prezice modurile instabile (zgomot, vibrații etc).

În Fig. 6.29 este redată schematic cum se poate face analiza modală a ansamblului disc-plăcuțe de frână, prin simulare de transit dinamic, armonică, vibrații aleatoare și prin spectru de răspuns.

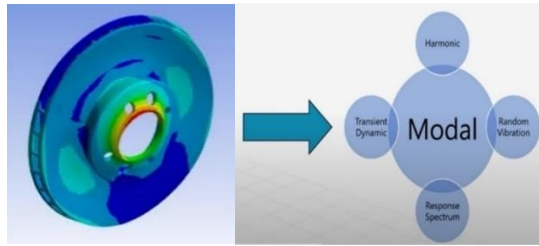


Fig. 6.29 Modalități de analiză modală a ansamblului disc-plăcuțe de frână

Un model de ansamblu simplu disc-plăcuță de frână creat cu programul 3D CAD SolidWorks2022, Dassault Systèmes, USA este prezentat în Fig. 6.30. Discul fiind ventilat și are grosimea totală de 22 mm, cu grosimea părților pline (dreapta-stânga) de 10 mm, iar plăcuțele de frână au o grosime de 15 mm. Diametrul interior al discului este de 61 mm, iar cel exterior este de 260 mm. Pe acest model se efectuează o analiză modală pre-tensionată folosind diferite metode pentru a determina modurile instabile

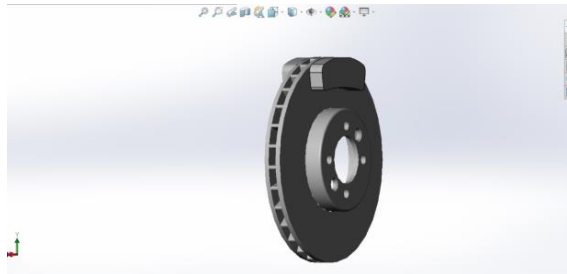


Fig. 6.30 Ansamblu disc-plăcuță de frână

6.7.2 Modelarea perechilor de contacte și țință

Problemele ce apar în zona de contact disc-plăcuțe de frână necesită de obicei calcule manuale ale termenilor asimetrici care decurg din surse precum alunecarea prin frecare și apoi introducerea termenilor asimetrici folosind elemente speciale (cum ar fi MATRIX27).

Perechile de contact de frecare suprafață-suprafață cu un coeficient de frecare de 0.3-0.5 sunt utilizate pentru a defini contactul dintre plăcuțele de frână și disc pentru a simula contactul de alunecare de frecare care are loc la interfața plăcuță-disc.

Totodată perechile de contact de tip suprafață-suprafață sunt folosite pentru a defini contactul pentru alte componente care vor fi mereu în contact pe toată durata procesului de frânare.

Perechile de contact și țință pentru contactul de frecare, pe ambele fețe ale discului sunt prezentate în Fig. 6.31 (a) și (b).

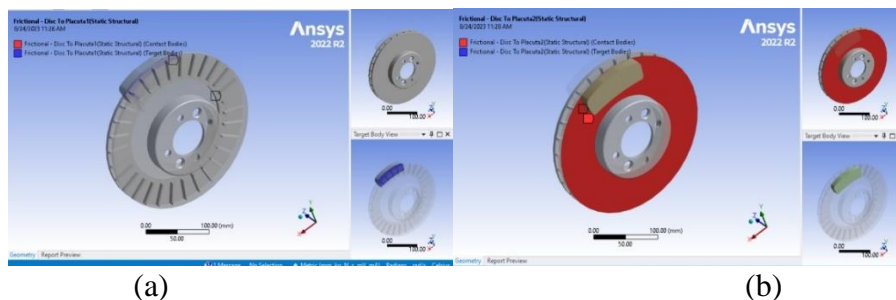


Fig. 6.31 Perechi de contact și țință pentru contactul de frecare disc-plăcuțe de frână:
(a) fața interioară (spre motor); (b) fața exterioară (catre roată)

Pentru perechile de contact de frecare este utilizat algoritmul Lagrange augmentat, deoarece presiunea și tensiunile de frecare sunt crescute în timpul iterațiilor de echilibru, astfel încât penetrarea este redusă treptat.

6.7.3 Generarea mișcării interne de alunecare și rețeaua de elemente finite ale modelului disc-plăcuță de frână

Pentru generarea mișcării interne de alunecare se aplică comanda CMROTATE care definește viteze de rotație constante pe nodurile de contact/țintă. Viteza de rotație specificată este utilizată numai pentru a determina direcția de alunecare și nu are niciun efect asupra soluției finale. Astfel, rețeaua finală discretizată pentru ansamblul de frână disc-plăcuțe de frână este arătată în Fig. 6.32.

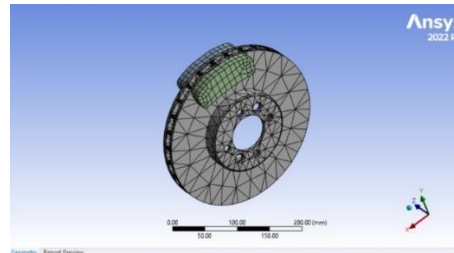


Fig. 6.32 Rețeaua finală discretizată pentru ansamblul de frână disc-plăcuțe de frână

6.7.4 Condiții la limită de deplasare și încărcare

După stabilirea rețelei de discretizare urmează încărcarea modelului (Fig. 6.33) cu restricții referitoare la:

- forța datorată presiunii etrierului, momentul la roată, reacțiunea datorată acțiunii roții asupra căii de rulare și viteza unghiulară (de rotație) a discului;
- diametrul interior al butucului discului și al găurilor pentru șuruburi este restrâns în toate direcțiile;
- la ambele capete ale plăcuței se aplică o presiune mică pentru a stabili contactul cu discul de frână și pentru a include efectele de pretensionare;
- presiunea este crescută nominal la 7.5 MPa în două trepte (prima fiind de 4,5 MPa);
- deplasarea pe suprafețele plăcuțelor de frână unde este aplicată presiunea este constrânsă în toate direcțiile, cu excepția pe direcția axială (de-a lungul axei Z).

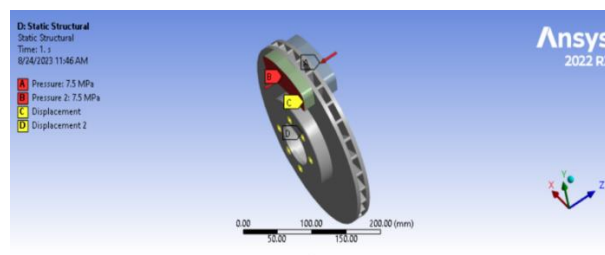


Fig. 6.33 Condiții la limită de deplasare și încărcare

6.7.5 Analiză modală și soluții de control

Setările de analiză modală complexă și control ale soluției se efectuează folosind algoritmul de rezolvare UNSYM cu soluția proprie UNSYM, ca fiind o metodă de analiză modală liniară neprecomprimată. Pentru aceasta se importă geometria ansamblului de frână (disc-plăcuțe de frână) și se configurează modelul ca mai sus, respectiv matricea rigidității contactului se bazează pe starea inițială a acestuia și când efectele de rigidizare a tensiunii nu sunt critice. Apoi, se introduce următorul fragment de comandă de analiză modală (CMROTATE) pentru a genera forța de frecare de alunecare.

6.7.6 Factorul de participare al modului

În mod firesc, în orice analiză se pune întrebarea dacă fiecare frecvență naturală este la fel de importantă. Pentru un model fizic real, am putea avea mii sau milioane de grade de libertate (DOF), ceea ce înseamnă că putem găsi tot atâtea frecvențe naturale. De exemplu, considerând cazul discului cu plăcuțele de frână există un număr foarte mare de DOF, adică tot atâtea frecvențe și moduri naturale.

