



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА
УНИВЕРЗИТЕТА У КРАГУЈЕВЦУ

Саша Т. Милојевић

**ИДЕНТИФИКАЦИЈА ТРИБОЛОШКИХ
КАРАКТЕРИСТИКА ОПТИМИЗОВАНЕ
КОНСТРУКЦИЈЕ ЦИЛИНДРА КЛИПНОГ
КОМПРЕСОРА ЗА ЕКСПЛОАТАЦИЈУ НА
МОТОРНИМ ВОЗИЛИМА**

Докторска дисертација

Крагујевац, 2023.



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC
FACULTY OF ENGINEERING

Saša T. Milojević

**IDENTIFICATION OF TRIBOLOGICAL
CHARACTERISTICS REGARDING THE
OPTIMIZED CONSTRUCTION OF
RECIPROCATING COMPRESSOR
CYLINDER FOR EXPLOITATION ON
MOTOR VEHICLES**

PhD Dissertation

Kragujevac, 2023

ЗАХВАЛА

Знање стечено на Факултету инжењерских наука ми је помогло током истраживања и рада у привреди.

Све је почело од ОШ „Бранко Радичевић“ у Закути, до Крагујевачке гимназије и некадашњег Машинског факултета у Крагујевцу. Истраживачки рад отпочиње са реконструкцијом цилиндра тенковског дизел мотора В-46 и истраживањем у области „Дизел мотора са променљивим степеном компресије“.

Следи, захваљујући повереној функцији техничког директора, руковођење монтажом камиона МАЗ у Крагујевцу, пројектовањем и серијском производњом првих аутобуса на природни гас у Републици Србији МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С.

Захвалан сам руководиоцима, за ангажовање у својству истраживача и стручног саветника на Катедри за моторна возила и motore и Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу у току докторских студија и израде докторске дисертације.

Хвала ментору, проф. др Божидару В. Крстићу за научну и стручну помоћ и усмерења у току израде докторске дисертације. Захваљујем се такође и на указаном поверењу.

Захваљујући финансијским средствима пројекта ГР 35041, Министарства науке, технолошког развоја и иновација Републике Србије, публиковани су делом и резултати истраживања.

Родитељи су увек били уз мене, отац би се радовао на свој начин ...

Није лако бити супруга ентузијасте за посао и науку, помоћи и разумети, хвала ти Ивана.

Добро је, што су ми деца одрасла, да запамте и схвате тренутак одбране и рад који претходи. Одбрана дисертације долази у важном тренутку њиховог одрастања. Дисертацију поклањам мојој деци Милици, Нађи и Сари и деци мог рођеног брата Михаилу и Александру.

Да им буде за пример, да преносе даље и да схвате знање као врсту енергије и трајно богатство, јер са знањем се не може бити ван колосека. Уз поуку: да у животу треба видети, циљати и постићи даље од дужине својих руку.

Биће ми задовољство, ако студенти и колеге буду наставили истраживања, према идејама које су садржане у оквиру дисертације.

У Крагујевцу, 18.08.2023. године.

Аутор

Саша Т. Милојевић, магистар техничких наука.

Аутор
Име и презиме: Саша Милојевић
Датум и место рођења: 18.08.1973. године у Краљеву
Садашње запослење: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Докторска дисертација
Наслов: Идентификација триболошких карактеристика оптимизоване конструкције цилиндра клипног компресора за експлоатацију на моторним возилима
Број страница: 183
Број слика: 120
Број библиографских података: 83
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК): 621.512.3:62-222.2
Ментор: др Божидар Крстић, редовни професор, Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Оцена и одбрана
Датум пријаве теме: 06.06.2022. године
Број одлуке и датум прихватања теме докторске дисертације: 01-1/2585-14 од 25.08.2022. године.
Комисија за оцену научне заснованости теме и испуњености услова кандидата:
<ol style="list-style-type: none"> 1. др Владимир Поповић, редовни професор – председник Машински факултет, Универзитет у Београду; ужа научна област: Моторна возила 2. др Јасна Глишовић, редовни професор – члан Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу; ужа научна област: Моторна возила и мотори 3. др Блажа Стојановић, редовни професор – члан Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу; ужа научна област: Машинске конструкције и механизација 4. др Драган Џунић, доцент – члан Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу; ужа научна област: Производно машинство 5. др Божидар Крстић, редовни професор – члан Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу; уже научне области: Моторна возила, Друмски саобраћај
Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације:
<ol style="list-style-type: none"> 1. др Владимир Поповић, редовни професор – председник Машински факултет, Универзитет у Београду, ужа научна област: Моторна возила 2. др Јасна Глишовић, редовни професор – члан Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужа научна област: Моторна возила и мотори 3. др Драган Џунић, ванредни професор – члан Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу; ужа научна област: Производно машинство
Датум одбране дисертације:

РЕЗИМЕ

Примена лаких метала као што је алуминијум добија све више на значају, не само у аутомобилској индустрији, већ и шире. Применом конструкција алуминијума се у великој мери се штеде ресурси. Такође, због потпуније рециклаже расходованих конструкција од алуминијума, додатно се смањује оптерећење околине штетним отпадом.

Применом лаких конструкција за израду делова моторних возила, због смањења масе, паралелно се директно утиче на потрошњу горива и емисију издувних гасова. На тај начин се повећава економичност, али се смањује и негативан утицај моторних возила на околину и уз додатне мере, могуће је задовољити све строжије прописе и границе дозвољене емисије издувних гасова.

Код примене легуре алуминијума за израду делова конструкције истраживаног клипног компресора и мотора са унутрашњим сагоревањем, проблем представља мања чврстоћа овог метала, при чему треба решавати и проблеме због лоших триболошких карактеристика и појачаног трења и хабања.

У случају примене алуминијума за израду цилиндра клипног компресора, проблем је решавањем применом превлака и ојачањима од триболошких материјала. На тај начин се може повећати чврстоћа, посебно клизне површине зида цилиндра и могу се побољшати триболошке карактеристике.

У оквиру дисертације су истраживане триболошке карактеристике материјала цилиндра клипног компресора за ваздух са основом од легуре алуминијума и ојачавачима на бази легуре гвожђа, при условима са и без средства за подмазивање.

Резултати триболошких испитивања су приказани као зависност коефицијента трења и параметара хабања узорка материјала цилиндра са ојачавачем, од промене брзине и оптерећења у условима клизања, са и без присуства средства за подмазивање.

Извршена је и статистичка обрада резултата триболошких испитивања. Анализа резултата је показала који параметри имају највише утицаја на триболошке карактеристике клизне површине цилиндра. На основу резултата статистичких анализа могуће је изабрати и предложити оптималну конструкцију цилиндра, ако постоји више решења за триболошку оптимизацију клизне површине или, ако се користе различита уља за подмазивање.

Обзиром да је у току израде дисертације извршена триболошка верификација конструкције цилиндра са ојачавачима клизне површине, за коначан избор и почетак серијске производње, неопходна су лабораторијска испитивања употребних карактеристика клипног компресора на пробном столу. За ту сврху је пројектована одговарајућа инсталација и дефинисан је поступак испитивања.

Одржавање система референтног клипног компресора је разматрано са аспекта поузданости три критична подсистема са паралелном везом. Узимајући у обзир да очекивана времена одржавања система клипног компресора потичу из Рејлијеве расподеле, извршено је моделирање интензитета одржавања на основу расположивости.

КЉУЧНЕ РЕЧИ: алуминијум, динамика вентила, експлоатација, емисија издувних гасова, клипни компресор, мотор са унутрашњим сагоревањем, поузданост, одржавање и трибологија.

ABSTRACT

The application of light metals such as aluminum is gaining more and more importance, not only in the automotive industry, but also beyond. Using aluminum constructions saves resources to a great extent. Also, due to the more complete recycling of discarded aluminum constructions, the burden on the environment with harmful waste is additionally reduced.

By applying lightweight constructions for the production of motor vehicle parts, due to the reduction in mass, fuel consumption and exhaust gas emissions are directly affected in parallel. In this way, the economy is increased, but the negative impact of motor vehicles on the environment is also reduced, and with additional measures, it is possible to meet the stricter regulations and the limits of permitted emissions of exhaust gases.

When using aluminum alloy to make parts of the construction of the researched reciprocating compressor and internal combustion engine, the problem is the lower strength of this metal, while problems due to poor tribological characteristics and increased friction and wear should also be solved.

In the case of aluminum application for the production of reciprocating compressor cylinders, the problem was solved by applying coatings and reinforcements consisting of tribological materials. In this way, the strength can be increased, especially the sliding surface of the cylinder liner, and the tribological characteristics can be improved.

As part of the dissertation, the tribological characteristics of the reciprocating air compressor cylinder base material consisting of aluminum alloy and reinforcements made of iron alloy were investigated under conditions with and without a lubricant.

The results of the tribological tests are shown as the dependence of the coefficient of friction and wear parameters of the cylinder material sample with reinforcement on the change in speed and load in sliding conditions, with and without the presence of a lubricant.

Statistical processing of the results of tribological tests was also performed. The analysis of the results showed which parameters have the most influence on the tribological characteristics of the sliding surface of the cylinder. Based on the results of statistical analyses, it is possible to choose and propose the optimal construction of the cylinder if there are several solutions for the tribological optimization of the sliding surface or if different lubricating oils are used.

Since the tribological verification of the cylinder construction with reinforcements was carried out during the preparation of the dissertation, for the final selection and the decision for the cylinder serial production, laboratory tests of the reciprocating compressor on the test bench are necessary. For this purpose, a suitable installation was designed, and the test procedure was defined.

Maintenance of the reciprocating compressor system is considered from the reliability aspect of three critical subsystems with parallel connections. Taking into account that the expected maintenance times of the reciprocating compressor system come from the Rayleigh distribution, the maintenance intensity was modeled based on availability.

KEY WORDS: aluminum, valve dynamics, exploitation, exhaust emission, reciprocating compressor, internal combustion engine, reliability, maintenance and tribology.

САДРЖАЈ

1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА	1
2. ПРЕДМЕТ ИСТРАЖИВАЊА И ПОЛАЗНЕ ХИПОТЕЗЕ	7
2.1 Предмет истраживања - триболошки оптимизована конструкција цилиндра клипног компресора за ваздух	7
2.2 Инсталација за компримовани ваздух на моторним возилима	10
2.2.1 Проблематика уградње компресора за ваздух на моторним возилима	12
2.3 Идентификација проблема емисије из моторних возила у друмском саобраћају	14
2.4 Идентификација могућности за смањење ангажоване снаге мотора СУС на моторним возилима	14
2.5 Истраживање узрока отказа клипних компресора	16
2.6 Проблематика механичких губитака клипних мотора СУС	19
2.7 Примена алуминијума за израду делова клипних компресора и мотора СУС	21
2.7.1 Технологија побољшаних материјала цилиндра у облику композита	22
2.7.2 Методе за израду и обраду цилиндра и клипова клипних мотора СУС и компресора од композитних материјала са металном основом од алуминијума	25
2.8 Полазне хипотезе докторске дисертације	31
3. МАТЕМАТИЧКО МОДЕЛИРАЊЕ И СИМУЛАЦИЈА КЛИПНИХ КОМПРЕСОРА	33
3.1 Преглед остварених резултата у области моделирања и експерименталних истраживања клипних компресора	33
3.2 Приказ модела клипног компресора	35
3.2.1 Симулација радног процеса у клипном компресору	35
3.2.2 Структура математичког модела клипног компресора	38
3.2.3 Формирање одговарајућих поједностављења и претпоставки	40
3.3 Кинематика аксијалног клипног механизма компресора	41
3.4 Термодинамички процеси у цилиндру клипног компресора	41
3.4.1 Претпоставке и поједностављења термодинамичких процеса	42
3.4.2 Енергетска равнотежа гаса у цилиндру клипног компресора	43
3.4.3 Процес усисавања	44
3.4.4 Процес издувавања	47
3.4.5 Процеси експанзије (ширења) и сабијања (компресије)	48
3.5 Конструкције вентила клипних компресора	48
3.5.1 Варијанте конструкција вентила клипних компресора	49
3.5.2 Конструкција вентила истраживаног клипног компресора	51
3.6 Моделирање вентила клипног компресора	52
3.6.1 Претпоставке и услови при моделирању вентила клипног компресора	53
3.7 Моделирање протока ваздуха кроз вентил	54
3.8 Моделирање динамике вентила клипних компресора	56
3.8.1 Равнотежа сила при отварању заптивне плоче вентила	57

3.8.1.1 Адхезиона сила на контактної површини вентила са седиштем и граничником	57
3.8.1.2 Еластична сила опруге вентила	60
3.8.2 Равнотежа сила при кретању заптивне плоче вентила клипног компресора	61
3.8.2.1 Маса покретног система плоче вентила са једном масом и опругом	61
3.8.2.2 Сила трења	62
3.8.2.3 Сила отпора ваздуха (унутар молекуларна сила)	62
3.8.3 Равнотежа сила при удару плоче вентила о седиште и граничник	63
3.8.4 Равнотежа сила када је вентил потпуно отворен	64
3.8.5 Равнотежа сила када почиње одвајање вентила од граничника	64
3.9 Показатељи рада клипног компресора (периодично променљиве)	64
3.9.1 Индикаторски рад (енергетска ефикасност клипног компресора)	65
3.9.2 Механички степен искоришћења клипног компресора	65
3.9.3 Индикаторски рад вентила	66
3.9.4 Изотермски степен искоришћења клипног компресора	66
3.9.5 Запреминска ефикасност клипног компресора	67
3.10 Резултати симулације рада истраживаног клипног компресора	69
4. ТРИБОЛОШКА ИСПИТИВАЊА МАТЕРИЈАЛА ЦИЛИНДРА КЛИПНОГ КОМПРЕСОРА	73
4.1 Триболошка карактеризација похабаних површина	73
4.1.1 Абразивно хабање материјала цилиндра клипног компресора	73
4.1.2 Адхезивно хабање материјала цилиндра клипног компресора	74
4.1.3 Оксидационо хабање материјала цилиндра клипног компресора	75
4.1.4 Приказ величина трења и хабања оштећених површина материјала	76
4.2 Припрема триболошког пункта за лабораторијско испитивање механичких губитака клипног компресора за компримовани ваздух на моторним возилима	79
4.2.1 Модел инсталације за компримовани ваздух на моторним возилима	79
4.2.2 Методе за испитивање истраживаног клипног компресора за испоруку ваздуха под притиском на моторним возилима	81
4.2.2.1 Мерни блок за оптерећење клипног компресора и симулацију радних услова	82
4.2.3 Испитивање употребних карактеристика истраживаног клипног компресора према протоколу ACASA Protocol™	85
4.2.4 Испитивање ефикасности клипних компресора према стандарду ISO 1217	88
4.2.5 Извештај о испитивању истраживаног клипног компресора	89
4.2.6 Начин одређивања механичких губитака истраживаног компресора	89
4.3 Мерна опрема за триболошка испитивања материјала цилиндра клипног компресора	91
4.3.1 Трибометар	91
4.3.2 Оптички микроскоп за триболошку карактеризацију похабаних површина	94
4.3.3 Хемијски састав испитиваних материјала и припрема површина за испитивање	95
4.4 Експериментални поступак триболошких испитивања	95
4.5 Резултати триболошка испитивања материјала у условима без подмазивања	96
4.5.1 Карактеристике основног материјала и ојачавача - SEM/EDS анализа	96

4.5.2	Карактеристике испитиваних материјала у прелазној зони - SEM/EDS анализа	99
4.5.3	Коефицијент трења и дубина продирања основног материјала цилиндра на ниском оптерећењу при минималној и максималној брзини клизања	101
4.5.4	Коефицијент трења и дубина продирања материјала ојачавача цилиндра на ниском оптерећењу при минималној и максималној брзини клизања	103
4.5.5	Микроскопска анализа трагова хабања на оштећеним површинама испитиваних материјала при мањој брзини	105
4.5.6	Микроскопска анализа трагова хабања на површини куглице трибометра	106
4.5.7	Резултати мерења нанотврдоће испитиваних материјала цилиндра	108
4.5.8	Коефицијент трења и дубина продирања основног материјала и ојачавача цилиндра при средњем оптерећењу и максималној брзини клизања	109
4.5.9	Коефицијент трења и дубина продирања основног материјала и ојачавача цилиндра при максималном оптерећењу и максималној брзини клизања	112
4.6	Триболошка испитивања материјала цилиндра клипног компресора у условима клизања са подмазивањем	114
4.6.1	Карактеристике уља за подмазивање	114
4.6.2	Коефицијент трења и дубина продирања основног материјала и ојачавача цилиндра на максималном оптерећењу и при максималној брзини клизања у присуству уља за подмазивање	115
5.	АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА ТРИБОЛОШКИХ ИСПИТИВАЊА АЛУМИНИЈУМСКОГ ЦИЛИНДРА	118
5.1	Примена статистичке Taguchi методе за анализу резултата	118
5.2	Анализа резултата триболошких испитивања материјала цилиндра клипног компресора применом Taguchi методе и ANN модела	124
5.2.1	Планирани услови експеримента DOE	124
5.2.2	Поставке ANN модела	125
5.2.3	Анализа S/N односа	128
5.2.4	Анализ резултата варијансе за тест хабања материјала	129
6.	ПРОЦЕНА ПОУЗДАНОСТИ КЛИПНИХ КОМПРЕСОРА ЗА ВАЗДУХ НА ОСНОВУ ПАРАМЕТАРА ПОГОДНОСТИ ОДРЖАВАЊА	134
6.1	Основни прилаз одржавању клипних компресора за ваздух	134
6.2	Ефективност система клипног компресора за ваздух	137
6.2.1	Поузданост комбиноване везе делова система клипног компресора	138
6.2.2	Идентификација карактеристичних делова система референтног клипног компресора на аутобусу са погоном на природни гас МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С	138
6.2.3	Узроци повећане потрошње уља за подмазивање мотора СУС и клипног компресора код аутобуса на природни гас у односу на дизел погон	143
6.3	Методе за процену погодности одржавања система клипног компресора	146
6.3.1	Основне величине за процену стања у отказу и поступка одржавања система клипног компресора за ваздух	148
6.3.2	Избор варијанте поступка одржавања клипног компресора за ваздух	149

6.4 Методе за проверу изабраног модела функције расподеле густине минималних интервала у отказу клипног компресора	150
6.5 Оцена одступања и избор карактеристичних функција расподеле погодности одржавања у односу на емпиријске податке	154
6.6 Метода процене очекиваног времена одржавања система клипног компресора за ваздух на бази познатог времена до одржавања	158
6.6.1 Нумерички резултати моделирања интензитета одржавања система клипног компресора на бази расположивости	162
6.7 Интегрисање поузданости и погодности одржавања у фази пројектовања конструкције клипних компресора за ваздух	169
7. ЗАКЉУЧЦИ	172
ЛИТЕРАТУРА	176
БИОГРАФИЈА КАНДИДАТА	182

1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА

Применом нових технолошких метода за израду делова клипних компресора, решавања је поузданост у експлоатацији, односно смањење потрошње горива моторних возила, зато што омогућава и смањење емисије издувних гасова.

Смањење тежине делова применом конструкција од алуминијума и лаких метала представља пример оптимизације. Чињеница је, да се потрошња горива смањује паралелно са смањењем тежине моторних возила, односно применом делова од алуминијума. Међутим, у експлоатацији постоје проблеми који су последица мање чврстоће и повећаног хабања конструкција од алуминијума у односу на примену металних конструкцијама од ливеног гвожђа, који се могу решити на више начина.

Триболошке и механичке карактеристике машинских конструкција се побољшавају применом превлака од различитих материјала. На тај начин се приступа и решавању проблема повећаног хабања и мање чврстоће цилиндра клипног компресора за ваздух на моторним возилима, који је предмет оптимизације, односно истраживања у оквиру докторске дисертације.

Превлаке су коришћене за модификацију делова дизел мотора, зато што омогућавају топлотну изолацију коморе за сагоревање у челу клипа и зида цилиндра. Примена превлака доприноси смањењу потрошње горива и повећању ефективност степена искоришћења дизел мотора и побољшању хладног старта. Циљ примене превлака у дизел моторима је смањење топлотних губитака методом топлотне изолације цилиндра. Превлаке омогућавају топлотну изолацију и заштиту коморе и спречавају пренос топлотног флуksа од радне материје до зида коморе за сагоревање и цилиндра. Зид коморе за сагоревање на тај начин задржава повишену температуру, тако да омогућава смањење температурне разлике између зида и радне материје у току процеса сагоревања. Код примене методе топлотне изолације делова мотора са унутрашњим сагоревањем, постоји неколико недостатака као што су издржљивост и поузданост превлаке у току радног века и појаве разарања слоја превлаке и њеног одвајања од основног материјала.

Превлаке на бази гвожђа имају добре особине код примене за топлотну изолацију цилиндра дизел моторима са алуминијумским блоковима и клиповима. Топлотна проводљивост превлака на бази гвожђа са садржајем алуминијума од (22 – 40%) зависи од температуре и приближно је десет пута мања у поређењу са еутектичким Al-Si легурама. Превлаке са примесама гвожђа, у зависности од концентрације алуминијума, имају коефицијенте термичког ширења приближних вредности као еутектичке и под-еутектичке Al-Si легуре које се користе као материјали клипова и блокова мотора са унутрашњим сагоревањем [1].

Применом примеса гвожђа у оквиру материјала превлака, решавају се проблеми површинске концентрације заосталих напона после термичке обраде површина, чије су последице напрслине на делу између превлаке и основног материјала. У поређењу са превлакама од искључиво керамичких материјала, додавањем гвожђа остварују се и ниже вредности коефицијента термичког ширења. Присуством легуре гвожђа остварује се комбинација добрих механичких својстава, ниске густине и цене и повећава се отпорност на корозивна дејства различитих супстанци, као што је сумпорна киселина, а треба и додати предност због доступности сировина гвожђа и алуминијума [1, 2].

