

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ

МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Александар Р. Гркић

**ЕНЕРГЕТСКИ ПОТЕНЦИЈАЛ  
ФРИКЦИОНЕ КОЧНИЦЕ**

докторска дисертација

Београд, септембар 2015.

UNIVERSITY OF BELGRADE  
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Aleksandar R. Grkić

**ENERGY POTENTIAL OF FRICTION  
BRAKE**

Doctoral Dissertation

Belgrade, September 2015.

**Ментор докторске дисертације**

Др Чедомир Дубока, редовни професор у пензији  
Машински факултет Универзитета у Београду

**Чланови комисије за одбрану докторске дисертације**

Др Чедомир Дубока, редовни професор у пензији  
Машински факултет Универзитета у Београду

Др Живан Арсенић, редовни професор  
Машински факултет Универзитета у Београду

Др Славко Муждека, ванредни професор  
Војна Академија Универзитета одбране у Београду

**Датум одбране:**

*Мојим родитељима*

## ПРЕДГОВОР

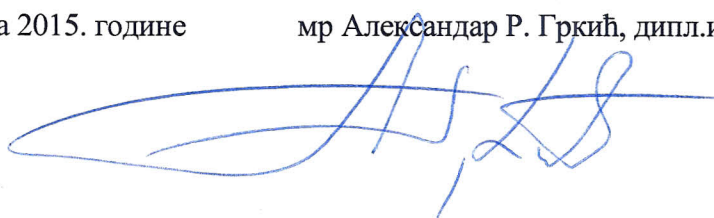
Докторска дисертација „Енергетски потенцијал фрикционе кочнице“ представља резултат вишегодишњег истраживачког рада аутора у области енергетских аспеката кочења моторних и прикључних возила. Велики део овог истраживања реализован је кроз лабораторијска експериментална испитивања кочнице путничког моторног возила на динамометријском пробном столу. Аутор се овом приликом захваљује мајстору Драгану Бекићу и инструкторима практичне наставе Милану Милошевићу и Богдану Грубићу са Катедре Војномашинског инжењерства Војне академије на великој помоћи у оспособљавању пробног стола за испитивање кочница и припреми предмета испитивања и испитне инсталације. Аутор се захваљује професору др Славку Муждеки на помоћи у току лабораторијских испитивања као и на корисним сугестијама. Велику захвалност аутор дугује професору др Живану Арсенићу на несебичној помоћи у развоју математичких модела али и на практичним саветима током експерименталних истраживања.

Ментор, професор др Чедомир Дубока, је аутору дао велику слободу на изради ове докторске дисертације али га је и кроз бројне консултације и дуге разговоре вешто усмеравао и водио до коначног циља. Аутор је професору Дубоки, због свега учињеног, неизмерно и најискреније захвалан.

На крају, велику захвалност аутор дугује својој породици, супрузи Ирени и кћеркама Милицы и Јелени на стрпљењу, размевању и подршци без које овај рад не би имао овакав облик.

У Београду, септембра 2015. године

мр Александар Р. Гркић, дипл.инж.маш.



## **ЕНЕРГЕТСКИ ПОТЕНЦИЈАЛ ФРИКЦИОНЕ КОЧНИЦЕ**

### **РЕЗИМЕ**

Кочење представља комплексан стохастички и триболошки процес који карактеришу значајне промене улазне енергије која енергију кретања возила неповратно претвара у топлотну енергију при чему се та енергија предаје околини. У друмским возилима опремљеним конвенционалним кочницама, кочење представља екстремно неповољан процес са становишта трансформације и рекулпације енергије у којем се енергија неповратно губи. Из овог разлога се поставља питање да ли постоји могућност управљања количином енергије која се утроши у фрикционим кочницама, односно да ли постоји могућност управљања радом кочења и хабањем у процесу кочења у циљу максималног остварења ефикасности процеса кочења и животног века кочног система, као и који је износ енергије који кочница може да трансформише односно прими током животног века? Другим речима, питање је колики је енергетски потенцијал дате кочнице и како се исти може искористити уз услов да се не наруше декларисане кочне перформансе?

Декларисане кочне перформансе се, обично, оцењују на бази зауставног пута, оствареног успорења, кочног момента и сл. У овом случају се не разматра остварена снага кочења, односно рад кочења. Међутим, кочне перформансе, пре свега зависе од тога „какве су могућности кочнице“, односно какав је капацитет, односно, генерички или инцијални потенцијал дате кочнице и на који начин се та енергија може искористити у датим радним условима у току животног века кочнице.

Такође, познавање вредности енергетског потенцијала дате кочнице, омогућава управљање процесом кочења у циљу оптимизације међузависности између кочних перформанси и њеног животног века, односно хабања. Већина савремених возила је

данас опремљена различитим сензорима (брзине, односно броја обртаја ротирајућег елемента, притиска активирања кочнице и температуре фриксионе површине) на основу којих се омогућава мерење енергетског потенцијала у сваком тренутку животног века кочнице. На овај начин се може управљати утицајним параметрима на енергетски потенцијал кочнице према одговарајућем алогриту како би се оптимизовале кочнице перформансе у току животног века кочнице.

Енергетски потенцијал кочнице је дефинисан животним веком кочнице, њеним перформансама и стабилношћу коефицијента трења. Енергетски потенцијал кочнице говори колико се енергије кочења може утрошити пре њеног потпуног (физичког) истрошења. У циљу оцене енергетског потенцијала кочнице, морају се идентификовати, односно квалификовати и квантификовати сви утицајни параметри. У том циљу, спроведена су бројна експериментална испитивања на кочници путничког моторног возила на динамометријском пробном столу за испитивање кочница. Након лабораторијских испитивања, резултати ових тестова су искоришћени ради формирања математичких модела трења, хабања и рада кочења у читавом животном веку кочнице.

На основу резултата експерименталних и теоретских истраживања извршена је процена вредности енергетског потенцијала дате кочнице и дат је предлог алгорита за адаптивни систем урпавања процесом кочења.

**Кључне речи:**

Енергетски потенцијал, трење, рад кочења, хабање, испитивање, модел

**Научна област:**

Машинство

**Ужа научна област:**

Моторна возила

УДК 629.113\_592(043.3)

## **ENERGY POTENTIAL OF FRICTION BRAKE**

### **ABSTRACT**

Braking is a complex stochastic and tribological process characterized by the significant variation of input energy status of a specific tribo-mechanical system whereby energy of motion of vehicle is irrevocably converted into heat and dissipated into the environment. At road vehicles equipped with conventional friction brakes, braking is an extremely unfavorable energy transformation process from energy consumption and recuperation point of view in which energy is irretrievably lost. That is why the question might be raised whether there are any possibilities to manage the brake energy consumption in friction brakes, i.e. would it be possible to manage both work done by the brake and brake wear in order to maximize both the efficiency and life of braking systems and what would be amount of energy that a given brake will transform during its service life? In other words, the question is how big the energy potential of a given brake would be and how to use and/or dissipate it in the best possible manner with no risk to jeopardize achieving of high enough braking performance?

Brake performance evaluation is usually based upon realized deceleration, stopping distance, brake torque and similarly, it does not comprise braking power/energy rate characterization. However, brake performance realization basically depends on “what was available in the brake” i.e. “generic” or initial energy potential/capacity of a given brake and “how this was consumed” under given load conditions and the way brake was used during its service life.

Furthermore, acquiring the quantity of generic energy potential of the given brake one may manage braking process in order to optimize interdependence between brake performance and its service life i.e. wear. Most vehicles are nowadays already equipped with different



sensors (speed, application pressure, temperature) and that is why it might be feasible to measure actual value of the brake energy potential in every moment in time of operation. That is how individual brake influencing parameters can be managed simultaneously by means of an appropriate algorithm so as to optimise requested brake performance with the projected brake service life.

Brake energy potential is defined by its performance, service life and friction coefficient stability. It tells us how many braking energy has to be spent before brake lining/pad is reaching its physical wear limit. In order to assess it all influential factors are to be identified and analyzed, and the procedure of doing so is demonstrated in the paper. With this aim, numerous tests were carried out with samples of passenger car disk brakes under laboratory conditions by means of single-ended full-scale inertia dynamometer. Afterwards, results of these tests were used to establish an analytical model which enables us to estimate friction, wear and work done by the brake for a given braking application and the whole service life.

Based on the results of experimental and theoretical studies that have been conducted energy potential rate for the given brake may be assessed. Finally, the idea for an algorithm of braking management based on the optimization of brake potential is outlined.

**Key words:**

brake energy potential, friction, work done by the brake, wear rate, testing, model

**Scientific field:**

Mechanical Engineering

**Narrow Scientific field:**

Motor vehicles

**UDK** 629.113\_592(043.3)

## Садржај

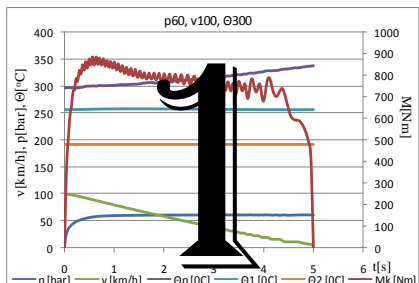
1. Увод	1
2. Предмет, циљ и програм истраживања	7
2.1. Предмет истраживања	7
2.2. Циљ истраживања	8
2.3. Програм сопствених истраживања	9
2.3.1. Теоријска истраживања	9
2.3.2. Експериментална истраживања	11
3. Преглед стања у области истраживања	14
3.1. Опште	14
3.2. Истраживање контактних феномена	15
3.2.1. Истраживање фриксионог понашања тела у контакту	15
3.2.2. Истраживање процеса хабања	27
3.2.3. Истраживање века кочних плочица	44
3.2.4. Истраживање утицаја продуката хабања на околину	47
3.2.5. Истраживање утицаја температуре фриксионе површине на појаве и процесе у току кочења	48
3.2.6. Истраживање трибомутација	54
3.3. Истраживање могућности моделирања и управљања процесом	59

---

кочења	
4. Сопствена истраживања	70
4.1. Сопствена теоријска истраживања	72
4.1.1. Математички модели	89
4.1.1.1. Модел карактеристике кочнице	92
4.1.1.2. Модел снаге и рада кочења	94
4.1.1.3. Модел хабања	96
4.1.1.4. Модели притиска активирања кочнице, брзине током кочења и температуре фрикционе површине	98
4.2. Сопствена експериментална истраживања	102
4.2.1. Опште	102
4.2.2. Предмет испитивња, мерна опрема и методологија реализованих испитивања	103
5. Анализа и дискусија резултата сопствених истраживања	119
5.1. Опште	119
5.2. Анализа особина поновљивости испитивања	122
5.3. Анализа математичких модела	127
5.3.1. Анализа модела трења, односно карактеристике кочнице	127
5.3.2. Анализа модела снаге и рада кочења и хабања кочних облога	136
5.3.3. Анализа модела промене притиска активирања кочнице, брзине и температуре на фрикционој површини у току кочног	147

---

циклуса	
5.4. Анализа понашања кочнице у току лабораторијских испитивања	150
5.4.1. Анализа експерименталних резултата разрађивња кочнице	150
5.4.2. Анализа утицаја на трење притиска активирања кочнице и почетне брзине	153
5.4.3. Анализа утицаја на трење температуре фрикционе површине	159
5.4.4. Анализа испитивања истрошења	166
5.4.5. Анализа појаве трибомутација – нестабилности трења	170
5.5. Квалификација и квантификација енергетског потенцијала кочнице	177
6. Закључци	182
7. Литература	190



## УВОД

Енергетски потенцијал фриксионе кочнице, Дубока [94], је количина фриксионе енергије (рада кочења) коју кочница у току свог радног века може да трансформише у топлоту и ода околини.

Истраживање енергетског потенцијала фриксионе кочнице је нов и оригиналан начин интеграције, односно системског обједињавања, свих релевантних триболошких особина кочнице за моторна и прикључна возила ради стварања основе за истовремену оптимизацију њених перформанси и века.

Енергија кретања се у току кочења возила у његовим фриксионим кочницама претвара у топлоту која се одаје околини и тиме неповратно губи, па је процес кочења моторних и прикључних возила енергетски врло неповољан. Конвенционалне (фриксионе) кочнице за моторна и прикључна возила представљају специјални трибо-механички систем у коме је високо трење предуслов за ефикасно гушење енергије кретања возила.

Кочнице моторних возила раде у стохастички широком опсегу различитих услова рада. Упркос томе, од трења у кочницама се очекује да оно буде довољно високо, али и стабилно, односно константантно тј. независно од брзине клизања, силе активирања, температуре на фриксионој површини као и од стања истрошености

елемената кочнице или њихове старости, али и независно од присуства најразличитијих загађивача, као што су вода, механичке и хемијске нечистоће и др.

Са друге стране, и сам процес кочења је праћен стохастичким променама динамичких и енергетских стања возила које се догађају као последица дејства великог броја случајно делујућих утицајних фактора на кретање возила. Проблеми идентификације трибомеханичких процеса у току кочења у аутомобилским кочницама сагледани су у бројним истраживањима, као што ће показати преглед стања у области истраживања. На основу тога, могуће их је по садржају разврстати у неколико актуелних истраживачких праваца. Овде се преваходно мисли на математичко моделирање трења као и на моделе за симулацију трибомеханичких процеса. Симулациони или тзв. "виртуални" модели омогућавају оцену испуњености захтева у односу на посматрани систем пре него што се направи физички прототип, као и оцену ефеката унетих иновација и/или последица развоја потпуно новог модела. На тај начин се обезбеђује контролисано виртуално окружење у коме се стварају предуслови за испуњење основних постулата савременог развоја возила изражених кроз скраћење времена развоја, смањење трошкова развоја и самог животног циклуса кочница, односно возила, што све доприноси остварењу повећаног квалитета возила, односно његових система и компонената, у смислу савременог тумачења ових појмова. "Виртуално окружење" подразумева хардверски и софтверски опремљену рачунарску платформу тако да се на њој може развити рачунарски "виртуални" модел који ће задовољити захтеве наметнуте применом системског приступа.

Нестабилност, односно промене трења у току процеса кочења идентификоване су теоријским анализама као и многобројним испитивања аутомобилских кочница која указују на класу расипања излазних података, што потврђује да је трење стохастички зависан и веома променљив процес. Трење значајно утиче на испуњење задатака аутомобилских фриксионих механизма, па је из тог разлога веома значајно располагати могућностима и способностима предвиђања његовог понашања у овим механизмима у различитим условима рада. Из ових разлога, разумевање утицаја

трења на могућност контроле кретања моторног или прикључног возила је од есенцијалног значаја за сагледавање енергетског потенцијала кочнице, а тиме и њених кочних перформанси и века.

Расположиви енергетски потенцијал кочнице представља подлогу за остваривање одређених перформанси и поузданости кочнице. Какав ће бити ниво остварених перформанси и века кочнице зависи првенствено од „иницијалног“ или „генеричког“ енергетског потенцијала којим једна кочница располаже, као и од начина на који се он искоришћава („троши“) тог потенцијала у зависности од радних услова и режима кочења.

Енергија која се развије у току процесу кочења код фриксионих кочница проузрукује загађење околине и утиче на глобално загревање, што указује на посебан значај рационалног коришћења енергетског потенцијала аутомобилске кочнице. Истраживања обухваћена овом дисертацијом усмерена су управо ка развоју модела који ће омогућити сагледавање утицаја појединих фактора на енергетски потенцијал кочнице и на могућности његове оптимизације са становишта остварења потребних перформанси и жељеног века кочнице.

Савремени трендови захтевају да временски циклус развоја кочнице буде што краћи, као и да трошкови развоја буду што је могуће мањи. Да би се ови захтеви испунили потребно је, на бази принципа системског инжењерства, развити модел трења који треба да обезбеди реализацију дела развојних активности без израде физичког модела, како би се број и обим реалних испитивања физичких прототипова знатније смањило.

Прилагођена или рационална употреба кочног система возила у свим радним условима и режимима, односно активирање кочног система дозирањем и тачно одговарајућом силом кочења у зависности од ситуације значајно продужава век трајања кочних облога и других делова кочнице, као и пнеуматика, чиме се ствара претпоставка за уштеду значајних материјалних средстава на одржавање возила и резервне делове. Овакав начин употребе кочног система могућ је једино

интелигентним (адаптивним) управљањем кочних система моторних возила, а претпоставку за то би могао да буде модел који је резултат истраживања у оквиру предметне дисертације. Другим речима, овај модел би требало да омогући оптимизацију кочнице са становишта „најбољег искоришћења“ њеног енергетског потенцијала.

Енергетски потенцијал аутомобилске кочнице означава један нов и оригиналан приступ интегрисаном системском „управљању“ трењем и хабањем у фриксионој кочници, односно оптимизацији утроска фриксионе енергије која се у току кочења развија у фриксионој кочници, а ради изналажења најповољнијег односа између трења и хабања. Познато је да су ова два основна триболошка аспекта сваког процеса у непрекидном међусобном конфликту због чињенице да се од сваког триболошког система тражи што веће трења уз што мање хабање, иако је обично случај да уз високо трење иде и велико хабање као директна (негативна) последица трења.

Стога је идентификацији енергетског потенцијала фриксионе кочнице са анализом свих утицајних фактора у овој докторској дисертацији поклоњена знатна пажња, а што представља и један од њених првих очекиваних резултата.

У том смислу, у овој докторској дисертацији детаљно су проучена досадашња релевантна и аутору доступна научна и стручна достигнућа у области енергетских аспеката кочења моторних и прикључних возила и све то је синтетизовано у оквиру анализе енергетског потенцијала кочнице. На тај начин је успостављен један нови правац истраживања кочења моторних и прикључних возила, као једног од најдоминантнијих стохастичких процеса у техници моторних возила, са доминантним утицајем на безбедност саобраћаја.

Поред тога, данас се у фокусу развоја возила будућности налази и тзв. „аутономно управљање возилом“ (или „Autonomous Driving“ на енглеском), које ће у крајњем исходу да резултира возилима „без возача“, код којих ће кочење и сви његови аспекти имати још већи значај него што је то случај код данашњих возила.



На тај начин је у овој докторској дисертацији успостављен један потпуно нови ниво интегрисани правац истраживања проблема кочења који се огледа у томе да се истовремено оптимизирају сва триболошка стања кочних механизма, а пре свега преко оствареног „контролисаног“ хабања. По томе се предметно истраживање разликује од до сада уобичајених начина третирања фрикционих кочница да се кочне перформансе (или трење) мање – више независно истражују од поузданости кочнице (а пре свега њеног хабања) и обрнуто. Овим истраживањем се ствара основа и за промену широко распрострањеног уверења да је једно могуће да је „хабање утолико веће уколико је трење веће“, јер резултати истог пружају могућности и за оптимизацију тог односа.

У теоријском домену, очекивани резултати истраживања у оквиру предметне дисертације, се односе на развој модела за анализу и оцену карактеристика ефикасности и поузданости кочења. Развијени модел ће омогућити сагледавање свих релевантних утицајних фактора на енергетски потенцијал аутомобилске кочнице у различитим режимима кочења а у циљу максималног искоришћења расположивог енергетског потенцијала конкретне фрикционе кочнице.

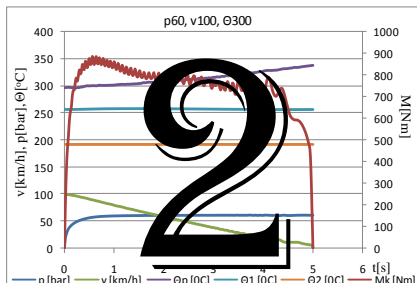
У експерименталном домену овде развијени модел омогућава модификацију постојећих методологија испитивања аутомобилских кочница у смислу скраћења броја и обима испитивања физичких прототипова. Осим тога, развијени модел би требало да омогући ефикасну анализу процеса односно циклуса кочења као и могућност за анализу и оцену карактеристика поузданости кочнице.

Коначно, развијени модел ће да постави основе адаптивног управљања процесом кочења кроз предвиђање излазних параметара процеса кочења и утицаја на њих, а на бази познавања вредности и карактера промене главних утицајних параметара на процес кочења.

Резултат и теоријских и експерименталних истраживања ће коначно да резултира и мером („фактором“) енергетског потенцијала фрикционе кочнице, што ће да олакша избор кочнице зависно од намене возила и услова и начина његове експлоатације.

Предметна докторска дисертација нуди један нови начин гледања на проблеме кочења савремених моторних и прикључних возила и возила будућности који се више него и један до сада снажно ослања на енергетски потенцијал фриксионе кочнице. То је потпуно у складу са:

- (а) чињеницом да је фриксиона кочница, а преко ње и цело возило, битан потрошач енергије која се не може обновити (осим у неким специјалним случајевима),
- (б) савременим приступом рационализацији трошења енергије у свим њеним могућим понорима,
- (в) потребом да савремене кочнице непрекидно остварују све веће ефекте не само у погледу кочења већ и у односу на разне друге безбедносне функције које имају савремена моторна и прикључна возила, а код којих је фриксиона кочница употребљена као извршни орган за реализацију најразличитијих задатака.



## ПРЕДМЕТ, ЦИЉ И ПРОГРАМ ИСТРАЖИВАЊА

### 2.1. ПРЕДМЕТ ИСТРАЖИВАЊА

Истраживања у оквиру дисертације односе се на област аутомобилских фрикционих кочница и ближе на трибомеханичке процесе који се њима одвијају у току кочења, а посебно на енергетски потенцијал фрикционе кочнице.

Сопствена теоријска истраживања у ужем смислу су усмерена на развој поузданог аналитичког и симулационог модела који омогућава спровођење анализе утицајних фактора на енергетски потенцијал фрикционе кочнице. Развој овог модела реализован је теоријском и експерименталном идентификацијом утицајних параметара на процес кочења, па је предмет експерименталних истраживања фрикциона диск кочница намењена за уградњу на путничко моторно возило.

## 2.2. ЦИЉ ИСТРАЖИВАЊА

Квалификација и квантификација енергетског потенцијала фрикционе кочнице за моторно или прикључно возило је основни циљ предметног истраживања, док је прилог развоју модела за анализу и оцену карактеристика ефикасности кочења и поузданости (века) кочнице њен општи научни циљ. Развијени модел омогућава сагледавање утицајних фактора појединачно, као и њихове међусобне интеракције и утицаја на енергетски потенцијал фрикционе кочнице за моторно или прикључно возило. Допринос се огледа првенствено у томе што се на бази развијеног модела врши оцена утицајних параметара на енергетски потенцијал фрикционе кочнице, чиме се отвара могућност оцене вредности односно нивоа енергетског потенцијала конкретне фрикционе кочнице, а и стварају се услови да се расположиви енергетски потенцијал фрикционе кочнице користи максимално ефикасно и рационално.

На бази основног научног циља дисертације дефинисани су и посебни, односно појединачни циљеви истраживања:

- могућност анализе унутар циклуса кочења свих вредности утицајних фактора ( $p$  – притисак активирања кочнице, односно притисак на фрикционој површини,  $v$  – брзина клизања на фрикционој површини и  $\theta$  – температура на фрикционој површини),
- формирање модела који омогућава добијање веродостојних резултата за потребе анализе и оцене карактеристика ефикасности кочења на основу што краћег испитивања кочнице,
- примена пројектоване методологије испитивања за анализу процеса (циклуса) кочења,
- пројектовање нове методологије за анализу и оцену карактеристика поузданости кочнице, а пре свега века фрикционих облога,
- стварање претпоставке за предвиђање излазних параметара фрикционе кочнице и утицаја на њих, на основу познавања вредности и карактера

промене главних утицајних параметара на процес кочења, чиме се отварају могућности за интелигентно управљање процесом кочења.

### **2.3. ПРОГРАМ СОПСТВЕНИХ ИСТРАЖИВАЊА**

Да би се реализовали постављени циљеви, у првој фази израде докторске дисертације користиће се теоријске претпоставке као и експерименталне методе ради дефинисања општег математичког модела за анализу и оцену утицајних параметара на енергетски потенцијал фрикционе кочнице. На бази експерименталне идентификације утицајних параметара и аналитичке методе за предикцију коефицијента трења, развиће се модел за симулацију динамике процеса кочења. Развијени модел верификоваће се резултатима експерименталних истраживања која треба да обезбеде потврђивање ваљаности развијеног модела. Реализација, односно остваривање постављених циљева истраживања захтевало је детаљно програмирање свих активности које треба предузети како би се постављени циљеви испунили у највишем могућем степену. Имајући у виду карактер предметног истраживања, програм истраживања је подељен у два основна дела: теоријска и експериментална истраживања.

#### **2.3.1. Теоријска истраживања**

Сопствена теоријска истраживања у оквиру ове докторске дисертације су спроведена на основу следећих основних хипотеза:

- имајући у виду да се развој модела за анализу и оцену карактеристика ефикасности кочења и поузданости (века) кочнице ослања на методе планирања експеримента за то су неопходни резултати сопствених експерименталних истраживања у лабораторијским условима;

- примена симулационог модела за анализу и оцену карактеристика ефикасности и поузданости (века) кочења омогућава предвиђање функционалних карактеристика и поузданости (века) и оцену утицајних фактора на енергетски потенцијал фриктционе кочнице моторних возила;
- примена одговарајућег симулационог модела смањује време трајања процеса развоја и обим експерименталних истраживања при развоју кочница моторних возила.

На бази постављених хипотеза, као и на основу расположивих резултата претходно спроведених сопствених истраживања, као и истраживања других аутора (од [84] до [94]) која су се бавила предвиђањем функционалних карактеристика и поузданости (века) фриктционих материјала за кочнице моторних возила, трибомутација, линеарне акумулације истрошења и (аутоматизације) управљања процесом кочења, спроведена су допунска сопствена теоријска истраживања у оквиру ове докторске дисертације неопходна за квалификацију и квантификацију енергетског потенцијала фриктционе кочнице. Ова допунска сопствена теоријска истраживања се односе на примену поступака моделирања који омогућавају спровођење анализе утицајних фактора на енергетски потенцијал фриктционе кочнице и квалификацију истог. Модел омогућава како сагледавање енергетског потенцијала фриктционе кочнице тако и анализу утицајних фактора на перформансе и поузданост, а пре свега на век, фриктционих кочница за моторна и прикључна возила.

Овај модел представља основу за анализу, као и за предвиђање коефицијента трења, истрошења и рада кочења на нивоу сваког појединачног циклуса кочења, тј. у „микро окружењу“ (а пре свега са становишта оствареног интензитета хабања) у коме се у реалним условима и одвијају сви трибо-механички процеси у једној фриктционој кочници за моторно или прикључно возило. Посебан значај ових модела је у томе што је поједине величине за време једног циклуса кочења јако тешко мерити или су, када је хабање у питању, потпуно немерљиве. На овај начин је могућа веома прецизна анализа и сагледавање појава и процеса на нивоу циклуса кочења, па чак и у његовим појединим деловима. Ово је новина у предметној области, с обзиром на то

да су се сва досадашња истраживања бавила исходом кчног циклуса, не улазећи унутар самог циклуса кочења у коме се одвијају поменути трибо-механички процеси у току кочења. При томе су у оквиру теоријских истраживања детаљно анализирани могућности за оцену енергетског потенцијала фрикционе кочнице у зависности од дејства утицајних фактора у различитим режимима кочења, а у циљу максималног искоришћења расположивог енергетског потенцијала кочнице.

### 2.3.2. Експериментална истраживања

Основни циљ експерименталних истраживања је да се на основу прецизно задатих тестова изврше испитивања фрикционе кочнице за моторно возила ради обезбеђења података потребних за математичко моделирање циклуса кочења у циљу сагледавања утицајних фактора на енергетски потенцијал фрикционе кочнице. Тестови, односно испитивања аутомобилске кочнице спроведени су уз испуњење два основна захтева:

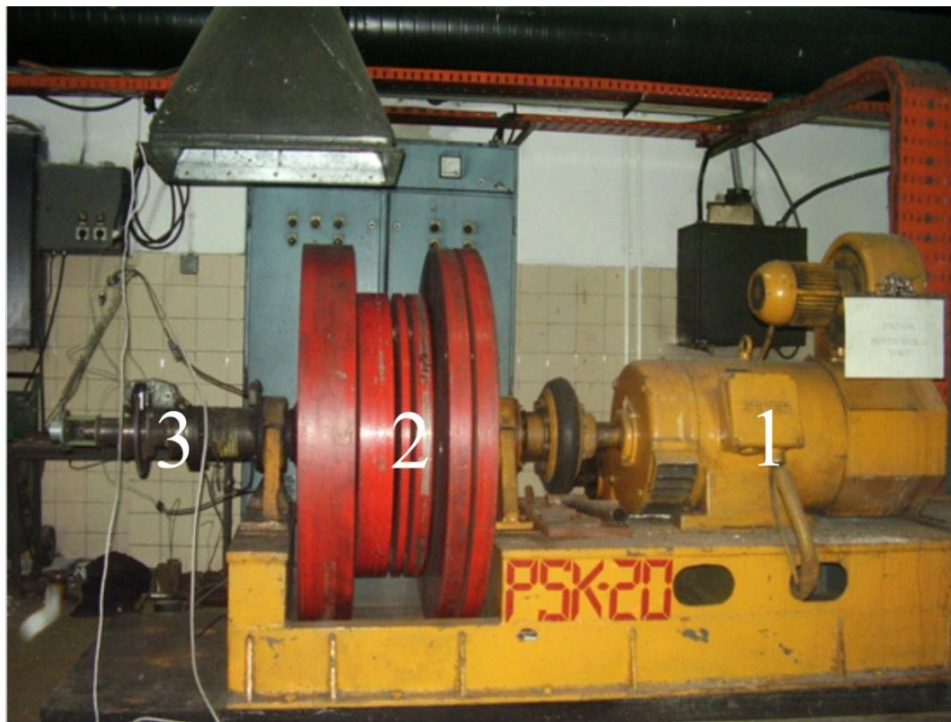
- строго контролисани лабораторијски услови за испитивање, што између осталог подразумева постизање тачно дефинисане брзине кочнице, односно броја обртаја кчног диска на почетку кочења, притиска активирања кочнице, као и дефинисане и потребне почетне температуре фрикционе површине, са контролом режима хлађења кочнице и
- дефинисање тестова који што реалистичније симулирају услове у којима се може наћи аутомобилска кочница у реалним условима експлоатације.

Експерименталним истраживањем је, такође, потребно да се потврде резултати теоријских истраживања у делу разматрања утицајних фактора на енергетски потенцијал фрикционе кочнице.

На основу програма експерименталних истраживања спроведене су следеће активности:

- припрема за испитивање, која обухвата избор кочнице, избор фриксионог материјала, избор пробног стола, избор начина обраде резултата и избор мерења начина истрошења,
- разрађивање кочнице, које је спроведено на свим испитиваним узорцима,
- испитивања перформанси хладне кочнице,
- испитивања перформанси топле кочнице,
- испитивања према посебно дефинисаном програму како би се анализирао појава трибомутација у процесу кочења и
- испитивање истрошења.

Експериментална истраживања су спроведена на динамометријском (инерцијском) пробном столу ПСК-20 Машинског факултета Универзитета у Београду. Изглед пробног стола је приказан на слици 2.1.



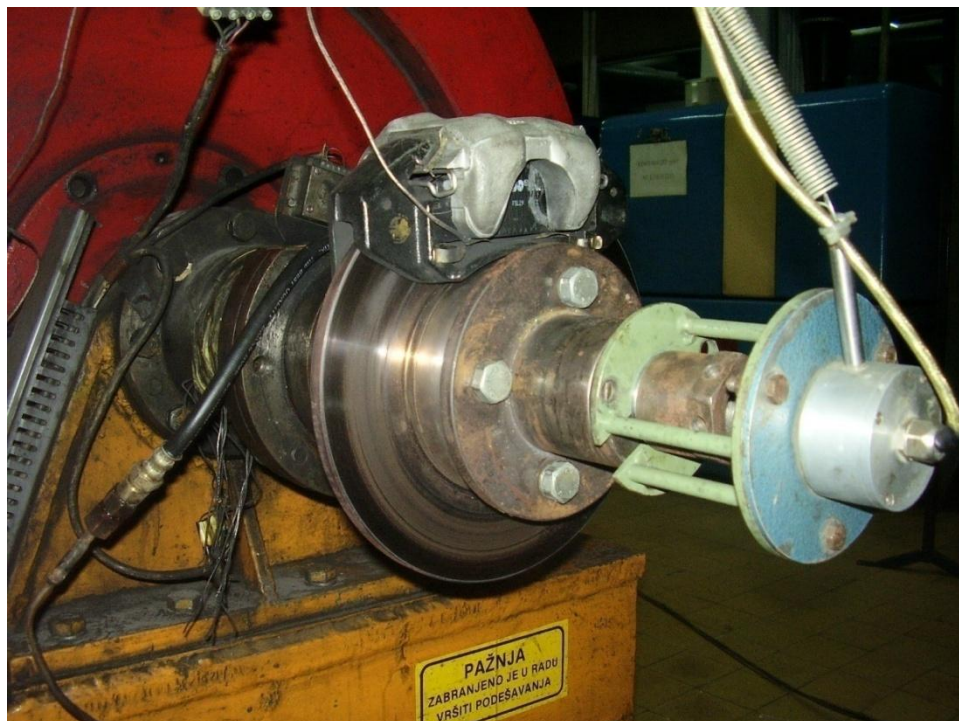
Слика 2.1. Изглед динамометријског инерцијског пробног стола ПСК-20



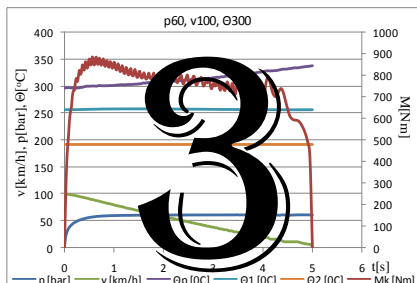
Пробни сто ПСК-20 је универзалан и користи се за испитивање широког опсега различитих кочница за путничка и лака теретна моторних возила. Овај пробни сто сачињавају следеће четири основне групе:

1. погонска група,
2. сет од 6 замајаца који се комбинују према потребној енергији којом се оптерећује кочница,
3. прикључка за уградњу кочнице која се испитује и
4. управљачко-контролни и мерни систем (налази се извдојено, у посебној контролној соби).

У оквиру сопствених експерименталних истраживања испитивана је диск кочница са пливајућом стегом за савремено путничко моторно возило, која се широко примењује на многим путничким возилима. Изглед изабране кочнице са којом су вршена експериментална истраживања када је она уграђена на пробни сто ПСК-20 приказан је на слици 2.2.



Слика 2.2. Кочница на којој су реализована испитивања уграђена на пробни сто



## ПРЕГЛЕД СТАЊА У ОБЛАСТИ ИСТРАЖИВАЊА

### 3.1. ОПШТЕ

Кочнице моторних возила и сам процес кочења су веома дуги низ година предмет истраживања великог броја научних и истраживачких установа и појединаца. Из већине-објављених радова произилази да је ово поље још увек недовољно истражено. Ово се пре свега односи на (i) истраживања феномена у контакту фрикционог пара, (ii) могућности моделирања процеса трења, хабања и температура на фрикционим површинама, као и (iii) истраживања везана за управљање процесом кочења. Последњих година се примећује да се значајан акценат ставља на развој и испитивање нових фрикционих материјала, као и на управљање процесом кочења. Имајући у виду потребу за очувањем енергије у свим сферама науке и технике, велики број радова се бави и могућностима повратка дела енергије која се оствари у процесу кочења назад у систем, тзв. регенеративно кочење у случају возила са електро или хибридним погоном. Посматрање појава и процеса у конвенционалним, фрикционим кочницама са енергетског становишта реализује се са различитих нивоа, почев од истраживања у области молекуларне динамике, истраживања нано-механичких карактеристика материјала у контакту, анализа процеса тела у контакту на микроскопском и на макроскопском нивоу. Када је у питању енергетски прилаз

процесу кочења међу до сада публикованим радовима из предметне области могло би да се закључи да постоји јасно разграничење у приступу проблему, односно проблем се посматра или на макро или на микро нивоу. Интересантно је да врло мали број радова анализира узрочно последичне везе појава у процесу кочења на различитим нивоима односно скалама посматрања. Врло ретко се ова два прилаза доводе у везу или се тражи међусобни утицај на посматрани феномен. Експериментална истраживања контакта фриксионих парова су у највећем броју реализована на трибометрима и динамометријским пробним столовима ограниченог опсега, док је врло мали број испитивања спроведен на инерцијским (динамометријским) пробним столовима пуног опсега. Имајући у виду да на енергетски потенцијал фриксионе кочнице (о коме ће детаљно бити речи у оквиру сопствених истраживања) утиче јако велики број фактора, приказ стања у предметној области истраживања ове докторске дисертације у грубо је подељен у два дела: (i) истраживање феномена у и између тела у контакту, које обухвата истраживање трења, хабања, температура и трибомутација и (ii) моделирање и управљање процесом кочења.

## **3.2. ИСТРАЖИВАЊЕ КОНТАКТНИХ ФЕНОМЕНА**

### **3.2.1. Истраживање фриксионог понашања тела у контакту**

Стање у коме се два тела налазе у контакту при релативном кретању једног у односу на друго праћено је многобројним појавама, процесима и ефектима. Основна појава која описује контакт између две површине у релативном кретању је трење јер оно представља меру отпора кретања једног тела у односу на друго. Трење је било и још увек је предмет истраживања великог броја филозофа, научника и инжењера, међу првима Galileo-a, da Vinci-ја, Amontons-a и Coulomb-a. Карактеристика првих

описивања појаве трења је покушај рационализације отпора клизања између чврстих тела помоћу универзалног закона којима су они описивали своја запажања.

Према [1, 2, 4, 8, 31] основни типови трења су статичко трење које репрезентује силу која се супротставља почетку кретања и кинематско трење које представља силу која се супротставља кретању током кретања. У случају чврстих тела статички и кинематски коефицијент трења се могу приказати у облику:

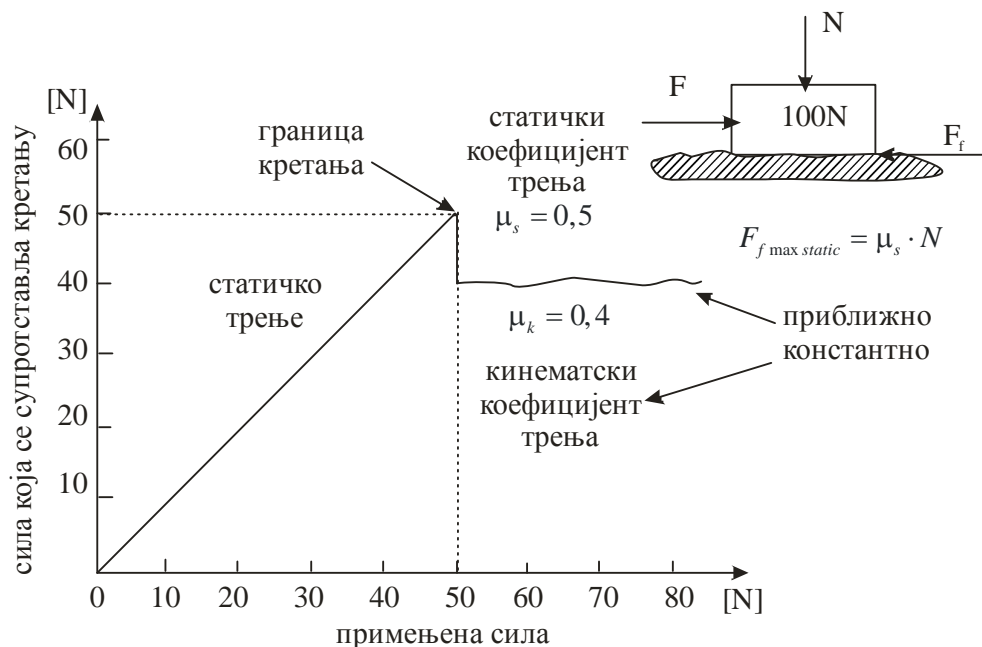
$$\mu_s = \frac{F_s}{N} \quad (3.1)$$

$$\mu_k = \frac{F_k}{N} \quad (3.2)$$

где  $F_s$  представља силу довољну да спречи кретање између два тела,  $F_k$  представља силу која је потребна да одржи кретање два тела, док  $N$  представља нормалну силу између два тела у релативном кретању. Претходни изрази су широко прихваћени у пројектовању машинских система, док се вредности статичког и кинематског коефицијента трења већ најмање 300 година налазе [6, 10] у многобројним инжењерским приручницима.

Формално прихваћена дефиниција силе трења је она која је дата у [1] и гласи: “Сила трења представља тангенцијалну силу између два тела која се супротставља деловању спољне силе када једно тело има тенденцију релативног кретања преко другог.”

Графички приказ статичког и кинематског трења дат је на слици 3.1. Уочљиво је да је максимална вредност статичког трења на граници кретања, док је вредност кинематског трења мања. У свакодневној пракси је сасвим погрешно постало уобичајено да се стохастички процес трења описује детерминисаном константом која се зове „коефицијент трења“. У већини техничких, односно трибомеханичких система, се трење посматра као константа чак и код савремених аутора.



Слика 3.1. Статички и кинематски коефицијент трења

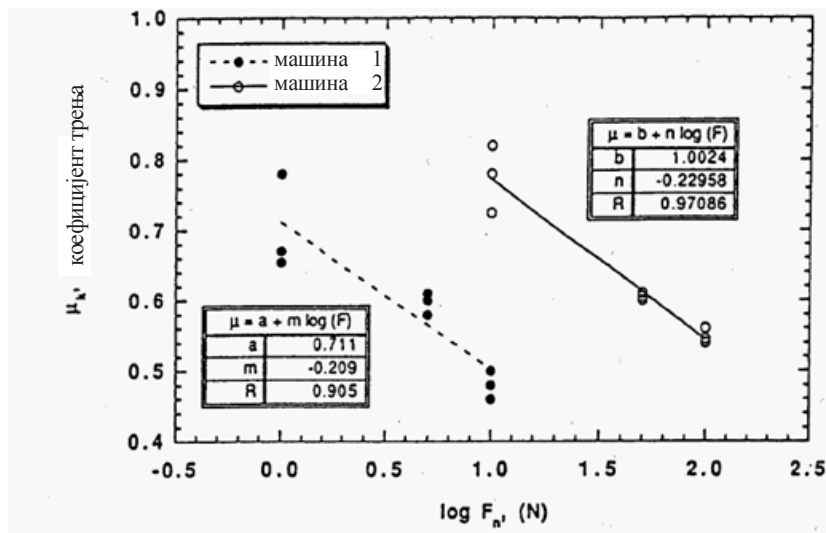
Одређивање коефицијента трења се врло често реализује у лабораторијским условима на тзв. трибометрима, односно машинама са елементима упрошћене геометрије које обезбеђују мање или више контролисане услове остваривања контакта. Почетна истраживања на једноставним машинама и трибометрима допринела су формирању закључка да је однос силе која се супротставља релативном кретању према сили која држи та тела заједно, константан у свим радним условима, а коефицијент трења је коефицијент пропорционалности између те две силе. Коефицијент трења, дакле, означава математички дефинисану бездимензиону величину чија физичка природа никада није довољно разјашњена, осим што би могло да се сматра да је њена стохастичка природа сасвим извесна [102]. Многобројни експерименти показују да је коефицијент трења релативно лако одредити лабораторијским испитивањима, међутим основе порекла отпора кретања, односно отпора клизања нису баш тако јасне и експлицитне. Разлог овоме је веома широк спектар различитих утицајних фактора који имају утицаја на трење. Richard Feynman је у Feynman Lectures on Physics [23] написао: „Таблице које садрже вредности коефицијента трења челик-челик и бакар-бакар су комплетно погрешне јер игноришу

факторе који стварно описују коефицијент трења“. Коефицијент трења је заправо договорна вредност која описује трибо-систем а не карактеристике материјала у клизању [5]. Већина фриксионих модела базирана је на процењеној микро геометрији контакта, карактеристикама материјала у односу на еластичност-пластичност, виско-еластичне карактеристике полимера и еластомера, карактеристикама дела фриксионог пара и адхезивних граница између атомских слојева.

У почетку се сматрало да коефицијент трења зависи искључиво од врсте материјала два тела у контакту. Многбројна истраживања су показала, међутим, да коефицијент трења зависи и од материјала и од система. Према [3] на коефицијент трења у значајној мери утицај има околина у којој се систем налази. Мерењем статичког и кинематског коефицијента трења, на 1/5 трибометру у условима ниске и високе влажности ваздуха околине, истраживана је влажношћу индукована нестабилност коефицијента трења у функцији времена, притиска активирања и брзине клизања. Показано је да у условима 60% влажности ваздуха и статички и кинематски коефицијенти трења расту услед ситних капљица воде на фриксионим површинама и да се засићење, односно максималне вредности јављају за мање од две секунде. У условима ниске влажности, средње вредности и статичког и кинематског коефицијента трења расту у функцији нормалног оптерећења на контактаној површини услед деформација неравнина. Запажено је и да формирање воденог филма на фриксионим површинама нема утицаја на нормално оптерећење. Такође је закључено да је разлика између статичког и кинематског коефицијента трења већа у влажном него у сувом окружењу. Склоност ка “stick-slip” – у (феномен нестабилног клизања који је резултат променљиве силе трења, као и еластичности контактних површина трибомеханичког система [14]) је већа у условима повећане влажности.

Peter J. Blau у [5] покушава да објасни зашто исти материјали у истим условима експлоатације у различитим системима дају битно другачије коефицијенте трења. Овакво понашање захтева посматрање материјала у контексту трибомеханичког система у ком је примењен. Вршена су испитивања истог фриксионог пара на

различитим трибометрима при чему су добијене потпуно другачије вредности коефицијента трења за исте радне услове. На првом трибометру је узорак био покретан односно кретао се по клизачу, док је на другом трибометру било обрнуто. За нормалну силу од 10 N на првом трибометру је измерено 7,7 N, док је на другом измерено 4,9 N тангенцијалне силе што показује очигледну зависност коефицијента трења од предметног система. На слици 3.2. је приказана зависност коефицијента трења од нормалне силе истог фрикционог материјала у различитим трибосистемима



Слика 3.2. Зависност коефицијента трења од нормалне силе истог фрикционог материјала у различитим трибосистемима, према [5]

Сила трења, било да је она статичка или кинематска, настаје као одговор на рад потребан да се постигне релативно кретање између два тела. Према [4 и 7] у различитим трибосистемима енергија одговорна за овај рад се расподељује различито. Део те енергије се претвара у топлоту, део се троши на формирање нове површине (хабање), а део на деформацију материјала.

Према [4 и 7] хабање у триболошком контакту често укључује комплексне међузависности између неколико механизма хабања. Како је тешко изоловати индивидуални параметар или процес, веома је важна техника за анализу трибомеханичког контакта. У [4] су дати опис и принципи примене системског

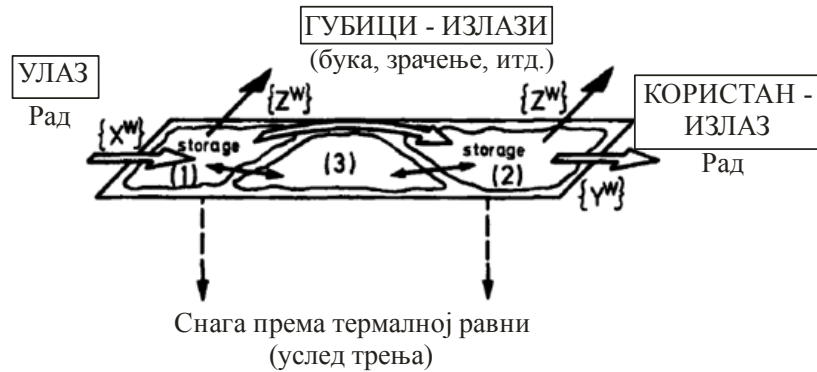
концепта за анализу триболошког система. На квантитативном нивоу, концепт сличан термодинамичкој анализи примењен је на проблем контакта. Систем је дефинисан као сет елемената међусобно повезаних структуром и функцијом. Дата је одговарајућа структура, А елемената са П релеватних карактеристика и Р релација између њих. Систем ради као одговарајући оператор за трансформацију сета (X) у излаз (Y). Динамичко понашање трибосистема се посматра помоћу општег биланса енергије. То значи да нето енергија система остаје константна ако се узме у обзир процес складиштења и трансформације енергије. Анализа трибосистема може се извести коришћењем тродимензионалног приступа, узимајући у обзир:

- функционални аспект, посматрајући систем као оператор који трансформише скуп (X) улаза у излаз (Y).
- енергетски аспект, анализирајући размену и трансформације између топлотне и механичке енергије, као и варијацију ентропије и
- материјални аспект, проучавајући размену материјала између прва два тела као и трећег тела.

Закључено је да промена у било којој од димензија или равни може имати утицаја у другој. На пример, механичка енергија утиче на температуру фрикционе површине и може утицати на понашање материјала контактне равни. Како што је касније речено у савременој терминологији овоме припада појам „трибомутација“. Комплексна трибологија механичких система утиче као интердисциплинарна природа проблема и на комплексност односа између различитих равни (функционалних, енергетских и материјалних). У већини система улаз и излаз укључује ток материјала кроз систем. Хабање резултује губитком елемената система које води промени карактеристика система. Према претходном, треће је најзначајнији процес у односу на промену енергије система који неизбежно игра важну улогу у губицима елемената система. Уопштено посматрано, трибомеханички систем је дефинисан ентитетима чија је техничка функција повезана интеракцијом контактних површина у релативном кретању. Према теорији система, структура трибомеханичког система карактерише се елементима односно компонентама система, њиховим карактеристикама и



њиховим међусобним интеракцијама. Једноставна структура трибосистема је дата са две површине које размеђују механичке улазе и излазе (енергију) кроз контактну површину. На слици 3.3. је приказан дијаграм трибо-процеса, у коме се врши преношење, односно трансформација енергије кроз трибосистем.



Слика 3.3. Дијаграм трибо-процеса, преношење, односно трансформација енергије кроз трибосистем

Процес трансформације енергије описује се према следећем изразу:

$$\Sigma E_x^w = \Sigma E_y^w + \Sigma E_z + \Delta \Sigma E_s + \Sigma E^{wt} \quad (3.3)$$

где је:

$\Sigma E_x^w$  - енергија која се уноси у систем

$\Sigma E_y^w$  - користан рад

$\Sigma E_z$  - губици

$\Sigma E_s$  - енергија деформације материјала, ускладиштена енергија

$\Sigma E^{wt}$  - топлотна енергија добијена из механичког рад

Овај рад је исказан као производ силе на одговарајућем путу или производ одговарајућих варијабли. Заправо, на једном уопштеном примеру показано је да рад може бити унет на различите начине за опис процеса у трибо систему.

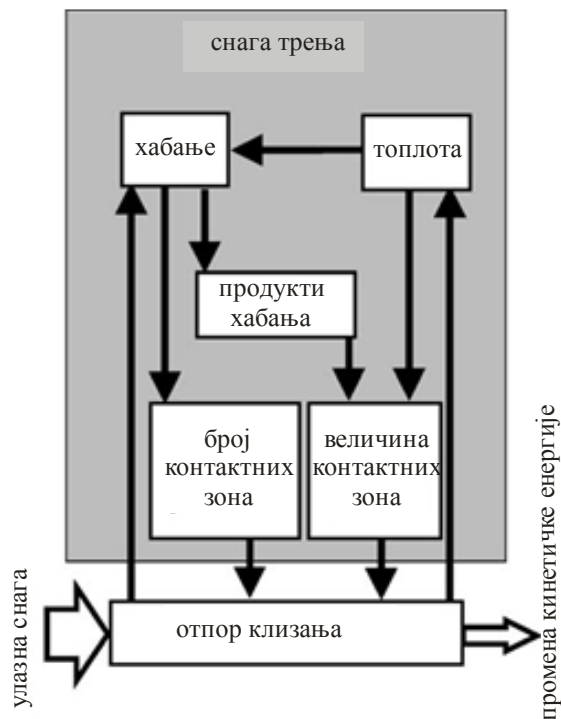
Овде је дат један уопштени приказ без обзира на врсту триболошког процеса о коме се ради. Сви триболошки процеси су блиско повезани са контактом, деформацијом и фрикционим процесима добијеним на контактним површинама два тела која чине трибомеханички систем.

За процес кочења, који представља трансформацију енергије, дефинисани су процеси односно фрикциони механизми: еластични хистерезис, пластична деформација и адхезија. Процес кочења представља и процес расипања енергије и у току кочења дефинисано је да се обављају процеси складиштења енергије, емисије енергије и кондукција ка другим концептуалним равнима.

Енергија која је трансформисана као последица фрикционог контакта може се „ускладиштити“ у трибосистему или се расипати на различите начине. Механичка енергија која настаје као последица клизања конвертује се у топлоту, вибрације, деформацију материјала или креирање нових површина (ломљењем). Исто тако, енергија може да се ускладишти у материјалу везано за микроструктурне деформације два материјала који су изложени истом коефицијенту трења али сасвим различитим степенима истрошености, јер је енергија другачије подељена између и унутар материјала. Међусобни односи између трења и хабања мењају се у току времена, као последица промена које се дешавају у току рада.

На сличан начин, али анализирајући искључиво кочни систем као трибомеханички систем у [7 и 18] је приказан енергетски баланс у фрикционом слоју кочних плочица полазећи од тога да се фрикциони слој на кочним плочицама карактерише порастом и разарањем тврдих, односно примарних контактних зона. Ове зоне узрокују главни део трансформације улазне енергије у снагу трења. Отпор клизања је у основи одређен контактним површинама, односно зонама. Величина ових зона зависи од топлоте и хабања. Хабање узрокује делимично кретање које утиче на величину контактних зона када се у контакту оствари довољно топлоте и притиска. Топлота узрокује хабање, док само хабање модулише уништавање контактних зона. Топлота и

хабање су са друге стране основа за одређивање отпора клизања. Слика 3.4. заправо приказује затворену петљу хабања и трења.



Слика 3.4. Енергетска анализа процеса трења

Главно својство укупне величине или боље рећи укупног броја појединачних контактних зона на плочици је равнотежа кретања с обзиром на пораст и смањење. Равнотежа тока је основна последица затворене петље интеракције трења и хабања.

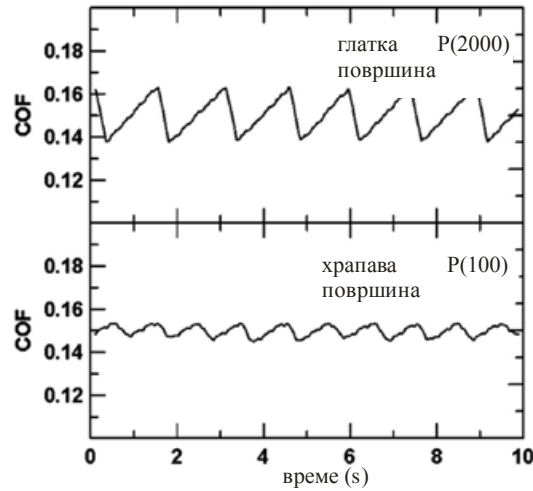
Имајући у виду да је трење веома комплексан процес Z. Rymuza у [12] предлаже увођење новог коефицијента фрикционих губитака (CFL). Он полази од тога да триболошки систем представља отворен систем у коме се спољашња енергија претвара у енергију унутрашњих процеса триболошког система. Ова енергија се трансформише у топлоту и троши на деформацију материјала и хабање, а однос између њих представља врло сложену функцију зависну од оптерећења, брзине клизања и карактеристика материјала и окружења (интересантно је да се не разматра утицај температуре). Из овог разлога се Кулонов закон статичког трења не може применити на динамички процес трења. Коефицијент фрикционих губитака

представља однос између енергије губитака (условљене трењем) и енергије која је унета у трибосистем. Предложени коефицијент према [12] има предност јер се за његово израчунавање врше директна мерења оптерећења и брзине (односно угаоне брзине) у односу на коефицијент трења који се добија посредно прерачунавањем.

P. J. Vlaar и J. C. McLaughlin у [28] долазе до врло сличних резултата истражујући ефекат воденог филма на брзину клизања и фрикционо понашање материјала за диск кочнице камиона.

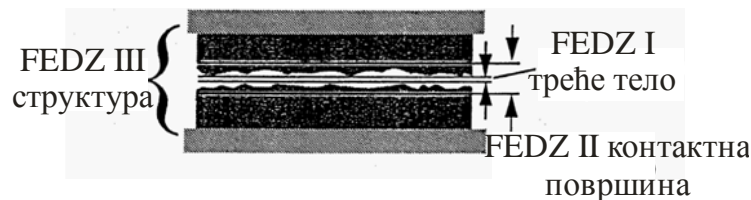
Утицај кинематског коефицијента трења на критичну брзину ове појаве разматран је у [9]. Једначина кретања је решена проценом слабе нелинеарности применом методе Krylov-Bogoliubov-a. Анализа нумеричких резултата показује опадање критичне брзине са опадањем нагиба криве трења у функцији брзине као и елиминацију “stick-slip” ефекта са повећањем кинематског коефицијента трења.

У [13] се такође разматра проблем “stick-slip”-а али у односу на крутост контакта и топографију контактне површине. Променом храпавости контактне површине и дебљине фрикционог материјала истраживана је нестабилност коефицијента трења током клизања. Резултати показују да је интензитет и фреквенција “stick-slip”-а одређена величином тангенцијалне крутости контакта, величином контакта, брзином клизања, као и разликом између статичког и кинематског коефицијента трења. Са слике 3.5. је уочљиво да материјали са великом храпавошћу услед мале тангенцијалне крутости показују малу амплитуду “stick-slip”-а, док је код глатких материјала ово јако изражено. Горњи дијаграм на овој слици приказује резултате теста на глаткој површини док доњи дијаграм приказује резултате испитивања коефицијента трења на храпавој површини. У раду је такође показано да материјали који су термички оптерећени показују веће амплитуде “stick-slip” осцилација у односу на топлотно неоптерећене материјале. Резултати истраживања показују и нестабилност коефицијента трења термички оптерећених материјала у широком опсегу брзина клизања.