Astfel, factorul de participare, γ_i , pentru modulul i și temperatura, T , va fi:

$$\gamma_i = \{\Phi\}\{\Phi\}_i^T [M]\{D\}, \quad (6.11)$$

unde: $\{\phi\}$ – forma modului; $[M]$ – matricea masei; $\{D\}$ – direcția vectorului de excitație, iar masa efectivă a modulului i , este:

$$M_{ef, i} = \gamma_i^2, \quad (6.12)$$

adică, pătratul factorului de participare este masa efectivă. În unele lucrări de specialitate, masa efectivă se numește chiar factor de participare, γ . Factorul de participare, γ și masa efectivă, M_{ef} au roluri similare în analiza modală.

Variația timpului de soluționare prin analiza modală este prezentată în figura 6.34

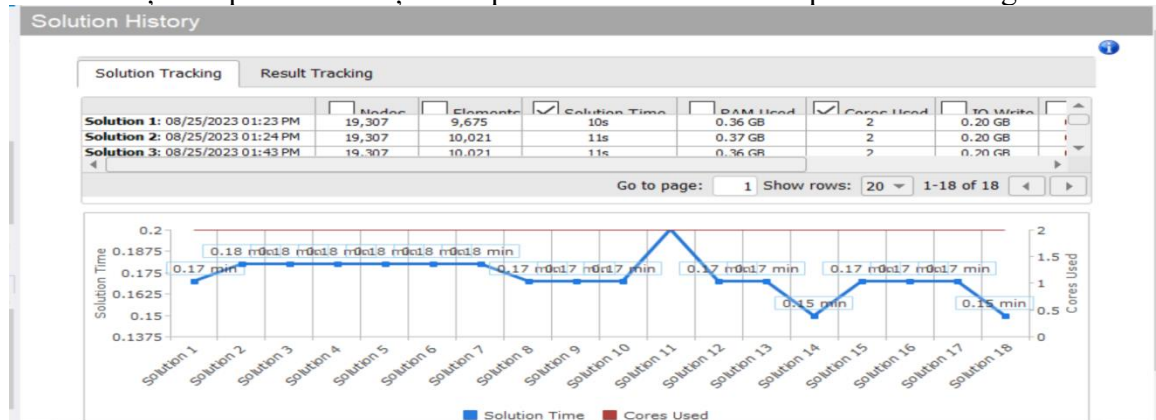


Fig. 6.34 Variația timpului de soluționare prin analiza modală

6.7.7 Rezultate și discuții

Predicțiile de mod instabil, pentru ansamblul disc-plăcuță de frână, folosind ambele metode au fost foarte apropiate, din cauza sarcinii de precomprimare relativ mică. Soluția modală liniară neprecomprimată a prezis moduri instabile la 6474 Hz, în timp ce modelul perturbat nelinier complet a prezis moduri instabile la 6458 Hz.

S-au ales 5 viteze de deplasare ale vehiculului auto, alături de viteza maximă impusă prin proiectare, ca fiind cele mai frecvente. În fiecare caz analizat s-au determinat 6 frecvențe la care structura mecanică intră în rezonanță în ordine crescătoare, prima fiind determinantă în stabilirea eficienței integrității structurale a discului (vezi Tabelul 6.10).

Tabelul 6.10 Scenarii analizate la diferite viteze de deplasare a autovehiculului

Scenariu analizat	Viteza unghiulară (rad/s)	Viteza deplasare (km/h)
1	60.38	50
2	96.60	80
3	150.9	125
4	217.4	180
5	265.7	220

În cazul în care discul ajunge la rezonanță, în funcție de frecvența la care rezonază, aceasta se deformează față de structura inițială cu până la 47 mm, caz în care tensiunea maximă din piesă ajunge la valoarea 50,965 MPa, Fig. 6.35.

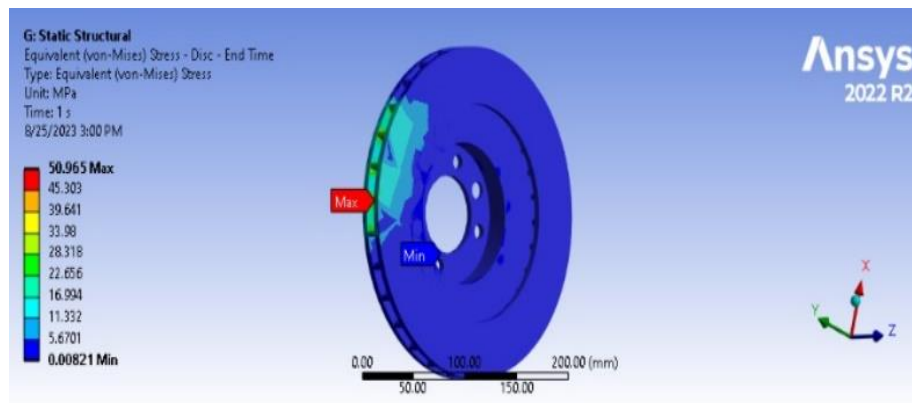


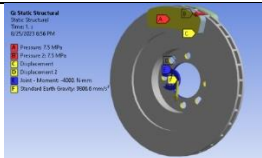
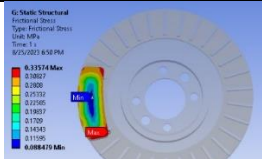

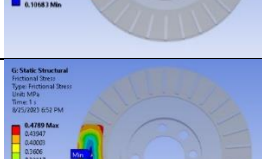
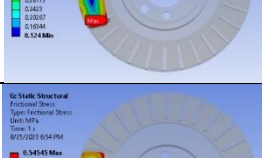
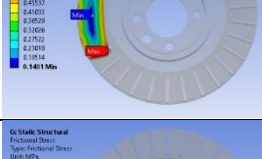
Fig. 6.35 Starea de tensiuni din disc, mod 2 de vibrație, scenariul 2

Tensiunea de frecare la diferite viteze de deplasare și diferite valori ale COF este prezentată în Tabelul 6.11 și 6.12.

Tabelul 6.11 Tensiunea de frecare la diferite viteze de deplasare a autovehiculului

Scenariu analizat	Viteza unghiulară (rad/s)	Tensiunea datorată frecării (MPa)	Distribuția tensiunii de forfecare
1	60.38	0.3361	
2	96.60	0.3365	
3	150.9	0.3383	
4	217.4	0.3528	
5	265.7	0.3697	

Tabelul 6.12 Tensiunea de frecare la diferite valori ale coeficientului de frecare (COF or μ)

Scenariu analizat	Coef. de frecare (μ)	Tensiunea datorată frecării (MPa)	
1	0.2	0.3357	
2	0.25	0.409	
3	0.3	0.4789	
4	0.35	0.5454	
5	0.4	0.6089	

Așadar, rezultatele obținute în urma simulărilor atestă posibilitatea introducerii analizei modale în ciclul de concepție, dar și în dezvoltarea cercetărilor experimentale cu privire la aspectele modului de vibrații a discului de frână, precum și optimizarea acestora din acest punct de vedere. Din valorile estimate și reprezentările grafice obținute în urma simulărilor reiese faptul că viteza de rotație a discului în urma căreia aceasta vibrează la frecvența de rezonanță (echivalentul a peste 1650 km/h) este mult mai mare decât viteza la care aceasta este supus în timpul exploatării, ceea ce indică o bună integritate structurală a discului.

Concluzii

Există o mulțime de studii și cercetări pe baza de modele care imită destul de mult realitatea, dar totuși, sunt puține care preiau date în timp real din exploatare.

Rezultatele experimentale au fost validate prin metode experimentale de testare cât mai apropiate de realitatea operațională sau chiar eșantionarea datelor în timpul funcționării.

Se aplică în special frânelor și sistemelor de frânare, care trebuie testate și aprobate în conformitate cu diferite reglementări și prescripții legate de siguranța rutieră.

În urma efectuării probelor experimentale, s-a constatat o reducere semnificativă a eficienței sistemului de frânare, după doar 18.664 de km rulați în condiții de trafic intens și moderat.

Sistemul de frânare al vehiculului supus testării a fost testat în conformitate cu prescripțiile și reglementările în vigoare referitoare la siguranța rutieră.