Триболошке превлаке на бази гвожђа су добре за облагање клизних површина, односно кошуљице цилиндра дизел мотора. Монолитни блокови дизел мотора од ливеног гвожђа су временом замењени са блоковима на бази Al-Si легура. То су легуре алуминијума са (17 – 20%) масеног садржаја силицијума за монолитне алуминијумске блокове. Због тога су остварене и боље триболошке карактеристике, јер је мање и хабање на унутрашњој клизној површини кошуљице цилиндра [3, 4].

Примена кошуљице цилиндра од сивог лива као решења за повећање чврстоће и побољшање триболошких карактеристика клизне површине цилиндра представља проблем, зато што оваква решења не доприносе смањењу масе. Разлог томе је додатна дебљина цилиндарске кошуљице, зато што захтева веће пречнике цилиндра, а тиме утиче и на повећање димензија конструкције мотора са унутрашњим сагоревањем. Код цилиндара мањих димензија, као што је истраживани цилиндар клипног компресора за ваздух или код двотактних мотора са унутрашњим сагоревањем за погон агрегата електричне струје, пумпи за воду или компресора за претакање хемикалија, примена цилиндарских кошуљица у циљу триболошке оптимизације није практично могућа.

Друго практичније решење подразумева примену површинске заштите клизне површине цилиндра од легуре алуминијума без кошуљице цилиндра. Површинску заштиту је могуће реализовати методом примене танкослојних превлака од материјала повољнијих механичких и триболошких карактеристика, односно применом хемијских и термичких третмана клизне површине цилиндра. За ту сврху се користе хемијски процеси као што је процес галванизације или формирања танкослојних превлака на бази хрома и никла, али је њихова примена временом постала проблематична и ограничена је са еколошким прописима. Еколошким прописима се регулише примена одговарајућих поступака у циљу спречавања појаве да микро-честице хрома и никла приликом процеса хабања и разарања превлаке продру у натклипни простор цилиндра, односно у издувни систем и околину, јер су опасне по здравље људи.

Примена методе термичког спреј поступка за наношење заштитних превлака на клизну површину цилиндра је релативно ново решење. Плазма спреј поступак у атмосферским условима је временом комерцијализован и показао је најбоље резултате са аспекта карактеристика превлаке која се формира на површини материјала (металографија, микротврдоћа, затезна чврстоћа и параметри машинске обраде) [5, 6].

У току експлоатације клипних компресора за ваздух од легура алуминијума уочени су проблеми због појаве пукотина и одвајања слоја превлаке на бази гвожђа, који је нанешен спреј поступком, односно од основног материјала зида цилиндра. Микроструктуре превлака су углавном ламеларне са честицама истопљеног праха и слојевима оксида између, зато што је то уобичајено када се превлаке наносе термичким поступком, процесом распрашивања, па обухвата и плазма спреј поступак. Применом плазма спреј поступка је могуће постићи равномерну расподелу материјала превлаке на површини цилиндра, а накнадна обрада превлаке је један од начина који се примењује за спречавање појаве пукотина и одвајања превлаке од зида цилиндра, али и за смањење трења и хабања.

Са циљем да се детаљније укаже на значај триболошке оптимизације цилиндра клипног компресора и примене легуре алуминијума за израду конструкције, у оквиру другог поглавља дисертације су систематизоване теоријске основе истраживања у овој области. Указано је да триболошка оптимизација има значаја са аспекта смањења ангажоване механичке енергије и смањења потрошње горива, односно хемијске енергије горива, а тиме и емисије издувних гасова из моторних возила у саобраћају. Такође систематизовано су приказане и методе које се могу применити за потребе решавања проблема лоших триболошких (због повећаног трења и хабања) и механичких карактеристика легура алуминијума (мања чврстоћа).

Једначина биланса снаге моторних возила представља основу за анализе губитака ефективне снаге са коленастог вратила мотора са унутрашњим сагоревањем. Сваки део једначине представља посебан систем моторног возила који се може оптимизовати у циљу смањења ангажоване снаге, а тиме и енергије горива. Део једначине, који се односи на ангажовану снагу за погон помоћних или периферних уређаја на моторима са унутрашњим сагоревањем представља циљну групу истраживања у оквиру докторске дисертације. Као предмет истраживања издвојен је клипни компресор за ваздух и формулисана је полазна хипотеза, како се триболошком оптимизацијом клизне површине цилиндра може смањити трење и хабање, јер треба да има за последицу смањење механичких губитака, а тиме и потрошње горива [7].

Триболошки оптимизована конструкција клипа и цилиндра клипног компресора за ваздух од легуре алуминијума представља пример реализоване методе за триболошку оптимизацију конструкције и паралелно повећање чврстоће површина које су у наизменичном клизном контакту.

Примена клипних компресора за ваздух, који су произведени од легуре алуминијума уместо од ливеног гвожђа доприноси смањењу масе конструкције. Примена алуминијума има предности и због потпуније рециклаже овог метала, зато што доприноси смањењу оптерећења околине сувишним отпадом. Међутим, и код клипних компресора, због мање чврстоће, а тиме и појачаног хабања и лошијих триболошких карактеристика конструкције од алуминијума је неопходно да унутрашња клизна површина цилиндра од мекше легуре алуминијума буде модификована и ојачана на одговарајући начин.

За ту сврху се користе легуре материјала побољшаних карактеристика, зато што имају утицај на циљано побољшање употребних карактеристика клипних компресора. Због тога се све више даје значај истраживањима примене нових материјала са побољшаним механичким и триболошким карактеристикама. Примена композитних материјала је са тог аспекта веома важна. Композити настају применом сложених технологија, мешањем више материјала различитих чврстоћа и других различитих карактеристика, јер се тако омогућава да добијена легура има побољшане одговарајуће циљане карактеристике.

Да би се детаљније указало на губитке у моторима са унутрашњим сагоревањем анализирани су подаци о њиховој прерасподели на уређаје и опрему. На тај начин је указано на значај оптимизације мотора са унутрашњим сагоревањем са аспекта периферних уређаја, односно клипних компресора за ваздух, који су предмет истраживања. Са тог аспекта је истраживана триболошка оптимизација клизне површине зида цилиндра клипног компресора за ваздух у циљу смањења механичких губитака, односно трења и хабања, који имају утицаја на смањење потрошње горива.

Триболошком оптимизацијом су обухваћене и конструкције клипова и клипних прстенова. Конструкције клипова клипних компресора и мотора са унутрашњим сагоревањем се могу модификовати у носећем делу клипа, слично као клизна површина истраживаног цилиндра, а то додатно утиче на смањење трења и хабања.

У оквиру трећег поглавља докторске дисертације су систематизована истраживања у области моделирања радног процеса у цилиндру клипног компресора за ваздух. Објашњен је математички модел термодинамичких процеса и приказана је структура модела за симулацију радног процеса у цилиндру. Потпуније моделирање радног процеса према другој хипотези омогућава детаљнију анализу и ефективније усавршавање радног процеса. Моделирање уз помоћ персоналних рачунара захтева мање времена за провере и подешавање утицајних параметара на радни процес, па доприноси бржој и правилнијој оптимизацији, а тиме и значајној уштеди финансијских средстава и других ресурса у поређењу са применом експерименталних испитивања.

Анализе расположивих података из литературе су показале да откази вентила због лома плоче и опруге представљају примарне узроке појаве неисправности клипних компресора за ваздух у оквиру кочних система на моторним возилима, путничким возовима и другим мобилним системима. Поред отказа вентила, узроци појаве неисправности кочних система са аспекта клипних компресора су такође и откази опреме под притиском у издувном воду клипних компресора [8].

У суштини, од ефикасности рада аутоматских вентила зависе и перформансе клипних компресора. Последице лоше функционалности компресорских вентила су: истицање компримованог ваздуха, пад притиска у систему и смањење испоруке компримованог ваздуха до уређаја и опреме на моторним возилима.

Чињенице су, да се већа поузданост вентила, а тиме и клипних компресора и кочних система, који се снабдевају компримованим ваздухом може остварити правилним пројектовањем. За ту сврху је неопходно познавати радне услове, чије утицаје треба симулирати на што реалнији начин и то укључивањем одговарајућих параметара у оквиру модела радног процеса, чему доприносе истраживања у оквиру докторске дисертације. Компресорски вентили се приликом моделирања углавном приказују као заптивни елементи у облику плоче, а моделирањем су обухваћени феномени протока ваздуха кроз вентиле и динамика вентила.

У оквиру докторске дисертације се истражују процеси удара плоче вентила о граничник или седиште приликом отварања и затварања компресорских вентила, који су добрим делом последице дејства адхезионих сила. Интегрисање њиховог утицаја у оквиру једначина динамике вентила и постојећих модела радног процеса у цилиндру клипног компресора треба да допринесе развоју модела [9].

Разлог томе је што се утицај адхезионих сила на седишту и граничнику компресорских вентила, чији су заптивни елементи у облику плоче манифестује феноменом лепљења и резултира непаралелним ударом плоче вентила о седиште и граничник и појавом динамике вентила. Укључивање феномена лепљења плоче вентила, односно дејства адхезионих сила у оквиру постојећих модела радног процеса, доприноси и реалнијем приказу радних услова. На тај начин може да се оствари пројектовање компресорских вентила са већом поузданошћу, чиме се продужује време безотказног рада и повећава се расположивост клипних компресора и кочних система.

У лабораторијским условима функционалност компресорских вентила може да се прати и анализом параметара рада клипних компресора, од којих су најважнији следећи: индикаторски рад, индикаторски рад вентила и запреминска ефикасност.

Истраживањем су обухваћене и триболошке анализе резултата испитивања узорака похабаног материјала, који представљају део оптимизоване конструкције цилиндра клипног компресора за ваздух са ојачавачима, који је предмет истраживања у оквиру докторске дисертације. Триболошка оптимизација конструкције је делом иницирана проблемима са постојећим техничким решењима, због појаве напрслина клизне површине цилиндра, која је триболошки оптимизована методом наношења превлаке плазма спреј поступком [4, 5].

Триболошка испитивања узорака материјала треба да укажу на триболошку оправданост примене техничког решења са ојачавачима клизне површине цилиндра од Al-Si легуре. За потребе детаљнијих анализа је извршена карактеризација површина похабаних узорака материјала. Испитивање материјала је реализовано у условима клизања, без и са присуством средства за подмазивање, слично реалним условима у цилиндру. Циљ је да оствари детаљнија анализа и поређење резултата испитивања, односно да се укаже на очекивану оправданост примене материјала за ојачање клизне површине цилиндра. Очекује се да триболошка испитивања материјала покажу и позитиван утицај присуства средства за подмазивање на процес хабања материјала.

Тим путем су резултати триболошких испитивања материјала основе цилиндра и ојачавача приказани у оквиру четвртог поглавља докторске дисертације. Испитивање похабаних и оштећених узорака материјала цилиндра је извршено у условима клизања, са и без средства за подмазивање при дејству три различите вредности нормалне силе и брзине клизања. На сваком режиму испитивања су снимане вредности коефицијента трења у јединици времена применом софтвера за аквизицију података. После испитивања на сваком од режима, похабане површине су фотографисане оптичким микроскопом. Издвојени су микроскопски прикази узорака материјала у карактеристичним тачкама и извршена је микроскопска анализа трагова хабања на испитиваним материјалима и на површини куглице трибометра.

Резултати су одвојено анализирани и упоређивани за сваки од карактеристичних режима испитивања. На основу микроскопских приказа оштећених површина узорака материјала и површине куглице трибометра је извршена карактеризација похабаних и оштећених површина и идентификоване су врсте хабања.

Нанотврдоћа испитиваних материјала је мерена помоћу наноиндентера и Берковичевог утискивача облика тростране дијамантске пирамиде.

Имајући у виду да је, после триболошких испитивања и верификације материјала са аспекта трибологије, неопходно извршити испитивање перформанси клипног компресора са уграђеним модификованим цилиндром, потребно је да се примене универзалне методе за испитивања употребних карактеристика на пробном столу. Са тим у вези, у оквиру четвртог поглавља је предложен протокол за испитивање употребних карактеристика клипног компресора и капацитета на пробном столу у лабораторијским условима (на трибо-механичком пункту).

Према смерницама четврте хипотезе, искључиво примена универзалних и стандардизованих метода приликом испитивања може да допринесе прецизнијем поређењу добијених резултата са већ постојећим подацима у литератури. На тај начин, применом стандардизованих процедура може да се изврши пробно лабораторијско испитивање конструкције. На основу добијених резултата, треба да се потврди избор материјала клизне површине цилиндра, односно триболошка оптимизација цилиндра, што је и предмет докторске дисертације.

Слично моделу за симулацију инсталације за компримовани ваздух на путничким возовима [8], формиран је одговарајући модел за симулацију универзалне инсталације на аутобусима и теретним моторним возилима.

Истраживањем у оквиру докторске дисертације се делом решава и проблематика лабораторијских испитивања клипних компресора за потребе одређивања употребних карактеристика и механичких губитака, јер је предложена аутоматизација мерног блока за симулацију оптерећења, односно радних услова клипних компресора за ваздух.

За потребе аутоматске симулације радних услова и брзо успостављање одређеног радног режима у току лабораторијских испитивања клипног компресора у зависности од потребног оптерећења, неопходна је примена одговарајућег серво-вентила. За ту сврху се предлаже техничко решење аутоматског серво-вентила, који се може уградити на издувном воду експерименталног клипног компресора, иза резервоара са компримованим ваздухом.

Пробни сто за испитивање употребних карактеристика са уграђеним аутоматским серво-вентилом може да се користи и за друге намене, као што су: одређивање механичких губитака методом индицирања притиска у цилиндру или методом елиминације делова клипног компресора, као и за снимање преносне карактеристике серво-вентила. Такође, на пробном столу је могуће снимити и преносне карактеристике погонског блока експерименталног клипног компресора са електро-мотором.

Применом методе статистичке обраде и анализе, извршена је систематизација резултата триболошких испитивања. На тај начин је одређен утицај појединих параметара и њихових међусобних интеракција на триболошке карактеристике испитиваних материјала цилиндра клипног компресора. Очекује се да врста материјала има примарни утицај на триболошке карактеристике. Статистичким приказом резултата триболошких испитивања треба да се допринесе стварању базе карактеристичних и опште прихваћених података, на основу којих се могу усмерити и будућа истраживања других истраживача и може се убрзати процес оптимизације, јер такође штеди време и ресурсе.

Пето поглавље дисертације, са тог аспекта, обухвата статистичку обраду и анализу резултата триболошких испитивања. За ту сврху је искоришћена статистичка Тагучијева метода и модел, који је заснован на неуронској мрежи. Статистички приказ треба да покаже резултате анализе варијанси за параметар хабања у зависности од три утицајне величине и то: врсте материјала, оптерећења, брзине клизања и њихових међусобних варијација и интеракција.

На основу резултата триболошких испитивања, може да се анализира оправданост формулација друге хипотезе, односно да се утврди у којој мери је постигнуто очекивано смањење трења и хабања са применом ојачавача клизне површине цилиндра од легуре алуминијума. Према полазним хипотезама, примена ојачавача цилиндра треба да допринесе смањењу хабања и повећању чврстоће клизне површине цилиндра. Потврђивањем друге хипотезе може да се определи даља оптимизација конструкције цилиндра клипног компресора са аспекта избора одговарајућих материјала и триболошке оптимизације у зависности од режима рада у експлоатацији. Тиме је дефинисана и метода избора одговарајуће конструкције цилиндра, ако постоји више решења за триболошку оптимизацију.

Шесто поглавље обухвата теоријске основе и примену метода за процену поузданости погонског система референтног клипног компресора за ваздух на основу параметара погодности одржавања. Извршено је моделирање интензитета одржавања система клипног компресора на бази расположивости [10]. За ту сврху је било неопходно одредити основне елементе погонског система клипног компресора за ваздух. Параметри одржавања су усвојени на основу релевантних података о референтном клипном, који је уграђен на првом српском нископодном аутобусу са погоном на природни гас МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С, који је произведен у Крагујевцу, где је прво и отпочела производња и експлоатација ових аутобуса.

2. ПРЕДМЕТ ИСТРАЖИВАЊА И ПОЛАЗНЕ ХИПОТЕЗЕ

2.1 Предмет истраживања - триболошки оптимизована конструкција цилиндра клипног компресора за ваздух

Предмет докторске дисертације је испитивање триболошких карактеристика материјала од којих је конструисан цилиндар клипног компресора за снабдевање компримованим ваздухом уређаја на моторним возилима. Материјал основе цилиндра је Al-Si легура (EN AlSi10Mg) са наизменично уливеним ојачавачима клизне површине на бази ливеног гвожђа, сл. 2.1.a. Основне карактеристике клипног компресора чији је саставни део истраживани цилиндар су приказане у табели 2.1 [11].

Табела 2.1 Карактеристике експерименталног клипног компресора за ваздух

Опис	Вредност
Радна запремина цилиндра [cm ³]	150
Компресиона запремина цилиндра (натклипни простор) [cm ³]	12,7
Број цилиндара [-]	1
Однос ход/пречник цилиндра (S/D) [mm/mm]	35/74
Полупречник колена коленастог вратила [mm]	17,5
Дужина клипњаче [mm]	137
Максимални ход плоче вентила [mm]	1,4
Спољашњи пречник плоче вентила [mm]	30,5
Маса покретних делова вентила (kg)	$3,8 \cdot 10^{-3}$
Маса клипне групе (опремљен клип) (kg)	0,215
Број усисних/издувних вентила [-]	1/1
Дужина усисног канала [mm]	50
Дужина цевовода у потисном воду [mm]	1700
Притисак ваздуха у потисном воду (резервоару) [MPa]	0,1 – 1

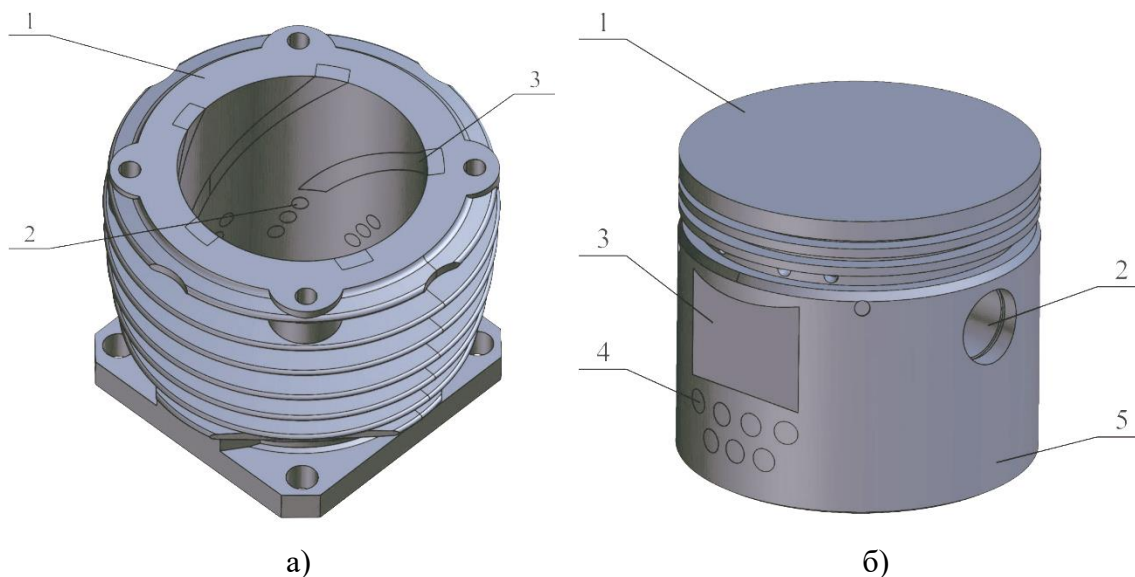
Цилиндар, односно клипни компресор се хлади уструјавањем ваздуха. Због тога, да би се одстранила сувишна топлота са зидова цилиндра, спољашња површина цилиндра је конструисана са ребрима, сл. 2.1.a. Цилиндар, односно, клизна површина зида цилиндра се додатно хлади и подмазује прскањем уља из система за подмазивање погонског мотора са унутрашњим сагоревањем.

Због лошијих триболошких карактеристика и мање чврстоће клизне површине цилиндра од AL-Si легуре у поређењу са конструкцијом од ливеног гвожђа, као што је наведено у уводном делу, конструкција цилиндра је предмет оптимизација које се могу реализовати на више начина. Прелиминарне оптимизације су извршени на тај начин, што је унутрашња клизна површина цилиндра ојачана наношењем превлаке у виду праха на бази гвожђа. При томе је коришћена метода наношења превлаке применом плазма спреј поступка у атмосферским условима. Триболошка испитивања материјала тако оптимизованог цилиндра су извршена појединачно, применом две врсте превлака, чије су ознаке 4052 и 92F [5, 11].

Због проблема који су повезани са појавом пукотина и одвајањем превлаке која се на зид цилиндра наноси плазма спреј поступком [5, 11], показало се, да је неопходна примена и других решења за триболошку оптимизацију клизне површине цилиндра. У другом случају, претпостављено је, да већа чврстоћа и боље триболошке карактеристике конструкције цилиндра клипног компресора за ваздух могу да се остваре применом ојачавача у виду укључака од другог материјала веће чврстоће, при чему, њихов распоред на клизној површини цилиндра може бити различит, сл. 2.1.а.

На сличан начин се може да се ојача и конструкција клипа са основом од Al-Si легуре, методом примене укључака у виду ојачавача од механички чвршћег и триболошког материјала, који је отпорнији на хабање, сл. 2.1.б.

У оба случаја оптимизације, сл. 2.1, материјали алуминијумских основа и ојачавача од триболошких материјала нису међусобно измешани или растворљиви, због чега се на ојачаним површинама клипа и цилиндра јасно могу уочити и визуелно издвојити.



