

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Жарко З. Мишковић

**УТИЦАЈ КОНЦЕНТРАЦИЈЕ
ЕКСПЛОАТАЦИОНИХ ЧЕСТИЦА
НЕЧИСТОЋА НА РАДНЕ
КАРАКТЕРИСТИКЕ КОТРЉАЈНИХ
ЛЕЖАЈА**

Докторска дисертација

Београд, 2017.

UNIVERSITY OF BELGRADE
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Žarko Z. Mišković

**EXPLOITATIONAL CONTAMINATION
PARTICLES CONCENTRATION
INFLUENCE ON ROLLING BEARING'S
OPERATIONAL CHARACTERISTICS**

Doctoral dissertation

Belgrade, 2017.

Ментор докторске дисертације

др Радивоје Митровић, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

Чланови Комисије за одбрану докторске дисертације

др Радивоје Митровић, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Милета Ристивојевић, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Татјана Лазовић, ванредни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Зоран Стаменић, доцент
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Сениша Кузмановић, редовни професор
Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука

Датум одбране:

Mojoj porodici

ПРЕДГОВОР

Истраживање представљено у овој дисертацији је резултат вишегодишње сарадње са компанијама ЈП Електропривреда Србије - Огранак „ТЕ - КО Костолац“ и Прим д.о.о. Костолац – које су обезбедиле одговарајући број узорака транспортних ваљака и учествовале у изради пробних столова за њихово испитивање. Успешну реализацију изведеног истраживања је помогло и локално представништво водећег светског произвођача котрљајних лежаја – SKF, кроз корисне сугестије и уступање модерне опреме за испитивање вибрација котрљајних лежаја. Такође, део представљених истраживања, који се односи на карактеризацију честица експлоатационих нечистоћа, реализован је у сарадњи са Институтом за нуклеарне науке 'Винча' – на чему посебно захваљујем колегиници др Весни Максимовић. Узевши у обзир мултидисциплинарност предметне тематике, реализација планираних истраживања не би била могућа без сарадње са колегама са различитих Катедри Машинског факултета Универзитета у Београду, па користим прилику да, сем колегама са матичне Катедре за опште машинске конструкције, искрено захвалим и колегама са Катедри за технологију материјала и термоенергетику. На крају, велику захвалност на изузетно корисним сугестијама и стрпљењу дугујем и члановима Комисије за оцену и одбрану докторске дисертације – пре свега Ментору, без чије подршке се највероватније никад не бих ни упустио у авантуру истраживања тако комплексних области технике, какве су транспортни ваљци и њихове критичне компоненте – котрљајни лежаји.

Аутор

УТИЦАЈ КОНЦЕНТРАЦИЈЕ ЕКСПЛОАТАЦИОНИХ ЧЕСТИЦА НЕЧИСТОЋА НА РАДНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ КОТРЉАЈНИХ ЛЕЖАЈА

Резиме

Информације из стручне литературе, као и искуствени подаци, показују да велики проценат енергетских губитака термоелектрана потиче од система тракастих транспортера и њихових кључних компоненти – транспортних (носећих) ваљака. Зато су управо ови склопови, чија је функција да пренесу оптерећење услед масе транспортне траке и транспортованог терета на носећи рам, изабрани за објекат истраживања дисертације.

Са циљем повећања поузданости, и смањења финансијских и енергетских губитака узрокованих непланираним отказима, развијене су нове и унапређене постојеће експерименталне процедуре за испитивање кључних карактеристика транспортних ваљака – обједињене у комплексну експерименталну методологију испитивања.

Међу развијеним процедурама, по значају се посебно истиче процедура за испитивање радних карактеристика котрљајних лежаја (критичних компоненти транспортних ваљака) – под дејством контаминирајућих честица са површинских копова угља. Научне хипотезе представљене дисертације се односе управо на ову процедуру, односно, напредним статистичким методама (применом софтверских пакета најновије генерације) је позитивно одговорено на питање да ли постоје статистички значајне зависности између посматраних радних карактеристика вештачки контаминираних котрљајних лежаја – вибрација, температура и времена рада. Утврђене статистичке корелације су потом имплементирани у постојећу једначину за прорачун радијалног зазора котрљајних лежаја.

Према развијеној експерименталној методологији је испитан велики број узорака транспортних ваљака, различитог типа, произведених од различитих произвођача. Након анализе и дискусије добијених резултата, поређењем са искуственим подацима из праксе и резултатима до сада реализованих истраживања у предметној области, развијена методологија је успешно верификована, па се може даље примењивати за процену квалитета транспортних ваљака и њихових котрљајних лежаја.

Кључне речи:

Транспортни ваљци, котрљајни лежаји, методологија испитивања, процедуре испитивања, абразивно хабање, вибрације, температуре, радни век, радијални зазор, статистичке корелације.

Научна област: област техничких наука, машинство

Ужа научна област: опште машинске конструкције

UDK 621.867.2 : 622.68] : 539.375.6(043.3)

621.822.6 : 539.375.6(043.3)

EXPLOITATIONAL CONTAMINATION PARTICLES CONCENTRATION INFLUENCE ON ROLLING BEARING'S OPERATIONAL CHARACTERISTICS

Abstract

Relevant literature, as well as practical experience, has shown that large percentage of thermal power plant energy losses is caused by overland conveyor systems and their key components – conveyor idlers (rollers). That's the main reason why this assemblies, with function to transfer the load from the conveyor belt and transported material to the supporting frame, are chosen as an object of research presented in this dissertation.

In order to improve reliability and decrease financial and energy losses due to unplanned maintenance, a new conveyor idlers testing procedures were developed (some of existing were improved) – and joined in complex experimental testing methodology.

Among developed testing procedures, experimental procedure for conveyor idler's rolling bearings testing is the most important – because it provides the information about the influence of exploitation contamination particles (from the open pit coal mines) on rolling bearing's operational characteristics. Scientific hypothesis presented in this dissertation are related primarily to this experimental procedure. It was confirmed that statistically significant correlations between artificially contaminated rolling bearing's vibrations, temperatures and time in operation could be established. One of generated correlation was afterward implemented in existing equation for rolling bearing's radial clearance calculation.

Numerous samples of conveyor idlers (different in type and manufactured by various manufacturers) were tested according to the developed experimental testing methodology. After analysis and discussion, obtained experimental results were compared with the results presented in existing literature and with the exploitative data. It was positively confirmed that developed experimental testing methodology could be successfully used as a tool for conveyor idler's quality assessment.

Keywords:

Conveyor idlers, rolling bearings, testing methodology, testing procedure, abrasive wear, vibrations, temperatures, service life, internal radial clearance, statistical correlations.

Scientific field: Technical sciences – Mechanical engineering

Narrow scientific field: General Machine Design

UDK 621.867.2 : 622.68] : 539.375.6(043.3)

621.822.6 : 539.375.6(043.3)

САДРЖАЈ

1. Уводна разматрања.....	1
1.1 Циљеви истраживања.....	7
1.2 Основне хипотезе истраживања.....	8
1.3 Преглед садржаја дисертације по поглављима.....	9
2. Транспортни ваљци – конструкциона решења и радни век.....	14
2.1 Котрљајни лежаји транспортних ваљака – функција, врсте и основне карактеристике.....	20
2.2 Заптивне групе транспортних ваљака	31
2.3 Цев и осовина транспортних ваљака	35
2.4 Стандардизоване методе за прорачун радног века транспортних ваљака.....	41
3. Анализа стања у предметној области истраживања	62
3.1 Преглед постојећих стандардизованих методологија испитивања транспортних ваљака.....	62
3.2 Преглед резултата постојећих методологија испитивања транспортних ваљака	74
3.3 Захтеване карактеристике транспортних ваљака према DIN стандарду	80
3.4 Преглед релевантних резултата експерименталних испитивања котрљајних лежаја.....	81
4. Развој нове методологија за експериментално испитивање транспортних ваљака.....	93
4.1 Процедура испитивања радног века и динамичке издржљивости транспортних ваљака.....	102
4.2 Процедура испитивања отпора окретању ваљака	113
4.3 Процедура испитивања радијалног бацања транспортних ваљака	118
4.4 Процедура испитивања заптивних група транспортних ваљака	125
4.5 Процедура испитивања спојева у склоповима транспортних ваљака.....	134

4.6 Процедура испитивања карактеристика лежаја транспортних ваљака убрзаним испитивањима под дејством високе концентрације честица експлоатационих нечистоћа у њиховом мазиву.....178

5. Резултати испитивања према новој методологији за испитивање транспортних ваљака.....211

5.1 Резултати мерења температура, вибрација и буке транспортних ваљака током испитивања њиховог радног века и динамичке издржљивости211

5.2 Резултати мерења отпора окретању транспортних ваљака227

5.3 Резултати мерења радијалног бацања транспортних ваљака.....236

5.4 Резултати испитивања заптивних група транспортних ваљака241

5.5 Резултати испитивања спојева у склоповима транспортних ваљака249

5.6 Резултати експерименталног испитивања карактеристика вештачки контаминираних котрљајних лежаја259

6. Дискусија резултата спроведених експерименталних истраживања302

6.1 Карактеристике вештачки контаминираних котрљајних лежаја302

6.2 Примена развијених статистичких корелација за прорачун радног радијалног зазора.....304

7. ЗАКЉУЧАК.....306

ЛИТЕРАТУРА

ПРИЛОЗИ

БИОГРАФИЈА И ИЗЈАВЕ

НОМЕНКЛАТУРА (према редоследу појављивања у тексту)

Ознака	Јединица	Значење
d	mm	пречник отвора лежаја
D	mm	спољашњи пречник лежаја
B	mm	ширина лежаја
r	mm	радијус заобљења
D_1	mm	пречник стазе котрљања спољашњег прстена лежаја
D_2	mm	пречник стазе котрљања унутрашњег прстена лежаја
D_K	mm	пречник куглице
L_{10h}	h	радни век лежаја који ће при истим условима оптерећења и учестаности обртања издржати 90% лежаја из исте серије
$F_{тvc}$	kN	радијално оптерећење транспортног ваљка по СЕМА методи
q_t	kN/m	специфично оптерећење ваљка услед масе транспортне траке
q_m	kN/m	специфично оптерећење ваљка услед масе транспортованог материјала
l_0	m	растојање између герланди тракастог транспортера у подужном правцу
F_{vo}	kN	оптерећење услед вертикалних одступања герланди тракастог транспортера
K_1	-	фактор који узима у обзир величину зрна материјала који се транспортује при процени радног века транспортног ваљка
F_{nom}	N	номинална носивост транспортног ваљка
K_2	-	фактор утицаја радијалног оптерећења на радни век транспортног ваљка
K_{3A}	-	фактор утицаја радне (експлоатационе) учестаности обртања на радни век транспортног ваљка
K_{3B}	-	фактор утицаја пречника транспортног ваљка на радни век
K_{4A}	-	фактор утицаја одржавања на радни век транспортног ваљка
K_{4B}	-	фактор утицаја радне средине на радни век транспортног ваљка
K_{4C}	-	фактор утицаја радне температуре на радни век транспортног ваљка
$L_{CEMA10h}$		модификовани радни век транспортног ваљка израчунат према СЕМА методи
C, P_u	kN	динамичка носивост котрљајног лежаја
F, P	kN	еквивалентно оптерећење котрљајног лежаја
n	min ⁻¹	учестаност обртања котрљајног лежаја
α	-	кофицијент који за кугличне лежаје има вредност 3
a_1	-	фактор поузданости рада лежаја
κ_c	-	фактор произвођача лежаја
κ_θ	-	фактор радне температуре лежаја
a_{23}	-	специјални случај фактора a_{skf} који зависи од односа

		$\eta_c(P_u/P)$ и вискозности мазива у лежају
η_c	-	фактор нивоа загађења
ν	mm^2/s	радна кинематска вискозност мазива
ν_1	mm^2/s	потребна вискозност мазива
κ	-	релативна вискозност мазива, ν/ν_1
VI	-	индекс вискозности, односно, веза вискозности и температуре
a_{skf}	-	фактор утицаја вискозности мазива, загађења радне средине и радних температура на радни век лежаја по SKF
η	-	параметар корекције напона
w	-	експонент у релацији оптерећење-напон
c	-	експонент у релацији напон-радни век
e	-	Вејбулов експонент
a_{DIN}	-	фактор утицаја радних услова на радни век лежаја по DIN, који узима у обзир врсту лежаја, димензије лежаја, оптерећење лежаја, учестаност обртања, стање мазива, стање околине и границу замора материјала делова лежаја
e_c	-	параметар контаминације мазива
a_{NSK}	-	корекциони фактор радног века по NSK, функција граничног заморног оптерећења, карактеристика подмазивања и контаминације мазива
a_c	-	параметар контаминације мазива по NSK
a_L	-	параметар подмазивања по NSK
a_{ISO}	-	корекциони фактор радног века лежаја по ISO, који узима у обзир контаминацију мазива, замор материјала делова лежаја, еквивалентно динамичко оптерећење и вискозност мазива лежаја
ρ	$\frac{t}{m^3}$	густина транспортованог терета
Q_b	$\frac{m^3}{h}$	запремински капацитет тракастог транспортера
B	mm	ширина транспортне траке
v	$\frac{m}{s}$	брзина транспортне траке
β	°	угао бочних ваљака у вучној герланди
d_{tv}	mm	пречник транспортног ваљка
F_{rkl}	kN	радијално оптерећење котрљајног лежаја транспортног ваљка (урачунато и оптерећење услед масе обртних делова)
I	kg/mm^2	момент инерције транспортног ваљка
ε	rad/s^2	угаоно убрзање транспортног ваљка
T	Nm	погонски момент транспортног ваљка
T_{tr}	Nm	момент отпора окретању транспортног ваљка
ω	rad/s	угаона брзина транспортног ваљка
F_{tr}	N	отпор окретању транспортног ваљка
r_{tv}	m	полупречник цеви ваљка

TIR_{max}	mm	највећа вредност радијалног бацања транспортног ваљка (Total Indicator Runout) – у свим мерним равнима
TIR_{doz}	mm	дозвољено радијално бацање транспортног ваљка
P	ηm	номинални преклоп
P_{min}, P_d	ηm	најмања вредност преклопа
P_{max}, P_g	ηm	највећа вредност преклопа
R_a	ηm	средње аритметичко одступање профила површине
P_{ef}	μm	ефективни преклоп
ΔP_{pl}	μm	промена номиналног преклопа услед пластичног деформисања
φ	-	фактор поравнања неравнина
i	-	индекс који означава унутрашњи део везе чврстим налегањем
e	-	индекс који означава спољашњи део везе чврстим налегањем
R_e	μm	средње аритметичко одступање профила (R_a) спољашњег дела везе
R_i	μm	средње аритметичко одступање профила (R_a) унутрашњег дела везе
$P_{ef min}, P_{efd}$	μm	најмања вредност ефективног преклопа
$P_{ef max}, P_{efg}$	μm	највећа вредност ефективног преклопа
d_{is}	mm	спољашњи пречник унутрашњег дела везе
d_{iu}	mm	унутрашњи пречник унутрашњег дела везе
ε	-	јединична деформација
p	N/mm^2	површински притисак у вези чврстим налегањем
E_{red}	N/mm^2	редуковани модул еластичности
E_e	N/mm^2	модул еластичности спољашњег дела везе
E_i	N/mm^2	модул еластичности унутрашњег дела везе
p_{min}	N/mm^2	најмања вредност површинског притиска
p_{max}	N/mm^2	највећа вредност површинског притиска
F_p	N	сила пресовања
F_{pmin}	N	најмања вредност силе пресовања коју треба обезбедити да би се веза чврстим налегањем формирала
A	mm^2	додирна површина делова везе чврстим налегањем
μ_{pres}	-	коэффициент трења пресовања
F_i	N	сила растављања везе чврстим налегањем
F_{iex}	N	експериментално измерена сила растављања везе чврстим налегањем
F_{imaxex}	N	највећа експериментално измерена сила растављања везе чврстим налегањем
F_{istmax}	N	највећа дозвољена статичка сила растављања делова везе чврстим налегањем
μ_{st}	-	статички коэффициент трења
F_{istmin}	N	најмања дозвољена статичка сила растављања делова везе чврстим налегањем

F_{i1}	N	сила растављања осовина транспортних ваљака и уграђених котрљајних лежаја
D_{upkl}	mm	унутрашњи пречник унутрашњег прстена котрљајног лежаја
d_{otv}	mm	спољашњи пречник рукавца осовине транспортног ваљка
ES_{upkl}	μm	горње одступање унутрашњег пречника котрљајног лежаја
EI_{upkl}	μm	доње одступање унутрашњег пречника котрљајног лежаја
es_{spotv}	μm	горње одступање пречника рукавца осовине транспортног ваљка
ei_{spotv}	μm	доње одступање пречника рукавца осовине транспортног ваљка
R_{otv}	μm	средње аритметичко одступање профила површине рукавца осовине транспортног ваљка
R_{upkl}	μm	средње аритметичко одступање профила површине унутрашњег прстена котрљајног лежаја
E_{upkl}	N/mm^2	модул еластичности унутрашњег прстена котрљајног лежаја
E_{otv}	N/mm^2	модул еластичности осовине транспортног ваљка
d_{upkl}	mm	спољашњи пречник унутрашњег прстена котрљајног лежаја
D_{otv}	mm	унутрашњи пречник рукавца осовине транспортног ваљка
d_{spkl}	mm	спољашњи пречник котрљајног лежаја
F_{i2}	N	сила растављања котрљајних лежаја и цеви транспортног ваљка
es_{spkl}	μm	горње одступање спољашњег пречника котрљајног лежаја
ei_{spkl}	μm	доње одступање спољашњег пречника котрљајног лежаја
D_{utv}	mm	унутрашњи пречник улежиштења транспортног ваљка (постељице лежаја)
EI_{uputv}	μm	горње одступање унутрашњег пречника улежиштења транспортног ваљка
ES_{uputv}	μm	доње одступање унутрашњег пречника улежиштења транспортног ваљка
R_{utv}	μm	средње аритметичко одступање профила на унутрашњој површини улежиштења транспортног ваљка
R_{spkl}	μm	средње аритметичко одступање профила површине спољашњег прстена котрљајног лежаја
E_{spkl}	N/mm^2	Јунгов модул еластичности спољашњег прстена котрљајног лежаја
E_{utv}	N/mm^2	Јунгов модул еластичности улежиштења транспортног ваљка
F_{i3}	N	сила растављања осовине и склопа транспортног ваљака
F_{eks}	N	експлоатационо радијално оптерећење које делује на појединачни лежај транспортног ваљка
F_{lab}	N	оптерећење које делује на испитивани котрљајни лежај током убрзаних испитивања
n_{eks}	min^{-1}	експлоатациона учестаност обртања транспортног ваљка, односно, котрљајног лежаја

n_{lab}	min^{-1}	лабораторијска учестаност обртања транспортног ваљка, односно, котрљајног лежаја
X	-	убрзање отказа транспортног ваљка, односно, котрљајног лежаја
σ	-	стандардна девијација испитаних узорака
n	kom.	укупан број испитаних узорака
δ	mm	дебљина зида цеви транспортног ваљка
V	m/s^2	RMS вибрацијско убрзање лежаја
q	g	маса честица нечистоћа у мазиву вештачки контаминираних лежаја
T	$^{\circ}C$	највиша измерена температура површине прстенова вештачки контаминираних лежаја
t	h	време испитивања у лабораторијским условима
R^2	-	кофицијент детерминације
T_i	$^{\circ}C$	највиша измерена температура површине унутрашњег прстена контаминираних лежаја
T_e	$^{\circ}C$	највиша измерена температура површине спољашњег прстена контаминираних лежаја
T_i	$^{\circ}C$	температура спољашњег прстена котрљајног лежаја
T_o	$^{\circ}C$	температура унутрашњег прстена котрљајног лежаја
T_a	$^{\circ}C$	температура радне средине лежаја
Γ_b	$^{\circ}C \cdot \mu m / \mu m$	кофицијент температурног ширења материјала лежаја
Δ_T	μm	прираштај радног радијалног зазора
d_o	mm	пречник стазе котрљања спољашњег прстена лежаја
d_i	mm	пречник стазе котрљања унутрашњег прстена лежаја

1. Уводна разматрања

Повећање радне способности машинских елемената и система је непрекидно у фокусу научних истраживања. Под радном способношћу се подразумева група услова који морају бити испуњени да би машински системи и њихови делови исправно и поуздано обављали предвиђене функције, односно, неопходно је да поседују довољну чврстоћу и крутост да у току радног века издрже сва оптерећења и друге утицаје, без штетних деформација, разарања, претераног хабања, загревања и недозвољених вибрација. Овим условима се последњих деценија прикључује и услов енергетске ефикасности – такав облик, димензије, материјал и технологија израде да је у експлоатацији омогућена минимална специфична потрошња енергије по јединици масе производа.

Остваривање овако комплексних и често конфликтних услова подразумева детаљно изучавање више различитих феномена: чврстоће, крутости, напона и деформација, трења, хабања и подмазивања, вибрација и пригушења. За то се користе поступци моделирања и оптимизације, контролисања и испитивања и мерења и анализе – а све у функцији развоја адекватних методологија за повећање радне способности, поузданости и енергетске ефикасности. Закључци и резултати оваквих истраживања су универзални али су посебно важни у енергетици, због огромног утицаја ове привредне гране на општи друштвени прогрес и економски развој.

Бројна истраживања [1,2,3,4] су показала да велики проценат енергетских губитака у термоелектранама потиче од транспортних система, нарочито од система тракастих транспортера и њихових кључних компоненти – транспортних (носећих) ваљака. Транспортни ваљци су машински склопови чија је функција да пренесу оптерећење услед масе транспортне траке и транспортованог терета на носећи рам.

Пријава теме докторске дисертације је била првенствено фокусирана на критичне елементе склопова транспортних ваљака – котрљајне лежаче, али је због комплексности проблематике транспортних ваљака (изузетно неповољних радних услова у којима транспортни ваљци најчешће функционишу, што доводи до

великих одступања прорачунског у односу на реални радни век) у дисертацији развијена потпуно нова методологија за њихово експериментално испитивање, која обухвата више експерименталних процедура за испитивање њихових кључних карактеристика. Наведена методологија обухвата следеће процедуре:

- a) Процедура за експериментално испитивање динамичке издржљивости и радног века транспортних ваљака
- b) Процедура за експериментално испитивање отпора окретању транспортних ваљака
- c) Процедура за експериментално испитивање радијалног бацања транспортних ваљака
- d) Процедура за експериментално испитивање заптивне групе транспортних ваљака
- e) Процедура за експериментално испитивање спојева у склоповима транспортних ваљака
- f) Процедура за експериментално испитивање карактеристика лежаја транспортних ваљака под дејством високе концентрације честица експлоатационих нечистоћа у њиховом мазиву

Према свакој од наведених експерименталних процедура је испитан велики број различитих типова транспортних ваљака, а резултати испитивања су приказани и детаљно анализирани у петом поглављу дисертације. Међу наведеним експерименталним процедурама, по значају се посебно истиче процедура за експериментално испитивање динамичке издржљивости транспортних ваљака, јер се њоме узимају у обзир утицаји свих елемената склопа транспортног ваљка (првенствено крутости) на његове перформансе. Ради упоредивости резултата, параметри испитивања према овој процедури су примењени и при имплементацији процедуре за експериментално испитивање карактеристика лежаја транспортних ваљака под дејством високе концентрације честица експлоатационих нечистоћа у њиховом мазиву.

Котрљајни лежаји су критичне компоненте склопова транспортних ваљака, односно, најчешћи узрок њихових отказа [5, 6, 7]. Они припадају групи машинских елемената са функцијом да пренесу оптерећења са покретних (ротационих) на непокретне делове машинских система, при томе обезбеђујући неопходне услове тачности и крутости између делова у релативном кретању. Према подацима Привредне коморе Сједињених Америчких Држава [8], још 2011. године је постојало преко 150000 различитих типова котрљајних лежаја, а узевши у обзир њихов непрекидни развој, данас их има и много више. Колико је овај машински елемент неопходан у данашњој инжењерској пракси говори и податак да се на основу релевантних статистичких показатеља може очекивати да ће се до 2018. године глобална потреба за котрљајним лежајима сваке године повећавати за 7,3% – до укупне годишње вредности од 104,5 милијарди долара [8].

До данас су развијени бројни математички модели који описују сложене физичке и хемијске процесе који се одвијају у котрљајним лежајима током њихове експлоатације. Наведени модели су углавном базирани на следећим параметрима: расподели оптерећења на котрљајним телима и прстеновима лежаја, величини контактних напона и деформација, промени угла контакта, радијалног зазора или преклопа, температуре, нивоу вибрација и геометријским несавршеностима стаза котрљања. С обзиром на комплексност и разноврсност наведених параметара, практично је немогуће формирати јединствен свеобухватни математички модел за анализу понашања лежаја, али су зато формиран и стално се унапређују одговарајући математички подмодели: статички, динамички, триболошки, топлотни и математички модел за одређивање радног века лежаја. Статички модел котрљајног лежаја дефинише интензитет оптерећења појединих котрљајних тела лежаја, карактеристике расподеле спољашњег оптерећења, крутост лежаја и угао контакта котрљајних тела са стазама котрљања. У динамичком моделу је развијен систем једначина кретања прстенова и котрљаних тела у функцији времена, са циљем одређивања спектра вибрација елемената котрљајног лежаја и њихових сопствених учестаности. Триболошки модел, којим се описује трење и хабање делова лежаја (стаза котрљања, котрљајних тела, кавеза...), обухвата статику, кинематику и динамику лежаја (укључујући хидродинамичко подмазивање). Топлотни модел дефинише законе генерисања и простирања

топлоте кроз делове лежаја. Моделом за одређивање радног века котрљајног лежаја се прорачунава време до његовог отказа, на основу процене одговарајуће статичке и динамичке носивости.

Упркос вишедеценијском развоју наведених модела, инжењерска пракса показује да су они још увек далеко од савршених, односно, *прорачунске вредности радних карактеристика котрљајних лежаја значајно одступају од реалних*. Разлог овог одступања лежи у чињеници да су котрљајни лежаји изузетно комплексни машински елементи на чије перформансе и радни век утичу и фактори који су у до сада развијеним прорачунима обично занемаривани – на пример, у стандарду ISO 15243:2017 је дефинисано чак шест различитих примарних узрока отказа котрљајних лежаја [9]: контактни замор материјала, хабање, корозија, електроерозија, пластичне деформације и прслине или лом, који никад не делују појединачно, већ увек у међусобном садејству. Описано одступање рачунских од реалних карактеристика котрљајних лежаја је основни разлог што се математички модели котрљајних лежаја све више замењују одговарајућим статистичким моделима – добијеним на основу резултата експерименталних испитивања. Развој оваквих статистичких модела и успостављање одговарајућих статистичких корелација је такође обухваћен овом дисертацијом, а потпуно нове, оригиналне, корелације су детаљно представљене у петом поглављу. О актуелности оваквог приступа проблематици котрљајних лежаја говоре и радови представљени у трећем поглављу дисертације, публиковани у последњој деценији у престижним међународним научним издањима.

Према подацима светских произвођача [10, 11], најчешћи узроци отказа котрљајних лежаја су различити видови хабања – посебно абразивно хабање узроковано присуством честица нечистоћа у мазиву лежаја (узрок 14-50% отказа котрљајних лежаја – у зависности од њихове апликације и типа). Абразивно хабање се у општем случају може дефинисати као *"врста хабања која настаје при кретању тврдых честица или тврдых врхова неравнина по површини чврстих тела"* [12].

Упркос томе што је бројним наводима у литератури истакнуто да абразивно хабање значајно (чак и пресудно) смањује радни век котрљајних лежаја, описани

математички модели главни узрок абразивног хабања – концентрацију честица нечистоћа у котрљајном лежају – узимају у обзир тек посредно, квалитативном оценом радне средине. Разлог за то је стохастички карактер феномена абразивног хабања, који онемогућава прецизну квантификацију његовог утицаја на радне карактеристике котрљајних лежаја без примене одговарајућих статистичких метода.

Радијални зазор је једна од најзначајнијих геометријских карактеристика котрљајног лежаја. Дефинише се као величина могућег померања једног прстена котрљајног лежаја у односу на други – нормално на осу отвора лежаја. Условно се може поделити на: фабрикациони, монтажни и радни радијални зазор. Фабрикациони зазор је зазор неуграђеног и неоптерећеног лежаја, прописан одговарајућим стандардима. При уградњи лежаја, радијалне мере унутрашњег прстена се услед еластичних деформација повећавају, а спољашњег смањују, па је монтажни радијални зазор лежаја увек мањи од фабрикационог. Током експлоатације, радни радијални зазор се мења због еластичних деформација делова изложених оптерећењу, као и због различитих топлотних дилатација спољашњег и унутрашњег прстена. Такође, и описани феномен абразивног хабања повећава радни радијални зазор (механичким разарањем стаза котрљања котрљајних лежаја), индукујући неминовни пораст температура и вибрација.

Претходно наведено је основни разлог што су као један од примарних објеката истраживања дисертације усвојени управо ови параметри, односно, дефинисање и имплементација нових нумеричко-експерименталних поступака за карактеризацију утицаја концентрације честица нечистоћа у мазиву лежаја (непосредног узрочника абразивног хабања) на промену вибрација и температура прстенова котрљајних лежаја у времену, уз допунску аналитичку карактеризацију утицаја наведених величина на радни радијални зазор.

Узевши у обзир наведене чињенице – комплексност транспортних ваљака и котрљајних лежаја, неопходност њихове примене у свакодневној инжењерској пракси и континуално повећавање њихове потражње, намеће се закључак да сваки допринос разјашњавању неистражених феномена у предметној области, као и оптимизација или унапређење конструкционих решења постојећих типова

транспортних ваљака и котрљајних лежаја, потенцијално доводе до значајних енергетских и финансијских уштеда и на локалном и на глобалном нивоу.

Ако су котрљајни лежаји правилно монтирани у склоп транспортног ваљка и редовно одржавани (подмазивани оптималном количином чистог мазива у предвиђеним временским интервалима), њихов радни век се прорачунава према основној једначини коју су представили Палмгрен и Линдберг у референци бр. [13]. Том једначином се предвиђа радни век који ће под одређеним оптерећењем издржати 90% котрљајних лежаја из исте серије у идеалним радним условима, односно, без присуства контаминаната. Утицај контаминације на радни век котрљајног лежаја се узима у обзир корекционим фактором e_c – представљеним у стандарду ISO 281:2007 [14].

Наведени корекциони фактор се усваја на основу квалитативне оцене присуства честица нечистоћа у радној средини (екстремно чиста – високо чиста – стандардно чиста – минимално загађена – типично загађена – јако загађена – екстремно загађена). Чињеница да је утицај контаминације на радни век котрљајних лежаја препознат у међународном стандарду, потврђује претпоставку да последично абразивно хабање значајно утиче на радне карактеристике котрљајних лежаја. То је посебно изражено у случају лежаја транспортних ваљака тракастих транспортера који се користе за пренос угља од површинског копа до термоелектране, јер они најчешће функционишу у екстремно неповољним радним условима – са изражено високом концентрацијом честица угљене и површинске прашине, као и различитих типова песка из ископаних слојева земље.

Управо ова чињеница је разлог због кога су баш овакви котрљајни лежаји изабрани за предмет представљених анализа – ако развијене нумеричко-експерименталне процедуре за карактеризацију утицаја концентрације честица експлоатационих нечистоћа на радне карактеристике котрљајних лежаја транспортних ваљака буду применљиве за симулацију описаних екстремних радних услова, сигурно ће бити применљиве и на котрљајне лежаје који функционишу у повољнијим окружењима (и другим склоповима).

Полазећи од представљеног контекста, а у складу са добром инжењерском праксом, на изазове предметне проблематике је одговорено теоретским и експерименталним истраживањима, реализованим кроз следеће секвенцијалне фазе:

1. Прикупљање, анализа и синтеза доступних знања из предметне области;
2. Осмишљавање и спровођење одговарајућих експерименталних истраживања;
3. Статистичка анализа резултата експерименталних истраживања и развој нових статистичких модела;
4. Верификација експерименталних резултата и нових статистичких модела;
5. Имплементација развијених статистичких модела у постојеће аналитичке изразе за прорачун радних параметара транспортних ваљака, односно, котрљајних лежаја.

1.1 Циљеви истраживања

Општи научни циљеви истраживања обухваћених дисертацијом су унапређење постојећих знања кроз експериментални рад у лабораторијским условима, као и стварање новог генеричког знања у предметној области. Поред општих, дефинисано је и више посебних научних циљева:

1. Детаљна анализа тренутног стања истраживања у области транспортних ваљака и њихових критичних компоненти – котрљајних лежаја, са посебним освртом на експлоатационе услове у којима најчешће функционишу;
2. Развој нове универзалне методологије за експериментално испитивање транспортних ваљака и котрљајних лежаја;
3. Имплементацију развијене експерименталне процедуре кроз испитивање транспортних ваљака са површинских копова угља – укључујући експерименталну процедуру у којој су по први пут за вештачку контаминацију мазива лежаја искоришћене реалне експлоатационе честице неметалних нечистоћа;

4. Дефинисање нове статистичке корелације која повезује вибрације котрљајних лежаја, време проведено у експлоатацији и концентрацију абразивних честица страног порекла у њиховом мазиву;
5. Дефинисање нове статистичке корелације која повезује температуре прстенова котрљајних лежаја, време проведено у експлоатацији и концентрацију абразивних честица страног порекла у њиховом мазиву;
6. Имплементацију нових статистичких корелација у постојећи општи израз за прорачун радног радијалног зазора котрљајних лежаја – допуна постојећег аналитичког модела.

Сем наведених, планирано је и остварење још једног специфичног научног циља – постављања основе за даљу сарадњу међу истраживачима у предметној области, на националном и интернационалном нивоу.

1.2 Основне хипотезе истраживања

Према циљевима истраживања описаним у претходном поглављу и представљеним у пријави теме дисертације, дефинисане су следеће хипотезе истраживања:

Хипотеза #1

Карактер промене температура прстенова, вибрација и радног радијалног зазора котрљајних лежаја у времену директно зависи од нивоа концентрације абразивних честица у њиховом мазиву.

Хипотеза #2

Постоји бар једна статистичка корелација чији је коефицијент детерминације R^2 већи од 0,5, а која једнозначно повезује вибрације котрљајних лежаја са временом и нивоом концентрације нечистоћа у њиховом мазиву¹.

¹ Коефицијент детерминације је укупна варијација зависне променљиве Y која се објашњава, или приписује, варијацијама у независним променљивим X_1, X_2, \dots . Према Чадоковој скали [15], вредност коефицијента детерминације између 0,00 и 0,25 означава слабу зависност, од 0,25 до 0,64 – зависност средње јачине, а од 0,64 до 1,00 – јаку зависност.

Хипотеза #3

Постоји бар једна статистичка корелација, чији је коефицијент детерминације R^2 већи од 0,5, а која једнозначно повезује температуре прстенова котрљајних лежаја са временом и нивоом концентрације нечистоћа у њиховом мазиву.

1.3 Преглед садржаја дисертације по поглављима

У првом поглављу дисертације су представљене основне карактеристике и значај изведених истраживања у области транспортних ваљака и њихових критичних компоненти – котрљајних лежаја. Важно је напоменути да је у пријављеној теми дисертације планирано истраживање било фокусирано искључиво на котрљајне лежаје, међутим, након детаљне анализе предметне проблематике, објекат истраживања је накнадно проширен и на транспортне ваљке. Наиме, комплексност ових машинских склопова условљава да се њихове критичне компоненте не могу посматрати као издвојени системи, занемарујући утицај осталих компоненти. На тај начин, фокус дисертације је проширен са котрљајних лежаја на транспортне ваљке као целину – у којој су спроведена истраживања у области котрљајних лежаја веома битан део нове методологије за испитивање склопова транспортних ваљака. Наглашена је и актуелност представљених истраживања, посебно са економско-енергетског аспекта – јер управо наведени склопови узрокују велике губитке у системима термоелектрана и површинских копова. Узевши у обзир перманентну енергетску кризу, сваки допринос у побољшању енергетске ефикасности и поузданости компоненти система за производњу електричне енергије (укључујући и системе тракастих транспортера) представља значајан корак напред у односу на тренутно стање.

У првом поглављу су постављене и основне научне хипотезе истраживања, као и научни циљеви предметне дисертације. Сем наведеног, дефинисане су и научне методе коришћене током истраживања, укључујући и врло актуелне софтверске статистичке методе за успостављање корелација између посматраних карактеристика објекта истраживања – утврђених применом нове, оригиналне, експерименталне методологије за испитивање транспортних ваљака и котрљајних лежаја.

Друго поглавље дисертације је фокусирано на постојећа конструкциона решења транспортних ваљака. У њему су детаљно описане карактеристике свих уобичајених компоненти транспортних ваљака: цеви, осовине, заптивних група и котрљајних лежаја. Такође, представљени су и оригинални резултати анализе постојећих конструкција транспортних ваљака методом коначних елемената – којим се постављају претпоставке за наставак истраживања ван обима предметне дисертације.

У овом поглављу је посебна пажња посвећена методама за процену очекиваног радног века транспортних ваљака – које се заснивају или на процени радног века њихових котрљајних лежаја, или на експериментално утврђеном радном веку еталон транспортних ваљака – који се затим модификује различитим утицајним коефицијентима. Као пример је процењен радни век транспортног ваљка према различитим методама прорачуна (за исте експлоатационе услове) и извршено поређење добијених резултата. Добијена одступања рачунског и реалног радног века транспортних ваљака су условила потребу за развојем нове, што обухватније, експерименталне методологије за испитивање карактеристика транспортних ваљака – која би омогућила да се са што већом поузданошћу процени њихов квалитет.

У трећем поглављу су приказане постојеће методологије и процедуре за експериментално испитивање транспортних ваљака. Посебна пажња је посвећена постојећим стандардизованим методологијама испитивања – у којима су сем процедура, дефинисане и дозвољене вредности појединих испитиваних параметара, као и одговарајуће испитне инсталације. Приказани су и резултати испитивања карактеристика транспортних ваљака које су спровели други аутори – представљени у бројним докторским дисертацијама, зборницима радова са међународних и националних скупова, међународним научним часописима и монографијама, и осталим релевантним публикацијама. Такође су представљене и статистичке корелације које су, различитим методама, други аутори успоставили између кључних карактеристика котрљајних лежаја – радног века, вибрација, радијалног зазора, температуре прстенова итд.

Четврто поглавље дисертације обухвата детаљан приказ нове експерименталне методологије за испитивање транспортних ваљака и котрљајних

лежаја. Нова методологија испитивања се састоји од седам (условно осам) међусобно повезаних фаза:

1. Узорковање;
2. Визуелна контрола;
3. Димензиона контрола;
4. Контрола издржљивости и радног века;
5. Контрола отпора обртном кретању;
6. Контрола квалитета заптивних група и спојева у склоповима транспортних ваљака;
7. Контрола квалитета уграђених котрљајних лежаја;
8. Експериментално испитивање утицаја концентрације експлоатационих честица нечистоћа на радне карактеристике котрљајних лежаја.

Све наведене фазе су упоредиве са смерницама стандарда DIN 22112 – 1, 2, 3 – зато што управо овај стандард представља основу за важеће релевантне националне стандарде. У овом поглављу је представљен и алгоритамски приказ свих активности обухваћених новом методологијом за испитивање карактеристика транспортних ваљака, што је посебан допринос јер у доступној стручној литератури тренутно не постоје одговарајући алгоритми испитивања. Свака од наведених фаза експерименталног испитивања је детаљно описана кроз развијене процедуре испитивања – корак по корак – укључујући и приказ конструкционих решења нових испитних инсталација и одговарајућих прототипова.

Резултати испитивања према новој методологији за експериментално испитивање карактеристика транспортних ваљака су приказани у петом поглављу дисертације (преко 4000 сати ефективног лабораторијског рада).

У форми прегледних дијаграма и табела, представљени су следећи резултати:

1. Температуре, вибрације и бука транспортних ваљака;
2. Отпор окретању транспортних ваљака;
3. Радијално бацање транспортних ваљака;
4. Квалитет заптивних група транспортних ваљака;
5. Квалитет налегања у склоповима транспортних ваљака;

6. RMS вибрацијско убрзање вештачки контаминираних лежаја;
7. Температуре спољашњих површина прстенова вештачки контаминираних котрљајних лежаја;
8. Радијални зазор вештачки контаминираних котрљајних лежаја;
9. Микроскопска анализа површина стаза котрљања вештачки контаминираних котрљајних лежаја.

Применом напредних софтверских метода за статистичку обраду података, успостављене су и следеће статистичке корелације – такође детаљно приказане у овом поглављу:

1. Статистичка корелација RMS вибрацијског убрзања, масе честица нечистоћа у мазиву, највиших температура на површини прстенова и времена испитивања вештачки контаминираних котрљајних лежаја
2. Статистичка корелација RMS вибрацијског убрзања у функцији масе честица нечистоћа у мазиву лежаја и времена испитивања (рада) лежаја
3. Статистичка корелација највиших температура на површинама унутрашњих и спољашњих површина прстенова, масе честица нечистоћа у мазиву и времена испитивања вештачки контаминираних котрљајних лежаја

Сви описани резултати испитивања према новој методологији су пропраћени одговарајућим коментарима, којима се пореде и описују њихове квантитативне вредности.

У шестом поглављу дисертације је представљена дискусија експерименталних резултата испитивања. Описани су трендови промене посматраних величина и дата потенцијална објашњења за описане трендове, односно, наведени су узроци одговарајућих промена посматраних карактеристика транспортних ваљака и њихових котрљајних лежаја. Такође, у овом поглављу су представљене и могућности за практичну примену генерисаних статистичких корелација величина вештачки контаминираних котрљајних лежаја.

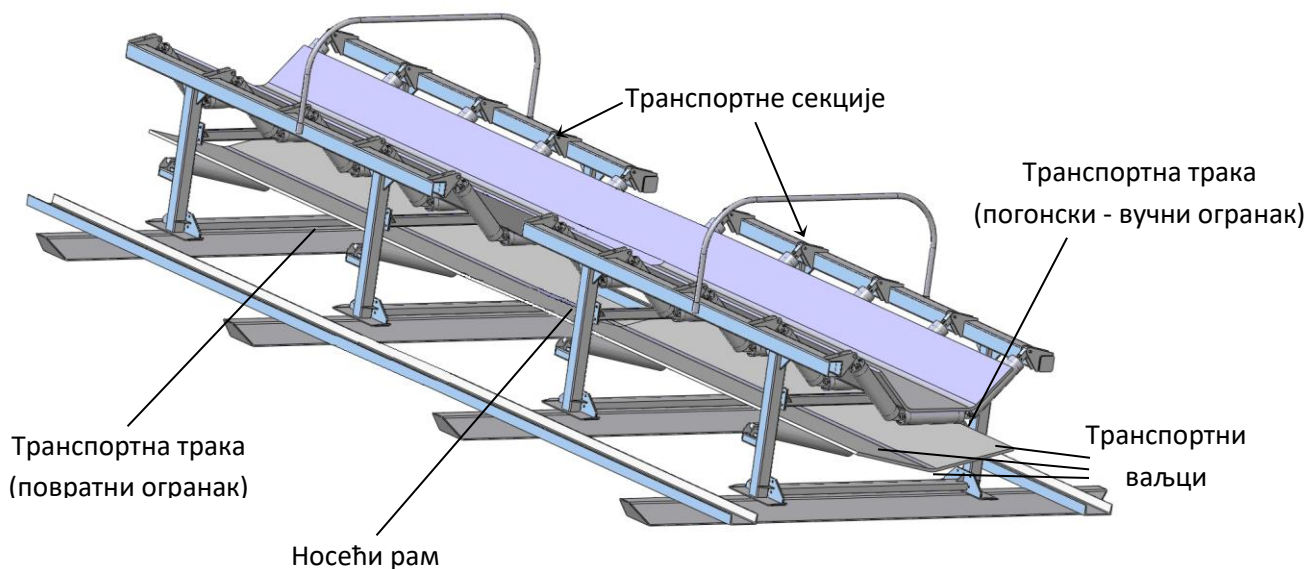
Седмо поглавље дисертације обухвата закључна разматрања. У овом поглављу је истакнут значај спроведених истраживања (нови научни доприноси), а извршена је и анализа планираних/извршених истраживања – у односу на

планирана истраживања из уводног поглавља. Дат је и општи закључак о приказаним и анализираним резултатима, а извршена је и синтеза парцијалних закључака о резултатима истраживања из претходних поглавља дисертације. Такође, истакнута је и могућност примене остварених резултата истраживања при решавању конкретних инжењерских проблема, уз потенцијални економски значај развијене методологије за испитивање карактеристика транспортних ваљака. На основу добијених резултата истраживања, постављене су и основе за наставак истраживања у будућем периоду, као и за развој још поузданијих методологија испитивања транспортних ваљака и њихових критичних компоненти – котрљајних лежаја.

Након седмог поглавља у дисертацији су представљени Литература, Прилози, Биографија и неопходне изјаве о ауторству.

2. Транспортни ваљци – конструкциона решења и радни век

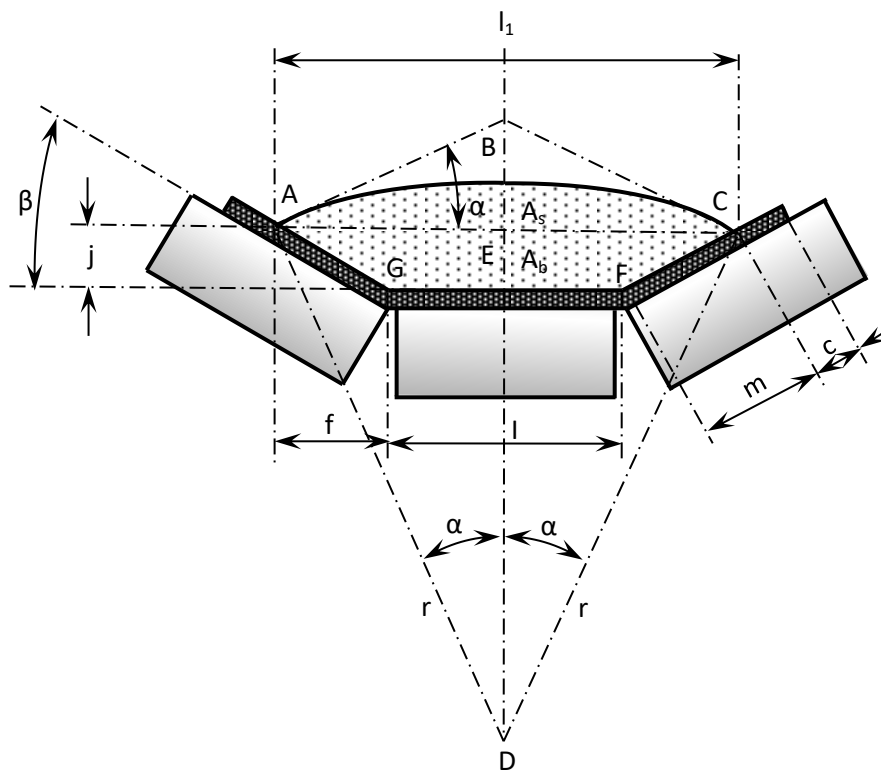
Ефикасан транспорт растреситих материјала условљава примену такве опреме којом се могу премостити велика растојања, уз што мање енергетске и материјалне губитке. Од краја деветнаестог века, када су почели масовно да се користе, тракасти транспортери су преузели доминантну улогу у преносу растреситих материјала – посебно на коповима угља. Њихова економичност, једноставна конструкција, могућност прилагођавања терену и одличне карактеристике са аспекта отпорности на утицај контаминаната из радног окружења, основни су разлози зашто се други начини транспорта, посебно у великим енергетским системима, више скоро и не користе. Упркос наведеним чињеницама, тракасти транспортери су још увек недовољно истражени, нарочито њихове кључне компоненте – носећи (транспортни) ваљци. Основни елементи најчешће коришћеног типа тракастог транспортера, намењеног преносу првенствено растреситог терета, приказани су на Слици 2.1.



Слика 2.1: Основни елементи система тракастог транспортера

Ради лакшег управљања системима тракастих транспортера, они су подељени у секције – основне носеће јединице система тракастих транспортера. Секцију чини 3-5 'герланди' (слогова транспортних ваљака), које се најчешће састоје од 5 транспортних ваљака (3 за вучни огранак транспортне траке и 2 за повратни).

Основне геометријске величине попречног пресека герланде, са насутим теретом, су приказане на Слици 2.2 [16].



- | | |
|---|---|
| α – угао терета (у угаоним степенима) | m – дужина стране трапеза (mm) |
| β – угао транспортног ваљка (у угаоним степенима) | r – полупречник лука терета који оптерећује транспортну траку (mm) |
| A_s – површина терета изнад хоризонталне равни (mm ²) | f – хоризонтална пројекција стране трапеза који испуњава терет на транспортној траци (mm) |
| A_b – површина терета испод хоризонталне равни (mm ²) | c – растојање од ивице терета до ивице транспортне траке (mm) |
| l – дужина основе трапеза (mm) | b – ширина транспортне траке (mm) |
| l_1 – ширина трапеза (mm) | |
| i – висина трапеза (mm) | |

Слика 2.2: Основне геометријске величине у попречном пресеку герланде [16]

Транспортна трака се, у погонском делу, ослања на носеће, а у повратном делу, на повратне транспортне ваљке. На местима претовара, где се јављају повећана динамичка оптерећења због удара материјала о површину траке, трака је ослоњена на посебне ваљке са амортизујућим гуменим прстеновима ('ударни ваљци').

Секције су преко посебних конструкционих елемената ('рама') ослоњене на претходно припремљену земљану подлогу, и међусобно повезане уздужним челичним профилима – како би се обезбедило што прецизније вођење транспортне траке. Под претходном припремом терена се, пре свега, подразумева темељно сабијање подлоге и адекватна нивелација стазе. Од квалитета ових радова у великој мери зависи равномерност и регуларност радних оптерећења носећих ваљака у систему тракастих транспортера.

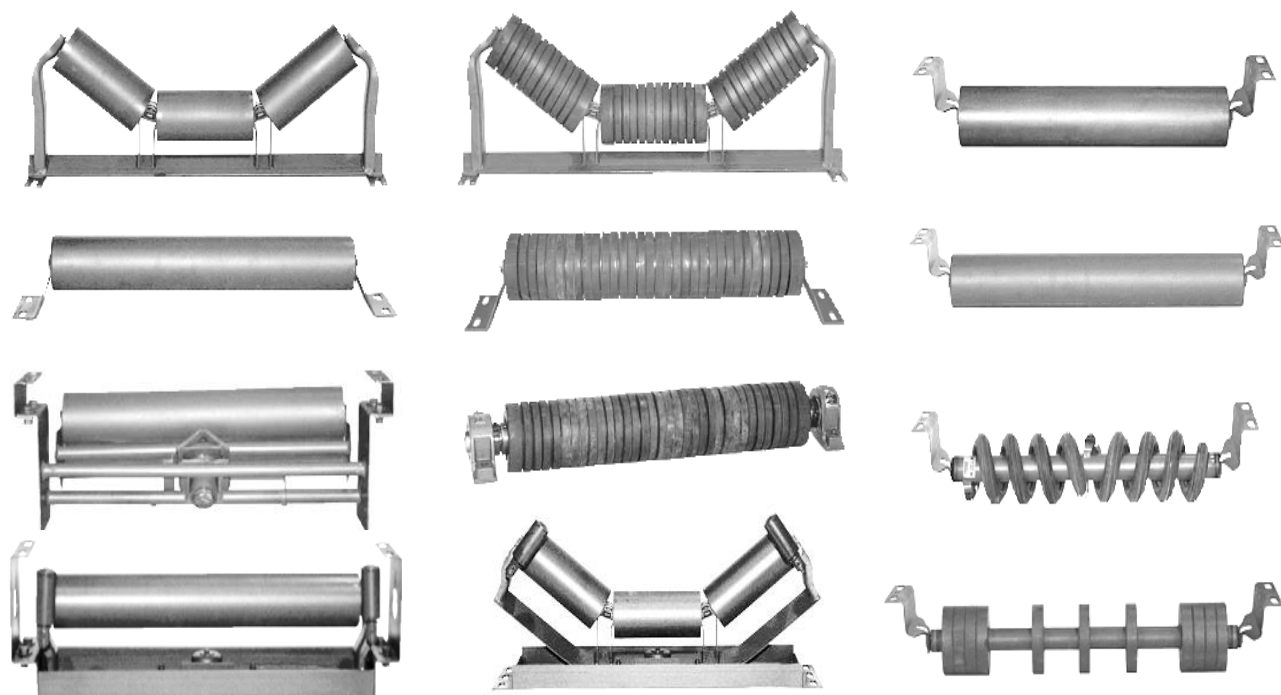
Систем тракастог транспортера се најчешће састоји од великог броја различитих склопова и подсклопова али број уграђених носећих ваљака значајно надмашује све остале – на 100 km тракастог транспортера их је уграђено више десетина хиљада. Управо зато су носећи ваљци (често коришћени термини су и 'транспортни ваљци' или 'ролне' – па ће и они бити равноправно коришћени у оквиру ове дисертације) узрок највећег броја отказа у систему тракастог транспортера.

Носећи ваљак је склоп који се састоји од **улежиштења** (пара котрљајних лежаја, мада се користе и друга решења) **заптивних група** и **осовине и цеви** (у наредним поглављима дисертације ће бити детаљно описане основне карактеристике сваке од ових компоненти). Његова улога је да пренесе оптерећења услед терета који се транспортује и масе транспортне траке на рам тракастог транспортера. Током рада, транспортни ваљци су у непосредном додиру са транспортном траком, која делује као погонски елемент и узрокује њихово ротационо кретање (слично систему фрикционих преносника снаге, при чему је погонски елемент бескрајно дугачка равна површина, а гоњени – фрикциони точак).

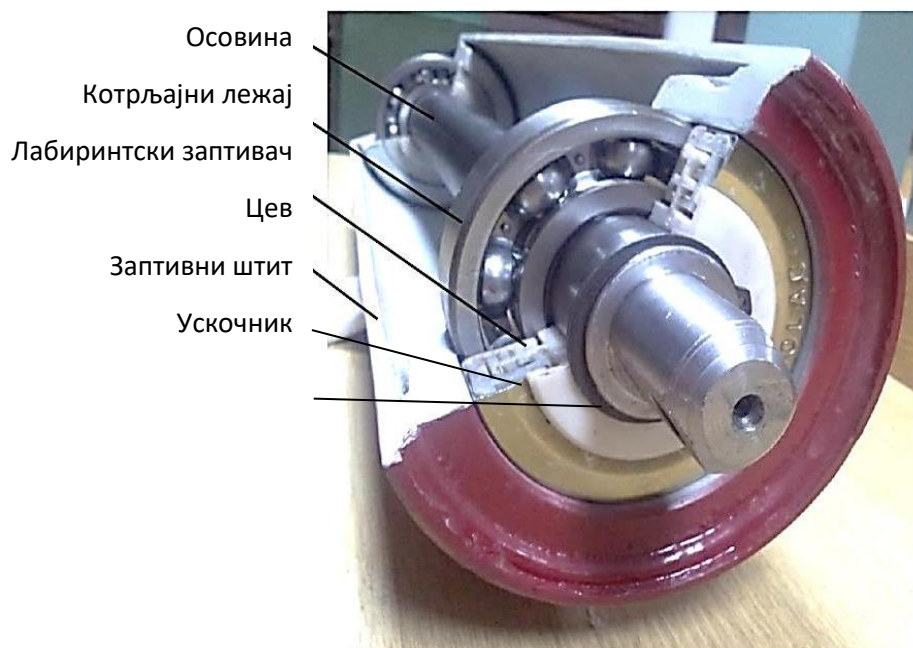
У зависности од специфичности функције коју обављају и врсте терета који се транспортује, развијено је више различитих типова транспортних ваљака, приказаних на Слици 2.3. Улежиштење транспортног ваљка се најчешће изводи конструкционим решењем приказаним на Слици 2.4 – на којој су јасно уочљиви уграђени куглични котрљајни лежаји.

Првенствено због способности да издрже велика угаона одступања – чак до 16' (угаоних минута) - Слика 2.5 [17], у склопове транспортних ваљака се најчешће

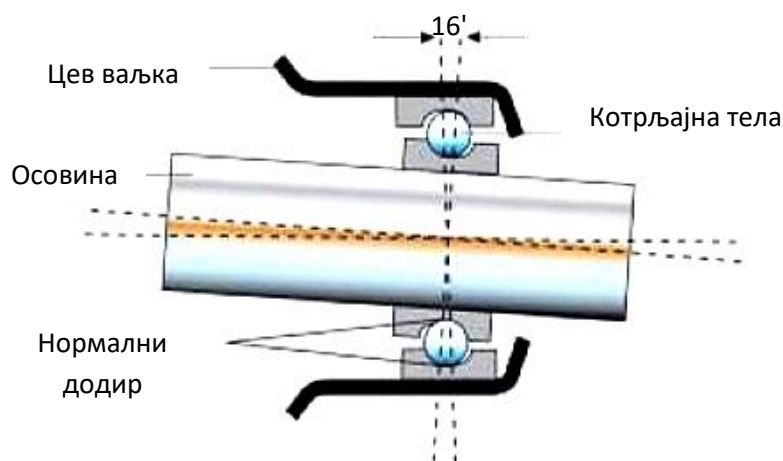
уграђују управо куглични котрљајни лежаји. То је веома значајно, јер су старија конструкциона решења транспортних ваљака, у које су уграђивани други типови лежаја, могле да издрже угаона одступања од само 3'.



Слика 2.3: Преглед различитих типова транспортних ваљака



Слика 2.4: Улежиштење транспортног ваљка



Слика 2.5: Угаона одступања кугличних котрљајних лежаја у склоповима транспортних ваљака [17]

У склопу транспортног ваљка, најчешће отказује улежиштење, првенствено због великих радних оптерећења и учестаности обртања, неравномерности расподеле оптерећења на транспортним ваљцима (нису једнако оптерећени транспортни ваљци на средини и на крајевима траке – улежиштење страда тамо где су већа оптерећења) и неповољних радних услова у којима транспортни ваљци најчешће функционишу (присуство велике концентрације честица прашине и растреситог материјала, запрљане воде, изложености неповољним атмосферским условима итд.). У прилог овој чињеници говори и стручна литература. Наиме, у раду [18], Маден наводи да је блокирани котрљајни лежај најраширенији узрок отказа транспортних ваљака. Према њему, најчешћи узроци отказа транспортних ваљака су:

1. Превелико (недозвољено) оптерећење – ако су изабрани котрљајни лежаји недовољне носивости;
2. Лоше остварена налегања при монтажи котрљајних лежаја – узрокују превелико загревање и хабање; као и последични отказ цеви и осовина ваљака;
3. Превелика угаона одступања прстенова котрљајних лежаја при монтажи транспортних ваљака – такође узрокују превелико загревање и хабање; као и последични отказ цеви и осовина ваљака;;
4. Лоша манипулација транспортним ваљцима при теренској монтажи тракастог транспортера – нпр. коришћење чекића за постављање ваљака у

ослонце (рамове), што изазива физичка оштећења делова конструкције ваљка (посебно цеви и осовине);

5. Стране честице (нечистоће) – услед отказа заптивне групе. Радни век транспортног ваљка у највећој мери зависи од способности заптивача да заштити котрљајни лежај од контаминације. Услови околине и лоше одржавање ваљака (нпр. чишћење водом под притиском) олакшава контаминантима да прођу кроз заптивач и уђу у котрљајни лежај, чиме узрокују отказ целог склопа транспортниг ваљка.

Сличну констатацију даје и Стјуарт-Лорд у раду [19]:

’Истраживање тракастих транспортера је показало да без обзира колико су заптивне групе транспортних ваљака ефикасне, радна средина може да буде у тој мери агресивна да неминовно доводи до њихових озбиљних оштећења. Ово омогућава продор честица нечистоћа у унутрашњост котрљајних лежаја транспортних ваљака. Постепено повећање количине честица нечистоћа у унутрашњости котрљајних лежаја узрокује таква оштећења да у једном тренутку онемогућава њихову ротацију.’

Компанија Inpro/Seal (Rock Island, САД) је такође у свом Извештају [20] још 2007. године утврдила следеће:

’Када транспортни ваљак откаже, то је највероватније узроковано оштећењем и отказом његових котрљајних лежаја, услед контаминације (честица или влаге) која је продрла у њихову унутрашњост.’

Пошто се из претходно наведеног види да су за исправно функционисање транспортних ваљака од посебног значаја поузданост и ефикасност уграђених котрљајних лежаја и заптивних група, али и механичке карактеристике њихових цеви и осовина, у наставку текста ће бити описане основне карактеристике ових компоненти.

2.1 Котрљајни лежаји транспортних ваљака – функција, врсте и основне карактеристике

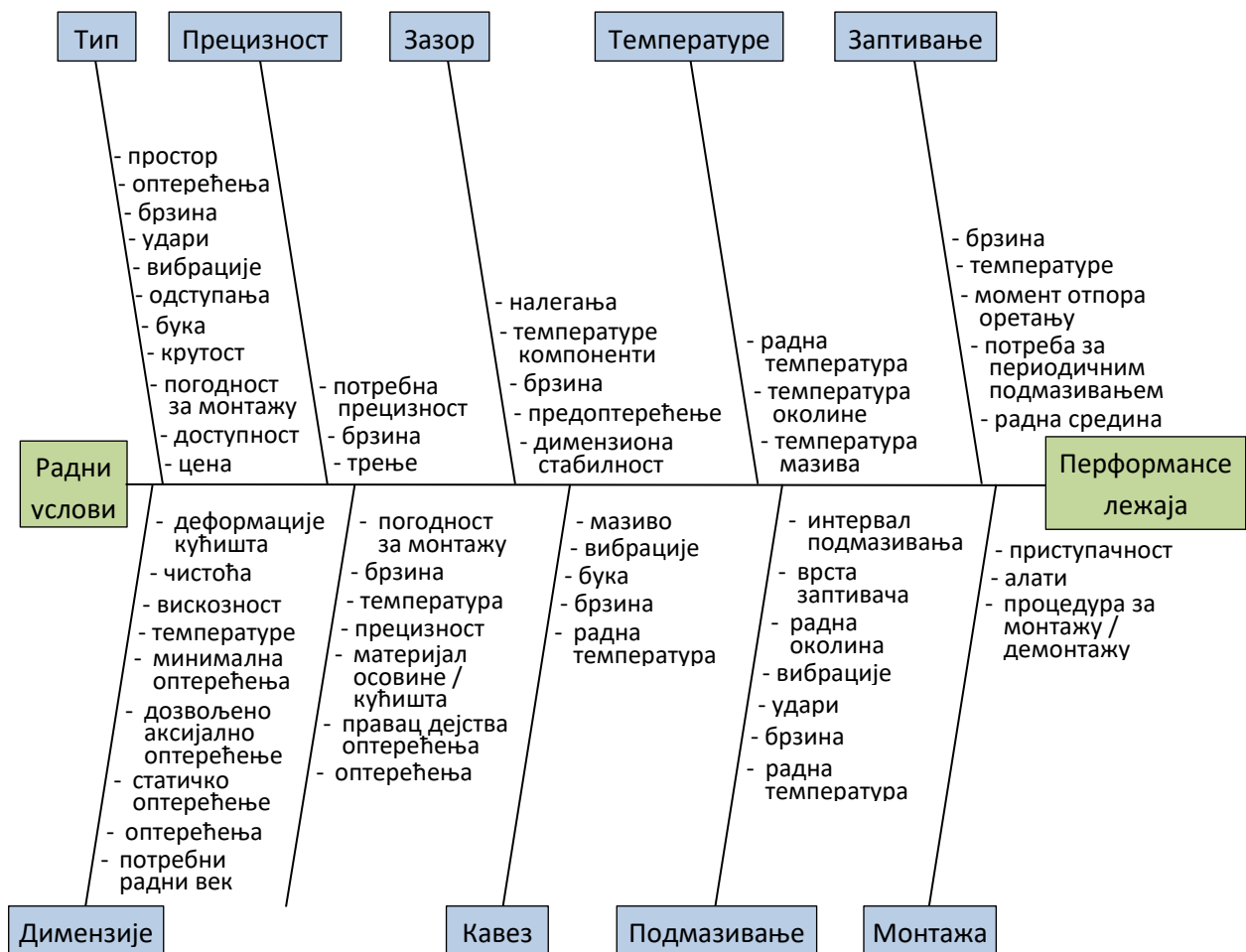
Котрљајни лежаји су машински елементи који омогућавају обртно кретање вратила и осовина или делова постављених на вратила и осовине, уз истовремено преношење оптерећења и обезбеђење тачности њиховог међусобног положаја. Котрљајни лежаји преносе силе са обртних вратила и осовина на непокретну носећу конструкцију, али не преносе и обртне моменте (исто важи и у случају непокретних осовина и вратила, на која се преко лежаја монтирају обртни елементи). Релативно кретање обртних делова се у котрљајним лежајима остварује по принципу котрљања, уз занемарљиво клизање.

Квалитет лежаја сам по себи не може да гарантује поуздан рад система у који је лежај уграђен, јер постоје бројни фактори који утичу на његове перформансе, од којих су најважнији: утицај радне средине, правилна монтажа, правилно одржавање и подмазивање, радијални и аксијални зазор и др. (Слика 2.6 [21]).

Постоји више дефиниција радног века лежаја. Најобухватнија је да радни век лежаја представља период рада лежаја изражен у часовима или броју циклуса у дефинисаним радним условима, у коме лежај исправно обавља своју елементарну функцију – без појаве отказа тј. критичног стања у погледу вибрација, буке, загревања и оштећења контактних површина на неком од његових прстенова или котрљајних елемената. Другу, ужу, дефиницију радног века лежаја је приказао Митровић у [22], према којој је радни век *‘укупно време рада лежаја у коме не долази до битниј промене његових радних својстава. То је период у коме се неће појавити знаци оштећења контактних површина’*.

Откази лежаја нису условљени само појавом замора материјала, већ врло често и хабањем, корозијом, контаминацијом, отказом система заптивања, итд. При прорачуну радног века котрљајних лежаја, наведени фактори се узимају у обзир утицајним коефицијентима - управо ова чињеница је разлог за постојање великог броја корекционих фактора радног века којима се 'поправља' основна једначина за радни век лежаја L_{10h} .

Уопштено, само мањи део уграђених лежаја откаже током рада система у који је уграђен. Далеко већи број их надживи систем или машину у коју су првобитно уграђени. До оштећења лежаја може доћи из више разлога - ако је оптерећење од предвиђеног, ако заптивне групе нису довољног квалитета, ако је радијални зазор лежаја премали (нпр. због неодговарајућих налегања) итд. Сваки од ових разлога проузрокује специфични тип оштећења и оставља специфичан траг на лежају. Ово је посебно важно напоменути јер се најчешће већ посматрањем оштећеног лежаја може утврдити узрок оштећења, а на основу тога и спровести одређена превентивна/корективна активност.



Слика 2.6: Фактори који утичу на перформансе котрљајних лежаја [21]

Котрљајни лежаји се састоје од: прстенова или колутова, котрљајних тела и кавеза (држача котрљајних тела). Котрљајна тела су смештена између прстенова, а помоћу кавеза се одржава њихово међусобно растојање.

Према облику котрљајних тела, котрљајни лежаји могу бити: куглични и ваљчaste, који се даље деле на: цилиндрично-ваљчaste, конусно-ваљчaste, бачвaste и иглчaste. Код транспортних ваљака се доминантно уграђују куглични котрљајни лежаји, мада је у ранијим конструкционим решењима било примера употребе и осталих типова лежаја.

Према броју редова котрљајних тела, лежаји могу бити: једноредни и вишередни (најчешће дворедни).

Према правцу деловања оптерећења које преносе, котрљајни лежаји се деле на: радијалне (преносе силу у радијалном правцу), аксијалне (преносе силу у аксијалном правцу) и радијално-аксијалне (преносе силу у оба правца). Пошто у склоповима транспортних ваљака делују занемарљива аксијална оптерећења, у њих се уграђују скоро искључиво радијални котрљајни лежаји.

Материјал стандардних котрљајних лежаја је челик, а за примену у агресивним радним окружењима, користе се и специјални котрљајни лежаји од керамике и пластике.

Геометрија котрљајних лежаја је врло сложена и директно утиче на расподелу оптерећења на котрљајна тела, вредности напона и деформација, као и радни век лежаја. Стандардима су прописане називне мере и облици котрљајних лежаја, као и толеранције мера и облика (Слика 2.7 [23]):

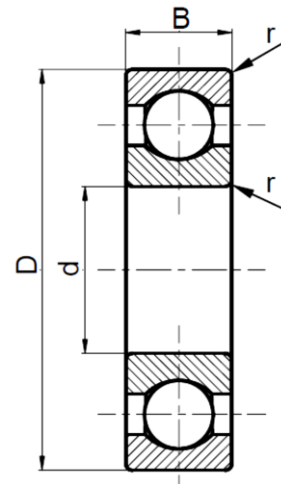
d – пречник отвора лежаја;

D – спољашњи пречник лежаја;

B – ширина лежаја;

r – радијус заобљења.

Постојећи стандарди не садрже податке или смернице о унутрашњој геометрији лежаја. Произвођачима лежаја је препуштено да у складу са сопственим технолошким процесом, а на основу претходних прорачуна напона, контактних деформација, расподеле оптерећења на котрљајна тела и радног века лежаја утврде пречник и број куглица, пречнике стаза котрљања, радијусе заобљења, као и одговарајуће зависности између датих геометријских величина.



Слика 2.7: Геометрија једноредног кугличног котрљајног лежаја са радијалним додиром [23]

За сваки стандардни лежај, уз задржавање истих спољашњих мера, могуће су различите варијанте геометријских зависности у унутрашњој конструкцији лежаја. Међутим, све те варијанте се морају извести у одређеном расположивом простору (запремини) - висине $(D-d)/2$ и ширине B . У габаритима овог пресека се траже оптимални геометријски односи за задате радне услове (статичку и динамичку носивост).

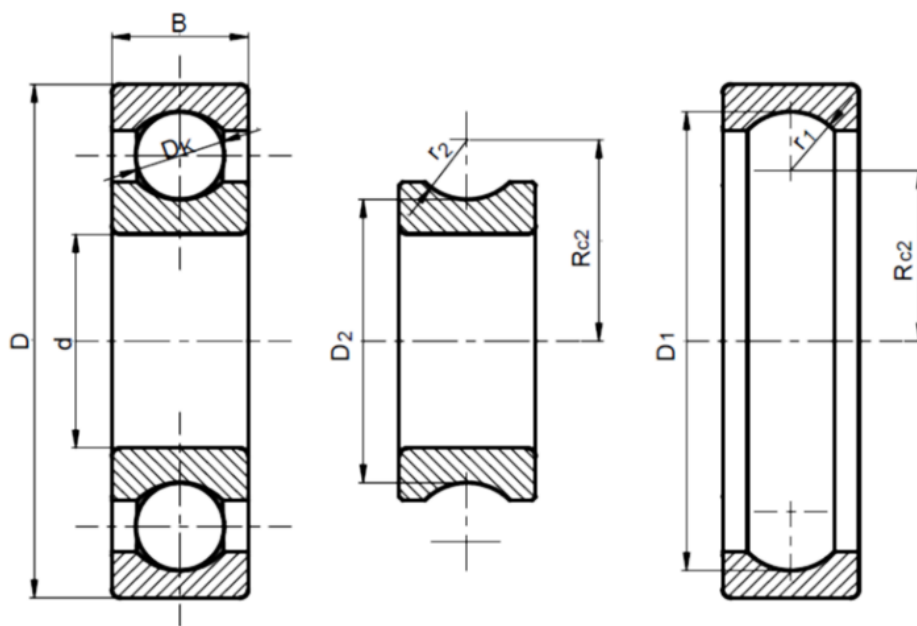
Делови идеалног котрљајног лежаја имају апсолутно тачне мере, облик и положај, а одговарајуће радне површине имају облик цилиндра, сфере и торуса. Делове реалног котрљајног лежаја карактеришу одступања мера, облика и положаја која морају бити у границама дозвољених, стандардом прописаних, вредности. Наведена одступања имају утицај на расподелу оптерећења и деформација спрегнутих делова лежаја, померања у лежају и његову крутост, па их треба узимати у обзир при прорачуну котрљајних лежаја у одговорним улежиштењима прецизних уређаја.

Стазе котрљања лежаја (Слика 2.8 [23]) имају облик торуса дефинисаног помоћу две величине: полупречником попречног пресека торуса r (у даљим анализама – полупречник кривине стазе котрљања) и полупречником торуса R_c , тј. полупречником геометријског места центара попречних пресека торуса (у даљим анализама – полупречник стазе котрљања).

Куглице имају облик сфере пречника D_k . Правилно су распоређене по обиму радног простора између стаза котрљања са једнаким угаоним кораком. Смештене

су у отворе кавеза који су истих пречника, док им центри леже на једној оси - попречној оси кавеза и налазе се на једнаком растојању. Дебљина кавеза идеалног котрљајног лежаја је иста по целом обиму.

Површине прстенова лежаја спрегнуте са осовином транспортног ваљка и одговарајућим унутрашњим пречником цеви транспортног ваљка су цилиндри пречника d и D . Чеоне површине којима се прстенови лежаја ослањају на наслоне на осовини и у цеви ваљка су равне и управне на осу котрљајног лежаја. Са осом котрљајног лежаја се поклапају и осе његових прстенова.



Слика 2.8: Унутрашња геометрија једноредног кугличног котрљајног лежаја са радијалним додиром [23]

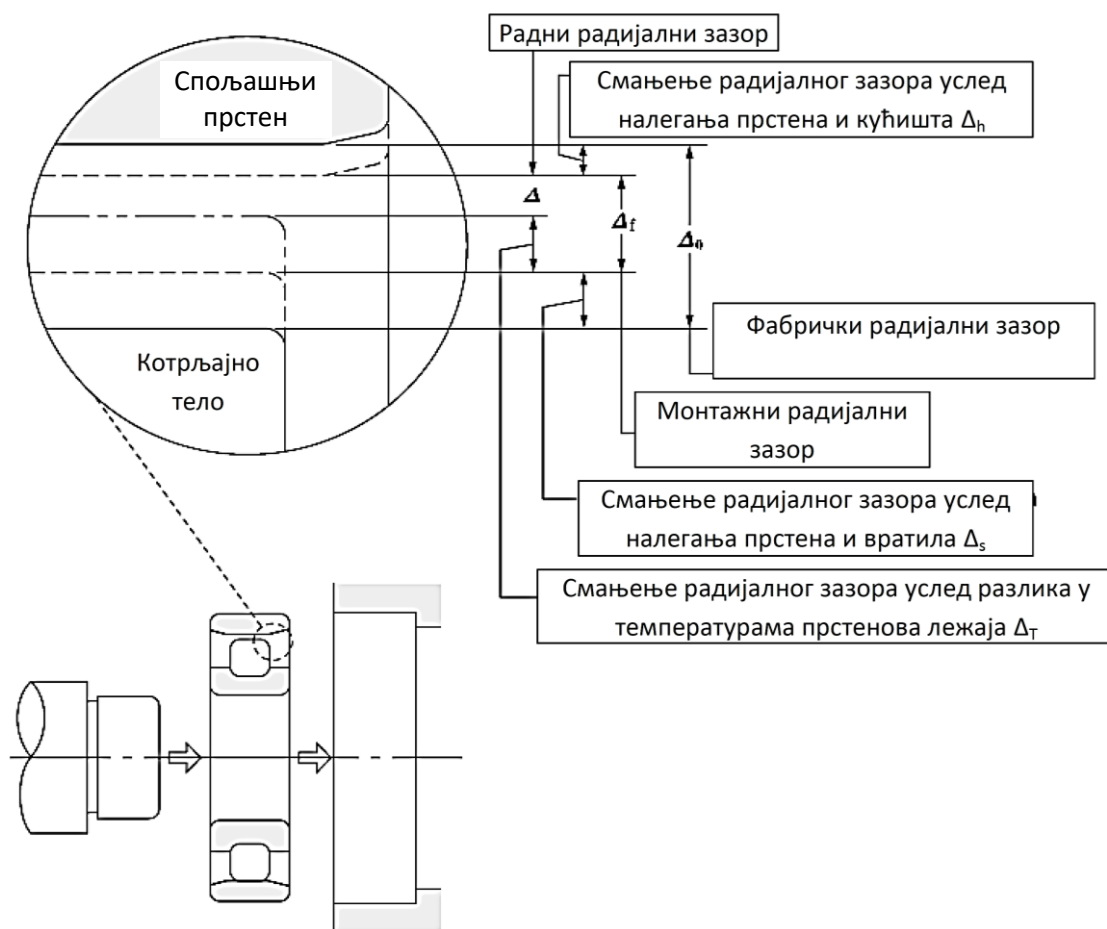
При дефинисању параметара унутрашње геометрије кугличног котрљајног лежаја морају се узети у обзир и прописане вредности унутрашњег радијалног зазора, зато што је управо радијални зазор један од најважнијих фактора који утичу на расподелу оптерећења у котрљајном лежају.

Под претпоставком да су пречници котрљајних тела и стаза котрљања прстенова котрљајног лежаја, као и њихов облик и положај, апсолутно тачни, радијални зазор се може дефинисати као “средња вредност укупних померања управних на осу отвора лежаја, при чему је један прстен померљив, а други непокретан”.

Прецизнију дефиницију предлаже стандард ISO 5593 [24], према коме је унутрашњи радијални зазор лежаја дефинисан као “*средња аритметичка вредност радијалног растојања за које се један прстен може померити у односу на други, из једног крајњег положаја у супротан крајњи положај, при различитим угаоним положајима, без деловања спољашњег оптерећења*”. При томе, средња вредност обухвата међусобно померање прстенова у различитим угаоним положајима, али и померање комплета котрљајних тела у односу на прстенове.

Радијални зазор котрљајног лежаја се може поделити у три групе [22, 25] – Слика 2.9 [26]:

- 1) фабрикациони зазор – зазор у котрљајном лежају пре уградње;
- 2) монтажни зазор – зазор у лежају после уградње на рукавац вратила и у отвор у кућишту (монтажни зазор је увек мањи од почетног зазора због промене пречника прстенова лежаја – услед монтажног преклопа);
- 3) радни зазор – зазор котрљајног лежаја током рада (при радном оптерећењу и на радној температури).



Слика 2.9: Графички приказ радијалног зазора у склопу котрљајног лежаја – пример: ваљчасти котрљајни лежај [26]

Радни радијални зазор првенствено зависи од величине монтажног зазора, који се смањује због ширења прстенова лежаја услед повећања радне температуре. Прописани фабрикациони радијални зазор лежаја се обезбеђује монтажом делова лежаја тачно одређених димензија. Пречници стаза котрљања прстенова и котрљајних тела лежаја, као и њихов облик и положај, нису идеално тачни, па се при монтажи куглице и прстенови групишу према одређеним мерним опсезима. Узевши у обзир претходно наведено, расипање величине унутрашњег радијалног зазора исте серије лежаја може бити прилично велико, па се увек утврђује лабораторијским мерењем.

Унутрашњи радијални зазор, под дејством мерног оптерећења, је увек већи од рачунског – због последичних контактних деформација. Измерена вредност

радијалног зазора такође зависи и од положаја котрљајних тела у односу на правац мерења, као и од грешака геометрије прстенова и куглица.

Детаљна анализа зависности унутрашњег радијалног зазора од наведених утицајних фактора је приказана у раду [23]. У истом раду је изведен и израз којим се дефинише зависност измерене вредности унутрашњег радијалног зазора од положаја комплета котрљајних тела у односу на правац мерења, контактних деформација делова лежаја (условљених мерним оптерећењем) и грешака геометрије делова лежаја. Као резултат приказане анализе, показано је да је зазор променљива величина која осцилује око неке средње вредности. Амплитуда промене радијалног зазора се смањује са смањењем угаоног растојања између котрљајних тела, односно, са повећањем укупног броја котрљајних тела у лежају. Такође је утврђено да је амплитуда промене радијалног зазора у случају лежаја са парним бројем котрљајних тела већа него у случају котрљајног лежаја са непарним бројем. Измерена вредност радијалног зазора се стога рачуна ако средња аритметичка вредност максималне и минималне измерене вредности.

Унутрашњи радијални зазор, примењен у анализама спроведеним у овој дисертацији, приказан је на Слици 2.10 [23] и може се израчунати из израза:

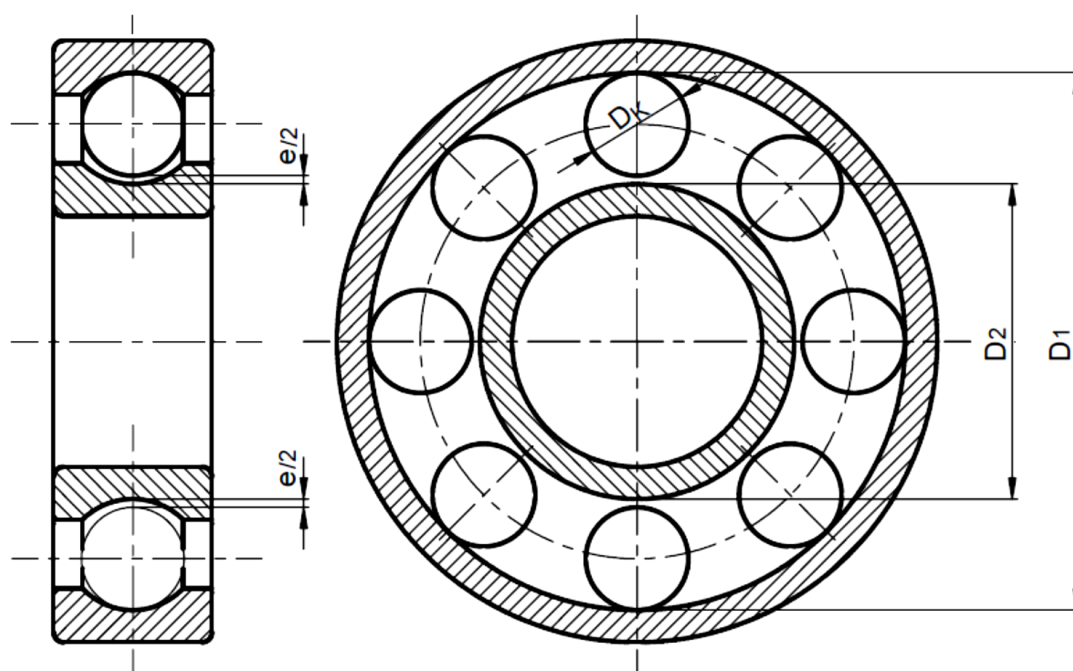
$$e = D_1 - D_2 - 2D_K \quad (2.1)$$

где је:

D_1 - пречник стазе котрљања спољашњег прстена;

D_2 - пречник стазе котрљања унутрашњег прстена;

D_K - пречник куглице.



Слика 2.10: Графички приказ радијалног зазора једноредних кугличних котрљајних лежаја [23]

У пракси, разарање и коначан отказ котрљајних лежаја су најчешће резултат симултаног дејства више различитих фактора: неадекватне монтаже, заптивања, нередовног одржавања, конструкционих грешака итд. – или комбинације наведених фактора. Зато је утврђивање примарног вида разарања и отказа лежаја изузетно комплексно, што је додатно отежано чињеницом да по отказу котрљајног лежаја трагови, који би форензички указали на порекло његовог отказа, најчешће бивају у потпуности уништени.

Класификација видова разарања котрљајних лежаја је већ дужи низ година тема великог броја научних радова и експертиза, чији су најважнији резултати представљени интернационалним стандардом ISO 15243:2017 'Rolling bearings - Damage and failures - Terms, characteristics and causes' (Котрљајни лежаји – Оштећења и откази – Термини, особине и узроци).

Класификација видова разарања котрљајних лежаја приказана у стандарду ISO 15243:2017 је првенствено заснована на видљивим оштећењима њихових контактних површина. Пошто је разарање котрљајног лежаја најчешће узроковано симултаним дејством више различитих узрока, анализа стања његових контактних

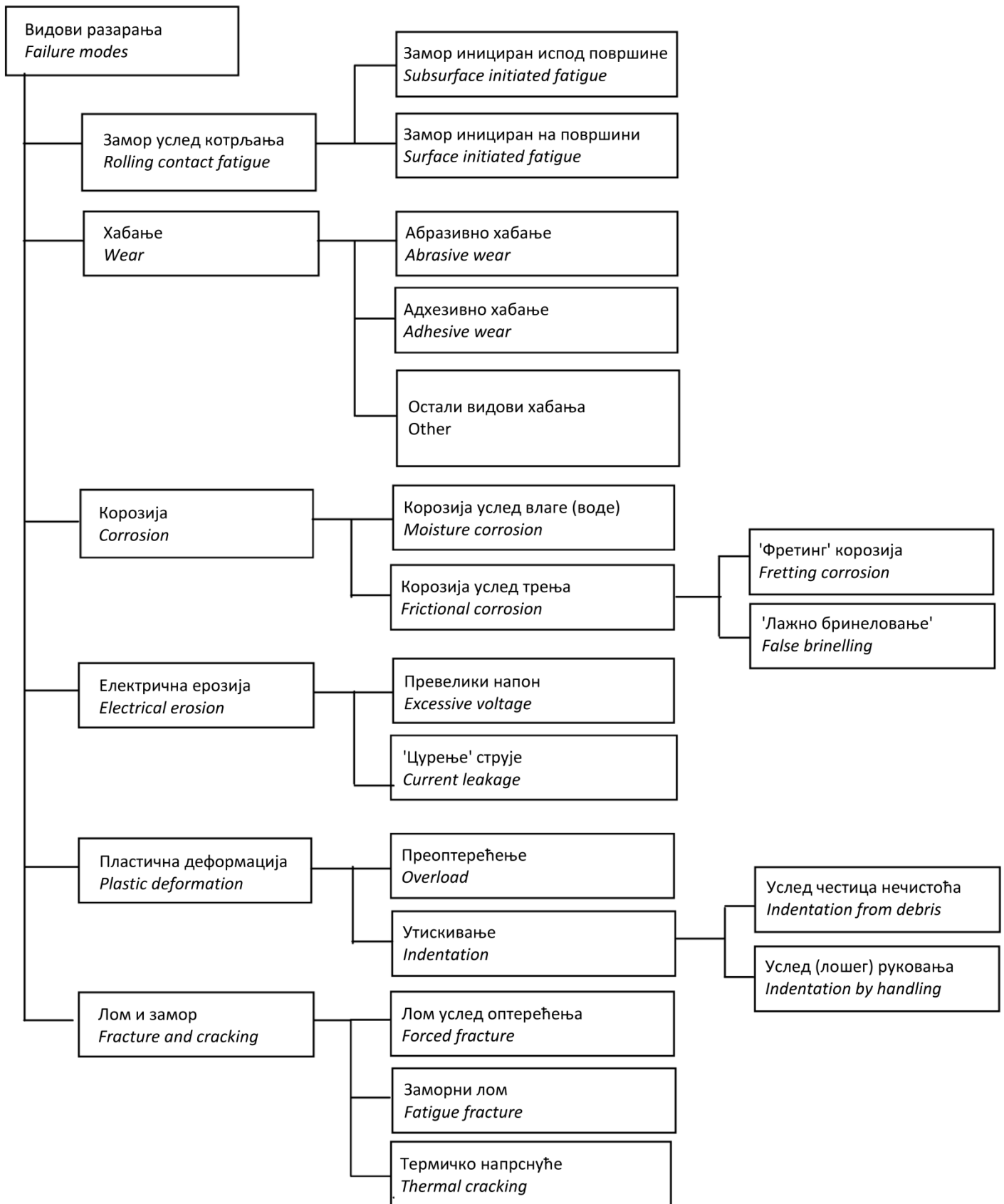
површина у општем случају није довољна за идентификацију примарног узрока његовог отказа, па се обавезно анализирају и радни услови у којима је отказали котрљајни лежај обављао своју функцију.

Интернационални стандард ISO 15243:2017 дефинише, описује и класификује особине, изглед (појаву) и могуће узроке најчешћих видова разарања котрљајних лежаја у експлоатационим условима, са циљем њиховог будућег превентивног отклањања. Према наведеном стандарду, видови разарања котрљајних лежаја су класификовани према њиховим примарним узроцима. Подељени су у шест група, са различитим бројем подгрупа. Графички, подела видова разарања према стандарду ISO 15243:2017 је приказана на Слици 2.11 [9].

На основу истраживања других аутора, закључује се да котрљајни лежаји у склоповима транспортних ваљака најчешће отказују услед продора контаминирајућих честица из радног окружења у унутрашњост лежаја, изазивајући одговарајуће разарање – абразивно хабање. Ово се у потпуности поклапа и са статистикама светских произвођача лежаја (пример: подаци компаније SKF - Слика 2.12) – према којима 25% свих котрљајних лежаја отказује управо услед контаминације њиховог мазива и последичног абразивног хабања.

Абразивно хабање представља појаву разарања контактних површина под дејством тврдих честица присутних у зони контакта површина у релативном кретању.

Абразивне честице могу бити екстерног или интерног порекла (производ хабања). Механичко дејство абразивних честица на контактне површине у највећој мери зависи од њиховог облика, односа механичких карактеристика (првенствено тврдоће) честица и хабаних површина, интензитета оптерећења итд. Према томе, постоји више физички различитих механизма хабања услед дејства абразивних честица: микробраздање, микрорезање, микрозамор и микролом. Због значаја за поузданост транспортних ваљака, у оквиру ове дисертације ће посеба пажња бити посвећена анализи транутног стања истраживања у области абразивног хабања, као и развоју одговарајућих експерименталних процедура за његову симулацију.



Слика 2.11: Видови разарања котрљајних лежаја према ISO 15243:2004 [9]



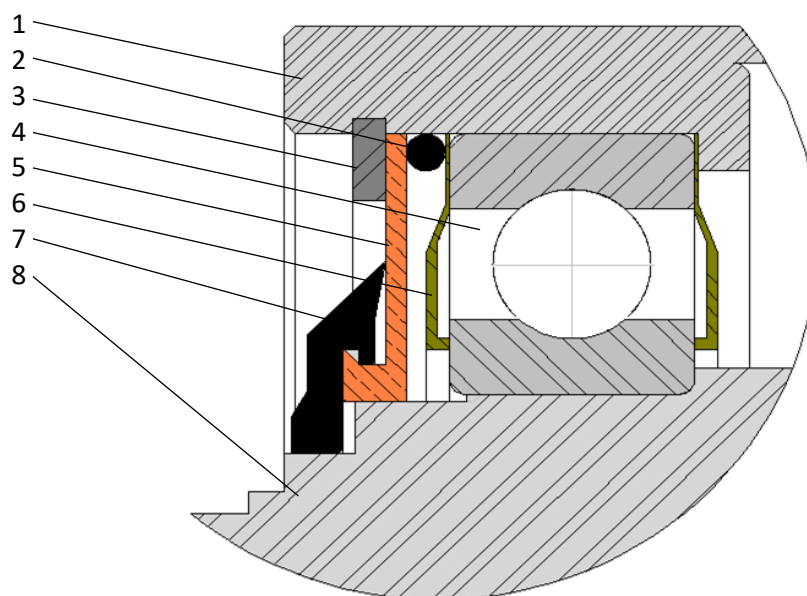
Слика 2.12: Најчешћи узроци отказа котрљајних лежаја – подаци компаније SKF

2.2 Заптивне групе транспортних ваљака

Према претходно наведеним анализама, повећање радног века транспортних ваљака се не може остварити само уградњом робуснијих котрљајних лежаја, већ и побољшањем њиховог система заптивања, па ће у овом делу дисертације бити анализирана постојећа решења заптивних група транспортних ваљака.

Најчешћи начин заптивања транспортних ваљака који примењују домаћи произвођачи је приказан на Слици 2.13, на примеру ваљка $\varnothing 159 \times 530$ mm. Елементи склопа су означени редним бројевима на следећи начин:

- 1) Цев (тело) транспортног ваљка;
- 2) Гумени прстенасти заптивач;
- 3) Унутрашњи осигуравајући ускочник;
- 4) Котрљајни лежај 6308;
- 5) Притисни заптивни прстен;
- 6) Заптивни прстен;
- 7) Заптивни уљни прстен;
- 8) Осовина транспортног ваљка.



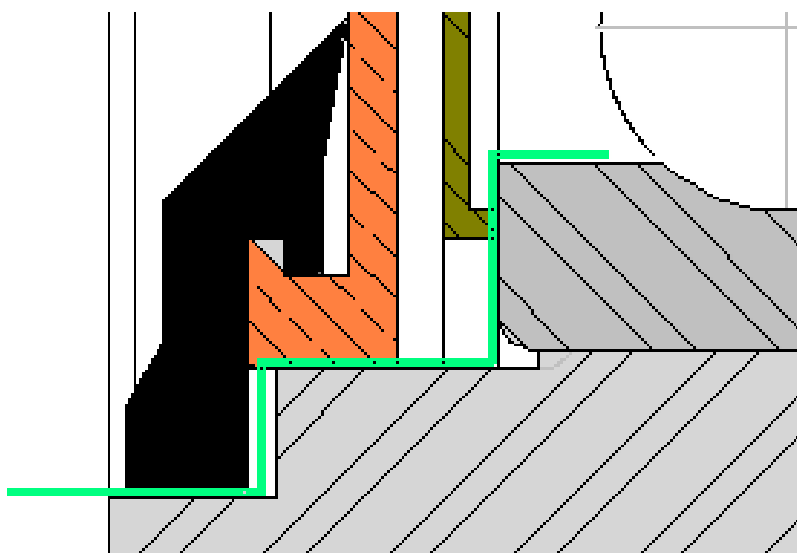
Слика 2.13: *Конструкционо решење заптивне групе транспортних ваљака
домаћих произвођача*

Положај жлеба еластичног унутрашњег ускочника (3) је у цеви транспортног ваљка (1) одабран тако да се при монтажи, преко притисног заптивног прстена (5) остварује деформисање прстеног гуменог заптивача (2) за $\sim 0,5$ mm. Та деформација генерише сталан притисак на заптивни прстен (6) са леве стране котрљајног лежаја (4), а посредно и на сам спољашњи прстен котрљајног лежаја (4). Са десне стране, између лежаја (4) и његовог наслона у цеви ваљка (1), налази се такође заптивни елемент, постављен симетрично заптивном елементу (6).

Због екстремно лоших услова радне средине, односно, присуства високе концентрације честица контаминаната (угља, песка, површинске прашине итд.), поуздан рад котрљајних лежаја у склоповима транспортних ваљака је угрожен споља, али и изнутра – од кондензата влаге и прашине оксида гвожђа, односно, корозије на унутрашњим зидовима цеви транспортних ваљака.

Један од начина за процену квалитета заптивних група транспортних ваљака је на основу величине заптивних површина и дужине пута који контаминирајуће честице из радног окружења морају да пређу кроз зазоре између елемената заптивног система до унутрашњости котрљајног лежаја (при чему треба узети у обзир и да се елементи система заптивања транспортног ваљка међусобно крећу).

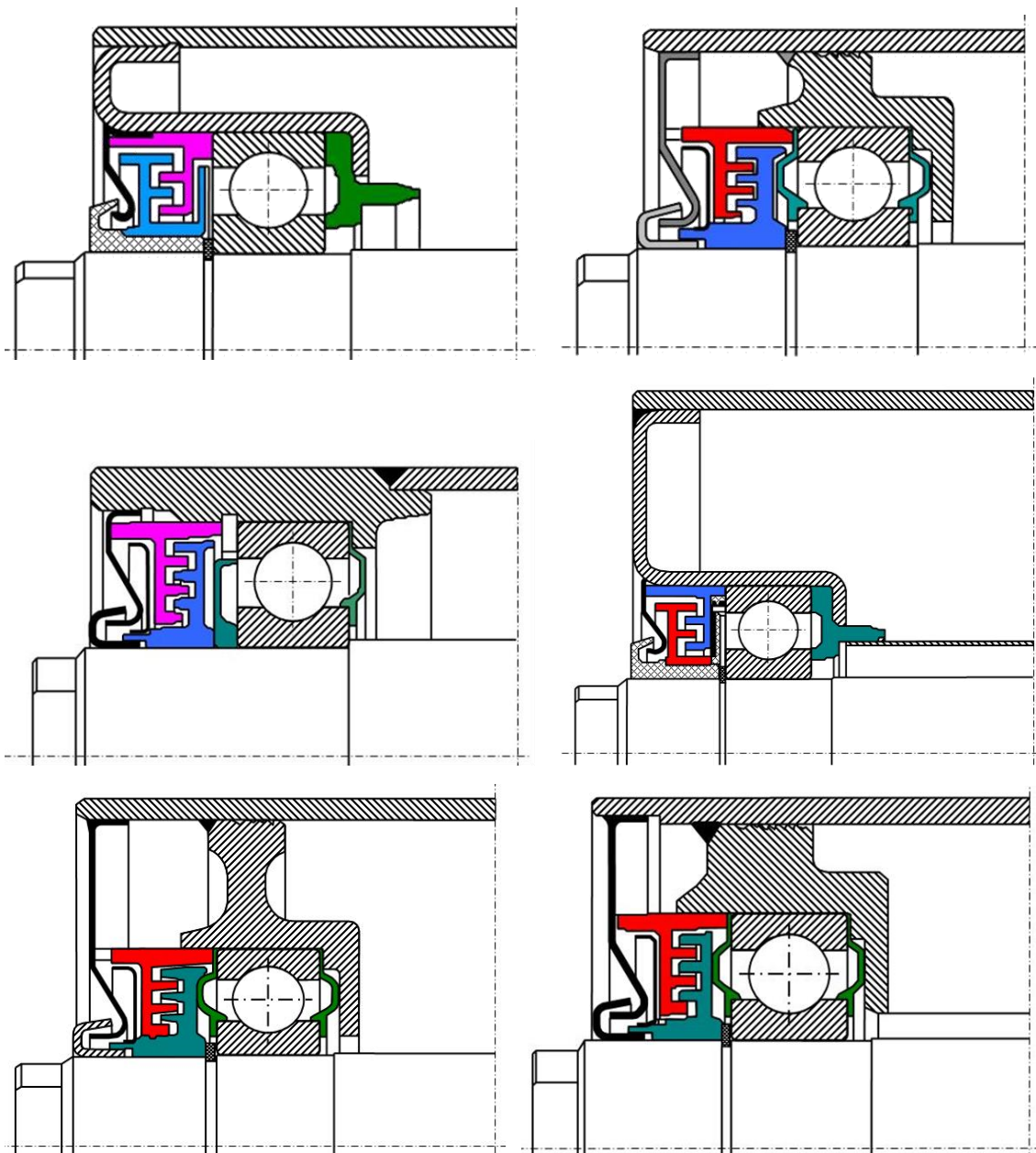
Са повећањем дужине пута који нечистоће морају да пређу до унутрашњости котрљајног лежаја, повећава се и време потребно да нечистоће продру у сам котрљајни лежај, односно, повећава се квалитет заптивне групе транспортног ваљка. Као пример, на Слици 2.14 је приказан најкраћи могући пут контаминирајуће честице од спољашњег окружења до унутрашњости котрљајног лежаја у склопу транспортног ваљка – обележен светло зеленом бојом. Важно је напоменути и да су сви елементи транспортног ваљка изнад обележеног пута контаминирајуће честице покретни (ротационо кретање), док су елементи испод – непокретни.



Слика 2.14: *Пут који контаминирајућа честица прелази од спољашњег окружења до унутрашњости котрљајног лежаја транспортног ваљка*

Релативно кретање ротационих елемената заптивне групе се јавља на додирним површинама левог и десног запивног прстена са боковима унутрашњег прстена котрљајног лежаја. Укупни пут честице нечистоће од спољашњег окружења до унутрашњости котрљајног лежаја, у представљеном конструкционом решењу транспортног ваљка, износи приближно 40 mm. Са унутрашње стране котрљајног лежаја, пут који контаминирајућа честица треба да пређе да би доспела у унутрашњост котрљајног лежаја је врло кратак и износи мање од 10 mm. Осигурање склопа помоћу унутрашњег ускочног прстена остварује повећан

притисак у зони спољашњег прстена котрљајног лежаја. Услед еластичне деформације пластичног поклопца, овакво учвршћење доводи до делимичног отварања склопа у зони везе поклопца са рукавцем осовине на коме се налази котрљајни лежај. То свакако додатно повећава могућност продирања честица нечистоћа у унутрашњост котрљајног лежаја, што је могуће кориговати применом другачијих конструкционих решења заптивних група (Слика 2.15).



Слика 2.15: *Различита конструкциона решења заптивних група транспортних ваљака*

2.3 Цев и осовина транспортних ваљака

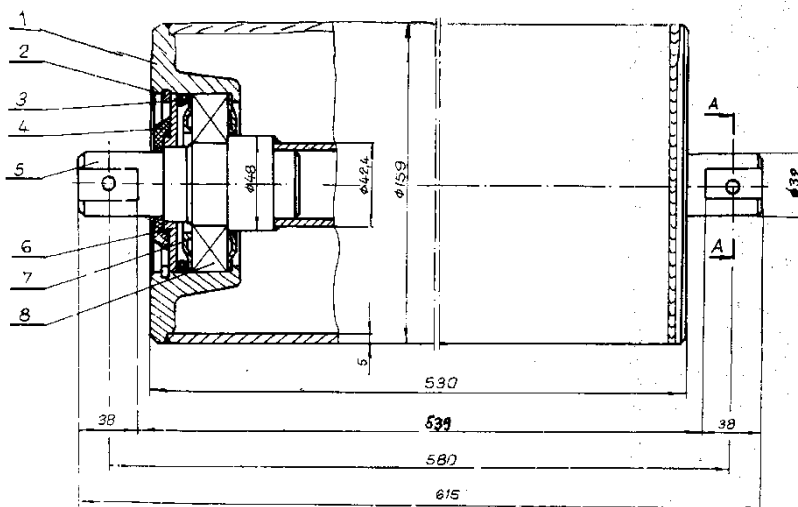
Поред отказа заптивне групе, који за кратко време доводи до отказа котрљајног лежаја (због изузетно тешких експлоатационих услова), а тиме и до отказа транспортног ваљка, у експлоатацији се често среће још једна врста отказа - отказ омотача тела ваљка (цеви) – Слика 2.16. Непосредни узроци ове појаве су најчешће:

- 1) неодговарајући квалитет материјала;
- 2) неквалитетна израда склопа цеви и улежиштења технологијом заваривања;
- 3) превелике деформације и напони на зидовима спољашњег омотача тела ваљка.



Слика 2.16: Примери отказа тела ваљка

Као репрезентативан узорак за даљу анализу, одабрано је конструкционо решење ваљка чији је пресек приказан на Слици 2.4, а оригинални склопни цртеж на Слици 2.17.



Слика 2.17:
Склопни цртеж
транспортног
ваљка
 $\text{Ø}159 \times 530 \text{ mm}$

За израду тела ваљака се обично користе челичне бешавне цеви (у ређим случајевима и шавне). Према стандарду SRPS C.B5.221 дефинисани су облик и мере челичних цеви без шави које одговарају препоруци ISO R 336. Подаци о дозвољеним одступањима пречника оваквих цеви су дати у табели 2.1.

Табела 2.1: Толеранције димензија бешавних цеви према SRPS C.B5.221

Спољашњи пречник D [mm]	Некалибрисане цеви - дозвољено одступање
до 50	$\pm 0,5$
изнад 50	$\pm 1\%$

Толеранција израде дебљине зида цеви при томе износи $\pm 12,5\%$ - за пречнике цеви од 130 до 325 mm (за дебљине зида цеви од 5 mm, која се најчешће примењује за израду тела транспортних ваљака, то је 0,625 mm. Овако велико расипање димензија има за последицу неравномерну расподелу масе цилиндра цеви, која при великим учестаностима обртања изазива значајне инерционе силе, односно, повећава динамичка оптерећења лежаја и ниво буке транспортног ваљка.

Нешто повољнија ситуација је при примени калибрисаних пречника бешавних цеви чија су одговарајућа дозвољена одступања приказана у Табели 2.2.

Табела 2.2: Толеранције димензија калибрисаних бешавних цеви SRPS C.B5.221

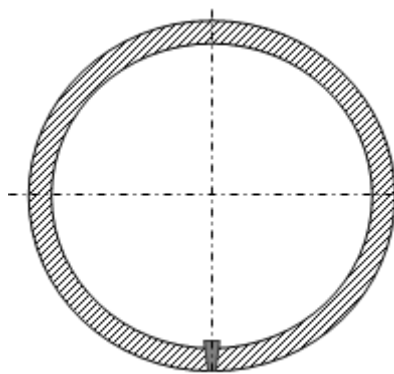
Спољашњи пречник D [mm]	Калибрисане цеви - дозвољено одступање	
	по целој дужини цеви	на крајевима цеви
изнад 45 до 100	$\pm 0,5$	$\pm 0,4$
изнад 100 до 200	$\pm 0,7$	$\pm 0,5$
изнад 200	$\pm 0,9$	$\pm 0,7$

Као илустрацију нових тенденција у стандардизацији, у табели 2.3 су наведене вредности толеранција спољашњег пречника и дебљине зида бешавних цеви према стандарду EN ISO 1127. Толеранције су према овом стандарду нешто уже али и даље дозвољавају значајну неравномерност у распореду масе зида цеви.

Табела 2.3: Толеранције димензија бешавних цеви према EN ISO 1127 [27]

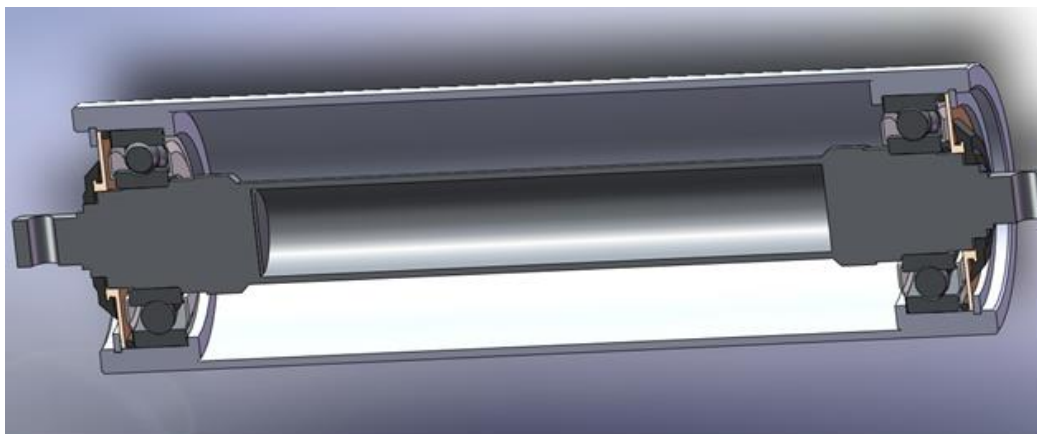
Спољашњи пречник цеви	Класа	Толеранција пречника цеви (већа вредност)	Толеранција дебљине зида
$D \leq 168,3mm$	D3	$\pm 0,75\%$ или $\pm 0,3mm$	$\pm 10\%$ или $\pm 0,2mm$
	D4	$\pm 0,5\%$ или $\pm 0,1mm$	
$D > 168,3mm$	D2	$\pm 1\%D$	

Шавне цеви се израђују с нешто ужим толеранцијама јер се при њиховој изради савијањем лима калибришу и њихови пречници. Сам шав је окренут ка унутрашњости цеви (Слика 2.18) јер је за исправно функционисање транспортних ваљака битно да на спољашњој површини цеви, која је у директном додиру са транспортном траком, нема механичких оштећења или неправилности које евентуално могу да изазову оштећења транспортне траке. Уз ослабљене механичке карактеристике цеви транспортног ваљка на месту самог шава, недостатак оваквог решења је, као и у случају бешавних цеви, дебаланс - због масе завареног споја.



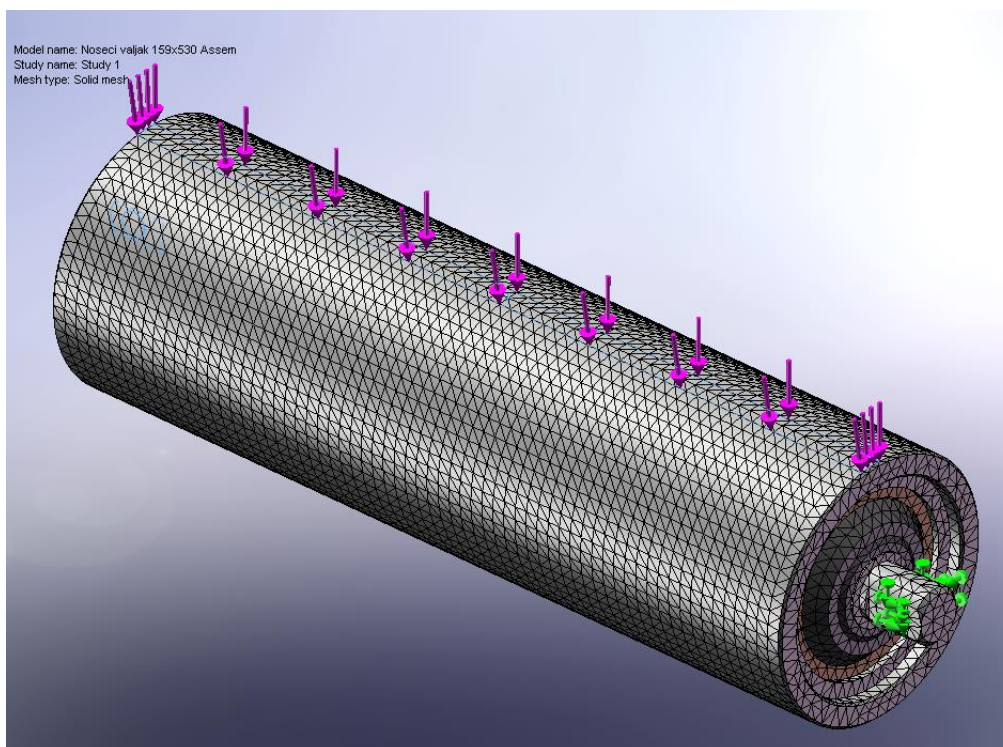
Слика 2.18: Положај завареног споја на телу транспортног ваљка израђеног од шавне цеви

Са циљем утврђивања критичних зона на телу транспортног ваљка, у оквиру ове дисертације је креиран тродимензионални модел транспортног ваљка типа $\varnothing 159 \times 530$ mm (Слика 2.19) и спроведена нумеричка анализа напона и деформација применом методе коначних елемената – одговарајућим комерцијалним софтвером.



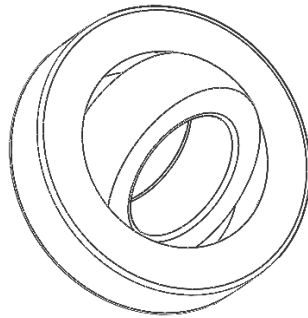
Слика 2.19: Трoдимензионални модел траспортног ваљка $\phi 159 \times 530$ mm

У развијеном моделу, усвојена вредност интензитета радијалног оптерећења које делује на транспортни ваљак (Слика 2.20), износи 1000 N. Управо ова вредност је изабрана зато што се због линеарности методе вредности са скале могу лако помножити фактром повећања оптерећења и добити одговарајући резултати – за остале вредности радијалних оптерећења (нпр. за радијално оптерећење од 2,2 кN, добијене резултате треба помножити фактором 2,2).



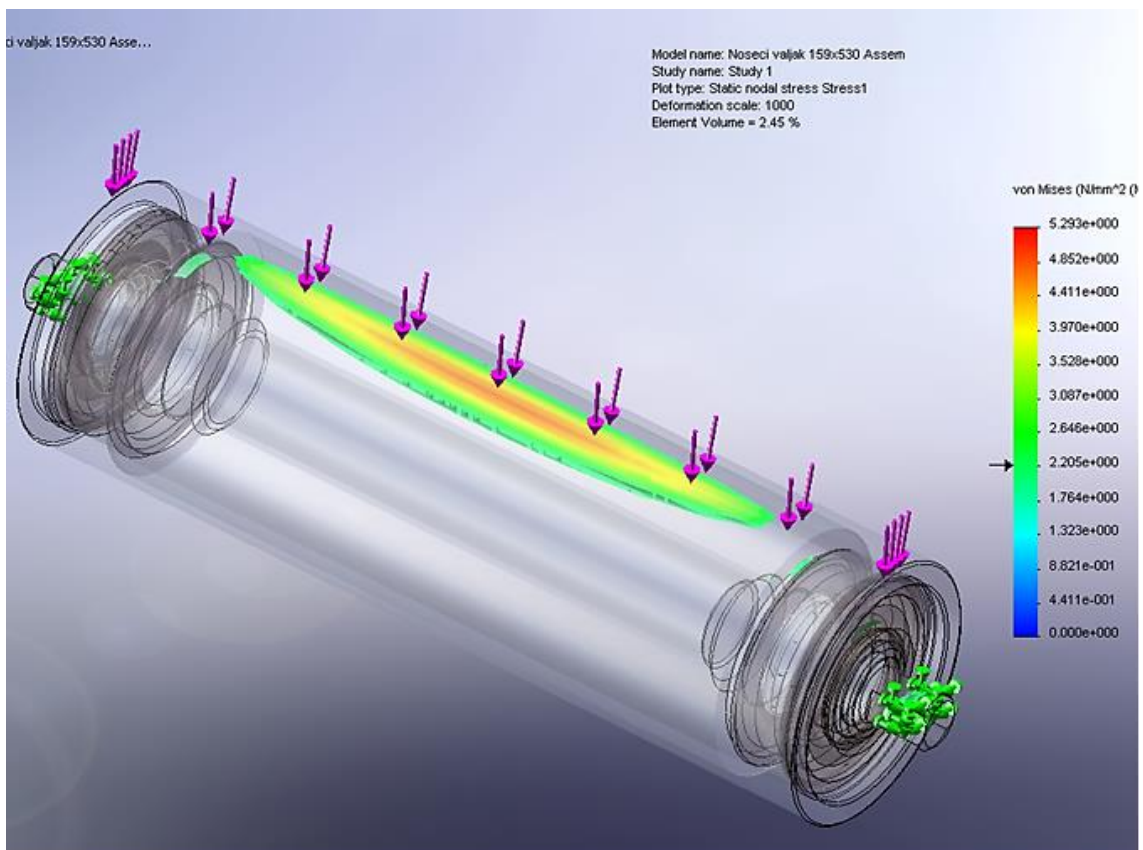
Слика 2.20: Мрежа коначних елемената модела траспортног ваљка $\phi 159 \times 670$ mm са приказаним правцем дејства радијалног оптерећења

Важно је напоменути да расподела оптерећења и напона унутар котрљајног лежаја није била предмет анализе, па је, у циљу поједностављења модела и омогућавања сферног закретања унутрашњег прстена котрљајног лежаја у односу на спољашњи, дефинисан модел лежаја, састављен од два прстена, повезана сферном додирном површином (Слика 2.21).