Слика 3.5. Промена коефицијента трења у функцији времена.

Разумевање начина на који различите структуре у клизном контакту утичу на трење је од есенцијалног значаја за пројектовање методологије испитивања и моделирања трења. Слика 3.6. приказује слојеве у фриксионом пару који су потенцијална места расипања енергије у процесу кочења. Према [29] идентификована су три нивоа, односно зоне, кроз које се расипа енергија трења (frictional energy dissipation zone FEDZ). FEDZ I се односи на медијум у фриксионом контакту, односно између фриксионих површина, тј. на све оно што обитава на контактної површини а није фриксиони пар. Фриксиона енергија у FEDZ I се расипа деформишући или компресујући танки филм, ломећи молекуларне границе у првих неколико слојева атома, уређујући и растурајући слој трећег тела утичући на фазу трансформације. Микроструктура површина фриксионог пара нема улоге у овом процесу.



Слика 3.6. Схематски дијаграм слојева у фриксионом пару кроз које се врши расипање фриксионе енергије

FEDZ II је шири и укључује микроструктуру два тела. Сила смицања у овом случају преноси се преко контактне површине и то значајно утиче на значајну деформацију и промене у оба материјала и храпавост површине клизних тела. У процесу клизања околна структура чврсто држи материјал тела у контакту и не апсорбује значајан износ енергије осим топлоте.

FEDZ III укључује не само FEDZ I и II него и деформације и механички отпор по дубини материјала. Овде су укључени и крутости, пригушења и вибрације које остварује комплетан трибомеханички систем.

Потреба за познавањем вредности коефицијента трења је вишеструка, у научне, истраживачке или развојне сврхе, као и у сврху провере прорачуна али и стања трибомеханичког кочног система. Уопштено, ако се мери сила трења, она се састоји из великог броја фактора и сваки од њих има допринос у укупном отпору. Примери за ове доприносе су отпор смицању контактне површине, сила потребна за деформацију неравнина од којих се формира тзв. треће тело, сила која разара (гребе) мекану фрикциону површину, сила која је потребна да изврши смицање трећег тела, итд. Изостављање једног или више извора отпора трења зависно од метода испитивања може значајно утицати на резултате. Претходно поменуто треће тело представља део продуката хабања који остаје између фрикционих површина и у мањој или већој мери утиче на процес кочења, односно на коефицијент трења повећавајући га или смањујући, а све то у зависности од састава фрикционог материјала, радних односно експлоатационих услова, услова околине и многих других услова о чему ће бити касније речи.

Према [22, 24, 89, 90] коефицијент трења би требало да буде релативно висок али је много значајније да буде стабилан. Ова стабилност би требала да се одржи без обзира на температуру, влажност, старост, степен истрошења и корозију, присуство нечистоћа, воде са пута итд. Додатни су захтеви за безбедношћу, дугим веком трајања и високим комфором, одсуства вибрација и буке. Из овог разлога је познавање процеса који се дешавају на контактним површинама у процесу кочења од

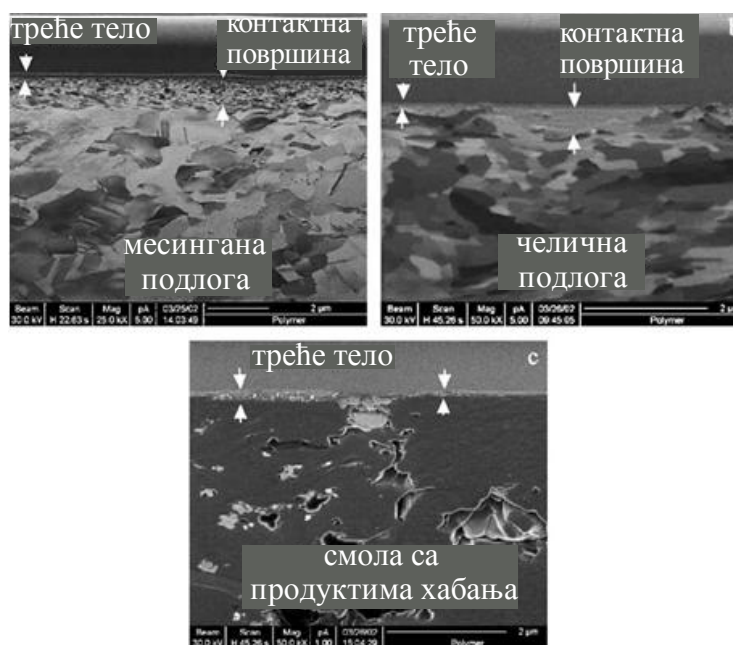
суштинске важности за опис, оцену али и предвиђање и побољшање вредности и стабилности коефицијента трења.

У [50] је извршено одређивање коефицијента трења и карактеристика хабања неколико врста ливеног гвожђа, које се користи у аутомоблиским кочницама, у тешким условима високих брзина клизања и високог контактеног притиска. Испитивани су узорци различите структуре компоненти тврдоће и термичке проводљивости. Резултати експерименталних истраживања показују да коефицијент трења сваког узорка конвергира ка некој константној вредности са порастом трајања клизања. Ова конвергирајућа вредност коефицијента трења је независна од контактеног притиска и опада са порастом брзине клизања.

### 3.2.2. Истраживање процеса хабања

Остваривање високих кочних перформанси условљено је развојем високог трења. Међутим, као последица трења увек се јавља хабање. Истрошење фриксионог пара, посебно фриксионих облога, из овог разлога, мора се посматрати и са становишта трења и са становишта хабања. Иако у области хабања фриксионих материјала постоји јако велики број публикованих радова још увек постоје значајне разлике у терминологији, класификацији, дефиницијама итд. Један од значајнијих истраживача из периода почетка развоја теорије трења и хабања је Крагељски [103] који објашњава појам исторшења и његове узорке на следећи начин: „Контактне површине под дејством сила трења могу се разарати на разне начине. Разарање контактних површина, представља практично њихово хабање.“ Хабање се, дакле уопштено, може дефинисати као једноставни губитак материјала или његово трајно одвајање од контактних површина. Продукти хабања који настају као последица трења делом остају између фриксионих површина формирајући треће тело. Према [20] нема сумње да перформансе кочнице у многоме зависе и од овог фриксионог слоја. У [21] је FIB техником (Focused Ion Beam Technique) спроведено истраживање триболошки индукованог филма између контактних површина и извршена је анализа

попречног пресека површинских слојева кочне плочице аутомобилске кочнице. Микроскопске контактне области кочне плочице су приказане као светао контраст у SIM-у, Scanning Ion Microscopy-у. На слици 3.7. приказан је попречни пресек SIM микрографа који приказује састав кочне плочице. Снимак је направљен након кочења на разрађеној кочници која показује стабилан коефицијент трења. Овакав изглед плочице се приписује озбиљним пластичним деформацијама које стварају нанокристалну микроструктуру. Металне честице контактне зоне, такозвани примарни контакт, углавном је прекривен глатким слојем оксида који је мањи од 1 nm дебљине.



Слика 3.7. Попречни пресек SIM микрографа који приказује састав кочне плочице: а) делови месинга, б) делови гвожђа, ц) везиво

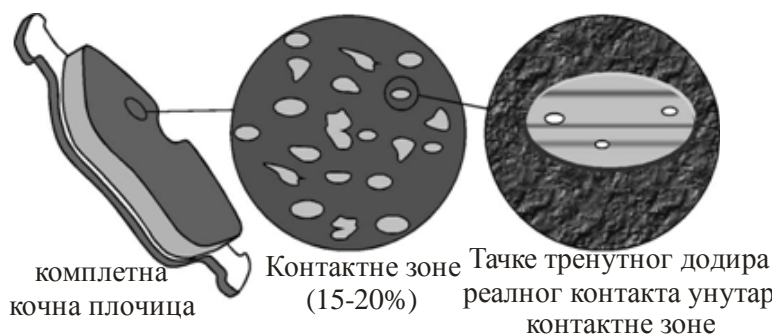
Изнад овог слоја, често се може наћи, танак (100  $\mu\text{m}$ ) делимично аморфан филм, који није ограничен само на металне честице, већ се шири и на суседне регионе. Слични слојеви и филмови али са благо различитим саставом и структуром, су уочени и на површини диска. Предметно истраживање је потврдило постојање трећег тела и на диск плочици и на диску и исто се састоји од нанокристалне микроструктуре. Показано је такође да зоне микро контакта нису стабилне у процесу кочења али и да



се морају узети у разматрање у анализи фрикционих процеса. Композиција филма је одређена саставом фрикционог материјала али састав и функција оваквог филма још увек није довољно истражена. Истом техником су приказани у [27] фрикциони слојеви полимерне композитне матрице, која је коришћена као фрикциони материјал кочне плочице.

Триболошки контакт у аутомобилским кочницама укључује контакт у условима сувог трења при великим брзинама и релативно великим силама. Као фрикциони материјали обично се користе органска везива који су екстремно нехомогена и мале чврстоће. Упркос малој специфичној чврстоћи, контактне површине које се формирају током употребе чине да кочне плочице имају веома добре карактеристике трења и хабања.

У [22] је извршена детаљна анализа природе триболошког контакта у аутомобилским кочницама. На слици 3.8. је дат микроскопски приказ контактне површине кочне плочице.



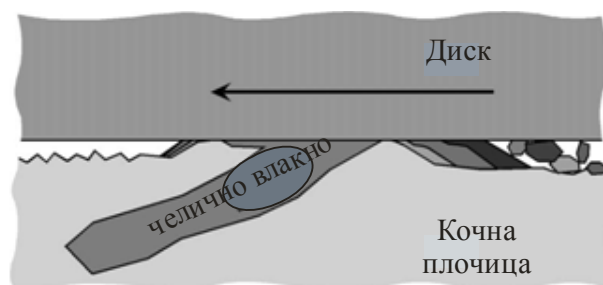
Слика 3.8. Општи поглед на површину кочне плочице и поделу унутар контактних зона, као и зоне реалног контакта унутар контактних зона

Истраживања су рађена са органским материјалима кочне плочице. Током кочења површина плочице је у континуалном контакту са диском, док је сваки део површине диска повремено долазио у контакт са плочицом. Како се ради о систему са сувим трењем сила трења се остварује преко зоне у реалном контакту. Код класичних фрикционих материјала, само ограничене фракције површине плочице долазе у

контакт са диском. Ова област правог контакта је ограничена бројним појединачним контактима разбацаним по површини плочице. Ови појединачни контакти се често могу видети голим оком као сјајне пеге на тамној позадини. Зона стварног контакта је мала у поређењу са укупном површином кочне плочице. Локација и величина тачака у стварном контакту неравномерно флукутира услед деформације и хабања и због несавршено равне и глатке површине диска. Контактна површина је широка око 50-500  $\mu\text{m}$  и (када се контролише након растеређења) она порасте неколико микрона преко окружења. Типични пречници тешких компоненти кочне плочице су 25-100  $\mu\text{m}$ . Мерења показују да контактне површине имају знатно већу тврдоћу него композит кочне плочице (3000 МПа у поређењу са 200 МПа). Ово је услед тога што су контактне површине формиране од металних влакана окружених компактним меканим саставним деловима. Укупан број контактних површина је реда величине  $10^5$  и типично заузима 15-20% површине кочне плочице. Средња вредност притиска на контактним површинама је пет пута већа од средње вредности притиска плочице. Ови притисци (опсег од 60-50 МПа) су веома ниски у односу на тврдоћу тврдих компоненти плочице. Укупна оптерећења плочице може се пренети релативно малом површином контактних површина.

Рад [22] се бави и истраживањем формирања и дезинтеграције контактних површина, пошто компоненте кочне плочице показују веома различите карактеристике хабања. Челична влакна (и друге компоненте структуре и абразивни делови) имају релативно велику отпорност на хабање клизањем у односу на диск. Због овога, у процесу разрађивања кочнице метална влакна заузимају више позиције на контактної површини у односу на материјале кочне плочице који су мање отпорни на хабање, формирајући на тај начин централни део контактне површине. Током стационарног хабања, материјали отпорнији на хабање носе већи део оптерећења и на овај начин штите суседни материјал. Већи проценат ношења оптерећења накнадно доводи до тога да компоненте отпорне на хабање имају већи утицај на трење него што је њихов запремински допринос у саставу кочне плочице. Упркос томе што мекше компоненте чине већину кочне облоге, у контактної ситуацији доминира контакт метал-метал

како у погледу трења тако и у погледу хабања. Топографија површине састоји се од прилично равних контактних површина које се издижу изнад неравномерног окружења што мора бити последица уклањања фрагмената и прикупљања материјала око контактних површина. У стационарном стању хабања, линеарна стопа уклањања продуката хабања мора бити иста на врху контактних површина као и у околном подручју. Ниже зоне не показују знакове клизног контакта. Претпоставља се да до уклањања материјала из ових региона долази због механичког "мрвљења" коју обављају продукти хабања заробљени између плочице и диска или због фрагментације која претходи механичкој деградацији и разградњи органских компоненти плочице. Уклањање органских везивних материјала може чак бити због емисије CO, CO<sub>2</sub> или осталих гасовитих производа разлагања.



Слика 3.9. Схематски приказ механизма спорог раста контактних површина услед акумулације и сабијања продуката хабања

Процес хабања се убрзава понављањем температурског циклуса, понекад у условима веома високих температура у комбинацији са повременим триболошким контактом. Контактне површине могу да расту укључујући и нагомилавање и сједињавање продуката хабања у околини језгра, како је приказано на слици 3.9. Тенденција задржавања продуката хабања односно њихових сједињавања у контактну површину зависи од температуре, хабања, као и од величине смицања и нормалног притиска. Контактне површине се могу скупити, односно смањити услед дезинтеграције и уклањања продуката хабања узрокованих променама у контактної ситуацији. То се дешава у случајевима када се заштитна влакна или делови истроше. Међутим, контактне површине имају релативно дуг век. Када се кочница демонира након

употребе, контактне површине се разликују само по малим променама облика и величине.

Истраживање феномена на контактним површинама диск кочнице спроведена су и обрађена и у [25]. Промене на фриксионој површини кочне плочице у процесу кочења се описује на један врло сликовит начин. Објашњава се да се на кочној плочици генерише скоро иста геометријска структура као кад се преко дрвета превлачи брусни папир. Абразивни делови на брусном папиру узрокују стварање дрвеног праха који се креће преко контактне зоне. Локална топлота процеса млевења формира танке и тврде делове на брусном папиру формираном од праха дрвета. Ако је густина абразивних делова на папиру довољно велика ови дрвени делови расту заједно чинећи брусни папир неупотребљивим. Да би се избегао овакав тип отказа у машинама обично се бира мала густина абразивних делова и тражи се већа еластичност брусног папира. Ове модификације чине да су отпаци дрвета нестабилни када се постигне карактеристична величина. Брусни папир се у овом случају чисти сам од себе.

На сличан начин формирају се наслаге на површини кочне плочице али највећи део продуката хабања није са диска већ са саме кочне плочице. Главна хемијска структура кочне плочице је мекани полимер у матрици са уграђеним тврдим  $\text{SiO}_2$  деловима. Када кочница ради, контакт између диска и полимерне матрице производи хабање делова као што то чини гумаца по папиру. Ови продукти хабања крећу се хомогено кроз контактну зону. Делимично се задржавају на површини диска долазећи поново у контакт унутар зоне након неког времена само са друге стране, због ротације диска. Када уграђени делови  $\text{SiO}_2$  достигну површину хабања матрице догодиће се две ствари. На једној страни продукти хабања који се крећу биће поремећени, а на другој страни  $\text{SiO}_2$  делови ће се упресовати у матрицу због тога што се полимерна матрица налази у околини ових тврди делова и нестаје са хабањем. Ови тврди делови сами за себе готово да нису подложни хабању. Тангенцијални нормални притисак између  $\text{SiO}_2$  делова и диска расте. Такође расте топлота на  $\text{SiO}_2$  деловима. Локална топлота и чврстоћа омогућава да механичка легура продуката

хабања потече према првим чврстим деловима. Резултат овога је раст тврдих и танких делова у околини  $\text{SiO}_2$  делова. Нека мерења показују да је могућ чак и ефекат керамизирања у угловима ових контактних делова, који су притиснути на матрицу и снага трења расте у овој зони.

Контактна зона кочне плочице је подељена у два главна типа. Тип I представља полимерну матрицу, а тип II представља примарну контактну зону. Са енергетског становишта контактна зона типа II је есенцијална.

Експерименти показују да је кретање продуката хабања у контактної зони веома важно. Чишћење површине диска пре ступања у контакт са кочном плочицом резултује редукијом коефицијента трења са око 50%. Ефективна температура на контактним зонама учествује у укупној температури контактне плочице и до  $300^\circ\text{C}$ . Још увек није позната апсолутна температура контактних зона површине у фриксионом процесу. Када је у току процес карбонизације у процесу раста контактних зона, локална температура може достићи вредности и од  $1200^\circ\text{C}$ . Хабање у околини контактних зона, топлотни стрес и историја оптерећења резултује растом лома у контактним зонама. Такође, хрпава структура површине диска узрокује скраћење века контактних зона локалним кретањем ових тврдих контактних зона типа II на меку полимерну матрицу. Тврде контактне зоне се уништавају током времена. Њихови делови излазе ван контактне зоне заједно са осталим продуктима хабања, или се нагомилавају на другим контактним зонама или узрокују раст других контактних зона на другом месту. Друге компоненте у реалној кочници, као и мале количине продуката хабања диска, претпоставља се да модулишу динамику и хемијску структуру фриксионог слоја.

У [26] је, на бази претпоставке о постојању трећег тела између два тела, развијена тзв. дедуктивна теорија контакта између два тела у релативном кретању. Проблем тела у контакту и релативном кретању, је сада постављен као контакт система три тела са средњим слојем, названим међу-фаза, у коме важе неки специфични закони трења. Посматрајући различито понашање овог слоја (трећег тела), могу се извести и

различити закони трења у којима се коефицијент трења посматра у односу на напрезања која су претрпеле површине као и у односу на механичке карактеристике. С обзиром на то да је закон контакта утврђен као независан од понашања материјала контактних површина, такав приступ омогућава да се изолује закон контакта од понашања самих чврстих материја, супротно класичном приступу контактне механике, где се проблем формулише и посматра у целини. Такав начин моделирања појављује се као релевантан када ефективно постоји трећи тело. У случају када такав слој не постоји, присутан приступ је још увек релевантан као математички процес кроз који се тражи гранично понашање слоја са нула дебљине. Међутим тада постаје проблематичан значај коефицијента трења индукваног асимптотским контактним законом.

У [26] је искоришћен тзв. “метод поремећаја” да се изведе скуп узастопних проблема, у зависности од „малог параметра“ (мали параметар представља однос између дебљине трећег тела и дебљине два основна тела у контакту).

Први проблем описује граничну ситуацију када треће тело има јако малу дебљину која нестаје. Проблеми вишег реда успостављају корекцију првог реда у односу на варијацију дебљине. На овај начин је показано да се општи закон контакта са или без трења може закључити посматрајући различито понашање материјала трећег тела.

Према [4, 32, 37] хабање је прогресиван губитак материјала са контактне површине тела који се јавља као последица релативног кретања на површини, док трење представља главно средство контроле уноса енергије у систем. Угрубо, хабање се може поделити на благо и тешко (озбиљно). У благом хабању, процес се јавља на спољашњој површини слојева, површине остају глатке и обично су покривене оксидима добијеним током клизања. Благо хабање резултује малим количинама продуката хабања, који су некада реда величине нанометара. У тешком хабању контакт је метални, површине су озбиљно деформисане и продукти хабања су честице и до сто микрометара.

Традиционалнија класификација хабања базирана је на релативном типу кретања или типу механизма хабања. Према [48] под формалном класификацијом хабање се дели на хабање узроковано клизањем, котрљањем, ударом, осцилацијама и протоком. У погледу типа механизма хабања најчешће се користе: адхезија, абразија, површински замор и трибохемијско хабање.

Класичне теорије према [47] наводе да је запреминско хабање ( $V$ ) пропорционално нормалној сили ( $N$ ), површини клизања ( $S$ ) и обрнуто пропорционално тврдоћи ( $H$ ), према следећој једначини:

$$V = K \frac{SN}{H} \quad (3.4)$$

Коефицијент хабања  $K$  одражава пропорционалност и представља меру хабања материјала. Коефицијенти  $K$  и  $H$  представљају отпор материјала хабању и као такви могу бити груписани у један параметар, коефицијент специфичног хабања  $k=K/H$ , тако да претходни израз добија следећи облик:

$$V = kSN \quad (3.5)$$

Кулонов фрикциони модел говори да је сила трења директно пропорционална нормалној сили, где је коефицијент пропорционалности „ $\mu$ “ = коефицијент трења.

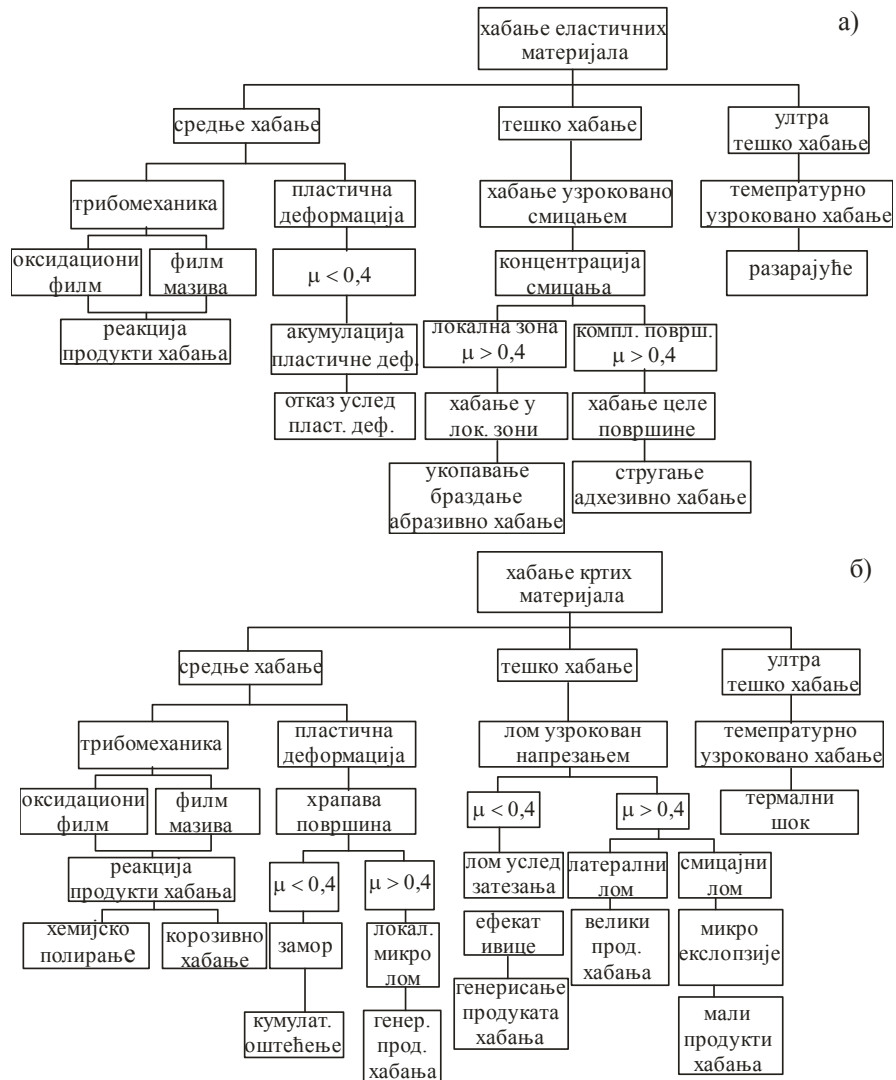
$$F = \mu N \quad (3.6)$$

Такође, претпоставља се да је коефицијент трења фактор пропорционалности између запреминског хабања и силе трења:

$$V = FS \quad (3.7)$$

За једносмерна клизања претходни израз представља рад силе трења. Такође, са енергетског становишта запреминско хабање је директно пропорционално утрошеној енергији трења, што се сматра чињеницом која демонстрира важност односа између трења и хабања.

У литератури је приказан велики број механизма хабања. Према [32] за метале механизам хабања укључује пластичну деформацију, адхезију, абразију, абразију трећег тела, деламинацију, замор, лом, корозију, напонску корозију и оксидацију. За крте материје, механизам хабања подразумева лом храпавих површина, абразију, трибохемијско хабање, вађење зрна, интергрануларни прелом, интрагрануларну фрактуру, термални шок изазиван преломом, трансформацију при пуцању и корозију.



Слика 3.10. Механизми хабања: а) еластичних и б) кртих материјала

Према истом извору механизми хабања се могу поделити на физичке и хемијске процесе и њихове интеракције.



У већини случајева, неколико механизма хабања се јавља истовремено. Такође, тешко је са сигурношћу рећи какав је допринос хабања у различитим механизмима. Често интеракција механизма хабања производи доминанто хабање, нпр. замор који води деламинацији, која пак води ка абразији трећег тела и резултује жљебовима на површини хабања. На слици 3.10. приказани су механизми хабања еластичних и кртих материјала.

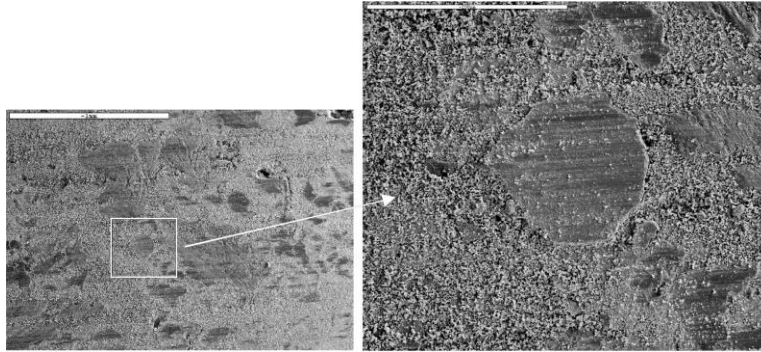
У [33] је предложен нови метод истраживања процеса хабања са намером да се објасни и прати понашање хабања на бази утрошене енергије. Експеримент је рађен на трибометру са композитним материјалом који клиза по челику. Дефинисан је енергетски завистан критеријум, специфична запремина хабања која је изражена као однос између запреминског хабања и утрошене енергије у јединици мере  $\text{mm}^3/\text{J}$ , како би се вредновало хабање композитног материјала. Специфична запремина хабања је коришћена као замена за традиционалну стопу хабања због истовремене експресије неколико параметара хабања и због јаке зависности од мода хабања. Специфична запремина хабања се узима као константа у било ком моду хабања без обзира на активни процес хабања. У току овог истраживања посматрани су процеси као што су извлачење честица, механичко мешање слојева, напрслине и деламинација, односно раслојавање. Комбинација ових процеса у сваком тесту је имала идентичну специфичну запремину хабања. Сви ови процеси хабања су посматрани као узастопне фазе истог мода хабања, заправо се пратио замор на хабање. Резултати истраживања су показали да су утрошена енергије и волуметријски губици расли са повећањем нормалног оптерећења, као и да је промена нормалног оптерећења условљавала промену количине утрошене енергије по јединици клизања.

Претходно анализираним истраживањима, много година раније, претходила су истраживања (испитивања вршена на возилима различитих категорија, а не на трибометру) професора Тодоровића, Дубоке и Арсенића [84-86]. О овим истраживањима ће бити речи у делу који се односи на истраживање века кочних плочица.

У [34] је вршено истраживање продуката абразивног хабања диск плочице моторног возила. Теоријска зависност се тражи између расподеле продуката хабања и утицајних параметара, односно храпавости подлоге, неравнина и нивоа нормалног оптерећења. Анализа описује интеракцију површинских профила у смислу дискретних вероватноће њихове висине. Утврђено је да се у процесу кочења односно у току контакта покретног диска и непокретне кочне плочице догађају три врсте смицања и то површинско, плитко испод површине и дубоко испод површине. Нађено је, да се величина продуката хабања протеже само до висине средње површине профила плочице. Дистрибуција продуката хабања је генерално бимодална са великим и малим пиковима, који су видљиви током површинских контаката. Положај и ниво или „пик“ зависи од интеракције профила контактних површина пре сваког појединачног контакта. Резултати бимодалне дистрибуције се према овом извору веома добро поклапају са експерименталним резултатима. Међутим, главно ограничење овог метода је у томе што се претпоставља да се продукти хабања након извршеног кочења одмах уклањају са контактних површина, што није реално.

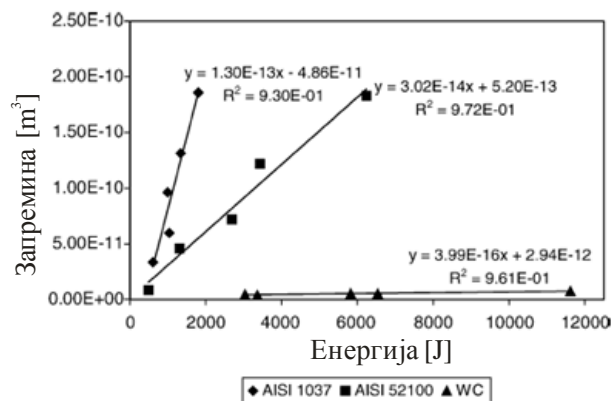
Према [36 и 39] за разумевање основних процеса који се јављају у процесу кочења, информације о топографији кочне плочице и диска су од суштинске важности као и информације о хемијским и термодинамичким процесима који су пратећи ефекти кочења. У овим радовима је анализирана топографија диска и кочне плочице након процеса кочења. Анализа је извршена уз помоћ интерферентног микроскопа коришћењем видљиве светлости. Тест је спроведен на узорку кочне плочице који је био изложен нормалној сили од 0,15 до 2,0 МПа. Брзина клизања је износила од 1,85 до 18,5 m/s. Коефицијент трења се кретао у границама од 0,3 до 0,6. На слици 3.11 је приказан обрађени снимак дела површине кочне плочице након спроведеног теста. На слици су уочљиве релативно глатке и релативно храпаве површине. Храпаве површине садрже продукте хабања који су облика сфере са пречником око 5 mm. Жљебне структуре које су пренете са кочног диска простиру се у опсегу од 10 mm. Интерферентна микроскопија је комбинована са софтвером како би се побољшао

квантитативни опис похабане површине, што омогућава брзу и релативно прецизну анализу контактних површина изложених хабању.



Слика 3.11. Увећани приказ изгледа дела површине кочне плочице након спроведених тестова

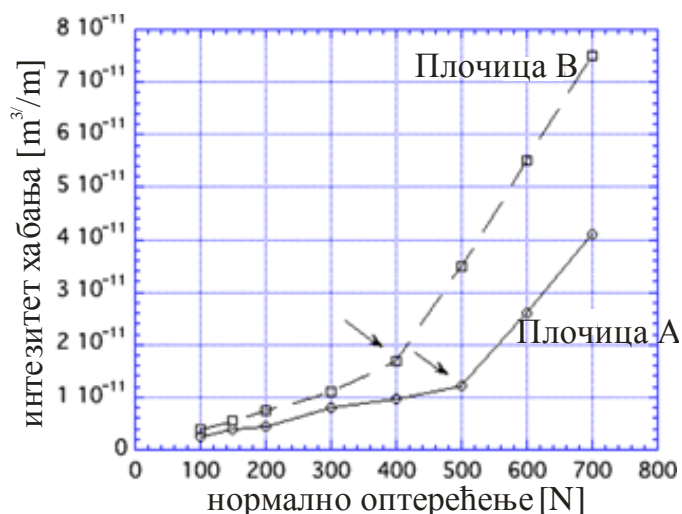
У [37] су проблеми трења и хабања посматрани и анализирани са енергетског становишта. Постављене су основне енергетске једначине, као и емпиријски образац за израчунавање запреминског истрошења. На бази експерименталних резултата, на трибометру, а у функцији брзина клизања и нормалног оптерећења, извршен је прорачун утрошене енергије у функцији запреминског хабања. Резултати истраживања су приказани на слици 3.12., са које је уочљиво да су истраживања рађена на три различита материјала и да у сва три случаја постоји линеарна зависност између утрошене енергије и запреминског хабања.



Слика 3.12. Запреминско хабање у односу на утрошену енергију за три различита материјала

Према [38] промена интензитета хабања може бити узрокована променом доминантног механизма хабања. У раду је анализиран однос хабања између семи-металик фрикционих материјала и перлитног сивог лива који се врло често користе у аутомобилским кочницама. Коришћена су два комерцијална семи-металик фрикциона материјала на диску од ливеног гвожђа. У току експеримента брзина клизања је држана константном док је нормално оптерећење варијало према задатом програму. Идентификоване су две посебне области хабања. Примењена нормална сила у процесу транзиције у другу фазу хабања је код првог фрикционог материјала била за 20% већа него код другог материјала при температурама у опсегу од 310 - 350°C, како је приказано на слици 3.13. Закључено је да специфични интензитет хабања семи металик фрикционог материјала и диска зависи од примењеног механизма хабања. У првој идентификованој области је преовладала абразија и хабање је било готово линеарно у односу на нормално оптерећење.

У другом случају хабање је било проузроковано термичким процесима који су изазвали термичку деградацију фенолне смоле фрикционог материјала и трибо оксидацију диска. Специфично хабање у овом случају се може описати тзв. Arrhenius-овим једначинама [17].



Слика 3.13. Промена хабања у функцији нормалног оптерећења за испитиване узорке.

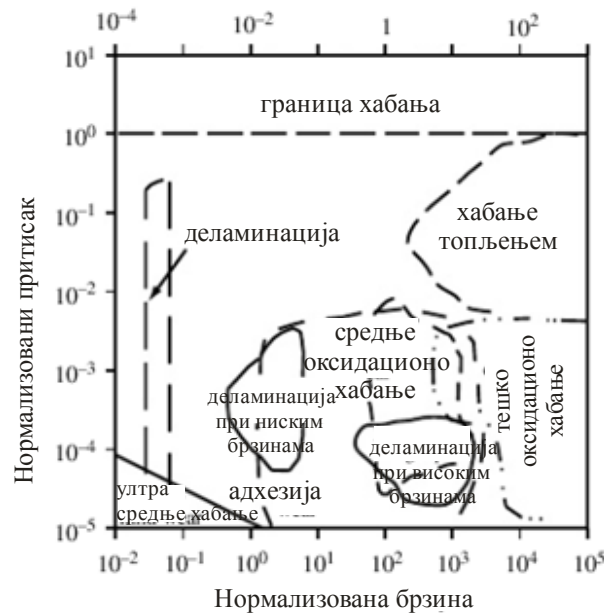
Према [40], систематска анализа триболошких процеса може да доведе до разумевања овог феномена ако се посматра као процес трансформације енергије. На основу овога могу се донети закључци ради оптимизације изабраних материјала и радних услова предметног трибомеханичког система. Истраживање је спроведено полазећи од претпоставки да отпор хабања није карактеристика само материјала тела у контакту већ зависи и од ефекта нормалног оптерећења у комбинацији са брзином клизања и температуром тела у контакту и то основног тела (кочне плочице), другог тела (диска) и трећег тела. Током триболошког процеса, енергија која је унета у систем је већа од енергије која излази из система (истраживања у оквиру докторске дисертације су показала да рад кочења може бити и идентичан улазној кинетичкој енергији али и већи од ње. Детаљна анализа ове појаве је дата у поглављу 5. Разлика између ове две енергије је фриксиона енергија или енергија трења, односно енергија која је изгубљена у процесу рада трибомеханичког система. Сва три елемента система учествују у трансформацији енергије. Главни чинилац енергије трења је енергија која је утрошена на пластичну деформацију која је супротна процесу адхезије. Ова енергија је практично „ускладиштана“ у материјалу и његовој дислокацији и на крају се појављује као топлотна енергија. Уз помоћ ове енергије се ствара нова површина, као и продукти хабања. Према овом извору највећи део енергије се код металних материјала, троши на деформације. Енергија лома се процењује на само неколико процената од укупно апсорбоване енергије. Секундарна енергија која се код неких трибосистема може занемарити, код кочних система износи чак и 30% услед трибохемијских (ендотермних) процеса, као што је декомпозиција синтетичких материјала (аблација).

Из претходног је очигледно да на хабање утиче јако велики број фактора и да је основни проблем заправо дефинисати систем хабања у свим аспектима. Према [32] врло корисна техника у дефинисању система је техника мапирања. Техника мапе хабања може се користити за презентовање података о хабању на систематичан начин према хијерархији параметара који дефинишу систем хабања. Зависна променљива је хабање. Независне променљиве су подељене у два групе: континуалне

променљиве (брзина клизања, оптерећење, температура и време) и дискретне променљиве (суво трење, неактивна мазива, реактивна мазива, окружење и загађења). За дати материјал, фиксиране су дискретне променљиве, па постоји пет тродимензионалних мапа хабања које се могу искористити за опис системског хабања: хабање у односу на брзину и оптерећење, хабање у односу на брзину и температуру, хабање у односу на брзину и време, хабање у односу на оптерећење и температуру и хабање у односу на оптерећење и време. Такође, за дати фриксиони пар, сет од 20 мапа хабања може систематично да дефинише понашање хабања. У много случајева нису неопходне све мапе да би се дефинисало хабање али изабране мапе могу послужити да се дефинишу гранични услови за фриксиони пар као и прихватљиво хабање у задатим границама. За сваки дискретни параметар, карактеристика хабања фриксионог пара ће бити изложена транзиционом хабању, трибохемијским реакцијама, формацији оксида, пластичној деформацији и лому. Локација брзина клизања и оптерећења (контактни притисак, температура храпавог дела површине и развој храпавости контактне површине) у којој се такви феномени појављују ће се један до другог разликовати као и дискретни параметри. Некада се ови феномени јављају у једном скупу фактора али не и у другом. Ове варијације понашања хабања се узимају у обзир код многих тестова. Неки су контролисани а неки се јављају случајно.

S. C. Lim је у [45] приказао карактеристичне мапе хабања а у [46] је са Ashby-ем демонстрирао употребу мапа хабања ради поређења података из литературе у вези са хабањем челика. Према [46] приказана мапа хабања у графичком окружењу може да обезбеди глобални слику како се материјали у релативном кретању понашају у другачијим условима клизања. Такође, обезбеђује се сагледавање односа између различитих доминантних механизма хабања који се добијају под другачијим условима клизања, као и очекиваних интензитета хабања. Приказ ове мапе хабања је дат на слици 3.14. Нормализовани параметри базирани су на процењеној доминантној променљивој која је коришћена за конструкцију мапе. Температура врхова храпавости у контакту је процењена као доминантна у току сувог клизања

челика при тесту хабања. Регион хабања је дефинисан као основа температуре неравнина која је прорачунавана. Различити доминантни механизми хабања и модели су такође развијени у односу на температурну анализу. Региони хабања такође описују опасне нивое хабања.



Слика 3.14. Мапа хабања

Према истраживањима која су вршили S. Fouvry и остали у [49] закључено је да, уколико је коефицијент трења променљив, онда је веома тешко утврдити однос између запреминског истрошења и брзине клизања и нормалног оптерећења. Да би решили овај проблем аутори су увели параметар енергетске густине. Способност параметра енергетске густине је да предвиди еволуцију хабања. Претходни рад показује да генерисање хабања и оксидација у процесу контакта одузима највише енергије. Према ауторима, главна предност енергетског приступа анализи хабања је поједностављење испитивања истрошења. Коришћењем енергетског модела, класичне експерименталне процедуре за анализу података у којима се исти услови испитивања понављају за израчунавање просечне вредности истрошења, може бити замењен новим приступом у коме се могу поредити различити тест параметри,

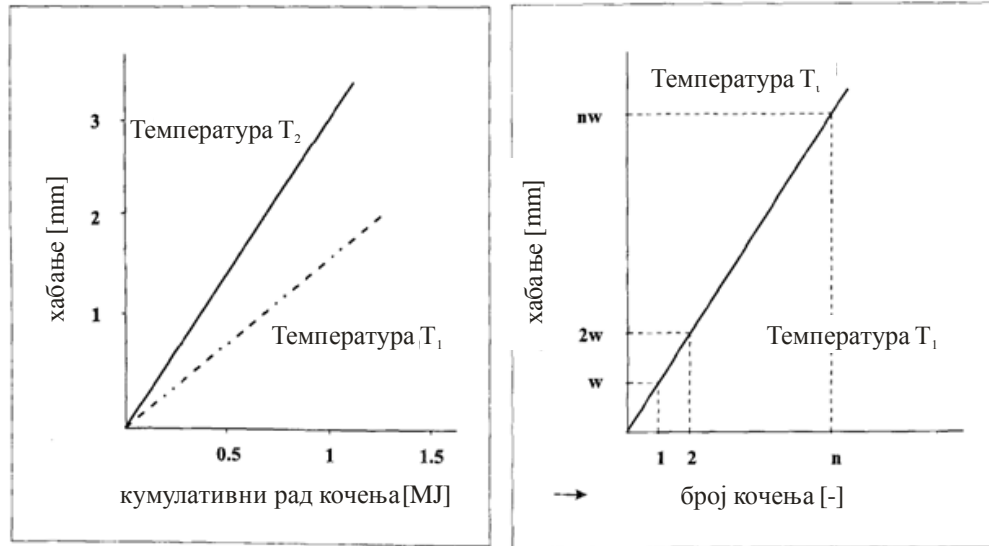
укључујући и трајање теста, јер на исти начин утичу и на унос енергије и на запреминско истрошење.

### 3.2.3. Истраживање века кочних плочица

У нашој земљи реализована су значајна истраживања која се односе на оцену, односно предвиђање века кочних плочица у функцији режима оптерећења и истрошења [19, 84, 85, 86]. Професори Годоровић, Дубока и Арсенић [84] су развили нову методу, названу линеарна хипотеза истрошења, која успоставља однос између истрошења и животног века кочних плочица. Метода служи за процену века кочница на основу посебне врсте испитивања на инерцијском пробном столу и одговара утрошеној енергији израженој кроз рад који оствари кочница. Поређењем лабораторијских података и сложених истраживања у реалним условима на бројним типовима возила у различитим радним условима, према [84], животни век се може изразити у предвиђеном броју пређених километара у односу на истрошење. Због веома велике комплексности истрошења, односно јако великог броја утицајних фактора, предложена метода предвиђања животног века је базирана на тачно одређеним условима рада приликом експерименталног и аналитичког истраживања. У циљу генерализовања методе, процедура је спроведена на великом броју различитих типова кочнице и возила. Логика ове методе је заснована на Miner-овој хипотези акумулације замора која се користи за предвиђање радног века елемената оптерећених на замор. Miner-ова метода је базирана на процени да постоји линеарна акумулација заморних оштећења све до достизања заморног лома. У предметном истраживању је претпостављено да концепт линеарне акумулације хабања може да се примени на свако појединачно кочење. Хипотеза о линеарном истрошењу је базирана на претпоставци да постоји линеарна зависност истрошења кочне плочице у односу на рад кочења за дефинисану температуру како је приказано на слици 3.15 а). Ово значи да истрошење  $w$  остварено за прво кочење постаје  $2w$  након другог кочења и  $nw$  након  $n$ -тог кочења. На овај начин се претпоставља да свако кочење



резултује истим истрошењем за исти износ рада кочења како је приказано на слици 3.15 б).



Слика 3.15. а) истрошење у зависности од рада; б) истрошење у зависности од броја кочења

Важно је напоменути да истрошење може да буде изражено као линијско, површинско или запреминско. Овај рад практично представља претечу радовима који су настали много касније (нрп. [32] и [33]), а који су се бавили механизмима хабања и који су претходно анализирани у делу који се односи на истраживање процеса хабања.

Претпостављено, је такође, да постоји линеарна зависност између рада кочења и броја кочења за исту температуру на фриксионој површини како је приказано на слици 3.16. Посебна пажња у овим истраживањима је посвећена односу температуре на фриксионој површини и утрошене енергије у сваком кочењу. Резултати добијени у више од 300 кочења реализованих у различитим радним условима показују изузетно стохастички карактер.



Слика 3.16. Рад кочења у зависности од броја кочења

Аутори су на бази реализованог истраживања закључили да се животни век кочне плочице може предвидети према следећем изразу:

$$L_p = \frac{1}{\sum w_{isp}} \frac{W_1}{W_s} \quad (3.8)$$

где  $L_p$  – представља предвиђени животни век плочице изражен у km пређеног пута,  $\sum w_{isp}$  - суму измереног специфичног хабања у сваком тесту истрошења,  $W_1$  - укупан рад кочења испитиване кочнице за сва испитивања у лабораторији и  $W_s$  - рад кочења по километру у дефинисаним условима за возило одређене категорије, врсте и намене.

У оквиру ових истраживања спроведена су и бројна лабораторијско путна истраживања везана за енергију коју кочница може да прими у току животног века. Дошло се до закључка да средњи рад кочења по јединици масе возила и јединици пређеног пута под стандардним условима експлоатације независно од тога о ком типу кочнице се ради износи:

$$W_{Mean} = (60 - 65)[kJ / t \cdot km] \quad (3.9)$$

До овога се дошло на основу опсежних путних испитивања тешког теретног возила, лаког теретног возила и путничког возила.

### 3.2.4. Истраживање утицаја продуката хабања на околину

Познато је да део продуката хабања фрикционих материјала остаје између контактних површина али и да се део одводи у околину и на тај начин је загађује. У нашој земљи су осамдесетих и деведесетих година прошлог века спроведена обимна истраживања везана за продукте хабања фрикционих материјала аутомобилских кочница, међу којима је посебно интересантно истраживање које су спровели П. Богетић и Ж. Арсенић [101], а које се односи на предивљање мање продуката хабања фрикционих материјала.

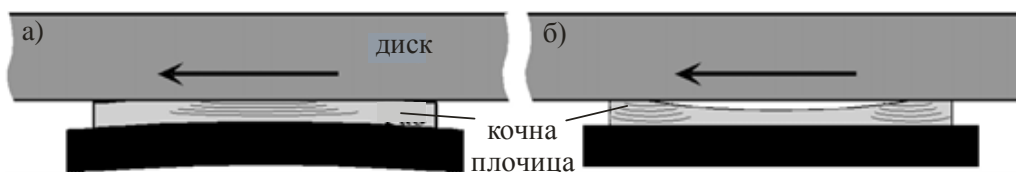
Својевремено су азбестни материјали, због своје канцерогености, забрањени за употребу као фрикциони материјал. Међутим очигледно је да и данашњи материјали имају свој негативни утицај на човекову околину па је из тог разлога спроведен низ испитивања о утицају продуката хабања на човекову околину. У [41] је спроведено истраживање механизма хабања и његових продуката на околину. Истраживање је реализовано на пробном столу за испитивање аутомобилских кочница са семи-металик фрикционим облогама. Продукти хабања су скупљани и упоређивани са округлим млевеним честицама истих кочних облога. Ово је било неопходно како би се комбиновали различити аналитички методи у циљу адекватне карактеризације продуката хабања. Присуство бакра и оксида гвожђа као и карбонатних компонената је типично за све сакупљене продукте хабања. Хемијски састав продуката хабања је сличан хемијском саставу фрикционог слоја. Такође је анализиран и састав, мутагена потенција, као и токсичност на дисајне органе и продуката хабања и млевених честица. Мутагена потенција продуката хабања је анализирана помоћу два “*in vitro*” бактеријска микро биотеста: SOS Chromotest и Ames тест. Добијени резултати показују способност продуката хабања за интеракцију са ДНК након метаболичке

активације која индикује присуство индиректних мутагена. Тест на плућне болести спроведен на пацовима показује акутни одговор плућног ткива на продукте хабања.

### 3.2.5. Истраживање утицаја температуре фрикционе површине на појаве и процесе у процесу кочења

Температура на површини трења може да достигне веома високе вредности и у том смислу представља један од утицајних фактора на кочне перформансе [42, 43, 52 - 55]. Према [51], анализа топлотног процеса у контакту показује да температура на фрикционој површини зависи од густине топлотног тока, коефицијента проводљивости топлоте и услова топлотног расипања у околину. У општем случају количина топлоте је комбинована функција времена и зависности топлотних карактеристика тела у контакту односно њихове величине, облика и брзине клизања.

У [22] је вршено истраживање понашања кочних плочица у условима повишених температура. Током кочења у условима високих и повишених температура, површина плочице ће бити више топла него њена унутрашњост и метални носач фрикционог материјала. Ово ће резултовати конвексним савијањем плочице и неравномерне дистрибуције притиска, слика 3.17 а).



Слика 3.17. Механизам за дистрибуцију неуједначеног притиска и неравномерног хабања услед термички индуковане дисторзије плочице и носача

Смањење притиска на водећим и излазним ивицама ће довести до одговарајуће неравномерне расподеле хабања, односно плочица ће постати тања у центру.

Када температура опадне, плочица ће се исправити. Неравномерност током савијања ће резултирати обрнутом неравномерном расподелом притиска, слика 3.17 б).

Слично понашање се може јавити и на диску. Услед термичке нестабилности, диск се може заглављивати у правцу клизања, стварајући зоне са локално високим температурама познате као вруће тачке („hot spots“).

Велики број аутора [44, 56, 59, 61 - 63] математичким и нумеричким методама покушавао је да опише и прикаже вредности температуре у контактної зони фрикционог пара и понашање температурног поља у процесу кочења, као и њихов утицај на хабање и перформансе кочнице. У [44] је извршена анализа енергетског интензитета хабања спроведена на бази експерименталних резултата са инерцијског пробног стола за испитивање аутомобилских кочница. Енергетски интензитет хабања је приказан као однос између запреминог хабања и оствареног рада кочења. Анализиран је интензитет хабања у функцији температуре на контактної површини. Резултати прорачуна на бази експерименталних резултата показују високу зависност хабања од температуре на контактної површини.

Многобројни експерименти показују да раст температуре није увек хомогено дистрибуиран на контактної површини [67] и [68]. У условима високих брзина клизања, клизна тела показују разарање материјала на локалном нивоу које расте са порастом локалне температуре [69]. Ово резултира тзв. врућим тачкама. Вруће тачке су кругови повишене температуре на диску. Ширина ових кругова је мања од ширине плочице. Вруће тачке описују максимално температурно поље које се периодично појављује у околини средине (обима) диска [70]. Појављивање локалних максималних температура може се математички разумети као нестабилност температурног поља. Поремећај који се локално повећава у температурном пољу доводи до локалног повећања запремине материјала услед термичког ширења. На контактної површини постоје незнатна испупчења која носе веће фрикционо оптерећење у контакту између плочице и диска. Овај механизам је описан у [67] и познат је као термоеластична нестабилност (“thermoelastic instability” - ТЕI). Један од феномена који је често истраживан, али за који још увек не постоји довољно добар модел који га описује су такозване шетајуће вруће тачке. Ове вруће тачке нису фиксне већ се споро крећу од унутрашњег ка спољашњем радијусу и назад [71] и

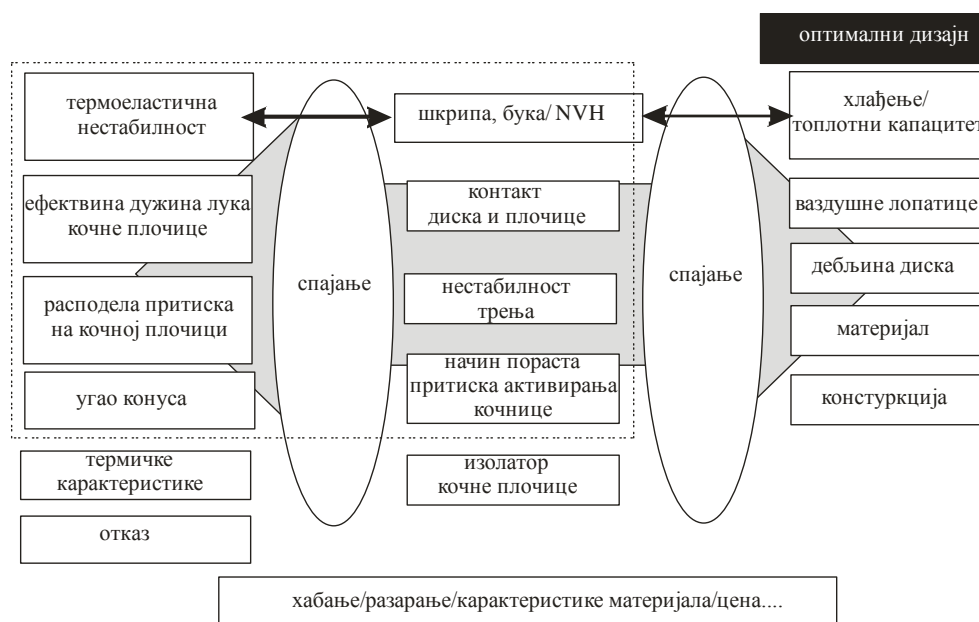
[72]. Експерименти показују јасну зависност између временски зависне радијалне позиције топлих места и временски зависног кочног момента. Због тога што топла места носе већи део глобалног фрикционог оптерећења, средњи радијус трења је скоро идентичан са позицијом врућих тачака.

Према [51], материјали од којих се израђују кочне плочице и дискови имају битно другачије карактеристике у погледу на еластичности, хабања и температуре. Термоеластична нестабилност (ТЕИ), која се може јавити у процесу кочења доводи до разарања материјала и вибрације кочнице. ТЕИ резултира локалном термалном експанзијом у регионима са повишеном температуром што повећава локални контактни притисак и дестабилизује температурно поље. У овом раду је хабање узето у обзир укључујући граничне услове у односу на временски зависну топографију контакта и дистрибуцију оптерећења. Основна интеракција механизма између хабања, температуре и еластичности објашњена је минималним моделом који дозвољава нелинеарно истраживање модела са више степени слободе. Укључивање резултата хабања у периодично кретање врућих тачака има утицај на радијус хабања. У раду је приказан начин утицаја хабања на динамику ТЕИ и да је периодично кретање ТЕИ могуће уколико се хабање узме у обзир. Спроведена истраживања показују да се локални максимум хабања поклапа са локалним максимумом притиска. У почетку позиција ових максимума је идентична са позицијом максимума температуре. Како се хабање повећава, локални центар оптерећења се удаљава од центра температуре. Показано је такође да се вруће тачке појављују при брзинама клизања већим од критичних брзина. Последица ове појаве је варијација кочног момента.

Термоеластична нестабилност је анализирана и у [52] али у једном ширем контексту. Према овом извору, анализом врућих тачака и појаве шкрипе нумеричким и експерименталним путем могуће је добити оптималан дизајн диска и кочне плочице који ће имати боље топлотне и механичке перформансе. Утврђено је да термална дисторзија изазвана термоеластичном нестабилношћу резултује врућим тачкама на површини диска кочнице, која имају утицаја на варијације коефицијента трења

између диска и кочне плочице. Варијација коефицијента трења изазива вибрације ниских фреквенција које проузрокују подрхтавање кочнице и појаву буке односно шкрипе кочница. Све ово има значајног утицаја на перформансе кочнице. Термална деформација и дистрибуција притиска су рачунати применом методе коначних елемената, док је анализа ТЕИ перформанси вршена експерименталним путем на динамометријском пробном столу и ИС камером велике брзине.

Резултати добијени експерименталним и аналитичким путем су упоређивани и анализирани применом модалне анализе и МКЕ диска и кочне плочице. На слици 3.18 су приказани фактори који утичу на пројектовање диск кочнице.



Слика 3.18. Схематски дијаграм утицајних фактора на дизајн кочнице

Многе триболошке карактеристике и механизми хабања који се појављују на микро и нано скали контролисани су тзв. реалном контактном површином која је мали део номиналне односно видљиве контактне површине. Према [57], одређивање реалне контактне површине је базирано или на геометријском прилазу описивања реалне геометрије контактне површине или на механичком прилазу који укључује контактни механизам и физичко-механичке карактеристике. У раду је примењен експериментални приступ ради процене динамичког реалног контакта у зависности

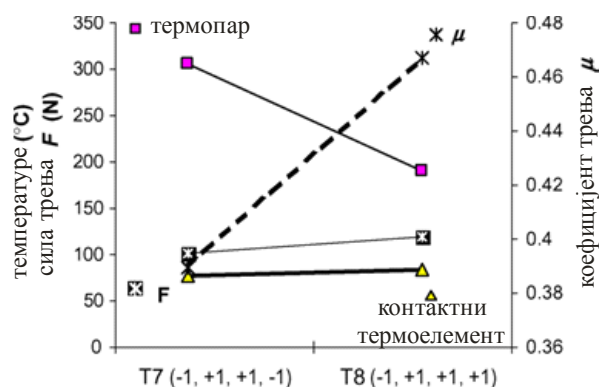
од утицајних фактора, нормалне силе, брзине клизања и температуре, као и триболошких параметара коефицијента трења и силе трења у присуству трећег тела. Скенирање термалним микроскопом (SThM) је кориштено ради одређивања топлотне проводљивости трећег тела као и ради одређивања односа између контактне температуре и утрошене топлотне снаге на микро нивоу. Добијени резултати су комбиновани са топлотним моделом макро триболошког контакта ради израчунавања стварне контактне површине и стварног контактног притиска. Валидација резултата је спроведена помоћу МКЕ модела реалних мапа добијених помоћу Atomic Force Microscopy (AFM), као и помоћу класичног Greenwood Williamson модела [92] и [93]. Помоћу овог модела се врши процена висине и закривљености неравнина, као и њихова густина на површини и механичке карактеристике. Резултат ове анализе је да је број неравнина у контакту константан а деформација еластична, као и да је реална контактна површина пропорционална  $P^{2/3}$ , где је  $P$  нормална сила која делује на контактну површину. Ако број контактних неравнина расте, средња величина сваке контактне неравнине остаје константна, док је реална контактна површина пропорционална нормалној сили без обзира на то да ли се ради о еластичној или пластичној деформацији.