Сл. 2.1 Изглед: а) цилиндра и б) клипа са ојачавачима од триболошког материјала

Унутрашња клизна површина цилиндра, чији су узорци материјала предмет триболошких истраживања у оквиру докторске дисертације, сл. 2.1.а, је израђена од легуре алуминијума који је основни материјал, односно представља матрицу са металном основом (1). Матрица је модификована уливањем триболошких укључака од ливеног гвожђа који имају улогу ојачавача зида цилиндра. Укључци су у оквиру матрице распоређени дискретно у облику триболошких чепова (2) нодула, односно честица сферног облика. Као опција, укључци могу бити распоређени и континуално у облику ламела (плочица), чији је облик сличан вишеходној завојници са интегрално уграђеним завојима (3).

На сличан начин може да се конструише и клип са триболошким чеповима (4) или са изменљивим носећим делом (3), сл. 2.1.б. Триболошки чепови и изменљиви носећи део клипа могу да се конструишу од материјала који имају добре триболошке (графит) или механичке карактеристике (сиви лив). Триболошки чепови могу да се уграде у зони носећег дела клипа пресовањем или као друга опција, могу се упресовати и интегрисати у материјал изменљивог носећег дела клипа. Површина носећег дела клипа зависи од облика и врсте конструкције. У току рада клипног компресора, контакт клипа и цилиндра се у том случају остварује на носећем делу клипа облика решеткасте површине са триболошким чеповима (4) или са изменљивим носећим делом (3), што је повољније са аспекта смањења трења и хабања. Изменљиви носећи део клипа (3) се поставља у жлеб на носећој површини (5) клипа (1), сл. 2.1.б.

Додатна предност се постиже ако се изменљиви носећи део клипа конструише у облику решеткасте структуре са укључцима материјала одговарајућих карактеристика. Циљ је да се постигне равномерно хабање носећег дела клипа и унутрашње клизне површине цилиндра. Томе у одређеној мери треба да допринесу и продукти хабања триболошких материјала у клизном контакту, који могу имати улогу чврстог мазива.

На тај начин се делом може решити и проблем недовољног подмазивања истраживаног трибо-механичког система клипа, клипних прстенова и зида цилиндра истраживаног клипног компресора за ваздух.

Присуство чврстог мазива и триболошких материјала у оквиру делова клипне групе који се у току рада налазе у клизном контакту, конкретно у делу између клипа и цилиндра, треба да допринесе смањењу трења, а тиме и механичких губитака.

Триболошка испитивања и анализе похабаних узорака материјала цилиндра треба да покажу да ли је модификацијом клизне површине остварено очекивано смањење трења и хабања, чиме би се оправдала примена оваквих и сличних конструкција за потребе триболошке оптимизације клипа и цилиндра. Обзиром на чињеницу, да се генерално у клипним компресорима и моторима са унутрашњим сагоревањем (мотори СУС) трење у највећој мери генерише у оквиру истраживаног трибо-механичког система клипа и цилиндра, оптимизација може имати знатно веће ефекте.

Триболошка оптимизација конструкције цилиндра и клипа, треба да допринесе повећању поузданости и расположивости клипних компресора у експлоатацији на моторним возилима, као и продужетку радног века и интервала између отказа.

Паралелно, применом композитних материјала са основом од алуминијума уместо сивог лива, може да се олакша конструкција клипног компресора, а то је један од предуслова за смањење потрошње горива мобилног система у оквиру кога се примењује клипни компресор за ваздух.

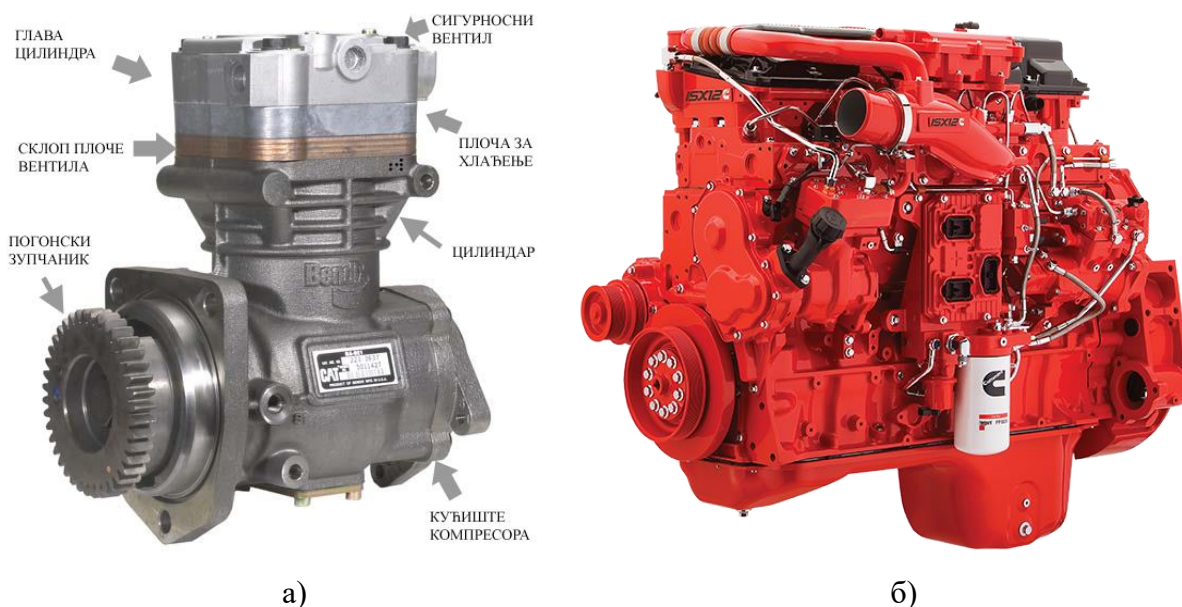
Експериментална испитивања и карактеризација триболошких карактеристика похабаних узорака материјала цилиндра су извршени са опремом Центра за трибологију Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу. Триболошка испитивања су реализована уз помоћ наменског, компјутерски подржаног трибометра са пратећом мерном опремом.

Цилиндар чији је саставни део испитивани материјал је произведен од легуре алуминијума и саставни је део опреме клипног компресора за ваздух на теретним моторним возилима и аутобусима. Клипни компресор за ваздух се уграђује на моторима СУС од којих добија погон посредством разводног механизма и представља периферни део опреме.

Истраживана оптимизована конструкција цилиндра је применљива и на клипним компресорима радних машина, војних возила, на возилима са електричним погоном или на прикључним возилима за транспорт опасних материја.

2.2 Инсталација за компримовани ваздух на моторним возилима

Теретна возила и аутобуси су опремљени системом за компримовани ваздух, којим се одређени уређаји активирају и снабдевају енергијом. Компресори су клипне машине у којима се ваздух са притиска околине компримује до радног притиска у кочном систему моторних возила. Уобичајено, клипне компресоре за ваздух на моторним возилима, посредством разводног механизма покрећу мотори СУС, сл. 2.2.



Сл. 2.2 а) Клипни компресор за ваздух Bendix
б) Фотографија уграђеног клипног компресора за ваздух на мотору Cummins

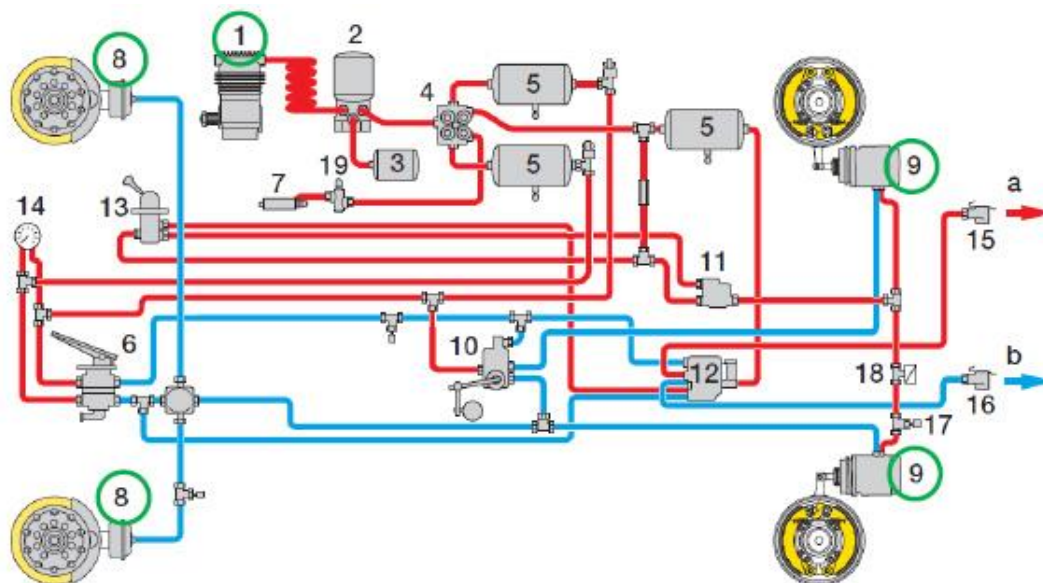
Радни режим клипног компресора за ваздух због тога директно зависи од броја обртаја погонског мотора СУС, док се притисак у кочној инсталацији одређеног мобилног система регулише помоћу сигурносних и растеретних вентила.

Због великог броја уређаја који се активирају компримованим ваздухом на савременим мобилним системима, рад клипних компресора под оптерећењем дуже траје, што негативно утиче на сервисни век (због прегревања делова). Дужи рад под оптерећењем је најчешћи узрок отказа клипних компресора у експлоатацији, а паралелно има за последицу и отказ кочног система на возилу. На пример, зачепљење инсталације за компримовани ваздух у оквиру кочне инсталације може бити последица присуства изгорелог уља у загрејаном компримованом ваздуху. До продора уља из система за подмазивање у инсталацију долази углавном због оштећења делова истраживаног склопа клипа, клипних прстенова и зида цилиндра.

Компримовани ваздух се код теретних возила и аутобуса примарно ангажује за рад кочних система са уређајем против блокирања точкова ABS (енгл. ABS - Anti-lock Braking System). Компримовани ваздух се користи и за рад секундарних система на возилу, а то су: спојница, мењач са ретардером, систем еластичног ослањања возила и, ако постоји, систем за пречишћавање издувних гасова на бази селективне каталитичке редукције SCR (енгл. SCR - Selective Catalytic Reduction).

Проблем истицања је узрок губитка компримованог ваздуха, што додатно повећава време рада клипног компресора под оптерећењем и убрзава појаву отказа.

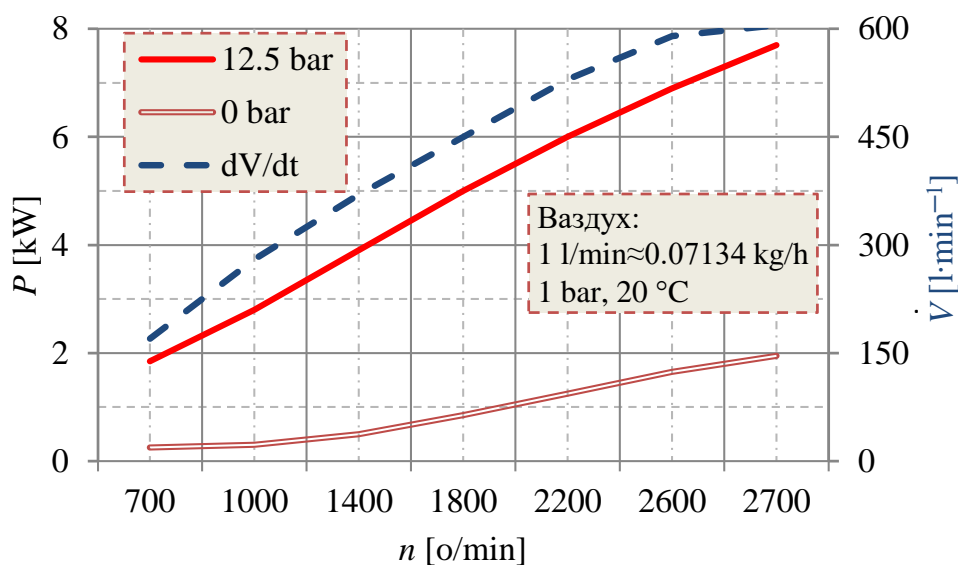
На сл. 2.3 је приказана принципијелна шема пнеуматичке кочне инсталације на теретном возилу.



Сл. 2.3 Шема пнеуматичке инсталације кочног система на камиону

(1–клипни компресор за ваздух; 2–сушач ваздуха са филтером и регулатором притиска; 3–резервоар за регенерацију; 4–четворокружни заштитни вентил; 5–резервоари за складиштење ваздуха под притиском; 6–кочни вентил са педалом; 7–цилиндар за уравнотежење притиска тј. за константно кочење; 8–кочни цилиндри предњих точкава; 9–кочни цилиндри задњих точкава (кочне коморе са опружним енерго-акумулаторима; тристоп цилиндри); 10–регулатор проклизавања; 11–растеретни вентил (заштита од преоптерећења); 12–контролни вентил приколице; 13–вентил ручне кочнице; 14–манометар притиска у видном пољу возача; 15–извод за прикључно возило; спојничка глава према резервоарима за ваздух на прикључном возилу; 16–спојничка глава према кочним цилиндрима точкава прикључног возила; 17–прикључак за везу са дијагностичким уређајем; 18–вод манометра притиска ваздуха или сензор притиска ваздуха и 19–дренажни вентил).

При избору клипних компресора за уградњу на моторним возилима, најчешће се користе подаци произвођача. То су дијаграми који приказују зависност снаге P и капацитета (испоруке) клипних компресора \dot{V} од промене броја обртаја n и оптерећења. Пример једног таквог дијаграма произвођача Voith је приказан на сл. 2.4.



Сл. 2.4 Погонска снага и капацитет компресора за ваздух Voith LP 490 [12]

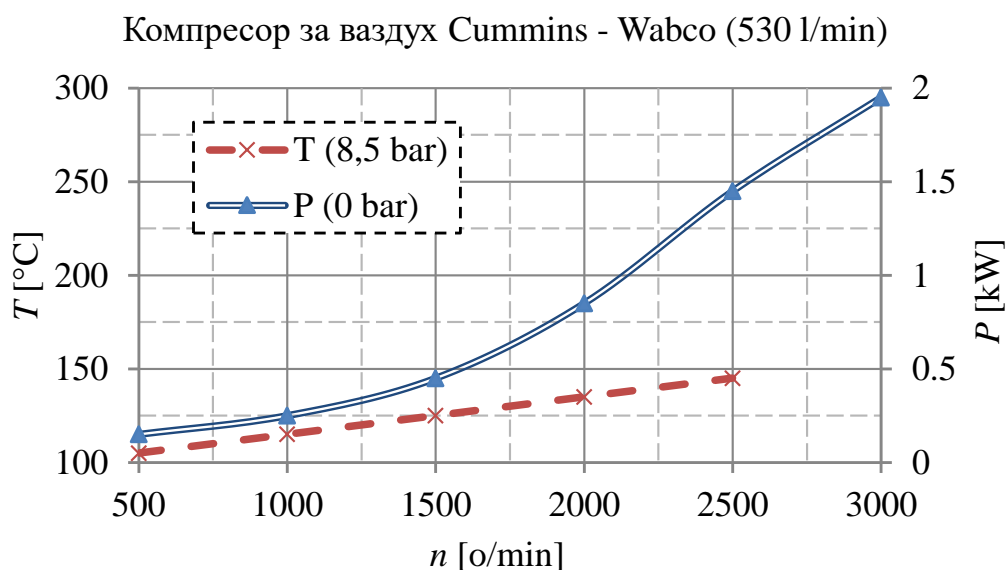
Код градских аутобуса и тролејбуса, приликом пројектовања кочног система и избора капацитета клипног компресора, потребно је узети у обзир и чињеницу, да се компримовани ваздух, у поређењу са системом на камионима, додатно ангажује. Додатни ваздух је неопходан за потребе активирања уређаја за рад врата за улазак и излазак путника из аутобуса, као и за додатни систем за наклон аутобуса у десну страну приликом уласка путника (енгл. Kneeling) и других потрошача.

2.2.1 Проблематика уградње компресора за ваздух на моторним возилима

Кључни фактор који одређује радни век клипног компресора за ваздух је време активне испоруке компримованог ваздуха током рада мотора СУС и моторног возила, односно циклус оптерећења клипног компресора.

Обзиром да клипни компресори нису пројектовани за сталан рад под оптерећењем и активну испоруку ваздуха до уређаја и опреме на возилу, неопходно је да се обезбеди њихово растерећење. То се остварује применом растеретних вентила помоћу којих се регулише рад клипних компресора под оптерећењем максимално 25% од укупног времена рада, јер се тако продужују интервали између отказа.

У току активног рада клипног компресора под оптерећењем, у систему за компримовани ваздух се генерише и велика количина топлоте, сл. 2.5. У случају активне испоруке и оптерећења клипног компресора преко 25%, његова радна температура може прећи максималну вредност. У том случају долази до прегревања, што негативно утиче на стање истраживаног склопа клипа и зида цилиндра. У случају отказа овог склопа, долази до истицања уља у издувни вод у коме температура може достићи критичних 150 °C. Присуство уља у врелом ваздуху је узрок стварања угљеничних наслага у глави цилиндра, на вентилима и водовима компримованог ваздуха, јер може да смањи или затвори проток ваздуха у потисном воду. У том случају, као последица, настаје отказ клипног компресора и уређаја који користе компримовани ваздух. Такође и ефикасност сушача ваздуха у оквиру инсталације са компримованим ваздухом се смањује ако се повећа улазна температура компримованог ваздуха у сушач. Произвођачи препоручују хлађење помоћу измењивача топлоте, јер ствара услове да температура ваздуха на улазу у сушач не пређе 66 °C [13].



Сл. 2.5 Промена снаге и температуре у издувном воду клипног компресора за ваздух произвођача Cummins-Wabco са и без оптерећења [13]

Системи за компримовани ваздух на моторним возилима, генерално обухватају компресоре за ваздух са усисним и издувним водовима на којима се налазе регулатори притиска ваздуха, са примарним и секундарним резервоарима и прикључцима за уређаје који се активирају енергијом компримованог ваздуха, сл. 2.6. Задатак система је константна испорука под одређеним притисцима чистог, сувог и охлађеног ваздуха до уређаја и опреме на возилу. Код примене на моторима СУС аутобуса за градски превоз, користе се клипни компресори већег капацитета. У том случају, препорука је да се систем за компримовани ваздух додатно опреми прихватним резервоаром, сушачима ваздуха и регулаторима притиска, у зависности од пројектованог оптерећења.

На сл. 2.6 је приказана препорука за уградњу делова система за компримовани ваздух на градском аутобусу или теретном возилу, у условима када циклус оптерећења клипног компресора прелази 25%.



Сл. 2.6 Инсталација за компримовани ваздух са двоцилиндричним клипним компресором са циклусима оптерећења преко 25% [13]

Регулатори протока ваздуха са функцијом растеретних вентила се уграђују на компресору или на издувном воду близу клипног компресора и подешени су за радне притиске у опсегу 8 – 10 bar. Због појаве кондензације, неопходан је прихватни резервоар компримованог ваздуха запремине 30 – 40 l у делу инсталације иза клипног компресора. Усисни ваздух се на тај начин хлади, при чему се издваја кондензована влага пре уласка у сушаче. Прихватни резервоари се опремају сигурносним вентилима помоћу којих се радни притисак ограничава на 12 bar, као и са дренажним вентилима за периодично одстрањивање влаге из инсталације, сл. 2.6 [13].

Капацитет двоцилиндричног клипног компресора пумпне запремина $\dot{V} = 500 \text{ cm}^3$ на мотору СУС марке и типа Cummins CGe4 са максималним бројем обртаја $n_{max} = 2400 \text{ o/min}$ се рачуна на следећи начин:

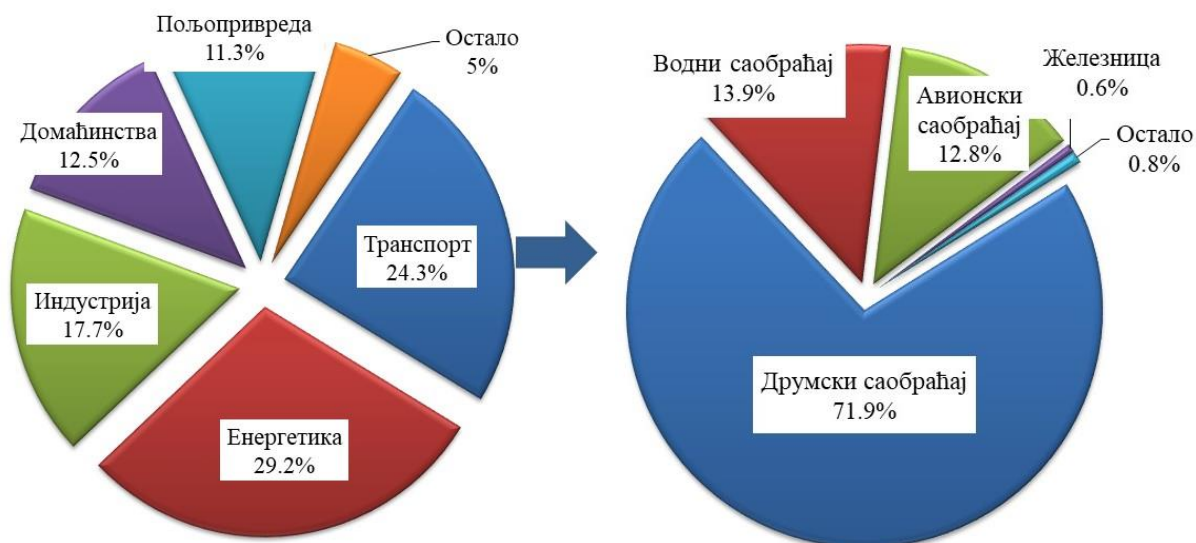
$$\dot{V} = 0,51 \cdot 2400 \text{ o/min} \cdot 1,2 = 1440 \text{ l/min.} \quad (2.1)$$

Обзиром да се ваздух усисава преко филтера, укључена је и неравномерност протока посредством параметра пулзације притиска, чија вредност износи 2 за једноцилиндричне и 1,2 за двоцилиндричне клипне компресоре, једначина (2.1) [13].