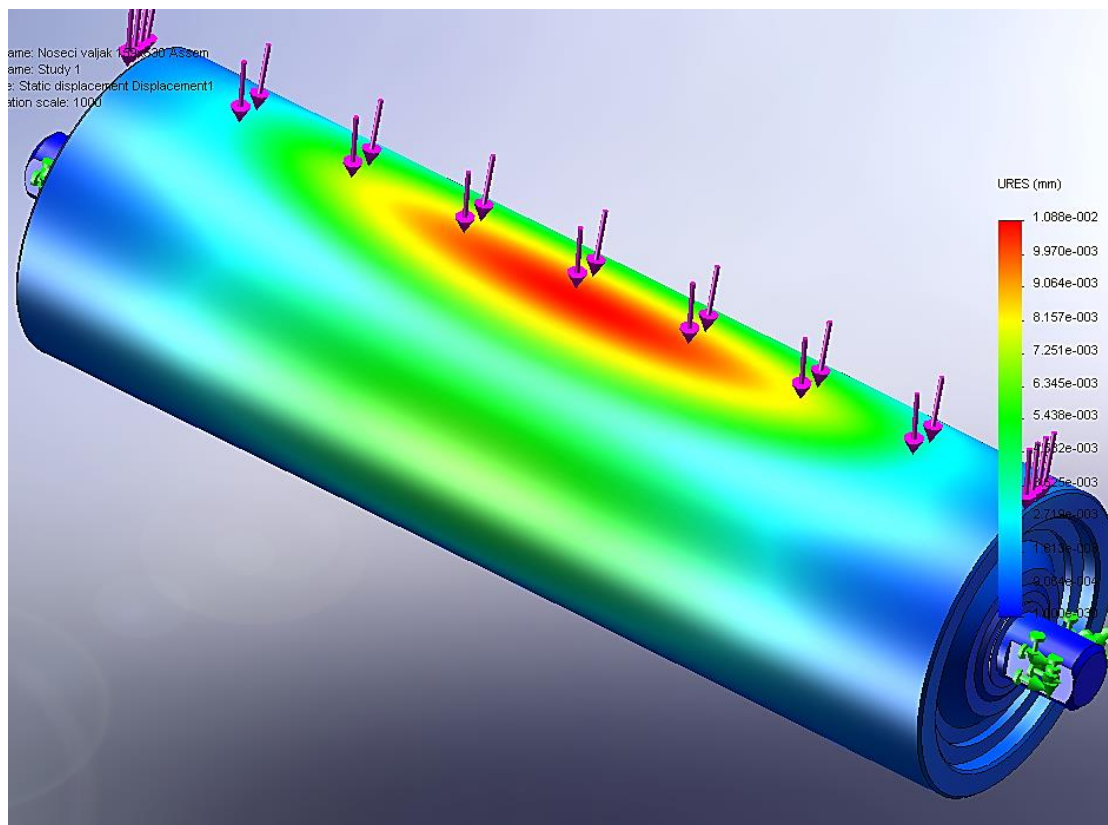


Слика 2.21: Модел котрљајног лежаја са сферном додирном површином

Резултати спроведене анализе склопа транспортног ваљка методом коначних елемената су приказани на Сликама 2.22 и 2.23 (границе напона су сужене ради боље прегледности).



Слика 2.22: Расподела напона у моделу транспортног ваљка $\varnothing 159 \times 670$ mm



Слика 2.23: Деформације у моделу транспортног ваљка $\varnothing 159 \times 670$ mm

Сprovedена анализа је показала да се максималне вредности напона налазе на средини тела (цеви) ваљка – а исто важи и за максималне вредности деформација. Такође је важно уочити и да је концентрација напона приметна и на месту састава цеви транспортног ваљка с кућиштем улежиштења, што се у потпуности поклапа са зонама у којима долази до отказа и у реалним конструкцијама транспортних ваљака – Слика 2.16.

Транспортни ваљак се током експлоатације окреће око сопствене осе, па је напрегнут динамички (тачке на његовом обиму су изложене периодично променљивим оптерећењима). Уобичајена претпоставка је да је тело ваљка напрегнуто на наизменично променљиво савијање. Међутим, скоро потпуно одсуство напона са доње стране напрегнутог транспортног ваљка, према напонском стању приказаном на Слици 2.22, наводи на закључак да су цеви транспортних ваљака током рада напрегнути скоро искључиво на једносмерно променљиво савијање – што свакако треба узети у обзир при даљем развоју одговарајућих нумеричких симулација транспортних ваљака.

2.4 Стандардизоване методе за прорачун радног века транспортних ваљака

Најзначајнија светска удружења, која се баве проблематиком тракастих транспортера, су:

- 1) SAIMH - The South African Institute of Materials Handling
- 2) CEMA - Conveyor Equipment Manufacturers Association
- 3) SKIT - The Bulk Materials Handling Knowledge Base

За посебан утицај се изборило удружење CEMA, чији су чланови сви већи произвођачи тракастих транспортера и одговарајуће опреме. Званична документа овог удружења велики број произвођача прихвата као стандарде, јер садрже прецизне смернице о техничким условима које треба да задовоље тракасти транспортери. До 1947. године област тракастих транспортера није била адекватно стандардизована. Тек тада је усвојен стандард ASTM B.20.1-1947 (САД), који је обухватао већину безбедносних услова које тракасти транспортери морају да испуне. Последње издање овог стандарда је ASTM B.20.1-2006. У Јужној Африци се на проблематику тракастих транспортера односи серија стандарда SANS (последње издање: 10266:2006) и SABS 1313. Одговарајући европски стандарди су усклађени са претходно наведеним (нпр. EN 12881-1:2006, EN 12882:2002, EN 13827:2004).

Тренутно су актуелна два приступа прорачуну радног века транспортних ваљака:

- a) CEMA метода;
- b) Метода прорачуна на основу радног века уграђених котрљајних лежаја.

У принципу, обе методе се заснивају на процени радног века уграђених лежаја L_{10h} (радни век лежаја који ће при истим условима оптерећења и учестаности обртања издржати 90% лежаја из исте серије). CEMA метода као основу користи експериментално утврђене носивости транспортних ваљака пречника 4 инча (101,6 mm), који у лабораторијским радним условима гарантовано могу да издрже без отказа одређен број часова (30000 или 60000h) – тзв. еталон транспортне ваљке. Метода прорачуна на основу радног века уграђених котрљајних лежаја полази од претпоставке да је време до отказа котрљајног лежаја идентично времену до отказа транспортног ваљка у који је уграђен.

2.4.1 СЕМА метода прорачуна радног века транспортних ваљака

СЕМА методологија се базира на носивостима следећих класа еталон транспортних ваљака (које се разликују по димензијама, конструкционом решењу и начину уградње) – [28]:

1. СЕМА В ваљци, за минимални радни век уграђених котрљајних лежаја L_{10} од 30000h на 500 min^{-1} ;
2. СЕМА С ваљци, за минимални радни век уграђених котрљајних лежаја L_{10} од 30000h на 500 min^{-1} ;
3. СЕМА D ваљци, за минимални радни век уграђених котрљајних лежаја L_{10} од 60000h на 500 min^{-1} ;
4. СЕМА Е ваљци, за минимални радни век уграђених котрљајних лежаја L_{10} од 60000h на 500 min^{-1} ;
5. СЕМА F ваљци, за минимални радни век уграђених котрљајних лежаја L_{10} од 60000h на 500 min^{-1} ;

Први корак у примени СЕМА методологије је управо идентификовање класе транспортних ваљака чији се радни век процењује. Наведено се обавља на основу Табеле 2.4 – у којој су приказани различити типови транспортних ваљака у зависности од пречника и ширине транспортне траке (све величине су намерно остављене у јединицама у којима су изражене у оригиналном документу).

Табела 2.4: Класе транспортних ваљака према СЕМА класификацији [28]

Класа транспортног ваљка	Пречник тела ваљка [mm]	Ширина транспортне траке [mm]	
		од	до
B ₄	101,6	457,2	1219,2
B ₅	127,0	457,2	1219,2
C ₄	101,6	457,2	1524,0
C ₅	127,0	457,2	1524,0
C ₆	152,4	609,6	1524,0
D ₅	127,0	609,6	1828,8
D ₆	152,4	609,6	1828,8
E ₆	152,4	914,4	2438,4
E ₇	177,8	914,4	2438,4
F ₆	152,4	1524,0	2438,4
F ₇	177,8	1524,0	2438,4
F ₈	203,2	1524,0	2438,4

Следећи корак СЕМА методологије је прорачун радијалног оптерећења транспортног ваљка према једначини:

$$Fr_{tvc} = ((q_t + (q_m \times K_1)) \times l_0) + F_{vo} \quad (2.2)$$

где је:

Fr_{tvc} – радијално оптерећење транспортног ваљка по СЕМА методи;

q_t – специфично оптерећење ваљка услед масе транспортне траке;

q_m – специфично оптерећење ваљка услед масе транспортованог материјала ;

l_0 – растојање између герланди тракастог транспортера у подужном правцу;

F_{vo} – оптерећење услед вертикалних одступања герланди транкастог транспортера (у случају да нема вертикалних одступања, ово оптерећење се занемарује);

K_1 – фактор који узима у обзир величину зрна материјала који се транспортује – усваја се на основу података из Табеле 2.5.

Табела 2.5: Фактор величине зрна материјала који се транспортује (K_1) [28]

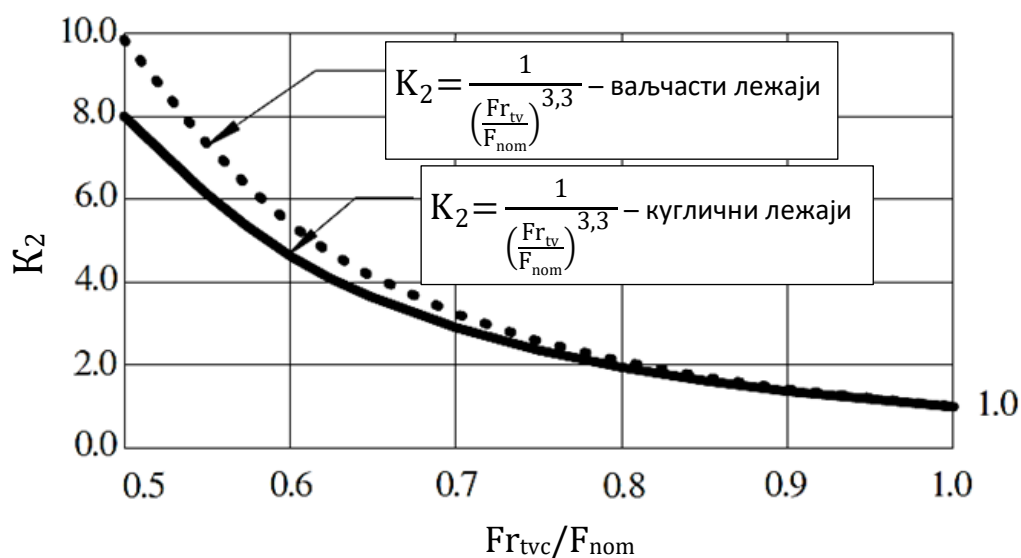
Величина зрна материјала (mm)	Густина материјала (kg/m ³)						
	800	1201	1601	2002	2403	2803	3204
101,6	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1
152,4	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1	1,1
203,2	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2
254	1,0	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2
304,8	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,3
355,6	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3
406,4	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4
457,2	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4

Трећи корак СЕМА методологије обухвата одређивање номиналне носивости транспортног ваљака F_{nom} из Табеле 2.6 – на основу ширине транспортне траке и угла под којим су бочни транспортни ваљци постављени у односу на средњи ваљак у герланди.

Табела 2.6: Номиналне носивости транспортних ваљака (класе F) – у N [28]

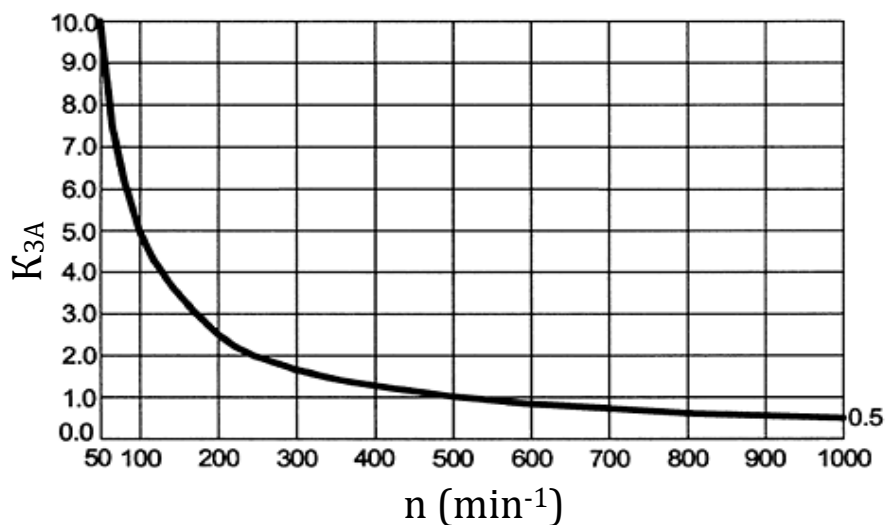
Ширина транспортне траке (mm)	Носивост ваљака према углу нагиба бочних ваљака (N)			Носивост повратних ваљака (N)
	20°	35°	45°	
1524,0	13345	13345	13345	6672
1828,8	13345	13345	13345	5338
2133,6	13345	13345	13345	4003
2438,4	12455	12455	12455	2669

Количник прорачунатог радијалног оптерећења транспортног ваљка и његове номиналне носивости ($F_{r_{tv}} / F_{nom}$), у функцији уграђеног типа котрљајних лежаја (куглични или ваљчasti) је улазни податак за одређивање фактора K_2 – утицаја радијалног оптерећења на радни век транспортног ваљка, према дијаграму приказаном на Слици 2.24 [28].



Слика 2.24: Фактор утицаја радијалног оптерећења на радни век транспортног ваљка – K_2 [28]

Утицај радне (експлоатационе) учестаности обртања се узима у обзир фактором K_{3A} – према дијаграму на Слици 2.25 [28].



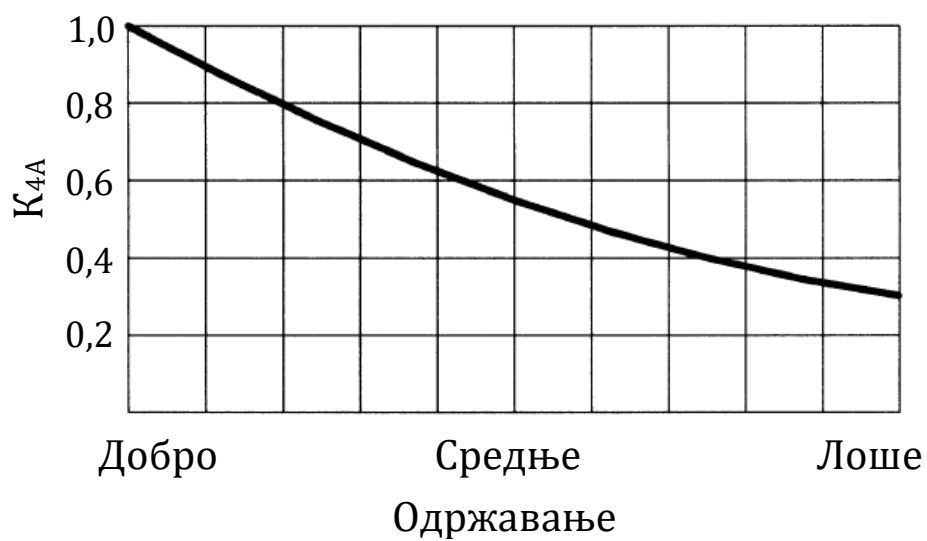
Слика 2.25: Фактор утицаја учестаности обртања на радни век транспортног ваљка – K_{3A} [28]

Утицај пречника транспортног ваљка (пошто еталон транспортни ваљак има пречник од 4 инча) се узима у обзир фактором K_{3B} приказаним на Слици 2.26.

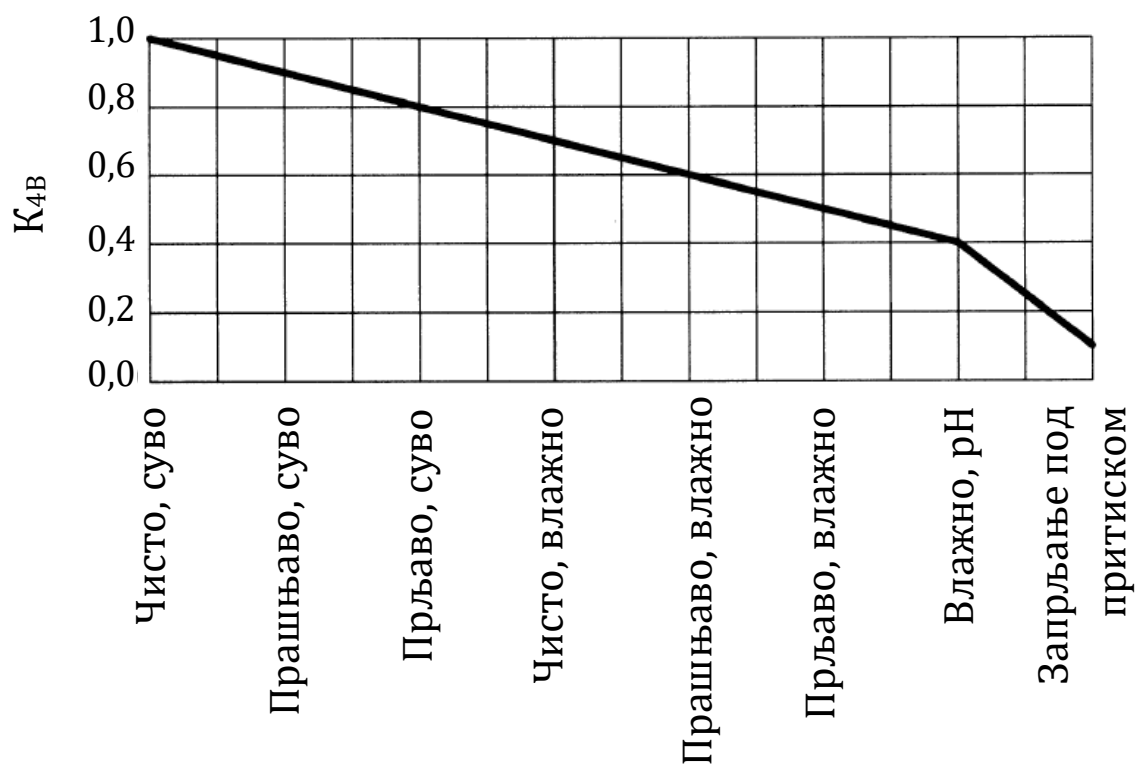


Слика 2.26: Фактор утицаја спољашњег пречника на радни век транспортног ваљка – K_{3B} [28]

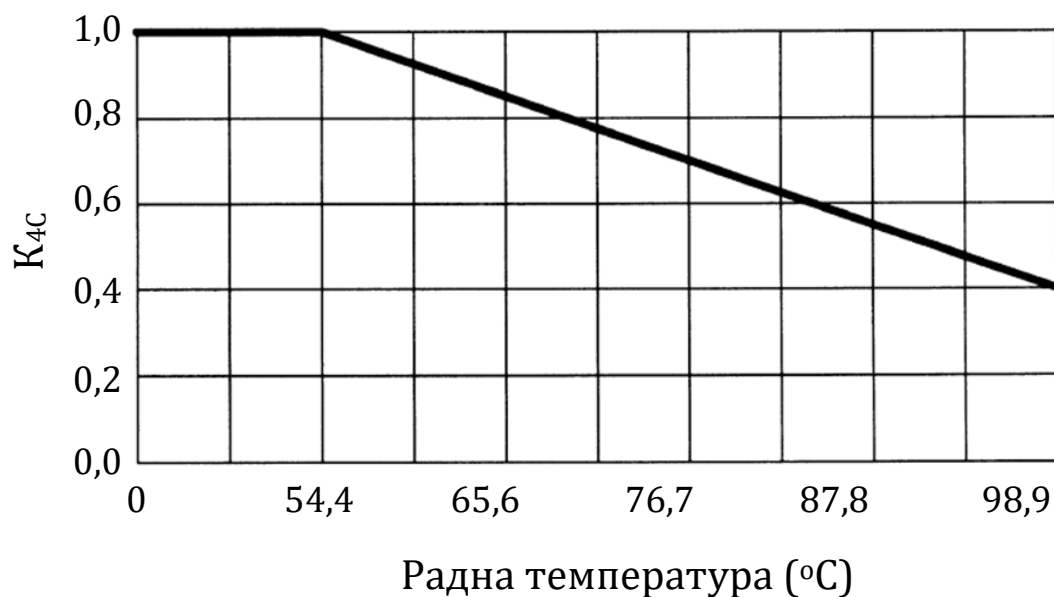
Утицаји одржавања, радне средине и радне температуре на радни век транспортног ваљка се узимају у обзир одговарајућим факторима K_{4A} , K_{4B} и K_{4C} , респективно – који се одређују према дијаграмима приказаним на Сликама 2.27-2.29 [28].



Слика 2.27: Фактор утицаја одржавања на радни век транспортног ваљка – K_{4A} [28]



Слика 2.28: Фактор утицаја радне средине на радни век транспортног ваљка – K_{4B} [28]



Слика 2.29: Фактор утицаја радне температуре на радни век транспортног ваљка – K_{4C} [28]

Коначно, радни век транспортног ваљка се рачуна множењем номиналног радног века транспортног ваљка (30000 или 60000h у зависности од класе транспортних ваљака) свим наведеним факторима:

$$L_{CEMA10h} = 60000 \cdot K_2 \cdot K_{3A} \cdot K_{3B} \cdot K_{4A} \cdot K_{4B} \cdot K_{4C} \quad (2.3)$$

где је:

$L_{CEMA10h}$ – модификовани радни век транспортног ваљка.

2.4.2 Методе за прорачун радног века транспортних ваљака на основу процене радног века уграђених котрљајних лежаја

Основна претпоставка метода прорачуна радног века транспортног ваљка на основу радног века уграђених котрљајних лежаја је да ће транспортни ваљак у експлоатационим условима отказати у тренутку када откаже бар један од његових котрљајних лежаја. Стога су једначине које се користе за прорачун радног века транспортног ваљка идентичне једначинама за прорачун радног века котрљајних лежаја.

Различити аутори за прорачун радног века транспортних ваљака препоручују различите облике једначина за прорачун радног века котрљајних лежаја. Тако М. Стјуарт-Лорд у раду [19] и Хемскерк и Аленспах у раду [29] за прорачун радног века транспортних ваљака користе основну једначину за радни век котрљајних лежаја – коју су развили Палмгрен и Линдберг и представили у [13].

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F}\right)^\alpha \frac{10^6}{60n}$$

где је:

C – динамичка носивост котрљајног лежаја;

F – еквивалентно оптерећење котрљајног лежаја;

n – учестаност обртања;

α – коефицијент који за кугличне лежаје има вредност 3.

Ioannides и остали у раду [30] за прорачун радног века котрљајних лежаја користе модификовану једначину облика:

$$L_{10h} = a_1 a_{23} \left(\frac{\kappa_\theta \kappa_c C}{F}\right)^\alpha \frac{10^6}{60n} \quad (2.4)$$

где је:

a_1 – фактор поузданости (за поузданост од 90%, $a_1=1$);

κ_c – фактор произвођача;

κ_θ – фактор радне температуре;

a_{23} – специјални случај фактора a_{skf} који зависи од односа $\eta_c(P_u/P)$ и вискозности мазива у лежају (η_c – фактор нивоа загађења - Табела 2.7 [31]; а $P_u = C$ и $P = F$) – динамичка чврстоћа лежаја и еквивалентно оптерећење лежаја);

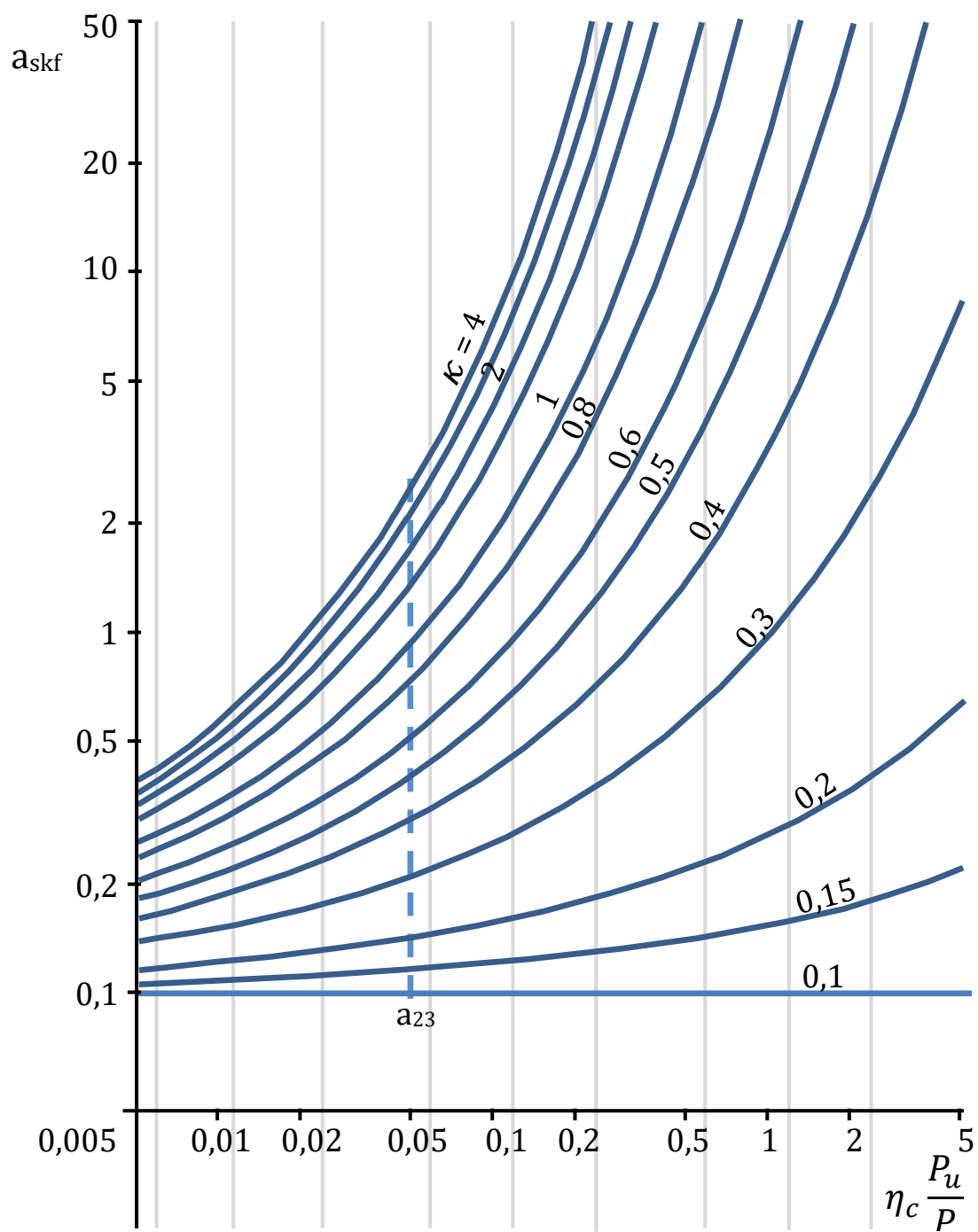
Табела 2.7: Фактор нивоа загађења (контаминације) мазива [31]

Чистоћа мазива	η_c
Врло чисто мазиво	1
Чисто мазиво	0,8
Нормална чистоћа мазива	0,5
Запрљано мазиво	0,5...0,1
Јако запрљано мазиво	0

Фактор a_{23} , односно, фактор a_{skf} се одређује графички – према дијаграму са Слике 2.30 [32].

За одређивање фактора a_{23} , односно, фактора a_{skf} , неопходно је познавати и следеће величине:

- ν - радну кинематску вискозност мазива;
- ν_1 - потребну вискозност мазива;
- d - унутрашњи пречник лежаја;
- D - спољашњи пречник лежаја;
- n - учестаност обртања;
- κ - релативна вискозност, ν/ν_1 ;
- VI - индекс вискозности, односно, веза вискозности и температуре.



Слика 2.30: Номограм за одређивање фактора a_{23} , односно, фактора a_{skf} [32]

У раду [30], Ioannides и остали су представили и једначину за прорачун радног века котрљајних лежаја облика (у даљем тексту 'SKF метода прорачуна'):

$$L_{10h} = a_1 a_{skf} \left(\frac{\kappa_\theta \kappa_C C}{F} \right)^\alpha \frac{10^6}{60n} \quad (2.5)$$

где је:

a_{skf} – утицајни фактор вискозности мазива, загађења радне средине и радних температура.

Фактор a_{skf} се према раду [31] Митровића и осталих, може израчунати и према једначини:

$$a_{skf} = A \left(1 - \eta \left(\frac{c}{F} \right)^w \right)^{-\frac{c}{a}} \quad (2.6)$$

где су:

A – константа;

η – параметар корекције напона;

w – експонент у релацији оптерећење-напон;

c – експонент у релацији напон-радни век;

e – Вејбулов експонент.

Параметар η зависи од заосталих напона условљених термичком обрадом и монтажом, али и од услова подмазивања, микроскопских концентрација напона услед оштећења, храпавости и одступања облика контактних површина.

Сем произвођача SKF, и други произвођачи предлажу различите утицајне факторе, па једначина радног века котрљајних лежаја коју предлаже FAG (FAG Kugelfischer, Немачка) има облик [33]:

$$L_{DIN} = a_1 a_{DIN} L_{10} \quad (2.7)$$

где је:

a_{DIN} – фактор радних услова, који узима у обзир врсту лежаја, димензије лежаја, оптерећење лежаја, учестаност обртања, стање мазива, стање околине и границу замора материјала делова лежаја.

Фактор a_{DIN} се може приказати као:

$$a_{DIN} = f \left(e_c, \frac{c}{F}, k \right) \quad (2.8)$$

где је e_c – параметар контаминације мазива (Табела 2.8 [31]).

Табела 2.8: Параметар контаминације мазива у зависности од степена чистоће мазива и димензија лежаја [31]

Степен чистоће мазива	Параметар контаминације мазива e_c	
	$dm < 100mm$	$dm \geq 100mm$
Највећа чистоћа мазива	1	1
Висока чистоћа мазива	0,8...0,6	0,9...0,8
Нормална чистоћа мазива	0,6...0,5	0,8...0,6
Лакше запрљано мазиво	0,5...0,3	0,6...0,4
Типична запрљаност мазива	0,3...0,1	0,4...0,2
Јака запрљаност мазива	0,1...0	0,1...0
Веома запрљано мазиво	0	0

Једначина за прорачун радног века котрљајних лежаја коју је 1998. године представио NSK (Јапан) има облик [34]:

$$L_{NSK} = a_1 a_{NSK} L_{10h} \quad (2.9)$$

где је:

a_{NSK} – корекциони фактор радног века, функција граничног заморног оптерећења, карактеристика подмазивања и контаминације мазива.

Фактор a_{NSK} се може приказати као [31]:

$$a_{NSK} = f \left(a_L, \frac{P - P_u}{c} \cdot \frac{1}{a_c} \right) \quad (2.10)$$

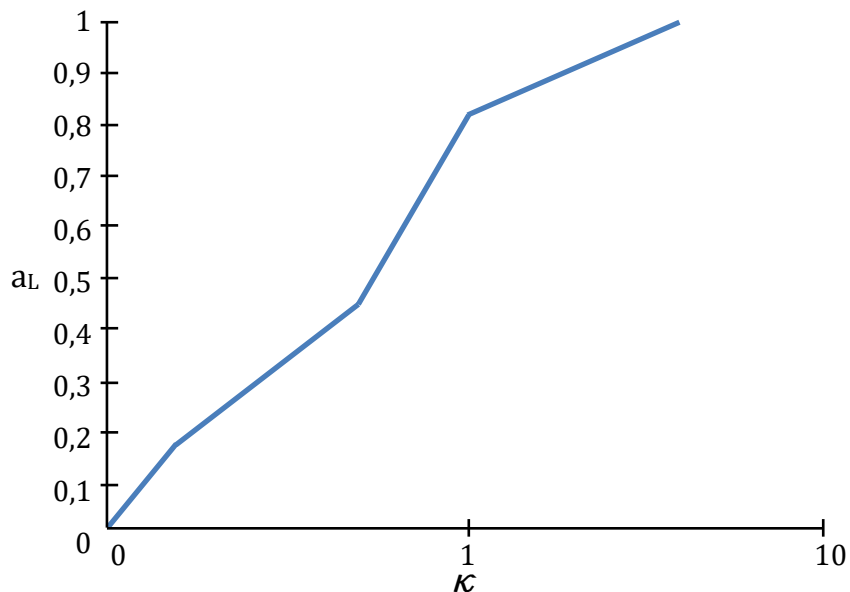
где је:

a_c – параметар контаминације;

$\frac{P - P_u}{c}$ – параметар оптерећења;

a_L – параметар подмазивања.

Параметар a_L зависи од карактеристика мазива и одређује се у функцији релативне вискозности κ – према дијаграму приказаном на Слици 2.31 [31].



Слика 2.31: Параметар подмазивања a_L [31]

Вредности параметра контаминације a_c су приказане у Табели 2.9 [31] – у зависности од степена чистоће мазива.

Табела 2.9: Параметар контаминације a_c [31]

Степен чистоће мазива	Примена	a_c
Врло чисто мазиво	Машћу подмазани и заптивени лежаји за електричне уређаје и уређаје информационах технологија	1
Чисто мазиво	Машћу подмазани и заптивени лежаји електромотора преносника алатних машина и шинских возила	0,8
Нормална чистоћа мазива	Машћу подмазани лежаји отвореног типа	0,5
Запрљано мазиво	Аутомобилски преносници, аутомобилски точкови, редуктори, грађевинске машине	0,4...0,1
Јако запрљано мазиво	НЕМА	0,05

Последња у низу једначина за прорачун радног века котрљајних лежаја је једначина коју је 2007. године представила ISO (International Standardisation Organisation) у стандарду ISO 281:2007 [35]:

$$L_{ISO} = a_1 a_{ISO} L_{10h} \quad (2.11)$$

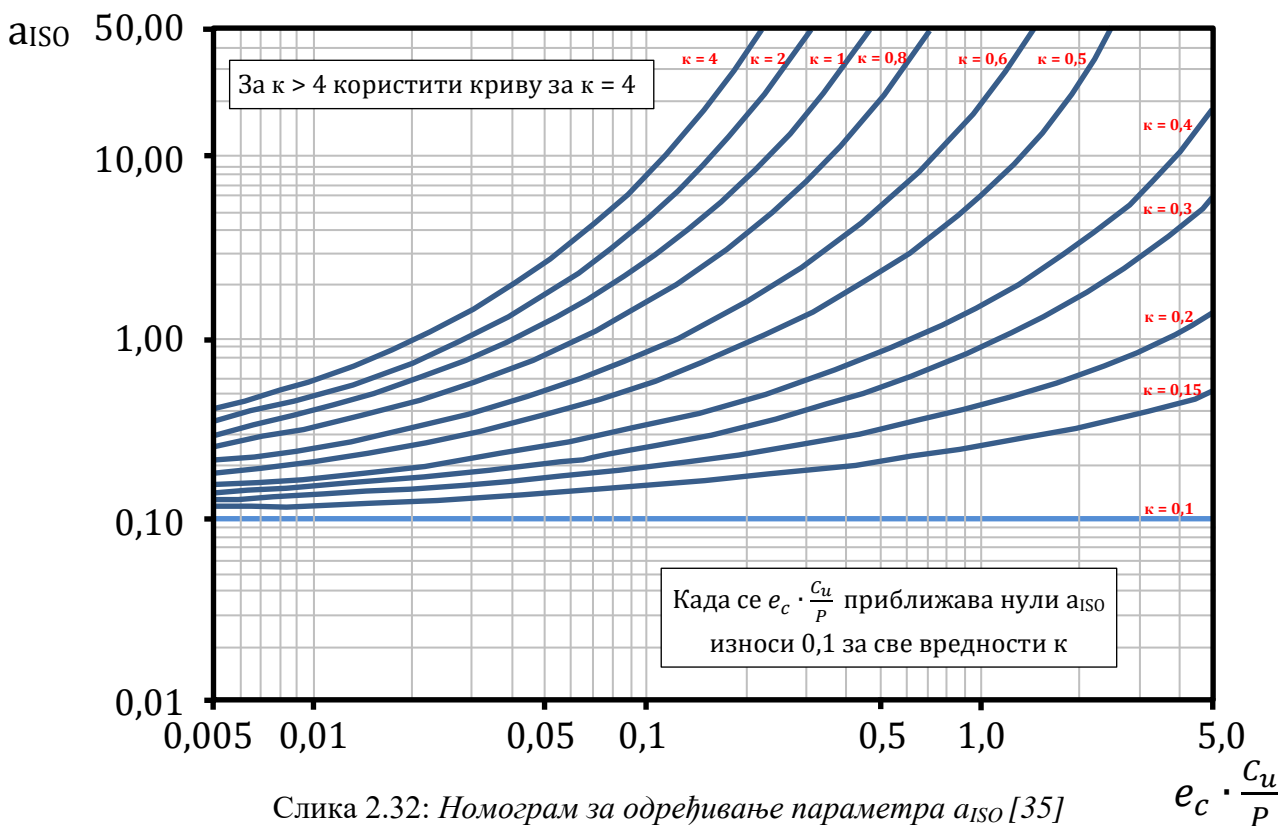
где је:

a_{ISO} – корекциони фактор радног века лежаја, који узима у обзир контаминацију мазива, замор материјала делова лежаја, еквивалентно динамичко оптерећење и вискозност мазива лежаја.

Према претходно наведеном, параметар a_{ISO} се може представити као:

$$a_{ISO} = f\left(\frac{e_c C}{P}, k\right) \quad (2.12)$$

Вредности параметра a_{ISO} за кугличне котрљајне лежаје се одређују графички – према дијаграму са Сlike 2.32 [35], при чему треба водити рачуна да се вредности параметра контаминације e_c усвајају из Табеле 2.8 (за a_{DIN}).



2.4.3 Поређење резултата прорачуна радног века транспортних ваљака према СЕМА и SKF методи

У тракастим транспортерима површинских копова угља се употребљава највећи број типизираних (стандардних) ваљака, док се мањи број ваљака, другачије геометрије, користи на багерима и претоварним станицама. У слоговима тракастих транспортера за пренос угља или јаловине, нема континуитета конструкције, већ су носећи елементи система (секције) ослоњени на земљану подлогу и међусобно одвојени. Последица оваквог стања је повећање вероватноће појаве грешака у монтажи (услед неправилне припреме терена) или експлоатацији (услед природног слегања терена). Тиме се такође повећава и могућност појаве неправилног, неравномерног или вишеструко повећаног радног оптерећења транспортне траке, а последично и транспортних ваљака.

Због претходно наведеног, као репрезентативан узорак за поређење резултата прорачуна радног века транспортних ваљака према различитим методама је усвојен ваљак пречника 159 mm – који преноси терет преко терена површинских копова (не на претоварном или утоварном делу траке, већ на равној деоници), примарно оптерећен масом траке и масом терета који се транспортује (одабрани случај: ситнозрни лигнит). Претпоставка је и да су у склоп репрезентативног транспортног ваљака уграђени SKF-ови котрљајни лежаји – стога је, од свих аналитичких метода за прорачун радног века ваљака из претходног поглавља, као најрелевантнија усвојена управо SKF метода (једначина).

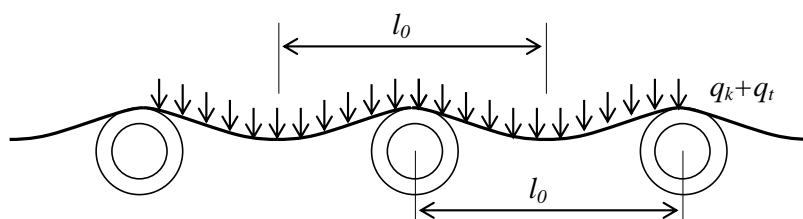
Описани експлоатациони услови дозвољавају да се занемаре секундарна оптерећења која делују на транспортне ваљке, односно, у прорачуну ће бити занемарена оптерећења услед:

1. Силе затезања транспортне траке;
2. Промене правца кретања траке у вертикалној равни;
3. "потонућа" суседне секције;
4. Спадања једног, два или више слогова (герланди);

Расподела оптерећења транспортних ваљака зависи од распореда ваљака у уздужном правцу (распоред по секцији) и њиховог међусобног положаја у

попречном правцу (распоред по герланди). Због тога се радна оптерећења ваљака разлажу управо на ова два правца, а за даљу анализу су меродавни само услови у којима функционише средњи ваљак из герланде.

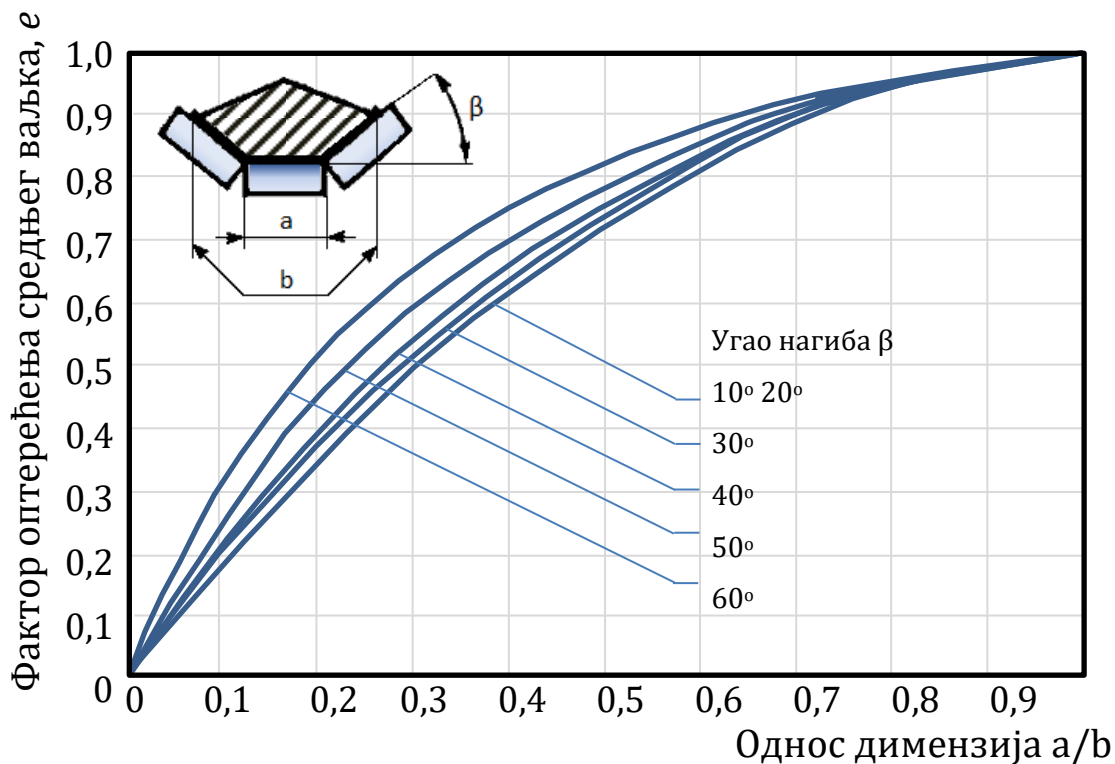
Специфично оптерећење транспортног ваљка, услед масе траке (q_t) и масе равномерно распоређеног расутог терета (q_m), се може сматрати приближно континуалним и симетрично је распоређено између две герланде (Слика 2.33 [36]) – на дужини l_0 .



Слика 2.33: Уздужна расподела оптерећења на транспортној линији [36]

Такође, у даљем прорачуну је занемарен и степен закошености оптерећења услед еластичне деформације транспортне траке (облик – параболична ланчаница), зато што се хоризонталне компоненте континуалног оптерећења, које би биле нормалне на кривину траке са леве и десне стране ваљка, међусобно уравнотежавају. Пошто су вредности угиба траке између транспортних ваљака занемарљиви, занемарљиви су и углови закошења оптерећења, односно, могуће је занемарити промену вертикалне компоненте оптерећења на закошеном делу траке (у односу на оптерећење ваљака са средњег дела транспортне траке).

На Слици 2.34 [36] је приказана расподела оптерећења на транспортне ваљке у герланди. Са променом дубине "корита" транспортне траке, мења се однос оптерећења бочно и хоризонтално постављених ваљака. За однос димензија $a/b = 0,45$ (према ознакама на Слици 2.34 [36]) и углу нагиба $\beta = 30^\circ$ – хоризонтални ваљак носи 70% укупног оптерећења герланде, односно, фактор оптерећења средњег ваљка e , има вредност 0,7.



Слика 2.34: Расподела оптерећења транспортних ваљака у герланди [36]

Експлоатациони параметри неопходни за прорачун радног века транспортних ваљака су приказани у Табели 2.10 [36] и дефинисани за случај реалних услова у којима транспортни ваљци најчешће функционишу на површинским коповима угља у Републици Србији.

Табела 2.10: Експлоатациони параметри за процену радног века транспортних ваљака [36]

Параметар	Опис	Јединица	Вредност
ρ	Густина транспортованог терета (ситно-зрни лигнит)	$\frac{t}{m^3}$	1,3
Q_b	Запремински капацитет тракастог транспортера	$\frac{m^3}{h}$	7200
B	Ширина транспортне траке	mm	1500
v	Брзина транспортне траке	$\frac{m}{s}$	5

n	Учестаност обртања транспортног ваљка	min^{-1}	600
l_0	Размак између герланди у секцији	m	1
β	Угао бочних ваљака у вучној герланди	$^\circ$	30
d_{tv}	Пречник транспортног ваљка	mm	159
-	Тип уграђених котрљајних лежаја	-	6310 C3
q_m	Специфично оптерећење услед масе транспортованог материјала	$\frac{kN}{m}$	5,2
q_t	Специфично оптерећење услед масе транспортне траке	$\frac{kN}{m}$	0,34
$F_{r_{tv}}$	Радијално оптерећење средњег транспортног ваљка у герланди (70% укупног оптерећења услед масе транспортованог терета)	kN	3,88

Вредности параметара за прорачун радног века транспортног ваљка према СЕМА методи (усвојене према дијаграмима и табелама из претходног поглавља), за описани случај експлоатационих услова, приказане су у Табели 2.11.

Табела 2.11: Параметри за прорачун радног века транспортног ваљка пречника 159 mm према СЕМА методи

Параметар	Опис	Јединица	Вредност
<i>КЛАСА</i>	Класа транспортног ваљка пречника 159 mm (номинални радни век 60000h)	-	F6
$F_{r_{tvc}}$	Радијално оптерећење транспортног ваљка према СЕМА методи прорачуна	kN	5,54
F_{vo}	Оптерећење услед вертикалних одступања герланди транкастог транспортера	kN	0
F_{nom}	Номинална носивост транспортног ваљка (класе F6) – за траку ширине 1500 mm, угао бочних ваљака од 30° и поузданост од 90%	kN	13,34
K_1	Фактор величине зрна материјала који се транспортује (ситнозрни лигнит)	-	1
K_2	Фактор утицаја радијалног оптерећења на радни век транспортног ваљка	-	15,62

K_{3A}	Фактор утицаја учестаности обртања на радни век транспортног ваљка	-	0,83
K_{3B}	Фактор утицаја спољашњег пречника на радни век транспортног ваљка	-	1,55
K_{4A}	Фактор утицаја одржавања на радни век транспортног ваљка (случај лошег одржавања)	-	0,3
K_{4B}	Фактор утицаја радне средине на радни век транспортног ваљка (случај површинских копова - прашњава и влажна радна средина)	-	0,6

Уврштењем параметара приказаних у Табели 2.11 у једначину за прорачун радног века транспортних ваљака према СЕМА методи прорачуна, добија се процењени радни век транспортног ваљка од $195324h$:

$$L_{10h} = 60000 \cdot K_2 \cdot K_{3A} \cdot K_{3B} \cdot K_{4A} \cdot K_{4B} \cdot K_{4C} = \mathbf{195324h} \quad (2.13)$$

Вредности параметара за прорачун радног века транспортног ваљка према SKF методи (усвојене према дијаграмима и табелама из претходног поглавља), за описани случај експлоатационих услова, су приказане у Табели 2.12.

Табела 2.12: *Параметри за прорачун радног века транспортног ваљка пречника 159 mm према SKF методи*

Параметар	Опис	Јединица	Вредност
F_{rkl}	Радијално оптерећење котрљајног лежаја транспортног ваљка (урачунато и оптерећење услед масе обртних делова ваљка – 0,165 kN)	kN	2,02
C	Динамичка носивост уграђених котрљајних лежаја	kN	65
n	Учестаност обртања котрљајног лежаја у склопу транспортног ваљка	min ⁻¹	600
a_1	Фактор поузданости (за поузданост од 90%)	-	1
$\eta_c \frac{P_u}{P}$	η_c – фактор чистоће мазива, узет је у обзир случај контаминираног лежаја: $\eta_c=0,1$; P_u – гранично заморно оптерећење	-	0,079

	материјала лежаја (C); P – еквивалентно динамичко оптерећење лежаја, пошто су занемарена аксијално оптерећења, $P = F_{kl} = 2,02\text{kN}$		
a_{skf}	SKF корекциони фактор радног века лежаја, усвојен на основу номограма са Сликe 2.30 и параметра $\eta_c \frac{P_u}{P}$	-	4,09
K_c	Фактор произвођача (SKF)	-	1
K_θ	Фактор радне температуре (за радну температуру до 85°C)	-	1

Уврштењем параметара приказаних у Табели 2.12 у једначину за прорачун радног века транспортних ваљака према SKF методи прорачуна, добија се процењени радни век транспортног ваљка од $3785356h$:

$$L_{10h} = a_1 a_{skf} \left(\frac{\kappa_\theta \kappa_C C}{F} \right)^\alpha \frac{10^6}{60n} = \mathbf{3785356h} \quad (2.14)$$

Према информацијама из реалних експлоатационих услова, транспортни ваљци на површинским коповима угља у највећем броју случајева отказују након 2,5-3 године рада (са по 16h дневног ангажовања). На основу овог податка, ефективни радни век транспортних ваљака износи $14600-17520h$.

Поређењем ефективног радног века транспортних ваљака са процењеним радним веком према СЕМА, односно, SKF методи ($19532h$ и $378535h$) уочава се велика разлика – од 33,7% до 2493,7%. Управо ово расипање резултата прорачуна, као и одступање реалног радног века транспортних ваљака од процењеног, условљава потребу за развојем што опсежније методологије за експериментално испитивање транспортних ваљака, којом ће бити омогућено да се прецизно утврде и квантификују параметри који најбоље представљају квалитет и кључне перформансе транспортних ваљака и њихових компоненти.

3. Анализа стања у предметној области истраживања

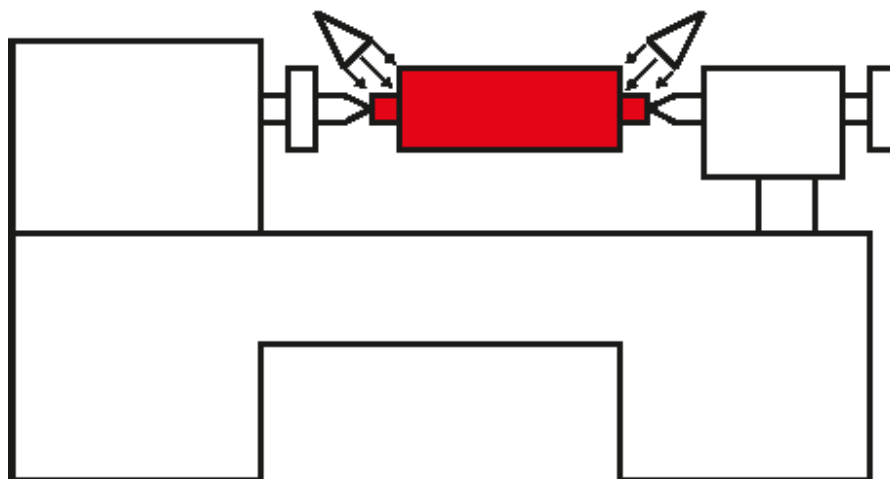
3.1 Преглед постојећих стандардизованих методологија испитивања транспортних ваљака и котрљајних лежаја

Пољски стандард PN-M-46606:2010

Овај стандард проверава квалитет заптивања на два одвојена пробна стола:

А. Испитивање заптивних група транспортних ваљака на продор воде

Тестирање отпорности на продор воде у улежиштење транспортног ваљка се изводи 36 сати на пробном столу који је приказан на Слици 3.1 [37, 38].



Слика 3.1: Шематски приказ пробног стола за проверу продирања воде [37, 38]

Испитивани ваљак се поставља на пробни сто између шиљака за центрирање. Млазнице за прскање воде се налазе са оба краја ваљка и постављене су тако да њихов млаз удара у чело ваљка под углом од 45° . Удаљење млазнице од чеоне површине ваљка износи 200 mm.

Тестирање траје 36 сати и изводи се такође у две фазе. У првој фази испитивани ваљак се окреће учестаношћу од 600 min^{-1} у току 24 сата. У другој фази ваљак мирује, с тим што се после свака 3 сата тело ваљка заокреће за 90° како би млаз воде деловао по целокупном обиму заптивача.

А. Испитивање заптивних група транспортних ваљака на продор воде

На Слици 3.3 је приказан изглед два уређаја за испитивање квалитета заптивања против продирања воде у улежиштење.

На левој страни Слике 3.3 је уређај за испитивање заптивних групе транспортних ваљака код кога је оса испитиваног ваљка управна на правац дејства млаза воде [41]. На десној страни слике је приказан уређај који заптивач кваси директно – млазом воде усмереним ка заптивној групи.



Слика 3.3: Пробни столови за проверу отпорности транспортних ваљака на продор воде [41]

Уређај са млазом воде је ближи случајевима у експлоатацији када су ваљци изложени великим кишним падавинама.

Стандард нема дефинисаних порепорука о прихватљивој количини воде у улежиштењу. Основни захтев је да она не утиче значајно на промену својстава мазива и појаву корозије унутар лежаја.

Б. Испитивање заптивних група транспортних ваљака на продор прашине

Пробни сто за испитивање заптивања на прашину [40] се одликује тиме што је испитивани ваљак постављен у вертикални положај. Прашина у контејнеру се ковитла под дејством вентилаторских лопатица које су повезане за осовину ваљка, док је омотач ваљка непокретан. Гравитационе силе помажу улазак прашине у заптивач. Укупно време испитивања износи 300 часова у периодима од по 50 сати уз променљиву учестаност обртања (постоје и процедуре са константном

учестаношћу обртања од 500 min^{-1}). Тренутак када честице нечистоћа које пролазе кроз заптивач допру до лежаја, дефинише отказ система заптивања.

DIN 22112-3 стандард

Поред неких одступања и варијација у конструкцији пробних столова широм света, најчешће коришћени стандард за испитивање квалитета заптивености транспортних ваљака је DIN 22112-3.

Овим стандардом се у Поглављу 4.8, препоручују како процедуре испитивања, тако и принципи пројектовања одговарајућих пробних столова. И овде, као и у претходним случајевима, се одвојено испитује квалитет заптивања на продирање прашине и продирање воде у зону лежаја. За свако од ових испитивања неопходно је обезбедити по три транспортна ваљка.

Транспортни ваљци се преко крајева осовине у хоризонталном положају учвршћују у пробни сто приказан на Слици 3.4 [39]. Обимна брзина тела ваљка треба да износи 1 m/s . Испитивање траје 96 сати.

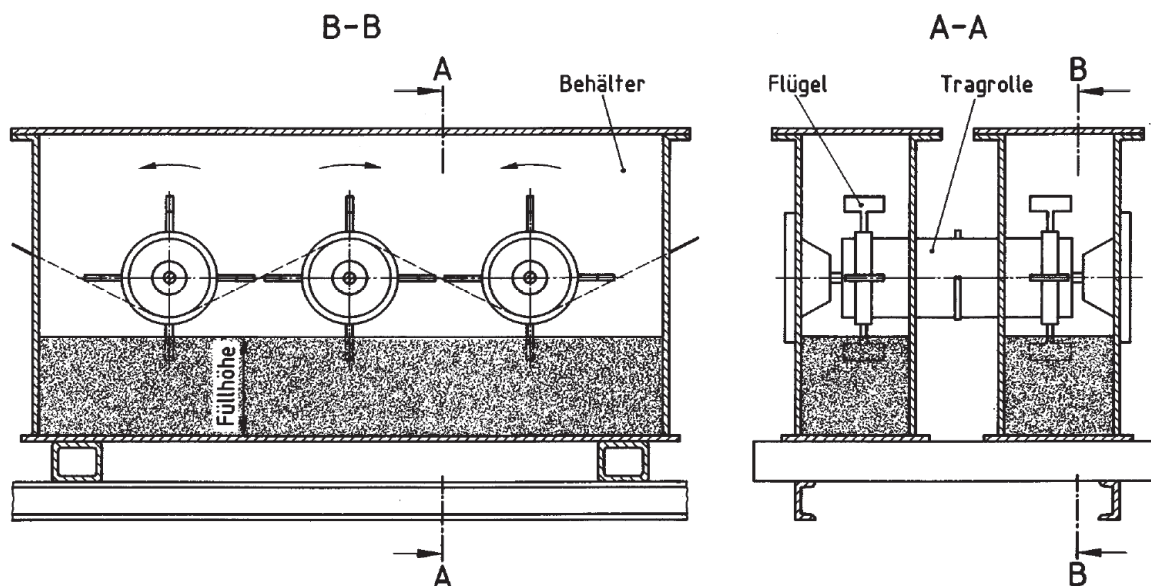


Bild 2: Prüfeinrichtung – Verhalten gegenüber Staub

Слика 3.4: DIN 22112-3 пробни сто за проверу отпорности транспортних ваљака на продор прашине [39]

Крајеви ваљка са заптивачима се налазе у коморама са прашином стандардизованог састава. На крајевима цилиндричног омотача тела ваљка који се

налазе унутар коморе, монтирани су елементи са лопатицама које вртложе прашину унутар коморе. Након испитивања се по разарању склопа заптивача, прегледом утврђује да је и колико дубоко прашина прошла кроз заптивач у улежиштење носећег ваљка.

Овим стандардом није дефинисан критеријум за оцену нивоа квалитета заптивања преко дубине продирања нечистоћа.

Носећи ваљци се крајевима учвршћују у кућиште купатила пробног стола, приказаног на Слици 3.5 [39], испуњеног водом уобичајеног квалитета воде за пиће. Положај подужне осовине ваљка се поклапа са воденим огледалом купатила.

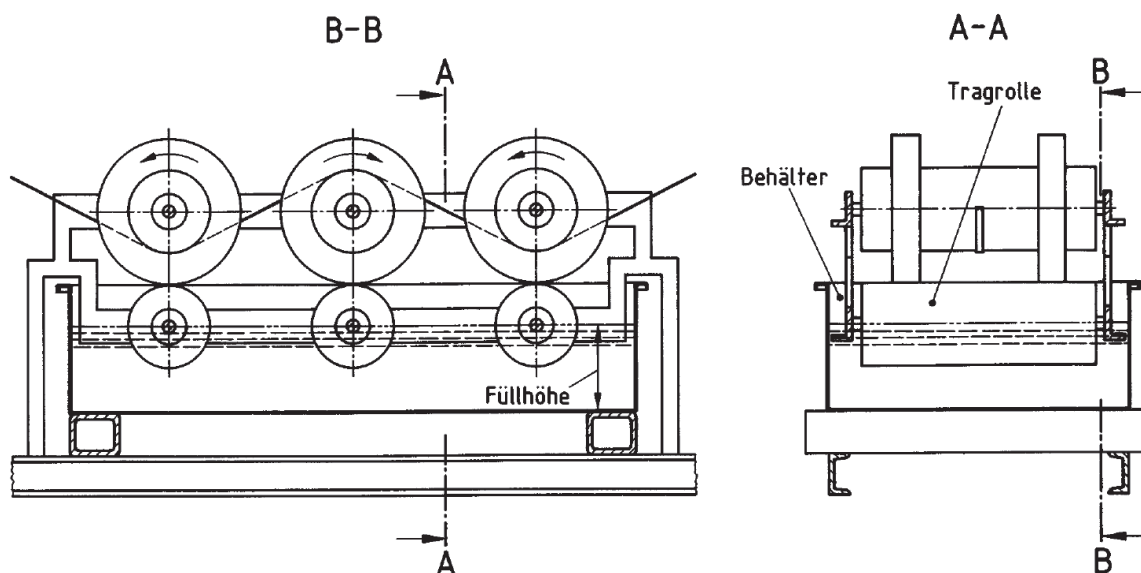


Bild 3: Prüfeinrichtung – Verhalten gegenüber Wasser

Слика 3.5: *DIN 22112-3* пробни сто за проверу отпорности заптивне групе ваљка на продирање воде [39]

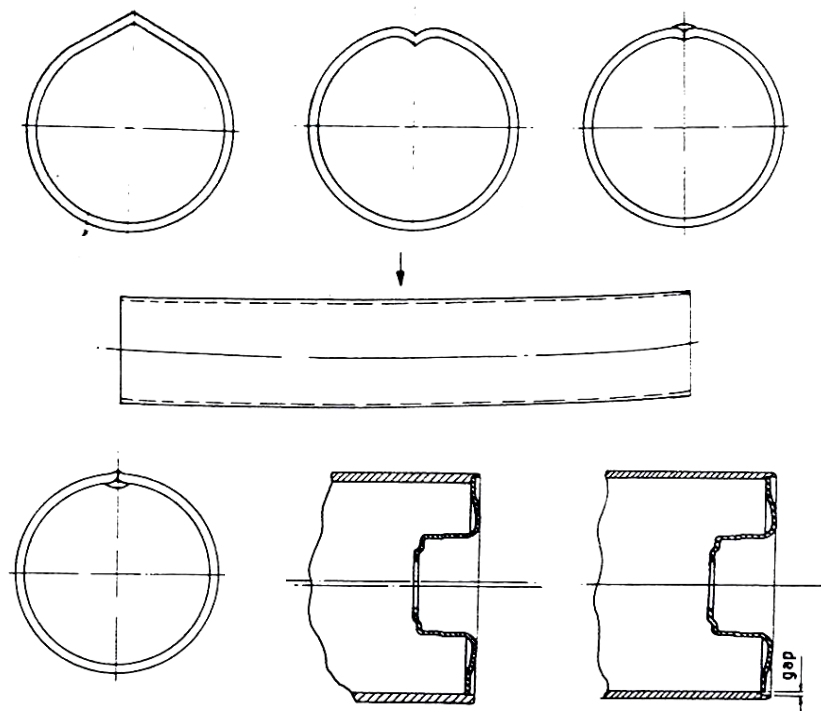
Испитивани ваљци се 96 сати окрећу у купатилу обимном брзином (на спољашњој површини ваљка) од 1 m/s. За време испитивања, ваљци се на сваких 24 сата ваде из воде и мери им се маса у циљу одређивања количине воде која је прошла кроз заптивач до улежиштења.

Након испитивања од 96 сати, испитивани ваљци се одлажу у клима комору (према стандарду DIN 50014-20/65-2).

После овога се ваљци расклапају и визуелно утврђује стање масти за подмазивање и делотворност њених антикорозивних елемената. Сви делови у близини заптивача, а нарочито челични делови лежаја (посебно стазе котрљања) се проверавају на постојање корозије. На крају се одређује количина и расподела преостале масти за подмазивање унутар заптивача и лежаја.

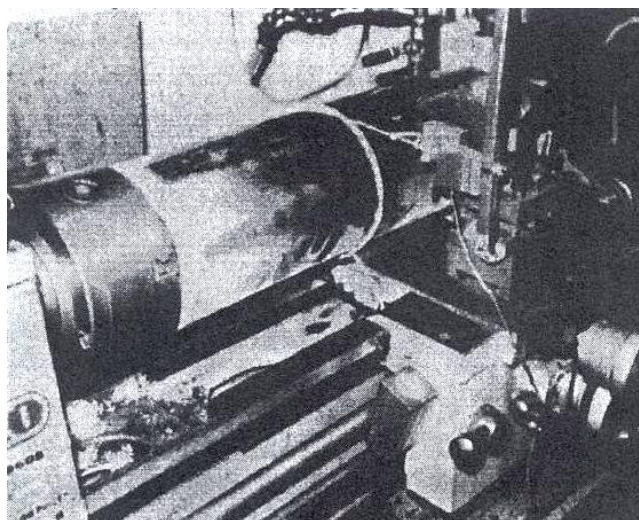
Овим стандардом није дефинисан критеријум за оцену количине и расподеле преостале масти за подмазивање унутар заптивача и лежаја. Једино што се у оквиру поглавља о подмазивању препоручује је провера антикорозионе стабилности масти за подмазивање у складу са стандардом DIN 51802:2013.

Велики утицај радијалног бацања на отказе транспортних ваљака се објашњава чињеницом да смањење радијалног бацања узрокује смањење дебаланса транспортног ваљка у целини, чиме се побољшавају његове радне перформансе, као и чињеницом да радијално бацање значајно утиче на вибрације транспортне траке, чије повећање узрокује појаву додатних оптерећења на носећу структуру (рам) и ваљке тракастог транспортера. Наведена додатна оптерећења се често занемарују при конструисању транспортних ваљака, па је њихов реални радни век вишеструко мањи од прорачунатог. Најчешће грешке у конструкцијама транспортних ваљака које узрокују превелико (недозвољено) радијално бацање су приказане на Слици 3.6.



Слика 3.6: Најчешћи узроци (грешке у конструкцији) превеликог радијалног бацања транспортних ваљака

Екпериментално испитивање радијалног бацања транспортних ваљака се уобичајено изводи на уређајима који обезбеђују неометано обртање цеви ваљака око његове осовине – најчешће универзалним струговима (Слика 3.7 [18]) или специјалним машинама (Слика 3.8 [42]).

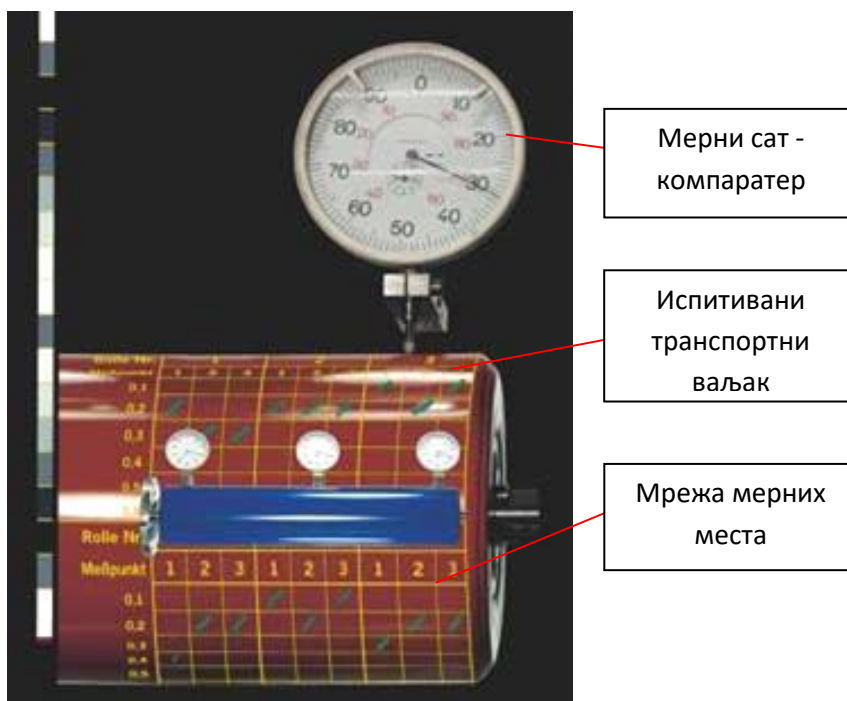


Слика 3.7: Испитивање радијалног бацања и отпора окретања транспортних ваљака, изведено на University of Newcastle, Australia [18]



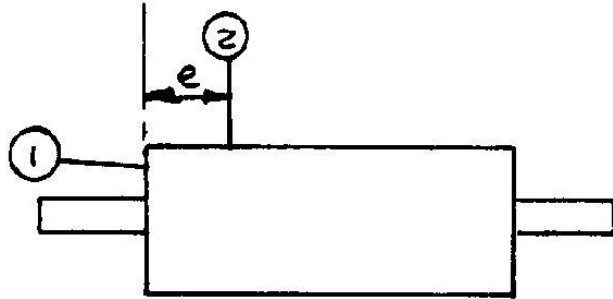
Слика 3.8: Испитивање радијалног бацања и профила површине транспортног ваљка изведено у *Richard Heggie Associates Laboratory at Lane Cove, Australia* [42]

Најпогоднији мерни инструмент за мерење радијалног бацања транспортних ваљака је мерни сат – компаратер (аналогни или дигитални, тачности $\pm 0,001$ mm), због могућности да се њиме мери и одступање од цилиндричности испитиваног транспортног ваљка - Слика 3.9.



Слика 3.9: *SKF-ов систем за испитивање одступања од цилиндричности и радијалног бацања транспортних ваљака*

Да би се елиминисале локалне грешке при изради транспортних ваљака, препоручљиво је да се мерење радијалног бацања врши у бар три равномерно удаљене равни, управне на осу обртања транспортног ваљка, уз услов да на чеоним површинама испитиваног ваљка аксијално бацање не сме да пређе вредност од 0,5 mm (Слика 3.10 [43]).

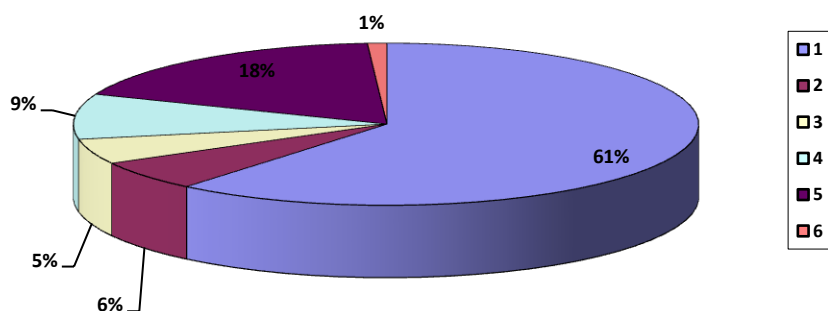


Слика 3.10: Препоручена мерна места за испитивање радијалног бацања транспортних ваљака, према стандарду SABS 1313 [43]

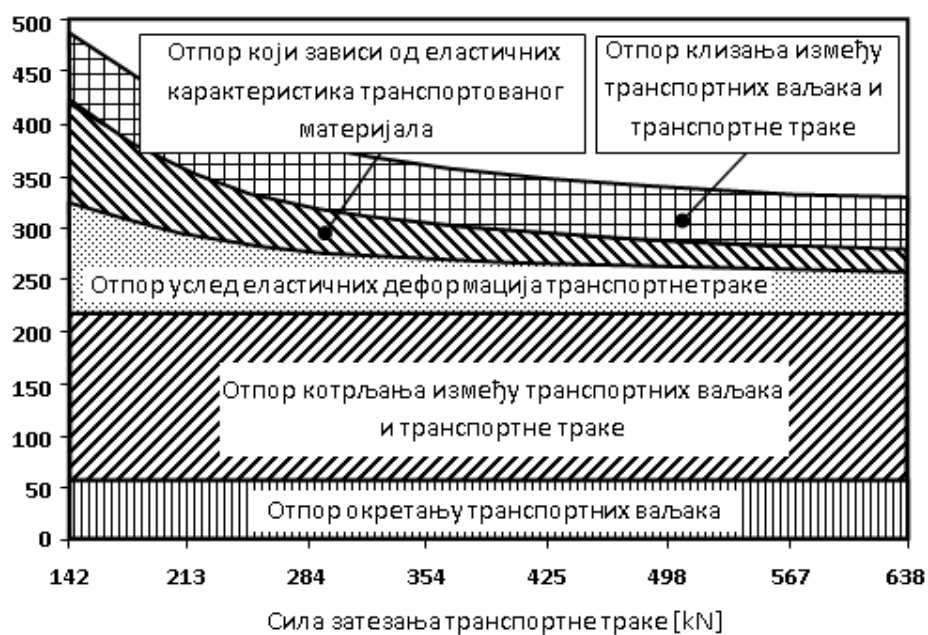
Отпор окретању је веома битна карактеристика транспортних ваљака, зато што значајно утиче на енергетску ефикасност тракастог транспортера у целини. Укупан отпор кретању транспортне траке се, у експлоатационим условима рада, састоји од више парцијалних отпора, од којих су најзначајнији:

1. Отпор окретању транспортних ваљака;
2. Отпор котрљања између транспортних ваљака и транспортне траке;
3. Отпор клизања између транспортних ваљака и транспортне траке;
4. Отпор услед еластичних деформација транспортне траке;
5. Отпор који зависи од еластичних карактеристика транспортованог материјала;

Сваки од наведених парцијалних отпора утиче на снагу потребну за кретање транспортне траке, према процентуалном уделу приказаном на Слици 3.11 [44], односно, у функцији силе затезања на Слици 3.12 [3].

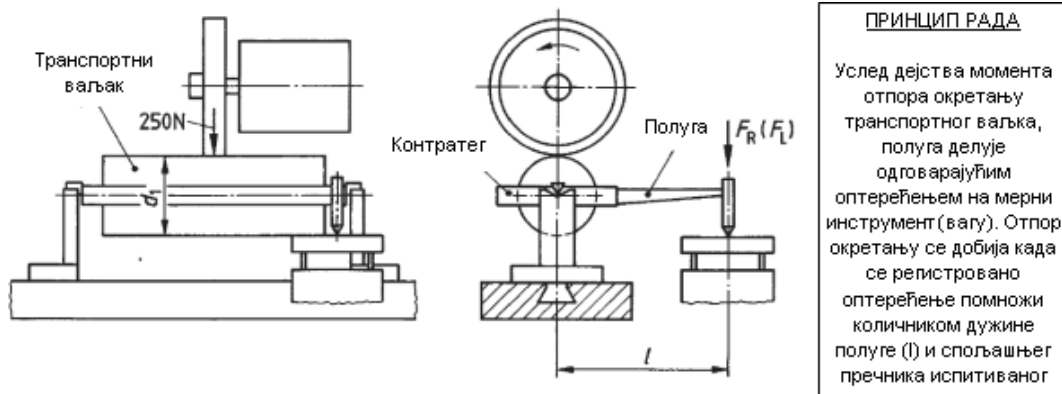


Слика 3.11: *Снага потребна за кретање транспортне траке - отпор котрљања између транспортних ваљака и транспортне траке (1), отпор услед еластичних деформација транспортне траке (2), отпор услед еластичних карактеристика транспортованог материјала (3), отпор окретању транспортних ваљака (4), отпор клизању између транспортних ваљака и транспортне траке (5) и остали отпори (6) [44]*



Слика 3.12: *Удео различитих отпора окретању транспортне траке у функцији силе затезања [3]*

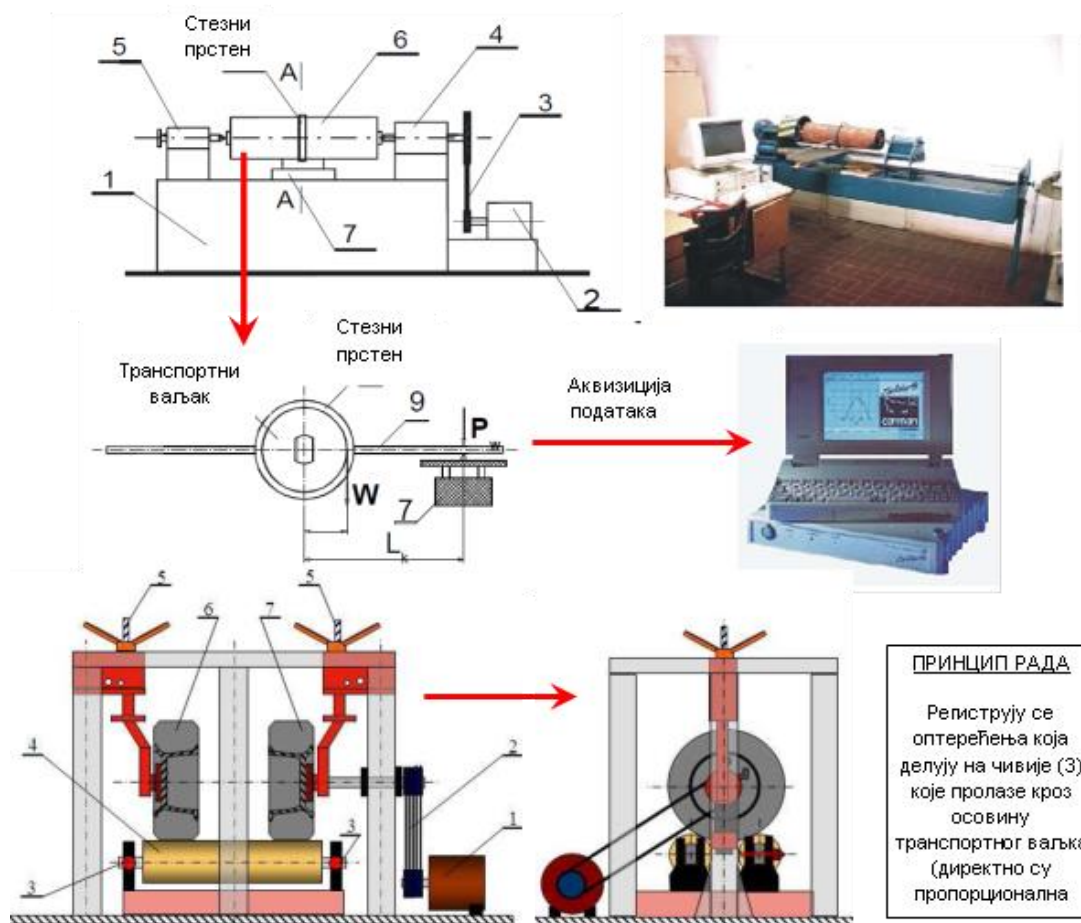
Принцип рада уређаја за испитивање отпора окретању транспортног ваљка је прописан стандардом DIN 22112-3 (наставак DIN 22112-2), и приказан на Слици 3.12 [39].



ПРИНЦИП РАДА
 Услед дејства момента отпора окретању транспортног ваљка, полуга делује одговарајућим оптерећењем на мерни инструмент (вагу). Отпор окретању се добија када се регистровано оптерећење помножи количником дужине полуге (l) и спољашњег пречника испитиваног

Слика 3.13: Уређај за испитивање отпора окретању транспортних ваљака према стандарду DIN 22112-3 [39]

Према описаној методологији конструисано је више различитих уређаја, од којих су неки приказани на Слици 3.14 [3].



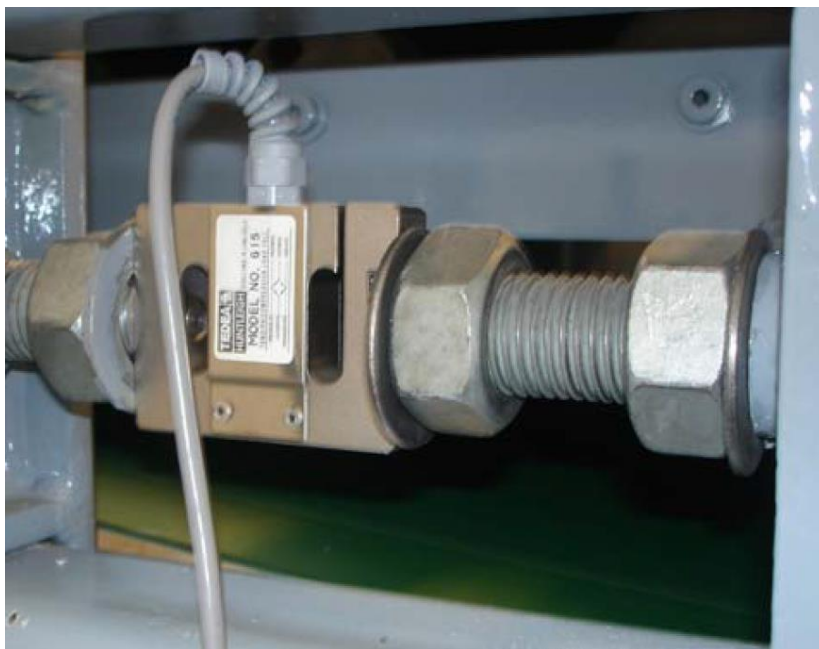
ПРИНЦИП РАДА
 Региструју се оптерећења која делују на чивије (3) које пролазе кроз осовину транспортног ваљка (директно су пропорционална

Слика 3.14: Уређаји за мерење отпора окретању транспортних ваљака, развијени на Институту за рударство Вроцлавског Технолошког Универзитета [3]

Сем описаних процедура за експериментално испитивање отпора окретању транспортних ваљака, примењује се и методологија базирана на аналитичким једначинама динамичке равнотеже момената који делују на транспортни ваљак.

У доступној стручној литератури посебно место заузимају процедуре испитивања развијене у оквиру докторских дисертација. Према свеобухватности се издвајају две – дисертација Ј. Панга [45] и дисертација Ксиангвеи Лиу-а [46].

Ј. Панг је у својој дисертацији 2010. године, развио систем за мониторинг рада целокупног система тракастог транспортера, у оквиру кога се, поред надзора осталих компоненти, врши и надзор вибрација транспортних ваљака акустичним давачима вибрација или акцелерометрима [45], а мерне ћелије уграђене у транспортне ваљке користе за контролу радног оптерећења транспортне траке (Слика 3.15 [45]).



Слика 3.15: Контрола радног оптерећења транспортне траке [45]

Дисертација Ксиангвеи Лиу-а [46] је више фокусирана на испитивање карактеристика транспортних ваљака. Представљен је пробни сто (Слика 3.16 [46]) на коме се испитују транспортни ваљци пречника 108 mm, дужине 380 mm.

Током испитивања на описаном пробном столу, врши се надзор:

1. Температура лежаја транспортних ваљака;
2. RMS нивоа вибрација;
3. Нивоа буке.

Главна ограничења представљене методологије испитивања су што није могуће у већој мери варирати ниво оптерећења и учестаности обртања испитиваних транспортних ваљака, немогуће је прецизно одредити оптерећење које делује на средње и бочне ваљке у герланди, а не постоји ни могућност симулације неравномерне расподеле оптерећења дуж изводнице испитиваног транспортног ваљка. Главна предност развијене експерименталне процедуре је што је могуће истовремено испитивати цео слог (герланду) транспортних ваљака – јер се оптерећење генерише дејством затегнуте транспортне траке.



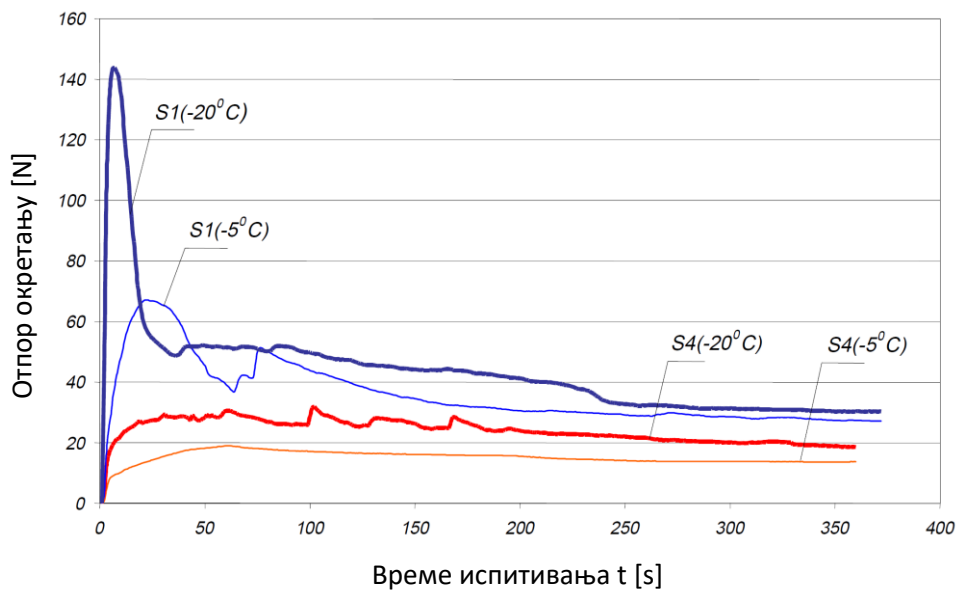
Слика 3.16: Пробни сто за испитивање транспортних ваљака развијен на Технолошком Универзитету у Делфту [46]

3.2 Преглед резултата постојећих методологија испитивања транспортних ваљака

Анализа доступне стручне литературе је показала да је испитивање

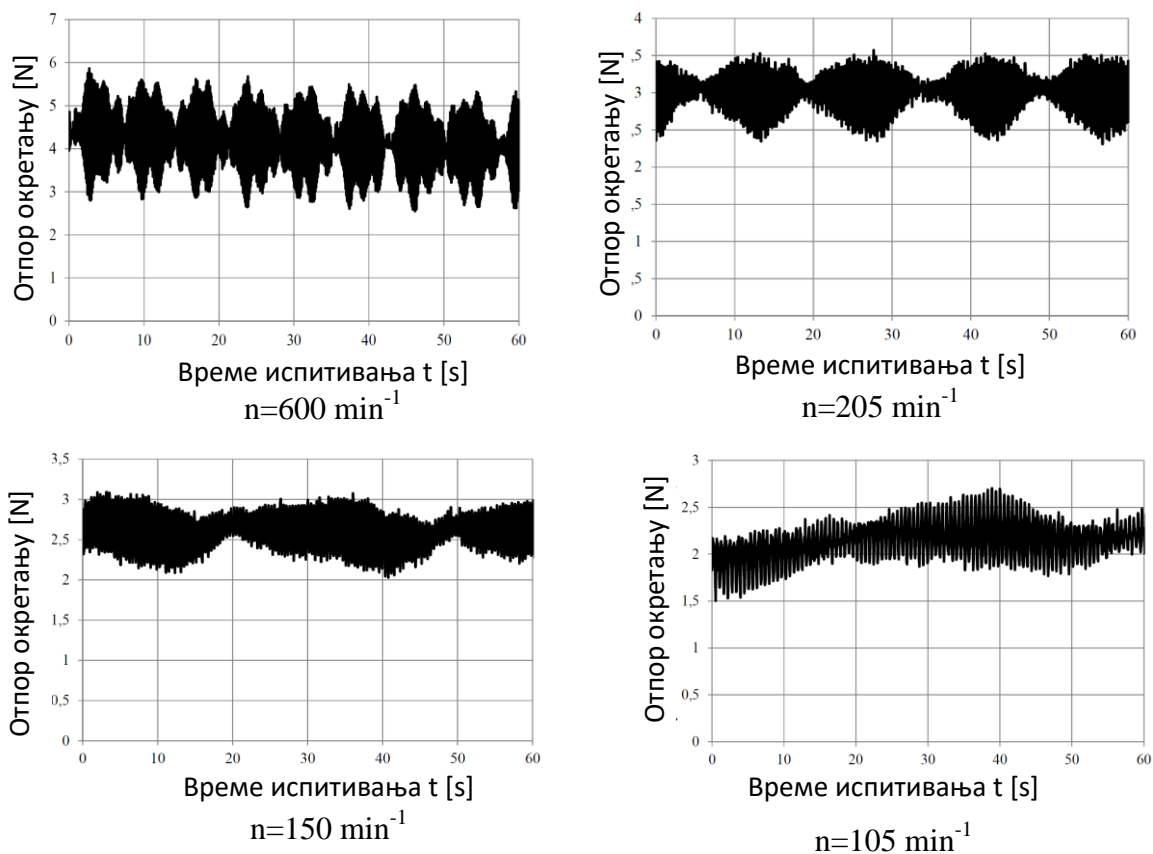
карактеристика транспортних ваљака веома актуелно али да су конкретни подаци о резултатима испитивања појединих типова транспортних ваљака најчешће недоступни – јер се сматрају пословном тајном произвођача. Међу публикованим резултатима је највећи број резултата испитивања отпора окретању транспортних ваљака – највероватније зато што је то једна од карактеристика транспортних ваљака за чије испитивање постоји стандардизована процедура испитивања. Резултати мерења вибрација, нивоа буке, температура и радијалног бацања транспортних ваљака се ређе приказују – и то искључиво у истраживачке сврхе, најчешће без ознаке типа и порекла.

Гладисијевич и Крол су у [47] приказали промену отпора окретању транспортних ваљака на различитим почетним температурама од -20°C и -5°C (нису навели податке о испитаним узорцима већ су их само обележили са S1 – S4) – Слика 3.17 [47]. Утврђено је да са смањењем почетне температуре отпор окретању значајно расте – чак и преко 200%.

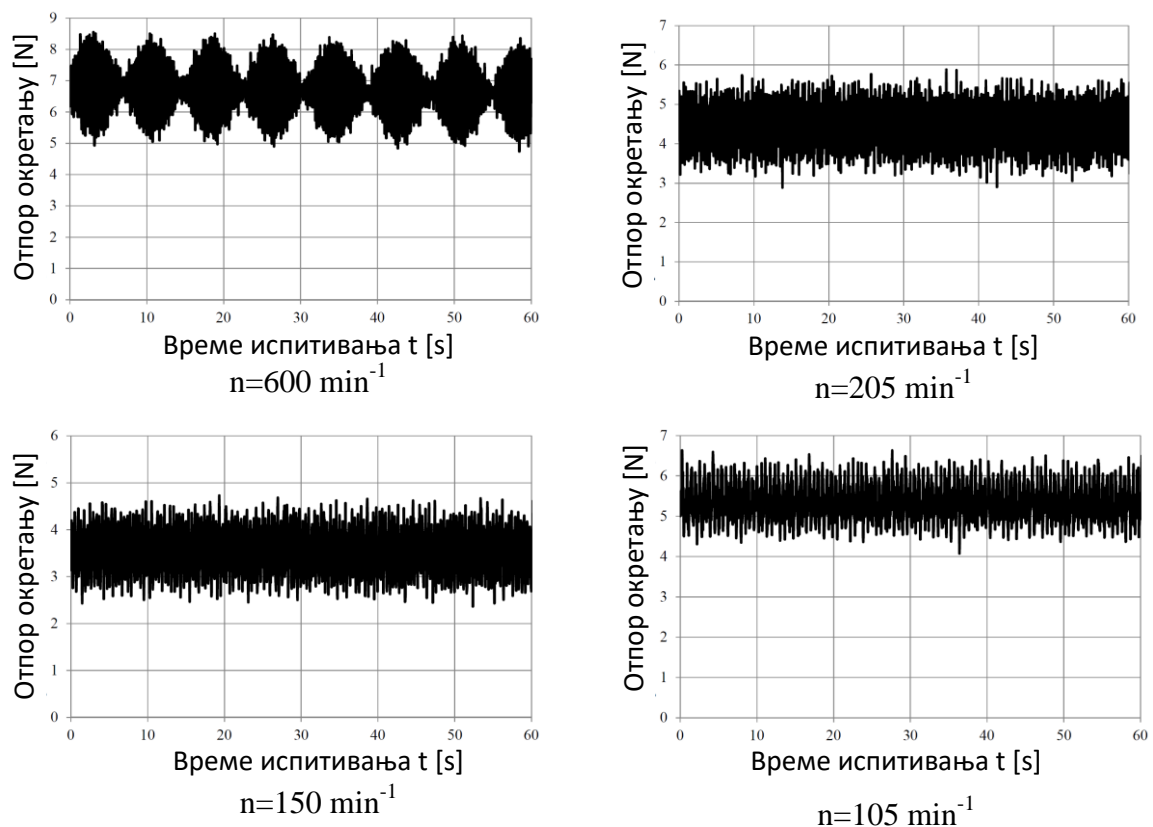


Слика 3.17: Отпор окретању у функцији почетне температуре -5°C и -20°C [47]

Питлик је у [37] приказао утицај промене учестаности обртања на отпор окретању транспортних ваљака пречника 133 mm (Слика 3.18) и 159 mm (Слика 3.19). Он је ваљке током 4 сата излагао учестаностима обртања од 600, 215, 150 и 105 min^{-1} и закључио да са смањењем учестаности обртања опада и отпор окретању.

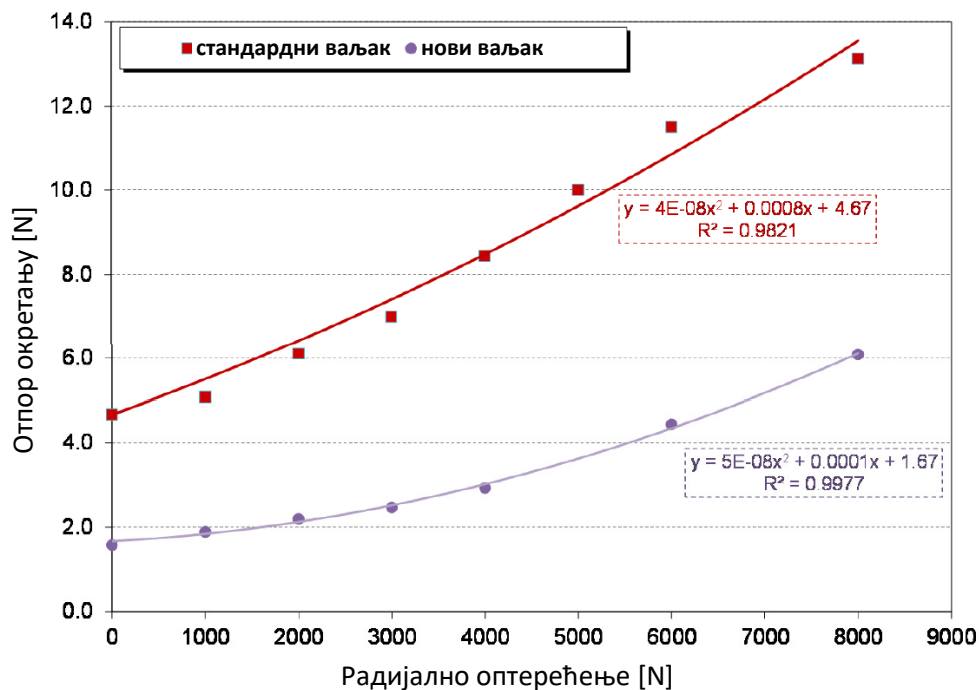


Слика 3.18: Промена отпора окретању транспортних ваљака пречника 133 mm у функцији учестаности обртања – након 4 сата испитивања [37]



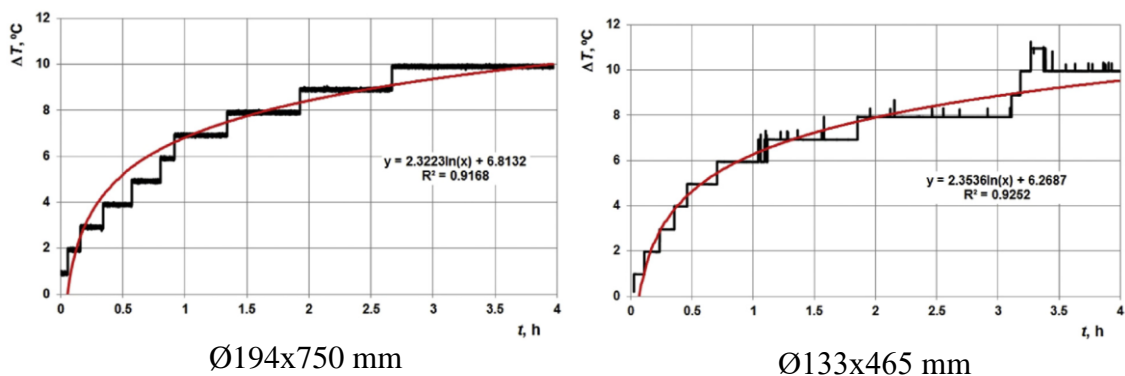
Слика 3.19: Промена отпора окретању транспортних ваљака пречника 159 mm у функцији учестаности обртања – након 4 сата испитивања [37]

Крол и др. су у [48] испитивали отпор окретању транспортних ваљака $\text{Ø}194 \times 800 \text{ mm}$ под дејством радијалних оптерећења различитог интензитета. Резултати њихових испитивања су приказани на Слици 3.20 [48].

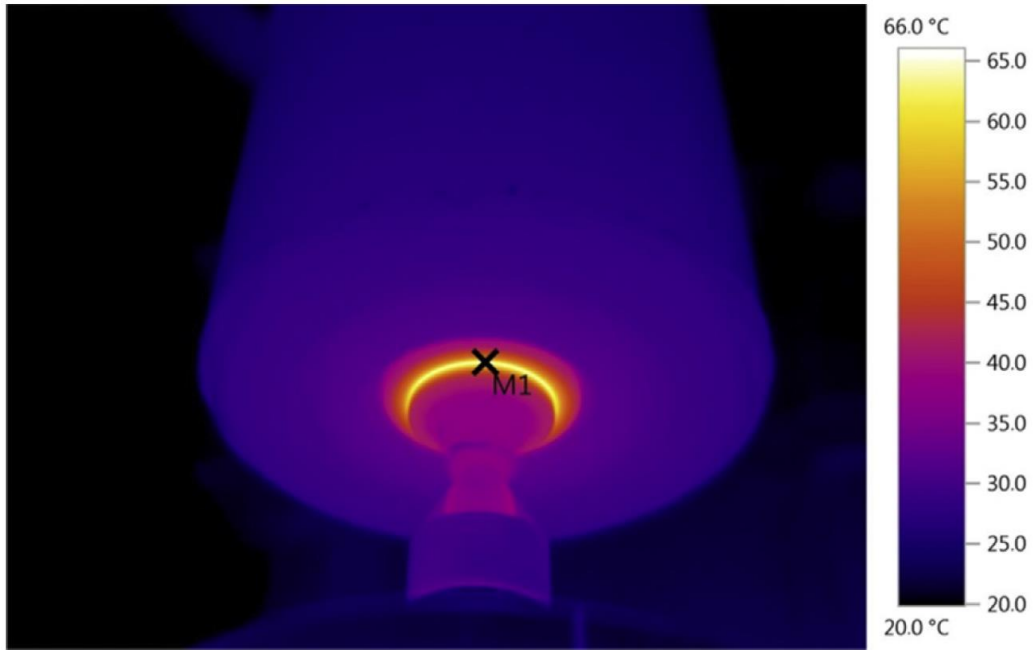


Слика 3.20: Утицај радијалног оптерећења на отпор окретању транспортних ваљака [48]

У раду [38] Питлик и Трела су приказали резултате испитивања температура котрљајних лежаја транспортних ваљака $\text{Ø}194 \times 750 \text{ mm}$ и $\text{Ø}133 \times 465 \text{ mm}$, под дејством радијалног оптерећења од 4,6 kN и 1,5 kN респективно (Слика 3.21 [38]). Такође су испитивали и температуре наведених узорака након испитивања заптивних група, а за испитивање су користили методу термографске инспекције (Слика 3.22 [38]).

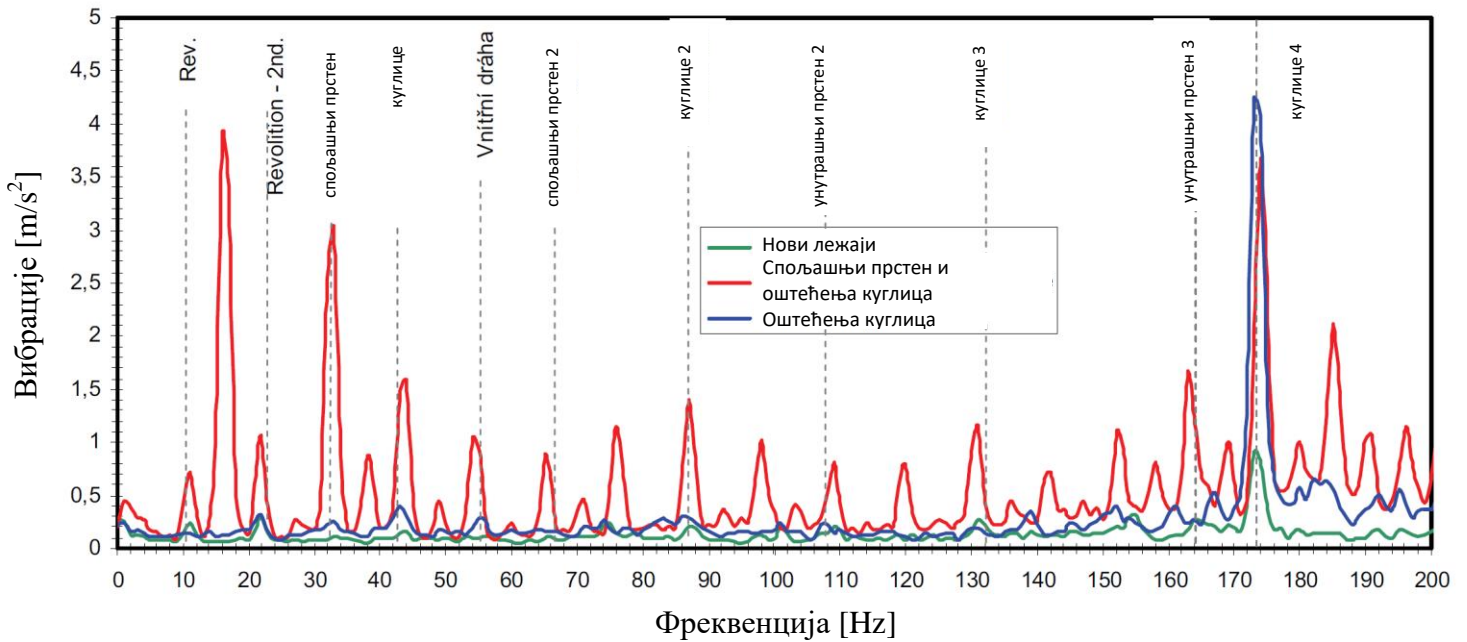


Слика 3.21: Промена прираштаја температура лежаја у ваљцима $\text{Ø}194 \times 750 \text{ mm}$ и $\text{Ø}133 \times 465 \text{ mm}$, под дејством радијалног оптерећења од 4,6 kN и 1,5 kN [38]



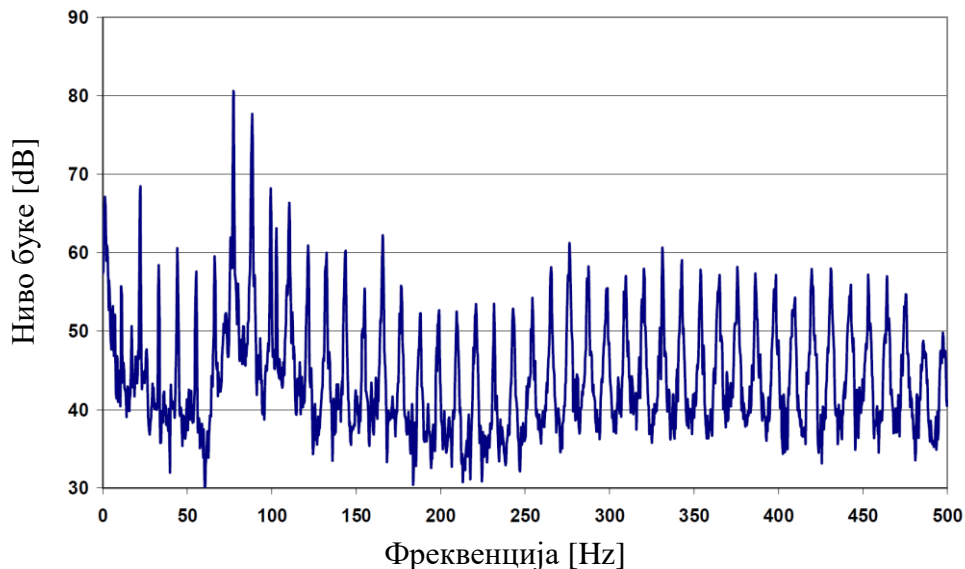
Слика 3.22: Температурно поље на површини испитиваног транспортног ваљка $\text{\O}133\text{x}465\text{ mm}$ [38]

Фолта и Чамлик су у раду [49] приказали резултате мерења вибрација транспортних ваљака са површинског копа Тушмице (Словачка) – у фреквентном домену (Слика 3.23). Установљене су фреквенце које одговарају одређеним елементима склопа транспортног ваљка.



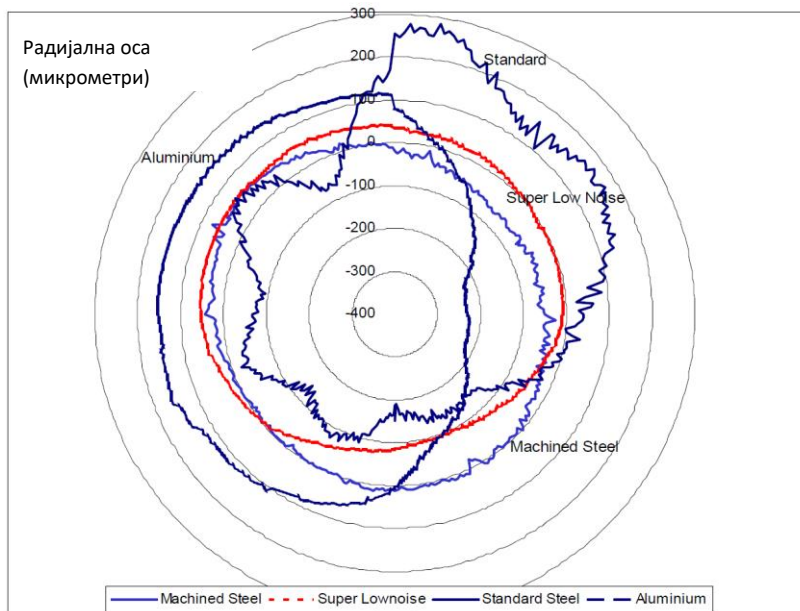
Слика 3.23: Резултати мерења вибрација транспортних ваљака са површинског копа Тушмице – у фреквентном домену [49]

Типичан снимак нивоа буке у фреквентном домену, измерен на 5 m од тракастог транспортера, у раду [42] је приказао Браун – Слика 3.24 (није наведен податак о типу испитиваних транспортних ваљака).



Слика 3.24: Типични резултати мерења нивоа буке транспортних ваљака – у фреквентном домену [42]

Он је у истом раду приказао и типичне резултате мерења радијалног бацања за транспортне ваљке од различитих материјала (Слика 3.25) – изведене на пробном столу приказаном у Поглављу 3.1.



Слика 3.25: Типични резултати мерења радијалног бацања транспортних ваљака од различитих материјала [42]

3.3 Захтеване карактеристике транспортних ваљака према DIN стандарду

Стандардом DIN 22112-1,2,3 су прописане следеће кључне карактеристике транспортних ваљака [39, 67]:

- Тело носећег ваљка треба да буде израђено искључиво од заварених челичних цеви. Материјал треба да буде S235JR или лако заварљив челик повећане чврстоће према DIN EN 10025. Треба примењивати цеви називне дебљине од 4 mm, односно код којих је стварна дебљина цеви најмање 3,7 mm. Код репарације коришћених носећих ваљака дозвољава се минимална дебљина зида од 3 mm;
- Кућиште улежиштења треба да је уграђено у носећу цев ваљка на такав начин да је онемогућено њихово раздвајање у току експлоатације. Остварени спој мора бити непропустан за прашину и воду;
- Лежај који се уграђује у транспортни ваљак мора бити котрљајни лежај са куглицама класе *R0* и радијалног зазора *C4*. Искошење осе унутрашњег у односу на осу спољашњег прстена лежаја при максималном оптерећењу, не сме прећи вредност од 10 угаоних минута;
- Аксијални зазор склопа ваљка под дејством аксијалне силе од 500 N, не сме прећи вредност од 0,3 mm. минимална вредност аксијалног зазора зависи од величине лежаја и креће се од 0,029 до 0,040 mm;
- Отпорност на аксијално разарање склопа. Уградбени делови склопа транспортног ваљка треба да буду конструисани тако да под дејством аксијалне силе од 15 kN не дође до разарања склопа;
- Радијално бацање омотача тела ваљка не сме да пређе следеће вредности:
 - a) 0,6 mm за дужине ваљка до 530 mm и пречника ≤ 133 mm,
 - b) 0,5 mm за дужине ваљка до 530 mm и пречника > 133 mm,
 - c) 0,9 mm за дужине ваљка од 600 до 900 mm и пречника ≤ 133 mm,
 - d) 0,7 mm за дужине ваљка од 600 до 900 mm и пречника > 133 mm,
 - e) 1,6 mm за дужине ваљка од 1050 до 1400 mm и пречника ≤ 133 mm,
 - f) 1,3 mm за дужине ваљка од 1050 до 1400 mm и пречника > 133 mm.
- Заптивне групе оба лежаја треба да спрече продирање прашине и водених капи у унутрашњост лежаја;

- Подмазивање се остварује применом литијумских масти која заузима 2/3 до 3/4 слободног простора заптивних елемената. Маст мора бити отпорна на старење и делотворна на спречавање стварања корозије;
- Радни век се обезбеђује одговарајучим избором лежаја, подмазивања и заптивања. При радној учестаности обртања од 650 min^{-1} радни век транспортног ваљка треба да износи најмање 20000 сати;
- Отпор окретању ваљка се дефинише преко интезитета обимне силе на омотачу (место контакта ваљка са транспортном траком). Дозвољене вредности зависе од пречника ваљка и износе:
 - a) 3,5N за пречник ваљка 89 mm,
 - b) 3,0N за пречник ваљка 108 mm,
 - c) 2,6N за пречник ваљка 133 mm,
 - d) 2,6N за пречник ваљка 159 mm.

3.4 Преглед релевантних резултата експерименталних испитивања котрљајних лежаја

До данас је изведен велики број експерименталних истраживања са циљем успостављања прецизних корелација између нивоа вибрација котрљајних лежаја и концентрације абразивних честица у њиховом мазиву. Мару и др. [50, 51, 52] су извели истраживање са циљем да утврде како контаминација мазива утиче на ниво вибрација лежаја са аспекта величине абразивних честица и нивоа њихове концентрације у мазиву.

Објекат њиховог експеримента су били радијални куглични котрљајни лежаји типа 6205, подмазани вештачки контаминираним минералним уљем. Абразивне честице које су користили у експерименту су биле стандардне кварцне честице величине 37 μm , 59 μm и 111 μm , у концентрацијама од 0,04 g/l до 0,7 g/l. Резултати експеримента су показали да је могуће идентификовати присуство контаминаната у мазиву лежаја анализом одређених фреквентних опсега њиховог вибрационог сигнала.

Кулчерис и др. [53] су извели експериментално испитивање вибрација котрљајних лежаја типа 1207, 2207 и YSA, вештачки контаминираних честицама корунда

(алумина, Al_2O_3 , тврдоћа 2000HV), величине од 62-73 μm и 105-177 μm , у концентрацији од 0,75 cm^3 абразивних честица по 50 g чисте SKF LGMТ3 масти. Циљ је био да се утврди веза између величине абразивних честица и нивоа хабања лежаја, коришћењем софтверских алата за анализу вибрационих сигнала. Резултати су показали да је хабање лежаја израженије са смањењем величине абразивних честица.

Слично експериментално истраживање је извела и Лазовић и др. [54, 55, 23], с тим што су као абразив коришћене честице стандардизоване дијамантске прашине, а анализиран је утицај контаминације на радијални зазор испитиваних котрљајних лежаја и његову масену похабаност.

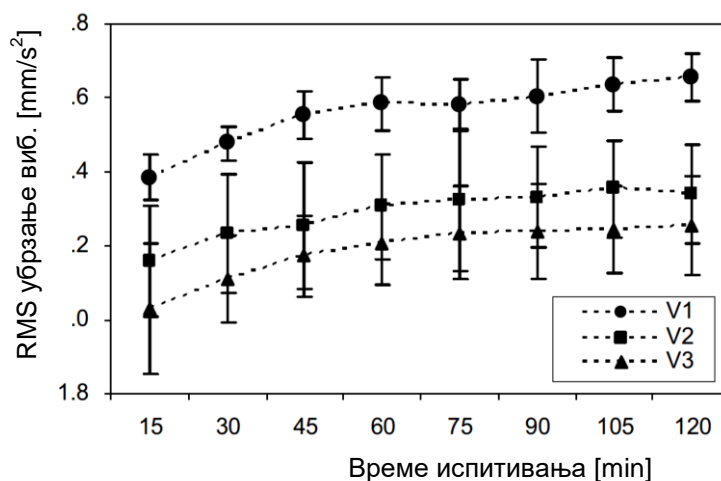
Из претходно описаних експерименталних истраживања других аутора је могуће закључити да су у зависности од специфичних циљева експеримента коришћене различите абразивне честице – које не одговарају експлоатационим честицама нечистоћа са површинских копова угља. Такође, ни испитивани узорци не одговарају котрљајним лежајима који се уграђују у транспортне ваљке. Ипак, генерални закључак је да дефинитивно постоји јака веза између нивоа вибрација лежаја и нивоа концентрације абразивних честица у њиховом мазиву, што оставља простор за даља истраживања у предметној области, укључујући и развој релевантних, статистички значајних, математичких модела одговарајућих корелација.