Према Day-у и Newcomb-у у [66], концепт контактног слоја или трибо слоја може се искористити за уочавање разлике између површинског слоја и главних тела диска и плочице. Они су испитивали улогу отпора контактног слоја у прорачуну преноса топлоте и генерисању температуре у кочном фрикционом пару уз помоћ МКЕ користећи петофазни модел. Фаза 1 представља: нови фрикциони материјал, фаза 2: зона реакције, фаза 3: површински слој пуњења, фаза 4: контактни слој, фаза 5: спајање са металним елементом. Сматрали су да се фрикциона топлота генерише у фрикционом материјалу који је мекши од фрикционог пара и да се трансферише кроз спој на диск. Контактни слој (фаза 4) игра важну улогу у предвиђању температуре и преноса топлоте.

Према [58] најефикаснији начин за одређивање температуре на споју диска и кочне плочице у току кочења је применом термопарова и моделирања помоћу МКЕ.



Потреба за познавањем ове температуре је због тога што се у фрикционим кочницама велики износ кинетичке енергије трансформише у топлоту на контактаној површини између диска и кочне плочице. Дистрибуција температуре на фрикционој површини генерисана је процесом комплексног феномена који директно утиче на кочне перформансе. Спроведен је велики број тестова а на слици 3.19. су приказани резултати два теста који сагледавају ефекат утицаја услова између диска и плочице на температуру у контакту, коефицијент и силу трења. У тесту Т7 је реализовано седам кочења али је пре кочења фрикциона површина и диска и кочне плочице брусним папиром очишћена од продуката хабања.



Слика 3.19. Ефекат утицаја услова између диска и плочице на температуру у контакту, коефицијент и силу трења

Тест Т8 је спроведен у истим условима (сила активирања и угаона брзина) али је за разлику од претходног теста у овом од продуката хабања очишћена само површина диска. На слици су приказани упоредни резултати ова два теста. Са слике 3.19. је уочљиво да су локалне температуре мерене термопаром у тесту Т7 биле више него у тесту Т8. У супротности са тим, температуре диска мерене контактним термоелементом у тесту Т7 биле су незнатно мање него у тесту Т8. У исто време, средња сила трења и коефицијент трења у Т7 био је нижи него у Т8. Горњи резултати указују на то да пораст броја кочења узрокује пораст коефицијента трења и силе трења а самим тим и температуру диска мерену контактним термоелементом. Неочекивано, локална температура диск плочице мерене термопаром опада уместо да

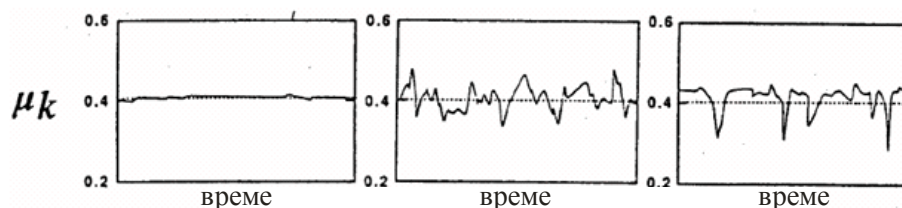
расте. Ово је повољан сценарио што се тиче трења зато што је високи кочни момент комбинован са ниским температурама диск плочица. Када су нова плочица и диск у контакту, у условима кочења фрикциона површина је само делимична на запреминској макро скали. Две површине нису потпуно налегле једна на другу, односно није достигнута геометријска конформност. Налеганье се постиже хабањем односно трошењем фрикционих површина. Како број кочења расте локалне реалне зоне налегања се мењају на микро и макро нивоу. У новим условима површина плочице је у отвореним условима нпр. само примарне контактне површине су у контакту са диском и његове шупљине и празнине постоје између примарне контактне површине. Како број кочења расте, продукти хабања попуњавају отворене зоне између примарне контактне површине и формирају се тзв. секундарне контактне површине. Овај процес се одвија у току разрађивања. Геометријско налегање и секундарна контактна површина физички израстају у реалну контактну зону. Из приказаног се закључује да промена ефективне контактне површине током кочења има значајан утицај на локалну максималну температуру плочице али и мали утицај на средњу температуру плочице.

Високе температуре контактних површина у процесу кочења према [64] и [65] могу да узрокују појаву шкрипе и вибрација што може значајно да утиче на перформансе кочнице.

### **3.2.6. Истраживање трибомутација**

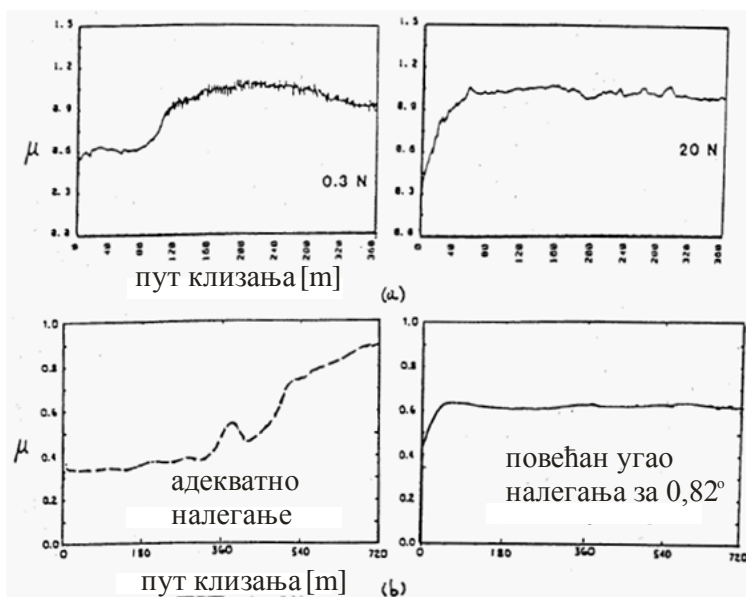
Многобројним испитивањима је доказано да трење није константно и да је веома променљиво у току процеса кочења. И поред тога што је овај проблем присутан, врло често у анализама и прорачунима трибомеханичких система многи истраживачи за своје потребе бирају номинални коефицијент трења клизања и не улажу додатни напор да анализирају варијације коефицијента трења у времену. Ово може да буде и опасно, нарочито када су у питању кочни системи моторних возила који су најважнији систем безбедности возила. Свакако да то није добро, као што је показано

и у раду [5]. У предметном раду се, пре свега, приказују три хипотетичка случаја где је средња вредност коефицијента трења по времену на нивоу од око 0,4. Природа ове три карактеристике коефицијента трења није иста и последица је различитих механизма, слика 3.20.



Слика 3.20. Три хипотетичка коефицијента трења у којима је средња вредност идентична али расипање-указује на другачије фрикционе процесе

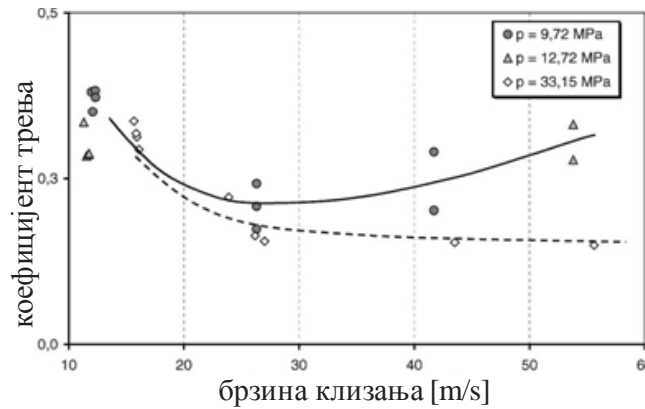
Промене коефицијента трења у времену утичу на локалне варијације у карактеристикама материјала и структури материјала утиче на нестабилност трења. Стабилна вредност, слика 3.20 а), сугерише униформност смицајног слоја. Супротно овоме високе промене указују на ефекат промене храпавости контактне површине услед хабања, преноса материјала, акумулације продуката хабања и губитка материјала или других дестабилизујућих утицаја. Док се велика пажња посвећује разумевању појаве варијације коефицијента трења, улога карактеристика материјала и односа између трења и хабања наставља да буде неухватљива. Фокусирање на варијацију коефицијента трења омогућава инжењерима да предвиде услове у којима ће неки трибо систем функционисати током времена. Слика 3.21 а) показује да се са повећањем нормалне силе статички односно равнотежни коефицијент трења брже остварује у односу на испитивање са мањом нормалном силом. Слика 3.21 б) показује да ако се повећа угао налегања добија се сличан ефекат, јер не поклапање фрикционог пара изазива повећање контактне притиска што је еквивалентно повећању нормалне силе. Према [5], овакав однос између неправилног налегања и нормалне силе може се успоставити директно и може се моделирати, најпре емпиријски а у каснијој фази и математички.



Слика 3.21. Утицај нормалног притиска и налегања на трење

Другим речима, уколико се добро познају ефекти трибосистема на трење, исто је могуће моделирати. Још увек није сасвим јасно шта је то што конституише комплетан сет релевантних карактеристика материјала фриксионог пара. Очигледно је да неке од карактеристика морају бити узете у обзир као што су топлотна проводљивост, еластичне и пластичне деформације али и карактеристике које говоре о тенденцији трансфера, тенденцији акумулирања продуката хабања и облика и карактеристике слоја трећег тела и улоге трибохемије на промену композиције фриксионе површине у контакту.

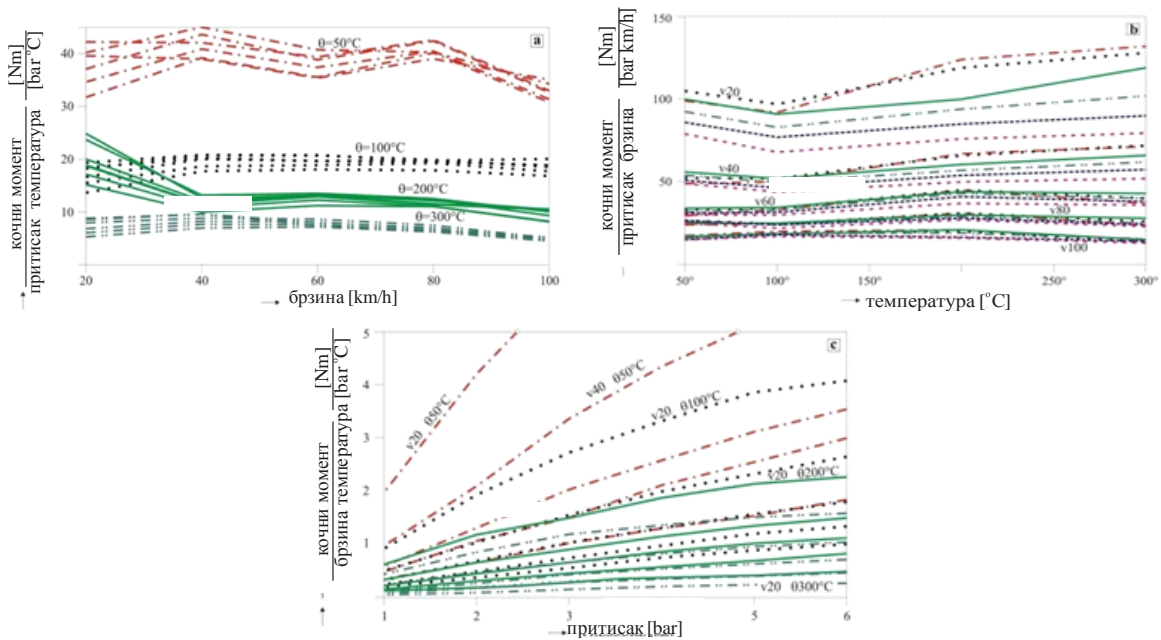
У [11] су вршена експериментална истраживања утицаја високих брзина на трење. Експеримент је реализован на узорку метал на метал у условима високих брзина и контактних притисака. На слици 3.22. приказани су резултати овог истраживања. Са слике је уочљив тренд опадања трења са повећањем нормалног притиска што аутори приписују термичким ефектима. Уочљиво је, такође, да трење опада и са порастом брзине што приписују истом ефекту. Пораст трења са порастом брзине при нижим притисцима објашњава се локалним ефектима инерције на нивоу контактних неравнина, док на високом притиску преовладава утицај температуре који снижава трење.



Слика 3.22. Ефекат утицаја брзина клизања и нормалног притиска на трење

Интересантно је да температура на фрикцијоном пару није мерена како би ове констатације биле потврђене.

Према [88-90] карактер одступања у трењу и хабању не може се објаснити само директним деловањем утицајних фактора као што су притисак на фрикцијону површину, брзина клизања, температура у фрикцијоним паровима.



Слика 3.23. Зависност специфичног кочног момента од а) брзине клизања, б) температуре на контактної површини, в) притиска активирања

Варијације трења и хабања идентификоване су теоретским анализама али и многобројним испитивања аутомобилских кочница која показују класу расипања излазних података што доказује да мора постојати још неки пратећи ефекат индукован међусобним односима главних утицајних фактора. Овај ефекат назва се трибомутацијама.

На слици 3.23. приказани су резултати експерименталних истраживања где је појединачни утицај утицајних фактора брзине клизања, температуре и притиска приказан у функцији „специфичног“ кочног момента. „Специфични“ кочни момент представља однос између измерене вредности кочног момента припадајућих вредности два од три доминантна утицајна фактора.

### 3.3. ИСТРАЖИВАЊЕ МОГУЋНОСТИ МОДЕЛИРАЊА И УПРАВЉАЊА ПРОЦЕСОМ КОЧЕЊА

Разумевање појава и процеса у експлоатацији аутомобилских кочница је од суштинског значаја за развој кочнице. С обзиром на изразито стохастичке појаве у процесу кочења као и због потребе испуњавања великог броја захтева у односу на безбедност, перформансе, комфор и екологију, потребно је да понашање аутомобилских кочница буде што раније утврђено у току процеса развоја како би се обезбедио квалитет производа. У том смислу је моделирање триболошких процеса у кочници, као и моделирање читаве кочнице као трибомеханичког система, од есенцијалног значаја за решење ових проблема. Велики број аутора се бави овом проблематиком како на микро тако и на макро нивоу. Развијен је велики број различитих модела применом различитих техника и метода који описују еволуцију контактних површина, дистрибуције притиска на контактним површинама, температура, коефицијента трења и хабања али и модела који описују утицај различитих материјала на процес кочења, као и модела који се баве управљањем процеса кочења.

Нумеричке методе су врло често коришћене за анализу и предвиђање различитих појава у процесу кочења. Ради процене величине контактне површине у споју диска и кочне плочице али и предвиђања расподеле контактне притиска врло често је коришћена метода коначних елемената [74] и [75]. Како би се скратило време прорачуна расподеле притиска, у [76] је изабран Winkler-ов површински модел ради симулације хабања и развоја притиска на контактне површине. Winkler-ов површински модел или модел еластичне основе, описује контактну површину великим бројем опруга између којих не постоји никаква хоризонтална веза. Тзв. Holm-ов однос хабања [47], према коме је запреминско хабање пропорционално

нормалном оптерећењу, је коришћен у циљу модификације деформације опруге које представља величину хабања.

У [80] је реализован 3D модел узорка кочне плочице и диска како би се кроз симулацију утврдили узроци нестабилности коефицијента трења у процесу кочења. AbuBakar и Ouyang у [77] моделирали су парцијално делове кочнице а Soederberg и Andersson [78] читаву кочницу ради анализе развоја контакта диск-плочица према нормалном оптерећењу и брзини клизања, док је у [83] извршена CFD анализа ради бољег разумевања и унапређење конвективног хлађење дискова са радијалним лопатицама.

Разумевање понашања тела у контакту и релативном кретању није интересантно само за научнике и истраживање, већ је и кључ решавања многобројних реалних, техничких и индустријских проблема. У [30] је дат приказ разних нумеричких модела односно резултата истраживања овог проблема. Као главна предност нумеричких алата наводи се могућност превазилажења бројних проблема који се јављају у експерименталним истраживањима због ограничења са локалном динамичком анализом система са више нивоа. Приказани су највише коришћени алати и то полуаналитички модел, метод коначних елемената МКЕ, метод дискретних елемената и модел молекуларне динамике. За описивање читавог система и сваког елемента система појединачно као најодговарајући препоручују се полуаналитички модел и МКЕ.

Полуаналитички модели могу да се користе за дугорочну симулацију развоја комплетног трибомеханичког система уз релативно ниске трошкове. Ипак, они не омогућавају анализу феномена тела у контакту због коришћења поједностављеног модела самог тела (у контакту). Применом МКЕ могуће је моделирање читавог трибомеханичког система као и мерење локалних контактних карактеристика. С друге стране није могућа дугорочна симулација еволуције контакта. Реолошки модели омогућавају опис преко модела хабања и репродукције локалних феномена. Могу се користити за описивање „а priori“ непознатог понашања тела у контакту.



Супротно од овога, метод дискретних елемента може да се користи за анализу хабања и локалних процеса, а заснива се на “а приори” непознатом закону интеракције тела у контакту. На нано скали, молекуларни динамички приступи обезбеђују добре описе материјала и погодни су у нано-апликацијама, али у случају више микроскопских проблема, мапирање информација постаје веома сложено. У раду је заправо поређењем различитих модела успостављена веза између појаве трења на различитим нивоима у циљу добијања поузданог модела за описивање и предвиђање феномена трења и његових пратећих ефеката.

У [73] је приказана методологија за моделирање различитих контактних површина кочне плочице. Стохастички процеси на фриксионој површини су описани методом коначних елемената. Метода је прилично независна од изгледа односно стања почетне површине која у стварности показује високу променљивост кроз рад кочнице. Уместо моделирања развоја контактне површине, предлаже се произвољно моделирање ове површине. Статистички параметри карактеристике различитих стања хабања су истражени и нумерички разматрани као стохастички процеси. Моделирана је површина за четири услова рада:

- нова плочица (без истрошења),
- површина у условима нормалне вожње,
- површина у условима спортске вожње и
- површина у условима високе температуре.

и на три различита нивоа:

- топографском,
- структурном и
- триболошком.

Резултати приказани у предметном раду потврђују високу променљивост контактне површине, као да она може бити моделирана путем стохастичких процеса. Прорачуни расподеле притиска на реалном контакту и локалног закона трења зависе

од контактеног притиска, брзине и температуре. Најпре је посматрана топографија плочице након различитих услова кочења. На основу ових мерења могуће је одредити главне геометријске параметре контактне површине и затим генерисати вештачку нумеричку површину. Структурне карактеристике су мерене тестовима утискивања након чега је дефинисан закон контакта. Топографске структурне карактеристике површине плочице омогућавају израчунавање расподеле притиска на реалном контакту. Резултат овога је закон трења у зависности од локалног притиска, брзине и температуре. Ове три тачке дозвољавају да модел клизања прикаже кочне површине на реалан начин и ефикасно реши проблем термичког оптерећења и буке. Главно ограничење ове методе је спровођење експеримента само на узорку кочне плочице дебљине 1 mm, док се диск сматра идеално крутим.

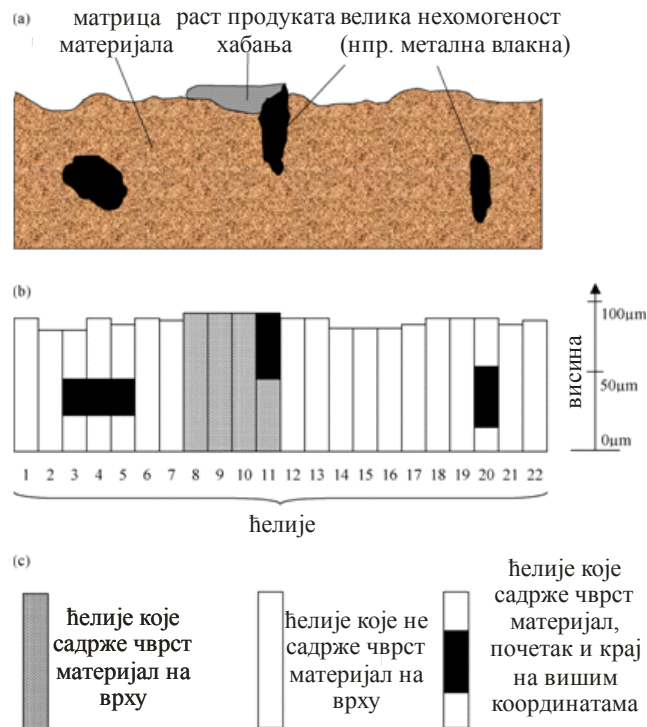
У [79] је приказан модел за анализу контакта фрикционог пара аутомобилске кочнице применом тзв. метода ћелијског аутомата. На бази микроскопског и микроаналитичког посматрања симулирана је ситуација контакта феритног са перлитним челиком, оба покривена оксидним слојем помешаним са графитним нано деловима и истих елемената у контакту без оксидног слоја. Прорачунски резултати коефицијента трења оксида на оксид одговарају вредностима реалног кочног система. Према [79], слој оксида се формира много брже на контактним површинама него што траје његова деградација, односно уклањање. Такође, овај слој оксида је одговоран за стабилизацију трења.

У [81], коришћен је термомеханички модел континуума ради израчунавања притиска и температуре фрикционог пара. Клизна површина је моделирана као глатка, али термички проводљива крута површина. Модел обухвата температурно зависне променљиве, као што су трење и хабање. Термомеханички модел је дискретизован коначним елементима, а Њутнов метод је коришћен за решавање резултујућих система једначина. Симулација је спроведена да би се утврдио утицај геометрије тела у контакту и карактеристике њихових материјала на притисак и температуру. Како би се добили одговарајући параметри, коришћен је метод за вишекритеријумску анализу. Утврђено је да геометријски параметри имају утицаја на контакт у

различитом степену. Највећи утицај на контактну температуру имају коефицијент трења и специфична топлота. Притисак, са друге стране, има највећи утицај на ширење топлоте и хабање.

Evtushenko и Pуг'ev у [60] предлажу примену трослојног модела за анализу процеса кочења. Како би одредили контактну температуру и хабање користили су експоненцијалну зависност коефицијента трења од температуре. Користећи Laplace-ови трансформацију у односу на време, редуковали су проблем посматрајући систем преко нелинеарних Volterra-ових једначина. Ово је резултирало нумеричком оценом времена кочења, времена достизања максималне темепратуре, максималне контактне температуре, као и хабања.

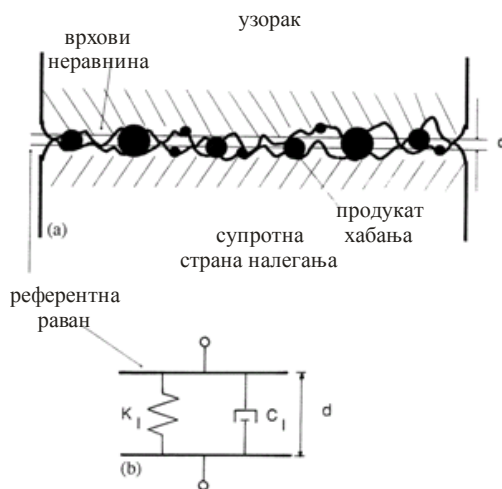
Према [82], описивање коефицијента трења и хабања у кочним системима могуће је применом тзв. Cellular Automation односно ћелијског аутомата.



Слика 3.24. Моделирање топографије контактне површине: а) композиција кочне плочице, б) дискретизација, ц) карактеристике унутрашњих променљивих

Приказана је симулација помоћу ћелијског аутомата за описивање топографије контактне површине у три димензије. Топографија у три димензије уколико се жели квалитетна резолуција подразумева огроман број ћелија, што представља велики проблем и оптерећује систем. Решење је приказано на слици 3.24. и исто подразумева примену дводимензионог система ћелијског аутомата. Трећа димензија углавном узима у обзир координате висине. Свака ћелија има унутрашњу променљиву, "координату висине" и њен збир над свим ћелијама представља површинску топографију у односу на неравну реалну површину. Механизам хабања је интегрисан са алгоритмом који узима у обзир оптерећење, хабање и топографију. За квантификацију алгоритма реализован је сет мерења конфокалним микроскопом за различито оптерећење контактне површине на различитим зонама плочице. Са снимака се види да виша оптерећења контактне површине узрокују мању храпавост и веће контактне зоне. За оптерећења примењена у експерименту различите зоне кочне плочице показују мале разлике у топографији. Симулација применом ћелијских аутомата показала је интеракцију тврдих зона на врху површине као и топографију плочице. За већа оптерећења примењени алгоритам описује интеракцију топографије, оптерећења и хабања има за резултат мању храпавост, а растојање између највиших и најнижих координата неравнина опада. Показано је да се добијени резултати веома добро поклапају са мерењима за умерена и велика оптерећења фрикционог пара.

Моделирање динамике трибосистема је веома важно за разумевање основних феномена који се јављају у његовој експлоатацији. Како би се трибомеханички систем што боље описао, модели морају да садрже јако велики број променљивих и параметара. У [15] је покушано да се моделом који обухвата велики број фактора, укључујући и пластичност у близини површинских зона истрошене површине материјала у контакту, моделира рад једног трибометра. Како је описано, у моделу је примењен и разматран велики број утицајних параметара на систем, а подсистеми су приказани прилично упрошћено. На слици 3.25. је приказан начин на који је извршено моделирање фрикционе површине.



Слика 3.25. Модел фриктионе површине

Са слике 3.25 је уочљиво да је фриктиона површина моделирана уз помоћ тзв. Lumped параметра односно систем је описан крутошћу опруге  $K$  и пригушницом  $C$ . Без обзира на прилично поједностављење трибосистема, показано је да се варијацијом различитих параметара као што су продукти хабања и величина, облик и густина храпавости, као и интеракцијом између контактних површина, може добити релативно прецизна симулација динамике предметног трибосистема.

У [87] истраживане су могућности за предвиђање функционалних карактеристика фриктионих материјала у зависности од промене радних услова кочнице. На бази експерименталних резултата развијен је математички модел заснован на теорији планирања експеримента и показано је да се свођењем проблематике на параметре режима рада, односно утицаја промене притиска активирања, брзине клизања и температуре на функционалне карактеристике и адекватним планом испитивања може доћи до математичког модела за предвиђање функционалних карактеристика. Спроведеним истраживањем дошло се до закључка да адекватни математички модели могу да буду облика степенасте функције трећег реда:

- за треће  $\mu = k_1 \cdot p^{A_1} \cdot v^{B_1} \cdot \theta^{C_1}$  (3.10)

- за истрошење  $w = k_2 \cdot p^{A_2} \cdot v^{B_2} \cdot \theta^{C_2}$  (3.11)

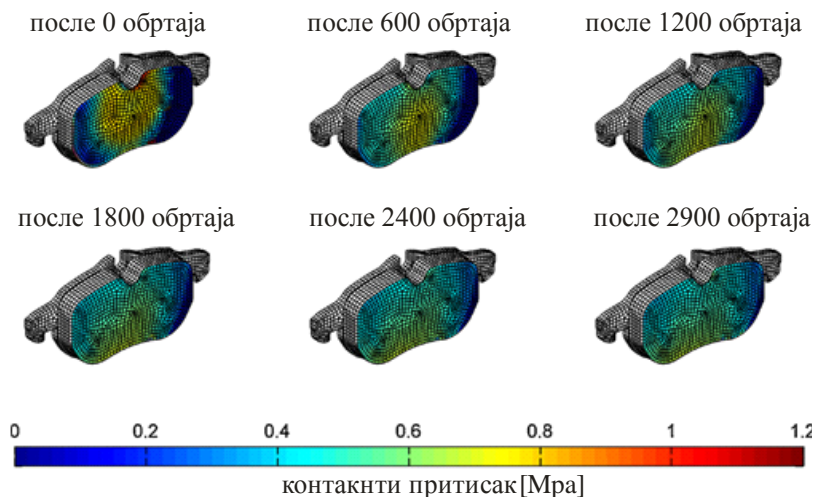
- за рад кочења  $A = k_3 \cdot p^{A_3} \cdot v^{B_{13}} \cdot \theta^{C_{13}}$  (3.12)

где су:

- $p$  – притисак активирања кочнице,
- $v$  – брзина возила на почетку и у току кочења,
- $\theta$  – температура на фрикционој површини,
- $k_1, k_2, i$  и  $k_3$  – константе које зависе од конструкције примењеног фрикционог материјала и примењеног металног елемента и
- $A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3, C_1, C_2$  и  $C_3$  коефицијенти које треба експериментално одредити.

Математички модел је показао да су и трење и хабање и рад кочења зависни од основних параметара режима рада. Један од главних недостатака развијеног модела је да не постоје гранични услови, као и да се предвиђају функционалне карактеристике на бази задатог теста чиме се као резултат практично добија пондерисана вредност функционалне карактеристике за одређене вредности утицајних фактора.

Према [78] диск кочница је безбедносно критична компонента чије перформансе строго зависе од контактних услова у интерфејсу кочна плочица – диск. Овај интерфејс је класификован као конфорни контакт у условима сувог трења. Током кочења површине кочне плочице и диска се троше што одређује њихов век као и понашање у експлоатацији. У раду је показано како се хабање може предвидети коришћењем одговарајућег софтвера за анализу методом коначних елемената. Развијен је тродимензионални софтвер ради прорачуна дистрибуције притиска на контактним површинама. Симулација хабања је базирана на генерализованом Archard-овом закону хабања и експлицитној Euler-овој интеграцији. Како би се симулирао клизни контакт дефинисано је угаоно померање диска за 0,01 степен. Дефинисано померање је довољно да узрокује клизање преко целог контакта, стварајући на тај начин напон трења на површини који одговара пуном клизном контакту.

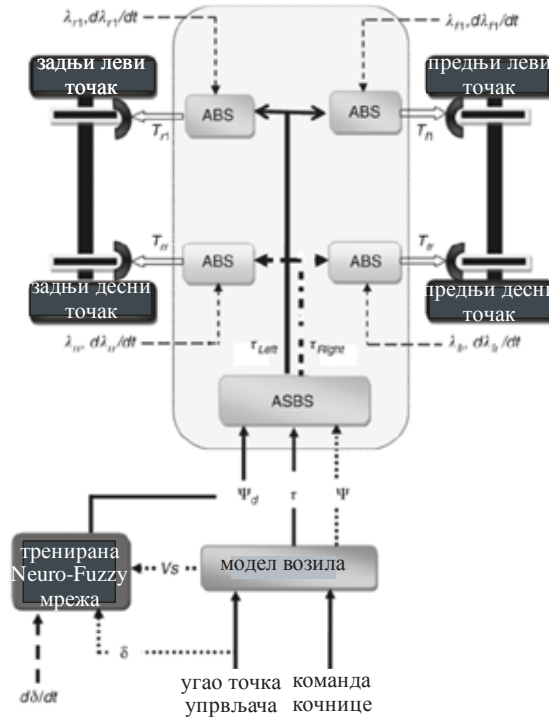


Слика 3.26. Расподела притиска на контактним површинама у симулацији хабања са предефинисаним угаоним померањем диска

Ради проучавања како фрикциона напрезања утичу на процес кочења спроведене су две симулације хабања: са предефинисаним угаоним померањем диска и без померања. Резултат из симулације са дефинисаним померањем диска, приказан је на слици 3.26. Уочљиво је да индуковано трење помера расподелу притиска ка предњој ивици контакта, остављајући отворен контакт на крају. Ова асиметрична дистрибуција притиска, резултат је дужег процеса кочења али процес хабања у зони повишеног притиска постаје униформан. После око 2400 окретаја процес хабања се стабилизује. У симулацији дистрибуција притиска има исти градијент као и симулација без померања диска али има комплетно другачији профил. Метода заправо, симулира само стационарне услове расподеле притиска и хабања, док је хабање дефинисано генерализацијом Archard-овог закона хабања [47].

Према [91] интелигентно управљање процесом кочења веома ефикасно се може решити применом фази логике. У раду је приказан модел за побољшање стабилности возила у процесу кочења. Модел обухвата примену обученог неуро-фази естиматора који је намењен за предвиђање путање возила према брзини возила, задатог угла управљања и њихове промене. Клизање сваког точка контролисано је против-блокирајућим fuzzy контролером. На слици 3.27. приказана је архитектура система за

управљање блокирања и проклизавања точкова. Иста садржи fuzzy контролоре у тзв. Sugino облику.



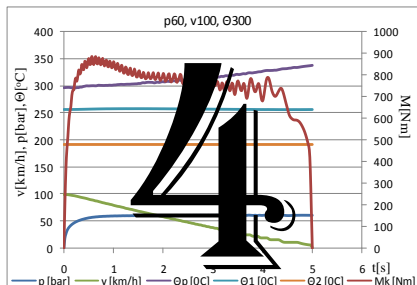
Слика 3.27. Архитектура система против блокирања и против проклизавања точкова

Сваки модул је одговоран за управљање једним точком и кочна сила се прорачунава за сваки точак на бази броја обртаја точка и његове промене. Посебним неуро-фазни контролором се контролише заносење возила. Различитим вредностима кочног момента на десним и левим точковима се смањује заносење возила.

У [104] су коришћени неуронски модели за предвиђање промене излазних карактеристика фрикционог материјала у погледу промене коефицијента трења диск кочнице као и специфичне вредности истрошења у односу на различите радне услове у експлоатацији. У раду је, међутим, приказана метода базирана на вештачким неуронским мрежама која има способност адаптивног процесирања података, да на принципима вештачке интелигенције омогући „претварање“ експерименталних



података, добијених током испитивања кочница, у употребљиве информације о начину синергијских утицаја састава, производње и испитивања фрикционих материјала на њихове функционалне карактеристике, што није у уској вези са предметним истраживањем у оквиру ове докторске дисертације. Са друге стране, неуронске мреже, као алат, су врло погодне за примену у управљању процесом кочења на нивоу циклуса кочења.



## СОПСТВЕНА ИСТРАЖИВАЊА

Испуњење постављених циљева докторске дисертације реализовано је кроз сопствена теоријска и сопствена експериментална истраживања при чему су посебно истраживани аспекти процеса кочења са енергетског становишта. Анализирани су, у првом реду, процеси, појаве и утицајни фактори на остварену енергију односно рад кочења на нивоу циклуса кочења.

Након детаљно спроведене анализе претходно спроведених истраживања из предметне области и постављених циљева докторске дисертације као први задатак у оквиру истраживања био је дефинисање појма енергетског потенцијала аутомобилске фрикционе кочнице.

Сопствена теоријска и експериментална истраживања би требало да резултују квалификацијом и квантификацијом, тј. оценом вредности односно мере енергетског потенцијала фрикционе кочнице. На овај начин би се омогућило управљање кочењем у циљу рационалног трошења фрикционог материјала уз остварење жељених перформанси али и лакши избор кочнице, односно кочних облога у функцији намене возила и услова експлоатације.

Сопствена теоријска истраживања су спроведена на бази раније истражених, аутору доступних, резултата из предметне области приказаних у претходном поглављу, при чему је посебна пажња посвећена истраживањима која се односе на моделирање

фрикционих карактеристика фрикционих материјала [87], истраживања века фрикционих облога у којима је развијена хипотеза линеарне акумулације истрошења [84] и истраживања трибомутација у процесу кочења [88-90].

Основни циљ теоријских истраживања је сагледавање утицајних чинилаца на процес кочења (не узимајући у обзир феномене у контакту точка и подлоге) ради дефинисање појма енергетског потенцијала фрикционе кочнице. На основу резултата експерименталних истраживања развијен је математички модел са циљем оцене степена утицаја појединих фактора на енергетски потенцијал кочнице на нивоу циклуса кочења. Развијени математички модел би требало кроз симулацију различитих радних услова да омогући предвиђање коефицијента трења и рада кочења на нивоу циклуса, што представља основу адаптивног управљања процесом кочења али и да омогући скраћивање процеса испитивања кочнице.

Сопствена експериментална истраживања су спроведена у строго контролисаним условима и кроз прецизно дефинисане тестове са циљем да се анализом добијених резултата дође до закључка о степену утицаја појединих утицајних фактора на коефицијент трења и рад кочења по циклусу кочења предметне кочнице. Велики значај дат је анализи поузданости добијених резултата између осталог и јер је један од основних циљева експерименталних истраживања да се на основу стриктно спроведених испитивања дође до елемената за математичко моделирање циклуса кочења ради сагледавања утицајних фактора на енергетски потенцијал кочнице.

## 4.1. СОПСТВЕНА ТЕОРИЈСКА ИСТРАЖИВАЊА

Развој кочница моторних возила представља велики изазов због потребе испуњавања великог броја опречних захтева у односу на безбедност, перформансе, екологију, комфор. Осим ових, пред кочне систем се поставља и захтев за што дужим веком трајања кочних облога, али и пнеуматика, чиме се ствара претпоставка за уштеду значајних материјалних средства на одржавање возила и резервне делове. Основни предуслов за обезбеђење квалитета фриксионе кочнице и предузимање одређених мера ради њеног побољшања је утврђивање и разумевање појава и процеса у споју фриксионог пара на микро и макро нивоу и то што раније у току процеса развоја.

Одговор на постављене захтеве и решавање проблема сложених трибо-механичких система какав су кочнице моторних возила захтевају пажљиво разматрање и интеграцију свих знања релевантних за динамику вишекомпонентног система. Примена нових технологија и приступа у развоју и пројектовању кочних система које се пре свега огледају у математичком моделирању, еволуцији трибосистема диск - кочна плочица - „треће тело“, омогућава успешну реализацију претходно постављених циљева и представља кључну тачку за решење ових проблема. Ово подразумева симултано извођење свих активности у инжењерском пројектовању, односно интегрисани развој производа и процеса у рачунарском окружењу, које се огледа у формирању математичких и симулационих модела. Симулациони модели омогућавају имитацију или репродукцију понашања реалног механичког система и њихов значај огледа се, пре свега, у могућности вредновања перформанси система у најранијој фази конструисања, а нарочито пре производње прототипа. У том смислу теоријска истраживања у оквиру докторске дисертације су спроведена полазећи од следећих основних хипотеза:

- примена симулационог модела за анализу и оцену карактеристика ефикасности и поузданости кочења омогућава предвиђање функционалних карактеристика и поузданости и оцену утицајних фактора на енергетски потенцијал кочнице моторних возила;
- примена одговарајућег симулационог модела смањује време трајања процеса развоја и обим експерименталних истраживања при развоју кочница моторних возила;
- резултати експерименталних истраживања у лабораторијским условима представљају основу за развој модела за анализу и оцену карактеристика ефикасности кочења.

Процес кочења представља сложен стохастички процес праћен променама енергетских стања кочнице као трибомеханичког система при чему се, у случају фрикционе кочнице, неповратно врши одузимање односно гушење енергије возила. Конвенционалне аутомобилске кочнице представљају специјални трибо-механички систем у коме је постојање, односно развијање високог трења претпоставка гушења енергије кретања возила. Кочење је, дакле, са енергетског становишта изразито неповољан процес јер се кочењем возила одузета енергија неповратно губи претварајући се у коначном у топлоту. Другим речима енергија која је искоришћена за кретање возила на крају бива „изгубљена“.

Са друге стране, енергија која се развије у процесу кочења проузрукује загађење околине и утиче на глобално загревање што рационалном коришћењу енергетског потенцијала аутомобилске кочнице даје додатни значај. С обзиром на то да се за енергију возила троше одређени ресурси, а затим се та иста енергија неповратно губи ради управљања кретањем возила у коначном и заустављања у процесу кочења, поставља се питање постоји ли могућност рационалног трошења те енергије. Ако се занемаре системи регенеративног кочења и посматрају само фрикционе кочнице које су предмет истраживања ове докторске дисертације, логичан одговор на ово питање би опет било питање: о каквом рационалном трошењу енергије говоримо када кочни систем представља најважнији безбедносни систем возила и када је веома често

потребно потпуно угушити сву енергију кретања возила како би се оно зауставило. У том смислу можда би право питање било да ли постоји могућност управљања енергијом, односно радом кочења у циљу што веће ефикасности кочног система и која је то количина енергије коју једна кочница може да угуши у току свог радног века. Другим речима, питање је колики је енергетски потенцијал дате кочнице и колико рационално може тај капацитет, односно потенцијал кочнице да се искористи а да при томе не буде угоржено задовољење захтева не само у погледу кочних перформанси него и у погледу поузданости кочнице, а пре свега њиховог века?

Појам енергетског потенцијала увео је професор Дубока у [94] где се кроз експериментална истраживања покушава доћи до одговора колики рад кочења може да се оствари по јединици масе и пређеном путу ( $J/t \cdot km$ ). Предвиђање енергетског потенцијала кочнице, анализирано и описано у [94] у ствари је базирано на идеји предвиђања колико ће се енергије утрошити док се не дође до физичког лимита трошења кочних облога. Овде се дакле ради о кумулативном енергетском хабању кочнице. Показано је да постоји линеарна зависност између утрошене енергије у процесу кочења и истрошења фрикционог материјала као и да постоји линеарна зависност између утрошене енергије и пређеног пута, па је као мера енергетског потенцијала дата јединица ( $J/t \cdot km$ ). И заиста, енергију коју може да угуши кочница најлогичније је и „најлакше“ изразити преко истрошења фрикционог материјала кочне плочице, које се јавља као последица развијеног трења у процесу кочења. У оквиру овог рада иницијални односно генерички енергетски потенцијал кочнице, дефинисан је управо на овај начин и одређен применом хипотезе линеарне акумулације истрошења [84-86]. Иницијални, односно генерички енергетски потенцијал кочнице представља дакле, расположиву величину хабања облоге за одређени рад кочења и зависи од дебљине али и од квалитета фрикционог материјала.

Међутим ако се вратимо на питање које се бави нерационалношћу утрошка енергије, енергетски потенцијал се ставља у један шири контекст, у коме расположиви енергетски потенцијал кочнице представља основну претпоставку за остваривање

одређених перформанси и поузданости кочнице. Какав ће ниво перформанси бити зависи првенствено од „иницијалног“ или „генеричког“ енергетског потенцијала којим једна кочница располаже, као и од начина искоришћења или „трошења“ тог потенцијала у зависности од радних услова и режима кочења. Иницијални или генерички енергетски потенцијал је „дат“ некој кочници избором исте и њених карактеристика у погледу конструкције, примењеног материјала, њихових карактеристика и др.

Другим речима, век кочнице који се огледа у енергетском истрошењу, представља основу енергетског потенцијала али енергетски потенцијал карактеришу и перформансе изражене пре свега кроз високо трење као и компоненте поузданости кочнице која се односи на остваривање пројектованих перформанси у свим радним условима, а то значи стабилно трење у свим условима експлоатације.

Енергетски потенцијал фриксионе кочнице, дакле представља агрегатни, односно збирни, кумулативни показатељ свих њених карактеристика у погледу перформанси и поузданости. Ове карактеристике су свака за себе веома сложена категорија што се посебно односи на перформансе које се могу третирати на више начина. Уколико се посматра само фриксиони пар онда се пре свега мисли на карактеристике фриксионих материјала односно његове физичко-хемијске и механичке особине као и триболошке особине. Физичко-хемијске и механичке особине се, између осталог, декларишу тврдоћом или стишљивошћу облоге, јачином на кидање, смицајном чврстоћом облоге, смицајном чврстоћом споја облоге и плочице, утицајем топлотних оптерећења на облик и димензије плочице диск кочнице, отпорношћу на воду, слани раствор, уље и кочну течност и „хватање“ облоге за металну површину после дужег стајања због корозије, „morning sickness“ итд. Триболошке особине фриксионих материјала се односе на остварени коефицијент трења и хабање под дејством површинског притиска, брзине клизања и температуре, а сви они су последица услова у којима кочница обавља своје задатке!

Када се кочница посматра као систем, основна карактеристика која се односи на њене перформансе према [24] представља њена способност у погледу заустављања возила максималним успорењима, односно остварено време и пут кочења. Ова способност кочнице се оцењује у различитим условима експлоатације који се пре свега односе на температуру кочнице (хладне кочнице, топле кочнице, опадање и обнављање ефикасности). Осим овога, перформансе кочнице се огледају и у способности кочења благим успорењима на дугим низбрдицама, на мирноћу и постепеност кочења, стабилност возила при кочењу, одуство шкрипе и других непожељних појава.

Поузданост кочнице представља способност кочнице да ради у задатом временском периоду без отказа у датим радним условима, односно да очува расположиве перформансе у што дужем периоду времена. Поузданост кочнице пре свега дефинишу истрошење, век трајања али и особине у условима високих радних оптерећења, односно одговарајуће функционалне карактеристике кочнице.

Карактеристика које је садржана у енергетском потенцијалу је и момент кочења (момент силе трења) који зависи од трења али и од начина на који се развија и остварује нормална сила. Карактер промене и величина момента кочења је у директној вези и са брзином клизања односно начином промене брзине кретања коченог точка у току кочења. Кочни момент и брзина клизања су параметри снаге кочења, а уз време трајања кочења и оствареног рада кочења односно енергије кочења (рада силе трења).

Из претходног се може закључити да свака кочница на почетку свог радног века поседује одговарајући енергетски потенцијал у зависности од избора исте и њених карактеристика у погледу конструкције, примењеног материјала, њених карактеристика и др. Поставља се питање могућности његовог најоптималнијег искоришћења, односно оптимизације утрошка расположивог енергетског потенцијала под услвом да се при томе задрже потребне функционалне карактеристике, као и карактеристике поузданости.



Овде се не ради о томе да ли је можда боље да кочења буду краћа али оштрија него дуга али блага како би било искоришћење енергетског потенцијала што рационалније. То зависи пре свега од саобраћајних услова али и услова околине, возача, возила и саме кочнице као што је и приказано на слици 4.1.



Слика 4.1. Функционални модел процеса кочења [24]

Околина утиче на процес кочења кроз могућност пријањања, услове пута (успон, кривине) и временске услове. Возило свој утицај испољава кроз стање пнеуматика, оптерећење и стање кочног система. Врло битан утицај на процес кочења има и сам возач при чему је врло важно његово искуство, вештина, психофизичко стање, кондиција, здравље итд.

Очигледно је да је кочење изразито стохастички процес са великим бројем међусобно зависних променљивих. Познавање излазних параметара процеса кочења на основу улазних параметара (брзина на почетку кочења, притисак активирања кочнице и температура на фриксионој површини) као и датих услова околине, стања кочног система и возила предуслов је за остварење жељених перформанси кочнице. На бази познатог односно одређеног енергетског потенцијала и датих радних услова и услова околине потребно је пронаћи начин за управљање процесом кочења у реалном времену у циљу рационалног искоришћења расположивог енергетског потенцијала дате кочнице.

Циљ је дакле, пронаћи начин за остваривање максималних перформанси уз што спорије трошење расположивог енергетског потенцијала и на тај начин продужити век кочнице. У том смислу неопходно је извршити идентификацију утицајних чинилаца на енергетски потенцијал кочнице.

Потпуно је јасно да фактори који карактеришу, односно утичу на перформансе кочнице, век и стабилност трења индиректно утичу и на вредност енергетског потенцијала фриксионе кочнице.

Идентификација утицајних чинилаца на елементе који описују енергетски потенцијал фриксионе кочнице је важна, јер ствара претпоставку за вредновање енергетског потенцијала конкретне кочнице. Спроведена теоријска и експериментална истраживања у оквиру докторске дисертације, указују на постојање јако великог броја различитих утицајних фактора преко којих може да се идентификује тзв. „потреба за кочењем“, која је несумњиво стохастичког карактера. Наиме, када је реч о конвенционалним возлима, никада се у напред не зна, нити постоје методе предвиђања, какво ће да буде прво следеће или било које следеће кочење, а од тога у највећој мери зависи шта се од кочнице „тражи“ и шта је она у стању да пружи („оствари“) у границама свог („расположивог“) енергетског потенцијала, поготово ако се има у виду да исти фактори утичу на све елементе енергетског потенцијала али на различите начине. Међутим, код возила будућности (Autonomous Vehicles) баш то предвиђање ће бити веома потребно.

Високо трење, на пример, обезбеђује високе перформансе али и значајно утиче на повећано хабање што смањује век фриксионе облоге. Кочењем у условима хладне кочнице (температура фриксионе површине мања од 100 °С) степен хабања може бити низак али је и развијено трење релативно ниско. Повећање температуре фриксионе површине може да узрокује повећање трења али и утиче на повећање хабања фриксионих површина. Са друге стране на температуру фриксионе површине утичу између осталог и притисак активирања кочнице и брзина клизања и то на начин како је показано кроз анализу резултата експерименталних истраживања.

Наведени међусобни утицај трења, хабања и температуре фрикционе површине може да има и другачије релације и утицаје, што зависи од врсте фрикционог материјала али и од стања фрикционих површина и читаве кочнице као система, од брзине клизања, вредности и карактера промене притиска активирања итд. Ово само указује на комплексност процеса кочења и практично потврђује тезу да је веома тешко експлицитно дати оцену утицаја сваког појединог фактора на енергетски потенцијал кочнице. Из овог разлога у оквиру ове докторске дисертације је развијен модел процеса кочења и спроведен велики број експерименталних тестова како би се обезбедило предвиђање трошења расположивог енергетског потенцијала фрикционе кочнице (ЕПФК).

Анализа експерименталних резултата ипак показује да је могућа идентификација утицајних фактора на процес кочења, а у одређеној мери и степен њихове интеракције на излазне резултате. Ова анализа, такође, показује да фактори који утичу на век и стабилност трења у многоме зависи и од перформанси кочнице, па с тога и идентификација и вредновање утицајних чинилаца на перформансе кочнице има посебан значај. Перформансе кочнице, као што је претходно речено, представљају њену способност да у дефинисаним радним условима оствари што веће успорење односно да за одређену почетну брзину оствари што краћи пут кочења. Стохастичка природа процеса кочења узрокована је променљивом величином контактне површине у кочници, променљивим притиском активирања, брзином клизања и температуром, као и начином преношења слоја који постоји између контактних површина, што у великој мери компликује остваривање перформанси кочница под различитим радним условима. Високе перформансе саме кочнице, као што је већ речено, условљене су могућношћу остваривања високог трења, што у процесу кочења зависи од великог броја утицајних фактора који се према [87] могу поделити у две основне групе:

- I фактори који зависе од радних услова или метода коришћења механизма који су одређени специфичним притиском на фрикциону површину ( $p$ ), брзином клизања ( $v$ ) и температуром фрикционих површина ( $\Theta$ );

- II фактори који зависе од конструкције (D), физичких, хемијских и триболошких карактеристика примењених фриксионих материјала (FM) и металних делова (ME), који су међусобно зависни више него фактори из групе I или било којих других учесника у систему.

На основу претходног, треће ( $\mu$ ) елемената фриксионих механизма према [87] може се описати следећим изразом :

$$\mu = \mu (p, v, \Theta, D, FM, ME) \quad (4.1)$$

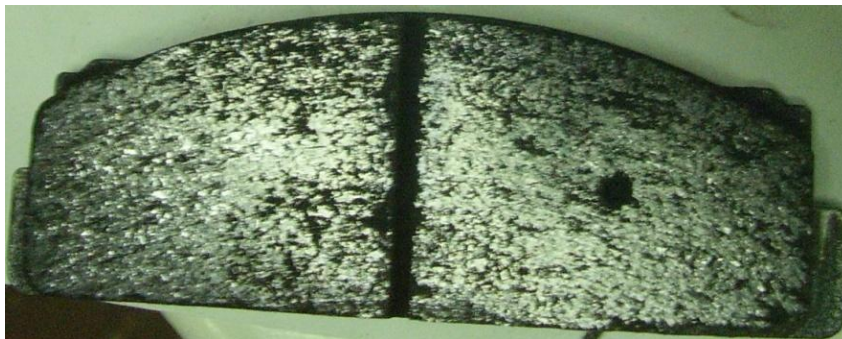
Перформансе аутомобилских кочница условљене су, дакле, комплексним односом фриксионог пара у контакту током процеса кочења. Очигледно да је број утицајних фактора на трење велики, па је из тог разлога неопходно идентификовати кључне утицајне факторе примењене на сваки појединачни случај применом одговарајућих метода испитивања и симулационих модела. Испитивања кочнице реализована у оквиру експерименталних истраживања у односу на трење спроведена су управо у циљу сагледавања фундаменталних триболошких механизма ради процене утицаја појединих фактора на трење и остварени рад кочења у строго контролисаним условима што отвара простор за изолацију појединих утицајних фактора. Имајући у виду да су истраживања спроведена на раније описаној кочници, конструкција кочнице као утицајни фактор (D) је елиминисана односно није разматрана. Такође, сва експериментална истраживања су спроведена на диску једног произвођача тако да је утицај металних делова (ME) такође искључен. Као што је претходно наведено, истраживања су спроведена са кочним плочицама два произвођача, дакле са два различита фриксиона материјала, тако да је утицај примењених фриксионих материјала (FM) условно узет у обзир. Фактори чији је утицај на трење разматран, анализиран и оцењиван су, дакле, фактори који зависе од радних услова или метода коришћења механизма који су одређени специфичним притиском на фриксиону површину, односно притиском активирања кочнице (p), брзином клизања током кочења (v) и температуром фриксионих површина ( $\Theta$ ).

Кочнице моторних возила, као што је већ речено раде у стохастички широком опсегу различитих услова рада. Упркос томе, кључни захтев који се поставља при пројектовању кочница је остваривање довољно високе вредности трења уз услов да оно буде стабилно, односно константантно независно од брзине клизања, силе активирања и температуре на фрикционој површини. Пројектовано трење би при том требало да задржи своју вредност у датим радним условима без обзира на стање истрошености елемената кочнице или њихове старости али и независно од присуства најразличитијих загађивача као што су вода, механичке и хемијске нечистоће, корозија, температурни услови околине и др. Нестабилност односно варијације трења у процесу кочења идентификоване теоретским анализама али и многобројним испитивања аутомобилских кочница [87-90] као и експерименталним истраживањима спроведеним у оквиру ове докторске дисертације, показују класу расипања излазних података што доказује да трење није константно, чиме се потврђују бројне хипотезе о његовом стохастичком карактеру [102]. Трење, како је већ речено, значајно утиче на испуњење задатака аутомобилских фрикционих механизма, па је из тог разлога веома значајно располагати могућностима и способностима предвиђања понашања трења у овим механизмима у различитим условима рада. Из ових разлога је разумевање улоге ефекта трења у контроли кретања моторних возила од есенцијалног значаја за сагледавање енергетског потенцијала кочнице односно кочних перформанси. Трење са друге стране проузрокује хабање фрикционих површина које у суштини представља губитак дела обе фрикционе површине. Губитак површине је у облику микронски fine прашине која једним делом одлази у атмосферу, а другим делом остаје између диска и плочице. Иако се код конвенционалних фрикционих кочних система ради о сувом трењу, због појаве дела продуката хабања који остаје на фрикционој површини, тзв. трећег тела, у кочним системима моторних и прикључних возила се најчешће не ради о чистом сувом трењу.

То треће тело је врло често, односно у највећем броју случајева чврсто тело, односно врста праха али у зависности од састава фрикционог материјала може бити и нека

врста флуида, односно течности или комбинација ова два материјала што првенствено зависи од температурних услова у којима се одвија процес кочења.

Пример изгледа фрикционе површине испитиване кочне плочице на којој се налази треће тело приказан је на слици 4.2. а), док је изглед исте кочне плочице са уклоњеним трећем телом приказана на слици 4.2. б).



а)



б)

Слика 4.2. Изглед фрикционе површине кочне плочице а) на којој се налази и треће тело; б) изглед исте кочне плочице са уклоњеним трећим телом

На слици 4.2. а) се може видети да је фрикциона површина кочне плочице сјајна и углачана као и да је део површине у ком је постављен термопар у истој равни са фрикционом површином. Термопар је постављен на 0,5 mm од површине фрикционе

облоге а у овом случају простор изнад термопара до фрикционе површине је попуњен продуктима хабања. Фрикциона површина изгледа као да се љуспа, што указује на то да је у процесу кочења треће тело вероватно било у некој врсти течне фазе. На слици под б) је приказан изглед исте фрикционе површине кочне плочице након скидања трећег тела издувавањем компримованим ваздухом. Фрикциона површина изгледа као код нове кочне плочице, уочава се чак и храпавост фрикционе површине и јасно се види положај термопара. Услед температуре која се јавља као последица трења продукт хабања се синтетизује са кочном плочицом. Из овог разлога, „треће тело“, или трећи елемент“ има значајну улогу у процесу кочења. Температура фрикционе површине, односно неравнина у контакту и производ хабања у интеракцији формирају трансферни слој који у великој мери утиче на вредности трења и у крајњем на хабање. У зависности од механичких карактеристика фрикционог материјала али и самог продукта хабања, као и трибомеханичких реакција производа формираног међуслоја, вредност, односно величина трења у процесу кочења може бити побољшана или умањена. Наиме, испуњавањем неравнина на кочној плочици повећава се фрикциона површина чиме се повећава и момент ношења, односно кочни момент. Са друге стране, вишак материјала који не попуни неравнине, углача се на површини кочне плочице чиме се може значајно смањити трење. Многобројним лабораторијским испитивањима кочница моторних возила [87-90] установљено је да за исте радне услове долази до мутација односно расипања излазних резултата.