2.3 Идентификација проблема емисије из моторних возила у друмском саобраћају

Смањење механичких губитака истраживаног клипног компресора треба да допринесе смањењу емисије из моторних возила која емитују четвртину од укупне емисије гасова стаклене баште у ЕУ. Емисија је последица делатности у секторима енергетике, транспорта, индустрије, домаћинства, пољопривреде и др., сл. 2.7.

Друмски саобраћај емитује једну петину емисије угљен-диоксида (CO_2) у ЕУ, што је више од две трећине укупне емисије гасова стаклене баште у сектору транспорта.



Сл. 2.7 Емисија гасова стаклене баште у различитим секторима привреде [14]

У Немачкој се активностима у сектору транспорта ангажује до 30% енергије, при чему се емитује максимално 20% од укупне емисије гасова стаклене баште. Чињеница је да се повећава број пређених километара са теретним возилима и аутобусима чија је највећа дозвољена маса већа од 3500 kg. Употребом теретних возила се ангажује једна четвртина од укупне ангазоване енергије у друмском саобраћају. Процене су да ће ангажовања теретних возила у друмском саобраћају бити већа 30%, у периоду од 2010. до 2030. године, али се такође очекује и смањење употребе путничких возила за 10%, што треба да допринесе смањењу емисије издувних гасова [14].

2.4 Идентификација могућности за смањење ангазоване снаге мотора СУС на моторним возилима

За потребе идентификације и анализе расподеле губитака ангазоване снаге са коленастог вратила мотора СУС, што повећава потрошњу горива, искоришћена је једначина биланса снаге моторног возила (2.2). Симулацијом промене вредности појединих параметара једначине, може да се процени њихов појединачни утицај, од којих је за анализе у оквиру дисертације важан део ангазоване снаге за погон помоћних уређаја мотора СУС у које се убраја и клипни компресор за ваздух.

$$P_e = P_f + P_\alpha + P_v + P_i + P_{put} + P_{piv}, \quad (2.2)$$

где су:

- P_e : ефективна снага мотора СУС [kW],
 P_f : снага која је потребна да се савлада отпор котрљања [kW],
 P_α : снага која је потребна да се савлада отпор нагиба пута [kW],
 P_v : снага која је потребна да се савлада отпор ваздуха [kW],
 P_i : снага која је потребна да се савлада отпор инерцијалних сила (отпори убрзању возила и отпори трења обртних маса у елементима трансмисије возила) [kW],
 P_{pum} : снага која се ангажује са коленастог вратила мотора СУС за погон помоћних уређаја или периферија мотора (погон вентилатора за хлађење, компресора за ваздух, алтернатора, пумпе управљача, компресора клима уређаја итд.) [kW] и
 P_{riv} : снага која се код теретних возила ангажује преко извода на мењачу за потребе погона уређаја на возилу (погон хидрауличне пумпе уређаја за самоистоваркипер, утоварне дизалице, цистерне за воду, плоче камиона за одвоз смећа итд.) [kW].

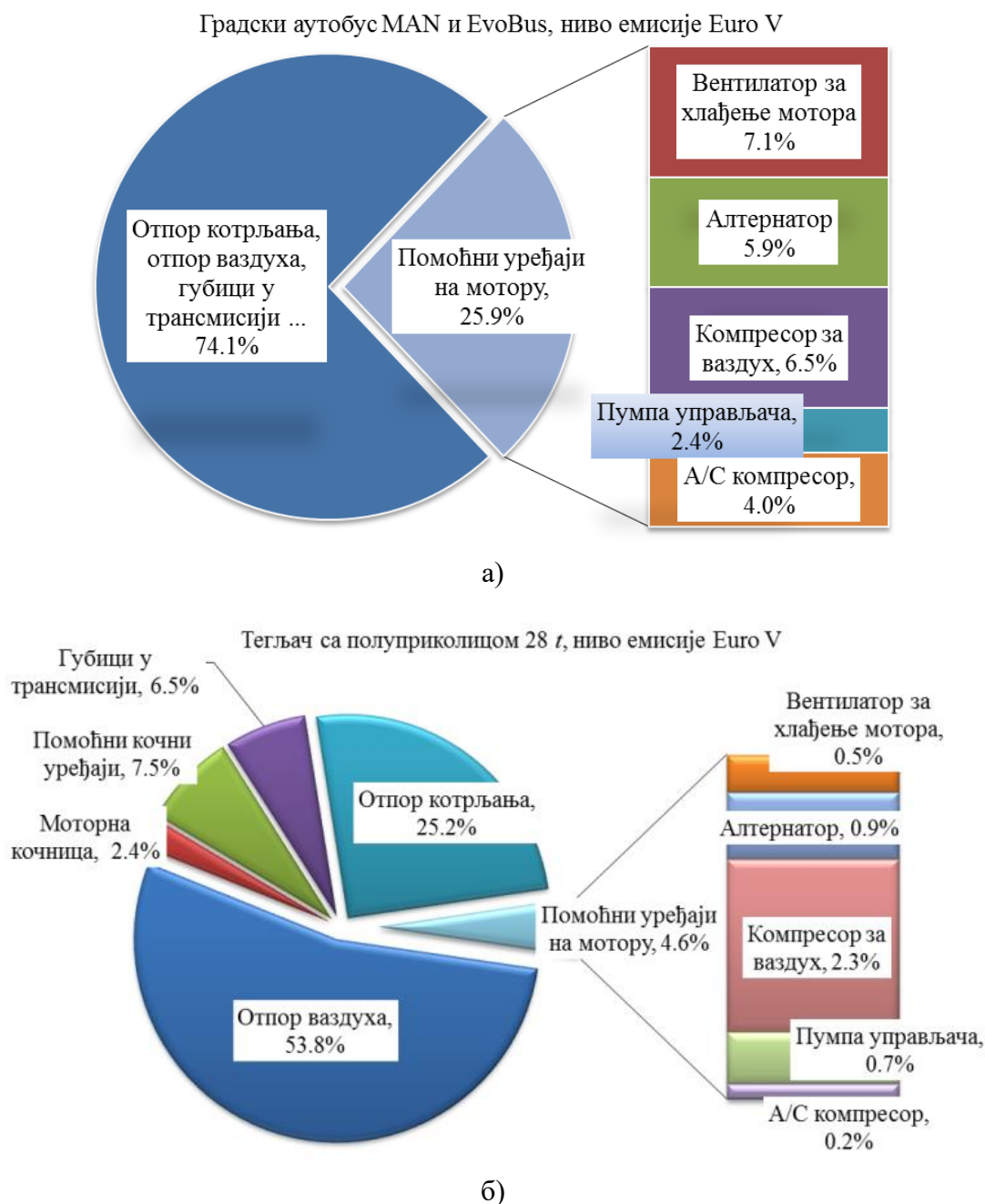
Једначина (2.2) представља биланс снаге моторног возила и показује да је у сваком тренутку времена снага мотора СУС пропорционална снази на погонским точковима, односно да је једнака укупно потребној снази за савладавање свих отпора при кретању.

На сл. 2.8 је приказан биланс снаге градског аутобуса и камиона тегљача са полуприколицом [14]. Помоћни уређаји на мотору СУС немају великог утицаја на потрошњу горива тегљача са полуприколицом, али је код градског аутобуса њихов утицај већи. Отпор ваздуха има значајан утицај на ангажовање енергије при већим брзинама на ауто-путевима, а супротно томе, утицај отпора ваздуха је занемарљив код аутобуса у условима градске вожње. Просечне брзине градских аутобуса у линијском превозу путника су приближно 30 km/h (податак важи за град Крагујевац) [15, 16]. У таквим условима, радне температуре мотора СУС су веће и постоји опасност од прегревања, па је и вентилатор за хлађење дужи период укључен. Због тога је његов утицај на потрошњу горива већи код градског аутобуса (7,1%) у односу на тегљач (0,5%).

Режим градске вожње у току линијског превоза путника аутобусима је карактеристичан због интензивнијег активирања кочног система и других помоћних пнеуматичних уређаја који додатно ангажују компримовани ваздух. При таквим радним условима аутобуса, већи је и број циклуса под оптерећењем клипног компресора за ваздух. На тај начин, активирањем клипног компресора за ваздух се додатно ангажује снага са коленастог вратила мотора СУС, што има за последицу и већу потрошњу горива, а тиме и емисије издувних гасова. Утицај клипног компресора за ваздух на потрошњу горива је већи код градског аутобуса (6,5%) у односу на тегљач (2,3%), сл. 2.8.

Помоћни уређаји додатно ангажују снагу мотора СУС код градских аутобуса, за потребе рада уређаја за климатизацију, А/С (енгл. А/С - Air Conditioning), али и због великог броја електричних уређаја (што додатно повећава снагу коју производи алтернатор), сл. 2.8. Утицај клипног компресора у оквиру уређаја за климатизацију путничког простора на потрошњу горива је (4,0%) код градског аутобуса и већи је у односу на тегљач (0,2%) [14].

Снага за погон осталих помоћних уређаја којима су опремљени мотори СУС, као што су: пумпа за уље, пумпа за гориво, пумпа за расхладну течност и механички турбокомпресор, који се сматрају интегралним деловима, обухваћена је у оквиру резултата за специфичну потрошњу горива на универзалном дијаграму произвођача мотора СУС.

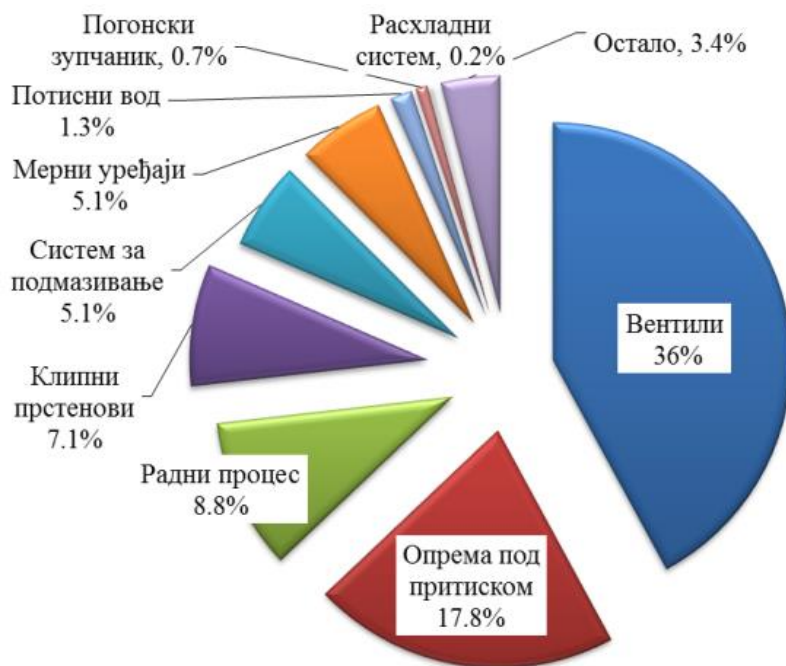


Сл. 2.8 Биланс снаге: а) градског аутобуса и б) тегљача са полуприколицом [14]

2.5 Истраживање узрока отказа клипних компресора

Оштећења компресорских вентила су према резултатима реализованих истраживања узроци изненадних неисправности клипних компресора у 36% случајева од укупног броја испитаних узорака, због којих може отказати кочни систем, као и моторно возило, сл. 2.9 [17].

У већини случајева, број обртаја клипних компресора се мења у опсегу од 1000 – 3000 о/min у зависности од броја обртаја мотора СУС на коме је интегрисан, јер добија погон са погонског зупчаника разводног механизма. Са тим у вези и радни услови у цилиндру су променљиви, па се временом мења и стање склопа цилиндра и припадајућих система клипног компресора.

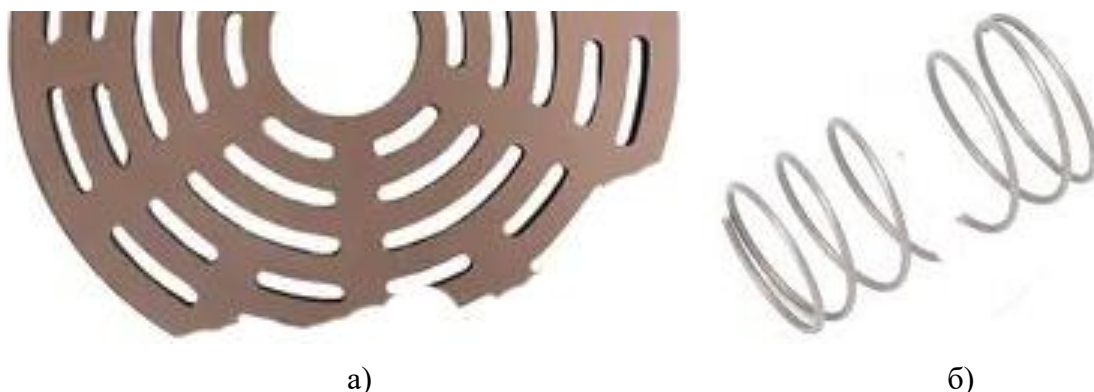


Сл. 2.9 Учешће отказа опреме на отказ клипних компресора [17]

Слично мотору СУС, у току радног процеса у цилиндру клипног компресора, размена енергије се делом остварује и вршењем рада. То се реализује наизменичним кретањем клипа од спољашње (СМТ) ка унутрашњој мртвој тачки цилиндра (УМТ), а процеси усисавања и испоруке компримованог ваздуха се регулишу помоћу вентила.

Вентили клипног компресора се током радног процеса у цилиндру аутоматски отварају и затварају у зависности од разлике притисака испред и иза плоче вентила, чиме се регулише и трајање циклуса у цилиндру компресора. Перформансе клипних компресора зависе због тога од функционалности усисних и издувних вентила, а њихова ефикасност директно утиче на испоруку компримованог ваздуха.

Појава истицања компримованог ваздуха због лоше херметичности вентила је узрок пада притиска у цилиндру и смањења испоруке компресора. Истраживања су показала да су губици усисног вентила приближно два пута већи од губитака издувног вентила. И динамика плоче усисног вентила је интензивнија и додатно утиче на перформансе клипних компресора. Због појаве динамичких сила, вентили су механички преоптерећени, а последице су хабање и лом делова, сл. 2.10.



Сл. 2.10 Фотографије механичких оштећења делова вентила

а) Полумљена заптивна плоча прстенастог вентила; б) Полумљена еластична опруга вентила

Откази вентила због механичких оштећења су последица замора материјала и непаралелног удара плоче вентила о граничник и седиште. У том случају, због појаве ударних сила, долази до оштећења вентила и лома опруге и заптивне плоче. Непаралелно кретање плоче вентила је последица адхезионе силе. Због дејства адхезионе силе, делови заптивне плоче се лепе за седиште и/или граничник у току процеса отварања и затварања вентила. Као последица настаје непаралелан удар плоче о граничник, односно седиште вентила, у зависности од процеса у цилиндру. Лом опруге вентила је последица и додатне појаве абразивног хабања материјала.

У току рада клипног компресора ваздух се, уобичајено, са притиска околине компримује до притиска од 0,6 – 0,8 МПа и складишти се у резервоарима на моторном возилу. Према резултатима истраживања [18], може да се закључи да температура ваздуха на издуву компресора може достићи и до 400 °С. У експлоатацији, применом расхладних система који су најчешће интегрисани на мотору СУС, температура се углавном одржава на 250 °С. Код клипних компресора чији су делови од легуре алуминијума, максималну температуру треба ограничити на вредност од 200 °С.

Због прегревања може да настане оштећење делова, при чему је посебно угрожен истраживани склоп клипа и зида цилиндра. У случају истицања уља из система за подмазивање, при контакту са загрејаним ваздухом у издувном воду формирају се насlage чађи. У том случају, на површини запивног елемента компресорског вентила се формирају насlage због коксовања и појачано је хабање.

Лоше налаге између прстена и седишта вентила у присуству изгорелог уља је примарна последица коксовања, а може да изазове и локално прегревање запивног прстена. Последице прегревања су механичка оштећења и постепени лом вентила, при чему због истицања компримованог ваздуха пада радни притисак и смањује се степен корисности клипног компресора, сл. 2.11.



Сл. 2.11 Губитак аеро-динамичности запивног прстена вентила због појаве коксовања

У току радног процеса у цилиндру се реализује размена топлоте између гаса и металних делова клипног компресора (зида, главе цилиндра и клипа), што има утицаја на температуру и употребне карактеристике. Расположиви резултати теоријских и експерименталних истраживања су углавном из области херметичких клипних компресора за расхладне уређаје и сл. Због тога, постојећи модели размене топлоте нису применљиви за мале, ваздухом хлађене клипне компресоре, који се користе у оквиру кочних система теретних возила, аутобуса, трактора и др.

Размена енергије због преноса топлоте и рада који изврши клип је интензивнија у малим, брзоходним компресорима са већим притисцима у издувном воду. Због компресије ваздуха, цилиндар се прегрева, а то је потврђено испитивањем клипног компресора који је сличан експерименталном, радне запремина 380 cm³. На режиму од $n_e = 3600$ o/min, снимљена је максимална температура компресије преко 300 °С [18].

Због тога, код клипних компресора без додатног система за принудно хлађење, као што је компресор чији је цилиндар предмет истраживања, максимална температура радног процеса је већа и представља проблем. У том случају, радни процес у цилиндру се реализује са прегрејаним ваздухом, што допринеси и прегревању делова клипног компресора. Као последица, настају постепена и трајна оштећења конструкције, првенствено због оштећења заптивача, промене фабричких зазора и др.

На основу анализа и систематизације литературе која се односи на резултате истраживања у области клипних компресорима, уочено је, да размена енергије између гаса и зидова цилиндра има значајан ефекат на перформансе и може утицати на смањење степена корисности компресора приближно 10 – 20%. Са друге стране, утицај процеса размене топлоте је под знаком питања. На основу резултата истраживања, поједини истраживачи тврде, да степен корисности компресора може бити мањи за свега 2,5% (максимално 4%), због процеса преноса и размене топлоте. У оба случаја, резултати истраживања су добијени испитивањем клипних компресора за расхладне уређаје [19].

Експериментална анализа процеса размене енергије између гаса и металних делова цилиндра клипног компресора захтева не само време, већ и примену савремене опреме, тако да су потребна и значајнија финансијска средства. Такође, у великом броју случајева је немогуће реализовати експерименталну инсталацију и добити поузданије резултате мерења. Због свега наведеног је и разумљиво, зашто се предност даје математичком моделирању процеса у клипном компресору. Резултатима претходног моделирања се олакшава посао конструкторима, чији је задатак да пројектују клипни компресор оптималних карактеристика, са поузданим радом и продуженим интервалима између отказа. Међутим, да би се поставили улазни параметри модела, неопходно је исте одредити експерименталним путем.

Са друге стране, примена статистичких метода за анализу стања клипног компресора, може да допринесе повећању поузданости у експлоатацији при условима рада са минималним трошковима одржавања и максималној расположивости.

Једна од савремених метода која се примењује за растерећење клипних компресора је метода деактивирања. Деактивирањем клипног компресора може да се утиче на смањење паразитских губитака услед оптерећења мотора СУС од стране компресора за ваздух у оквиру кочног система моторних возила. Клипни компресор се у том случају, за разлику од класичних конструкција, активира само у току кочења и на празном ходу. Деактивирање је могуће остварити ако се у оквиру система везе са коленастим вратилом погонског мотора СУС интегрише електрична спојница.

Процене су, да се применом савремене технике деактивирања клипног компресора, може постићи смањење емисије CO_2 до 6% код градског аутобуса, односно 1,5% код камиона тегљача, где се кочни систем, а тиме и компресор не користе и до 90% од укупног времена вожње [20].

2.6 Проблематика механичких губитака клипних мотора СУС

Због еколошких проблема који су последица глобалног загревања, људска популација је све озбиљније угрожена. Са тим у вези, на глобалном нивоу су конципиране стратегије за смањење емисије моторних возила у друмском саобраћају, у оквиру којих се могу интегрисати и истраживања у оквиру докторске дисертације.

Директивом Европске комисије (93/116/ЕС) је прописана гранична вредност емисије CO_2 од 130 g/km за сва путничка возила произведена од 2015. године, и 95 g/km од 2020. године [14].

Међутим, да би се вредности емисије издувних гасова, као и потрошња горива, уоквириле до постављених граница, неопходно је применити савремене технологије. Примена савремених технологија захтева додатна финансијска улагања, како за потребе истраживања, тако и за примену истих.

Пројектовање клипних мотора СУС са оптималним перформансама је задатак бројних истраживачких тимова. Тим путем су формиран истраживачки центри који су самостални или су интегрисани у оквиру произвођача мотора СУС (Cummins, Caterpillar, Камаз, MAN, Mercedes-Benz, Renault, Scania, Volvo, Rolls-Royce и др.) или произвођача резервних делова (Federal-Mogul, Mahle и др.) и опреме, односно помоћних уређаја мотора СУС, нпр. клипних компресора, чији су познати произвођачи (Bendix, Haldex, Knorr-Bremse, Meritor Wabco, ППТ-Петолетка д.о.о. и др.).

Повећано оптерећење и хабање делова клипних мотора СУС су последице примене уља за подмазивање ниже вискозности и примене савремених технологија за смањење емисије и потрошње горива, као што су системи старт-стоп, смањење радне запремине мотора СУС, убризгавање горива под високим притиском, натпуњење, и др.