Поред вибрационе дијагностике, данас се за мониторинг и дијагностику стања котрљајних лежаја најчешће користи термографија [56]. Ову методу је могуће успешно користити и за проучавање неистражених аспеката термичког понашања котрљајних лежаја, дакле, за фундаментални научно-истраживачки рад. Тако су нпр. Сео и др. [57] успешно користили термографску инспекцију за снимање промена температурног поља спољашњих површина котрљајних лежаја типа 6004, 6204 и 6304, у условима различитих учестаности обртања (1000 min^{-1} , 2000 min^{-1} и 3000 min^{-1}).

Пошто радијални зазор котрљајних лежаја директно зависи од температура његових прстенова, а, према претходно образложеном, и од степена његовог

абразивног хабања, применом термографске инспекције је могуће повезати ове радне карактеристике и значајно унапредити постојећу једначину за прорачун радног радијалног зазора (коју је објавио Т. Харис у [58], а презентовао Ричи у [59]). До сада је било више покушаја сличних експерименталних истраживања, али је примена примитивнијих методологија испитивања условила изостанак релевантних научних резултата.

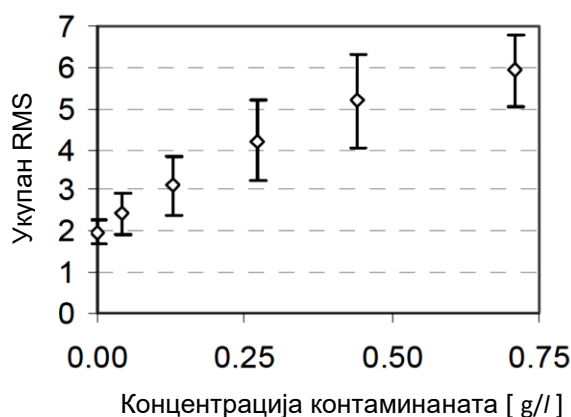
Промена вибрацијског убрзања у времену током убрзаних испитивања неконтаминираних узорака обухваћених овом дисертацијом по облику и тренду у потпуности одговара резултатима које су добили Р. Серато и остали у раду [60], приказаним на Слици 3.26 [60].



Слика 3.26: Репрезентативни резултати испитивања RMS вибрацијског убрзања приказани у раду [60]

Они су испитивали лежаје типа NU205, подмазаних минералним уљем различите вискозности (V1 – ISO 10, V2 – ISO 32 и V3 – ISO 68). Такође, лабораторијско радијално оптерећење је износило 1770 N, а учестаност обртања 2400 min^{-1} – којима су испитани лежаји излагани током 120 min. Тиме се објашњавају разлике у нумеричким вредностима у поређењу са резултатима експеримената реализованих у оквиру ове дисертације (у којој су испитивани лежаји већих пречника, подмазани литијумском машћу, на два и по пута пута већем радијалном оптерећењу и duplo мањој учестаности обртања – током 10 сати).

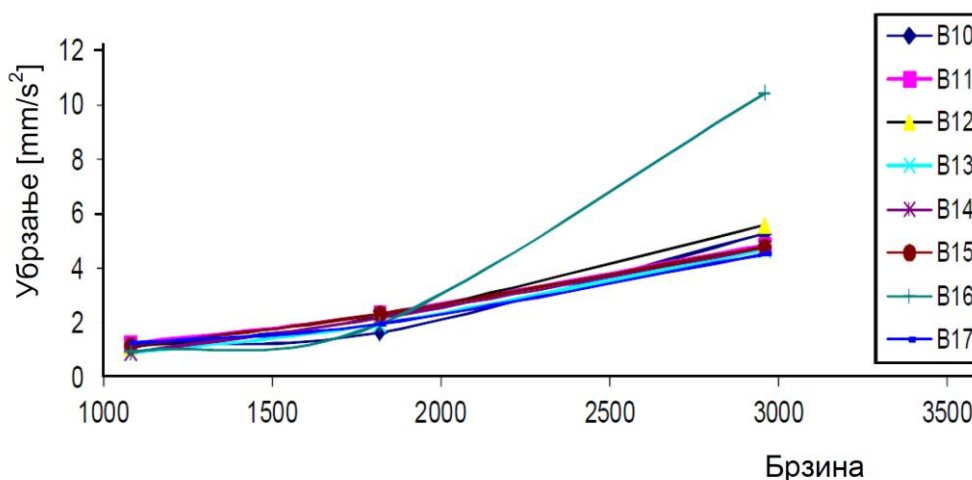
Мару и остали су у раду [61] испитивали котрљајне лежаје типа 6205, подмазане минералним уљем контаминираним кварцним честицама у различитим концентрацијама (0,04 до 0,7 g/l), под дејством радијалног оптерећења од 1300 N и учестаношћу обртања 2520 min^{-1} . Резултати њиховог експеримента показују исти тренд као и резултати експерименталног испитивања изведеног у оквиру ове дисертације: да се са повећањем концентрације честица нечистоћа у мазиву лежаја повећавају и вредности RMS вибрација (Слика 3.27 [61]).



Слика 3.27: Репрезентативни резултати испитивања RMS вибрација приказани у раду [61]

Махаџан и Утпат су као предмет испитивања у свом раду [62] изабрали узорке котрљајних лежаја 6206-2RS, подмазаних са 5g литијумске масти у које је додаван доломитски прашак (величине честица $53 \mu\text{m}$, $75 \mu\text{m}$ и $106 \mu\text{m}$), у концентрацијама 5%, 15% и 25%. На тај начин је припремљено укупно 9 узорака који су излагани различитим учестаностима обртања (1080 min^{-1} , 1820 min^{-1} и 2960 min^{-1}). Репрезентативни резултати изведеног експерименталног испитивања су показани на Слици 3.28. Резултати истраживања су још једном потврдили да се са повећавањем нивоа концентрације абразивних честица приметно повећава и ниво вибрација лежаја. Такође је уочено и да се варирањем оптерећења и учестаности обртања испитиваних узорака мењају и вредности вибрацијских убрзања, као и да са повећањем величина абразивних честица долази до повећања вибрацијског убрзања до одређене вредности, након чега њихова вредност почиње да опада.

RMS вредности убрзања при различитим брзинама



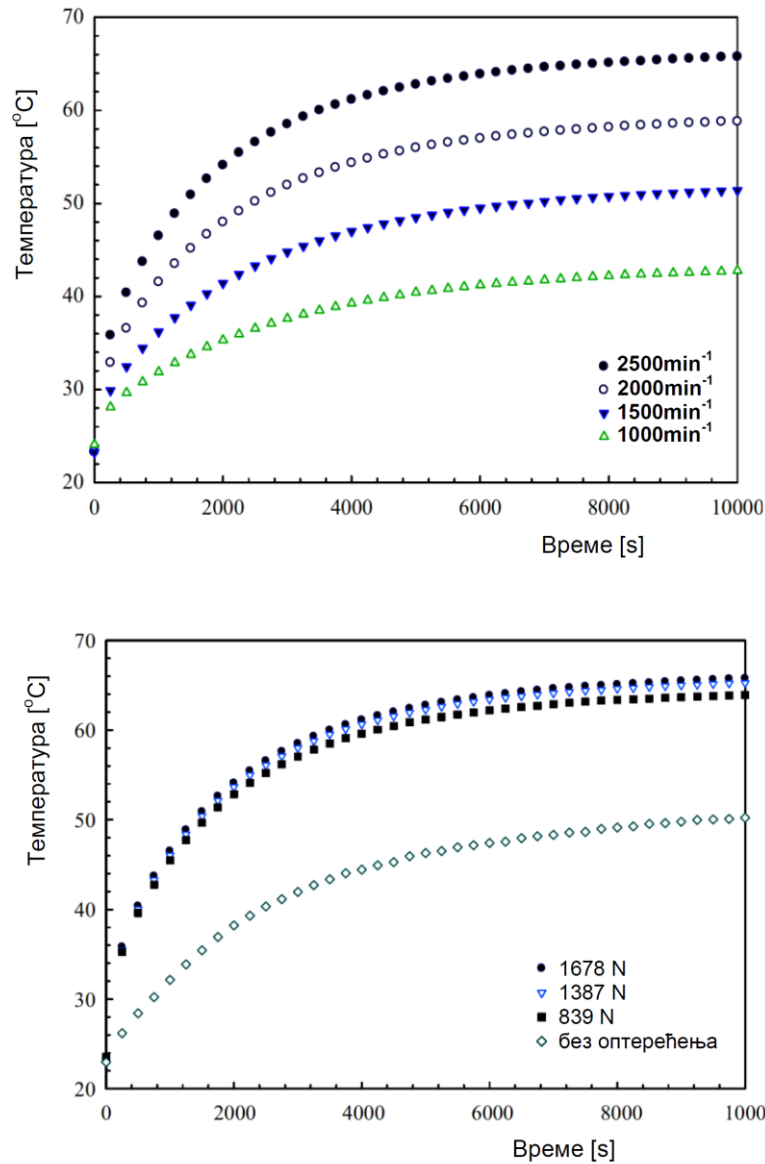
Слика 3.28: Репрезентативни резултати испитивања RMS вибрацијског убрзања приказани у раду [62]

Резултати анализе резултата приказаних на Слици 3.28 [62] су у потпуности сагласни са резултатима експерименталних истраживања реализованих у оквиру ове дисертације јер још једном потврђују да различите концентрације нечистоћа утичу на вибрације котрљајних лежаја, које се последично, у одговарајућим условима, могу користити за процену нивоа запрљања мазива котрљајних лежаја у експлоатацији.

Експериментални резултати мерења RMS вибрација вештачки контаминираних котрљајних лежаја су у потпуности компатибилни и са резултатима Пракаша и осталих, представљених у [63].

Такаби и Консари су у раду [64], током 2,8 сати, експериментално испитивали температуре неконтаминираних котрљајних лежја типа 6315, подмазаних минералним уљем, изложених различитим интензитетима радијалног оптерећења (неоптерећени, 1678 N, 1397 N и 1839 N) и различитим учестаностима обртања (2500 min^{-1} , 2000 min^{-1} , 1500 min^{-1} и 1000 min^{-1}). Резултати њихових експеримената, приказани на Слици 3.29 [64], се у великој мери поклапају са резултатима испитивања температура неконтаминираних лежаја приказаних у овој дисертацији – тренд, облик криве и ред величина измерених вредности

температура су једнаки, а разлике у конкретним нумеричким вредностима се могу објаснити разликама у типовима узорака, и лабораторијском оптерећењу и учестаности обртања.



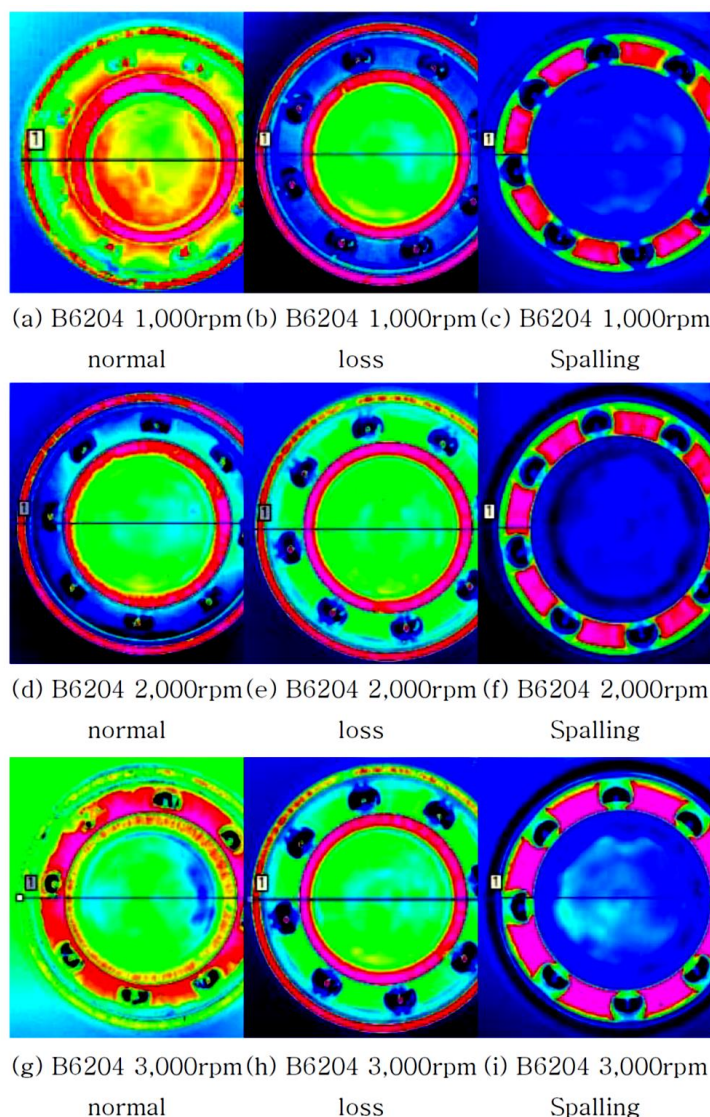
Слика 3.29: Репрезентативни резултати испитивања температура котрљајних лежаја приказани у раду [64]

У раду [65], Сео и остали су коришћењем термографске методе испитивали спољашње температуре котрљајних лежаја типа 6004, 6204 и 6304, подмазаних минералним уљем, са учестаношћу обртања 3000 min⁻¹, 2000 min⁻¹ и 1000 min⁻¹.

Током 20 min симулирани су случајеви:

- а) нормалног подмазивања;
- б) неадекватног подмазивања – мањак уља;
- в) случај ‘spalling-a’.

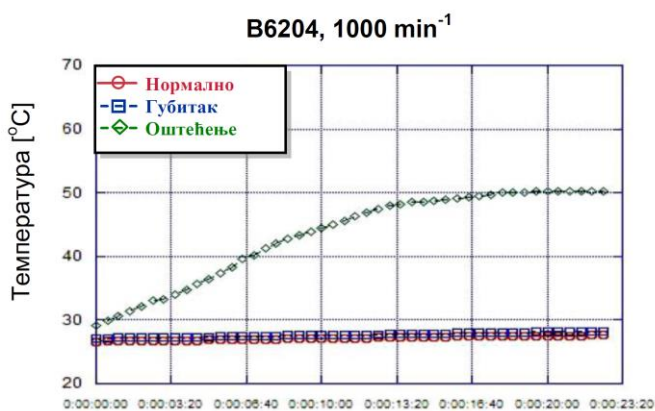
Термовизијски снимци које су добили током експеримента су приказани на Сlici 3.30 [65], и у потпуности одговарају снимцима који су добијени као резултат експерименталних истраживања реализованих у оквиру ове дисертације.



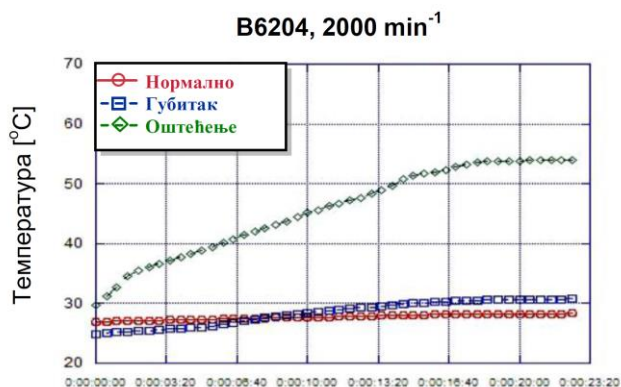
Слика 3.30:
*Репрезентативни
термовизијски снимци
приказани у раду [65]*

Обрађени резултати термовизијских снимака приказаних на Сlici 3.30 [65], су дијаграмски представљени на Сlici 3.31 [65], Представљене криве промене температура, за случај нормалног подмазивања, по облику и тренду у потпуности

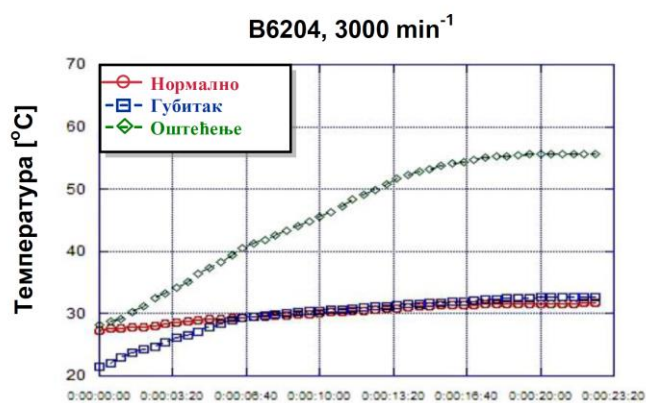
одговарају кривама које су добијене као резултат анализе термографских снимака представљених у овој дисертацији.



(a) B6204 1,000rpm



(b) B6204 2,000rpm

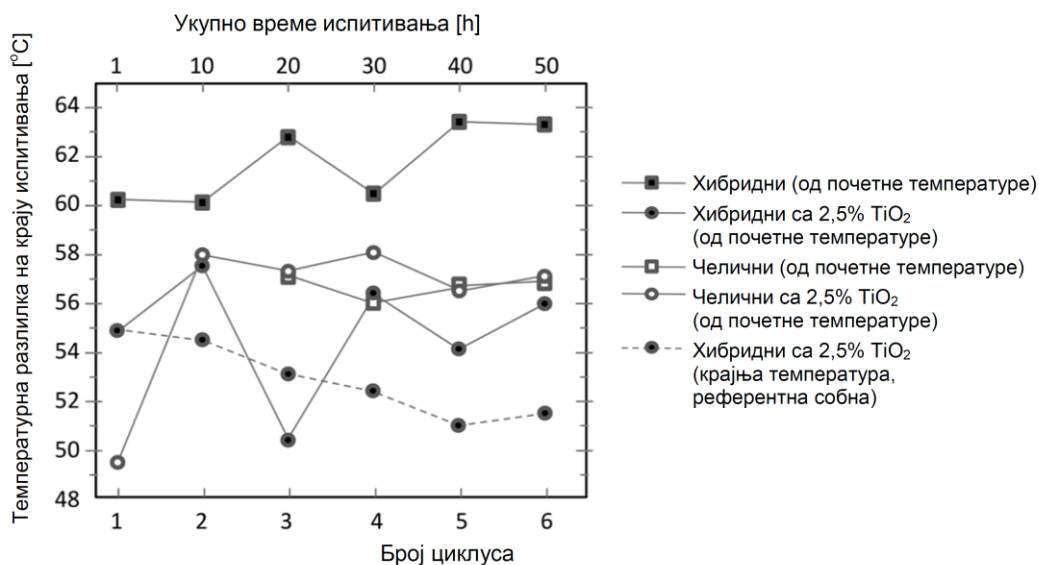


(c) B6204 3,000rpm

Слика 3.31:
Репрезентативне криве промене температура у времену, приказане у раду [65]

Калман и Хачингс су у раду [66] приказали резултате испитивања хибридних котрљајних лежаја, вештачки контаминираних са два типа честица: титанијом

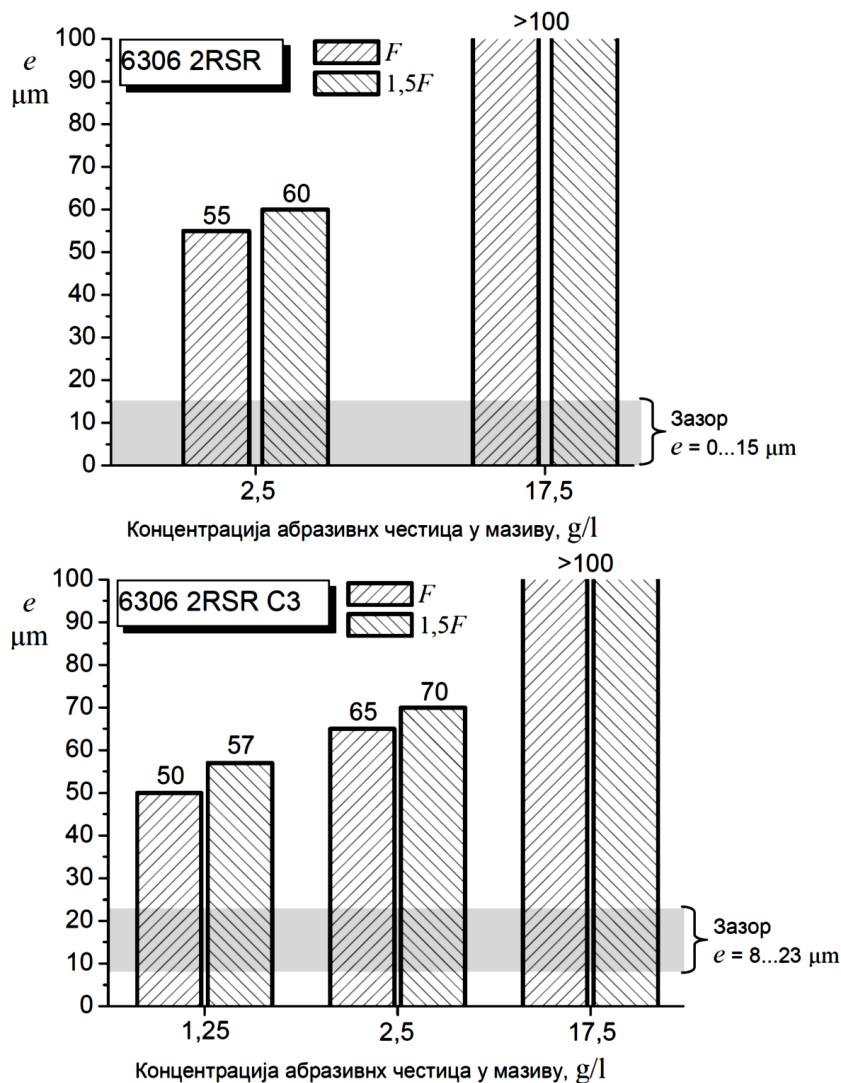
(TiO₂), релативно меким оксидом са малим величинама честица (4 μm, углавном <1 μm); и силиком (SiO₂; 'а-кварц'), тврђим материјалом са већим величинама честица (75-103 μm). Током експеримента, узорци су ротирали учестаношћу обртања од 2060 min⁻¹, а резултати (приказани на Слици 3.32) су показали да су прираштаји температура вештачки контаминираних лежаја значајно већи од прираштаја температуре чистих лежаја изложених истом оптерећењу и истој учестаности обртања.



Слика 3.32: Репрезентативни резултати испитивања температура котрљајних лежаја приказани у раду [66]

Као и у претходним случајевима, и резултати приказани на Слици 3.32 (за мерења до 10h) су сагласни са резултатима експерименталних истраживања обухваћених овом дисертацијом.

Током експерименталног испитивања радијалног зазора вештачки контаминираних котрљајних лежаја описаног у [23], добијени су резултати приказани на Слици 3.33. Том приликом су испитивани узорци типа 6306 2RSR и 6306 2RSR C3, вештачки контаминирани дијамантском прашином (четири нивоа концентрације нечистоћа: 1,25 g/l, 2,5 g/l, 17,5 g/l и 32,5 g/l), под дејством два нивоа интензитета радијалног оптерећења (3372 N и 5058 N) и учестаношћу обртања од 4250 min⁻¹.

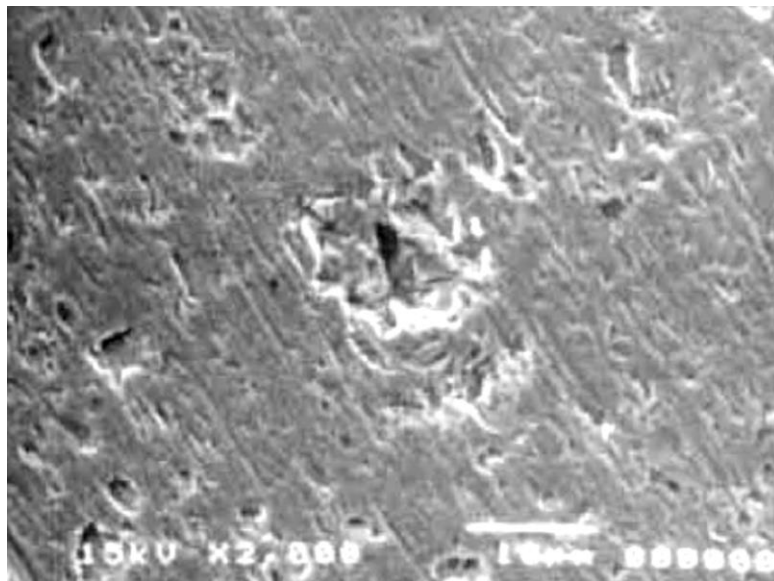


Слика 3.33: Репрезентативни резултати испитивања радијалног зазора приказани у раду [23]

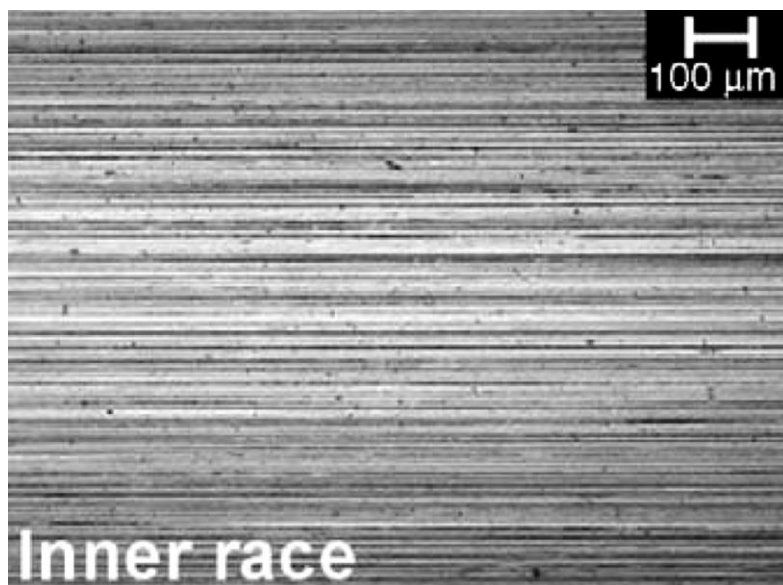
Анализа резултата приказаних на Слици 3.33 [23], показује да са повећањем концентрација честица нечистоћа у мазиву котрљајног лежаја долази до значајног повећања његовог радијалног зазора – што је у потпуности у сагласности са резултатима експерименталних истраживања обухваћених овом дисертацијом, приказаних у Поглављу 5.

Резултати микроскопске анализе површина стаза котрљања приказани у Поглављу 5.6.4 су идентични резултатима сличних анализа приказаних у радовима Калмана и Хачингса [66], Маруа и осталих [50] и Кулочериса и осталих

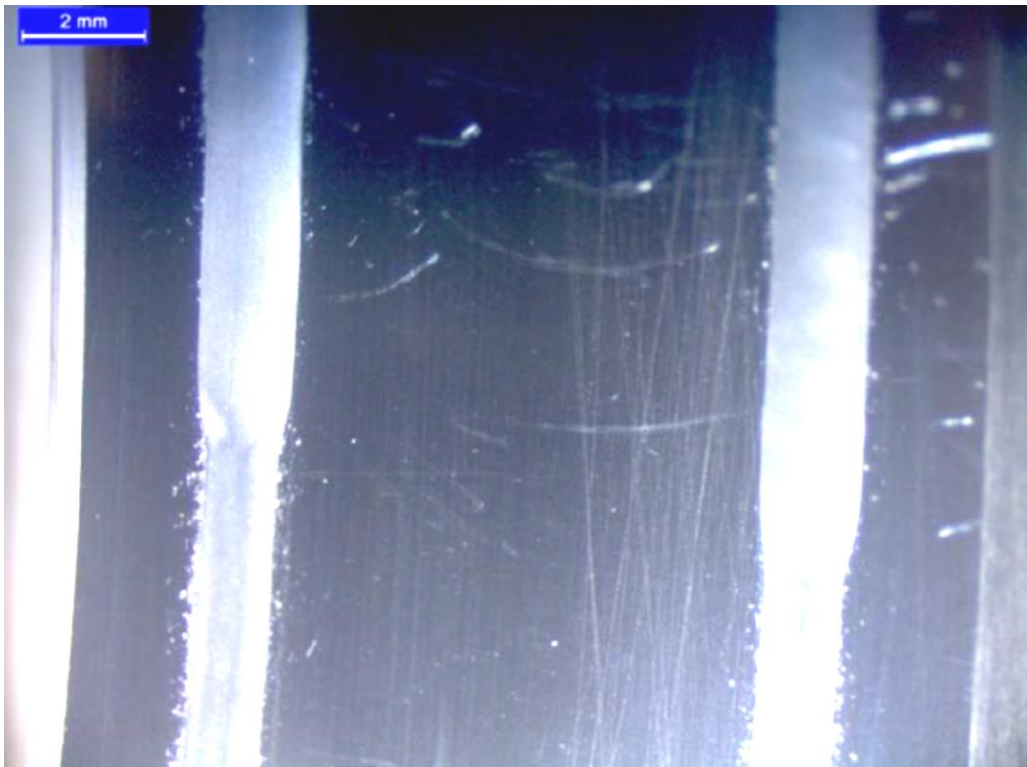
[53]. Микроскопски снимци стаза котрљања испитаних котрљајних лежаја из наведених радова су приказани на Сликама 3.34-3.36, респективно.



Слика 3.34: Репрезентативни микроскопски снимци површине стазе котрљања (2000x) приказани у раду [66]



Слика 3.35: Репрезентативни микроскопски снимци површине стазе котрљања унутрашњег прстена, приказани у раду [50]



Слика 3.36: Репрезентативни микроскопски снимци површине стазе котрљања унутрашњег прстена, приказани у раду [53]

4. Развој нове методологије за експериментално испитивање транспортних ваљака

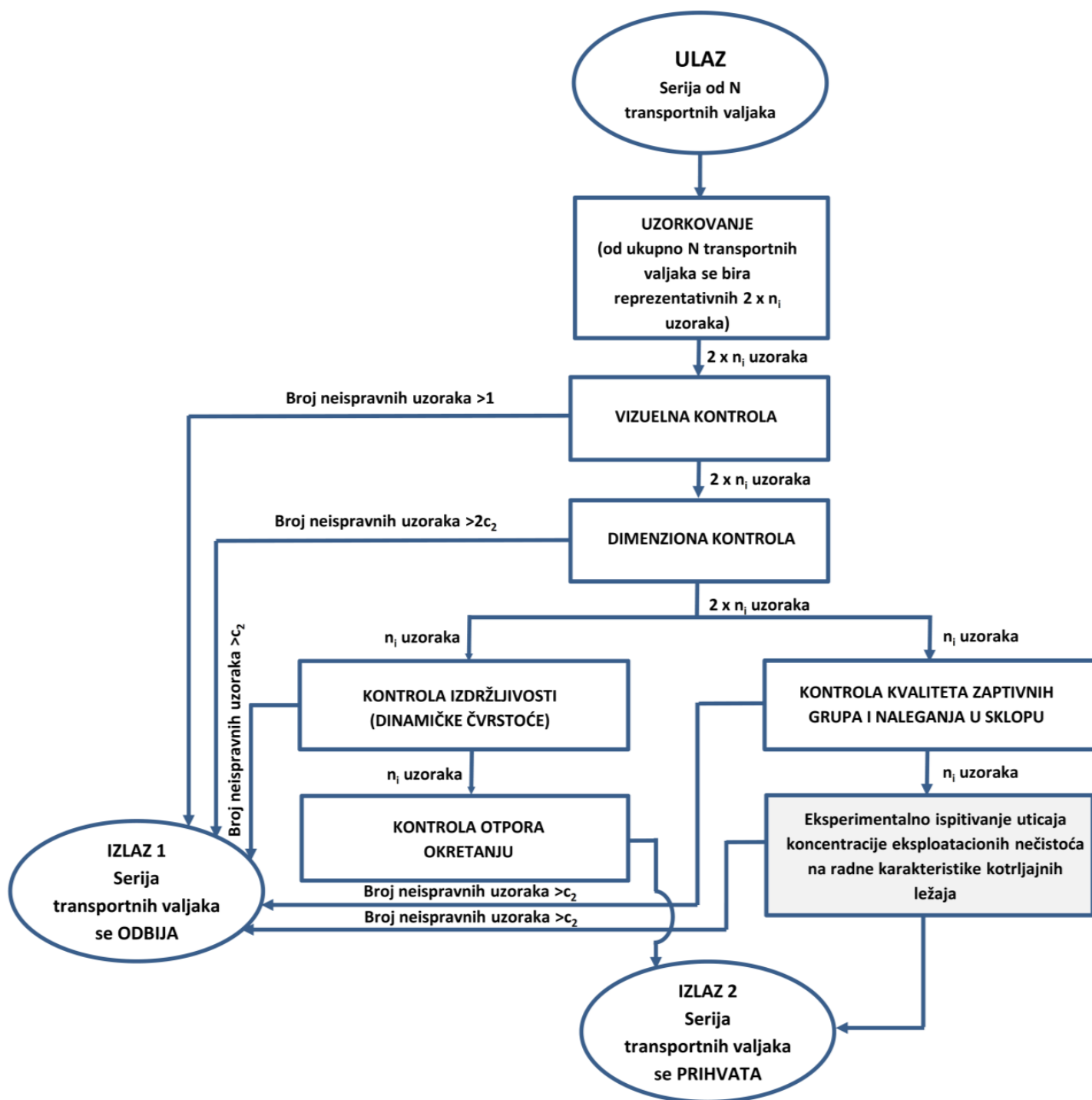
При развоју нове методологије за експериментално испитивање транспортних ваљака, у највећој могућој мери су поштоване смернице стандарда DIN 22112-1,2,3 – јер је управо овај стандард послужио као основа за усвајање националних стандарда за испитивање транспортних ваљака.

Нова методологија испитивања транспортних ваљака, развијена на Машинском факултету Универзитета у Београду, дијаграмски је приказана на Слици 4.1. На истој слици је приказано и место имплементације процедуре експерименталног испитивања утицаја концентрације експлоатационих честица нечистоћа на његове радне карактеристике – детаљно описане у Поглављу 4.6.

Нова методологија испитивања транспортних ваљака се састоји од седам (условно осам) међусобно повезаних фаза:

1. Узорковање;
2. Визуелна контрола;
3. Димензиона контрола;
4. Контрола динамичке издржљивости и радног века;
5. Контрола отпора окретању;
6. Контрола квалитета заптивних група и спојева у склоповима транспортних ваљака;
7. Контрола квалитета уграђених котрљајних лежаја²;
8. Експериментално испитивање утицаја концентрације експлоатационих нечистоћа на радне карактеристике котрљајних лежаја.

² Седмој и осмој фази испитивања транспортних ваљака се према новој методологији приступа условно – по успешно завршеној петој и шестој фази и обављеном растављању узорака транспортних ваљака



Слика 4.1: Нова методологија за испитивање транспортних ваљака са имплементираном експерименталном процедуром за испитивање утицаја концентрације експерименталних честица нечистоћа на радне карактеристике котрљајних лежаја (сиво поље)

Детаљни приказ развијене методологије је представљен у Прилогу 1 дисертације.

І фаза – УЗОРКОВАЊЕ

Из серије од N транспортних ваљака, треба узорковати $2 \times n_1$ репрезентативних узорака (Табела 4.1 – према стандарду ЈУС.М.С3.760). При узорковању треба поштовати уобичајена правила, односно, треба водити рачуна да се узорци узимају из различитих паковања, са дна, врха и средине паковања, да буду обухваћени узорци различитог датума производње, итд.

Табела 4.1: *Смернице о неопходном броју узорака, на основу величине серије транспортних ваљака*

N	n₁	c₁	n₂	c₂
1 do 25	5	0	-	-
26 do 50	9	0	9	2
51 do 100	11	0	17	3
101 do 150	12	0	26	4
151 do 200	21	1	32	6
201 do 250	23	1	40	7
251 do 300	24	1	49	8
301 do 400	25	1	58	9
401 do 500	35	2	60	10
501 do 1000	50	3	90	14
1001 do 1500	65	4	130	19
1501 do 2000	78	5	165	23
2001 do 2500	108	7	195	27
2501 do 3500	135	9	253	34
3501 do 5000	143	9	340	41
5001 do 10000	158	10	403	47
10001 do 25000	195	13	470	56
25001 do 50000	223	15	553	65

II фаза – Визуелна контрола

Визуелној контроли се подвргавају сви узорковани примерци из одређене серије транспортних ваљака. Визуелна контрола подразумева:

1. Контролу ознака на чеаној површини носећег ваљка – да ли су јасно наведени произвођач, датум и година производње, као и тип носећег ваљка;
2. Контролу антикорозионе заштите – да ли су сви узорци прекривени адекватном антикорозионом заштитом (фарбом), да ли постоје знаци старења антикорозионе заштите (пукотине, љуспице), да ли су сви неопходни делови ваљка адекватно заштићени, да ли постоје видљиви знакови корозије на неком од елемената ваљка;
3. Контрола механичких оштећења – да ли су уочљиви трагови механичких оштећења (удара) на телу ваљка или осовини, да ли постоје знакови неадекватног манипулисања носећим ваљком (улубљења, огреботине итд).

Приликом визуелне контроле, ни на једном узорку не сме да се утврди ниједан од претходно наведених недостатака. Уколико се утврди да је број неисправних узорака већи од нуле, серија се одбацује. Уколико сви испитани узорци задовољавају наведене критеријуме, подвргавају се трећој фази испитивања – димензионим испитивањима.

III фаза – Димензиона испитивања

Димензионим испитивањима се подвргавају сви узорковани примерци транспортних ваљака. Димензиона испитивања обухватају испитивање спољашњих димензија (пречника) цеви и осовине ваљака и проверу њиховог радијалног бацања у складу са смерницама стандарда DIN 22112-2:1996 (Тракасти транспортери – Ваљци – Део 2: Технички захтеви) – при чему се прво испитују димензије свих узорака, па тек онда њихово радијално бацање.

Уколико се утврди да било који од наведених параметара, код више од $2c_2$ узорака (c_2 – Табела 4.1), не задовољава критеријуме из наведеног стандарда, серија носећих ваљака се одбацује. Уколико се утврди да је број неисправних узорака,

према било ком од наведених критеријума, између c_1 и c_2 (Табела 4.1) из серије се проверава још n_2 узорака. У случају да је збир броја неисправних узорака након проверавања првих n_1 и допунских n_2 узорака једнак c_2 или мање, сматра се да припадајућа серија ваљака испуњава услове квалитета, а ако је већи од c_2 , серија транспортних ваљака не задовољава прописане услове и одбацује се. По успешно завршеној трећој фази упоредних испитивања, испитани узорци се деле на два једнака дела, од којих се први подвргава четвртој и петој фази испитивања, а други шестој, условно, седмој и осмој фази.

IV фаза - Контрола динамичке издржљивости (динамичке чврстоће) и радног века транспортних ваљака

Испитивање издржљивости и радног века транспортних ваљака се врши на половини укупног броја узорака који су задовољили критеријуме прихватљивости претходне две фазе испитивања n_1 (Табела 4.1) – визуелне контроле и димензионих испитивања транспортних ваљака.

Током испитивања, у зависности од димензија транспортних ваљака (пречника цеви), ваљци се излажу повећаном радијалном оптерећењу и учестаности обртања (у односу на експлоатационе услове), са циљем убрзања њиховог отказа – за ваљке пречника 194 mm убрзање отказа је 18 пута, а за ваљке пречника 159 mm: 22,4 пута. Описаним лабораторијским условима се ваљци излажу по 10h дневно, током којих се врши стално мерење и праћење:

1. Макро вибрација лежаја испитиваног ваљка;
2. Температура у улежиштењима испитиваног ваљка;
3. Нивоа буке транспортног ваљка.

Сва наведена испитивања се одвијају паралелно на пробном столу развијеном на Машинском факултету Универзитета у Београду.

Дозвољене вредности наведених величина током целокупног испитивања не смеју да пређу следеће вредности: ниво вибрација – макс. 10 mm/s, температуре у улежиштењима – до 75°C, и ниво буке – до 85 dB. Такође, ниједан од испитиваних узорака не сме да откаже током убрзаних испитивања, при чему се

за критеријум отказа усваја нагли пораст температуре у једном од његових улежиштења.

Уколико се утврди да је број неисправних узорака, према било ком од наведених критеријума, између c_1 и c_2 (Табела 4.1) из серије се проверава још n_2 узорака. У случају да је збир броја неисправних узорака након проверавања првих n_1 и допунских n_2 узорака једнак c_2 или мање, сматра се да припадајућа серија ваљака испуњава услове квалитета, а ако је већи од c_2 , серија носећих ваљака не задовољава прописане услове и одбацује се. По успешно завршеној четвртој фази упоредних испитивања, испитани узорци се подвргавају петој фази упоредних испитивања – контроли отпора окретању транспортних ваљака.

V фаза - Контрола отпора окретању транспортних ваљака

Испитивање отпора окретању транспортних ваљака се врши на половини укупног броја узорака који су задовољили критеријуме прихватљивости претходних фаза испитивања n_1 (Табела 4.1).

Отпор окретању транспортних ваљака се може разложити на следеће парцијалне отпоре:

1. Отпор окретању уграђених котрљајних лежаја (најчешће 6308 С3, 6310 С3 и 6312 С3);
2. Отпор окретању уграђених заптивних елемената (заптивача);
3. Отпор који зависи од масти која се користи за подмазивање котрљајних лежаја;

Од наведених отпора, доминантан утицај има отпор окретању котрљајних лежаја али је уобичајена пракса да се експериментално утврђује само збирни (укупни) отпор окретању - пошто је тешко одредити процентуалне уделе парцијалних отпора у укупном отпору окретању транспортних ваљака.

Отпор окретању нових, тек произведених, транспортних ваљака је карактеристика чије су дозвољене вредности и поступак експерименталног испитивања прописане међународним стандардима. При провери отпора окретању ваљака домаћих произвођача, најчешће се користе дозвољене вредности према стандарду DIN

22112-2 - зависе од димензија спољашњег пречника испитиваног транспортног ваљка (Табела 4.2).

Табела 4.2: Дозвољене вредности отпора окретању транспортних ваљака према стандарду DIN 22112-2 [67]

Спољашњи пречник транспортног ваљка [mm]	Максимални отпор окретању транспортног ваљка [N]
89	3,5
108	3,0
133	2,6
159	2,6

Приликом испитивања отпора окретању транспортних ваљака, према процедури приказаној у наредним поглављима, као дозвољене су усвојене управо ове вредности.

Важно је напоменути да наведени стандард прописује и услове под којима треба експериментално утврђивати отпор окретању:

1. Испитивање треба да се одвија при учестаности обртања транспортног ваљка од 650 min^{-1} ;
2. Пре мерења отпора окретању, испитивани транспортни ваљак треба да достигне стационарну радну температуру, за шта је потребно најмање сат времена рада;
3. На транспортни ваљак у току испитивања треба да делује радијално оптерећење константног интензитета од 250 N;

VI фаза - Контрола квалитета заптивних група и спојева у склопу транспортних ваљака

Контрола квалитета заптивних група и налегања у склопу транспортних ваљака се врши на половини укупног броја узорака који су задовољили критеријуме

прихватљивости друге и треће фазе упоредних испитивања n_1 (Табела 4.1) – визуелне и димензионе контроле носећих ваљака.

Ради временске уштеде, препоручљиво је да се испитивања из четврте (и пете) и шесте фазе одвијају паралелно. Испитивање квалитета заптивне групе транспортних ваљака се одвија на уређају развијеном на Машинском факултету Универзитета у Београду, након чега се добијени резултати пореде са резултатима добијеним испитивањем референтних транспортних ваљака реномираних произвођача из иностранства. Након испитивања заптивних група, транспортни ваљак је неопходно раставити (да би се издвојили котрљајни лежаји који ће бити испитани у наредној фази) приликом чега се испитују налегања у склопу транспортног ваљка.

Принцип рада уређаја за испитивање заптивне групе транспортних ваљака се базира на принудном убацивању (дејством гравитационе силе) претходно припремљених честица нечистоћа кроз заптивну групу испитиваног транспортног ваљка. Мери се маса честица нечистоћа које су у предефинисаним временским периодима продрле у унутрашњост испитаног узорка и пореди са резултатима испитивања транспортних ваљака реномираних произвођача.

Уколико се утврди да је број неисправних узорака, према описаном критеријуму прихватљивости, између c_1 и c_2 (Табела 4.1) из серије се проверава још n_2 узорака. У случају да је збир броја неисправних узорака након проверавања првих n_1 и допунских n_2 узорака једнак c_2 или мање, сматра се да припадајућа серија ваљака испуњава услове квалитета, а ако је већи од c_2 , серија носећих ваљака не задовољава прописане услове и одбацује се. По успешно завршеној шестој фази упоредних испитивања, врши се растављање испитаних узорака са циљем утврђивања евентуалних унутрашњих оштећења (посебну пажњу обратити на уграђене котрљајне лежаје) и испитивање налегања у њиховом склопу, а након тога се узорци припремају за испитивања у осмој фази методологије. У случају да се по обављеној дефектажи транспортних ваљака констатује да постоје основане сумње на квалитет уграђених котрљајних лежаја, приступа се реализацији седме фазе упоредних испитивања – Контроли квалитета уграђених котрљајних лежаја

VII фаза - Контрола квалитета уграђених котрљајних лежаја

Седмој фази упоредног испитивања се подвргавају котрљајни лежаји успешно испитаних узорака транспортних ваљака из пете и шесте фазе, по обављеном растављању, у следећим случајевима:

1. Када постоје основане сумње на квалитет котрљајних лежаја носећих ваљака;
2. На изричит захтев одговорног лица – ради додатног осведочења квалитета носећих ваљака одређене серије.

Пожељно је да испитивања обухваћена седмом фазом испитивања буду обављена у некој од акредитованих лабораторија, према методама и стандардима приказаним у Табели 4.3.

Табела 4.3: *Преглед метода и референтних стандарда за испитивање котрљајних лежаја*

Врста испитивања	Референтни стандард
Толеранције унутрашњег пречника лежаја – d Толеранције спољашњег пречника лежаја – D Радијални зазор лежаја – C	SRPS ISO 1132-1,2:2015;
Вибрације лежаја у опсезима: 100 – 300 Hz, 301 – 1800 Hz, 1801 – 10000 Hz	SRPS ISO 15242-1,2,3:2015;
Тврдоћа прстенова лежаја по методи Роквел С	SRPS EN ISO 6508-1:2012.

Уколико се утврди да је број неисправних узорака, према одговарајућим стандардизованим критеријумима прихватљивости, између c_1 и c_2 (Табела 4.1) из серије се проверава још n_2 узорака. У случају да је збир броја неисправних узорака након проверавања првих n_1 и допунских n_2 узорака једнак c_2 или мање, сматра се да припадајућа серија ваљака испуњава услове квалитета, а ако је већи од c_2 , серија транспортних ваљака не задовољава прописане услове и одбацује се. По успешно завршеној седмој фази испитивања, приступа се осмој фази.

VIII фаза - Експериментално испитивање утицаја концентрације експлоатационих нечистоћа на радне карактеристике котрљајних лежаја

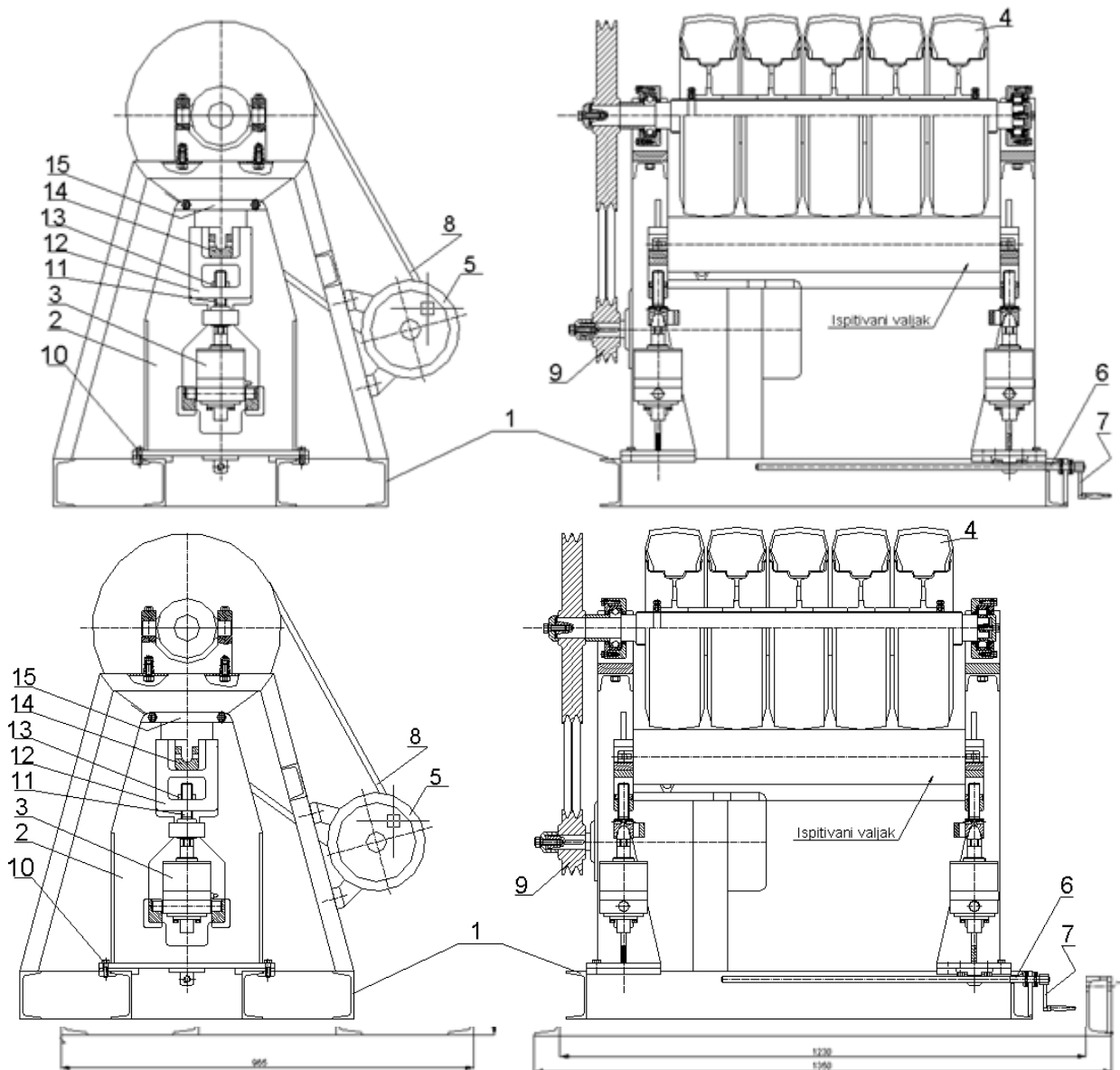
Испитивању се према развијеној експерименталној процедури подрвргавају сви лежаји који су задовољили критеријуме из шесте фазе методологије. Уколико се испитивањем утврди да је број неисправних узорака, према одговарајућим критеријумима прихватљивости, између c_1 и c_2 (Табела 4.1) из серије се проверава још n_2 узорака. У случају да је збир броја неисправних узорака након проверавања првих n_1 и допунских n_2 узорака једнак c_2 или мање, сматра се да припадајућа серија ваљака испуњава услове квалитета, а ако је већи од c_2 , серија транспортних ваљака не задовољава прописане услове и одбацује се. По завршеној осмој фази испитивања, узорци пакују у одговарајућу амбалажу, конзервирају и чувају ради евентуалних накнадних вештачења.

У наредним поглављима су детаљно приказане све развијене експерименталне процедуре обухваћене дисертацијом – које кореспондирају одговарајућим фазама развијене експерименталне методологије за испитивање транспортних ваљака.

4.1 Процедура испитивања радног века и динамичке издржљивости и транспортних ваљака

Експериментално утврђивање динамичке чврстоће транспортних ваљака се своди на излагање транспортних ваљака различитим нивоима максималних напона, све док не дође до њиховог отказа тј. прекорачења дозвољеног нивоа вибрација или температуре лежаја, при једносмерно промењљивом савијању. Испитивање се одвија на пробном столу, развијеном на Машинском факултету Универзитета у Београду – чије су компоненте приказане на Слици 4.2.

Пробни сто за испитивање динамичке издржљивости транспортних ваљака се састоји из рама (1), два носача ваљка (2), два пнеуматска цилиндра (3), погонске јединице (4) са електро мотором (5), трапезног навојног вретена (6) са ручицом (7), која служи за хоризонтално померање десног носача ваљака при прилагођавању одстојања између левог и десног носача дужини испитиваног транспортног ваљка, као и везних елемената који повезују набројане склопове.

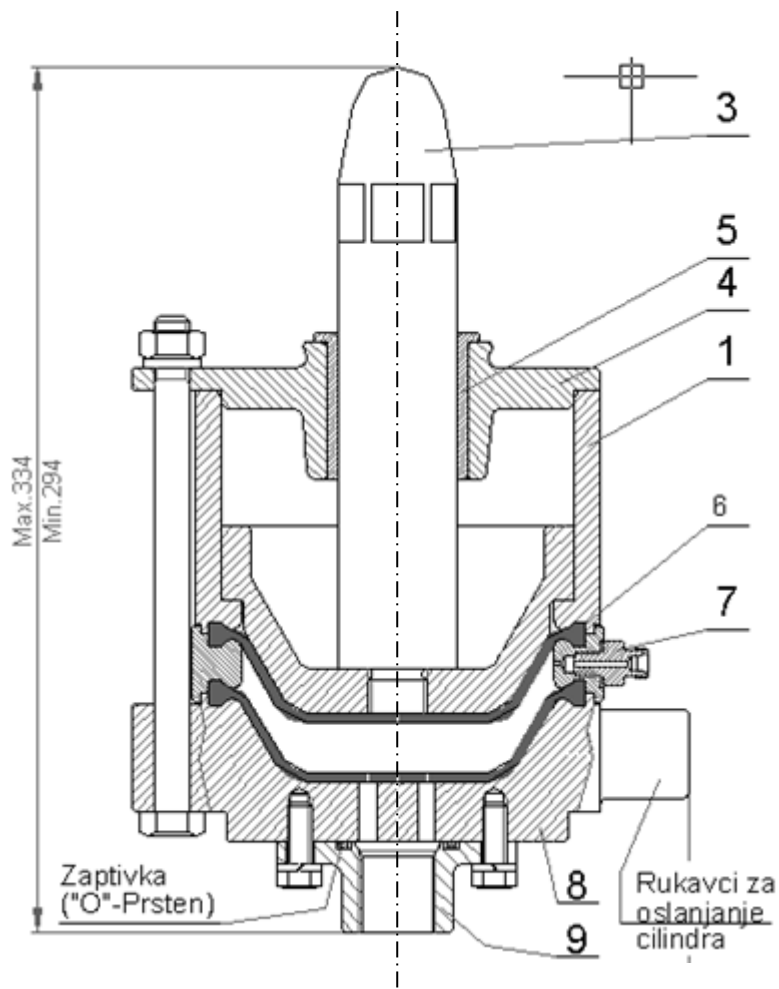


Слика 4.2: Пробни сто за испитивање динамичке издржљивости транспортних ваљака

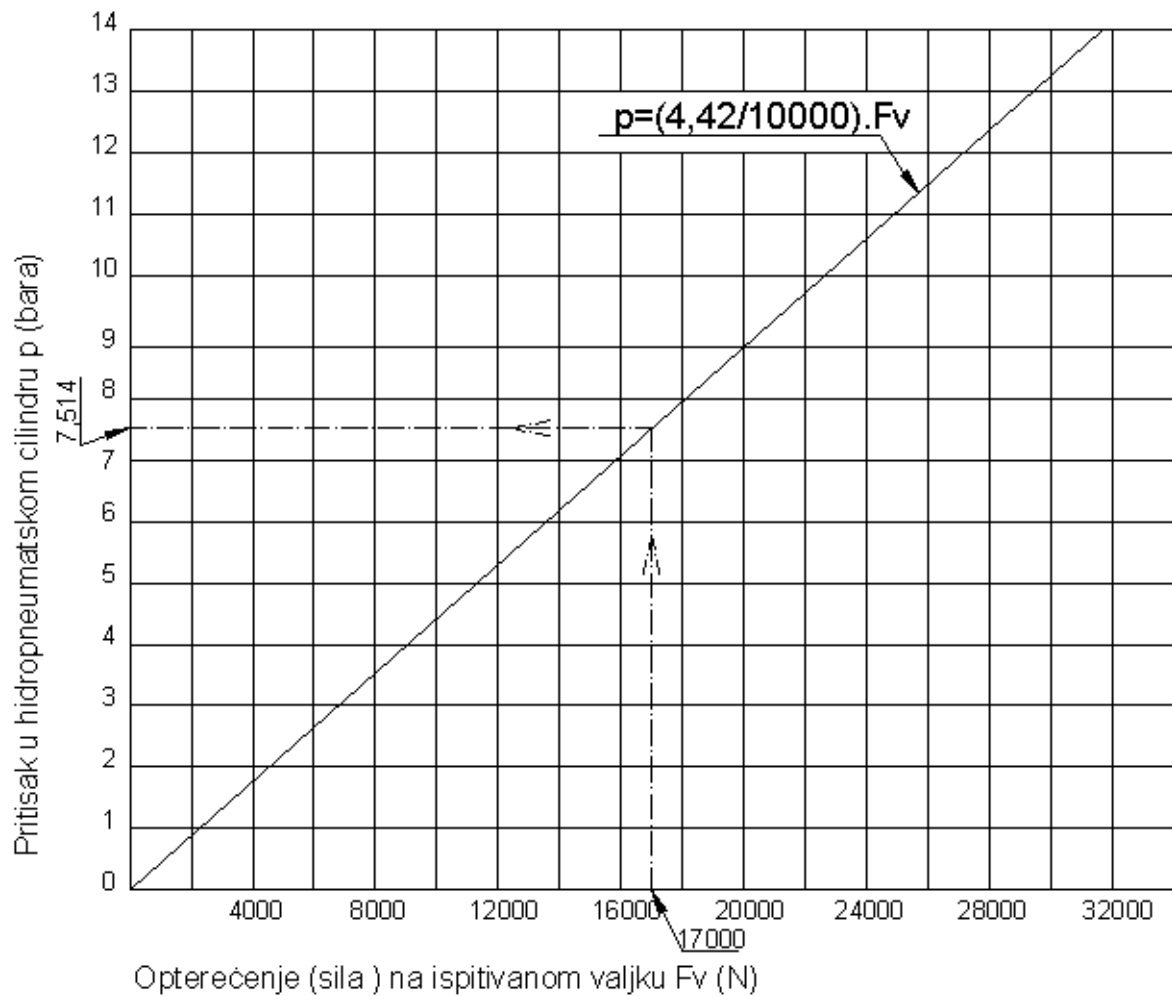
Носачи испитиваног ваљка су направљени од челичног лима. Они током испитивања носе испитивани транспортни ваљак и пнеуматске цилиндрице.

Пнеуматски цилиндар (Слика 4.3), се састоји од цилиндра (1), клипа (2), клипаче (3), горњег поклопца (4), у који је утиснута водећа бронзана чаура (5), две исте мембране (6), прикључка за довод ваздуха (7), доњег поклопца (8), прикључка за довод уља (9) и завртњева за међусобно повезивање саставних делова.

Простор између две мембране је херметички затворен и у њега се доводи ваздух под притиском. Ваздух делује на клип (2), а клип преко клипњаче (3) подиже испитивани транспортни ваљак и притиска га уз гумене тачкове. Регулисањем притиска ваздуха који се доводи из компресорске јединице могуће је генерисати различите интензитета радијалног оптерећења које делује на испитивани транспортни ваљак (Слика 4.4).



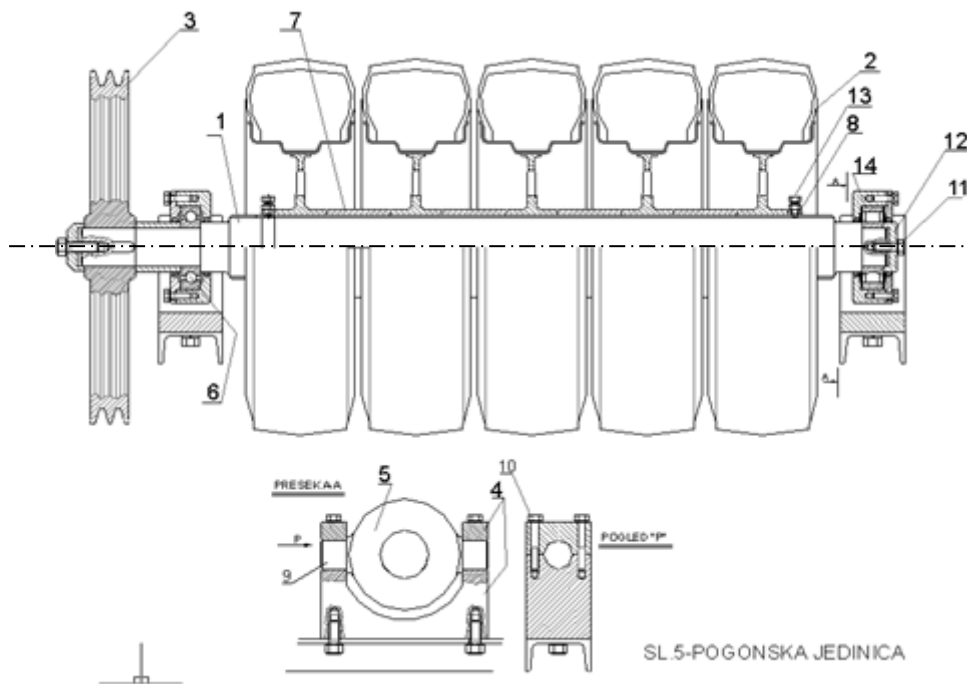
Слика 4.3: Пнеуматски цилиндар пробног стола



Слика 4.4: Дијаграмски приказ зависности између радијалног оптерећења транспортног ваљка и притиска у пнеуматским цилиндрима пробног стола

Важно је напоменути и да је конструкционо предвиђена могућност да се кроз прикључак за уље (9) пнеуматског цилиндра, преко хидрауличног пулзатора, доводити уље под доњу мембрану и на тај начин симулира променљиво радијално оптерећење ваљака (променљиво оптерећење транспортних ваљака је доминантно у експлоатационим условима, јер терет на траци није равномерно распоређен).

Погонска јединица (Слика 4.5) се састоји из ожљебљеног вратила (1), гумених точкава (2), ременице (3), носача кућишта кугличних лежаја (4), кућишта лежаја (5), кугличног (6) и буричастог (14) лежаја, одстојних чаура (7), ослонаца (8) и завртњева за међусобно повезивања делова.



Слика 4.5: Погонска јединица пробног стола

На ожљебљено вратило је постављено аутомобилских пнеуматика који се лако могу скидати и постављати (зависно од дужине испитиваног транспортног ваљка). У току испитивања на вратилу се може налазити од једног до пет гумених точкова. Такође, различитим притисцима у пнеуматцима појединих точкова се може постићи неравномерно оптерећење по дужини испитиваног ваљка, чиме је могуће симулирати оптерећења која се јављају у експлоатацији.

Кућишта кугличних лежаја (5) се могу окретати око својих рукаваца (9), што омогућава подизање ожљебљеног вратила у току монтаже испитиваног транспортног ваљка и замени гумених точкова.

Прототип пробног стола, на коме су изведена испитивања обухваћена дисертацијом је приказан на Слици 4.6.



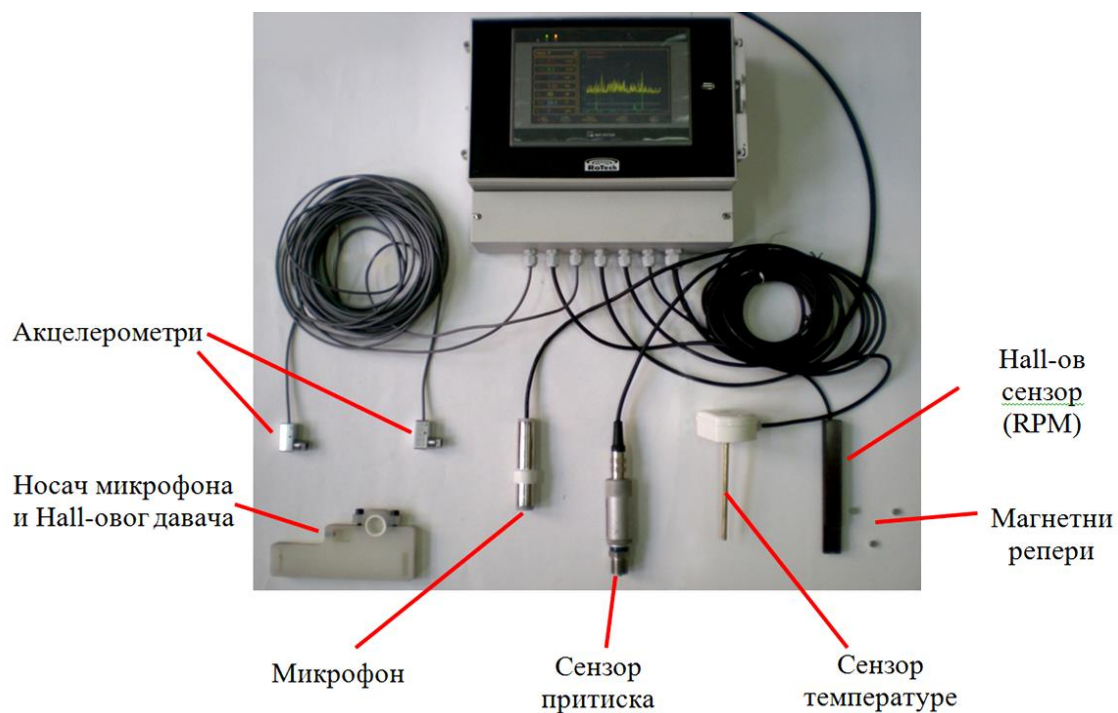
Слика 4.6: Прототип пробног стола за испитивање радног века и динамичке издржљивости транспортних ваљака

За прикупљање података са развијеног пробног стола на Машинском факултету Универзитета у Београду је развијен и специјални вишеканални уређај за аквизицију аналогних сигнала (у даљем тексту 'Mikromon'). Систем 'Mikromon' је наменски прилагођен потребама експерименталних и индустријских испитивања транспортних ваљака - употреба на другим испитним инсталацијама је ограничена или немогућа.

Техничке карактеристике транспортних ваљака диктирају мониторинг следећих физичких величина: вибрација, буке и температура улежиштења. Прикупљени подаци омогућавају утврђивање радних карактеристика свих типова транспортних ваљака, као и њихову компаративну анализу.

Ради што прецизнијег и квалитетнијег управљања радом уређаја за експериментално испитивање транспортних ваљака (успостављања система повратне спреге), уређај 'Mikromon' омогућава и мониторинг притиска у пнеуматским цилиндрима пробног стола, као и мерење броја обртаја испитиваног транспортног ваљка.

Изглед уређаја 'Mikromon' и припадајућих сензора је приказан на Слици 4.7.



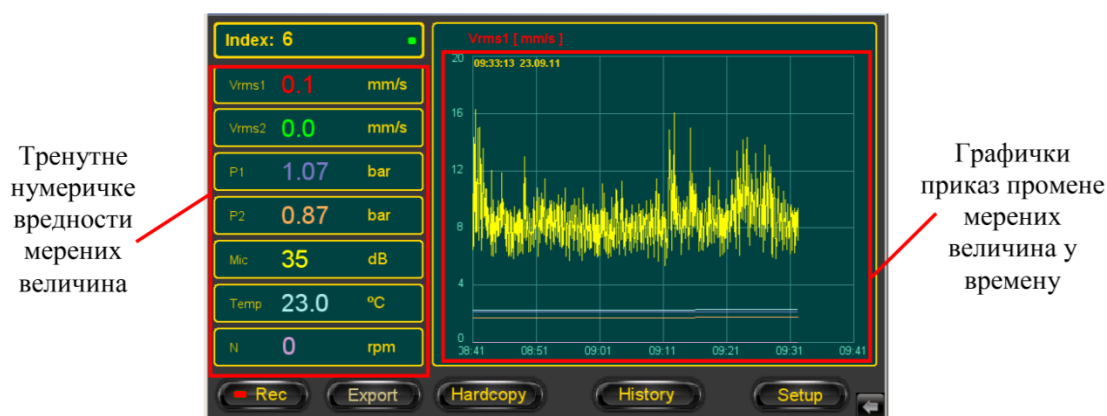
Слика 4.7: Уређај 'Mikromon' са припадајућим сензорима

Информације о основним карактеристикама сензора уређаја 'Mikromon' су приказане у Табели 4.4, за сваки сензор појединачно.

Табела 4.4: Основне техничке карактеристике сензора уређаја 'Mikromon'

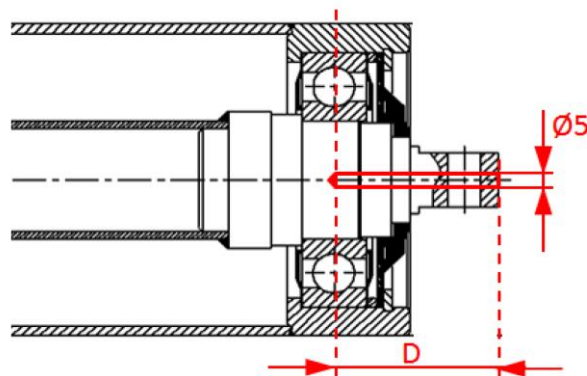
Индекс канала	Сензор	Произвођач	Мерни Опсег	Осетљивост	Димензије	Монтажа
Канал 1	Акцелерометар	SKF смср1100	0 – 20 mm/s	100 mV/g	12.7x26.67mm	дужина кабла 2m
Канал 2	Сензор притиска	ИНТМ СМТМ Тра – 110	0 – 10 bar	Класа 0.6	φ20 x 110 mm	дужина кабла 2m
Канал 3	Акцелерометар	SKF смср1100	0 – 20 mm/s	100 mV/g	12.7x26.67mm	дужина кабла 2m
Канал 4	Сензор буке – микрофон	RoTech	0 – 100 dB	1 dB	φ20 x 110 mm	дужина кабла 2m
Канал 5	Температура 1 / Температура 2	PT1000	0 – 200 °C	4 – 20 mA	φ4 x 150 mm	дужина кабла 2m
Канал 6	Бројач обртаја – Hall IC switch	RoTech TLE 4905	0 – 2000 rpm	<10 mm	160x15x20mm	дужина кабла 2m

Тренутне вредности свих мерених величина (сигнала са одговарајућих давача) су, у сваком тренутку испитивања, приказане у левом, а њихова промена (по временској координати) - у десном углу дисплеја система за аквизицију (Слика 4.8), без обзира да ли је уређај за испитивање транспортних ваљака пуштен у рад или да ли је укључена компресорска јединица. Ово је нарочито значајно при подешавању почетних услова експеримента тј. оптерећења и броја обртаја којима се транспортни ваљак (узорак) излаже у току испитивања.



Слика 4.8: Нумерички и графички приказ тренутних вредности свих мерених величина на систему за аквизицију пробног стола

Пре самог испитивања је неопходно на сваком узорку који се испитује обезбедити место за прихват давача (сензора) температуре тј. на свим узорцима је неопходно забушити рупе пречника $\text{Ø}5 \text{ mm}$ кроз осе оба рукавца осовине, дубине D (Слика 4.9), која одговара растојању спољашње површине осовине и средње равни улежиштења транспортног ваљака (зависи од димензија испитиваних транспортних ваљака).



Слика 4.9: Попречни пресек транспортног ваљака, припремљеног за испитивање на пробном столу

Када се заврши са описаном обрадом осовине, испитивани транспортни ваљци се, помоћу специјалног алата, постављају на носаче уређаја за њихово експериментално испитивање (Слика 4.10).



Слика 4.10: Алат за постављање транспортних ваљака на пробни сто

Након што је транспортни ваљак постављен у носаче, неопходно је на цеви транспортног ваљка, у унутрашњем прстену (изнад заптивача), са стране супротно од преносног ремена, поставити магнетне репере давача броја обртаја – магнете.

Када је испитивани транспортни ваљак монтиран (према описаној процедури), у претходно припремљене рупе (Слика 4.9), са обе стране осовине транспортног ваљка се монтирају давачи температура (сензори) – Слика 4.11. Даваче по могућству треба учврстити силиконским гелом, да би се спречило њихово испадање у току испитивања (услед дејства динамичког оптерећења).



Слика 4.11: Монтажа давача температуре

Микрофон и давач броја обртаја треба да буду монтирани на носач, након постављања транспортног ваљка на уређај за експериментално испитивање и монтаже давача температура и магнетних репера. Уколико то није случај, могућа је и њихова накнадна монтажа. При подешавању позиције давача броја обртаја треба водити рачуна да чеона равна давача буде на нивоу претходно постављеног магнетног репера.

Давач притиска се монтира на улазу у пнеуматски цилиндар уређаја за експериментално испитивање транспортних ваљака, на делу црева које спаја рачву са пнеуматским цилиндром (Слика 4.12). За монтажу давача притиска, неопходно је користити адаптер који са једне стране има излаз који одговара навоју на улазу у пнеуматски цилиндар, а са друге спојницу за брзо спајање пнеуматских делова. Свеједно је на који цилиндар се поставља давач притиска јер се на оба цилиндра доводи исти притисак. Део црева, који се налази испред рачве, се спаја са компресором, према одговарајућем упутству произвођача.

Према поменутом упутству се регулише и притисак на излазу из компресора, а самим тим и на улазу у пнеуматске цилиндри машине за експериментално испитивање транспортних ваљака.



Слика 4.12: Давач притиска на пнеуматском цилиндру пробног стола

Давачи вибрација се монтирају на оба покретна носача транспортног ваљка, преко одговарајућих носача. Веза давача и носача је остварена навојним спојем. Свеједно је да ли се давач вибрација и одговарајући носач монтирају заједно или одвојено. Процедура постављања давача вибрација је иста за оба покретна носача транспортног ваљка.

При испитивању, неопходно је прво покренути мотор пробног стола а тек онда подешавањем притиска на компресорској јединици приљубити испитивани транспортни ваљак уз погонску јединицу (ожлебљено вратило са пнеуматицима).

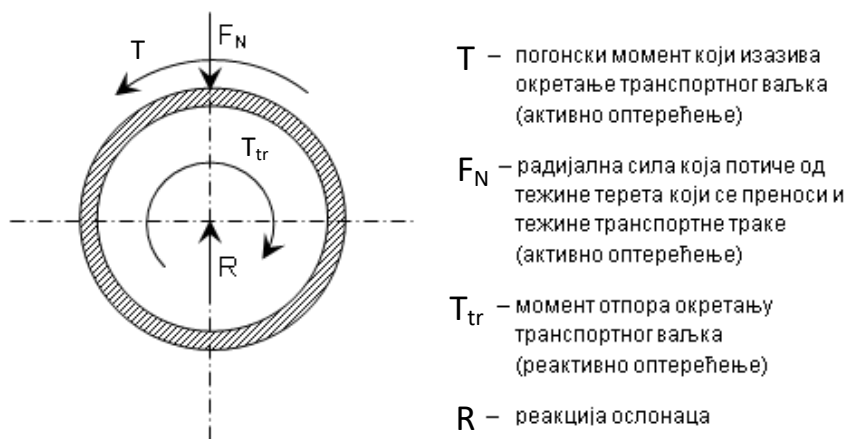
Ради убрзања, током испитивања динамичке издржљивости, ваљци се излажу повећаном радијалном оптерећењу и учестаности обртања – за ваљке пречника 194 mm убрзање отказа је 18 пута (радијално оптерећење ваљка 9 kN, учестаност обртања 1118 min⁻¹), а за ваљке пречника 159 mm: 22,4 пута (радијално оптерећење ваљка 9 kN, учестаност обртања 905 min⁻¹).

Укупно време испитивања појединачног ваљка је ограничено на 200h (по 10h дневно) јер у том периоду, при наведеним учестаностима обртања, укупан број циклуса промене оптерећења који је испитивани ваљак издржао превазилази

услов трајне динамичке чврстоће (10^7 циклуса) – па се може тврдити да његова осовина или цев сигурно неће бити разорене услед замора материјала.

4.2 Процедура испитивања отпора окретању ваљака

Процедура испитивања отпора окретању транспортних ваљака се базира на аналитичким једначинама динамичке равнотеже момената који делују на транспортни ваљак. Наиме, у току рада на транспортни ваљак делују оптерећења приказана и описана на Слици 4.13.



Слика 4.13: Оптерећења која делују на транспортни ваљак у експлоатационим условима

Из услова равнотеже момената (у току рада) се може поставити једначина:

$$I \cdot \varepsilon = T - T_{tr} \quad (4.1)$$

Где је:

I – момент инерције транспортног ваљка;

ε – угаоно убрзање (успорјење) транспортног ваљка;

Када се транспортни ваљак зауставља, односно, не постоји дејство погонског момента T (услед кога се ваљак окреће у току рада), једначина динамичке равнотеже момената гласи:

$$I \cdot \overset{0}{\varepsilon} = T - T_{tr} = 0 - T_{tr} = -T_{tr} \quad (4.2)$$

Из последње једначине следи да је момент отпора окретању транспортног ваљка T_{tr} , ако је познат његов момент инерције, могуће утврдити на основу

експериментално измереног угаоног убрзања при заустављању транспортног ваљка.

Угаоно убрзање ε при заустављању транспортног ваљка се експериментално најлакше утврђује мерењем учестаности обртања n и времена до заустављања t , према следећој једначини:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\left(\frac{2\pi}{60}n\right)}{dt} = \frac{2\pi}{60} \left(\frac{dn}{dt}\right) \quad (4.3)$$

где је:

ω – угаона брзина транспортног ваљка;

n – учестаност обртања транспортног ваљка;

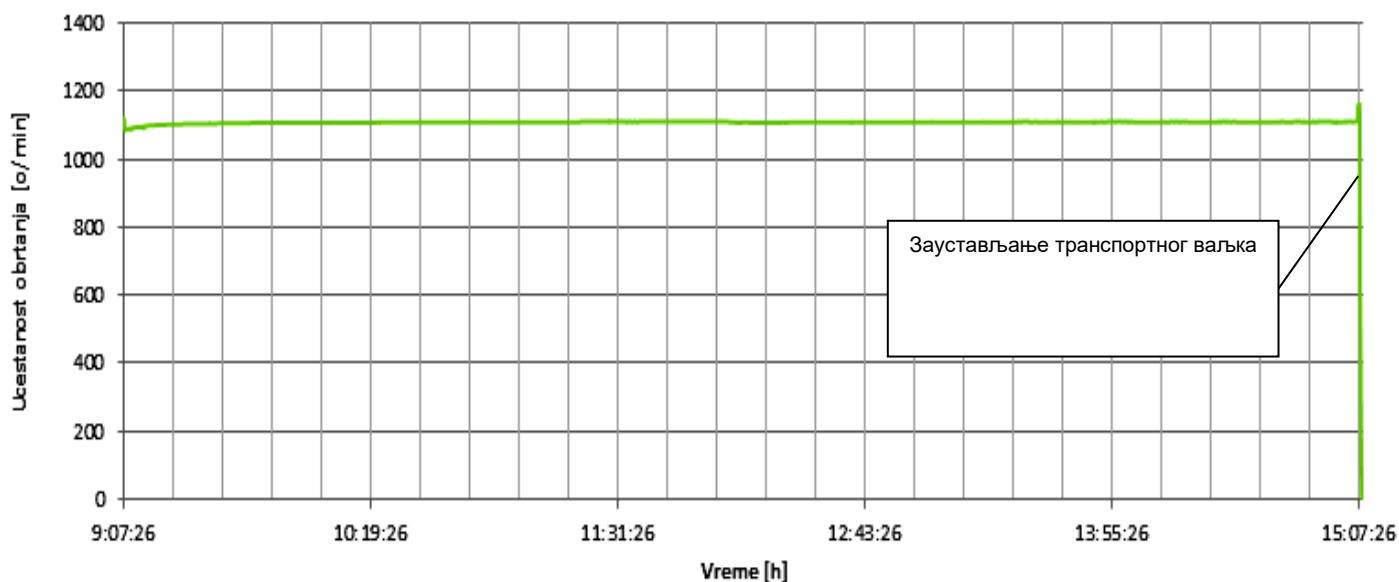
За испитивање отпору окретању транспортних ваљака се користи исти пробни сто као и за испитивање његове динамичке издржљивости и радног века, јер омогућава прецизно одређивање и једног и другог параметра неопходног за одређивање отпора окретању (тј. и учестаности обртања n и времена до заустављања t).

Систем за аквизицију наведеног уређаја меморише вредности измерених величина у *.csv формату, који након обраде у неком од стандардних софтверских пакета изгледају као у примеру приказаном на Слици 4.14.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	Datum	Vreme t [s]	Vibracije kod lezaja 1 V1 [mm/s]	Vibracije kod lezaja 2 V2 [mm/s]	Pritisak u pneumatskom cilindru 1 P1 [bar]	Pritisak u pneumatskom cilindru 2 P2 [bar]	Temperatura u lezaju 1 T1 [C]	Temperatura u lezaju 2 T2 [C]	Nivo buke [dB]	Ucestanost obrtanja n [o/min]
2	4.9.2012	9:07:26	0,000046	0,000039	0,048211	0,019513	20,88853	20,77292	82,1909	1170,634
3	4.9.2012	9:07:32	7,323052	5,492362	0,047811	0,018126	20,94566	20,72817	83,05215	1091,051
4	4.9.2012	9:07:38	8,190302	5,392152	0,048011	0,021175	21,14562	20,73942	81,28395	1089,527
5	4.9.2012	9:07:45	7,880118	5,282088	0,048011	0,020938	21,21227	20,81398	83,89579	1084,832
6	4.9.2012	9:07:51	7,962476	5,126997	0,048011	0,018126	21,61217	20,91791	82,10572	1088,535
7	4.9.2012	9:07:58	7,32974	4,983992	0,048011	0,021888	21,80261	21,04843	84,09187	1088,608
8	4.9.2012	9:08:04	8,366061	5,387594	0,047811	0,018801	22,22156	21,26603	83,88683	1088,723
9	4.9.2012	9:08:11	7,821686	5,293155	0,048011	0,020226	22,61195	21,47243	82,50198	1088,112
10	4.9.2012	9:08:17	7,600073	5,126702	0,047811	0,018326	22,95473	21,80653	83,15814	1089,076
11	4.9.2012	9:08:24	7,540899	4,896789	0,048011	0,019276	23,25465	22,06403	83,29645	1089,344
12	4.9.2012	9:08:30	7,554483	5,124575	0,047811	0,017376	23,34988	22,37846	83,04704	1090,38
13	4.9.2012	9:08:36	7,873352	5,270357	0,048211	0,019038	23,69265	22,66897	82,4929	1090,077
14	4.9.2012	9:08:43	7,479734	5,1737	0,048011	0,018326	23,90689	22,91897	82,7967	1090,419
15	4.9.2012	9:08:49	7,514203	5,131142	0,048011	0,018801	24,20683	23,15108	83,13716	1091,151
16	4.9.2012	9:08:56	7,538569	5,110172	0,048011	0,021413	24,52103	23,40759	82,97776	1090,991
17	4.9.2012	9:09:02	7,531808	5,084741	0,048011	0,018564	24,77335	23,65962	83,26616	1090,567

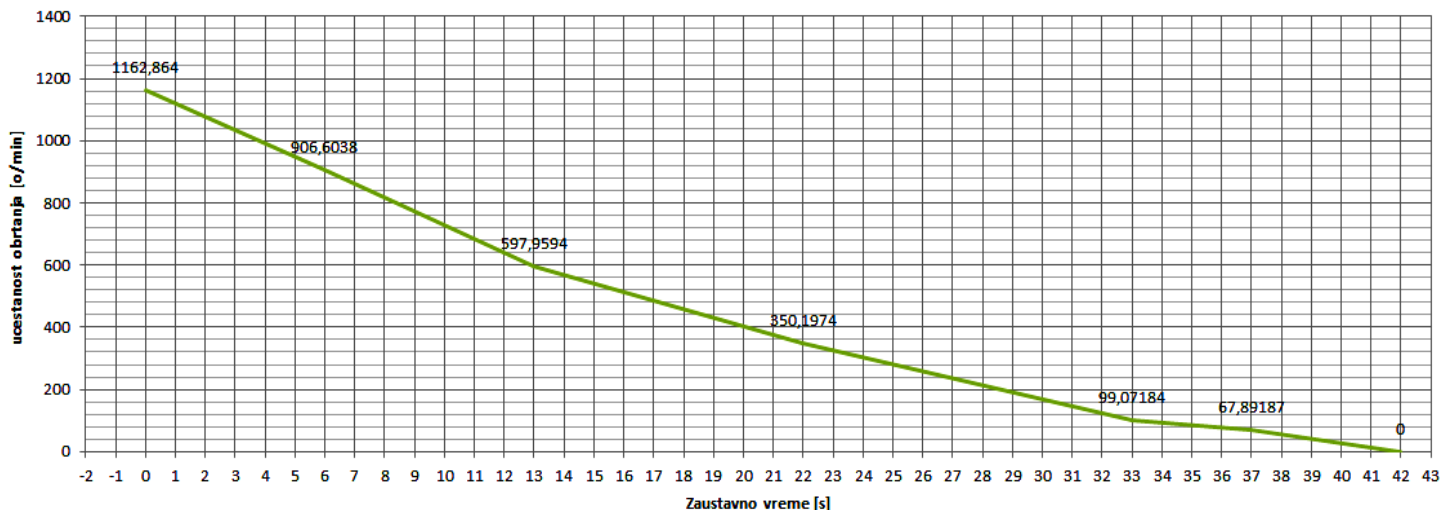
Слика 4.14: Пример измерених вредности при испитивању транспортног ваљка $\phi 159$ на уређају развијеном на МФ – након обраде у програму MS Excel

За утврђивање отпора окретању су битни само подаци о учестаности обртања за време заустављања транспортног ваљка тј. од тренутка када учестаност обртања почиње да опада - као у примеру на Слици 4.15.



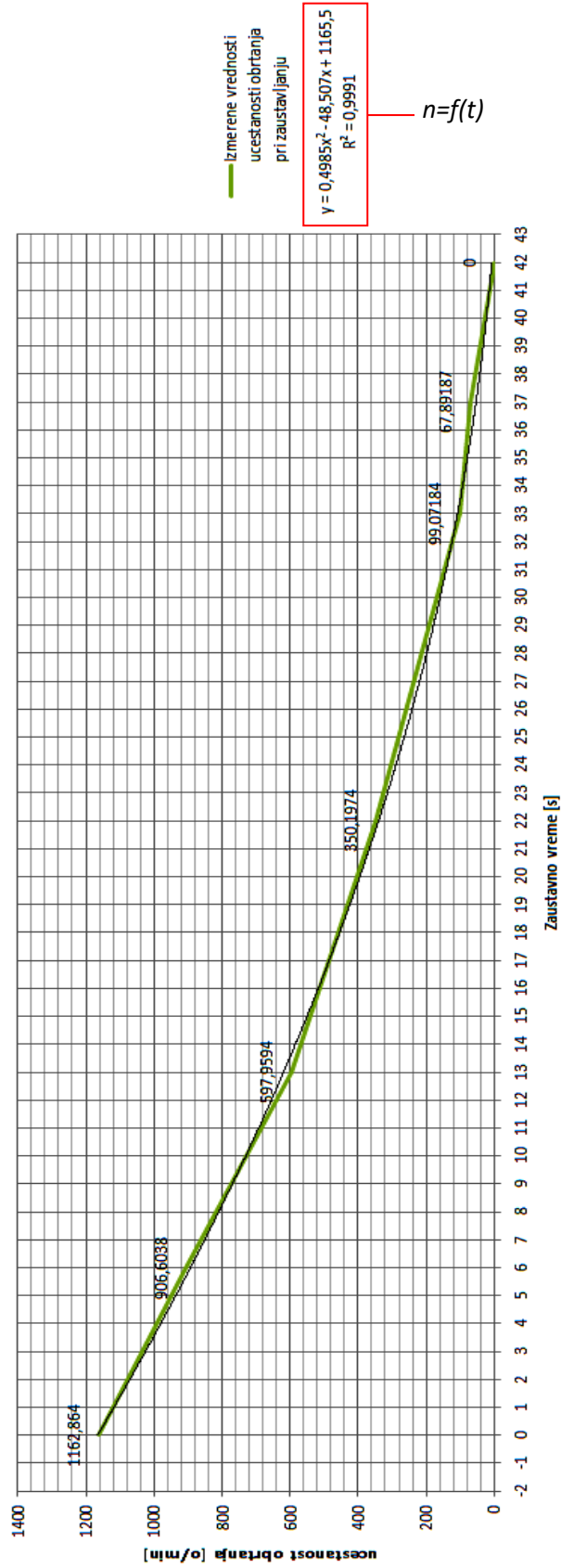
Слика 4.15: Пример обрађених података о промени учестаности обртања транспортног ваљка - при заустављању

Ради лакшег прорачуна и прегледности измерених вредности учестаности обртања, тренутак у коме учестаност обртања транспортног ваљка почиње да опада се рачуна као почетни тј. додељује му се вредност од 0 s - пример на Слици 4.16.



Слика 4.16: Пример обрађених података о промени учестаности обртања транспортног ваљка при заустављању – почетном тренутку заустављања транспортног ваљка додељена вредност од 0s

Након описаног поступка, неопходно је извршити интерполацију измерених вредности учестаности обртања полиномом другог реда (пример - Слика 4.17), како би се утврдила зависност учестаности обртања од времена до заустављања тј. зависност $n = f(t)$.



Слика 4.17: Пример интерполације измерених вредности учестаности обртања при заустављању испитиваног ваљка ($R^2 \sim 1$ – коефицијент детерминације)

Диференцирањем по времену једначине $n = f(t)$, и њеним множењем коефицијентом $2\pi/60$, добија се угаоно убрзање за време заустављања ваљка тј. одговарајућа функција $\varepsilon = g(t)$.

Према једначини за прорачун момента отпора окретању је неопходан и податак о моменту инерције испитиваног транспортног ваљка. Тај податак је могуће добити на два начина:

1. Аналитички – приближним једначинама;
2. Софтверски – применом неког од софтверских пакета за 3D моделирање;

Када се одреди момент инерције, његовим множењем са једначином угаоног убрзања транспортног ваљка, односно, једначином $\varepsilon = g(t)$, добија се промена момента отпора окретању у функцији времена тј. једначина $T_{tr} = h(t)$.

Промена отпора окретању транспортног ваљка у функцији времена, односно, једначина $F_{tr} = k(t)$ се добија када се једначина $T_{tr} = h(t)$ подели полупречником цеви ваљка r_{tv} , и највећа је у почетном тренутку заустављања ($t = 0$ s). Последња једначина омогућава одређивање отпора окретању транспортног ваљка при различитим учестаностима обртања, па и учестаности од 650 min^{-1} коју прописује стандард DIN 22112-2. Израчунату вредност отпора окретању, на учестаности од 650 min^{-1} , треба упоредити са вредностима приказаним у Табели 4.2, како би се утврдило да ли отпор окретању прелази дозвољене вредности.

4.3 Процедура испитивања радијалног бацања транспортних ваљака

Поступак одређивања радијалног бацања испитиваног транспортног ваљка се одвија кроз следеће фазе:

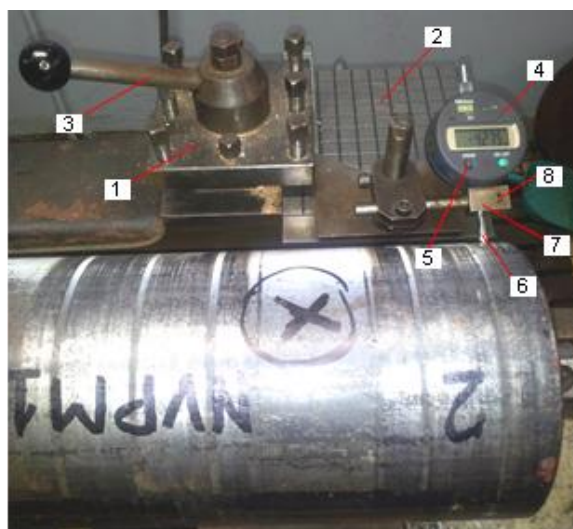
1. Припрема испитивања;
2. Мерење радијалног бацања;
3. Обрада резултата испитивања;

Активности у фази *припреме испитивања* су следеће (према ознакама на Сликама 4.18 и 4.19):

- A. На универзалном стругу (Слика 4.18, позиција 1) се окретањем ручице (Слика 4.18, позиција 5) размичу конусни носач – трн и стезна глава (Слика 4.18, позиције 3 и 7), док се не оствари довољно велико аксијално растојање да се у њега може поставити испитивани транспортни ваљак (Слика 4.18, позиција 2);
- B. Испитивани транспортни ваљак се поставља између трна и стезне главе (док га придржавају бар два испитивача) и наслања осовином на унутрашњи пречник стезне главе (Слика 4.18, позиција 4);
- C. Трећи испитивач примиче конусни носач (трн) и стезну главу, окретањем одговарајуће ручице (Слика 4.18, позиција 5) све док испитивани транспортни ваљак не буде чврсто укљештен. Затим се стандардним поступком осовина транспортног ваљка фиксира у стезној глави – како би се спречила њена ротација у току испитивања;
- D. Носач мерног инструмента – компаратера (Слика 4.19, позиција 2) се поставља у стезни део стандардног носача резног алата (Слика 4.19, позиција 1);
- E. Окретањем одговарајуће ручице (Слика 4.19, позиција 3), положај носача мерног инструмента се фиксира;
- F. Мерни сат – компаратер (Слика 4.19, позиција 4), се поставља у носач мерног инструмента (Слика 4.19, позиција 7) тако да његов мерни део (Слика 4.19, позиција 6) благо притиска испитивани транспортни ваљак;
- G. Притезањем завртња (Слика 4.19, позиција 8), фиксира се позиција мерног сата (мерног инструмента);
- H. Притиском на тастер (Слика 4.19, позиција 5), у трајању од бар 3 s, тренутна вредност приказана на дисплеју компаратера добија вредност '0,000 mm';
- I. Припрема мерења радијалног бацања транспортног ваљка је завршена.



Слика 4.18: Универзални струг са монтираним транспортним ваљком и мерним инструментом (дигиталним компаратером)



Слика 4.19: Носач мерног инструмента (компаратера) у почетној мерној позицији

Фаза мерења радијалног бацања обухвата следеће активности (према ознакама на Слици 4.20):

А. Након што је извршена припрема испитивања, мерни део компаратера (Слика 4.20, позиција 2) се налази на мерном положају *LII* (Слика 4.20, позиција *LII*)

- највише 5 mm од одговарајуће чеоне површине транспортног ваљка, а на дисплеју мерног сата је приказана вредност '0,000 mm';

В. Окретањем ручице (Слика 4.20, позиција 1), мерни инструмент (компаратер) се аксијално помера (у смеру стрелице на Слици 4.20), за одређену вредност – нпр. за ваљке дугачке 630 mm та вредност је 100 mm, што се подешава одговарајућом скалом универзалног струга (Слика 4.20, позиција 3). Тиме је мерни део компаратера доведен у позицију *L12* – очита се вредност са дисплеја компаратера;

.
. .
.

С. Поступак В се понавља све док мерни део компаратера не дође до позиције *L17* (Слика 4.20 – крајња позиција на линији *L1*) – треба водити рачуна да позиција *L17* буде бар 5 mm од најближе чеоне површине испитиваног транспортног ваљка;

Д. Када су очитане вредности са дисплеја компаратера у позицијама *L11-L12-L13-L14-L15-L16-L17* (Слика 4.20) и тиме формирана линија мерних места *L1* (Слика 3.10), цев транспортног ваљка (Слика 4.20, позиција 4) се ротира око осовине за угао од 45° (Слика 4.20) - тиме је мерни део компаратера доведен у мерну позицију *L27* – очита се вредност са дисплеја компаратера;

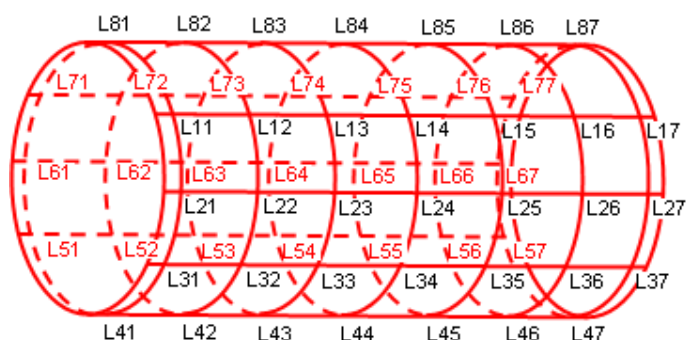
Е. Окретањем ручице (Слика 4.20, позиција 1) у супротном смеру, мерни инструмент (компаратер) се аксијално помера (у смеру супротном од стрелице на Слици 4.20), и доводи на позиције које одговарају мерним местима *L26-L25-L24-L23-L22-L21* (на истим међусобним растојањима као *L11-L12-L13-L14-L15-L16-L17*) – очитају се све измерене вредности;

Ф. Поступци Д и Е се понављају све док цев транспортног ваљка не буде ротирана за 360° око осовине тј. измере се радијална бацања на одговарајућим мерним местима по линијама *L1-L2-L3-L4-L5-L6-L7-L8* и мерни део компаратера се врати у почетну позицију (*L11*);

Г. Мерење радијалног бацања испитиваног транспортног ваљка је завршено.

Уочљиво је да је приликом испитивања радијалног бацања формирана мрежа мерних места као на Слици 4.20.

Слика 4.20: Мрежа мерних позиција на површини испитиваног транспортног ваљка



Резултате испитивања радијалног бацања испитиваних транспортних ваљака је препоручљиво одмах по читавању на одређеној позицији ($L11 - L87$), унети у одговарајућу табелу (форме нпр. као у Табели 4.4). Важно је водити рачуна да се вредности уписују онако како су очитане, укључујући негативне вредности, према приказаном редоследу.

Табела 4.4: Приказ резултата испитивања радијалног бацања транспортних ваљака у mm и редослед њиховог уношења

Линија	1	2	3	4	5	6	7
	5 mm	105 mm	205 mm	305 mm	405 mm	505 mm	625 mm
L1 (0°)	L11→	L12→	L13→	L14→	L15→	L16→	L17→
L2 (45°)	L21←	L22←	L23←	L24←	L25←	L26←	L27←
L3 (90°)	L31→	L32→	L33→	L34→	L35→	L36→	L37→
L4 (135°)	L41←	L42←	L43←	L44←	L45←	L46←	L47←
L5 (180°)	L51→	L52→	L53→	L54→	L55→	L56→	L57→
L6 (225°)	L61←	L62←	L63←	L64←	L65←	L66←	L67←
L7 (270°)	L71→	L72→	L73→	L74→	L75→	L76→	L77→
L8 (315°)	L81←	L82←	L83←	L84←	L85←	L86←	L87←

Пример табеле са уписаним експерименталним резултатима испитивања радијалног бацања транспортног ваљка спољашњег пречника $\varnothing 159 mm$ и дужине цеви $600 mm$ је представљен у Табели 4.5.

Табела 4.5: Пример резултата испитивања радијалног бацања транспортних ваљака спољашњег пречника $\varnothing 159$ mm и дужине цеви 600 mm - у mm

Линија	1	2	3	4	5	6	7
	5 mm	105 mm	205 mm	305 mm	405 mm	505 mm	625 mm
L1 (0°)	0,000	-0,053	-0,094	-0,136	0,130	-0,347	-0,663
L2 (45°)	-0,107	0,047	0,045	0,095	0,059	0,096	0,054
L3 (90°)	0,341	0,419	0,347	0,336	0,303	0,383	0,202
L4 (135°)	0,512	0,482	0,381	0,276	0,213	0,133	-0,166
L5 (180°)	-0,038	0,043	0,056	0,089	0,084	0,023	-0,172
L6 (225°)	-0,114	0,123	0,232	0,277	0,331	0,333	0,194
L7 (270°)	0,084	0,221	0,305	0,341	0,410	0,502	0,188
L8 (315°)	-0,192	0,021	-0,045	-0,049	-0,084	-0,156	-0,271

У претходној табели треба из сваке вертикалне колоне треба одабрати најмању негативну и највећу позитивну вредност (ако нема негативних вредности, онда се за најмању бира '0' вредност), односно, према примеру из Табеле 4.5:

$$L1_{\min} = -0,192 \text{ mm} \quad L1_{\max} = 0,512 \text{ mm}$$

$$L2_{\min} = -0,053 \text{ mm} \quad L2_{\max} = 0,482 \text{ mm}$$

$$L3_{\min} = -0,094 \text{ mm} \quad L3_{\max} = 0,381 \text{ mm}$$

$$L4_{\min} = -0,136 \text{ mm} \quad L4_{\max} = 0,341 \text{ mm}$$

$$L5_{\min} = -0,084 \text{ mm} \quad L5_{\max} = 0,410 \text{ mm}$$

$$L6_{\min} = -0,347 \text{ mm} \quad L6_{\max} = 0,502 \text{ mm}$$

$$L7_{\min} = -0,663 \text{ mm} \quad L7_{\max} = 0,202 \text{ mm}$$

Када се одреде минималне и максималне измерене вредности L_{\min} и L_{\max} (у одговарајућим мерним равнима 1-7), треба сабрати њихове апсолутне вредности:

$$TIR1 = | -0,192 | + | 0,512 | = 0,704 \text{ mm}$$

$$TIR2 = | -0,053 | + | 0,482 | = 0,535 \text{ mm}$$

$$TIR3 = | -0,094 | + | 0,381 | = 0,475 \text{ mm}$$

$$TIR4 = | -0,136 | + | 0,341 | = 0,477 \text{ mm}$$

$$TIR5 = |-0,084| + |0,410| = 0,494 \text{ mm}$$

$$TIR6 = |-0,347| + |0,502| = 0,849 \text{ mm}$$

$$TIR7 = |-0,663| + |0,202| = 0,865 \text{ mm}$$

Највећа вредност радијалног бацања испитиваног транспортног ваљка одговара највећој од претходно израчунатих вредности, односно, према подацима из примера:

$$TIR_{\max} = TIR7 = 0,865 \text{ mm}$$

Вредност TIR_{\max} треба упоредити са дозвољеном вредношћу, Дозвољено радијално бацање транспортних ваљака је функција дужине цеви и, према важећем међународном стандарду SABS 1313 [43], рачуна се по једначини:

$$TIR_{doz} = (Duzina\ cevi\ transportnog\ valjka\ (mm) / 600) + 0,55 \quad (4.4)$$

Где је:

TIR_{doz} – Највеће дозвољено радијално бацање транспортног ваљка;

За транспортне ваљке, који се најчешће користе у системима тракастих транспортера на националним површинским коповима угља., дозвољена радијална бацања су:

1. Транспортни ваљак $\varnothing 159 \times 530 \text{ mm}$

$$TIR_{doz} = 1,433 \text{ mm}$$

2. Транспортни ваљак $\varnothing 159 \times 600 \text{ mm}$

$$TIR_{doz} = 1,550 \text{ mm}$$

3. Транспортни ваљак $\varnothing 159 \times 670 \text{ mm}$

$$TIR_{doz} = 1,666 \text{ mm}$$

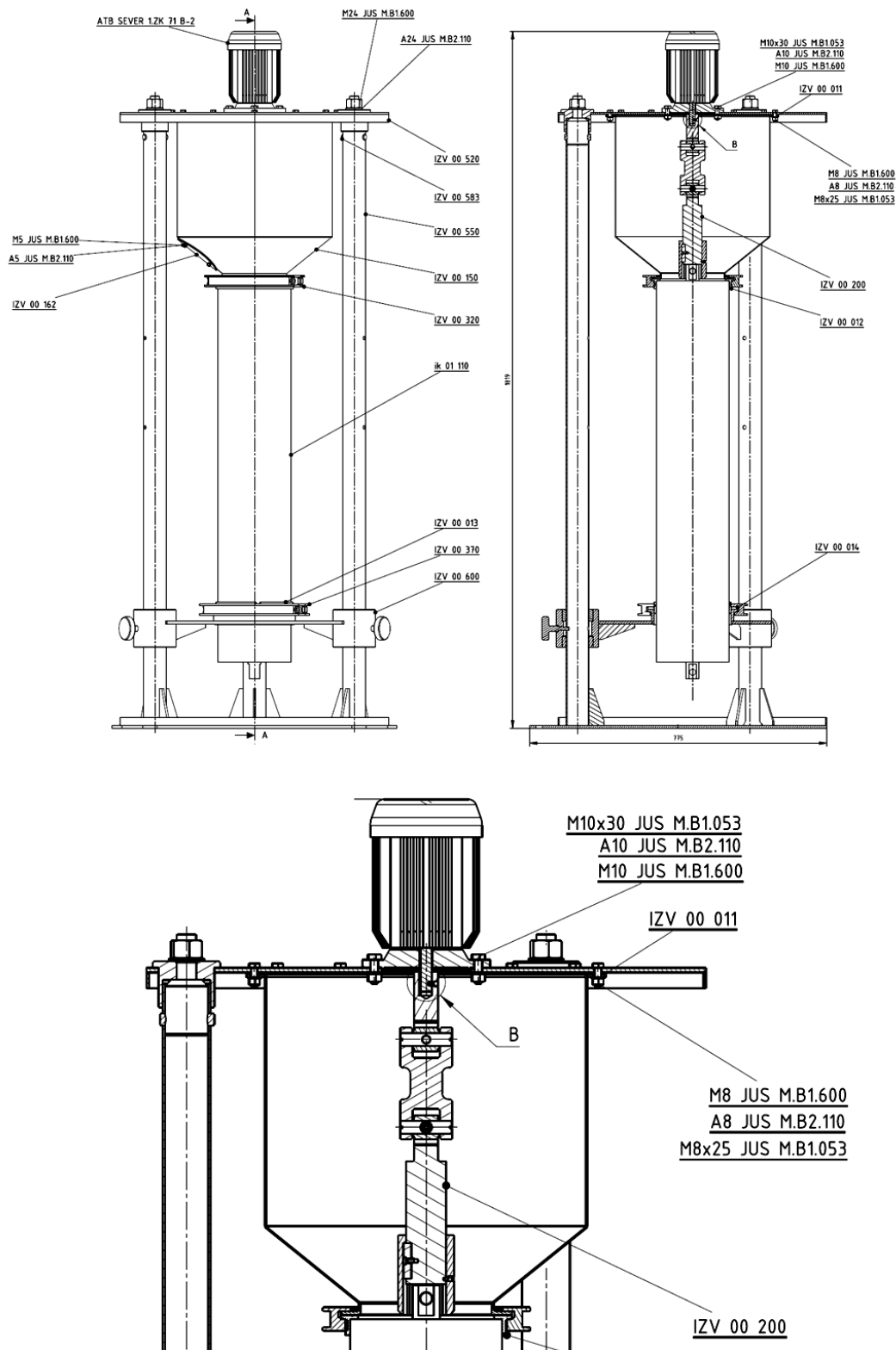
Дозвољене вредности радијалног бацања према стандарду SABS 1313 су веће од дозвољених вредности радијалног бацања према немачком стандарду DIN 22112-2 (Табела 4.6) али су прецизније одређене – у директној су корелацији са дужином цеви транспортног ваљка.

Табела 4.6: Дозвољене вредности радијалног бацања транспортних ваљака [67]

Дужина цеви транспортног ваљака	Дозвољено радијално бацање (mm)	
	Спољашни пречник цеви транспортног ваљака ≤ 133 mm	Спољашни пречник цеви транспортног ваљака ≥ 133 mm
≥ 530 mm	0,5	0,6
између 600 и 900 mm	0,7	0,9
између 1050 и 1400 mm	1,3	1,6

4.4 Процедура испитивања заптивних група транспортних ваљака

На Машинском факултету Универзитета у Београду је развијен и израђен прототип пробног стола за испитивање отпорности заптивне групе транспортних ваљака на продирање прашине из околине. Као узор је послужило решење МЈ Уркарда са Central Queensland University [40]. Детаљи развијеног пробног стола су приказани на Слици 4.21 а коначан изглед израђеног прототипа на Слици 4.22.



Слика 4.21: Пробни сто за проверу осетљивости заптивне групе транспортног ваљка на продирање прашине
(Машински факултет Универзитета у Београду)



Слика 4.22: Пробни сто за испитивање заптивних група транспортних ваљака развијен на Машинском факултету Универзитета у Београду

Пробни сто за испитивање заптивања се одликује тиме што је испитивани ваљак постављен у вертикални положај. Ваљак је за пробни сто причвршћен одговарајућим стегама које се могу померати у вертикалном правцу у циљу прилагођавања пробног стола различитим дужинама ваљака (леви део Сlike

4.21). У горњем делу пробног стола се налази контејнер за контаминирајуће честице или воду (увећани детаљ у доњем делу Сlike 4.21).

Погонски момент се од електромотора на врху пробног стола преко посебно пројектованог карданског вратила преноси на горњи крај осовине транспортног ваљка.

Контаминирајуће честице се у контејнеру ковитлају под дејством вентилаторских лопатица које су повезане за осовину ваљка, док је омотач ваљка непокретан. Гравитационе силе потпомажу улазак прашине у заптивач. Као и код постојећих стандардизованих метода испитивања заптивних група (описаних у трећем поглављу), отказ заптивне групе транспортног ваљка се после одређеног броја сати испитивања, утврђује тек након расклапања склопа и провере да ли је прашина прошла кроз заптивање и дошла у зону лежаја.

Пре самог испитивања је неопходно припремити одговарајуће контаминирајуће честице – да би што реални радни услови били што релевантниј симулирани, честице је неопходно узорковати са површине угљенокопа, и сушити током 2h на температури од 120°. Просушене честице затим треба просејати ситом са мрежом отвора од 150 μm .

Активности које обухвата сам поступак испитивања су:

А) Издвајање 2,15 kg (± 5 g) претходно припремљених контаминирајућих честица (Слика 4.23);



Слика 4.23: Мерење масе припремљених контаминирајућих честица на електронској ваги

Б) Додавање издвојених контаминирајућих честица у одговарајућу комору пробног стола (Слика 4.24) и њено затварање;



Слика 4.24: Контаминирајуће честице у комори пробног стола

В) Монтажу давача нивоа буке и система за аквизицију података 'Mikromon' (Слика 4.25)



Слика 4.25: Давач нивоа буке монтиран на пробни сто за испитивање заптивних група транспортних ваљака

Г) Излагање заптивне групе испитиваног транспортног ваљка принудном контаминацијом током 30 сати (у три серије од по 10h) – током испитивања се снима промена нивоа буке испитиваног узорка;

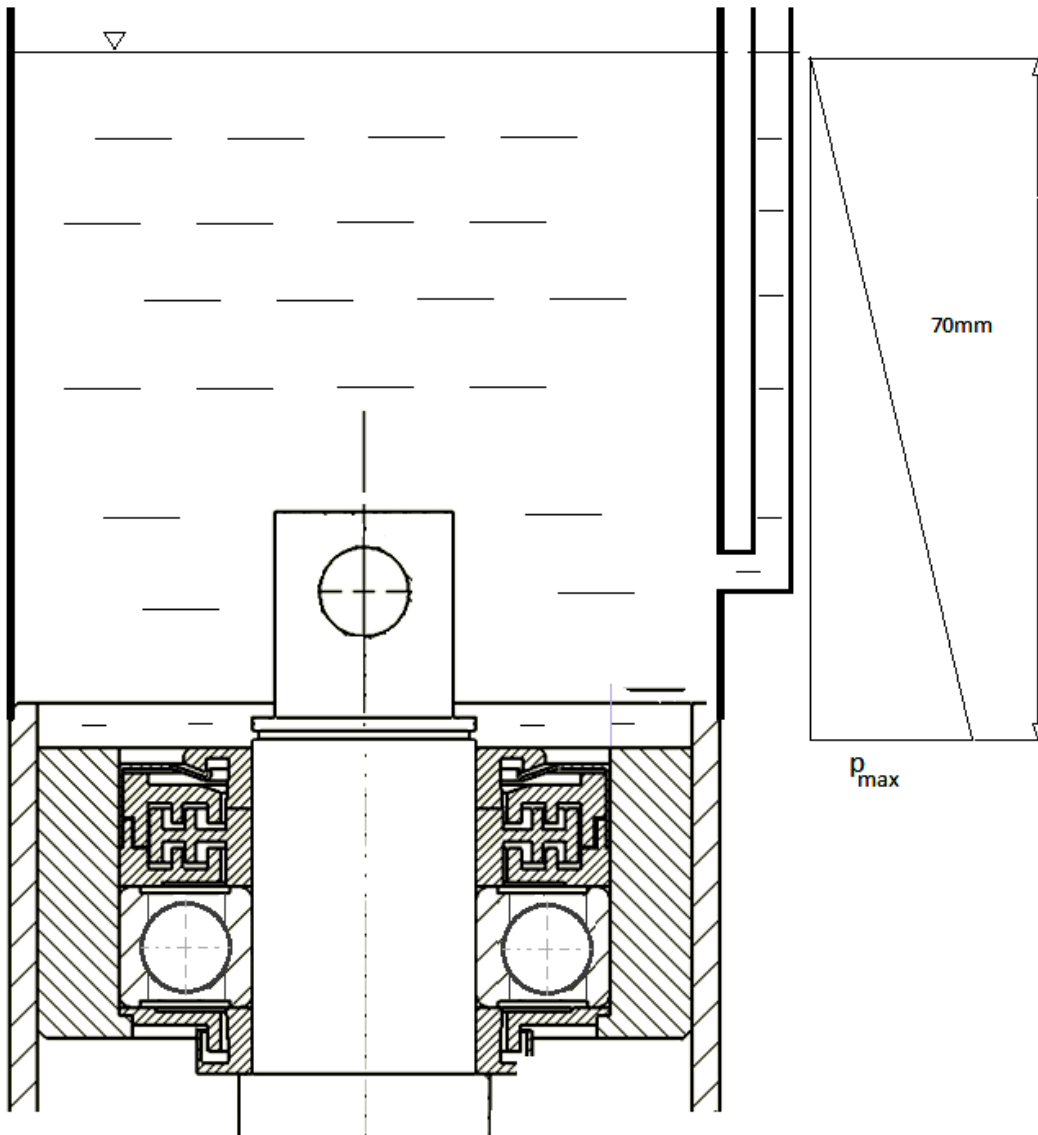
Упоредна испитивања на продор воде се врше на истом пробном столу као и за испитивања на продор чврстих честица и не захтевају разарање склопа ваљка и заптивача, па се за све испитане типове ваљака на основу спроведених испитивања могу донети одређени закључци о квалитету њихових заптивача.