Există situații când la încărcarea normală a vehiculului, dar cu plăcuțe și discuri de frână care au funcționat 18.664 km, în condiții de trafic intens și moderat, eficiența sistemului de frânare să fie cu puțin peste punctul minim acceptat (de 50 %). Ca urmare, rezultatele devin îngrijorătoare, sugerând necesitatea înlocuirii sistemului de frânare, la un interval mult mai scurt decât cel recomandat.

După înlocuirea discurilor și plăcuțelor de frână uzate, s-a constatat că eficiența sistemului de frânare a crescut cu 14 % (adică de la 59 % la 73 %), iar după înlocuirea discurilor și plăcuțelor de frână, cu unele noi, aftermarket, au fost efectuați 10.553 km, în condiții de trafic intens. Eficiența sistemului de frânare a scăzut la 63% și s-a putut observa un grad de uzare al plăcuțelor de frână de 28,42 %. Aceste rezultate sunt îngrijorătoare, subliniind importanța utilizării unor discuri și plăcuțe de frână de calitate, precum și impactul pe care traficul intens îl are asupra sistemului de frânare.

Testele experimentale au arătat ca recomandările privind frecvența înlocuirii discurilor și plăcuțelor de frână sunt în neconcordanță cu uzarea reală a sistemului de frânare.

Este necesară studierea parametrilor unui sistem de frânare nou, cu scopul estimării și timpului de uzare a acestuia. Astfel, după efectuarea testelor sistemului de frânare în teren al vehiculului testat, sistemul de frânare va fi înlocuit, iar testele pe stand și în teren, reluate pe noul sistem de frânare, cu scopul determinării eficienței acestuia. La baza stabilirii eficienței sistemului de frânare a stat măsurarea distanței și timpului de frânare în funcție de masa, viteza de deplasare a vehiculului și numărul de km rulați de vehicul.

S-a dovedit că deformațiile relative ale plăcuțelor și discului sunt mai mari în zona diametrului exterior decât cea a diametrului interior, datorită faptului că presiunea de contact disc-plăcuțe de frână este mai mare pe zonele exterioare decât pe cele interioare ale plăcuțelor, cea mai mare valoare fiind în apropierea axei structurii a zonei exterioare.

În cadrul analizei statistice am identificat o discrepanță între gradul de uzură calculat statistic și gradul real de uzură al plăcuțelor de frână aftermarket. Pe parcursul a 10.000 km, am obținut un grad de uzură teoretic de 25,09 % în timp ce măsurătoarea reală indică un grad de uzură de 28,42%. Această diferență poate fi explicată prin mai mulți factori care influențează durata de viață a unei plăcuțe de frână, inclusiv stilul de condus, condițiile de drum și încărcătura vehiculului. Prin urmare, este recomandat să efectuăm măsurători regulate și detaliate pentru a obține o imagine mai clară și mai precisă a ratei de uzare, permițându-ne să adaptăm în mod corespunzător strategia de întreținere a vehiculului, asigurând astfel o durată de viață mai lungă și o siguranță sporită.

Pentru studiul caracteristicilor structurale și comportamentul tribologic al sistemului de frânare al unei mașini, a fost dezvoltat un program de simulare în mediul ANSYS Workbench.

Rezultatele obținute prin metoda analizei cu element finit permit valori de referință pentru alegerea structurală a materialelor utilizate, în proiectarea unui sistem de frânare cu structura discului și plăcuțelor mai eficient. De asemenea, rezultatele cercetării numerice au arătat că o creștere a presiunii de contact și/sau a vitezei relative între suprafețele de contact implică o creștere a amplitudinii fenomenului de stick-slip.

Se observă o îmbunătățire semnificativă a eficienței muncii și reducerea timpului de proiectare prin utilizarea de software precum ANSYS Workbench. De asemenea, uzura plăcuței de frână este de mai multe ori mai mare (aproximativ cinci ori) decât cea a discului de frână.

În același timp, rezultatele experimentale arată corelația cu cele teoretice, justificând și validând metodele de cercetare utilizate în prezenta teză.

Capitolul 7. CONCLUZII GENERALE. CONTRIBUȚII PERSONALE. CONCLUZII FINALE. RECOMANDĂRI ȘI PERSPECTIVE.

7.1. Concluzii generale

Tribologia, știința studierii frecării, uzurii și lubrifierii, joacă un rol vital în înțelegerea performanței și fiabilității oricărui sistem mecanic. În domeniul auto, unde siguranța este de cea mai mare prioritate, comportarea tribologică a sistemului de frânare oferă perspective critice privind eficiența și durabilitatea acestui sistem esențial. Studiul comportării tribologice a sistemului de frânare în diferite condiții de trafic a devenit imperativ din cauza complexității și diversității situațiilor de pe drumurile moderne și publice.

Studiul a relevat unele realizări preocupante, în special în ceea ce privește plăcuțele și discurile de frână aftermarket. Se pare că multe dintre aceste componente aftermarket nu se ridică la standardele de calitate ale pieselor originale. În consecință, acestea prezintă o uzură accelerată în condiții de trafic intens, ceea ce poate duce la performanțe reduse ale frânelor și chiar la potențiale situații periculoase în trafic. Mai mult, plăcuțele de frână de calitate inferioară pot produce un zgomot excesiv și pot reduce eficiența generală a sistemului de frânare.

Cercetările recente au relevat că, în condiții de trafic intens, uzura componentelor sistemului de frânare, în special a plăcuțelor și discurilor, este semnificativ accelerată. Mai alarmant este faptul că multe componente aftermarket nu par să respecte aceleași standarde de calitate ca și piesele originale. Aceasta poate duce la performanțe reduse, zgomot crescut, și cel mai îngrijorător, la potențiale compromisuri în siguranța vehiculului.

În lumina acestor aspecte, este evidentă necesitatea unor reglementări mai stricte pentru componentele aftermarket și a unei informări adecvate a consumatorilor cu privire la potențialele riscuri asociate utilizării acestor produse. De asemenea, acestea subliniază necesitatea unor studii tribologice continue, pentru a monitoriza evoluția tehnicilor și materialelor de producție și pentru a garanta siguranța vehiculelor și a pasagerilor lor pe drumurile din ce în ce mai aglomerate.

Este evident că există o nevoie acută de a aborda aceste descoperiri cu seriozitate și rigoare. Cercetările tribologice trebuie să continue și să se aprofundeze, monitorizând evoluția tehnologiei și materialelor. Doar prin înțelegere și adaptare putem spera să menținem un nivel înalt de siguranță rutieră în contextul traficului contemporan. Adicional, consumatorii trebuie să fie educați cu privire la importanța alegerii componentelor de calitate și la riscurile asociate cu folosirea pieselor de calitate inferioară.

În urma unui studiu atent ce a implicat schimbări succesive ale componentelor sistemului de frânare și monitorizări repetate ale performanței acestuia, se poate evidenția impactul semnificativ al diferiților factori, inclusiv al traficului intens, asupra eficienței de frânare.

La debutul experimentului, sistemul de frânare alcătuit din discul original uzat și plăcuțele de frână noi aftermarket a prezentat o eficiență de 73%. Odată cu acumularea kilometrajului, la 18.664 km, eficiența a scăzut la 59%, un fenomen observat în contextul unui trafic intens, care necesită utilizarea repetată și substanțială a sistemului de frânare. După înregistrarea a 23.857 km, s-a procedat la înlocuirea integrală a sistemului de frânare cu componente aftermarket noi, rezultând o creștere a eficienței la 72%. Totuși, se remarcă un grad de uzură diferit între puntea față, cu 25,09 %, și cea spate, cu 14,676 %, un indiciu al impactului traficului intens și al stilului de conducere asupra uzurii diferențiate a plăcuțelor de frână.

La un nou checkpoint, la 10.553 km ulteriori, eficiența sistemului a fost evaluată la 63%, în condiții de uzură de 28,42%. Acest nou set de date pune în lumină faptul că traficul intens

continuă să aibă un efect semnificativ asupra eficienței de frânare, solicitând în mod constant și progresiv componentele sistemului de frânare.