Код тешких теретних возила, према проценама, 33% енергије која се добија сагоревањем горива се ангажује за савладавање трења у моторима СУС, трансмисији, пнеуматицима, помоћним уређајима и деловима кчног система. Ако се занемари трење кочења, 26% енергије горива се ангажује на паразитске губитке због трења. Само 34% енергије горива се претвара у користан рад за кретање моторних возила [20].

У просеку, на глобалном нивоу, један камион годишње ангажује 1.500 l дизел горива за савладавање губитака на трење; тегљач са полуприколицом 12.500 l; градски аутобус 12.700 l; и туристички аутобус 7.100 l [20].

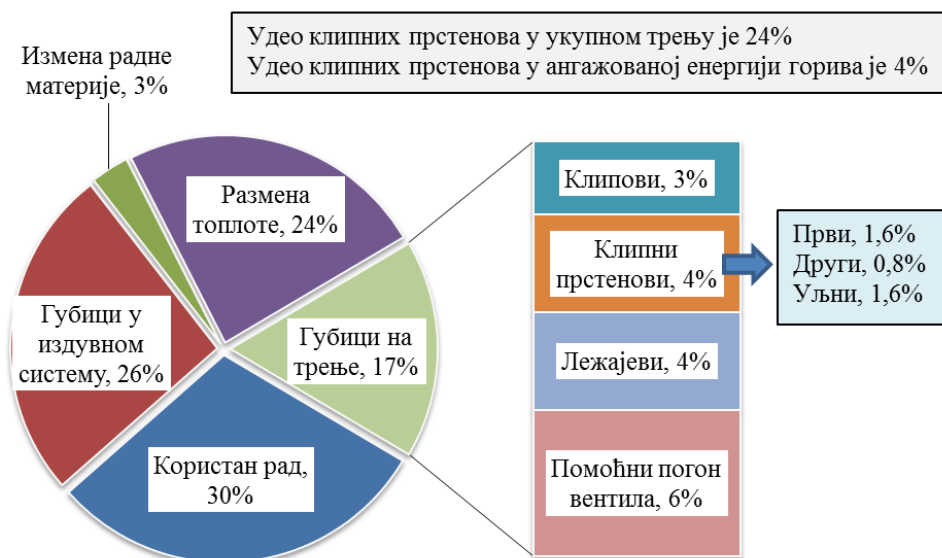
У путничким возилима, према проценама, једна трећина енергије која се добија сагоревањем горива се ангажује за савладавање трења у моторима СУС, трансмисији, пнеуматицима и деловима кчног система. Ако се занемари трење услед кочења, укупно 28% енергије горива се ангажује директно на губитке услед трења. Укупно 21,5% енергије горива се претвара у користан рад за покретање аутомобила. У просеку, на глобалном нивоу, једно путничко возило ангажује 340 l горива за савладавање губитака на трење [21].

Ако се узме у обзир укупна количина хемијске енергије горива која се током радног процеса у моторима СУС ангажује за савладавање трења у моторним возилима, може се закључити да се применом савремених еко-триболошких мера, првенствено на моторима СУС, могу постићи значајне уштеде.

Због тога, произвођачи клипних мотора СУС и компресора континуално раде на примени мера за повећање степена искоришћења радног процеса, путем смањења механичких губитака који настају услед трења.

Делови клипне групе, цилиндар и коленасто вратило се налазе у средишту свих истраживања. У оквиру склопа клипа, клипних прстенова и зида цилиндра, има доста могућности за смањење механичких губитака путем смањења трења, због великог учешћа овог склопа (24%) у укупним механичким губицима због трења, сл. 2.12.

Детаљнија анализа прерасподеле губитака у мотору СУС, показује да оптимизација клипних мотора сус, а тиме и клипних компресора, са аспекта смањења механичких губитака има смисла. На пример, код бензинског мотора сус од укупне енергије која се добије сагоревањем горива, само 30% се добија на замајцу (користан рад) и предаје се трансмисији, док преостали део одлази на губитке, сл. 2.12. Од приказаних губитака, 3% одлази на процес измене радне материје, 17% на трење, 24% се предаје расхладном систему и 26% се губи у току процеса издувавања радне материје. Губици на трење се расподељују на следећи начин: клипови 3%, клипни прстенови 4%, лежајеви 4% и помоћни погон вентила 6% [22].



Сл. 2.12 Енергетски дијаграм бензинског мотора СУС са издвојеним процентуалним учешћем клипова и клипних прстенова у укупним губицима на трење [22]

2.7 Примена алуминијума за израду делова клипних компресора и мотора СУС

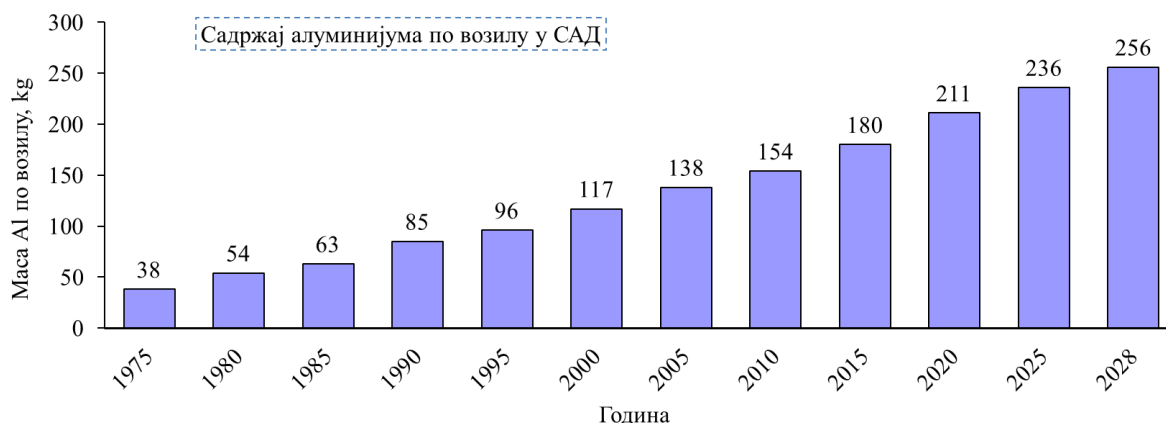
Смањење потрошње горива је могуће остварити ако се повећа степен искоришћења погонског агрегата и смањем отпора кретању моторног возила у складу са формулацијом једначине (2.2). У првом случају је неопходно применити савремене технологије за смањење губитака због трења и нове материјале, што је сложеније због захтева за смањење масе погонског агрегата и моторног возила.

Један од начина за повећање економичности возила путем истовременог смањења његове масе и губитака услед трења је замена блока мотора СУС и клипног компресора, односно цилиндра који се традиционално производи од сивог лива са лакшим материјалима повољнијих термичких и триболошких карактеристика.

Примена алуминијума за израду делова клипних мотора СУС и компресора има перспективу, без обзира на проблеме са хабањем и мањом чврстоћом овог метала. Отпорност алуминијума на хабање се може остварити уметањем ојачавача у облику композитних материјала са основом од алуминијума. На тај начин се карактеристике алуминијумске легуре применом различитих материјала ојачавају и/или побољшавају. Као ојачавачи се користе графит, силицијум карбид (SiC) и алуминијум оксид (Al_2O_3).

Утицај ојачавача на повећање чврстоће и отпорности на хабање алуминијумских конструкција се разликује у зависности од заступљености (запреминске или масене). Већа заступљеност SiC и Al_2O_3 доприноси повећању чврстоће, односно побољшању механичких карактеристика, док присуство графита побољшава триболошке карактеристике материјала. Комбиновањем садржаја ојачавача, добијају се оптималне вредности триболошких и механичких карактеристика метала.

Алуминијум се може потпуно рециклирати, а рециклирани материјал задржава карактеристике и то је важна предност код примене овог метала, па се све више и користи у аутомобилској индустрији. У USA тренд пораста примене алуминијума траје преко 50 година и прогнозира се да ће до 2028. године у путничким и лаким теретним возилима бити уграђено око 256 kg овог метала, сл. 2.13 [23].



Сл. 2.13 Примена алуминијума у путничким и лаким теретним возилима у САД [23]

Прогнозе су да ће до 2030. године у возилима на електрични и хибридни погон бити уграђено приближно десет милиона тона алуминијума, а то је десет пута више од тренутног стања. На пример, у оквиру конструкције возила Volkswagen e-Golf је уграђено око 129 kg алуминијума, возила Nissan Leaf 171 kg, док модел спортског аутомобила Tesla S садржи приближно 661 kg овог метала [23].

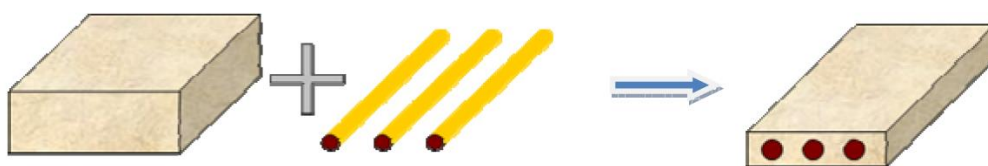
2.7.1 Технологија побољшаних материјала цилиндра у облику композита

Повољније триболошке карактеристике цилиндра клипног компресора се могу остварити применом нових композитних материјала бољих карактеристика.

Нови композитни материјали се добијају спајањем материјала различитих основних, полазних карактеристика (чврстоћа). Својства добијеног композита (новог материјала) се разликују у односу на конститутивне материјале. На тај начин се спајањем више материјала добија нови материјал бољих карактеристика у односу на конституенте, а то је применљиво и за конструкцију истраживаног цилиндра, сл. 2.1.а.

Компоненте, односно саставни материјали у оквиру композита, се међусобно не растављају, не могу се мешати и јасно се уочавају као посебне области. Једна област или фаза је ојачавач, јер даје јачину и тврдоћу, а друга је матрица (везиво). Матрица окружује и спаја у једну целину влакна, односно фрагменте ојачавача.

На сл. 2.14 је приказана структура композита и саставних елемената [24].



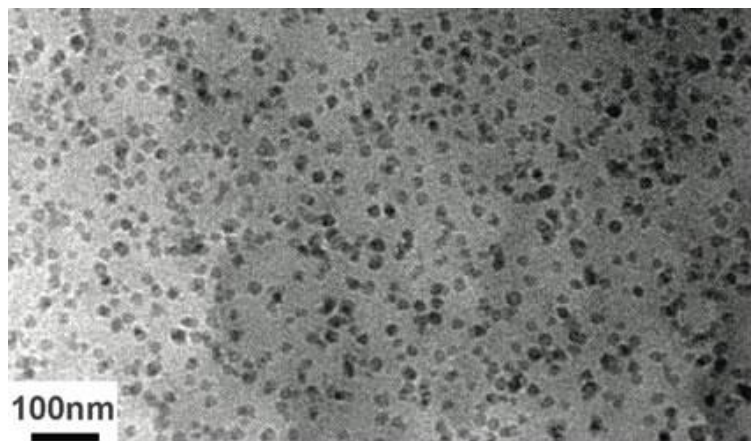
Матрица + ојачавач (влакна, честице) = композитни материјал

Сл. 2.14 Приказ композитног материјала цилиндра са матрицом и ојачавачима

Композитни материјали за израду цилиндра клипног компресора се према врсти и распореду ојачања у оквиру матрице могу поделити на:

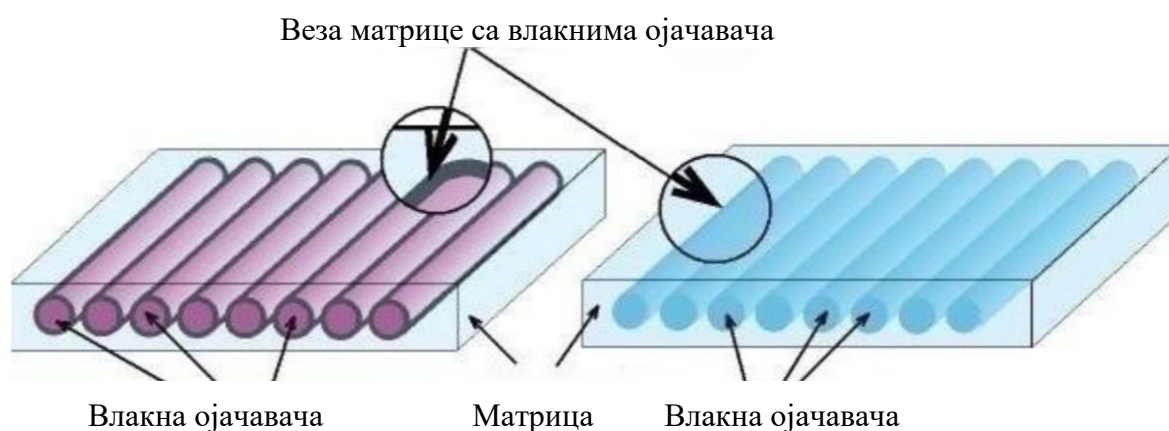
- композите са честицама,
- влакнима ојачане композите,
- слојевите композите и
- структурне композите (сендвич конструкције).

У композитима који су ојачани честицама, као ојачавачи се могу користити честице од материјала веће чврстоће које се равномерно распоређују у матрици. За разлику од композита са влакнима, својства композита са честицама једнака су у свим смеровима и зависе од величине честица у композиту. На сл. 2.15 је приказан пример композита који је ојачан са честицама [24].



Сл. 2.15 Изглед композита који је ојачан са честицама

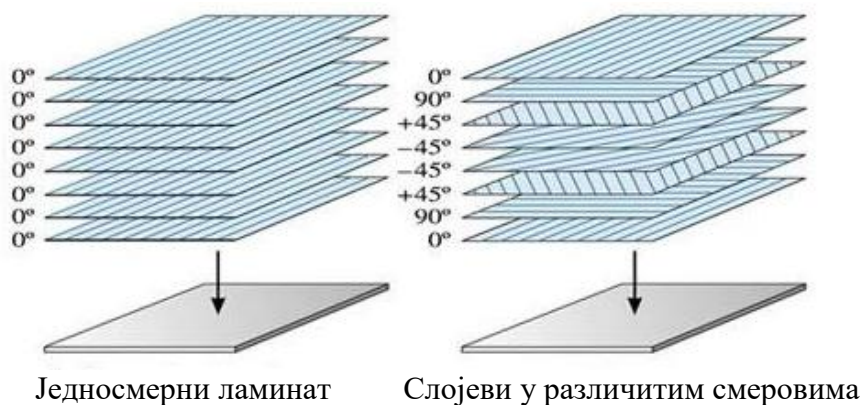
Композити ојачани влакнима се састоје од матрице и ојачавача у облику влакана, сл. 2.16. Вlakна имају бољу чврстоћу и међусобно су повезана матрицом. Углавном се користе стаклена и угљеничка влакна [24].



Сл. 2.16 Приказ композита који је ојачан са влакнима

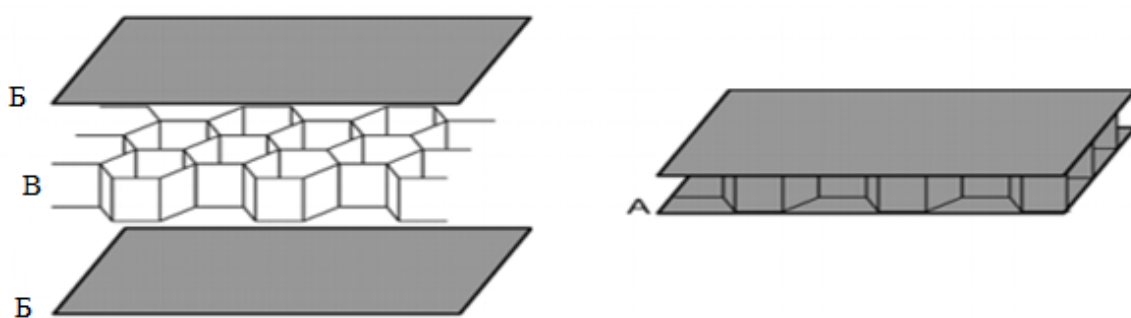
Слојевити или ламинарни композити се састоје од више слојева ојачавача који су повезани у матрици, сл. 2.17. Слојеви осигуравају добра својства материјала у смеру деловања оптерећења, омогућавају смањење димензија носећих елемената, а тиме и смањење масе конструкције, а то је веома важно у аутомобилској и авио индустрији.

Слојеви у оквиру ламинарних композита су међусобно повезани чврстим спојем. Ламинарни композити се могу наћи у многим варијантама у примени. Најзаступљенија је њихова примена за израду материјала танких превлака, дебљих заштитних слојева, материјала галванских превлака, биметала, итд. Један од разлога за формирање слојевитих композита је заштита површина од утицаја радне средине. То је основни захтев код примене у аутомобилској и авио индустрији, у клипним моторима СУС и компресорима, а посебно за потребе израде делове истраживаног трибо-механичког система клипа и цилиндра.



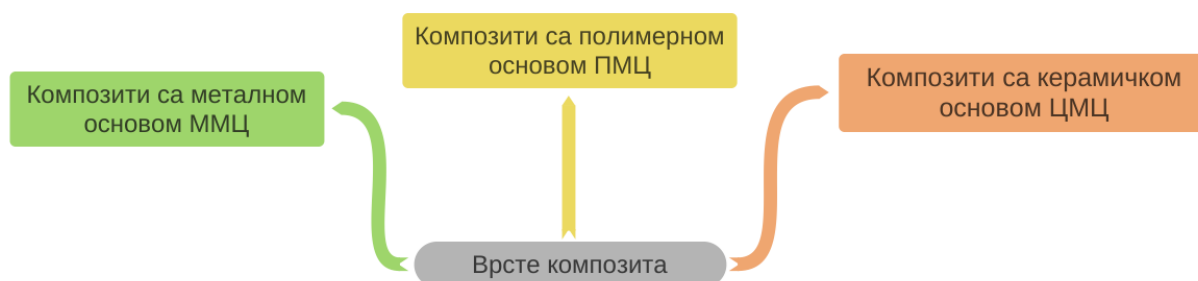
Сл. 2.17 Приказ слојева у оквиру ламинарног композита

Структурни композити (сендвич конструкције) се састоје од два чврста спољашња слоја које повезује материјал малих димензија (језгро конструкције). Сендвич конструкције не зависе од својства матрице, већ од геометријског распореда елемената конструкције. Језгра структурног композита се састоје од различитих материјала, као што су: синтетички каучук, пенасти полимери, неоргански цемента итд. Често се користе језгра конструкције у облику шестоугаоне ћелије (облика пчелињег саћа), као што је приказано на сл. 2.18 [24].



Сл. 2.18 Приказ композитног материјала у облику `сендвич конструкције:
А-изглед елемента сендвич конструкције; Б-зидови сендвича; и В-саће сендвича

Основа, односно матрица композита чији је садржај знатно већи у односу на садржај ојачавача, може бити: метална, полимерна и керамичка, сл. 2.19.



Сл. 2.19 Врсте композита у зависности од материјала основе

Постоје метални композити са матрицом од метала ММС (енгл. ММС - Metal Matrix Composite) и полимери РМС, чија је матрица полимерна (енгл. РМС - Polymer Matrix Composite).

Такође, постоје и композити са матрицом од керамичких материјала СМС (енгл. СМС - Ceramic Matrix Composite).

У зависности од величине ојачавача, композитни материјали се деле на макро, микро и нано композите. Уколико је број ојачавача два или више, онда је реч о хибридним композитима.

Хибридни композити се састоје од матрице (базе) и честица два различита ојачавача, чије су величине нано или микро димензија. На тај начин, они се разликују од класичних композита у оквиру којих је ојачавач само један материјал.

Легуре алуминијума су углавном основа композита са металним матрицама, слично конструкцији истраживаног цилиндра. Карактеристике ових композита се такође мењају у зависности од врсте и количине саставних материјала.

2.7.2 Методе за израду цилиндра и клипова клипних мотора СУС и компресора од композитних материјала са металном основом од алуминијума

Примена алуминијума уместо ливеног гвожђа за израду блока мотора СУС и цилиндра клипног компресора, првенствено доприноси смањењу масе. Због примене Al-Si легуре, смањују се трошкови производње ливењем, а делови се могу потпуно рециклирати, елиминише се присуство корозије и боља је размена топлоте кроз површину материјала.

Последице лоших триболошких карактеристика алуминијума су деформације и интензивније хабање материјала који су у клизном контакту. Проблеми се углавном решавају површинском обрадом делова који су изложени клизању. Трибо-механички систем цилиндра и клипне групе захтева чврстоћу и отпорност на хабање, а то важи и за клизну површину истраживаног цилиндра, чија је основа од Al-Si легуре.

Да би се остварило боље подмазивање, контактна површина цилиндра се обрађује хоновањем, односно формирањем текстура на површини. Међутим, у току рада, при преласку клипних прстенова преко жлебова у цилиндру, који је обрађен технологијом хоновања, долази до истискивања мазива, јер услови подмазивања нису гранични, а то има за последицу повећано трење и хабање у контактним површинама.

Повећање снаге и обртног момента мотора СУС је делом могуће остварити и путем повећања степена искоришћења процеса сагоревања. Оптимизација процеса сагоревања захтева рад са већим максималним притисцима у цилиндру, а то повећава термо-механичка оптерећења цилиндра и других делова. Паралелно, применом савремених технологија за смањење потрошње горива, као што су уља ниже вискозности, старт-стоп системи, смањење радне запремине мотора СУС, променљива шема развода, натпуњење са убризгавањем горива под високим притиском и променљивим степеном компресије и сл., додатно се повећава оптерећење и хабања делова, нарочито цилиндра и клипне групе [25, 26].