Учестаност обртања погонског мотора, а тиме и осовине ваљка (у овом случају она обавља функцију вратила) се контролише помоћу фреквентног регулатора. При испитивању је неопходно поштовати смерницу стандарда DIN 22112-3 да обимна брзина површине цеви испитиваног ваљка буде 1 m/s. Последишно, експериментална учестаност обртања транспортних ваљака пречника 159 mm током испитивања износи 120 min^{-1} .

На Слици 4.26 је приказан принцип протицања воде кроз заптивач и лежај испитиваног транспортног ваљка. Хидростатички притисак је сразмеран висини

воденог стуба у посуди (70 mm) и износи 700 Pa. Дејству воде је изложен целокупни обим заптивача.

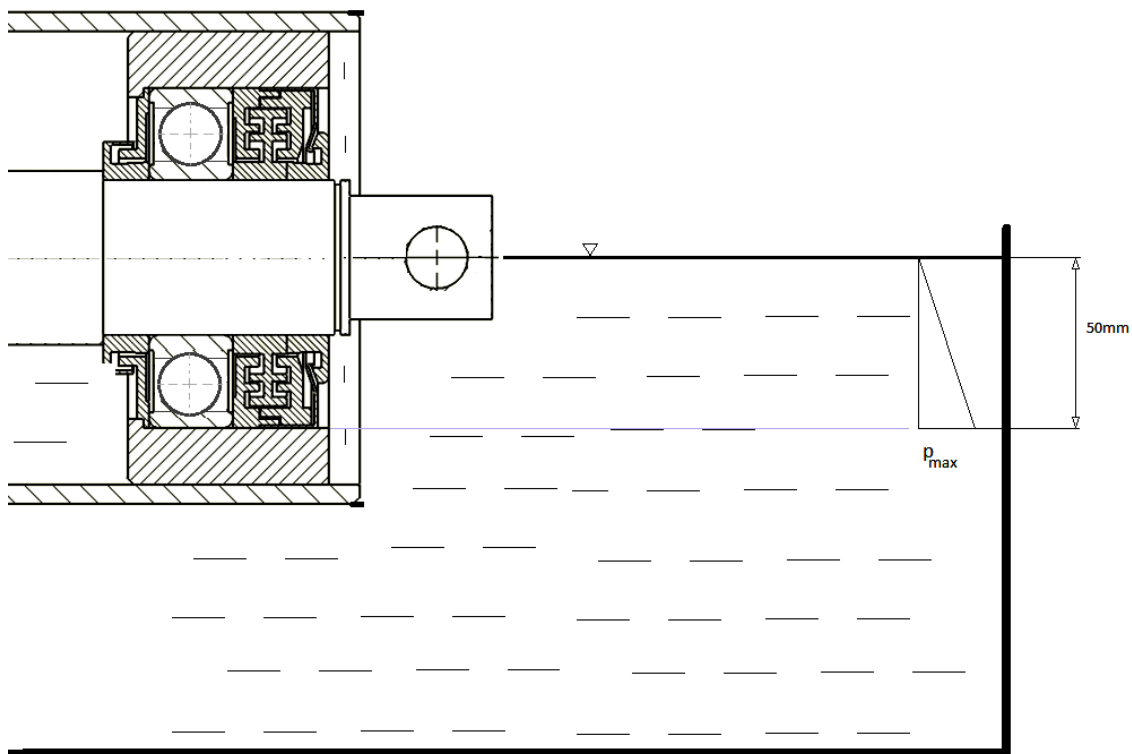
Вода из посуде се пробија кроз канале лабиринтског заптивача, пролази кроз лежај и излази кроз доњи лежај и заптивач. Време истицања одређене количине воде представља меру квалитета заптивања.



Слика 4.26: Принцип протицања воде кроз заптивач и лежај испитиваног транспортног ваљка спољашњег пречника $\varnothing 159$ mm и дужине цеви 670 mm

На Слици 4.27 је приказан принцип протицања воде кроз заптивну групу код пробног стола према DIN 22112-3. Може се уочити да је само једна половина

обима ваљка и заптивача потопљена у воду. Хидростатички притисак (висина воденог стуба) је приближно једнак спољашњем полупречнику тела заптивача ваљка и износи 50 mm, односно 500 Pa.



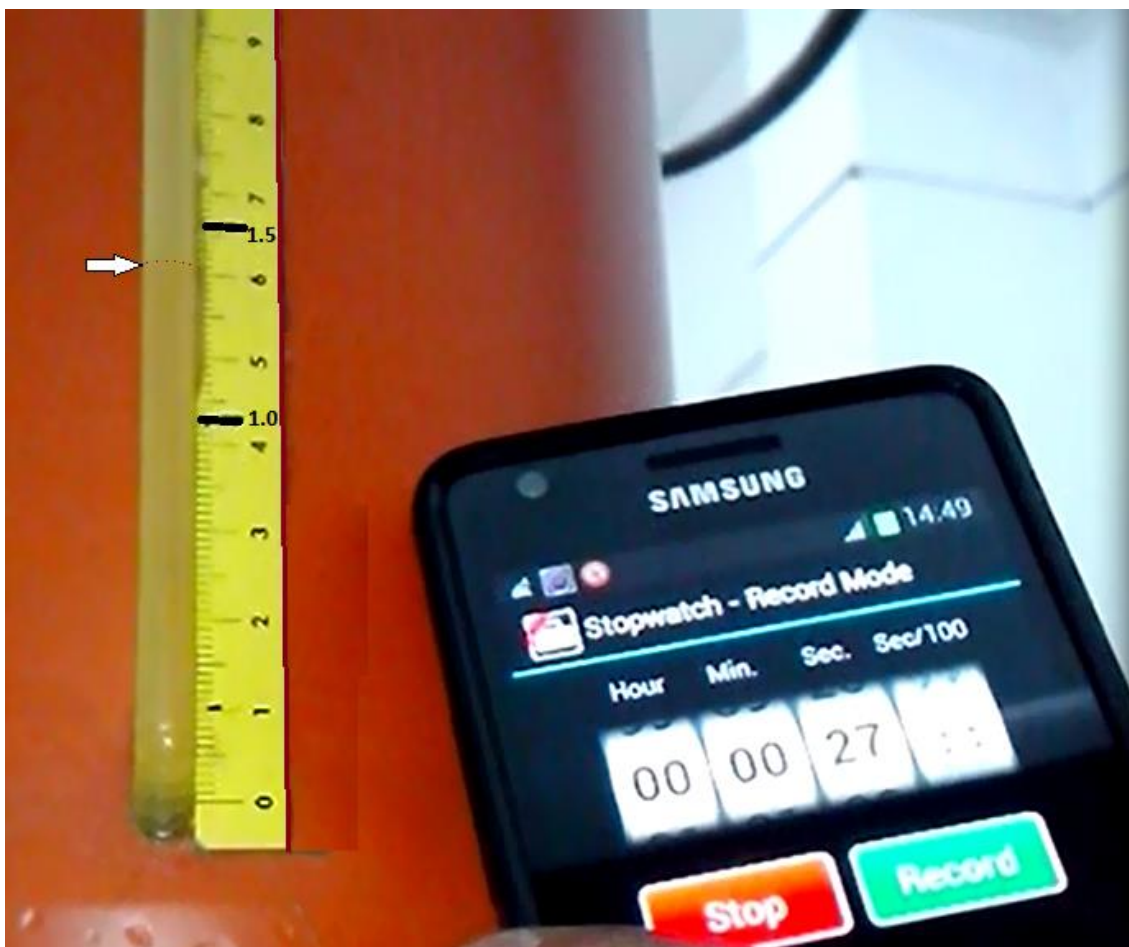
Слика 4.27: Принцип протицања воде кроз заптивну групу транспортног ваљка код пробног стола према DIN 22112-3

На основу скица са Слика 4.26 и 4.27 се закључује да су услови испитивања заптивености на продор воде на уређају развијеном на Машинском факултету Универзитета у Београду због нешто веће висине воденог стуба (разлика је 20 mm односно 40%) и целокупног обима заптивача (разлика је пола обима заптивача ваљка, односно 100%), оштрији од услова које захтева DIN 22112-3.

Оба пробна стола подразумевају да ће вода проћи кроз канале лабиринског заптивача у унутрашњост ваљка. Одговарајућа количина воде се код пробног стола према DIN 22112-3 утврђује периодичним скидањем ваљка са пробног стола (свака 24 часа) и мерењем његове масе са водом која је ушла у унутрашњост. Код

овог пробног стола није омогућено мерење протока воде или времена протицања воде кроз заптивач.

Пробни сто развијен на Машинском факултету Универзитета у Београду омогућава да се без икаквог скидања ваљка са пробног стола, прати промена нивоа воде у посуди за контаминацију - употребом сонде за мерење нивоа воде (Слика 4.28) и хронометра којим се мери време неопходно да одређена количина воде прође кроз заптивач и лежај.

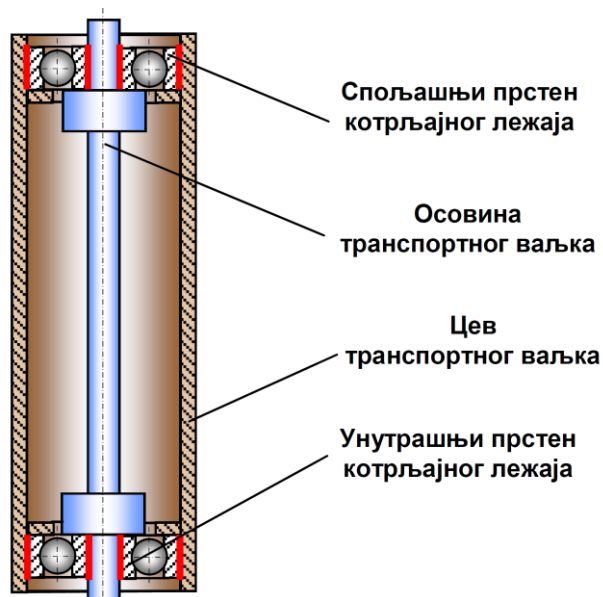


Слика 4.28: Мерна сонда и хронометар при мерењу протока воде кроз заптивну групу испитиваног транспортног ваљка

4.5 Процедура испитивања спојева у склоповима транспортних ваљака

Везе чврстим налегањем су непокретне везе које преносе обимна и аксијална оптерећења. У стандардном склопу транспортних ваљака су најчешће остварене четири везе чврстим налегањем (обележене црвеном бојом на Слици 4.29):

1. Две везе између спољашњих прстенова уграђених котрљајних лежаја и улежиштења у склопу цеви (плашта, омотача) транспортног ваљка;
2. Две везе између унутрашњих прстенова уграђених котрљајних лежаја и рукавца осовине транспортног ваљка;



Слика 4.29: Везе чврстим налегањем у стандардном склопу транспортних ваљака

Основна предност веза чврстим налегањем је што се остварују без посредника а њихови главни недостаци су:

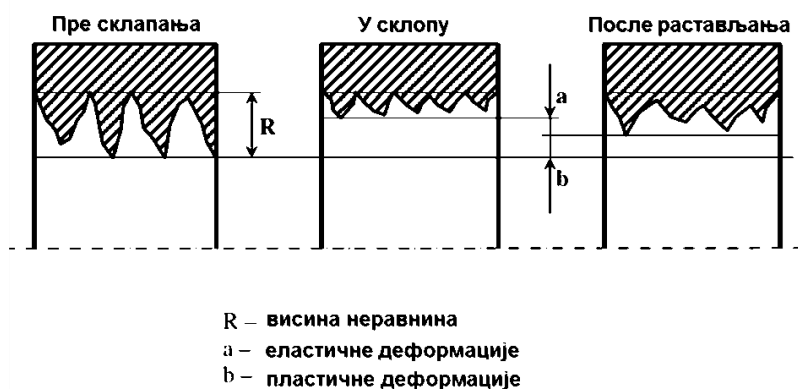
1. Захтевана велика тачност мера и облика (толеранција) и финији квалитет обраде додирних површина (храпавости);
2. За монтажу веза чврстим налегањем је потребна посебна опрема;
3. Контрола сигурности веза чврстим налегањем није могућа;

У склоповима транспортних ваљака, везе чврстим налегањем се најчешће остварују механички – помоћу пресе (тзв. уздужним пресовањем).

Оптерећење се у везама чврстим налегањем преноси захваљујући еластичним деформацијама делова везе, које узрокују појаву површинског притиска између два спојена дела. Када се веза чврстим налегањем остварује на собној температури, поменуте еластичне деформације у највећој мери зависе од ПРЕКЛОПА P и СРЕДЊЕГ АРИТМЕТИЧКОГ ОДСТУПАЊА ПРОФИЛА (ВИСИНЕ НЕРАВНИНА) R_a на додирним површинама спрегнутих делова .

4.5.1 Утицај микронеравнина на величину ефективног преклопа

Деформације врхова неравина спојених делова могу бити еластичне (повратне) и пластичне (неповратне). Ако би површине делова веза биле идеално глатке, цело преклоп спојених делова би се искористио за еластично деформисање спојених делова. Стварни (ефективни) преклоп обухвата и утицај висине неравнина, зато што се при остваривању веза чврстим налегањем наведене неравнине значајно смањују ('поравнавају') – Слика 4.30.



Слика 4.30: Утицај микронеравнина на величину ефективног преклопа у везама чврстим налегањем

Због претходно наведеног, ефективни преклоп се рачуна према следећим једначинама:

$$\begin{aligned}
 P_{ef} &= |P| - \Delta P_{pl} \\
 \Delta P_{pl} &= 2\varphi \cdot (R_e + R_i)
 \end{aligned}
 \tag{4.5}$$

Где су:

P_{ef} – ефективни преклоп;

P – номинални преклоп (рачуна се на основу толеранција делова везе);

ΔP_{pl} – промена номиналног преклопа, услед пластичног деформисања, односно, смањења висине неравнина спојених делова (R_e, R_i);

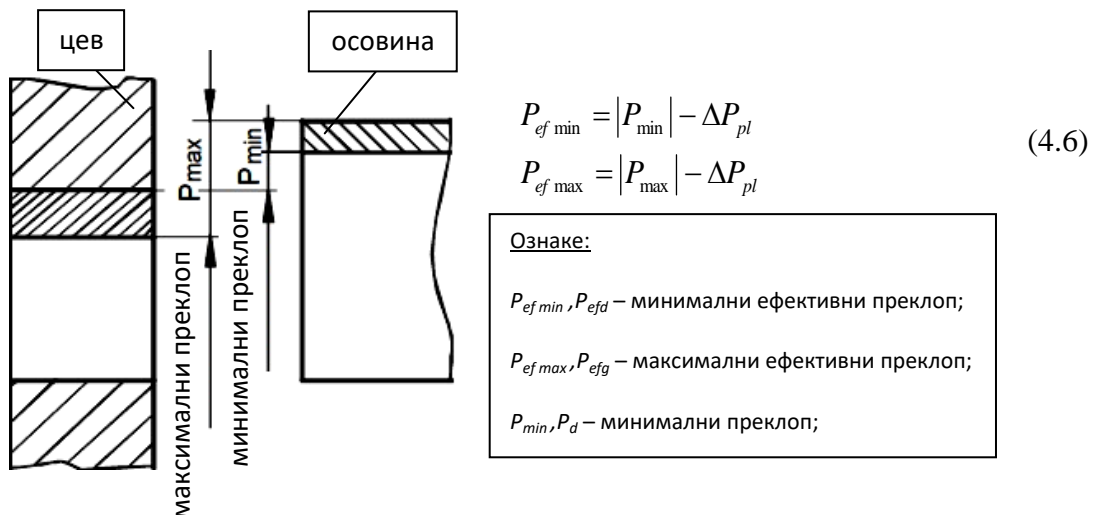
φ – фактор поравнања неравнина;

R_e, R_i – средње аритметичко одступање профила (R_a) спољашњег (e), односно, унутрашњег (i) дела везе;

Фактор поравнања неравнина φ зависи од начина остваривања везе чврстим налегањем, и у случају уздужног пресовања износи:

$$\varphi = 0,6$$

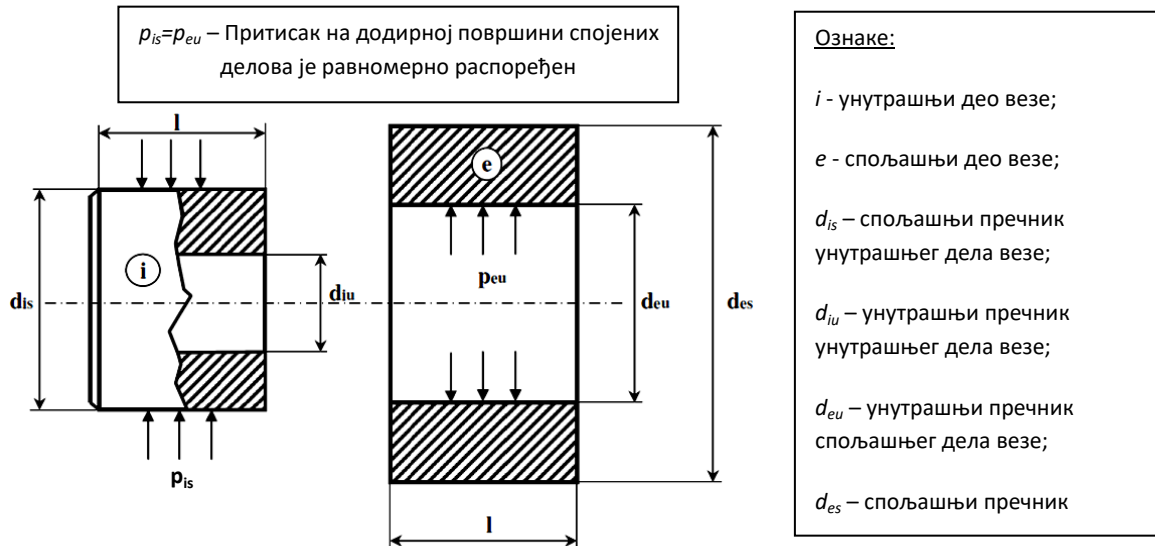
Пошто номинални преклоп P зависи од положаја толеранцијских поља и IT квалитета толеранција заједничких пречника спојених делова, могуће је израчунати његову максималну и минималну вредност. Због тога и ефективни преклоп има екстремне вредности, односно, $P_{ef\ min}$ и $P_{ef\ max}$ (Слика 4.31).



Слика 4.31: Минимални и максимални ефективни преклоп у вези чврстим налегањем

4.5.2 Површински притисак у везама чврстим налегањем

При прорачуну површинског притиска у везама чврстим налегањем, претпоставља се да је расподела притиска, који се остварује на додирној површини спојених делова, равномерна (Слика 4.32).



Слика 4.32: *Расподела површинског притиска на додирним површинама делова везе чврстим налегањем*

За прорачун површинског притиска на додирној површини спојених делова, користе се познати аналитички изрази за судове напрегнуте унутрашњим или спољашњим притиском.

Јединична деформација дела везе чврстим налегањем (спољашњег или унутрашњег) се рачуна према једначини:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{P_{ef}}{d} \quad (4.7)$$

Где је:

P_{ef} – ефективни преклоп;

d - називна мера пречника на коме је остварена веза чврстим налегањем ($d_{is} = d_{eu}$).

Површински притисак у вези чврстим налегањем p се рачуна према једначинама:

$$p = \varepsilon \cdot E_{red}$$
$$\frac{1}{E_{red}} = \frac{k_e}{E_e} + \frac{k_i}{E_i} \quad (4.8)$$

Где је:

E_{red} – редуковани модул еластичности;

E_e, E_i – модул еластичности спољашњег, односно, унутрашњег дела везе;

k_e, k_i – смена делова једначина за деформацију спољашњег или унутрашњег пречника, за спољашњи, односно, унутрашњи део везе, приказаних на Слици 5.5;

Пошто ефективни преклоп има максималну и минималну вредност, $P_{ef \min}$ и $P_{ef \max}$, и притисак на додирној површини спојених делова има екстремне вредности p_{\min} и p_{\max} , које се рачунају према следећим једначинама:

$$p_{\min} = \varepsilon_{\min} \cdot E_{red} = \frac{P_{ef \min}}{d} \cdot E_{red}$$
$$p_{\max} = \varepsilon_{\max} \cdot E_{red} = \frac{P_{ef \max}}{d} \cdot E_{red} \quad (4.9)$$

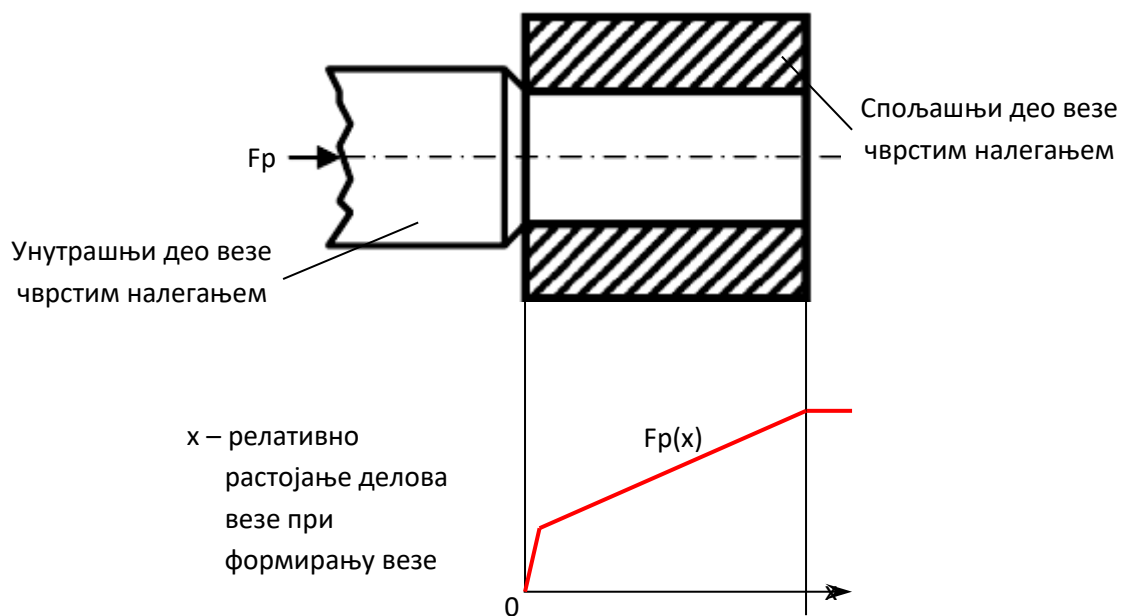
4.5.3 Сила пресовања F_p - формирање веза чврстим налегањем

Сила пресовања F_p је аксијално оптерећење које делује на унутрашњи део везе, при формирању везе чврстим налегањем уздужним пресовањем (Слика 4.33).

Да би се уздужно пресовање успешно реализовало и обезбедио квалитетан спој делова везе, неопходно је испунити следеће предуслове:

1. ивице оба дела који се спајају треба да буду оборене;
2. додирне површине делова треба подмазати;
3. брзина пресовања треба да буде мања од 0,5 m/s (при већим брзинама се смањује носивост везе);

Сила пресовања у току формирања везе није константног интензитета, већ се мења у зависности од релативног положаја делова који се спајају, односно, величине преклопљене површине (Слика 4.33).



Слика 4.33: Промена силе пресовања у функцији релативног положаја делова везе

За прорачун најмање силе пресовања $F_{p\min}$, коју треба обезбедити да би се веза чврстим налегањем сигурно формирала, меродаван је најнеповољнији случај који преса треба да савлада тј. највећи дозвољени ефективни преклоп између делова везе - $P_{ef\max}$, односно, максимални притисак на додирној површини спојених делова p_{\max} . Наведена сила треба да савлада све отпоре при формирању везе чврстим налегањем (услед налегања и пластичних деформација неравнина). Наведена сила пресовања, при формирању везе чврстим налегањем, се рачуна према једначини:

$$F_{p\min} = \mu_{pres} \cdot A \cdot p_{\max} \quad (4.10)$$

Где је:

$F_{p\min}$ – Најмања сила пресовања потребана за сигурно формирање везе;

A – додирна површина делова везе чврстим налегањем;

p_{\max} – Максимални притисак на додирној површини спојених делова;

μ_{pres} – Коефицијент трења пресовања (усваја се према Табели 4.7);

Табела 4.7: Коефицијенти трења неопходни за прорачун веза чврстим налегањем при уздужном пресовању

	Č/Č, Č/ČL	Č/SL	Č/Bronza	Č/Alumin.
	podmaz.	podmaz.	suvo	suvo
μ_{st}	0,08...0,25	0,09...0,17	0,04...0,10	0,03...0,09
μ_{kin}	0,03...0,19	0,07...0,12	0,03...0,07	0,02...0,06
μ_{pres}	0,05...0,22	0,07...0,13	0,05...0,10	0,02...0,08
	suvo			
	Č/Č, Č/ČL	Č/SL	Č/Bronza	Č/Alumin.
μ_{st}	0,16...0,30	0,13...0,18	0,17...0,25	0,10...0,15
μ_{kin}	0,07...0,14	0,06...0,09	0,05...0,14	0,05...0,08

У случају веза чврстим налегањем код челичних транспортних ваљака, меродаван је коефицијент трења пресовања од $\mu_{\text{pres}} = 0,22$ (за челик по челику – усваја се највећа вредност из опсега), па се за прорачун најмање силе пресовања користи једначина у облику:

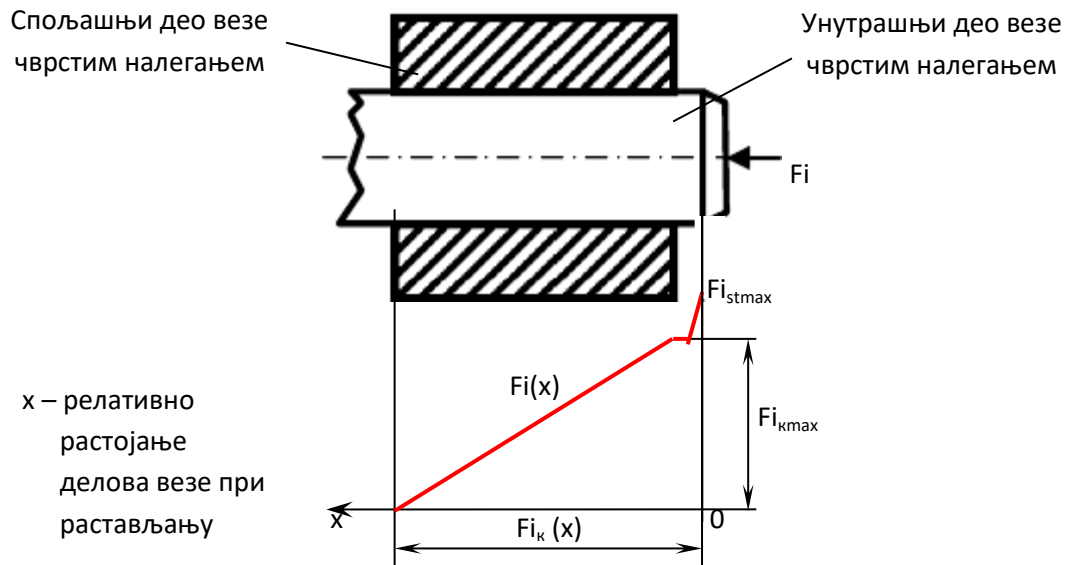
$$F_{p_{\min}} = 0,22 \cdot A \cdot p_{\max} \quad (4.11)$$

4.5.4 Сила растављања F_i

Сила растављања F_i је аксијална сила која делује на унутрашњи део везе, при растављању везе чврстим налегањем, формиране уздужним пресовањем (Слика 4.34).

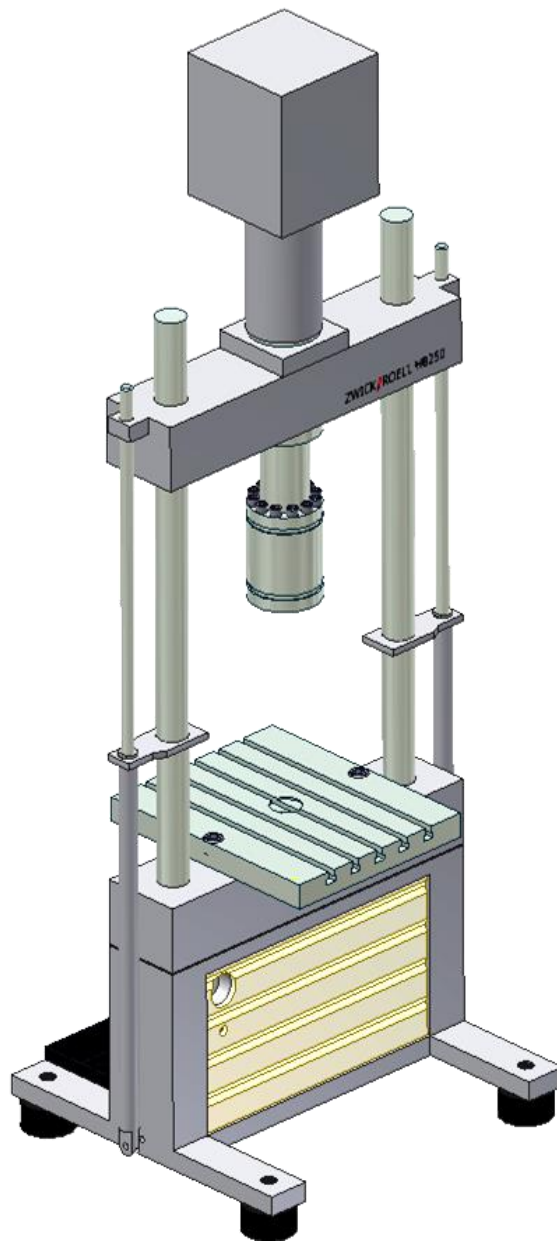
Као и сила пресовања, и сила растављања није константног интензитета, већ зависи од релативног положаја делова везе чврстим налегањем - у току растављања везе, сила растављања пролази кроз две фазе (Слика 4.34):

1. Статичку – сила растављања F_{ist} при којој почиње релативно кретање спојених делова ($x = 0$) – ово је највећа сила која се генерише при растављању везе чврстим налегањем;
2. Кинематску – сила растављања F_{ik} при којој се релативно кретање спојених делова наставља до потпуног раздвајања делова ($x > 0$);



Слика 4.34: Промена силе избијања у функцији релативног положаја делова везе

Стварне вредности силе растављања F_{iex} , при растављању чврстог споја, се експериментално утврђују коришћењем сервохидрауличне машине за динамичко и статичко испитивање материјала Zwick Roell HB250 (Слика 4.35), а добијени резултати се могу искористити за проверу налегања, која су постојала између делова везе пре формирања споја.



Слика 4.35: Сервохидраулична машина за динамичко и статичко испитивање материјала Zwick Roell HB250
Машински факултет Универзитета у Београду

Највећа експериментално утврђена сила растављања $F_{i\max ex}$, мора да има вредност мању од аналитички одређене максималне дозвољене статичке силе растављања $F_{i\max}$, која се одређује из услова да је сила коју треба обезбедити за растављање везе највећа, ако је преклоп између делова споја, пре формирања везе, највећи:

$$\begin{aligned}
F_{i_{st \max}} &= \mu_{st} \cdot A \cdot p_{\max} \\
\rightarrow F_{i_{st \max}} &= 0,30 \cdot A \cdot p_{\max} \\
\rightarrow F_{i_{st \max}} &= 0,30 \cdot A \cdot \frac{|P_{\max}| - \Delta P_{pl}}{d} \cdot E_{red} \\
\rightarrow F_{i_{st \max}} &= 0,30 \cdot A \cdot \frac{|P_{\max}| - 2 \cdot 0,6 \cdot (R_e + R_i)}{d} \cdot E_{red}
\end{aligned} \tag{4.12}$$

Статички коефицијент трења μ_{st} се за одговарајуће материјале делова везе усваја из Табеле 4.7 - у случају челичних транспортних ваљака износи $\mu_{st} = 0,30$.

Најмања дозвољена вредност највеће експериментално утврђене силе растављања $F_{i_{maxex}}$ се одређује из услова да је сила растављања потребна за растављање везе најмања, ако је преклоп између делова споја пре формирања везе био најмањи дозвољени, односно $F_{i_{stmin}}$ је:

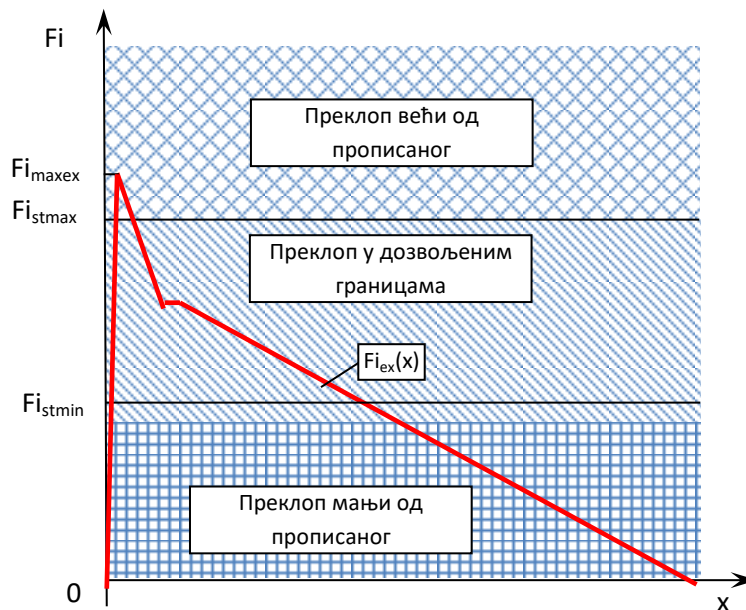
$$\begin{aligned}
F_{i_{st \min}} &= \mu_{st} \cdot A \cdot p_{\min} \\
\rightarrow F_{i_{st \min}} &= 0,30 \cdot A \cdot p_{\min} \\
\rightarrow F_{i_{st \min}} &= 0,30 \cdot A \cdot \frac{|P_{\min}| - \Delta P_{pl}}{d} \cdot E_{red} \\
\rightarrow F_{i_{st \min}} &= 0,30 \cdot A \cdot \frac{|P_{\min}| - 2 \cdot 0,6 \cdot (R_e + R_i)}{d} \cdot E_{red}
\end{aligned} \tag{4.13}$$

Највећу експериментално утврђену силу растављања $F_{i_{maxex}}$ треба упоредити са израчунатим вредностима $F_{i_{stmin}}$ и $F_{i_{stmax}}$, и на основу резултата поређења, донети следеће закључке:

1. $F_{i_{maxex}} < F_{i_{stmin}}$ – преклоп између делова везе чврстим налегањем је пре формирања споја био премали – овај услов се може примењивати само ако је прописано налегање између делова везе чврсто, односно, није лабаво или неизвесно;
2. $F_{i_{stmin}} < F_{i_{maxex}} < F_{i_{stmax}}$ – преклоп између делова везе чврстим налегањем је пре формирања споја био у дозвољеним границама – овај услов се може примењивати само је ако прописано налегање између делова везе чврсто (није лабаво или неизвесно);

3. Ако је $F_{i\max ex} > F_{i\stmax}$ - преклоп између делова везе чврстим налегањем је пре формирања споја био превелики – овај услов се може примењивати само ако прописано налегање није лабаво, односно, ако не постоји зазор између делова споја;

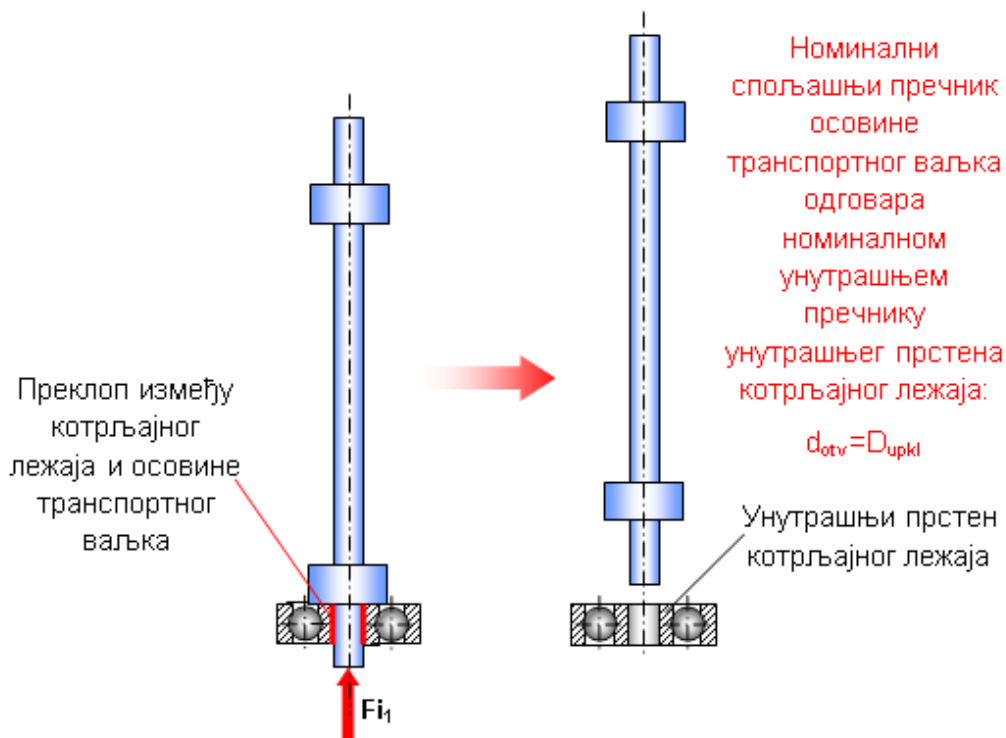
Наведени услови су графички приказани на Слици 4.36.



Слика 4.36: Графички приказ услова за проверу налегања делова споја, пре формирања везе чврстим налегањем, на основу експериментално измерених вредности силе растављања

4.5.5 Аналитичко одређивање дозвољених вредности сила растављања осовина транспортних ваљака и уграђених котрљајних лежаја – $F_{i1\stmin}$ и $F_{i1\stmax}$

Сила растављања осовине транспортног ваљка и уграђеног котрљајног лежаја F_{i1} је аксијална сила која делује на осовину ваљка, при растављању споја лежаја и осовине, оствареног уздужним пресовањем (Слика 4.37).



Слика 4.37: Сила растављања осовине и котрљајног лежаја транспортног ваљка

При аналитичком одређивању дозвољених вредности сила растављања осовина транспортних ваљка из уграђених котрљајних лежаја, неопходно је прво утврдити вредности највећег дозвољеног преклопа (Слика 4.37).

Највећи дозвољени преклоп између рукаваца осовина и унутрашњих прстенова котрљајних лежаја се рачуна према положају њихових толеранцијских поља и IT квалитету толеранција.

Толеранције котрљајних лежаја су прописане међународним стандардима (DIN 620-2:1999 [68]) и одређују се према подацима из Табеле 4.8, за одговарајући унутрашњи пречник котрљајног лежаја (D_{upkl} – Слика 4.37 [68]).

Табела 4.8: Толеранције унутрашњих пречника котрљајних лежаја [68]

(нормалне класе тачности - P_0);

D_{upkl}		Δ_{dmp}		V_{dsp} für Durchmesserreihe nach DIN 616			V_{dmp} max.	K_{ia} max.	Δ_{Bs} modifiziert ²)				V_{Bs} max.
преко	до	Abmaß		9	0, 1	2, 3, 4			Abmaß		Abmaß		
		ES_{upkl}	EI_{upkl}			max.		oberes	unteres	oberes	unteres		
0,6 ¹⁾	2,5	0	- 8	10	8	6	6	10	0	- 40	-	-	12
2,5	10	0	- 8	10	8	6	6	10	0	- 120	0	- 250	15
10	18	0	- 8	10	8	6	6	10	0	- 120	0	- 250	20
18	30	0	- 10	13	10	8	8	13	0	- 120	0	- 250	20
30	50	0	- 12	15	12	9	9	15	0	- 120	0	- 250	20
50	80	0	- 15	19	19	11	11	20	0	- 150	0	- 380	25
80	120	0	- 20	25	25	15	15	25	0	- 200	0	- 380	25
120	180	0	- 25	31	31	19	19	30	0	- 250	0	- 500	30
180	250	0	- 30	38	38	23	23	40	0	- 300	0	- 500	30
250	315	0	- 35	44	44	26	26	50	0	- 350	0	- 500	35
315	400	0	- 40	50	50	30	30	60	0	- 400	0	- 630	40
400	500	0	- 45	56	56	34	34	65	0	- 450	-	-	50
500	630	0	- 50	63	63	38	38	70	0	- 500	-	-	60
630	800	0	- 75	-	-	-	-	80	0	- 750	-	-	70
800	1 000	0	- 100	-	-	-	-	90	0	- 1 000	-	-	80
1 000	1 250	0	- 125	-	-	-	-	100	0	- 1 250	-	-	100
1 250	1 600	0	- 160	-	-	-	-	120	0	- 1 600	-	-	120
1 600	2 000	0	- 200	-	-	-	-	140	0	- 2 000	-	-	140

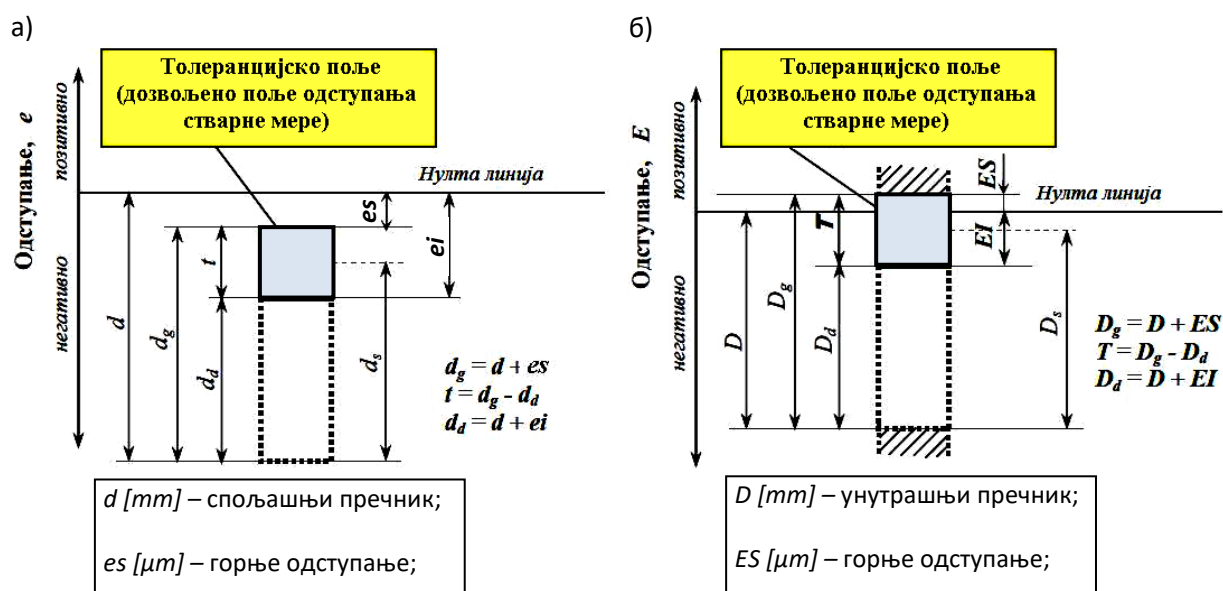
Пошто се у транспортне ваљке најчешће уграђују котрљајни лежаји типа 6306 С3, 6308 С3, 6310 С3 и 6312 С3, нормалне класе тачности - P_0 , из претходне табеле се респективно усвајају вредности за унутрашње пречнике лежаја од 30, 40, 50 и 60 mm.

Толеранције спољашњих пречника рукаваца осовина транспортних ваљака (d_{otv} – Слика 5.10) се обавезно приказују на техничким цртежима, а најчешће се примењују толеранције класа $g6$, $h6$ и $h7$. Одговарајућа доња и горња одступања, ei_{spotv} и es_{spotv} , зависе од називне мере, односно, номиналног спољашњег пречника рукавца осовине, и IT квалитета толеранција. Наведена одступања се, за пречнике осовина од 30-60 mm, одређују према подацима из Табеле 4.9.

Табела 4.9: Дозвољена одступања спољашњих пречника рукаваца осовина транспортних ваљака – толеранције $g6$, $h6$ и $h7$;

Пречник осовине d_{otv} [mm]	Одступање [μm]		$g6$	$h6$	$h7$
	горње	доње			
преко 18 до 30	горње	es_{spotv}	-7	0	0
	доње	ei_{spotv}	-20	-13	-21
преко 30 до 40	горње	es_{spotv}	-9	0	0
	доње	ei_{spotv}	-25	-16	-25
преко 40 до 50	горње	es_{spotv}	-9	0	0
	доње	ei_{spotv}	-25	-16	-25
преко 50 до 65	горње	es_{spotv}	-10	0	0
	доње	ei_{spotv}	-29	-19	-30

Претходно наведене ознаке за горње и доње границе дозвољених одступања спољашњих и унутрашњих мера (ES , EI , es и ei) се користе за визуелно представљање толеранцијских поља, према примеру на Слици 4.38.



Слика 4.38: Графички приказ толеранција
 а) спољашње мере и б) унутрашње мере

Највећи дозвољени номинални преклоп (P_{max}) између унутрашњих прстенова уграђених котрљајних лежаја и осовина транспортних ваљака се рачуна према једначини:

$$P_{max} = EI_{upkl} - es_{spotv} \quad (4.14)$$

Где је:

P_{max} – највећи дозвољени преклоп између унутрашњег прстена котрљајног лежаја и рукавца осовине транспортног ваљка;

EI_{upkl} – доње одступање унутрашњег пречника котрљајног лежаја (D_{upkl});

es_{spotv} – горње одступање спољашњег пречника рукавца осовине транспортног ваљка (d_{otv});

Најмањи дозвољени номинални преклоп (P_{min}), између унутрашњих прстенова котрљајних лежаја и рукаваца осовина транспортних ваљака, се рачуна према једначини:

$$P_{min} = ES_{upkl} - ei_{spotv} \quad (4.15)$$

Где је:

P_{min} – најмањи дозвољени преклоп између унутрашњег прстена котрљајног лежаја и рукавца осовине транспортног ваљка (ако је $P_{min} \geq 0$ у склопу је дозвољен и зазор, односно, лабаво налегање);

ES_{upkl} – горње одступање унутрашњег пречника котрљајног лежаја (D_{upkl});

ei_{spotv} – доње одступање спољашњег пречника рукавца осовине транспортног ваљка (d_{otv});

Ако је препоручено налегање између пречника унутрашњег прстена котрљајног лежаја и рукавца осовине транспортног ваљка неизвесно, нема смисла рачунати вредност најмањег дозвољеног номиналног преклопа, односно, његова вредност износи $P_{min} = 0 \mu\text{m}$, зато што је дозвољено да налегање између унутрашњег

прстена котрљајног лежаја и рукавца осовине транспортног ваљка буде и лабаво (дозвољен је зазор између делова везе).

Да би се аналитички одредиле дозвољене вредности сила растављања осовина транспортних ваљака и уграђених котрљајних лежаја, потребно је одредити и величину пластичних деформација неравнина (при формирању везе чврстим налегањем - уздужном пресовању). Наведене пластичне деформације смањују највећу и најмању вредност дозвољеног преклопа за вредност ΔP_{pl} , која се рачуна према једначини:

$$\Delta P_{pl} = 2 \cdot 0,6 \cdot (R_{otv} + R_{upkl}) = 1,2 \cdot (R_{otv} + R_{upkl}) \quad (4.16)$$

Где су:

ΔP_{pl} – промена номиналног преклопа, услед смањења висине неравнина спојених делова (R_{otv} , R_{upkl});

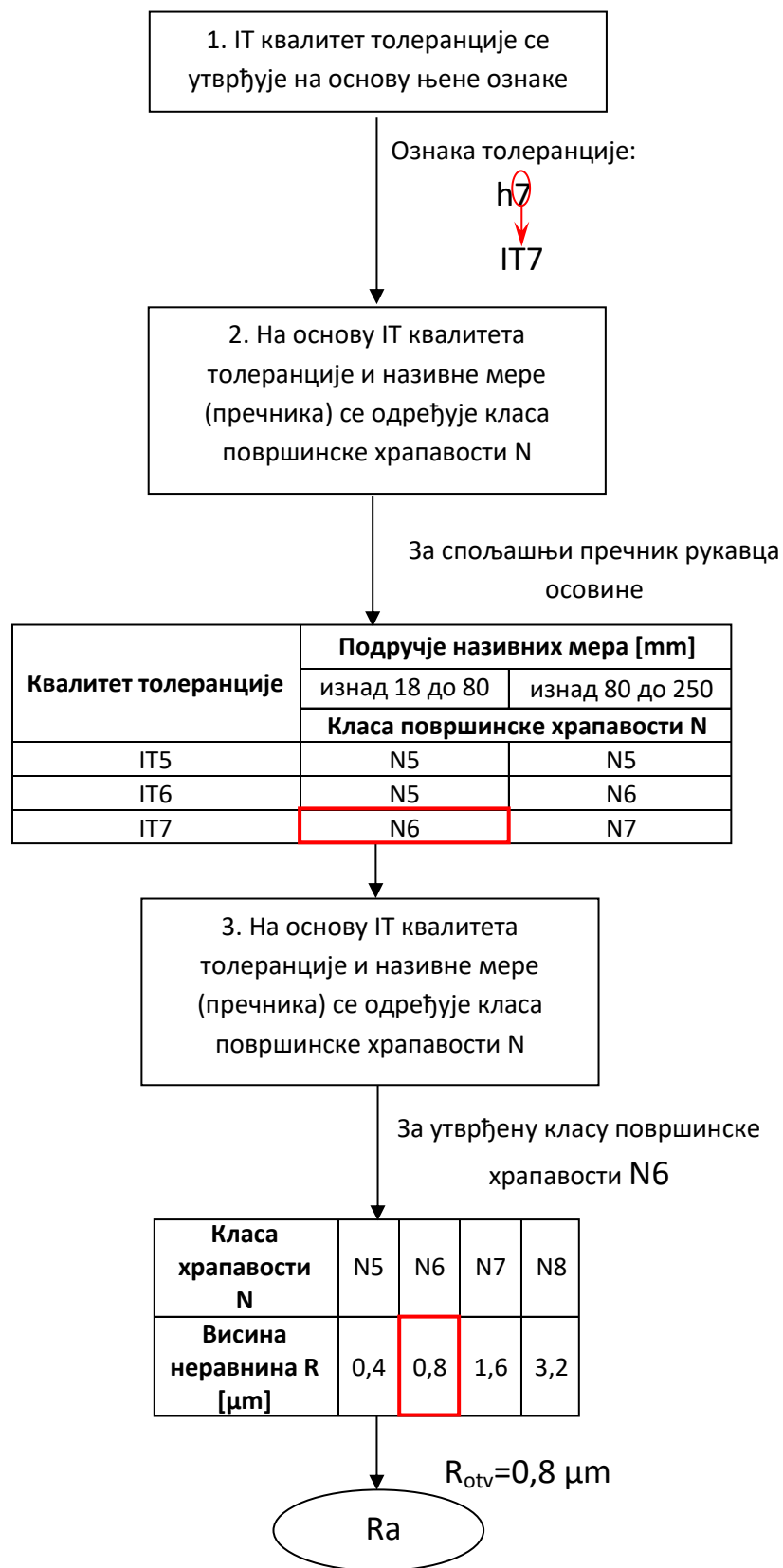
0,6 – фактор поравнања неравнина;

R_{otv} – средње аритметичко одступање профила (R_a) на спољашњој површини рукавца осовине транспортног ваљка;

R_{upkl} – средње аритметичко одступање профила (R_a) на површини унутрашњег прстена котрљајног лежаја;

Висина неравнина на површини осовина транспортних ваљака зависи од IT квалитета толеранције (утврђује се из ознаке толеранције), класе површинске храпавости N и њихових номиналних спољашњих пречника.

Поступак одређивања висине неравнина на површини рукавца осовине транспортног ваљка пречника 50 mm, толеранције $h7$, као и опште табеле, неопходне за прорачун, су приказани алгоритамски на Слици 4.39.



Слика 4.39: Алгоритамски приказ поступка утврђивања средњег аритметичког одступања профила површине рукавца осовине ваљка, пречника 50 mm, $h7$

Идентичним поступком се одређује и средње аритметичко одступање профила површина унутрашњих прстенова котрљајних лежаја. За лежаје типа 6306 С3, 6308 С3, 6310 С3, 6312 С3, одговарајуће унутрашње пречнике (30-60 mm) и нормалну класу тачности P_0 (IT7), висина неравнина је једнака и износи $R_{upkl} = 0,8$ μm .

Пошто се редуковани модул еластичности разматране везе чврстим налегањем у транспортним ваљцима рачуна према једначини:

$$\frac{1}{E_{red}} = \frac{k_{upkl}}{E_{upkl}} + \frac{k_{otv}}{E_{otv}} \quad (4.17)$$

Где је:

E_{red} – редуковани модул еластичности везе чврстим налегањем;

E_{upkl} – Јунгов модул еластичности унутрашњег прстена уграђеног котрљајног лежаја;

E_{otv} – Јунгов модул еластичности осовине транспортног ваљка;

k_{upkl} – смена из једначине деформације унутрашњег пречника унутрашњег прстена уграђеног котрљајног лежаја, напрегнутог унутрашњим притиском;

k_{otv} – смена из једначине деформације спољашњег пречника рукавца осовине транспортног ваљка, напрегнуте спољашњим притиском;

При аналитичком одређивању дозвољених вредности сила избијања осовина транспортних ваљака из уграђених котрљајних лежаја, користе се одговарајуће једначине за судове дебелих зидова, односно, осовине транспортних ваљака се посматрају као судови дебелих зидова напрегнутих спољашњим притиском, а унутрашњи прстенови уграђених котрљајних лежаја, као судови дебелих зидова напрегнутих унутрашњим притиском. Због тога, за променљиву k унутрашњег прстена котрљајног лежаја, важи једначина:

$$k_{upkl} = \frac{1 + \psi^2}{1 - \psi^2} + \mu_p = \frac{1 + \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2} + \mu_p = \frac{1 + \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2} + 0,3 \quad (4.18)$$

Где је:

D_{upkl} – унутрашњи пречник унутрашњег прстена уграђеног котрљајног лежаја
(Слика 5.13);

d_{upkl} – спољашњи пречник унутрашњег прстена уграђеног котрљајног лежаја
(Слика 5.13);

За осовине транспортних ваљака, пуног попречног пресека, променљива k се рачуна према:

$$k_{otv} = \frac{1 + \psi^2}{1 - \psi^2} - \mu_p = \frac{1 + \left(\frac{D_{otv}}{d_{otv}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{otv}}{d_{otv}}\right)^2} - \mu_p \quad \begin{array}{l} \text{(за челичне осовине транспортних ваљака,} \\ \text{пуног попречног пресека важи да је} \\ D_{otv}=0 \text{ mm и } \mu_p=0,3) \end{array}$$

$$\rightarrow k_{otv} = \frac{1 + \left(\frac{0}{d_{otv}}\right)^2}{1 - \left(\frac{0}{d_{otv}}\right)^2} - 0,3 = \frac{1 + 0}{1 - 0} - 0,3 = 1 - 0,3 = 0,7 \quad (4.19)$$

Где је:

D_{otv} – унутрашњи пречник рукавца осовине транспортног ваљака;

d_{otv} – спољашњи пречник рукавца осовине транспортног ваљака (Слика 4.37);

На основу претходно изведених једначина, редуковани модул еластичности споја осовина транспортних ваљака и унутрашњих прстенова котрљајних лежаја E_{red} се рачуна према:

$$\frac{1}{E_{red}} = \frac{k_{upkl}}{E_{upkl}} + \frac{k_{otv}}{E_{otv}} = \frac{1 + \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2}{210000} + \frac{0,3}{210000} = \frac{1 + \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2}{210000} + 1 \quad (4.20)$$

$$\rightarrow E_{red} = \frac{210000}{1 + \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2 + 1}$$

За челичне транспортне ваљке важи:

$E_{upkl} = E_{otv} = 210000 \text{ N/mm}^2$

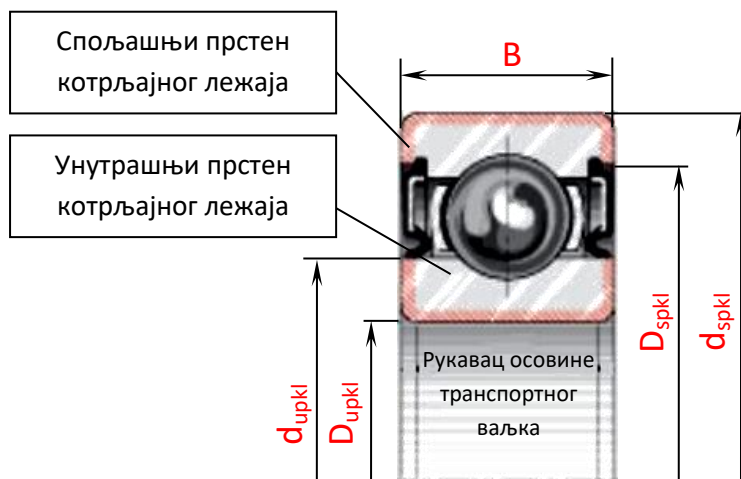
Површина додирног споја између осовина транспортних ваљака и уграђених котрљајних лежаја $A [mm^2]$ се рачуна по једначини:

$$A = D_{upkl} \cdot \pi \cdot B \quad (4.21)$$

Где је:

D_{upkl} – унутрашњи пречник унутрашњег прстена уграђеног котрљајног лежаја (Слика 4.40);

B – ширина уграђеног котрљајног лежаја (Слика 4.40);



Слика 4.40: Ознаке димензија котрљајних лежаја, битних за везе чврстим налегањем у склоповима транспортних ваљака

Коначно, дозвољене минималне ($F_{i1stmin}$) и максималне ($F_{i1stmax}$) вредности експериментално измерених сила растављања осовина транспортних ваљака и уграђених котрљајних лежаја ($F_{i1maxex}$), се рачунају према:

$$F_{i1stmin} = \mu_{st} \cdot A \cdot p_{min}$$

$$\rightarrow F_{i1stmin} = 0,30 \cdot A \cdot \frac{|P_{min}| - \Delta P_{pl}}{d} \cdot E_{red}$$

Према Табели 4.7, за случај транспортних ваљака - \check{C}/\check{C} , усваја се коефицијент $\mu_{st}=0,30$

$$\rightarrow F_{i1stmin} = 0,30 \cdot (D_{upkl} \cdot \pi \cdot B) \cdot \frac{|(ES_{upkl} - ei_{spov})| - 1,2 \cdot (R_{ov} + R_{upkl})}{D_{upkl}} \cdot \left(\frac{210000}{1 + \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2} \right) \quad (4.22)$$

$$\frac{\frac{d_{upkl}}{D_{upkl}} + 1}{1 - \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2}$$

$$F_{i1stmax} = \mu_{st} \cdot A \cdot p_{max}$$

$$\rightarrow F_{i1stmax} = 0,30 \cdot A \cdot \frac{|P_{max}| - \Delta P_{pl}}{d} \cdot E_{red}$$

$$\rightarrow F_{i1stmax} = 0,30 \cdot (D_{upkl} \cdot \pi \cdot B) \cdot \frac{|(EI_{upkl} - es_{spov})| - 1,2 \cdot (R_{ov} + R_{upkl})}{D_{upkl}} \cdot \left(\frac{210000}{1 + \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2} \right) \quad (4.23)$$

$$\frac{\frac{d_{upkl}}{D_{upkl}} + 1}{1 - \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2}$$

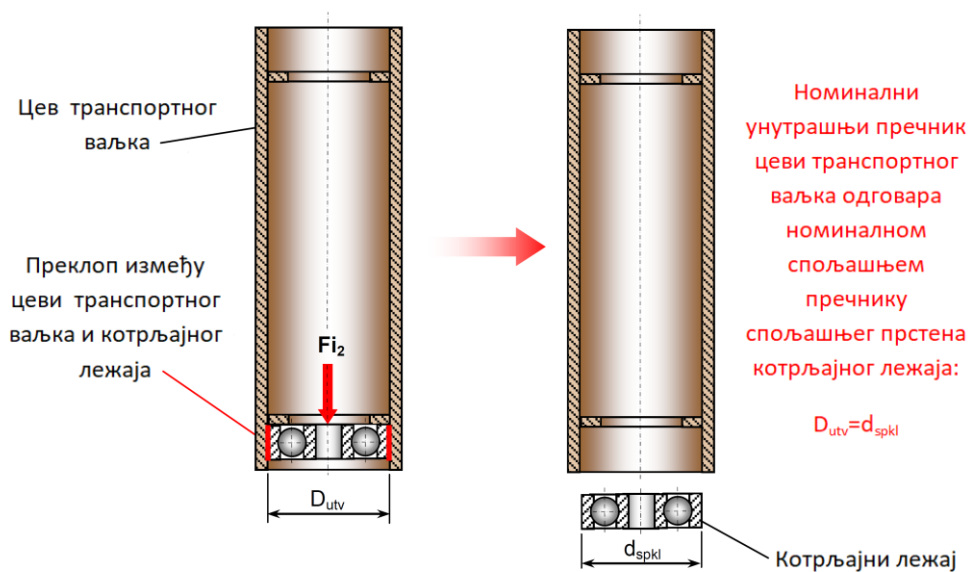
Вредност максималних измерених сила растављања осовина транспортних ваљака и уграђених котрљајних лежаја $F_{i1maxex}$ треба упоредити са израчунатим вредностима $F_{i1stmin}$ и $F_{i1stmax}$, и на основу резултата поређења, донети одговарајући закључак о процени величине налегања пре формирања споја, из Табеле 4.10.

Табела 4.10: *Могући закључци провере налегања између осовина транспортних ваљака и уграђених котрљајних лежаја (са критеријумима које експериментални резултати треба да задовоље да би се усвојио одређени закључак);*

Критеријум	Закључак
$F_{1maxex} < F_{1stmin}$	<p>Преклоп између рукавца осовине транспортног ваљка и унутрашњег прстена котрљајног лежаја је пре формирања споја био премали – овај услов се може примењивати само ако је прописано налегање између делова везе чврсто, односно, није лабаво или неизвесно;</p>
$F_{1stmin} < F_{1maxex} < F_{1stmax}$	<p>Преклоп између рукавца осовине транспортног ваљка и унутрашњег прстена котрљајног лежаја је пре формирања споја био у дозвољеним границама – овај услов се може примењивати само је ако прописано налегање између делова везе чврсто (није лабаво или неизвесно);</p>
$F_{1maxex} > F_{1stmax}$	<p>Преклоп између рукавца осовине транспортног ваљка и унутрашњег прстена котрљајног лежаја је пре формирања споја био превелики – овај услов се може примењивати само ако прописано налегање није лабаво, односно, ако не постоји зазор између делова споја;</p>

4.5.6 Аналитичко одређивање дозвољених вредности сила растављања уграђених котрљајних лежаја и цеви транспортних ваљака - $F_{i2stmin}$ и $F_{i2stmax}$

Сила растављања уграђеног котрљајног лежаја из улежиштења транспортног ваљка F_{i2} је аксијална сила која делује на котрљајни лежај, при растављању споја лежаја и транспортног ваљка, оствареног уздужним пресовањем (Слика 5.14).



Слика 4.41: Сила растављања котрљајног лежаја и транспортног ваљка

При аналитичком одређивању дозвољених вредности сила растављања уграђених котрљајних лежаја и транспортних ваљака, неопходно је прво утврдити вредности највећег дозвољеног преклопа (са Сликe 4.41).

Највећи дозвољени преклоп између спољашњих прстенова котрљајних лежаја и транспортних ваљака се рачуна према положају њихових толеранцијских поља и IT квалитету толеранција.

Толеранције котрљајних лежаја су прописане међународним стандардима (DIN 620-2:1999 [68]) и одређују се према подацима из Табеле 4.11, за одговарајући спољашњи пречник котрљајног лежаја (d_{spkl} – Слика 4.40).

Табела 4.11: Толеранције спољашњих пречника котрљајних лежаја [68]

(нормалне класе тачности - P_0);

d_{spkl}		Δ_{Dmp}		Offene Lager			Lager mit Deck- oder Dicht-scheiben	$V_{Dmp}^{(2)}$	K_{ca}	Δ_{Cs}	V_{Cs}
mm		es_{spkl}	ei_{spkl}	für Durchmesserreihe nach DIN 616			2, 3, 4	max.	max.	Δ_{C1s}	V_{C1s}
преко	до			9	0, 1	2, 3, 4					
2,5 ¹⁾	6	0	- 8	10	8	6	10	6	15	Identisch mit Δ_{Bs} und V_{Bs} für Innenring desselben Lagers (siehe Tabelle 1)	
6	18	0	- 8	10	8	6	10	6	15		
18	30	0	- 9	12	9	7	12	7	15		
30	50	0	- 11	14	11	8	16	8	20		
50	80	0	- 13	16	13	10	20	10	25		
80	120	0	- 15	19	19	11	26	11	35		
120	150	0	- 18	23	23	14	30	14	40		
150	180	0	- 25	31	31	19	38	19	45		
180	250	0	- 30	38	38	23	—	23	50		
250	315	0	- 35	44	44	26	—	26	60		
315	400	0	- 40	50	50	30	—	30	70		
400	500	0	- 45	56	56	34	—	34	80		
500	630	0	- 50	63	63	38	—	38	100		
630	800	0	- 75	94	94	55	—	55	120		
800	1 000	0	- 100	125	125	75	—	75	140		
1 000	1 250	0	- 125	—	—	—	—	—	160		
1 250	1 600	0	- 160	—	—	—	—	—	190		
1 600	2 000	0	- 200	—	—	—	—	—	220		
2 000	2 500	0	- 250	—	—	—	—	—	250		

Пошто се у транспортне ваљке најчешће уграђују котрљајни лежаји типа 6306 С3, 6308 С3, 6310 С3 и 6312 С3, нормалне класе тачности - P_0 , из претходне табеле се респективно усвајају вредности за спољашње пречнике лежаја од 72, 90, 110 и 130 mm.

Толеранције унутрашњих пречника улежиштења транспортних ваљака (D_{utv} – Слика 4.41) се обавезно приказују на техничким цртежима, а најчешће се примењују толеранције класе $M7$.

Одговарајућа доња и горња одступања унутрашњих пречника улежиштења транспортних ваљака, EI_{uputv} и ES_{uputv} , зависе од називне мере, односно, номиналног унутрашњег пречника улежиштења, и IT квалитета толеранција. Наведена одступања се, за унутрашње пречнике улежиштења од 72-130 mm, одређују према подацима из Табеле 4.12.

Табела 4.12: Дозвољена одступања унутрашњих пречника улежиштења транспортних ваљака – толеранција М7;

Унутрашњи пречник улежиштења [mm]	Одступање [μm]		М7
	горње	доње	
преко 65 до 80	горње	ES_{upctv}	0
	доње	EI_{upctv}	-30
преко 80 до 100	горње	ES_{upctv}	0
	доње	EI_{upctv}	-35
преко 100 до 120	горње	ES_{upctv}	0
	доње	EI_{upctv}	-35
преко 120 до 140	горње	ES_{upctv}	0
	доње	EI_{upctv}	-40

Претходно наведене ознаке за горње и доње границе дозвољених одступања спољашњих и унутрашњих мера (ES , EI , es и ei) се користе за визуелно представљање толеранцијских поља, према примеру на Слици 4.38 из претходног поглавља.

Највећи дозвољени номинални преклоп (P_{max}) између спољашњих прстенова уграђених котрљајних лежаја и улежиштења транспортних ваљака се рачуна према једначини:

$$P_{max} = EI_{upctv} - es_{spkl} \quad (4.24)$$

Где је:

P_{max} – највећи дозвољени преклоп између спољашњег прстена котрљајног лежаја и улежиштења транспортног ваљка;

EI_{upctv} – доње одступање унутрашњег пречника улежиштења транспортног ваљка (D_{utv});

es_{spkl} – горње одступање спољашњег пречника котрљајног лежаја (d_{spkl});

Најмањи дозвољени номинални преклоп (P_{min}), између спољашњих прстенова уграђених котрљајних лежаја и улежиштења транспортних ваљака се рачуна као:

$$P_{min} = ES_{uputv} - ei_{spkl} \quad (4.25)$$

Где је:

P_{min} – Најмањи дозвољени преклоп између спољашњег прстена котрљајног лежаја и улежиштења транспортног ваљка (ако је $P_{min} \geq 0$ у склопу је дозвољен и зазор, односно, лабаво налегање);

ES_{uputv} – Горње одступање унутрашњег пречника улежиштења транспортног ваљка (D_{utv});

ei_{spkl} – Доње одступање спољашњег пречника котрљајног лежаја (d_{spkl});

Ако је препоручено налегање између пречника спољашњег прстена котрљајног лежаја и улежиштења транспортног ваљка неизвесно, нема смисла рачунати вредност најмањег дозвољеног номиналног преклопа, односно, његова вредност износи $P_{min} = 0 \mu m$, зато што је дозвољено да налегање буде и лабаво тј. дозвољен је и зазор између делова везе.

Да би се аналитички одредиле дозвољене вредности сила избијања уграђених котрљајних лежаја из улежиштења транспортних ваљака, потребно је одредити и величину пластичних деформација неравнина, које су наступиле при формирању везе чврстим налегањем - уздужном пресовању. Наведене пластичне деформације смањују највећу и најмању вредност дозвољеног преклопа за вредност ΔP_{pl} , која се рачуна према једначини:

$$\Delta P_{pl} = 2 \cdot 0,6 \cdot (R_{utv} + R_{spkl}) = 1,2 \cdot (R_{utv} + R_{spkl}) \quad (4.26)$$

Где су:

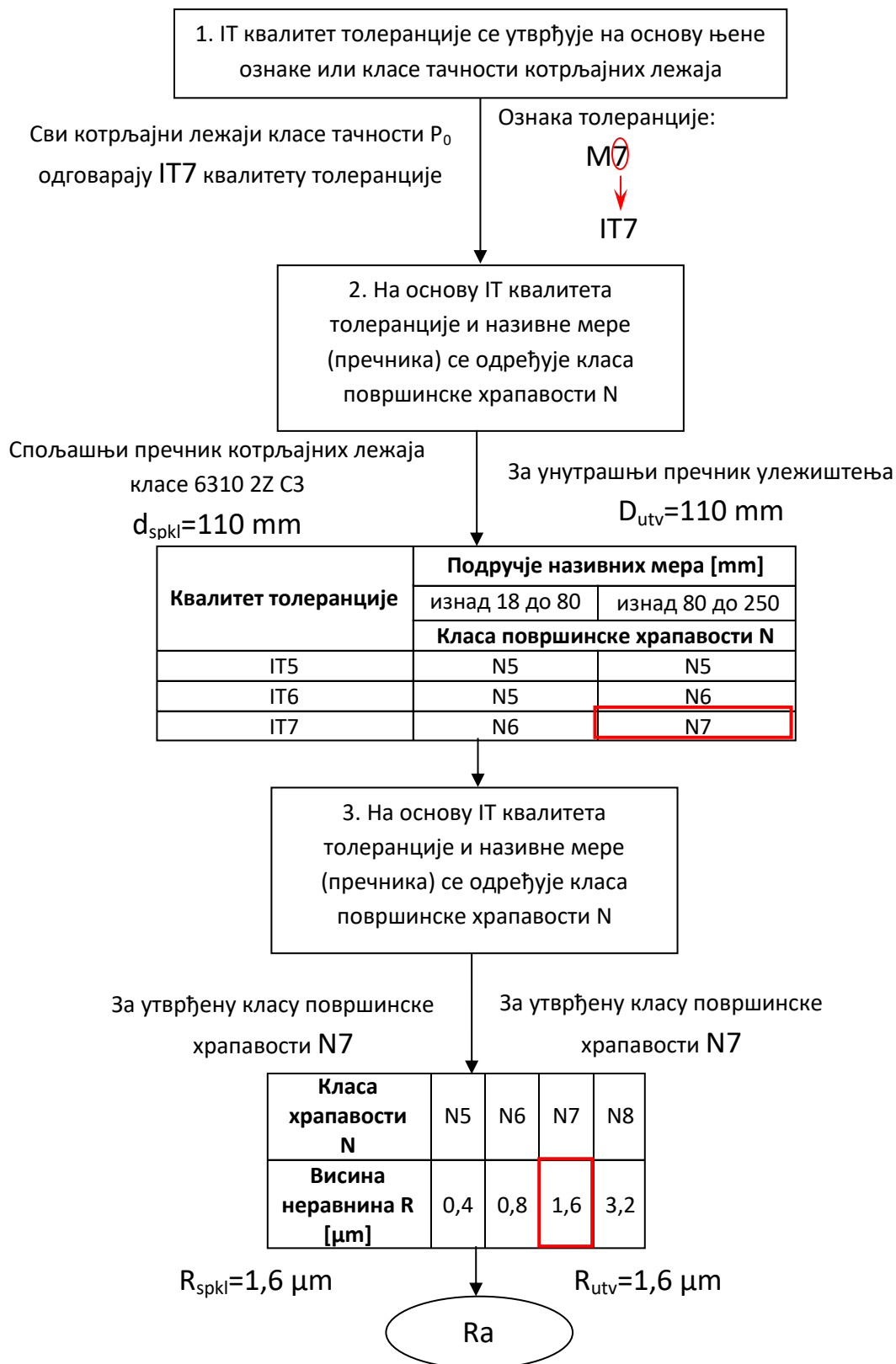
ΔP_{pl} – промена номиналног преклопа, услед смањења висине неравнина спојених делова (R_{utv} , R_{spkl});

- $0,6$ – фактор поравнања неравнина;
- R_{utv} – средње аритметичко одступање профила на унутрашњој површини улежиштења транспортног ваљка;
- R_{spkl} – средње аритметичко одступање профила површине спољашњег прстена котрљајног лежаја.

Висина неравнина на унутрашњој површини улежиштења транспортних ваљака зависи од IT квалитета толеранције (утврђује се из ознаке толеранције), класе површинске хрпавости N и њихових номиналних унутрашњих пречника.

Поступак одређивања висине неравнина на унутрашњој површини улежиштења транспортног ваљка пречника 110 mm, толеранције $M7$, као и опште табеле, неопходне за прорачун, су приказани алгоритамски на Слици 4.42.

Идентичним поступком се одређује и висина неравнина на површинама спољашњих прстенова котрљајних лежаја. На Слици 4.42 је, као пример, представљена и процедура одређивања висине неравнина на спољашњем пречнику котрљајног лежаја 6310 С3, нормалне класе тачности P_0 (IT7).



Слика 4.42: Алгоритамски приказ поступка утврђивања средње аритметичко одступање профила унутрашњој површини цеви ваљка пречника 110 mm, M7, и на површини спољашњег прстена котрљајног лежаја 6310 C3

Редуковани модул еластичности разматране везе чврстим налегањем у транспортним ваљцима се рачуна према једначини:

$$\frac{1}{E_{red}} = \frac{k_{spkl}}{E_{spkl}} + \frac{k_{ctv}}{E_{ctv}} \quad (4.27)$$

Где је:

E_{red} – редуковани модул еластичности везе чврстим налегањем;

E_{spkl} – Јунгов модул еластичности спољашњег прстена уграђеног котрљајног лежаја;

E_{utv} – Јунгов модул еластичности улежиштења транспортног ваљка;

k_{spkl} – смена из једначине деформације спољашњег пречника спољашњег прстена уграђеног котрљајног лежаја, напрегнутог спољашњим притиском;

k_{utv} – смена из једначине деформације унутрашњег пречника улежиштења транспортног ваљка, напрегнутог унутрашњим притиском;

При аналитичком одређивању дозвољених вредности сила избијања уграђених котрљајних лежаја из улежиштења транспортних ваљака, користе се одговарајуће једначине за судове дебелих зидова, односно, улежиштења се посматрају као судови дебелих зидова напрегнути унутрашњим притиском, а спољашњи прстенови уграђених котрљајних лежаја, као судови дебелих зидова напрегнути спољашњим притиском. Због тога се за спољашње прстенове котрљајних лежаја променљива k рачуна према једначини:

$$k_{spkl} = \frac{1 + \psi^2}{1 - \psi^2} - \mu_p = \frac{1 + \left(\frac{D_{spkl}}{d_{spkl}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{spkl}}{d_{spkl}}\right)^2} - \mu_p \quad (\text{за челичне котрљајне лежаје } \mu_p = 0,3)$$

$$\rightarrow k_{spkl} = \frac{1 + \left(\frac{D_{spkl}}{d_{spkl}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{spkl}}{d_{spkl}}\right)^2} - 0,3 \quad (4.28)$$

Где је:

D_{spkl} – унутрашњи пречник спољашњег прстена уграђеног котрљајног лежаја
(Слика 4.40);

d_{spkl} – спољашњи пречник спољашњег прстена уграђеног котрљајног лежаја
(Слика 4.40);

У случају да се улежиштење транспортног ваљка сматра судом дебелих зидова
(Слика 4.43а), односно, испуњен је услов $\psi = D_{\text{utv}}/d_{\text{utv}} < 0,9$, променљива k се
рачуна према:

$$k_{\text{utv}} = \frac{1 + \psi^2}{1 - \psi^2} + \mu_p = \frac{1 + \left(\frac{D_{\text{utv}}}{d_{\text{utv}}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{\text{utv}}}{d_{\text{utv}}}\right)^2} + \mu_p \quad (\text{за челична улежиштења транспортних ваљака важи да је } \mu_p = 0,3)$$
$$\rightarrow k_{\text{utv}} = \frac{1 + \left(\frac{D_{\text{utv}}}{d_{\text{utv}}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{\text{utv}}}{d_{\text{utv}}}\right)^2} + 0,3 \quad (4.29)$$

Где је:

D_{utv} – унутрашњи пречник улежиштења транспортног ваљка (Слика 4.43а);

d_{utv} – спољашњи пречник улежиштења транспортног ваљка (Слика 4.43а);

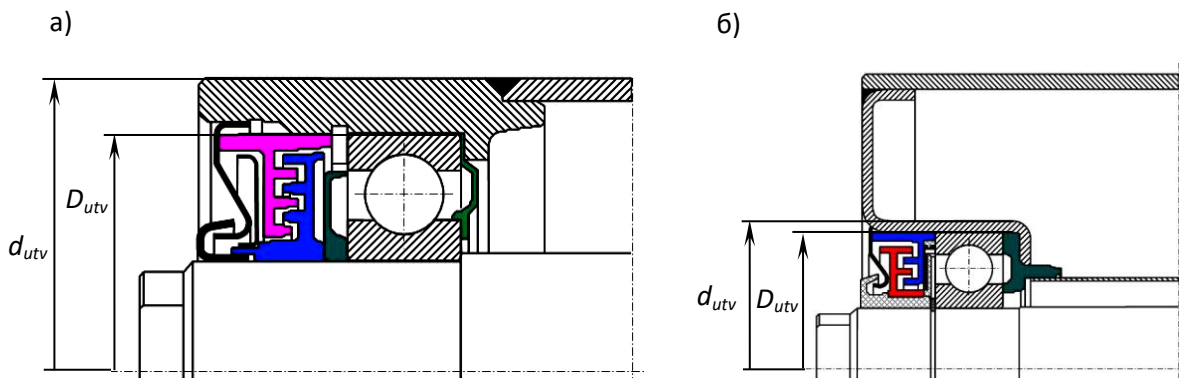
Ако је испуњен услов да је $\psi = D_{\text{utv}}/d_{\text{utv}} \geq 0,9$, односно, улежиштење транспортног
ваљка се сматра судом танких зидова (Слика 4.43б), променљива k се рачуна
према:

$$k_{\text{utv}} = \frac{D_{\text{utv}}}{d_{\text{utv}} - D_{\text{utv}}} \quad (4.30)$$

Где је:

D_{utv} – унутрашњи пречник улежиштења транспортног ваљка (Слика 4.43б);

d_{utv} – спољашњи пречник улежиштења транспортног ваљка (Слика 4.43б);



Слика 4.43: а) Случај када се улежиштење транспортних ваљака апроксимира

судом дебелих зидова – $\psi = D_{utv}/d_{utv} < 0,9$

б) Случај када се улежиштење транспортних ваљака апроксимира

судом танких зидова – $\psi = D_{utv}/d_{utv} \geq 0,9$;

На основу претходно изведених једначина, редуковани модул еластичности споја котрљајних лежаја и улежиштења транспортних ваљака E_{red} , у случају да се улежиштење апроксимира судом танких зидова, се рачуна према:

$$\frac{1}{E_{red}} = \frac{k_{spkl}}{E_{spkl}} + \frac{k_{utv}}{E_{utv}} = \frac{1 + \left(\frac{D_{spkl}}{d_{spkl}}\right)^2}{210000} - 0,3 + \frac{D_{utv}}{d_{utv} - D_{utv}} = \quad (4.31)$$

$$\rightarrow E_{red} = \frac{1 + \left(\frac{D_{spkl}}{d_{spkl}}\right)^2}{210000} + \frac{D_{utv}}{d_{utv} - D_{utv}}$$

За челичне транспортне ваљке важи:

$$E_{spkl} = E_{utv} = 210000 \text{ N/mm}^2$$

Површина додирног споја између улежиштења транспортних ваљака и уграђених котрљајних лежаја A се рачуна по једначини:

$$A = d_{spkl} \cdot \pi \cdot B \quad (4.32)$$

Где је:

d_{spkl} – спољашњи пречник спољашњег прстена уграђеног котрљајног лежаја (Слика 4.40);

B – ширина уграђеног котрљајног лежаја (Слика 4.40);

Када су одређене све описане вредности, дозвољене минималне ($F_{i2stmin}$) и максималне ($F_{i2stmax}$) вредности експериментално измерених сила растављања котрљајних лежаја и транспортних ваљака ($F_{i2maxex} [N]$) се рачунају према:

$$F_{i2stmin} = \mu_{st} \cdot A \cdot p_{min}$$

$$\rightarrow F_{i2stmin} = 0,30 \cdot A \cdot \frac{|P_{min}| - \Delta P_{pl}}{d} \cdot E_{red}$$

Према Табели 4.7, за случај транспортних ваљака - \check{C}/\check{C} , усваја се коефицијент $\mu_{st}=0,30$

$$\rightarrow F_{i2stmin} = 0,30 \cdot (d_{spkl} \cdot \pi \cdot B) \cdot \frac{|(ES_{upuv} - ei_{spkl})| - 1,2 \cdot (R_{uv} + R_{spkl})}{d_{spkl}} \cdot \left(\frac{1 + \left(\frac{D_{spkl}}{d_{spkl}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{spkl}}{d_{spkl}}\right)^2} - 0,3 + \frac{D_{uv}}{d_{uv} - D_{uv}} \right) \cdot \left(\frac{210000}{210000} \right) \quad (4.33)$$

$$F_{i2stmax} = \mu_{st} \cdot A \cdot p_{max}$$

$$\rightarrow F_{i2stmax} = 0,30 \cdot A \cdot \frac{|P_{max}| - \Delta P_{pl}}{d} \cdot E_{red}$$

$$\rightarrow F_{i2stmax} = 0,30 \cdot (d_{spkl} \cdot \pi \cdot B) \cdot \frac{|(EI_{upuv} - es_{spkl})| - 1,2 \cdot (R_{uv} + R_{spkl})}{d_{spkl}} \cdot \left(\frac{1 + \left(\frac{D_{spkl}}{d_{spkl}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{spkl}}{d_{spkl}}\right)^2} - 0,3 + \frac{D_{uv}}{d_{uv} - D_{uv}} \right) \cdot \left(\frac{210000}{210000} \right) \quad (4.34)$$

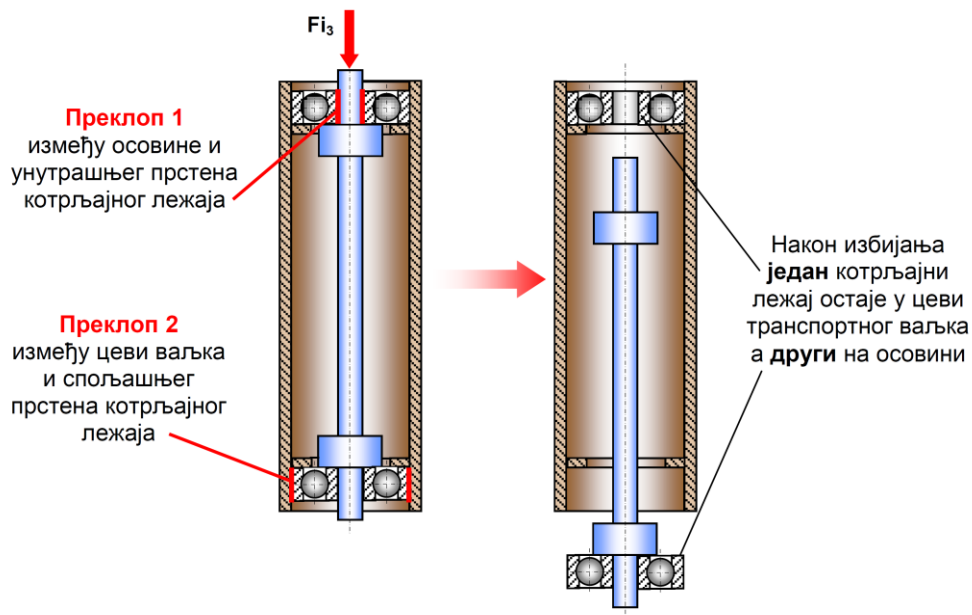
Вредност максималних измерених сила растављања котрљајних лежаја и транспортних ваљака $F_{i2maxex}$ треба упоредити са израчунатим вредностима $F_{i2stmin}$ и $F_{i2stmax}$, и на основу резултата поређења, усвојити одговарајући закључак о величини налегања пре формирања споја, из Табеле 4.13.

Табела 4.13: *Могући закључци провере налегања између цеви транспортних ваљака и уграђених котрљајних лежаја (са критеријумима које експериментални резултати треба да задовоље да би се усвојио одређени закључак);*

Критеријум	Закључак
$F_{i2maxex} < F_{i2stmin}$	Преклоп између цеви транспортног ваљка и спољашњег прстена котрљајног лежаја је пре формирања споја био премали – овај услов се може примењивати само ако је прописано налегање између делова везе чврсто, односно, није лабаво или неизвесно;
$F_{i2stmin} < F_{i2maxex} < F_{i2stmax}$	Преклоп између цеви транспортног ваљка и спољашњег прстена котрљајног лежаја је пре формирања споја био у дозвољеним границама – овај услов се може примењивати само је ако прописано налегање између делова везе чврсто (није лабаво или неизвесно);
$F_{i2maxex} > F_{i2stmax}$	Преклоп између цеви транспортног ваљка и спољашњег прстена котрљајног лежаја је пре формирања споја био превелики – овај услов се може примењивати само ако прописано налегање није лабаво, односно, ако не постоји зазор између делова споја;

4.5.7 Аналитичко одређивање дозвољених вредности сила растављања осовина и транспортних ваљака – $F_{i3stmin}$ и $F_{i3stmax}$

Сила растављања осовине и склопа транспортног ваљака F_{i3} [N] је аксијална сила која делује на осовину, при растављању одговарајућег споја, оствареног уздужним пресовањем (Слика 4.44).



Слика 4.44: Сила растављања осовине и склопа транспортног ваљка

Пошто сила растављања осовине и склопа транспортног ваљка истовремено раставља две везе чврстим налегањем, односно, два преклопа приказана на Слици 4.44, по интензитету је једнака збиру појединачних сила растављања потребних за растављање сваке од тих веза посебно:

$$F_{i3} = F_{i1} + F_{i2} \quad (4.35)$$

Где су:

F_{i1} – сила растављања осовине транспортног ваљка и уграђеног котрљајног лежаја;

F_{i2} – сила растављања уграђеног котрљајног лежаја и цеви транспортног ваљка;

Дозвољене минималне и максималне вредности експериментално измерених сила растављања ($F_{i3maxex}$) се одређују на основу дозвољених минималних и максималних вредности F_{i1st} и F_{i2st} , односно:

$$\begin{aligned} Fi_{3st\ min} &= Fi_{1st\ min} + Fi_{2st\ min} \\ Fi_{3st\ max} &= Fi_{1st\ max} + Fi_{2st\ max} \end{aligned} \quad (4.36)$$

Где су:

$F_{i1stmin}$ – најмања дозвољена вредност силе растављања осовине транспортног ваљка и уграђеног котрљајног лежаја;

$F_{i1stmax}$ – највећа дозвољена вредност силе растављања осовине транспортног ваљка и уграђеног котрљајног лежаја;

$F_{i2stmin}$ – најмања дозвољена вредност силе растављања уграђеног котрљајног лежаја и транспортног ваљка;

$F_{i2stmax}$ – највећа дозвољена вредност силе растављања уграђеног котрљајног лежаја и транспортног ваљка;

Вредност највећих измерених сила растављања осовина из склопова транспортних ваљака $F_{i3maxex}$ треба упоредити са израчунатим вредностима $F_{i3stmin}$ и $F_{i3stmax}$, и на основу резултата поређења, усвојити одговарајући закључак о величини налегања пре формирања споја, из Табеле 4.14.

Табела 4.14: *Могући закључци провере налегања између осовина и осталих делова склопова транспортних ваљака (са критеријумима);*

Критеријум	Закључак
$F_{i3maxex} < F_{i3stmin}$	Бар један од два преклопа између рукавца осовине испитиваног транспортног ваљка и осталих делова склопа (Слика 5.16) је пре формирања споја био премали – овај услов се може примењивати само ако су оба прописана налегања између делова везе чврста, односно, нису лабава или неизвесна;
$F_{i3maxex} > F_{i3stmax}$	Бар један од два преклопа између рукавца осовине испитиваног транспортног ваљка и осталих делова склопа (Слика 5.16) је је пре формирања споја био превелики – овај услов се може примењивати само ако прописана налегања нису лабава, односно, ако не постоји зазор између делова споја;

4.5.8 Фазе и активности процедуре испитивања веза чврстим налегањем у склоповима транспортних ваљака

Испитивање веза чврстим налегањем у склопу транспортног ваљка се одвија кроз четири фазе:

1. Аналитичко одређивање граничних дозвољених вредности највећих експериментално измерених сила растављања;
2. Експериментално испитивање сила растављања при растављању веза чврстим налегањем у склопу испитиваног транспортног ваљка;
3. Поређење резултата експерименталног испитивања сила растављања са претходно утврђеним дозвољеним вредностима и усвајање одговарајућих закључака;
4. Попуњавање Извештаја о испитивању веза чврстим налегањем у склопу испитиваног транспортног ваљка;

Фаза аналитичког одређивања граничних дозвољених вредности највећих сила растављања, неопходних за растављање веза чврстим налегањем у склопу испитиваног транспортног ваљка, се састоји из шест активности:

1. Аналитичко одређивање најмање дозвољене вредности силе растављања осовине транспортног ваљка и уграђеног котрљајног лежаја - $F_{i1stmin}$;
2. Аналитичко одређивање највеће дозвољене вредности силе растављања осовине транспортног ваљка и уграђеног котрљајног лежаја - $F_{i1stmax}$;
3. Аналитичко одређивање најмање дозвољене вредности силе растављања уграђеног котрљајног лежаја и транспортног ваљка – $F_{i2stmin}$;
4. Аналитичко одређивање највеће дозвољене вредности силе растављања уграђеног котрљајног лежаја и транспортног ваљка – $F_{i2stmax}$;
5. Аналитичко одређивање најмање дозвољене вредности силе растављања осовине и склопа транспортног ваљка – $F_{i3stmin}$;
6. Аналитичко одређивање највеће дозвољене вредности силе растављања осовине и склопа транспортног ваљка – $F_{i3stmax}$.

Експериментално испитивање сила растављања при растављању веза чврстим налегањем у склопу испитиваног транспортног ваљка, се одвија кроз следеће активности:

1. Провера уређаја за статичко и динамичко испитивање материјала Zwick Roell HB250, односно, провера хидрауличних црева (евентуалног цурења), исправности вентила, електронике и безбедносних елемената;
2. Довођење цилиндра (клипа) са мерним елементима у највишу позицију, да би се обезбедио простор за постављање испитиваног транспортног ваљка – Слика 4.45;
3. Нулирање вредности оптерећења коју региструје управљачки софтвер машине;
4. Монтажа алата за избијање осовине транспортног ваљка у одговарајући носач на цилиндру машине, увртањем алата у одговарајући унутрашњи навој носача – Слика 4.46;
5. Монтажа алата за прихват испитиваног транспортног ваљка на радном столу машине (са жлебовима), одговарајућим завртњима – Слика 4.47;
6. Монтажа испитиваног транспортног ваљка у алат за прихват на радном столу машине – Слика 4.48;
7. Довођење у контакт алата за избијање осовине и осовине испитиваног транспортног ваљка (спуштати клип машине, односно, притискати алатом осовину све док управљачки софтвер не региструје оптерећење од $-0,01$ kN) – Слика 4.49;
8. Задавање параметара испитивања – корак машине $-0,15$ mm/s, гранични померај -100 mm. Аквизицију подесити на максималан број учитавања (у року од 15 min). Подесити управљачки софтвер да аутоматски исцртава дијаграм оптерећење–померај, односно, F_{i3} -x;
9. Почетак испитивања и испитивање – алат притиска осовину испитиваног транспортног ваљка до њеног избијања из склопа (са осовином је избијен и један котрљајни лежај);
10. Завршетак испитивања и меморисање генерисаних података;

11. Очитавање највеће измерене вредности оптерећења $F_{i3maxex}$, са добијеног дијаграма F_{i3-x} (то је вредност која се касније пореди са дозвољеним вредностима);
12. Подизање клипа машине у највишу позицију – Слика 4.45;
13. Извлачење осовине транспортног ваљка (са уграђеним котрљајним лежајем) из алата за прихват транспортног ваљка на радном столу машине. Да би се ова активност реализовала потребно је и цев и осовину транспортног ваљка извадити из алата за прихват на радном столу машине, па их тек тада раздвојити;
14. Демонтажа алата за прихват испитиваног транспортног ваљка на радном столу машине (са жлебовима), одвртањем одговарајућих завртњева – поступак супротан од описаног на Слици 4.47;
15. Демонтажа алата за притискивање осовине транспортног ваљка из одговарајућег носача на цилиндру машине, одвртањем алата из одговарајућег унутрашњег навоја носача – поступак супротан од описаног на Слици 4.46;
16. Монтажа одговарајућег носача алата за прихват осовине транспортног ваљка, на радни сто машине, одговарајућим завртњима – Слика 4.50;
17. Монтажа алата за прихват осовине транспортног ваљка, у претходно монтирани носач на радном столу машине, увртањем алата у одговарајући унутрашњи навој носача – Слика 4.51;
18. Монтажа алата за прихват свлакача (радапцигера), у носач на клипу машине, увртањем алата у одговарајући унутрашњи навој носача – Слика 4.52;
19. Монтажа свлакача у претходно припремљени носач на клипу машине, постављањем у одговарајуће жлебове – Слика 4.53;
20. Нулирање вредности оптерећења коју региструје управљачки софтвер машине;
21. Постављање осовине (са уграђеним котрљајним лежајем), у алат за прихват на радном столу машине и њено учвршћивање одговарајућом чивијом. Водити рачуна да уграђени котрљајни лежај буде на страни клипа машине (а не на страни пробног стола) – Слика 4.54;

22. Усправљање осовине до вертикалне позиције, и одржавање у тој позицији (ову активност треба да врше бар два испитивача);
23. Спуштање клипа машине (са монтираним свлакачем), до позиције када се краци свлакача налазе у равни испод котрљајног лежаја на осовини транспортног ваљка – Слика 4.55;
24. Окретањем одговарајуће ручице (Слика 4.56), стегнути краке свлакача до осовине транспортног ваљка, испод котрљајног лежаја;
25. Софтверски подизати клип машине (са монтираним свлакачем), док се на екрану не региструје оптерећење од $-0,01 \text{ kN}$ – Слика 4.49;
26. Задавање параметара испитивања – корак машине $0,25 \text{ mm/s}$, гранични померај 150 mm . Аквизицију подесити на максималан број учитавања (у року од 15 min). Подесити управљачки софтвер да аутоматски исцртава дијаграм оптерећење –померај, односно, F_{i1-x} ;
27. Почетак испитивања и испитивање – алат свлачи котрљајни лежај са рукавца осовине транспортног ваљка, све док га потпуно не скине;
28. Завршетак испитивања и меморисање генерисаних података;
29. Очитавање највеће измерене вредности оптерећења $F_{i1\max ex}$, са добијеног дијаграма F_{i1-x} (то је вредност која се касније пореди са дозвољеним вредностима);
30. Подизање клипа машине у највишу позицију – Слика 4.45;
31. Одвртање одговарајуће ручице свлакача, како би се ослободио котрљајни лежај, и његово одлагање – поступак супротан од описаног на Слици 4.56;
32. Демонтажа осовине транспортног ваљка из алата за њен прихват на радном столу машине, извлачењем одговарајуће чивије-поступак супротан описаном на Слици 4.54;
33. Демонтажа алата за прихват осовине транспортног ваљка, из носача на радном столу машине, одвртањем алата из одговарајућег унутрашњег навоја носача – Слика 4.51;
34. Демонтажа одговарајућег носача алата за прихват осовине транспортног ваљка, са радног стола машине, одговарајућим завртњима – поступак супротан од описаног на Слици 4.50;

35. Демонтажа свлакача (радапцигера) из носача на клипу машине, вађењем из одговарајућих жлебова – поступак супротан од описаног на Слици 4.53;
36. Монтажа алата за прихват испитиваног транспортног ваљка на радном столу машине (са жлебовима), одговарајућим завртњима – Слика 4.47;
37. Монтажа цеви транспортног ваљка (са котрљајним лежајем) у алат за прихват на радном столу машине. Водити рачуна да котрљајни лежај који треба да се избије, буде на страни цеви окренутој ка радном столу – Слика 4.57;
38. Монтажа алата за избијање котрљајног лежаја из цеви транспортног ваљка у носач на клипу машине – Слика 4.58;
39. Нулирање вредности оптерећења коју региструје управљачки софтвер машине;
40. Довођење у контакт алата за избијање котрљајног лежаја и унутрашњег прстена лежаја у цеви транспортног ваљка (спуштати клип машине, односно, притискати алатом котрљајни лежај све док управљачки софтвер не региструје оптерећење од 0,01 kN);
41. Задавање параметара испитивања – корак машине -0,15 mm/s, гранични померај -100 mm. Аквизицију подесити на максималан број учитавања (у року од 15 min). Подесити управљачки софтвер да аутоматски исцртава дијаграм оптерећење –померај, односно, F_{i2-x} ;
42. Почетак испитивања и испитивање – алат притиска котрљајни лежај све до његовог потпуног избијања из цеви транспортног ваљка ;
43. Завршетак испитивања и меморисање генерисаних података;
44. Очитавање највеће измерене вредности оптерећења $F_{i2maxex}$, са добијеног дијаграма F_{i2-x} (то је вредност која се касније пореди са дозвољеним вредностима);
45. Подизање клипа машине у највишу позицију – Слика 4.45;
46. Демонтажа цеви транспортног ваљка из алата за прихват на радном столу машине;
47. Демонтажа свих алата и носача који су остали на цилиндру и радном столу машине;



Слика 4.45: Подизање клипа машине у највишу позицију



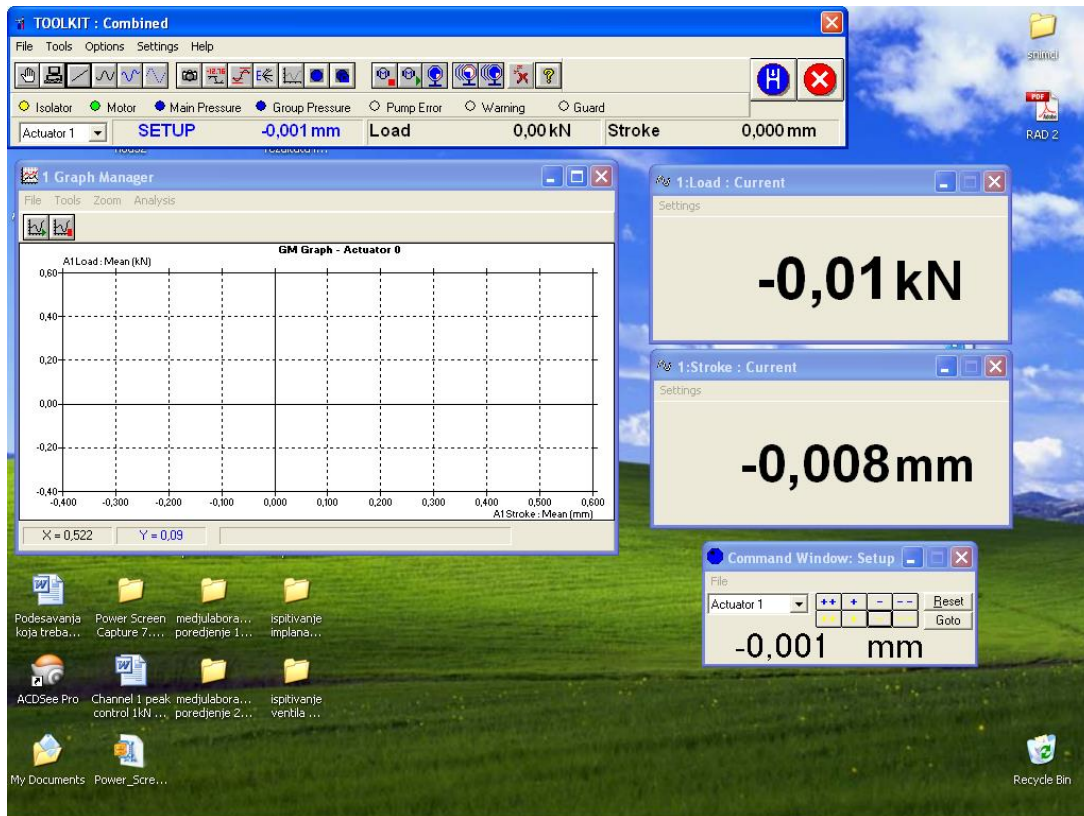
Слика 4.46: Монтажа алата за избијање осовине



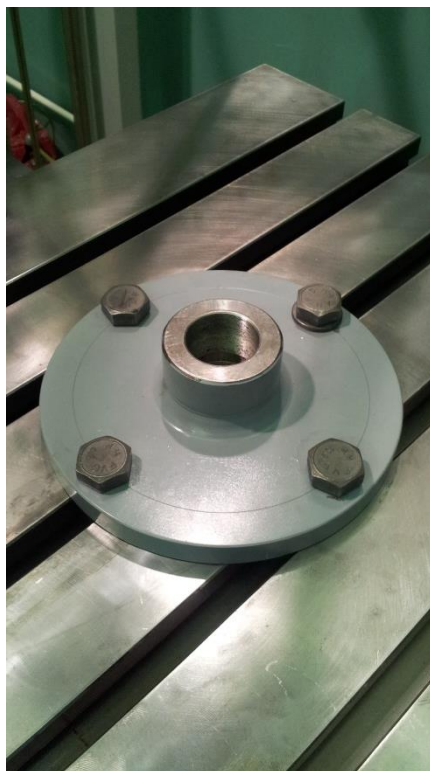
Слика 4.47: Монтажа алата за прихват испитиваног транспортног ваљка



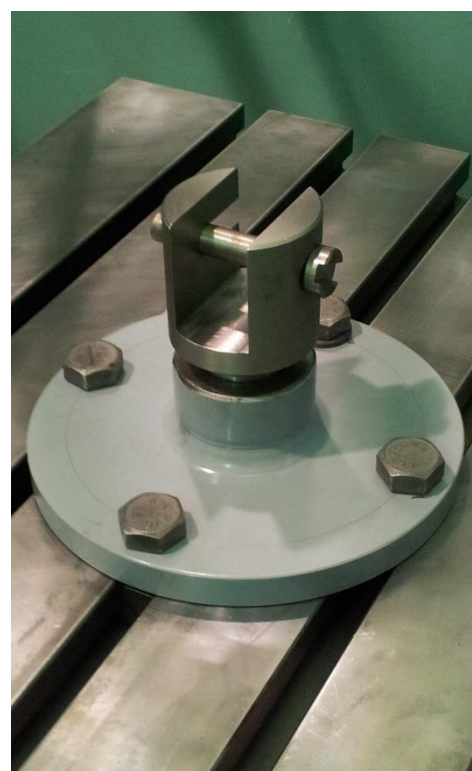
Слика 4.48: Монтажа испитиваног транспортног ваљка у алат за прихват



Слика 4.49: Приказ почетног оптерећења у управљачком софтверу машине HB250



Слика 4.50: Монтажа носача алата за прихват осовине транспортног ваљка



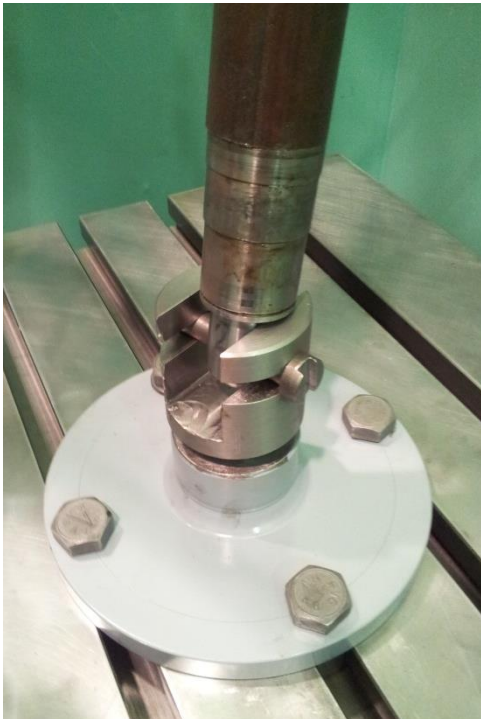
Слика 4.51: Монтажа алата за прихват осовине транспортног ваљка



Слика 4.52: Монтажа алата за прихват свлакача (раданцигера)



Слика 4.53: Монтажа свлакача (раданцигера)



Слика 4.54: Постављање осовине (са уграђеним котрљајним лежајем), у алат за прихват на радном столу машине



Слика 4.55: Спуштање клипа машине (са монтираним свлакачем), до позиције када се краци свлакача налазе испод котрљајног лежаја



Слика 4.56: Притезање кракова свлакача око котрљајног лежаја на осовини транспортног ваљка



Слика 4.57: Монтажа цеви транспортног ваљка (са котрљајним лежајем) у алат за прихват



Слика 4.58: Монтажа алата за избијање котрљајног лежаја из цеви транспортног ваљка



Резултати експерименталних испитивања сила избијања се пореде са претходно утврђеним дозвољеним вредностима и усвајају се закључци према смерницама из Табела 4.10, 4.13 и 4.14.

4.6 Процедура испитивања карактеристика лежаја транспортних ваљака убрзаним испитивањима под дејством високе концентрације честица експлоатационих нечистоћа у њиховом мазиву

Експериментално испитивање утицаја концентрације експлоатационих честица нечистоћа на радне карактеристике котрљајних лежаја се може условно поделити на припрему експеримента и сам експеримент.

У оквиру припреме експеримента су на основу радних услова котрљајних лежаја у експлоатацији се дефинишу лабораторијски услови у којима ће котрљајни лежаји бити испитивани. Под тим се првенствено подразумевају лабораторијско оптерећење и учестаност обртања. Такође се одређује и порекло, састав и величина неметалних честица нечистоћа које доводе до отказа лежаја транспортних ваљака. У том циљу су са површинског копа 'Дрмно' (компаније Термоелектране и Копови Костолац д.о.о.) набављени узорци отказалих транспортних ваљака, из чијих су лежаја издвојене и анализирани абразивне честице, а затим и упоређене са доминантним нечистоћама из одговарајуће радне средине: угљеном и површинском прашином и песком из различитих слојева ископина. За анализу састава и величине честица нечистоћа приликом испитивања обухваћених овом дисертацијом су искоришћени научно-истраживачки капацитети Института за нуклеарне науке 'ВИНЧА' – првенствено SEM (Scanning Electron Microscope). Циљ наведене анализе је дефинисање састава и структуре абразивних честица које су коришћене у наставку експеримента – за вештачку контаминацију мазива испитиваних котрљајних лежаја.

Стандардизоване карактеристике узорака котрљајних лежаја (одступања спољашњег и унутрашњег пречника, вибрације, радијални зазор и тврдоћа материјала прстенова лежаја) се испитују у одговарајућим акредитованим лабораторијама (ЛИМЕС и ФКЛ Темерин). Наиме, пошто је у уводним поглављима већ истакнуто да абразивно хабање котрљајних лежаја значајно утиче

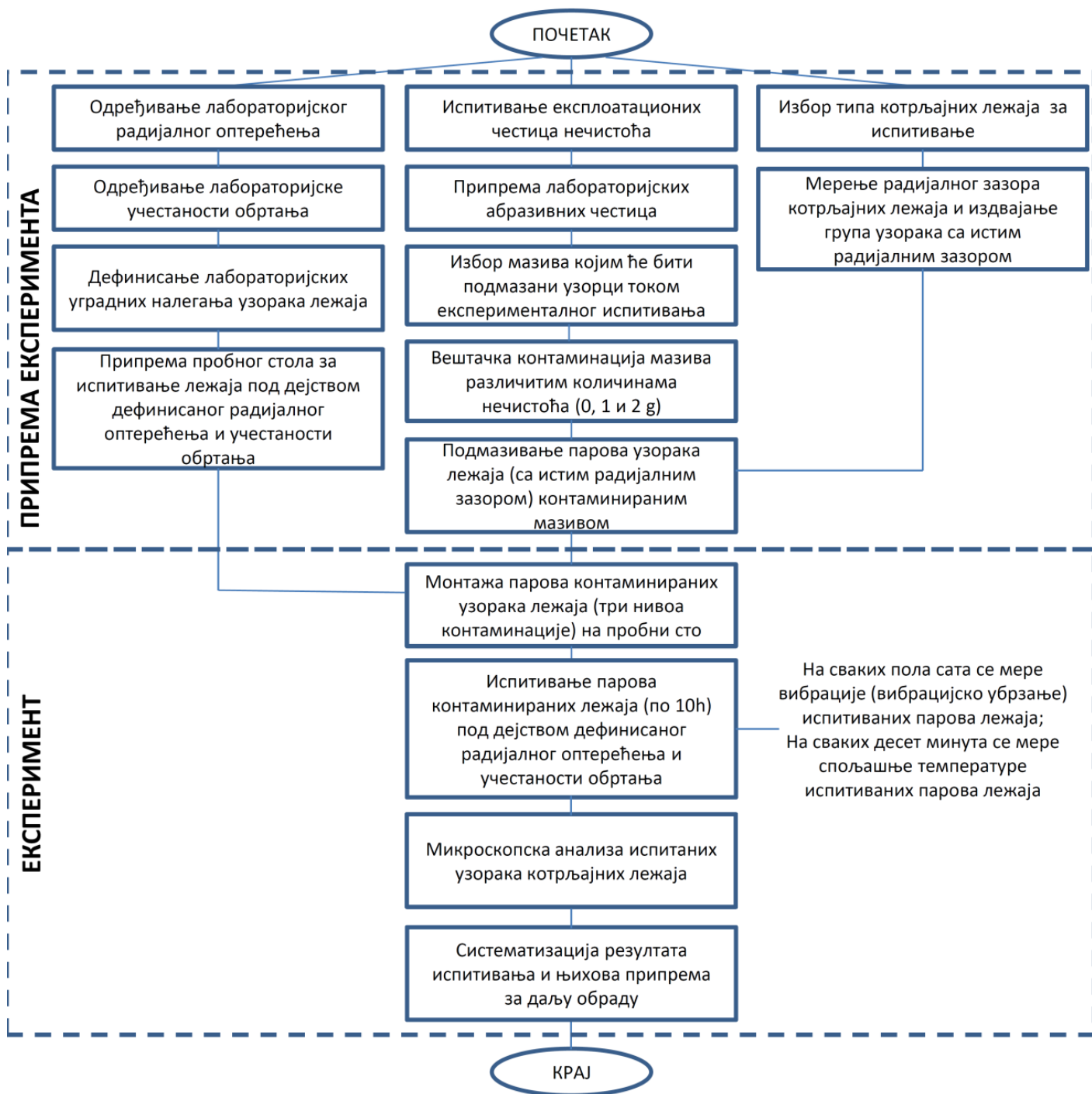
на повећање њиховог радијалног зазора, битно је да сви испитивани узорци имају једнаке почетне радијалне зазоре.