Studiul prezent s-a concentrat și asupra analizei detaliate a caracteristicilor structurale și a comportamentului tribologic al sistemului de frânare, explorând aceste dimensiuni cu ajutorul unui program de simulare implementat în ANSYS Workbench R16. Analiza cu element finit, care a fost centrală în această cercetare, a facilitat crearea unui set bine definit de criterii pentru selecția materialelor utilizate. Această abordare științifică a jucat un rol crucial în conceptualizarea unui sistem de frânare optimizat, punând un accent pronunțat pe arhitectura discului și a plăcuțelor de frână.

Studiul a arătat, de asemenea, o rată de uzură disproporționată între plăcuțele și discul de frână, stabilind un raport de cinci la unu. Acest fapt subliniază importanța unei cercetări mai aprofundate în materialele folosite pentru plăcuțele de frână, pentru a prelungi durata de viață și pentru a îmbunătăți eficiența globală a sistemului de frânare.

S-a demonstrat avantajele semnificative ale utilizării software-ului ANSYS Workbench R16 în procesul de cercetare. Nu numai că a optimizat procesul de proiectare, reducând timpul necesar, dar a oferit și o platformă robustă pentru validarea experimentală a metodologiilor adoptate în cadrul acestei teze. Mai mult, a evidențiat o concordanță remarcabilă între datele teoretice și rezultatele experimentale, validând astfel fiabilitatea și exactitatea datelor obținute. Aceasta arată că utilizarea unor tehnologii avansate poate îmbunătăți semnificativ precizia și eficiența în dezvoltarea sistemelor de frânare mai sigure și mai fiabile.

Concluzionăm astfel că traficul intens a avut un rol determinant în fluctuațiile eficienței sistemului de frânare, impunând o uzură accelerată și diferențiată a componentelor acestuia. Este vitală implementarea unui regim regulat de întreținere și supraveghere, pentru a asigura un nivel optim de siguranță și performanță în condițiile unui trafic intens și variabil. Având în vedere aceste realizări, se recomandă efectuarea unor verificări periodice ale sistemului de frânare, în special în contextul unui stil de condus dinamic și a condițiilor de trafic complexe.

7.2. Contribuții personale

În cadrul lucrării de doctorat, s-a urmărit extinderea cunoștințelor în domeniul performanței sistemelor de frânare, plasând un accent special asupra influenței componentelor uzuale în diferite condiții de trafic. Un aspect fundamental al cercetării mele a fost abordarea practică, orientată spre traficul real, în contrast cu majoritatea studiilor existente care se bazează în mare parte pe rezultate obținute în laborator. Detaliile contribuțiilor sunt prezentate în continuare:

Analiza sistemului de frânare în condiții de trafic (pe teren) - având în vedere că majoritatea cercetărilor din acest domeniu sunt efectuate în laborator, am ales să studiez sistemul de frânare în condiții reale de trafic. Acest lucru m-a ajutat să obțin o perspectivă mai realistă asupra performanței și uzurii componentelor.

Studiul utilizării de discuri originale uzate și plăcuțe noi, aftermarket - în condiții reale de trafic, am evaluat eficiența și gradul de uzare al sistemului folosind această combinație specifică.

Rezultatele au evidențiat interacțiunile dintre componentele aftermarket și cele originale uzate.

Evaluarea completă a sistemului aftermarket în trafic intens - am analizat performanța unui sistem de frânare echipat integral cu discuri și plăcuțe noi aftermarket. Acest studiu a fost vital pentru identificarea potențialelor probleme legate de calitatea componentelor sistemului de frânare.

Estimarea statistică a uzării plăcuțelor - am simulat și analizat rata de uzare a plăcuțelor de frână în condiții de trafic intens și moderat, urmărind tendința de frânare pe o distanță de 10 km.

Monitorizarea parametrilor critici - am monitorizat și analizat în detaliu parametrii esențiali, precum gradul de uzare, coeficientul de frecare, coeficientul de uzare, distanța și timpul de frânare. Aceste măsurători au oferit o imagine clară asupra impactului vitezei și eficienței asupra performanței.

Analiza cu elemente finite - modelarea și analiza detaliată a sistemului de frânare, utilizând metoda/analiza elementelor finite, poate ajuta la determinarea unor parametri de referință în alegerea materialelor sistemului de frânare.

Integrarea/corelarea rezultatelor experimentale din testarea pe dinamometru - deși accentul a fost pus pe cercetarea în trafic (pe teren), am inclus și teste pe dinamometru pentru a valida și complementa concluziile mele din mediul real.

Prin această abordare combinată, cercetarea mea a oferit o perspectivă inovatoare și cuprinzătoare asupra sistemelor de frânare. Ea subliniază necesitatea unei abordări echilibrate între cercetarea în laborator și cea în condiții reale pentru a obține o înțelegere completă a acestui domeniu esențial al ingineriei auto.

7.3. Concluzii finale

În cadrul investigației efectuate, am examinat comportamentul tribologic și performanța mecanică a sistemului de frânare, compus din discul de frână original, deja uzat, și plăcuțele aftermarket noi. Din analiza inițială, eficiența sistemului de frânare determinată prin metode dinamometrice a evidențiat o valoare de 73%. Intrigant, după o distanță parcursă de 18.664 km, datele dinamometrice au indicat o scădere semnificativă a eficienței, înregistrând 59%. Acest declin s-a manifestat și în starea fizică a discului, care, la 23.857 km, prezenta deteriorări sub formă de zgârieturi profunde, un indiciu clar al compatibilității suboptimale cu plăcuțele aftermarket de calitate inferioară. Evaluările gradului de uzură au indicat valori de 25.09% pentru puntea față și 14,676% pentru puntea spate.

Analiza statistică a sistemului de frânare, efectuată pe o distanță de 10 km și ținând cont de diferite condiții de trafic, a relevat informații valoroase privind comportamentul și uzura sistemului în timp real. Observând numărul de frânări și comportamentul în trafic, putem concluziona că sistemele de frânare prezintă un risc crescut de uzură în condiții de trafic intens comparativ cu traficul moderat. Această analiză subliniază necesitatea unor strategii pro-active de întreținere și, eventual, dezvoltarea unor sisteme de frânare mai rezistente pentru a asigura o funcționare optimă și o siguranță sporită în condițiile variabile de trafic întâlnite în practică.

În urma acestor rezultate preliminare, s-a procedat la înlocuirea sistemului cu componente noi, cu scopul de a investiga comportamentul unui sistem integral nou în condiții similare. Din nefericire, după numai 10.553 km în trafic intens, plăcuțele au manifestat din nou semne evidente de uzură relativ accelerată. Pe lângă acesta, coeficientul de uzură al plăcuțelor a atins o valoare de 28.42%, iar eficiența globală, evaluată dinamometric, a înregistrat o nouă scădere, situându-se la 63%.

Datele experimentale au subliniat o corelație stringentă între eficiența sistemului de frânare și parametri vitali, cum ar fi distanța de frânare, timpul de frânare și coeficientul de frecare. Aceste corelații, evidențiate într-un context academic avansat, aduc în prim-plan imperativul cercetării continue în domeniul frânării și subliniază vulnerabilitățile existente în utilizarea componentelor aftermarket. Într-un context de trafic intens, aceste relații devin și mai pronunțate, subliniind importanța crucială a selecției componentelor și a cercetării continue.

Studiul abordat a investigat caracteristicile structurale și comportamentul tribologic al sistemului de frânare printr-un program de simulare implementat în ANSYS Workbench.

Analiza cu element finit și modală, aplicată în această cercetare, facilitează definirea unor criterii de selecție pentru materialele utilizate, contribuind astfel la proiectarea unui sistem de frânare mai eficient, cu un accent deosebit pe structura discului și plăcuțelor de frână.

Rezultatele indică o amplificare a fenomenului de stick-slip în contextul unei presiuni de contact și/sau viteze relative crescute între suprafețele de contact. Se remarcă, de asemenea,

o uzură semnificativ mai mare a plăcuțelor de frână comparativ cu discul de frână, raportul fiind de aproximativ cinci la unu.

În plus, se pot evidenția câteva concluzii importante:

1. Evaluarea eficienței sistemului de frânare:

- Există o degradare notabilă a eficienței sistemului de frânare peste un interval relativ scurt de km (18.664 km și 10.553 km respectiv), indicând faptul că uzura componentelor poate fi mai rapidă decât se aștepta inițial în condiții de trafic intens și moderat.