Истраживања спроведена и у оквиру ове докторске дисертације показују да хабање није јединствена карактеристика материјала. Показано је да резултат хабања зависи од великог броја параметара система, као и да свака промена у систему може да проузрукује промену хабања, односно ниво хабања, пре свега фрикционог материјала кочне плочице. Параметри који утичу на хабање су као и у случају трења:

- I фактори који зависе од радних услова или метода коришћења механизма који су одређени, специфичним притиском на фрикциону површину ( $p$ ), брзином клизања ( $v$ ) и температуром фрикционих површина ( $\Theta$ ) и

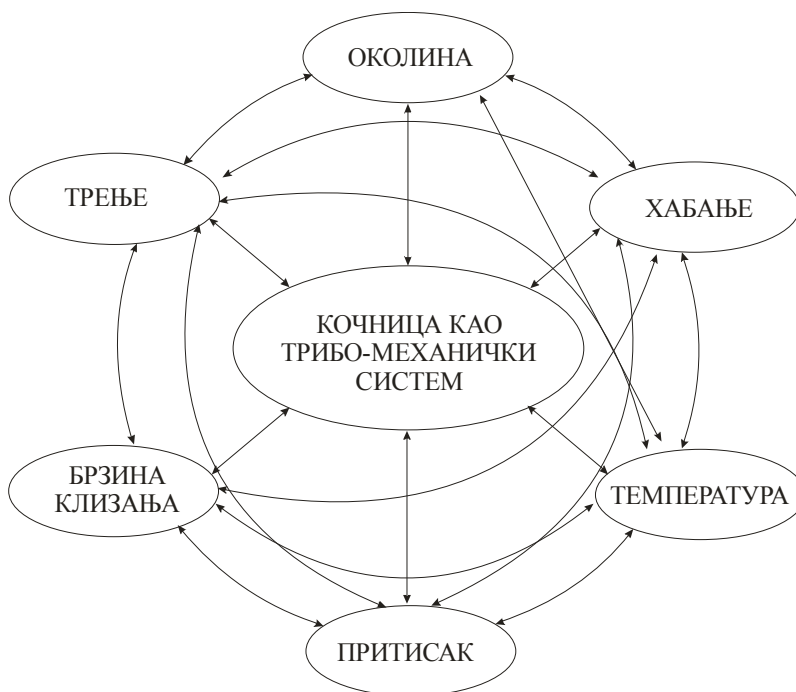
- II фактори који зависе од конструкције (D), физичких, хемијских и триболошких карактеристика примењених фрикционх материјала (FM) и металних делова (ME), који су међусобно зависни више од фактора из групе I или било којих других учесника у систему.

У том смислу фактори који утичу на хабање се могу према [87] могу представити кроз следећи израз:

$$w = w(p, v, \Theta, D, FM, ME) \quad (4.2)$$

Неповратно гушење енергије возила у кочници реализује се кроз фрикционе процесе односно механизме: еластични хистерезис, пластична деформација и адхезија [4], [7] и [18]. Ови процеси даље производе силу трења и на крају резултују претварањем у топлоту која се одводи у околину. Из претходног је очигледно да су појаве трења и хабања веома уско повезане и да се у анализи енергетског потенцијала кочнице не могу одвојено посматрати. Имајући ово у виду, појава трења и хабања у кочницама моторних возила не може се третирати само као проблем између диска и фрикционе облоге, чије се површине налазе у релативном кретању и трења које се јавља између њих. У вези са овим, анализа експерименталних истраживања показала је да се утицај појединих посматраних параметара (притисак активирања кочнице, температура на фрикционој површини и брзина клизања) на трење и хабање не може одвојено посматрати и експлицитно дефинисати допринос утицаја сваког од њих појединачно. Другим речима, постоји веома велики степен међусобне интеракције између утицајних параметара у кочници као трибомеханичком систему у процесу кочења, као и последица самог процеса кочења односно трења и његове последице, односно хабања. Сликвит приказ претходног, односно комплексност и међусобне реалације трибомеханичког процеса у фрикционој кочници дат је на слици 4.3.





Слика 4.3. Међусобни утицај фактора трења [89], [90], [95]

Као што се може видети са слике 4.3. на кочницу као трибо-механички систем значајан утицај има и околина, као што је то показано на пример у [3]. Околина у „макро“ смислу представља атмосферске услове који утичу на функционисање кочног система (температура околине, влажност ваздуха, присуство воде, нечистоћа итд.). Под „микро“ окружењем подразумевају се услови које производи сам кочни механизам (температура, продукти хабања). Ово значи да се у анализи трибо-механичког система осим кочног диска и кочне плочице мора разматрати и „треће тело“ које се јавља између клизних површина као последица трења, односно хабања фрикционих површина.

Сваки од наведених утицајних фактора на свој начин, у мањој или већој мери, утичу на перформансе кочнице. Претходна истраживања показују да је веома тешко експлицитно одредити тежински односно утицајни фактор, тј. допринос сваког појединачног утицајног чиниоца на перформансе, век и поузданост кочнице. Ова истраживања показују релативно ограничен утицај на трење притиска активирања

кочнице и брзине на почетку кочења. Повећање притиска активирања кочнице утиче на повећање трења до неке мере али то доводи до повећања хабања. На сличан начин утицај на трење и хабање има и брзина клизања у току кочења. Оба фактора у мањој или већој мери утичу на температуру фрикционе површине. Очигледно је ипак да је, захваљујући чињеници да се у процесу кочења енергија возила претвара у топлоту, температура на фрикционој површини један од фактора који има велики утицај на перформансе кочнице, стабилност трења и степен хабања контактних површина кочнице, посебно фрикционог материјала кочне плочице. Познато је да карактеристике фрикционих површина веома много зависе од температуре [42], [43] и [52 - 55]. Када се диск и плочица загревају током процеса кочења то утиче на хемијске реакције на њиховим површинама али и на механичке карактеристике и структуру фрикционог материјала плочице. Повишена температура утиче и на тенденцију размазивања и лепљења продуката хабања на обе површине што се директно одражава на вредност и стабилност трења. Температура дакле, утиче и на састав и структуру фрикционих материјала и на триболошке карактеристике површина али и на хабање и посредно и на друге утицајне чиниоце приказане на слици 4.3.

Претходна разматрања упућују на то да се из спроведене анализе процеса кочења са становишта оствареног трења и степена хабања могу извући одређени закључци али да је с обзиром на то да у току процеса кочења долази до трансформације енергије сасвим логично да се процес кочења посматра са енергетског становишта које разматра енергетске промене до којих долази у процесу кочења, са посебним освртом на остварени рад кочења, односно количину топлоте која се развија током кочења и затим одаје околини.

Ради квалитетније анализе процеса кочења приступило се математичком моделирању трења као и развоју симулационих модела за симулацију трибомеханичких процеса у различитим експлоатационим условима. Симулациони или тзв. "виртуални" модели омогућавају оцену испуњености захтева у односу на посматрани систем пре него што се направи физички прототип кочнице. Осим овога симулациони модел омогућава

скраћење времена реалних, физичких испитивања као и оцену утицаја појединих фактора на посматрани, симулирани процес кочења. На тај начин се обезбеђује контролисано виртуално окружење у коме се стварају предуслови за испуњење основних постулата савременог развоја возила изражених кроз скраћивање времена развоја, смањивањем цене и уз истовремено повећавање квалитета возила, односно његових подсистема. "Виртуално окружење" подразумева рачунарску платформу хардверски и софтверски опремљену тако да се на њој може развити рачунарски "виртуални" модел који ће задовољити захтеве који се намећу системским приступом. Савремени трендови захтевају да временски циклус развоја кочнице буде што краћи, као и да трошкови развоја буду што је могуће мањи. Да би се ови захтеви испунили, потребно је, на бази принципа системског инжењерства, развити модел трења који треба да обезбеди реализацију дела развојних активности без израде физичког модела, као и да се процес реалних испитивања значајно скрати. Истраживања обухваћена предложеном дисертацијом усмерена су управо ка развоју модела који ће омогућити сагледавање утицаја појединих фактора на енергетски потенцијал кочнице али и на предикцију излазних параметара процеса кочења.

Идентификација и вредновање утицаја појединих фактора на енергетски потенцијал кочнице уз могућност предикције излазних параметара процеса кочења у реалном времену ствара претпоставку за рационално искоришћење расположивог енергетског потенцијала. Наравно, да би ово било оствариво уз моделе за идентификацију и предикцију, неопходни су софистицирани адаптивни системи кочења. На овај начин теоретски је могуће оптимизирати („повећати“) енергетски потенцијал фрикционе кочнице. На први поглед, ово је у супротности са ранијом констатацијом да кочница на почетку свог радног века располаже такозваним генеричким потенцијалом. Подсећања ради, вредност енергетског потенцијала фрикционе кочнице је зависна од перформанси, века и стабилности трења. Век кочнице је одређен на основу хипотезе о линеарној акумулацији истрошења. Другим речима, на бази просечне енергије кочења и броја кочења може да се дефинише број километара који возило може прећи са предметном кочицом до потпуног или дефинисаног истрошења кочних

облога. Применом адаптивних система кочења може се утицати на величину рада кочења, чиме се век кочних облога може значајно повећати.

Адаптивни системи кочења са друге стране могу да утичу и на побољшање перформанси. Уколико се могу предвидети перформансе кочнице за сваки конкретни случај кочења, могуће је утицати на вредност и карактер промене притиска активирања кочнице чиме се кочница доводи у режим рада који омогућава остваривање максимално могућих перформанси за задате радне услове. Ово значи да је утицањем на експлоатационе услове могуће остварити боље перформансе у односу на декларисане.

Познавањем услова који стварају претпоставку за трибомутације као и познавање излазних параметара процеса кочења у условима трибомутација, уз адаптивне системе кочења могуће је, теоретски, у реалним условима утицати на процесе кочења чиме би се повећала стабилност трења.

То значи да унапред дефинисани енергетски потенцијал, односно одређена иницијална, генеричка или почетна вредност енергетског потенцијала фрикционе кочнице не може ни да буде константна. Ова вредност заправо само представља „почетну конструкцијску“ вредност ЕПФК за дате услове рада која се може значајно кориговати, а пре свега повећати уз примену интелигентних односно адаптивних система кочења.

### 4.1.1 Математички модели

На бази постављених хипотеза, као и на основу претходних истраживања која су се односила на предвиђање функционалних карактеристика фрикционих материјала за кочнице моторних возила, истраживања у области трибомутација, хипотезе о линеарној акумулацији истрошења и истраживања у области управљања процесом кочења, спроведена су сопствена теоријска истраживања ради дефинисања појма енергетског потенцијала фрикционе кочнице, као и за примену поступка моделирања помоћу кога би била могућа анализа утицајних фактора на енергетски потенцијал кочнице. Моделима се омогућава сагледавање енергетског потенцијала кочнице и анализирање утицајних фактора на перформансе и поузданост фрикционих кочница за моторна и прикључна возила.

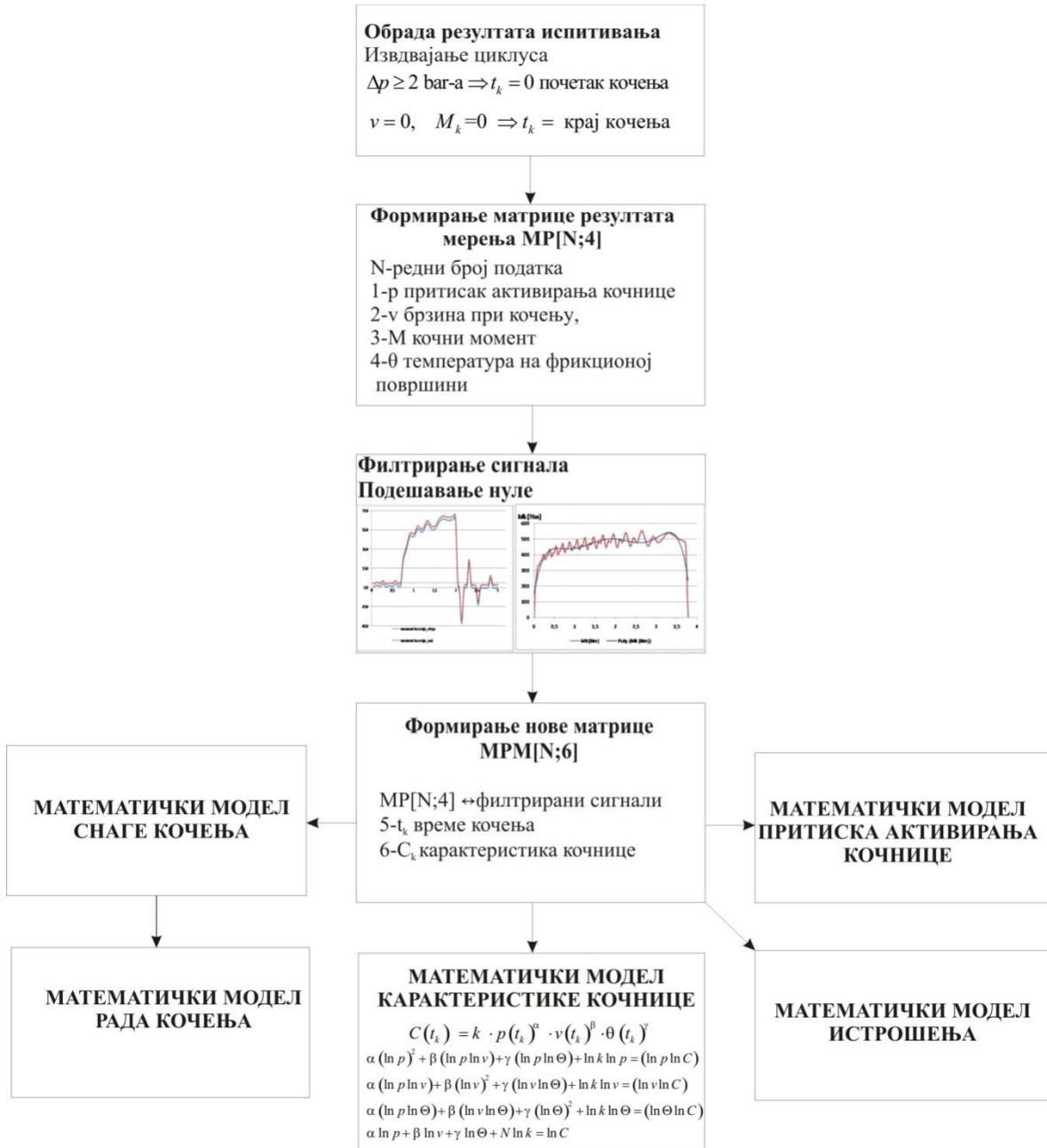
Модели треба да омогуће анализу и предвиђање трења, истрошења и рада кочења на нивоу циклуса кочења. Осим тога, симулациони модели треба да омогуће оцену енергетског потенцијала фрикционе кочнице у зависности од дејства утицајних фактора у различитим режимима кочења, а у циљу максималног искоришћења расположивог енергетског потенцијала кочнице.

Модели се ослањају на експерименталне резултате добијене на пробном столу за испитивање кочница према описаним методама и тестовима спроведеним у оквиру програма сопствених експерименталних истраживања. Алгоритам математичког модела приказан је на слици 4.4.

Прва фаза развоја модела подразумева обраду резултата експерименталних истраживања. Имајући у виду да се снимање реализованих мерења врши у континуитету и да један снимак може да садржи више циклуса кочења, први задатак програма је да „препозна“ и издвоји циклусе кочења.

Дефинисани услов за „препознавање“ циклуса кочења, односно као почетак циклуса кочења за  $t_k = 0$ , узет је пораст хидрауличког притиска активирања кочнице за више

од 2 bar-a, док је као крај циклуса кочења дефинисана вредност кочног момента  $M_k=0$ , односно брзине кочног диска од  $v=0$ .

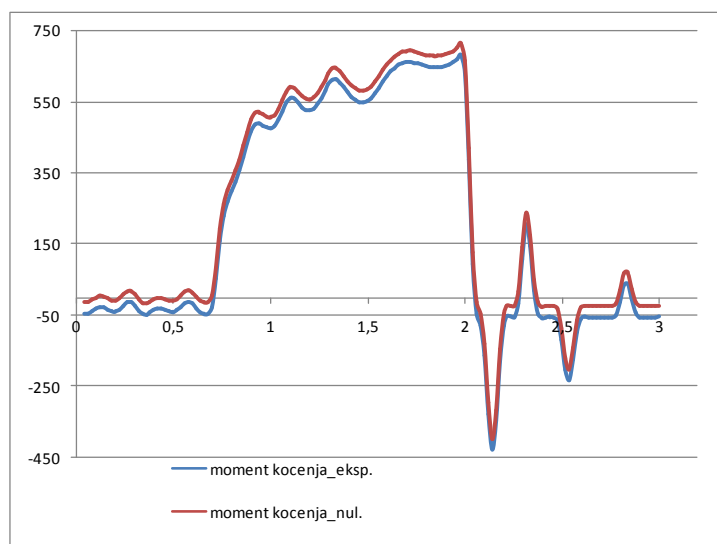


Слика 4.4. Алгоритам математичких модела

Након „одсецања“ циклуса формира се матрица резултата мерења  $MP[N;4]$  где су  $N$ -редни број податка, 1-р притисак активирања кочнице, 2-в брзина при кочењу, 3-М кочни момент и 4- $\theta$  температура на фрикционој површини.

Иако је у току мерења софтверски дефинисано да се пре сваког мерења врши провера калибрације мерног система и подешавање нуле, у оквиру програма за обраду резултата мерења дефинисана је провера нуле свих величина због могуће појаве тзв. „дрифта“, односно клизања“ нуле, нарочито код мерних трака које су коришћене за мерење кочног момента.

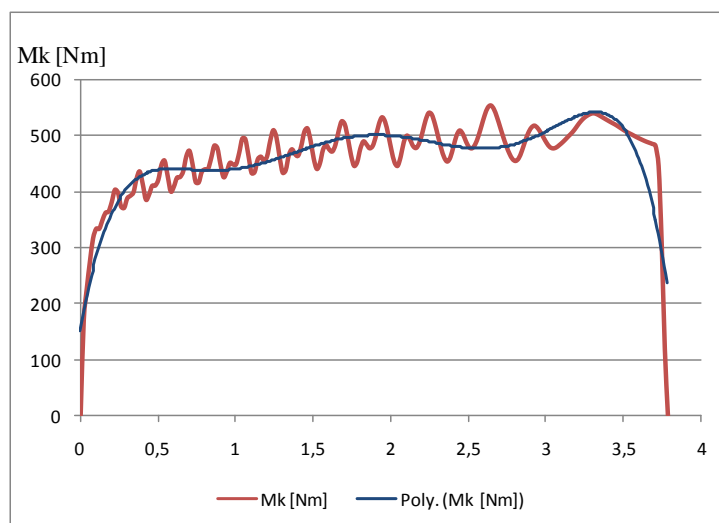
Корекција нуле је јако битна са становишта поверења у добијене експерименталне резултате, а нарочито због коришћења тих резултата за добијање математичког модела. Програм сагледава вредност (у овом случају кочног момента) у тренутку почетка кочења (раније дефинисано да је то пораст притиска активирања кочнице од 2 bar-a), а затим од измерене вредности мерења кочног момента, за читав циклус мерења, одузима разлику у односу на нулту вредност. Приказ корекције нуле кочног момента приказан је на слици 4.5.



Слика 4.5. Подешавање нуле кочног момента

#### 4.1.1.1. Модел карактеристике кочнице

Како би се обезбедила што већа тачност математичког модела карактеристике кочнице извршено је филтрирање експерименталних резултата момента кочења. Наиме, крива кочног момента има „тестераст“ изглед што је последица вибрација које се јављају у процесу кочења услед окретања диска. Да би се ово елиминисало, извршено је филтрирање, односно осредњавање измерене вредности кочног момента, како је приказано на слици 4.6.



Слика 4.6. Филтрирање резултата кочног момента

Након овога, формирана је нова матрица где за разлику од претходне сада фигурише средња вредност измереног кочног момента у читавом циклусу кочења. Поред овога, нова матрица садржи и податке о времену кочења  $t_k$ , као и израчунату вредност карактеристике кочнице  $C_k$ .

Експериментални подаци приказани у матрици  $MP [N;4]$  за појединачни циклус кочења користе се за добијање теоријског математичког модела карактеристике кочнице. Основа тог модела је модел из [87]. За разлику од њега где су као улазне величине коришћене пондерисане вредности притиска активирања, брзине и температуре фриксионе површине добијене из експерименталног теста (нпр. тест



хладне кочнице), у овде развијеном новом моделу су коришћене добијене експерименталне вредности притиска активирања, брзине и температуре на фриксионој површини у току појединачног циклуса кочења рачунате у свакој временској тачки зависно од усвојене резолуције мерења. Теоријски модел карактеристике кочнице дат је као степенаста функција трећег реда у следећем облику:

$$C(t_k) = K \cdot p(t_k)^\alpha \cdot v(t_k)^\beta \cdot \theta(t_k)^\gamma \quad (4.3)$$

где су:

- $p$  – притисак активирања кочнице у току кочења,
- $v$  – брзина диска (пропорционална брзини возила) у току циклуса кочења,
- $\theta$  – температура на фриксионој површини у току циклуса кочења,
- $t_k$  – време кочења,
- $K$ , – константа које зависи од конструкције примењеног фриксионог материјала и примењеног металног елемента и
- $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$ , коефицијенти које треба експериментално одредити.

Претпостављена функција за карактеристику кочнице је логаритмована према следећем изразу:

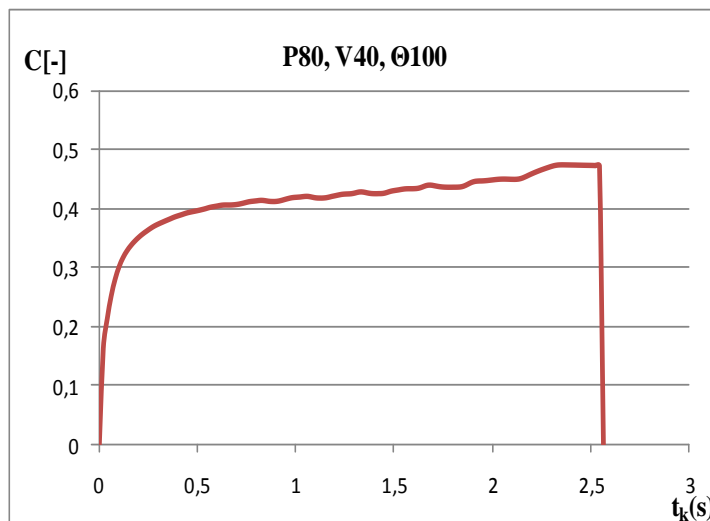
$$\ln C = \ln K + \alpha \ln p + \beta \ln v + \gamma \ln \theta \quad (4.4)$$

а затим је примењен метод најмањих квадрата за одређивање константе  $K$  и коефицијената  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$ . Проблем се практично своди на решавање система од четири једначине са четири непознате ( $K$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$ ) у матричном облику према следећем:

$$\begin{aligned} \alpha (\ln p)^2 + \beta (\ln p \ln v) + \gamma (\ln p \ln \theta) + \ln K \ln p &= (\ln p \ln C) \\ \alpha (\ln p \ln v) + \beta (\ln v)^2 + \gamma (\ln v \ln \theta) + \ln K \ln v &= (\ln v \ln C) \\ \alpha (\ln p \ln \theta) + \beta (\ln v \ln \theta) + \gamma (\ln \theta)^2 + \ln K \ln \theta &= (\ln \theta \ln C) \\ \alpha \ln p + \beta \ln v + \gamma \ln \theta + N \ln K &= \ln C \end{aligned} \quad (4.5)$$

где је  $N$  – укупан број експерименталних података.

Резултат решења претходног система једначина даје теоријску вредност карактеристике кочнице, за претходно дефинисане радне услове (притисак активирања кочнице, температуре на фрикционој површини и брзине кочнице), у току читавог циклуса кочења, као што је приказано на слици 4.7.



Слика 4.7. „Теоријска“ вредност карактеристике кочнице „C“

На слици 4.7. дата је промена карактеристике кочнице у функцији времена кочења за један циклус кочења, при чему ознака на врху дијаграма показује за које радне услове је добијена та вредност карактеристике кочнице у формату “p80, V40, Ø100” и означава притисак активирања кочнице од 80 bar-а, брзину клизања од 40 km/h и температуру фрикционе површине на почетку кочења од 100 °C.

#### 4.1.1.2. Модел снаге и рада кочења

Математички модел снаге кочења дат је изразом 4.6.

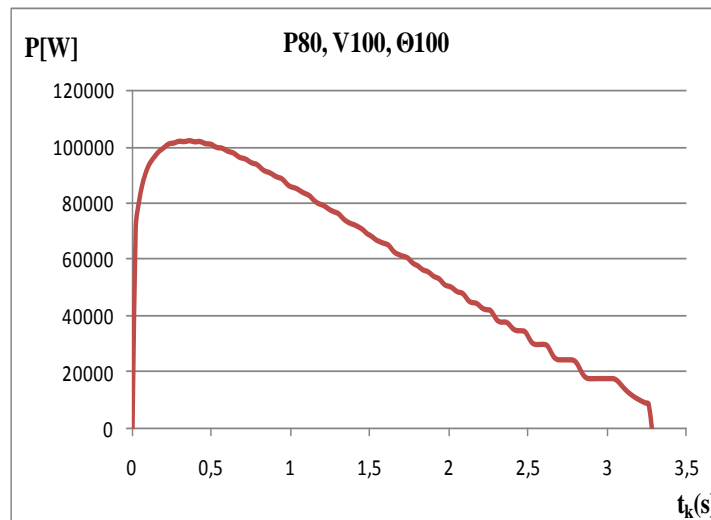
$$P_k(t_k) = K_{P_k} \cdot t_k^{\alpha_{P_k}} \cdot p(t_k)^{\beta_{P_k}} \cdot v(t_k)^{\gamma_{P_k}} \quad (4.6)$$

где су:

- $p$  – притисак активирања кочнице,

- $v$  – брзина диска (пропорционална брзини возила) у току циклуса кочења,
- $t_k$  – време кочења,
- $K_{Pk}$  – константа које зависи од конструкције кочнице и особине примењеног фрикционог материјала и примењеног металног елемента и
- $\alpha_{Pk}$ ,  $\beta_{Pk}$  и  $\gamma_{Pk}$ , коефицијенти које треба одредити.

Теоријска промена снаге кочења у току циклуса кочења за дате радне услове приказана је на слици 4.8.



Слика 4.8. Теоријска промена снаге кочења у току циклуса кочења

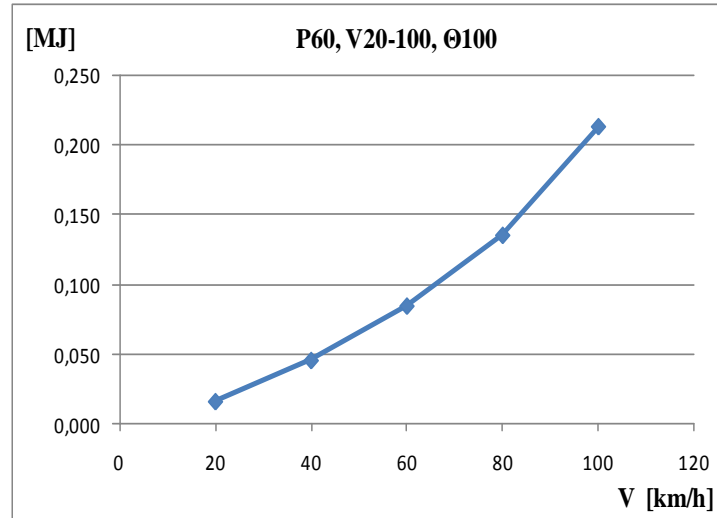
Површина испод криве снаге кочења представља остварени рад кочења у једном циклусу кочења, па се израчунава према следећем изразу:

$$A_K = K_{A_k} \cdot K_{\mu} \int_0^{t_k} p(t_k) \cdot v(t_k) \cdot \mu(t_k) dt_k \quad (4.7)$$

где су:

- $A_K$  – рад кочења и
- $K_{A_k}$  – константа која зависи од геометрије и величине кочног цилиндра и точка.

На слици 4.9. приказане су вредности остварене вредности рада кочења по циклусу за различите брзине на почетку кочења и исти притиска активирања кочнице од 60 bar-а и температуре фрикционе површине на почетку кочења од 100 °C.



Слика 4.9. Остварена вредност рада кочења по циклусу

#### 4.1.1.3. Модел хабања

Хабање је пратећи процес трења и дефинише се као губитак материјала тела у релативном кретању (у случају кочења, диска и диск плочице). На хабање утиче јак велики број фактора који су у међусобној интеракцији. Како је хабање пратећи процес трења, то су и фактори који утичу на хабање идентични онима који утичу и на трење:  $K_w$  константа која зависи од конструкције примењеног фрикционог механизма и особина фрикционог материјала и примењеног металног елемента,  $p$  притисак активирања кочнице (у току циклуса кочења),  $v$  брзина возила током кочења и  $t_k$  време кочења. У том смислу, хабање које се оствари у току једног циклуса кочења може се израчунати на следећи начин:

$$w(t_k) = K_w \cdot p(t_k)^{\alpha_w} \cdot v(t_k)^{\beta_w} \cdot \theta(t_k)^{\gamma_w} \quad (4.8)$$

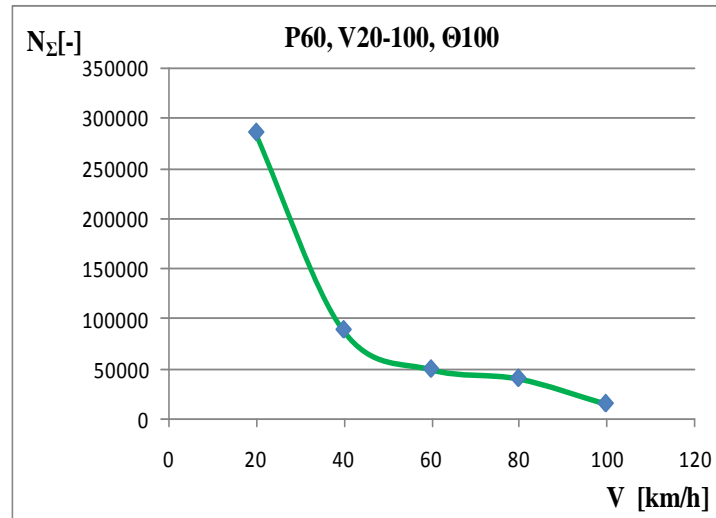
Коефицијенти  $\alpha_w$ ,  $\beta_w$  и  $\gamma_w$  се одређују кроз систем једначина постављен по истом принципу као и за случај израза (4.6).

На основу одређене вредности хабања по циклусу могуће је одредити укупан број активирања кочнице до потпуног истрошења за задату дебљину фрикционог материјала кочне плочице и за дефинисане радне услове.

$$N_{\Sigma} = \frac{w_k}{h_p} \quad (4.9)$$

где су:

- $N_{\Sigma}$  – укупан број циклуса кочења до потпуног истрошења и
- $h_p$  – дебљина фрикционог материјала кочне плочице.

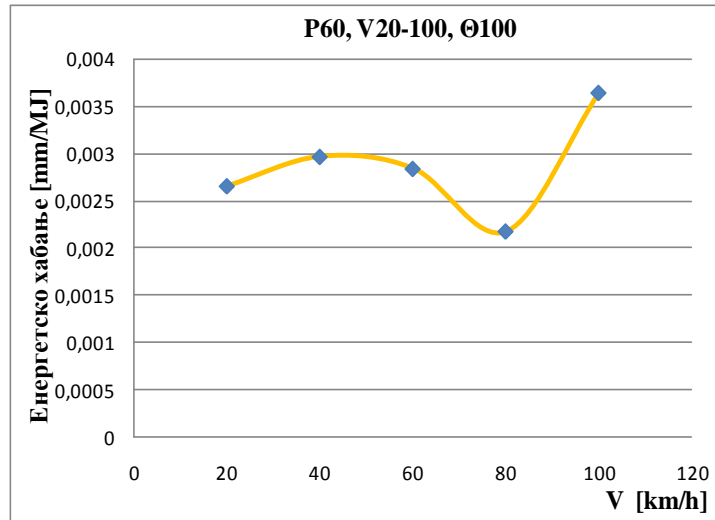


Слика 4.10. Број циклуса кочења за дефинисане радне услове

На слици 4.10 приказане су вредности теоријски максимално могућег броја циклуса кочења за дефинисане радне услове (услови исти као за израчунати рад кочења са слике 4.9).

Такозвано „енергетско хабање“, графички приказано на слици 4.11., које представља однос између хабања и оствареног рада кочења по циклусу, може се представити следећим изразом:

$$w_{sp}(t_k) = \frac{K_w}{K_{W_k} \cdot K_\mu} \frac{p(t_k)^{\alpha_w} \cdot v(t_k)^{\beta_w} \cdot \theta(t_k)^{\gamma_w}}{\int_0^{t_k} p(t_k) \cdot \mu(t_k) \cdot dt_k} \quad (4.10)$$



Слика 4.11. Енергетско истрошење за дефинисане радне услове

#### 4.1.1.4. Модели притиска активирања кочнице, брзине током кочења и температуре фриксионе површине

Анализа претходно спроведених истраживања као и истраживања у оквиру ове докторске дисертације показује значајан степен утицаја притиска активирања кочнице, брзине током кочења и температуре фриксионе површине на енергетски потенцијал кочнице. Из овог разлога је било неопходно развити математичке моделе ових параметара како би се што боље и ефикасније могао сагледати њихов утицај на енергетски потенцијал кочнице.

Ради формирања математичког модела притиска активирања кочнице анализирани су начини пораста притиска на пробном столу за испитивање аутомобилских кочница као и пораст притиска на реалном возилу. Пораст притиска на пробном столу за

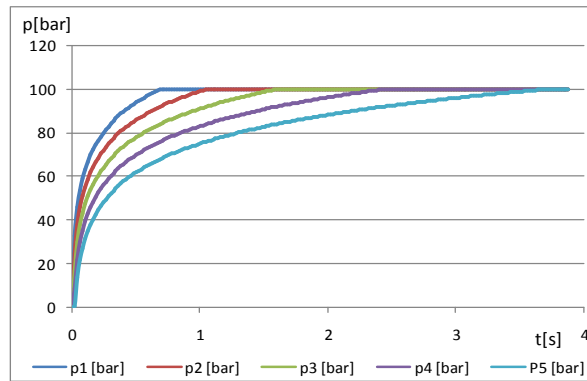
испитивање кочница је веома брз, готово тренутан од нуле до задате вредности, што се најбоље може описати следећим изразом:

$$P_k(t_k) = p_{zad} + \alpha_p \cdot \ln(\beta_p \cdot t_k) \quad (4.11)$$

Где су:

- $p_{zad}$  – задата максимална вредност притиска,
- $\alpha_p$  (2,5 - 19) и  $\beta_p$  (0,75 - 1,45) коефицијенти који дефинишу начин пораста притиска и који зависе од  $p_{zad}$ .

На слици 4.12. приказани су теоријски модели начини пораста притиска до вредности од 60 bar-а за различите вредности  $\alpha_p$  и  $\beta_p$  према изразу 4.12.



Слика 4.12. Теоријски начини пораста притиска до вредности од 60 bar-а према изразу 4.11.

Промена брзине кочнице током кочења зависи пре свега од брзине на почетку кочења и од притиска активирања кочнице. У том смислу брзина током кочења се може описати следећим моделом:

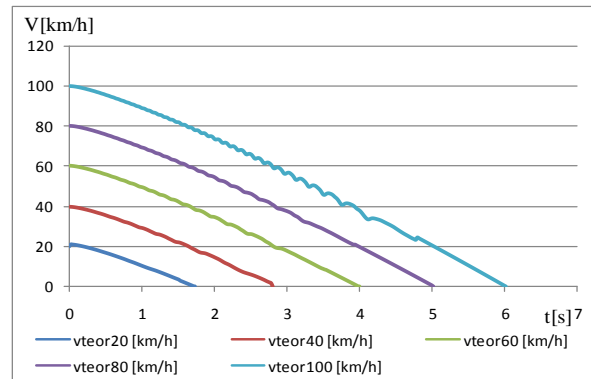
$$V_k = V_p - K_v p(t_k) \cdot t_k^{\alpha_v \cdot p(t_k) + \beta_v} e^{\gamma_v p(t_k)} \quad (4.12)$$

где су:

- $V_k$  – брзина током кочења,
- $V_p$  – брзина на почетку кочења,

- $K_v$  – константа које зависи од конструкције кочнице и особина примењеног фриксионог материјала и примењеног металног елемента и
- $\alpha_v$ ,  $\beta_v$  и  $\gamma_v$ , коефицијенти које треба одредити.

На слици 4.13 графички су приказани теоријски модели промене брзине кочнице током кочења за исте вредности притисака активирања кочнице и температуре фриксионе површине и за различите брзине на почетку кочења.



Слика 4.13. Теоријски модели промене брзине кочнице током кочења

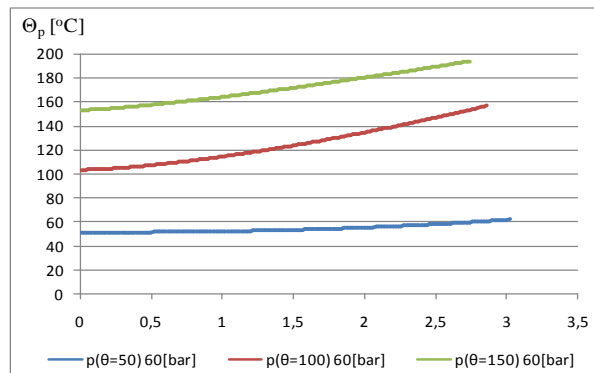
Температура фриксионе површине током кочења зависи пре свега од температуре на почетку кочења, притиска активирања и брзине клизања, као и времена трајања процеса кочења, па је модел температуре дат следећим изразом:

$$T_k = T_p - K_{\ominus} \cdot t^{\alpha_{\ominus}} \quad (4.13)$$

где су:

- $K_{\ominus}$  – константа које зависи од притиска активирања кочнице и брзине на почетку кочења и
- $\alpha_v$  - коефицијент који треба одредити.





Слика 4.14. Теоријски модели промене температуре током кочења

Графички прикази теоријских модела промене температура на основу израза 4.14. приказани су на слици 4.14. Приказани су модели за брзину на почетку кочења 60 km/h, притисак активирања кочнице од 60 bar-а и температуру на почетку кочења од 50, 100 и 150 °C.

## 4.2 СОПСТВЕНА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА

### 4.2.1. Опште

Експериментална истраживања у оквиру дисертације детаљно су планирана и реализована у лабораторијским условима на инерцијском (динамометријском) пробном столу за кочнице. Током испитивања водило се рачуна о томе да спроведени тестови што реалистичније симулирају услове у којима се може наћи аутомобилска кочница. Испитивања су реализована у строго контролисаним условима. Задатак експерименталних истраживања је да се на основу стриктно спроведених испитивања дође до елемената за математичко моделирање циклуса кочења ради сагледавања утицајних фактора на енергетски потенцијал кочнице. Посебна пажња посвећена је рационалном програмирању експерименталних активности како би се из ограниченог броја испитивања добили поуздани резултати. Уз то овим делом истраживања треба да се потврде резултати теоријских истраживања у делу разматрања утицајних фактора на енергетски потенцијал кочнице.

На основу програма експерименталних истраживања спроведене су следеће активности:

- припрема за испитивање, која је обухватила избор кочнице, избор фрикционог материјала, избор пробног стола, избор начина обраде резултата и избор мерења начина истрошења,
- разрађивање кочнице, које је спроведено на свим испитиваним узорцима,
- испитивања перформанси хладне кочнице,
- испитивања перформанси топле кочнице,

- испитивања према посебно дефинисаном програму како би се анализирао појава трибомутација у процесу кочења и
- испитивање истрошења.

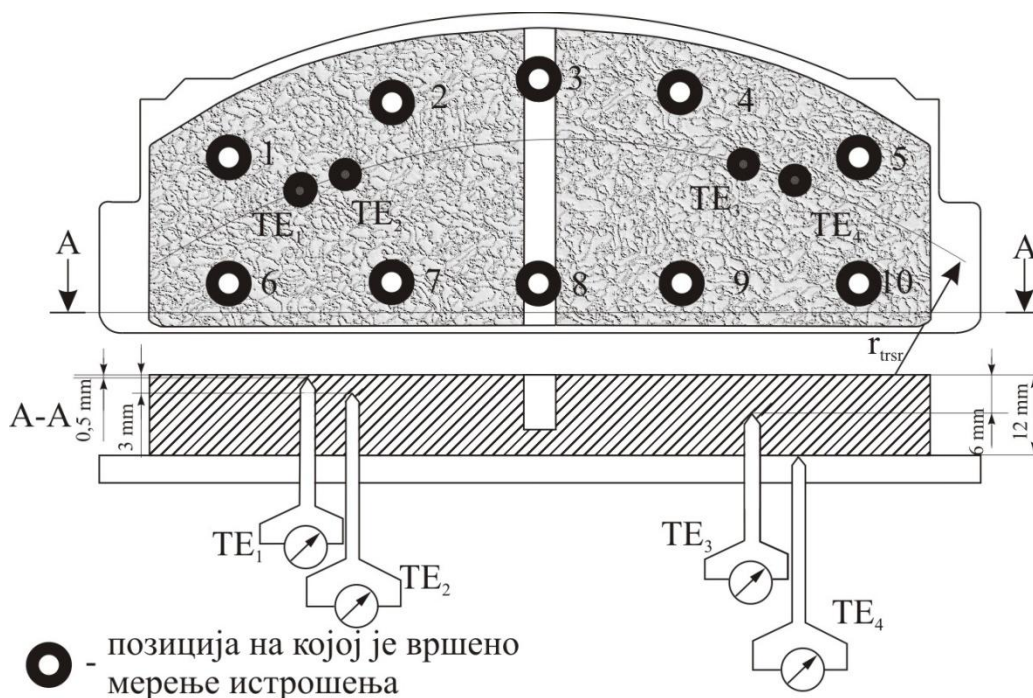
#### **4.2.2. Предмет испитивања, мерна опрема и методологија реализованих испитивања**

У оквиру сопствених експерименталних истраживања коришћена је диск кочница са пливајућом стегом за путничко моторно возило која се широко примењује у путничким возилима. Диск кочница је, за разлику од добош кочнице, мање осетљива на промене карактеристике кочнице у зависности од промене услова рада и оптерећења, посебно на различите температурске услове, што значи да је расипање експерименталних резултата много мање. На овај начин је обезбеђено истраживање феномена који су предмет рада у најнеповољнијем случају тј. у случају у коме објективно треба очекивати најмањи утицај.

Експериментална истраживања су обухватила већи број испитивања на три узорка кочних плочица (А, Б и Ц) уз напомену да су узорци А и Б истог фрикционог материјала, односно истог произвођача, а узорак Ц је од другог произвођача. Испитивани дискови и стега су истог произвођача.

На сваком пару испитиваних плочица, пре почетка испитивања али и у току испитивања према дефинисаном програму, вршено је мерење истрошења, односно промене истрошења на десет мерних места како је приказано на слици 4.15. Мерење истрошења кочне плочице је реализовано помоћу шаблона и микрометара, док је контрола масе вршена помоћу прецизне ваге. Подаци о димензијама и маси кочне плочице и диска за сваки узорак су вођени у виду табеларног приказа који је саставни део Дневника испитивања, док су измерене вредности брзине, притиска активирања, кочнице температуре и кочног момента преко аквизиционог уређаја складиштени у електронској форми на рачунару. У Дневнику испитивања су се прецизно и

хронолошки водили подаци о спроведеним тестовима на свим узорцима, као и запажања током самих испитивања која су се односила нпр. на појаву шкрипе у кочници итд.



Слика 4.15. Испитивана плочица са приказом мерних места

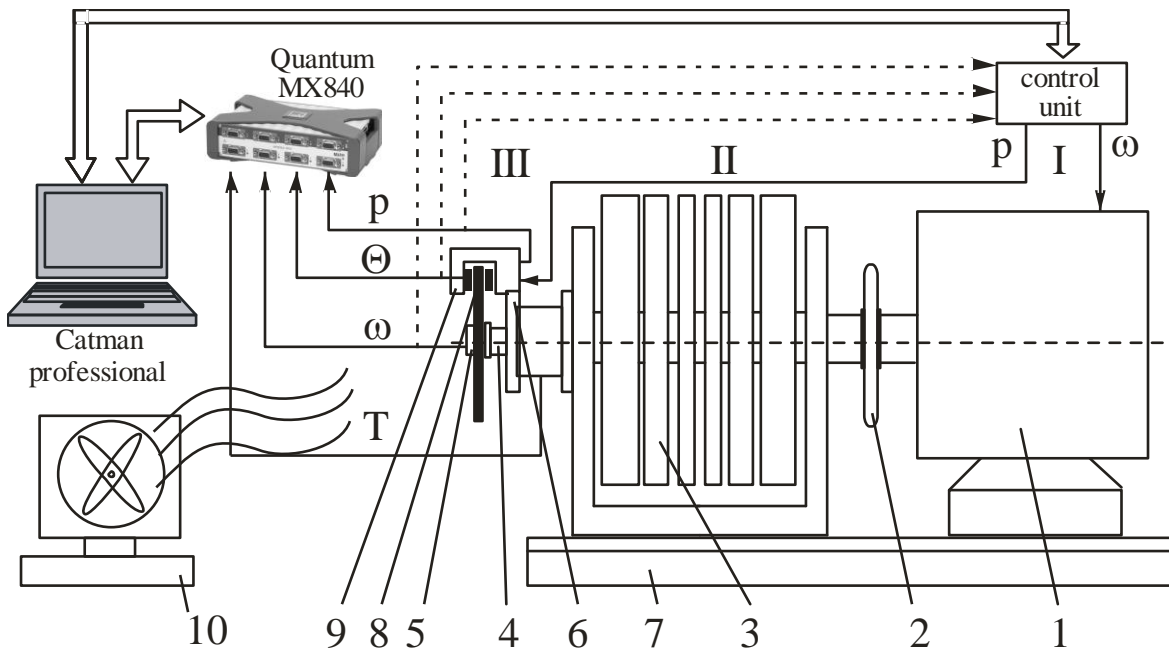
На спољној плочици, на свим узорцима, вршено је мерење температуре на средњем полупречнику трења на дубини од 0,5 mm од фрикционе површине, на слици 4.1. означено са TE<sub>1</sub>. За потребе појединих тестова вршена су и мерења температура у дубини фрикционог материјала кочне плочице такође на средњем полупречнику трења и то TE<sub>2</sub> на 3 mm, TE<sub>3</sub> на 6 mm и TE<sub>4</sub> на 12 mm од фрикционе површине, како је приказано на слици 4.1. Температуре су мерене применом термоелемента тип J.

Конструкцијски параметри кочних плочица на којима је реализовано испитивање, а који су од утицаја на предметно истраживање у оквиру докторске дисертације су следећи : маса кочне плочице је 223,5g +/- 0,5 g, маса металног носача фрикционог материјала је 129g +/- 1 g, површина фрикционог материјала који долази у контакт са диском је 3118,83 mm<sup>2</sup> +/- 1 mm<sup>2</sup>.

Експериментална истраживања су спроведена на динамометријском инерцијском пробном столу ПСК-20 Машинског факултета Универзитета у Београду. Изглед пробног стола је приказан на слици 2.3. Пробни сто ПСК-20 је универзалан и користи се за испитивање широког опсега различитих кочница путничких и лаких теретних моторних возила.

Како је приказано на слици 4.16. пробни сто ПСК-20 је линијски. Систем поседује шест замајаца (3) који су монтирани на централно вратило (4) и симулирају масу возила која “отпада” на један точак односно на једну кочницу возила. Различити моменти инерције се добијају повезивањем одговарајућих замајаца између 10 и 200kgm<sup>2</sup>. Прецизна симулација момента инерције се добија подешавањем DC електромотора (1) са континуалном регулацијом угаоне брзине, која се на замајце преноси преко перифлекс спојнице (2). Кочни диск (8) је преко прирубнице (5) повезан са вратилом (4), док је стега (9) спојена са непокретном прирубницом (6) која је повезана са основом пробног стола (7). У току испитивања обезбеђено је хлађење кочнице вентилатором (10) који обезбеђује брзину струјања ваздуха од 10m/s.

Пробни сто ради у строго контролисаним радним условима кочнице који се односе на притисак активирања, почетну брзину кочења и температуре на фриксионој површини кочнице. Цео систем је опремљен системом за рачунарско управљање и аквизицију података. Рачунарска јединица управља угаоном брзином  $\omega$  и притиском активирања кочнице  $p$ , док систем за аквизицију података мери притисак активирања кочнице  $p$ , угаону брзину  $\omega$ , температуру на фриксионој површини  $\theta$ , као и кочни момент  $M_k$ .

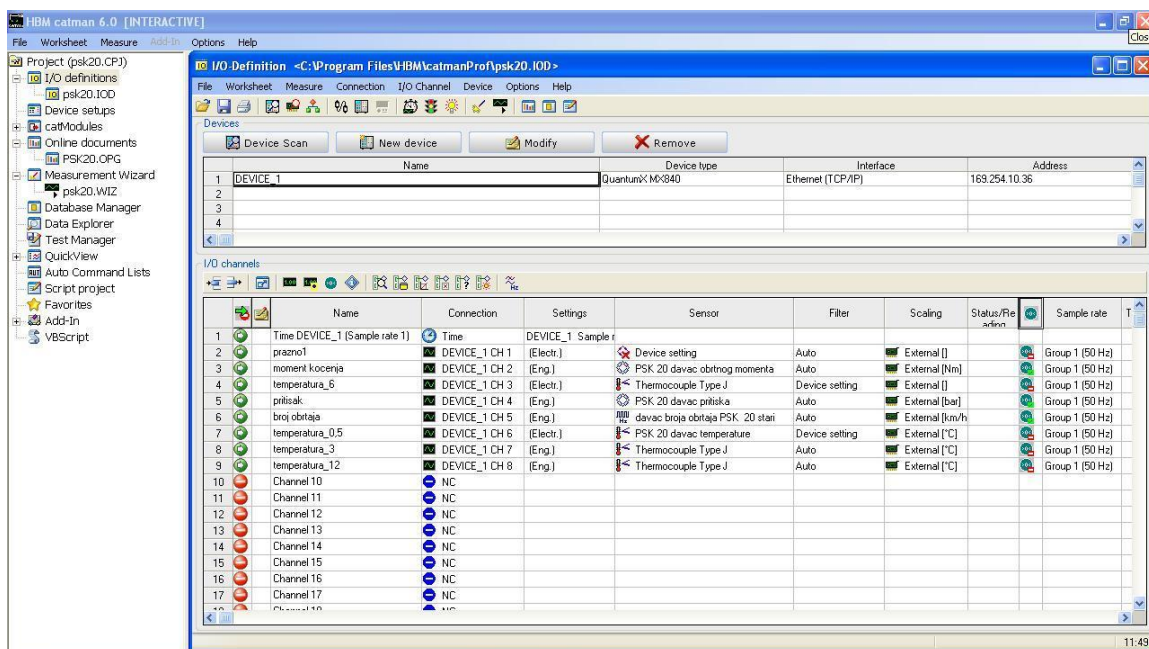


Слика 4.16. Принципијелна схема мерног система за испитивање кочница

Кочни момент се мери помоћу мерних трака, притисак активирања отпорним давачем притиска, угаона брзина оптичким енкодером док се за мерње температуре користи термоелемент тип J са електричном компензацијом хладног краја. Аквизиција података обављена је применом савремене мерне технике уз одговарајући софтвер. Дигитални мерно појачивачки мост омогућава паралелно семпловање свих канала и са А/Д конвертором са 24 бита резолуције на сваком каналу и галванским одвајањем улаза. Осим овога, аквизицијски систем омогућава хардверско али и софтверско, нумеричко филтрирање сигнала као и дигитално процесирање података. Софтвер обезбеђује пренос података, визуализацију, подешавање параметара, као и постпроцесирање резултата мерења.

Учестаност узорковања сигнала са давача је вршена са фреквенцијом од 50 Hz што је омогућило веома прецизну анализу података. На овај начин су услови за испитивање кочнице у строго контролисаним условима потпуно обезбеђени.

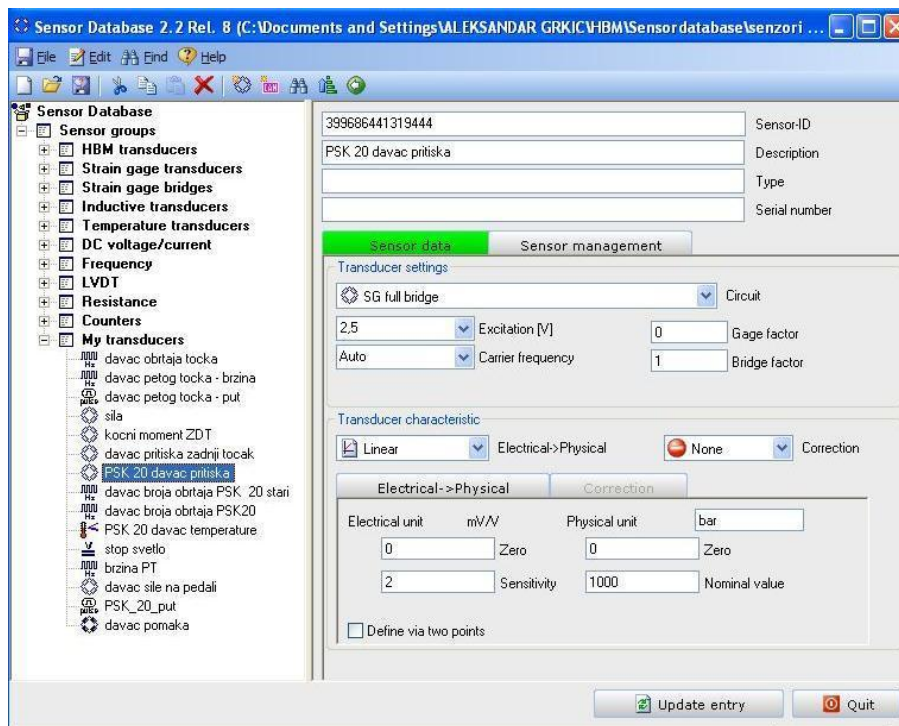
На слици 4.17. приказан је изглед основног менија софтвера за аквизицију података.



Слика 4.17. Основни мени софтвера за аквизицију података

Са претходне слике је уочљиво да је за аквизицију података коришћен уређај HBM Quantum MX 840 који је преко етернет комуникације повезан са рачунаром. На канал број два повезане су мерне траке преко којих је мерен кочни момент, на канал број 3 термопар за мерење температуре у дубини фрикционог материјала кочне плочице на 6 mm од фрикционе површине, на канал број 4 повезан је давач притиска ради мерења притиска активирања кочнице, на канал број 5 оптички енкодер ради мерења угаоне брзине диска, канал број 6 је искоришћен за мерење температуре на 0,5 mm од фрикционе површине кочне плочице, док је на каналима 7 и 8 мерена температура у дубини фрикционог материјала кочне плочице на 3 односно на 12 mm од фрикционе површине. Сви подаци се бележе у функцији времена.

За све даваче је пре почетка мерења извршена електрична калибрација, осим за мерне траке помоћу којих је мерен кочни момент. Пример електричне калибрације за давач притиска приказан је на слици 4.18.



Слика 4.18. Калибрација давача притиска

Калибрација мерних трака је реализована физички. У стању мировања кочница је активирана притиском од 100 bar-а, а затим је преко полуге дужине 1000 mm вршено оптерећивање познатом масом у пет тачака. За сваку вредност познатог оптерећења (односно момента силе) добијена је вредност са мерне дијагонале мерних трака у mV/V. Након овога је формиран калибрациони дијаграм који је унет као карактеристика давача кочног момента. Софтвер за аквизицију података је подешен да се пре сваког циклуса мерења аутоматски врши провера задатих калибрација давача и уравнотежење система мерења чиме је обезбеђено поверење односно поузданост резултата мерења.

Коришћени софтвер за аквизицију података омогућава праћење резултата мерења у реалном времену, што обезбеђује реакцију у случају да нека од мерних величина достигне неку неочекивану вредност (нпр. отказ неког од давача или заглављивање стеге кочнице, односно блокирање кочнице, што резултује порастом температуре на



фрикционој површини и појавом кочног момента иако кочница није активирана, итд.).

Пре спровођења планираних тестова за сваки узорак кочних плочица спроведен је поступак разрађивања. Када су нова плочица и диск у контакту, током процеса кочења реална фрикциона површина је само делимична, две површине нису потпуно налегле једна на другу, односно није достигнута тзв. геометријска конформност. Налегане се постиже хабањем односно трошењем фрикционих површина. Повећањем броја кочења, површине диска и кочне плочице се мењају како на микро тако и макро нивоу уз постепено повећање локалних реалних зона налегања. Поступком разрађивања према дефинисаној методологији обезбеђује се потребна површина налегања од најмање 80% расположиве површине. Разлог спровођења поступка разрађивања кочнице је јер се према [22, 31, 58, 89], сматра да потпуно нова кочница није у стању да обезбеди постизање прописаних или потребних функционалних карактеристика, због тога што тек разрађена кочница ради у потпуности под пројектованим оптерећењима. Осим овога, према [89], разрађивање кочнице може да утиче на функционалне карактеристике, односно на трење и хабање кочнице, па је због објективног постојања утицаја разрађивања кочнице на њене функционалне карактеристике планирано истраживање овог утицаја на енергетски потенцијал кочнице. Поступак разрађивања кочнице је спроведен по методологији која подразумева почетак кочења са почетном брзином од 60 km/h, притиском активирања кочнице од 60 bar-а и температуром фрикционе површине на почетку процеса кочења мањом од 100°C. У овако дефинисаним условима реализовано је по 100 циклуса кочења за сваки узорак, након чега је вршена визуелна инспекција односно провера да ли се преко најмање 80 % фрикционе површине кочне плочице остварује контакт са површином диска у процесу кочења.