За подмазивање узорака котрљајних лежаја током испитивања се употребљава мазиво реномираног произвођача (литијумска маст), са познатим триболошким карактеристикама [69]. Једнаке количине мазива (одређене осредњавањем експериментално измерених маса мазива у набављеним узорцима) се затим вештачки контаминирају различитим количинама припремљених неметалних честица нечистоћа, а припремљена смеша се користи за подмазивање чистих узорака лежаја (чишћење лежаја се изводи према уобичајеној процедури, прањем у медицинском бензину у ултразвучној кади).

Експериментално испитивање представљено у наредним поглављима је изведено на модификованом, наменски развијеном пробном столу Машинског факултета Универзитета у Београду, уз коришћење преносног уређаја за мерење вибрација (вибродијагностику) и напредне дигиталне термокамере. Циљ је да се у условима убрзаних испитивања, сниме промене у времену вибрација и температура прстенова котрљајних лежаја, вештачки контаминираних различитим количинама неметалних абразивних честица. Експеримент је временски ограничен, зато што се на расположивој опреми углавном не могу остварити велике учестаности обртања и велико оптерећење, којима би се могао скратити радни век испитиваних лежаја, а тиме и време трајања испитивања.

По успешној реализацији експерименталног испитивања, испитане узорке треба раставити и на одговарајући начин припремити за испитивање на дигиталном оптичком 3D микроскопу, са циљем да се посматрањем стаза котрљања утврди врста и степен површинских оштећења узрокованих абразивним хабањем.

Све наведене активности процедуре експерименталног испитивања су алгоритамски приказане на Слици 4.59, и детаљно описане у наредним поглављима.



Слика 4.59: Алгоритам процедуре за експериментално испитивање котрљајних лежаја под дејством вештачки контаминираног мазива

4.6.1 Експериментално (лабораторијско) радијално оптерећење и учестаност обртања котрљајних лежаја

Према прорачунима радног века транспортних ваљака приказаних у другом поглављу дисертације, радијално оптерећење које делује на појединачни лежај транспортног ваљка у експлоатационим условима (укључујући и утицај масе обртних делова транспортног ваљка) је најчешће:

$$F_{eks} = \frac{Q_{trv} + Q_v}{2} = \frac{3,8745 + 0,165}{2} = 2,02 \text{ kN} \quad (4.37)$$

У циљу убрзања отказа испитиваних котрљајних лежаја у лабораторијским условима, експериментално радијално оптерећење испитиваних лежаја је увећано на 4,6 kN (из услова дозвољених угаоних одступања котрљајних лежаја транспортних ваљака).

$$F_{lab} = 4,6 \text{ kN} \quad (4.38)$$

Још један разлог да се управо ово радијално оптерећење усвоји као меродавно је упоредивост са резултатима испитивања динамичке издржљивости транспортних ваљака према процедури описаној у Поглављу 4.1.

На основу податка да је спољашњи пречник репрезентативног транспортног ваљка 159 mm (овај тип транспортних ваљака је одабран зато што је управо за њега израчунат очекивани радни век у другом поглављу дисертације), и да се при транспорту лигнита трака креће брзином 5m/s, одређена је учестаност обртања транспортних ваљака у експлоатационим условима:

$$n_{eks} = \frac{60\omega}{2\pi} = \frac{60 \cdot 62,893}{2\pi} = 600 \text{ min}^{-1} \quad (4.39)$$

Као и приликом одређивања лабораторијског радијалног оптерећења, и учестаност обртања је ради убрзања отказа испитиваних котрљајних лежаја увећана на 1140 min^{-1} (што је највећа вредност учестаности обртања која се може остварити на развијеном пробном столу у случају ваљка пречника $\varnothing 159 \text{ mm}$).

$$n_{lab} = 1140 \text{ min}^{-1}$$

4.6.2 Прорачун номиналног убрзања отказа испитиваних котрљајних лежаја

Убрзање отказа испитиваних котрљајних лежаја се прорачунава на основу односа експерименталних и експлоатационих оптерећења и учестаности обртања. Према Харисовој једначини за процену радног века лежаја (представљеној у уводним поглављима), очекивани радни век лежаја транспортног ваљка у експлоатационим условима се може израчунати као:

$$L_{eks} = \left(\frac{C}{F_{eks}}\right)^\alpha \frac{10^6}{60n_{eks}} \quad (4.40)$$

- где је α коефицијент који за кугличне лежаје износи 3.

Применом исте једначине за процену очекиваног радног века лежаја у лабораторијским условима се добија:

$$L_{lab} = \left(\frac{C}{F_{lab}}\right)^\alpha \frac{10^6}{60n_{lab}} \quad (4.41)$$

Номинално убрзање отказа лежаја у лабораторијским условима се добија дељењем последње две једначине:

$$X = \frac{\left(\frac{C}{F_{eks}}\right)^\alpha \frac{10^6}{60n_{eks}}}{\left(\frac{C}{F_{lab}}\right)^\alpha \frac{10^6}{60n_{lab}}} = 22,44 \quad (4.42)$$

Овај податак указује да 1 сат испитивања котрљајних лежаја у лабораторијским условима одговара његовом раду од 22,4 сата у експлоатацији. Важно је напоменути да овакав начин прорачуна убрзања отказа испитиваних котрљајних лежаја не узима у обзир присуство честица контаминације, које додатно убрзавају њихов отказ.

4.6.3 Анализа честица нечистоћа које доводе до отказа котрљајних лежаја у реалним радним условима - на површинским коповима угља

На површинском угљенокопу Дрмно (Слика 4.60), које је одабрано као репрезентативно, утврђено је присуство три врсте нечистоћа које могу да контаминирају и узрокују отказ котрљајних лежаја транспортних ваљака.

То су:

1. угљена прашина;
2. површинска прашина;
3. површински слој терена који се ископава.

Пошто је површинска прашина била најприсутнија и најлакше преношена ветром претпостављено је да је она највероватнији узрочник отказа. Узорковањем на лицу места и анализом на SEM (Scanning Electron Microscope) Института за нуклеарне науке „ВИНЧА“, утврђене су детаљне карактеристике свих наведених нечистоћа – првенствено састав и величина честица.

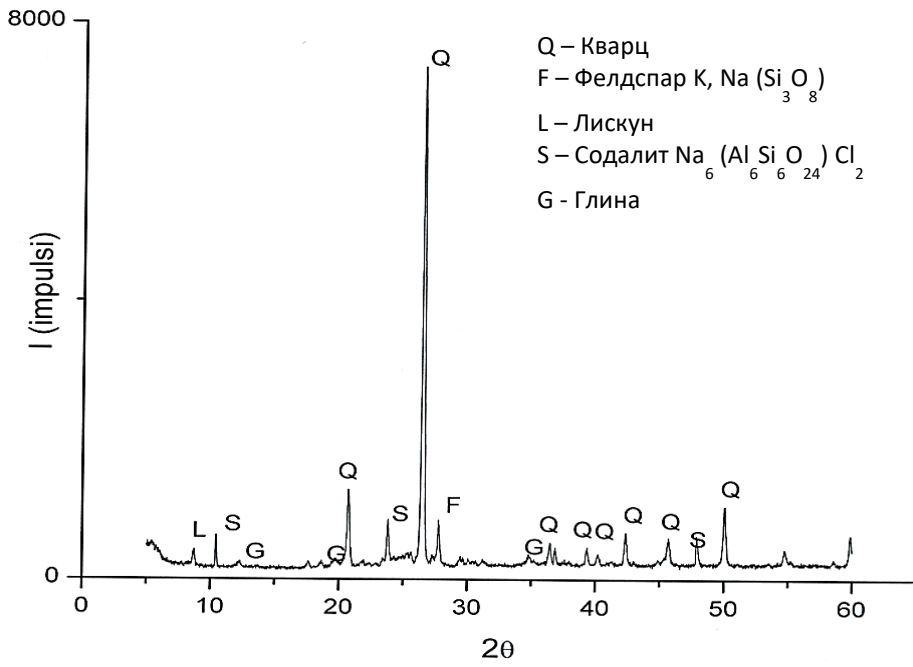


Слика 4.60: *Порекло честица нечистоћа на површинском копу 'ДРМНО'*

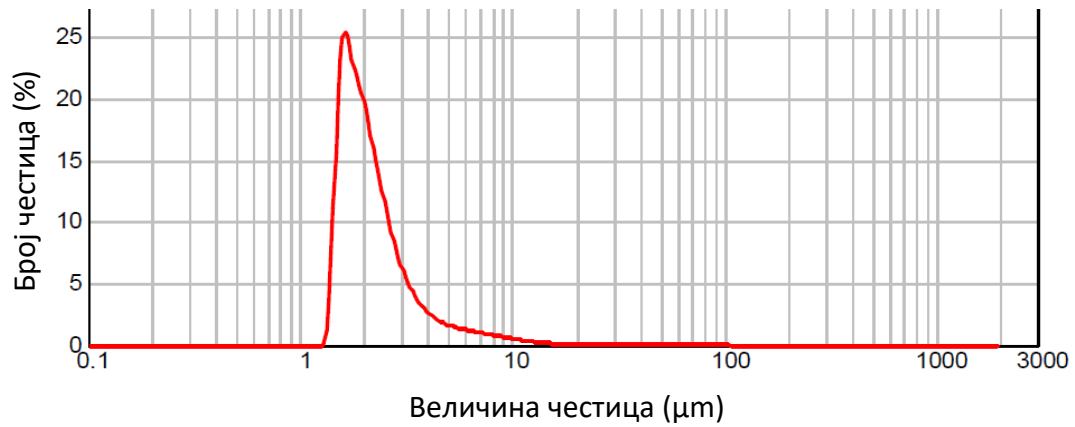
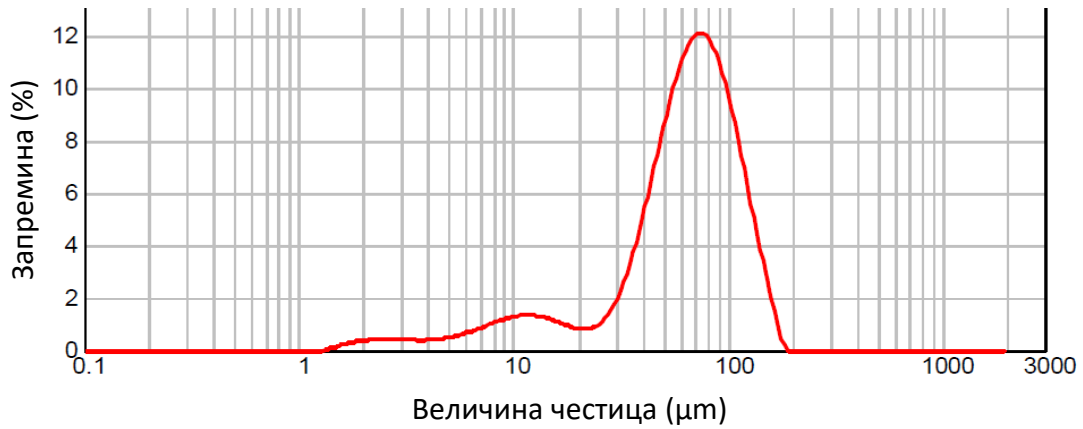
На Слици 4.61 је приказан хемијски састав и расподела величине честица површинске прашине, на Слици 4.62 – угљене прашине и на Слици 4.63 – површинског слоја терена који се ископава.

Микроскопски снимци анализираних узорака са увећањима 400-750x су приказани на Слици 4.64.

Хемијски састав:

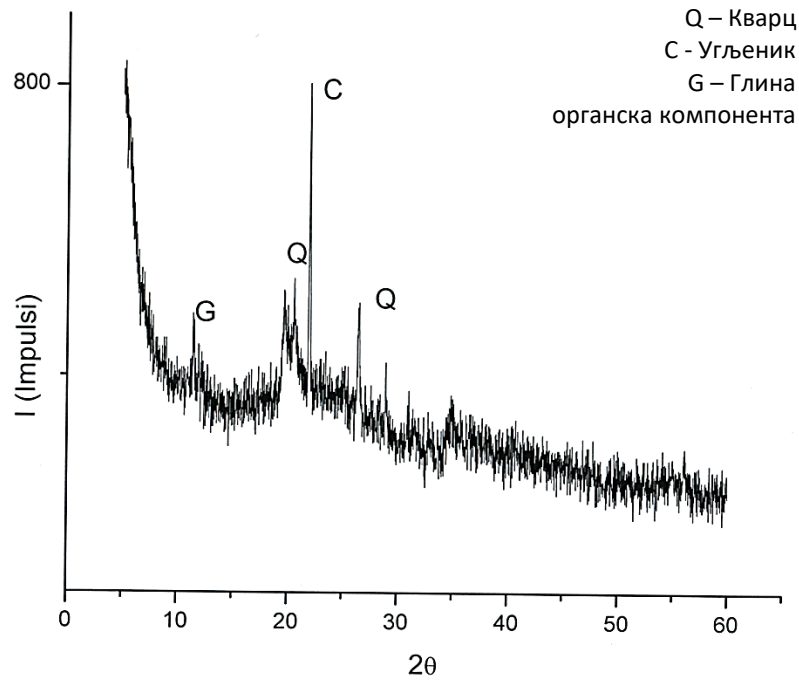


Величина честица (XRD анализа)

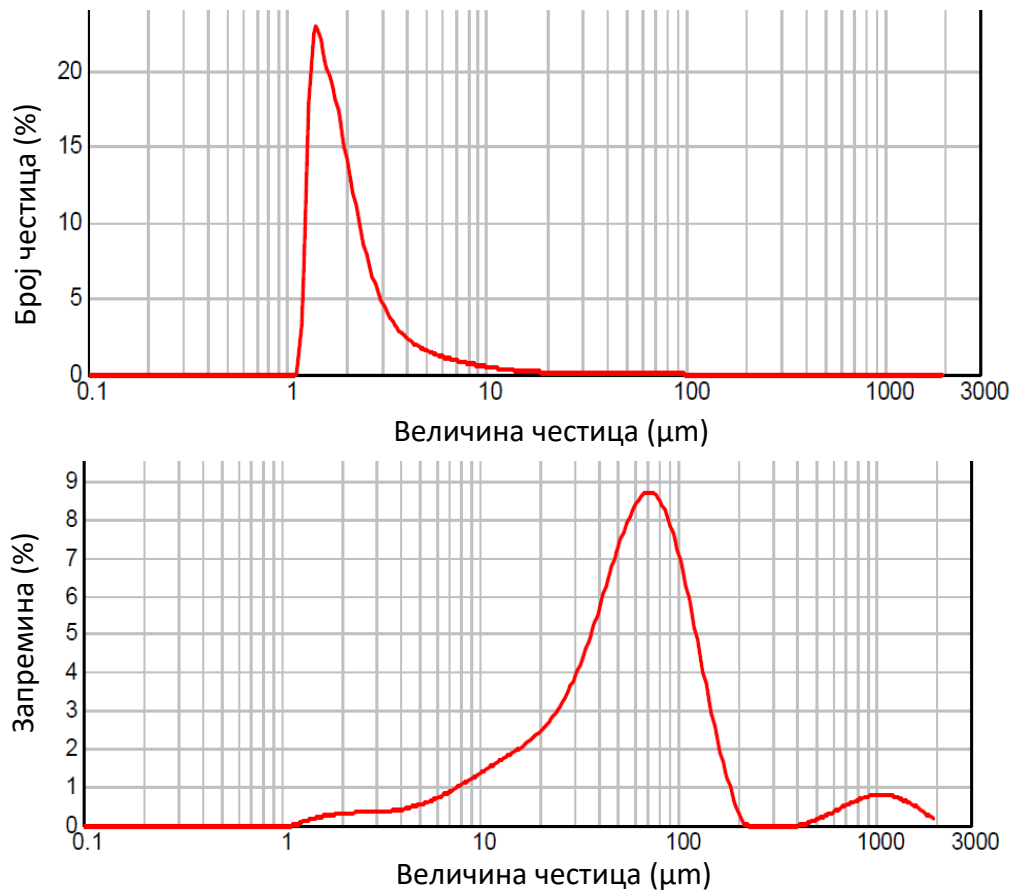


Слика 4.61: Хемијски састав и структура површинске прашине

Хемијски састав:

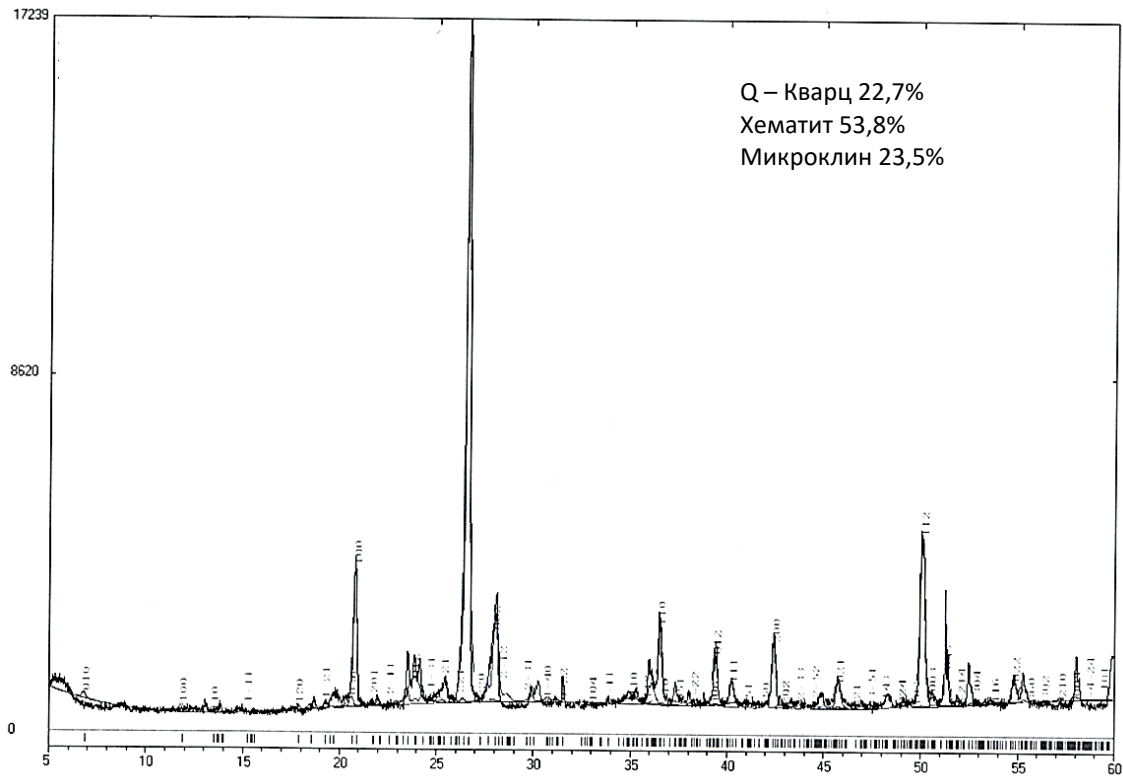


Величина честица (XRD анализа):

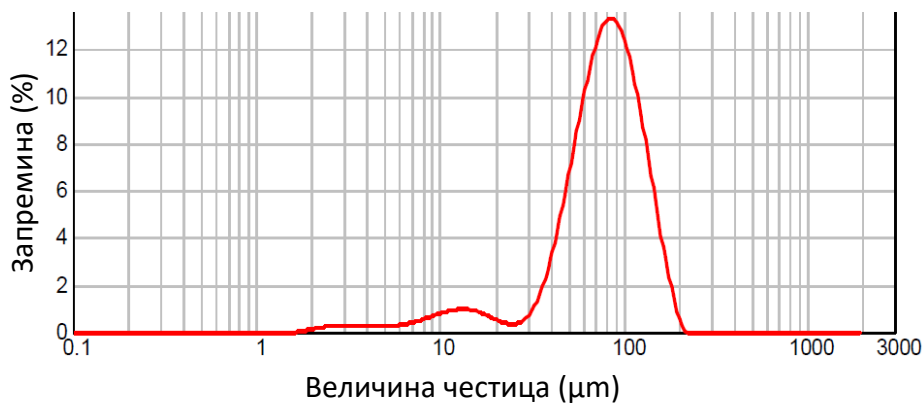
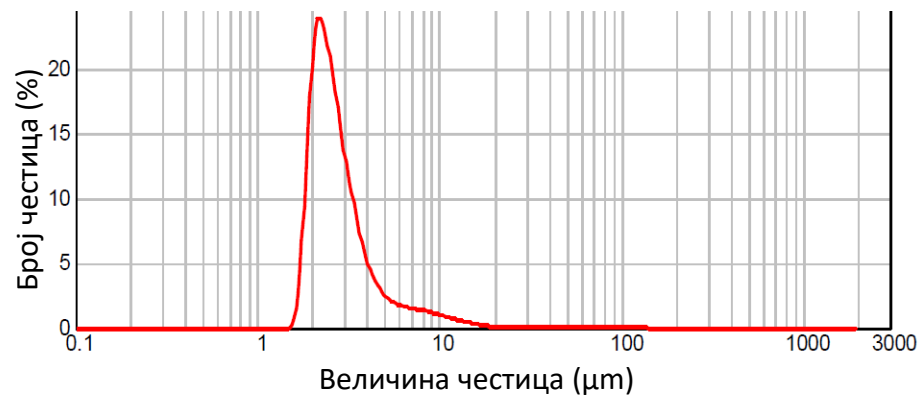


Слика 4.62: Хемијски састав и структура угљене прашине

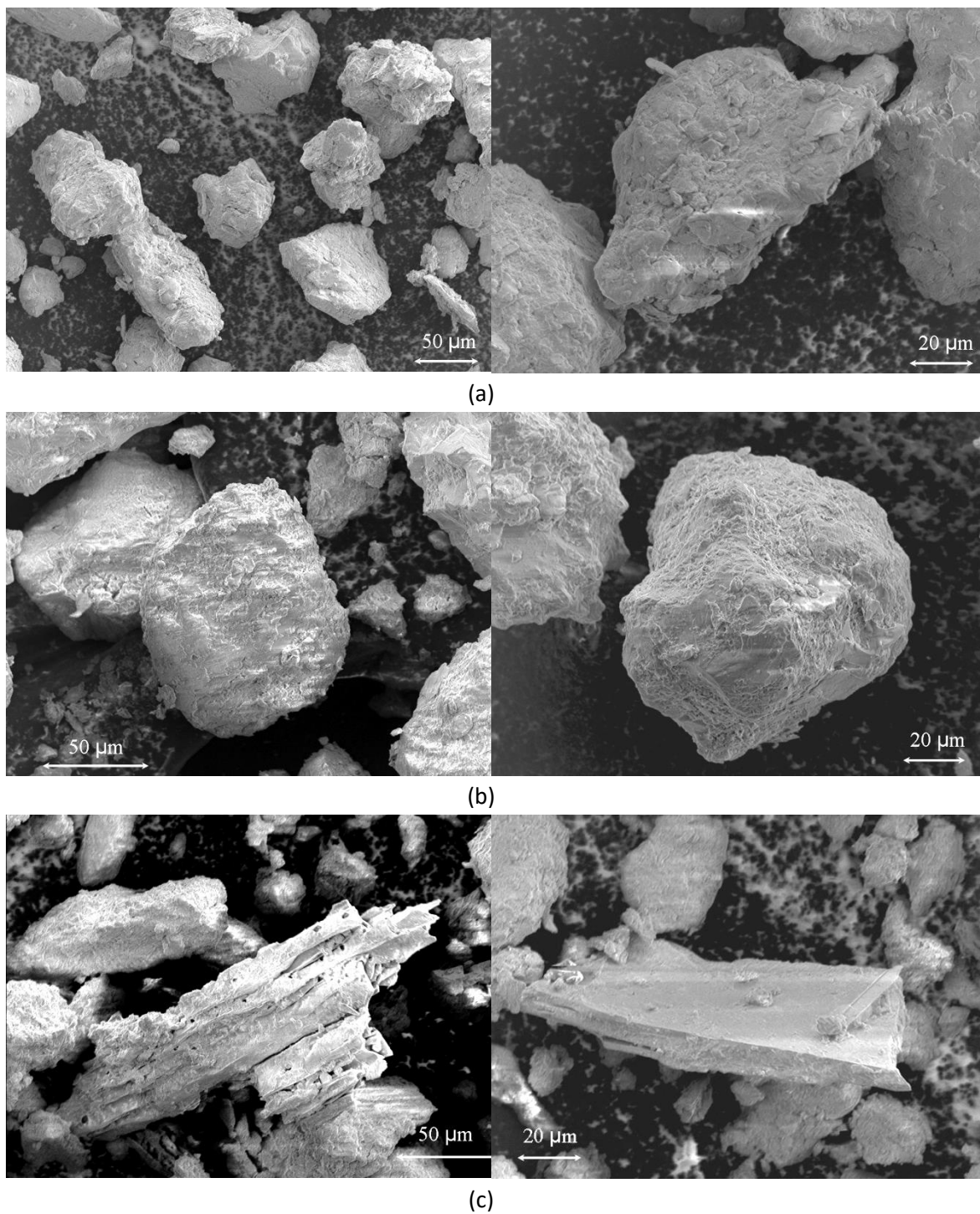
Хемијски састав:



Величина честица (XRD анализа)



Слика 4.63: Хемијски састав и структура површинског слоја ископина



Слика 4.64. Микроскопске слике честица са површинског угљенокопа 'ДРМНО
 а) површинска прашина б) површински слој ископина с) угљена прашина

У следећој фази испитивања је одабрано 15 узорака транспортних ваљака, који су отказали у експлоатационим условима површинског копа, и извршена њихова дефектажа помоћу специјално развијених алата и сервохидрауличне машине за статичко и динамичко испитивање материјала ZWICK ROELL HB250. Циљ ове

активности је да се из склопа отказалих ваљака издвоје отказали котрљајни лежаји (30 ком.) и да се из њихове масти издвоје честице које су директно узроковале њихов отказ.

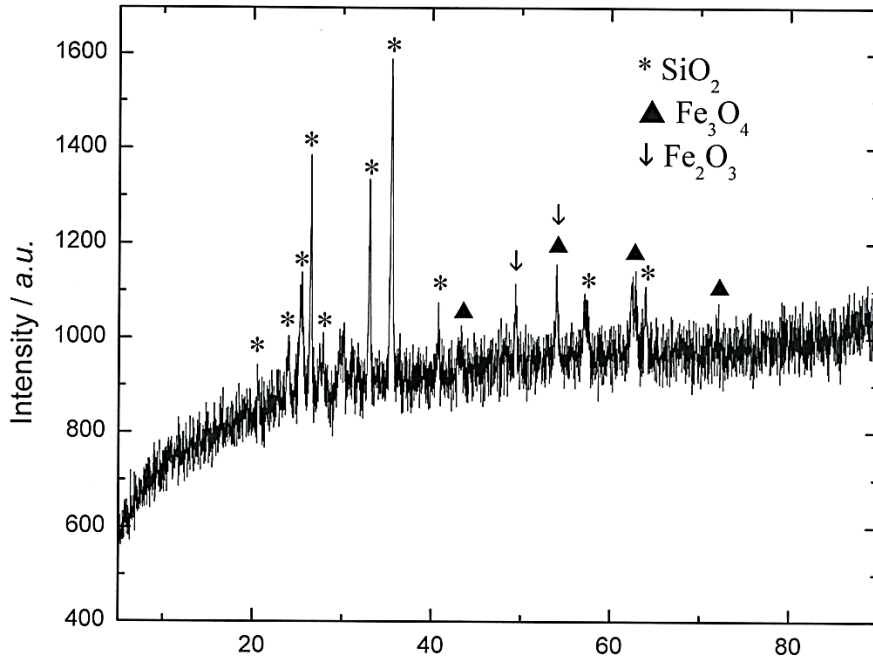
По издвајању отказалих лежаја из склопова транспортних ваљака, они су расклопљени и из њих је издвојена маст са контаминирајућим честицама (Слика 4.65). Растварањем контаминирание масти у медицинском бензину и њеним даљим сушењем, коначно су издвојени узорци реалних експлоатационих честица нечистоћа – анализирани на SEM (Scanning Electron Microscope) Института за нуклеарне науке „ВИНЧА“.



Слика 4.65: Расклапање отказалих котрљајних лежаја транспортних ваљака са површинског копа 'ДРМНО'

Добијени резултати хемијске анализе и анализе величине честица које директно узрокују отказ котрљајних лежаја транспортних ваљака су приказани на Слици 4.66.

Хемијски састав:



Величина честица:

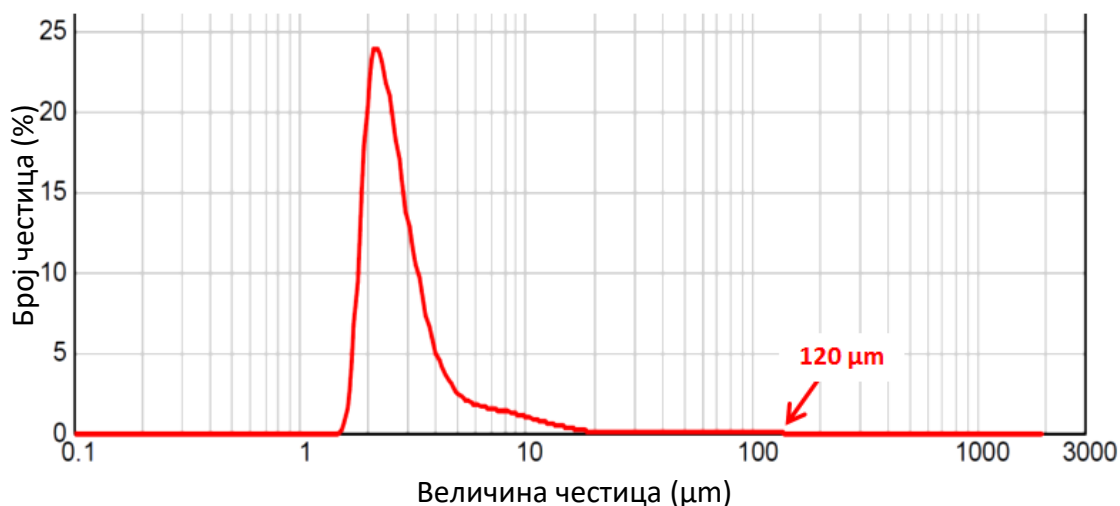
Size (µm)	Number In %	Size (µm)	Number In %
0.105	0.00	1.096	0.41
0.120	0.00	1.259	0.38
0.138	0.00	1.445	0.35
0.158	5.30	1.660	0.31
0.182	18.01	1.905	0.27
0.209	18.14	2.188	0.22
0.240	16.52	2.512	0.17
0.275	12.80	2.884	0.13
0.316	9.42	3.311	0.10
0.363	6.37	3.802	0.07
0.417	4.11	4.365	0.05
0.479	2.57	5.012	0.03
0.550	1.57	5.754	0.02
0.631	0.99	6.607	0.01
0.724	0.68	7.586	0.01
0.832	0.52	8.710	0.00
0.955	0.45	10.000	0.00
1.096		11.482	0.01

Слика 4.66: Хемијски састав и структура честица нечистоћа које су директно узроковале отказ котрљајних лежаја транспортних ваљака на угљенокопу 'ДРМНО'

Поређењем карактеристика честица нечистоћа издвојених из отказалих транспортних ваљака са карактеристикама честица које су узорковане из њихове радне средине, утврђено је да су главни узрочници отказа лежаја на површинским коповима угља честице површинског слоја терена који се ископава – а не честице површинске прашине, како је првобитно претпостављено. Стога су управо ове честице одабране за вештачку контаминацију узорака котрљајних лежаја током даљих експерименталних испитивања.

4.6.3.1 Припрема честица нечистоћа за вештачку контаминацију котрљајних лежаја

У даљем поступку припреме контаминирајућих честица, узорци честица површинског слоја угљенокопа се суше током 120 min на температури од 120°C, а затим и сеју механичким ситима са отворима 120 μm – у складу са величином честица које су коришћене за вештачку контаминацију котрљајних лежаја у експерименталним истраживањима других аутора (Поглавље 3). Резултат анализе расподела величина честица коришћених за вештачку контаминацију у наставку експеримента је приказан на Слици 4.67. Поступак просејавања честица нечистоћа и њиховог сушења је приказан на Слици 4.68.



Слика 4.67: *Расподела величина честица нечистоћа са површинског слоја угљенокопа 'ДРМНО' – припремљених за вештачку контаминацију лежаја у наставку експеримента*



а)

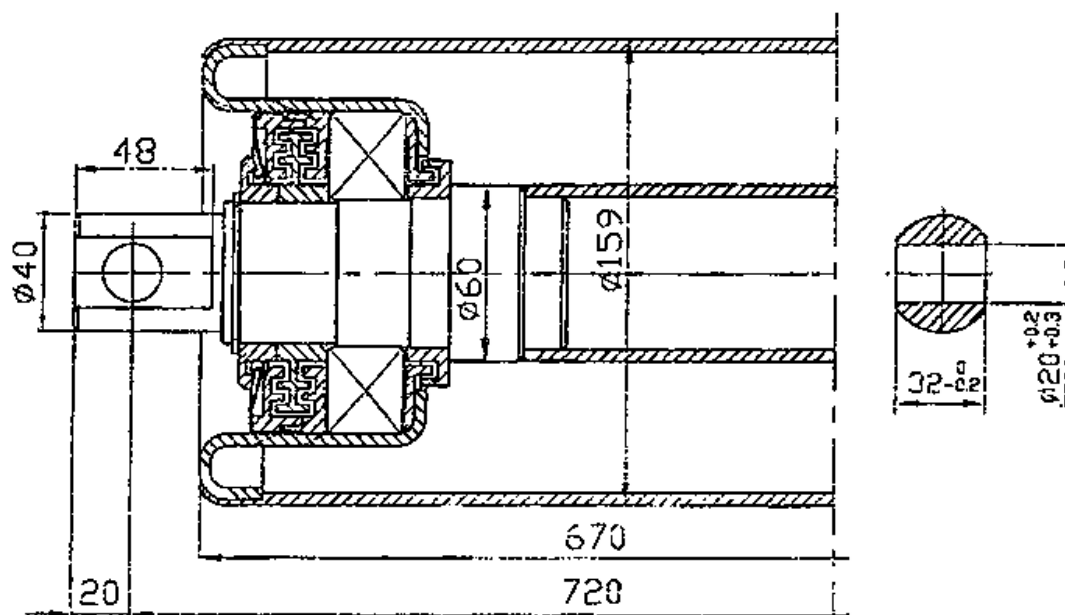


б)

Слика 4.68: а) просејавање и б) сушење честица нечистоћа намењених вештачкој контаминацији лежаја

4.6.4 Избор и припрема узорака за испитивање – котрљајних лежаја

Према подацима компанија 'Термоелектране и копови Костолац д.о.о.' (ЕПС) и Привредног друштва 'ПРИМ' д.о.о. Костолац, а у складу са изабраним условима испитивања котрљајних лежаја (прорачунатим за транспортни ваљак спољашњег пречника 159 mm), за даље експериментално испитивање су одабрани котрљајни лежаји транспортног ваљка $\text{Ø}159 \times 670 \text{ mm}$ – чији је оригинални цртеж приказан на Слици 4.69.



Слика 4.69: Транспортни ваљак $\text{Ø}159 \times 670 \text{ mm}$

У наведене транспортне ваљке се најчешће уграђују котрљајни лежаји типа 6310 С3 (са повећаним радијалним зазором), па су управо они изабрани као репрезентативни узорци за експериментално испитивање (вештачку контаминацију честицама са површинских копова). Општи изглед и основне техничке карактеристике наведених котрљајних лежаја су приказани у Табели 4.15 [70] и на Слици 4.70.

Табела 4.15: Основни технички подаци о котрљајном лежају типа 6310 С3 [70]

Основне димензије			Носивост		Учестаност обртања	
			Динамичка	Статичка	Референтна	Гранична
d	D	B	C	C ₀		
mm	mm	mm	kN	kN	min ⁻¹	min ⁻¹
50	110	27	65	38	13000	6700



Слика 4.70: Ознаке и општи изглед котрљајног лежаја типа 6310 С3 [70]

Иако се у транспортне ваљке најчешће уграђују отворени котрљајни лежаји (без заштитних штитова/поклопаца), експериментално су испитани котрљајни лежаји затворени штитовима са обе стране (ознака 6310-2Z/C3) – како би се у што већој мери избегло цурење мазива током испитивања.

У складу са разматрањима из Поглавља 2 и 3, радијални зазор значајно утиче на перформансе котрљајних лежаја током њихове експлоатације, па је наредни корак у припреми узорака за испитивање (67 ком.) био њихово нумерисање и груписање према измереном радијалном зазору. Циљ ове активности је да се експериментално испитају само котрљајни лежаји са једнаким радијалним зазором – како би се елиминисао његов утицај на перформансе лежаја.

Испитивање радијалног зазора свих испитаних узорака је обављено у акредитованој Лабораторији за Испитивање Машинских Елемената и Система –

ЛИМЕС, Машинског факултета Универзитета у Београду, на опреми приказаној на Слици 4.71.



Слика 4.71: Уређаји за мерење радијалног зазора акредитоване лабораторије ЛИМЕС Машинског факултета Универзитета у Београду

Након извршеног мерења, резултати су статистички обрађени и груписани према величини радијалног зазора.

Табеларни приказ резултата испитивања радијалног зазора свих испитаних узорака је приказан у Табели 4.16, а њихова расподела (Гаусова) је приказана на Слици 4.72.

Стандардна девијација радијалног зазора испитаних узорака износи 3,295 и израчуната је према следећем образцу:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (x - \bar{x})^2}{n - 1}} = 1,927 \quad (4.43)$$

Где је:

n – укупан број испитаних узорака (67);

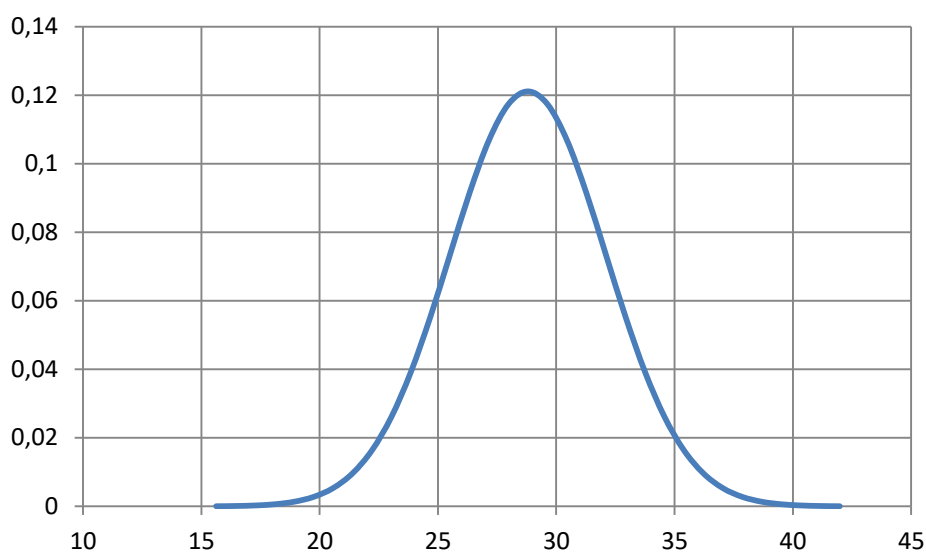
x – измерена вредност радијалног зазора сваког узорка појединачно;

* – средња вредност измерених радијалних зазора (28,8 μm)

Важно је напоменути да су све измерене вредности радијалног зазора у дозвољеним границама за котрљајни лежај типа 6310-2Z/C3 – од 18 до 36 μm .

Табела 4.16: *Измерене вредности радијалних зазора котрљајних лежаја 6310-2Z/C3.*

	Рад. зазор [μm]		Рад. зазор [μm]		Рад. зазор [μm]
Узорак 1	30.0	Узорак 23	34.0	Узорак 45	26.0
Узорак 2	26.0	Узорак 24	33.0	Узорак 46	25.0
Узорак 3	38.0	Узорак 25	28.0	Узорак 47	26.0
Узорак 4	33.0	Узорак 26	30.0	Узорак 48	28.0
Узорак 5	30.0	Узорак 27	27.0	Узорак 49	29.0
Узорак 6	33.0	Узорак 28	32.0	Узорак 50	23.0
Узорак 7	33.0	Узорак 29	26.0	Узорак 51	30.0
Узорак 8	32.0	Узорак 30	30.0	Узорак 52	23.0
Узорак 9	32.0	Узорак 31	31.0	Узорак 53	20.0
Узорак 10	33.0	Узорак 32	33.0	Узорак 54	25.0
Узорак 11	28.0	Узорак 33	30.0	Узорак 55	25.0
Узорак 12	27.0	Узорак 34	33.0	Узорак 56	30.0
Узорак 13	30.0	Узорак 35	31.0	Узорак 57	29.0
Узорак 14	30.0	Узорак 36	30.0	Узорак 58	25.0
Узорак 15	25.0	Узорак 37	28.0	Узорак 59	29.0
Узорак 16	28.0	Узорак 38	32.0	Узорак 60	23.0
Узорак 17	27.0	Узорак 39	26.0	Узорак 61	25.0
Узорак 18	35.0	Узорак 40	32.0	Узорак 62	29.0
Узорак 19	28.0	Узорак 41	28.0	Узорак 63	27.0
Узорак 20	30.0	Узорак 42	25.0	Узорак 64	25.0
Узорак 21	28.0	Узорак 43	32.0	Узорак 65	29.0
Узорак 22	28.0	Узорак 44	27.0	Узорак 66	28.0
				Узорак 67	29.0



Слика 4.72: Гаусова расподела резултата испитивања радијалног зазора узорака котрљајних лежаја 6310-2Z/C3

Број испитаних котрљајних лежаја са једнаким радијалним зазором је приказан у Табели 4.17, и на основу њега су за даља испитивања одабрани узорци означени бројевима 1, 5, 13, 14, 20, 26, 30, 33, 36, 51 и 56 – пошто је радијални зазор од 30 μm најзаступљенији међу испитаним узорцима.

Табела 4.17: Број котрљајних лежаја са једнаким радијалним зазором

Рад. зазор [μm]	Број узорака
20	1
23	3
25	8
26	5
27	5
28	10
29	6
30	11
31	2
32	6
33	7
34	1
35	1
38	1

4.6.5 Избор и припрема контаминираниог мазива за вештачко задрљање котрљајних лежаја

Први корак у припреми контаминираниог мазива са различитим концентрацијама честица нечистоћа је одређивање средње количине мазива које се налази у новим, неупотребљаваним лежајима. Стандардној процедури утврђивања количине мазива је подвргнуто 33 узорак котрљајних лежаја 6310-2Z/C3, којима је претходно измерен радијални зазор. Процедура прецизног одређивања количине мазива у новим лежајима је обухватала мерење њихове масе, њихово прање у ултразвучној кади (медицинским бензином) и поновно мерење масе – разлика измерених маса лежаја, пре и после чишћења, као резултат даје масу масти која се налазила у лежају.

За описану процедуру је коришћена прецизна вага типа METLER (Немачка), тачности 0,01 g и 0,001 g (Слика 4.73).

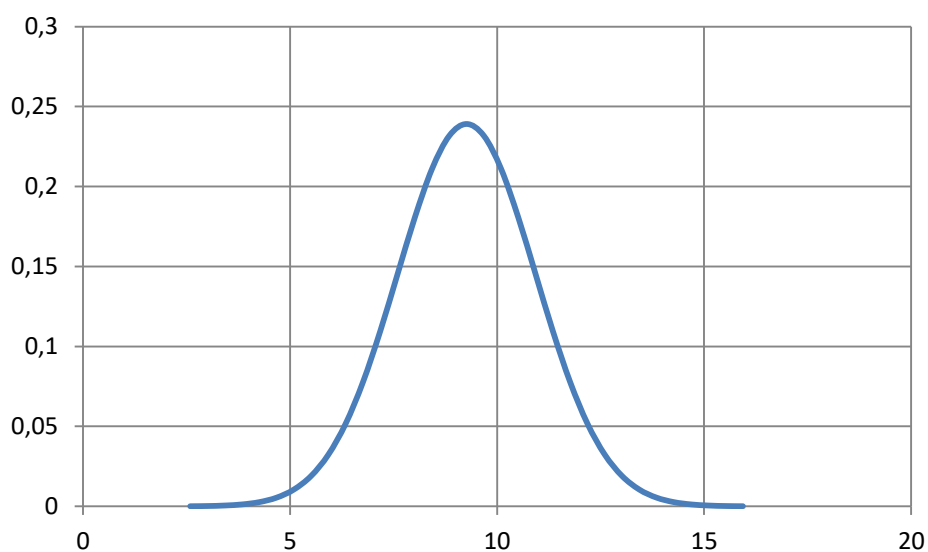


Слика 4.73: METLER прецизне ваге коришћење за одређивање масе мазива у испитаним лежајима

Резултати описаних мерења масе мазива у испитаним лежајима су приказани у Табели 4.18, а њихова расподела на Слици 4.74.

Табела 4.18: Резултати мерења масе мазива у новим котрљајним лежајима 6310-2Z/C3

	Маса лежаја са мазивом [g]	Маса чистог лежаја (без мазива) [g]	Маса мазива [g]
Узорак 1	1089.6	1081.4	8.2
Узорак 5	1092.2	1083.2	9.0
Узорак 11	1091.1	1081.7	9.4
Узорак 13	1090.0	1081.8	8.2
Узорак 14	1090.4	1080.8	9.6
Узорак 16	1089.9	1082.4	7.5
Узорак 19	1090.1	1082.0	8.1
Узорак 20	1088.5	1082.8	5.7
Узорак 21	1089.9	1083.3	6.6
Узорак 22	1089.7	1082.6	7.1
Узорак 25	1089.5	1082.2	7.3
Узорак 26	1089.5	1079.5	10.0
Узорак 30	1090.6	1079.5	11.1
Узорак 33	1092.2	1082.0	10.2
Узорак 36	1090.8	1081.8	9.0
Узорак 37	1091.2	1082.7	8.5
Узорак 41	1091.6	1081.2	10.4
Узорак 42	1092.3	1080.4	11.9
Узорак 46	1092.0	1080.2	11.8
Узорак 48	1091.6	1082.1	9.5
Узорак 49	1091.9	1084.0	7.9
Узорак 51	1092.2	1083.0	9.2
Узорак 54	1092.0	1079.1	12.9
Узорак 56	1091.6	1081.0	10.6
Узорак 57	1091.8	1083.0	8.8
Узорак 58	1091.1	1080.4	10.7
Узорак 59	1090.6	1081.2	9.4
Узорак 61	1092.0	1080.8	11.2
Узорак 62	1091.4	1084.9	6.5
Узорак 64	1090.5	1080.7	9.8
Узорак 65	1092.0	1082.9	9.1
Узорак 66	1091.9	1082.3	9.6
Узорак 67	1091.8	1080.9	10.9
		Средња вредност	9.3



Слика 4.74: Гаусова расподела резултата испитивања масе мазива у испитаним узорцима котрљајних лежаја 6310-2Z/C3

Стандардна девијација резултата испитивања масе мазива испитаних узорака износи 1,669 и рачуна се према истој једначини као и за радијални зазор.

Пошто је средња маса мазива у испитаним узорцима износила 9,3 g, управо је она усвојена као основна маса чистог мазива која ће бити вештачки контаминирана претходно припремљеним честицама нечистоћа из површинског слоја угљенокопа 'ДРМНО'.

Следећи корак у припреми контаминираниог мазива је избор чистог мазива које је после вештачки контаминирано. Домаћи произвођачи за подмазивање котрљајних лежаја транспортних ваљака најчешће користе маст FORKAL, произвођача ФАМ д.о.о. Крушевац, али је за даље експериментално истраживање одабрано мазиво LGWA 2, произвођача SKF, Шведска. Разлог за овакав избор је што је LGWA 2 мазиво високо издржљиво (намењено средњим и већим оптерећењима) и применљиво у широком температурном опсегу. Основне карактеристике LGWA 2 мазива су приказане у Табели 4.19 [69].

Табела 4.19: Основне карактеристике LGWA 2 мазива [69]

Ознака	SKF LGWA 2
Ознака према DIN 51825	KP2N-30
NLGI класа конзистенције	2
Сапунизација	Lithium complex
Тип основног уља	Mineral
Радни температурни опсег	-30 to +140 °C (-20 to +285 °F)
Тачка опадања према DIN ISO 2176	
Вискозност основног уља	
40 °C, mm²/s	185
100 °C, mm²/s	15

Количине од по 100 g чистог LGWA 2 мазива су затим контаминирани различитим концентрацијама претходно припремљених честица нечистоћа. Нивои концентрација тако припремљених смеша износе 10,8% и 21,5% (одговарају случајевима када је у просечних 9,3 g мазива додато 1g, односно, 2g контаминирајућих честица). Пошто су на овај начин припремљене одговарајуће мешавине масти и равномерно распоређених контаминирајућих честица, претходно очишћени узорци 6310-2Z/C3 котрљајних лежаја су вештачки подмазани. Преглед узорака и количине контаминираниог мазива којим су подмазани узорци за испитивање је приказан у Табели 4.20.

Табела 4.20: Преглед контаминираних узорака, и концентрације нечистоћа у мазиву којим су подмазани

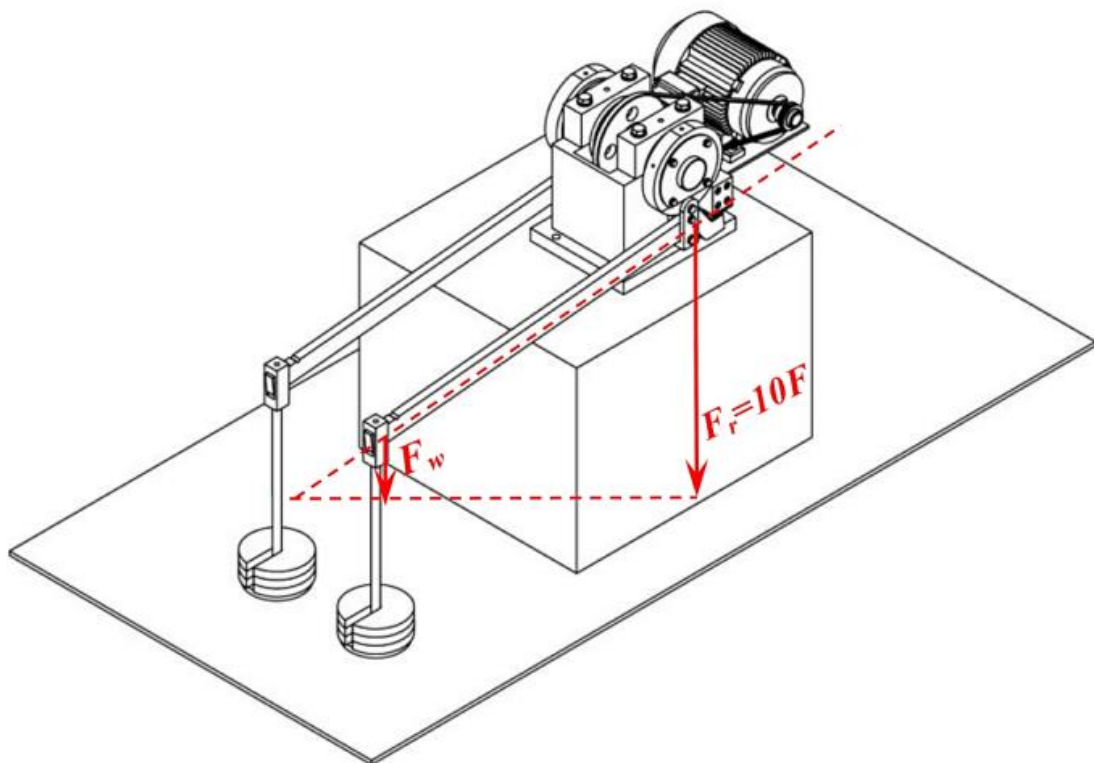
Ид. број узорка	Додата маса контаминираниог мазива (чисто мазиво + контаминирајуће честице) [g]	Концентрација честица нечистоћа у мазиву којим су подмазани узорци [%]
20, 51	9,3 (9,3 + 0)	0
5, 13	10,3 (9,3 + 1)	10,8
1, 26	11,3 (9,3 + 2)	21,5

Преостали узорци са радијалним зазором од 30 μm су искоришћени за уходавање експеримента.

4.6.6 Припрема уређаји за испитивање котрљајних лежаја

Пробни сто на коме су изведена експериментална истраживања утицаја концентрације експлоатационих честица нечистоћа на радне карактеристике котрљајних лежаја је наменски развијен на Машинском факултету Универзитета у Београду и реконструисан како би се омогућио прихват узорака типа 6310-2Z/C3. На њему је могуће извести различите врсте испитивања котрљајних лежаја под дејством различитих интензитета радијалног оптерећења, генерисаних одговарајућим теретом на теретницама (по принципу полуге). За генерисање дефинисаног радијалног оптерећења од 4,6kN је употребљена маса од 46,8kg терета/мерном месту.

Принцип рада, тродимезионални модел и општи изглед пробног стола су приказани на Слици 4.75. На пробном столу је такође могуће симулирати и различите учестаности обртања, променом димензија погонске и гођене ременице. Зато је његова реконструкција обухватила и конструисање новог ременог преносника, који омогућава генерисање претходно дефинисане учестаности обртања од 1140 min^{-1} . Важна карактеристика описаног пробног стола је и могућност истовременог испитивања парова узорака (два мерна места), чиме се значајно смањује време трајања експеримента.



Слика 4.75: Принцип рада, тродимензионални приказ и општи изглед пробног стола за испитивање котрљајних лежаја, развијеног на МФБГ

За мерење промена температура на површини испитиваних узорака котрљајних лежаја је употребљена дигитална термокамера IRC57 InfraCAM SD (Слика 4.76 [71]), фирме FLIR Co. (USA), са мерним опсегом температура од 10°C до 350°C, и тачношћу $\pm 2\%$.



Слика 4.76: Термокамера IRC57 InfraCAM SD [71]

Како би добијени резултати мерења спољашњих температура испитиваних котрљајних лежаја били што релевантнији, они су морали да буду и додатно припремљени за испитивање фарбањем видљивих површина спољашњег и унутрашњег прстена лежаја мат црном бојом (Слика 4.77), са коефицијентом емисивности $\epsilon = 0,93$.



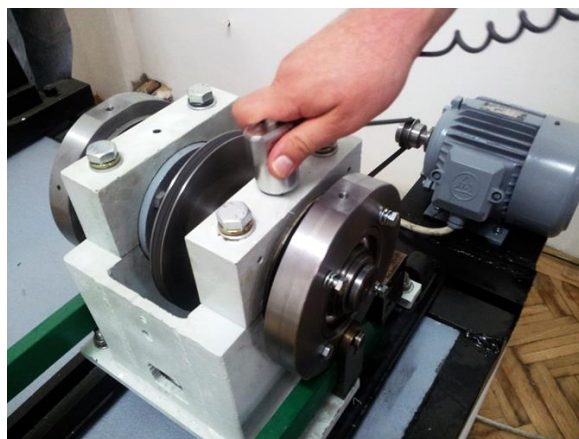
Слика 4.77: Припрема узорка за испитивање термокамером

Током експерименталних испитивања, RMS вибрацијско убрзање испитиваних узорака је мерено преносним уређајем за мерење вибрација типа SKF Microlog Analyzer GX, са одговарајућим давачима (Слика 4.78).



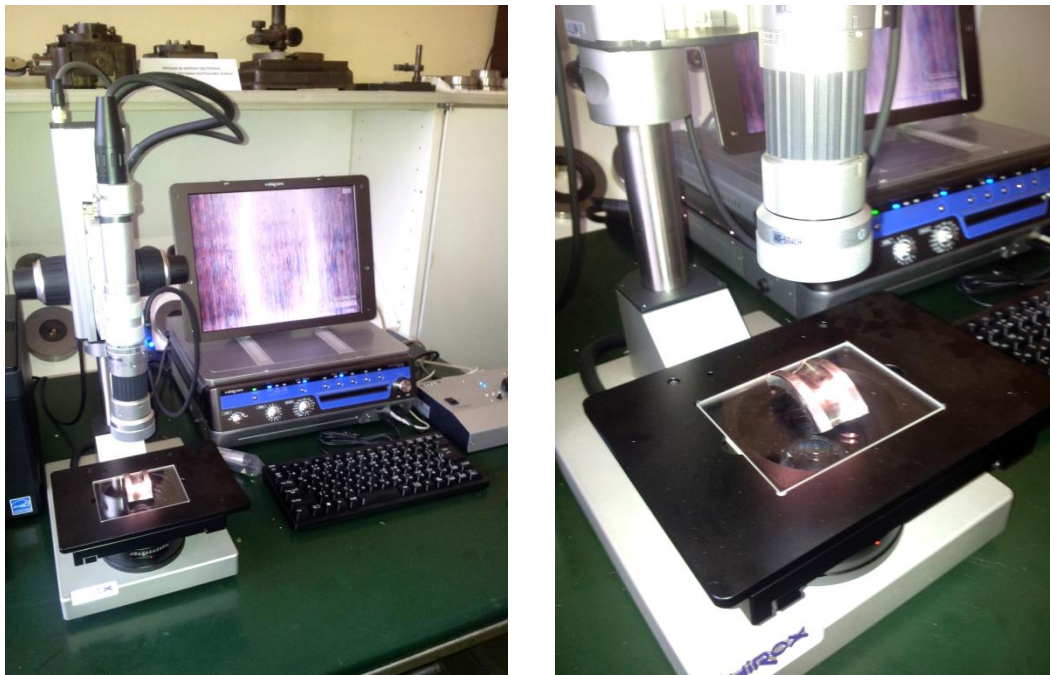
Слика 4.78: Уређај за мерење вибрација KF Microlog Analyzer GX

RMS вибрацијско убрзање је мерено искључиво у правцу дејства оптерећења, односно, у радијалном правцу. У раду [72], Тандон је упоредио различите методе за мерење вибрација лежаја и показао да је за детекцију дефеката у котрљајном лежају најпогоднија управо метода мерења RMS вибрацијског убрзања. Стога су на елементе за прихват узорака додате и навојне везе које су омогућавале оптимално повезивање система и давача вибрација (Слика 4.79).



Слика 4.79: Положај давача приликом испитивања вибрација узорака котрљајних лежаја 6310-2Z/C3

За микроскопску анализу степена и карактера оштећења стаза котрљања испитаних котрљајних лежаја је коришћен дигитални 3D микроскоп типа HIROX КН-7700 (Јапан), са могућношћу генерисања тродимензионалних приказа посматраних објеката и оптичким увећањем до 500x – Слика 4.80.



Слика 4.80: 3D микроскоп HIROX КН-7700

4.6.7 Прорачун монтажних налегања испитиваних узорка котрљајних лежаја

Пробни сто описан у претходном поглављу дозвољава истовремено испитивање два узорка, односно, на њему постоје два мерна места. Узевши у обзир да на перформансе котрљајних лежаја значајно утичу и услови њихове монтаже, за наставак експеримента је важно и познавање налегања између испитиваних лежаја и вратила пробног стола, односно, између испитиваних лежаја и кућишта.

Прорачун налегања између узорка котрљајних лежаја и прихватних елемената пробног стола се врши на основу мерења одступања одговарајућих спољашњих и унутрашњих пречника лежаја, односно, отвора кућишта и пречника вратила пробног стола. Одговарајућа мерења су изведена у акредитованој лабораторији

ЛИМЕС – Машинског факултета Универзитета у Београду, а добијени резултати су приказани у Табелама 4.21 и 4.22.

Табела 4.21: Прорачун монтажних налегања испитаних узорака котрљајних лежаја на Мерном месту 1.

	Средње одступање [μm]	Средњи пречник [μm]
Вратило	-43	49957,00
Отвор у кућишту	4	50004,00
Унутрашњи пречник узорака	-9,25	49990,75
Спољашњи пречник узорака	-5,25	49994,75
Налегање између вратила (прихватне чауре) и лежаја	33,75	
Налегање између кућишта и лежаја	9,25	

Табела 4.22: Прорачун монтажних налегања испитаних узорака котрљајних лежаја на Мерном месту 2.

	Средње одступање [μm]	Средњи пречник [μm]
Вратило	-16	49984,00
Отвор у кућишту	7	50007,00
Унутрашњи пречник узорака	-6,5	49993,50
Спољашњи пречник узорака	-4,25	49995,75
Налегање између вратила (прихватне чауре) и лежаја	9,5	
Налегање између кућишта и лежаја	11,25	

Анализа приказаних резултата прорачуна монтажних налегања испитаних узорака котрљајних лежаја показује да су од два мерна места пробног стола за испитивање котрљајних лежаја, услови монтаже повољнији на Мерном месту 2, док су на Мерном месту 1, због изразито лабавог налегања између лежаја и вратила – услови монтаже неповољнији, што додатно убрзава отказ лежаја.

4.6.8 Експериментално испитивање перформанси вештачки контаминираних котрљајних лежаја

Као што је детаљно елаборирано у претходном поглављу, како би се што реалније пресликали услови у којима котрљајни лежаји транспортних ваљака функционишу на површинским угљенокопима, у лабораторијским условима су контролисани следећи параметри експеримента:

1. радно оптерећење и учестаност обртања;
2. врста (тип) узорака котрљајних лежаја и мазива;
3. утицај радијалног зазора;
4. порекло и структура честица нечистоћа;
5. услови монтаже (уградње);

Упркос наведеном, нека одступања од експлоатационих услова су ипак неизбежна. Зато је за правилно тумачење добијених експерименталних резултата неопходно прецизно дефинисати претпоставке/ограничења експерименталног испитивања у односу на експлоатационе услове.

4.6.8.1 Претпоставке/ограничења експерименталног испитивања

Претпоставке:

1. Услови у којима се испитују котрљајни лежаји одговарају условима средњег транспортног ваљка у герланди – на кога делује искључиво радијално оптерећење (без аксијалне компоненте);
2. Номинално радијално оптерећење и учестаност обртања испитиваних котрљајних лежаја су одређени за случај транспортног ваљка пречника 159 mm, који служи за пренос лигнита тракастим транспортером брзином 5 m/s;
3. Лабораторијско радијално оптерећење и учестаност обртања испитиваних узорака су наменски увећани у односу на номиналне (прорачунате) вредности – како би се отказ испитиваних котрљајних лежаја убрзао приближно 22,44 пута;
4. Не постоје енергетски губици у преношењу топлоте између места на коме се генерише (контакт котрљајних тела са стазама котрљања лежаја) и спољашње површине лежаја – материјал котрљајних лежаја је добар проводник топлоте (челик);
5. При експерименталном испитивању су коришћене честице нечистоћа са површинских копова угља – резултати нису применљиви на лежаје транспортних ваљака који раде у другачијим условима;

6. Експериментално испитивање је извршено у контролисаним условима – на собној температури (20°C), у затвореној и чистој просторији.

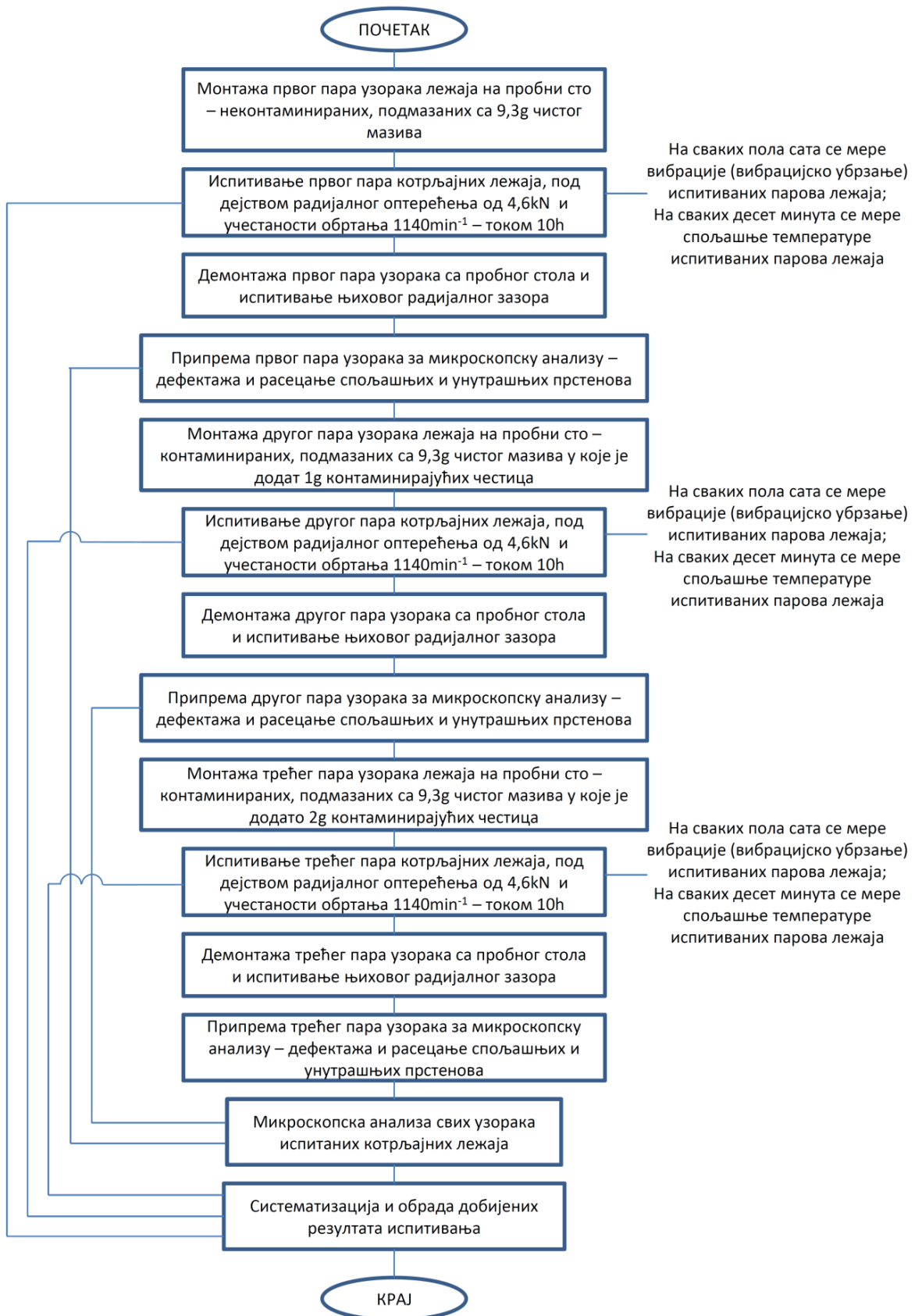
4.6.8.2 Активности процедуре експерименталног испитивања перформанси вештачки контаминираних котрљајних лежаја

Текстуално описана, процедура експерименталног испитивања перформанси контаминираних котрљајних лежаја се може поделити у следеће активности:

1. На пробни сто за испитивање котрљајних лежаја се монтира први пар узорака – неконтаминираних, подмазаних са 9,3g чистог мазива (контаминација 0%);
2. Узорци се током 10h излажу радијаном оптерећењу од 4,6 kN и учестаности обртања од 1140 min⁻¹.
3. На сваких 10 min се термокамером снима расподела температура на видљивој површини спољашњих и унутрашњих прстенова лежаја;
4. На сваких пола сата се снима вибрацијско убрзање у радијалном правцу испитиваних узорака;
5. По истеку 10h испитивања, узорци се скидају са пробног стола и врши се мерење њиховог радијалног зазора;
6. Врши се дефектажа узорака и расечање и прање њихових прстенова, како би били припремљени за микроскопску анализу;
7. На пробни сто за испитивање котрљајних лежаја се монтира други пар узорака – контаминираних, подмазаних са 9,3g чистог мазива у које је додат 1g контаминирајућих честица (концентрација честица нечистоћа: 10,8%);
8. Узорци се током 10h излажу радијаном оптерећењу од 4,6 kN и учестаности обртања од 1140 min⁻¹.
9. На сваких 10 min се термокамером снима расподела температура на видљивој површини спољашњих и унутрашњих прстенова лежаја;
10. На сваких пола сата се снима вибрацијско убрзање у радијалном правцу испитиваних узорака;
11. По истеку 10h испитивања, узорци се скидају са пробног стола и врши се мерење њиховог радијалног зазора;

12. Врши се дефектажа узорака и расецање и прање њихових прстенова, како би били припремљени за микроскопску анализу;
13. На пробни сто за испитивање котрљајних лежаја се монтира трећи пар узорака – контаминираних, подмазаних са 9,3g чистог мазива у које је додато 2g контаминирајућих честица (концентрација честица нечистоћа: 21,5%);
14. Узорци се током 10h излажу радијаном оптерећењу од 4,6 kN и учестаности обртања од 1140 min^{-1} .
15. На сваких 10 min се термокамером снима расподела температура на видљивој површини спољашњих и унутрашњих прстенова лежаја;
16. На сваких пола сата се снима вибрацијско убрзање у радијалном правцу испитиваних узорака;
17. По истеку 10h испитивања, узорци се скидају са пробног стола и врши се мерење њиховог радијалног зазора;
18. Врши се дефектажа узорака и расецање и прање њихових прстенова, како би били припремљени за микроскопску анализу;
19. Сви исечени делови прстенова, свих испитаних котрљајних лежаја се анализирају оптичким 3D микроскопом на увећањима 50x и 100x;
20. Врши се систематизација и обрада података.

Алгоритамски приказ свих наведених активности је приказан на Слици 4.81, а резултати спроведених испитивања (као и резултати испитивања према осталим описаним процедурама су приказани у поглављима која следе)



Слика 4.81: Алгоритам експерименталног испитивања перформанси контаминираних котрљајних лежаја

5. Резултати испитивања према новој методологији за испитивање транспортних ваљака

При приказу резултата у следећим поглављима ће бити коришћене следеће ознаке за различите типове испитаних транспортних ваљака:

DVPM – Нови ваљак, Ø194/750 mm, домаћи произвођач

NVPM – Нови ваљак, Ø159/670 mm, домаћи произвођач, ФОРКАЛ маст

RVPM – Репарирани ваљак, Ø159/670 mm, домаћи произвођач, ФОРКАЛ маст

NVGM – Нови ваљак, Ø159/670 mm, домаћи произвођач, ЕП2 маст

RVGM – Репарирани ваљак, Ø159/670 mm, домаћи произвођач, ЕП2 маст

NV – Транспортни ваљак произвођача из Немачке, Ø159/670 mm

PVPM – Повратни ваљак, Ø194/1000 mm, домаћи произвођач, ФОРКАЛ маст

PVPMX - Завојни повратни ваљак, Ø215/1150 mm, домаћи произвођач, ФОРКАЛ маст

5.1 Резултати мерења температура, вибрација и буке транспортних ваљака током испитивања њиховог радног века и динамичке издржљивости

1. ПОДАТАК О УЗОРКУ					
Ознака	Тип	Мазиво	Нови / Репарирани	Уграђени к. лежаји	Земља порекла
DVPM3	Ø194 /750 mm	НЕПОЗНАТО	НЕПОЗНАТО	6312 С3	Р. Србија

2. УСЛОВИ ИСПИТИВАЊА – РАДИЈАЛНО ОПТЕРЕЂЕЊЕ

Пробни сто **SIV – 300 IS**

Радијално оптерећење испитиваних транспортних ваљака: **~9 kN**

Средња учестаност обртања: **~905 min⁻¹**

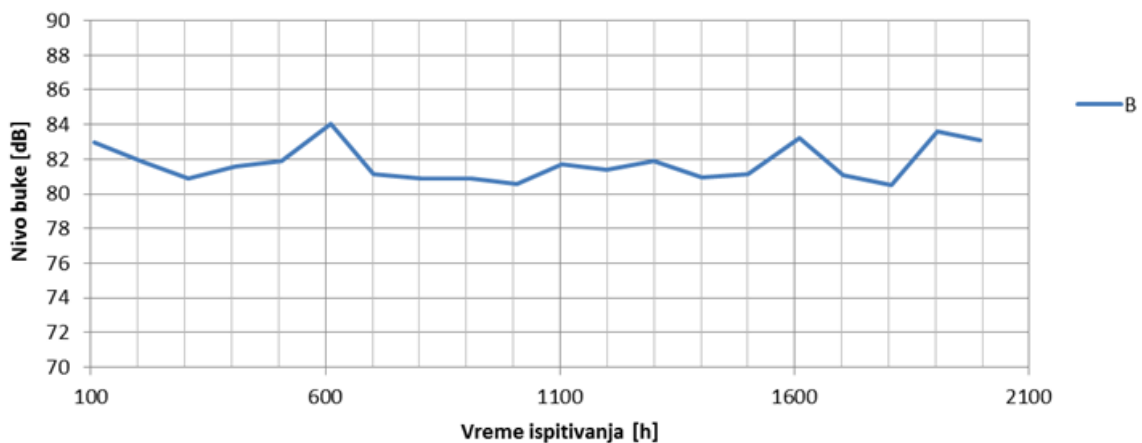
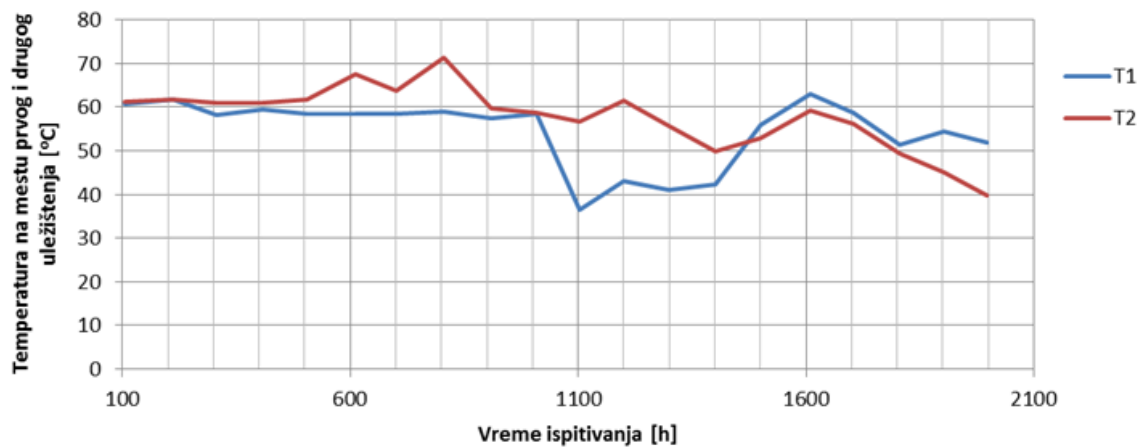
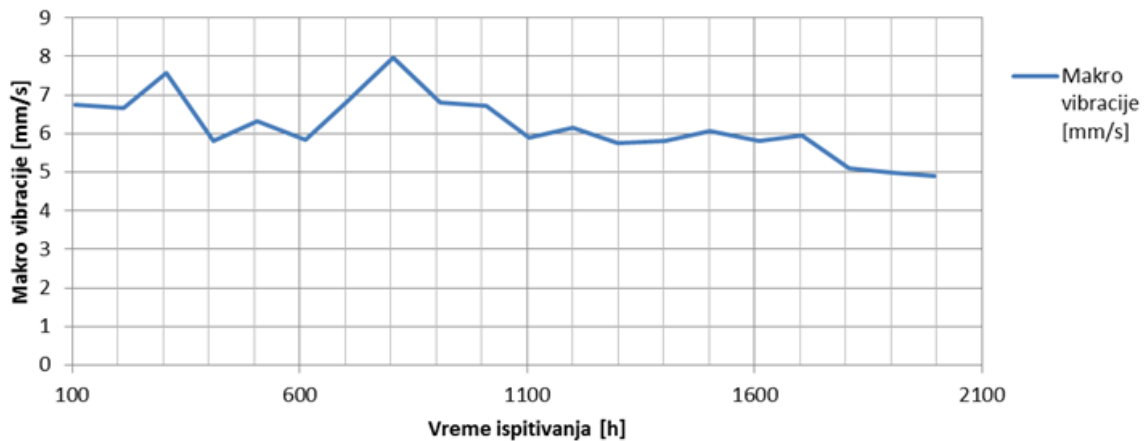
Убрзање испитивања (у односу на експлоатационе услове): **~18x**

3. ЗАКЉУЧЦИ И ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА ИСПИТИВАЊА

1. Транспортни ваљак је издржао укупно 1996 сати убрзаних испитивања што, узевши у обзир убрзање испитивања од 18 пута, одговара 35928 h у експлоатационим условима. Иако је према процедури испитивања предвиђено да се ваљци испитују по 200h, овај узорак је излаган

повећаном оптерећењу и учестаности обртања у десет пута већем временском периоду да би се утврдило да ли ће доћи до промене трендова његових вибрација, температура и нивоа буке – што није био случај;

2. Приликом испитивања, посматрани параметри испитиваног ваљка су имали приближно исте трендове као и остали испитани узорци, што говори о високом нивоу уједначености њиховог квалитета;
3. Све мерене величине су код испитиваног узорка улазиле у стационарно стање након 3-4h убрзаних испитивања;
4. Температура лежаја испитиваног транспортног ваљка је након 1996h испитивања била у границама од 40 до 53°C, макровибрације су износиле ~4,9 mm/s, а ниво буке 83 dB.



1. ПОДАЦИ О УЗОРЦИМА					
Ознака	Тип	Мазиво	Нови / Репарирани	Уграђени к. лежаји	Земља порекла
NVGM1, NVGM2	Ø159 / 670 mm	EP2	N	6310 C3 (CODEX)	P. Србија
NVPM1, NVPM2, NVPM3	Ø159 / 670 mm	Стандардна индустријска маст (Форкал, ФАМ Крушевац)	N	6310 C3 (CODEX)	P. Србија
RVGM1, RVGM2	Ø159 / 670 mm	EP2	R	6310 C3 (CODEX)	P. Србија
RVPM1, RVPM2, RVPM3	Ø159 / 670 mm	Стандардна индустријска маст (Форкал, ФАМ Крушевац)	R	6310 C3 (CODEX)	P. Србија
NV1	Ø159 / 670 mm	Непознато	N	6310 C3	Немачка

2. УСЛОВИ ИСПИТИВАЊА
Радијално оптерећење испитиваних транспортних ваљака: 9 kN Средња учестаност обртања: 1122 min⁻¹ Убрзање испитивања (у односу на експлоатационе услове): 21,2x

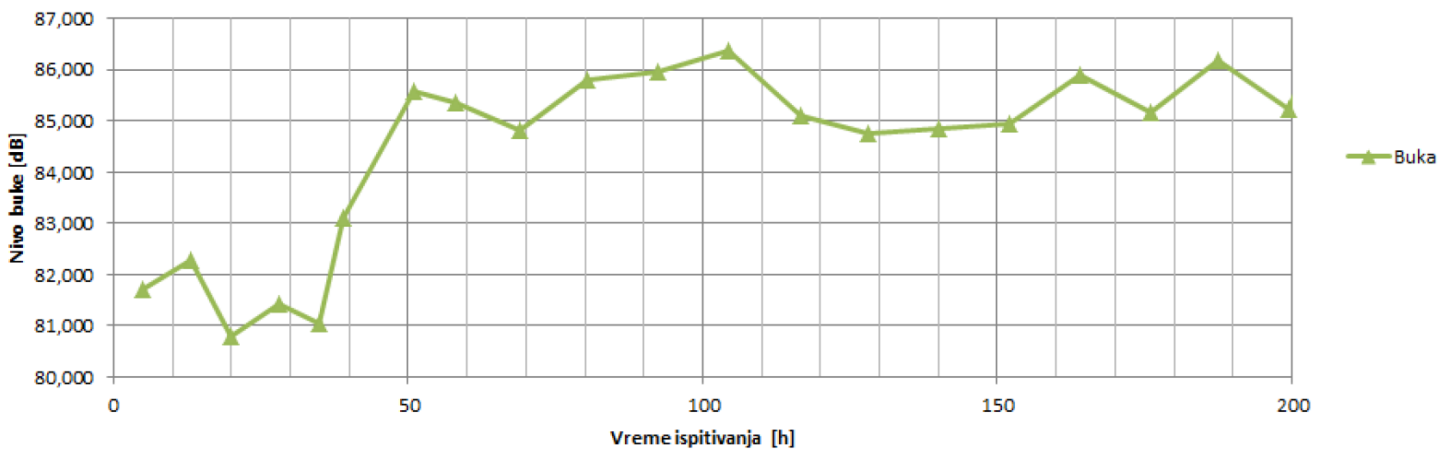
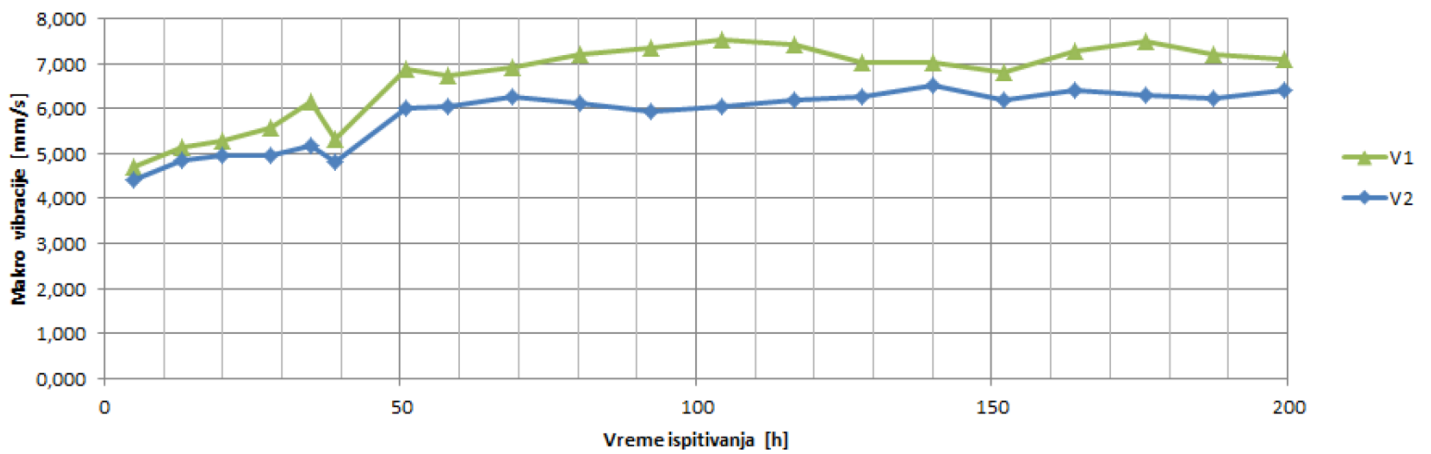
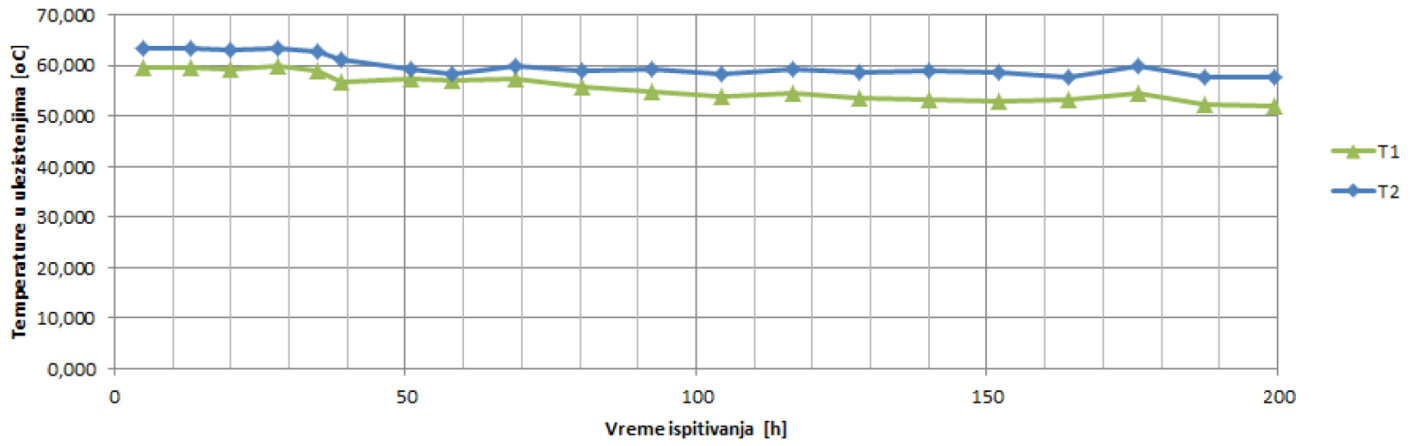
3. ЗАКЉУЧЦИ И ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА ИСПИТИВАЊА
<p>1. Сви испитивани транспортни ваљци (сем NVPM1) су издржали више од 200h убрзаних испитивања (~1,3x10⁷ циклуса промене оптерећења) без отказа и тиме испунили услов трајне динамичке издржљивости (>1x10⁷ циклуса промене оптерећења). На основу тога се може са сигурношћу тврдити да ниједан од делова склопа испитиваних транспортних ваљака не би отказао услед запреминских разарања ни у експлоатационим условима (сем котрљајних лежаја за које услов динамичке издржљивости не важи);</p> <p>2. Све мерене величине су код свих испитиваних узорка улазиле у стационарно стање након 1-1,5h убрзаних испитивања;</p> <p>3. Пошто су приликом `уходавања` испитног уређаја вариран параметри испитивања (нпр. притисак у пнеуматцима), за компаративну анализу квалитета испитиваних транспортних ваљака је меродаван период од 150-ог до 200-ог сата испитивања, пошто су у том периоду услови испитивања унифицирани;</p> <p>4. На свим испитаним узорцима је уочено да постоји значајна разлика између температура измерених на местима првог и другог улежиштења (за сваки узорак појединачно), а исто важи и за измерене макро вибрације. Наведено се може објаснити производним условима, пошто се први и други котрљајни лежај не уграђују на исти начин;</p> <p>5. Анализом резултата испитивања јединог отказалог узорка (NVPM1), утврђено је да при отказу не долази до промене макро вибрација или нивоа буке, већ само температура у улежиштењима - стога је као критеријум за компаративну процену квалитета испитиваних транспортних ваљака усвојена управо наведена величина.</p> <p>6. При процени квалитета испитиваних транспортних ваљака су поређене само температуре измерене у 'топлијем' улежиштењу узорка (најгори случај са аспекта вероватноће отказа лежаја), након 150h рада;</p> <p>7. Компаративна анализа резултата испитивања узорка (приказана на дијаграмима који следе) је показала следеће:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Репарирани транспортни ваљци имају значајно горе карактеристике од нових; - Ваљци домаћег произвођача заостају по квалитету од ваљака произвођача из иностранства;

УЗОРАК: NVGM1

Средња учестаност обртања: 1123,241 min⁻¹

Укупно оптерећење транспортног ваљка: 9 kN

Оптерећење појединачног котрљајног лежаја: 4,5 kN

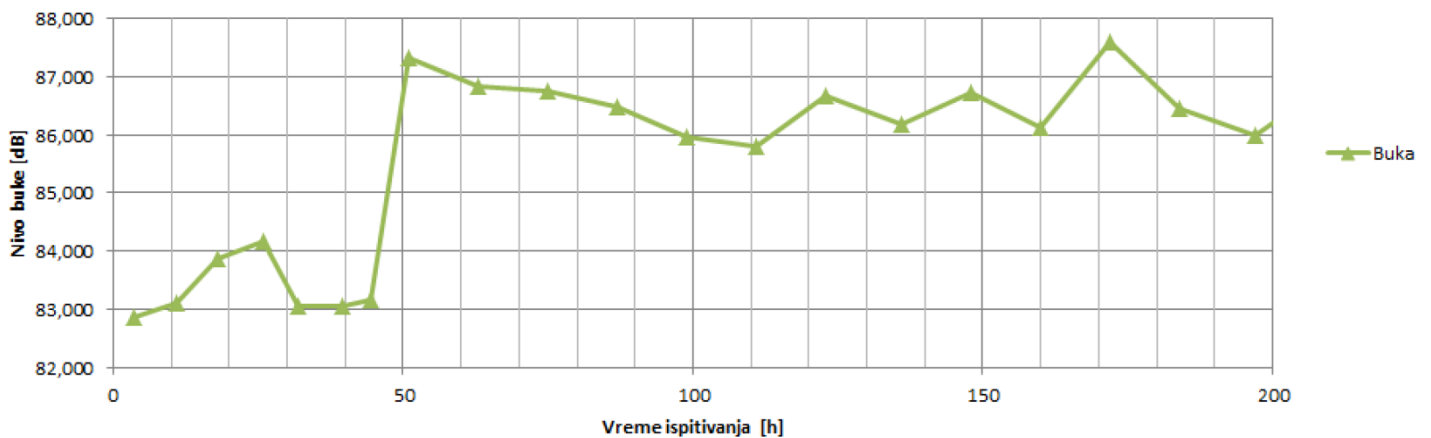
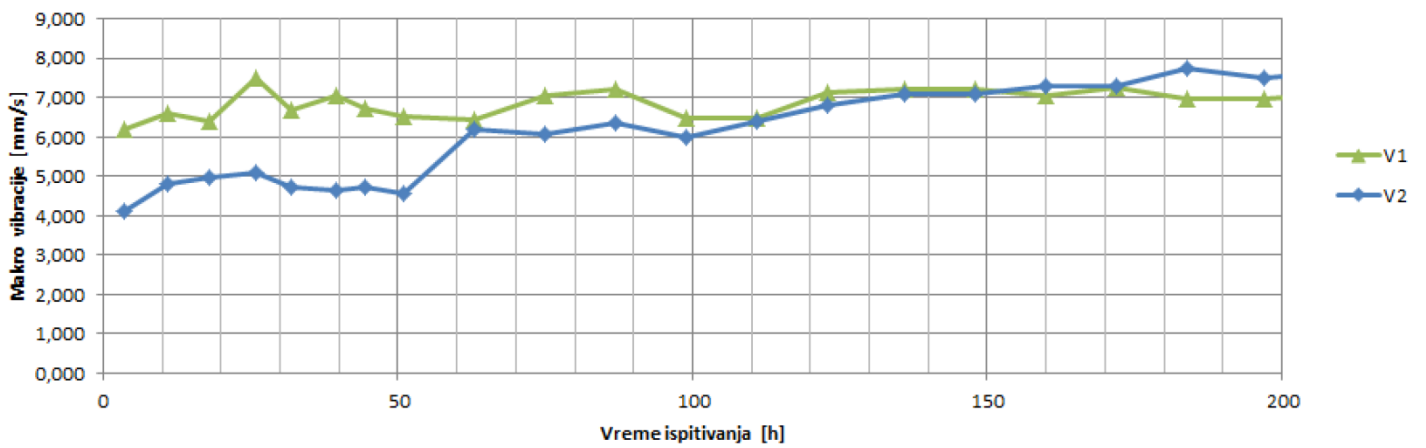
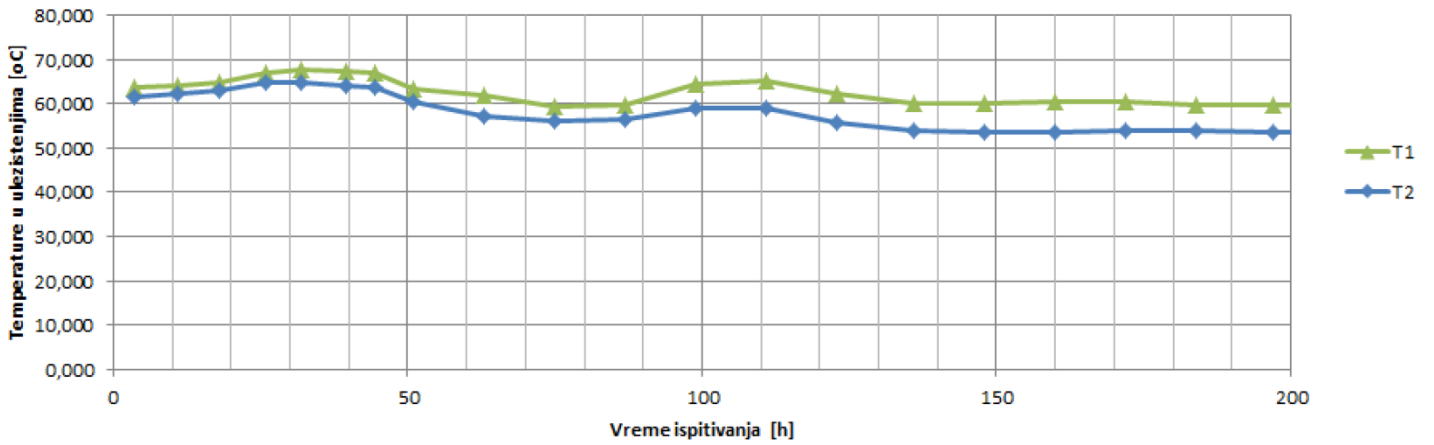


УЗОРАК: NVGM2

Средња учестаност обртања: 1120,792 min⁻¹

Укупно оптерећење транспортног ваљка: 9 kN

Оптерећење појединачног котрљајног лежаја: 4,5 kN

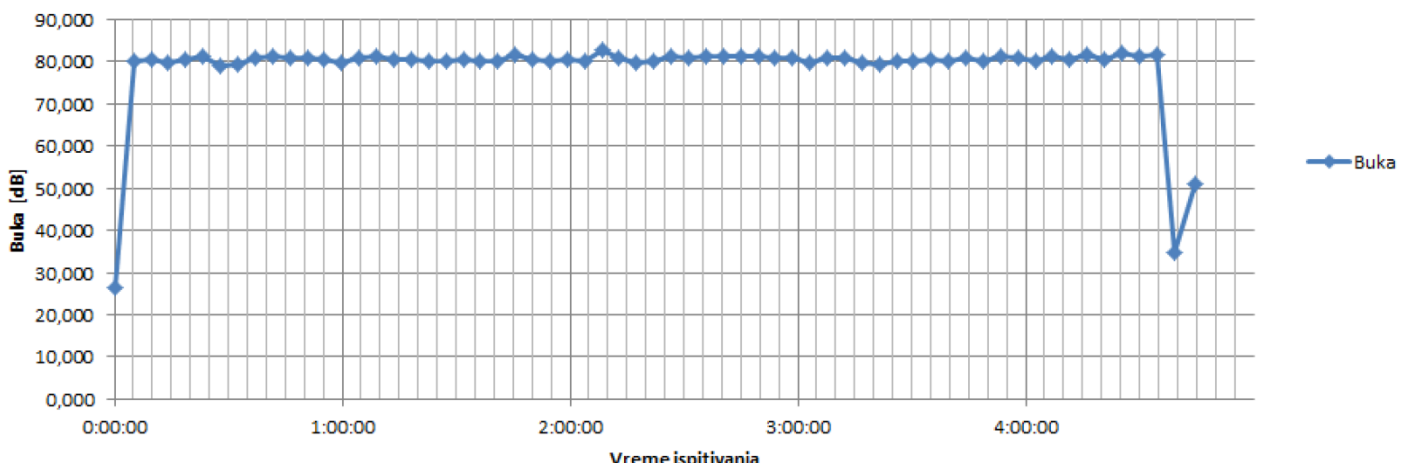
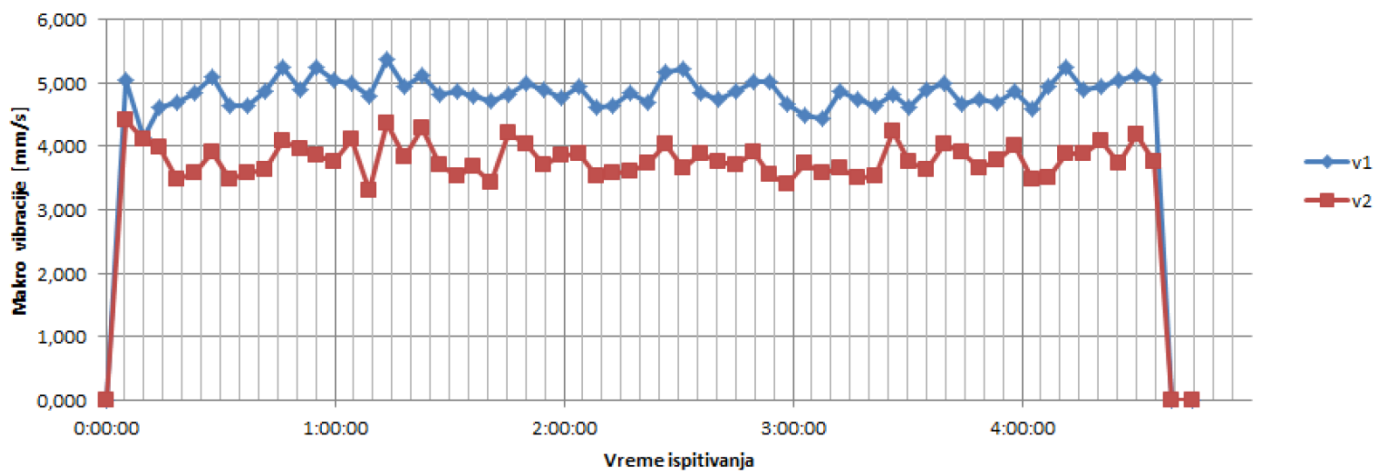
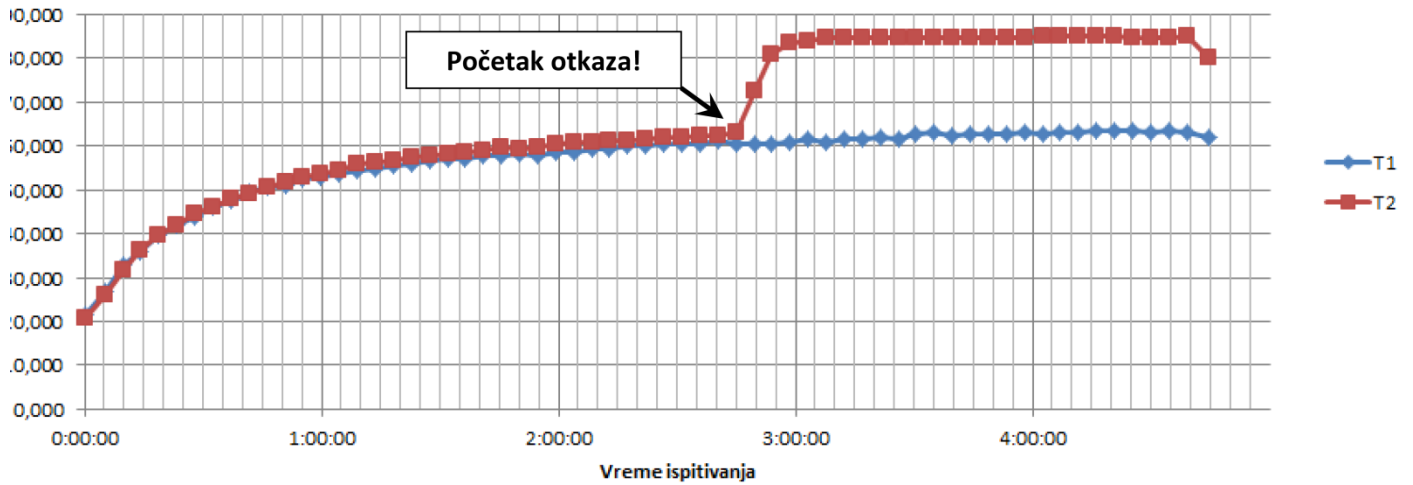


УЗОРАК: NVPM1 [ОТКАЗАО]

Средња учестаност обртања: 1117,778 min⁻¹

Укупно оптерећење транспортног ваљка: 9 kN

Оптерећење појединачног котрљајног лежаја: 4,5 kN

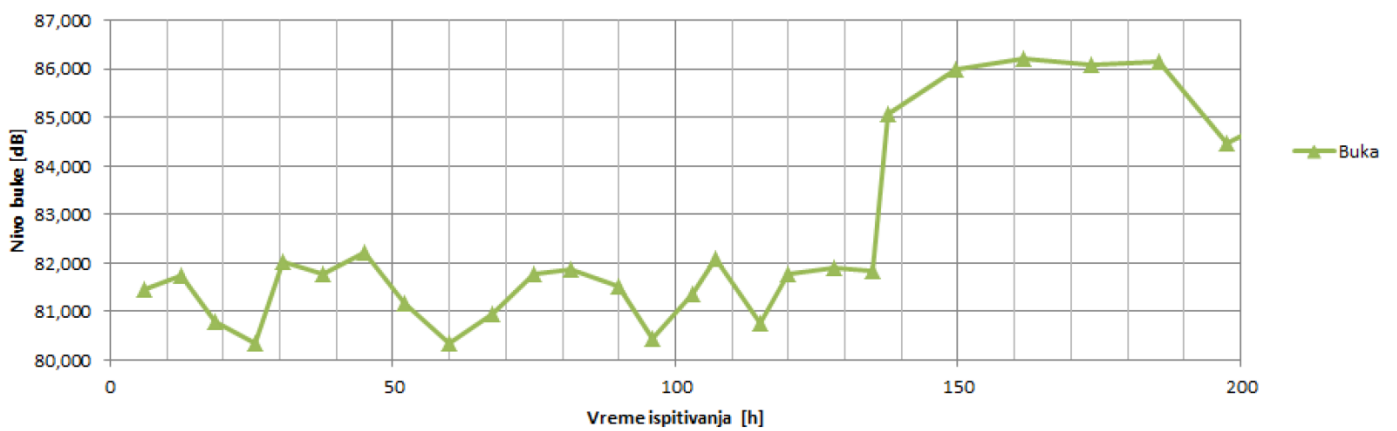
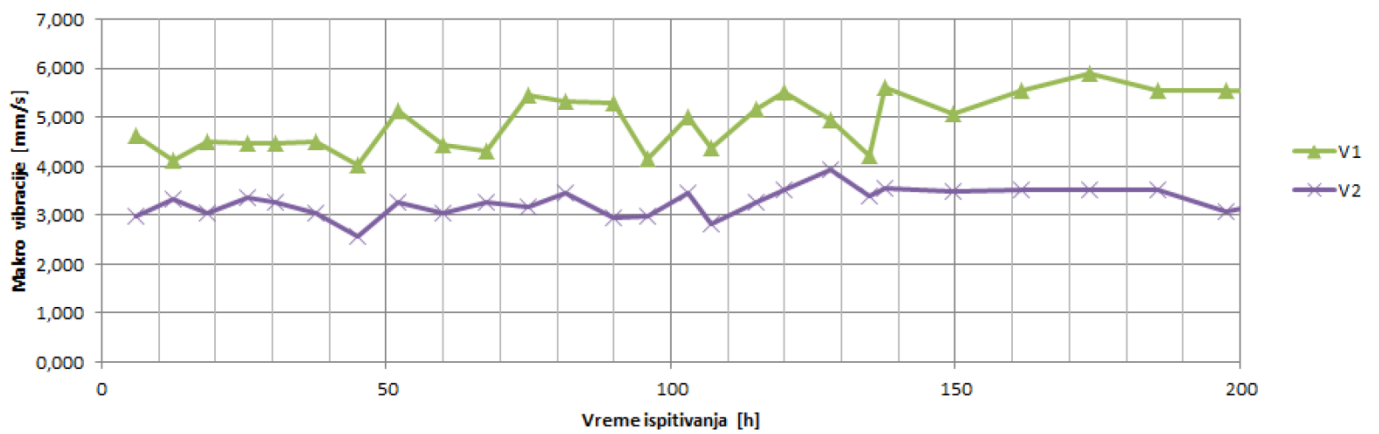
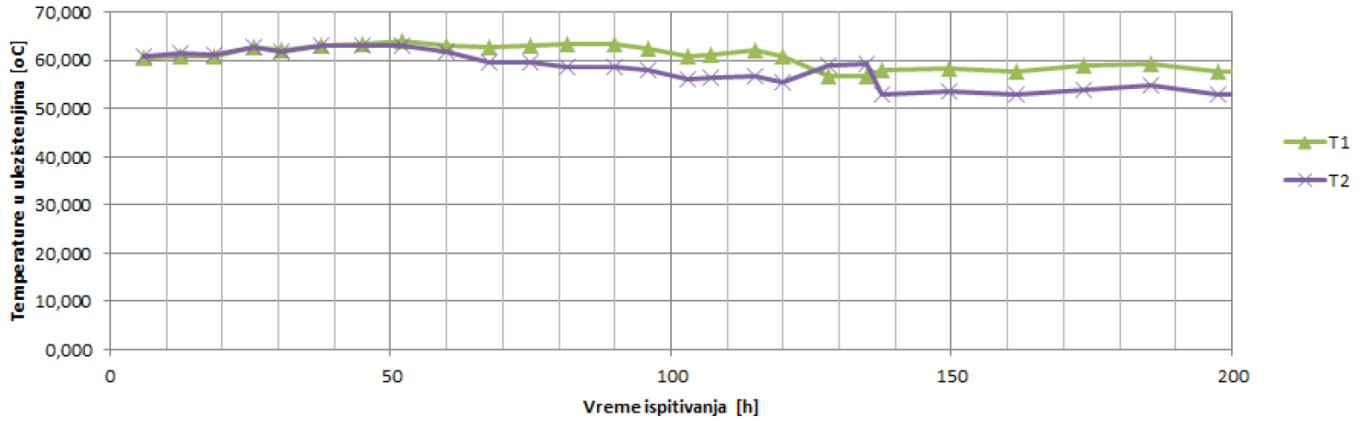


УЗОРАК: NVPM2

Средња учестаност обртања: 1119,506 min⁻¹

Укупно оптерећење транспортног ваљка: 9 kN

Оптерећење појединачног котрљајног лежаја: 4,5 kN

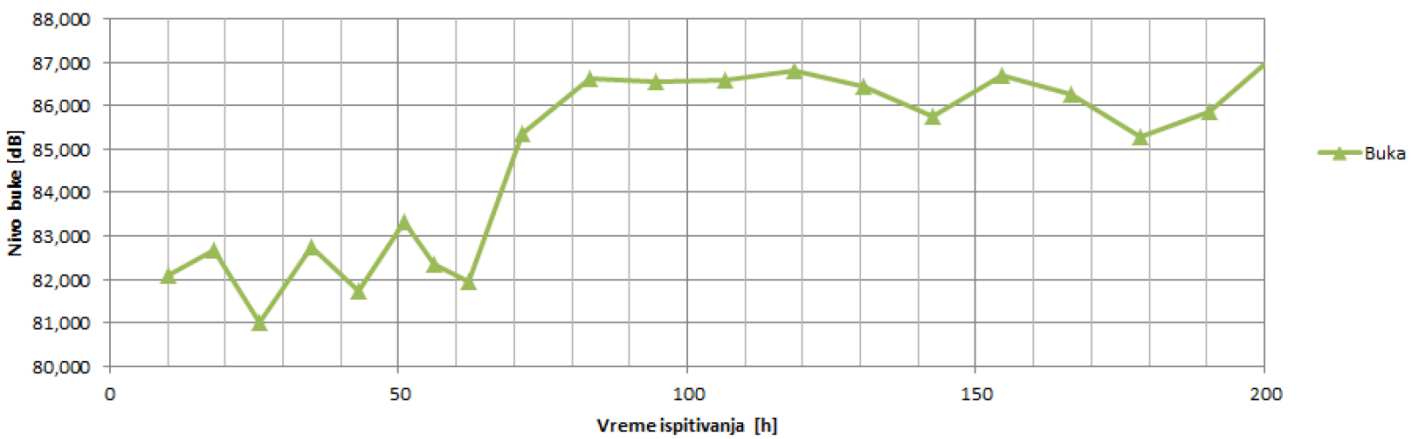
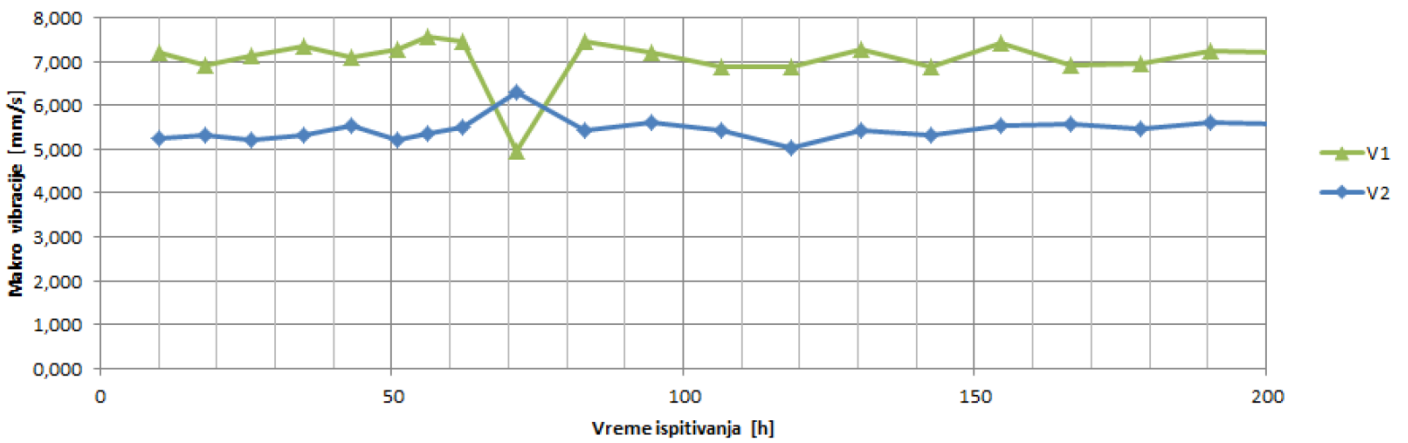
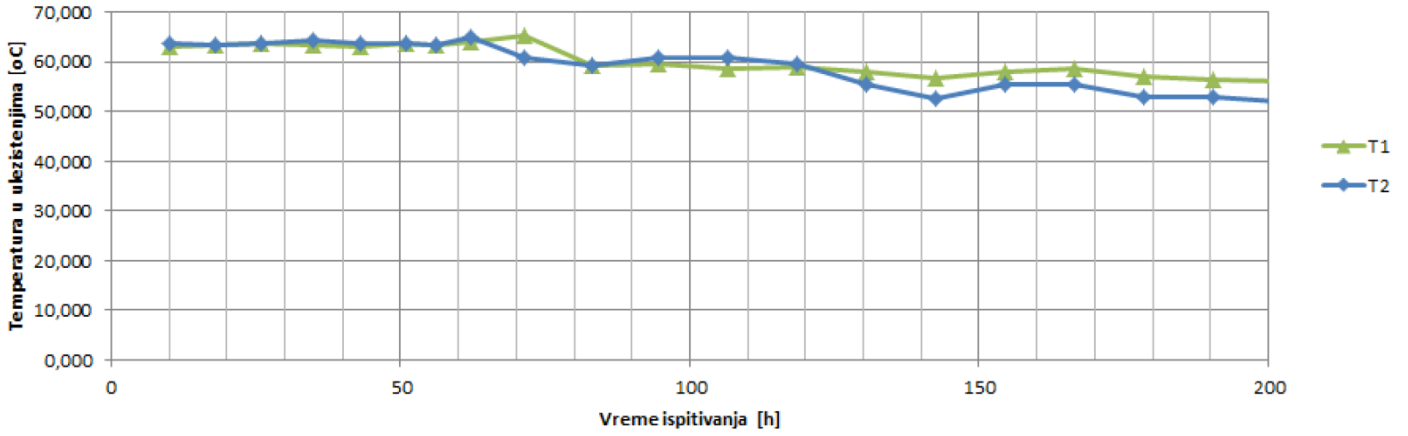