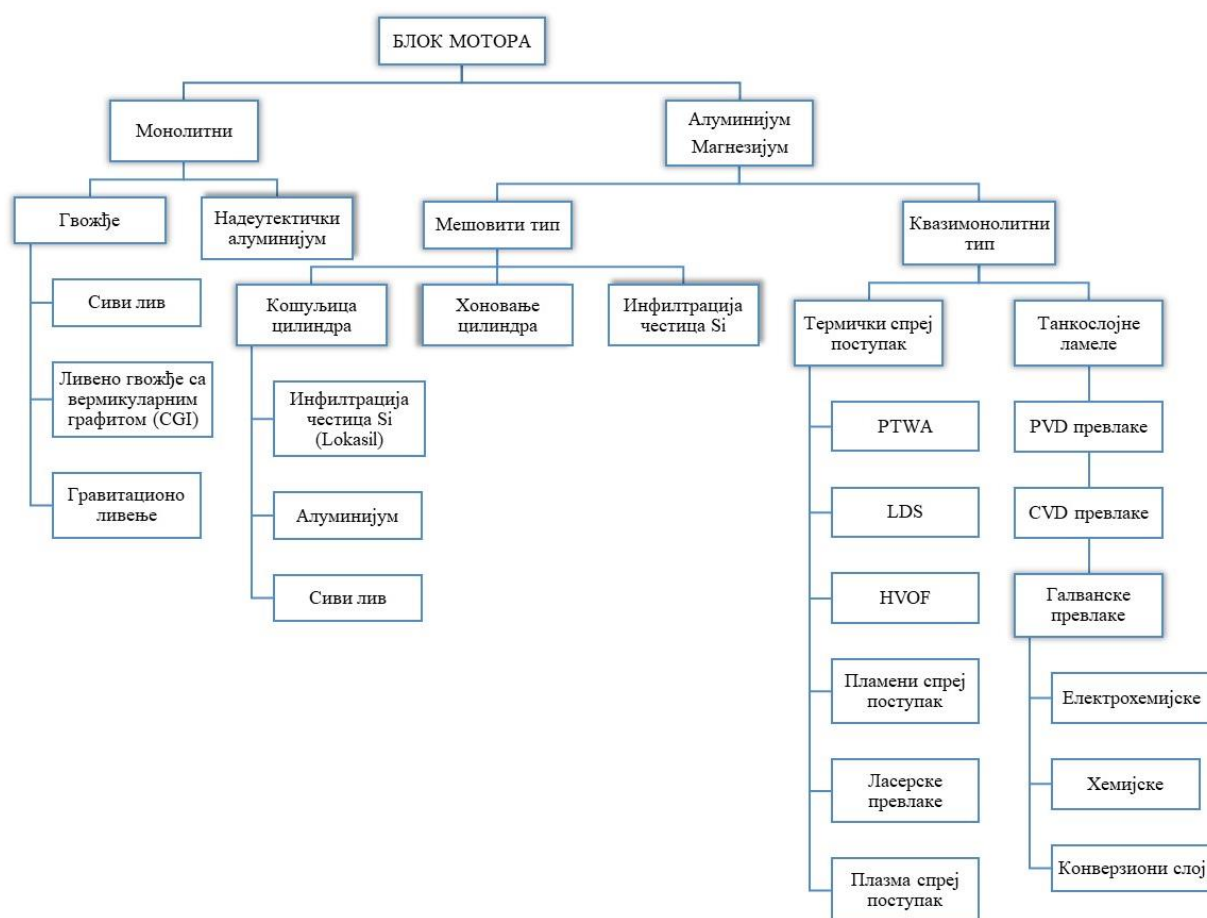
Блок савремених мотора СУС треба да издржи веће максималне притиске у цилиндру и термо-механичка оптерећења. Истовремено се захтева смањење тежине, али и повећање отпорности на утицај горива различите агресивности и то у зависности од хемијског састава. Процес ливења блока је све комплекснији због интегрисања места за везу и уградњу опреме мотора СУС за обављање секундарних функција на моторном возилу. То су места везе периферних уређаја на мотору СУС: разводна кутија, кућиште мењача и замајца, кућиште пумпе за воду итд. У оквиру блока су изливени и канали за проток уља у систему за подмазивање, као и за принудну циркулацију течности за хлађење и др. Због све сложенијих захтева, није више могуће користити искључиво класичне технологије за производњу блокова мотора СУС, а то важи и за начин обраде клизних површина или израде кошуљице цилиндра.

На сл. 2.20 су систематизовано приказане технологије за производњу блокова мотора СУС, као и за обраду кошуљица цилиндара. Блокови мотора СУС се уобичајено производе технологијом из једног дела (монолитни) или са упресованим цилиндричним кошуљицама (мешовити тип) [11, 27].

Монолитни типови алуминијумских блокова мотора СУС се производе од скупе надеутектичке Al-Si легуре (AlSi17Cu4Mg), познате као Алусил (енгл. Alusil). Алусил има добре триболошке карактеристике због садржаја честица силицијума. Блокови од сивог лива, као што је ливено гвожђе са вермикуларним графитом, CGI (енгл. CGI - Cast Iron with Vermicular Graphite) имају такође добре триболошке карактеристике.

Мешовити тип блока мотора СУС се производи од Al-Si легуре која није отпорна на хабање, али се ојачава уметањем цилиндричне кошуљице од материјала повољнијих триболошких карактеристика. Алуминијумски блокови се израђује са кошуљицом од сивог лива или од Al-Si легуре. Сиви лив има добре триболошке карактеристике због микро-структуре која се састоји од перлита и ламеларног графита. Присуство графита као чврстог мазива је значајно при клизању неподмазиваних и гранично подмазиваних површина. Обрадом клизне површине хоновањем, додатно се смањује трење у цилиндру мотора СУС и клипних компресора.

При серијској производњи, технологија кошуљице цилиндра од сивог лива у алуминијумском блоку мотора СУС је економски исплативија и боља је са аспекта трења и хабања, у односу на зид цилиндра са честицама силицијума (монолитни или мешовити тип са Al-Si кошуљицом).



Сл. 2.20 Систематизован приказ технологија за производњу блока мотора СУС и обраду кошуљице цилиндра клипних мотора СУС и компресора [11, 27]

Кошуљице од сивог лива могу бити интегрисане у алуминијумски блок накнадним пресовањем, односно утискивањем или директним постављањем током процеса ливења, односно уливањем, које може бити гравитационо или под високим притиском. Међутим, у том случају настаје проблем, јер заостали напони у кошуљици од сивог лива и деформације при ливењу могу касније да иницирају деформације цилиндра у току рада клипног мотора СУС или компресора.

На сл. 2.21.а је приказан цилиндар произвођача PEAK Werkstoff GmbH. Цилиндар је израђен од хипереутектичке легуре Al-Si која је отпорнија на хабање и представља алтернативно решење у односу на цилиндре са кошуљицом од ливеног гвожђа, који имају већу тежину. То је такође и алтернатива скупљем монолитном блоку мотора СУС, који је произведен ливењем од хипереутектичке примарне легуре Алусил. Кошуљице цилиндра се у том случају уливају методом ливења под високим притиском са јефтинијом секундарном легуром AlSiCu [28].

Хипереутектички материјал кошуљица цилиндра познат као Силитек (енгл. Silitec), се накнадно побољшава спреј поступком. Спреј поступком се наносе fine честице силицијума, а затим се површина обрађује хоновањем, чиме се остварују повољније триболошке карактеристике и већа чврстоћа, сл. 2.21.б.

Технологија под комерцијалним називом Локасил (енгл. Lokasil), коју је патентирала фирма Kolbenschmidt, подразумева производњу блокова из два дела. Прво се добијају блокови од јефтинијих AL-Si легура ливењем под високим притиском, а затим се врши ливење гњечењем помоћу цилиндричних порозних уложака, па се инфилтрирају и Si честице. Тим путем се добија локално, у површинском слоју надеутектичка AL-Si легура.



(a)



(б)

Сл. 2.21 а) Блок мотора Mercedes-Maybach и DaimlerChrysler S класе са 12 цилиндара (V12) који је изливен од легуре AlSi9Cu3; маса блока је око 38 kg

б) Блок бензинског мотора са 6 цилиндара (V6) DaimlerChrysler са кошуљицом цилиндра која је израђена по методи Силитек

Као што је већ наглашено, повећана оптерећења структуре блока клипних мотора СУС смањују његову динамичку моћ ношења. Проблем се може решити и применом трећег или квазимонолитног типа алуминијумског блока, сл. 2.20, који представља комбинацију јефтиније монолитне структуре основе од Al-Si легуре, док се на површину цилиндра наносе превлаке, сл. 2.22 [11, 27].

Танкослојне превлаке нанете у физичком или хемијском парном облику, PVD и CVD (енгл. PVD/CVD - Physical or Chemical Vapour Deposition) нису прихватљиве због захтеваних високих температура основе при изради, и нису исплативе.

Никасил (енгл. Nikasil Mahle) и Хромал (енгл. Chromal), су галванске танкослојне превлаке. Код примене ових технологија, наносе се дисперзиони слојеви од Ni-SiC и Cr поступком галванизације порозних површина. Галванске превлаке имају нижу температуру основе, али нису еколошки и економски прихватљиве.

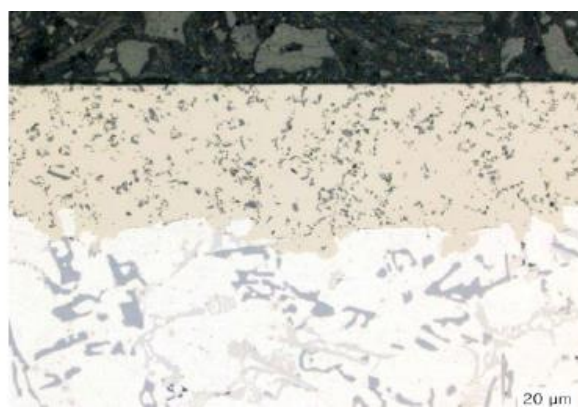
Термичким наношењем превлака електролучним спреј поступком са једном жицом PTWA (енгл. Plasma Transferred Wire Arc), односно са две жице DAG-LDS (DAG/LDS, енгл. Twin-Wire-Arc; де. Lichtbogendrahtspritzen), формира се стабилан слој челика на клизној површини зида цилиндра. Додатни материјал се у виду две жице убацује у обртни пиштољ на два места. Обе жице од истог материјала су прикључене на напонске полове и између њих се формира струјно коло. На месту додира на врховима жица-електрода долази до топљења истих.

Технологија HVOF (енгл. HVOF - High Velocity Oxygen Fuel) је поступак термичког наношења превлаке пламеним спреј поступком. Материјал превлаке је облика жице или праха, а топлотна енергија се остварује гасним пламеном, односно сагоревањем смеше кисеоника и горивог гаса (ацетилен, пропан или водоник).

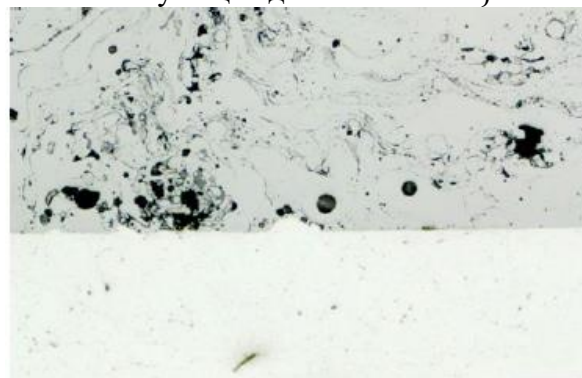
Технологија трибосил (енгл. Tribosil) подразумева модификацију површине цилиндара од легуре алуминијума применом ласера. Прво се блок излива гравитационим ливењем јефтине Al-Si легуре, а затим се легира клизна површина уз помоћ ласера. Ласерским снопом се топи површина уз истовремено убацавање у истопљену масу честица Si у виду праха. На тај начин се добија локално обогаћење површине силицијумом, односно формира се надеутектичка Al-Si легура.



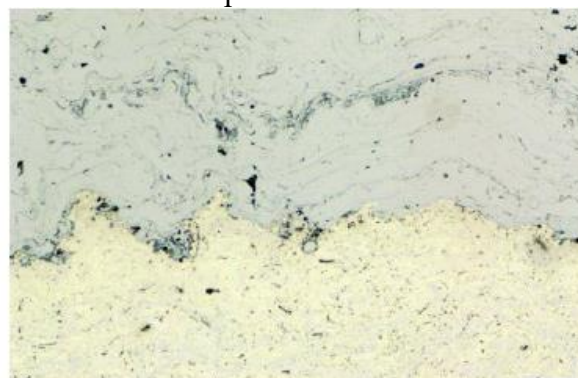
Кошуљица од ливеног гвожђа



Галванска превлака Никасил



Електролучни спреј поступак са једном жицом - PTWA



Наношење превлаке на зид цилиндра

Сл. 2.22 Технологије за формирање превлака на клизним површинама зида цилиндра

Ротаплазма (енгл. Rotaplasma) је технологија коју је развила компанија Sulzer Metco и обухвата формирање превлака на бази гвожђа плазма спреј поступком. Поступак се састоји у томе што се између катоде и аноде у пиштољу, формира струјно коло које јонизира плазма гасове (Ar, He, H₂, N₂ или њихову мешавину), који струје између њих и настаје плазма. Плазма гасови представљају примарни гас, а секундарни или носећи гас у процесу је онај, који носи честице праха од пиштоља до основе [11].

Поред цилиндра и клипови клипних мотора СУС и компресора су изложени оптерећењима, па је замор материјала примаран узрок оштећења. Томе доприноси стално наизменично кретање клипа у цилиндру при променљивим радним условима.

Клип треба да има добро налегање са цилиндром и треба да издржи максимални притисак радне материје. Динамичка издржљивост, отпорност на хабање и одговарајући коефицијент топлотног ширења су захтеви према конструкцији клипа. Неопходно је да чело клипа издржи високе температуре и високе притиске.

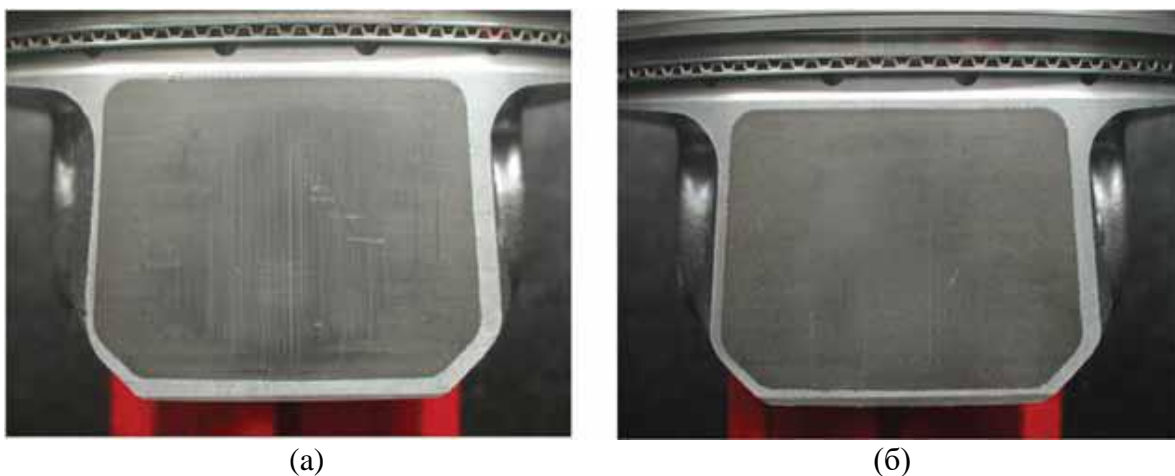
При наизменичном кретању у цилиндру, носећи део клипа има улогу вођице. Оптимизација клизног дела конструкције клипа и клизне површине цилиндра се може реализовати на више начина у циљу смањења трења и хабања клизних површина.

Обзиром да се подмазивање клипова мотора СУС и клипних компресора за ваздух реализује помоћу система за подмазивање мотора СУС, проблеми хабања су изражени током првог и хладног старта због одсуства уља. У тим условима, због сувог трења расту механички губици и нижи је механички степен корисности клипних мотора СУС и компресора и појачано је хабање, а то скраћује интервале између отказа.

Хабање површина од челика у клизном контакту је могуће смањити, применом молибден-дисулфида (MoS₂) као чврстог мазива. У том случају се применом ласера, слично хоновању цилиндра, на делу носеће површине клипа, формирају текстуре, односно микро-резервоари одговарајуће запремине у које се утискује чврсто мазиво и на тај начин се врши триболошка оптимизација површине [29].

Произвођачи клипних мотора СУС користе графит и молибден-дисулфид као чврсто мазиво и заштитну превлаку клизне површине клипа. Углавном се користи графит, док се код алуминијумских клипова користе превлаке од легуре гвожђа.

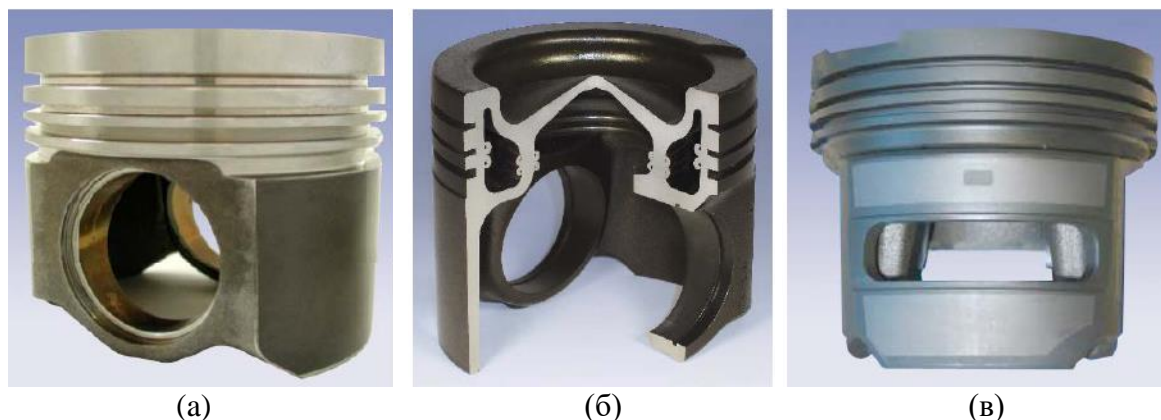
На сл. 2.23 су приказане фотографије клипова фирме Federal-Mogul после испитивања. Клипови су у делу носеће површине, која је у клизном контакту обложени заштитном превлаком од класичног и композитног материјала (енгл. EcoTough) [30].



Сл. 2.23 Фотографије клипова са превлакама на носећем делу после испитивања у лабораторији на пробном столу (хладан старт, 50 циклуса и пуно оптерећење)
 а) Трагови хабања на клипу са превлаком од класичног материјала
 б) Побољшана конструкција клипа са превлаком од трибо-материјала EcoTough

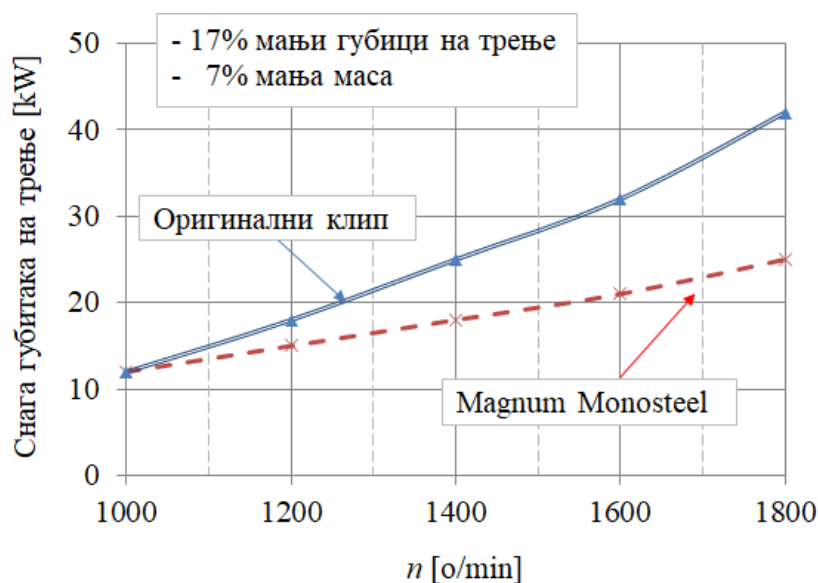
Испитивањем је потврђено мање хабање клипа са превлаком од композитног материјала под комерцијалним називом EcoTough, чија примена има за резултат смањење губитака на трење од 1 – 3%. Материјал превлаке је добијен мешањем графита, молибден-дисулфида, угљеничних влакана и смоле. Графит и молибден-дисулфид смањују трење, угљеничка влакна повећавају отпорност на хабање, а смола обезбеђује површинску заштиту и дужи век трајања превлаке.

Други пример је клип, који такође производи фирма Federal-Mogul за дизел моторе теретних возила са максималним притисцима у цилиндру до 25 МПа, који има комерцијални назив Monosteel, сл. 2.24 [31, 32].



Сл. 2.24 Фотографије клипова са превлаком Monosteel Federal-Mogul
 а) Почетна оригинална конструкција клипа (2003. година)
 б) Клип са носећом површином од превлаке на бази MnP (2005. година)
 в) Клип мање масе са носећом површином од превлаке на бази MnP, (2012. година)

Нова конструкција клипа за моторе СУС радне запремине 15000 cm^3 произвођача Маск има носећу површину из два дела са олакшањем на средини, а то је омогућило смањење масе за 7%, сл. 2.25. У поређењу са оригиналном конструкцијом, смањена је и снага механичких губитака, а тиме и губитака на трење за 17% [32].