- Înlocuirea plăcuțelor și discurilor de frână uzate duce la o îmbunătățire semnificativă a eficienței sistemului de frânare, crescând cu 14%.

2. Parametrii de performanță și variabilitatea lor:

- Presiunea de contact este mai mare în zona exterioară a discurilor, făcând zona mai predispusă la uzură.

- Există o ușoară discrepanță între gradul de uzură teoretic și cel real, evidențiată în cazul plăcuțelor de frână aftermarket. Acest fapt este cauzat de lipsa predictibilității comportamentului materialelor utilizate, dar și de factori externi cum ar fi: traficul, modul în care autovehiculul a fost condus, condiții meteo etc.

3. Utilizarea software-ului ANSYS Workbench R16:

- Utilizarea software-ului ANSYS Workbench nu doar că a optimizat eficiența și a scurtat durata procesului de proiectare, dar a permis și validarea experimentală a metodologiilor de cercetare adoptate în această teză, evidențiind o concordanță notabilă între datele teoretice și cele experimentale.

- Utilizarea software-ului a ajutat semnificativ în modelarea și analiza comportamentului tribologic și a caracteristicilor structurale ale sistemului de frânare, oferind valori de referință critice în alegerea materialelor și a proiectării.

- Rezultatele sugerează că presiunea crescută și/sau viteza crescută pot amplifica fenomenul de stick-slip, subliniind necesitatea unei atenții sporite asupra acestor parametri în dezvoltarea sistemelor de frânare.

4. Impactul traficului intens:

- Traficul intens nu numai că afectează eficiența sistemului de frânare, dar și comportamentul șoferilor, subliniind necesitatea unui sistem de frânare foarte eficient.

- Există o necesitate acută de cercetări continuative în domeniul comportamentului sistemului de frânare în condiții de trafic intens pentru a asigura o mai bună siguranță rutieră.

5. Corelația dintre datele teoretice și experimentale:

- Rezultatele experimentale validează și justifică metodele de cercetare utilizate în teză, arătând o corelație bună cu datele teoretice.

- S-a observat o tendință de zig-zag a evoluției coeficientului de fricțiune (COF), variind în funcție de mai mulți factori, inclusiv masa vehiculului și forța de frânare.

6. Recomandări pentru întreținerea vehiculului:

- Se recomandă efectuarea unor verificări regulate și detaliate ale ratei de uzură, permițând ajustări corespunzătoare ale strategiei de întreținere a vehiculului pentru o durată de viață mai lungă și o siguranță sporită.

- Se sugerează că recomandările actuale privind frecvența de înlocuire a discurilor și a plăcuțelor de frână pot fi neadecvate, indicând necesitatea unei revizuirii a acestora pentru a reflecta mai corect uzura reală observată în experimente.

7. Implicații pentru proiectarea viitoare:

- Descoperirile sugerează că există un spațiu semnificativ pentru îmbunătățirea designului curent al sistemelor de frânare, implicând alegerea diferită a materialelor sau modificări structurale pentru a reduce uzura și pentru a îmbunătăți eficiența.

- Experiența acumulată prin acest studiu poate fi esențială în ghidarea dezvoltărilor viitoare în acest domeniu, contribuind la crearea unor sisteme de frânare optime

Rezultatele acestei teze doctorale ilustrează nu doar necesitatea unei abordări științifice riguroase în evaluarea și selecția componentelor de frânare (disc original – plăcuțe aftermarket, disc aftermarket – plăcuțe aftermarket), dar și impactul disproporționat al traficului intens asupra durabilității și performanței acestora. Aceste realizări subliniază imperativul adoptării unor standarde superioare în producția de componente aftermarket și a unei înțelegeri aprofundate a dinamicii traficului intens asupra sistemelor de frânare, contribuind astfel la securitatea și eficiența traficului rutier.

În concluzie, studiul actual se dovedește a fi esențial în contextul schimbărilor dinamicilor de trafic moderne. Rezultatele accentuează importanța unei mențenante regulate și atente, precum și selecția judicioasă a componentelor, pentru a garanta o eficiență optimă și siguranță sporită pe termen lung. Este vital să se înțeleagă că realitățile actuale de trafic impun un nou standard pentru studiile de securitate rutieră, și astfel, această cercetare contribuie semnificativ la actualizarea și adaptarea cunoștințelor noastre în acest domeniu crucial.

7.4. Recomandari și perspective (Directii viitoare de cercetare)

Aprofundarea cercetărilor privind materialele pentru plăcuțele și discurile de frână - în lumina datelor noastre, este evidentă nevoia de a explora și dezvolta materiale noi sau combinații de materiale care să reziste mai bine la solicitările ridicate ale traficului intens. Investigarea compoziției, tratamentelor termice sau tehnologiilor de fabricație poate dezvălui alternative mai durabile și mai eficiente.

Investigarea continuă în condiții de trafic intens și moderat - datele arată clar că traficul intens accelerează uzura componentelor, comparativ cu traficul moderat. Este crucial să continuăm cercetările în aceste condiții, pentru a înțelege mai bine relația dintre intensitatea traficului și performanța sistemului de frânare. Abordarea nu trebuie să se limiteze doar la laborator, ci să includă și teste în condiții reale, pentru a captura dinamica reală și complexitatea situațiilor din trafic și de pe drum.

Inteligența Artificială și Monitorizarea în Timp Real - există un potențial imens în integrarea inteligenței artificiale (IA) pentru monitorizarea în timp real a parametrilor sistemului de frânare. Un sistem IA poate colecta și analiza date în timp real, precum coeficientul de frecare, temperatura și uzura, oferind feedback instant și predictiv șoferilor și mecanicilor.

Sisteme de Alertă Predictivă - folosind algoritmi avansați, IA poate fi antrenată să recunoască modelele de uzură și să anticipeze defecțiuni potențiale, emițând alerte înainte ca acestea să devină critice.

Simulări Avansate - deși testele în mediu real sunt esențiale, tehnologia și puterea de calcul în creștere pot fi folosite pentru a crea simulări avansate. Acestea pot reproduce condiții diverse de trafic și uzură, permițând cercetătorilor să anticipeze și să se adapteze la provocări înainte de a apărea în realitate.

Educație și Conștientizare - este esențial să se educe publicul larg și industria auto despre importanța selecției corecte a componentelor și riscurile asociate utilizării componentelor aftermarket de calitate inferioară.


Cooperare Industrie-Mediul Academic - parteneriatele între instituțiile academice și industrie pot conduce la inovații semnificative, combinând expertiza practică cu cercetarea fundamentală.

În sinteză, traficul intens și moderat influențează semnificativ performanța și durabilitatea sistemelor de frânare. Având în vedere această constatare și posibilele implicații asupra siguranței rutiere, accentul pe cercetările în aceste condiții și integrarea tehnologiei moderne devine esențială pentru evoluția și optimizarea sistemelor de frânare.