Сама процедура испитивања без обзира на то да ли се радило о поступку разрађивања, испитивању хладне односно топле кочнице, испитивања истрошења или специјалних тестова обухватала је следећи поступак:

Кочења су вршена од почетне брзине до заустављања. Све време мерења кочница је изложена хлађењу под дејством вентилатора. Диск се залеће до дефинисане брзине, брзина се устали, електромотор се искључује и сада се диск окреће под дејством замајних маса који симулирају масу возила која отпада на кочени точак, а затим се активира кочница унапред дефинисаним притиском и кочница се кочи се до заустављања. Након завршеног циклуса кочења диск остаје у стању мировања. Залетање диска почиње у последњој фази хлађења кочнице уз услов да нови циклус кочења, без обзира на достигнуту дефинисану почетну брзину кочења, не сме да почне уколико температура фрикционе површине није на унапред дефинисаној почетној вредности.

Тестови испитивања перформанси хладне кочнице и тестови испитивања перформанси топле кочнице реализовани су са циљем истраживања утицаја притиска, брзине и температуре на трење. Тестови су реализовани на матричном принципу. Притисак активирања кочнице се кретао у границама од 20-100 bar-а. За сваки задати притисак мењана је почетна брзина кочења која се кретала у границама од 20-100 km/h. Температуре фрикционе површине на почетку циклуса кочења су се кретале у границама од 50 до 400 °C, при чему су тестови са температурама 50 и 100°C сматрани тестовима на хладно док су тестови у условима температура у границама од 150-400 °C сматрани тестовима на топло.

У циљу анализе појава трибомутација у процесу кочења спроведена су испитивања према посебно дефинисаном програму. Ова испитивања су подразумевала велики број понављања идентичних циклуса кочења односно у истим радним условима (почетна брзина  $v = 60$  km/h, притисак активирања кочнице  $p = 60$  bar-а и температуре фрикционе површине на почетку циклуса кочења 50, 100, 150, 200, 250, и 300 °C).

Тестови истрошења су реализовани у циљу сагледавања енергетског потенцијала кочнице са становишта века и потврде хипотезе о линеарној акумулацији истрошења. Програмом испитивања тестови истрошења нису реализовани посебно већ као

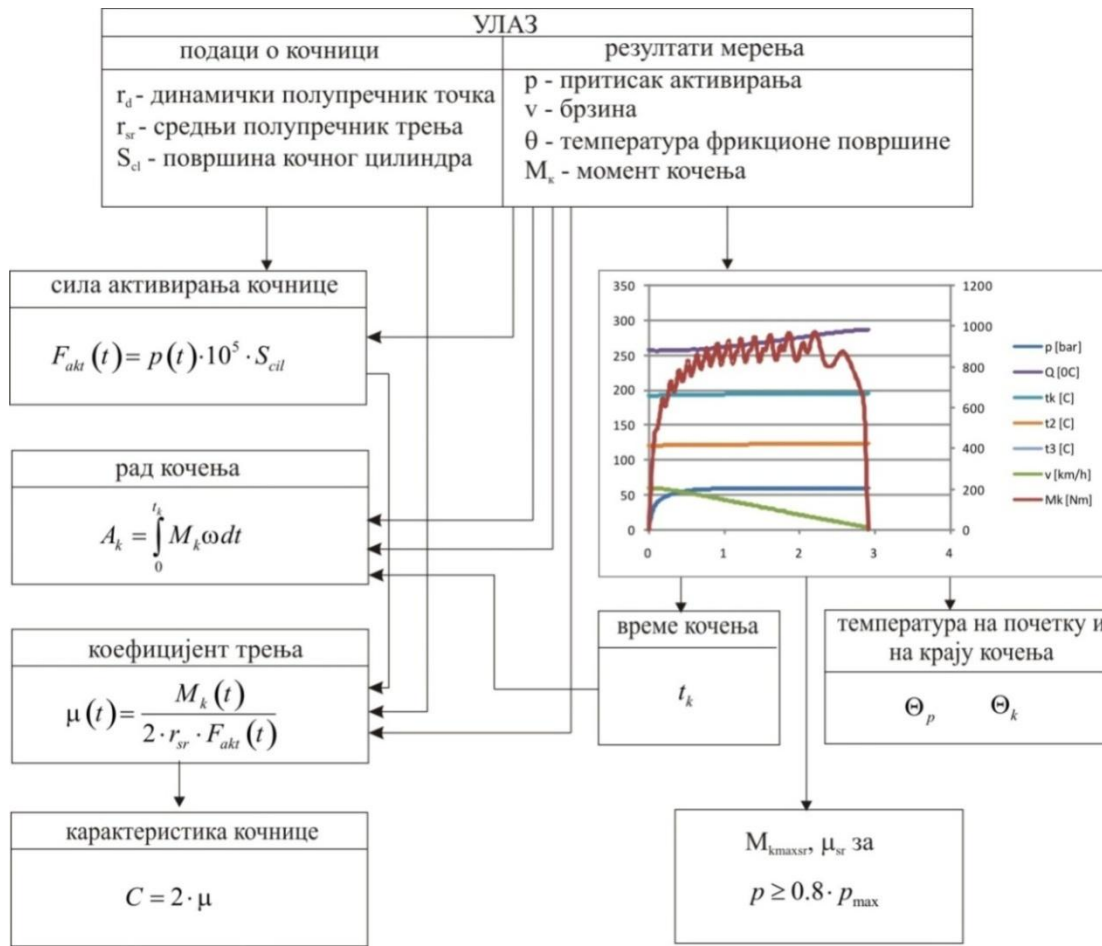
наставак претходно реализованих тестова (разрађивање, испитивање перформанси на хладно и на топло), односно наведени и претходно реализовани тестови су чинили прву фазу испитивања истрошења. Димензијска контрола је вршена након завршеног разрађивања, касније након сваког испитивања перформанси на хладно односно испитивања перформанси на топло. Након завршених тестова на хладно и на топло, спроведена је друга фаза тестова истрошења која је подразумевала следеће услове: почетна брзина 60 km/h, притисак активирања кочнице 60 bar и температуре фрикционе површине на почетку циклуса кочења 100, 150 и 200 °C. Димензијска контрола је вршена на сваких 100 циклуса.

Експериментална истраживања садрже и део у коме на основу резултата теоријских истраживања спроведена и одговарајућа испитивања чији резултати служе за потврђивање математичких модела за оцену утицајних фактора на енергетски потенцијал фрикционе кочнице.

Мерене величине се снимају у континуитету током читавог процеса испитивања што омогућава не само анализу мерних величина у току процеса кочења, већ и нпр. праћење нивоа температуре у процесу хлађења кочнице и непосредно пре кочења што је веома важно за анализу топлотних оптерећења кочнице.

Обрада резултата испитивања је вршена у посебно развијеном програму чији је алгоритам приказан на слици 4.19. У програм за обраду података је потребно унети податке о испитиваној кочници који се односе на динамички полупречник точка  $r_d$ , средњи полупречник трења  $r_{sr}$  и податак о површини кочног цилиндра  $S_{cil}$ , док остали улазни подаци представљају резултати измерених величина у процесу испитивања.

Дефинисани програм у тзв. „сировим“ подацима „проналази“ све циклусе кочења за један задати притисак активирања кочнице и све дефинисане почетне брзине, слаже их по редоследу и након тога прави извештај о извршеном тесту. Извештај се формира табеларно за сваки циклус појединачно али и групно за реализовани задати тест испитивања. Осим овога, за сваки циклус се даје и графички приказ измерених величина.



Слика 4.19. Алгоритам програма за обраду резултата испитивања

Изглед извештаја једног карактеристичног теста приказан је у табlici 4.1. У приказаном случају реализовано је пет циклуса кочења са унапред дефинисаним константним притиском и пет различитих почетних брзина.

Приказане величине у табlici 1. су измерене или израчунате следеће величине:  $\omega_0$  угаона брзину диска на почетку кочења,  $F_a$  сила активирања кочнице,  $M_{kmax}$  максимална остварена вредност кочног момента,  $M_{kmaxsr}$  средња маскимална вредност момента кочења (односно средња вредност кочног момента који је остварен у времену од када је притисак активирања остварио вредност од  $0,8p_{max}$  до када је

брзина достигла вредност од  $0,1v_0$ ),  $t_z$  представља време кочења односно време од када је притисак активирања достигао вредност од 0,2 од  $p_{max}$  до заустављања диска односно до тренутка када је  $v=60$  km/h.

Таблица 4.1.

Ред.бр. циклуса	$\omega_0$	$F_a$	$M_{kmax}$	$M_{kmaxs}$	$t_z$	$A_k$	$\mu$	$\Theta_p$	$\Theta_k$
	[s <sup>-1</sup> ]	[N]	[Nm]	[Nm]	[s]	[J]	-	[°C]	[°C]
1	20,23	10848,00	809,86	660,70	1,30	11095,54	0,31	94,46	94,17
2	41,37	11086,92	807,09	664,02	2,46	47316,01	0,30	88,52	88,70
3	60,88	11142,48	827,49	724,24	3,34	124005,49	0,33	91,42	93,98
4	81,26	11211,18	900,98	794,07	4,00	255959,09	0,35	99,70	107,04
5	102,18	11299,52	883,99	799,60	4,94	459461,22	0,35	97,61	112,42

Рад кочења остварен у току једног циклуса кочења означен је са  $A_k$ , а  $\mu$  је остварено трење (односно његова средња вредност) у времену од када је притисак активирања остварио вредност од  $0,8p_{max}$  до када је брзина достигла вредност од  $0,1v_0$ . Вредност температуре на површини кочне плочице на почетку кочења означено је са  $\Theta_p$ , док  $\Theta_k$  представља вредност температуре на површини кочне плочице на крају процеса кочења.

За сваки појединачни циклус се формира посебан извештај. Резултати једног појединачног циклуса за почетну брзину  $v=60$  km/h, притисак активирања кочнице од  $p=100$  bar-а и температуре на површини кочне плочице на почетку процеса кочења  $\Theta_p \leq 100$  °C приказани су у табlici 4.2.

Таблица 4.2.

t	p	$M_k$	v	$\Theta$	$\omega$	$F_a$	$A_{ki}$	$\mu$	c	$t_k$
[s]	[bar]	[Nm]	[km/h]	[°C]	[s <sup>-1</sup> ]	[N]	[J]			[s]
0,00	0,00	0,00	60,15	96,61						0,00
0,02	35,02	296,25	60,29	96,61	61,34	6336,98	363,44	0,23	0,46	0,02
0,04	45,81	421,17	60,30	96,62	61,36	8289,06	516,84	0,25	0,50	0,04
0,06	54,21	518,17	60,00	96,63	61,05	9808,80	632,66	0,26	0,52	0,06
0,08	60,55	590,29	59,69	96,65	60,73	10956,34	717,01	0,26	0,53	0,08
0,10	65,38	630,38	59,49	96,68	60,53	11830,29	763,16	0,26	0,52	0,10
0,12	69,19	696,27	59,28	96,71	60,32	12520,08	839,92	0,27	0,54	0,12

0,14	72,27	748,15	59,13	96,74	60,16	13077,46	900,20	0,28	0,56	0,14
0,16	74,76	779,08	58,74	96,77	59,77	13527,76	931,27	0,28	0,56	0,16
0,18	76,84	803,44	58,27	96,81	59,29	13904,98	952,76	0,28	0,56	0,18
0,20	78,68	802,29	57,99	96,86	59,01	14236,76	946,80	0,28	0,55	0,20
0,22	80,31	836,16	57,62	96,91	58,62	14532,47	980,37	0,28	0,56	0,22
0,24	81,83	893,13	57,31	96,96	58,31	14808,16	1041,65	0,29	0,59	0,24
0,26	83,11	922,53	56,93	97,00	57,93	15039,75	1068,79	0,30	0,60	0,26
0,28	84,10	944,00	56,14	97,05	57,13	15218,08	1078,55	0,30	0,61	0,28
0,30	85,03	939,41	55,60	97,10	56,57	15386,65	1062,87	0,30	0,60	0,30
0,32	85,93	928,81	55,23	97,15	56,20	15548,84	1043,94	0,29	0,58	0,32
0,34	86,86	972,23	54,77	97,21	55,73	15718,32	1083,70	0,30	0,60	0,34
0,36	87,82	1019,15	54,49	97,26	55,45	15890,65	1130,17	0,31	0,63	0,36
0,38	88,57	1041,37	53,97	97,32	54,92	16027,02	1143,77	0,32	0,63	0,38
0,40	89,14	1055,04	53,15	97,37	54,08	16129,97	1141,10	0,32	0,64	0,40
0,42	89,76	1034,81	52,68	97,43	53,60	16242,38	1109,42	0,31	0,62	0,42
0,44	90,38	1019,65	52,28	97,48	53,19	16354,00	1084,71	0,30	0,61	0,44
0,46	91,10	1066,18	51,71	97,54	52,61	16484,40	1121,84	0,32	0,63	0,46
0,48	91,87	1113,20	51,38	97,60	52,28	16624,66	1163,93	0,33	0,65	0,48
0,50	92,45	1131,78	50,84	97,66	51,73	16730,25	1170,85	0,33	0,66	0,50
0,52	92,82	1148,17	49,77	97,73	50,64	16796,03	1162,82	0,33	0,67	0,52
0,54	93,23	1137,69	49,09	97,81	49,95	16870,97	1136,55	0,33	0,66	0,54
0,56	93,66	1107,13	48,79	97,88	49,65	16948,14	1099,30	0,32	0,64	0,56
0,58	94,08	1129,86	48,28	97,94	49,13	17025,17	1110,09	0,32	0,65	0,58
0,60	94,70	1184,37	47,86	98,01	48,70	17136,58	1153,61	0,34	0,67	0,60
0,62	95,22	1205,23	47,65	98,07	48,48	17229,93	1168,60	0,34	0,68	0,62
0,64	95,50	1213,28	46,69	98,15	47,51	17281,22	1152,82	0,34	0,69	0,64
0,66	95,68	1229,79	45,48	98,22	46,27	17313,38	1138,13	0,35	0,69	0,66
0,68	95,97	1214,59	44,92	98,29	45,71	17366,99	1110,29	0,34	0,68	0,68
0,70	96,19	1178,55	44,67	98,36	45,45	17405,91	1071,24	0,33	0,66	0,70
0,72	96,38	1194,08	44,05	98,42	44,82	17439,63	1070,32	0,33	0,67	0,72
0,74	96,82	1248,94	43,54	98,50	44,30	17520,53	1106,61	0,35	0,70	0,74
0,76	97,24	1272,24	43,37	98,57	44,13	17596,76	1122,80	0,35	0,71	0,76
0,78	97,45	1269,14	42,69	98,64	43,44	17633,83	1102,55	0,35	0,70	0,78
0,80	97,44	1279,04	41,17	98,72	41,89	17633,09	1071,59	0,35	0,71	0,80
0,82	97,54	1288,29	40,20	98,79	40,90	17650,56	1053,80	0,36	0,71	0,82
0,84	97,71	1261,18	39,95	98,86	40,65	17681,02	1025,33	0,35	0,70	0,84
0,86	97,75	1229,16	39,68	98,93	40,38	17687,55	992,55	0,34	0,68	0,86
0,88	97,79	1249,67	38,92	99,01	39,60	17696,29	989,74	0,34	0,69	0,88
0,90	98,13	1303,87	38,37	99,09	39,04	17757,85	1018,17	0,36	0,72	0,90
0,92	98,52	1327,31	38,22	99,16	38,89	17826,95	1032,34	0,36	0,73	0,92
0,94	98,68	1319,05	37,97	99,23	38,64	17856,30	1019,25	0,36	0,72	0,94
0,96	98,66	1317,01	36,46	99,29	37,10	17853,01	977,27	0,36	0,72	0,96

0,98	98,53	1334,76	34,91	99,36	35,52	17830,15	948,31	0,37	0,73	0,98
1,00	98,60	1343,83	34,31	99,43	34,91	17842,57	938,16	0,37	0,74	1,00
1,02	98,73	1319,51	34,24	99,49	34,84	17865,36	919,47	0,36	0,72	1,02
1,04	98,69	1285,06	34,06	99,55	34,66	17858,92	890,68	0,35	0,70	1,04
1,06	98,61	1284,15	32,97	99,62	33,55	17844,01	861,61	0,35	0,70	1,06
1,08	98,68	1324,54	31,94	99,67	32,50	17856,46	860,84	0,36	0,72	1,08
1,10	99,04	1362,32	31,56	99,73	32,11	17922,08	874,92	0,37	0,74	1,10
1,12	99,34	1365,94	31,53	99,78	32,08	17975,42	876,38	0,37	0,74	1,12
1,14	99,40	1349,52	31,48	99,84	32,03	17987,34	864,62	0,37	0,73	1,14
1,16	99,39	1339,25	30,43	99,90	30,96	17985,37	829,35	0,36	0,73	1,16
1,18	99,28	1347,02	28,73	99,97	29,24	17964,53	787,65	0,37	0,73	1,18
1,20	99,11	1364,30	27,82	100,03	28,31	17934,68	772,41	0,37	0,74	1,20
1,22	99,16	1371,69	27,64	100,09	28,12	17944,20	771,42	0,37	0,75	1,22
1,24	99,33	1355,21	27,66	100,14	28,14	17973,77	762,74	0,37	0,74	1,24
1,26	99,34	1321,43	27,66	100,19	28,15	17976,40	743,86	0,36	0,72	1,26
1,28	99,22	1295,12	27,06	100,24	27,54	17954,04	713,30	0,35	0,70	1,28
1,30	99,11	1295,43	26,80	100,30	25,57	17934,66	662,61	0,35	0,71	1,30
1,32	99,07	1323,58	26,00	100,37	23,84	17927,05	631,03	0,36	0,72	1,32
1,34	99,14	1364,02	25,00	100,42	23,20	17940,49	632,92	0,37	0,74	1,34
1,36	99,43	1391,50	24,00	100,45	23,14	17991,97	643,97	0,38	0,75	1,36
1,38	99,75	1394,00	23,00	100,49	23,17	18049,55	645,96	0,38	0,75	1,38
1,40	99,84	1380,48	22,00	100,52	23,18	18067,23	639,86	0,37	0,75	1,40
1,42	99,79	1363,30	21,30	100,56	23,16	18056,76	631,58	0,37	0,74	1,42
1,44	99,75	1349,94	20,80	100,61	22,72	18050,80	613,32	0,37	0,73	1,44
1,46	99,75	1344,72	20,30	100,65	21,13	18051,02	568,29	0,36	0,73	1,46
1,48	99,72	1346,84	19,80	100,68	19,11	18045,36	514,88	0,36	0,73	1,48
1,50	99,62	1354,45	19,30	100,71	17,92	18026,12	485,48	0,37	0,73	1,50
1,52	99,45	1366,20	18,80	100,74	17,60	17995,72	480,86	0,37	0,74	1,52
1,54	99,33	1377,00	18,30	100,79	17,59	17974,45	484,48	0,37	0,75	1,54
1,56	99,35	1383,17	17,80	100,84	17,61	17977,48	487,13	0,38	0,75	1,56
1,58	99,48	1382,81	17,16	100,88	17,61	18001,52	487,02	0,37	0,75	1,58
1,60	99,64	1374,93	15,00	100,91	17,61	18030,65	484,18	0,37	0,74	1,60
1,62	99,75	1361,67	14,00	100,93	17,61	18050,14	479,50	0,37	0,74	1,62
1,64	99,77	1345,79	13,00	100,96	17,60	18054,57	473,83	0,36	0,73	1,64
1,66	99,75	1329,72	12,00	100,99	17,37	18050,42	461,94	0,36	0,72	1,66
1,68	99,71	1312,48	11,00	101,03	16,45	18043,46	431,81	0,36	0,71	1,68
1,70	99,66	1295,07	10,00	101,05	15,09	18034,59	390,92	0,35	0,70	1,70
1,72	99,62	1280,38	9,00	101,08	13,77	18026,13	352,49	0,35	0,69	1,72
1,74	99,58	1267,98	8,00	101,12	12,64	18020,10	320,54	0,34	0,69	1,74
1,76	99,55	1255,54	7,00	101,15	11,69	18014,25	293,66	0,34	0,68	1,76
1,78	99,52	1242,39	6,00	101,18	10,88	18008,95	270,42	0,34	0,67	1,78
1,80	99,51	1227,96	5,00	101,21	10,18	18007,05	249,91	0,33	0,67	1,80

1,82	99,50	1209,20	4,00	101,24	9,55	18005,90	231,07	0,33	0,66	1,82
1,84	99,51	1179,81	3,00	101,26	9,01	18006,53	212,49	0,32	0,64	1,84
1,86	99,50	1115,79	2,00	101,29	8,52	18005,53	190,04	0,30	0,60	1,86
1,88	99,41	880,29	1,00	101,32	8,08	17989,37	142,20	0,24	0,48	1,88
1,90	99,27	0,00	0,00	101,35	0,00	17963,39	0,00	0,00	0,00	1,90

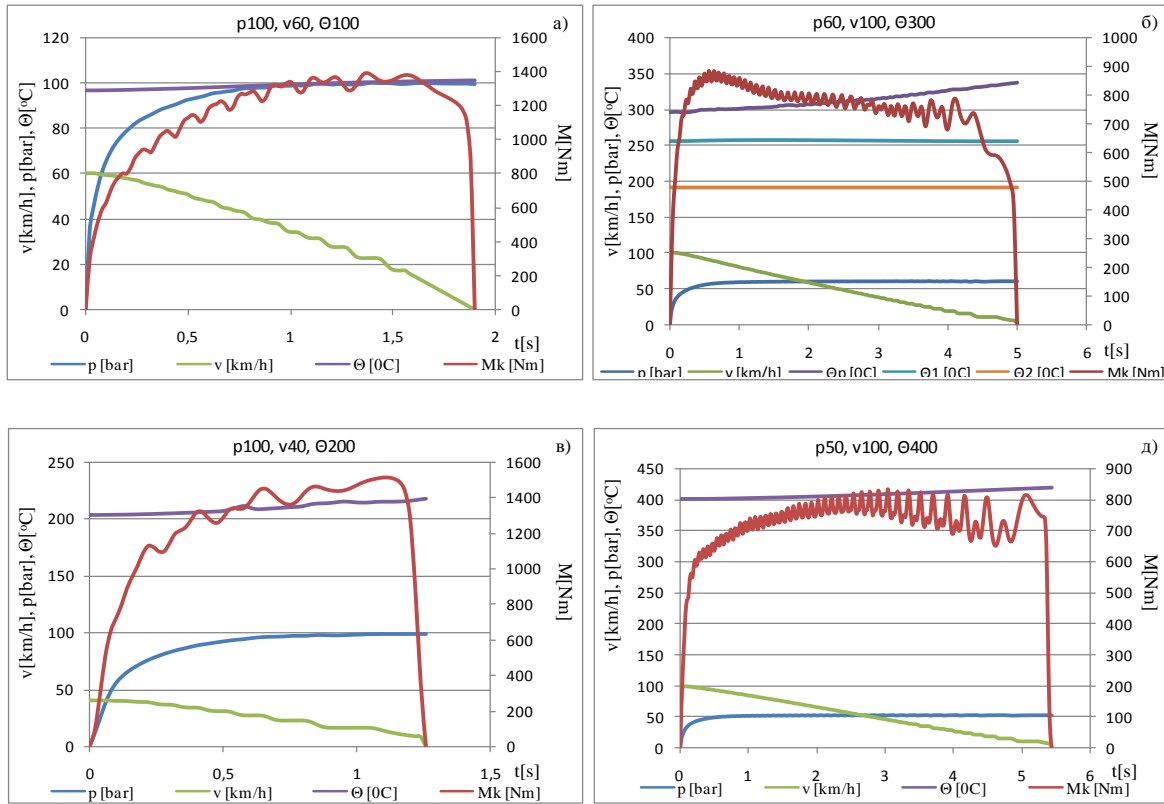
У табелици 4.2. су осим измерених тренутних вредности брзине  $v$ , односно броја обртаја диска  $\omega$ , притиска активирања  $p$ , температуре на површини кочне плочице на почетку процеса кочења  $\Theta_p$ , приказане и силе активирања  $F$ , тренутно остварене вредности рада кочења,  $A_{ki}$ , тренутне вредности трења  $\mu$  и карактеристике кочнице  $C$ .

Сви резултати су приказани у функцији времена кочења. Уочљиво је да су подаци бележени на сваке 0,02 секунде односно да је фреквенција одабира била 50 Hz.

Графички приказ измерених вредности у току једног циклуса кочења на бази горе приказане таблице 4.2. приказан је на слици 4.20. Са слике 4.20.а) је уочљиво да је кочење почело при почетној брзини  $v$  од 60 km/h, зелена линија, температуром фрикционе површине кочне плочице  $\theta$  мањом до 100°C, љубичаста линија и притиском активирања кочнице од  $p=100$  bar-а, плава линија. Као резултат процеса кочења при горе наведеним условима је остварен кочни момент,  $M_k$  који је на слици 4.20. приказан црвеном линијом. Крај циклуса кочења је у тренутку када је вредност коченог момента односно брзина достигла вредност 0.

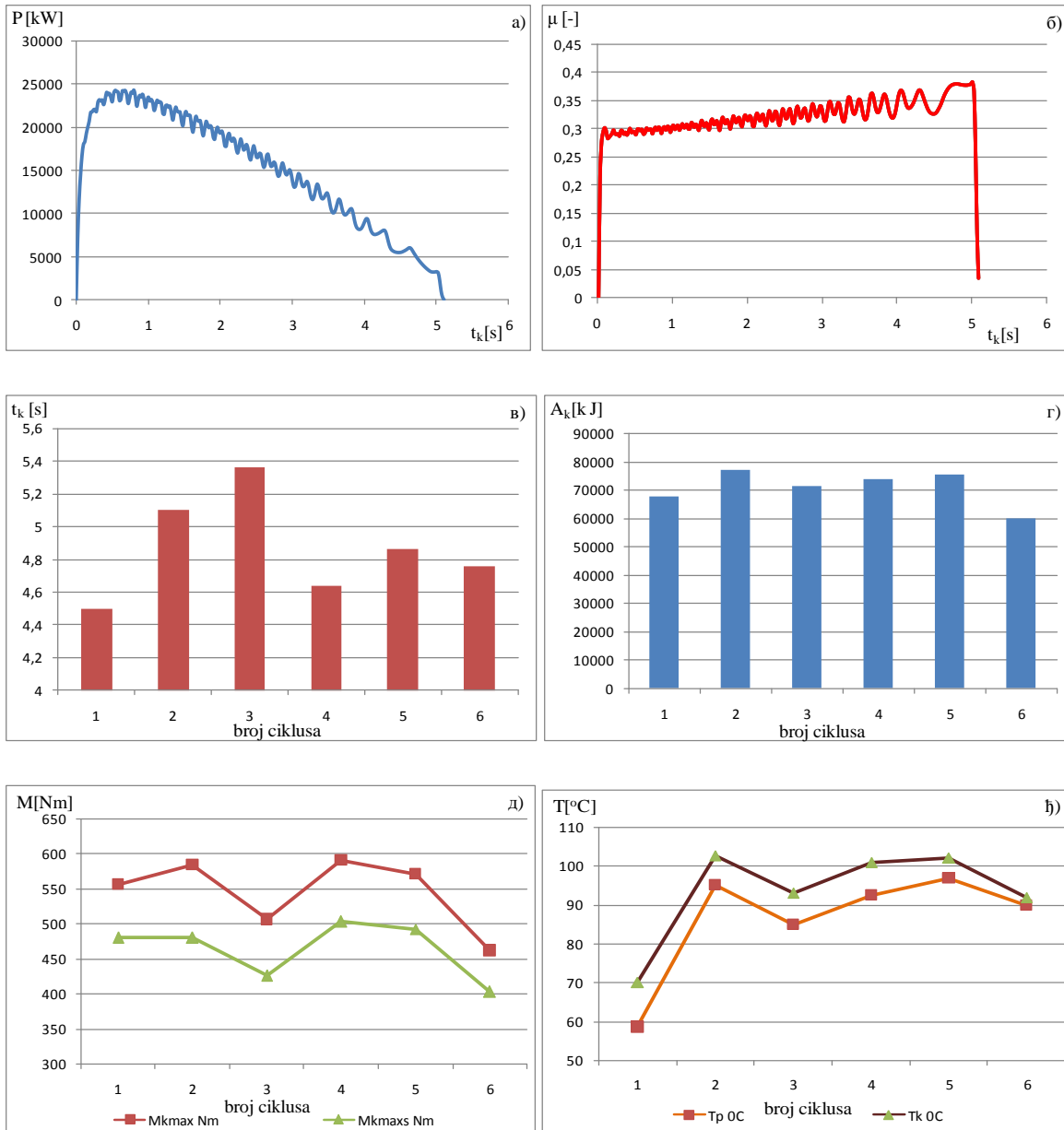
Претходни опис приказа резултата мерења је идентичан и за слике 4.20б), в) и г) само су у питању другачији режими кочења, односно радни услови у смислу другачијих вредности притисака активирања кочнице, брзине на почетку кочења и температуре фрикционе површине на почетку кочења. Радни услови у којима је реализован процес кочења на дијаграму, нпр. у горњем делу графика под д) на слици 4.20 дат је симбол у облику  $p50, v100, \Theta400$  што значи притисак активирања кочнице од 50 bar-а, брзина на почетку кочења од 100 km/h и температура фрикционе површине на почетку циклуса кочења од 400°C. На слици 4.20. б) су, такође, приказани и резултати измерених температура у дубини кочне плочице,  $\Theta_1$  на дубини од 3 mm од фрикционе површине и  $\Theta_2$  на дубини од 12 mm од фрикционе површине.



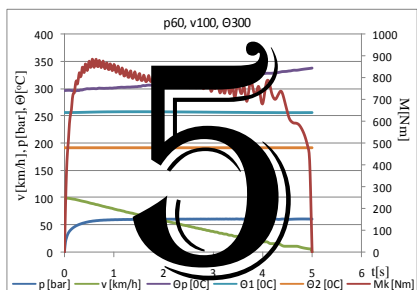


Слика 4.20. Резултати испитивања једног циклуса кочења

Слика 4.20 приказује обрађене резултате измерених величина у процесу кочења. Из таблица 1 и 2 уочљиво је да је осим овога могуће графички приказати и друге параметре који служе за оцену перформанси кочнице као што су промена трења током кочења, развијена снага у процесу кочења, време кочења, рад кочења, максимални и средњи максимални момент кочења по циклусу и температуре фрикционе површине на почетку и на крају циклуса кочења како је приказано на слици 4.21.



Слика 4.21. Графички приказ а) промене коефицијента трења у току циклуса кочења; б) снаге кочења; в) времена кочења; г) рада кочења; д) максималног и средњег максималног момента кочења по циклусу; њ) температура фрикционе површине на почетку и на крају циклуса кочења



# АНАЛИЗА И ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА СОПСТВЕНИХ ИСТРАЖИВАЊА

## 5.1. ОПШТЕ

Квалификација и квантификација енергетског потенцијала фрикционе кочнице (ЕПФК) представља основни циљ ове докторске дисертације. У поглављу посвећеном сопственим истраживањима је показано да је то могуће постићи и теоријским и експерименталним путем. У том циљу је развијен модел за аналитичко описивање карактеристике кочнице, а тиме и трења у току кочења, поготово у случају диск кочница где постоји опште правило да је

$$C = 2 \cdot \mu \quad (5.1)$$

где је

$C$  [-] - карактеристика (или унутрашњи -преносни однос) фрикционе кочнице и

$\mu$  – трење

Основу за модел трења, односно карактеристике кочнице представља већ постојећи модел (4.1.) из литературе [87] за који постоји потреба да буде још једном преиспитан и евентуално допунски верификован, јер постоје разлози за очекивање да би он у извесном смислу морао да претрпи одређене корекције у погледу тумачења карактера коефицијената, а пре свега коефицијента „ $K$ “, на шта указују и резултати

истраживања стања у области истраживања, а нарочито у делу истраживања феномена у контакту између фриксионог и металног дела кочнице.

За математичко описивање хабања такође је у основи преузет модел (4.2.) из литературе [87], па се и на тај модел односе иста закључци као и на модел трења, односно карактеристике кочнице.

На овом месту је важно да се још једном нагласи да се у оба модела користе коефицијенти који могу да се одреде једино експерименталним путем, због чега је и предметно истраживање по својом карактеру комплексно теоријско – експериментално истраживање.

Сходно дефиницији енергетског потенцијала фриксионе кочнице, према којој је то количина „генеричке енергије“ фриксионе кочнице коју је она у стању да искористи за остваривање трења у кочници у току њеног животног века, енергетски потенцијал на неки начин представља реципрочну вредност тзв. енергетског хабања фриксионе кочнице, пошто се изражава тако што се *јединица рада силе трења (или рада кочења) изражава по јединичном хабању*, тј.:

$$EPFK = \frac{1}{w_{sp}(t_k)} = \frac{K_{W_k} \cdot K_{\mu}}{K_w} \frac{\int_0^{t_k} p(t_k) \cdot \mu(t_k) \cdot dt_k}{p(t_k)^{\alpha_w} \cdot v(t_k)^{\beta_w} \cdot \theta(t_k)^{\gamma_w}} \left[ \frac{J}{mm} \right] \quad (5.2)$$

Како хабање може да се изражава не само као линијско (у mm), него и као површинско, односно запреминско, јединица за ЕПФК може да буде и  $[J / mm^2]$ , као и  $[J / mm^3]$ .

Аналогно напред изнетом, сви коефицијенти употребљени у (5.2.) се одређују експерименталним путем, чиме се до краја потврђује теза да је ова докторска дисертација специфична и по томе што се заснива на непрекидним интимно повезаном и међусобно зависном и условљеном теоријско-експерименталном концепту.

„Генеричка енергија“ фрикционе кочнице означава расположиву количину фрикционе енергије, односно рада кочења, коју фрикциона кочница може у току свог радног века да искористи за реализацију кочења, односно за остваривање пројектованих перформанси и поузданости и да трећем претвори у топлоту, а која ће затим бити одата околини. „Генеричка енергија“ је једној кочници „дата“ избором њене врсте, намене, величине, облика, карактеристика уграђених материјала и других „уграђених“ својстава, као и њеним понашањем при остваривању перформанси и поузданости у најразличитијим условима рада. Несумњиво је да и та „генеричка“ енергија има сва стохастичка обележја као што их имају и сами процеси који се одвијају у једној фрикционој кочници.

Због горе наведеног, у овом истраживању су коришћене бројне базе података о резултатима испитивања кочница које су у току низа година акумулиране у лабораторији Фримекс, али су обављена и комплексна сопствена експериментална истраживања улажењем унутар самог циклуса кочења, која су дала велики број резултата. Све то омогућава спровођење детаљне анализе појава и процеса у току сваког појединачног циклуса кочења, према којој је спроведена и компаративна анализа већег броја реализованих циклуса кочења у идентичним или различитим условима испитивања, којима су симулирани реални радни услови.

Спроведена анализа експерименталних резултата омогућава оцену утицаја појединих фактора на перформансе, односно енергетски потенцијал фрикционе кочнице (ЕПФК). С обзиром на то да су експериментална истраживања реализована у строго контролисаним лабораторијским условима што подразумева непроменљиве услове радне околине, истраживање на једном, одабраном, типу диск кочнице и обезбеђену поновљивост испитивања, фактори од утицаја на ЕПФК чији је утицај анализиран су: брзина клизања на фрикционој површини, односно угаона брзина диска кочнице  $\omega$ , која је пропорционална линеарној брзини возила, притисак активирања кочнице  $p$  који је пропорционалан нормалној сили притиска која делује по фрикционој површини кочнице и температура на контактної површини  $\theta$ .

## 5.2. АНАЛИЗА ОСОБИНА ПОНОВЉИВОСТИ ИСПИТИВАЊА

Поновљивост испитивања подразумева да се идентична испитивања на предметном узорку могу више пута поновити за претходно дефинисане радне услове. Конкретно било је потребно обезбедити да се кочење може више пута поновити за претходно дефинисану брзину на почетку кочења, температуру на фрикционој површини на почетку кочења и за претходно дефинисани притисак активирања. У табlici 5.1 дате су вредности претходно поменутих параметара за седам циклуса кочења.

Таблица 5.1.

редни број циклуса	v	v <sub>задато</sub>	одступање	ГДО	θ	θ <sub>задато</sub>	одступање	ГДО
	[km/h]	[km/h]	[%]	[%]	[°C]	[°C]	[%]	[%]
1	60,31	60	0,52	1,00	99,28	100	0,72	6,00
2	60,05	60	0,09	1,00	87,60	100	12,40	6,00
3	60,49	60	0,82	1,00	96,60	100	3,40	6,00
4	59,99	60	0,02	1,00	94,59	100	5,41	6,00
5	59,83	60	0,29	1,00	91,42	100	8,58	6,00
6	60,02	60	0,04	1,00	96,36	100	3,64	6,00
7	59,60	60	0,66	1,00	77,40	100	22,60	6,00

Из таблице се види да су почетни услови задата почетна брзина од 60 km/h и температура на фрикционој површини на почетку кочења од највише 100°C. Приказане су и измерене вредности брзине и температуре за седам циклуса кочења на првом узорку. Осим овога, дато је и одступање измерених величина у односу на задату вредност, као и границе дозвољеног одступања. Границе дозвољеног одступања су процењене на основу утицаја појединих параметара на трење чија ће анализа бити приказана у даљем тексту. Из таблице 5.1. је уочљиво да сви циклуси кочења задовољавају дефинисане услове у односу на задату почетну брзину, док у односу на температуру на почетку кочења циклуси два, пет и седам не задовољавају и одбацују се као неадекватни, односно исти се не разматрају у анализи која захтева исте услове испитивања.

Притисак активирања кочнице је посебно анализиран. Иако је активирање кочнице решено на начин да се увек скоро „тренутно“ остварује максимално задати притисак, вредности и начин пораста притиска имају утицаја на трење, а као што ће се видети ни начин пораста ни време одзива система нису у свим циклусима кочења потпуно идентичани. У табlici 5.2 приказане су вредности пораста притиска од 0 до задате вредности до 60 bar-a.

Таблица 5.2.

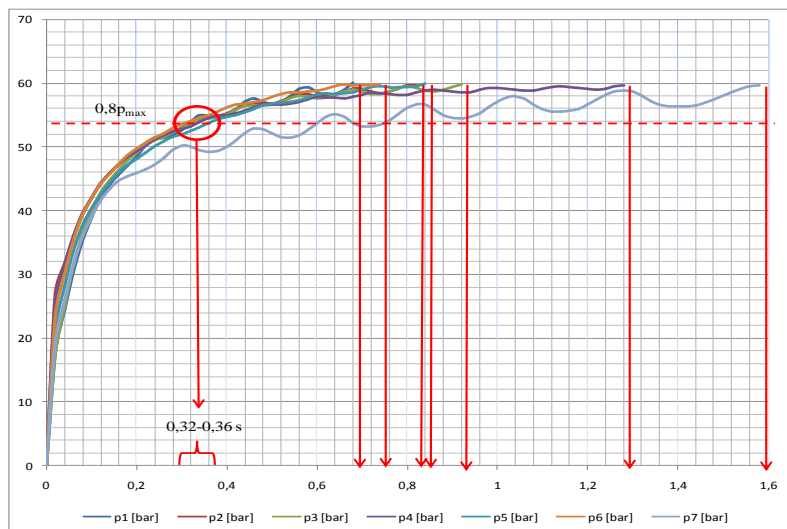
t	p1	p2	p3	p4	p5	p6	p7
[s]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
0	0	0	0	0	0	0	0
0,02	17,51939	26,81369	17,31251	25,41025	21,03906	23,23467	19,09077
0,04	24,54972	31,74479	25,06209	31,5053	28,13705	30,12346	25,99519
0,06	30,35705	35,78531	31,36692	36,09354	33,64217	35,34991	31,47611
0,08	35,0882	39,16272	36,28229	39,49958	37,5668	39,18272	35,75789
0,1	38,90538	41,94963	40,02426	42,09814	40,38173	41,97022	39,06556
0,12	41,98654	44,18429	42,79445	44,20782	42,55048	44,09512	41,57442
0,14	44,0716	45,86061	44,79614	45,93031	44,39219	45,84254	43,4374
0,16	45,60353	47,20993	46,38614	47,26463	45,91729	47,35949	44,62809
0,18	47,04586	48,44446	47,79522	48,33886	47,12159	48,70071	45,33254
0,2	48,53056	49,62173	49,10144	49,28283	48,16021	49,75932	45,91179
0,22	50,20293	50,65199	50,18326	50,23946	49,09309	50,60439	46,48088
0,24	51,16923	51,34884	50,95517	51,16916	50,03241	51,39133	47,20156
0,26	51,37343	51,80318	51,54148	51,86654	50,90534	52,13164	48,24415
0,28	51,78318	52,36368	52,17662	52,32484	51,50357	52,95859	49,43319
0,3	52,61338	53,11116	52,95086	52,76058	51,99357	53,64338	50,20514
0,32	53,85595	53,88056	53,70583	53,25924	52,5242	54,07579	50,0867
0,34	54,97025	54,49876	54,23216	53,92491	53,09853	54,50456	49,47965
0,36	54,91192	54,67507	54,42099	54,52151	53,80843	54,95772	49,18652
0,38	54,69035	54,85214	54,68047	54,82737	54,34859	55,53409	49,36802
0,4	55,00131	55,27102	55,17041	55,01591	54,63924	56,16685	49,97823
0,42	55,83778	55,90796	55,83493	55,24063	55,0005	56,5859	50,98433
0,44	57,08218	56,5526	56,39102	55,6251	55,38537	56,79736	52,12074
0,46	57,63644	56,83284	56,52504	56,16432	55,87848	57,05978	52,86637
0,48	57,09321	56,72132	56,44791	56,58014	56,4507	57,33506	52,7706
0,5	56,75998	56,76966	56,57884	56,6613	56,75002	57,80788	52,04264
0,52	57,05843	57,13797	57,01535	56,69715	56,86554	58,28799	51,51681

0,54	57,88335	57,68544	57,57821	56,77632	57,10789	58,50559	51,47319
0,56	59,05666	58,22305	57,97458	57,0618	57,34676	58,54529	51,85131
0,58	59,35406	58,24329	57,85363	57,49318	57,76576	58,66655	52,63797
0,6	58,56473	57,93469	57,6288	57,8016	58,24189	58,79722	53,69426
0,62	58,0621	57,87842	57,70189	57,75817	58,38933	59,15994	54,66671
0,64	58,2247	58,18411	58,13225	57,67294	58,34196	59,56699	55,08142
0,66	58,9252	58,67045	58,63197	57,6331	58,46932	59,72709	54,657
0,68	60,01966	59,1671	58,91985	57,81804	58,59998	59,61617	53,79325
0,7		59,11792	58,64521	58,20476	58,92045	59,61493	53,24686
0,72		58,6747	58,31379	58,51892	59,34407	59,62263	53,17865
0,74		58,47873	58,31637	58,4595	59,47068	59,80159	53,47953
0,76		58,67925	58,69158	58,31537	59,31383		54,14939
0,78		59,12369	59,16849	58,19437	59,33403		55,0918
0,8		59,60728	59,48916	58,20084	59,37566		56,05355
0,82		59,70368	59,24839	58,51598	59,53675		56,6525
0,84			58,82379	58,87164	59,94474		56,57943
0,86			58,70932	58,9711			55,81166
0,88			58,97197	58,80941			54,95966
0,9			59,42722	58,67241			54,52005
0,92			59,81657	58,5407			54,48919
0,94				58,60919			54,74978
0,96				58,92405			55,3209
0,98				59,2408			56,15654
1				59,26154			57,0512
1,02				59,09855			57,71826
1,04				58,96027			57,9265
1,06				58,80784			57,54162
1,08				58,84669			56,6776
1,1				59,14334			55,91347
1,12				59,44106			55,5404
1,14				59,54019			55,4803
1,16				59,38226			55,62166
1,18				59,27143			55,99328
1,2				59,12127			56,63221
1,22				58,99556			57,38719
1,24				59,16673			58,11969
1,26				59,45402			58,6684
1,28				59,70618			58,88529
1,3							58,67689
1,32							58,03334



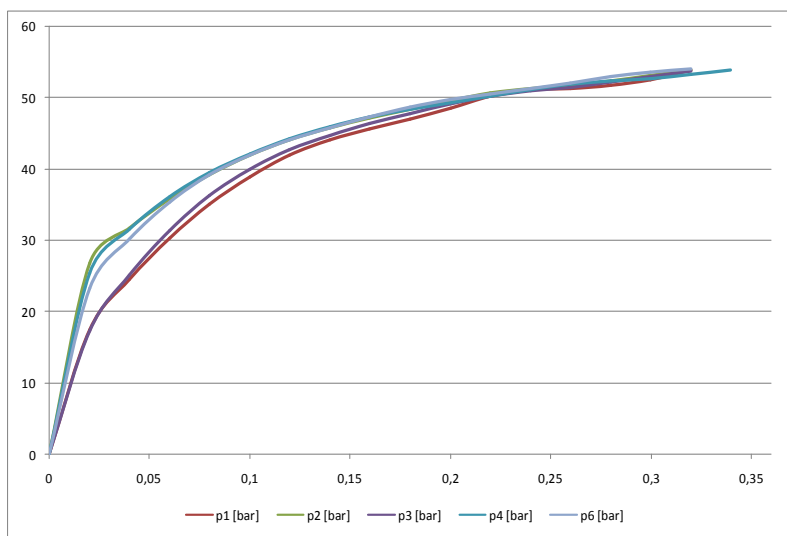
1,34							57,22435
1,36							56,64548
1,38							56,35827
1,4							56,29355
1,42							56,36652
1,44							56,53926
1,46							56,89431
1,48							57,4472
1,5							58,04705
1,52							58,62009
1,54							59,1526
1,56							59,52581
1,58							59,68994

Из таблице 5.2 се може видети да је за остварење максималне вредности задатог притиска активирања кочнице код свих седам циклуса потребно различито време које се креће у интервалу од 0,68 секунди у првом циклусу до 1,58 секунди у седмом циклусу кочења. Осим овога карактер пораста притиска активирања кочнице у седмом циклусу битно се разликује у односу на остале циклусе, те је ово био још један аргумент да се овај циклус не анализира. Као неадекватан одбачен је и четврти циклус у коме се максимални притисак активирања кочнице достиже за 1,28 секунди.



Слика 5.1. Дијаграм пораста притиска активирања кочнице за седам циклуса кочења

Дијаграм пораста притиска приказан је на слици 5.1. Од времена за које се достигне максимална задата вредност притиска активирања кочнице, можда је интересантније време за које се достигне  $0,8p_{\text{задато}}$ . Из таблице 5.1. и слике 5.2. види се да се ова вредност притиска активирања (осим за циклусе 4 и 7 који су одбачени) достиже за 0,32 до 0,36 секунди што је потпуно прихватљиво.



Слика 5.2. Пораст притиска активирања до вредности од  $0,8p_{\text{задато}}$

Са слике 5.2. је такође уочљиво да се карактер пораста притиска у првих 0,06 секунди за циклусе 1 и 3 разликује од осталих циклуса. Анализе су, међутим, показале да различит карактер притиска активирања кочнице у раној фази активирања и кратком временском интервалу (0,06 секунди) нема утицаја на карактер промене и вредност трења.

Утицај карактера притиска активирања на трење је анализиран у делу текста који се односи на теоријска истраживања.

На идентичан начин је извршена анализа и осталих резултата испитивања како би се одбацили циклуси кочења који не обезбеђују поновљивост.

### 5.3. АНАЛИЗА МАТЕМАТИЧКИХ МОДЕЛА

Резултати сопствених теоријских истраживања се односе на моделирање трења, односно карактеристике кочнице, снаге и рада кочења, као и хабања за различите радне услове. Осим тога, сопствена теоријска истраживања су обухватила и моделирање (промена) притиска активирања кочнице, брзине и температуре на фрикционој површини у току циклуса кочења. Валидација математичких модела се заснива на упоређивању теоријских модела са експерименталним резултатима добијеним испитивањима у лабораторијским условима. С обзиром на то да развијени математички модели зависе од радних услова, након њихове валидације приступило се његовом побољшању, како је приказано у даљем тексту. Коначно, математички модели су искоришћени за процену степена утицаја појединих фактора на енергетски потенцијал предметне фрикционе кочнице.

#### 5.3.1. Анализа модела трења, односно карактеристике кочнице

Теоријска вредност карактеристике кочнице, одређена изразом 4.3., упоређена је са експерименталним резултатима за исте радне услове у појединачним циклусима кочења, па су ови резултати упоређења приказани у табелици 5.3.

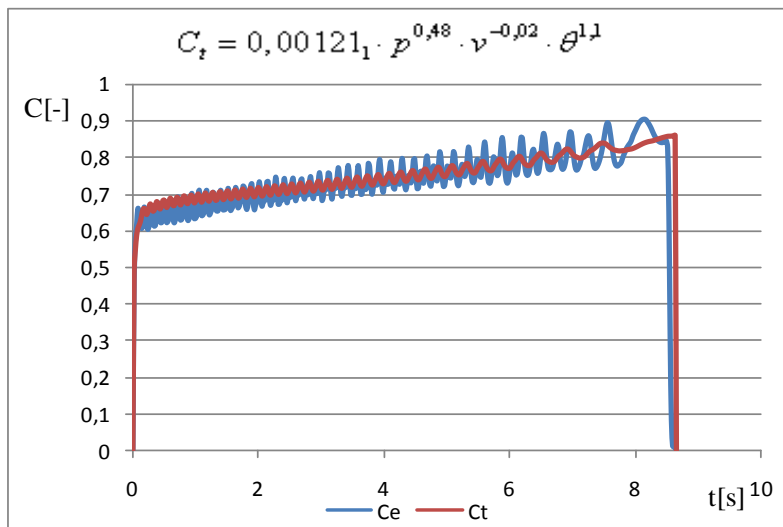
У првој колони те табелице је дато време кочења, у другој су дате експериментално добијене вредности карактеристике кочења ( $C_e$ ), док су у трећој колони дате теоријска вредности карактеристике кочења ( $C_t$ ) које су добијене решењем једначине 4.3 односно система једначина 4.4., са коефицијентима одређеним експерименталним путем. Због великог броја података у табелици су приказане само почетне и крајње вредности горе наведених параметара. У колони четири приказано је одступање теоријске вредности карактеристике кочења у односу на експериментално добијене вредности, док је у колони пет је приказана грешка, односно одступање теоријског у

односу на експерименталну вредност карактеристике кочења за читав циклус, што у овом случају износи 3,2%.

Таблица 5.3.

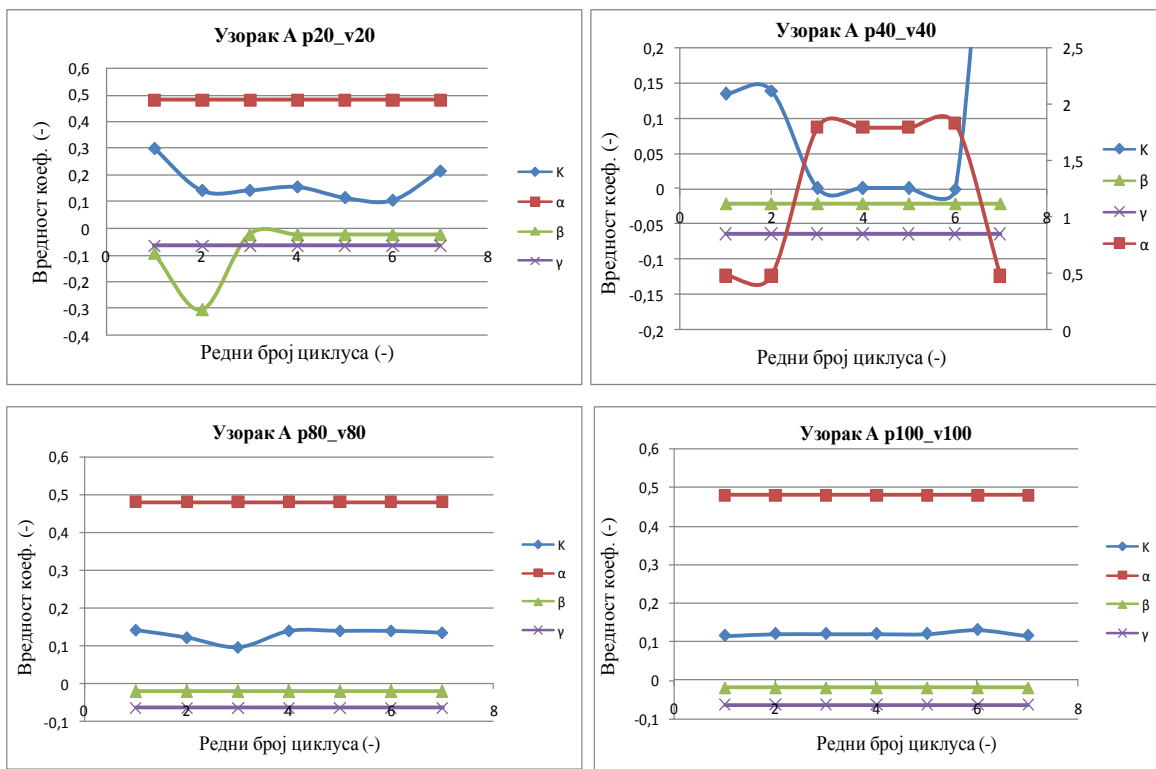
I	II	III	IV	V
t	Ce	Ct	Ce-Ct	Ce-Ct
[s]	[-]	[-]	[-]	[%]
0	0	0	0	3,2
0,02	0,46792	0,49033	0,02241	
0,04	0,57016	0,54734	0,02283	
-	-	-	-	
8,64	0,00929	0,85853	0,84923	
8,66	0,0126	0,85933	0,84673	
8,68	0	0	0	

Графички приказ добијених резултата дат је на слици 5.3. са које се види да теоријски добијена карактеристика кочења и по вредности и по карактеру промене веома добро прати криву карактеристике кочења добијену експерименталним путем за задате почетне услове у циклусу кочења и за њихове промене у току трајања циклуса.



Слика 5.3. Графички приказ експерименталне и теоријске карактеристике кочице

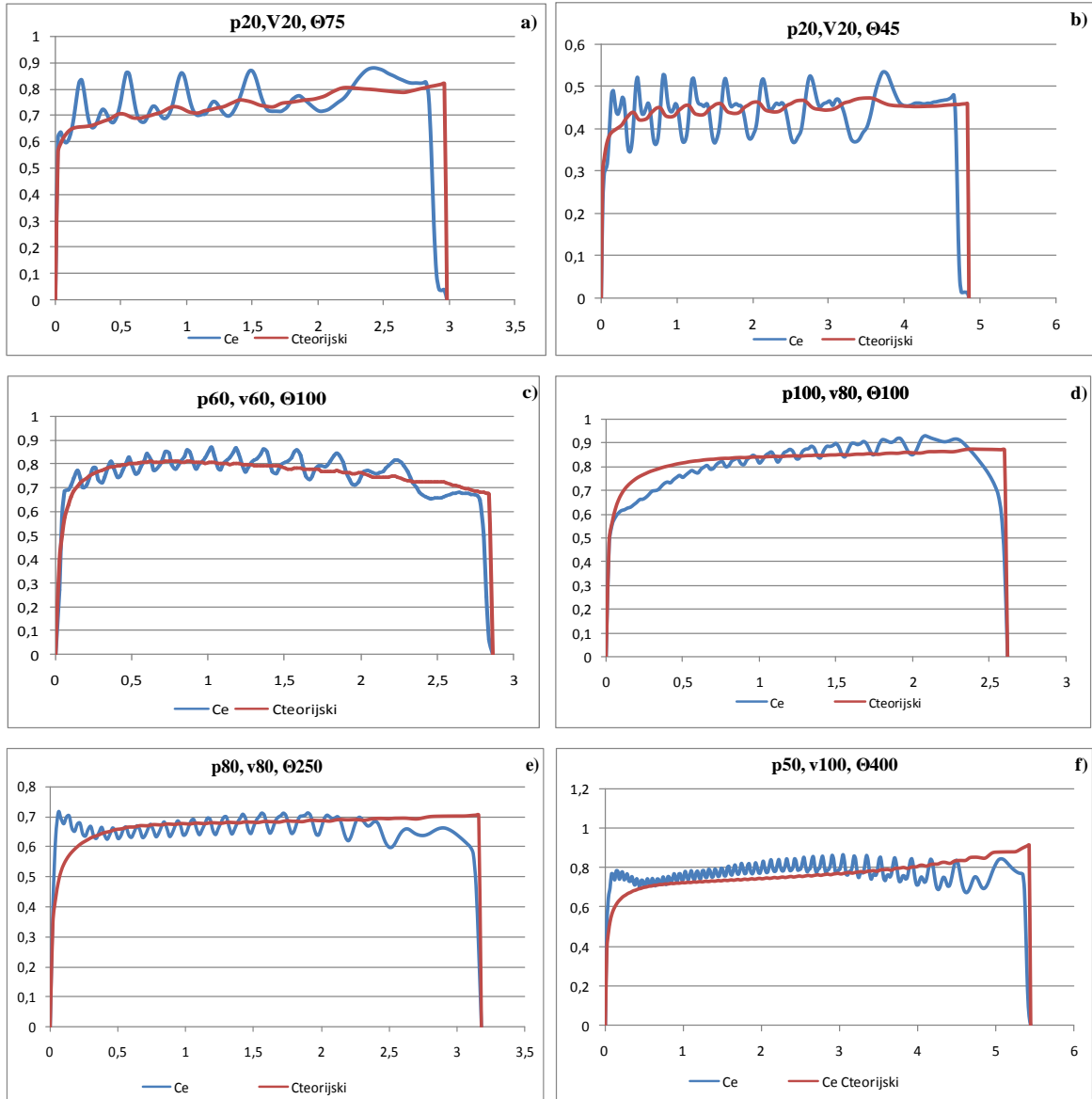
Како би се потврдила конзистентност (веродостојност или употребљивост) математичког модела карактеристике кочнице, формиран су модели од седам циклуса за исте радне услове, односно за исти притисак активирања кочнице, брзину на почетку кочења и температуру на фриксионој површини. На слици 5.4. су приказане вредности коефицијената математичког модела карактеристике кочнице. Са слике је уочљиво да у условима нижих притисака активирања кочнице и брзина клизања постоје одређена одступања која су последица управо нижих вредности поменутих величина. У условима виших притиска и брзина клизања вредности коефицијената односно експонената притиска, брзине клизања и температуре су идентични у свим циклусима. Приметно је такође да се вредности коефицијента  $K$  разликују у готово свим циклусима у свим радним условима, што одговара чињеници да је у сваком циклусу различита геометрија фриксионе површине.