УЗОРАК: NVPM3

Средња учестаност обртања: 1124,633 min⁻¹

Укупно оптерећење транспортног ваљка: 9 kN

Оптерећење појединачног котрљајног лежаја: 4,5 kN

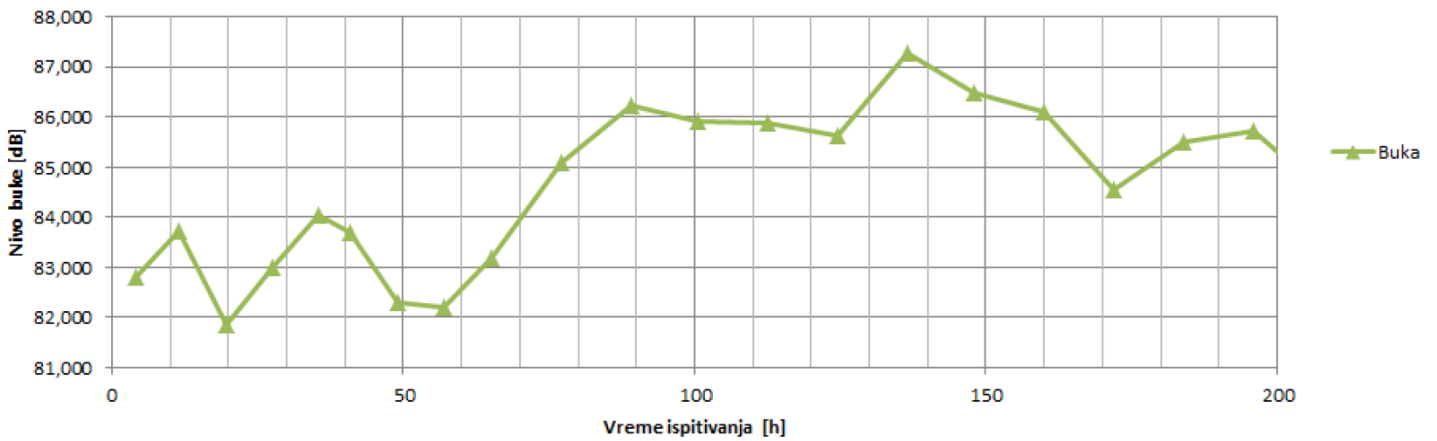
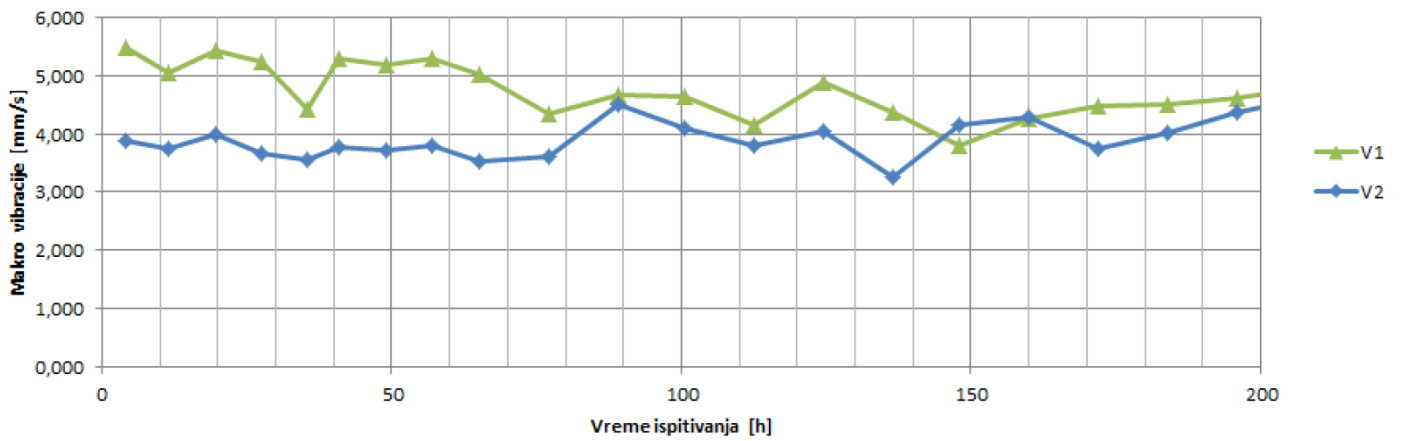
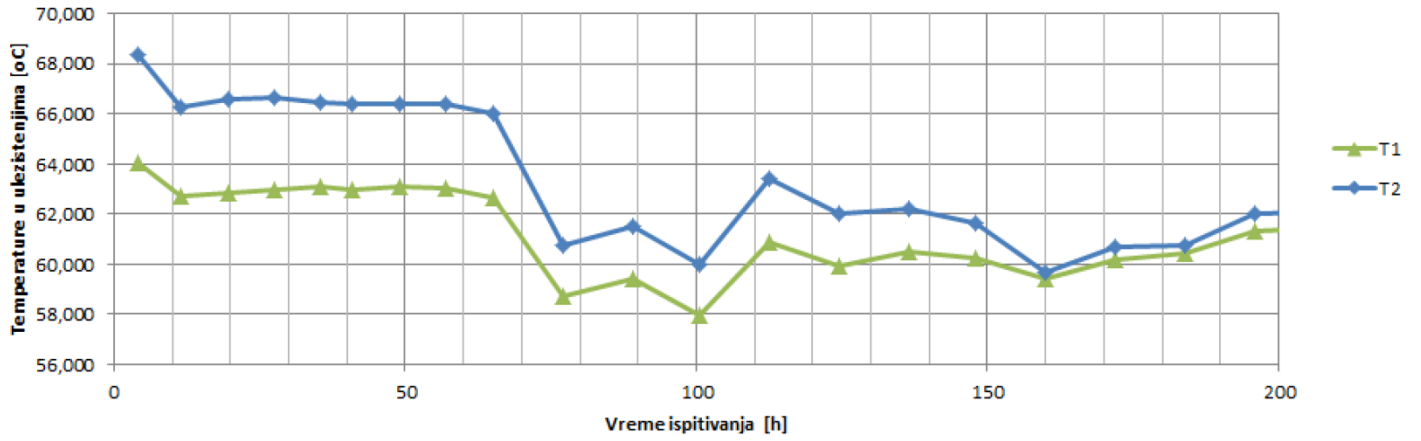


УЗОРАК: RVGM1

Средња учестаност обртања: 1134,141 min⁻¹

Укупно оптерећење транспортног ваљка: 9 kN

Оптерећење појединачног котрљајног лежаја: 4,5 kN

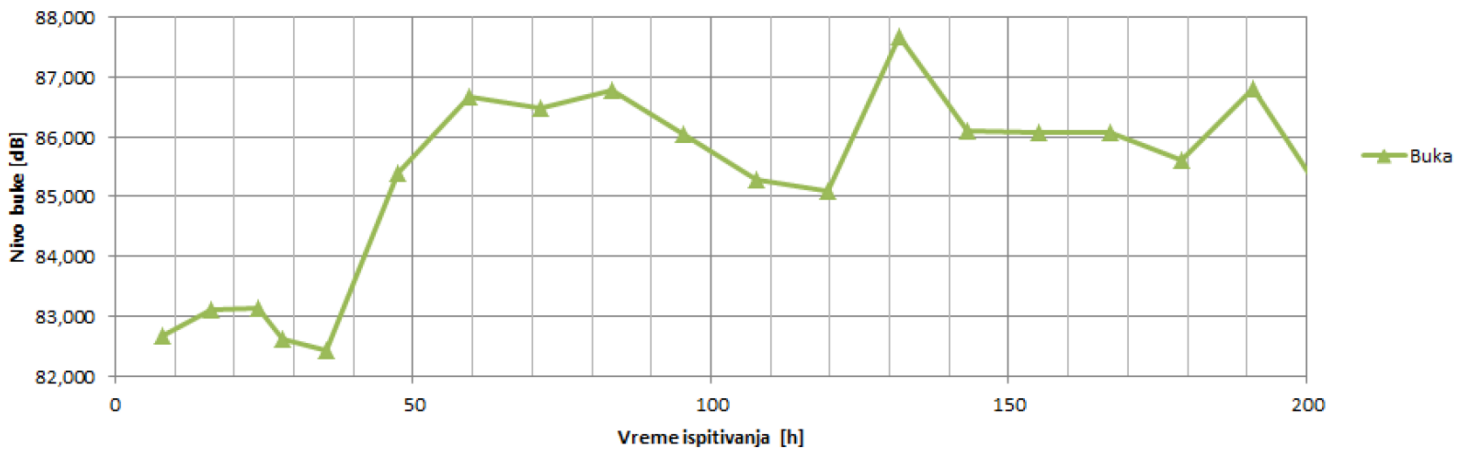
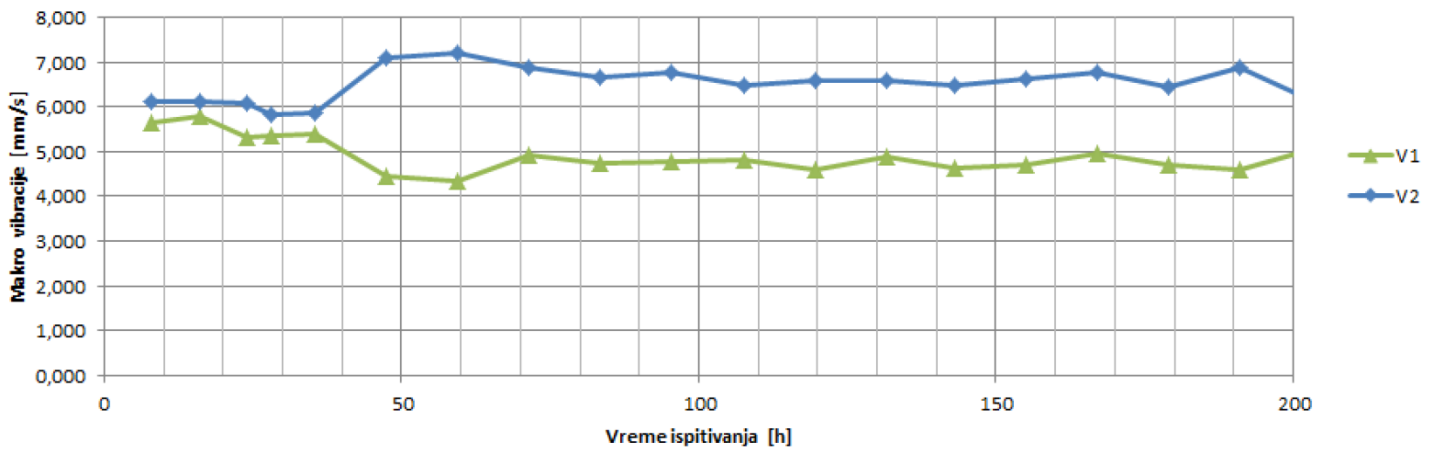
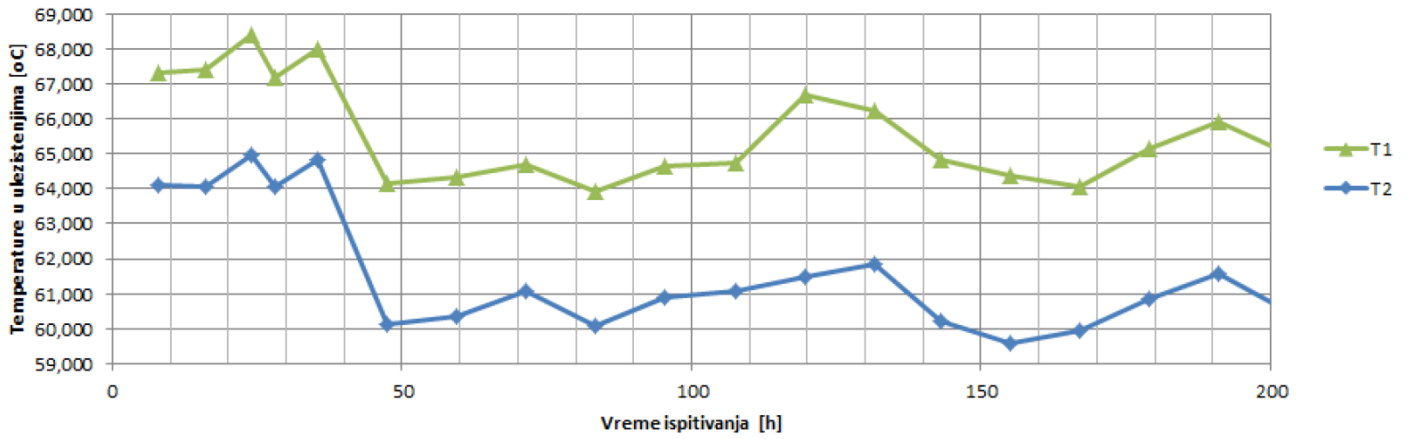


УЗОРАК: RVGM2

Средња учестаност обртања: 1133,099 min⁻¹

Укупно оптерећење транспортног ваљка: 9 kN

Оптерећење појединачног котрљајног лежаја: 4,5 kN

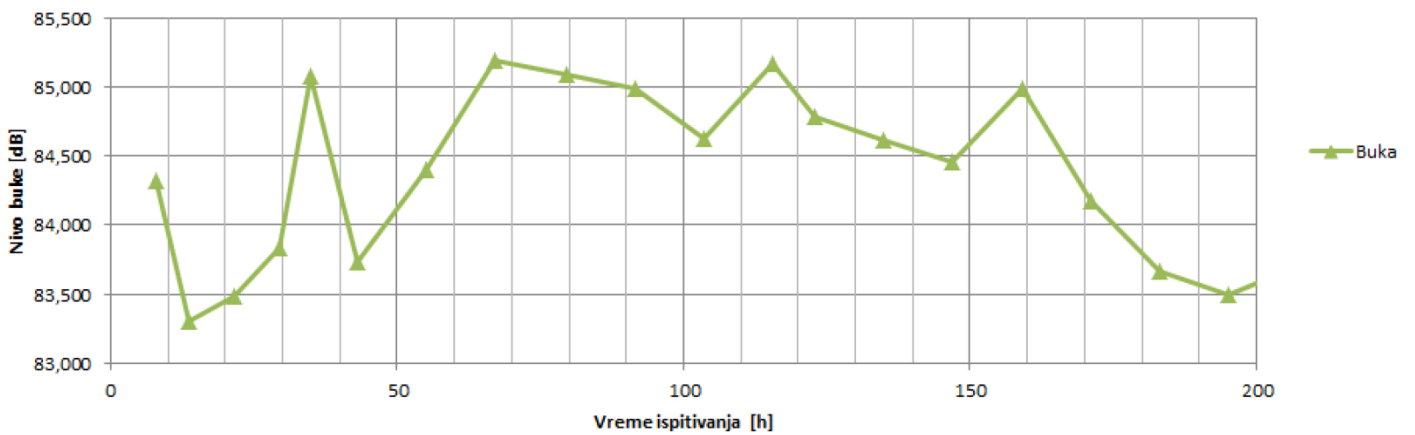
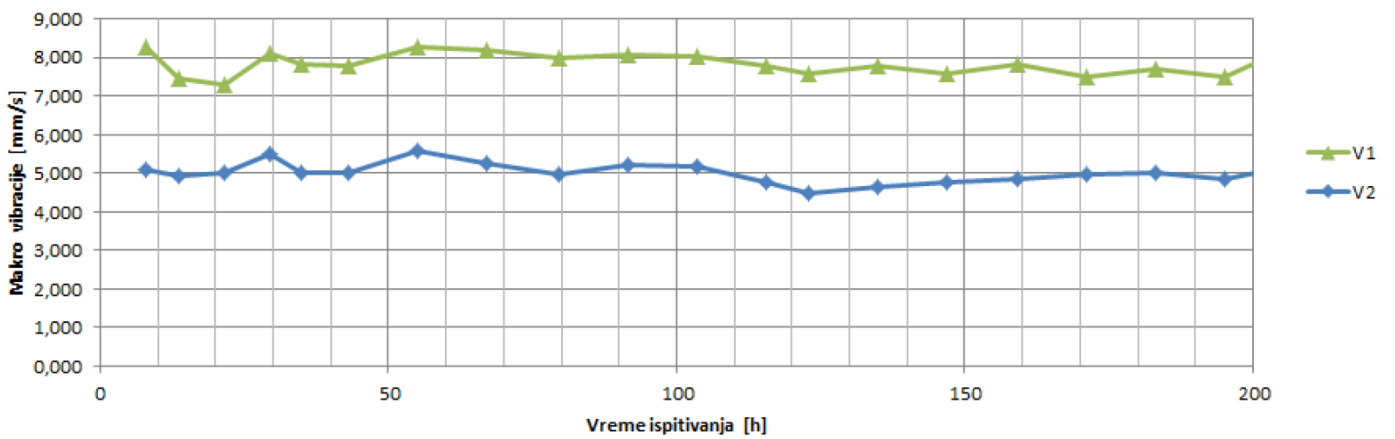
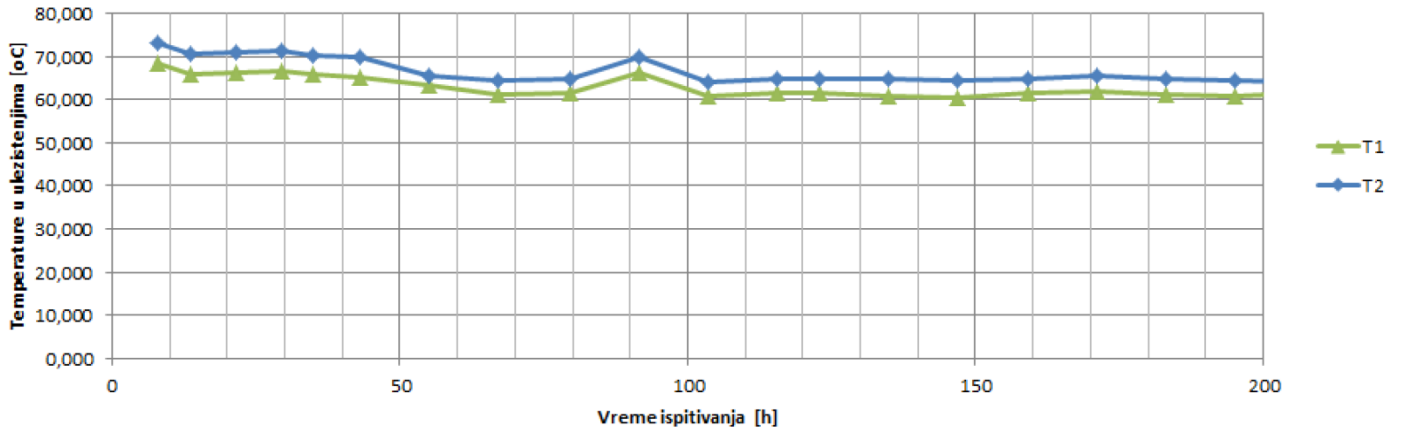


УЗОРАК: RVPM1

Средња учестаност обртања: 1129,401 min⁻¹

Укупно оптерећење транспортног ваљка: 9 kN

Оптерећење појединачног котрљајног лежаја: 4,5 kN

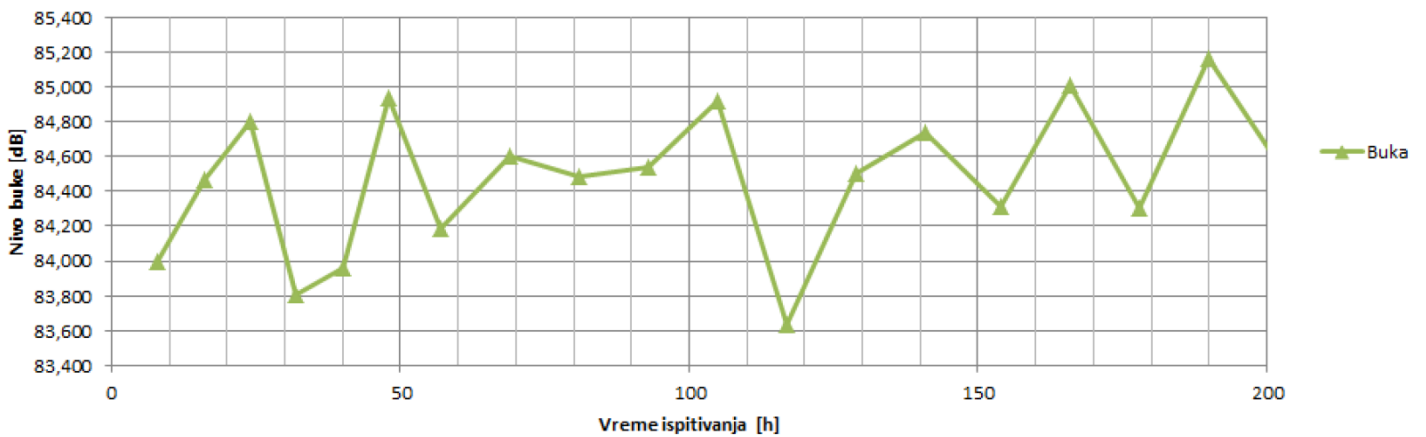
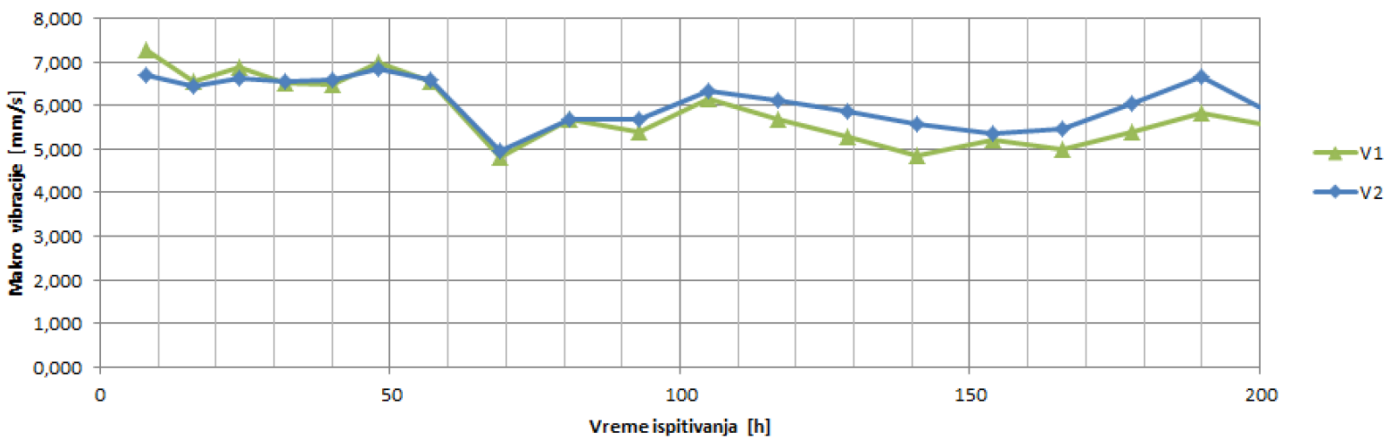
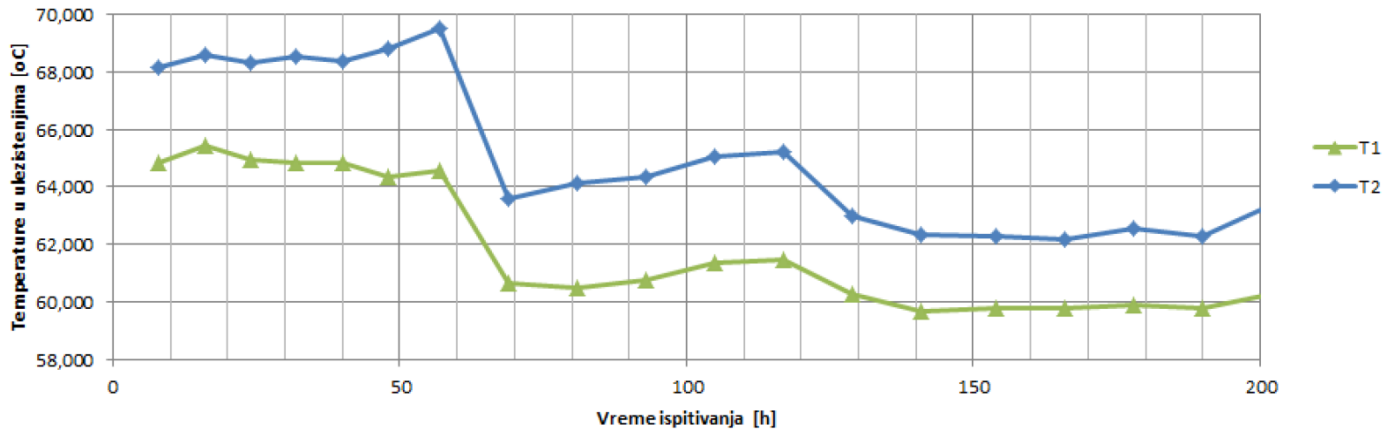


УЗОРАК: RVPM2

Средња учестаност обртања: 1127,233 min⁻¹

Укупно оптерећење транспортног ваљка: 9 kN

Оптерећење појединачног котрљајног лежаја: 4,5 kN

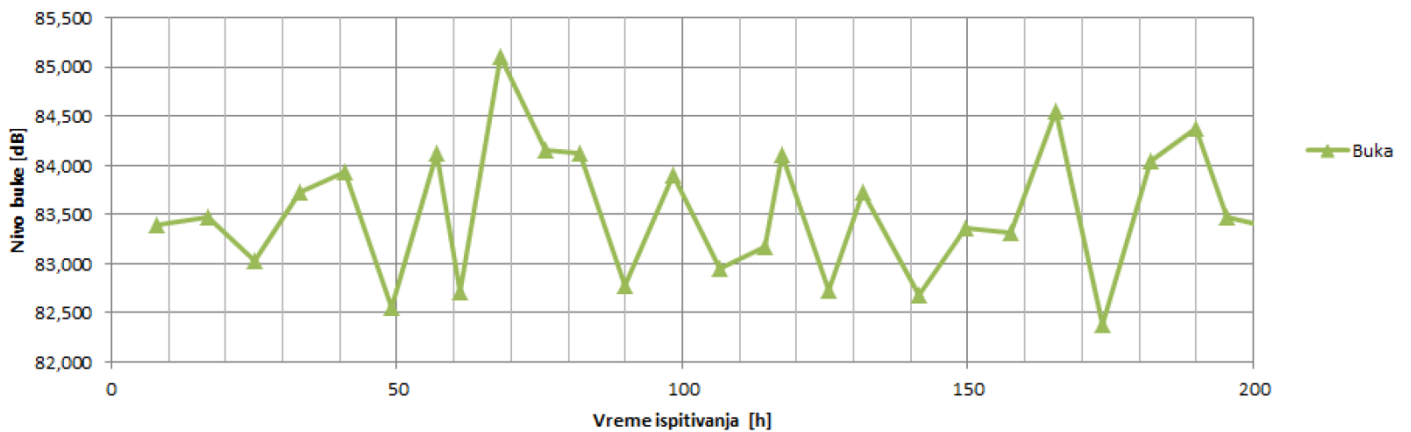
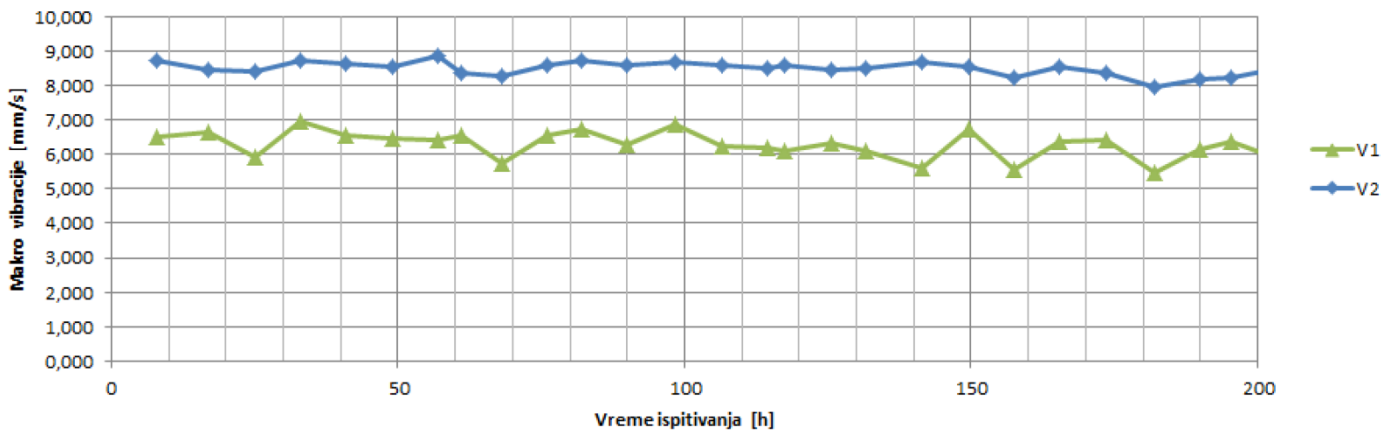
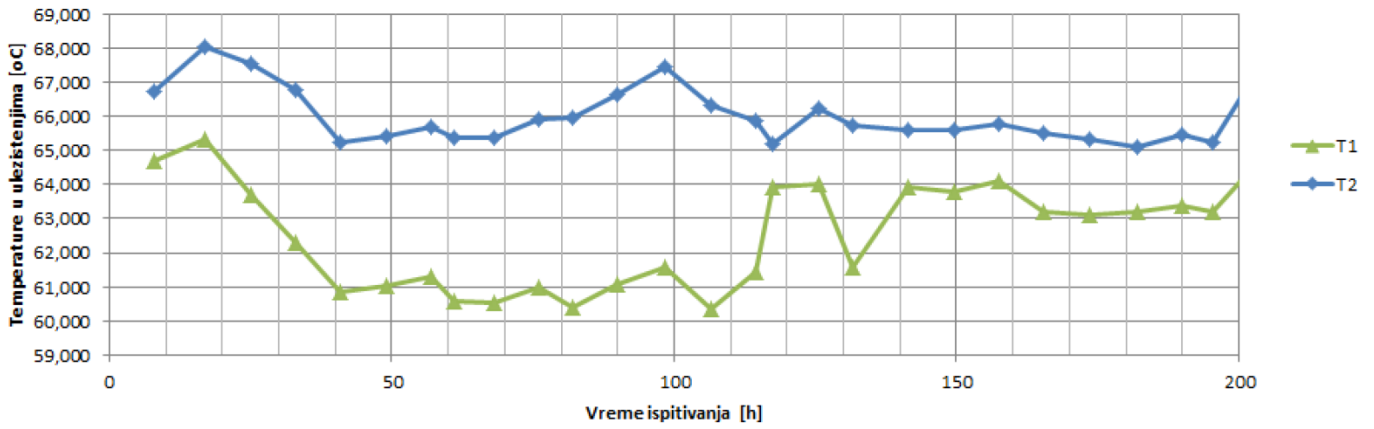


УЗОРАК: RVPM3

Средња учестаност обртања: 1127,764 min⁻¹

Укупно оптерећење транспортног ваљка: 9 kN

Оптерећење појединачног котрљајног лежаја: 4,5 kN

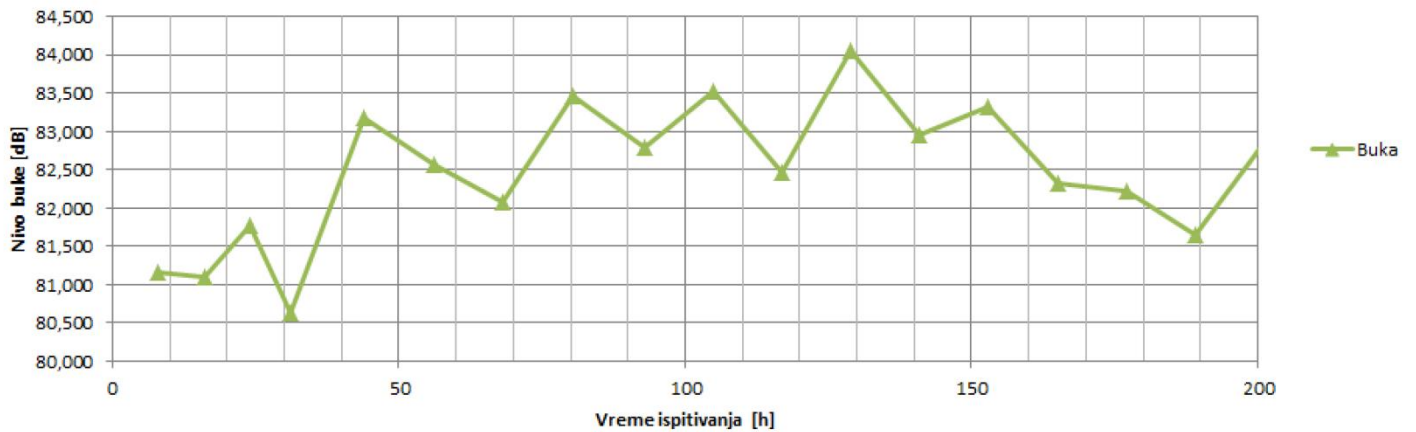
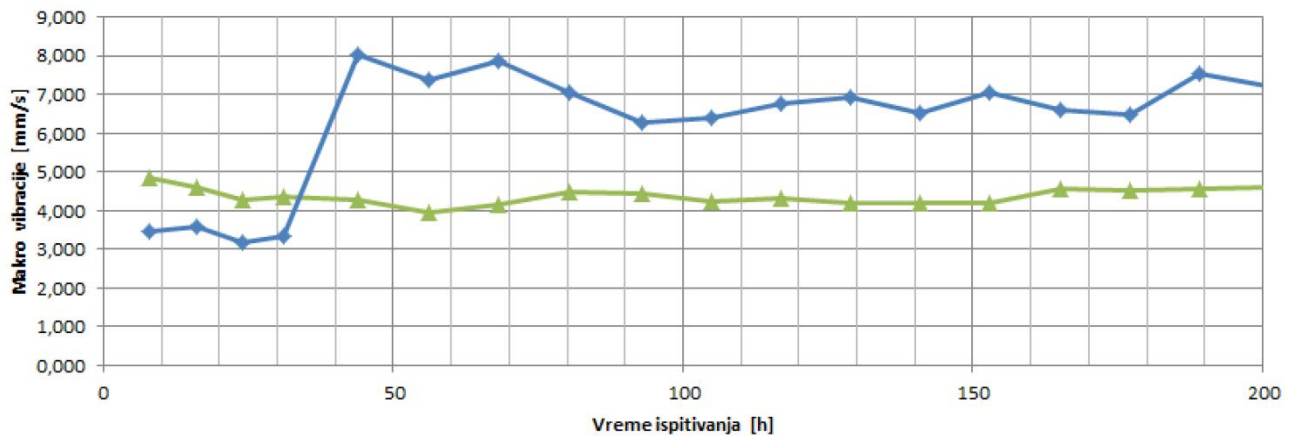
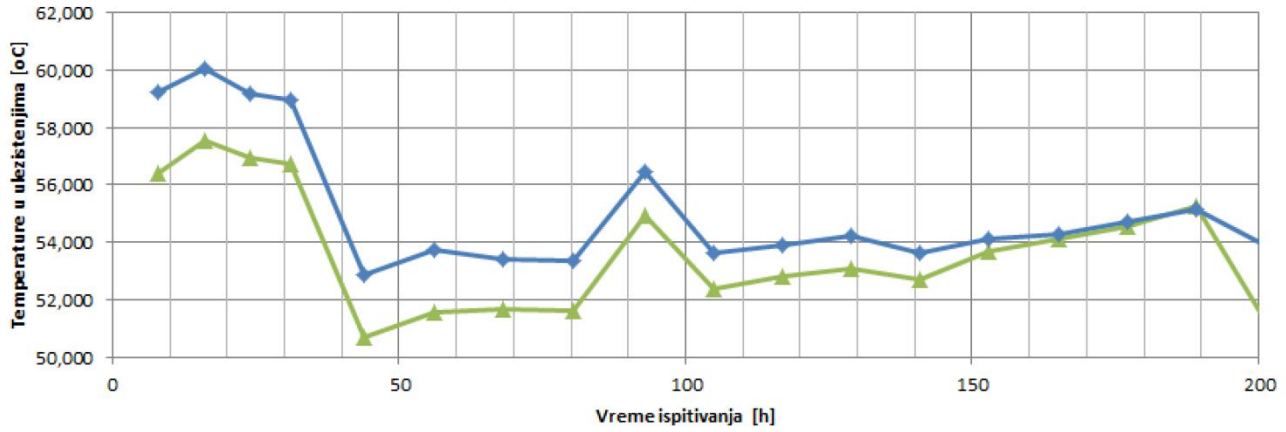


УЗОРАК: NV1

Средња учестаност обртања: 1123,800 min⁻¹

Укупно оптерећење транспортног ваљка: 9 kN

Оптерећење појединачног котрљајног лежаја: 4,5 kN



1. ПОДАЦИ О УЗОРКУ

Ознака	Тип	Мазиво	Нови / Репарирани	Уграђени к. лежаји	Земља порекла
PVPM1	Ø194 / 1000 mm (повратни)	N/A	Нови	N/A	Р. Србија

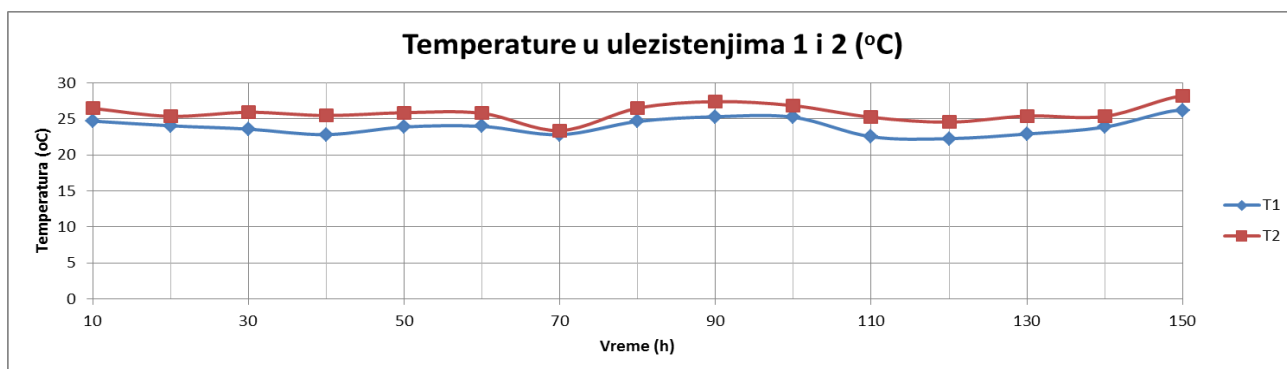
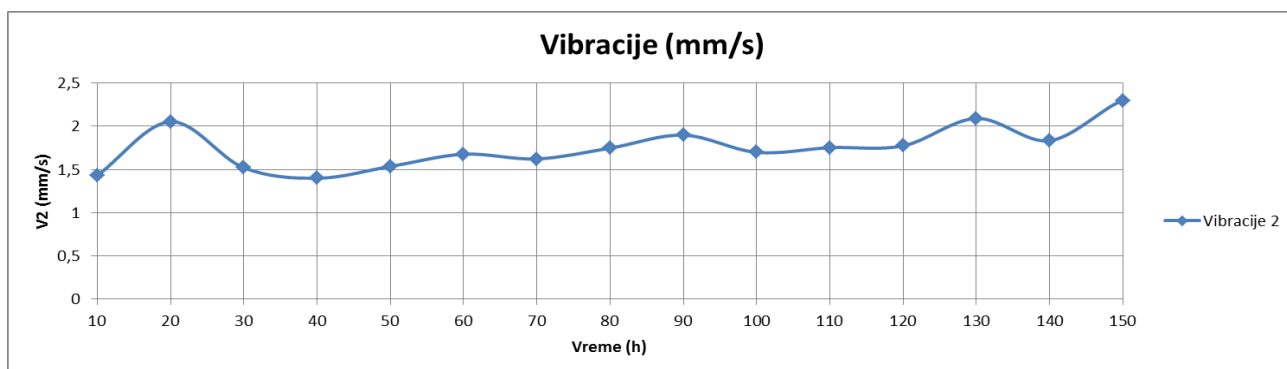
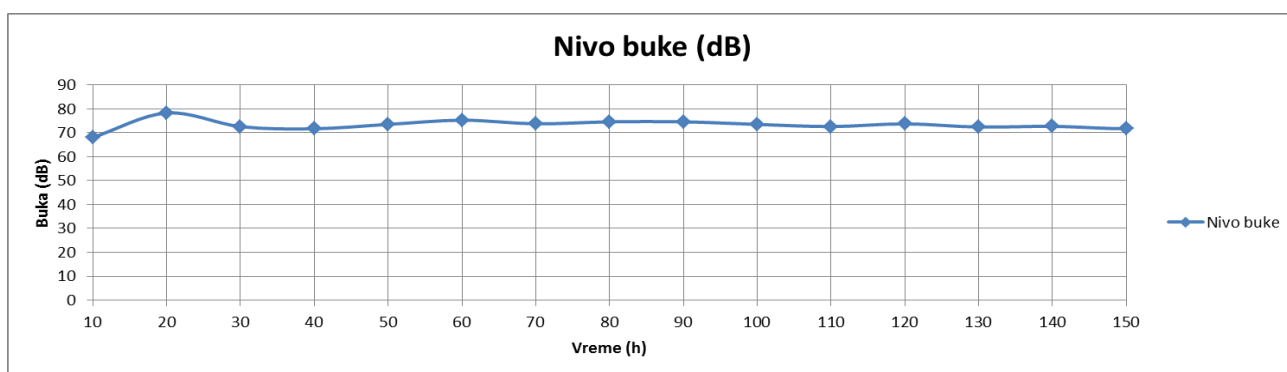
2. УСЛОВИ ИСПИТИВАЊА

Радијално оптерећење испитиваног транспортног ваљка: **0,8 kN**

Средња учестаност обртања: **911,08 min⁻¹**

Убрзање испитивања (у односу на експлоатационе услове): **30,66x**

3. ГРАФИЧКИ ПРИКАЗ РЕЗУЛТАТА ИСПИТИВАЊА



4. ЗАКЉУЧЦИ И ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА ИСПИТИВАЊА

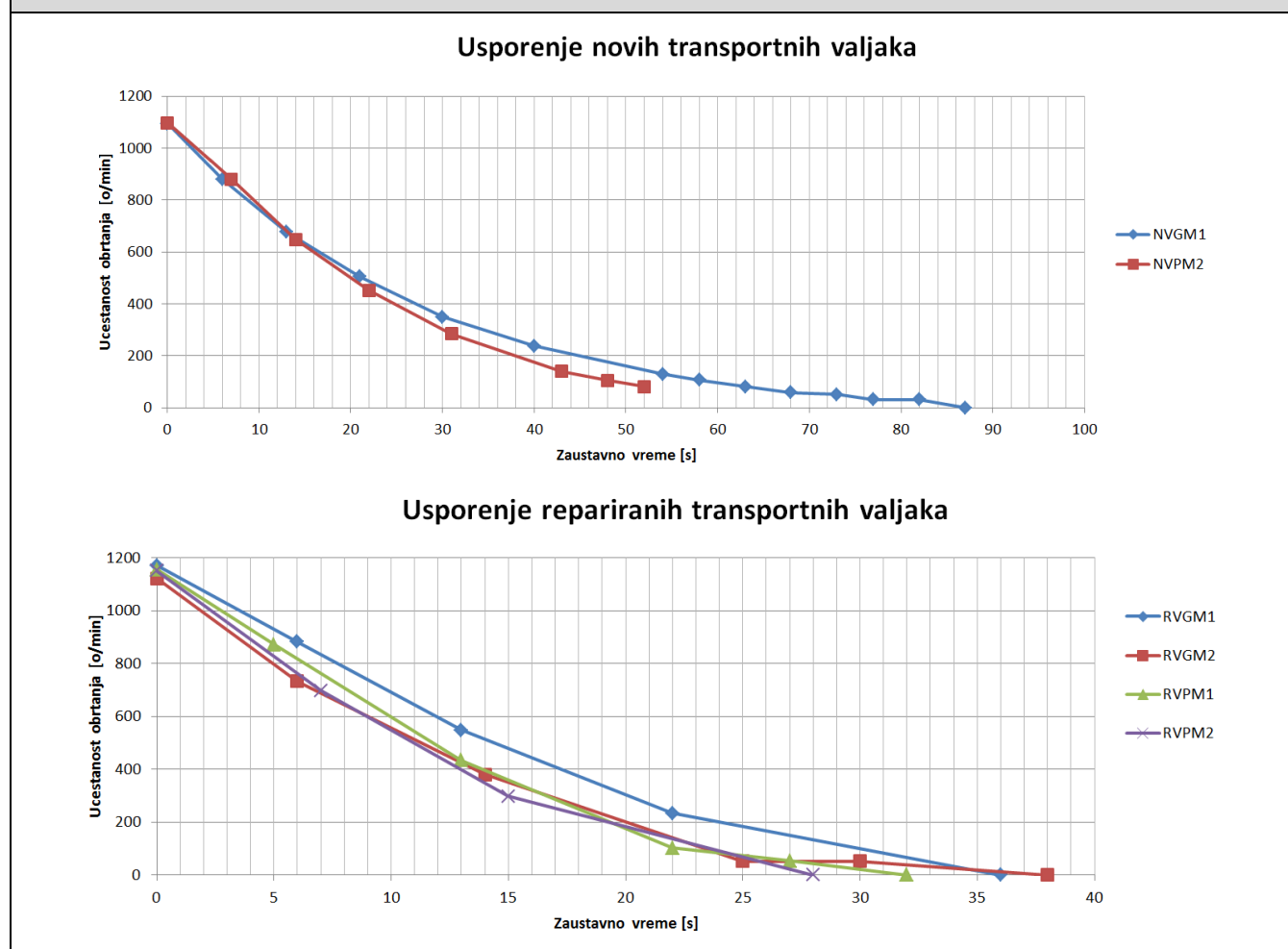
1. Испитани повратни транспортни ваљак је без отказа издржао преко 150h убрзаних испитивања (8388718,8 циклуса промене оптерећења) и тиме испунио примарни услов трајне динамичке издржљивости ($>1 \times 10^6$ циклуса промене оптерећења). На основу тога се може тврдити да ниједан од делова склопа испитиваног транспортног ваљка не би отказао услед запреминских разарања ни у експлоатационим условима (сем котрљајних лежаја за које услов трајне динамичке издржљивости не важи);
2. Све мерене величине (температуре, вибрације и бука) су улазиле у стационарно стање након 1-2h убрзаних лабораторијских испитивања;
3. Приликом `уходавања` испитивања повратног ваљка, мењане су вредности радијалног оптерећења у циљу одређивања најмањег радијалног оптерећења које омогућава несметану ротацију испитиваног ваљка, односно, његово окретање без проклизавања – утврђено је да то оптерећење износи 0,8 kN;
4. На испитаном узорку је уочено да постоји разлика између температура измерених на местима првог и другог улежиштења, што се може објаснити производним условима, пошто се први и други котрљајни лежај не уграђују на исти начин;
5. Пошто је испитивање убрзано $\sim 30,66x$, након 144,53h убрзаног испитивања, одговарајуће експлоатационо радно време испитаног повратног ваљка је износило тачно 4416h - што је идентично експлоатационом радном времену при претходно реализованим убрзаним испитивањима носећих транспортних ваљака (Извештај бр. 14/3), након 200h испитивања. Стога се може закључити да су праћени параметри свих испитаних ваљака упоредиви и релевантни (након одговарајућих периода убрзаних лабораторијских испитивања).
6. Поређењем резултата испитивања повратног ваљка са резултатима претходно реализованих испитивања носећих ваљака, уочено је следеће:
 - Температуре у улежиштењима испитаног повратног ваљка су 3-4 пута мање него у улежиштењима испитаних носећих ваљака;
 - Вибрације у улежиштењима испитаног повратног ваљка су 1,5 до 3 пута мање него у улежиштењима испитаних носећих ваљака;
 - Ниво буке испитаног повратног ваљка је приближно једнак измереним нивоима буке испитаних носећих ваљака.

5.2 Резултати мерења отпора окретању транспортних ваљака

1. ПОДАЦИ О УЗОРЦИМА					
Ознака	Тип	Мазиво	Нови / Репарирани	Уграђени лежаји	Број узорака
NVGM	Ø159 / 670 mm	EP2	N	6310 C3 (CODEX)	1
NVPM	Ø159 / 670 mm	Стандардна индустријска маст	N	6310 C3 (CODEX)	1
RVGM	Ø159 / 670 mm	EP2	R	6310 C3 (CODEX)	2
RVPM	Ø159 / 670 mm	Стандардна индустријска маст	R	6310 C3 (CODEX)	2

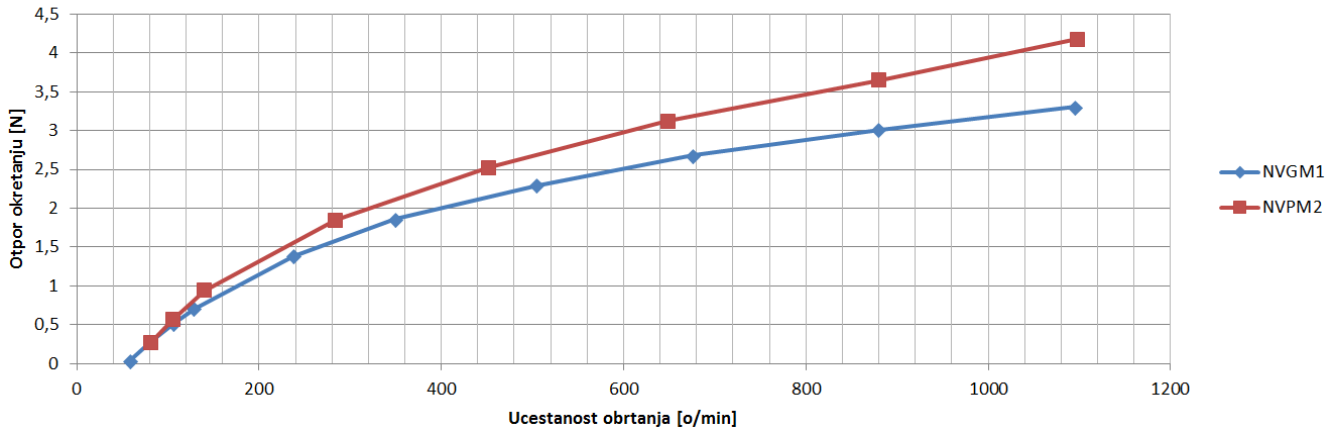
2. УСЛОВИ ИСПИТИВАЊА
Радијално оптерећење: 9 kN
Средња учестаност обртања: 1120 min⁻¹
Убрзање испитивања (у односу на експлоатационе услове): 21,2x

3. ДИЈАГРАМИ ПРОМЕНЕ УЧЕСТАНОСТИ ОБРТАЊА ЗА ВРЕМЕ ЗАУСТАВЉАЊА ТРАНСПОРТНИХ ВАЉАКА (НАКОН 30h УБРЗАНИХ ИСПИТИВАЊА)

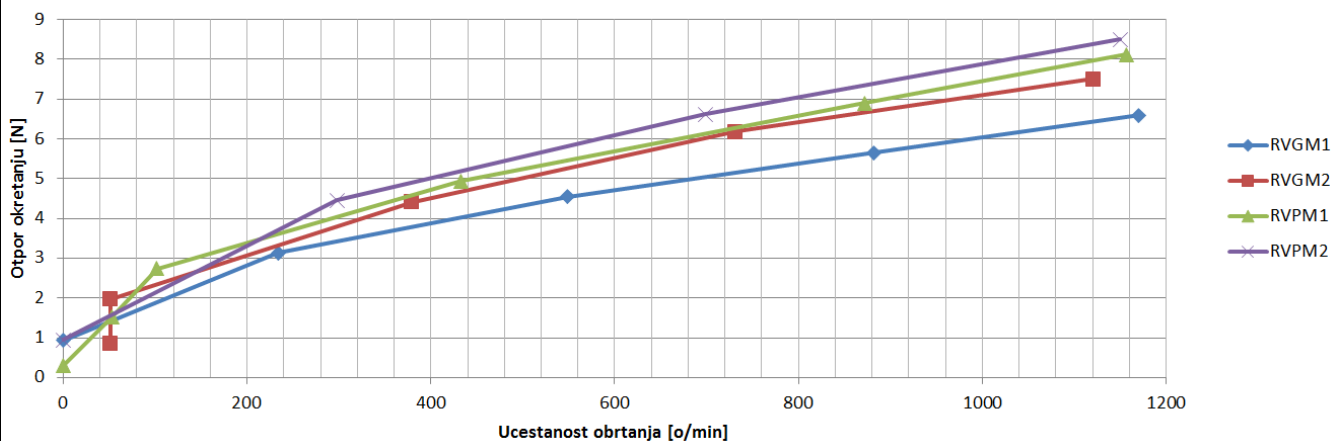


4. ДИЈАГРАМИ ОТПОРА ОКРЕТАЊУ ТРАНСПОРТНИХ ВАЉАКА НА РАЗЛИЧИТИМ УЧЕСТАНОСТИМА ОБРТАЊА (НАКОН 30h УБРЗАНИХ ИСПИТИВАЊА)

Отпор окретању нових транспортних ваљака



Отпор окретању репарираних транспортних ваљака



5. УПОРЕДНИ ПРИКАЗ ОТПОРА ОКРЕТАЊУ И ВРЕМЕНА ДО ЗАУСТАВЉАЊА ТРАНСПОРТНИХ ВАЉАКА НА РЕФЕРЕНТНОЈ УЧЕСТАНОСТИ ОБРТАЊА ОД 600 °/min (ОДГОВАРА БРЗИНИ ТРАНСПОРТНЕ ТРАКЕ ОД 5m/s)

Узорак	Отпор окретању [N]	Време до заустављања [s]
NVGM1	2,5	87
NVPM2	3	x
RVGM1	4,7	36
RVGM2	5,5	38
RVPM1	5,7	32
RVPM2	6,1	28

7. ЗАКЉУЧЦИ И ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА ИСПИТИВАЊА

1. Репарирани транспортни ваљци имају значајно горе карактеристике од нових транспортних ваљака (са аспекта промене учестаности обртања при заустављању);
2. Отпор окретању репарираних транспортних ваљака је до 2,3 пута већи од отпора окретању нових транспортних ваљака (без обзира на тип мазива);
3. Отпор окретању нових транспортних ваљака са EP2 машћу је до 22% мањи од отпора окретању нових транспортних ваљака са стандардним индустријским мазивом;
4. Отпор окретању репарираних транспортних ваљака са EP2 машћу је до 30% мањи од отпора окретању репарираних транспортних ваљака са стандардним индустријским мазивом;
5. Нивои буке и температура у улежиштењима нових транспортних ваљака са EP2 машћу и стандардним индустријским мазивом су уједначени а одступања измерених вибрација се могу објаснити лошом монтажом испитиваних транспортних ваљака;
6. Ниво вибрација код репарираних транспортних ваљака са EP2 машћу је до 29% мањи од нивоа вибрација код репарираних транспортних ваљака са стандардним индустријским мазивом;
7. Температуре у улежиштењима репарираних транспортних ваљака са EP2 машћу су до 14% мање од температуре у улежиштењима репарираних транспортних ваљака са стандардним индустријским мазивом;
8. Бука репарираних транспортних ваљака са EP2 машћу је до 2,1% мања од буке репарираних транспортних ваљака са стандардним индустријским мазивом – тип мазива занемарљиво утиче на ниво буке транспортних ваљака;

1. ПОДАЦИ О УЗОРЦИМА

Ознака	Тип	Мазиво	Нови / Репарирани	Уграђени лежаји	Број узорака
DVPM1, DVPM2, DVPM3	Ø194 /750 mm	НЕПОЗНАТО	N	6312 C3	P. Србија

2. УСЛОВИ ИСПИТИВАЊА

Радијално оптерећење испитиваних транспортних ваљака: ~9 kN

Средња учестаност обртања: ~918 min⁻¹ min⁻¹

Убрзање испитивања (у односу на експлоатационе услове): ~18x

3. МОМЕНТ ИНЕРЦИЈЕ ИСПИТИВАНИХ ТРАНСПОРТНИХ ВАЉАКА

Include hidden bodies/components

Show output coordinate system in corner of window

Assigned mass properties

Mass properties of valjak1 (Part Configuration - Default)

Output coordinate System: -- default --

Density = 0.01 grams per cubic millimeter

Mass = 32861.37 grams

Volume = 4212995.86 cubic millimeters

Surface area = 1024650.64 millimeters²

Center of mass: (millimeters)

X = 325.00
Y = -1.65
Z = 0.00

Principal axes of inertia and principal moments of inertia: (grams * squar

Taken at the center of mass.

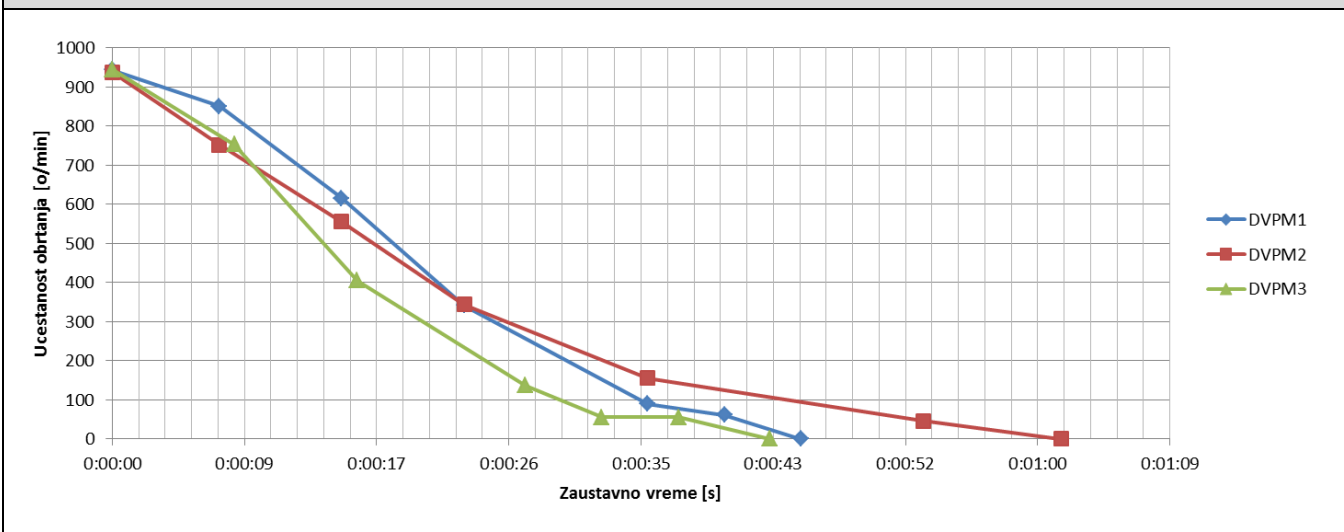
Ix = 11.00, 0.00, 0.00) **Px = 251296317.93**
 Iy = 0.00, 0.00, -1.00) **Py = 2445438015.85**
 Iz = 0.00, 1.00, 0.00) **Pz = 2445438015.85**

Moments of inertia: (grams * square millimeters)

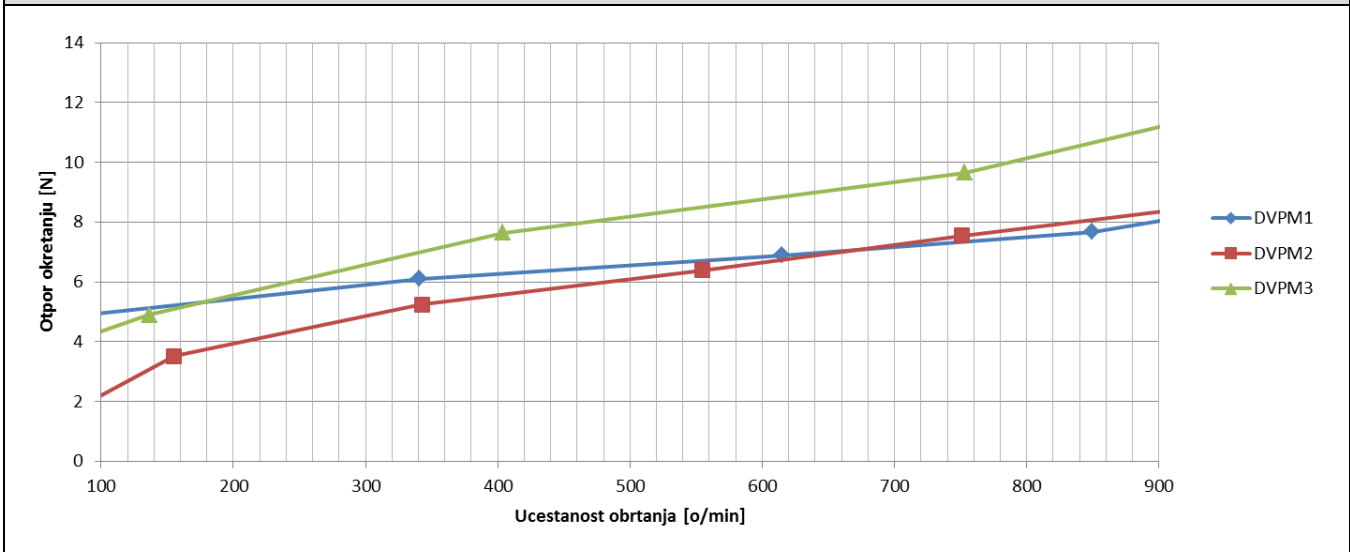
Taken at the center of mass and aligned with the output coordinate syst

Lxx = 251296317.93 Lyy = 0.00 Lzz = 0.00
 Lxy = 0.00 Lyy = 2445438015.85 Lyz = 0.00
 Lxz = 0.00 Lzy = 0.00 Lzz = 244543801

4. ДИЈАГРАМИ ПРОМЕНЕ УЧЕСТАНОСТИ ОБРТАЊА ЗА ВРЕМЕ ЗАУСТАВЉАЊА ТРАНСПОРТНИХ ВАЉАКА (НАКОН 30h УБРЗАНИХ ИСПИТИВАЊА)



5. ДИЈАГРАМИ ОТПОРА ОКРЕТАЊУ ТРАНСПОРТНИХ ВАЉАКА НА РАЗЛИЧИТИМ УЧЕСТАНОСТИМА ОБРТАЊА (НАКОН 30h УБРЗАНИХ ИСПИТИВАЊА)



6. УПОРЕДНИ ПРИКАЗ ОТПОРА ОКРЕТАЊУ И ВРЕМЕНА ДО ЗАУСТАВЉАЊА ТРАНСПОРТНИХ ВАЉАКА НА РЕФЕРЕНТНОЈ УЧЕСТАНОСТИ ОБРТАЊА ОД 650 °/min


Узорак	Отпор окретању [N]	Време до заустављања [s]
DVPM1	7	45
DVPM2	7	62
DVPM3	9	43

7. ЗАКЉУЧЦИ И ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА ИСПИТИВАЊА

- Отпор окретању испитаних узорака је достигао приближно једнаке вредности (одступање $\pm 20\%$), у приближно једнаким временским интервалима при заустављању њихове ротације, што говори о високом нивоу уједначености њиховог квалитета;
- Због верификације резултата испитивања, отпор окретању испитаних узорака је утврђен и методом оптерећивања испитиваног ваљка растућом обимном силом – добијени су идентични резултати.

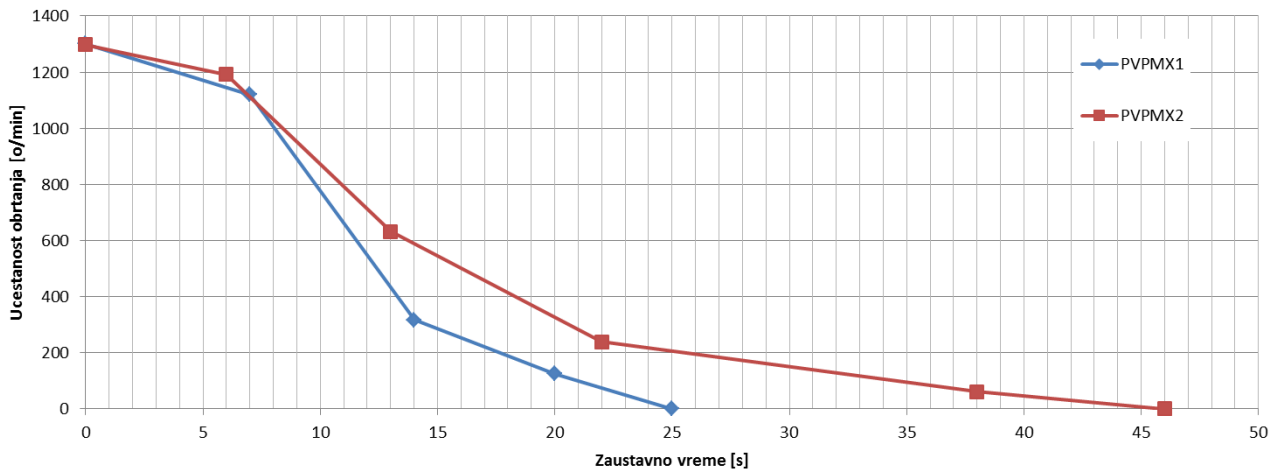
1. ПОДАЦИ О УЗОРЦИМА					
Ознака	Тип	Мазиво	Нови / Репарирани	Уграђени к. лежаји	Земља порекла
PVPMX1, PVPMX2	Ø215 /1150 mm	НЕПОЗНАТО	N	6310 C3	P. Србија

2. УСЛОВИ ИСПИТИВАЊА
Радијално оптерећење испитиваних транспортних ваљака: 2 kN
Учестаност обртања: 1263 min⁻¹
Убрзање испитивања (у односу на експлоатационе услове): 144x
Узорци испитани без гумене облоге!

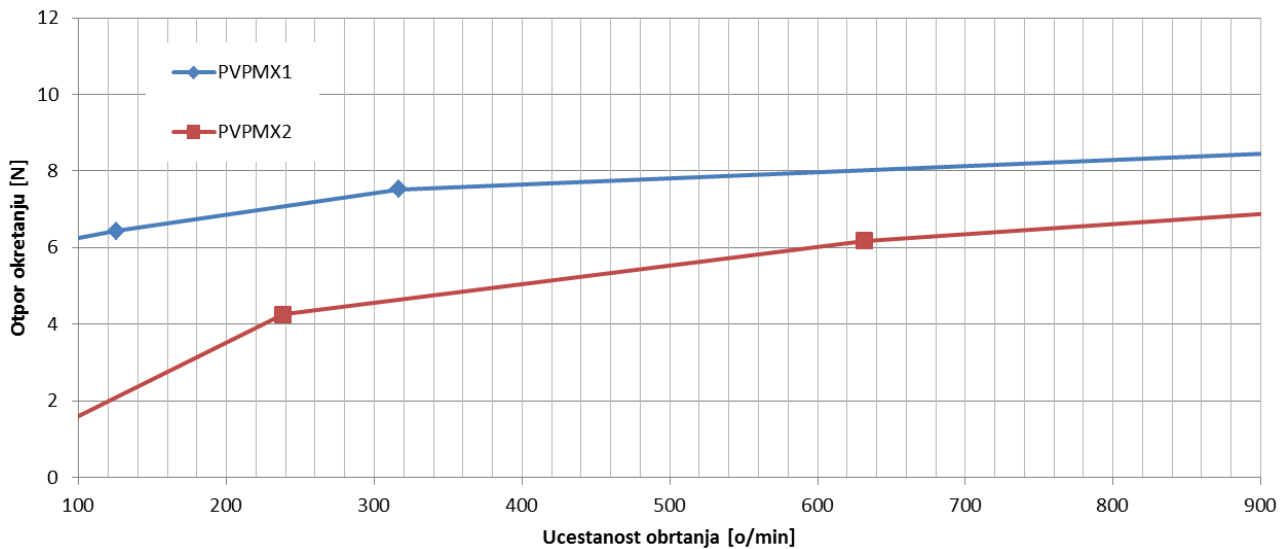
3. МОМЕНТ ИНЕРЦИЈЕ ИСПИТИВАНИХ ПОВРАТНИХ ТРАНСПОРТНИХ ВАЉАКА [g/mm ²]
$I_x = (1.00, 0.00, 0.00)$ $P_x = 85807352.72$ $I_y = (0.00, 0.00, -1.00)$ $P_y = 3110212790.80$ $I_z = (0.00, 1.00, 0.00)$ $P_z = 3110212790.80$


4. УПОРЕДНИ ПРИКАЗ ОТПОРА ОКРЕТАЊУ И ВРЕМЕНА ДО ЗАУСТАВЉАЊА ПОВРАТНИХ ТРАНСПОРТНИХ ВАЉАКА НА РЕФЕРЕНТНОЈ УЧЕСТАНОСТИ ОБРТАЊА ОД 650 °/min		
Период испитивања	Отпор окретању [N]	Време до заустављања [s]
PVPMX1	8	25
PVPMX2	6,3	46

5. ДИЈАГРАМИ ПРОМЕНЕ УЧЕСТАНОСТИ ОБРТАЊА ЗА ВРЕМЕ ЗАУСТАВЉАЊА ИСПИТИВАНИХ ПОВРАТНИХ ВАЉАКА



6. ДИЈАГРАМИ ОТПОРА ОКРЕТАЊУ ПОВРАТНИХ ВАЉАКА ТРАНСПОРТНОГ ВАЉКА DVPM3 НА РАЗЛИЧИТИМ УЧЕСТАНОСТИМА ОБРТАЊА



7. ЗАКЉУЧЦИ И ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА ИСПИТИВАЊА

1. Отпор окретању испитаних узорка је достигао приближно једнаке вредности, у приближно једнаким временским интервалима при заустављању њихове ротације, што говори о високом нивоу уједначености њиховог квалитета;
2. Због верификације резултата испитивања, отпор окретању испитаних узорка је утврђен и методом оптерећивања испитиваног ваљка растућом обимном силом – добијени су идентични резултати.

1. ПОДАЦИ О УЗОРКУ

Ознака	Тип	Мазиво	Нови / Репарирани	Повратни/вучни	Уграђени лежаји	Број узорака
PVPM	Ø194 / 1000 mm	N/A	N	Повратни (са гум. облогом)	N/A	1

2. УСЛОВИ ИСПИТИВАЊА

Средња учестаност обртања: 887 min^{-1}

Транспортни ваљак радио **1h** (са минималним оптерећењем) – разрађивање узорка у складу са стандардом DIN 22112-2;

Обављено укупно **2** мерења;

3. МОМЕНТ ИНЕРЦИЈЕ ТРАНСПОРТНОГ ВАЉКА

Mass = 10210.42 grams

Volume = 10010220.44 cubic millimeters

Surface area = 1207901.17 square millimeters

Center of mass: (millimeters)

X = -0.27

Y = 0.03

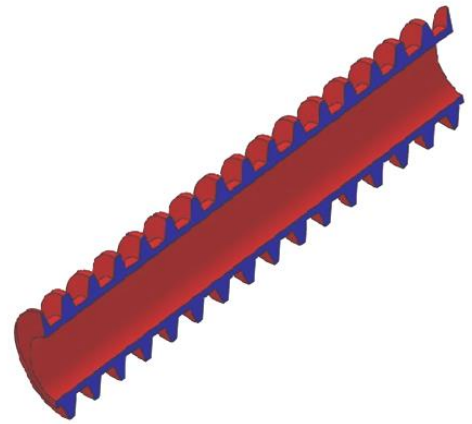
Z = 500.10

Principal axes of inertia and principal moments of inertia: (grams * square millimeters)
Taken at the center of mass.

Ix = (0.00, 0.00, 1.00) Px = 53086013.75

Iy = (-0.26, -0.97, 0.00) Py = 877816420.96

Iz = (0.97, -0.26, 0.00) Pz = 878045479.40



Mass = 13408.25 grams

Volume = 1676031.26 cubic millimeters

Surface area = 676839.45 square millimeters

Center of mass: (millimeters)

X = 0.00

Y = 0.00

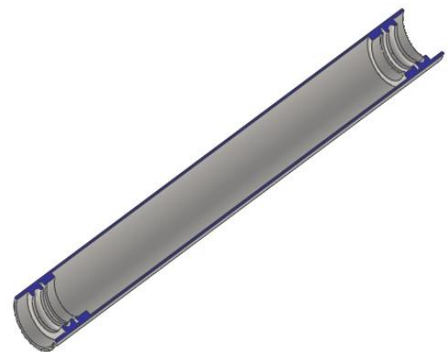
Z = 0.00

Principal axes of inertia and principal moments of inertia: (grams * square millimeters)
Taken at the center of mass.

Ix = (0.00, 1.00, 0.00) Px = 34383009.95

Iy = (0.00, 0.00, 1.00) Py = 1472771765.89

Iz = (1.00, 0.00, 0.00) Pz = 1472771765.89

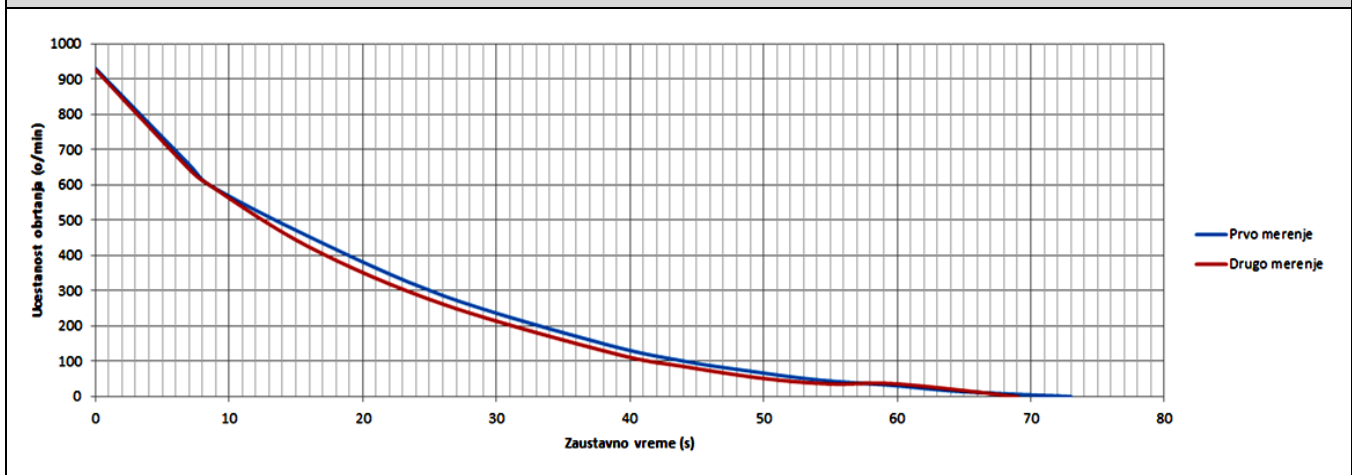


Момент инерције транспортног ваљка: $I_x=0,087469 \text{ kg/m}^2$

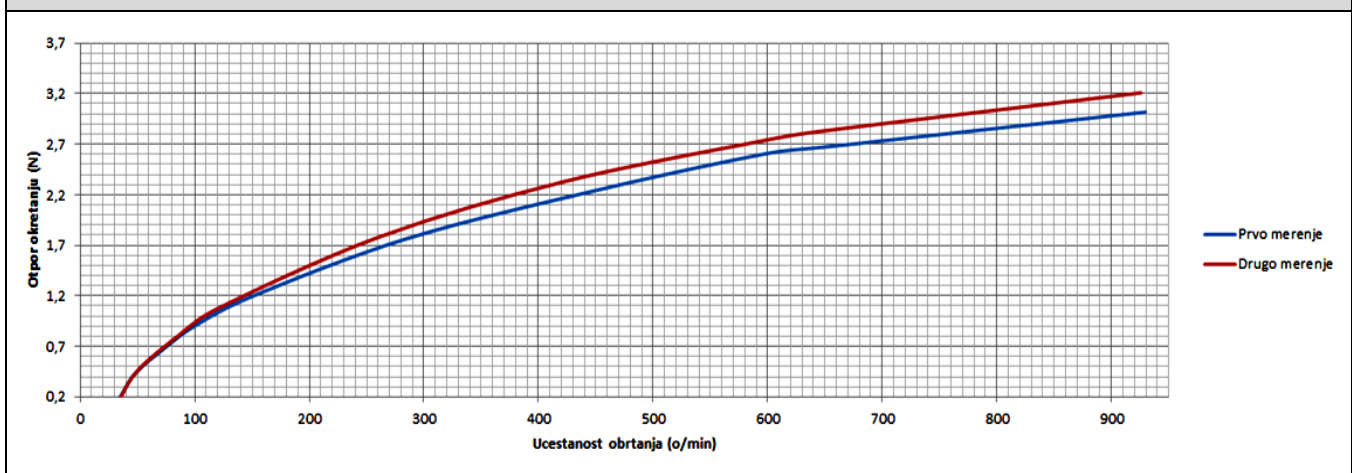
4. УПОРЕДНИ ПРИКАЗ ОТПОРА ОКРЕТАЊУ НА РЕФЕРЕНТНОЈ УЧЕСТАНОСТИ ОБРТАЊА ОД 650 °/min (према DIN 22112-2)

Узорак	Мерење	Дозвољени отпор окретању према DIN 22112-2 [N]	Измерени отпор окретању [N]	Вредност у дозвољеним границама?
PVPM	1	2,5....3,75	2,67	ДА
PVPM	2	2,5....3,75	2,83	ДА

5. ДИЈАГРАМ ПРОМЕНЕ УЧЕСТАНОСТИ ОБРТАЊА ЗА ВРЕМЕ ЗАУСТАВЉАЊА ТРАНСПОРТНОГ ВАЉКА



6. ДИЈАГРАМ ПРОМЕНЕ ОТПОРА ОКРЕТАЊУ НА РАЗЛИЧИТИМ УЧЕСТАНОСТИМА ОБРТАЊА



6. ЗАКЉУЧЦИ И ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА ИСПИТИВАЊА

1. Сви измерени отпори окретању су у у границама прописаним стандардом DIN 22112-2;
2. Отпор окретању испитаног транспортног ваљка приближно одговара отпору окретања нових транспортних ваљака типа Ø159 / 670 mm (домаћи произвођач), са побољшаном машћу и уграђеним котрљајним легајима типа 6310 С3 - након 200 часова рада у условима радијалног оптерећења од 9кN и на учестаности обртања 1120 o/min;

5.3 Резултати мерења радијалног бацања транспортних ваљака

1. ПОДАЦИ О УЗОРЦИМА					
Ознака	Тип	Мазиво	Нови / Репарирани	Уграђени к. лежаји	Земља порекла
NVPM1-10	Ø159 / 670 mm	ФОРКАЛ	НЕПОЗНАТО	6310 С3	Р. Србија

2. УСЛОВИ ИСПИТИВАЊА – ДИЈАГРАМСКИ ПРИКАЗ МЕРНИХ МЕСТА	
Дозвољено одступање произвођача: 0,5 mm	

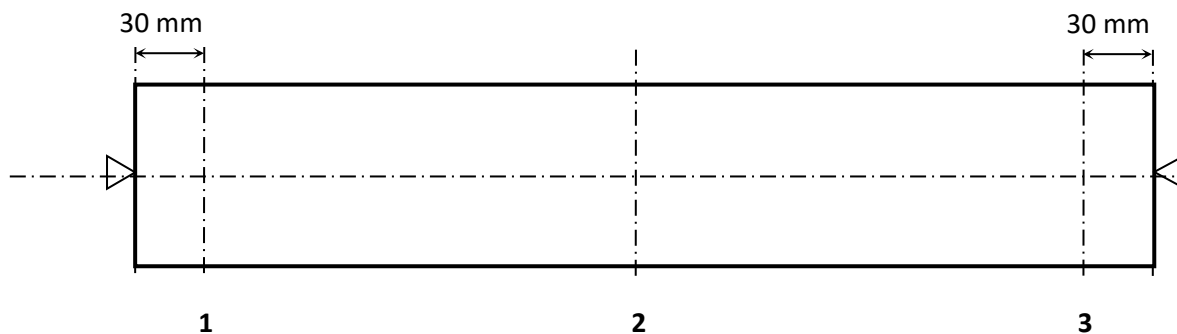
3. ПРЕГЛЕД РЕЗУЛТАТА ОБАВЉЕНИХ ИСПИТИВАЊА						
УЗОРАК	ИЗМЕРЕНЕ ЕКСТРЕМНЕ ВРЕДНОСТИ			min	max	ОДСТУПАЊЕ - дозвољено (ТЕ-КО): 0,5 mm
	Пресек 1	Пресек 2	Пресек 3			
NVPM1	0,6	0,92	1,14	0,6	1,14	0,54
NVPM2	0,6	0,44	0,9	0,44	0,9	0,46
NVPM3	0,5	0,9	1	0,5	1	0,5
NVPM4	1,5	1,6	1,5	1,5	1,6	0,1
NVPM5	0,8	1,1	1,4	0,8	1,4	0,6
NVPM6	1,7	1,4	0,9	0,9	1,7	0,8
NVPM7	1,2	1	1,1	1	1,2	0,2
NVPM8	1,2	1	1,2	1	1,2	0,2
NVPM9	0,9	0,8	0,7	0,7	0,9	0,2
NVPM10	0,9	0,8	0,9	0,8	0,9	0,1

4. ЗАКЉУЧЦИ И ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА ИСПИТИВАЊА

1. На омотачу/плашту свих испитаних узорака је евидентна изражена корозија (слика), на основу чега се може закључити да су узорци били ускладиштени у неадекватним условима;
2. Од 10 испитаних, дозвољена вредност одступања произвођача (0,5 mm) је прекорачена на укупно 3 узорка: NVPM1, NVPM5 и NVPM6;
3. Средња вредност измерених одступања износи 0,37 mm и испуњава задати критеријум дозвољене вредности;
4. Пошто дозвољено одступање према стандарду DIN 22112-2:1996 за испитивани тип узорака износи 0,9 mm, може се закључити да сви испитани узорци испуњавају захтеве наведеног стандарда.

1. ПОДАЦИ О УЗОРЦИМА

Ознака	Тип	Мазиво	Нови / Репарирани	Уграђени к. лежаји	Земља порекла
DVPM1-10	Ø194 /750 mm	НЕПОЗНАТО	НЕПОЗНАТО	6312 С3	Р. Србија

2. УСЛОВИ ИСПИТИВАЊА – ДИЈАГРАМСКИ ПРИКАЗ МЕРНИХ МЕСТА

Дозвољено одступање произвођача: 0,5 mm

3. ПРЕГЛЕД РЕЗУЛТАТА ОБАВЉЕНИХ ИСПИТИВАЊА

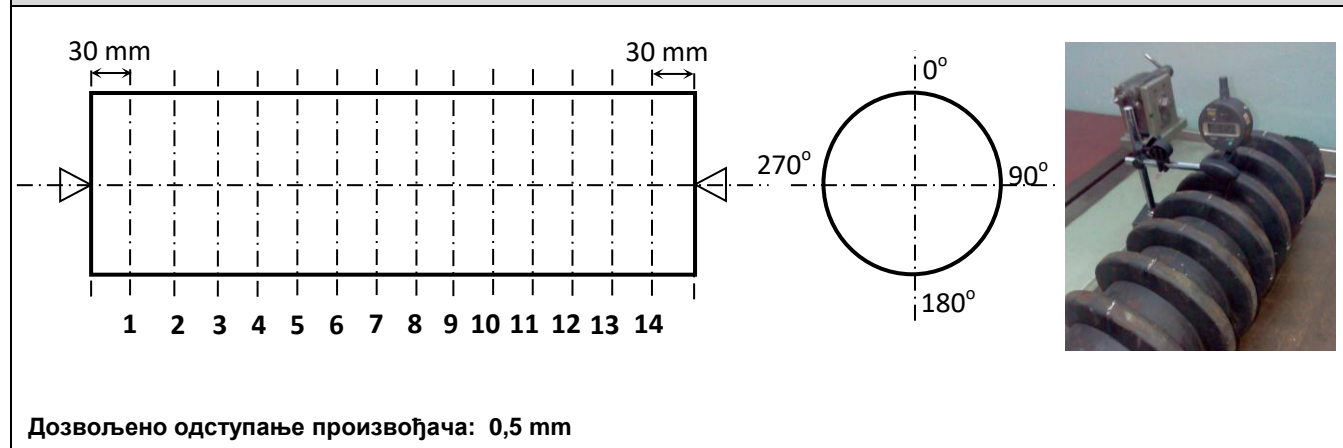
УЗОРАК	ИЗМЕРЕНЕ ЕКСТРЕМНЕ ВРЕДНОСТИ			min	max	УКУПНО ОДСТУПАЊЕ - дозвољено (ТЕ-КО): 0,5 mm
	Пресек 1	Пресек 2	Пресек 3			
DVPM1	1	0,7	0,5	0,5	1	0,5
DVPM2	0,9	1	1,1	0,9	1,1	0,2
DVPM3	1	0,6	0,8	0,6	1	0,4
DVPM4	1,7	1,2	2	1,2	2	0,8
DVPM5	1,7	1,4	1,2	1,2	1,7	0,5
DVPM6	0,7	1,1	1,2	0,7	1,2	0,5
DVPM7	1	1,3	1,8	1	1,8	0,8
DVPM8	1 1	1	1 1	1	1,1	0,1
DVPM9	1,7	1,2	0,9	0,9	1,7	0,8
DVPM10	1	1,2	1,1	1	1,2	0,2

4. ЗАКЉУЧЦИ И ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА ИСПИТИВАЊА

- Од 10 испитаних, дозвољена вредност одступања произвођача (0,5 mm) је прекорачена на укупно 3 узорка: DVPM4, DVPM7 и DVPM9;
- Средња вредност измерених одступања износи 0,48 mm и испуњава задати критеријум дозвољене вредности;
- Пошто дозвољено одступање према стандарду DIN 22112-2:1996 за испитивани тип узорака износи 0,9 mm, може се закључити да сви испитани узорци испуњавају захтеве наведеног стандарда.

1. ПОДАЦИ О УЗОРЦИМА					
Ознака	Тип	Мазиво	Нови / Репарирани	Уграђени к. лежаји	Земља порекла
PVPM1, PVPM2, PVPM3	Ø190 /1000 mm	ФОРКАЛ	НЕПОЗНАТО	НЕПОЗНАТО	Р. Србија

2. УСЛОВИ ИСПИТИВАЊА – ДИЈАГРАМСКИ ПРИКАЗ МЕРНИХ МЕСТА



3. ПРЕГЛЕД РЕЗУЛТАТА ОБАВЉЕНИХ ИСПИТИВАЊА

УЗОРАК PVPM1	ИЗМЕРЕНЕ ЕКСТРЕМНЕ ВРЕДНОСТИ				УЗОРАК PVPM2	ИЗМЕРЕНЕ ЕКСТРЕМНЕ ВРЕДНОСТИ			
	0°	90°	180°	270°		0°	90°	180°	270°
Пресек 1	-0,009	-0,705	0,127	-0,463	Пресек 1	-0,024	3,136	2,814	3,314
Пресек 2	0,035	-0,034	0,012	-0,677	Пресек 2	-1,643	3,305	2,864	2,465
Пресек 3	0,241	0,356	0,059	-0,638	Пресек 3	0,84	3,3626	2,085	1,458
Пресек 4	-0,084	-0,676	0,299	-1,228	Пресек 4	0,385	3,346	2,598	0,721
Пресек 5	-0,199	-0,582	0,699	-1,286	Пресек 5	-0,25	0,535	0,942	-0,125
Пресек 6	-0,394	-0,548	0,04	-1,221	Пресек 6	-0,386	-1,765	1,777	-0,666
Пресек 7	-0,559	-0,61	0,918	-1,186	Пресек 7	-2,649	1,33	1,929	-1,127
Пресек 8	-0,577	-0,526	-0,372	-1,161	Пресек 8	-0,519	1,061	1,556	-2,068
Пресек 9	-0,703	-0,545	-0,031	-1,176	Пресек 9	-0,445	0,064	-0,149	-1,756
Пресек 10	-0,842	-0,395	-0,355	-2,879	Пресек 10	-1,863	0,467	0,195	-3,364
Пресек 11	-1,28	-0,497	-2,82	-1,279	Пресек 11	-2,78	-1,041	-3,323	-2,644
Пресек 12	-1,564	-0,286	-1,741	-2,05	Пресек 12	-3,008	-1,857	-0,695	-3,111
Пресек 13	-2,688	-0,196	1,607	-1,57	Пресек 13	-3,02	-2,001	-1,466	-3,672
Пресек 14	-2,309	0,044	2,277	-0,972	Пресек 14	-2,199	-2,421	-2,03	-3,99
	min	-2,879	max	2,277		min	-3,99	max	3,363
	УКУПНО ОДСТУПАЊЕ - дозвољено: 0,5 mm			5,156		УКУПНО ОДСТУПАЊЕ - дозвољено: 0,5 mm			7,353

3. ПРЕГЛЕД РЕЗУЛТАТА ОБАВЉЕНИХ ИСПИТИВАЊА

УЗОРАК PVRM3	ИЗМЕРЕНЕ ЕКСТРЕМНЕ ВРЕДНОСТИ			
	0°	90°	180°	270°
Пресек 1	-0,03	3,174	-0,604	0,324
Пресек 2	2,93	3,133	-1,139	1,55
Пресек 3	2,447	3,257	-1,558	0,024
Пресек 4	1,74	1,061	0,4	-0,841
Пресек 5	1,407	0,378	-0,451	-1,196
Пресек 6	1,014	-0,324	-0,125	-1,303
Пресек 7	1	-1,064	-0,437	-1,287
Пресек 8	0,328	-1,345	-0,529	-1,623
Пресек 9	-0,055	-1,433	-0,73	-1,804
Пресек 10	-0,326	-2,318	-1,293	-2,058
Пресек 11	-0,846	-2,677	-1,439	-2,212
Пресек 12	-0,838	-2,06	-2,22	-2,03
Пресек 13	-1,276	-0,382	-2,386	-1,87
Пресек 14	-1,627	-1,419	-2,374	-1,962
	min	-2,677	max	3,257
	УКУПНО ОДСТУПАЊЕ - дозвољено: 0,5 mm			5,934

4. ЗАКЉУЧЦИ И ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА ИСПИТИВАЊА

1. На омотачу/плашту свих испитаних узорака је евидентно присуство гумених укључака и осталих неправилности (слика), чија величина варира чак и до 5-6 mm, на основу чега се може закључити да измерена одступања нису релевантна за процену радијалног бацања испитаних узорака;
2. Дозвољена вредност одступања произвођача од 0,5 mm је прекорачена на свим испитаним узорцима;
3. Средња вредност измерених одступања износи 6,148 mm и не испуњава задати критеријум дозвољене вредности;
4. Наведене вредности измерених радијалних бацања вишеструко повећавају вибрације, буку и температуру у лежајима наведеног типа узорака, па они нису погодни за убрзана испитивања на пробном столу SIV – 300 IS (под дејством радијалног оптерећења константног интензитета);
5. Стандард DIN 22112-2:1996 не прописује дозвољене вредности радијалног бацања за повратне ваљке па се измерене вредности не могу упоредити са вредностима прописаним овим стандардом.

5.4 Резултати испитивања заптивних група транспортних ваљака

а) Отпорност на продирање воде

Предмет испитивања су три врсте ваљака и то:

- Ваљак NVPM домаћег произвођача са стандардном машћу за подмазивање и 200 сати рада на пробном столу испитивање динамичке издржљивости
- Ваљак NVGM домаћег произвођача са специјалном машћу за подмазивање и 200 сати рада на пробном столу испитивање динамичке издржљивости
- Ваљак NV произвођача из Немачке са 200 сати рада на пробном столу за испитивање динамичке издржљивости
- Ваљак NVPM домаћег произвођача са стандардном машћу за подмазивање

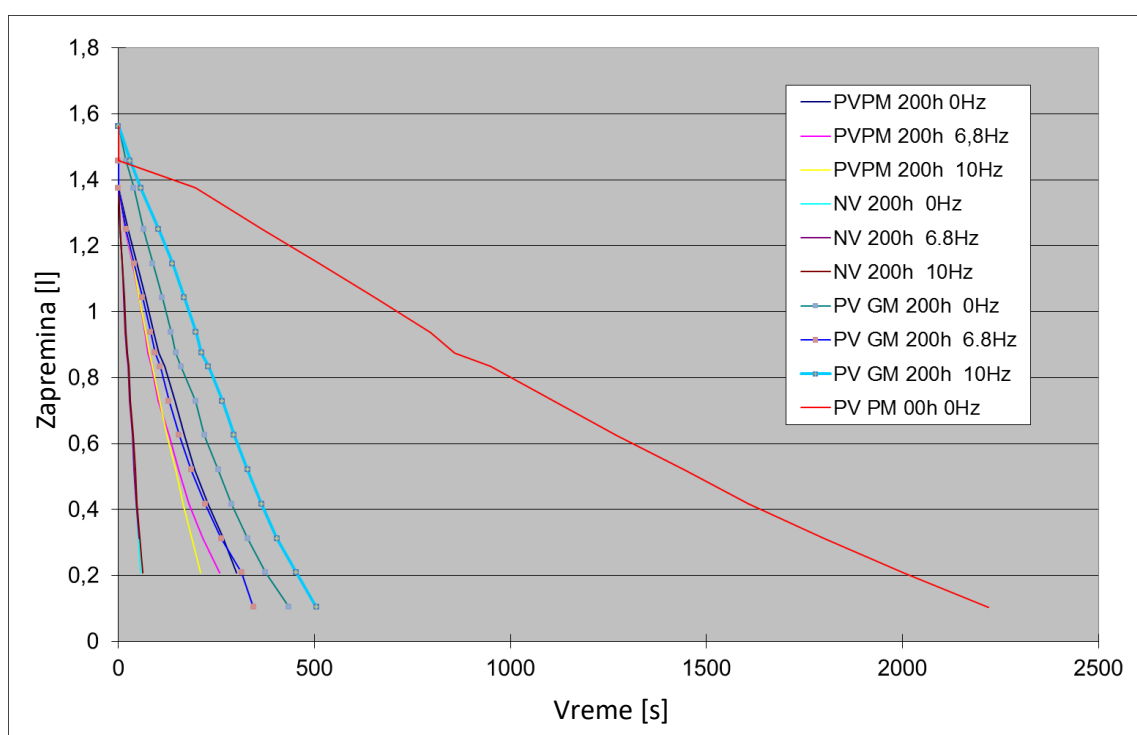
Резултати испитивања су приказани у Табели 5.1.

Табела 5.1: *Време протицања воде кроз испитане узорке транспортних ваљака*

ВРЕМЕ ПРОТИЦАЊА ВОДЕ КРОЗ ЗАПТИВНУ ГРУПУ [s]												
200h	NVPM				NV			NVGM			NVPM 0h	
Δh	ΔV	0	6,8/120	10	6,8/120	10	0	6,8/120	10	0Hz	0Hz	
mm	dm ³	Hz	Hz/min ⁻¹	Hz	Hz/min ⁻¹	Hz	Hz	Hz/min ⁻¹	Hz			
75	1,56	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
70	1,46	0	0	0	0	0	0	0	30	20	0	
66	1,37	0	0	0	0	0	0	0	57	39	196	
60	1,25	24	18	19	5	4	4	20	103	64	368	
55	1,14	47	35	37	9	10	10	40	138	88	513	
50	1,04	70	52	52	14	15	15	62	168	112	656	
45	0,94	91	68	69	18	20	20	82	198	134	796	
42	0,87	104	75	79	21	22	23	93	212	147	858	
40	0,83	118	85	86	21	16	27	106	230	160	950	
35	0,73	144	102	105	29	31	30	129	265	197	1110	
30	0,62	169	129	123	35	37	35	155	295	219	1270	

25	0,52	195	153	146	40	43	40	186	330	255	1445	
20	0,42	228	180	165	45	48	45	221	365	289	1606	
15	0,31	268	215	188	52	55	51	262	404	330	1800	
10	0,21	301	258	210	57	62	56	315	454	375	2002	
5	0,10	0	0	0	0	0	0	345	505	435	2220	

Испитивања су спроведена на ваљцима који су се окретали побуђивани фреквенцијом од 6,8 Hz (120 min⁻¹), 10 Hz (176 min⁻¹) и са ваљком у мировању. На Слици 5.1 су збирно приказани резултати испитивања свих ваљака.



Слика 5.1: Упоредни приказ истицања течности код свих испитаних узорака

Група разрађених ваљака, који су већ прошли убрзана испитивања радне способности у трајању од 200 часова на пробном столу са радијалним оптерећењем, показује слично понашање. Њихови дијаграми су у левом делу дијаграма на Слици 5.1.

Посебно се истиче ток криве на десној страни дијаграма, који показује понашање новог ваљка који још није разрађен. Због великог отпора окретању, погонски мотор није био у стању да обезбеди учестаност обртања од 120 min⁻¹, већ само од 60 min⁻¹.

Код овог, неразрађеног ваљка, је у стању мировања било потребно скоро 5 пута веће време да вода прође кроз заптивни склоп у односу на групу ваљка са 200 сати претходних испитивања.

При учестаности обртања од 60 min^{-1} није било могуће одржавати стабилну брзину, већ је обављено само информативно испитвање и то тако да није монтирана посуда за прихват воде, већ је водом само испуњен простор на челу ваљка (од површине заптивача до ивице тела ваљка). Количина примењене воде је одређена лабораторијском мензуром и износила је 180 ml. Ова количина течности је протекла кроз заптивну групу за 30 минута, односно 1800 секунди.

б) Отпорност на продирање прашине

Испитано је укупно седам транспортних ваљака димензија $\text{Ø}159/670 \text{ mm}$, од тога 6 ком. домаћег произвођача NVPM и 1 ком. страног произвођача NV (Немачка);

- сви узорци су претходно разрађени на пробном столу за испитивање транспортних ваљака под дејством радијалног оптерећења.

NVPM ваљци са стандардном машћу (ФОРКАЛ)

Посебним алатима је извршено расклапање склопова ваљака и издвојени су елементи заптивања и лежаја који су били изложени загађењу (Пример: Слика 5.2).



Слика 5.2: Елементи лежаја и заптивача извађени из испитиваног ваљка

По демонтажи ваљака домаћег произвођача, извршена је визуелна контрола продирања нечистоћа и утврђено је следеће:

а) нечистоће нису продирале до уграђених котрљајних лежаја (Пример: Слика 5.3);



Слика 5.3. Нечистоће нису дошле у контакт са мазивом у лежају

б) канали лабиринтских заптивача су били у великој мери попуњени нечистоћама (Пример: Слика 5.4);



Слика 5.4: Канали лабиринтског заптивача попуњени нечистоћама

Средња маса нечистоћа које су у описаним условима продрле у испитиване транспортне ваљке износи приближно 35g, и приказана је у Табели 5.2;

Табела 5.2: Преглед маса нечистоћа које су продрле у испитиване транспортне ваљке NVPM

Ознака узорка	Маса нечистоћа које су продрле у узорак [g]
NVPM1	34
NVPM2	33
NVPM3	37
NVPM4	35
NVPM5	36
NVPM6	34
Средња вредност	34,83

ц) на заптивачу једног узорка су са задње стране котрљајног лежаја (унутар тела ваљка) уочени остаци механичке обраде кућишта улежиштења – делови струготине (види стрелицу на Слици 5.5), што је последица недовољно доброг прања тела ваљка пре монтаже.



Слика 5.5: Струготина на задњем делу лежаја (унутар тела ваљка)

NV Ваљак Немачког порекла

Услови испитивања су били идентични као и код ваљака домаћег произвођача, односно:

- испитивање је трајало 30 сати;
- додато 2,15 kg песка са копова;
- Учестаност обртања: $\sim 135 \text{ min}^{-1}$.

Већ при скидању ваљка са уређаја је уочено да је из његовог затвореног, нерасклопљеног улежиштења, поред лименог поклопца по обиму заптивача, „исцурила“ значајно већа количина песка него код NVPM ваљака.

По расклапању је утврђено (Слика 5.6) да је песак прошао и у унутрашњост тела ваљка, односно, и са задње стране улежиштења.



Слика 5.6: Нечистоће су прошле и у унутрашњост тела ваљка

Нечистоће нису дошле у контакт са мазивом у лежају, како са предње тако и са задње стране. На Слици 5.7 се види да на површини заптивача која долази у контакт са лежајем нема задрљања.



Слика 5.7: Нечистоће нису проиле до контактне површине заптивача и лежаја

По отварању лабиринтског заптивача, уочено је (Слика 5.8) да у жлебовима заптивача практично нема нечистоћа, са изузетком жлеба који је најудаљенији од центра ротације, где се налази мања количина нечистоћа.



Слика 5.8: Нечистоће се налазе само у периферним жлебовима заптивача

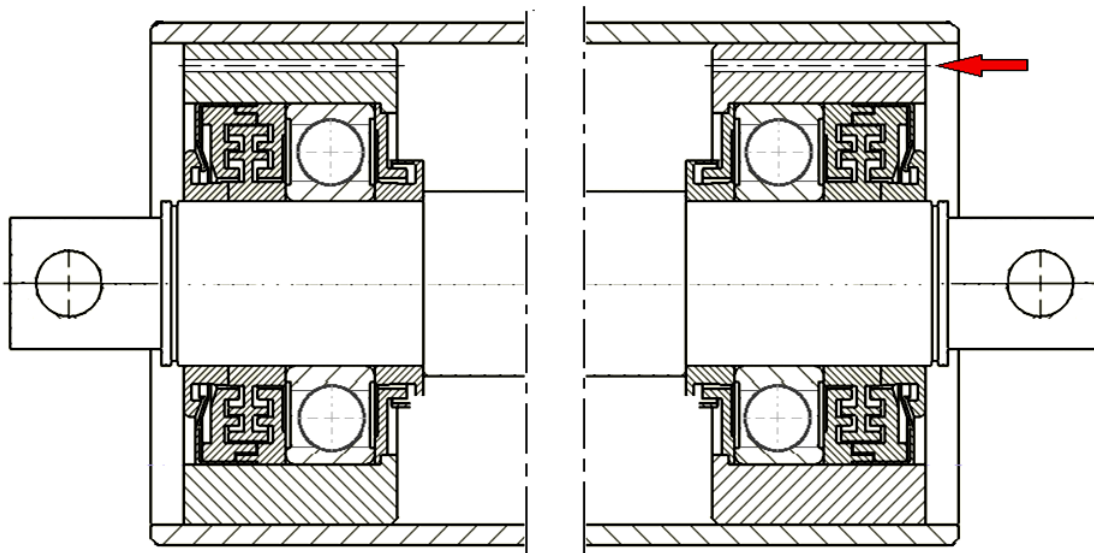
Иако је на основу мерења разлике маса нечистоћа у посуди за мешање пре и после испитивања утврђено да маса нечистоћа које су у описаним условима продрле у транспортни ваљак страног произвођача прелази 200g, није дошло до продирања нечистоћа у зону лежаја.

Ово, као и врло кратко време истицања воде кроз овај тип ваљка, се може објаснити посебном конструкцијом која на периферији отковка улежиштења, изван зона спољњег прстена лежаја, има специјалне отворе за вентилацију унутрашњости ваљка и зоне заптивања са обе стране ваљка. Изглед описаног отвора је приказан на Сликама 5.9 и 5.10.



Слика 5.9. Отвор за вентилацију на кућишту ваљка

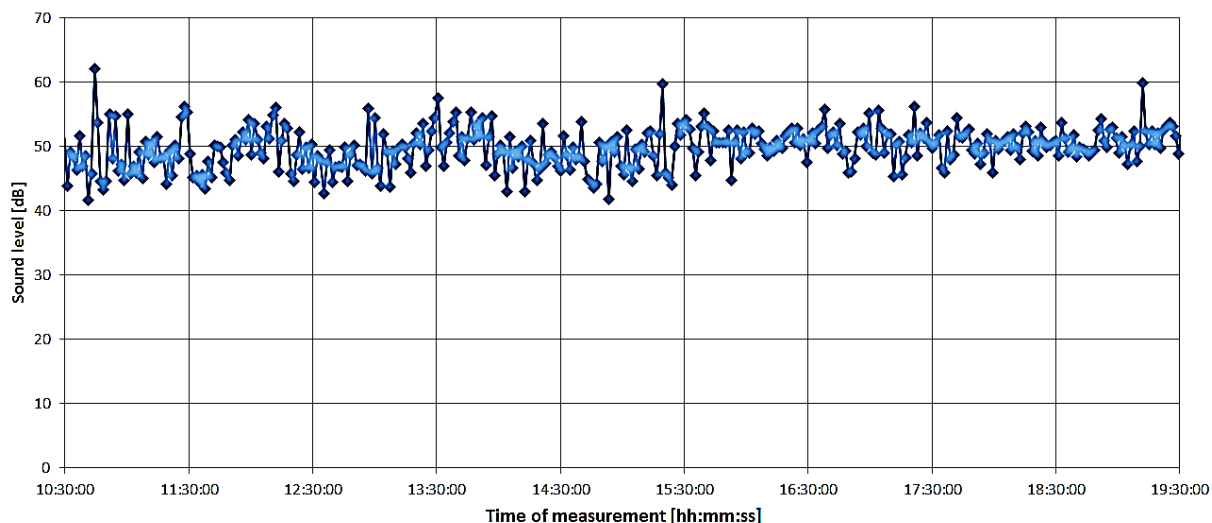
Дакле, оба испитана типа ваљака су са становишта заштите лежаја од приступа нечистоћа, испунила постављене услове.



Слика 5.10. Отвори за вентилацију на кућишту ваљка

Што се тиче измереног нивоа буке, она је код испитаних транспортних ваљака била приближно једнаког интензитета и код домаћих и код страног узорка, са приметним осцилацијама око средње вредности од 50 dB.

Пример резултата мерења нивоа буке приликом испитивања транспортног ваљка домаћег произвођача NVPM је приказан на Слици 5.11.



Слика 5.11. Пример измереног нивоа буке код транспортног ваљка домаћег произвођача

5.5 Резултати испитивања спојева у склоповима транспортних ваљака

Испитана су налегања транспортном ваљку пречника 159 mm, дужине 670 mm, дебљине зида цеви 5mm, улежиштењем које одговара Слици 5.16а, котрљајним лежајима 6310 С3 (Табела 4.15) и толеранцијама спољашњег пречника рукавца осовине (пуног попречног пресека) h7 и унутрашњег пречника улежиштења M7.

Према процедури испитивања веза чврстим налегањем у склоповима транспортних ваљака (Поглавље 4), неопходно је:

1. Аналитички одредити граничне дозвољене вредности највећих експериментално измерених сила растављања;
2. Експериментално испитати силе растављања при растављању веза чврстим налегањем у склопу транспортног ваљка Ø159x670 mm;
3. Упоредити резултате експерименталних испитивања сила растављања са претходно утврђеним дозвољеним вредностима и усвојити одговарајуће закључке;
4. Попунити Извештај о испитивању веза чврстим налегањем у склопу транспортног ваљка Ø159x670 mm;

5.5.1 Одређивање дозвољених вредности сила растављања осовине транспортног ваљка $\varnothing 159 \times 670 \text{ mm}$ и уграђеног котрљајног лежаја

Котрљајни лежај 6310 С3 има следеће карактеристике (у складу са ознакама на Сл. 5.13):

$$D_{upkl} = 50 \text{ mm}$$

$$d_{upkl} = 68,8 \text{ mm}$$

$$B = 27 \text{ mm}$$

Где је:

D_{upkl} – номинални унутрашњи пречник унутрашњег прстена котрљајног лежаја;

d_{upkl} – номинални спољашњи пречник унутрашњег прстена котрљајног лежаја;

B – номинална ширина котрљајног лежаја;

За $D_{upkl} = 50 \text{ mm}$, из Табеле 4.8 се утврђују вредности доњих и горњих одступања:

$$ES_{upkl} = 0 \mu\text{m}$$

$$EI_{upkl} = -12 \mu\text{m}$$

Где је:

EI_{upkl} – доње одступање унутрашњег пречника котрљајног лежаја (D_{upkl});

ES_{upkl} – горње одступање унутрашњег пречника котрљајног лежаја (D_{upkl});

Номинални спољашњи пречник рукавца осовине транспортног ваљка одговара номиналном унутрашњем пречнику унутрашњег прстена котрљајног лежаја, па се може закључити да је:

$$d_{otv} = D_{upkl} = 50 \text{ mm}$$

Где је:

d_{otv} – номинални спољашњи пречник рукавца осовине испитиваног транспортног ваљка;

Пошто је осовина испитиваног транспортног ваљка пуног попречног пресека, њен номинални унутрашњи пречник је 0 mm, па је:

$$D_{otv} = 0 \text{ mm}$$

Где је:

D_{otv} – Номинални унутрашњи пречник рукавца осовине испитиваног транспортног ваљка;

За $d_{otv} = 50 \text{ mm}$ и одговарајуће толеранцијско поље $h7$, из Табеле 4.9 се утврђују вредности доњих и горњих одступања:

$$\begin{aligned} es_{otv} &= 0 \mu\text{m} \\ ei_{otv} &= -25 \mu\text{m} \end{aligned}$$

Где је:

es_{otv} – Доње одступање пречника осовине испитиваног транспортног ваљка;

ei_{otv} – Горње одступање пречника осовине испитиваног транспортног ваљка;

На основу претходних вредности, могуће је израчунати највећи и најмањи дозвољени преклоп између рукавца осовине транспортног ваљка и уграђеног котрљајног лежаја:

$$\begin{aligned} P_{\max} &= EI_{upkl} - es_{spotv} = -12 - 0 = -12 \mu\text{m} \\ P_{\min} &= ES_{upkl} - ei_{spotv} = 0 - (-25) = 25 \mu\text{m} \end{aligned} \quad (5.1)$$

Где је:

P_{\max} – Највећи дозвољени преклоп између унутрашњег прстена котрљајног лежаја и рукавца осовине транспортног ваљка;

P_{\min} – Најмањи дозвољени преклоп између унутрашњег прстена котрљајног лежаја и рукавца осовине транспортног ваљка;

Зато што је израчуната вредност $P_{\min} \geq 0$, дозвољено је и лабаво налегање (зазор), па је немогуће користити све критеријуме из Табеле 5.4 за процену везе чврстим налегањем између рукавца осовине транспортног ваљка и уграђеног котрљајног лежаја.

На основу алгоритма са Сlike 4.39, номиналног спољашњег пречника $d_{otv} = 50 \text{ mm}$ и толеранције $h7$ рукавца осовине испитиваног транспортног ваљка, средње аритметичко одступање профила R_{otv} на површини рукавца осовине износи $0,8 \mu\text{m}$.

Према Поглављу 4.5.5, средње аритметичко одступање профила на унутрашњој површини котрљајног лежаја 6310 C3 износи $R_{upkl} = 0,8 \mu\text{m}$.

Због дозвољеног зазора (лабавог налегања) у споју лежаја и осовине, према Табели 4.10 се може користити само критеријум провере који се базира на $F_{i1stmax}$ – највећој дозвољеној вредности експериментално измерене силе избијања осовине транспортног ваљка из уграђеног лежаја.

Вредност $F_{i1stmax}$ се рачуна према једначини:

$$F_{i_{1st\max}} = 0,30 \cdot (D_{upkl} \cdot \pi \cdot B) \cdot \frac{|(ES_{upkl} - ei_{spov})| - 1,2 \cdot (R_{otiv} + R_{upkl})}{D_{upkl}} \cdot \left(\frac{210000}{1 + \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2} - \frac{210000}{1 - \left(\frac{D_{upkl}}{d_{upkl}}\right)^2} + 1 \right) \quad (5.2)$$

Када се замене претходно израчунате вредности, $F_{i_{1st\max}}$ износи:

$$F_{i_{1st\max}} = 0,30 \cdot (50 \cdot \pi \cdot 27) \cdot \frac{|(-12 - 0)| - 1,2 \cdot (0,8 + 0,8)}{50} \cdot \left(\frac{210000}{1 + \left(\frac{50}{68,8}\right)^2} - \frac{210000}{1 - \left(\frac{50}{68,8}\right)^2} + 1 \right) = 12700N \quad (5.3)$$

5.5.2 Аналитичко одређивање дозвољених вредности сила растављања уграђених котрљајних лежаја и транспортног ваљка Ø159x670 mm

Котрљајни лежај 6310 C3 има следеће карактеристике (у складу са ознакама на Сл. 5.13):

$$D_{spkl} = 95,2mm$$

$$d_{spkl} = 110mm$$

$$B = 27mm$$

Где је:

D_{spkl} – номинални унутрашњи пречник спољашњег прстена котрљајног лежаја;

d_{spkl} – номинални спољашњи пречник спољашњег прстена котрљајног лежаја;

B – номинална ширина котрљајног лежаја;

За $d_{spkl} = 110$ mm, из Табеле 4.11 се утврђују вредности доњих и горњих одступања:

$$es_{spkl} = 0\mu m$$

$$ei_{spkl} = -15\mu m$$

Где је:

es_{spkl} – горње одступање спољашњег пречника котрљајног лежаја (d_{spkl});

ei_{spkl} – доње одступање спољашњег пречника котрљајног лежаја (d_{spkl});

Номинални спољашњи пречник котрљајног лежаја *6310 C3* одговара номиналном унутрашњем пречнику улежиштења транспортног ваљка, па се може закључити да је:

$$D_{utv} = d_{spkl} = 110mm$$

Где је:

D_{utv} – номинални унутрашњи пречник улежиштења испитиваног транспортног ваљка;

Пошто је дебелина цеви транспортног ваљка 5 mm, спољашњи пречник улежиштења d_{utv} се рачуна као:

$$d_{utv} = D_{utv} + 2 \cdot \delta = 110 + 2 \cdot 5 = 120mm \quad (5.4)$$

Где је:

δ – дебелина цеви испитиваног транспортног ваљка;

За $D_{utv} = 110$ mm и одговарајуће толеранцијско поље *M7*, из Табеле 4,12 се утврђују вредности доњих и горњих одступања:

Где је:

$$ES_{utv} = 0\mu m$$

$$EI_{utv} = -35\mu m$$

ES_{utv} – Доње одступање унутрашњег пречника улежиштења ваљка (D_{utv});

EI_{utv} – Доње одступање унутрашњег пречника улежиштења ваљка (D_{utv});

На основу претходних вредности, могуће је израчунати највећи и најмањи дозвољени преклоп између котрљајног лежаја и улежиштења транспортног ваљка:

$$P_{max} = EI_{urputv} - es_{spkl} = -35 - 0 = -35\mu m$$

$$P_{min} = ES_{urputv} - ei_{spkl} = 0 - -15 = 15\mu m \quad (5.5)$$

Где је:

P_{max} – Највећи дозвољени преклоп између спољашњег прстена котрљајног лежаја и улежиштења транспортног ваљка;

P_{min} – Најмањи дозвољени преклоп између спољашњег прстена котрљајног лежаја и улежиштења транспортног ваљка;

Зато што је израчуната вредност $P_{min} \geq 0$, дозвољено је и лабаво налегање (ззор), па је немогуће користити све критеријуме из Табеле 4.13 за процену везе чврстим налегањем између рукавца осовине транспортног ваљка и уграђеног котрљајног лежаја.

На основу алгоритма са Сlike 4.42, номиналног унутрашњег пречника $D_{utv} = 110$ mm и толеранције $M7$ рукавца осовине испитиваног транспортног ваљка, средње аритметичко одступање профила R_{utv} на површини улежиштења износи 1,6 μm .

Према примеру са Сlike 4.42, средње аритметичко одступање профила на спољашњој површини котрљајног лежаја $6310\ C3$ износи $R_{spkl} = 1,6$ μm .

Због дозвољеног зазора (лабавог налегања) у споју лежаја и улежиштења, према Табели 4.13 се може користити само критеријум провере који се базира на $F_{i2stmax}$ – највећој дозвољеној вредности експериментално измерене силе растављања котрљајног лежаја и цеви транспортног ваљка.