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

[1]	W. Post, „Car braking systems,” în: K. Reif, eds) <i>Car braking-system components. Function, Regulation and Components</i> , Wiesbaden, Springer Vieweg, 2014, pp. 28-29, DOI://doi.org/10.1007/978-3-658-03978-3_3.
[2]	C. A. Cimpeanu și I. S. Cimpeanu, <i>Automobilul: Siguranța rutieră și poluarea</i> , Resita: Editura Tim, 2019.
[3]	R. Stefan-Ionescu, <i>Optimizarea constructivă și ecologică a componentelor sistemului de frânare al autoturismelor</i> , Brasov: Universitatea Transilvania din Brasov, 2019.
[4]	K. Reif, „Car braking-system components,” în K. Reif, <i>Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems. Function, Regulation and Components</i> , Wiesbaden, Springer Vieweg, 2019, pp. 28-39.
[6]	O. Maluf, M. Angeloni, M.T. Millan, D. Spinelli, W,W.B. Filho, „Development of materials for automotive disc brakes”, <i>Pesquisa Technol Minerva</i> , 2004, vol. 4, nr. 2, pp. 149-158.
[7]	A. Rashid, Overview of Disc Brakes and Related Phenomena - a review, <i>International Journal of Vehicle Noise and Vibration</i> 2014, 10(4), 257-301, http://dx.doi.org/10.1504/IJNVN.2014.065634 .
[10]	.J. Abutu, .S.A. Lawal, M.B. Ndaliman, R.A. Lafia Araga, „An overview of brake pad production using non-hazardous reinforcement materials,” <i>Acta technica corviniensis – Bulletin of Engineering</i> , vol. 3, nr. XI, 2018.
[12]	*** Textar, „ https://textar.com/wp-content/uploads/2016/02/TX_BRO_PC-FaultDiagnostics_A4_RUM_WEB.pdf ”.
[23]	O. Câmpian, Gh. Ciolan, <i>Dinamica Autovehiculelor</i> , Brasov: Editura Universitatii Transilvania din Brasov, 2001.
[24]	N.A. Stoica, A. Tudor, „Experimental results about the stick-slip phenomenon with application to the disc-brake friction materials couple used in the automotive domain,” <i>UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering</i> , vol. 1, nr. 80, 2018.
[25]	E. Denimal, J-J. Sinouac, S. Nacivet, „Influence of structural modifications of automotive brake systems for squeal events with kriging meta-modelling method,” <i>Journal of Sound and Vibration</i> , vol. 463(22), 2019, https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.114938 .
[27]	B. Novaković, M. Kavalić, S. Stanisljević, M. Vlahović, S. Boric „The Importance of Application and Maintenance of Braking System in Modern Automobile,” în <i>VI International Conference Industrial Engineering and Environmental Protection 2016</i> , Zrenjanin, Serbia, 2016.
[32]	F. Ilie, A.C. Cristescu "Tribological Behavior of Friction Materials of a Disk-Brake Pad Braking System Affected by Structural Changes—A Review", <i>Materials</i> 2022, 15(14), 4745, WOS:000832109100001, https://doi.org/10.3390/ma15144745 .
[52]	Childs P.R. <i>Mechanical Design Engineering Handbook</i> , Chapter 13 - Clutches and Brakes 2014, Butterworth-Heinemann, 513-564, https://www.sciencedirect.com/book/9780080977591/mechanical-design-engineering-handbook .
[53]	I. Hutchings, S. Philip, „9 - Applications and case studies,” in <i>Tribology (Second Edition)</i> , Butterworth-Heinemann, 2017, pp. 303-352, https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100910-9.09984-0 .
[54]	A. Day, „Chapter 2 - Friction and Friction Materials,” in <i>Braking of Road Vehicles</i> , Butterworth-Heinemann, 2014, pp. 9-34, https://doi.org/10.1016/C2011-0-07386-6 .
[57]	Ilie F., Cristescu A.C. "Experimental Study of the Correlation between the Wear and the Braking System Efficiency of a Vehicle", <i>Appl. Sci.</i> 2023, 13(14), 8139, https://doi.org/10.3390/app13148139 .

[60]	G. Riva, F. Varriale, J. Wahlstrom , „A finite element analysis (FEA) approach to simulate the coefficient of friction of a brake system starting from material friction characterization”, <i>Friction</i> 9, 2021 pp. 191-200, https://doi.org/10.1007/s40544-020-0397-9 .
[62]	*** Abaqus, „Information about Abaqus,” [Interactiv]. Available: https://www.3ds.com/products-services/simulia/products/abaqus/ .
[64]	P. Chen, „Performance, The Testing and Data Analyzing of Automobile Braking”, <i>International Conference on Computational Science and Engineering</i> 2015, pp. 440-444, DOI: 10.2991/iccse-15.2015.82.
[65]	*** Dewesoft, „Vehicle Brake Test and ABS Testing”, [Interactiv]. Available: https://dewesoft.com/applications/vehicle-testing/brake-test .
[66]	Ryme, „Brake tester for Light & Commercial Vehicles FRL 5.5”, [Interactiv]. Available: https://www.ryme.com/en/producto/brake-tester-for-light-and-semi-industrial-vehicles-frl-5-5/ .
[67]	*** Tribonet, „Tribometer”, [Interactiv]. Available: https://www.tribonet.org/tribometer/ .
[71]	D. Berjoza, V.P. Ilmars Dukulis I. Jurgena, „Testing automobile braking parameters by varying the load weight”, în <i>TAE</i> , Prague, 2019.
[75]	A. Demira și A. Oz, „Evaluation of vehicle braking parameters by multiple regression method,” <i>Scientia Iranica B</i> , vol. 6, nr. 26, pp. 3334-3355, 2019, DOI: 10.24200/SCI.2019.51584.2262 .
[77]	M. Kchaou, A. Sellami și e. al, „Friction characteristics of a brake friction material under different braking conditions,” <i>Mater. Des</i> , vol. 52, pp. 533-540, 2013.
[79]	P. Mădălin-Florin și B. Nicolae-Vlad, „Study of Brake System Parameters for Commercial Vehicles,” în <i>Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018)</i> , 2018.
[84]	S. B. Sarip, Lightweight friction brakes for a road vehicle with regenerative braking. Design analysis and experimental investigation of the potential for mass reduction of friction brakes on a passenger car with regenerative braking., University of Bradford, 2011, http://hdl.handle.net/10454/548 .
[88]	Cristescu A-C., Ilie F., Ipate G., Voicu I Gh., Stefan V. Studies and research on the tribological behavior of the braking systems of vehicles. Review, <i>E3S Web of Conferences</i> 286, 03021 TE-RE-RD 2021, https://doi.org/10.1051/e3sconf/202128603021 .
[94]	Filip I., A.C. Cristescu - <i>Experimental Study of the Correlation between the Wear and the Braking System Efficiency of a Vehicle</i> , Appl. Sci. 2023, 13(14), 8139, https://doi.org/10.3390/app13148139 .
[106]	J. Tang, D. Bryant și H. S. Qi, „Coupled CFD and FE Thermal Mechanical Simulation of Disc Brake,” în <i>EuroBrake 2014</i> , Lille, France, 2014.
[107]	A. Demir și A. Oz, „Evaluation of vehicle braking parameters by multiple regression method,” <i>Scientia Iranica B</i> , vol. 6, nr. 26, pp. 3334-3355, 2019, http://2014.eurobrake.net/proceedings .
[109]	*** https://www.vehiculedefutur.com/Brochure_ROTOTEST .
[114]	F. Talati, S. Jalalifar, “Analysis of Heat Conduction in a Disk Brake System”, <i>Heat and Mass Transfer J</i> vol. 45, 1047- 1059, 2009. DOI: 10.4236/epe.2011.32018 .
[115]	*** Brake & Front End, " The Real Cost of Installing Cheap Brake Pads", https://www.brakeandfrontend.com/the-real-cost-of-installing-cheap-brake-pads/ .
[116]	Nussbaum, Break Test Standas, Test Lanes and Headlight Testers. <i>Passenger Cars and Transporters</i> 2016, http://13154129.s21d-13.faiursd.com .
[139]	G. Ipate, A.C. Cristescu , C.D.Cotici, N.E Gheorghiiță, D. Ionescu, A.F. Hristache, Evolution of tribological behavior of a brake disc-pad friction pair using a fuzzy inference model based on an adaptive network (ANFIS), 11 th International Conference on Thermal Equipment Renewable Energy and Rural Development (TE-RE-RD 2023, Bucharest, Romania).