Сл. 2.25 Смањење снаге губитака на трење код примене нове конструкције клипа Monosteel у односу на класичну челичну конструкцију [32]

На Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу и Катедри за моторна возила и моторе је конструисана и реализована конструкција алуминијумског цилиндра чији су материјали предмет триболошких истраживања и анализа у оквиру докторске дисертације. Паралелно, у претходном периоду, у оквиру одређених пројектних активности је реализована и конструкција алуминијумског клипа за моторе СУС и клипне компресоре са делом носеће конструкције са триболошким укључцима, сл. 2.1 [33]. Као материјал триболошких укључака, који истовремено имају и улогу ојачавача, може да се користи графит или у другом случају, композитни материјал са основом од бронзе и укључцима, односно траговима графита или гвожђа.

Иновативно решење конструкције клипа и цилиндра је генерално применљиво на клипним моторима СУС и компресорима. Триболошки укључци који су уливени директно на носећем делу клипа или су изменљиви, такође имају улогу чврстог мазива и треба да допринесу смањењу трења и хабања у оквиру трибо-механичког система клипа и цилиндра [33]. Са аспекта одржавања, клип се посматра као носач изменљивих делова, клипних прстенова и триболошких укључака, који су у клизном контакту, а тиме се одржавање клипне групе значајно олакшава и смањују се трошкови, који у нормалним радним условима подразумевају искључиво њихову замену.

2.8 Полазне хипотезе докторске дисертације

Имајући у виду сазнања и идентификоване проблеме у току уводних разматрања, и чињенице које су добијене систематизацијом и теоријском анализом узрока отказа предмета истраживања, односно клипног компресора за ваздух, чији је саставни део испитивани цилиндар са триболошким ојачавачима, дефинисане су полазне хипотезе докторске дисертације:

1. Применом математичког моделирања може да се изврши потпунија анализа, а тиме и оптимизација радног процеса у цилиндру клипног компресора. На тај начин се могу потпуније објаснити процеси у цилиндру и њихова међусобна интеракција, а то омогућава формирање потпунијих анализа и закључака и може се правилније усмерити оптимизација. У оквиру модела радног процеса у цилиндру клипног компресора је неопходно укључити феномене као што су адхезија и лепљење заптивне плоче вентила и непаралелан удар о седиште и граничник. Тим путем, могуће је формирати потпунији физички модел клипног компресора за ваздух и припадајућих вентила, због укључивања дејства сила адхезије на кретање заптивне плоче вентила. Резултати моделирања радног процеса у цилиндру клипног компресора у оквиру којих је укључено дејство адхезионих сила на кретање плоче вентила, треба да допринесу правилнијем пројектовању и избору конструкције вентила, а то треба да се позитивно одрази на радни процес у цилиндру. Додатно, применом моделирања се штеде и време и ресурси;
2. Применом различитих материјала у виду укључака за ојачање алуминијумске конструкције и клизне површине цилиндра клипног компресора, уместо класичних превлака или методе хоновања, може да се изврши ојачање и триболошка оптимизација конструкције. Уливањем укључака од материјала веће механичке чврстоће може да се реше проблеми који су повезани, не само са појачаним хабањем, већ и са мањом чврстоћом клизне површине цилиндра од Al-Si легуре. Примена решења за триболошку оптимизацију клизне површине цилиндра клипног компресора са триболошким укључцима, треба да допринесе смањењу механичких губитака.

Резултати испитивања треба да помогну при доношењу одлуке о евентуалној примени Al-Si легуре за израду цилиндра клипних компресора за ваздух и њиховој серијској производњи. Очекује се да добијени резултати триболошких испитивања материјала основе и ојачавача укажу на оправданост примене техничког решења цилиндра са триболошким укључцима. Обзиром на чињеницу да примена делова од алуминијума генерално доприноси смањењу масе моторних возила, тим путем, индиректно може да се допринесе смањењу потрошње горива и емисије издувних гасова. Главни циљ је да се применом већег процента алуминијума за израду делова у оквиру конструкције возила, због потпуније рециклаже овог материјала, паралелно смањењу потрошње горива и емисије издувних гасова, додатно допринесе и смањењу оптерећења околине штетним отпадом и расходованим возилима;

3. Примена одговарајућег средства за подмазивање клипних компресора и клизне површине цилиндра, треба додатно да допринесе смањењу трења и хабања материјала. На тај начин, паралелно са триболошком оптимизацијом и уградњом ојачавача, додатно се може допринети смањењу механичких губитака у клипном компресору.
4. Резултати експерименталних истраживања могу бити од користи, ако се могу упоредити и поновити при истим условима, а то се може остварити искључиво применом стандардних метода испитивања. Аутоматизација мерне опреме за лабораторијска испитивања употребних карактеристика клипног компресора применом одговарајућег аутоматског серво-вентила треба да омогући прецизније успостављање и одржавање задатих режима испитивања који се прописују одговарајућим стандардима. Статистичка обрада и анализа резултата триболошких истраживања треба да допринесе стварању базе података и формирању прецизнијих закључака о утицају појединих параметара и њихових међусобних интеракција на процес хабања. На основу добијених резултата и расположивих података произвођача о временима до одржавања мотора СУС и клипних компресора, могу да се формирају методе за процену очекиваног времена до одржавања. Такође, могуће је проценити и друге експлоатационе параметре мотора СУС са аспекта клипних компресора. На тај начин може да се изврши процена поузданости клипних компресора у експлоатацији на моторним возилима, на основу параметара погодности одржавања. Време одржавања система клипног компресора, који представља комбиновану везу елемената система се може приказати одговарајућом математичком расподелом. Резултати планираних анализа треба да допринесу и бољој логистици одржавања у делу набавке резервних делова клипних компресора за ваздух на моторним возилима.

3. МАТЕМАТИЧКО МОДЕЛИРАЊЕ И СИМУЛАЦИЈА КЛИПНИХ КОМПРЕСОРА

3.1 Преглед остварених резултата у области моделирања и експерименталних истраживања клипних компресора

Усавршавањем математичких модела радног процеса на основу резултата и закључака експерименталних истраживања, временом су побољшаване и употребне карактеристике клипних компресора.

Почетком 1974. године је формиран један од првих математичких модела радног процеса у цилиндру клипног компресора на основу тада расположивих резултата експерименталних испитивања. Модел је био применљив за стационарне радне услове и обухватао је под-моделе са параметрима који су узимали у обзир проток кроз вентиле, размену топлоте и губитке у лежајевима [34, 35].

Савремени модели термодинамичких процеса у цилиндру клипних компресора су комплекснији и такође су засновани на експериментално провереним зависностима, као и на теоријским термодинамичким једначинама.

Проблем при моделирању представља и таласно струјање усисног ваздуха у току реализације термодинамичког циклуса у цилиндру клипног компресора, због чега је овај феномен неопходно посебно анализирати и моделирати. Таласно струјање усисног ваздуха негативно утиче на функционалност мерне опреме у оквиру инсталације која се помоћу клипних компресора снабдева компримованим ваздухом.

Costagliola [36] је међу истраживачима први системски истраживао и моделирао динамику аутоматских компресорских вентила. Међутим, у његовом моделу се претпоставља да је кретање заптивног елемента (плоче вентила) стабилно и не узима се у обзир лепршање (енгл. flutter). На основама овог модела, формиран су касније други модели [37, 38]. Nabing [17] је систематизовао савремене методе истраживања у овој области које подразумевају обавезну верификацију модела и теоријских прорачуна путем експерименталних мерења.

У расположивој литератури из области клипних компресора, размена топлоте између гаса (радне материје) и зинова цилиндра је такође истраживана због значајног утицаја на употребне карактеристике клипних компресора. Размена топлоте може утицати (10 – 20%) на смањење степена корисности клипног компресора. Међутим, добијени резултати су под знаком питања и могу се оспорити због чињенице да је количина размењене топлоте рачуната према једначини која је претходно и углавном коришћена у области мотора СУС [39, 40].

У раду [41] је такође наглашен значај примене и интегрисања модела размене топлоте у оквиру програма за прорачун карактеристика клипног компресора. У раду су коришћене две различите једначине за одређивање количине размењене топлоте. Извршено је такође и одговарајуће упоређивање и приказани су резултати поређења. Потврђен је значај интегрисања под-модела који обухватају размену топлоте између гаса и зинова цилиндра у оквиру основног модела за прорачун карактеристика клипних компресора.

Са друге стране, поједини истраживачи су исказали сумњу у вези са утицајем процеса размене топлоте у цилиндру на карактеристике клипних компресора. Истраживачи тврде да степен корисности компресора може бити нижи за свега 2,5% (максимално 4%), због губитака услед процеса размене топлоте. Тим путем се закључује да је интегрисање модела размене топлоте у оквиру програма за прорачун карактеристика клипних компресора, под знаком питања, као и да није неопходно. Слична уверења се могу пронаћи и прочитати у савременијим научно-истраживачким радовима [18], где су резултати такође добијени на основу математичких симулација код клипних компресора за примену у оквиру расхладних уређаја.

Генерално посматрано, током протеклих пар деценија, истраживања у области клипних компресора су углавном била теоријска и обухватала су CFD моделирање (енгл. CFD - Computational Fluid Dynamics), као и експериментална и то углавном у области херметичких клипних компресора. У том периоду је покренут и значајан истраживачки пројекат у оквиру европског форума за клипне компресоре EFRC (енгл. EFRC - European Forum for Reciprocating Compressors), чији је циљ публикавање резултата истраживања у области већих компресора у процесној индустрији [35].

Мали брзоходни клипни компресори за ваздух се разликују од већих компресора на којима су до сада углавном анализирани механизми процеса размене топлоте, као и њихов утицај на перформансе компресора и система у оквиру кога се примењују. У поређењу са херметичким компресорима у оквиру расхладних система, клипни компресори за ваздух раде у доста ширем опсегу бројева обртаја, имају доста веће односе притисака и термички су оптерећенији. Због тога се у оквиру литературе [18], указује да врста конструкције и карактеристике радног процеса, значајно утичу на употребне карактеристике и поузданост клипних компресора, па их треба детаљније анализирати. Према томе, данас се не поставља питање на који начин се процес размене топлоте у цилиндру може разматрати у оквиру програма за прорачун карактеристика, већ на који начин се исти моделира.

Обзиром на сличност конструкције и принцип рада, расположиве методе за математичко моделирање мотора СУС су основа и за моделирање клипних компресора уз одговарајуће референтне услове. Тим путем се методе за моделирање и прорачун мотора СУС које су делом приказане у литератури [25, 42], могу прилагодити за потребе моделирања радног процеса експерименталног клипног компресора. Моделирање се реализује на тај начин што се изостављају елементи модела који представљају утицај процеса сагоревања (гориво и продукти сагоревања и коефицијент састава смеше). Применом једначина из прилагођеног математичког модела, може се реализовати симулација рада референтног клипног компресора помоћу програма Matlab и његовог модула Simulink [43].

Основа модела клипног компресора [43], чија се допуна предлаже у оквиру докторске дисертације, су једначине радних процеса у моторима СУС [25, 42]. То су бездимензионалне једначине радног процеса клипних компресора [44], као и прилагођене једначине које се односе на рад аутоматских вентила и њихову динамику и процес размене топлоте [45].

Као посебан допринос објашњен је утицај динамике вентила која се може интегрисати и симулирати у моделу клипног компресора, као и структура таквог модела са општим претпоставкама. Анализирани су делови модела, односно физичког процеса, чијим је поједностављењем на основу претпоставки приказан математички опис процеса у цилиндру клипног компресора.

Такође, указано је на неопходност интеграције феномена лепљења заптивне плоче вентила о седиште и граничник, што се реализује укључивањем адхезионе силе. То није урађено у оквиру расположивог модела [43], па је и предложена допуна.

3.2 Приказ модела клипног компресора

3.2.1 Симулација радног процеса у клипном компресору

Анализирани клипни компресор је једностепени, са релативно ниским радним притиском (ваздух се компримује до приближно 1 МПа). У том случају се сматра да је ваздух као радни медијум идеалан гас, чији је коефицијент стишљивости (фактор реалног гаса) једнак јединици, тако да се поједностављује математички опис термодинамичких процеса.

Део анализираних радних материја (компримовани ваздух у цилиндру клипног компресора) представља термодинамички систем, а све изван њега околина. То је отворени систем (ваздух уструјава у систем и потискује се у околину преко припадајућих аутоматских вентила), са границом коју представљају топлотно пропустљиви зидови (зид цилиндра). Најважнија карактеристика границе система, са аспекта термодинамике је управо проводљивост топлоте. Клипни компресор у реалности није изолован систем због размене топлоте кроз границе система.

Радни процес у цилиндру се реализује наизменично или циклично. Слично моторима СУС, могу се издвојити четири процеса и то су: усисавање, компримовање, истискивање и ширење ваздуха у односу на цилиндар. За потребе формирања модела, првенствено треба концепцијски издвојити припадајуће делове клипног компресора: усисна, као и издувна комора, са припадајућом инсталацијом и клипни компресор са вентилима. Пулзације притиска у току струјања ваздуха у делу усисног и издувног колектора се занемарују, јер се претпоставља да су њихове запремине веће (бесконечно велике) у односу на цилиндар.

Физички феномени у току радног процеса у цилиндру клипног компресора које треба обухватити математичким моделом су:

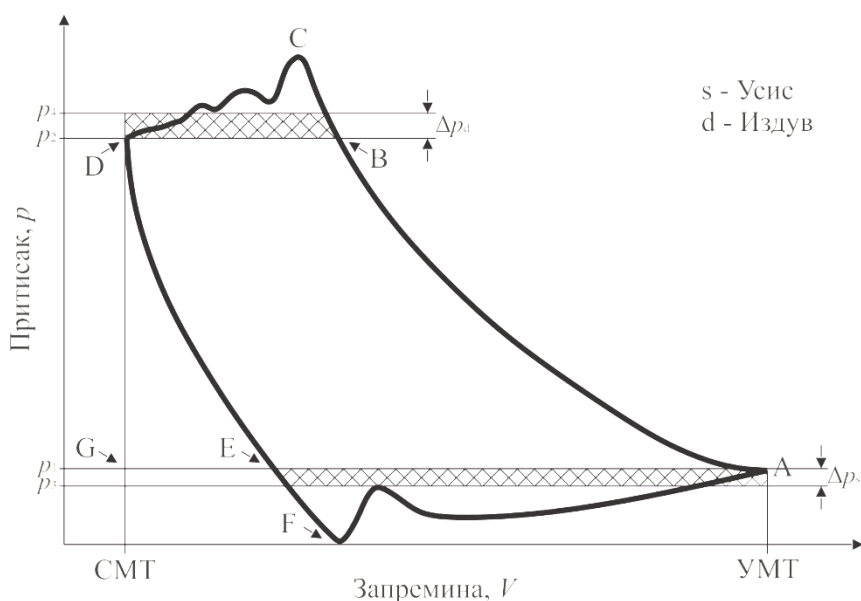
- термодинамички циклуси у радном простору,
- кинематска анализа делова клипног механизма,
- динамика усисног и издувног вентила,
- проток ваздуха кроз вентиле,
- процеси размене топлоте између делова клипног компресора и радних материја и између клипног компресора и околине и
- анализа утицајних сила и момената, односно њиховог дејства на клип и друге делове клипног механизма.

Због прецизнијег дефинисања модела клипног компресора са интегрисаним под-моделом динамике вентила, објашњено је шта се подразумева под овим појмом.

Радни процес клипног компресора се регулише путем периодичне промене запремине надклипног простора, што се остварује наизменичним кретањем клипа, док се процеси усисавања и испоруке компримованог ваздуха регулишу помоћу вентила. Вентили клипног компресора (за разлику од вентила мотора СУС) се у току радног процеса аутоматски отварају и затварају у зависности од разлике притисака испред и иза заптивне плоче вентила, а тиме се регулише и трајање радног циклуса у цилиндру.

Чињеница је да перформансе клипних компресора зависе од функционалности вентила. Ефикасност вентила директно утиче на испоруку компримованог ваздуха, а самим тим и на ефикасност клипног компресора. Појава истицања компримованог ваздуха због лоше заптивености вентила има за последицу пад притиска у цилиндру и смањење испоруке клипног компресора и последица је отказа вентила. Истраживања су показала да су губици усисног вентила клипног компресора два пута већи од губитака издувног вентила [46].

На сл. 3.1 је приказан затворен индикаторски дијаграм клипног компресора чији облик одступа од идеалног због појаве отпора и динамике вентила, што се манифестује наглим порастом и падом притиска у цилиндру компресора, односно његовом таласном променом.



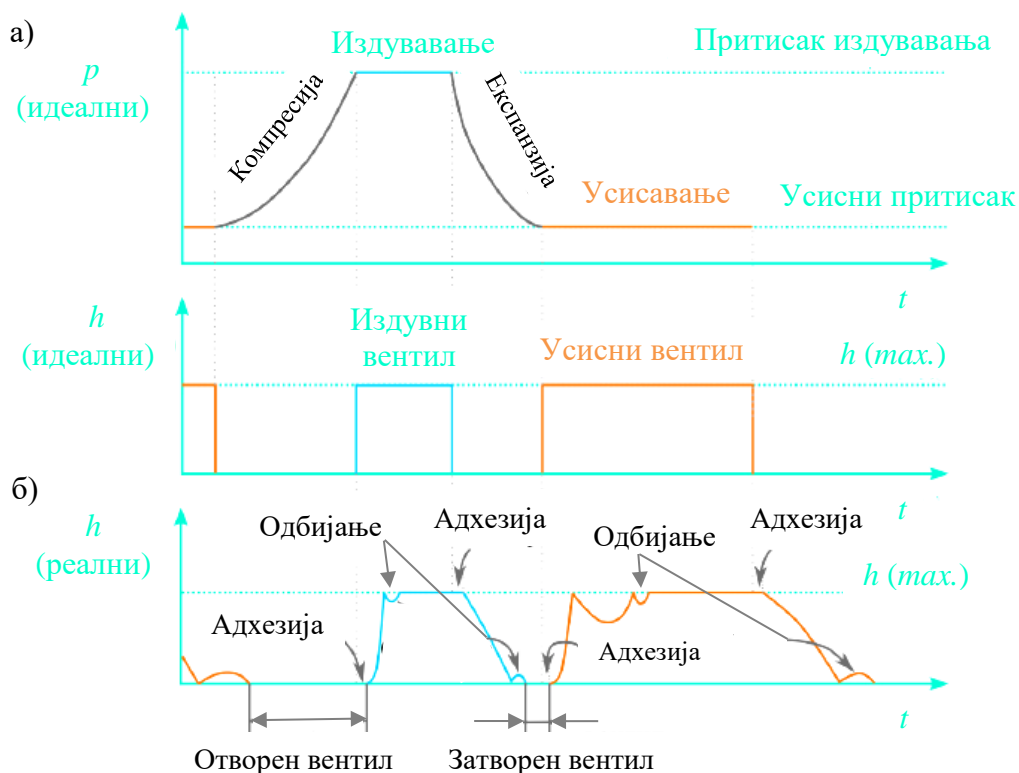
Сл. 3.1 Затворени индикаторски pV -дијаграм клипног компресора

Површина унутар дијаграма, на сл. 3.1, представља остварени рад за реализацију циклуса у клипном компресору. У тачки А клип се налази у УМТ и тада је у цилиндру ваздух под притиском p_1 . У фази компресије, клип наставља кретање ка СМТ, до вредности p_2 у тачки В, када теоријски почиње отварање издувног вентила. У реалности притисак наставља да расте до тачке С када се издувни вентил касније отвара и компримовани ваздух почиње да истиче из цилиндра кроз издувни вентил дуж издувног вода. Динамика вентила, односно лепршање заптивне плоче вентила се такође може уочити у току процеса издувавања и тада се на дијаграму уочава таласни облик криве промене притиска различитих амплитуда, све до тачке Д.

Клип у току радног процеса наставља даље кретање до УМТ, потпомогнут експанзијом ваздуха који је задржан у компресионој запремини цилиндра. Експанзија заосталог ваздуха се наставља и испод тачке Е, у којој влада притисак p_1 , све до тачке Ф, када се отвара усисни вентил. У даљем току радног процеса клип наставља ход усисавања све до УМТ и тада у цилиндар улази свеж ваздух, све до тачке А, а затим се понавља радни циклус у клипном компресору и тако наизменично. Током усисавања такође може доћи до појаве интензивније динамике вентила.

Површине изнад линије ВД и испод линије АЕ до пресека са линијом индикаторског дијаграма на сл. 3.1 представљају рад који је повезан са реалним фазама издувавања и усисавања ваздуха. Краткотрајне вредности притисака: прво максимална у тачки С и минимална у тачки Ф су последица разлике притисака, чија појава представља неопходан услов за отварање вентила, али истовремено резултира и појавом процеса динамике вентила.

На сл. 3.2 је приказан ток промене притиска и хода плоче вентила у јединици времена, у току теоријског (идеалног) процеса у компресору и хода плоче вентила у реалним радним условима [46].



Сл. 3.2 Промена притиска, p и хода плоче вентила, h у току: а) идеалног и б) реалног радног процеса у цилиндру клипног компресора

Анализом дијаграма промене вредности хода плоче вентила у јединици времена, уочава се њено сложено кретање у реалним радним условима у цилиндру. Сложенија крива хода плоче вентила, чији облик одступа од праволинијског, је последица ефеката који настају због појаве динамике плоче вентила у реалним радним условима. То се углавном односи на одбијање или лепљење вентила о седиште и граничник, адхезију (енгл. stiction или adhesion). Ефекат одбијања се јавља при удару плоче вентила о седиште или граничник, док је лепљење последица дејства адхезионе силе при отварању или затварању вентила, због присуства капљица уља за подмазивање.

Процес отварања вентила зависи од интензитета силе у опрузи, као и од адхезионе силе у контактної површини између заптивне плоче вентила и седишта. Ако у контактної површини заптивне плоче и седишта вентила нема присуства уља, адхезиона сила може настати као последица унутар молекуларних сила или потпритиска. У реалности, услови и процеси су сложенији због присуства уља којим се подмазују делови конструкција клипних компресора за ваздух. Адхезиона сила је сразмерна коефицијенту адхезије чија се вредност мења у зависности од конструкције седишта вентила. У пракси постоје равна, уздигнута равна и седишта вентила са радијусом или оштром ивицом и сл. [47].