Зато што је вредност $\psi = D_{utv}/d_{utv} = 110/120 = 0,916 \geq 0,9$, улежиштење се може апроксимирати судом танких зидова напрегнутог унутрашњим притиском, па се максимална сила избијања $F_{i2stmax}$ рачуна према једначини:

$$\begin{aligned}
 F_{i2stmax} &= \mu_{st} \cdot A \cdot p_{max} \\
 \rightarrow F_{i2stmax} &= 0,30 \cdot A \cdot \frac{|P_{max}| - \Delta P_{pl}}{d} \cdot E_{red} \\
 \rightarrow F_{i2stmax} &= 0,30 \cdot (d_{spkl} \cdot \pi \cdot B) \cdot \frac{|(EI_{upuv} - es_{spkl})| - 1,2 \cdot (R_{utv} + R_{spkl})}{d_{spkl}} \cdot \left(\frac{210000}{1 + \left(\frac{D_{spkl}}{d_{spkl}}\right)^2} - 0,3 + \frac{D_{utv}}{d_{utv} - D_{utv}} \right)
 \end{aligned} \tag{5.6}$$

Када се замене претходно израчунате вредности, $F_{i2stmax}$ износи:

$$\begin{aligned}
 F_{i2stmax} &= \mu_{st} \cdot A \cdot p_{max} \\
 \rightarrow F_{i2stmax} &= 0,30 \cdot A \cdot \frac{|P_{max}| - \Delta P_{pl}}{d} \cdot E_{red} \\
 \rightarrow F_{i2stmax} &= 0,30 \cdot (110 \cdot \pi \cdot 27) \cdot \frac{|(-35 - 0)| - 1,2 \cdot (1,6 + 1,6)}{110} \cdot \left(\frac{210000}{1 + \left(\frac{95,2}{110}\right)^2} - 0,3 + \frac{110}{120 - 110} \right) = 9420N
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

5.5.3 Аналитичко одређивање дозвољених вредности сила растављања осовина и склопа транспортног ваљка $\varnothing 159 \times 670$ mm

На основу претходно израчунатих вредности $F_{i1stmax}$ и $F_{i2stmax}$, могуће је израчунати највећу дозвољену силу растављања осовине и склопа транспортног ваљка $\varnothing 159 \times 600$ mm:

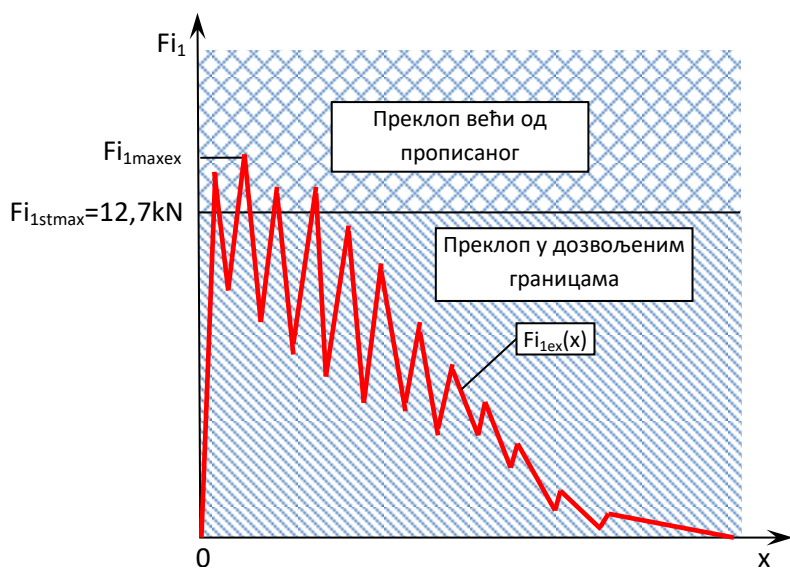
$$F_{i3stmax} = F_{i1stmax} + F_{i2stmax} = 12700 + 9420 = 22120N \tag{5.8}$$

Где су:

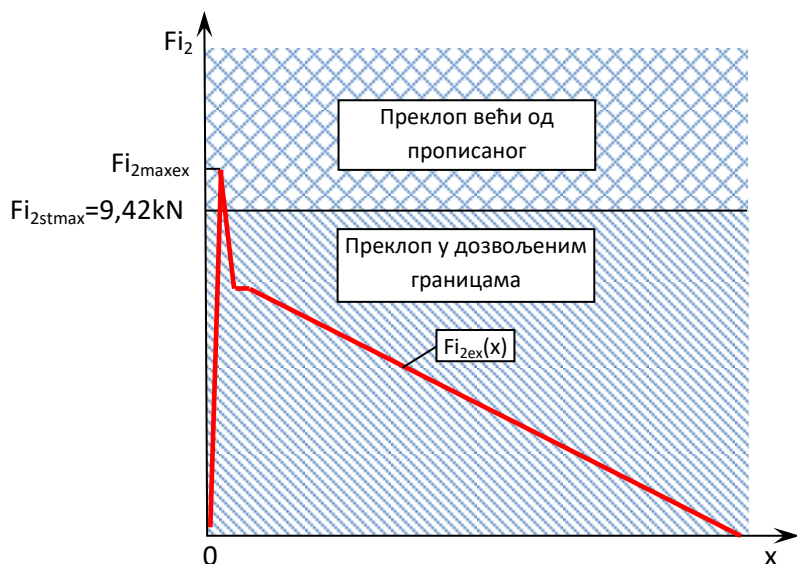
$F_{i1stmax}$ – Највећа дозвољена вредност силе растављања осовине транспортног ваљка и уграђеног котрљајног лежаја (детално описана у Поглављу 4.5);

$F_{i2stmax}$ – Највећа дозвољена вредност силе растављања уграђеног котрљајног лежаја и транспортног ваљка (детално описана у Поглављу 4.5);

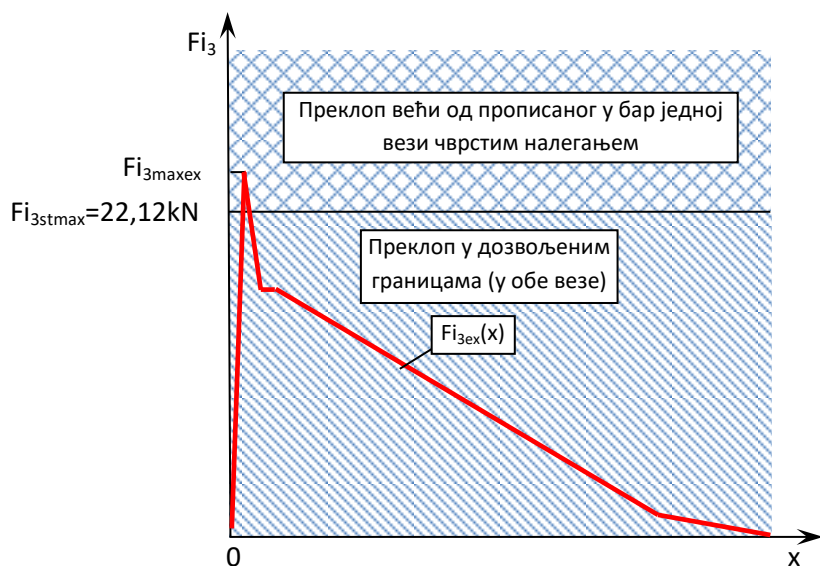
5.5.4 Графички приказ критеријума за оцену спојева у транспортном ваљку $\varnothing 159 \times 670 \text{ mm}$



Слика 5.34: Графички приказ критеријума за оцену везе чврстим налегањем између котрљајног лежаја и осовине транспортног ваљка $\varnothing 159 \times 670 \text{ mm}$

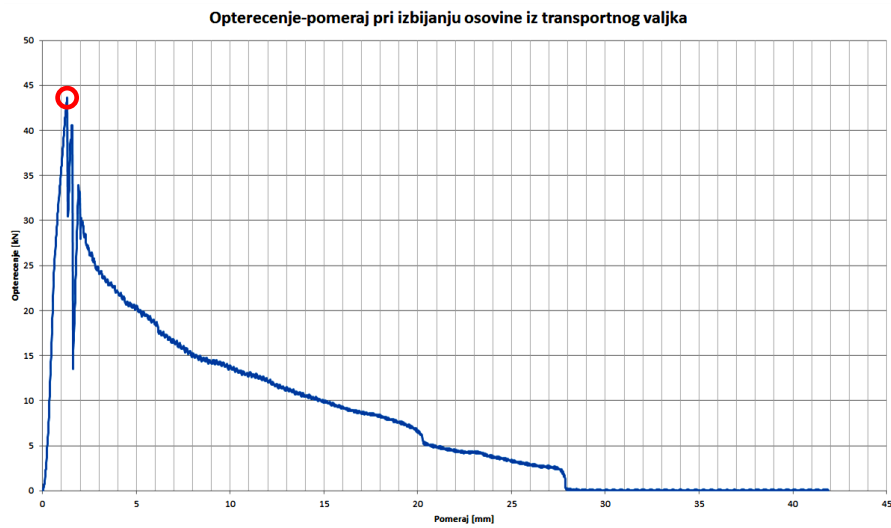


Слика 5.35: Графички приказ критеријума за оцену везе чврстим налегањем између котрљајног лежаја и улежиштења транспортног ваљка $\varnothing 159 \times 670 \text{ mm}$

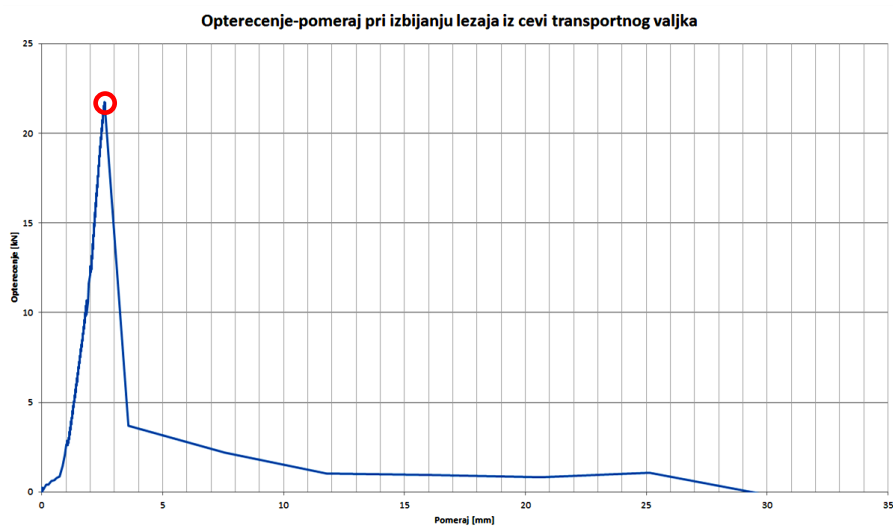


Слика 5.36: Графички приказ критеријума за оцену везе чврстим налегањем између осовине и остатлих делова склопа транспортног ваљка $\varnothing 159 \times 670 \text{ mm}$

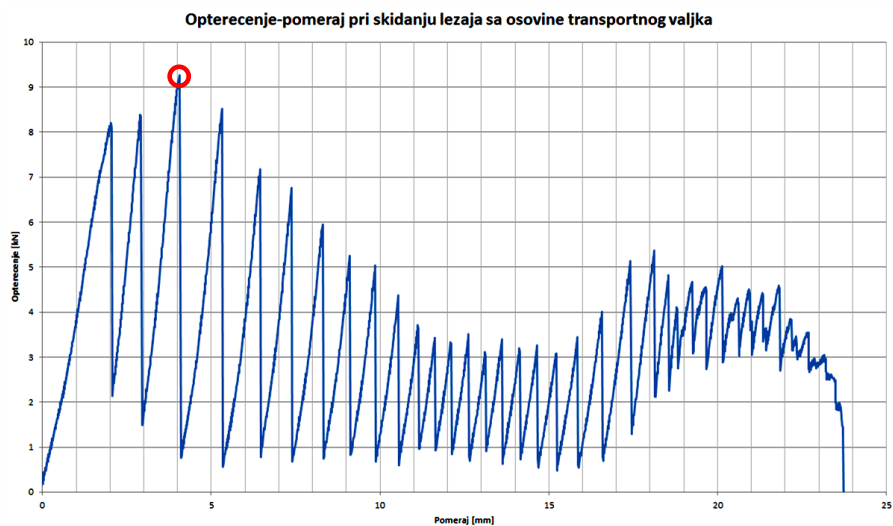
5.5.5 Пример резултата експерименталног испитивања веза чврстим налегањем у транспортном ваљку $\varnothing 159 \times 670 \text{ mm}$



→ $F_{i3\max ex} = 43,067 \text{ kN}$



→ $F_{i2\max ex} = 21,599 \text{ kN}$



→ $F_{i1\max ex} = 9,264 \text{ kN}$

5.5.6 Оцена веза чврстим налегањем у транспортним ваљку $\varnothing 159 \times 670 \text{ mm}$

Критеријум	Највећа дозвољена вредност [kN]	Највећа измерена вредност [kN]	Да ли је измерена вредност већа од дозвољене?	Коментар
$F_{i1maxex} > F_{i1stmax}$	$F_{i1stmax} = 12,7$	$F_{i1maxex} = 9,264$	НЕ	Преклоп између унутрашњег прстена котрљајног лежаја и рукавца осовине транспортног ваљка је у дозвољеним границама
$F_{i2maxex} > F_{i2stmax}$	$F_{i2stmax} = 9,42$	$F_{i2maxex} = 21,599$	ДА	Преклоп између спољашњег прстена котрљајног лежаја и улежиштења (цеви) транспортног ваљка није у дозвољеним границама - вишеструко је већи од прописаног
$F_{i3maxex} > F_{i3stmax}$	$F_{i3stmax} = 22,12$	$F_{i3maxex} = 43,067$	ДА	Бар један од два преклопа (између унутрашњег прстена првог котрљајног лежаја и рукавца осовине транспортног ваљка и између спољашњег прстена другог котрљајног лежаја и улежиштења транспортног ваљка) је ван прописаних граница, односно, већи од дозвољеног

5.6 Резултати експерименталног испитивања карактеристика вештачки контаминираних котрљајних лежаја

Током експерименталног испитивања утицаја концентрације експлоатационих честица нечистоћа на радне карактеристике котрљајних лежаја 6310-2Z/C3, са три нивоа контаминације, у регуларним и нерегулатним условима монтаже, генерисани су следећи резултати:

1. Промена RMS вибрацијског убрзања у времену током 10h убрзаних испитивања вештачки контаминираних котрљајних лежаја;
2. Промена температура на прстеновима испитаних вештачки контаминираних лежаја у времену током 10h убрзаних испитивања;
3. Промена радијалног зазора (фабричког), након 10h убрзаних испитивања вештачки контаминираних котрљајних лежаја;
4. Микроскопски снимци површина стаза котрљања испитаних вештачки контаминираних котрљајних лежаја - након 10h убрзаних испитивања.

5.6.1 Измерене вредности RMS вибрацијског убрзања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3

Табеларни приказ измерених вредности RMS вибрацијског убрзања испитаних вештачки контаминираних котрљајних лежаја, током убрзаног испитивања описаног у претходним поглављима, у регуларним и нерегуларним условима монтаже (Мерно место 1 и 2), је представљен у Табелама 5.3-5.8.

Одговарајући дијаграмски прикази су представљени на Сликама 5.12 и 5.13.

Табела 5.3: *Измерене вредности RMS вибрацијских убрзања током 10h убрзаних испитивања неконтаминираних лежаја 6310-2Z/C3, подмазаних са 9,3g чистог мазива – Мерно место 1*

Време мерења [h]	Измерена вредност вибрацијског убрзања RMS [m/s ²]	Време мерења [h]	Измерена вредност вибрацијског убрзања RMS [m/s ²]
0	2.115384615	5.5	3.333333333
0.5	3.525641026	6	5.448717949
1	2.756410256	6.5	2.756410256
1.5	2.820512821	7	3.525641026
2	2.820512821	7.5	6.08974359
2.5	3.397435897	8	3.653846154
3	2.820512821	8.5	3.525641026
3.5	2.435897436	9	2.820512821
4	3.91025641	9.5	3.461538462
4.5	3.141025641	10	3.525641026
5	4.743589744	10.1	4.871794872

Табела 5.4: *Измерене вредности RMS вибрацијских убрзања током 10h убрзаних испитивања лежаја 6310-2Z/C3, подмазаних са 9,3g чистог мазива у које је додат 1g контаминирајућих честица (концентрација честица нечистоћа: 10,8%) – Мерно место 1*

Време мерења [h]	Измерена вредност вибрацијског убрзања RMS [m/s ²]	Време мерења [h]	Измерена вредност вибрацијског убрзања RMS [m/s ²]
0	2.564102564	5.5	7.884615385
0.5	4.743589744	6	6.153846154
1	4.743589744	6.5	6.08974359
1.5	5.961538462	7	8.782051282
2	4.615384615	7.5	6.794871795
2.5	4.615384615	8	7.564102564
3	4.551282051	8.5	11.21794872
3.5	5.384615385	9	5.833333333
4	5.320512821	9.5	7.5
4.5	5.705128205	10	7.948717949
5	6.346153846	10.1	9.358974359

Табела 5.5: Измерене вредности RMS вибрацијских убрзања током 10h убрзаних испитивања лежаја 6310-2Z/C3, подмазаних са 9,3g чистог мазива у које је додато 2g контаминирајућих честица (концентрација честица нечистоћа: 21,5%) – Мерно место 1

Време мерења [h]	Измерена вредност вибрацијског убрзања RMS [m/s ²]	Време мерења [h]	Измерена вредност вибрацијског убрзања RMS [m/s ²]
0	8.159851	5.5	14.19145
0.5	26.45911	6	7.95539
1	10.92007	6.5	12.3513
1.5	10.10223	7	10
2	15.52045	7.5	26.7658
2.5	19.81413	8	25.94796
3	17.15613	8.5	12.14684
3.5	7.239777	9	16.74721
4	16.0316	9.5	63.05762
4.5	15.62268	10	11.53346
5	15.62268	10.1	63.56877

Табела 5.6: Измерене вредности RMS вибрацијских убрзања током 10h убрзаних испитивања неконтаминираних лежаја 6310-2Z/C3, подмазаних са 9,3g чистог мазива – Мерно место 2

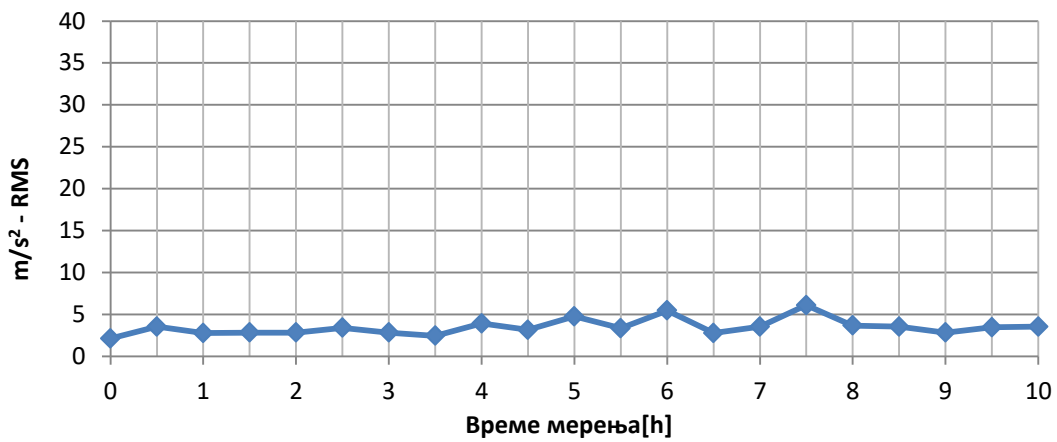
Време мерења [h]	Измерена вредност вибрацијског убрзања RMS [m/s ²]	Време мерења [h]	Измерена вредност вибрацијског убрзања RMS [m/s ²]
0	2.037037	5.5	3.45679
0.5	3.209877	6	4.197531
1	2.592593	6.5	2.901235
1.5	2.901235	7	4.567901
2	3.209877	7.5	5.555556
2.5	3.148148	8	4.197531
3	3.333333	8.5	4.753086
3.5	2.592593	9	3.45679
4	4.938272	9.5	5.740741
4.5	3.580247	10	5.308642
5	3.271605	10.1	5.802469

Табела 5.7: Измерене вредности RMS вибрацијских убрзања током 10h убрзаних испитивања лежаја б310-2Z/C3, подмазаних са 9,3g чистог мазива у које је додат 1g контаминирајућих честица (концентрација честица нечистоћа: 10,8%) – Мерно место 2

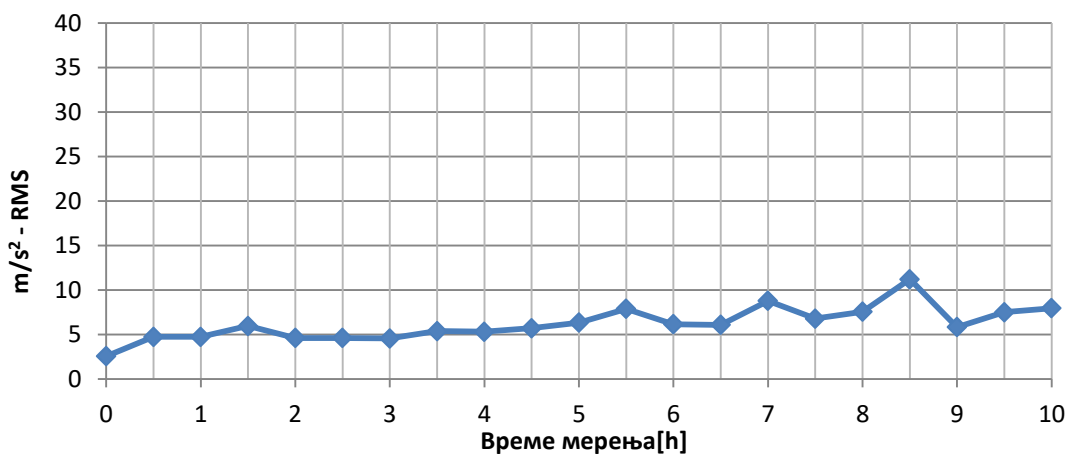
Време мерења [h]	Измерена вредност вибрацијског убрзања RMS [m/s ²]	Време мерења [h]	Измерена вредност вибрацијског убрзања RMS [m/s ²]
0	2.019046	5.5	4.958827
0.5	3.344854	6	5.398802
1	3.405131	6.5	4.825974
1.5	4.73094	7	5.962006
2	5.613953	7.5	5.199255
2.5	3.585428	8	6.272094
3	5.607634	8.5	4.876529
3.5	4.528476	9	4.556913
4	4.398783	9.5	5.123277
4.5	5.471524	10	6.06963
5	6.860769	10.1	7.904441

Табела 5.8: Измерене вредности RMS вибрацијских убрзања током 10h убрзаних испитивања лежаја, подмазаних са 9,3g чистог мазива у које је додато 2g контаминирајућих честица (концентрација честица нечистоћа: 21,5%) – Мерно место 2

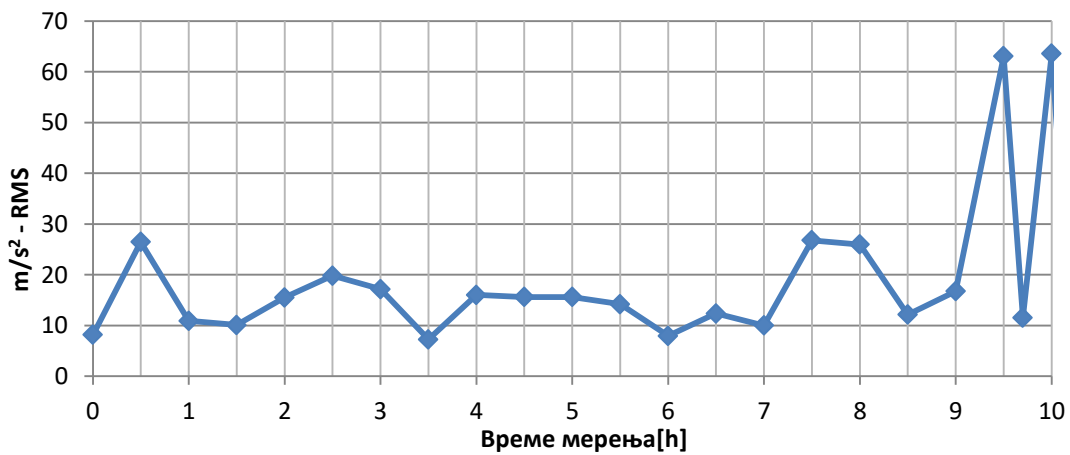
Време мерења [h]	Измерена вредност вибрацијског убрзања RMS [m/s ²]	Време мерења [h]	Измерена вредност вибрацијског убрзања RMS [m/s ²]
0	9.730603	5.5	11.07759
0.5	16.68103	6	11.13147
1	12.47845	6.5	12.26293
1.5	12.26293	7	12.47845
2	11.99353	7.5	21.15302
2.5	14.9569	8	18.29741
3	7.413793	8.5	13.71767
3.5	9.622845	9	14.14871
4	12.8556	9.5	15.01078
4.5	11.18534	10	14.74138
5	9.946121	10.1	31.33621



а)

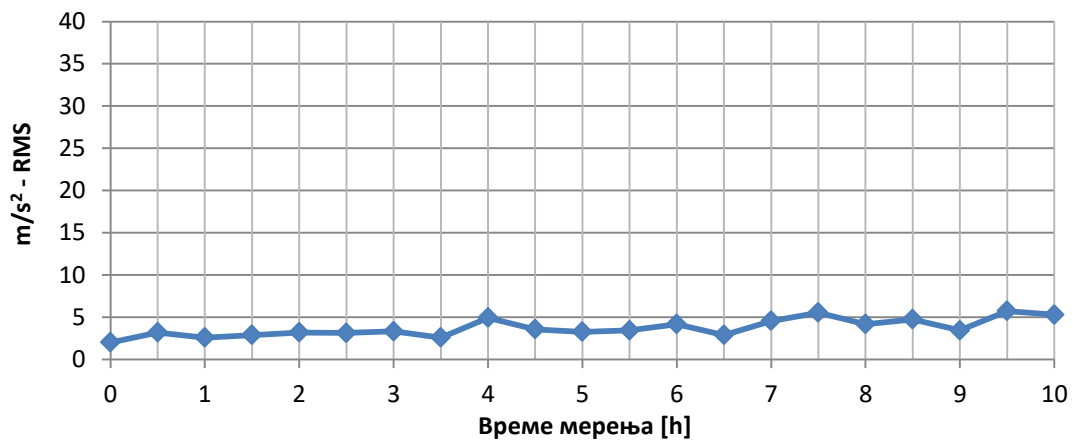


б)

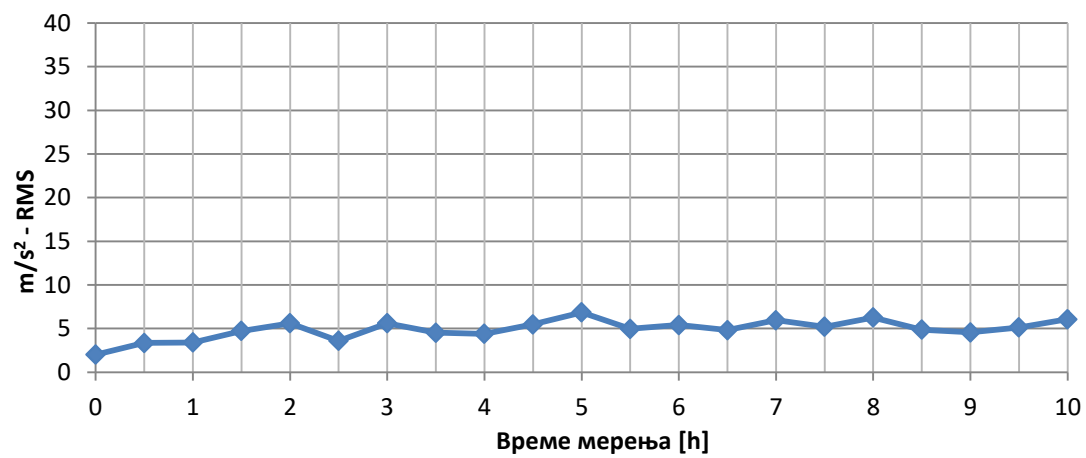


в)

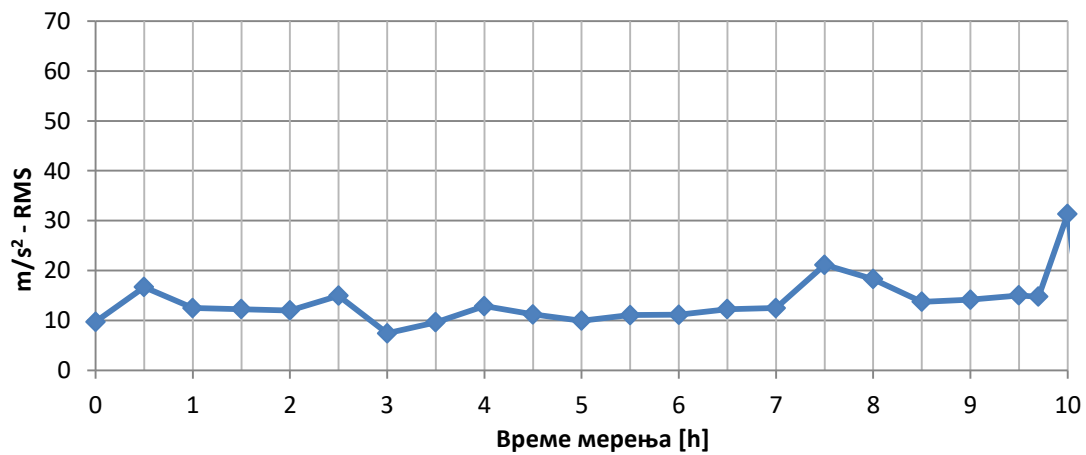
Слика 5.12: Измерене вредности RMS вибрацијских убрзања током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 1, подмазаних са а) 9,3g чистог мазива б) 9,3g чистог мазива са додатим 1g контаминирајућих честица и в) 9,3g чистог мазива са додатих 2g контаминирајућих честица



а)



б)



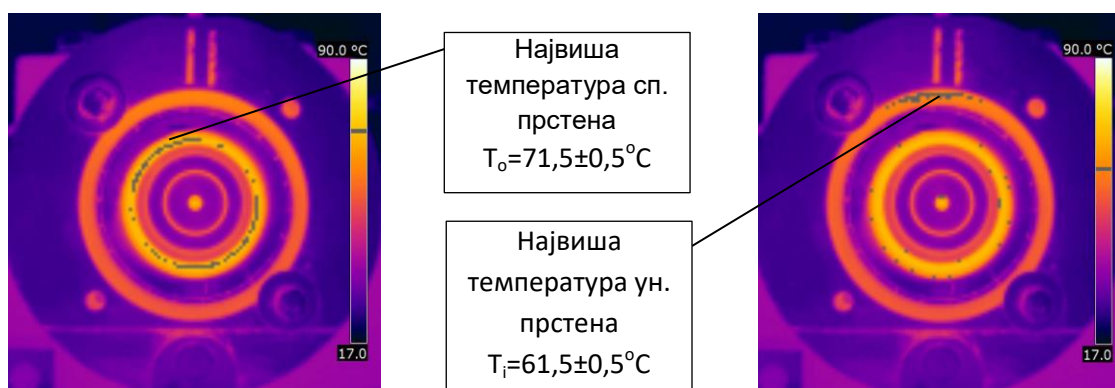
в)

Слика 5.13: Измерене вредности RMS вибрацијских убрзања током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 2, подмазаних са а) 9,3g чистог мазива б) 9,3g чистог мазива са додатим 1g контаминирајућих честица и в) 9,3g чистог мазива са додатих 2g контаминирајућих честица

5.6.2 Измерене вредности температура спољашњих површина прстенова котрљајних лежаја 6310-2Z/C3

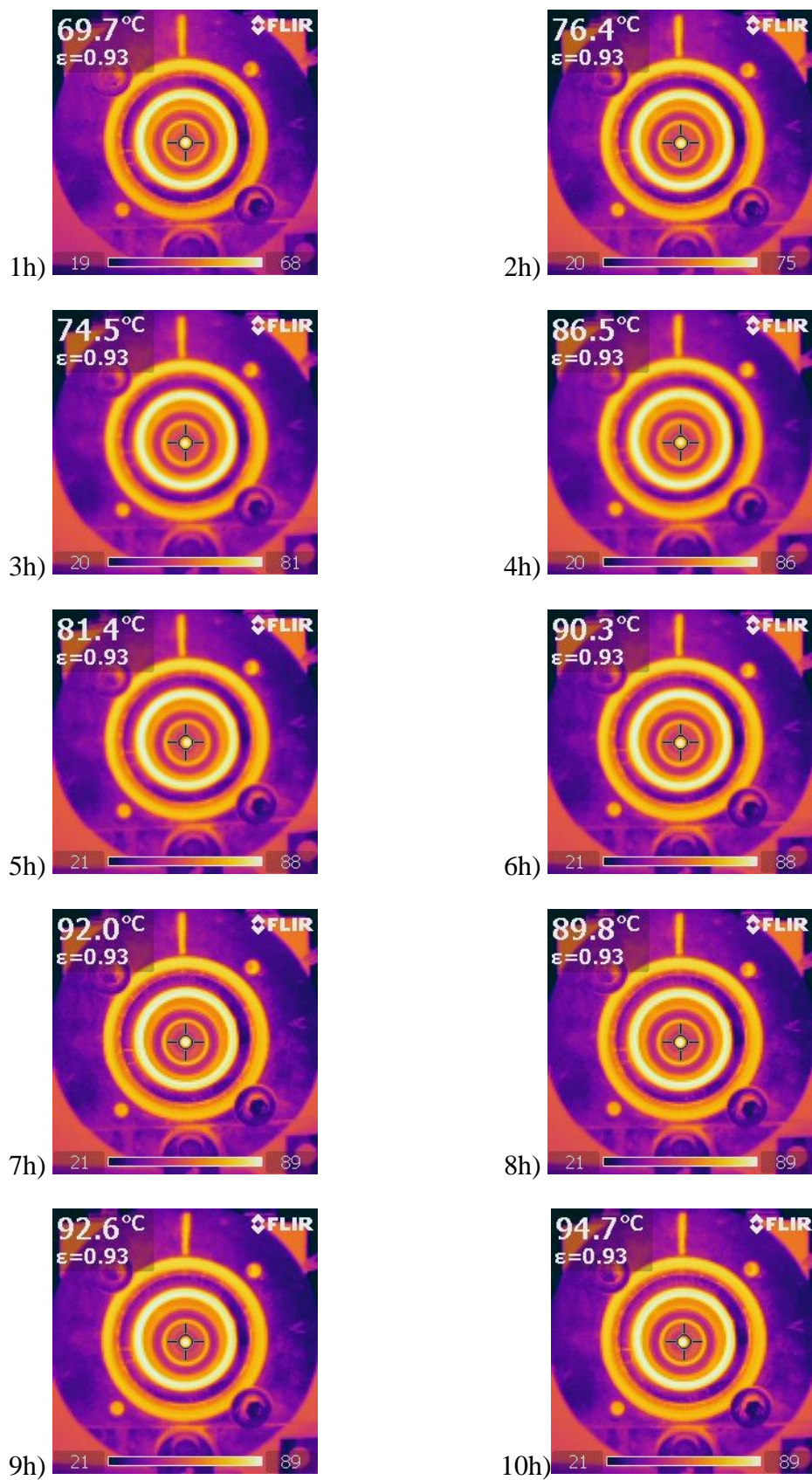
Мерење температура спољашњих површина прстенова испитаних лежаја је извршено термографском методом.

Обрадом снимака у одговарајућем софтверу (FLIR QuickReport) – Слика 5.14, издвојене су зоне највиших температура на спољашњим и унутрашњим прстеновима испитаних узорака, а њихове вредности са тачношћу $\pm 1^\circ\text{C}$, приказане у Табелама 5.9-5.14.

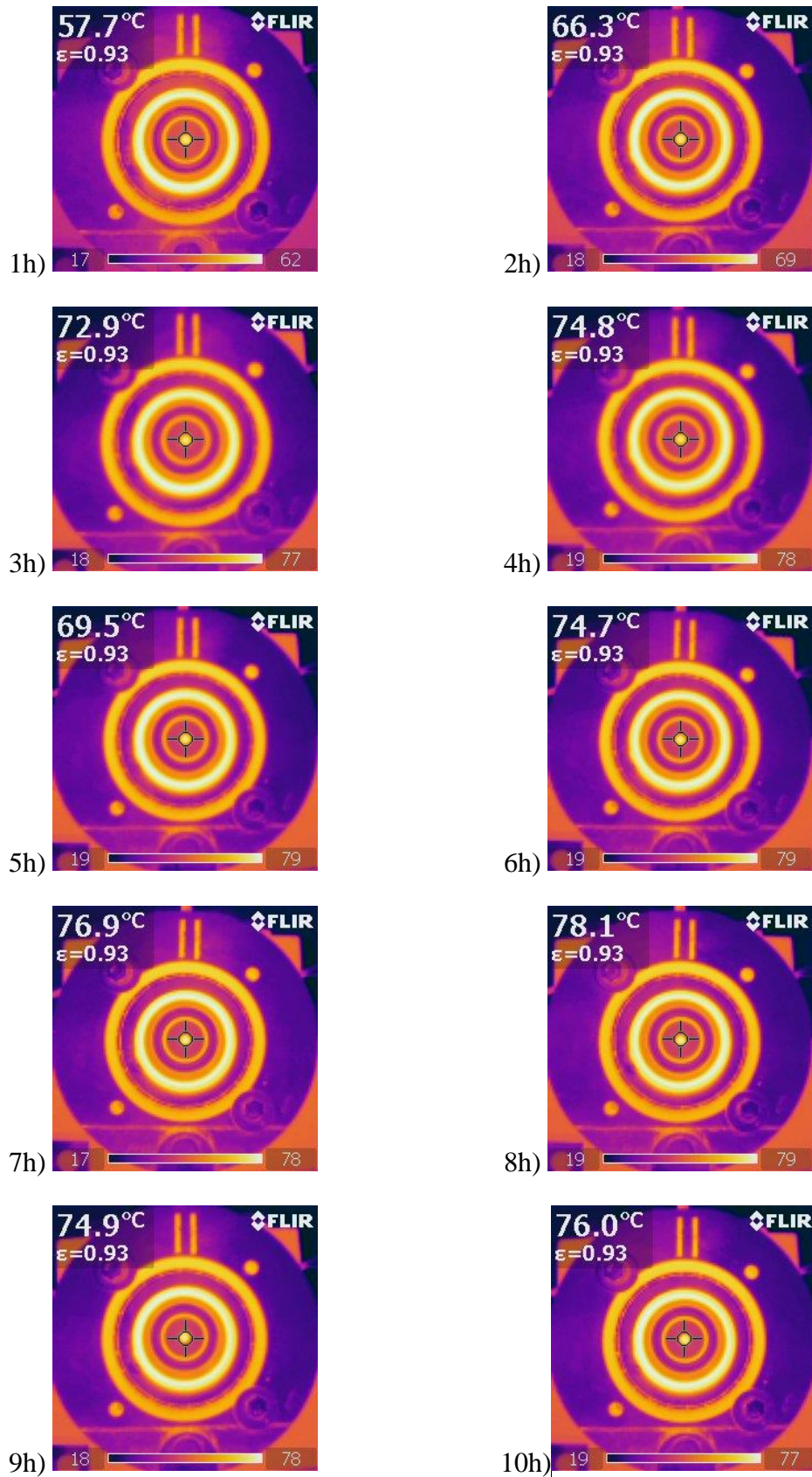


Слика 5.14: Пример детектовања зона са највишим температурама на спољашњим и унутрашњим прстеновима котрљајних лежаја

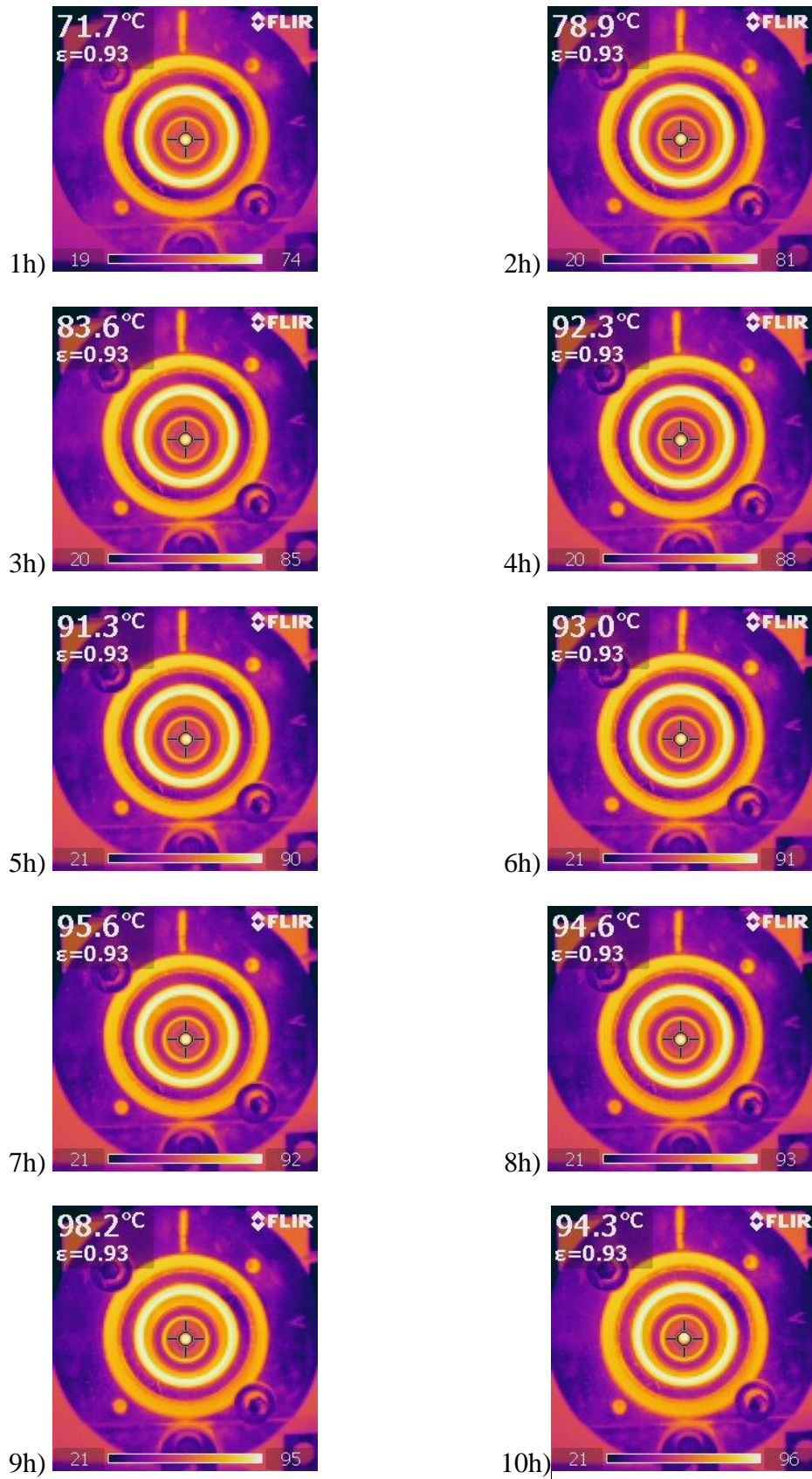
Током испитивања је направљено укупно 378 снимака, а као пример, на Сликама 5.15-5.20 су приказани снимци свих испитаних узорака, са оба мерна места – снимљени са временским помаком од 1h.



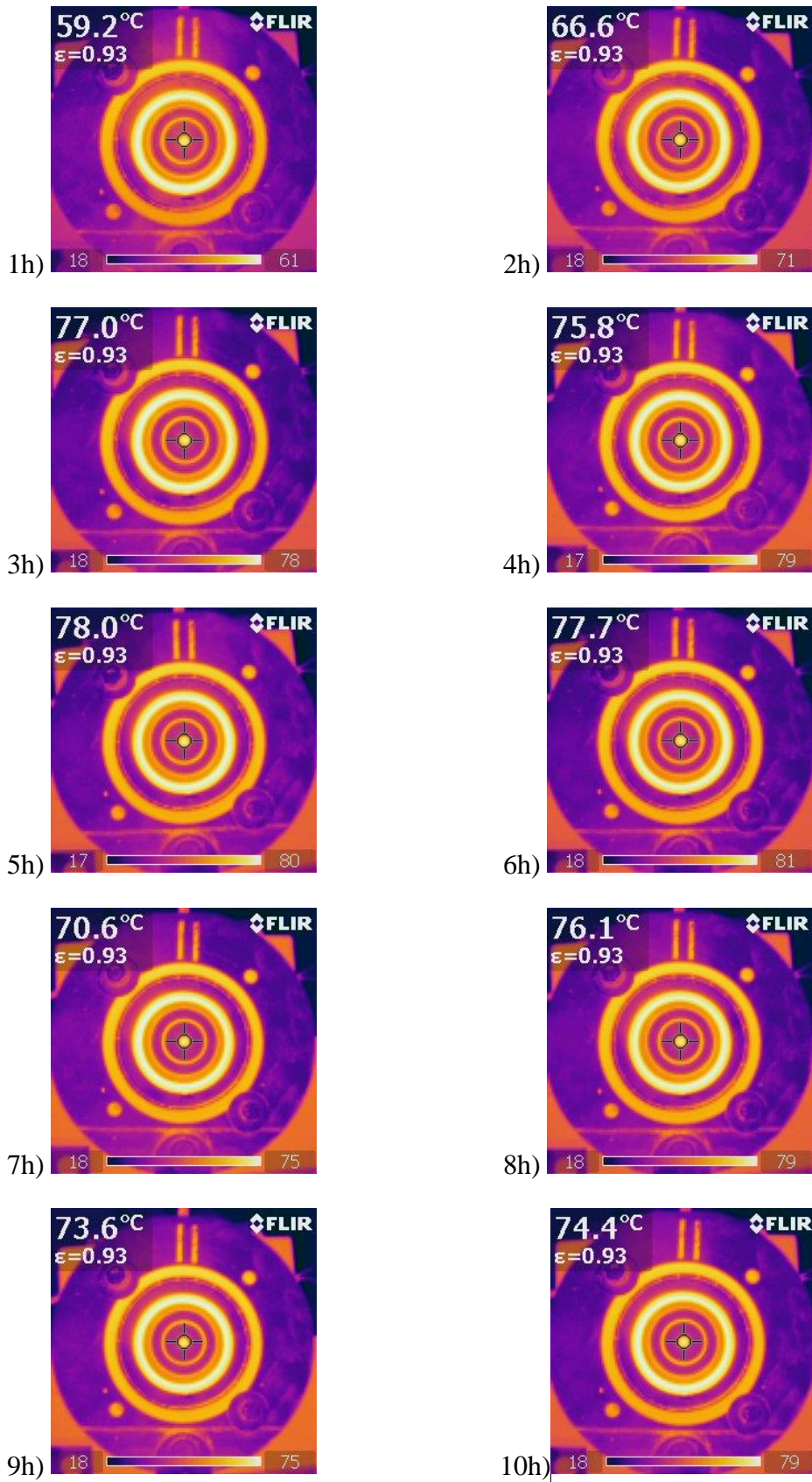
Слика 5.15: Измерене вредности температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 1, подмазаних са 9,3g чистог мазива



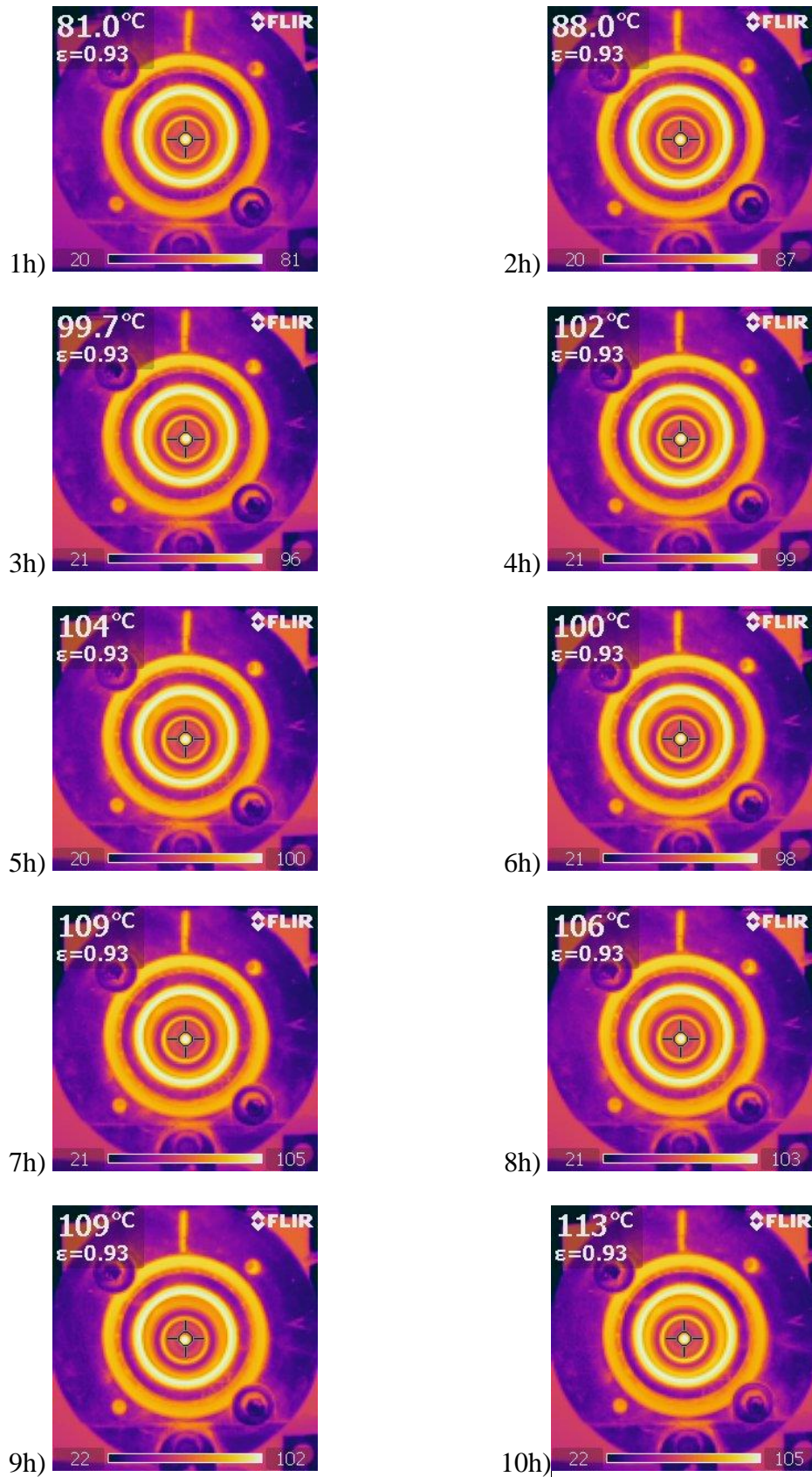
Слика 5.16: Измерене вредности температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 2, подмазаних са 9,3g чистог мазива



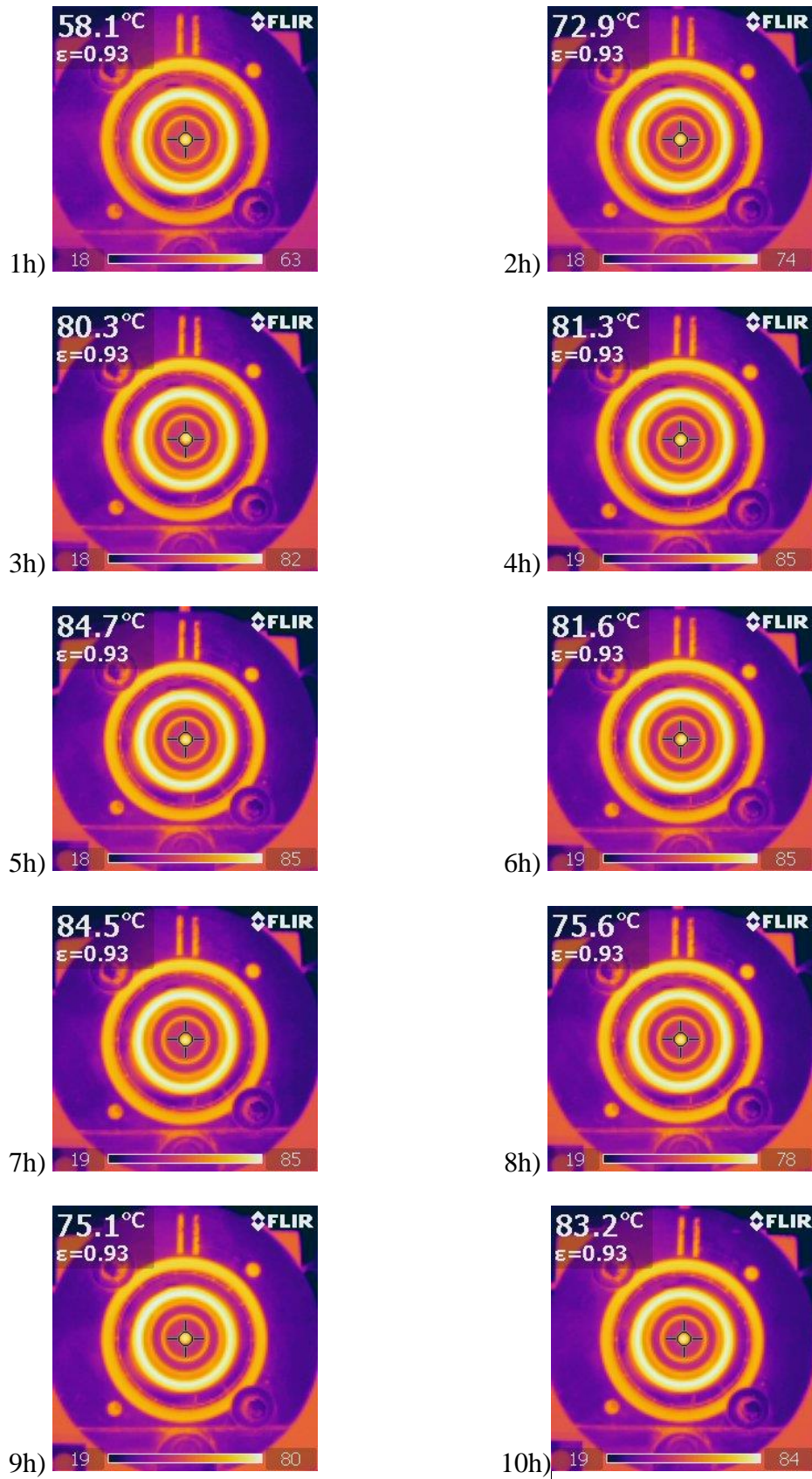
Слика 5.17: Измерене вредности температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 1, подмазаних са 9,3g чистог мазива у које је додат 1g честица нечистоћа



Слика 5.18: Измерене вредности температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 2, подмазаних са 9,3g чистог мазива у које је додат 1g честица нечистоћа



Слика 5.19: Измерене вредности температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 1, подмазаних са 9,3g чистог мазива у које је додат 2g честица нечистоћа



Слика 5.20: Измерене вредности температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 2, подмазаних са 9,3g чистог мазива у које је додат 2g честица нечистоћа

Табела 5.9: Највише вредности измерених температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 1, подмазаних са 9,3g чистог мазива

Време мерења [hh:mm:ss]	Мах температура на спољашњем прстену T _o [°C]	Мах температура на унутрашњем прстену T _i [°C]
00:00:00	19	19
00:11:00	31	51
00:20:00	42	58
00:30:00	49	61
00:40:00	53	64
00:50:00	56	66
01:00:00	59	69
01:10:00	61	72
01:20:00	63	73
01:30:00	65	74
01:40:00	66	74
01:50:00	66	75
02:00:00	67	76
02:10:00	68	77
02:19:00	69	79
02:30:00	70	79
02:39:00	71	80
02:49:00	72	82
02:59:00	72	82
03:09:00	73	83
03:19:00	74	84
03:29:00	75	85
03:39:00	75	85
03:49:00	76	86
03:59:00	76	87
04:09:00	77	87
04:19:00	77	87
04:28:00	78	88
04:39:00	78	88
04:48:00	78	89
04:58:00	79	89

Време мерења [hh:mm:ss]	Мах температура на спољашњем прстену T _o [°C]	Мах температура на унутрашњем прстену T _i [°C]
05:08:00	78	88
05:18:00	78	88
05:28:00	78	88
05:38:00	78	88
05:48:00	79	89
05:58:00	79	89
06:08:00	79	89
06:17:00	79	89
06:27:00	80	90
06:37:00	79	90
06:47:00	79	89
06:57:00	80	90
07:07:00	79	89
07:17:00	79	89
07:27:00	79	89
07:37:00	79	89
07:47:00	79	89
07:57:00	79	90
08:07:00	79	89
08:16:00	79	90
08:26:00	79	90
08:36:00	79	90
08:46:00	79	90
08:56:00	79	89
09:06:00	79	89
09:16:00	79	89
09:26:00	79	90
09:36:00	79	90
09:46:00	79	90
09:56:00	79	90
10:06:00	79	89

Табела 5.10: *Највише вредности измерених температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 2, подмазаних са 9,3g чистог мазива*

Време мерења [hh:mm:ss]	Мах температура на спољашњем прстену T _o [°C]	Мах температура на унутрашњем прстену T _i [°C]
00:00:00	19	19
00:10:00	31	46
00:20:00	39	52
00:30:00	44	56
00:40:00	47	58
00:49:00	51	61
00:59:00	53	62
01:10:00	54	64
01:20:00	56	66
01:29:00	58	67
01:39:00	58	67
01:49:00	59	68
01:59:00	60	70
02:09:00	61	72
02:19:00	63	73
02:29:00	64	75
02:39:00	65	76
02:49:00	66	76
02:59:00	67	77
03:08:00	67	77
03:18:00	67	78
03:28:00	67	78
03:38:00	68	78
03:48:00	68	79
03:58:00	69	79
04:08:00	69	79
04:18:00	68	79
04:28:00	69	79
04:38:00	69	80
04:48:00	69	80
04:57:00	69	79

Време мерења [hh:mm:ss]	Мах температура на спољашњем прстену T _o [°C]	Мах температура на унутрашњем прстену T _i [°C]
05:07:00	69	79
05:17:00	69	79
05:27:00	69	80
05:37:00	68	79
05:47:00	69	79
05:57:00	69	79
06:07:00	69	80
06:17:00	69	80
06:27:00	69	80
06:37:00	68	79
06:47:00	68	79
06:57:00	69	79
07:06:00	68	79
07:16:00	68	79
07:27:00	68	79
07:36:00	68	79
07:46:00	68	79
07:56:00	68	79
08:06:00	68	79
08:16:00	68	79
08:26:00	68	79
08:36:00	68	79
08:46:00	68	79
08:56:00	68	79
09:05:00	68	79
09:15:00	67	78
09:25:00	68	78
09:35:00	67	78
09:45:00	68	78
09:55:00	67	78
10:05:00	67	77

Табела 5.11: Највише вредности измерених температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 1, подмазаних са 9,3g чистог мазива, у који је додат 1g честица нечистоћа

Време мерења [hh:mm:ss]	Мах температура на спољашњем прстену T _o [°C]	Мах температура на унутрашњем прстену T _i [°C]	Време мерења [hh:mm:ss]	Мах температура на спољашњем прстену T _o [°C]	Мах температура на унутрашњем прстену T _i [°C]
00:00:00	21	21	05:13:00	80	91
00:14:00	38	55	05:23:00	80	91
00:24:00	47	61	05:33:00	80	92
00:34:00	53	66	05:43:00	80	92
00:43:00	58	70	05:53:00	80	92
00:53:00	62	74	06:03:00	80	92
01:03:00	65	76	06:13:00	79	91
01:14:00	68	78	06:23:00	79	91
01:23:00	69	79	06:33:00	79	92
01:33:00	70	79	06:43:00	79	91
01:46:00	71	81	06:52:00	79	93
01:55:00	71	82	07:02:00	80	93
02:05:00	73	83	07:12:00	79	93
02:15:00	73	84	07:22:00	79	92
02:25:00	74	85	07:33:00	80	93
02:35:00	75	85	07:42:00	80	93
02:45:00	75	85	07:52:00	79	93
02:54:00	76	86	08:02:00	80	94
03:04:00	76	87	08:12:00	79	93
03:14:00	76	86	08:22:00	80	94
03:24:00	77	88	08:32:00	80	94
03:34:00	77	87	08:42:00	80	95
03:44:00	77	88	08:51:00	81	96
03:54:00	78	89	09:02:00	81	97
04:04:00	79	89	09:11:00	82	98
04:14:00	79	89	09:21:00	82	98
04:24:00	79	90	09:31:00	83	97
04:34:00	79	90	09:41:00	82	96
04:44:00	79	90	09:51:00	82	97
04:53:00	80	91	10:01:00	83	98
05:03:00	80	91	10:10:00	82	99

Табела 5.12: Највише вредности измерених температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 2, подмазаних са 9,3g чистог мазива, у који је додат 1g честица нечистоћа

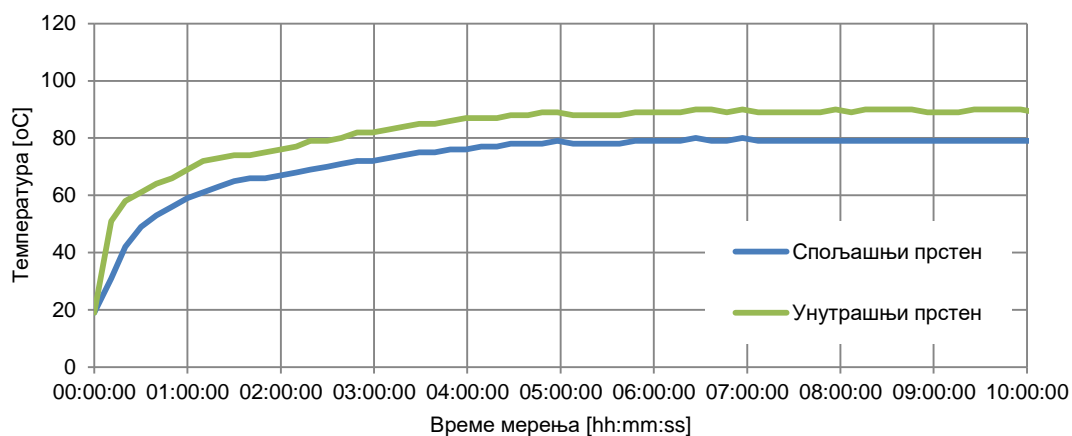
Време мерења [hh:mm:ss]	Мах температура на спољашњем прстену T _o [°C]	Мах температура на унутрашњем прстену T _i [°C]	Време мерења [hh:mm:ss]	Мах температура на спољашњем прстену T _o [°C]	Мах температура на унутрашњем прстену T _i [°C]
00:00:00	21	21	05:13:00	70	81
00:13:00	34	49	05:23:00	70	82
00:23:00	41	55	05:32:00	70	82
00:33:00	46	58	05:42:00	70	81
00:43:00	49	60	05:52:00	70	82
00:53:00	52	62	06:02:00	70	82
01:02:00	53	63	06:12:00	70	81
01:13:00	55	64	06:22:00	69	77
01:23:00	56	66	06:32:00	68	77
01:32:00	58	68	06:42:00	67	76
01:46:00	59	70	06:52:00	66	75
01:54:00	61	72	07:02:00	67	77
02:04:00	61	72	07:12:00	66	76
02:14:00	63	73	07:22:00	66	76
02:24:00	64	75	07:32:00	67	78
02:34:00	65	76	07:42:00	67	78
02:44:00	66	77	07:51:00	68	79
02:54:00	67	78	08:01:00	68	80
03:04:00	67	79	08:11:00	69	80
03:14:00	68	80	08:21:00	69	80
03:24:00	68	80	08:31:00	70	81
03:33:00	68	80	08:41:00	69	79
03:43:00	69	81	08:51:00	67	76
03:53:00	69	80	09:01:00	66	75
04:03:00	69	79	09:11:00	66	76
04:13:00	68	79	09:21:00	66	77
04:23:00	68	78	09:31:00	67	78
04:33:00	68	79	09:41:00	67	79
04:43:00	68	80	09:50:00	68	79
04:53:00	69	81	10:00:00	69	80
05:03:00	70	81	10:10:00	69	80

Табела 5.13: Највише вредности измерених температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 1, подмазаних са 9,3g чистог мазива, у који је додато 2g честица нечистоћа

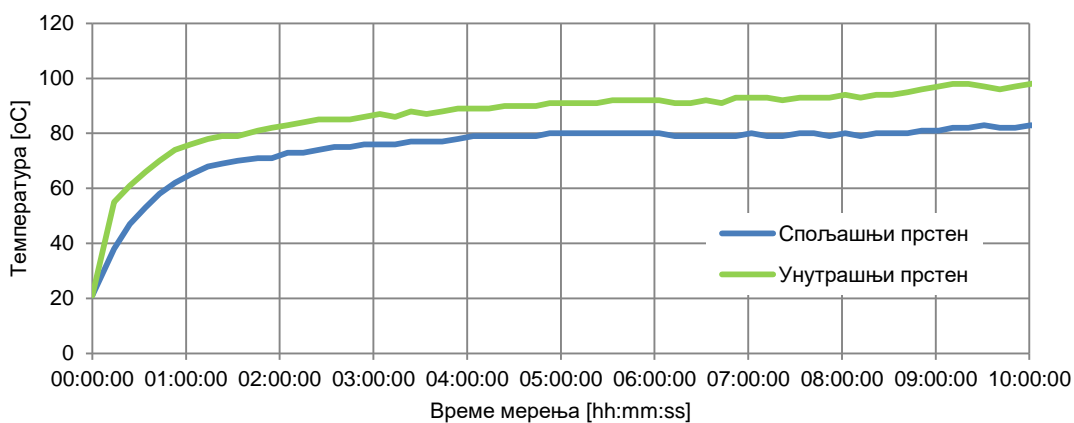
Време мерења [hh:mm:ss]	Мах температура на спољашњем прстену T _o [°C]	Мах температура на унутрашњем прстену T _i [°C]	Време мерења [hh:mm:ss]	Мах температура на спољашњем прстену T _o [°C]	Мах температура на унутрашњем прстену T _i [°C]
00:00:00	20	20	05:09:00	88	100
00:11:00	39	64	05:19:00	88	98
00:21:00	50	73	05:29:00	87	97
00:31:00	59	77	05:39:00	87	98
00:41:00	64	80	05:49:00	87	99
00:51:00	68	82	05:58:00	89	103
01:01:00	71	84	06:08:00	90	104
01:11:00	72	84	06:18:00	92	106
01:21:00	72	84	06:28:00	92	107
01:31:00	74	85	06:38:00	92	107
01:41:00	74	86	06:48:00	93	107
01:51:00	76	88	06:58:00	92	107
02:00:00	76	88	07:08:00	92	106
02:11:00	78	91	07:18:00	92	104
02:20:00	79	93	07:28:00	91	103
02:30:00	80	94	07:38:00	90	103
02:40:00	81	96	07:48:00	91	104
02:50:00	83	97	07:57:00	91	105
03:00:00	83	98	08:08:00	91	104
03:10:00	84	97	08:17:00	92	105
03:20:00	84	97	08:27:00	92	103
03:30:00	84	95	08:37:00	92	104
03:40:00	83	96	08:47:00	92	104
03:50:00	85	101	08:57:00	93	107
04:00:00	86	100	09:07:00	93	110
04:09:00	86	99	09:17:00	93	107
04:19:00	86	99	09:27:00	93	109
04:29:00	87	100	09:37:00	91	108
04:39:00	87	100	09:47:00	92	108
04:49:00	88	101	09:56:00	93	112
04:59:00	88	100	10:10:00	95	113

Табела 5.14: Највише вредности измерених температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја 6310-2Z/C3 на Мерном месту 2, подмазаних са 9,3g чистог мазива, у који је додато 2g честица нечистоћа

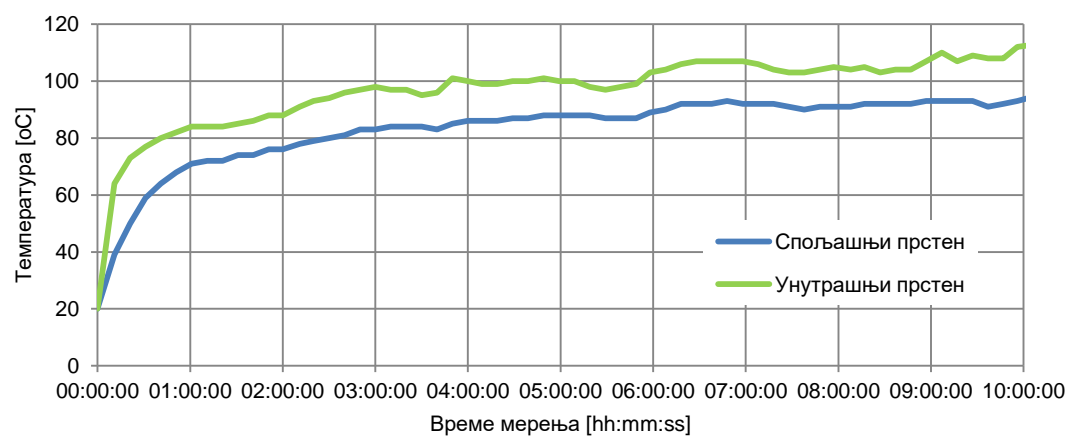
Време мерења [hh:mm:ss]	Мах температура на спољашњем прстену T _o [°C]	Мах температура на унутрашњем прстену T _i [°C]	Време мерења [hh:mm:ss]	Мах температура на спољашњем прстену T _o [°C]	Мах температура на унутрашњем прстену T _i [°C]
00:00:00	20	20	05:10:00	74	86
00:12:00	34	49	05:19:00	75	86
00:22:00	42	55	05:29:00	75	86
00:32:00	47	59	05:39:00	75	86
00:42:00	51	61	05:49:00	75	86
00:51:00	54	64	05:59:00	75	86
01:02:00	57	66	06:09:00	75	86
01:11:00	58	68	06:19:00	75	86
01:22:00	60	70	06:29:00	75	86
01:31:00	62	71	06:39:00	74	85
01:41:00	62	72	06:48:00	75	86
01:51:00	64	75	06:58:00	74	86
02:01:00	65	75	07:08:00	74	85
02:12:00	66	78	07:18:00	73	83
02:21:00	68	79	07:28:00	72	80
02:31:00	69	80	07:38:00	71	79
02:41:00	69	81	07:48:00	70	79
02:50:00	71	82	07:58:00	70	77
03:00:00	71	83	08:08:00	68	76
03:10:00	71	83	08:18:00	68	78
03:21:00	72	84	08:28:00	69	79
03:30:00	73	85	08:38:00	69	80
03:40:00	73	85	08:48:00	70	80
03:50:00	74	86	08:57:00	70	81
04:00:00	75	86	09:07:00	71	82
04:10:00	74	86	09:17:00	71	82
04:20:00	74	86	09:27:00	72	83
04:30:00	75	86	09:37:00	72	84
04:40:00	74	86	09:47:00	73	84
04:50:00	75	86	09:57:00	73	85
05:00:00	75	86	10:11:00	74	86



а)

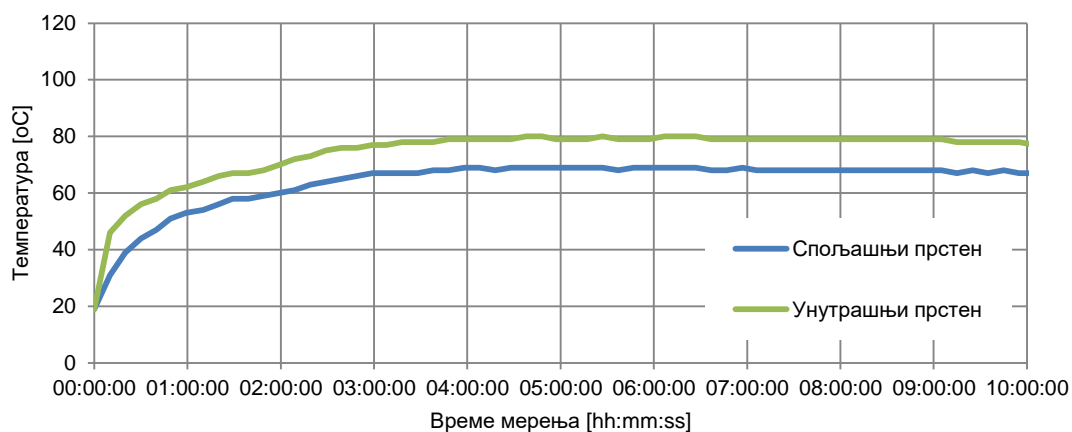


б)

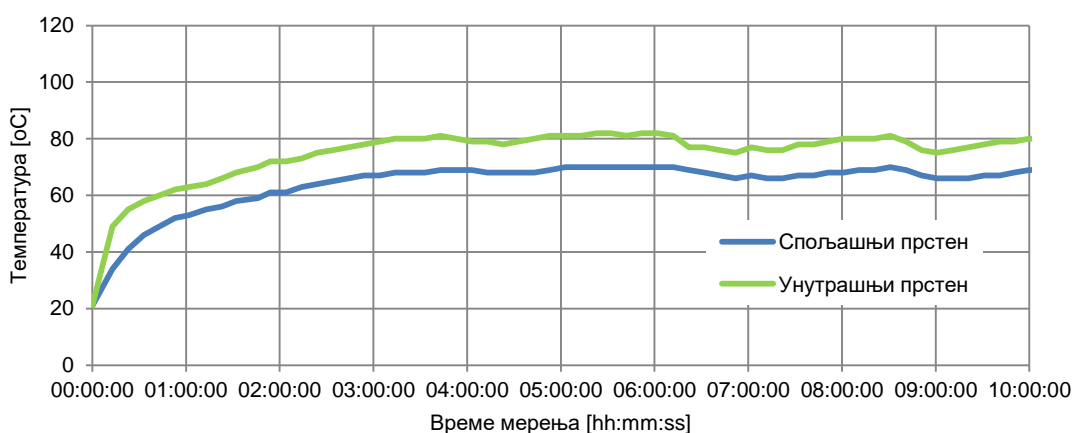


в)

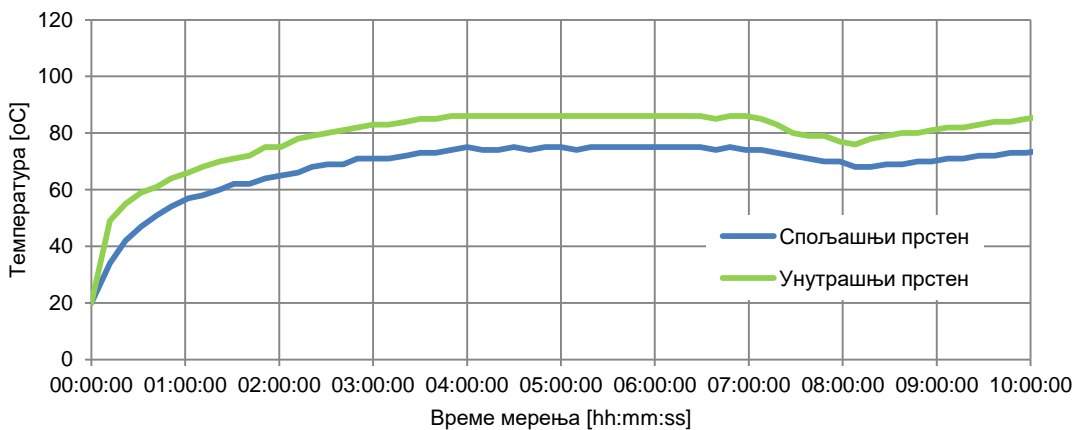
Слика 5.21: Измерене вредности максималних температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја на Мерном месту 1, подмазаних са а) 9,3g чистог мазива б) 9,3g чистог мазива са додатим 1g контаминирајућих честица и в) 9,3g чистог мазива са додатих 2g контаминирајућих честица



а)



б)



в)

Слика 5.22: Измерене вредности максималних температура прстенова током 10h убрзаних испитивања котрљајних лежаја на Мерном месту 2, подмазаних са а) 9,3g чистог мазива б) 9,3g чистог мазива са додатим 1g контаминирајућих честица и в) 9,3g чистог мазива са додатих 2g контаминирајућих честица

5.6.3 Измерени радијални зазор (фабрикациони) испитаних узорака, након 10h убрзаних испитивања

Резултати мерења радијалног зазора испитаних узорака котрљајних лежаја 6310-2Z/C3, након 10h убрзаних испитивања су приказани у Табели 5.15, а њихови прираштаји у односу на почетни радијални зазор од 30 μm у Табели 5.16.

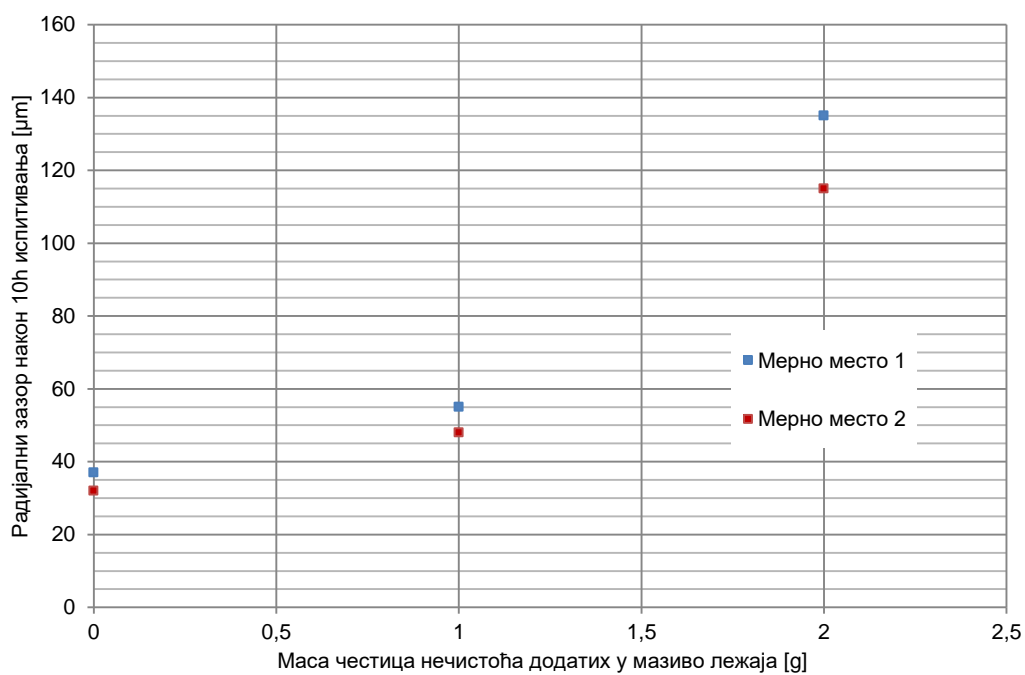
Табела 5.15: Радијални зазор испитаних узорака након 10h убрзаних испитивања

Додата маса честица нечистоћа у мазиво узорака [g]	Измерени фабрички радијални зазор [μm]	
	Мерно место 1	Мерно место 2
0	37	32
1	55	48
2	135	115

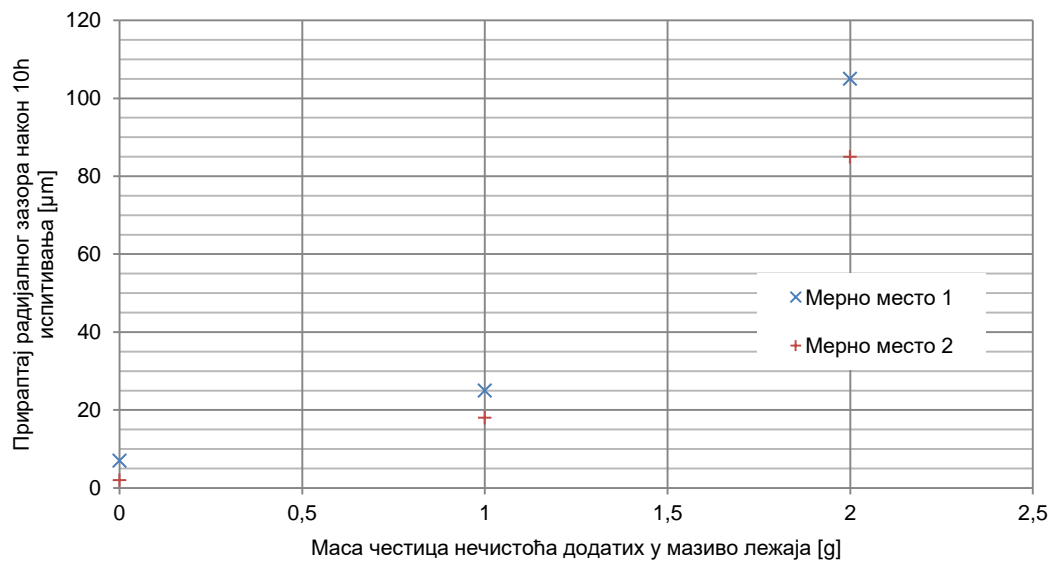
Табела 5.16: Прираштај радијалног зазора испитаних узорака након 10h убрзаних испитивања – у односу на почетни радијални зазор од 30 μm

Додата маса честица нечистоћа у мазиво узорака [g]	Измерени фабрички радијални зазор [μm]	
	Мерно место 1	Мерно место 2
0	37	32
1	55	48
2	135	115

Дијаграми табеларно представљених резултата мерења радијалног зазора су приказани на Сликама 5.23 и 5.24.



Слика 5.23: Радијални зазор испитаних узорака 6310-2Z/C3 након 10h убрзаних испитивања



Слика 5.24: Прираптај радијалног зазора испитаних узорака 6310-2Z/C3 након 10h убрзаних испитивања – у односу на првобитни радијални зазор од 30 μm

5.6.4 Резултати микроскопске анализе површина стаза котрљања вештачки контаминираних котрљајних лежаја

Пре саме микроскопске анализе површина стаза котрљања, узорке котрљајних лежаја је било неопходно припремити за опсервацију. Припрема узорака је обухватала:

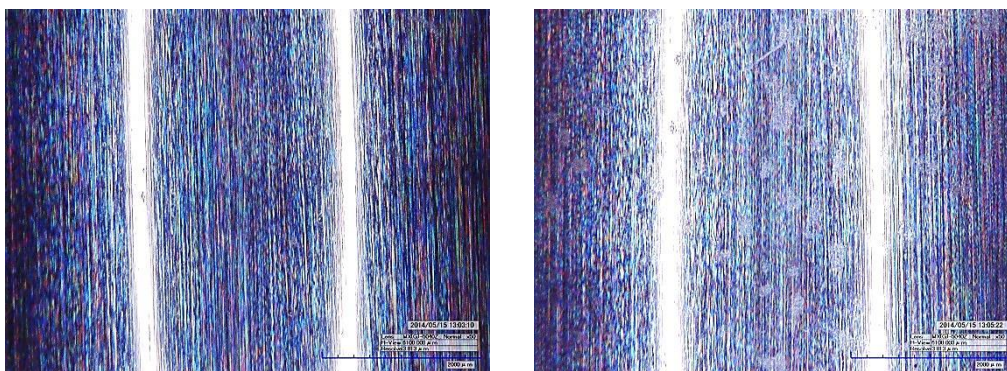
1. Дефектажу испитаних узорака – са циљем издвајања њихових спољашњих и унутрашњих прстенова;
2. Сечење прстенова на мање комаде како би се омогућио приступ њиховим стазама котрљања;
3. Прање узорака у медицинском бензину у ултразвучној кади;

Конечан изглед узорака припремљених за опсервацију је приказан на Слици 5.25.

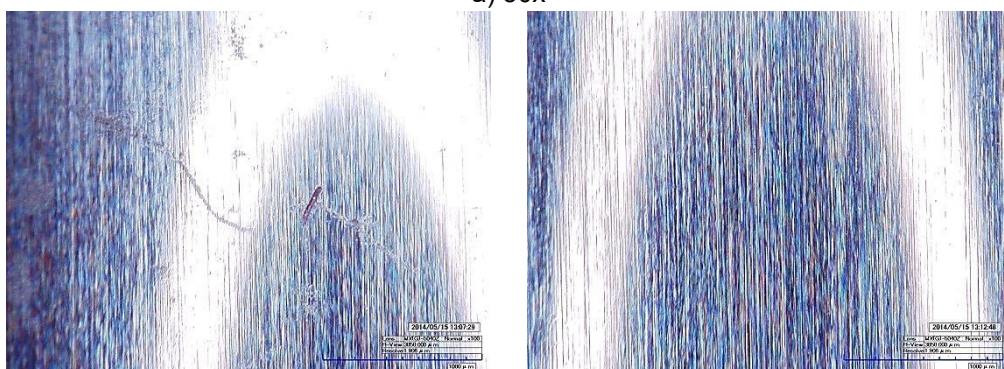


Слика 5.25: Узорци стаза котрљања са спољашњих и унутрашњих прстенова испитаних лежаја 6310-2Z/C3 – припремљени за микроскопску анализу

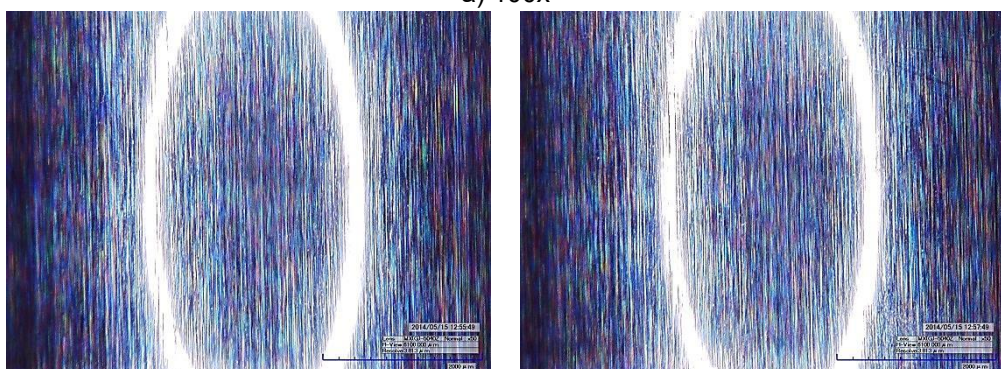
На Сликама 5.26-5.32 су приказани репрезентативни снимци испитаних стаза котрљања.



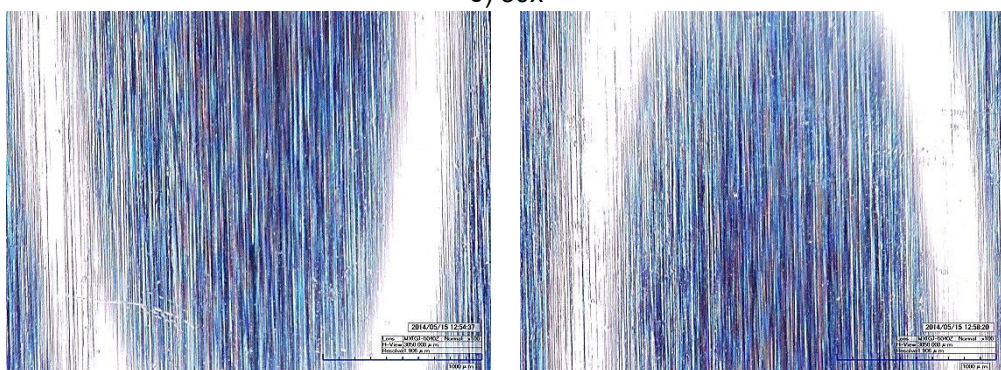
a) 50x



a) 100x

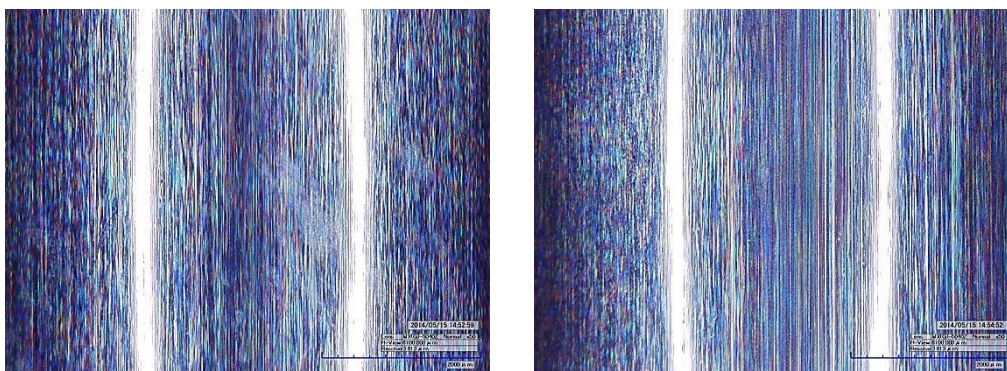


б) 50x

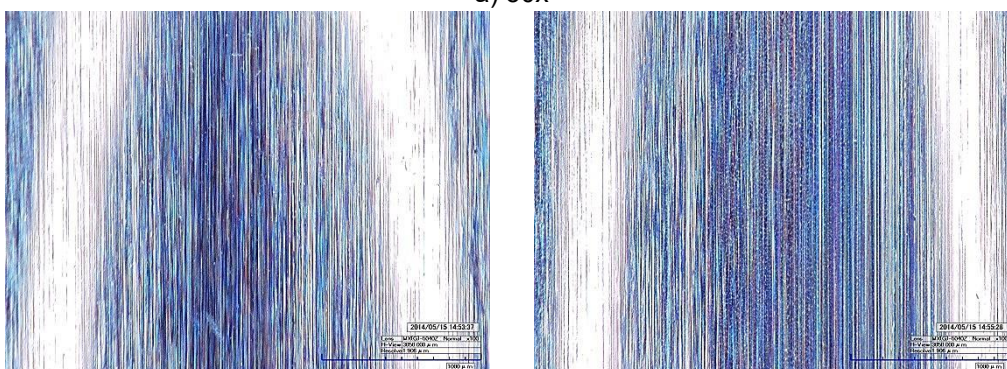


б) 100x

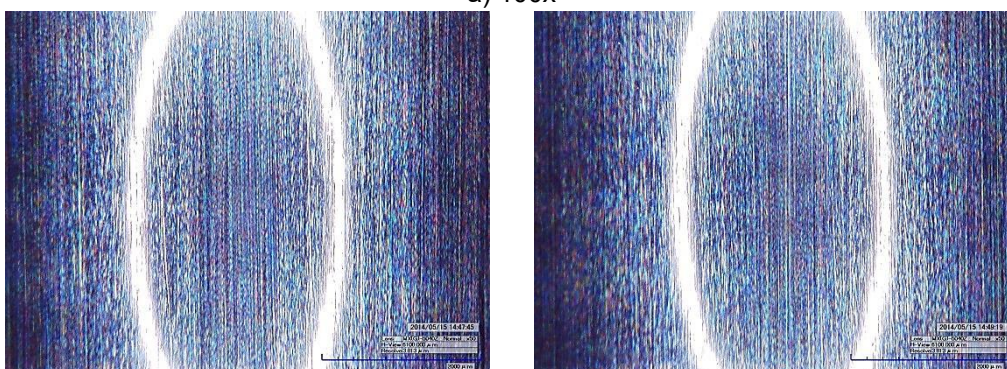
Слика 5.26: Репрезентативни микроскопски снимци стаза котрљања
 а) спољашњег и б) унутрашњег прстена узорка 6310-2Z/C3
 подмазаног неконтаминираним мазивом и испитаном на Мерном
 месту 1 - (оптичко увећање 50x и 100x)



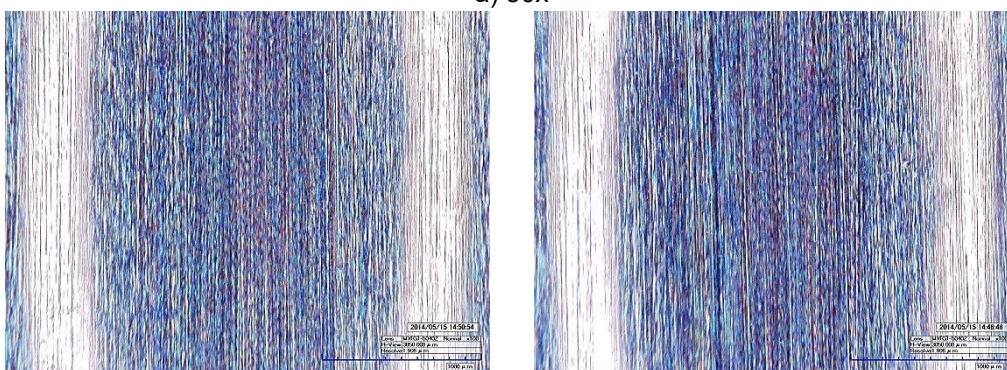
a) 50x



a) 100x

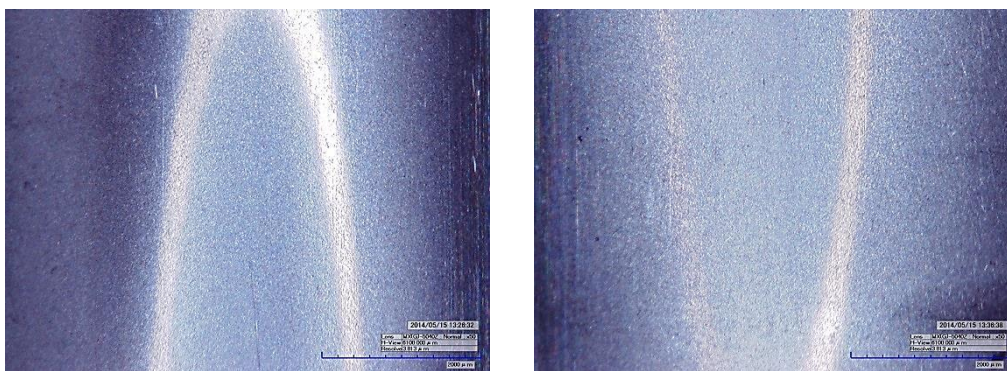


a) 50x

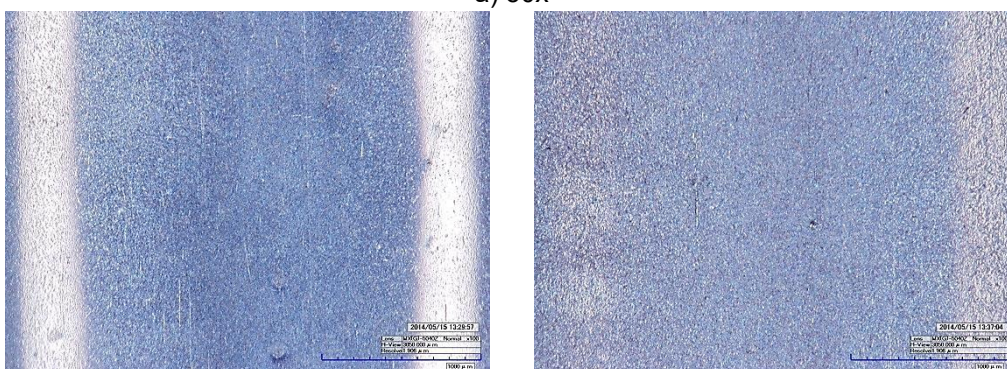


б) 100x

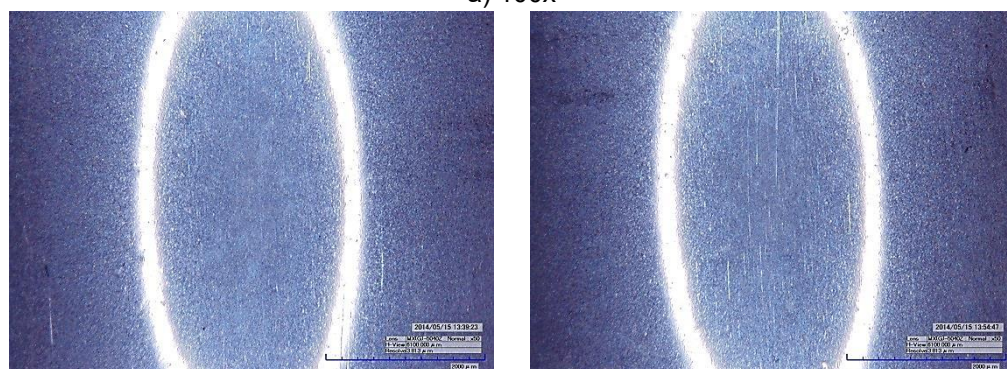
Слика 5.27: Репрезентативни микроскопски снимци стаза котрљања
 а) спољашњег и б) унутрашњег прстена узорка 6310-2Z/C3
 подмазаног неконтаминираним мазивом и испитаном на Мерном
 месту 2 - (оптичко увећање 50x и 100x)



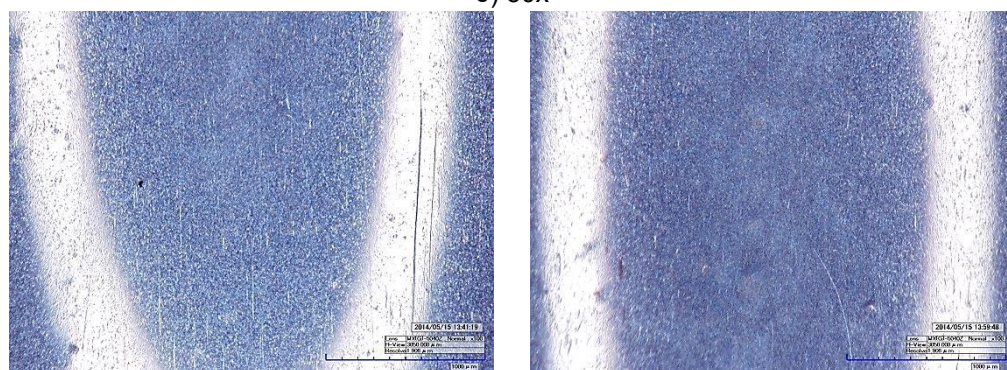
a) 50x



a) 100x

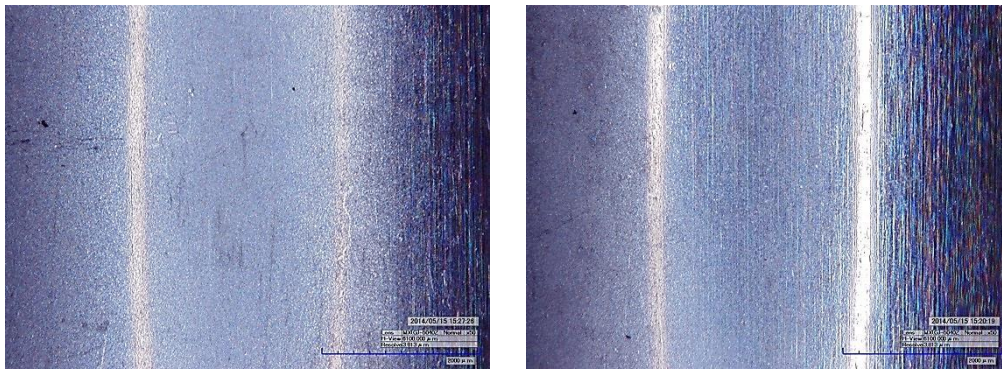


б) 50x

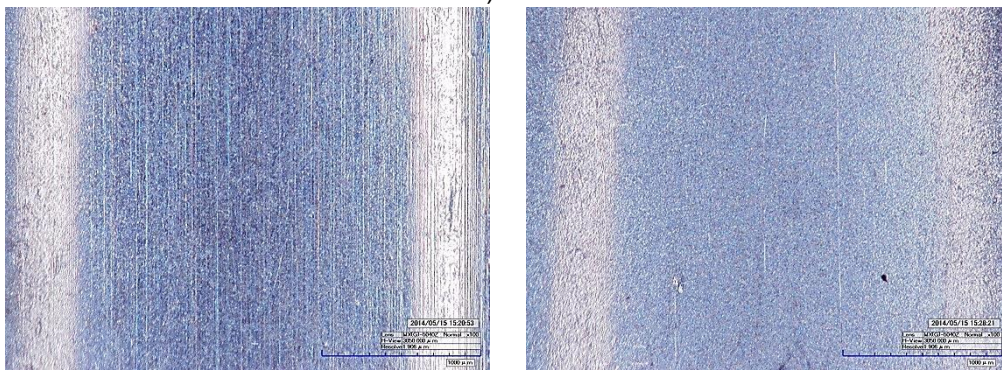


б) 100x

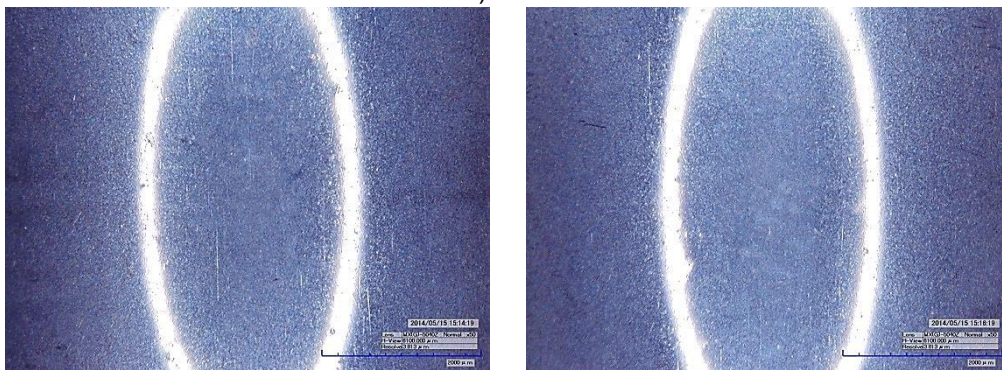
Слика 5.28: Репрезентативни микроскопски снимци стаза котрљања а) спољашњег и б) унутрашњег прстена узорка 6310-2Z/C3 подмазаног са 9,3g чистог мазива у које је додат 1g честица нечистоћа и испитаног на Мерном месту 1 - (оптичко увећање 50x и 100x)



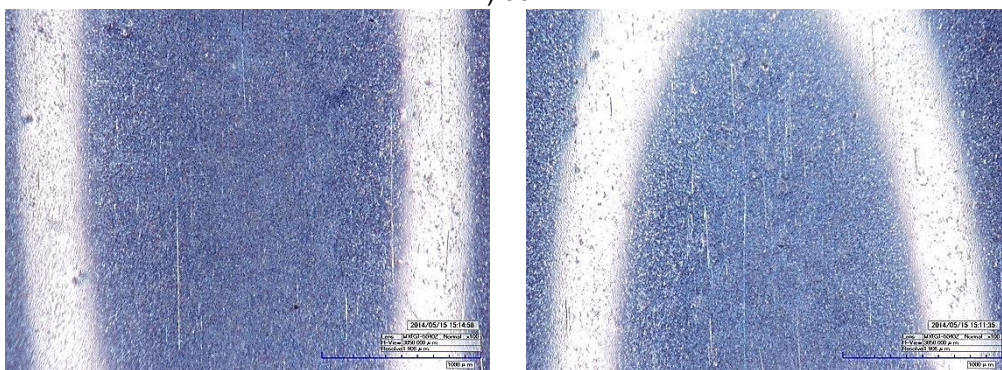
a) 50x



a) 100x

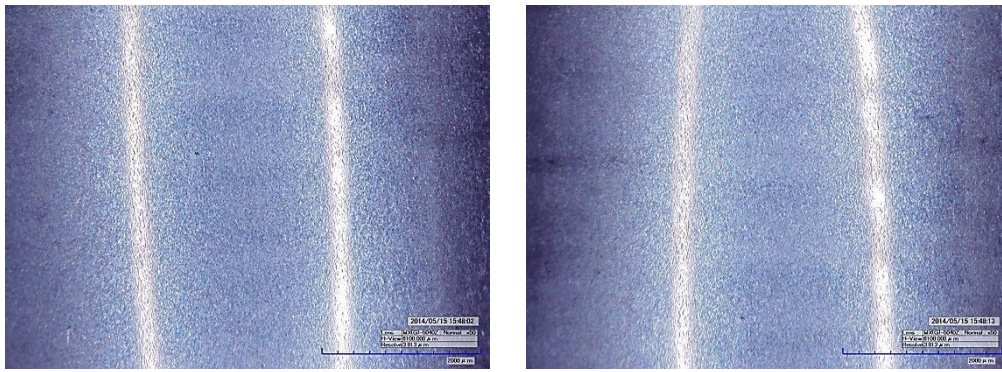


б) 50x

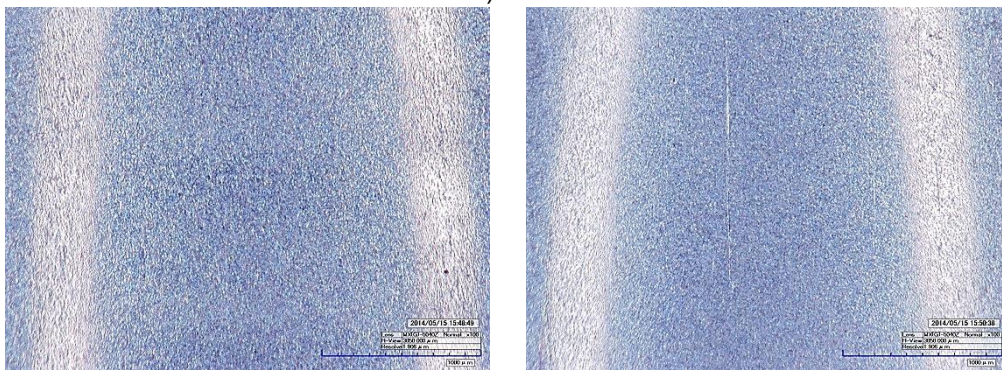


б) 100x

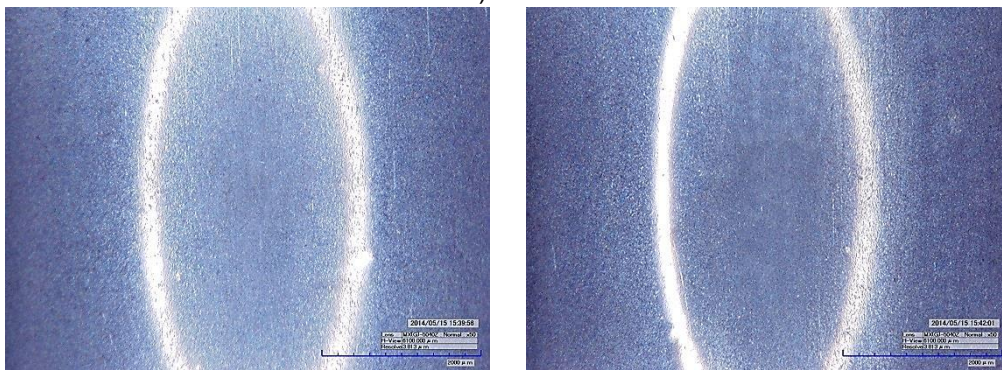
Слика 5.29: Репрезентативни микроскопски снимци стаза котрљања а) спољашњег и б) унутрашњег прстена узорка 6310-2Z/C3 подмазаног са 9,3g чистог мазива у које је додат 1g честица нечистоћа и испитаног на Мерном месту 2 - (оптичко увећање 50x и 100x)



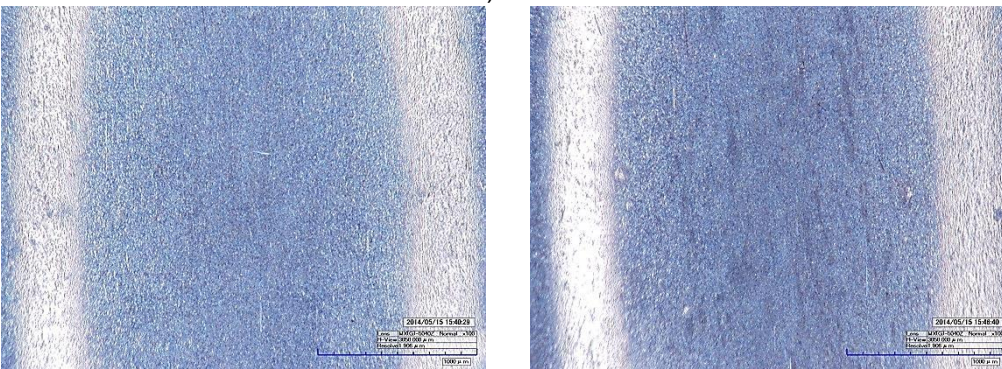
a) 50x



a) 100x

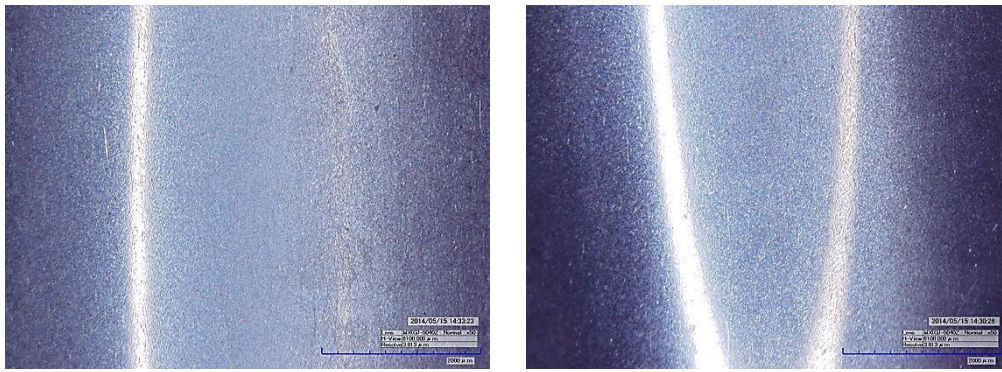


б) 50x

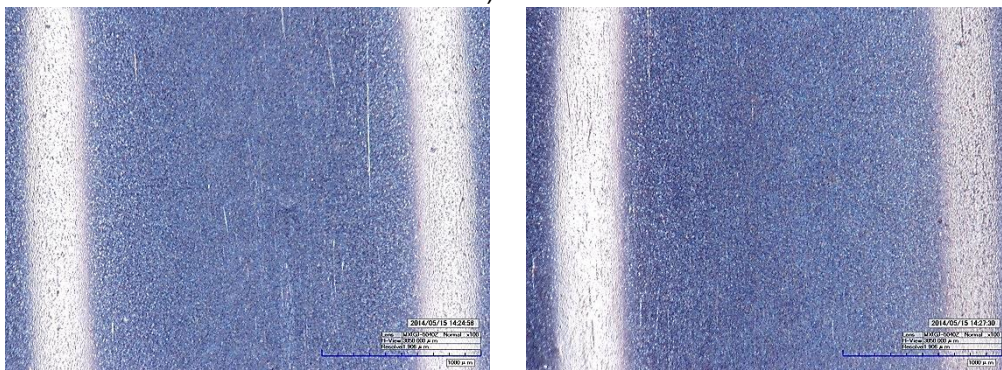


б) 100x

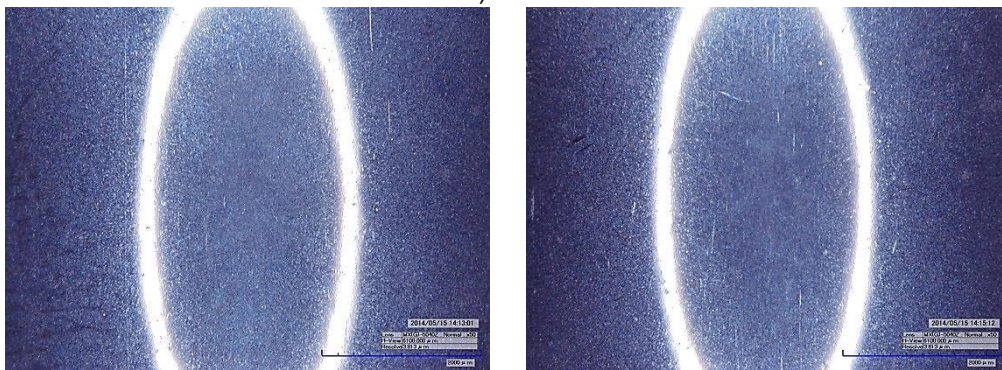
Слика 5.31: Репрезентативни микроскопски снимци стаза котрљаћа а) спољашњег и б) унутрашњег прстена узорка 6310-2Z/C3 подмазаног са 9,3g чистог мазива у које је додато 2g честица нечистоћа и испитаног на Мерном месту 1 - (оптичко увећање 50x и 100x)



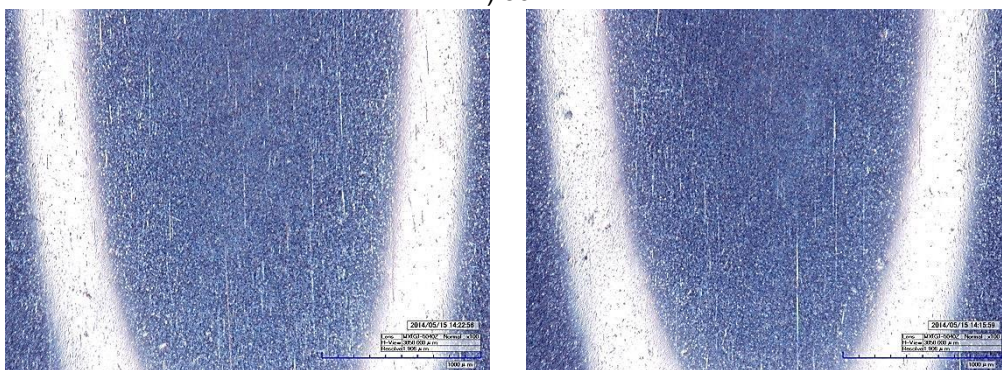
a) 50x



a) 100x



b) 50x



b) 100x

Слика 5.32: Репрезентативни микроскопски снимци стаза котрљања а) спољашњег и б) унутрашњег прстена узорка 6310-2Z/C3 подмазаног са 9,3g чистог мазива у које је додато 2g честица нечистоћа и испитаног на Мерном месту 1 - (оптичко увећање 50x и 100x)

5.6.5 Статистичка обрада података и генерисање статистичких корелација

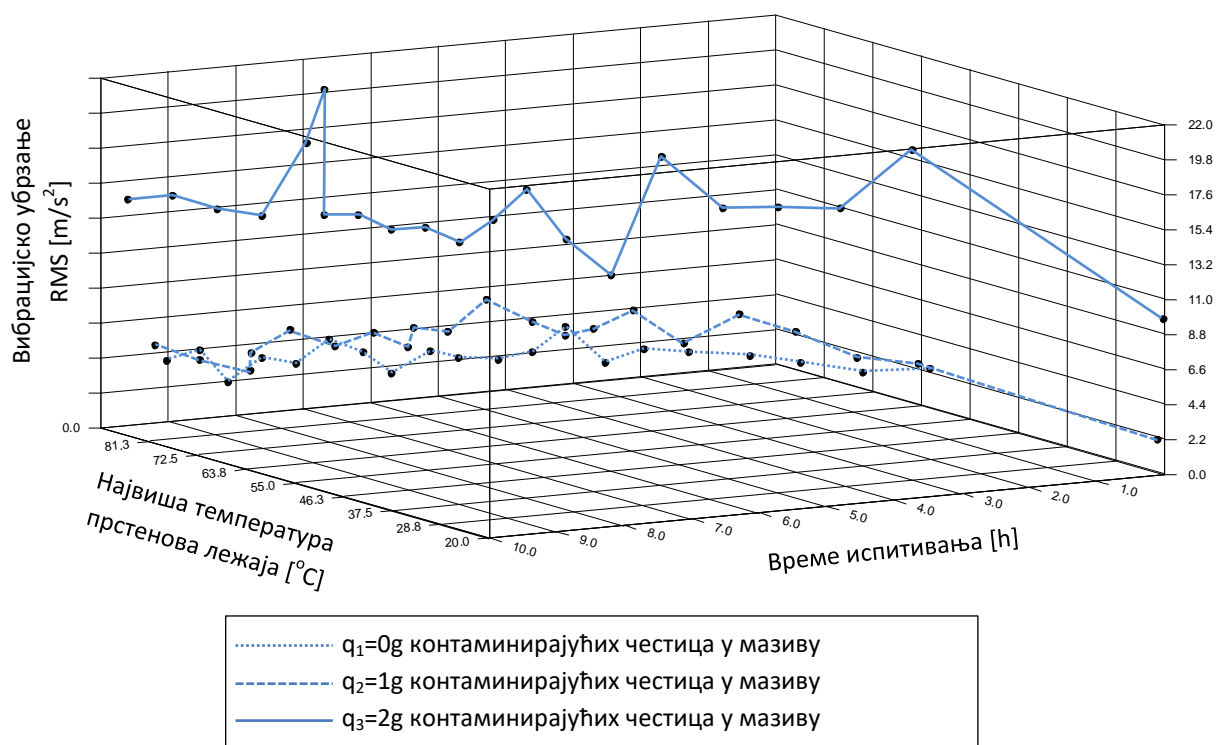
Применом познатих математичких метода и реномираног софтвера за статистичку обраду података утврђене су укупно три нове корелације:

1. RMS вибрацијско убрзање у функцији масе честица нечистоћа у мазиву вештачки контаминираних лежаја, највиших температура на површини прстенова лежаја и времена испитивања (рада) лежаја – за регуларне услове монтаже;
2. RMS вибрацијско убрзање у функцији масе честица нечистоћа у мазиву вештачки контаминираних лежаја и времена испитивања (рада) лежаја – без обзира на услове монтаже;
3. Највише температуре на површинама унутрашњих и спољашњих површина прстенова вештачки контаминираних лежаја у функцији масе честица нечистоћа у њиховом мазиву времена испитивања (рада) лежаја – за регуларне и нерегуларне услове монтаже;

У поглављима која следе је дат детаљан приказ свих генерисаних статистичких корелација.