CURRICULUM VITAE EUROPASS	
INFORMAȚII PERSONALE	
Nume / Prenume	CRISTESCU ANDREEA CĂȚĂLINA
EDUCAȚIE ȘI FORMARE	
Perioada	2019-prezent
Instituție de Învățământ	<i>Universitatea Politehnica Bucuresti, Școala Doctorală Ingineria Sistemelor Biotehnice</i>
Diplomă Obținută	Student Doctorand
Domeniul	Inginerie Mecanică
Perioada	2017-2019
Instituție de Învățământ	<i>Universitatea Politehnica Bucuresti, Facultatea de Ingineria Sistemelor Biotehnic</i>
Diplomă Obținută	Diplomă de Master
Domeniul	Inginerie Mecanică
Perioada	2013-2017
Instituție de Învățământ	<i>Universitatea Politehnica Bucuresti, Școala Doctorală Ingineria Sistemelor Biotehnice</i>
Diplomă Obținută	Diplomă de Inginer
Domeniul	Ingineria Mediului
Perioada	2009-2013
Instituție de Învățământ	<i>Colegiul Național "Radu Greceanu", Slatina, Olt</i>
Diplomă Obținută	Diplomă de Bacalaureat
Domeniul	Științele Naturii
EXPERIENȚA PROFESIONALĂ	
ANGAJTOR	Idemia Technologies România, București, România
Perioada	2021- prezent
Tipul activității	Information & Technology
Funcția Ocupată	Software Integration Engineer (DevOps)
Funcția Ocupată	Test and Integration Engineer
ANGAJTOR	Impeda SoftDev - Bricsys (Hexagon), București, România
Perioada	2019-2021
Tipul activității sau sectorul de activitate	Information & Technology
Funcția Ocupată	Software Tester & Analyst
ANGAJTOR	AKKA Romserv, București, România
Perioada	2019-2019
Tipul activității	Automotive
Funcția Ocupată	Inginer Mecanic/ Inginer Proiectant
ANGAJTOR	Institutul Național de Cercetare-Dezvoltare pentru Mașini și Instalații Destinate Agriculturii și Industriei Alimentare – INMA București, România

Studii și cercetări privind comportarea tribologică a sistemelor de frânare ale autovehiculelor

Perioada	2017-2019									
Tipul activității	Cercetare și Dezvoltare									
Funcția Ocupată	Inginer Proiectant, Asistent Cercetare Științifică, Web Designer									
APTITUDINI ȘI COMPETENȚE PERSONALE										
Limba(i) maternă(e)	Română									
Limba(i) străină(e) cunoscută(e)	Engleză, Franceză									
<i>Nivel european (*)</i>	ÎNȚELEGERE				VORBIRE				SCRIERE	
	Ascultare		Citire		Participare la conversație		Discurs oral		Exprimare scrisă	
Engleză	C1	Utilizator experimentat	C1	Utilizator experimentat	C1	Utilizator experimentat	C1	Utilizator experimentat	C1	Utilizator experimentat
Franceză	B2	Utilizator independent	B2	Utilizator independent	A2	Utilizator începător	A2	Utilizator începător	B2	Utilizator independent
Competențe și aptitudini	Linux, Docker, Kubernetes, SVN, Jenkins, Nexus, Sonar, VMWare, OpenStack, Bash shell, Ansible Oracle, Postgres Database, JBOSS/Wildfly, TestLink, Xray, Servicii web https, REST, SOAP, Jira, Confluence, Rabbit MQ, Active MQ, AWS, Zookeeper, Microsoft Office, Adobe Photoshop AutoCAD, BricsCAD, HTML5, CSS3, Bootstrap4, SEO, Xray, Zephyr for Jira, Testrail, Azure DevOps, Azure, Redmine, OS X, GitHub, Catia V5/V6, Enovia									
Competențe și aptitudini artistice	Am urmat timp de 7 ani cursuri de vioară și teorie muzicală									
Competențe în comunicare	Dețin aptitudini excelente de comunicare, demonstrând capacitatea de a construi relații de colaborare solide și de a transmite informații tehnice într-un mod accesibil și eficient..									
Permis(e) de conducere	Dețin permis de conducere auto categoria B, din 2012									
INFORMAȚII SUPLIMENTARE										
Cursuri și certificări	<ul style="list-style-type: none"> • “Entrepreneurship” - Politehnica University of Bucharest POSDRU program • ”Hydraulics” - National Institute INOE • AZ-104 Microsoft Azure Administrator -Microsoft • ITIL® 4 Foundation – ITAcademy • Linux Command Line Essentials - Become a Linux Power User! – UDEMY • Oracle Database Architecture – UDEMY • Complete DevOps Ansible Automation Training – UDEMY • The Complete SSL and TLS Guide: HTTP to HTTPS – UDEMY • Azure Kubernetes Service (AKS) Made Easy: - UDEMY • Complete Linux Training Course to Get Your Dream IT Job 2023 – UDEMY • Jenkins, From Zero To Hero: Become a DevOps Jenkins Master – UDEMY • Bash Scripting and Shell Programming (Linux Command Line) – UDEMY • Docker Mastery: with Kubernetes +Swarm from a Docker Captain - UDEMY 									
Publicații	Autor și co-autor în 31 de articole de cercetare, publicate în reviste internaționale, cotate ISI&BDI									
Cărți	Echipamente Tehnice Destinate Întreținerii Mecanizate a Plantațiilor Viticole: Lucreția POPA, Vasilica ȘTEFAN, Andreea Cătălina CRISTESCU									
Proiecte	Am participat în 10 Proiecte Europene									
Conferințe	Am participat la 15 Conferințe Internaționale									

LUCRĂRI PUBLICATE

A. Lucrări publicate în reviste cotate ISI

1. Filip Ilie, **Andreea-Catalina Cristescu**, Experimental Study of the Correlation between the Wear and the Braking System Efficiency of a Vehicle, *Applied Sciences* 13 (14), 8139, 2023.
2. F Ilie, **AC Cristescu**, A study on the tribological behavior of molybdenum disulfide particles as additives, *Coatings* 12 (9), 1244, 2022.
3. F Ilie, **AC Cristescu**, Tribological Behavior of Friction Materials of a Disk-Brake Pad Braking System Affected by Structural Changes—A Review, *Materials* 15 (14), 4745, 2022.

B. Lucrări publicate la conferințe cotate ISI:

1. **A.C. Cristescu**, I Filip, G Ipate, G Voicu, V Stefan, Studies and research on the tribological behavior of the braking systems of vehicles. Review, TE-RE-RD, E3S Web of Conferences 286, 03021, 2021.
2. G Ipate, F Ilie, **AC Cristescu**, Finite element 3D numerical simulation study of car braking systems and brake disc/drum-pad/shoe friction couple materials, TE-RE-RD, E3S Web of Conferences 286, 03021, 2022.
3. George Ipate, **Andreea Cătălina Cristescu**, Constantin Daniel, Cotici Neluș, Evelin Gheorghîță, Daiana Ionescu, Andrei Florin Hristache, Evaluation of the tribological behavior of a brake disc-pad friction pair using a fuzzy inference model based on an adaptive network (ANFIS), 11th International Conference on Thermal Equipment, Renewable Energy and Rural Development TE-RE-RD 2023, Bucharest – Romania, 08 June - 10 June 2023, în curs de publicare.

C. Lucrări publicate în buletin cotat BDI

1. **A.C. Cristescu**, F. Ilie, V Stefan, L Popa, G Ipate, G Voicu, Car braking system—general aspects in a review, *Acta Technica Corviniensis-Bulletin of Engineering* 15 (2), 105-110, 2022.
2. **A.C. Cristescu**, F. Filip, V Stefan, L Popa, G Ipate, G Voicu, Importance of materials used in car breaking systems—review, *Acta Technica Corviniensis-Bulletin of Engineering* 15 (2), 13-18, 2022.
3. **A.C. Cristescu**, F. Ilie, G. Ipate, Gh. Voicu, V. Stefan, L. Popa, C. Persu, A corelation between the coefficient of friction and braking distance and time, ISB-INMA TEH' 2023 – International Symposium, 2023, în curs de publicare
4. **A.C. Cristescu**, F. Ilie, G. Ipate, Gh. Voicu, Structural and modal analysis of car breaking systems, *Buletin Științific – Universitatea Politehnica Bucuresti, Seria D, Inginerie Mecanica – în curs de publicare*, 2023.
5. **Andreea-Catalina Cristescu**, Filip Ilie - Influence of travel speed, time, and distance of braking on the, efficiency of a car's braking system, Preprints 2023, 2023101358. <https://doi.org/10.20944/preprints202310.1358.v1>