Слика 5.4. Конзистентност модела карактеристике кочнице

На слици 5.5. приказане су упоредне вредности карактеристике кочнице добијене применом развијеног математичког модела и експерименталним путем за различите

вредности брзине на почетку кочења, притиска активирања кочнице и температуре на фриксионој површини.



Слика 5.5. Упоредни приказ теоријских и експерименталних вредности карактеристике кочнице за различите вредности брзине на почетку кочења, притиска активирања кочнице и температуре на фриксионој површини

Са претходне слике је уочљиво да развијени математички модел веома добро описује карактеристику кочнице без обзира на брзину на почетку кочења, притисак

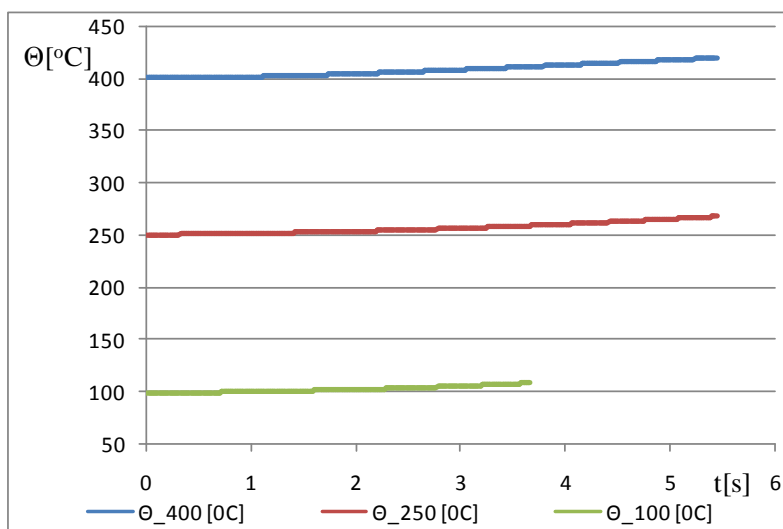
активирања и температуру на фрикционој површини. У табlici 5.4. дате су вредности коефицијената модела карактеристике кочнице за циклусе приказане на слици 5.5.

Таблица 5.4.

циклус	$K$	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$
<b>p20,v20,075</b>	0,3	0,48	-0,09	-0,064
<b>p20,v20,045</b>	0,142	0,48	-0,302	-0,064
<b>p60,v60,0100</b>	0,108	0,48	0,09	-0,064
<b>p100,v80,0100</b>	0,15	0,48	-0,02	-0,064
<b>p80,v80,0250</b>	0,127	0,48	-0,02	-0,064
<b>p50,v100,0400</b>	0,24	0,48	-0,09	-0,64

Из таблице 5.4. је уочљиво да коефицијент  $\alpha$  (експонент притиска активирања кочнице) има исте вредности за све циклусе без обзира на то што су вредности задатих вредности притисака различите (20, 50, 60, 80 и 100 bar-a). Разлог овоме лежи у томе што је карактер промене, односно пораста притиска за све задате вредности идентичан. Испитивања предметне кочнице су реализована на пробном столу у лабораторијским условима где је могуће остварити различите вредности притисака али је начин пораста притиска исти за све задате вредности. Коефицијент  $\beta$  (експонент брзине клизања) има различите вредности за различите брзине на почетку кочења али то није правило, нпр. за брзину на почетку кочења од 20 km/h  $\beta$  има вредност од -0,09 али исту вредност има и за брзину од 100 km/h.

Иако експонент  $\beta$  описује карактер промене брзине клизања он у многоме зависи и од притиска активирања кочнице али и температуре на фрикционој површини. Ове вредности се битно разликују у два циклуса где су притисци 20 односно 50 bar-a, док су температуре 75 односно 400 °C. Коефицијент  $\gamma$  који је експонент температуре као што се види из таблице 5.4. има исте вредности за различите температуре на почетку кочења јер је карактер промене температуре у процесу кочења идентичан у свим приказаним циклусима као што се види са слике 5.6.

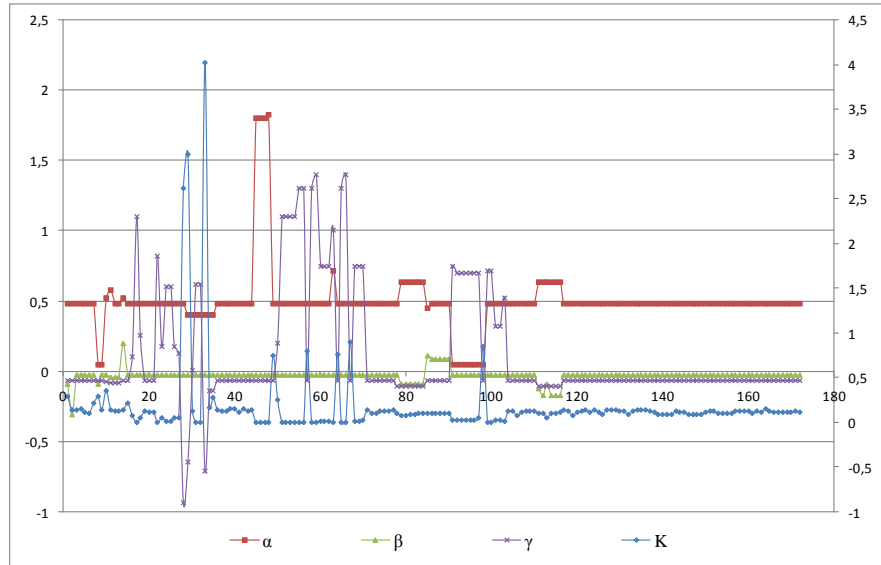


Слика 5.6. Карактер пораста температуре у току циклуса кочења

Уочљиво је такође да коефицијент  $K$  који представља константу која зависи од конструкције примењеног фрикционог материјала и примењеног металног елемента има различите вредности за све приказане циклусе. Различите вредности коефицијента  $K$  практично описује стање фрикционе површине која је заправо више или мање различита за сваки циклус кочења. Поред утицаја примењеног фрикционог материјала и облика и величине кочне плочице значајан утицај имају и притисак активирања, брзина клизања и температура на фрикционој површини. Ове величине практично својим вредностима и карактером промене обликују односно утичу на стање фрикционе површине. У том смислу коефицијент  $K$  представља и компензациони коефицијент.  $K$  је заправо размера док  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  дају облик односно карактер промене коју описују (трење или карактеристика кочнице). На слици 5.7. приказане су вредности коефицијената математичког модела карактеристичних за 172 циклуса узорка А. Уочљиво је да су вредности коефицијената  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  константне за највећи број циклуса али и да има одступања за поједине режиме кочења. Коефицијент  $K$  има различите вредности за сваки модел односно циклус кочења у складу са претходним да он описује стање фрикционе површине. Са слике 5.7. се такође може видети да од 115-ог циклуса коефицијенти  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  имају константне вредности док коефицијент  $K$  има врло мале варијације. Ово се може приписати



томе, што без обзира на то што је спроведен процес разрађивања од 100 циклуса кочења (график на слици 5.7. не садржи те резултате), било је потребно још око 100 циклуса како би се остварило потпуно налегање и равномерно трошење фрикционе површине.



Слик 5.7. Вредности коефицијената математичког модела за све циклусе узорка

А

Имајући у виду да коефицијенти математичког модела карактеристике кочнице варирају у одређеним границама, извршена је анализа вредности поменутих коефицијената за све циклусе сва три испитивана узорка. Циљ овога је покушај да се добије побољшани математички модел предметне кочнице.

У том смислу нађена је средња вредност за све коефицијенте:

$$\bar{k} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n k_i, \quad \bar{\alpha} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \alpha_i, \quad \bar{\beta} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \beta_i, \quad \bar{\gamma} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \gamma_i, \quad (5.3)$$

израчуната стандардна девијација:

$$\begin{aligned}\sigma(k_i) &= \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (k_i - \bar{k})^2}, \quad \sigma(\alpha_i) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\alpha_i - \bar{\alpha})^2}, \\ \sigma(\beta_i) &= \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\beta_i - \bar{\beta})^2}, \quad \sigma(\gamma_i) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\gamma_i - \bar{\gamma})^2}\end{aligned}\tag{5.3}$$

интервал поверења:

$$1,645 \cdot \sigma\tag{5.5}$$

и одређена горња и доња граница карактеристике кочнице:

$$\begin{aligned}C_{\max} &= 0,18 \cdot p^{0,5} \cdot v^{-0,03} \cdot \theta^{-0,064} \\ C_{\min} &= 0,13 \cdot p^{0,45} \cdot v^{-0,02} \cdot \theta^{-0,064}\end{aligned}\tag{5.6}$$

Након спроведене анализе побољшани математички модел карактеристике кочнице добија следећи облик: -

$$C = K \cdot p^{0,48} \cdot v^{-0,09} \cdot \theta^{-0,064}\tag{5.7}$$

где је у  $K$  у границама од 0,13-0,18.

Анализе показују да не постоји потпуно једнозначан математички модел и да коефицијент  $K$  мора да варира у одређеним границама. Ове варијације су, као што је већ речено, последица варијација на фрикционој површини у смислу њеног геометријског облика (положај, величина, морфологија).

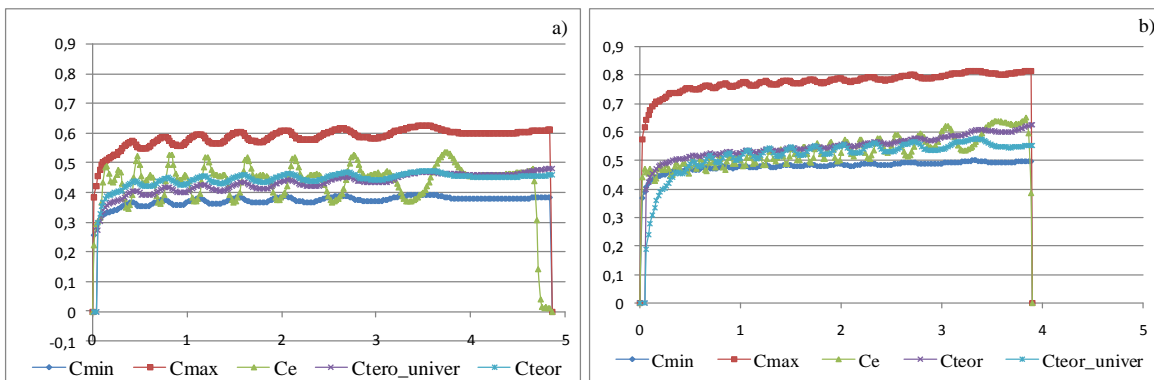
Имајући у виду да сви остали утицајни чиниоци могу да се моделирају, као што је показано у Поглављу 4., очигледно је да овде добијени резултати указују и на потребу да се у будућем раду посебна пажња поклони математичком моделирању фрикционе површине, што овде није чињено пошто то излази изван оквира предузетог задатка. Сасвим је извесно да је проблем моделирања фрикционе површине (на пример у функцији времена у току процеса кочења) представља задатак за неколико докторских дисертација.

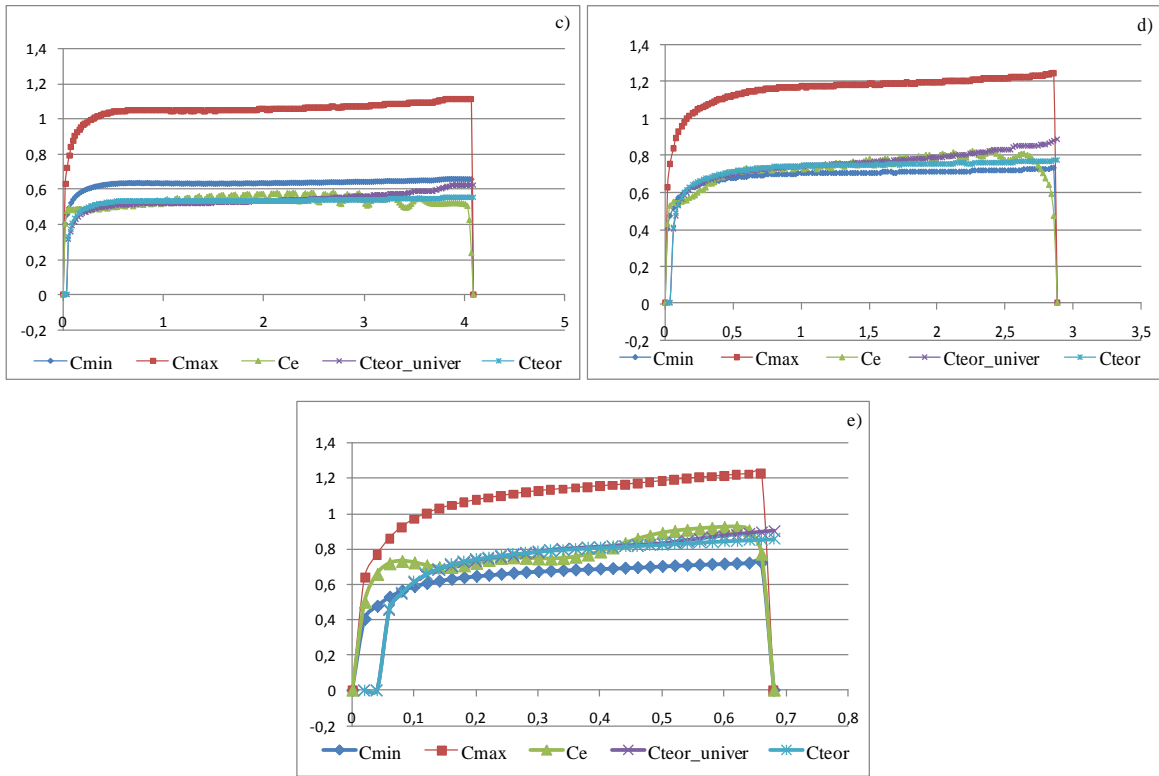
Притисак, брзина клизања и температура на фрикционој површини свакако утичу и на формирање фрикционе површине. Имајући и то у виду, у табlici 5.5. су приказане вредности коефицијената  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  побољшаног модела са процентуалним одступањем у односу на експерименталне вредности, док је на слици 5.8. дат упоредни приказ теоријске вредности карактеристике кочнице добијене преко модела вредности карактеристике кочнице које су добијене експерименталним путем. На слици су такође приказане граничне вредности унутар којих би требала да се креће карактеристика кочнице добијена помоћу овог побољшаног модела.

Таблица 5.5.

слика	циклус	К	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$	Ce-Ct(%)	Ce-Ctu(%)
<b>a</b>	p20,v20,045	0,162	0,48	-0,09	-0,064	5,1	5,4
<b>b</b>	p40,v40,075	0,001	1,8	-0,02	-0,064	3,7	2,9
<b>c</b>	p80,v80,070	0,096	0,48	-0,02	-0,064	3,4	0,18
<b>d</b>	p100,v100,0100	0,12	0,48	-0,02	-0,064	3	2,8
<b>e</b>	p100,v20,020	0,135	0,48	-0,02	-0,064	4,2	0,18
<b>f</b>	p40, v100, 0250	0,2	0,48	-0,02	-0,064	4,8	6,3
<b>универзални модел</b>		0,13-0,18	0,48	-0,09	-0,064		

Упоредњем вредности одступања карактеристике кочнице добијене побољшаним моделом, као и карактера промене у току кочног циклуса приказан на слици 5.8., са експерименталним вредностима и вредностима по „старом“ моделу које су раније приказане у табlici 5.5., може да се сматра да побољшани математички модел карактеристике кочнице даје веома добре резултате.





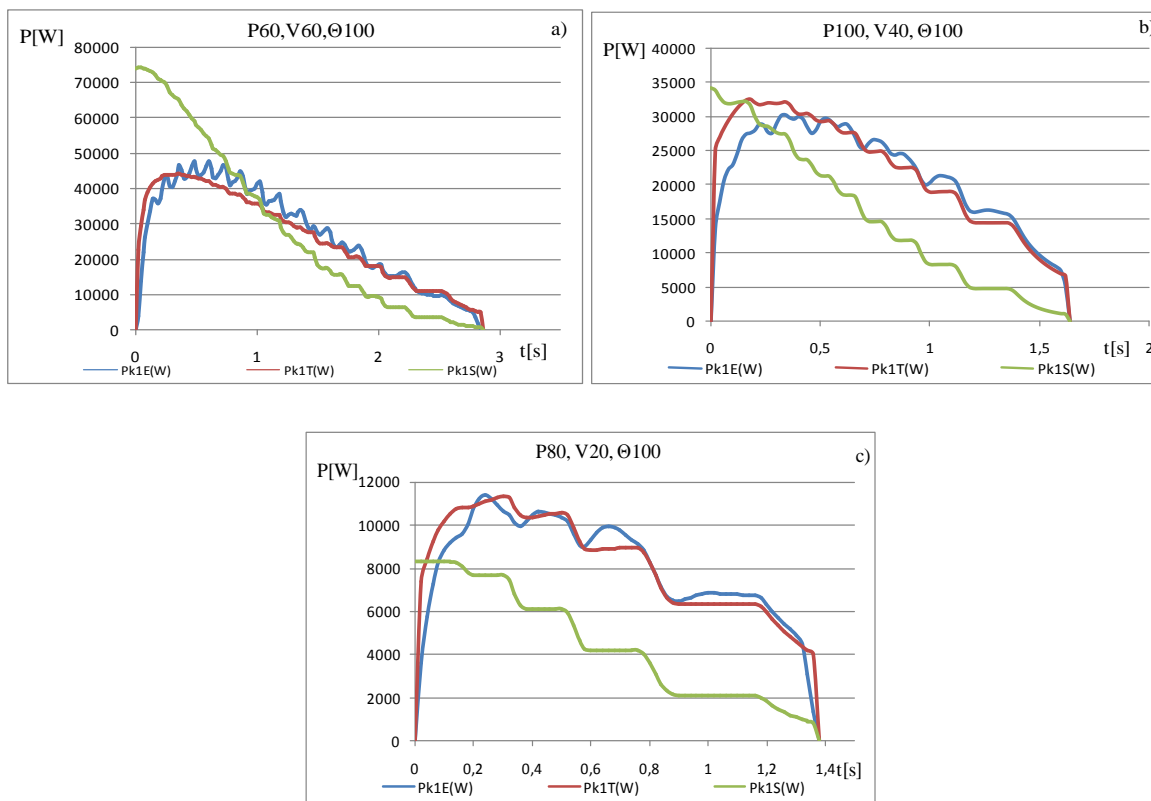
Слика 5.8. Упоредни приказ вредности карактеристике кочнице према побољшаном теоријском моделу са резултатима експеримента

Све то указује на потребу да се редефинише смисао не само фактора  $K$  већ и свих коефицијената из модела према [87], што извесно представља нови допринос предметног истраживања области моделирања триболошких својстава фрикционих кочница за моторна и прикључна возила.

### 5.3.2. Анализа модела снаге и рада кочења и хабања кочних облога

Остваривање основне функције циља фрикционе кочнице, а то је одузимање енергије кретања возила, захтева да се на точковима возила у одређеном времену развије одговарајућа сила која се супротставља кретању, што подразумева утрошак одређене енергије. Познавање вредности развијене снаге кочења, као и закона по којима се она мења, омогућава квалитетну анализу оствареног рада кочења. У том циљу је развијен математички модел снаге кочења (4.6), а резултати за три различита циклуса кочења

у погледу брзине на почетку кочења, притисака активирања кочнице и температуре на фриксионој површини добијени моделирањем у поређењу са експерименталним резултатима су приказани на слици 5.9.



Слика 5.9. Упоредни приказ моделиране и експерименталне промене снаге кочења

С обзиром на то да су сви тестови подразумевали кочење до заустављања, промена снаге има карактеристичан облик при чему се максимум снаге остварује око једне трећине укупног времена кочења како је и наведено у [24]. Плава линија на овом дијаграму означава експериментални резултат, док су моделиране вредности снаге кочења приказане црвеном линијом. Зелена линија се односи на снагу замајних маса пробног стола.

Са слике 5.9 се види да моделирана промена снаге кочења у току циклуса веома добро одговара експерименталним резултатима и по вредности и по карактеру. У табелици 5.6 су дате вредности коефицијената математичког модела снаге кочења за радне услове  $r60$ ,  $v60$ ,  $\theta100$ , за шест циклуса кочења, као и процентуална одступања

моделираних у односу на експерименталне резултате који се крећу у границама од 1÷4% по циклусу кочења.

Таблица 5.6.

број циклуса	$K_E$	$\alpha_E$	$\beta_E$	$P_e - P_t$ (%)
1	115	0,01	0,48	4
2	115	0,01	0,48	2
3	117	0,01	0,48	2
4	117	0,01	0,48	1
5	117	0,01	0,48	2
6	120	0,01	0,48	1
<b>побољшани модел</b>	116,833	0,01	0,48	

По идентичној методологији као и у случају математичког модела трења, односно карактеристике кочнице као што је описано у претходној тачки, извршена је анализа коефицијената модела за снагу кочења, па је и овде потврђен побољшани модел. Вредности коефицијената су приказане у табlici 5.6 а одступања побољшаног модела у односу на експерименталне резултате се такође крећу у границама од 1 ÷ 4%.

Површина испод криве снаге представља остварени рад кочнице у току процеса кочења. Када се упореде вредности кинетичке енергије замајних маса динамометријског пробног стола, односно енергије коју кочница треба да „угуши“ и вредности оствареног рада кочења за дате радне услове уочавају се по некад и значајна одступања. Овде ја важно напоменути да се за одређивање оствареног рада кочења у аналитичком облику не рачуна са енергијом замајних маса коју кочница треба да „угуши“ у циклусу кочења, а која је одређена према изразу:

$$E = \frac{I \cdot \omega^2}{2} \quad (5.8)$$

где је:

$E$  – кинетичка енергија,

$I$  – момент инерције замајних маса и

$\omega$  – угаона брзина на почетку кочења.

Као улазна енергија односно енергија коју кочница треба да угуши посматра се тзв. енергија замајних маса пробног стола. Ова енергија се мења (смањује) у току циклуса кочења, зато што се кочењем смањује („одузима“) угаона брзина кочнице. Та „тренутна“ енергија је овде названа „стварна кинетичка енергија“ ( $A_kS$ ).

У табlici 5.7 дате су вредности стварне кинетичке енергије ( $A_kS$ ) и оствареног рада кочења добијеног експерименталним ( $A_kE$ ) и теоријским путем ( $A_kT$ ), као и процентуална разлика између стварне кинетичке енергије и рада кочења добијеног експерименталним путем ( $SGE/S$ ) и стварне кинетичке енергије и рада кочења добијеног теоријским путем ( $SGT/S$ ). На слици 5.10 дата графичка интерпретација ових резултата.

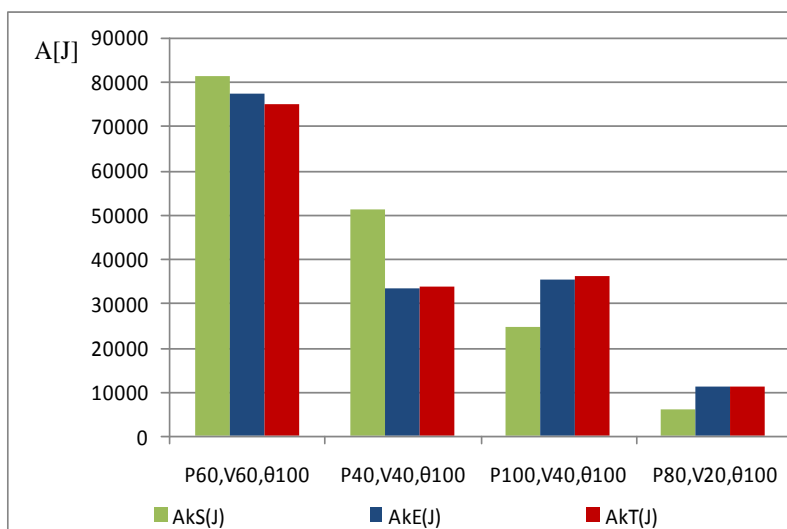
Таблица 5.7.

циклус	$A_kS(J)$	$A_kE(J)$	$A_kT(J)$	$SGE/S (%)$	$SGT/S (%)$
P60,V60,θ100	81297	77227	75008	-5	-8
P40,V40,θ100	51135	33310	33890	-34	-33
P100,V40,θ100	24712	35140	36142	30	32
P80,V20,θ100	6116	11095	11258	45	46

Из таблице 5.7. и са слике 5.10 се може видети да је у прва два циклуса вредност оствареног рада кочења, у првом случају у 5, а другом чак 34% мања од стварне кинетичке енергије односно од енергије коју је било потребно „угушити“. Ово је потпуно супротан резултат од онога што је остварено у друга два приказана циклуса када је остварени рад кочења идентичан или већи од стварне кинетичке енергије.

У реалној ситуацији када се кочи возило, на цео процес не утичу само кочнице него и бројни други отпори кретању, као што потврђује позната диференцијална једначина кретања возила. Ситуација у којој је остварени рад кочења по циклусу мањи од припадајућег дела енергије кретања возила је заправо нормална, а са енергетског становишта још и врло пожељна, али у случају испитивања у лабораторији није лако увтврдити по којим законима се појављују и мењају отпори кретању вратила са замајцима, и других делова пробног стола. Мање вредности рада кочења увек за

последницу имају и мање трошење на фрикционим површинама, а ако се при томе остварују и жељене перформансе и поузданост (а нарочито век), онда се слободно може рећи да се ради о идеалном циклусу кочења. За разлику од прва два приказана циклуса кочења, у трећем циклусу је остварени рад кочења 30, а у четвртном 45% већи од стварне кинетичке енергије.



Слика 5.10. Упоредни приказ иницијалне кинетичке енергије и оствареног рада кочења, теоријског и експерименталног

Евидентно је из приказаног да на остварени рад кочења значајно утичу брзина и притисак активирања кочнице (температура фрикционе површине у сва четири циклуса је била 100°C). Ово је посебно интересантно код циклуса два и три где је разлика само у притиску активирања (у циклусу два 100 bar-а, а у циклусу три 40 bar-а) док иницијална брзина и температура имају идентичне вредности. Остварени радови кочења код ових циклуса су готово идентични, 33 односно 35 kJ али је значајна разлика у енергији коју је требало угушити, па је у том смислу циклус два са енергетског становишта много повољнији. Овде је, ради лакшег уочавања, приказан пример са значајним разликама у притисцима активирања кочнице (40, односно 100 bar-а) али је аналогија потпуно иста и на блиским вредностима притисака активирања, а за идентичне вредности остала два утицајна параметра. Из претходног се може закључити да се адекватним утицајем на притисак активирања могу постићи



повољне вредности оствареног рада кочења у односу на енергију коју је потребно угушити. Ово је посебно значајно ако се има у виду да веће вредности рада кочења узрокују веће вредности хабања о чему ће касније бити речи али и да компензација за мањи притисак активирања може да буде дуже време трајања циклуса. Компромис између ова два утицајна фактора може и мора да се тражи само у оквиру режима кочења. Ако се од кочнице тражи да развије своје највеће (тзв. „максималне“) перформансе, за то је истовремено потребан висок притисак активирања и што краће време заустављања. Са друге стране, у режимима благог кочења увек је могуће да се на рачун мањег притиска продужи време кочења. Слично томе се ради и код подешавања почетних параметара кочног циклуса код испитивања на инерцијским пробним столовима, када се непрецизност у симулирању момента инерције компензира преко угаоне брзине. Било како било, оптимизација рада кочења за сваки поједини циклус кочења мора да се посматра у склопу реализације „потребе“ за кочењем, што је идеалан простор за оптимизацију кочног циклуса.

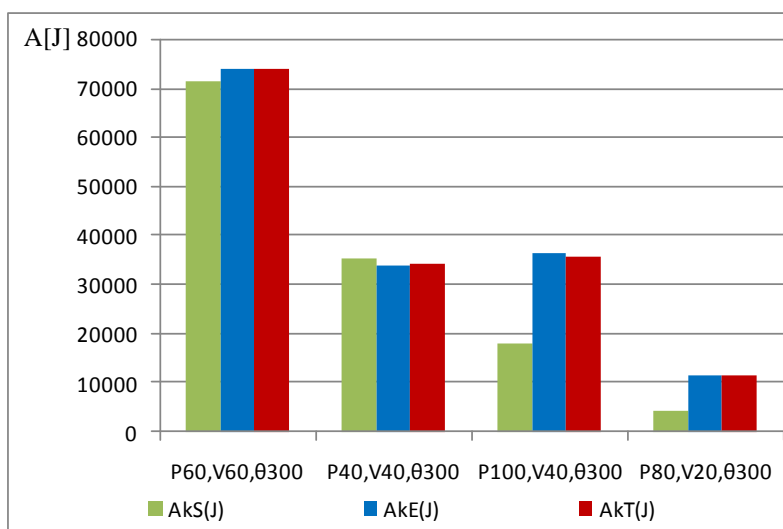
На остварени рад кочења по циклусу кочења, значајан утицај има и температура фрикционе површине, па је у том смислу спроведена анализа утицаја температуре на рад кочења. У табелици 5.8 су приказани резултати стварне кинетичке енергије ( $A_{kS}$ ), као и експериментално ( $A_{kE}$ ) и теоријски добијених вредности рада кочења ( $A_{kT}$ ), за четири циклуса са идентичним притисцима активирања кочнице и брзине клизања, а са почетном температуром на фрикционој површини од  $300^{\circ}\text{C}$ .

Таблица 5.8.

циклус	$A_{kS}(J)$	$A_{kE}(J)$	$A_{kT}(J)$	$SGE/S$ (%)	$SGT/S$ (%)
P60,V60,0300	71209	73741	73795	3	3
P40,V40,0300	35426	33949	34124	-4	-3
P100,V40,0300	18041	36304	35777	101	98
P80,V20,0300	4240	11544	11485	172	170

У табелици су дате и процентуалне разлике између стварне кинетичке енергије и рада кочења добијеног експерименталним путем ( $SGE/S$ ) и стварне кинетичке енергије и рада кочења добијеног теоријским путем ( $SGT/S$ ). Графички приказ резултата из

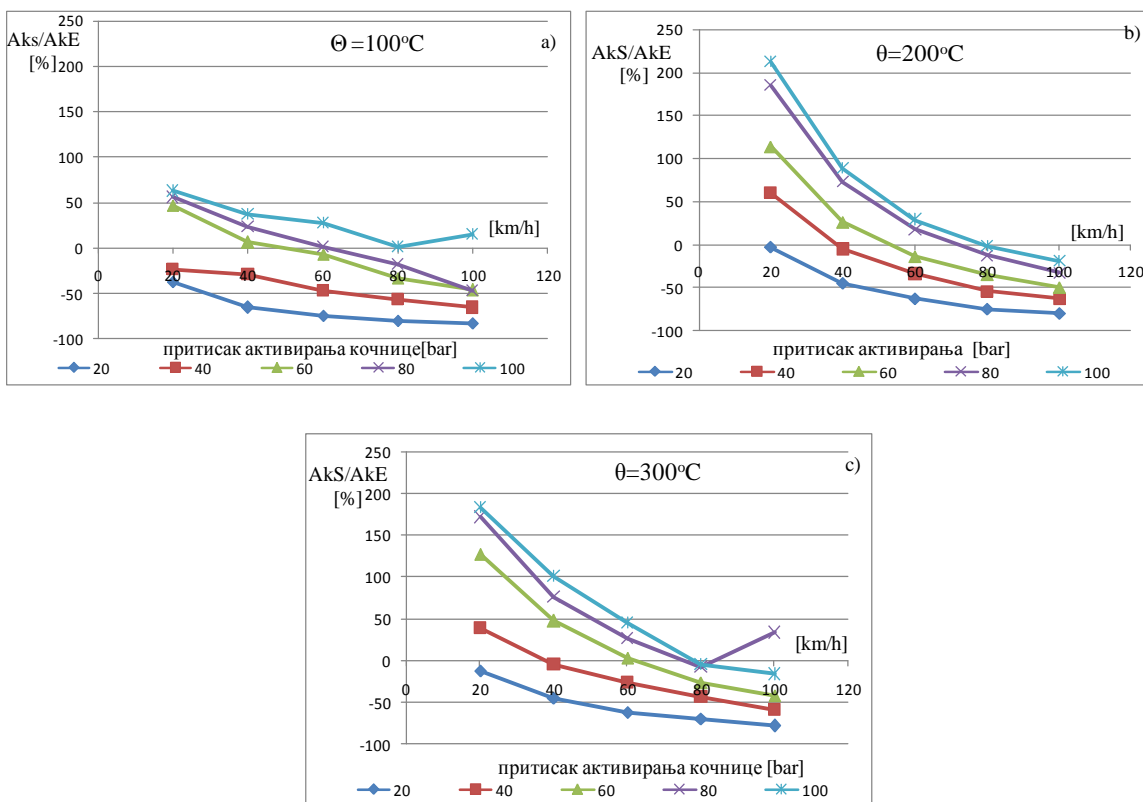
таблице 5.8 дат је на слици 5.11. У односу на резултате са почетном температуром од  $100^{\circ}\text{C}$  може се видети да у условима са почетном температуром од  $300^{\circ}\text{C}$  само у циклусу број 2 је рад кочења мањи у односу на стварну кинетичку енергију. Приметно је, такође, да су остварене вредности рада кочења готово идентичне као и при почетној температури од  $100^{\circ}\text{C}$ , али то не може да буде ништа друго него специфичност фрикционог склопа са којим су спроведена лабораторијска испитивања. Међутим, вредности стварне кинетичке енергије су мање него у првом случају (температура од  $100^{\circ}\text{C}$ ) што представља својеврстан парадокс, а највероватније је последица утицаја температуре на остварено трење, а преко њега и на рад кочења.



Слика 5.11. Упоредни приказ задате кинетичке енергије и оствареног рада кочења за кочни циклус са почетном температуром фрикционе површине од  $300^{\circ}\text{C}$

Из предњег се може закључити да висока температура фрикционе површине значајно и то неповољно, утиче на остварени рад кочења. Другим речима и овде постоји простор за корекцију рада кочења преко притиска активирања кочнице у циљу остварења најпогодније вредности рада кочења, а без нарушавања жељених кочних перформанси.

На слици 5.12 су приказани односи између стварне кинетичке енергије и експериментално добијеног рада кочења за различите почетне брзине при кочењу (у распону од 20 до 100 km/h) и притиске активирања кочнице (у распону од 20 до 100 bar-a), као и за три различите почетне температуре фрикционе површине (100, 200 и 300 °C).



Слика 5.12. Однос стварне кинетичке енергије замајних маса и оствареног рада кочења за различите радне услове

Из ових дијаграма се може уочити одређена законитост односа уложене енергије (стварне енергије, односно енергије замајних маса) и „потрошене“ енергије, односно оствареног рада кочења у функцији притиска активирања кочнице, брзине на почетку кочења и температуре фрикционе површине на почетку кочења. Очигледно је да је енергетски најнеповољнији режим кочења у условима високих притисака активирања кочнице при релативно ниским брзинама кретања возила. Најповољнији однос уложене и остварене енергије је у условима високих брзина за све притиске

активирања, при чему је повољније ако се кочење реализује са нижим притисцима. У табlici 5.9 дате су вредности односа енергија, времена кочења и оствареног средњег трења у циклусу кочења за три карактеристичне тачке приказане на горњим дијаграмима, енергетски најнеповољнији (минимална брзина и максимални притисак активирања) и најповољнији (минимална брзина и максимални притисак активирања кочнице) режими кочења, као и режим у условима просечне вредности притисака активирања кочнице и просечне брзине кретања возила.

Таблица 5.9.

	P60, V60			AkS/AkE [%]	P100, V20			AkS/AkE [%]	P20, V100			AkS/AkE [%]
	$t_z$	$A_k$	$\mu$		$t_z$	$A_k$	$\mu$		$t_z$	$A_k$	$\mu$	
<b>Θ100</b>	2,86	77227,1	0,37843	-5	0,9	10673,9	0,25409	58	14,22	199574	0,35301	-81
<b>Θ200</b>	2,84	75178,9	0,3669	-14	0,7	11394,5	0,36195	213	15,2	204994	0,34378	-80
<b>Θ300</b>	2,52	73740,7	0,41608	3	0,76	11031,5	0,30615	184	21,9	205516	0,24924	-78

Са слике 5.12 се такође може уочити утицај температуре фрикционе површине на енергетско стање у циклусу кочења, пошто је кочење у условима хладне кочнице најповољнији режим са енергетског становишта. Међутим, хладна кочница не омогућава увек и најбоље кочне перформансе као што се може видети из табlice 5.9.

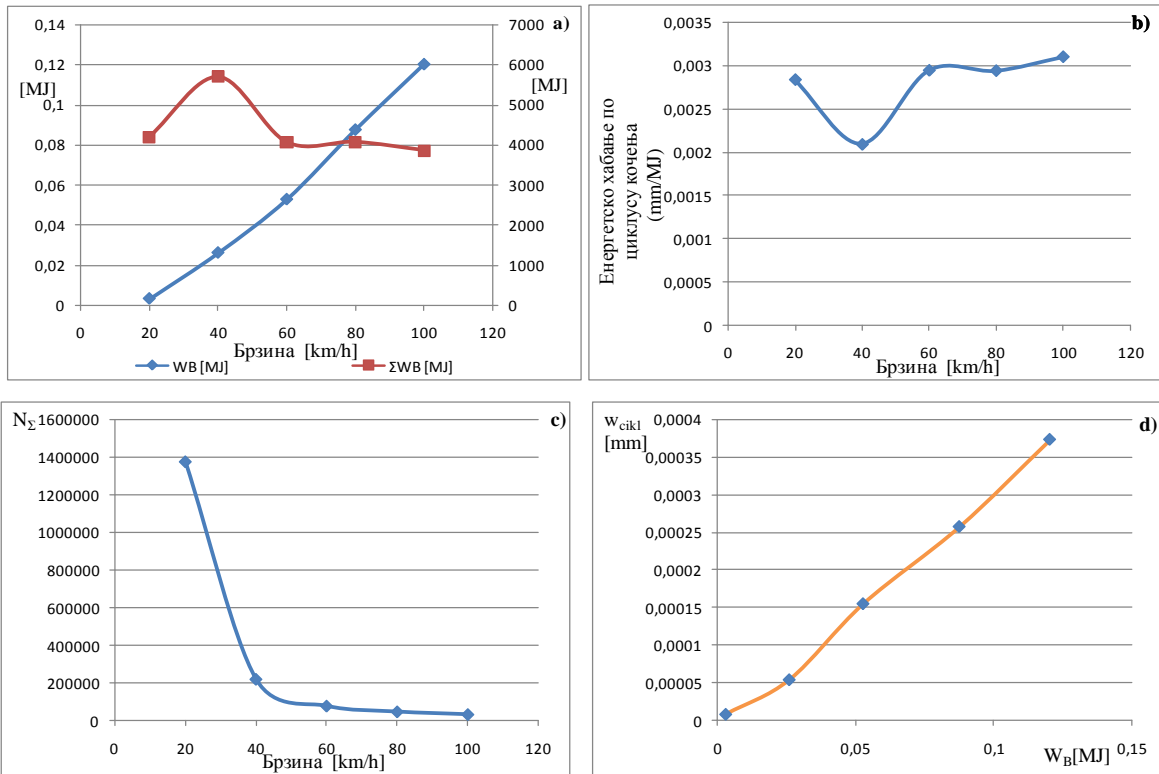
Перформансе кочних система, а тиме и перформансе кочница, најчешће се оцењују на бази оствареног успорења, пута заустављања или оствареног кочног момента, док је са тог становишта рад кочења ирелевантан. Међутим, кочне перформансе у основи зависе од тога колики је расположиви генерички, односно иницијални енергетски потенцијал или капацитет и која је то количина енергије коју једна кочница под датим радним условима може да утроши односно „угуши“ током века експлоатације.

У циљу сагледавања генеричког енергетског потенцијала фрикционе кочнице развијени су математички модели рада кочења по циклусу кочења (4.7.), енергетског хабања (4.9.) и укупног број активирања кочнице (4.10.), као и модел самог енергетског потенцијала фрикционе кочнице према изразу (5.2). У табlici 5.10 су приказане вредности модела јединичног истрошења, односно истрошења по циклусу ( $w_{cikl}$ ), специфичног енергетског истрошења ( $w_{sp}$ ), рада кочења по једном циклусу

кочења ( $W_B$ ), укупног рада кочења ( $\Sigma W_B$ ) и укупног броја активирања кочнице ( $N_\Sigma$ ) за дате радне услове, док су одговарајући дијаграмски прикази дати на слици 5.13.

Таблица 5.10.

$p$	$v$	$\theta$	$w_{cikl}$	$w_{sp}$	$W_B$	$N_\Sigma$	$\Sigma W_B$
[bar]	[km/h]	[°C]	[mm]	[mm/MJ]	[MJ]	[-]	[MJ]
20	20	100	8,7E-06	0,00284	0,00306	1376075	4211
20	40	100	5,5E-05	0,0021	0,02605	219478	5717
20	60	100	0,00016	0,00295	0,05277	77106	4069
20	80	100	0,00026	0,00295	0,0876	46498	4073
20	100	100	0,00037	0,00311	0,12036	32103	3864



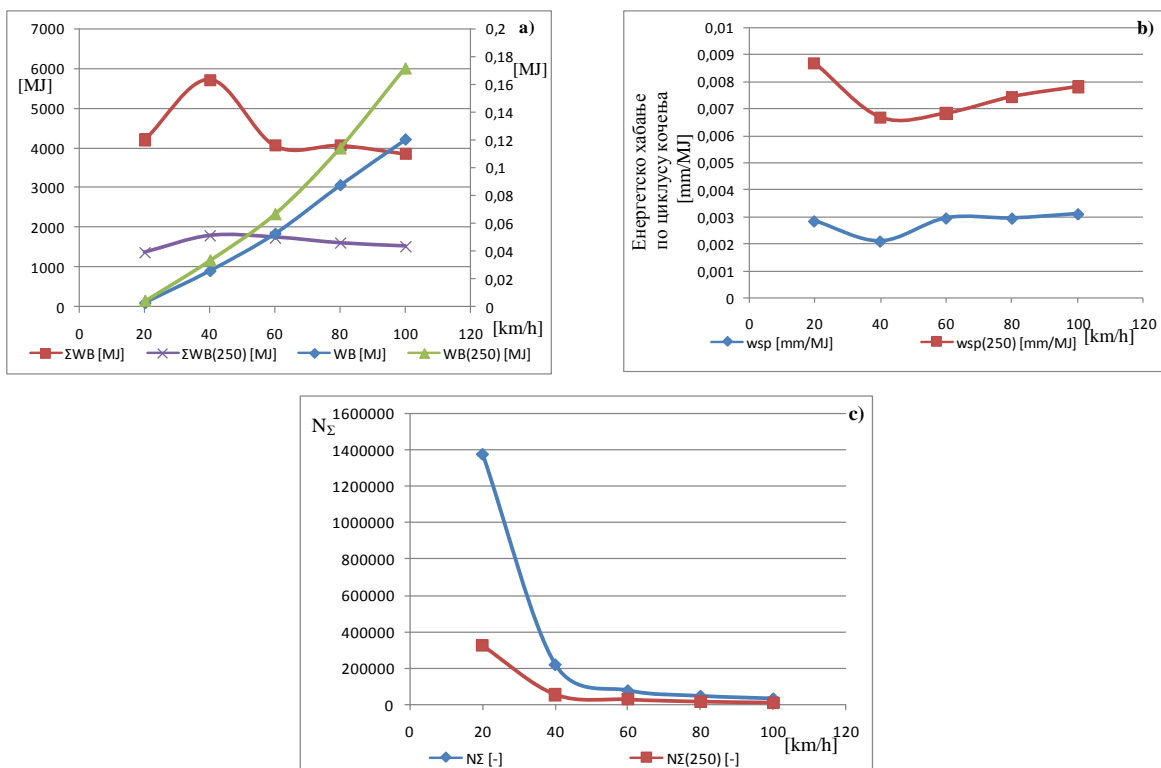
Слика 5.13. Дијаграмски приказ резултата из Таблице 5.18.

Са слике 5.13 д) се може видети линеарна зависност истрошења са порастом рада кочења што је у сагласности са хипотезом о линеарној акумулацији истрошења изложеном напред, у тачки 5.1.4.

Развијени математички модели за хабање и рад кочења омогућавају вредновање односно предвиђање укупног броја активирања кочнице за одређени животни век

кочнице. На основу овога могуће је увек предвидети једну од ове три величине ако су друге две познате. Ово је заправо основ за оптимизацију енергетског потенцијала фриксионе кочнице у функцији интензитета хабања, односно за оптимизацију количине енергије коју једна кочница може за исто време (односно у току животног циклуса) да угуши.

Као што је и у претходним анализама показано, највећи утицај на параметре кочења, у овом случају на рад кочења и хабање, има температура фриксионе површине. На слици 5.14. приказани су резултати модела рада кочења по циклусу кочења, укупног рада кочења, специфичног хабања и укупног броја кочења за температуре фриксионе површине на почетку кочења од 100 и 250 °C.



Слика 5.14. (а) Рад кочења по циклусу ( $WB$ ) и укупно ( $\Sigma WB$ ) (б) специфично хабање по циклусу кочења ( $wsp$ ) (с) укупан број активирања кочнице ( $N\Sigma$ ) у односу на брзину на почетку кочења, све за почетне температуре од 100 и 250 °C

Са дијаграма је очигледно да рад кочења у условима повишене температуре има веће вредности у поређењу са радом кочења у условима хладне кочнице. То изазива веће хабање, због чега се смањује укупан број циклуса кочења до пуног истрошења облога, односно до потпуног искоришћења ЕПФК.

Са ове слике се такође види да је укупан рад кочења у условима повишене температуре за достизање истог хабања мањи у поређењу са радом кочења код хладне кочнице. То је последица чињенице да се укупан рад кочења добија множењем рада кочења по циклусу и укупног броја циклуса, а како је број циклуса у условима повишених температура мањи, онда је и укупан рад кочења мањи, чак и када је (и ако је) рад по циклусу већи!

### **5.3.3. Анализа модела промене притиска активирања кочнице, брзине и температуре на фрикционој површини у току кочног циклуса**

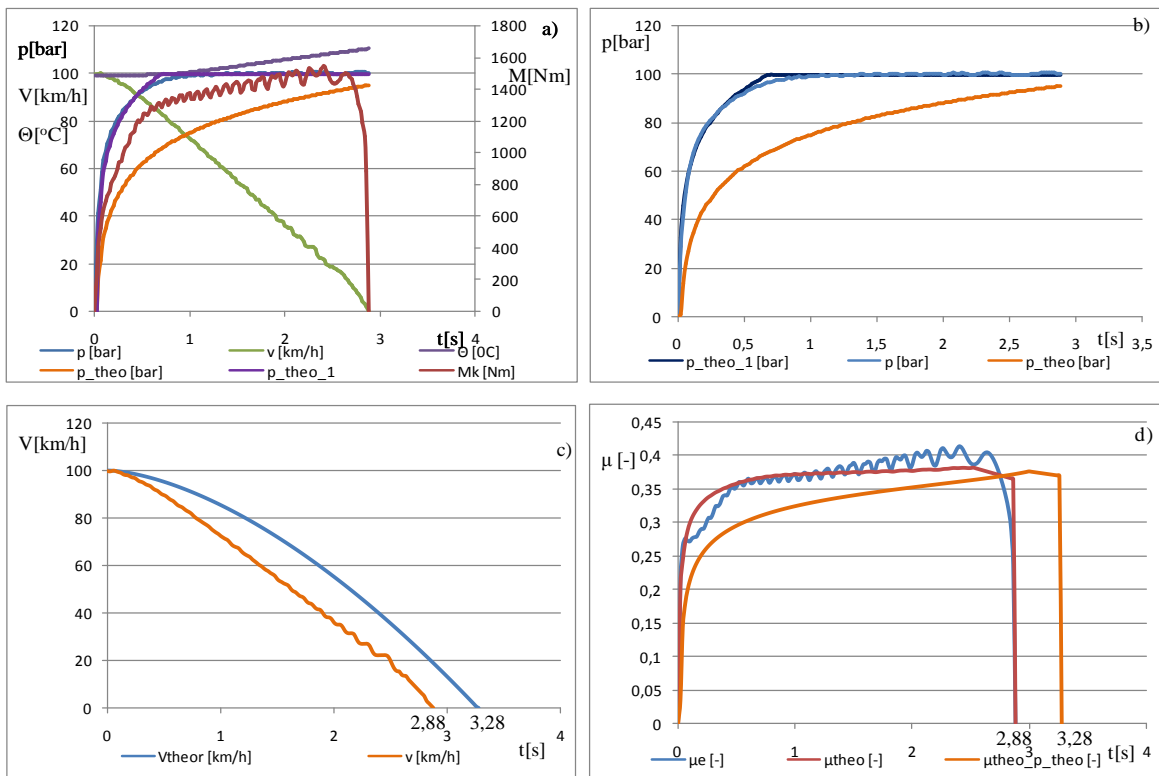
Претходно спроведена анализа указује на значај и степен утицаја појединих фактора на рад кочења, а тиме и на енергетски потенцијал кочнице односно на процес кочења уопште. Развијени математички модели, као што је приказано, добро описују процес кочења и могу да се употребе за предвиђање излазних параметара кочног циклуса и целог процеса кочења (трење, односно карактеристика кочнице, снага и рад кочења, као и хабање).

Са становишта рационалног искоришћења расположивог енергетског потенцијала фрикционе кочнице, међутим, веома је значајно и какав је карактер промене улазних параметара, односно могу ли се и они математички описати, а у претходном поглављу су приказани овде усвојени модели за промену притиска активирања кочнице, брзине кочнице као и температуре у току кочног циклуса.

На тој основи, на слици 5.15 а) приказани су резултати једног циклуса кочења у условима  $p100$ ,  $v100$ ,  $\Theta100$ . Поред измерених вредности на истој слици приказана је и промена притиска активирања кочнице према математичком моделу (4.11). Како се

види, овај модел веома добро одговара стварној промени притиска (издвојене вредности експериментално и теорјски добијених притисака активирања приказане су и на слици 5.15.б)). На истим сликама (наранџастом линијом) описан је и теоријски пораст притиска према моделу (4.11) са другачијим коефицијентима, који за разлику од реалног и првог теоријског има много блажи пораст.

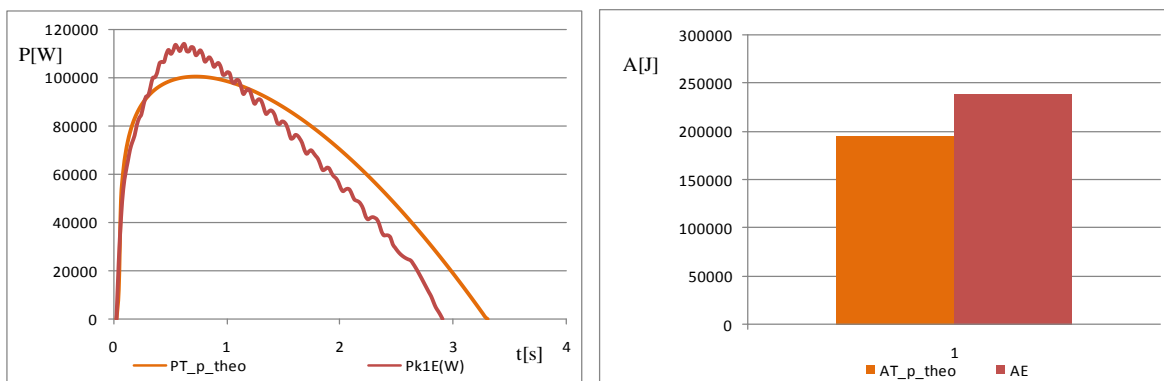
За непромењена остала два утицајна фактора - брзину у току кочења и температуру фрикционе површине, овај циклус ће сада имати сасвим другачије излазне параметре. У првом реду то се односи на време кочења, па ће према моделу (4.12) брзина у току процеса кочења имати карактер као на слици 5.15 ц), када ће време кочења порасти са 2,88 на 3,32 секунди. Треће ће у истим условима имати другачији карактер и другачију средњу вредност, као што се види са слике 5.15 д).



Слика 5.15. Утицај пораста притиска на коефицијент трења

На крају, и вредности снаге и рада кочења постају другачије и имаће карактер промене и вредности као што је приказано на слици 5.16.



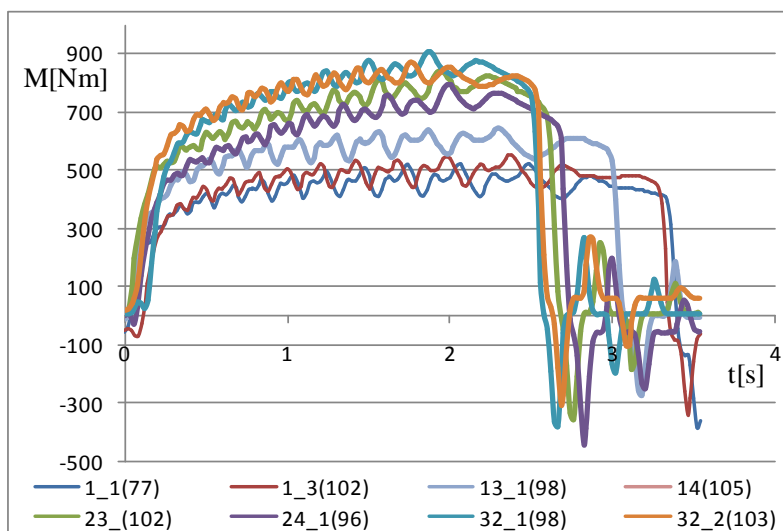


Слика 5.16. Утицај пораста притиска на снагу и рад кочења

## 5.4. АНАЛИЗА ПОНАШАЊА КОЧНИЦЕ У ТОКУ ЛАБОРАТОРИЈСКИХ ИСПИТИВАЊА

### 5.4.1. Анализа експерименталних резултата разрађивања кочнице

Као што је претходно наведено поступак разрађивања кочнице је спроведен по методологији која подразумева реализацију 100 циклуса кочења у условима почетне брзине од 60 km/h, притиска активирања кочнице од 60 баг-а и температуре фрикционе површине на почетку сваког циклуса кочења мањом од 100°C. На овај начин се обезбеђује се потребна површина налегања од најмање 80% расположиве површине, чиме се створају услови за постизање прописаних или потребних функционалних карактеристика, односно остварење пуног енергетског потенцијала. На слици 5.17. су приказани остварени кочни моменти у процесу разрађивања кочнице на првом узорку.



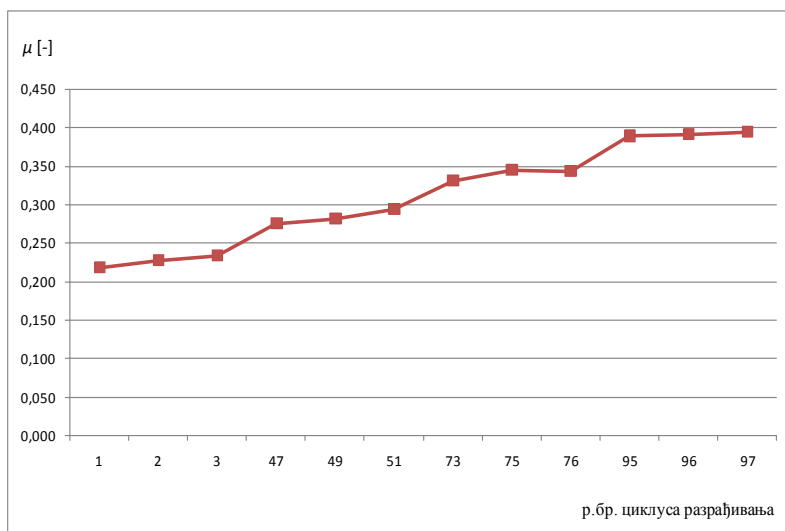
Слика 5.17. Остварени кочни моменти у процесу разрађивања кочнице

Са слике 5.17. је уочљиво да су средње вредности кочног момента у првим циклусима крећу око 450-500 Nm а време кочења износи од 3,2-3,5 секунди. Са

повећањем броја циклуса вредност кочног момента расте и достиже око 800 Nm а време кочења се скраћује и износи око 2,6 секунди. Разлог за то је у непотпуном налегању фриксионих површина кочних плочица на фриксиону површину диска.