5.6.5.1 Статистичка корелација RMS вибрацијског убрзања, масе честица нечистоћа у мазиву, највиших температура на површини прстенова и времена испитивања контаминираних котрљајних лежаја

Као основа за дефинисање што релевантније корелације су искоришћени резултати експерименталних истраживања из Поглавља 5.6 – само за повољније услове монтаже, односно, само са Мерног места 2. Дијаграмски приказ ових резултата је представљен на Слици 5.33, и представља сублимацију свих референтних експерименталних резултата.



Слика 5.33: Резултати експерименталних испитивања RMS вибрацијског убрзања вештачки контаминираних лежаја за дефинисање нове корелације

Применом преко 200 математичких модела дефинисана је корелација у облику:

$$V = \exp(a \cdot q + b \cdot T + c \cdot t + d) \quad (5.9)$$

Где су:

V – RMS вибрацијско убрзање;

q – маса честица нечистоћа у мазиву;

T – највиша измерена температура површине прстенова;

t – време испитивања (рада лежаја).

Коефицијенти a , b , c и d , зависе од интервала поверења, и њихове вредности су за различите случајеве приказане у Табели 5.17.

Табела 5.17: Вредности коефицијената a , b , c и d , корелације $V = \exp(a \cdot q + b \cdot T + c \cdot t + d)$ у зависности од интервала поверења

Коефицијент	Вредност	Стандардна грешка		
a	0.780751601	0.06096799		
b	-0.00204094	0.002766792		
c	0.040285053	0.01207197		
d	0.936206939	0.204864385		
68% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	68% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	0.780751601	0.061144797	0.719606804	0.841896398
b	-0.00204094	0.002774816	-0.004815756	0.000733876
c	0.040285053	0.012106979	0.028178074	0.052392032
d	0.936206939	0.205458492	0.730748446	1.141665431
90% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	90% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	0.780751601	0.101883608	0.678867993	0.882635209
b	-0.00204094	0.004623586	-0.006664526	0.002582646
c	0.040285053	0.020173469	0.020111584	0.060458522
d	0.936206939	0.342348875	0.593858064	1.278555813
95% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	95% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	0.780751601	0.121996948	0.658754653	0.902748549
b	-0.00204094	0.005536351	-0.007577291	0.00349541
c	0.040285053	0.024156012	0.016129041	0.064441065
d	0.936206939	0.409933635	0.526273303	1.346140574
99% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	99% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	0.780751601	0.162284596	0.618467006	0.943036197
b	-0.00204094	0.007364647	-0.009405587	0.005323707
c	0.040285053	0.032133169	0.008151884	0.072418222
d	0.936206939	0.545308021	0.390898917	1.48151496

Коефицијент детерминације (R^2) представљеног математичког модела износи 0,818 – што је највећа добијена вредност (од свих примењених модела). Она означава да се реалне измерене карактеристике поклапају са вредностима израчунатим према овом математичком моделу са вероватноћом од 81,8%.

5.6.5.2 Статистичка корелација RMS вибрацијског убрзања у функцији масе честица нечистоћа у мазиву лежаја и времена испитивања (рада) лежаја – без обзира на услове монтаже;

Применом напредног софтвера за статистичку обраду података на одговарајуће резултате експерименталних испитивања из Поглавља 5.6, без обзира на услове монтаже (резултати са оба Мерна места), дефинисана је корелација у облику:

$$V = a + b \cdot t + c \cdot q + d \cdot t^2 + e \cdot q^2 + f \cdot t \cdot q \quad (5.10)$$

Где су:

V – RMS вибрацијско убрзање;

t – време испитивања (рада лежаја).

q – маса честица нечистоћа у мазиву;

Коефицијенти a , b , c , d , e и f зависе од интервала поверења, и њихове вредности су за различите случајеве приказане у Табели 5.18.

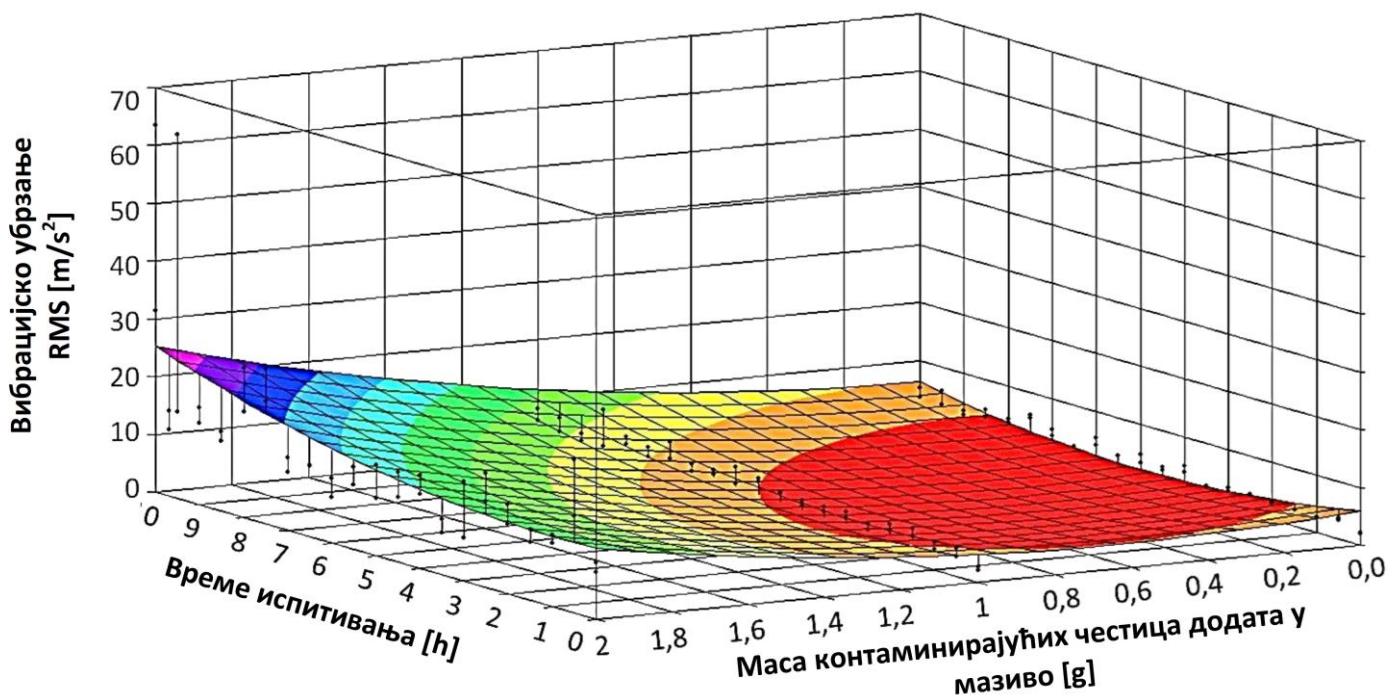
Табела 5.18: Вредности коефицијената a , b , c , d , e и f корелације $V = a + b \cdot t + c \cdot q + d \cdot t^2 + e \cdot q^2 + f \cdot t \cdot q$ у зависности од интервала поверења

Коефицијент	Вредност	Стандардна грешка		
a	5.996125566	2.035382068		
b	-1.558571889	0.728447731		
c	-5.606898642	2.686670321		
d	0.158217174	0.067098912		
e	4.380775689	1.179083822		
f	0.633565234	0.220061386		
68% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	68% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	5.996125566	2.032328995	3.963796571	8.028454561
b	-1.558571889	0.72735506	-2.285926949	-0.831216829
c	-5.606898642	2.682640316	-8.289538958	-2.924258326
d	0.158217174	0.066998264	0.09121891	0.225215439
e	4.380775689	1.177315196	3.203460493	5.558090885
f	0.633565234	0.219731294	0.41383394	0.853296527
90% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	90% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	5.996125566	3.37344224	2.622683326	9.369567806
b	-1.558571889	1.20732927	-2.765901159	-0.351242618
c	-5.606898642	4.452887391	-10.05978603	-1.154011251
d	0.158217174	0.111209738	0.047007437	0.269426912
e	4.380775689	1.954213526	2.426562163	6.334989215
f	0.633565234	0.364729741	0.268835493	0.998294974

95% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	99% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	5.996125566	4.029242342	1.966883224	10.02536791
b	-1.558571889	1.442035129	-3.000607018	-0.116536759
c	-5.606898642	5.318532568	-10.92543121	-0.288366074
d	0.158217174	0.132829007	0.025388167	0.291046182
e	4.380775689	2.334114333	2.046661356	6.714890022
f	0.633565234	0.435633519	0.197931715	1.069198753
99% Интервал поверења				
Variable	Value	99% (+/-)	Lower Limit	Upper Limit
a	5.996125566	5.325984258	0.670141308	11.32210982
b	-1.558571889	1.906129179	-3.464701068	0.34755729
c	-5.606898642	7.03021023	-12.63710887	1.423311588
d	0.158217174	0.175577724	-0.01736055	0.333794899
e	4.380775689	3.085308636	1.295467053	7.466084325
f	0.633565234	0.575834628	0.057730606	1.209399861

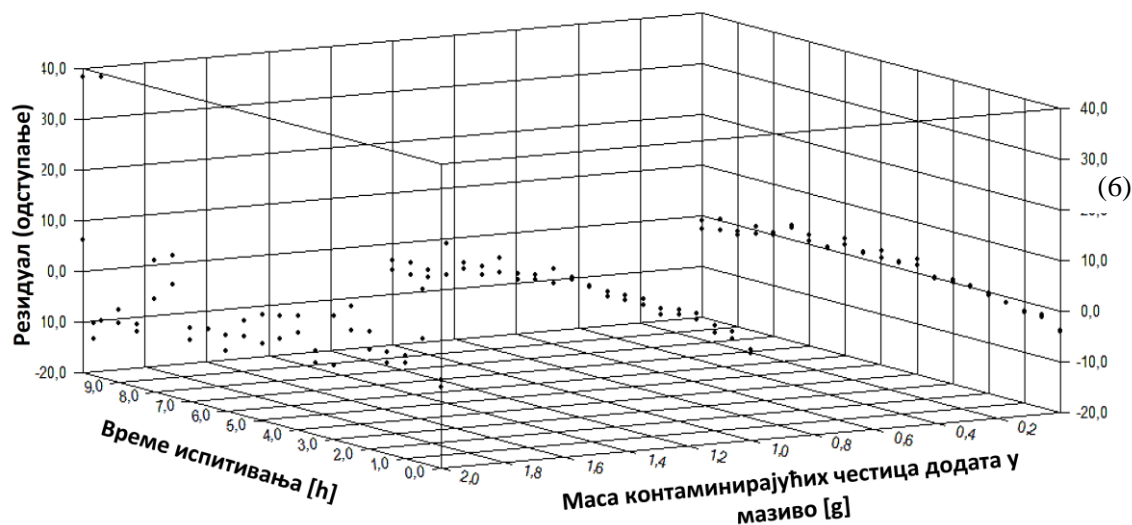
Коефицијент детерминације (R^2) представљеног математичког модела износи 0,531 – што је највећа добијена вредност (од свих примењених модела). Она означава да се реалне измерене карактеристике поклапају са вредностима израчунатим према овом математичком моделу са вероватноћом од 53,1%.

Графички приказ добијене корелације је представљен на Слици 5.34.



Слика 5.34: Графички приказ корелације вибрацијског убрзања, масе контаминирајућих честица додатих у мазиво 6310-2Z/C3и времена испитивања

Расподела резидуала (одступања) описане корелације је приказана на Слици 5.35.



Слика 5.35: Расподела резидуала (одступања) корелације

$$V = a + b \cdot t + c \cdot q + d \cdot t^2 + e \cdot q^2 + f \cdot t \cdot q \quad (6)$$

5.6.5.3 Статистичка корелација највиших температура на површинама унутрашњих и спољашњих површина прстенова, масе честица нечистоћа у мазиву и времена испитивања (рада) лежаја

Применом напредног софтвера за статистичку обраду података на одговарајуће резултате експерименталних испитивања из Поглавља 5.6, приказане на Слици 5.36, показало се да је корелација која највише одговара свим условима рада лежаја (за температуре спољашњег и унутрашњег прстена, и за регуларне и за нерегуларне услове монтаже) облика:

$$T_x = a + bt + ct^2 + dt^3 + et^4 + ft^5 + g \cdot q + h \cdot q^2 \quad (5.11)$$

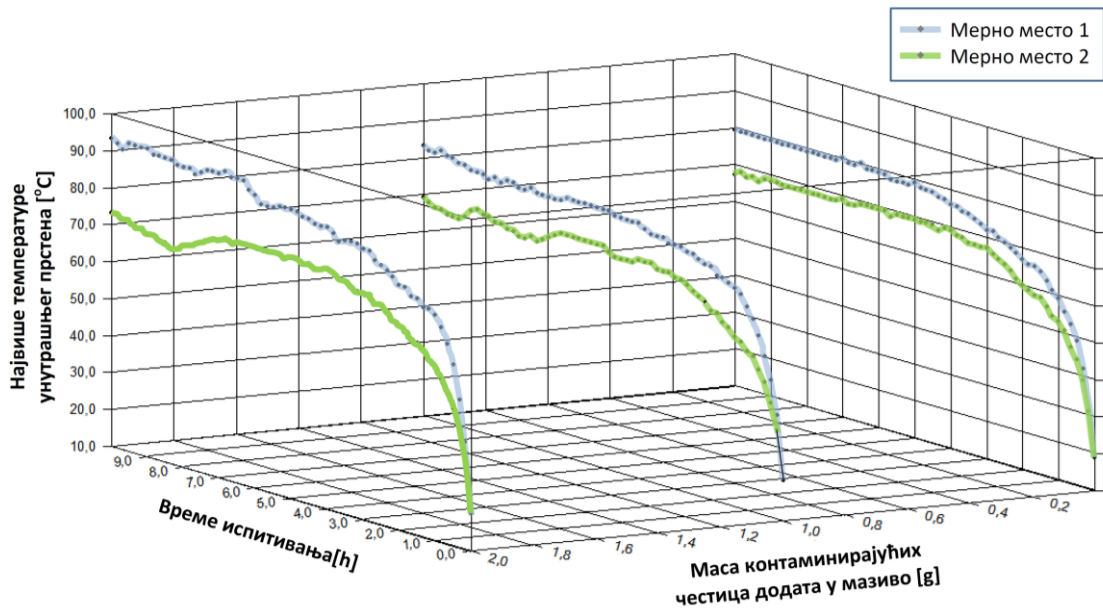
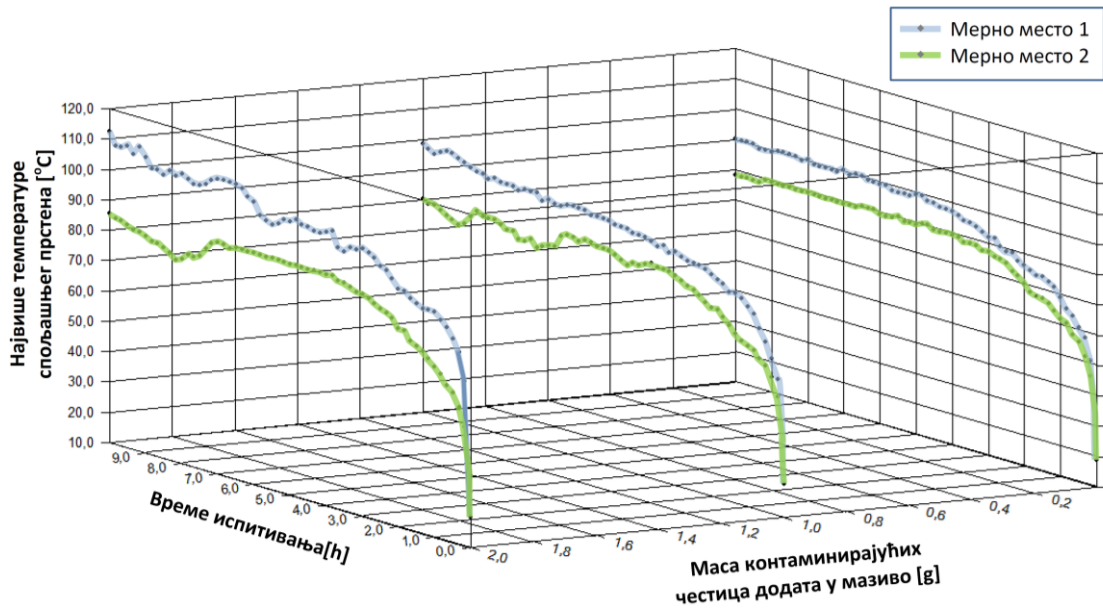
Где су:

T_x – највиша измерена температура површине прстенова ($x = i$, унутрашњи прстен, $x = e$, спољашњи прстен);

q – маса честица нечистоћа у мазиву;

t – време испитивања (рада лежаја).

Коефицијенти a , b , c , d , e , f , g и h зависе од интервала поверења, и њихове вредности су за различите случајеве приказане у Табелама 5.19-5.22.



Слика 5.36: Резултати експерименталних испитивања највиших температура а) унутрашњих б) спољашњих површина прстенова контаминираних лежаја 6310-2Z/C3

Табела 5.19: Вредности коефицијената *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*, *g* и *h* корелације за одређивање највише температуре површине спољашњег прстена лежаја, за нерегуларне услове монтаже

Коефицијент	Вредност	Стандардна грешка		
a	23.54225469	0.969832015		
b	52.45724458	1.946554207		
c	-21.77905606	1.231426274		
d	4.375535223	0.315098425		
e	-0.41213384	0.03484804		
f	0.014581909	0.001386753		
g	-0.155737705	0.789390494		
h	2.762295082	0.379210927		
68% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	68% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	23.54225469	0.967213469	22.57504122	24.50946816
b	52.45724458	1.941298511	50.51594607	54.39854309
c	-21.77905606	1.228101423	-23.00715749	-20.55095464
d	4.375535223	0.314247659	4.061287564	4.689782882
e	-0.41213384	0.034753951	-0.446887791	-0.377379889
f	0.014581909	0.001383009	0.0131989	0.015964917
g	-0.155737705	0.78725914	-0.942996845	0.631521435
h	2.762295082	0.378187058	2.384108024	3.14048214
90% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	90% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	23.54225469	1.603714221	21.93854047	25.14596891
b	52.45724458	3.218822037	49.23842254	55.67606662
c	-21.77905606	2.036286486	-23.81534255	-19.74276958
d	4.375535223	0.521046756	3.854488467	4.896581978
e	-0.41213384	0.05762472	-0.46975856	-0.35450912
f	0.014581909	0.002293134	0.012288774	0.016875043
g	-0.155737705	1.305336121	-1.461073826	1.149598416
h	2.762295082	0.62706319	2.135231892	3.389358272
95% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	95% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	23.54225469	1.914060465	21.62819423	25.45631516
b	52.45724458	3.841719383	48.6155252	56.29896396
c	-21.77905606	2.430342894	-24.20939896	-19.34871317
d	4.375535223	0.621878252	3.753656971	4.997413474
e	-0.41213384	0.068776093	-0.480909933	-0.343357748
f	0.014581909	0.002736895	0.011845013	0.017318804
g	-0.155737705	1.55794108	-1.713678785	1.402203374
h	2.762295082	0.748410686	2.013884396	3.510705768
99% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	99% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	23.54225469	2.525636534	21.01661816	26.06789123
b	52.45724458	5.069216466	47.38802811	57.52646104
c	-21.77905606	3.206880302	-24.98593636	-18.57217576
d	4.375535223	0.820579318	3.554955905	5.196114541
e	-0.41213384	0.090751267	-0.502885107	-0.321382573

f	0.014581909	0.003611382	0.010970527	0.01819329
g	-0.155737705	2.055730725	-2.21146843	1.89999302
h	2.762295082	0.987541097	1.774753985	3.749836179

Табела 5.20: Вредности коефицијената *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*, *g* и *h* за одређивање највише температуре површине спољашњег прстена лежаја, за регуларне услове монтаже

Коефицијент	Вредност	Стандардна грешка		
a	24.72513247	0.683993462		
b	38.72921189	1.372846358		
c	-14.44642899	0.868488054		
d	2.75029061	0.222229478		
e	-0.257410431	0.024577279		
f	0.009258788	0.000978035		
g	-1.475409836	0.556733463		
h	1.836065574	0.267446105		
68% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	68% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	24.72513247	0.682146679	24.04298579	25.40727915
b	38.72921189	1.369139673	37.36007222	40.09835157
c	-14.44642899	0.866143136	-15.31257213	-13.58028586
d	2.75029061	0.221629458	2.528661152	2.971920068
e	-0.257410431	0.02451092	-0.281921351	-0.23289951
f	0.009258788	0.000975395	0.008283393	0.010234182
g	-1.475409836	0.555230283	-2.030640119	-0.920179553
h	1.836065574	0.266724	1.569341573	2.102789574
90% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	90% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	24.72513247	1.131051588	23.59408088	25.85618406
b	38.72921189	2.270138738	36.45907315	40.99935063
c	-14.44642899	1.436131846	-15.88256084	-13.01029715
d	2.75029061	0.367478665	2.382811945	3.117769275
e	-0.257410431	0.040640988	-0.298051419	-0.216769442
f	0.009258788	0.001617279	0.007641509	0.010876067
g	-1.475409836	0.920614455	-2.396024291	-0.554795381
h	1.836065574	0.442248879	1.393816695	2.278314453
95% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	95% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	24.72513247	1.349929496	23.37520297	26.07506197
b	38.72921189	2.709449572	36.01976232	41.43866146
c	-14.44642899	1.714048023	-16.16047701	-12.73238097
d	2.75029061	0.438592098	2.311698512	3.188882708
e	-0.257410431	0.048505717	-0.305916148	-0.208904713
f	0.009258788	0.00193025	0.007328537	0.011189038
g	-1.475409836	1.098769163	-2.574178999	-0.376640673
h	1.836065574	0.527831633	1.308233941	2.363897206
99% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	99% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	24.72513247	1.781255773	22.9438767	26.50638824

b	38.72921189	3.575166486	35.15404541	42.30437838
c	-14.44642899	2.26171659	-16.70814558	-12.1847124
d	2.75029061	0.578730006	2.171560604	3.329020616
e	-0.257410431	0.064004149	-0.32141458	-0.193406281
f	0.009258788	0.002546999	0.006711788	0.011805787
g	-1.475409836	1.449845285	-2.925255121	-0.025564551
h	1.836065574	0.696483147	1.139582427	2.53254872

Табела 5.21: Вредности коефицијената *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*, *g* и *h* корелације за одређивање највише температуре површине унутрашњег прстена лежаја, за нерегуларне услове монтаже

Коефицијент	Вредност	Стандардна грешка		
a	33.38663701	1.581583657		
b	54.3482846	3.174403682		
c	-23.56597609	2.008186612		
d	4.891032943	0.513856535		
e	-0.471262523	0.056829523		
f	0.016973106	0.00226149		
g	1.795081967	1.287323046		
h	2.631147541	0.618409988		
68% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	68% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	33.38663701	1.577313381	31.80932363	34.96395039
b	54.3482846	3.165832792	51.18245181	57.51411739
c	-23.56597609	2.002764508	-25.5687406	-21.56321158
d	4.891032943	0.512469123	4.37856382	5.403502065
e	-0.471262523	0.056676084	-0.527938607	-0.41458644
f	0.016973106	0.002255384	0.014717722	0.01922849
g	1.795081967	1.283847274	0.511234693	3.078929241
h	2.631147541	0.616740281	2.01440726	3.247887822
90% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	90% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	33.38663701	2.615306735	30.77133028	36.00194375
b	54.3482846	5.249193929	49.09909067	59.59747853
c	-23.56597609	3.320737381	-26.88671347	-20.24523871
d	4.891032943	0.849713167	4.041319776	5.740746109
e	-0.471262523	0.0939733	-0.565235823	-0.377289223
f	0.016973106	0.0037396	0.013233506	0.020712706
g	1.795081967	2.12871739	-0.333635422	3.923799357
h	2.631147541	1.022602757	1.608544784	3.653750298
95% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	95% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	33.38663701	3.121413505	30.26522351	36.50805052
b	54.3482846	6.265003107	48.08328149	60.61328771
c	-23.56597609	3.963357097	-27.52933319	-19.60261899
d	4.891032943	1.014147258	3.876885685	5.905180201
e	-0.471262523	0.112158747	-0.583421271	-0.359103776
f	0.016973106	0.004463277	0.012509829	0.021436383

g	1.795081967	2.540660765	-0.745578797	4.335742732
h	2.631147541	1.220493953	1.410653588	3.851641494
99% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	99% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	33.38663701	4.118760159	29.26787685	37.50539717
b	54.3482846	8.266782069	46.08150253	62.61506667
c	-23.56597609	5.229719575	-28.79569567	-18.33625652
d	4.891032943	1.338185189	3.552847753	6.229218132
e	-0.471262523	0.147995445	-0.619257968	-0.323267078
f	0.016973106	0.005889373	0.011083733	0.022862479
g	1.795081967	3.352446678	-1.55736471	5.147528645
h	2.631147541	1.610463292	1.020684249	4.241610833

Табела 5.22: Вредности коефицијената *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*, *g* и *h* корелације за одређивање највише температуре површине унутрашњег прстена лежаја, за регуларне услове монтаже

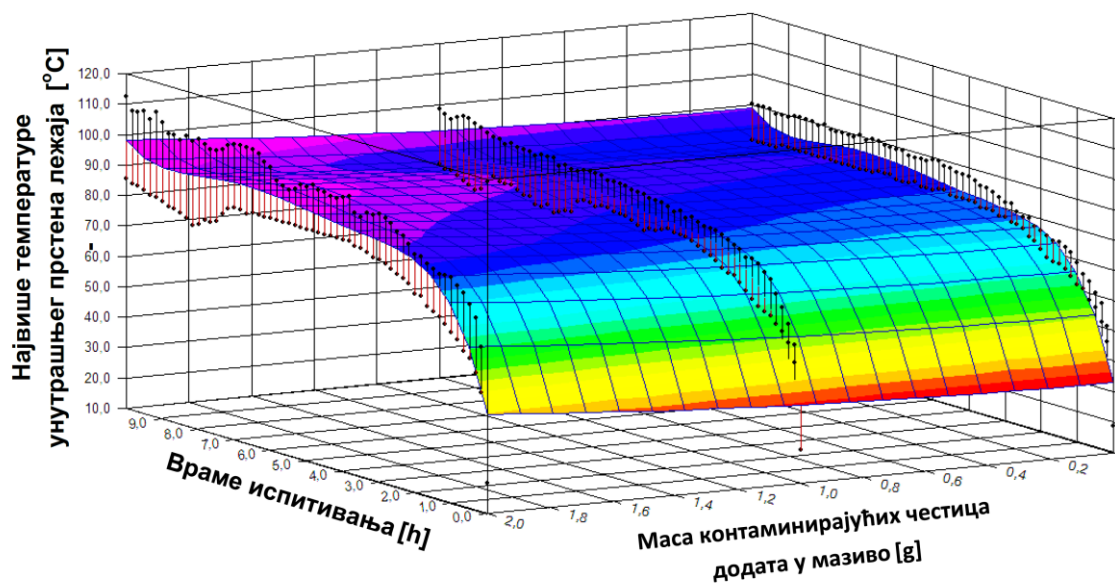
Коефицијент	Вредност	Стандардна грешка		
a	33.00686078	1.23502846		
b	41.90972265	2.478831185		
c	-15.95475343	1.568154557		
d	3.090547874	0.401260751		
e	-0.29389825	0.044377089		
f	0.010728141	0.001765955		
g	-1.098360656	1.005245971		
h	1.704918033	0.482904545		
68% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	68% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	33.00686078	1.231693883	31.7751669	34.23855466
b	41.90972265	2.472138341	39.43758431	44.38186099
c	-15.95475343	1.563920539	-17.51867397	-14.39083289
d	3.090547874	0.400177347	2.690370528	3.490725221
e	-0.29389825	0.044257271	-0.338155521	-0.24964098
f	0.010728141	0.001761186	0.008966955	0.012489328
g	-1.098360656	1.002531807	-2.100892463	-0.095828849
h	1.704918033	0.481600702	1.223317331	2.186518735
90% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	90% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	33.00686078	2.042243061	30.96461772	35.04910384
b	41.90972265	4.098995248	37.8107274	46.0087179
c	-15.95475343	2.593100375	-18.54785381	-13.36165306
d	3.090547874	0.663524777	2.427023097	3.754072651
e	-0.29389825	0.073381954	-0.367280205	-0.220516296
f	0.010728141	0.002920182	0.007807959	0.013648324
g	-1.098360656	1.662274738	-2.760635394	0.563914082
h	1.704918033	0.798530955	0.906387078	2.503448988
95% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	95% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	33.00686078	2.437452168	30.56940861	35.44431295

b	41.90972265	4.892221227	37.01750142	46.80194387
c	-15.95475343	3.094909833	-19.04966327	-12.8598436
d	3.090547874	0.791928217	2.298619657	3.882476092
e	-0.29389825	0.087582623	-0.381480873	-0.206315628
f	0.010728141	0.003485288	0.007242853	0.014213429
g	-1.098360656	1.983953449	-3.082314105	0.885592793
h	1.704918033	0.953060409	0.751857624	2.657978442
99% Интервал поверења				
Коефицијент	Вредност	99% (+/-)	Доња граница	Горња граница
a	33.00686078	3.216261115	29.79059966	36.22312189
b	41.90972265	6.455372172	35.45435048	48.36509482
c	-15.95475343	4.083788096	-20.03854153	-11.87096534
d	3.090547874	1.044963247	2.045584627	4.135511121
e	-0.29389825	0.115566815	-0.409465066	-0.178331435
f	0.010728141	0.004598899	0.006129242	0.01532704
g	-1.098360656	2.617861559	-3.716222214	1.519500903
h	1.704918033	1.257580015	0.447338018	2.962498048

Коефицијенти детерминације (R^2) представљеног математичког модела су представљени у Табели 5.23, а пример графичког приказа корелације $T_x = a + bt + ct^2 + dt^3 + et^4 + ft^5 + g \cdot q + h \cdot q^2$, који узима у обзир и регуларне и нерегуларне услове монтаже – на Слици 5.37.

Табела 5.23: Коефицијенти детерминације (R^2) представљеног математичког модела за различите случајеве

Корелација за одређивање:	Вредност R^2
Највише температуре површине спољашњег прстена лежаја, за нерегуларне услове монтаже	0,967
Највише температуре површине спољашњег прстена лежаја, за регуларне услове монтаже	0,972
Највише температуре површине унутрашњег прстена лежаја, за нерегуларне услове монтаже	0,924
Највише температуре површине унутрашњег прстена лежаја, за регуларне услове монтаже	0,921



Слика 5.37: Графички приказ корелације $T_x = a + bt + ct^2 + dt^3 + et^4 + ft^5 + g \cdot q + h \cdot q^2$ – за резултате оба Мерна места (и регуларне и нерегуларне услове монтаже)

Статистичким корелацијама приказаним у претходним поглављима су постављене смернице за будућа испитивања, односно, утврђено је да је коефицијент детерминације R^2 у свим случајевима већи од 0,5, па се намеће закључак да између посматраних променљивих постоје значајне зависности и да има смисла наставити рад на проналажењу још бољих корелација. Такође, изведене зависности имају и практичан значај – њиховом употребом је, уз познавање одређених радних услова (степен контаминације радне средине, радног оптерећења и учестаности обртања), могуће заменити скупу опрему за мерење вибрација значајно јефтинијим термокамерама.

6. Дискусија резултата спроведених експерименталних истраживања и њихова имплементација у постојеће математичке моделе

У Поглављу 5 су за све испитане узорке транспортних ваљака, у оквиру приказа резултата испитивања, изведени основни закључци испитивања уз одговарајућу дискусију. Под овим се првенствено подразумева анализа и дискусија резултата испитивања следећих параметара:

- Температура лежаја транспортних ваљака;
- Вибрација лежаја транспортних ваљака;
- Буке транспортних ваљака;
- Отпора окретању транспортних ваљака;
- Радијалног бацања транспортних ваљака;
- Квалитета заптивних група транспортних ваљака;
- Налегача у склоповима транспортних ваљака.

Анализа и дискусија резултата испитивања у претходном поглављу није приказана једино за експериментално испитивање карактеристика вештачки контаминираних котрљајних лежаја, па ће у овом поглављу управо они бити у фокусу анализе – укључујући и имплементацију добијених резултата.

6.1 Карактеристике вештачки контаминираних котрљајних лежаја

Анализа резултата експерименталног испитивања вештачки контаминираних узорка лежаја, представљених у Поглављу 5.6, је показала следеће:

1. Линеарним повећањем количине (масе) честица нечистоћа у мазиву регуларно уграђених (монтираних) котрљајних лежаја њихово RMS вибрацијско убрзање нелинеарно расте – са 2g додатих честица нечистоћа RMS вибрацијско убрзање је у неким тачкама веће и до 400% него када је додат 1g контаминирајућих честица;

2. Услови уградње (монтаже) лежаја значајно утичу на пораст вредности RMS вибрацијског убрзања – у неким тачкама је евидентиран његов пораст и од преко 300% за нерегуларне услове монтаже (у односу на регуларне);
3. На свим испитаним узорцима вештачки контаминираних лежаја је утврђено да су температуре унутрашњих прстеновима веће од температура спољашњих (за до 20°C) – узрок ове појаве је непогоднија расподела оптерећења које преноси унутрашњи прстен котрљајног лежаја;
4. Сви испитани узорци су улазили у стационарно стање (равномерног пораста температуре) након приближно 5h испитивања и то стање задржавали до краја испитивања – без појава наглих скокова температура;
5. Поређењем дијаграма приказаних на Слици 5.36, закључује се да с линеарним повећањем количине (масе) честица нечистоћа у мазиву регуларно уграђених (монтираних) котрљајних лежаја температуре њихових прстенова остају скоро непромењене – одступање температура узорака са 2g додатих честица у односу на температуре узорака у које је додат 1g контаминирајућих честица износи $\pm 5\%$;
6. Услови уградње (монтаже) лежаја значајно утичу на пораст температура прстенова лежаја – у неким тачкама је евидентиран пораст и од преко 30% за нерегуларне услове монтаже (у односу на регуларне) – према дијаграмима са Слике 5.36;
7. Линеарним повећањем количине (масе) честица нечистоћа у мазиву регуларно уграђених котрљајних лежаја њихов радијални зазор нелинеарно расте – са 2g додатих честица нечистоћа радијални зазор је за 140% већи од радијалног зазора када је додат 1g контаминирајућих честица (Слика 5.23);
8. Услови уградње (монтаже) лежаја значајно утичу на радијални зазор контаминираних лежаја – у неким тачкама је евидентиран његов пораст и од преко 17% за нерегуларне услове монтаже (у односу на регуларне) – Слике 5.23 и 5.24;
9. Линеарним повећањем количине (масе) честица нечистоћа у мазиву регуларно уграђених лежаја, површине њихових стаза котрљања постају све глаткије, а трагови хабања све присутнији – Слике 5.26-5.32. Овако контрадикторни резултати се могу објаснити чињеницом да се повећањем

концентрације честица нечистоћа у мазиву, честице све више међусобно сударају, стварајући финији абразив, који полира површину стаза котрљања. Веће честице нечистоћа, које још увек нису разбијене на ситније комаде, узрокују поменуте веће трагове хабања на површини котрљајног лежаја – зарезе, огреботине, удубљења;

10. Услови монтаже котрљајних лежаја не утичу директно на храпавост површина стаза котрљања (микроскопски снимци узорака са регуларним и нерегуларним условима монтаже су скоро идентични – Сlike 5.26-5.32). Њихов утицај је ипак посредан јер остварена налегања условљавају промену радијалног зазора котрљајног лежаја, што последично утиче и на његове вибрације и температуре, а самим тим и на хабање;
11. Површине стаза котрљања унутрашњих прстенова котрљајних лежаја су у извесној мери похабаније (грубље) од површина стаза котрљања спољашњих прстенова (Сlike 5.26-5.32) – ова појава се може протумачити тиме да што расподела оптерећења на унутрашњем прстену непогоднија, па је и додирни притисак на његовој стази котрљања већи.

6.2 Примена развијених статистичких корелација за прорачун радног радијалног зазора

Једначина за прорачун прираштаја радног радијалног зазора котрљајних лежаја, према ознакама са Сlike 2.9, у случају да су температуре спољашњег и унутрашњег прстена T_o [$^{\circ}\text{C}$] и T_i [$^{\circ}\text{C}$], а температура радне средине T_a [$^{\circ}\text{C}$], уз услов да су прстенови котрљајног лежаја направљени од истог материјала (најчешћи случај – челик), гласи:

$$\Delta_T = \Gamma_b d_o (T_o - T_a) + \Gamma_b d_i (T_i - T_a) \quad (6.1)$$

где је:

Γ_b – коефицијент температурног ширења материјала лежаја;

Применом развијене корелације $T_x = a + bt + ct^2 + dt^3 + et^4 + ft^5 + g \cdot q + h \cdot q^2$, са одговарајућим коефицијентима a, b, c, d, e, f, g и h – за случај највећих

температура унутрашњег и спољашњег прстена лежаја, једначина за прорачун прираштаја радног радијалног зазора може бити додатно унапређена.

Конечан облик наведене једначине, након замене одговарајућих коефицијената и корелације за T_o [°C] и T_i [°C] респективно, за регуларне радне услове са аспекта монтаже је:

$$\Delta_T = \Gamma_b d_o (24,725 + 38,729t - 14,446t^2 + 2,750t^3 - 0,275t^4 + 0,009t^5 - 1,475q + 1,836q^2 - T_a) + \Gamma_b d_i (33,007 + 41,910t - 15,955t^2 + 3,091t^3 - 0,294t^4 + 0,011t^5 - 1,098q + 1,705q^2 - T_a)$$

где је:

t - време испитивања у лабораторијским условима из Поглавља 4;

d_o – пречник стазе котрљања спољашњег прстена лежаја [mm];

d_i – пречник стазе котрљања унутрашњег прстена лежаја [mm].

Узевши у обзир степен утицаја радијалног зазора на перформансе котрљајних лежаја (детаљно елаборирано у Поглављу 2), свако унапређење постојећих једначина за прорачун прираштаја радног радијалног зазора води ка потенцијално веома важној практичној примени.

7. Закључак

С обзиром на ограничене резерве угља и осталих фосилних горива, као и планирано повећање енергетских потреба у будућности, сваки допринос повећању поузданости и ефикасности машинских система у енергетици је веома актуелан – укључујући и представљено истраживање у области тракастих транспортера за континуални пренос угља, односно, њихових основних компоненти – транспортних ваљака.

Анализом доступне стручне литературе је постављен основ за приказ тренутног стања у предметној области истраживања, али и основ за развој нових експерименталних процедура за испитивање карактеристика транспортних ваљака и котрљајних лежаја – обједињених у нову експерименталну методологију испитивања. Литература која је коришћена приликом израде дисертације обухвата радове, монографије и уџбенике који се односе на основе система тракастих транспортера (транспортне ваљке), машинске елементе и системе (котрљајне лежаје), нумеричке и статистичке симулације итд. Коришћена литература указује и на могуће правце даљег научно-истраживачког рада у предметној области.

Методе које су коришћене у току реализације предметног истраживања обухватају:

- Систематски приступ и класификација доступне стручне литературе – за критичку анализу и међусобно поређење различитих приступа развоју нових експерименталних методологија испитивања;
- Експерименталну методу – примењена на практично испитивање различитих карактеристика транспортних ваљака и котрљајних лежаја.
- Статистичку (софтверску) методу – кроз итеративну примену предефинисаних математичких модела, софтверски су дефинисане корелације између више посматраних карактеристика транспортних ваљака, односно, њихових котрљајних лежаја.
- Аналитичку методу – за допуну и усавршавање постојећег израза за прорачун радног радијалног зазора котрљајних лежаја статистичким корелацијама добијених експерименталних резултата.

Представљена мултидисциплинарна истраживања су омогућила развој и усвајање нове експерименталне методологије испитивања којом је могуће квантификовати кључне карактеристике транспортних ваљака, у циљу гарантовања њиховог квалитета. На тај начин, омогућава се избегавање уградње транспортних ваљака нижег квалитета у системе тракастог транспортера за континуални пренос угља од површинских копова до термоелектране, чиме се избегавају хаваријски откази и непланирани застоји у производњи електричне енергије. Наведено подразумева и значајне економске ефекте на рад целокупног термоенергетског постројења. Другим речима, применом представљеног методолошког приступа повећава се временски период између редовних одржавања (ремонта) система тракастих транспортера, као и смањење евентуалних ванредних застоја, чиме се остварује повећање поузданости и економичности целокупних термоенергетских постројења.

Потенцијална финансијска уштеда се најбоље описује податком водећег светског произвођача котрљајних лежаја – компаније SKF, који у [73] износи да планска замена котрљајних лежаја у системима тракастих транспортера просечно кошта 2300 EUR, док је за непланску, хаваријску, потребно издвојити 89300 EUR. Разлог овако велике разлике у трошковима треба тражити у чињеници да транспортни ваљци и њихове кључне компоненте – котрљајни лежаји, својим отказом узрокују отказе осталих елемената система тракастог транспортера (нпр. заглављивање транспортног ваљка доводи до паљења транспортне траке, чиме се зауставља снабдевање термоелектране угљем, што омета процес производње електричне енергије, а финансијске и енергетске губитке вишеструко мултиплицира).

Посебан аспект представљеног истраживања се односи на процедуре експерименталног испитивања котрљајних лежаја у условима вештачке контаминације. Применљивост овог дела истраживања се огледа у чињеници да је представљену процедуру могуће применити на било које котрљајне лежаје који функционишу у експлоатационим условима у којима је изражена висока концентрација експлоатационих контаминирајућих честица – не само на лежаје транспортних ваљака, већ и на лежаје редуктора, погонских постројења, млинова итд. Исто важи и за развијену процедуру за испитивање спојева у склоповима

транспортних ваљака – наведена експериментална процедура је универзална, и може се условно применити на различите типове пресовних спојева (не само на оне у склоповима транспортних ваљка).

Развијене статистичке корелације такође поседују практичан значај – њиховом применом је могуће нпр. заменити скупу опрему за вибро-дијагностику котрљајних лежаја (реда величине десетина хиљада евра) значајно јефтинијим термокамерама (реда величине пар хиљада евра).

Сви постављени научни циљеви дисертације су у потпуности реализовани – и општи, и посебни::

- Детаљна анализа тренутног стања у области транспортних ваљака и њихових критичних компоненти – котрљајних лежаја, са посебним освртом на експлоатационе услове у којима најчешће функционишу;
- Развој нове универзалне методологије за експериментално испитивање транспортних ваљака и котрљајних лежаја;
- Имплементација развијене експерименталне методологије за испитивање транспортних ваљака са површинских копова угља – укључујући експерименталну процедуру у којој су по први пут за вештачку контаминацију мазива лежаја искоришћене реалне експлоатационе честице неметалних нечистоћа;
- Дефинисање нове статистичке корелације која повезује вибрације котрљајних лежаја, време проведено у експлоатацији и концентрацију абразивних честица страног порекла у њиховом мазиву;
- Дефинисање нове статистичке корелације која повезује температуре прстенова котрљајних лежаја, време проведено у експлоатацији и концентрацију абразивних честица страног порекла у њиховом мазиву;
- Имплементација нових статистичких корелација у постојећи општи израз за прорачун радног радијалног зазора котрљајних лежаја – допуна постојећег аналитичког модела.

Сагледавањем постојећих решења и прегледом релевантне литературе из научне области докторске дисертације – развоја нових експерименталних методологија испитивања транспортних ваљака и котрљајних лежаја, може се закључити да су

представљени резултати истраживања оригинални и значајни, као и врло применљиви у пракси. Развијена нова методологија и процедуре за експериментално испитивање транспортних ваљака и котрљајних лежаја доприносе мањем расипању резултата прорачуна радног века транспортних ваљака. Такође, установљена нова методологија за експериментално испитивање карактеристика транспортних ваљака, као и чињенице истакнуте у оквиру реализованог истраживања представљају напредак у предметној области и отварају пут ка даљој оптимизацији система тракастих транспортера на површинским коповима угља, посебно њихових кључних компоненти – транспортних ваљака.

Важно је напоменути и да се представљеном дисертацијом предметна истраживања не завршавају – њоме су само омеђене границе и постављене смернице за будућа истраживања. Наиме, планирано је да се у наредном периоду реализује и следеће:

1. Испитивање што већег броја узорака транспортних ваљака различитог порекла и типа – ради повећања статистичке веродостојности добијених резултата испитивања;
2. Варирање радијалног оптерећења и учестаности обртања при испитивању динамичке издржљивости и радног века транспортних ваљака;
3. Варирање монтажних налегања и концентрације нечистоћа у мазиву при испитивању перформанси вештачки контаминираних котрљајних лежаја;
4. Конципирање и контруисање новог техничког решења транспортног ваљка, са побољшаним карактеристикама – које ће бити верификоване применом развијене методологије испитивања.

Резултати будућих истраживања ће такође бити представљени широј научној јавности, публикавањем у домаћим и међународним научним издањима, зборницима са стручних и научних скупова, али и у оквиру будућих докторских дисертација – реализованих на Машинском факултету Универзитета у Београду.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Antoniak J., THEORETICAL BASIS AND INDUSTRIAL APPLICATIONS OF ENERGY – SAVING AND INCREASED DURABILITY BELT CONVEYOR, Acta Montanistica Slovaca, Vol. 8, No. 2-3 (2003), ISSN 1335-1788, pp. 150-157
- [2] Antoniak J., RESISTANCES TO THE MOTION IN MINING BELT CONVEYORS, Acta Montanistica Slovaca, Vol. 6, No. 2 (2001), ISSN 1335-1788, pp. 150-157,
- [3] Gładysiewicz L., Król R., Bukowski J., TESTS OF BELT CONVEYOR RESISTANCE TO MOTION, Maintenance and Reliability, No. 3 (2011), ISSN 1507-2711, pp. 17-25
- [4] Allen V. Reicks, THE IMPACT OF IDLER MISALIGNMENT ON BELT PERFORMANCE, Coal Age News, 2016
- [5] Madden W.F., AN INVESTIGATION INTO IDLER SEALS AND THE EFFECT ON RIM DRAG, The Key Center For Bulk Solids And Particular Technologies, The University Of Newcastle, Newcastle, Nsw Australia, Beltcon 9, 1997, <http://www.saimh.co.za/beltcon/beltcon9/paper918.html>
- [6] Stewart-Lord, Manager, Applications Engineering, S.K.F., ROLLING BEARING CHARACTERISTICS REQUIRED FOR MAXIMISING THE LIFE OF CONVEYOR IDLER ROLLS, BELTCON 6, 1991., <http://www.saimh.co.za/beltcon/beltcon6/paper66.html>
- [7] Inpro/Seal Company Rock Island, IL, 2007., <http://www.mt-online.com/january2007/problem-solvers-conveyor-idler-bearing-isolator-increases-reliability-and-safety-while-reducing-downtime-and-power-consumption>, pristupljeno 16.7.2017.
- [8] Биро за индустрију и безбедност, SAD, NATIONAL SECURITY ASSESSMENT OF THE BALL AND ROLLER BEARING INDUSTRY, <https://www.bis.doc.gov/index.php/forms-documents/technology-evaluation/59-statistical-handbook-of-the-ball-and-roller-bearing-industry-update-2001/file>, pristupljeno 16.7.2017.
- [9] ISO 15243:2017, Rolling bearings -- Damage and failures -- Terms, characteristics and causes

- [10] Tom McDermott, SKF Sr. Application Engineer, WHY BEARINGS FAIL, Vibration Institute Piedmont Chapter Symposium, 2011
- [11] Ryan D. Evans, Ph.D., Manager – Bearing Fundamentals & Tribology, The Timken Company, CLASSIC BEARING DAMAGE MODES, Wind Turbine Tribology Seminar, USA, 2011
- [12] Бранко Ивковић, РЕЧНИК ТРИБОЛОШКИХ ТЕРМИНА, Крагујевац, 2011
- [13] Palmgren A., Lundberg G., DYNAMIC CAPACITY OF ROLLING BEARINGS, Acta Polytechnica, Vol. 1, No. 3, 1947, p. 7.
- [14] ISO 281:2007, Rolling bearings -- Dynamic load ratings and rating life
- [15] Група аутора, BANKING, FINANCE, AND ACCOUNTING: CONCEPTS, METHODOLOGIES, TOOLS, AND APPLICATIONS, Information Resources Management Association (USA), ISBN: 9781466662681, 2015
- [16] Leopold Hrabovský, CROSS-SECTIONAL AREA OF THE BELT CONVEYOR WITH A THREE-IDLER SET,
http://pernerscontacts.upce.cz/22_2011/Hrabovsky.pdf, Number III, Volume VI, July 2011, pristupljeno 16.7.2017.
- [17] Bob Domnick, P.E., BELT CONVEYOR IDLER LIFE; FACTORS AND CONDITIONS, Technical Paper T - SU553
- [18] Madden, W.F., AN INVESTIGATION INTO IDLER SEALS AND THE EFFECT ON RIM DRAG. // The Key Center For Bulk Solids And Particular Technologies, Beltcon, The Web version (1997), URL: <http://www.saimh.co.za/beltcon/beltcon9/paper918.html>., pristupljeno 16.7.2017.
- [19] Stewart-Lord, M. ROLLING BEARING CHARACTERISTICS REQUIRED FOR MAXIMISING THE LIFE OF CONVEYOR IDLER ROLLS. // Beltcon, The Web version (1991), 6, URL: <http://www.saimh.co.za/beltcon/beltcon6/paper66.html>, pristupljeno 16.7.2017.
- [20] Inpro/Seal Company Rock Island, IL, <http://www.mt-online.com/january2007/problem-solvers-conveyor-idler-bearing-isolator-increases-reliability-and-safety-while-reducing-downtime-and-power-consumption>, pristupljeno 16.7.2017.
- [21] SKF, BEARING INVESTIGATION, EXTRACT FROM THE RAILWAY TECHNICAL HANDBOOK, volume 1, chapter 6, strane 122 – 135, 2012.

- [22] Крсмановић В., Митровић Р., КЛИЗНИ И КОТРЉАЈНИ ЛЕЖАЈИ, Завод за уџбенике Београд, ISBN: 978-86-17-19284-4, 2015
- [23] Лазовић Т., ИСТРАЖИВАЊЕ АБРАЗИВНОГ ХАБАЊА КОТРЉАЈНИХ ЛЕЖАЈА, Докторска дисертација, Машински факултет Универзитета у Београду, COBISS.SR-ID 512814243 и COBISS.SR-ID 34232079, Београд, Србија, 2007.
- [24] ISO 5593:1997, Rolling bearings -- Vocabulary
- [25] Митровић Р., ИСТРАЖИВАЊЕ УТИЦАЈА КОНСТРУКТИВНИХ И ТРИБОЛОШКИХ ПАРАМЕТАРА КУГЛИЧНОГ КОТРЉАЈНОГ ЛЕЖАЈА НА РАДНУ СПОСОБНОСТ ПРИ ВЕЛИКИМ УЧЕСТАНОСТИМА ОБРТАЊА, Докторска дисертација, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, Србија, 1992.
- [26] NSK Technical Report, 4. INTERNAL CLEARANCE, <http://www.nsk.com/services/basicknowledge/technicalreport/04internal.html>, приступљено 16.7.2017.
- [27] ISO 1127:1992, Stainless steel tubes -- Dimensions, tolerances and conventional masses per unit length
- [28] Conveyor Equipment Manufacturers Association - CEMA, BELT CONVEYORS FOR BULK MATERIALS, 7-о издање, 2014
- [29] R.S. Heemskerk & E. Allenspach, ROLLING BEARINGS IN BULK CONVEYORS, <http://www.saimh.co.za/beltcon/beltcon4/paper419.html>, // Beltcon, The Web version (2015), приступљено 16.7.2017.
- [30] Ioannides, E, Berling, G, Gabelli, A, THE SKF FORMULA FOR ROLLING BEARING LIFE, SKF Journal 'Evolution', No. 1/2001, pp. 25-28
- [31] Митровић Р., Ристивојевић М., Лазовић Т., РАЗЛИЧИТИ ПРИСТУПИ ПРОЦЕНИ РАДНОГ ВЕКА КОТРЉАЈНИХ ЛЕЖАЈА, IX СЕВЕР-ов Симпозијум о механичким преносницима, СЕВЕР ПРЕНОСНИЦИ, 2003.
- [32] Factor a_{SKF} for radial ball bearings, <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selecting-bearing-size/using-life-equations/skf-life-modification-factor-askf/index.html>, приступљено 16.7.2017.
- [33] FAG Lebendauerrechnung, TI Nr. WL 40-48 D, FAG Kugelfischer AG & Co. KG, 2003.

- [34] Takemura, H, Matsumoto, Y. Murakami. Y, DEVELOPMENT OF NEW LIFE EQUATION FOR BALL AND ROLLER BEARINGS, NSK Journal "Motion & Control", N~1112001, pp.1-10.
- [35] ISO 281:2007, Rolling bearings -- Dynamic load ratings and rating life
- [36] Пројекат остварења поузданости рада ваљака на транспортним системима са посебним освртом на испитивање рада ролница у експлоатационим условима (део „С“ - моделирање елемената система и симулација радних услова), Машински факултет Универзитета у Београду, 2010.
- [37] Andrzej Pytlik, DURABILITY TESTING OF IDLERS FOR BELT CONVEYORS, Journal of Sustainable Mining, ISSN 2300-3960, Vol. 12, (2013), No. 3, pp. 1–7
- [38] Andrzej Pytlik, Klaudiusz Trela, RESEARCH ON TIGHTNESS LOSS OF BELT CONVEYOR'S IDLERS AND ITS IMPACT ON THE TEMPERATURE INCREASE OF THE BEARING ASSEMBLIES, Journal of Sustainable Mining, ISSN 2300-3960, Vol. 15 (2016) pp. 57-65
- [39] DIN 22112-3:1996-03, Gurtförderer für den Kohlenbergbau unter Tage - Tragrollen - Teil 3: Prüfung
- [40] MJ Urquhart, Technical paper - EVALUATING THE EFFECTIVENESS OF SEALS IN CONVEYOR IDLER ROLLS, Faculty of Sciences, Engineering and Health Central Queensland University, http://www.cint.com/sites/default/files/Evaluating%20the%20Effectiveness%20of%20Seals%20in%20Conveyor%20Idler%20Rolls_20120925.pdf, 2012, приступљено 16.7.2017.
- [41] Илић А., SKF, “SKF BEARING UNIT” FOR ROLLER CONVEYOR, MHCL Serbia, Београд, 2009.
- [42] Brown, S.C., CONVEYOR NOISE SPECIFICATION AND CONTROL, Proceedings of ACOUSTICS 2004, Gold Cost, Australija, 2004.
- [43] SABS (SANS) 1313:2002, SANS 1313-1:2012, SOUTH AFRICAN NATIONAL STANDARD, Conveyor belt idlers, Part 1: Troughed belt conveyor idlers (metallic and non-metallic) for idler roller rotational speeds of up to 750 revolutions per minute

- [44] Jerzy Antoniak, RESISTANCES TO THE MOTION IN MINING BELT CONVEYORS, *Acta Montanistica Slovaca Ročník 6* (2001), 2, 150-157
- [45] Pang Y., INTELLIGENT BELT CONVEYOR MONITORING AND CONTROL, Delft University of Technology, Faculty of Mechanical, Maritime and Materials Engineering, Department of Maritime and Transport Technology, Section of Transport Engineering and Logistics, докторска дисертација, ISBN: 978-90-5584-134-9, 2010.
- [46] Liu X., PREDICTION OF BELT CONVEYOR IDLER PERFORMANCE, Delft University of Technology, Faculty of Mechanical, Maritime and Materials Engineering, Department of Maritime and Transport Technology, Section of Transport Engineering and Logistics, докторска дисертација, ISBN 978-90-5584-207-0, 2016.
- [47] Gładysiewicz L., Król R., INFLUENCE GUILD CONSTRUCTION AND OPERATION FOR TURNING RESISTANCE OF IDLERS PRODUCED IN BELCHATOV, *Studia i Materiały*, No. 130, 2004, pp. 45-54
- [48] Król R., Kisielewski W., Kaszuba D., Gładysiewicz L., LABORATORY TESTS OF IDLERS ROTATIONAL RESISTANCE – SELECTED ISSUES, *Procedia Earth and Planetary Science, WMESS 2015*, Vol. 15, 2015, pp. 712-719.
- [49] Folta Z., Čamlík P., THE CONVEYOR ROLLERS INNOVATION AND VALIDATION, *Transactions of the VŠB – Technical University of Ostrava, Mechanical Series*, Vol. 15, No. 1, 2009, pp. 81 – 86.
- [50] Maru M. M., Castillo R. S., Padove L. R., STUDY OF SOLID CONTAMINATION IN BALL BEARINGS THROUGH VIBRATION AND WEAR ANALYSES, *Tribology International*, Vol. 40 No. 3 (2007), <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2006.04.007>, pp. 433-440.
- [51] M.M. Maru, R. Serrato-Castillo and L.R. Padovese, INFLUENCE OF OIL CONTAMINATION ON VIBRATION AND WEAR IN BALL AND ROLLER BEARINGS, *Industrial Lubrication and Tribology*, 59/3 (2007), pp. 137–142
- [52] M.M. Maru, R. Serrato-Castillo and L.R. Padovese, DETECTION OF SOLID CONTAMINATION IN ROLLING BEARING OPERATION THROUGH MECHANICAL SIGNATURE ANALYSIS, *Twelfth International Congress on Sound and Vibration*, July 11-14, 2005, Lisbon, pp. 1-8

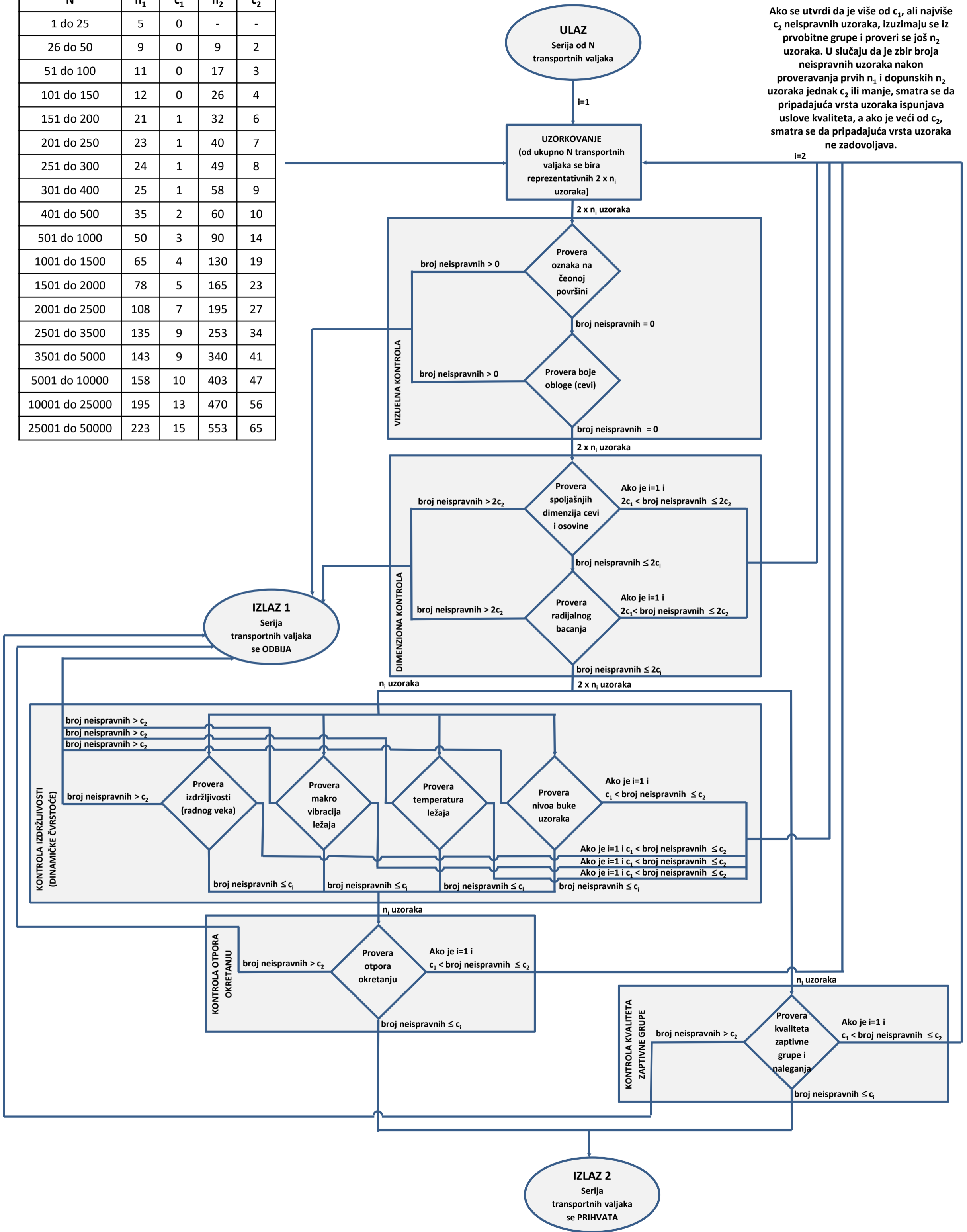
- [53] Koulocheris D., Stathis A., Costopoulos Th., Gyparakis G., COMPARATIVE STUDY OF THE IMPACT OF CORUNDUM PARTICLE CONTAMINANTS SIZE ON WEAR AND FATIGUE LIFE OF GREASE LUBRICATED BALL BEARINGS, *Modern Mechanical Engineering*, No. 3 (2013), pp. 161-170
- [54] Lazovic T., Mitrovic R., Ristivojevic M., INFLUENCE OF ABRASIVE PARTICLES GEOMETRY AND MATERIAL PROPERTIES ON THE TYPE OF ABRASIVE WEAR, 8th International Tribology Conference - ITC '03, pp 83-86, Belgrade, Serbia, 2003.
- [55] Lazovic T., Mitrovic R., Marinkovic A: INFLUENCE OF ABRASIVE WEAR ON THE BALL BEARING SERVICE LIFE, 2nd European Conference on Tribology - ECOTRIB 2009, Engineering Faculty University of Pisa, pp 387-392, ISBN: 978-884672426-7, Pisa, Italy, 2009
- [56] Bakić G., Đukić M., Lazović T., Prokić Cvetković R., Popović O., Rajičić B., NEW METHODOLOGY FOR MONITORING AND PREVENTION OF ROTATING PARTS FAILURES, *FME Transactions* (2007) 35, pp. 195-200
- [57] Seo J., Yun H., Hong D., Kim W, QUANTITATIVE ASSESSMENT OF THE DETECTION OF DEFECTS BY THERMOGRAPHIC INSPECTION IN VIBRATION MACHINERY MODE, *Proceedings, 18th International Conference on Composite Materials*, South Korea, 2011, pp.1-4
- [58] Harris, T., *ROLLING BEARING ANALYSIS*, John Wiley & Sons Inc., New York, USA, 2001
- [59] Ricci, M., INTERNAL LOADING DISTRIBUTION IN STATICALLY LOADED BALL BEARINGS SUBJECTED TO A COMBINED RADIAL, THRUST, AND MOMENT LOAD, INCLUDING THE EFFECTS OF TEMPERATURE AND FIT, *Proceedings, 11th Pan-American Congress of Applied Mechanics*, Foz do Iguaçu, Brazil, 2010, pp. 1-6
- [60] R. Serrato, M.M. Maru, L.R. Padovese, EFFECT OF LUBRICANT VISCOSITY GRADE ON MECHANICAL VIBRATION OF ROLLER BEARINGS, *Tribology International* 40 (2007) 1270–1275
- [61] M.M. Maru, R. Serrato-Castillo and L.R. Padovese, EFFECT OF THE PRESENCE OF SOLID CONTAMINATION AND THE RESULTING WEAR ON THE MECHANICAL SIGNATURE OF BALL BEARINGS, 18th

International Congress of Mechanical Engineering, November 6-11, 2005, Ouro Preto, MG, pp. 1-6

- [62] Mahajan O. L., Utpat A. A., STUDY OF EFFECT OF SOLID CONTAMINANTS IN THE LUBRICANT ON BALL BEARINGS VIBRATION, International Journal of Instrumentation, Control and Automation, Vol. 1, 2012, ISSN: 2231-1890, pp. 112-115
- [63] Prakash E , Siva Kumar K, Muthu Kumar, EXPERIMENTAL STUDIES ON VIBRATION CHARACTERISTICS ON BALL BEARING OPERATED WITH COPPER OXIDE NANO PARTICLE MIXED LUBRICANT, International Journal of Engineering and Technology (IJET), ISSN : 0975-4024 Vol. 5, No. 5, 2013. pp. 4127-4130
- [64] Jafar Takabi, M.M. Khonsari, EXPERIMENTAL TESTING AND THERMAL ANALYSIS OF BALL BEARINGS, Tribology International, No. 60, 2013, pp. 93-103
- [65] J. Seo, H. Yun, D. Hong, W. Kim, QUANTITATIVE ASSESSMENT OF THE DETECTION OF DEFECTS BY THERMOGRAPHIC INSPECTION IN VIBRATION MACHINERY MODE, 18TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON COMPOSITE MATERIALS, 2011
- [66] Kahlman, L., Hutchings, I., EFFECT OF PARTICULATE CONTAMINATION IN GREASE-LUBRICATED HYBRID ROLLING BEARINGS, Tribology Transactions, 42 (1999), 4, pp. 842-850
- [67] DIN 22112-2:2010-12, Gurtförderer für den Kohlenbergbau unter Tage - Tragrollen - Teil 2: Anforderungen
- [68] DIN 620-2:1999-10, Wälzlager - Wälzlagertoleranzen - Toleranzen für Radiallager
- [69] SKF High load, extreme pressure, wide temperature range bearing grease LGWA 2, http://www.skf.com/binary/21-31196/12054EN_LGWA2.pdf, приступљено 16.7.2017.
- [70] SKF, Deep groove ball bearings 6310-2Z, <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6310-2Z>, приступљено 16.7.2017.

- [71] IRC57 - InfraCam SD Thermal Imaging Camera,
<http://envco.co.nz/catalog/irc57-infracam-sd-thermal-imaging-camera>,
приступљено 16.7.2017.
- [72] Tandon N., A COMPARISON OF SOME VIBRATION PARAMETERS FOR
THE CONDITION MONITORING OF ROLLING ELEMENT BEARINGS,
Measurement, Vol. 12, 1994, ISSN: 0263-2241, pp. 285-289
- [73] Група аутора, INCREASE RELIABILITY AND DECREASE
ENVIRONMENTAL IMPACT WITH THE SKF CONVEYOR SOLUTION,
SKF Publication 06_6588_E,
http://www.skf.com/skf/campaign/IDemarketing/ssrb/swe/media/06_6588_EN.pdf,
2010.

N	n ₁	c ₁	n ₂	c ₂
1 do 25	5	0	-	-
26 do 50	9	0	9	2
51 do 100	11	0	17	3
101 do 150	12	0	26	4
151 do 200	21	1	32	6
201 do 250	23	1	40	7
251 do 300	24	1	49	8
301 do 400	25	1	58	9
401 do 500	35	2	60	10
501 do 1000	50	3	90	14
1001 do 1500	65	4	130	19
1501 do 2000	78	5	165	23
2001 do 2500	108	7	195	27
2501 do 3500	135	9	253	34
3501 do 5000	143	9	340	41
5001 do 10000	158	10	403	47
10001 do 25000	195	13	470	56
25001 do 50000	223	15	553	65



(19) REPUBLIKA SRBIJA (12) **Spis malog patenta** (11) **1434 U1**



ZAVOD ZA
INTELEKTUALNU SVOJINU
BEOGRAD

(51) Int. Cl.
B 65 G 43/02 (2006.01)
B 65 G 15/00 (2006.01)
B 65 G 39/00 (2006.01)

(21) Broj prijave:	MP-2015/0034	(73) Nosioци malog patenta:	MIŠKOVIĆ, Žarko, prof., dr Milutina Milankovića 28/99, 11120 Beograd, RS; MITROVIĆ, Radivoje, prof., dr Šafarikova 6, 11000 Beograd, RS; TASIĆ, Milan, prof., dr Bulevar oslobođenja 160/53, 11000 Beograd, RS; STAMENIĆ, Zoran, dr Cvijičeva 75, 11000 Beograd, RS
(22) Datum podnošenja prijave:	26.06.2015.	(72) Pronalazači:	MIŠKOVIĆ, Žarko, prof., dr; MITROVIĆ, Radivoje, prof., dr; TASIĆ, Milan, prof., dr; STAMENIĆ, Zoran, dr
(45) Datum objavljivanja malog patenta:	30.10.2015.	(74) Zastupnik:	
(30) Međunarodno pravo prvenstva:			
(61) Dopunski mali patent uz osnovni mali patent broj:			
(62) Izdvojen mali patent iz prvobitne prijave broj:			

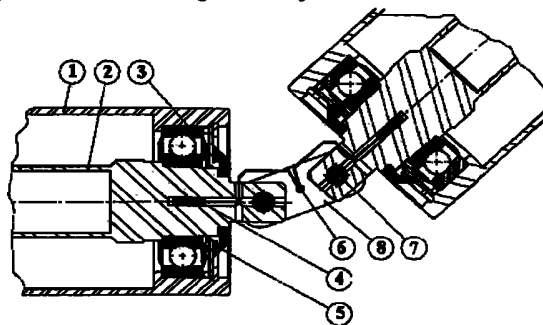
(54) Naziv: **INSTALACIJA ZA SIGNALIZACIJU OTKAZA KOTRLJAJNIH LEŽAJA TRANSPORTNIH VALJAKA**

(51) Int. Cl.
B 65 G 43/02 (2006.01)
B 65 G 15/00 (2006.01)
B 65 G 39/00 (2006.01)

(57) Apstrakt:

Predmetni pronalazak se uopšteno posmatrano odnosi na trakaste transportere, bez obzira na vrstu proizvoda koji se transportuje: rastresiti materijal sa površinskih kopova, delova konstrukcije u automobilskoj industriji, pakovanja namirnica u prehrambenoj industriji, bala u poljoprivrednoj industriji itd. Uža oblast tehnike na koju se predmetni pronalazak odnosi su oslonci trakastih transportera, odnosno, transportni valjci - bez obzira na dimenzije i način izvođenja. Instalacija za signalizaciju otkaza kotrljajnih ležaja (3) transportnih valjaka (9), pomoću termodavača (4) i uređaja (6) za emitovanje radio signala je namenjena nadzoru temperature ležaja u eksploatacionim uslovima na transportnim sistemima površinskih kopova. Termodavač (4) za merenje temperature se ugrađuje u podužni otvor u rukavcu osovine u zoni ugradnje unutrašnjeg prstena kotrljajnog ležaja (3). Od termodavača (4) se kroz radijalno izbušeni otvor vode provodnici u spoljnu sredinu za povezivanje sa uređajem (6) za emitovanje radio signala, ugrađenog na jednoj od veznih lamela (8) zglobnih spojnika (10) za vezu transportnih valjaka (9) u gerlandu. Uređaj (6) za emitovanje radio signala, u sebi sadrži elektronski sklop za podešavanje željene vrednosti granične temperature u rukavcu ležaja i

aktiviranje emitovanja radio signala u slučaju njenog prekoračenja. Aktivirani radio signal u sebi sadrži kodiranu informaciju o položaju valjka odnosno ležaja u transportnom sistemu što omogućava efikasnu i pravovremenu zamenu ugroženih valjaka.



RS 1434 U1

Област технике на коју се проналазак односи

Предметни проналазак се уопштено посматрано односи на тракасте транспортере, без обзира на врсту производа који се транспортује: растресити материјал са површинских копова, делова конструкције у аутомобилској индустрији, паковања намирница у прехранбеној индустрији, бала у пољопривредној индустрији итд. Ужа област технике на коју се предметни проналазак односи су ослонци тракастих транспортера, односно, транспортни ваљци (ролнице) – без обзира на димензије и начин извођења.

Према Међународној класификацији патената, предмет проналаска се може сврстати у следеће класе:

B65G 15/00 - Транспортери са бескрајним површинама за ношење терета, нпр. типа са тракама или сличним бескрајним елементима, на које се преноси вучна сила помоћу средстава различитих од бескрајних погонских елемената сличног облика;

B65G 39/00 - Ваљци, нпр. погонски ваљци или њихови уређаји који су уграђени у стазама са ваљцима или у другим врстама механичких транспортера;

Технички проблем

Како у току експлоатације на површинским коповима, код тракастих транспортера утврдити да је неки од транспортних ваљака близак стању отказа и да може узроковати хаварију транспортног система, односно одговарајући застој у производњи електричне енергије. Значај решавања ових проблема се може сагледати преко чињенице да транспортни системи за превозење угља или јаловине имају дужине и по неколико километара, те да је у њих уграђено и по 100.000 до 200.000 транспортних ваљака. Надзор овако великог броја јединица није могућ без увођења одређеног степена аутоматизације у систему одржавања.

Стање технике

Транспортни ваљак је један од основних елемената система тракастих транспортера, са улогом да преноси оптерећења са транспортне траке и материјала који се транспортује на одговарајућу носећу конструкцију (рам). Анализом доступне литературе је утврђено да постоји велики број релевантних научних радова, пројеката, студија и експертиза - са општим циљем истраживања и побољшања енергетске ефикасности, поузданости и радног века различитих конструкционих решења транспортних ваљака.

Међутим, мањи број њих се односи на надзор исправности рада ваљка у експлоатационим условима на терену.

Једно од решења је приказано у патенту US 7,673,739 B2, Freeman, од 9. марта 9 2010 године под називом APPARATUS AND METHOD FOR IN-BELT CONVEYOR IDLER CONDITION MONITORING. У досадашњим конструкционим решењима система за надзор одговарајући сензори за температуру су били уграђивани у транспортну траку чиме су усложњавали поступак и повећавали цену њене израде. После сваке хаварије (прекида траке) била је неопходна посебна скупа процедура поправке прекинутих веза уграђених давача температуре.

Претходно наведене чињенице су непосредан разлог за развој новог типа сензора и одговарајуће надзорне испитне инсталације, којом би наведени недостаци били отклоњени. Важно је напоменути и да претрагом релевантних патентних база није пронађено ниједно патентно решење које по карактеристикама одговара предмету проналаска.

Излагање суштине проналаска

Новост проналаска се огледа у конструкцији инсталације за сигнализацију отказа котрљајних лежаја код транспортних ваљака, којом је могуће утврдити пораст температуре у рукавцу осовине на месту уградње унутрашњег прстена котрљајног лежаја, упоредити је са заданом вредношћу и на основу тога послати радио сигнал базним станицама на површинским коповима да је дозвољена вредност температуре у котрљајном лежају прекоречена уз истовремени податак о локацији угроженог лежаја у транспортном систему. Суштину проналаска представља уградња термодавача у централне рупе рукаваца осовина транспортних ваљака и њихово повезивање са електронском јединицом која се причвршћује на спојну ламелу зглобне спојнице која повезује носеће ваљке у герланду. Електронска јединица има микропроцесорски и радиоемитерски део:

Улазни елемент, у који се уносе дозвољене вредности температура и кодирана информација о месту уградње ваљка у транспортном систему;

Рачунарски део, у коме се упоређују вредности задатих и измерених вредности температура и доноси одлука активирању алармног сигнала;

Емитерски део, у коме се на основу команде из рачунарског дела радио везом шаљу информације базним станицама на површинским коповима о прекорачењу граничних вредности температура у рукавцу лежаја и кодирана информација, односно адреса, о месту уградње ваљка у транспортном систему;

Кратак опис слика нацрта

Проналазак је детаљно описан на примеру извођења приказаном нацрту у коме:

Слика 1. Представља подужни пресек транспортног ваљка у који је уграђен термодавач за мерење температуре у рукавцу осовине у зони уградње котрљајног лежаја.

Слика 2. Представља аксомнометријски приказ зглобне везе двају транспортних ваљака са уграђеним уређајем за емитовање радио сигнала за у случају прекоречења дозвољене температуре у рукавцима лежаја.

Слика 3. Даје детаљнији приказ начина учвршћења уређаја за емитовање радио сигнала за елементе за повезивање осовина транспортних ваљака у герланду.

Слика 4. Представља подужни пресек кроз склоп везе двају ваљака са приказом положаја термодавача и њиховог повезивања са уређајем за емитовање радио сигнала.

Слика 5. Приказије распоред транспортних ваљака у герланди и положаје везних елеманата у погледу са стране

Детаљан опис проналаска

Инсталација за сигнализацију отказа котрљајних лежаја 3 транспортних ваљака 9, помоћу термодавача 4 и уређаја 6 за емитовање радио сигнала је намењена надзору температуре лежаја у експлоатационим условима на транспортним системима површинских копова. Из подужног пресека транспортног ваљка 9 који се састоји од тела 1 ваљка, осовине 2, лежаја 3 и заптивне групе 5 се види положај термодавача 4 за мерење температуре у подужном отвору избушеном у рукавцу осовине у зони уградње унутрашњег прстена котрљајног лежаја. Од термодавача 4 се кроз радијално избушени отвор воде проводници у спољну средину за повезивање са уређајем 6 за емитовање радио сигнала. Повезивање осовина двају транспортних ваљака 9 се остварује помоћу зглобне спојнице која се састоји од осовиница 7 и везних ламела 8. На једној од везних ламела 8 се уграђује уређај 6 за емитовање радио сигнала, који у себи садржи електронски склоп за подешавање жељене вредности граничне температуре у рукавцу лежаја и активирање емитовања радио сигнала у случају њеног прекорачења. Активирани радио сигнал у себи садржи кодирану информацију о положају ваљка односно лежаја у транспортном систему.

Уређај 6 мери температуру рукавца осовине 2, односно унутрашњег прстена лежаја 3, па у случају прекорачења дозвољене температуре у етар шаље упозоравајући радио сигнал заједно са са информацијама о положају ваљка 9 у транспортном систему на површинским коповима, који се преко антена локално распоређених радио пријемника на површинском копу преноси до службе за

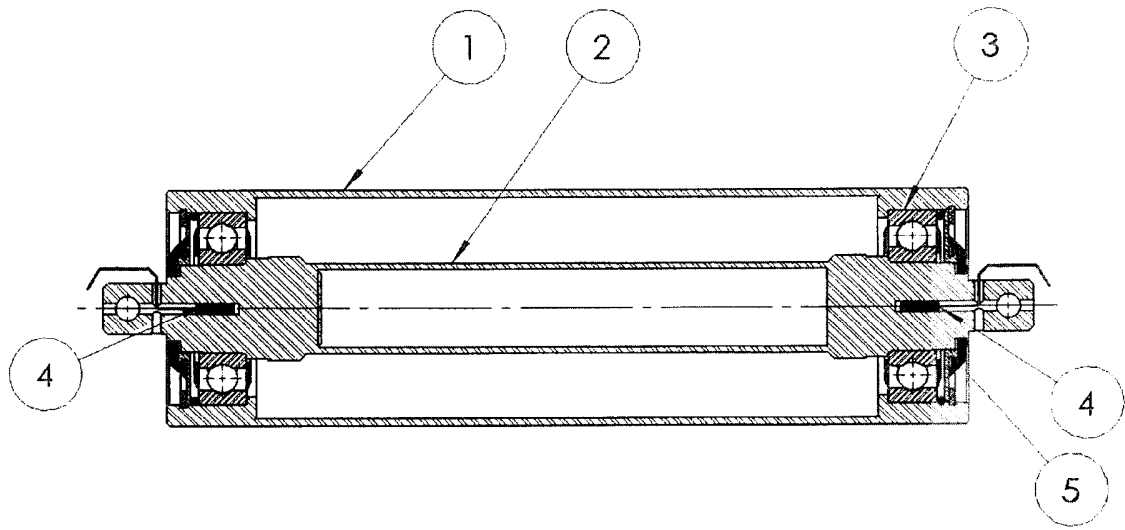
1434 U1

На тај начин се особљу задуженом за надзор и одржавање омогућава ефикасна и правовремена замена угрожених ваљака. Друга могућност за одређивање положаја угроженог ваљка је примена триангулационе методе преко антена локално распоређених радио пријемника на површинском копу.

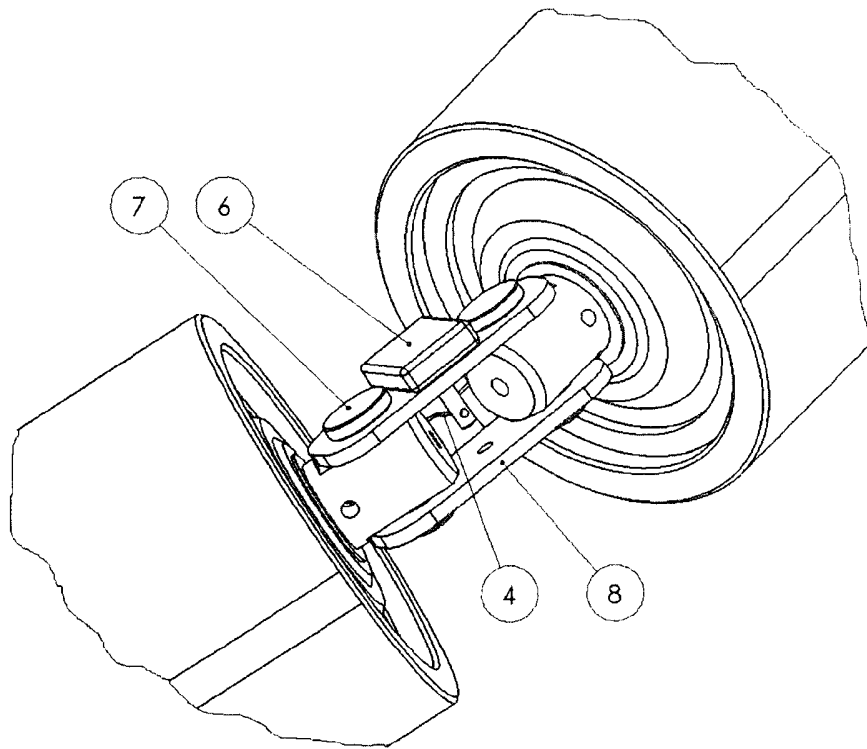
Патентни захтев

1. Инсталација за сигнализацију отказа котрљајних лежаја транспортних ваљака **назначена тиме**, што обухвата уређај (6) за емитовање радио сигнала, уграђен на везној ламели (8) зглобне спојнице (10), који је преко проводника спојен са термодавачем (4) уграђеним у рукавац осовине (2) транспортног ваљка (9), који је уређај (6) у радио вези са антенном радио пријемника.

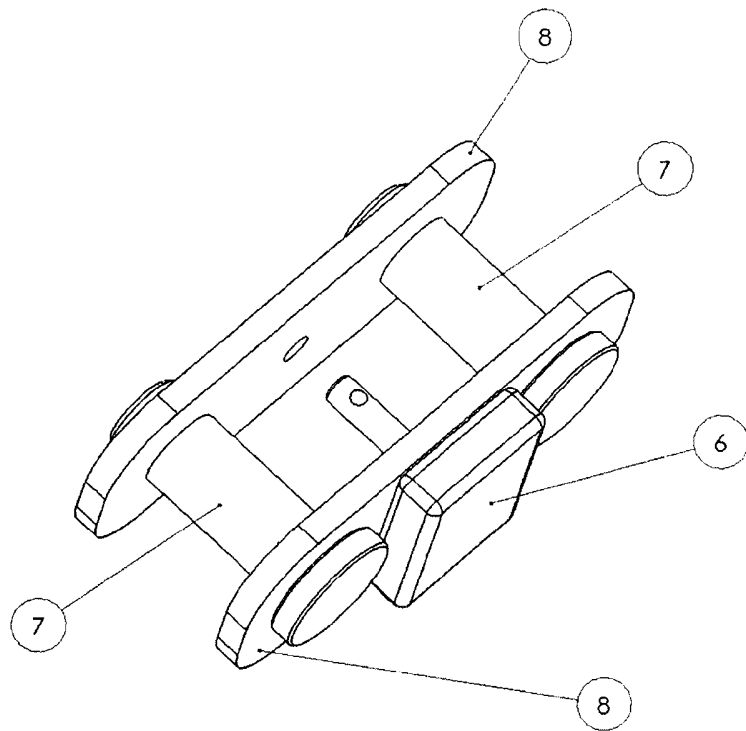
1434 U1



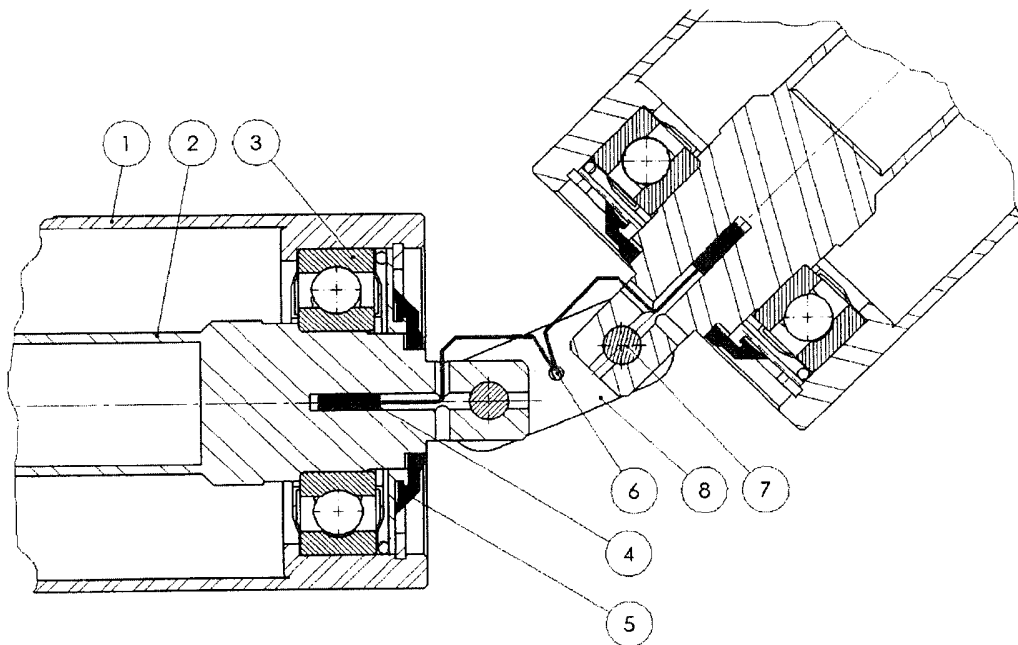
Сл. 1



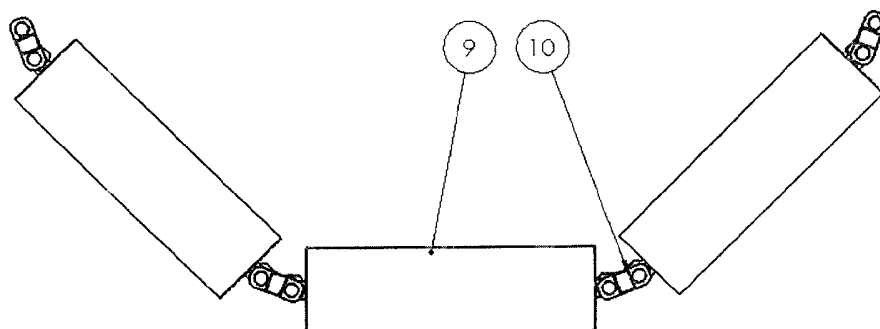
Сл. 2



Сл. 3



Сл.4



Сл. 5

(19) REPUBLIKA SRBIJA (12) **Spis malog patenta** (11) **1422 U1**



ZAVOD ZA
INTELEKTUALNU SVOJINU
BEOGRAD

(51) Int. Cl.
G 01 N 3/32 (2006.01)
B 65 G 15/00 (2006.01)
B 65 G 39/00 (2006.01)

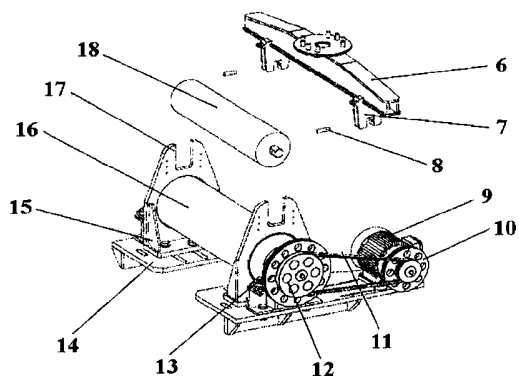
(21) Broj prijave:	MP-2014/0065	(73) Nosioци malog patenta:	MIŠKOVIĆ Žarko Milutina Milankovića 28/99, 11120 Beograd, RS; MITROVIĆ Radivoje, prof. dr Šafarikova 6, 11070 Beograd, RS; TASIĆ Milan, prof. dr Bulevar oslobođenja 160/53, 11000 Beograd, RS; STAMENIĆ Zoran, dr Cvijićeва 75, 11000 Beograd, RS
(22) Datum podnošenja prijave:	26.12.2014.	(72) Pronalazači:	MIŠKOVIĆ Žarko; MITROVIĆ Radivoje, prof. dr; TASIĆ Milan, prof. dr; STAMENIĆ Zoran, dr
(45) Datum objavljivanja malog patenta:	30.04.2015.	(74) Zastupnik:	
(30) Međunarodno pravo prvenstva:			
(61) Dopunski mali patent uz osnovni mali patent broj:			
(62) Izdvojen mali patent iz prvobitne prijave broj:			

(54) Naziv: **INSTALACIJA ZA ISPITIVANJE TRANSPORTNIH VALJAKA GENERISANJEM NJIHOVOG RADIJALNOG OPTEREĆENJA**

(51) Int. Cl.
G 01 N 3/32 (2006.01)
B 65 G 15/00 (2006.01)
B 65 G 39/00 (2006.01)

(57) Apstrakt:

Instalacija za ispitivanje transportnih valjaka ima primenu u ispitivanju oslonaca trakastih transportera, odnosno, transportnih valjaka generisanjem njihovog radijalnog opterećenja, i u osnovu se sastoji od traverze (6) sa aksijalno pomerljivim prihvatnim vodicama (7) koja služi za prihvat ispitivanog valjka (18) različitih dužina. Vertikalnim pomeranjem traverze (6) i uklapanjem njenih prihvatnih vodica (7) sa vodicama (17) vertikalnih nosača (15), ostvaruje se vertikalno vođenje i generiše radijalno opterećenje ispitivanog valjka (18). Ispitivani valjak (18) se pritiska na pogonski doboš (16), uležišten u osloncima (13) koji su prihvatnim stopama (14) učvršćeni za radni sto hidropulzatora. Rotaciju pogonskog doboša (16) obezbeđuje elektromotor (9) preko remena (11) i višestepenih remenica (12) i (10) koje se mogu preokrenuti u odnosu na rukavce elektromotora (9) i pogonskog doboša (16) čime se ostvaruje niz stepenasto promenljivih učestanosti njegovog obrtanja.



RS 1422 U1

Област технике на коју се проналазак односи

Предметни проналазак се уопштено посматрано односи на тракасте транспортере, без обзира на врсту производа који се транспортује: растресити материјал са површинских копова, делова конструкције у аутомобилској индустрији, паковања намирница у прехранбеној индустрији, бала у пољопривредној индустрији итд. Ужа област технике на коју се предметни проналазак односи су ослонци тракастих транспортера, односно, транспортни ваљци (ролнице) – без обзира на димензије и начин извођења.

Према Међународној класификацији патената, предмет проналаска се може сврстати у следеће класе:

B65G 15/00 - Транспортери са бескрајним површинама за ношење терета, нпр. типа са тракама или сличним бескрајним елементима, на које се преноси вучна сила помоћу средстава различитих од бескрајних погонских елемената сличног облика;

B65G 39/00 - Ваљци, нпр. погонски ваљци или њихови уређаји који су уграђени у стазама са ваљцима или у другим врстама механичких транспортера;

G01N 3/32 - Испитивање механичких особина применом механичког напрезања дејством поновљених или пулсирајућих сила.

Технички проблем

Како проценити квалитет и радни век различитих типова транспортних ваљака, произведених од стране различитих произвођача, а да се при томе не користе самостални - наменски произведени уређаји, већ постојећа радионичка опрема (машинске пресе или хидро-пулзатори)? Како коришћењем уобичајене радионичке опреме испитати радни век и квалитет транспортних ваљака, у условима статичких или динамичких оптерећења различитих интензитета, при различитим учестаностима обртања? Како коришћењем постојећих радионичких машина симулирати радне услове који делују на транспортне ваљке у експлоатацији?

Стање технике

Транспортни ваљак је један од основних елемената система тракастих транспортера, са улогом да преноси оптерећења са транспортне траке и материјала који се транспортује на одговарајућу носећу конструкцију (рам). Анализом доступне литературе је утврђено да постоји велики број релевантних научних радова, пројеката, студија и експертиза - са општим циљем истраживања и

1422 U1

побољшања енергетске ефикасности, поузданости и радног века различитих конструкционих решења транспортних ваљака.

Међутим, избор постојећих конструкционих решења пробних столова за испитивање транспортних ваљака је веома сужен и применљив само на одређене врсте ваљака, уз могућност симулације искључиво статичких оптерећења, као и одсуство могућности варирања њихових учестаности обртања, што је уочљиво и у релевантним патентима:

RU2484444 (C1) — 2013-06-10 - ROLLER RIG;

SU1097529 (A1) — 1984-06-15 - BENCH FOR TESTING IDLERS ON BELT CONVEYER;

SU1084190 (A1) — 1984-04-07 - BED FOR TESTING IDLER ROLLERS OF BELT CONVEYER;

SU1077841 (A1) — 1984-03-07 - BED FOR TESTING IDLER SUPPORT OF BELT CONVEYER.

Посебну димензију предметне проблематике представља начин задавања оптерећења испитиваних транспортних ваљака, за које су у досадашњим конструкционим решењима пробних столова коришћени наменски конструисани самостални уређаји, који су радијално оптерећење генерисали механичким или хидрауличким склоповима - што је за последицу имало вишеструко повећање трошкова њихове производње и експлоатације.

Претходно наведене чињенице су непосредан разлог за развој новог типа испитне инсталације, којом би сви наведени недостаци били отклоњени, а за задавање оптерећења била коришћена уобичајена радионичка опрема – машинске пресе или хидро-пулзатори. Важно је напоменути и да претрагом релевантних патентних база није пронађено ниједно патентно решење које по карактеристикама одговара предмету проналаска.

Излагање суштине проналаска

Новост проналаска се огледа у конструкцији инсталације за испитивање транспортних ваљака, којом је могуће испитивати радни век и квалитет транспортних ваљака коришћењем уобичајене радионичке опреме – машинских преса или хидро-пулзатора. Суштину проналаска представља и могућност симулације динамичких оптерећења различитих интензитета (коришћењем хидро-пулзатора), као и различитих учестаности обртања транспортних ваљака (коришћењем различитих комбинација уграђених ременица). Сем наведених, предметни проналазак у односу на постојећа техничка решења има следеће предности:

- смањење цене производње, одржавања и експлоатације;
- могућност испитивања више различитих типова транспортних ваљака (који се разликују по димензијама и начину извођења);
- повећану прецизност симулације радијалних оптерећења која делују на испитиване транспортне ваљке;
- повећану прецизност задавања учестаности обртања испитиваних транспортних ваљака;
- лакшу манипулацију и постављање узорака испитиваних транспортних ваљака на испитну инсталацију;

- повећану безбедност и сигурност лица која користе испитну инсталацију;
- смањење броја лица неопходних за коришћење испитне инсталације.

Кратак опис слика нацрта

Проналазак је детаљно описан на примеру извођења приказаном нацрту у коме:

Слика 1. Представља аксонометријски приказ испитне инсталације уграђене на хидропулзаторски уређај и указује на могућности уградње инсталације и на друге уређаје и машине који могу да обезбеде управљачки контролисано вертикално вођење и кретање испитиваног транспортног ваљка.

Слика 2. Представља аксонометријски приказ испитне инсталације у делимично расклопљеном стању. Доњи део слике приказује део уређаја који се причвршћује за радни сто машине или конструкције и уједно обезбеђује окретање погонског добоша. Горњи део слике приказује носећу траверзу са елементима за вођење и причвршћење испитиваног транспортног ваљка за део хидропулзаторског уређаја који генерише контролисано радијално оптерећење ваљка и обезбеђује његово вертикално кретање.

Детаљан опис проналаска

Инсталација за испитивање транспортних ваљака 5, је намењена лабораторијском испитивању транспортних ваљака под дејством статичког или динамички променљивог радијалног оптерећења. Она се причвршћује за радни сто хидропулзатора 1. Окретање погонског добоша 16 обезбеђује се помоћу електромотора 9.

Радијална оптерећења се генеришу на хидропулзаторском уређају 1 помоћу генератора притиска 3 и хидрауличког извршног цилиндра са траверзом 2 који се крћу дуж вертикалних вођица 4 или помоћу неке друге машине која може да обезбеди управљачки контролисано вертикално вођење и кретање испитиваног транспортног ваљка.

Горњи део инсталације за испитивање транспортних ваљака 5 се састоји од траверзе 6 која се причвршћује за хидроцилиндар 2 хидропулзатора 1, прихватних вођица 7 за прихватање испитиваног транспортног ваљка 18 и чивија 8 за осигурање чврсте везе траверзе 6 и осовине испитиваног ваљка 18. Бочним померањем прихватних вођица 7 дуж траверзе 6 се обезбеђује могућност прилагођавања инсталације за испитивање транспортних ваљака 5 различитим дужинама испитиваних ваљака 18. Овај део склопа обезбеђује вертикално кретање испитиваног ваљка 18. Доњи део инсталације за испитивање транспортних ваљака 5 се прихватним стопама 14 учвршћује за радни сто пулзатора 1. На прихватним стопама 14 се налазе вертикални носачи 15 са вођицама 17 које се уклапају са прихватним вођицама 7 траверзе 6 и тиме формирају склоп за контролу транспортног померања у вертикалном правцу испитиваног ваљка 18, чиме обезбеђују

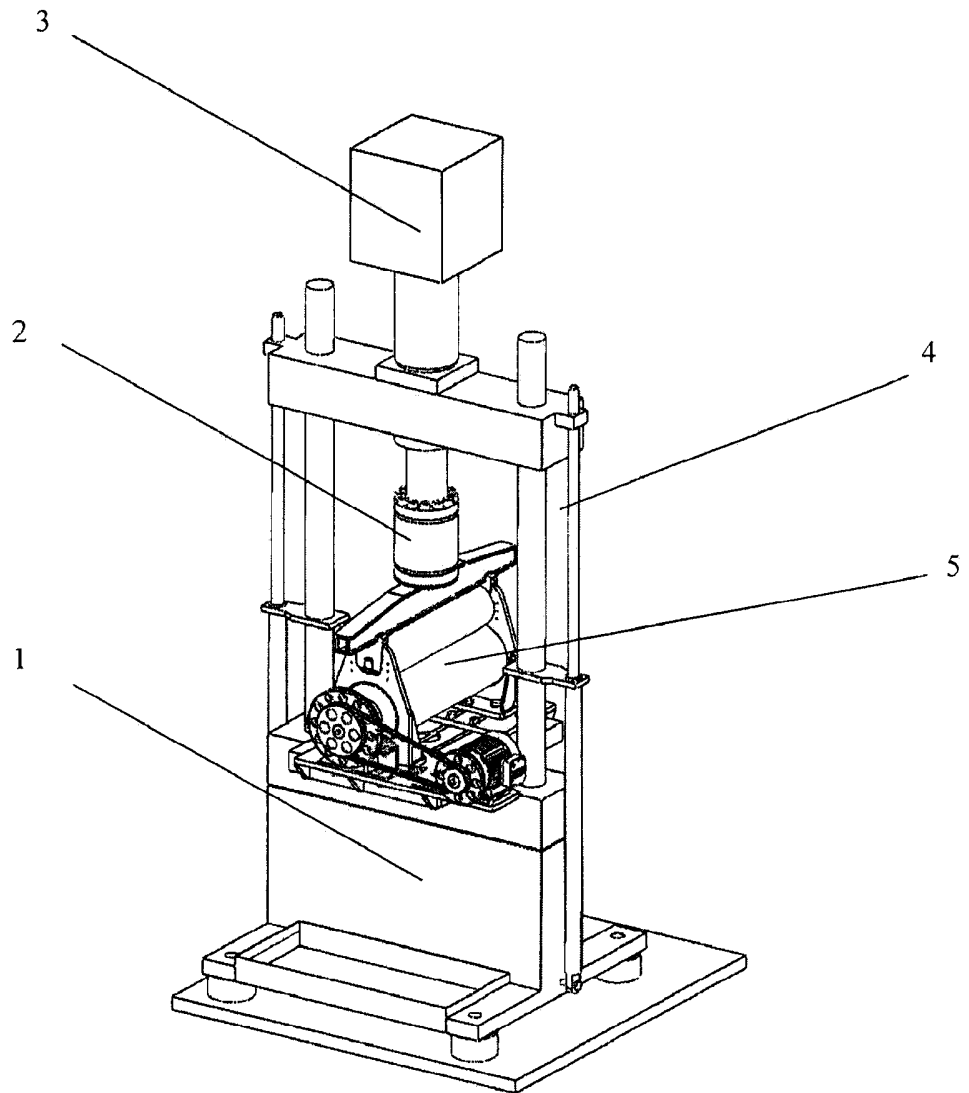
1422 U1

паралелност ротационих оса испитиваног ваљка **18** и погонског добоша **16**. На прихватним стопама **14** се налазе улежитења **13** погонског добоша **16**. Погон погонског добоша **16** је остварен преко двостепених ременица променљивог пречника **12**, ремена **11** и двостепених ременица променљивих пречника **10** на рукавцу вратила електромотора **9**. Учестаност обртања погонског добоша **16** се може степенасто мењати изменом места уградње и превртањем ременица **12** и **10**. Инсталације за испитивање транспортних ваљака **5** се користи тако што се најпре укључивањем електромотора **9** оствари окретање погонског добоша **16**, затим се спуштањем траверзе **6** помоћу хидроцилиндра **2**, омотач испитиваног ваљка **18** доводи у контакт са омотачем погонског добоша **16**. Помоћу сила трења у оствареном линијском контакту долази до залетања и ротације испитиваног ваљка **16**. По достизању прописане учестаности обртања испитиваног ваљка **16**, даљим спуштањем траверзе **6** дефинише се жељени интезитет радијалног оптерећења. Управљање променом и регулација интезитета радијалног оптерећења у блоковима оптерећења или према записима оптерећења из експлоатације, се поверава рачунарском и аквизиционом систему који уграђен у хидропулзаторски уређај **1**.

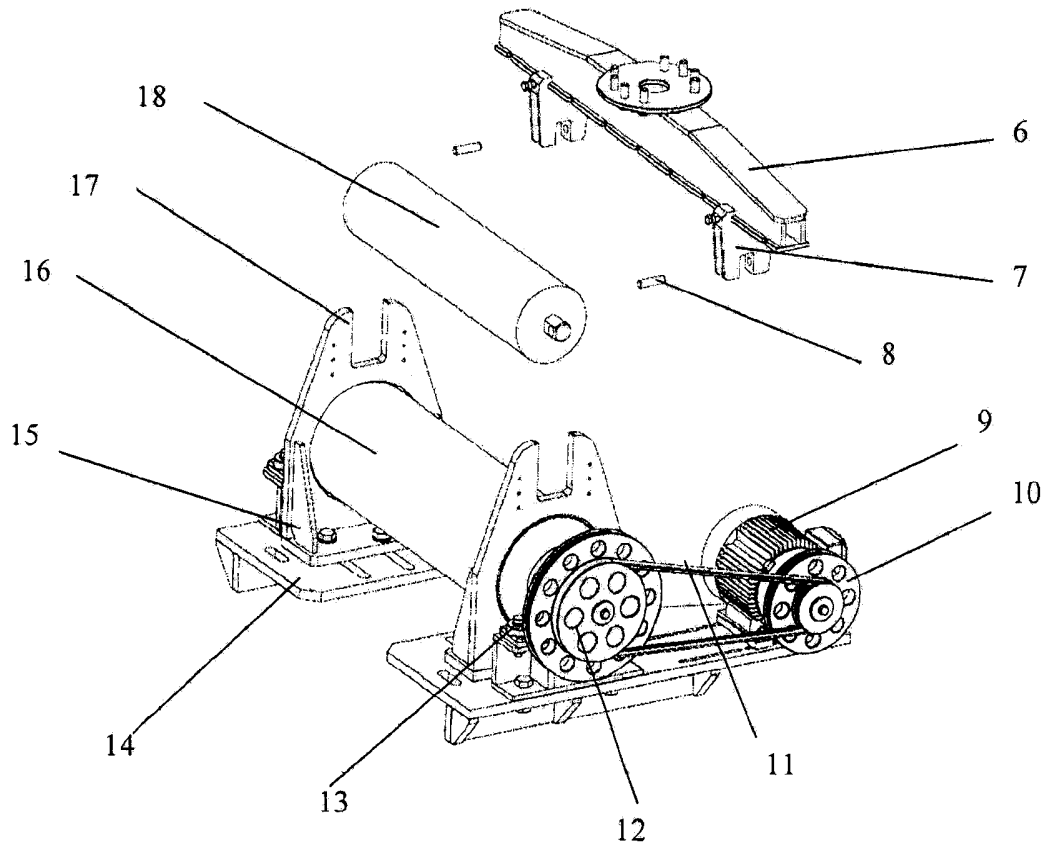
Патентни захтеви

1. Инсталација за испитивање транспортних ваљака генерисањем њиховог радијалног оптерећења **назначена тиме** што је испитивани ваљак (18) улежиштен у вођицама (7) које су с једне стране аксијално клизно везане за траверзу (6) за преношење радијалног оптерећења са хидропулзатора (1), а са друге стране учвршћене на вођицама (17) које су преко ветикалних носача (15), везане за прихватне стопе (14) везане за хидропулзатор (1), што су испитивани ваљак (18) и погонски добош (16) у радијалном контакту, тако да су им осе у истој равни, при чему је погонски добош (16) улежиштен у ослонцима (13) носача (15), чврсто везаних преко прихватних стопа (14) за хидропулзатор (1).
2. Инсталација за испитивање транспортних ваљака генерисањем њиховог радијалног оптерећења према захтеву 1 **назначена тиме** што је погонски добош (16) преко вишестепених ременица (10, 12) и ремена (11) везан за електромотор (9).

1422 U1



Сл.1



Сл. 2

БИОГРАФСКИ ПОДАЦИ АУТОРА

Жарко З. Мишковић је рођен 20.10.1980. године у Загребу (Хрватска). Основну школу, као и IX гимназију, завршио је у Београду (општина Нови Београд). Дипломирао је на Машинском факултету Универзитета у Београду – 2008. године, са просечном оценом 8,62. Докторске студије је уписао 2008/2009. године, након чега се запослио као истраживач–приправник у Иновационом центру Машинског факултета Универзитета у Београду. Од 09.07.2010. године је запослен са пуним радним временом, на радном месту Асистента на Катедри за опште машинске конструкције Машинског факултета Универзитета у Београду.

Активни је учесник Пројеката МПНТР – ТР 35029 и ТР 35030. Такође, од октобра 2012. године до октобра 2015. године учествује у реализацији међународног TEMPUS пројекта 530577-TEMPUS-RS-TEMPUS-JPCR.

Учесник је и реализатор три међународна билатерална пројекта – са Кином, Црном Гором и Словачком. Сем наведених пројеката, кандидат је локални координатор три СЕЕРУС мреже.

Учесћем у акредитацији и одржавању акредитације лабораторије ЛИМЕС Машинског факултета Универзитета у Београду, стекао је значајна истраживачка искуства па од новембра 2012. године обавља функцију Заменика Руководиоца квалитета наведене Лабораторије.

Од 2009. године активно учествује у настави на Машинском факултету Универзитета у Београду, на предметима Машински елементи 1, Машински елементи 2, Основе конструисања, Конструисање М и Технички прописи и стандарди.

У оквиру научно-истраживачке делатности кандидат је аутор/коаутор осам радова у научним часописима са SCI листе, три поглавља у међународним монографијама, двадесет и два рада на међународним научним скуповима штампана у целини и једног рада штампаног у изводу, три уџбеника, четири техничка решења и два национална патента. Сем публикувања радова, ангажован је и у научним/организационим одборима више међународних конференција.

У досадашњем раду успешно је овладао специфичним софтверима за 3D моделирање и симулацију, управљање пројектима и статистичку анализу.

Изјава о ауторству

Име и презиме аутора Жарко З. Мишковић

Број индекса D18/08

Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

УТИЦАЈ КОНЦЕНТРАЦИЈЕ ЕКСПЛОАТАЦИОНИХ ЧЕСТИЦА НЕЧИСТОЋА НА
РАДНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ КОТРЉАЈНИХ ЛЕЖАЈА

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

Потпис аутора

У Београду, 17.07.2017

Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора Жарко З. Мишковић

Број индекса D18/08

Студијски програм

Наслов рада УТИЦАЈ КОНЦЕНТРАЦИЈЕ ЕКСПЛОАТАЦИОНИХ ЧЕСТИЦА
НЕЧИСТОЋА НА РАДНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ КОТРЉАЈНИХ ЛЕЖАЈА

Ментор Проф. др Радивоје Митровић

Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла ради похрањена у **Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског назива 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 аутора

У Београду, 17.07.2017.

Изјава о коришћењу

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

УТИЦАЈ КОНЦЕНТРАЦИЈЕ ЕКСПЛОАТАЦИОНИХ ЧЕСТИЦА НЕЧИСТОЋА НА
РАДНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ КОТРЉАЈНИХ ЛЕЖАЈА

која је моје ауторско дело.

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

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

1. Ауторство (CC BY)
2. Ауторство – некомерцијално (CC BY-NC)
3. Ауторство – некомерцијално – без прерада (CC BY-NC-ND)
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима (CC BY-NC-SA)
5. Ауторство – без прерада (CC BY-ND)
6. Ауторство – делити под истим условима (CC BY-SA)

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци.
Кратак опис лиценци је саставни део ове изјаве).

Потпис аутора

У Београду, 17.07.2017.

1. **Ауторство.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.

2. **Ауторство – некомерцијално.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.

3. **Ауторство – некомерцијално – без прерада.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.

4. **Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.

5. **Ауторство – без прерада.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.

6. **Ауторство – делити под истим условима.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.