ALTE LUCRĂRI PUBLICATE

1. **Andreea Catalina Cristescu**, Cristina Covaliu, Lucretia Popa, Daniel Dumitru, Alexandra Anghel, Study on use of typha angustifolia in waste water treatment: promising method in removal of copper ions present in aquatic solution” Jelgava, 23.-25.05.2018., pg 714-720, 2018 DOI: 10.22616/ERDev2018.17.N399.
2. **Cristescu A.C.**, Popa L., Covaliu C., Dumitru D.M., Persu C., Gheorghe G., Mircea C., Anghel A., Application of nanomaterials in waste water treatment review / utilizarea nanomaterialelor în epurarea apelor uzate - review în ISB-INMA TEH' -Agricultural Engineering Journal, Bucharest 26-28 October 2017, pg.691-700, 2017.
3. **Ing. Cristescu A.C.**, Ph.D Popa L., Ph. D. Stud. Ing. Stefan V., Assist.Ph.D.Rotaru Al, Ing. Anghel A., Ph. D. Stud Zaica A, Ph. D. Stud. Zaica Al, Ph. D. Stud Gageanu „Study on new mechanized harvesting technologies in vineyards/ Studiu asupra noilor tehnologii de recoltare mecanizata în viticultura”, ACTA Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering, vol. 3, pp 39-42, 2019.
4. **Ing. Cristescu Andreea-Catalina**, Dr. Ing.Popa Lucretia, Drd. Ing. Stefan Vasilica, Ing. Anghel Alexandra „Modeling, simulation and study of loads and deformations in traction devices”, TE-RE-RD Conference 31 May-02 June, 2018.
5. Lucretia Popa, Luciana Dudici, Ancuta Nedelcu, **Andreea Catalina Cristescu**, Daniel Dumitru, „Kinetostatic analysis of ratchet mechanism that acts on conveyor of manure spreading machine”, engineering for rural development”, Jelgava, 23.-25.05.2018, pg 57-63, DOI: 10.22616/ERDev2018.17.N070.

6. Mircea C., Sorică E., Sorică C., Brăcăcescu C., Zaica Al., Zaica A., Anghel A., Dumitru D.M., **Cristescu A.C.**, Considerations on the importance of liquorice active principles / Consideratii privind importanța principiilor active ale lemnului dulce, în ISB-INMA TEH' - Agricultural and mechanical engineering, Bucharest 26-28 October 2017, pg. 247-250.
7. Persu C., Ivancu B., Voicu Gh., Gheorghe G., Cujbescu D., Sorica E, **Cristescu A.**, Grigore I., Mircea C., Nitu M., “Determining the damping coefficient for the suspending elastic elements from a vibrating feeder”, în ISB-INMA TEH' - Agricultural and mechanical engineering, Bucharest 26-28 October 2017, pg. 353-356.
8. Anghel A., Nedelcu A., Mircea C., Zaica A., Dumitru I., Dumitru D., **Cristescu A.**, Modern technologies of algae biomass using for obtaining alternative fuels, în Annals of the Faculty of Engineering Hunedoara, vol 16, nr 4, pg 183-187, 2018.
9. Mircea I.D., Vlăduț V., Matache M., Persu C., Voicea I., Cujbescu D., Ungureanu N., Dumitru I., Oprescu M., Iuga D., **Cristescu A.C.**, “Experimental research on coupling devices” în ISB-INMA TEH' - Agricultural and mechanical engineering, Bucharest 26-28 October 2017, pg.763 -768.
10. Dumitru D. M., Popa L., **Cristescu A.C.**, Costin M., Anghel A., Sorica C., Sorica E., “Zootechnical constructions. Shelter systems for cattle. Review”, ISB-INMA TEH' - Agricultural and mechanical engineering, Bucharest 26-28 October 2017, pg.791-796, 2017.
11. Dumitru I., Voicea I., Găgeanu I., Cujbescu D., Persu C., Vlăduț V., Bolintinenu Gh., Matache M., Ungureanu N., Zăbavă B., Dincă M., Boruz S., Iuga D., **Cristescu A.** “Technical considerations regarding to harvesting potatoes and carrots equipment”, în Analele Universității din Craiova, seria Agricultură – Montanologie – Cadastru (Annals of the University of Craiova - Agriculture, Montanology, Cadastre Series) Vol. XLVII 2017, pag 317-323, ISSN 1841-8317, ISSN CD-ROM 2066-950X, <http://anale.agro-craiova.ro/>.
12. Vlăduț D.I., Biriș S., Vlăduț V., Persu C., Grigore I., Voicea I., Cujbescu D., Ungureanu N., Găgeanu I., Caba I., Atanasov At., Dumitru I., Oprescu M., Iuga D., **Cristescu A.C.**, „Experimental researches concerning the working process of a germinal bed preparation equipment for heavy soils / Cercetări experimentale privind procesul de lucru al unui echipament de pregătit patul germinativ pentru soluri grele”, în ISB – INMA TEH' - Agricultural and mechanical engineering, Bucharest 26-28 October 2017, pg.781-790, ISSN 2537-3773.
13. Dumitru I., Persu C., Oprescu M., Cujbescu D., **Cristescu A.**, Nitu M., Gageanu I., Biris S., Maican E., Ungureanu N., “Complex testing of protective structures of operators in an overturning incident”, în ISB-INMA TEH' - Agricultural and mechanical engineering, Bucharest 26-28 October 2017, pg.891-898, ISSN 2537-3773.
14. Zaica A., Ciupercă R., Nedelcu A., Zaica Al., Popa L., Anghel A., Ștefan V., **Cristescu A.C.**, Aspects regarding the flattened installation for the drying cereals in a wet condition / Aspecte privind instalația de aplatizat în vederea însilozării cerealelor în stare umedă, , în ISB-INMA TEH - Agricultural and mechanical engineering, Bucharest 01-03 November 2018, pg 395-400, ISSN 2344 – 4118.
15. Popa L., Moise St. I. Ștefan V., **Cristescu A.C.**, Moise V., Dudici L., Rotaru A., Nedelcu L., Zaica A., Anghel Al., Technologies and equipments for vineyards, in the context of climate change/ Tehnologii și echipamente pentru pomicultură/viticultură în contextul schimbărilor climatice, în ISB-INMA TEH - Agricultural and mechanical engineering, Bucharest 01-03 November 2018, pg 351-356, ISSN 2344 – 4118.
16. Popa L., Moise St. I., Moise V., Dudici L., Ștefan V., Rotaru A., **Cristescu A.C.**, Kinematic analysis of a folding bridge using combined transmission functions by three sectors / Analiza cinematică a unui pod rotitor utilizând funcțiile de transmitere combinate cu trei sectoare, în ISB-INMA TEH' - Agricultural and mechanical engineering, Bucharest 26-28 October 2017, pg. 411-418, ISSN 2537-3773.
17. Nedelcu A., Ciupercă R., Popa L., Ph Zaica A., Zaica Al., Anghel A., Ștefan V., **Cristescu A.C.**, Aspects about organic waste composting in biocontainer / Aspecte privind compostarea deșeurilor organice în biocontainere, în ISB-INMA TEH' - Agricultural and mechanical engineering, Bucharest 26-28 October 2017, pg.425-430, ISSN 2537-3773.
18. Anghel A., Nedelcu A., Zaica A., Dumitru D., **Cristescu A.**, Toma S., Echipamente tehnice pentru obtinerea materialului furajer sub forma de sroturi, în Technomarket 2018, Nr. 1 (19), pag 36-37.
19. Anghel A., Ștefan V. Popa L., Nedelcu A., **Cristescu A.C.**, Dudici L., Ciupercă R., Zaica A., Anghel A., Mechanization technologies for vineyard pruning / Tehnologii de mecanizare pentru taierile în plantațiile de vita de vie, în ISB-INMA TEH' - Agricultural Engineering Journal, Bucharest 26-28 October 2017, pg. 811-817, ISSN 2537-3773.
20. Anghel A., Maican E., Nedelcu A., Zaica A., **Cristescu A.**, Ștefan V., aspects regarding the analysis of the stress in front loader components / Aspecte privind analiza solicitărilor din componentele încărcătorului frontal, în ISB-INMA TEH - Agricultural and mechanical engineering, Bucharest 01-03 November 2018, pg 351-356, ISSN 2344 – 4118.