Са исте слике се, такође, може видети да кочни момент на крају процеса кочења има и негативне вредности. Разлог овоме су замајне масе на пробном столу које по заустављању кочног диска под дејством инерције стварају овај негативни кочни момент. У анализи експерименталних резултата ова појава се увек занемарује, јер се сматра да је циклус кочења завршен када кочни момент први пут достигне вредност нула и када је брзина кочнице такође једнака нули.

Аналогно повећању кочног момента и смањењу времена кочења с повећањем броја циклуса у процесу разрађивања, са повећањем броја циклуса повећавала се вредност трења. Зависност те промене приказана је на слици 5.18.



Слика 5.18. Промена трења са порастом броја циклуса у процесу разрађивања

Анализа експерименталних резултата процеса разрађивања према табlici 5.11. показује и да трење расте са порастом температуре на фриксионој површини на почетку кочења. Имајући у виду да су овде приказани експериментални резултати разрађивања кочнице, ова констатација није потпуно коректна, односно мора се узети са резервом.

Тако на пример, према подацима из таблице 5.11. у 75-ом циклусу разрађивања трење износи 0,345 при температури фрикционе површине на почетку кочења од 109,65 °С, док у 95-ом циклусу коефицијент трења износи 0,389 при температури фрикционе површине на почетку кочења од 102,06°С. Ово се објашњава тиме што је у 95-ом циклусу процеса разрађивања остварена већа фрикциона површина између кочне плочице и диска. Примећено је, такође, да је у почетним циклусима разрађивања разлика између температуре фрикционе површине на почетку и на крају процеса кочења значајно већа од разлике температура у каснијим фазама разрађивања. У почетку, разлика износи 7-11°С, док у каснијој фази износи свега 1-2°С.

Таблица 5. 11.

р.бр. циклуса разрађивања	$\mu$	$T_p$	$T_k$
	[-]	[° С]	[° С]
1	0,251	22,63	31,97
2	0,266	42,94	56,57
3	0,283	68,92	81,04
4	0,296	95,12	107,66
6	0,303	99,56	106,96
75	0,345	109,65	111,80
76	0,343	110,08	111,34
95	0,389	102,06	102,53
96	0,391	104,99	106,46

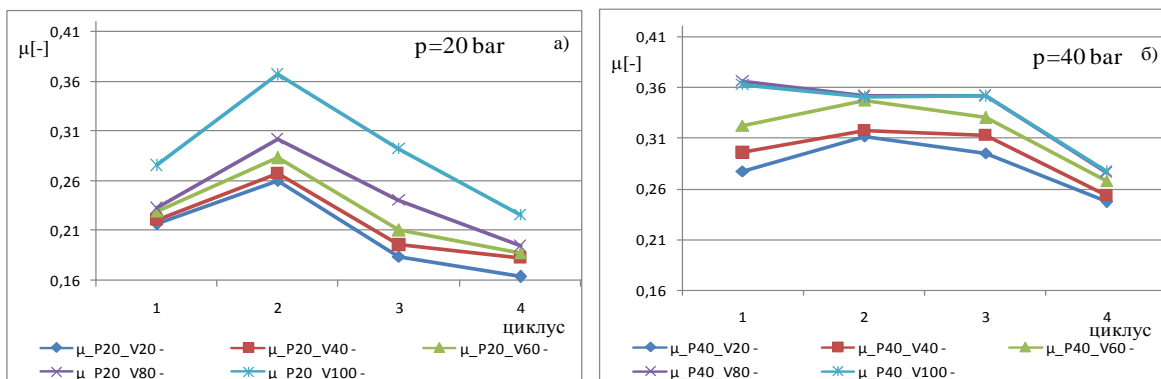
Разлог за то лежи у краћем времену кочења у каснијој фази разрађивања и претпоставља се у томе, што је у почетним циклусима разрађивања значајно мања површина налегања кочне плочице на диск па су повишени локални притисци на микро неравнинама који проузрокују више температуре на контактної површини.

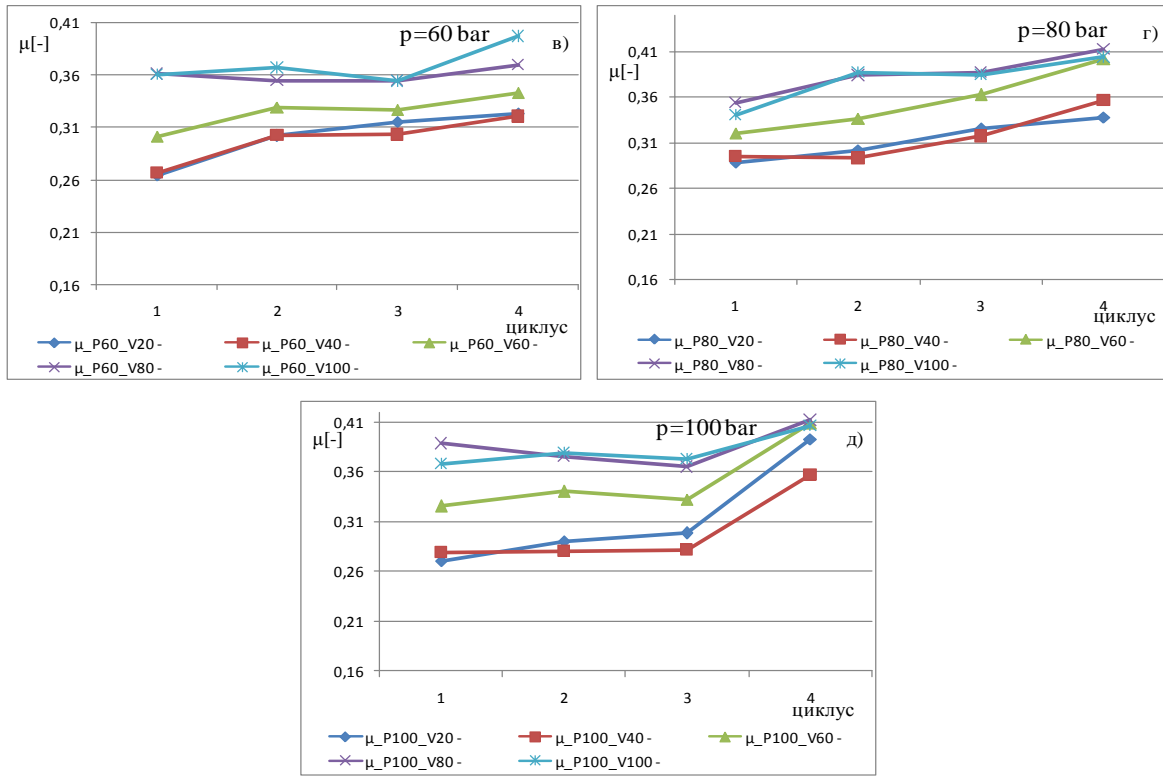
### 5.4.2. Анализа утицаја на трење притиска активирања кочнице и почетне брзине

Анализа утицаја почетне брзине и притиска активирања кочнице на коефицијент трења је вршена упоређењем средње вредности трења између појединих циклуса, као и поређењем карактера промене и вредности трења током читавог циклуса кочења са карактером промене и вредношћу других циклуса за исте почетне услове.

Најпре је извршена анализа утицаја брзине на почетку кочења на средњу вредност трења. На слици 5.19. дат је упоредни приказ експериментално добијених средњих вредности трења по циклусу кочења за притисак активирања 20 bar-а слика под а), затим за притисак активирања 40 bar-а слика под б), притисак активирања 60 bar-а слика под ц), притисак активирања 80 bar-а слика под д) и притисак активирања 100 bar-а, слика под е). Сва кочења су релевантна при брзинама које одговарају брзинама возила од 20, 40, 60, 80 и 100km/h. Анализиран је утицај брзине на почетку кочења на трење, тако што су сагледаване средње вредности трења за исту вредност притиска активирања кочнице при различитим брзинама на почетку кочења.

Посматрана су четири циклуса за сваки од наведених почетних услова. У свим случајевима температура на почетку кочења је мања од 100°C. Са слике 5.19. је уочљив знатан утицај почетне брзине на пораст трења.





Слика 5.19. Упоредни приказ средњих вредности трења за брзине на почетку кочења од 20-100 km/h и притисак активирања а) 20, б) 40, в) 60, г) 80 и д) 100 bar

У табlici 5.12. је дат упоредни приказ средњих вредности трења у функцији почетне брзине и притиска активирања кочнице из којга се види пораст трења са порастом брзине на почетку кочења.

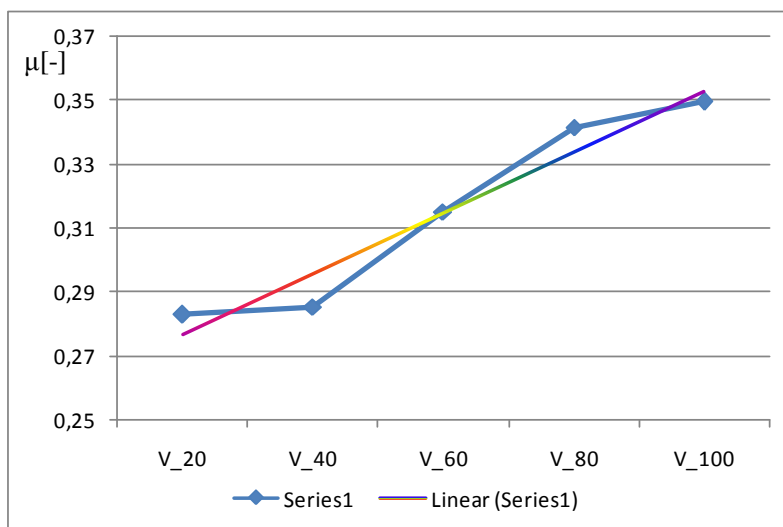
Таблица 5.12.

	V_20	V_40	V_60	V_80	V_100
P_20	0,206	0,216	0,227	0,242	0,29
P_40	0,282	0,295	0,317	0,336	0,336
P_60	0,3	0,3	0,326	0,36	0,361
P_80	0,313	0,315	0,355	0,384	0,38
P_100	0,313	0,3	0,351	0,385	0,381

Тако је за почетну брзину од 20 km/h и притисак активирања од 20 bar-а вредност трења на почетку кочења 0,206 док је за исти притисак активирања и почетну брзину од 100 km/h вредност трења 0,29 што је пораст од 8,4%. Слична аналогија је и за друге вредности притиска активирања с тим што је утицај још мањи (5-6%).

Из таблице 5.12. је такође уочљиво да средња вредност трења расте и са порастом притиска активирања кочнице и то значајније у односу на пораст вредности са повећањем почетне брзине. Тако је за почетну брзину од 20 km/h и притисак активирања 20 bar-а вредност трења 0,206 док је за притисак активирања од 100 bar-а и исту почетну брзину вредност трења 0,313 што је пораст од 10,7%. За почетну брзину од 60 km/h пораст трења је чак 0,127. Тренд промене трења у функцији брзине на почетку кочења је готово линеаран што се може видети на слици 5.20.

Са слике 5.19. се може приметити да средња вредност трења за исте почетне вредности (притисак активирања, почетна брзина и температура на фрикционој површини) варира од циклуса до циклуса. Ове варијације су најизраженије при брзини од 20 km/h. Карактер промене вредности трења од циклуса до циклуса је врло сличан за почетне брзине 20 и 40 km/h. За ове почетне брзине средња вредност трења је у другом циклусу већа него у првом, а затим опада у трећем и четвртном циклусу, где је вредност у четвртном циклусу нижа него у првом.

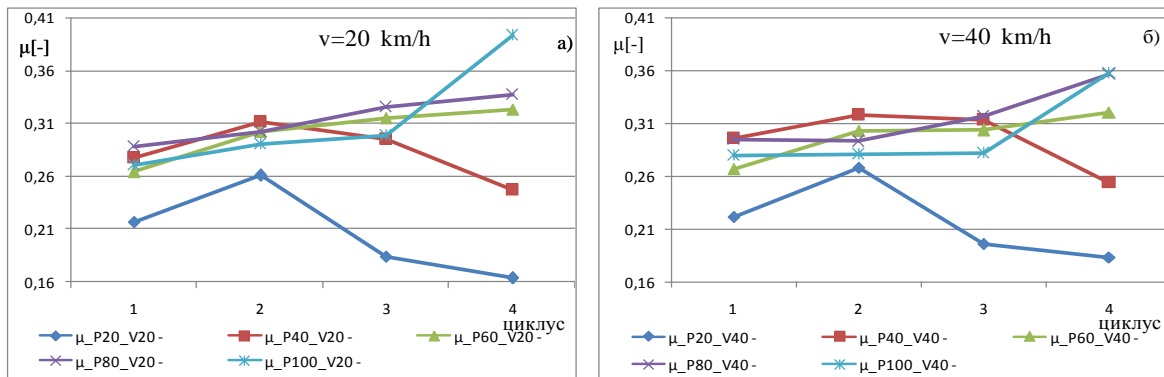


Слика 5.20. Тренд промене трења у функцији брзине на почетку кочења

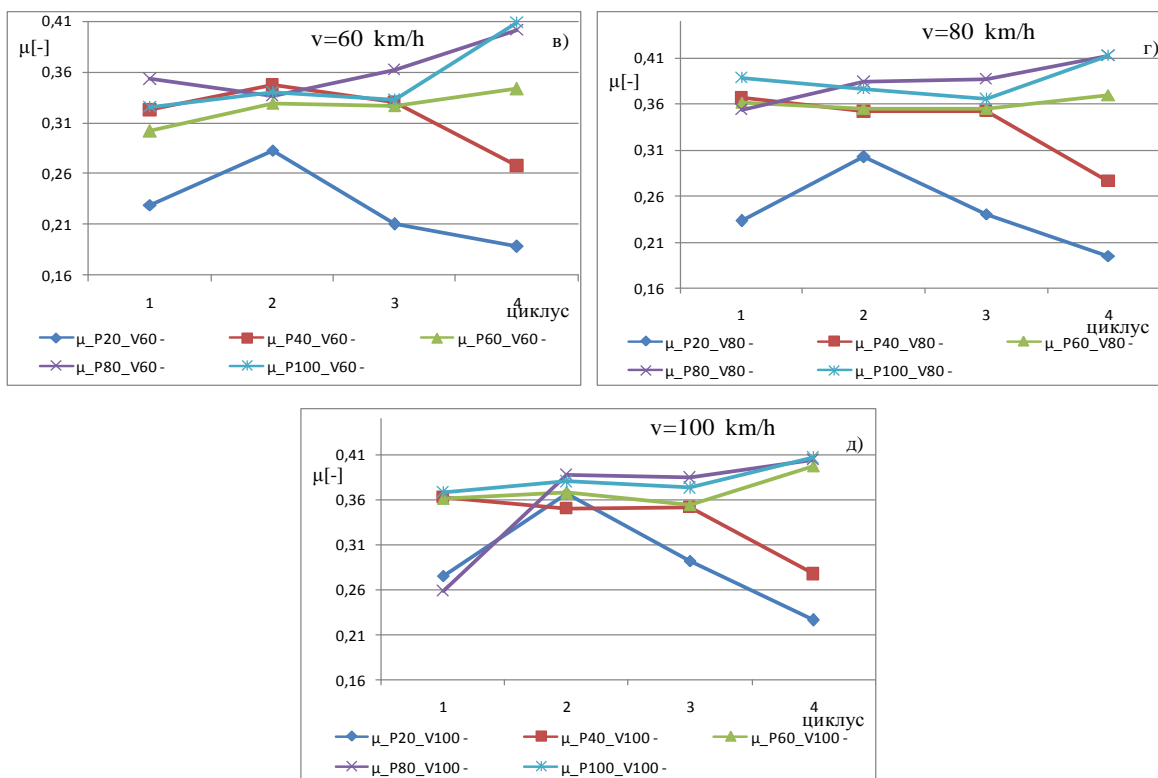
У циклусима са почетним брзинама 60, 80 и 100 km/h, средња вредност трења у другом циклусу је већа него у првом, у трећем циклусу вредности су приближно имају исте вредности као у другом, док у четвртном средња вредност трења значајно расте.

Објашњење ових варијација вредности трења за исте почетне услове (притисак активирања, почетна брзина и температура на фрикционој површини) лежи у појави тзв, трибомутација [88-90]. Како је објашњено у [88-90] узроци појаве трибомутација су различити и врло често необјашњиви. Могло би да се претпостави да до појаве трибомутација долази због појаве трећег тела у контакту између диска и кочних плочица. Опадање вредности коефицијента трења у трећем и четвртном циклусу при брзинама од 20 и 40 km/h могла је да проузрокује појава трећег тела, односно продуката хабања који су у највећем делу остали на фрикционој површини и на тај начин проузроковали промену величине и облика, као и морфологије контактне површине а тиме и промену (смањење) трења. Основано је да се сматра да су веће почетне брзине кочења од 60-100 km/h проузроковале да се већи део продуката хабања одведе ван фрикционе површине што је онда могло да утиче и на повећање трења. Детаљнија анализа појаве трибомутација биће касније приказана кроз анализу посебно спроведених тестова.

По аналогији са анализом утицаја почетне брзине на трење извршена је анализа утицаја на трење притиска активирања кочнице. На слици 5.21. дат је упоредни приказ експериментално добијених средњих вредности трења по циклусу кочења и за почетну брзину од 20 km/h слика под а), за почетну брзину од 40 km/h слика под б), за почетну брзину од 60 km/h слика под ц), за почетну брзину од 80 km/h слика под д), за почетну брзину од 100 km/h слика под е). Сва кочења су релевантна при притисцима активирања кочнице од 20, 40, 60, 80 и 100 bar-а.







Слика 5.21. Упоредни приказ средњих вредности трења за притисак активирања кочнице од 20-100 bar-а и брзине на почетку кочења а)20, б) 40, в)60, г) 80 и д)100 km/h

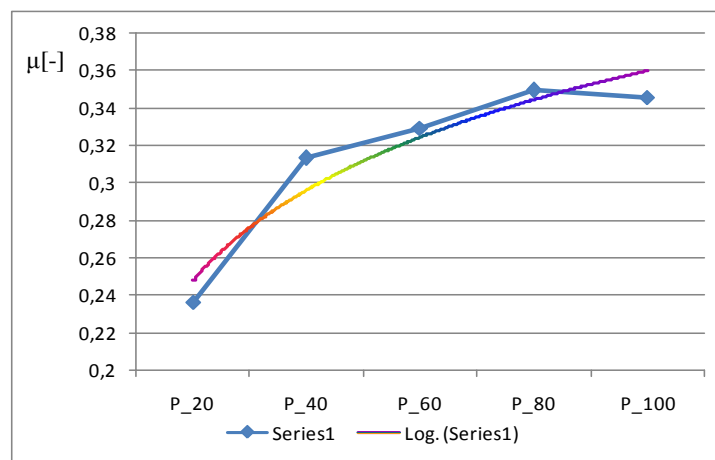
Утицај притиска активирања кочнице на трење сагледаван је кроз анализу средње вредности трења за исту вредност брзине на почетку кочења и различите вредности притиска активирања кочнице. Посматрана су четири циклуса за сваки од наведених почетних услова. У свим случајевима температура на почетку кочења је мања од 100°C. Са слике 5.21. је уочљиво да почетна брзина има мањи утицај на пораст трења у односу на утицај притиска активирања кочнице.

У табелици 5.13. је дат упоредни приказ средњих вредности трења у функцији притиска активирања кочнице и почетне брзине из које се види пораст трења са порастом притиска активирања. Средња вредност пораста трења између притисака од 20 и 40 bara-а износи 0,08, док између 40 и 60 bara-а износи свега 0,02, као и између 60 и 80 bara-а, док између 80 и 100 bara-а тог притиска готово и да нема.

Таблица 5.13.

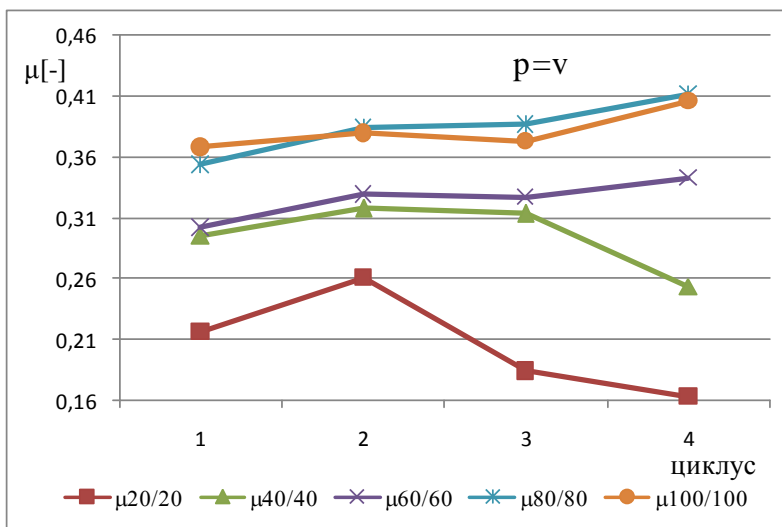
	P_20	P_40	P_60	P_80	P_100
V_20	0,206	0,282	0,3	0,313	0,313
V_40	0,216	0,295	0,3	0,315	0,3
V_60	0,227	0,317	0,326	0,355	0,351
V_80	0,242	0,336	0,36	0,384	0,385
V_100	0,29	0,336	0,361	0,38	0,381

На слици 5.22. дат је тренд промене трења у функцији повећања притисак активирања кочнице.



Слика 5.22. Тренд промене коефицијента трења у функцији повећања притиска активирања кочнице.

На крају на слици 5.23. приказана је промена средње вредности трења са истовременим порастом и притиска активирања кочнице и брзине на почетку кочења. Приказана су по четири циклуса за сваку промену притиска активирања кочнице и брзине на почетку кочења у условима кочења на хладно, односно температуре фрикционе површине на почетку кочења мање од 100°C.



Слика 5.23. Промена средње вредности трења са истовременим порастом и притиска активирања кочнице и брзине на почетку кочења.

Са слике 5.23. се може видети значајан пораст трења са порастом брзине на почетку кочења и притиска активирања кочнице. Интересантно је да скок средње вредности за сва четири циклуса са  $p_{20}$ ,  $v_{20}$  на  $p_{40}$ ,  $v_{40}$  износи скоро 0,1 док пораст средње вредности трења свих циклуса између  $p_{40}$ ,  $v_{40}$  и  $p_{60}$ ,  $v_{60}$  готово и да нема. Пораст између  $p_{60}$ ,  $v_{60}$  и  $p_{80}$ ,  $v_{80}$  је око 0,6 а онда између  $p_{80}$ ,  $v_{80}$  и  $p_{100}$ ,  $v_{100}$  поново нема пораста трења.

Утицај почетне брзине и притиска активирања кочнице на трење у испитивањима узорка Б и узорка Ц кочних плочица на хладно (температура на фрикционој површини на почетку кочења мања од  $100^{\circ}\text{C}$ ) имају врло сличан карактер као и резултати добијени и приказани на узорку А тако да овде неће бити посебно анализирани ни илустровани.

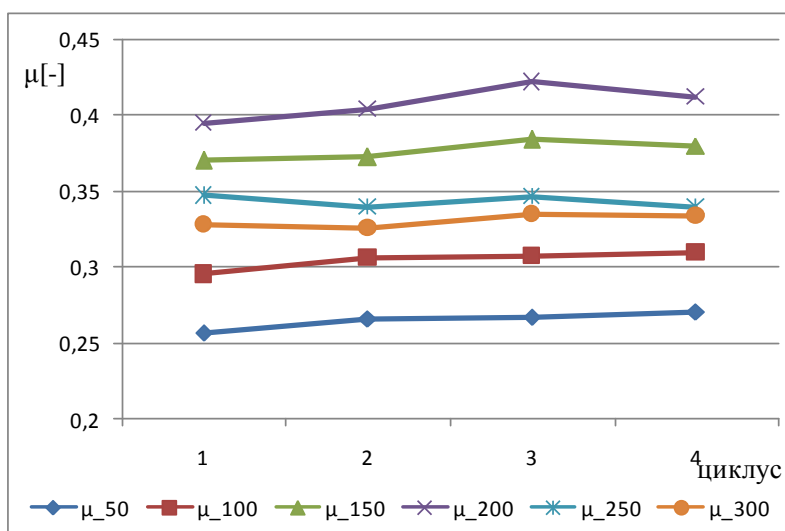
### 5.4.3. Анализа утицаја на трење температуре на фрикционој површини

Температура која се оствари у току кочења на контактної површини између диска и плочице има велики утицај на трење а самим тим и на перформансе односно на енергетски потенцијал кочнице. Ова чињеница је потврђена и кроз спроведена

експериментална истраживања у оквиру докторске дисертације. Део резултата ових истраживања реализованих на другом узорку кочне плочице приказан је на слици 5.24.

На слици 5.24. приказане су средње вредности трења за различите почетне температуре кочења. Реализована су по 4 циклуса кочења са истим почетним брзинама 60 km/h и притисцима активирања кочнице од 60 bar-а али за различите почетне температуре од 50 до 300°C са кораком од 50°C.

Са слике 5.24. је уочљиво да се вредности трења значајно разликују у зависности од температуре кочења, док су средње вредности трења за исту почетну температуру прилично уједначене.



Слика 5.24. Средње вредности трења за различите почетне температуре кочења.

Вредности трења су најниже када је кочница хладна (температуре на фриксионој површини на почетку кочења 50 и 100 °C). Просечна вредност трења за сва четири циклуса при почетној температури кочења од 50 °C је 0,265. Са загревањем вредност трења расте и за температуру од 200 °C има највише вредности (0,408). Са даљим порастом почетне температуре кочења трење опада.

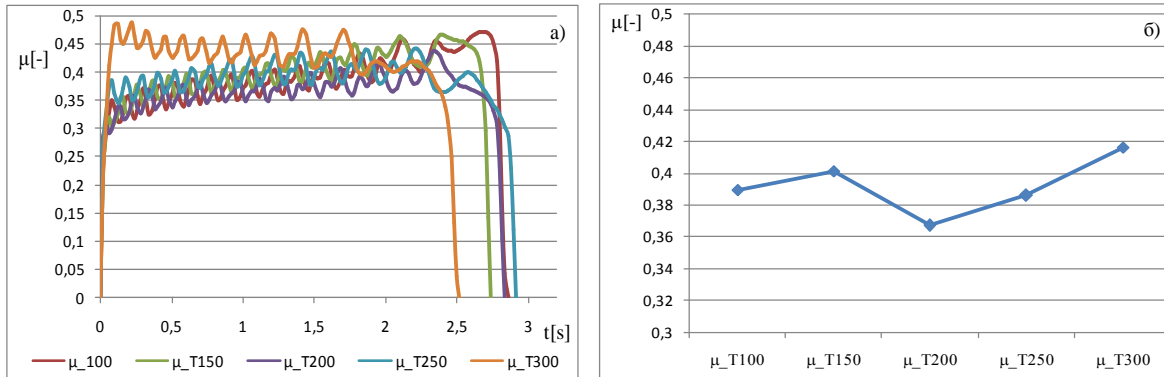
Очигледно је да је утицај температуре на фрикционој површини на трење веома изражен. Приказани резултати испитивања предметне кочнице показују да у условима кочења на хладно она нема задовољавајуће перформансе. Да би постигла оптималне перформансе и остварила пуни енергетски потенцијал кочница мора бити загрејана и у овом случају се највише вредности трења остварују при температури од 200°C. Ова температура је, очигледно, истовремено и близу границе почетка опадања ефикасности, јер већ са почетном температуром од 250°C вредност трења опада на 0,343 а са почетном температуром од 300°C пада на вредност од 0,33.

Са друге стране, утицај температуре на перформансе кочнице зависи од великог броја утицајних фактора као што су брзина одвођења топлоте са кочнице што зависи од конструкције кочнице, брзине струјања ваздуха, температура околине итд. Утицај температуре на перформансе кочнице у многоме зависи и од карактеристика примењеног фрикционог материјала кочне плочице.

Ово јасно показују и експериментални резултати проведени на узорку Ц који је другачијег фрикционог материјала у односу на узорке А и Б. На слици 5.25. приказан је утицај температуре на фрикционој површини на почетку кочења на трење за узорак Ц.

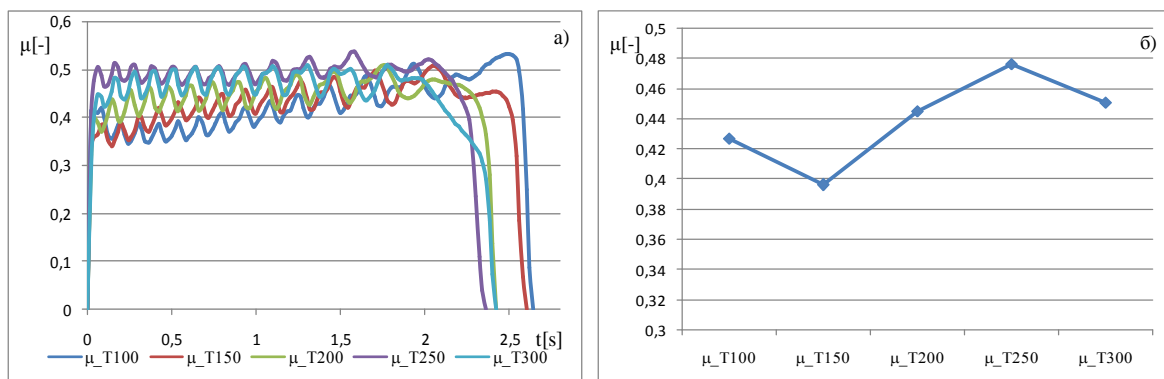
На слици 5.25. а) су приказане промене трења током читавог циклуса кочења добијене експерименталним путем за шест циклуса са притиском активирања кочнице од 60 bar-а и брзинама на почетку кочења од 60 km/h, а са почетним температурама на фрикционој површини од 100 до 300°C. Уочљиво је да, за разлику од резултата за узорак кочне плочице А, трења достиже максималну вредност при температури на фрикционој површини од 300°C. На слици 5.25. б) су приказане средње вредности трења за поједине циклусе кочења. Са слике се јасно види да је најнижа вредност трења у условима почетне температуре од 200 °C, а да при 300 °C трење достиже највишу вредност.

Претходна анализа је спроведена за резултате који су „извучени“ из тестова који су подразумевали да се за задати притисак (у овом случају 60 bar-а) полази од најмање брзине, 20 km/h, а завршава са максималном брзином од 100 km/h.



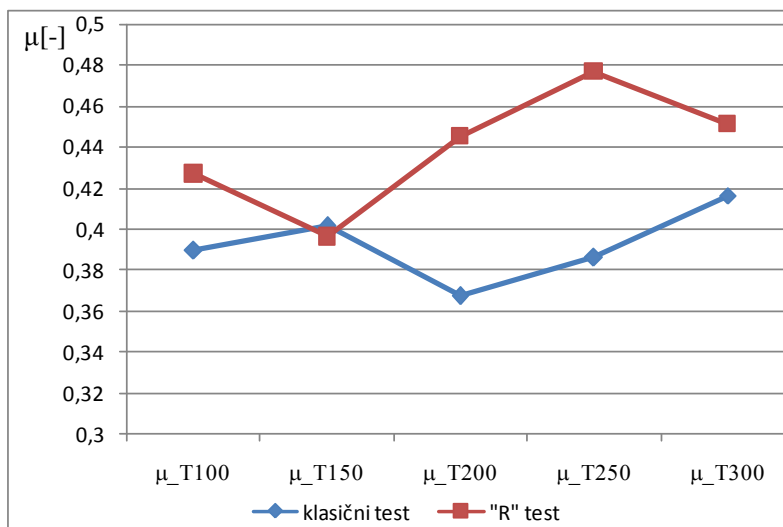
Слика 5.25. Утицај температуре на фрикционој површини на почетку кочења на трење за узорак Ц

Затим су спроведени тзв. „P“ тестови који су подразумевали кочења са задатим притиском али је брзина у првом циклусу била 100 km/h, а у последњем 20 km/h. Из ових тестова су издвојени резултати за притиске активирања кочнице од 60 bar-а и брзином на почетку кочења од 60 km/h, а са почетним температурама на фрикционој површини од 100 до 300 °C, како и у претходној анализи. На слици 5.26. су приказане вредности трења за узорак Ц у тзв. „P“ тесту.



Слика 5.26. Утицај температуре на фрикционој површини на почетку кочења на трење за узорак Ц у „P“ тесту

Са слике 5.27. је уочљиво да се најнижа вредност трења остварује за почетну температуру на фрикционој површини од 150°C док се максимална вредност остварује при температури од 250°C.



Слика 5.27. Упоредни приказ вредности коефицијента трења за класични и „R“ тест

Иако су приказани тестови реализовани на истом узорку и у истим радним условима (притисак активирања кочнице, брзина на почетку кочења и температуре на фрикционој површини) вредности трења се битно разликују и имају веће вредности у „R“ тестовима што је и приказано на слици 5.27. Код класичног теста издвојени и приказани циклуси следе после циклуса који су реализовани са мањим почетним брзинама (40 km/h) па је самим тим остварен и мањи рад кочења.

Код „R“ теста издвојени и приказани циклуси следе после циклуса који су реализовани са већим почетним брзинама (80 km/h) па је самим тим остварен и већи рад кочења. Претпоставља се да је без обзира на то што су оба теста реализована у истим радним условима, укључујући температуру на фрикционој површини на почетку циклуса, код „R“ теста у кочним плочицама и диску задржана већа количина енергије односно топлоте из претходног циклуса кочења, те је и у предметним циклусима остварено веће трење, односно остварен већи рад кочења и о краће време циклуса кочења како је приказано у табlici 5.13. Из ове табlice се може видети да

су радни услови и за класични и за „P“ тестове били у границама дозвољених одступања. Тако је брзина на почетку кочења максимално одступала у корист класичног теста и износи 3,56 % више у односу на „P“ тест при температури од 200°C, док је сила активирања максимално одступање имала у износу од 2,85 % у корист „P“ теста при почетној температури од 250°C. Температуре фрикционе површине на почетку кочења су имале максимално одступање од 2,31 % у корист класичног теста при почетној температури од 100°C, док је у корист „P“ теста максимално одступање било 2,71 % при почетној температури од 200°C.

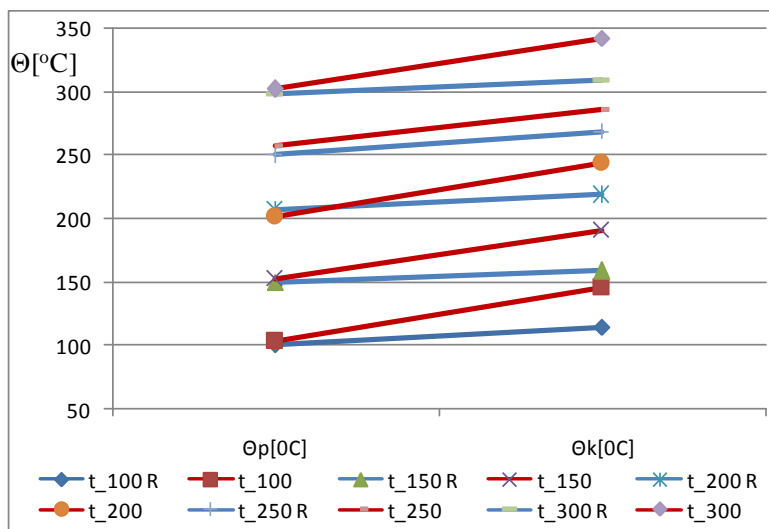
Из таблице 5.13. се види да је остварено трење у свим случајевима веће код „P“ тестова у односу на класичне тестове и креће се од 8,39 % при температури од 300 °C до чак 23,6 % при температури на почетку кочења од 250°C. Еквивалентно претходном у свим случајевима је остварено и краће време кочења код „P“ у односу на класичне тестове и креће се у границама од 3,97 % при температури од 300°C до 19,18 % при температури од 250°C. Оно што је интересантно је да остварени рад кочења не прати трендове трења и времена кочења па је тако у два од три случаја већи рад остварен код класичних тестова и то при температурама на почетку кочења од 100 односно 200 °C.

Таблица 5.13.

разлика	тест	угаона брзина ротора (диска)	сила активирања кочнице	максимални кочни момент	средњи максимални кочни момент	време кочења	рад кочења	коэффицијен т трења	температура на почетку кочења	температура на крају кочења	пораст температуре
		$\omega_0$ s <sup>-1</sup>	$F_a$ N	$M_{kmax}$ Nm	$M_{kmax}$ Nm	$t_z$ s	$A_k$ J	$\mu$ -	$\Theta_p$ °C	$\Theta_k$ °C	$\Theta_p - \Theta_k$ °C
	t_100 R	60,23	10823,16	1173,07	923,07	2,64	75700,27	0,43	100,98	114,28	13,31
	t_100	60,67	10996,72	1057,61	856,47	2,86	77666,50	0,39	103,37	146,29	42,93
[%]		<b>-0,71</b>	<b>-1,58</b>	<b>10,92</b>	<b>7,78</b>	<b>-7,69</b>	<b>-2,53</b>	<b>9,69</b>	<b>-2,31</b>	<b>-21,88</b>	<b>-69,00</b>
	t_150 R	60,68	10937,73	1133,55	941,98	2,60	77361,25	0,43	150,63	159,20	8,57
	t_150	60,64	11041,39	1044,40	882,49	2,74	77073,66	0,40	153,02	195,01	41,99
[%]		<b>0,07</b>	<b>-0,94</b>	<b>8,54</b>	<b>6,74</b>	<b>-5,11</b>	<b>0,37</b>	<b>7,63</b>	<b>-1,56</b>	<b>-18,37</b>	<b>-79,60</b>
	t_200 R	60,16	10957,08	1139,22	969,09	2,42	74112,45	0,45	207,97	218,93	10,96
	t_200	62,38	10913,70	976,23	801,44	2,84	75178,94	0,37	202,49	242,35	39,86
[%]		<b>-3,56</b>	<b>0,40</b>	<b>16,70</b>	<b>20,92</b>	<b>-14,79</b>	<b>-1,42</b>	<b>21,33</b>	<b>2,71</b>	<b>-9,66</b>	<b>-72,50</b>
	t_250 R	61,16	11017,95	1209,25	1045,67	2,36	80122,10	0,48	250,38	269,03	18,65
	t_250	60,62	10728,84	968,94	829,44	2,92	77426,82	0,39	257,20	285,91	28,71
[%]		<b>0,90</b>	<b>2,69</b>	<b>24,80</b>	<b>26,07</b>	<b>-19,18</b>	<b>3,48</b>	<b>23,60</b>	<b>-2,65</b>	<b>-5,90</b>	<b>-35,05</b>
	t_300 R	61,16	11184,59	1152,67	997,85	2,42	78184,24	0,45	298,25	309,23	10,98
	t_300	60,66	11036,33	1070,73	915,42	2,52	73740,75	0,42	302,20	323,19	20,99
[%]		<b>0,82</b>	<b>1,34</b>	<b>7,65</b>	<b>9,01</b>	<b>-3,97</b>	<b>6,03</b>	<b>8,39</b>	<b>-1,31</b>	<b>-4,32</b>	<b>-47,69</b>

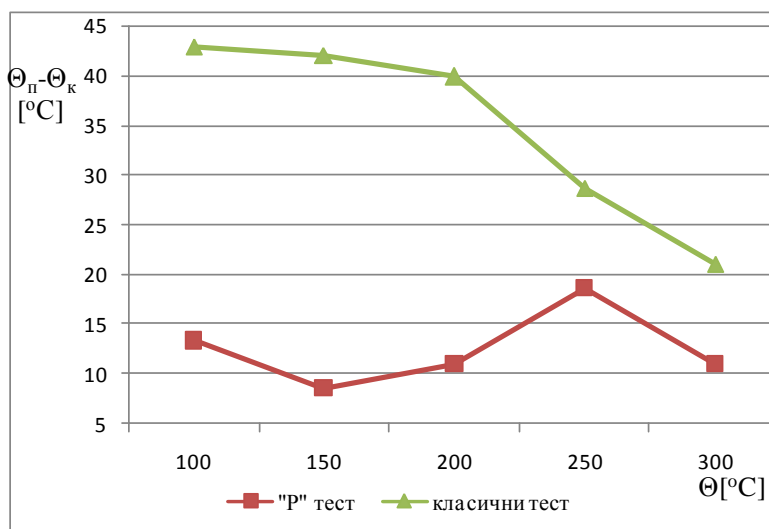


Пораст температуре фрикционе површине у току циклуса кочења је много израженији код класичног теста у односу на „P“ тест. Код класичних тестова се креће у границама од 20,99 до 42,93°C, док се код „P“ тестова креће у границама од 8,57 до 13,31°C, како је и приказано графички на слици 5.28.



Слика 5.28. Упоредни приказ пораста температуре фрикционе површине у току циклуса кочења за класични и „P“ тест

Претпоставља се да је код „P“ тестова кочница више „засићена“ енергијом из претходног циклуса па је и пораст температуре на крају у односу на почетак кочења мањи у односу на класичне тестове. У прилог овоме иде и тренд пораста температуре у току циклуса с повећањем температуре на почетку кочења.



Слика 5.29. Тренд промене температуре на крају у односу на температуру на почетку кочења код класичног и „P“ тестова са порастом температуре на почетку кочења

Са слике 5.29. се може видети да код класичних тестова пораст температуре у току циклуса кочења има тренд опадања са повећањем температуре фрикционе површине на почетку кочења док код „P“ тестова осцилира у граници од око 5 °C.

#### 5.4.4. Анализа испитивања истрошења

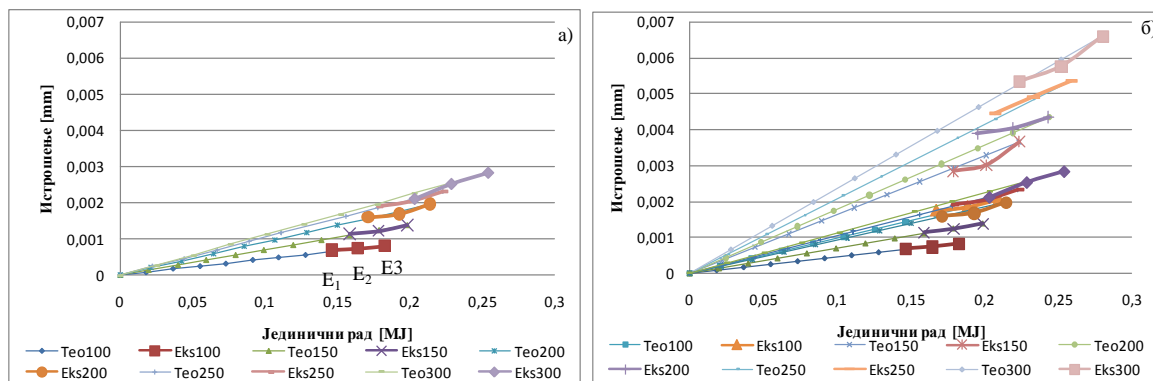
Као што је претходно већ речено развијено трење у процесу кочења проузрокује хабање материјала у контакту, а пре свега фрикционог материјала кочне плочице. Како се у процесу кочења гуши енергија, односно развија одређени рад кочења, то се према [85], истрошење може довести у везу са радом кочења односно бројем циклуса кочења како је дефинисано хипотезом о линеарној акумулацији истрошења. Наведена хипотеза је овде искоришћена како би се показао утицај истрошења на енергетски потенцијал предметне кочнице. Анализа истрошења је спроведена за узорке А и Ц у истим радним условима односно претходно дефинисаним тестовима. Узорци А и Ц су како је раније наведено различитих произвођача, односно од различитог фрикционог материјала. Вредности оствареног рада кочења и истрошења за

различите температуре на фрикционој површини за узорке А и Ц приказане су у табlici 5.14.

Таблица 5.14.

Θ	узорак А		узорак Ц	
	W <sub>ku</sub>	w <sub>ku</sub>	W <sub>ku</sub>	w <sub>ku</sub>
[°C]	[MJ]	[mm]	[MJ]	[mm]
100	35,9	0,1345	39,7	0,347
100	36,14	0,1445	40,06	0,367
100	36,58	0,1605	41,88	0,408
150	38,5	0,225	40,24	0,566
150	38,86	0,244	43,5	0,6
150	39,74	0,274	44,7	0,73
200	42,04	0,318	46,3	0,778
200	42,476	0,335	47,5	0,808
200	42,9	0,391	48,7	0,87
250	43,5	0,3811	49,56	0,888
250	43,988	0,4065	50,26	0,982
250	44,54	0,4632	51,78	1,072
300	48,6	0,4205	52,9	1,069
300	50,2	0,504	54,24	1,152
300	50,88	0,565	55,98	1,318
$\Sigma W_{ku}/\Sigma w_{ku}$	42,32293	4,9668	47,15333	11,955

На бази експерименталних истраживања односно резултата тестова истрошења примењена је хипотеза о линеарној акумулацији истрошења за узорак А и узорак Ц. Прва претпоставка ове хипотезе гласи да постоји линеарна зависност између истрошења фрикционих облога у процесу кочења и оствареног јединичног рада за дефинисану температуру на фрикционој површини. У том циљу пет група тестова хабања је спроведено (за пет различитих температура фрикционе површине, 100, 150, 200, 250 и 300°C), три пута по 200 идентичних циклуса кочења (идентични притисак активирања кочнице и брзина на почетку кочења).



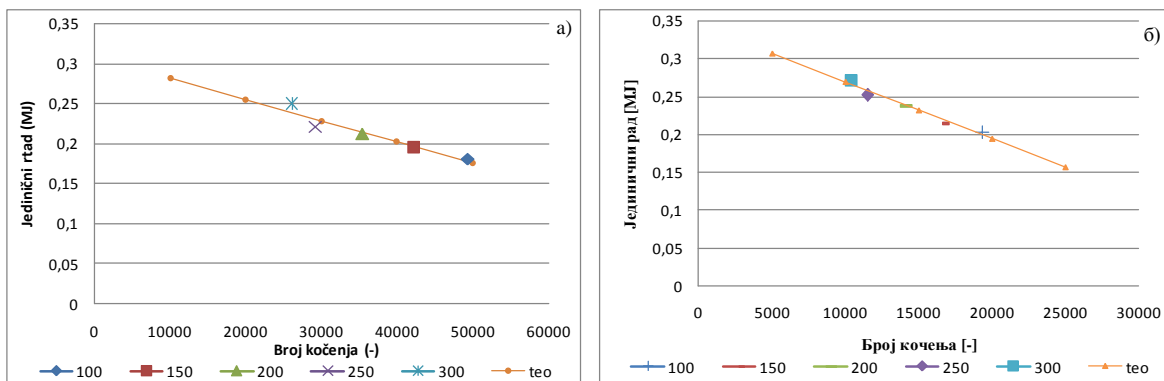
Слика 5.30. Истрошење у функцији јединичног рада, а) за узорак А, б) узорак Ц

На слици 5.30. приказани су резултати истрошења у функцији јединичног рада добијеног експерименталним и теоријским путем, за температуре фрикционе површине дате у табlici 5.14. На слици 5.30 а) приказани су резултати за узорак А (објашњење ове слике идентично је и за слику под б)), док су на слици 5.30 б) приказани резултати за узорак Ц. На слици се може видети пет линија где свака линија одговара резултатима једној групи тестова. Тестови хабања су обележени симболима „Екс 100“, „Екс 150“, итд. За тестове хабања са иницијалним температурама од 100°C, 150°C, итд. тачка „Е<sub>1</sub>“ представља резултат теста у првих 200 апликација прве групе тестова. Тачке „Е<sub>2</sub>“ и „Е<sub>3</sub>“ представљају резултате преостале секције исте групе испитивања. Методом најмањих квадрата добија се права линија која се може провући кроз координатни почетак и све три тачке „Е<sub>1</sub>“, „Е<sub>2</sub>“ и „Е<sub>3</sub>“. Ова права линија обележена је симболом „Тео 100“, и представља аналитичку форму рада кочења по циклусу кочења у условима температуре фрикционе површине од 100°C. На идентичан начин су добијене и остале линије на приказаном дијаграму. На овај начин је извршена квалификација и квантификација специфичног, односно енергетског хабања за дату кочницу.

Друга претпоставка се односи на линеарну зависност између јединичног рада кочења и броја кочења за дефинисану температуру на фрикционој површини.

На слици 5.31. а) приказана је теоријска и експериментална зависност броја кочења од јединичног рада кочења за узорак А, док је на 5.31. б) приказана је теоријска и

експериментална зависност броја кочења од јединичног рада кочења за узорак Ц за температуре на фрикционој површини дате у таблици 5.14.



Слика 5.31. Број кочења у функцији јединичног рада, а) за узорак А, б) узорак Ц

Хипотеза о линеарној акумулацији истрошења је овде примењена како би се показао утицај енергетског потенцијала кочнице на хабање. Предвиђени животни век кочне плочице према [85] израчунат је према следећем изразу:

$$L_p = \frac{1}{\Sigma W_{isp}} \frac{W_1}{W_s} \tag{5.9}$$

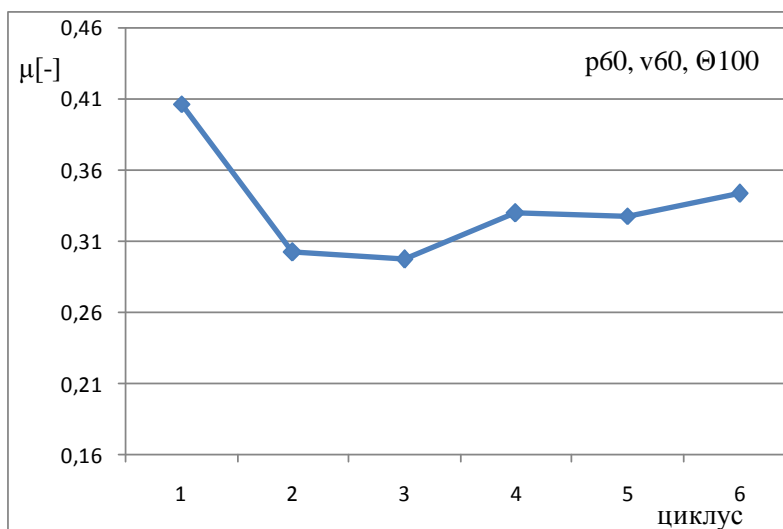
где је:

$L_p$  – предвиђени, односно очекивани век кочне плочице изражен у километрима пређеног пута возила,  $\Sigma W_{isp}$  – укупно енергетско, односно специфично хабање,  $W_1$  – укупан рад кочења у свим радним условима и свим циклусима кочења и  $W_s$  – рад кочења по километру пређеног пута за дефинисане односно средње услове рада. На сликама горе је приказана и линија означена „teo” која показује колики је теоретски век кочне плочице (у километрима пређеног пута) ако се кочи одговарајућим јединичним радом кочења, односно радом кочења по циклусу.

За просечан рад кочења по километру у дефинисаним условима од  $W_s = 27 \text{ kJ/km}$ , за узорак А предвиђени век кочне облоге износи око 54000 km са вероватноћом од 90%, док је за узорак Ц та вредност значајно мања и износи око 25000 km.

### 5.4.5. Анализа појаве трибомутација –нестабилности трења

Анализа спроведених тестова на инерцијском пробном столу у приближно истим условима рада, показује класу расипања излазних резултата за трење, односно карактеристику кочнице, момент кочења и остварени рад кочења. Ово потврђује да постоје неке мутације између трења, хабања и припадајућих утицајних фактора. Из тог разлога спроведени су посебни тестови са вишеструким понављањима циклуса у условима истих брзина на почетку кочења, истих притисака активирања и исте вредности температура на фриксионој површини на почетку кочења. Осим овога из претходно реализованих испитивања перформанси хладне и топле кочнице „извучени“ су циклусу који су реализовани у истим радним условима, а затим је анализирана стабилност излазних резултата. Анализа је подразумевала преклапање добијених излазних величина а резултати неких од њих су приказани на наредним сликама. На слици 5.32. приказана је средња вредност трења за шест циклуса кочења у условима притиска активирања кочнице 60 bar-а, брзине на почетку кочења од 60 km/h и температуре фриксионе површине на почетку кочења мање од 100 °C.



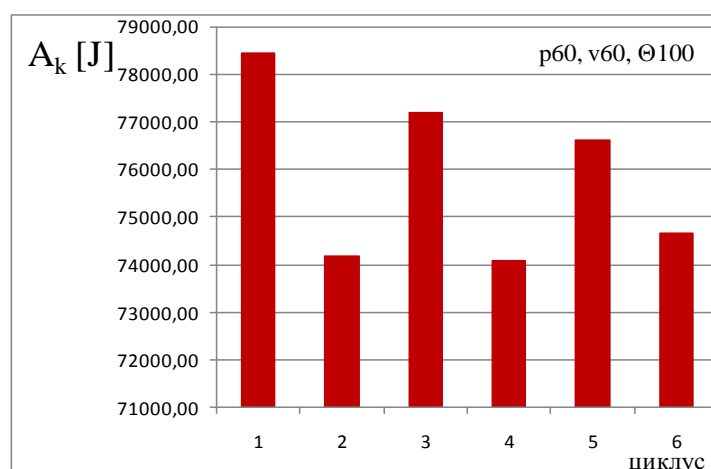
Слика 5.32. Средње вредности трења за узорак „А“ по циклусу за шест циклуса у условима p60, v60, Θ100

Са претходне слике се може видети да су осим у првом циклусу средње вредности трења приближно исте у осталим циклусима и крећу се у границама од 0,3 до 0,34. Из таблице 5.15. се може видети да су дефинисани радним услови остварени и да се крећу у врло уским границама. Ознаке у таблицу су идентичне онима у таблицу 5.14.

Таблица 5.15.

	угаона брзина ротора (диска)	сила активирања кочнице	макс. кочни момент	средњи макс. кочни момент	време кочења	рад кочења	коэф. трења	темп. на почетку кочења	темп. на крају кочења
циклус	$\omega_0$	$F_a$	$M_{kmax}$	$M_{kmax}$	$t_z$	$A_k$	$\mu$	$\Theta_p$	$\Theta_k$
	$s^{-1}$	N	Nm	Nm	s	J	-	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
1	61,43	11400,77	1035,17	904,75	2,72	78451,09	0,41	99,28	103,67
2	61,09	11093,52	774,10	665,79	3,48	74167,61	0,30	87,60	93,99
3	61,49	11102,22	738,66	655,60	3,66	77206,10	0,30	96,60	102,30
4	61,36	10932,28	830,77	719,76	3,18	74096,85	0,33	94,59	100,11
5	61,03	11142,48	827,49	727,85	3,30	76608,90	0,33	91,42	93,95
6	60,98	11193,23	843,17	767,21	3,04	74662,71	0,34	96,36	98,26

Из анализе је елиминисан циклус два код кога је температура фрикционе површине на почетку кочења значајно нижа од потребних 100 °C и износи 87,6 °C. Из таблице 5.15, као и са слике 5.32. се може видети да је разлика у средњим вредностима коефицијента трења врло мала и креће се у границама од 0,04. Међутим, остварени рад кочења у ова четири циклуса се битно разликује што је најбоље илустровано сликом 5.33.

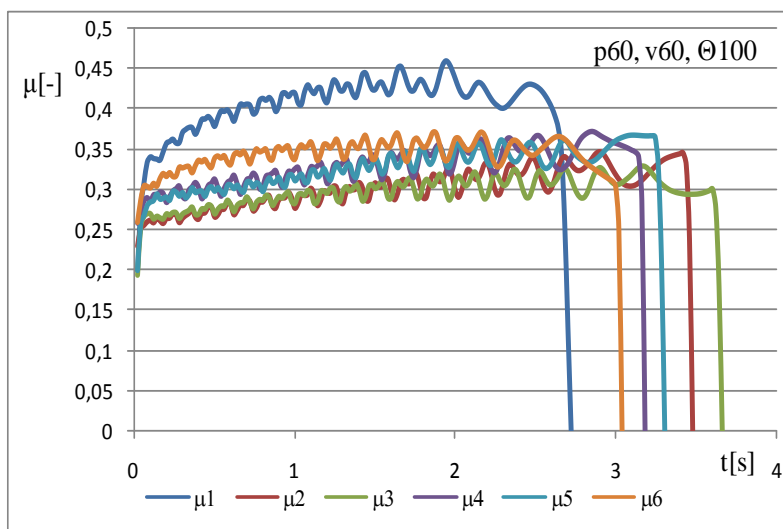


Слика 5.33. Остварени рад кочења за узорак „А“ за шест циклуса у условима p60, v60, Θ100

Са слике 5.33. и из таблице 5.15. се такође може видети да је у првом циклусу остварен највећи рад кочења али је остварена и највиша вредност трења, а остварено је најкраће време кочења. У трећем циклусу је постигнуто најдуже време кочења и најнижа вредност трења у циклусу.

Најинтересантнији су циклуси четири и пет. Код ова два циклуса остварена је идентична вредност трења од 0,33. У петом циклусу је остварен значајно већи рад кочења у односу на циклус четири али и дуже време кочења у односу на циклус четири.

На слици 5.34. приказане су промене трења у току свих шест циклуса. Види се да се промена трења у току првог циклуса кочења и по вредности и по карактеру битно разликује од осталих пет циклуса кочења.



Слика 5.34. Трење по циклусу за узорак „А“ за шест циклуса у условима  $p60$ ,  $v60$ ,  $\Theta100$

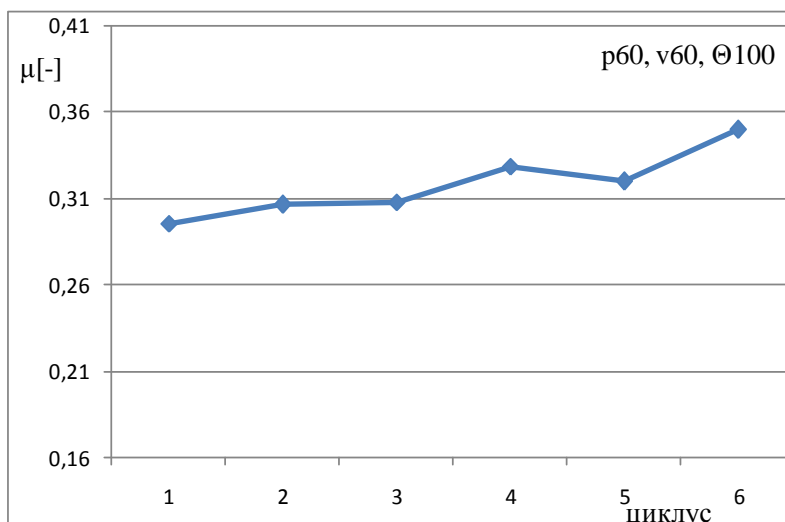
Анализа стабилности коефицијента трења спроведена је за исте радне услове и за узорак „Б“, а резултати су приказани у табlici 5.16.



Таблица 5.16.

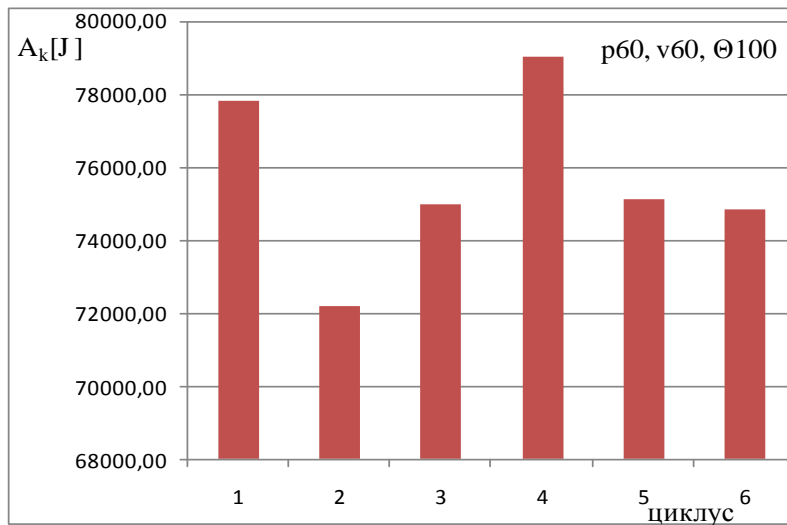
	угаона брзина ротора (диска)	сила активирања кочнице	макс. кочни момент	средњи макс. кочни момент	време кочења	рад кочења	коэф. трења	темп. на почетку кочења	темп. на крају кочења
циклус	$w_0$ $s^{-1}$	$F_a$ N	$M_{kmax}$ Nm	$M_{kmaxs}$ Nm	$t_z$ s	$A_k$ J	$\mu$ -	$\Theta_p$ $^{\circ}C$	$\Theta_k$ $^{\circ}C$
1	62,36	10840,91	772,05	643,45	3,72	77810,41	0,30	97,90	115,96
2	60,01	10825,16	789,77	666,51	3,46	72165,96	0,31	102,29	114,52
3	61,05	10889,75	786,97	671,29	3,48	74978,61	0,31	100,08	112,33
4	62,83	10890,57	829,84	717,76	3,40	79007,31	0,33	99,79	112,21
5	61,41	10893,16	856,15	699,02	3,34	75097,70	0,32	100,39	105,70
6	61,25	11014,58	921,96	772,02	2,98	74848,35	0,35	98,88	102,53

Из таблице 5.16. и са слике 5.35. се може видети да су средње вредности трења по циклусу уједначеније у односу на резултате узорка „А“ и крећу се у границама од 0,3 до 0,35. За разлику од узорка „А“ свим циклусима код узорка „Б“ су претходилили циклуси кочења са угушеном мањом количином енергије. И поред веома сличних вредности трења из таблице 5.16 се може видети да постоје значајне разлике у погледу оствареног рада кочења, као и времена кочења.



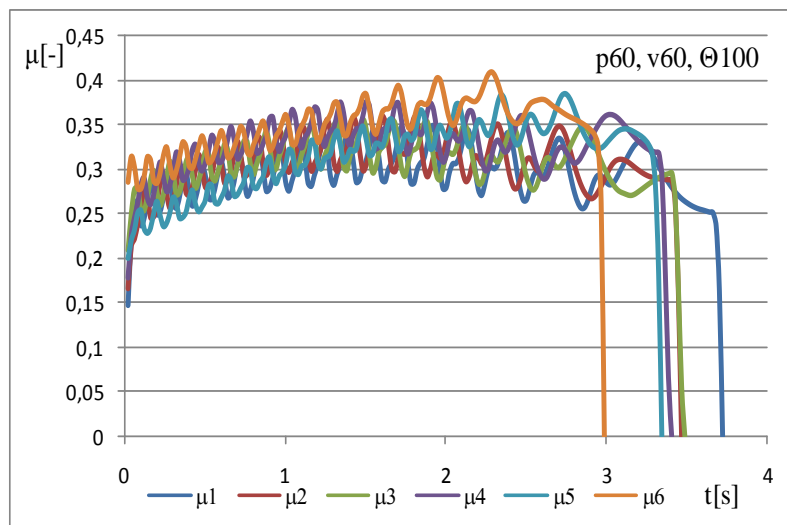
Слика 5.35. Средње вредности трења за узорак „Б“ по циклусу за шест циклуса у условима  $r60, v60, \Theta100$

На слици 5.36. приказане су вредности оствареног рада кочења за узорак „Б“ за шест циклуса у условима  $r60, v60, \Theta100$ .



Слика 5.36. Остварени рад кочења за узорак „Б“ за шест циклуса у условима  $p60, v60, \Theta100$

На слици 5.37. приказане су вредности трења по циклусу за узорак „Б“ за шест циклуса у условима  $p60, v60, \Theta100$ . Уочљиво је да је карактер промене трења у току циклуса у свим циклусима готово идентичан, а да се они разликују само по оствареној средњој вредности како је и приказано у табlici 5.16. Са исте слике, се такође може уочити да је најкраће време кочења остварено у шестом циклусу.



Слика 5.37. Трење по циклусу за узорак „Б“ за шест циклуса

За очекивати је да је у току овог циклуса остварен и најмањи рад кочења међутим, према табlici 5.16. и слици 5.36. вредност оствареног рада кочења у том циклусу је пета по реду од шест анализираних циклуса. Ово је заправо веома пожељна појава, јер су при најмањем уторшкy енергије и оствареног рада добиле максималне перформансе.

Ако се изузме први циклус анализиран код узорка „А“ из претходне анализе се може закључити да за исте радне услове код оба узорка има врло мало одступања остварених вредности трења. Ипак и тако мале разлике од нпр. 0,03 за последицу има разлику од скоро 0,5 секунди у времену кочења код оба узорка, што у експлоатацији при истој почетној брзини са којом је урађен циклус на пробном столу, значи дужи пут кочења од око 8 метара. Са друге стране из приказаних резултата се може видети и да се за исте вредности трења добијају различита времена кочења а разлог томе лежи у различито оствареним радовима кочења. Дакле за исте радне услове постоји расипање излазних резултата и вероватни разлог за то би могао да буде стање фрикционих површина. Под истим радним условима не подразумевају се само вредности притиска активирања кочнице, температура фрикционе површине и брзина на почетку кочења како је дефинисано на почетку анализе ових тестова већ и количина угушене енергије непосредно пре посматраног циклуса као што показују резултати добијени у првом циклусу узорка „А“. Слични резултати су добијени и приликом анализе тестова са другим почетним условима.

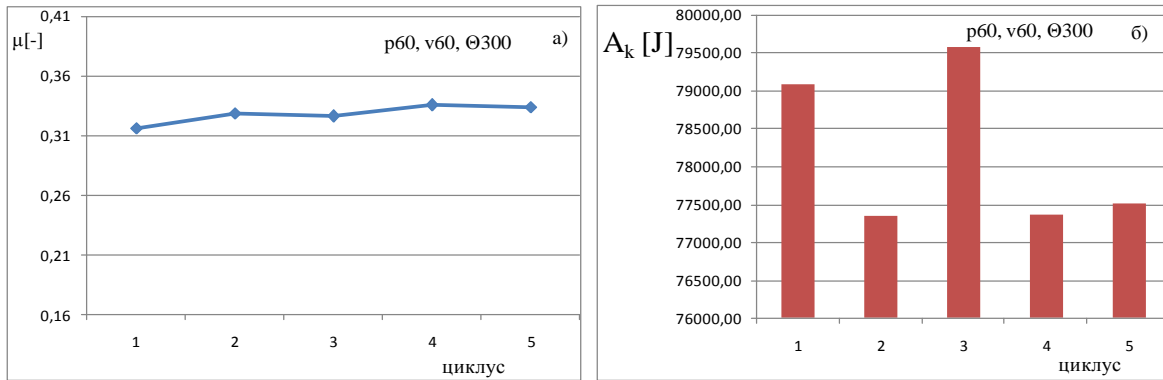
Појава расипања излазних резултата названа трибомутације [87-90] је евидентна као што показује претходна анализа. Показано је такође да излазни резултати имају стохастичку природу али и да се кочне облоге од истог материјала, односно истог материјала понашају врло слично у датим условима што је веома значајно са становишта оцене енергетског потенцијала фрикционе кочнице. Узорци „А“ и „Б“ имају релативно високу стабилност трења што потврђују и резултати тестова спроведених у условима повишених температура. У табlici 5.17. су приказани резултати у условима притиска активирања кочнице од 60 бар-а, брзине на почетку кочења од 60 km/h и температуре фрикционе површине на почетку кочења од 300°C.

Таблица 5.17.

	угаона брзина ротора (диска)	сила активирања кочнице	макс. кочни момент	средњи макс. кочни момент	време кочења	рад кочења	коэф. трења	темп. на почетку кочења	темп. на крају кочења
циклус	$\omega_0$ $s^{-1}$	$F_a$ N	$M_{kmax}$ Nm	$M_{kmax}$ Nm	$t_z$ s	$A_k$ J	$\mu$ -	$\Theta_p$ $^{\circ}C$	$\Theta_k$ $^{\circ}C$
1	62,15	10930,32	815,61	692,61	3,52	79080,60	0,32	292,83	297,75
2	61,20	10923,22	856,62	719,22	3,36	77341,90	0,33	301,58	306,68
3	62,35	10931,92	881,71	715,17	3,42	79575,75	0,33	300,37	305,34
4	61,05	10942,03	910,30	736,46	3,30	77364,72	0,34	300,03	305,02
5	61,15	10964,79	897,71	733,73	3,30	77512,48	0,33	300,08	304,84

На слици 5.38. под а) приказане су средње вредности коефицијента трења за пет циклуса кочења при претходно дефинисаним радним условима, док су на истој слици под б) приказане остварене вредности рада кочења.

Са слике се може видети висока стабилност коефицијента трења која се креће у границама од 0,32 до 0,34. Са друге стране постоје значајна одступања у погледу оствареног рада кочења.



Слика 5.38. Средње вредности трења а) и оствареног рада кочења б) за узорак „Б“ за шест циклуса у условима p60, v60,  $\Theta$ 300

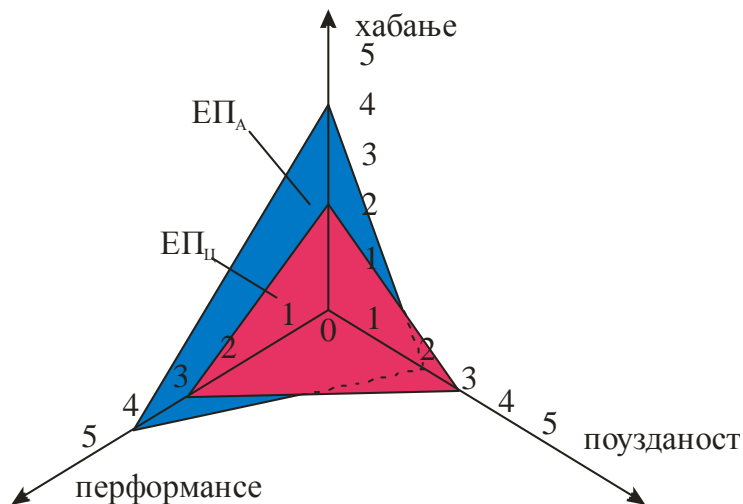
## 5.5. КВАЛИФИКАЦИЈА И КВАНТИФИКАЦИЈА ЕНЕРГЕТСКОГ ПОТЕНЦИЈАЛА КОЧНИЦЕ

Након спроведене експерименталне и теоријске анализе утицајних фактора на енергетски потенцијал кочнице, поставља се питање може ли се на неки начин изразити вредност енергетског потенцијала конкретне кочнице. Из претходног је закључено да на енергетски потенцијал фриксионе кочнице утиче велики број чинилаца али да се они могу поделити у три групе фактора и то: перформансе кочнице, стабилност трења и хабање односно век кочнице. Фактор енергетског потенцијала би могао, дакле, да се дефинише на бази процењених перформанси, века и стабилности трења. Оцена ових параметара врши се на бази развијених математичких модела трења, снаге, рада кочења и модела хабања. Основа математичким моделима су резултати експерименталних тестова у лабораторијским условима. Вредности ових оцена уносе се на осе троосног координатног система чије су осе постављене под углом од  $120^\circ$ , како је приказано на слици 5.39. На осама су приказане вредности кочних перформанси, стабилности трења и хабања (односно века кочне плочице). Вредности, односно оцене или фактори појединих параметара се крећу у распону од 1 до 5, с тим што је већа вредност подразумева бољу оцену. Дијаграм приказује вредности енергетског потенцијала за два испитивана узорка кочних плочица (узорци А и Ц), различитих фриксионих материјала односно два различита произвођача.

Дата вредност хабања је базирана на процени века кочне плочице. На основу предвиђеног века применом Хипотезе линеарног истрошења као и математичког модела хабања, у поступку процене енергетског потенцијала за узорак „А“ је дата вредност 4, док је за узорак „Ц“ дата вредност 2. Перформансе су оцењене на бази спроведених тестова испитивања кочнице на хладно и на топло на начин да је узорку „А“ додељен фактор 4, док су перформансе узорка „Ц“ оцењене оценом 3. Стабилност трења је извршена на бази тестова опадања и обнављања ефикасности

као и на основу анализе тестова трибомутација, па је у вези с тим узорак „А“ оцењен оценом два, док је узорку „Ц“ додељен фактор 3.

Спајањем вредности добијених оцена кочница за три наведена параметра добија се троугао чија површина представља енергетски потенцијал кочнице. Енергетски потенцијал узорка „А“ представља плава површина, док енергетски потенцијал узорка „Ц“ представља црвена површина на слици 5.38. Нумеричка вредност енергетског потенцијала предметне кочнице представља процентуални однос добијене површине (плава или црвена на дијаграму) у односу на максимално могућу површину. У овом случају енергетски потенцијал узорка „А“ је ЕП 45, док је енергетски потенцијал узорка „Ц“ ЕП29.

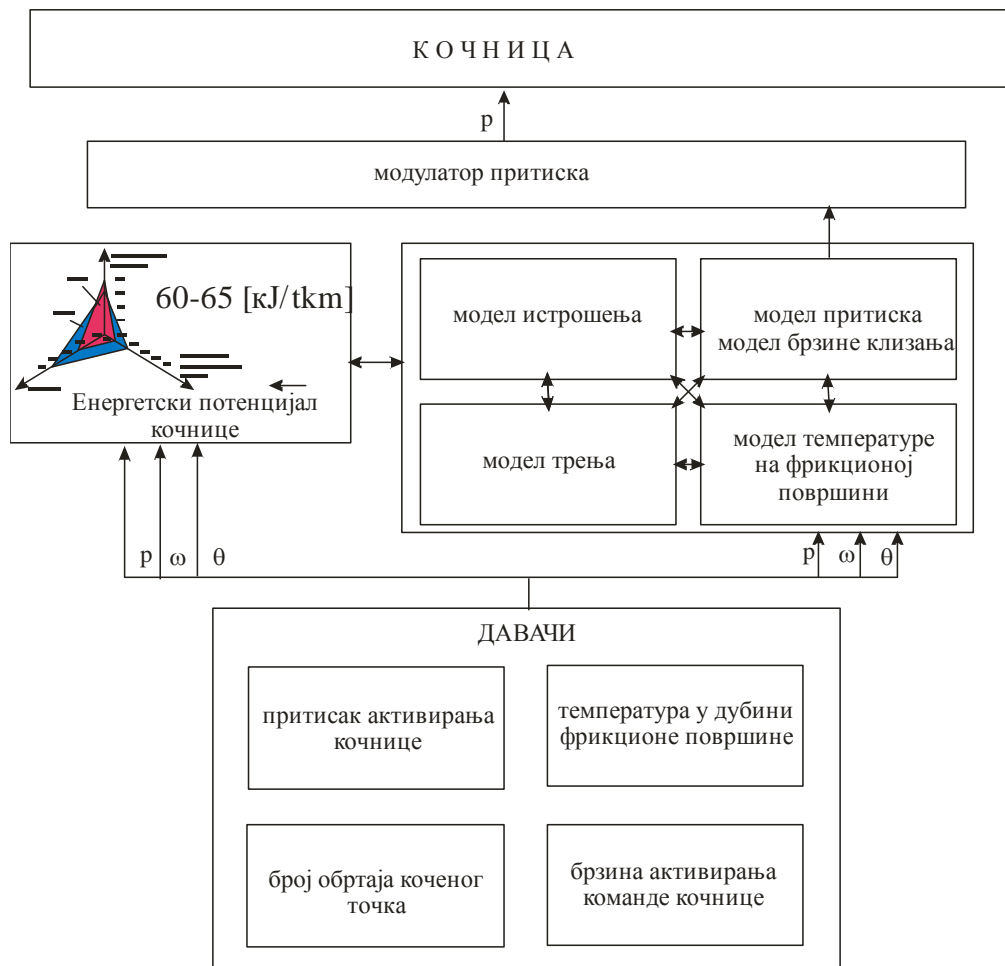


Слика 5.39 Фактор енергетског потенцијала кочнице

Одређивање вредности енергетског потенцијала фрикционе кочнице на овакав начин свакако има и недостатке. Један од недостатака је што је у процесу одређивања фактора енергетског потенцијала нпр., две кочнице могу да имају идентичну или врло блиску вредност фактора (идентичне површине троуглова), а да се у пракси предметне кочнице битно различито понашају (у смислу вредности параметара на основу којих се врши процена енергетског потенцијала, кочних перформанси, века и стабилности трења). Ово заправо потврђује раније изнесену претпоставку да расположиви енергетски потенцијал кочнице представља само претпоставку за

остваривање одређених перформанси и поузданости кочнице. Какав ће ниво перформанси бити зависи првенствено од „иницијалног“ или „генеричког“ енергетског потенцијала којим једна кочница располаже, као и од начина искоришћења (или „трошења“) тог потенцијала у зависности од радних услова и режима кочења али и од квалитета фрикционог материјала кочне плочице. Ово значи да би уз фактор енергетског потенцијала кочнице требало додати и индексе параметара на основу којих је вреднован енергетски потенцијал кочнице, како би се предметна кочница што боље описала, нпр ЕП 45/443, где индекс 443 значи да је интезитет хабања оцењен оценом 4, перформансе оценом 4 и поузданост оценом 3.

Енергетски потенцијал представља, дакле, способност кочнице да оствари максималне, односно жељене перформансе у читавом веку експлоатације. Са друге стране свака кочница сама по себи поседује одређени енергетски потенцијал само је питање да ли ће се он током експлоатације остварити на прави начин. Ово пре свега значи да ли возач као најважнији фактор динамичког система возач-возило-околина успети да максимално оствари енергетски потенцијал кочнице. Чињеница је (што показују многобројна истраживања) да се технике вожње веома разликују од возача до возача. Различите технике вожње између осталог утичу и на то да се различито троши енергетски потенцијал кочнице. Тако ће неки возачи боље, неки мање боље трошити расположиви енергетски потенцијал кочнице. Ако се посматра просечан возач као закључак се намеће решење да ће возач као такав на просечан начин утрошити постојећи енергетски потенцијал кочнице. Логично је питање, постоји ли простора за побољшање начина искоришћења постојећег енергетског потенцијала. Заправо, ово је питање које себи постављају сви инжењери који се баве фрикционим кочницама - како повећати кочне перформансе (повећати коефицијент трења што је могуће више а у исто време га одржати стабилним) уз смањење хабања фрикционих облога? Интелигентни, односно адаптивни процес управљања кочницом би био одговор на ово питање. Блок дијаграм, који представља предлог адаптивног управљања процесом кочења, приказан је на слици 5.40.



Слика 5.39 Блок дијаграм адаптивног управљања процесом кочења

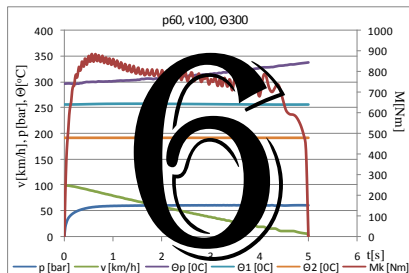
Као што је у докторској дисертацији показано енергетски потенцијал зависи од великог броја утицајних фактора, као и од процеса трења и хабања који се дешавају у исто време. Трошење фрикционе енергије током кочења је неизбежан и неповратан процес у фрикционим кочницама. Током рада кочнице, преостала вредност енергетског потенцијала опада пропорционално са повећањем хабања односно пропорционално смањењу дебљини фрикционог материјала.

Развијени математички модели могу предвидети излазне параметре процеса кочења и могу прорачунати који је то ниво и карактер промене притиска активирања кочнице који би омогућио добијање трења и рада кочења у циљу што мањег хабања и уз остварење жељених перформанси кочнице. На основу ових података модел притиска



активирања кочнице генерише жељени крактер промене притиска активирања кочнице и преко модулатора притиска делује на кочницу.

Како је показано, на бази експерименталних тестова и развијених математичких модела могуће је проценити енергетски потенцијал фрикционе кочнице на почетку експлоатације. Рачунар који управља процесом кочења преко математичких модела, прима информације од сензора на возилу као што је приказано на слици 5.40. па је у сваком тренутку могуће имати на располагању информацију о преосталом износу енергетског потенцијала кочнице. Претходне анализе су показале на који начин поједини параметри утичу на процес кочења. Исто тако је показано да је управљање процесом кочења могуће једино избором адекватне вредности и начина пораста притиска активирања кочнице.



## ЗАКЉУЧЦИ

Енергетски потенцијал фриictione кочнице је у оквиру ове докторске дисертације третиран у оквиру комплексног интерактивног теоријско – експерименталног истраживања, чији предмет су биле фриictione кочнице за моторна возила, а конкретно диск кочнице путничког моторног возила. Истраживани су трибомеханички процеси који се одвијају у њима током кочења, а посебно су истраживани аспекти процеса кочења са енергетског становишта.

Квалификација и квантификација енергетског потенцијала фриictione кочнице за моторно или прикључно возило је основни циљ предметног истраживања. Прилог развоју модела за анализу и оцену карактеристика ефикасности кочења и поузданости (века) кочнице је општи научни циљ ове дисертације, на чијој основи су дефинисани и посебни, односно појединачни циљеви истраживања, како следи:

- могућност анализе свих вредности утицајних фактора ( $p$  – притисак активирања кочнице, односно притисак на фриictionој површини,  $v$  – брзина клизања на фриictionој површини и  $\theta$  – температура на фриictionој површини) унутар циклуса кочења,
- формирање модела који омогућава добијање веродостојних резултата за потребе анализе и оцене карактеристика ефикасности кочења на основу што краћег испитивања кочнице,

- примена пројектоване методологије испитивања за анализу процеса (циклуса) кочења,
- пројектовање нове методологије за анализу и оцену карактеристика поузданости кочнице, а пре свега века фриксионих облога,

Испуњењу постављених циљева кроз теоријска и експериментална истраживања претходило је програмирање свих активности које су предузете како би се постављени циљеви испунили у највишем могућем степену.

Сопствена теоријска истраживања у оквиру ове докторске дисертације подразумевала су у првом кораку детаљну анализу стања у предметној области на основу резултата раније спроведених истраживања у земљи и свету. Ова анализа је показала да постоје јасне разлике у приступу предметном проблему, који се посматра или на макро или на микро нивоу. Још је значајније да се врло ретко анализирају узрочно-последичне везе појава у процесу кочења на различитим нивоима посматрања. Другим речима, врло ретко се ова два прилаза доводе у везу или се тражи њихов међусобни утицај на посматрани феномен.

У овој докторској дисертацији је направљена сублимација претходних знања и иста су искоришћена да се постављеном проблему приђе на један савремен и потпуно нов начин у сагледавању трибомеханичких појава и процеса са енергетског становишта унутар самог кочног циклуса. Једно од основних полазишта теоријских истраживања се ослања на чињеницу да је уобичајено да се вредновање кочних перформанси спроводи на основу оствареног успорења, зауставног пута, итд., не узимајући у обзир рад кочења као врло значајне енергетске компоненте овог процеса с обзиром на његову енергетску неповољност. На тај начин се занемарује чињеница да кочне перформансе у основи зависе од тога колики је расположиви почетни, односно „генерички“ или „иницијални“ енергетски капацитет фриксионе кочнице, односно њен потенцијал и како он може на најбољи начин бити искоришћен у конкретним радним условима током читавог века коришћења возила.

У том смислу се указала потреба за дефинисањем појма, односно увођењем нове дефиниције енергетског потенцијала кочнице која гласи:

Енергетски потенцијал фрикционе кочнице (ЕПФК) означава укупну енергију трења којом треба да „располаже“ једна фрикциона кочница у току свог радног века како би она на најбољи начин реализовала своје перформансе и поузданост, а посебно век трајања.

За процену „раположивог“ енергетског потенцијала неке фрикционе кочнице треба идентификовати (квалификовати) и квантификовати све утицајне факторе. У том циљу развијени су математички модели који омогућавају анализу и предвиђање трења, рада кочења на нивоу циклуса кочења и одговарајућег истрошења фрикционе облоге. Ови модели се ослањају на примену принципа математичког моделирања експеримената, што значи да се они заснивају на експерименталним резултатима добијеним на инерцијском пробном столу за испитивање кочница у правој величини према дефинисаним методама и тестовима, као што су они који су овде спроведени у склопу програма сопствених експерименталних истраживања. Основа свих тих математичких модела је модел из [87], са том разликом што овде моделирање није вршено према дискретним вредностима утицајних величина притиска активирања, брзине и температуре на фрикционој површини на почетку циклуса кочења него је моделирање вршено према тренутним вредностима сваког од ових параметара у току целог кочног циклуса, а у зваисности од усвојене резолуције мерења. На тај начин је ранији „кумулятивни“ модел овде замењен новим „тренутним“ моделом који је, као и оригинално, овде представљен степенастим функцијама трећег реда у облику:

- за карактеристику кочнице  $C(t_k) = K \cdot p(t_k)^\alpha \cdot v(t_k)^\beta \cdot \theta(t_k)^\gamma$
- за снагу кочења  $P_k(t_k) = K_{P_k} \cdot t_k^{\alpha_{P_k}} \cdot p(t_k)^{\beta_{P_k}} \cdot v(t_k)^{\gamma_{P_k}}$
- за рад кочења  $A_K = K_{A_k} \cdot K_\mu \int_0^{t_k} p(t_k) \cdot v(t_k) \cdot \mu(t_k) dt_k$
- за хабање  $w(t_k) = K_w \cdot p(t_k)^{\alpha_w} \cdot v(t_k)^{\beta_w} \cdot \theta(t_k)^{\gamma_w}$
- за енергетско хабање  $w_{sp}(t_k) = \frac{K_w}{K_{w_k} \cdot K_\mu} \frac{p(t_k)^{\alpha_w} \cdot v(t_k)^{\beta_w} \cdot \theta(t_k)^{\gamma_w}}{\int_0^{t_k} p(t_k) \cdot \mu(t_k) \cdot dt_k}$

Осим напред приказних математичких модела, у овој докторској дисертацију су према тренутним измереним вредностима утицајних параметара, а у зависности од усвојене резолуције мерења, развијени аналитички модели притиска активирања кочнице, брзине током кочења и температуре фриктционе површине у току циклуса кочења, а све то ради сагледавања степена њиховог утицаја на енергетски потенцијал фриктционе кочнице.

Експериментална истраживања у оквиру дисертације су детаљно планирана и реализована у лабораторијским условима на инерцијском пробном столу за кочнице у правој величини. Испитивања су реализована у строго контролисаним условима, при чему се водило рачуна да спроведени тестови што реалистичније симулирају услове у којима се може наћи аутомобилска кочница у стварним условима коришћења.

Спроведена експериментална истраживања у оквиру ове докторске дисертације омогућила су да се на основу стриктно спроведених испитивања дође до елемената за математичко моделирање циклуса кочења ради сагледавања утицајних фактора на енергетски потенцијал фриктционе кочнице. Посебна пажња је посвећена рационалном програмирању експерименталних активности како би се из ограниченог броја испитивања добили што релевантнији резултати. Осим тога, резултати експерименталних истраживања су послужили за верификацију и валидацију математичких модела трења, снаге и рада кочења и хабања, као и за анализу односно оцену утицајних фактора на енергетски потенцијал фриктционе кочнице. На основу програма експерименталних истраживања спроведене су следеће активности:

- припрема за испитивање, која је обухватила избор кочнице, избор фриктционог материјала, избор пробног стола, избор начина обраде резултата и избор мерења начина истрошења,
- прецизно су дефинисани тестови, односно методологија испитивања предметне аутомобилске кочнице која је обухватала следеће:
  - разрађивање кочнице,
  - испитивања перформанси хладне кочнице,
  - испитивања перформанси топле кочнице,

- испитивања према посебно дефинисаном програму како би се анализирала појава трибомутација у процесу кочења и
- испитивање истрошења.

Након спроведених сопствених теоријских и сопствених експерименталних истраживања извршена је анализа и дискусија добијених резултата. Анализа експерименталних резултата подразумева сагледавање триболошких појава и процеса у току сваког појединачног циклуса кочења, као и компаративну анализу више циклуса у идентичним или различитим радним условима. С обзиром на то да су експериментална истраживања реализована у строго контролисаним лабораторијским условима што је подразумевало непроменљиве услове радне околине, истраживање на једном, одабраном, типу диск кочнице и обезбеђену поновљивост испитивања, фактори од утицаја на енергетски потенцијал кочнице чији је утицај анализиран су:

- брзина односно угаона брзина диска  $\omega$ ,
- притисак активирања кочнице  $p$  и
- температура на контактної површини  $\theta$ .

Кроз истраживање је на неки начин анализиран и утицај фрикционог материјала јер су коришћене кочне плочице различитих произвођача, односно различитих фрикционих материјала.

Резултати теоријских истраживања су модели карактеристике кочнице (односно трења), снаге, рада кочења и хабања за различите радне услове кочења добијени развијеним математичким моделима, као и модели притиска активирања кочнице, брзине током процеса кочења и процењене температуре на фрикционој површини. Валидација математичких модела је спроведена упоређивањем теоријских вредности са експерименталним резултатима добијеним испитивањима у лабораторијским условима. С обзиром на то да развијени математички модели зависе од радних услова, након потврде валидације математичких модела, приступило се побољшању математичких модела (горе наведених параметара кочења) који не зависе од радних услова (брзина на почетку кочења, притисак активирања и температура фрикционе површине). Коначно, математички модели

су искоришћени за процену степена утицаја појединих фактора на енергетски потенцијал предметне фриксионе кочнице.

На основу свеобухватне анализе теоријских и експерименталних резултата у оквиру ове докторске дисертације може се закључити следеће:

- Основу енергетског потенцијала фриксионе кочнице (ЕПФК) представља век кочнице који се огледа у енергетском истрошењу; енергетски потенцијал фриксионе кочнице карактеришу и перформансе изражене пре свега кроз довољно високо и стабилно трење, чиме су такође обухваћени и одређени елементи поузданости кочнице када је реч о остваривању пројектованих перформанси у свим радним условима, подразумевајући под тим стабилност трења у свим условима експлоатације.
- Развијени модели омогућавају анализу процеса кочења унутар циклуса кочења, као и сагледавање енергетског потенцијала фриксионе кочнице и анализу утицајних фактора на перформансе, поузданост и век фриксионих кочница за моторна и прикључна возила. Валидација модела је извршена поређењем са експерименталним резултатима, при чему су се одступања налазила у границама од око  $1 \div 5\%$ .
- Експоненти притиска, брзине клизања и температуре у овде развијеним моделима не зависе само од величине чији експонент представљају, већ и од осталих утицајних величина, чиме се потврђује велика међу – зависност главних утицајних фактора, односно стохастички карактер процеса кочења потврђујући његову веома изражену комплексност.
- Са друге стране, вредности коефицијента  $K$  (који представља константу која зависи од конструкције самог фриксионог механизма, као и од карактеристика примењеног фриксионог материјала и примењеног металног елемента) разликују се од циклуса до циклуса у свим радним условима, што јасно указује на закључак да овај коефицијент такође обухвата и карактеристике самог фриксионог контакта, пошто се у сваком наредном циклусу добија другачија геометрија фриксионе површине како у погледу њене величине, тако и у погледу њене морфологије и положаја.

- Анализа теоријских и експерименталних резултата показује да је температура фрикционе површине у процесу кочења најутицајнији параметар на енергетски потенцијал кочнице, а затим по степену утицаја следе притисак активирања кочнице, па тек онда и брзина на почетку кочења и њена промена у току кочења,
- Анализом експерименталних и теоријских резултата „уласком унутар циклуса кочења“ потврђено је постојање трибомутација које је до сада анализирано на основу почетних вредности утицајних фактора кочног циклуса, чиме се даље потврђује стохастичка природа трења, мада и даље остаје отворено питање начина на који би трибомутације могле да буду описане неком законитошћу.
- Модели су показали ваљаност хипотезе о линеарној акумулацији истрошења.
- Вредност, односно фактор енергетског потенцијала дефинише се на бази процењених перформанси, века и стабилности коефицијента трења, а најбоље се описује помоћу тродимензионалног координатног система који приказује међусобни однос између перформанси кочнице, хабања и поузданости кочнице, док се аналитичка вредност иницијалног енергетског потенцијала фрикционе кочнице најбоље може исказати следећим изразом:

$$EPFK = \frac{1}{w_{sp}(t_k)} = \frac{K_{w_k} \cdot K_{\mu}}{K_w} \frac{\int_0^{t_k} p(t_k) \cdot \mu(t_k) \cdot dt_k}{p(t_k)^{\alpha_w} \cdot v(t_k)^{\beta_w} \cdot \theta(t_k)^{\gamma_w}} \left[ \frac{J}{mm} \right]$$

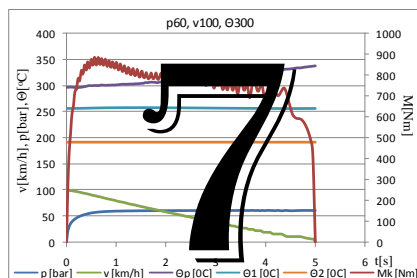
Овај израз је погодан не само за аналитичку квалификацију и квантификацију енергетског потенцијала кочнице него и за његово моделирање, што би већ у скорој будућности могло да буде подлога за моделирање перформанси и поузданости фрикционе кочнице и целог кочног система за потребе возила са уграђеним системима за аутономну вожњу (“Autonomous Driving Vehicles”).

- Енергетски потенцијал фрикционе кочнице није константа вредност већ се мења у току експлоатације, односно током радног века кочнице.
- Достижање максималних или жељених перформанси кочнице уз минимално хабање и високу поузданост односно стабилност трења, могуће је једино помоћу интелигентног адаптивног управљања процесом кочења, који се заснива



на познавању тренутне вредности расположивог енергетског потенцијала фрикционе кочице.

- Предметним истраживањем су у потпуности остварени постављени циљеви.
- Створени су услови за будућа истраживања процеса кочења на нивоу циклуса, као и интелигентног управљања процесом кочења за потребе возила са уграђеним системом за аутономну вожњу.



## ЛИТЕРАТУРА

- [1.] ASTM G-40-13 Standard Terminology Relating to Wear and Erosion, 2013.
- [2.] Persson B. N. J., Albohr O., Mancosuc F., Peveric V., Samoilov V. N., Sivebaek I. M., On the nature of the static friction, kinetic friction and creep, *Wear* 254 (2003) 835–851
- [3.] Lee W. K., Shin M. W., Kim S. H., Jang H., Cho M. H., The influence of humidity on the sliding friction of brake friction material, *Wear* 302 (2013) 1397–1403
- [4.] Czichos H., *Tribology a system approach to the science and technology of friction, lubrication and wear*, Elsevier, 1978.
- [5.] Blau P. J., Four great challenges confronting our understanding and modeling of sliding friction, 24<sup>th</sup> Symposium Tribology for Energy Conservation, Imperial College London, GB, 1997.
- [6.] Yarnell A. G., A new theory of hysteretic sllid friction, *Wear* 17 (1970), 229-144.
- [7.] Ostermayer G. P., Friction and wear of brake systems, *Forschung im Ingenieurwesen*, 66, 2001, 267-272
- [8.] Hsieh Ch., Pan Y.-C., Dynamic behavior and modelling of the pre-sliding static friction, *Wear* 242, 2000, 1–17
- [9.] Banerjee A. K., Influence of kinetic friction on the critical velocity of stick-slip motion, *Wear*, Volume 12, Issue 2, 1968, Pages 107-116
- [10.] Gaylord E. W., Shu H., Coefficients of static friction under statically and dynamically applied loads, *Wear*, Volume 4, Issue 5, 1961, Pages 401-412
- [11.] Philippon S., Sutter G., Molinari A., An experimental study of friction at high sliding velocities, *Wear*, Volume 257, Issues 7–8, 2004, Pages 777-784

- [12.] Rymuza Z., Energy concept of the coefficient of friction, *Wear*, Volume 199, Issue 2, 1996, Pages 187-196
- [13.] Lee S.M., Shin M.W., Lee W. K., Jang H., The correlation between contact stiffness and stick-slip of brake friction materials, *Wear* 302 (2013) 1414–1420
- [14.] Van De Velde F., De Beats P., The relation between friction force and relative speed during the slip phase of a stick-sleep cycle
- [15.] Rice S. L., Moslehy F.A., Modeling friction and wear phenomena, *Wear* 206 (1997) 136–146
- [16.] Дубока Ч., Истраживање функционалних особина диск кочница са стегом брзоходних гусеничних возила, Докторска дисертација, Београд, 1981.
- [17.] Hong U. S., Junga S. L., Choa K. H., Choa M. H., Kimb S. J., Janga H., Wear mechanisms of multiphase friction materials with different phenolic resin matrices, *Wear* 266, 2009, 739–744.
- [18.] Ostermeyer G. P., Muller M., New insights into the tribology of brake systems, *Proc. IMechE Vol. 222 Part D: J. Automobile Engineering*
- [19.] Дубока Ч., Истраживање зависности режима оптерећења и истрошења кочних облога, посебно у лабораторијским условима и дефинисање смерница за оцену трајности облога на основу ових испитивања, Магистарски рад, Београд, 1975.
- [20.] Godet M., The third-body approach: a mechanical view of wear, *Wear* 1984, 100:437–52.
- [21.] Osterle W., Urban I., Third body formation on brake pads and rotors, *Tribology International* 39 (2006) 401–408
- [22.] Eriksson M., Bergman F., Jacobson S., On the nature of tribological contact in automotive brakes, *Wear* 252 (2002) 26–36
- [23.] Feynman R. P., Leighton R. B., Sands M. , *The Feynman Lectures on Physics*, Addison–Wesley, 1963
- [24.] Тодоровић Ј., Кочење моторних возила, Завод за уџбенике и наставна средства, 1988, Београд
- [25.] Ostermeyer G. P., Friction and wear of brake systems, *Forschung im ingenieurwesen* 66 (2001) 267-272
- [26.] Ganghoffer J. F., Schultz J., A deductive theory of friction, *Wear* 188 (1995) 88-96

- [27.] Österle W., Urban I., Friction layers and friction films on PMC brake pads, *Wear* 257 (2004) 215–226
- [28.] Blau P. J., McLaughlin J. C., Effects of water films and sliding speed on the frictional behavior of truck disc brake materials, *Tribology International* 36 (2003) 709–715
- [29.] Blau P. J., The significance and use of the friction coefficient, *Tribology International* 34 (2001) 585–591
- [30.] Renouf M., Massi F., Fillot N., Saulot A., Numerical tribology of a dry contact, *Tribology International* 44 (2011) 834–844
- [31.] Duboka Č, Arsenić. Ž., Friction and wear o brake linings with regard to the Bedding procedure, *FISITA 86*, Belgade 1986.
- [32.] Stachowiak G. W., *Wear: Materials, Mechanisms and Practice*, ISBN: 978-0-470-01628-2, West Sussex, England, 2005
- [33.] Jahangiria M., Hashempourb M., Razavizadehb H., Rezaieb H., A new method to investigate the sliding wear behaviour of materials based on energy dissipation: W–25 wt% Cu composite, *Wear* 274– 275 (2012) 175– 182
- [34.] Mohamed M. A. S., Brake features enhancing the wear debris bimodal distribution, *Wear* 267 (2009) 1525–1533
- [35.] Saffar A., Shojaei A., Effect of rubber component on the performance of brake friction materials, *Wear* 274– 275 (2012) 286– 297
- [36.] Bettge D., Starcevic J., Quantitative description of wear surfaces of disc brakes using interference microscopy, *Wear* 248 (2001) 121–127
- [37.] Ramalhoa A., Miranda J. C., The relationship between wear and dissipated energy in sliding systems, *Wear* 260 (2006) 361–367
- [38.] Straffelini G., Maines L., The relationship between wear of semimetallic friction materials and pearlitic cast iron in dry sliding, *Wear* 307(2013)75–80
- [39.] Bettge D., Starcevic J., Topographic properties of the contact zones of wear surfaces in disc brakes, *Wear* 254 (2003) 195–202
- [40.] Uetz H., Fohl J., Wear as an energy transformation process, *Wear*, 49 (1978) 253 - 264
- [41.] Kukutschova J., Roubiceka V., Malachovab K., Pavlickovab Z., Holusab R., Kubackovac J, Mickac V., MacCrimmond D., Filip P., Wear mechanism in automotive brake materials, wear debris and its potential environmental impact, *Wear* 267 (2009) 807–817

- [42.] Emery A. F., Kumar P., Firey J. C., Experimental study of automotive brake systems temperatures, Washington State Transportation Center (TRAC), University of Washington, 1997
- [43.] Talati F., Jalalifar S., Investigation of heat transfer phenomena in a ventilated disk brake rotor with straight radial rounded vanes, Journal of Applied Sciences 8 (20): 3583-3592, 2008
- [44.] Golubev Yu. A., Ivanenko V. V., A Calculation Method of Energy Intensity of Brake Lining Wear as Related to Temperature, Journal of Friction and Wear, 2009, Vol. 30, No. 4, pp. 258–260.
- [45.] Lim S. C., Recent developments in wear mechanism maps, Tribology International Vol. 31, Nos 1–3, pp. 87–97, 1998
- [46.] Lim S. C., Ashby M. F., Wear-Mechanism Maps, Acta metall, Vol. 35, No. I, pp. 1-24, 1987
- [47.] Archard J. F., Contact and rubbing of flat surfaces, J. Appl. Phys. 24 (1953) 981–988.
- [48.] Burwell J. T., Survey of possible wear mechanisms, Wear 1 (1957) 119–141
- [49.] Fouvry S., Liskiewicz T., Kapsa P., Hannel S., Sauger E., An energy description of wear mechanisms and its application to oscillating sliding contact, Wear 255 (2003) 287–298
- [50.] Hirasata K., Hayashi K., Inamoto Y., Friction and wear of several kinds of cast irons under severe sliding conditions, Wear 263 (2007) 790–800
- [51.] Ostermeyer G. P., Graf M., Influence of wear on thermoelastic instabilities in automotive brakes, Wear 308 (2013) 113–120
- [52.] Litos P., Honner M., Lang V., Bartik J., Hynek M., A measuring system for experimental research on the thermomechanical coupling of disc brakes, Proc. IMechE Vol. 222 Part D: J. Automobile Engineering, 2008
- [53.] Bansal D. G., JStreator. L., A method for obtaining the temperature distribution at the interface of sliding bodies, Wear 266 (2009) 721–732
- [54.] Cho H-J, Cho C-D, A study of thermal and mechanical behaviour for the optimal design of automotive disc brakes, Proc. IMechE Vol. 222 Part D: J. Automobile Engineering, 2008

- [55.] Kravchenko Yu. G., Peleshenkob B. I., Buryab A. I., Kuznetsovab O. Yu., Analytical Calculation of Temperature in Contact Zone of Friction Pair at High Velocities, *Journal of Friction and Wear*, 2013, Vol. 34, No. 4, pp. 302–307.
- [56.] Evtushenko A. A., Ivanik E. G., Evaluation of the contact temperature and wear of a composite friction pad in braking, *Journal of engineering physics and thermophysics*, vol. 72, no. 5, 1999
- [57.] Stempfléa Ph., Pantaléb O., Djilalib T., Njiwac R. K., Bourratd X., Takadouma J., Evaluation of the real contact area in three-body dry friction by micro-thermal analysis, *Tribology International*, Volume 43, Issue 10, 2010, Pages 1794–1805
- [58.] Qi H. S., Day A. J., Investigation of disc/pad interface temperatures in friction braking, *Wear* 262 (2007) 505–513
- [59.] Yevtushenko A., Kucie M., Yevtushenko O., Temperature and thermal stresses in material of a pad during braking, *Arch Appl Mech* (2011) 81: 715–726
- [60.] Evtushenko O. O., Pyr'ev Yu. O., Temperature and wear of the friction surfaces of a cermet patch and metal disk in the process of braking, *Materials Science*, Vol. 36, No. 2, 2000
- [61.] Matysiak S., Evtushenko O., Kuciej M., Temperature field in the process of braking of a massive body with composite coating, *materials science*, Vol. 43, No. 1, 2007
- [62.] Yevtushenko A. A., Kuciej M., The thermal problem of friction for a three-element tribosystem with composite strip, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54 (2011) 5427–5437
- [63.] Chichinadze A. V., Theoretical and Practical Problems of Thermal Dynamics and Simulation of the Friction and Wear of Tribocouples, *Journal of Friction and Wear*, 2009, Vol. 30, No. 3, pp. 199–215
- [64.] Hassan M. Z., Thermal Deformation Analysis of Automotive Disc Brake Squeal, PhD thesis, The University of Leeds, School of Mechanical Engineering, 2009
- [65.] Rhee S. K., Tsang P. H. S., Wang Y. S., Friction-induced noise and vibration of disc brakes, *Wear*, 133 (1989) 39 - 45
- [66.] Day A. J., Newcomb T. P., Dissipation of frictional energy from the interface of an annular disc brake, *Proc. Inst. Mech. Eng. D: Transp. Eng.* 198 (11) (1984) 201–209.

- [67.] Barber J. R., The influence of thermal expansion on the friction and wear process, *Wear*10 (1967) 155–159., H. Abendroth, A New Approach to Brake Testing, SAE Technical Paper 850080, 1986.
- [68.] Hartsock D. L., Dinwiddie R. B., Fash J. W., Dalka T., Smith G. H., Yi Y. B., Development of a high speed system for temperature mapping of a rotating target, *Proc. SPIE4020(2000)2–9. (ThermosenseXXII)*
- [69.] Anderson A. E., Knapp R. A., Hot spotting in automotive friction systems, *Wear* 135 (1990) 319–337.
- [70.] Panier S., Dufrenoy P., Weichert D., An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes, *Wear* 256 (2004) 764–773
- [71.] Honner M., Sroub J., Svantner M., Voldrich J., Frictionally excited thermoelastic instability and the suppression of its exponential rise in disc brakes, *J. Therm. Stresses* 33 (2010) 427–440
- [72.] Lee K., Barber J. R., An experimental investigation of frictionally - excited thermoelastic instability in automotive disk brakes under a drag brake application, *J. Tribol.* 116 (4–5) (1994) 409–414.
- [73.] Heussaff A., Dubar L., Tison T., Watremez M., Nunes R. F., A methodology for the modeling of the variability of brake lining surfaces, *Wear* 289 (2012) 145–159
- [74.] Hohmann C., Schiffner K., Oerter K., Reese H., Contact analysis for drum brakes and disk brakes using ADINA, *Computers and Structures* 72, 1999.
- [75.] Tamari J., Doi K., Tamasho T., Prediction of Contact Pressure of Disc Brake Pad, *Technical Notes, JSAE Review* 21, 2000.
- [76.] Podra P., Andersson S., Wear simulation with the Winkler surface model, *Wear* 207, 1997.
- [77.] AbuBakar A. R., Ouyang H., Wear prediction of friction material and brake squeal using the finite element method, *Wear* 264, 2008.
- [78.] Soederberg A., Andersson S., Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software, *Wear* 267, 2243–2251, 2009
- [79.] Dmitriev A. I., Osterleb W., Klob H., Numerical simulation of typical contact situations of brake friction materials, *Tribology International* 41 (2008) 1–8

- [80.] Meziane A., D'Errico S., Bailleb L., Laulagnet B., Instabilities generated by friction in a pad–disc system during the braking process, *Tribology International* 40 (2007) 1127–1136
- [81.] Thuresson D., Influence of material properties on sliding contact braking applications, *Wear* 257 (2004) 451–460
- [82.] Muller M., Ostermeyer G. P., A Cellular Automaton model to describe the three-dimensional friction and wear mechanism of brake systems, *Wear* 263 (2007) 1175–1188
- [83.] Galindo-Lopez C. H., Tirovic M., Understanding and improving the convective cooling of brake discs with radial vanes, *IMEchE Vol. 222 Part D: J. Automobile Engineering*, 2008.
- [84.] Duboka Č., Todorović J., Linear wear hypothesis for the prediction of brake pad lining life, *IMEchE-Pap., C15/83, Braking of Road Vehicle*, 1983.
- [85.] Todorović J., Duboka Č., Arsenić Ž., Operational life expectancy of rubbing elements in automotive brakes, *Tribology international* Vol. No. 7. pp 423-432, 1995.
- [86.] Arsenić Ž., Duboka Č., Todorović J., Prediction of brake pad life-Further development of LWH, *SAE Technical paper series*, 860631, 1986.
- [87.] Арсенић. Ж., Истраживање могућности предвиђања функционалних карактеристика фриксионих материјала за кочнице моторних возила, Докторска дисертација, Београд, 1986.
- [88.] Milosavljević M., Mariotti G. V., Duboka Č., Tribo-mutation effects on wear in friction mechanisms, 15. Conference science and motor vehicles, Belgrade, 1995.
- [89.] Duboka Č., Arsenić Ž., Milosavljević M., Tribo-mutations in tribo-mechanical systems, *Balkantrib '96 2nd Intl. Conf. on Tribology Thessaloniki*, 1996.
- [90.] Duboka Č., von Glasner E. – Ch., Todorović J., Arsenić Ž., Identification of tribo-mutation effects in road vehicle brakes, *I World Tribology Congress*, London, 1997.
- [91.] Naderi P., Naderipour A. R., Mirsalim M., Fard M. A., Intelligent Braking System Using Fuzzy Logic And Sliding Mode Controller, *Control and Intelligent Systems*, Vol. 38, No. 4, 2010.
- [92.] Adams G. G., Nosonovsky M., Contact modeling — forces, *Tribology International* 33, 2000, 431–442



- [93.] Carbone G., A slightly corrected Greenwood and Williamson model predicts asymptotic linearity between contact area and load, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 57, 2009, 1093–1102
- [94.] Дубока Ч., Фактор енергетског потенцијала кочнице, Часопис „Застава“ бр. 37, март 2004, стр. 29-37
- [95.] Гркић А., Дубока Ч., Муждека С., Перић С., Узроци појаве трибо-мутација у аутомобилским кочницама, Наука и моторна возла, 2011.
- [96.] Grkić A., Mikluc D., Perić S., Duboka Č., Prediction of disc brake contact surface temperature. Београд: JUMV-Yugoslav Society of Automotive Engineers, 24. International Automotive Conference "Science and Motor Vehicles 2013". str. 154-160. ISBN 978-86-80941-38-7, 2013.
- [97.] Grkić A., Krsmanović M., Muždeka S., Arsenić Ž., Estimation of brake lining friction under extremely high temperatures. Београд: JUMV-Yugoslav Society of Automotive Engineers, 24. International Automotive Conference "Science and Motor Vehicles 2013". str. 161-167. ISBN 978-86-80941-38-7, 2013
- [98.] Grkić A., Muždeka S., Arsenić Z., Duboka Č., Model for estimation of the friction coefficient in automotive brakes under extremely high temperatures, *International Journal of Engineering and Technical Research (IJETR)* ISSN: 2321-0869, Volume-2, Issue-11, November 2014.
- [99.] Grkić A., Muždeka S., Arsenić Z., Duboka Č., A Model for the Estimation of Brake Interface Temperature, *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* 61(2015)6, 392-398, DOI:10.5545/sv-jme.2014.2364
- [100.] Grkić A., Muždeka S., Arsenić Z., Duboka Č., Estimation Of Brake Energy Potential, Eurobrake 2015, EB2015-STQ-015, 4-6 may 2015, Dresden, Germany
- [101.] Богетић П., Арсенић Ж., Предвиђање масе продуката хабања фриксионих материјала, JUMV-Yugoslav Society of Automotive Engineers, 24. International Automotive Conference "Science and Motor Vehicles 1997", Београд, 1997
- [102.] Rhee S. K., Wear equation for polymers sliding against metal surface, *Wear*, 16, pp 431-445, 1970.
- [103.] Крагельски, И. В., Трение и износ, Машиностројеније, Москва, 1968.

- [104.] Александрић Д., Вештачке неуронске мреже у развоју фрикционог материјала кочница моторних возила, Докторска дисертација, Београд, 2007.

## Биографија

Александар Р. Гркић је рођен у Ћуприји, 2. јула 1973. године од мајке Миланке и оца Радосава. Основну школу је похађао у Ћуприји, а Средњу војну школу копнене војске завршио је 1992. године у Београду. Војнотехничку академију у Београду уписао је школске 1992/93. године, а дипломирао је на смеру мотори и моторна возила септембра 1997. године. Последипломске студије на Машинском факултету Универзитета у Београду уписао је 2003. године, а магистарску тезу под називом: „Симулација рада планетарног мењачког преносника при промени степена преноса без прекида тока снаге“, рађену под менторством професора др Чедомира Дубоке, одбранио је новембра 2008. године.

Пријаву докторске дисертације под називом „Енергетски потенцијал фриксионе кочнице“, Наставно научног већу Машинског факултета Универзитета у Београду поднео је 24.05.2013. године.

По завршетку Војнотехничке академије до 2005. године радио је на пословима организације и реализације средњег ремонта моторних возила у 367. Морнаричкој позадинској бази у Кумбору. Од 2005. до 2008. године ради на пословима планирања одржавања машинске технике на Војној академији у Београду.

Значајно научно - истраживачко искуство стекао је радећи као сарадник лабораторија ФРИМЕКС и ЛАФИ Машинског факултета Универзитета у Београду. Сарадник је Акредитационог тела Србије где има статус водећег оцењивача за контролна тела и техничког оцењивача за лабораторије за испитивање и контролна тела. Аутор је и коаутор 25 радова на научно-стручним скуповима и у часописима. Коаутор је једног уџбеника и аутор једног техничког решења. Активно учествује у научноистраживачким пројектима под покровитељством Министарства одбране.

Тренутно ради у Војној академији у Београду на Катедри војномашинског инжењерства, Одсек за борбена возила, као асистент на предметима Испитивање мотора и возила, Конструкција неборбених возила, Основе конструкције мотора и возила и Основе борбених возила.

Живи у Београду са супругом Иреном и кћеркама Милицом и Јеленом.

Прилог 1.

## Изјава о ауторству

Потписани Александар Р. Гркић

број индекса \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_

### Изјављујем

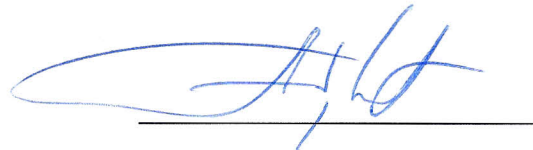
да је докторска дисертација под насловом

#### Енергетски потенцијал фрикционе кочнице

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да предложена дисертација у целини ни у деловима није била предложена за добијање било које дипломе према студијским програмима других високошколских установа,
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

Потпис докторанда

У Београду, 01.09.2015.г.



Прилог 2.

**Изјава о истоветности штампане и електронске верзије  
докторског рада**

Име и презиме аутора Александар Гркић

Број индекса /

Студијски програм /

Наслов рада Енергетски потенцијал фриксионе кочице

Ментор проф. др Чедомир Дубока

Потписани/а Александар Гркић

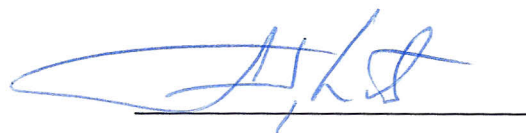
Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла за објављивање на порталу **Дигиталног репозиторијума Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

**Потпис докторанда**

У Београду, 01.09.2015.г.



### Прилог 3.

## Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

### **Енергетски потенцијал фрикционе кочнице**

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство
2. Ауторство - некомерцијално
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима
5. Ауторство – без прераде
6. Ауторство – делити под истим условима

**Потпис докторанда**

У Београду, 01.09.2015.г.