Концепцијски посматрано, утицај вентила на перформансе и поузданост компресора може да се анализира помоћу следећа три феномена, односно модела:

1. Механички, који обухвата процесе отварања и затварања, кретање опружне масе склопа заптивне плоче, без разматрања утицаја ударних процеса у вентилу. Ова област се зове генерално динамика вентила;
2. Проток, који дефинише однос између масеног протока кроз вентил и стања гаса у цилиндру и каналу вентила и
3. Спајање, односно модел интеракције између положаја вентила и динамике флуида на усисној и издувној страни склопа вентила.

Прва два феномена могу да се посматрају аналитички или експериментално на изолованом клипном компресору, при одређеном протоку флуида на усисној и издувној страни вентила. Трећи феномен је модел система и као такав може да се анализира и експериментално или заједно са цилиндром и припадајућом инсталацијом (издувни цевовод, потрошачи и др.), мерењем одговарајућих величина и аналитички формирањем модела система, који укључује релевантне компоненте и процесе.

За потребе моделирања се претпоставља да је запремина усисног и издувног вода бесконачно велика, па се у том случају таласне појаве које се у њима одвијају могу занемарити. Овакав приступ поједностављује модел и скраћује време прорачуна. Међутим, поједини истраживачи тврде да је тачност прорачуна са овим поједностављењима под знаком питања, а то је и објашњено у литератури [37]. Због тога постоје велике разлике између дијаграма са карактеристикама клипних компресора, који су добијени са поједностављењима и применом наведена два модела. Ова тема је делом и предмет истраживања.

3.2.2 Структура математичког модела клипног компресора

Клипни компресори су сличне конструкције као мотори СУС. Због тога, методе моделирања мотора СУС, могу уз одговарајуће апроксимације, као што је већ наглашено, да се примене и на клипне компресоре. У случају клипних компресора, радна материја је ваздух, а не смеша гасова, претпоставља се да нема сагоревања горива, због чега се у оквиру модела занемарује утицај продуката сагоревања, за разлику од мотора СУС.

Модел који се користе су нулто-димензионални квазистационарни, са предношћу због могућности провере резултата прорачуна експерименталним путем, поступком индицирања притиска у цилиндру. Циљ је да се одреде величине термодинамичког стања гаса у деловима конструкције (цилиндар, усисни и издувни вод и др.) узимајући у обзир што већи број конструктивних параметара и режима рада. За математичко моделирање термодинамичких стања гаса, неопходна је примена једначина термодинамике, динамике флуида и механике.

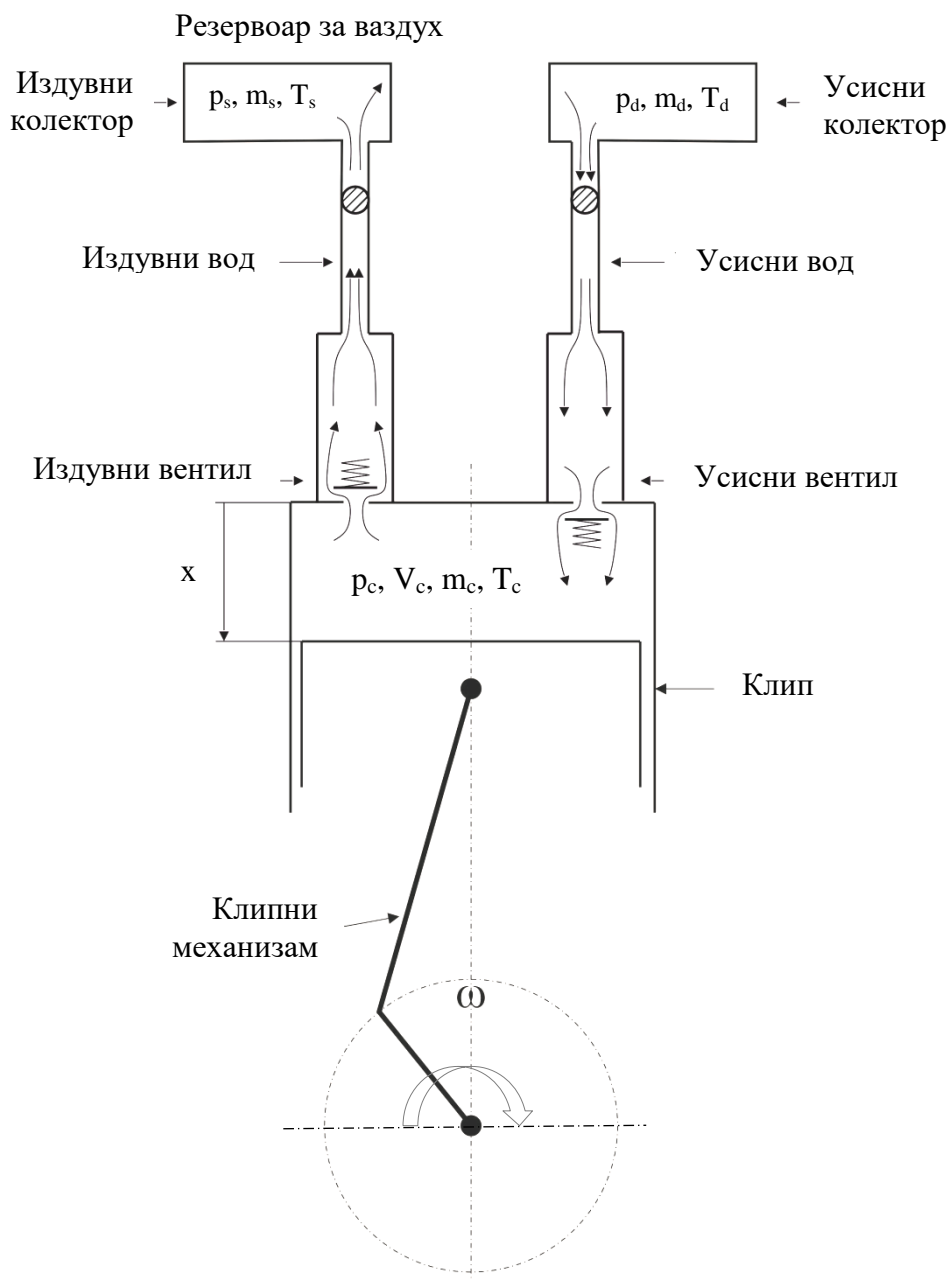
Применом нулто-димензионалних математичких модела резултати прорачуна се добијају у функцији само времена као независне променљиве величине. При томе се не узима у обзир ни једна димензија и то: пречник цилиндра, ход клипа, дужина усисне и потисне гране и др. Реални услови у цилиндру клипног компресора су пример отвореног термодинамичког система (клип не затвара у потпуности цилиндар, због зазора између клипа и цилиндра). Међутим, због релативно мале промене масе у цилиндру реалног клипног компресора, у току процеса компресије и експанзије, може се утицај отворености система без веће грешке занемарити и отворени систем се може заменити затвореним.

Током процеса измене радне материје, масени проток ваздуха који уструјава и иструјава је променљив у току времена (због различите брзине кретања клипа, различитих проточних пресека вентила и др.) и такав систем представља нестационарни отворени термодинамички систем (систем променљиве масе).

У циљу поједностављења математичког модела занемарују се нестационарни гасодинамички ефекти и претпоставља се равнотежна промена стања у посматраној запремини и на тај начин се дефинишу квазистационарни или квазистатички процеси.

Моделирањем реалног радног процеса у клипном компресору, применом нулто-димензионалног, квазистационарног модела добија се систем диференцијалних једначина који се може решити применом нумеричких метода, као што је метода Runge-Kutta, уз примену рачунара [44].

Саставни делови клипног компресора су цилиндар, клипни механизам, усисни и издувни систем, а сви заједно су саставни делови модела клипног компресора, сл. 3.3.



Сл. 3.3. Физички модел референтног клипног компресора

Први и основни елемент модела је цилиндар клипног компресора. У оквиру цилиндра, посредством клипног механизма, који представља други саставни део модела, клип врши линеарно наизменично кретање. Трећа и четврта компонента модела су аутоматски вентили, усисни и издувни. Динамика рада аутоматских вентила и њихова интеграција у оквиру модела клипног компресора, представља један од циљева истраживања. Преостала два елемента модела се односе на процесе у усисном и издувном систему клипног компресора.

У оквиру једноставних модела се претпоставља да је утицај усисног и издувног цевовода на процесе у вентилима занемарљив. Из тог разлога аутоматски вентили су анализирани искључиво кроз динамику рада вентила. Међутим, у реалним условима утицај цевовода на динамику рада вентила није занемарљив.

Због тога, применом једноставних модела усисног и издувног система се не може анализирати динамика вентила, јер вентили и нису саставни део ових модела. Такви модели, који не обухватају вентиле су углавном коришћени за одређивање тока промене притиска у цевоводу који је повезан са клипним компресором. Тим путем су одређиване и величине сила које дејствују на чело клипа и клипни механизам.

У оквиру модела се занемарује процес размене топлоте кроз зидове цилиндра. Када је неопходно, у оквиру допуне модела, модификовањем одговарајућих модула, могуће је укључити процесе као што су размена топлоте, динамика вентила и др.

3.2.3 Формирање одговарајућих поједностављења и претпоставки

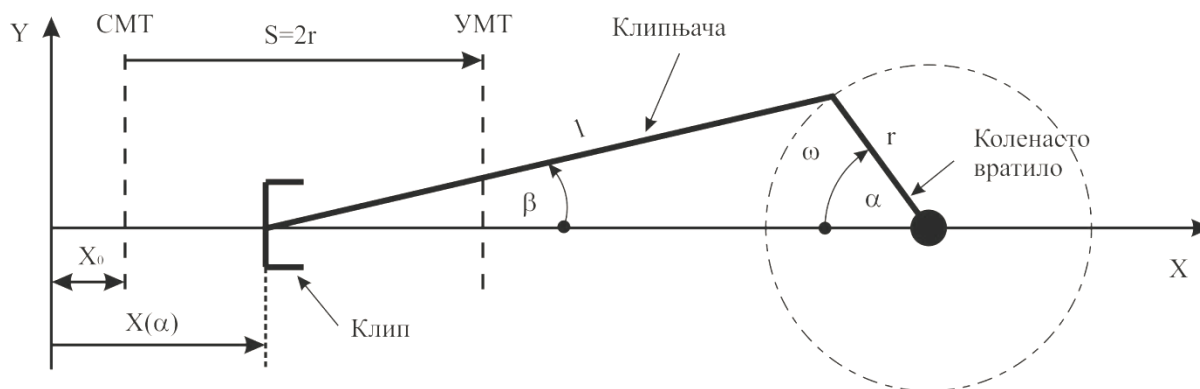
У претходном тексту је приказана општа структура модела клипног компресора и објашњена је важност интеграције динамике вентила у оквиру модела.

Од физичког модела се формира математички модел у оквиру кога се математички описују одговарајући процеси и ефекти у клипном компресору, што захтева и формулисање одређених поједностављења и претпоставки. У оквиру поглавља су анализирани делови модела појединачно са релевантним физичким процесима уз одговарајућа поједностављења. Најзначајније претпоставке су следеће:

- клипни компресор је једноцилиндрични, једноструког дејства,
- појам крутог тела (занемарују се деформације цилиндра, клипа и делова клипног механизма),
- радни флуид је идеални гас (са константном специфичном тополотном проводљивошћу). Ово поједностављење омогућава да се елиминишу на аналитички начин временски зависне променљиве, енталпија, унутрашња енергија, што би захтевало услове реалног гаса као радног флуида и коришћење сложенијих нумеричких метода. Ова претпоставка даје могућност да се значајно поједноставе одређене термодинамичке једначине. При већим притисцима понашање реалних гасова се не може прецизно анализирати применом идеалног гасног закона, јер ово поједностављење може да утиче на тачност резултата. Одступања од идеалних услова се прате преко параметара компресибилности [36],
- вентили су аутоматски са опругама и са једним степеном слободе. Ова претпоставка не утиче директно на резултате мерења. Међутим, не анализира се на прави начин кретање заптивне плоче вентила, због појаве непаралелног удара о седиште и граничник вентила у реалним радним условима,
- једнодимензионални квази-стационарни проток, чије су брзине мање од брзине звука. Поједностављење се односи на проток гаса кроз проточни пресек вентила, који је у реалним условима нестабилан у јединици времена. Проток се анализира као квази-стационарни, односно као стабилан у датом временском интервалу и мења се на нову вредност у следећем временском интервалу. Ово поједностављење се може усвојити код вентила са кратким каналима, када се занемарује утицај притиска заосталих гасова на динамику вентила. Очекује се да ће проток кроз вентиле остати подзвучан, када Machов број има вредности испод 1 и када је густина гаса константна и
- неповратни проток. У кратком временском интервалу, ако се усисни вентил касније затвара, без обзира што се гас усисава у цилиндар, вредност притиска у цилиндру може прећи вредност у усисним колектору, када настаје реверзибилан или повратни проток. Повратни процеси у цилиндру клипног компресора немају утицаја на динамику вентила, већ на периодичну, односно цикличну количину гаса и занемарују се.

3.3 Кинематика аксијалног клипног механизма компресора

У диференцијалним једначинама којима се описује радни процес у цилиндру клипног компресора, појављује се величина: запремина надклипног простора, као функција од положаја клипа и њен извод по углу коленастог вратила. За аксијални клипни механизам, ове величине се одређују полазећи од кинематске шеме која је поједностављено приказана на сл. 3.4.



Сл. 3.4 Кинематска шема аксијалног клипног механизма компресора

Једначина положаја клипа представља скуп генерализованих координати:

$$\vec{X}(\alpha) = [x, \alpha, \beta]^t \quad (3.1)$$

$$X(\alpha) = X_0 + l + r - l \cos \beta - r \cos \alpha \quad (3.2)$$

Просторне координате дефинишу положај клипа у односу на правоугли координатни систем, у коме Y оса представља горњи део или главу цилиндра.

Обзиром да клипни механизам има један степен слободе, само једна од просторних координати може бити независна. Ако се усвоји да је угао коленастог вратила (α) независна координата, у том случају се преостале две координате изражавају као функција од (α). За ту сврху се могу за све три координате написати повезане једначине (3.2).

3.4 Термодинамички процеси у цилиндру клипног компресора

Физички посматрано, процеси у цилиндру су једноставни, али у току једног радног циклуса у цилиндру клипног компресора се одвијају четири процеса, сл. 3.1:

- усисавање; када се отвори усисни вентил, ваздух турбулентно уструјава у цилиндар где су нестационарни услови. Усисни ваздух се загрева због мешања са ваздухом у цилиндру и додира са зидовима. Топлота се преноси на ваздух у цилиндру и топлотни флукс је позитиван. Масени проток ваздуха зависи од разлике притиска усисавања и притиска у цилиндру,
- компресија (сабијање); током овог процеса, расте притисак гаса у цилиндру, као и његова температура, због смањења запремине цилиндра. Вентили су тада затворени, па се таквим сматра и цилиндар. Клип се креће према СМТ и врши рад компресијом ваздуха. Пренос топлоте се одвија у оба смера

- посматрано у односу на цилиндар, у зависности од разлике температура. У почетку, када је температура гаса нижа од температуре зидова цилиндра, температура гаса се повећава. Температура гаса се повећава на тај начин, да је у једном тренутку већа од температуре зидова, када пренос топлоте почиње да се одвија у супротном смеру и гас почиње да се хлади,
- издувавање; када притисак гаса у цилиндру достигне довољно велике вредности, сабија се опруга издувног вентила, компримовани гас потискује заптивну плочу вентила и почиње да иструјава из цилиндра. Турбулентна струја компримованог ваздуха кроз издувни вентил излази у издувни вод. Топлотни флуks је негативан и усмерен је од радне материје према зидовима и глави цилиндра и
 - експанзија; на крају радног процеса, притисак у цилиндру се смањује, па заостали ваздух у компресионој запремини цилиндра врши рад потискивањем клипа према УМТ. Размена топлоте се одвија у оба смера посматрано у односу на цилиндар и зависно од разлике температура.

3.4.1 Претпоставке и поједностављења термодинамичких процеса

Анализа и моделирање термодинамичких процеса у клипном компресору подразумева и одређене претпоставке:

- проток гаса, односно комплетан модел је нулто-димензионалан јер се величине мењају у зависности од времена и не узима се у обзир ниједна димензија (пречник клипа, дужина усисних и издувних цеви и др.),
- радна материја је ваздух, за који се претпоставља да је идеални гас,
- кинетичка и потенцијална енергија гаса се занемарују (ово поједностављење се односи на гас у цилиндру и гас који се усисава или издувава из цилиндра). Разлог зашто се занемарује потенцијална енергија је веома мала разлика у висини водова. Са друге стране, занемаривање кинетичке енергије гаса захтева детаљнија објашњења. Може се нагласити и чињеница да је рад услед компресије ваздуха у цилиндру знатно већи од кинетичке енергије гаса. Што се тиче протока гаса кроз вентиле, може се рећи да, упркос прилично великој брзини гаса кроз канале и отворе вентила, кинетичка енергија се занемарује, зато што се границе контролне запремине постављају изван канала,
- у цилиндру је гас увек у равнотежном стању (хомоген термодинамички систем), претпоставља се да су физичке величине исте у свим деловима система. Ова претпоставка је неопходна да би се одредила размена енергије у систему. У реалности физичке величине се разликују у појединим деловима система, што је и потврђено истраживањима [18, 19, 41, 48, 49] и
- контролна запремина цилиндра је адијабатска и нема истицања радне материје; занемарује се истицање гаса кроз зазоре у клипном компресору. У реалности, плоча вентила као и заптивачи су под утицајем одређеног степена хабања и других фактора, због чега може доћи до промене зазора и истицања гаса из цилиндра. Током формирања математичких једначина, истицање се занемарује, а тиме се и претпоставља да промена масе радне материје у цилиндру настаје само због протока гаса кроз вентиле током процеса усисавања или издувавања (пражњења). Овим поједностављењем се занемарује пренос топлоте кроз зидове цилиндра, као и са чела клипа и других делова компресора. Размена топлоте има утицај на ефикасност, остварени рад компресора и друге карактеристике, али нема већи утицај на динамику вентила, па је ова претпоставка и усвојена.

3.4.2 Енергетска равнотежа гаса у цилиндру клипног компресора

У даљем тексту је детаљније приказан поступак формирања једначине промене стања гаса у цилиндру клипног компресора. За ту сврху се примењује Закон о одржању (очувању) енергије у контролној запремини, односно принцип енергетске равнотеже гаса у цилиндру, који може да се прикаже у облику Првог закона термодинамике у диференцијалном облику, према једначини (3.3):

$$dQ = dU + dW, \quad (3.3)$$

где су:

- Q : количина топлоте која се доводи у систем,
- U : унутрашња енергија радне материје у систему (гаса) у оквиру контролне запремине,
- W : елементарни рад ширења радне материје, при компресији ваздуха и промени радне запремине $dW = p_c dV$,
- p_c : притисак у цилиндру и
- V : $V = V(\alpha)$, тренутна вредност запремине натклипног простора.

За m килограма радне материје, једначина (3.3) се може написати као:

$$dQ = d(mu) + pdV. \quad (3.4)$$

Коришћењем зависности између апсолутне U и специфичне u унутрашње енергије ($U = mu$), може се написати:

$$dQ = udm + mdu + pdV. \quad (3.5)$$

Радни процес у цилиндру клипног компресора се анализира у јединици времена или се представља као зависност од угаоног положаја (изражено у степенима угла коленастог вратила).

Закон о одржању масе у цилиндру, може да се прикаже у диференцијалном облику једначином (3.6):

$$\frac{dm_c}{dt} = \sum_i m_i. \quad (3.6)$$

Први закон термодинамике у свом најопштијем облику гласи да је промена количине унутрашње енергије у јединици времена унутар контролне запремине система, односно цилиндра једнака суми макро пратиоца енергије, који су узрок промене стања унутар система (трансфер енергије кроз систем). На основу података из литературе [34, 36], може се написати:

$$\Delta U = \sum_i E_i \rightarrow \frac{dU}{dt} = \lim_{dt \rightarrow 0} \left(\frac{\partial E_s}{\partial t} \right) - \lim_{dt \rightarrow 0} \left(\frac{\partial E_d}{\partial t} \right) = \dot{E}_s - \dot{E}_d, \quad (3.7)$$

где је:

- $\dot{E}_{s,d}$: количина енергије која улази и излази из контролне запремине.

Обзиром да се пренос енергије остварује путем преноса топлоте, вршењем рада и масеним протоком, Закон о одржању енергије може се даље написати у облику једначине (3.8) као:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_s e_s - \sum \dot{m}_d e_d, \quad (3.8)$$

где су:

- \dot{Q} : укупна количина топлоте која се предаје систему, топлотни флуks,
- \dot{W} : рад који се остварује у систему (који изврши клип) и
- $e_{s,d}$: укупна енергија по јединици масе која улази и излази из система,

где је према једначини (3.9):

$$e = \frac{W^2}{2} + gy + u + pv = \frac{W^2}{2} + gy + h, \quad (3.9)$$

где су:

- $\frac{W^2}{2}$: специфична кинетичка енергија гаса,
- gy : специфична потенцијална енергија гаса,
- u : специфична унутрашња енергија,
- pv : специфични рад услед протока и
- h : специфична енталпија.

Све специфичне величине у претходној једначини су изражене по јединици масе. Специфична енергија гаса у цилиндру може да се израчуна применом претходне једначине, ако се занемари рад услед протока гаса (3.10):

$$\frac{dU}{dt} + \sum_{\text{вентили}} \dot{m}h = \frac{\partial Q}{dt} - \frac{\partial W}{dt}. \quad (3.10)$$

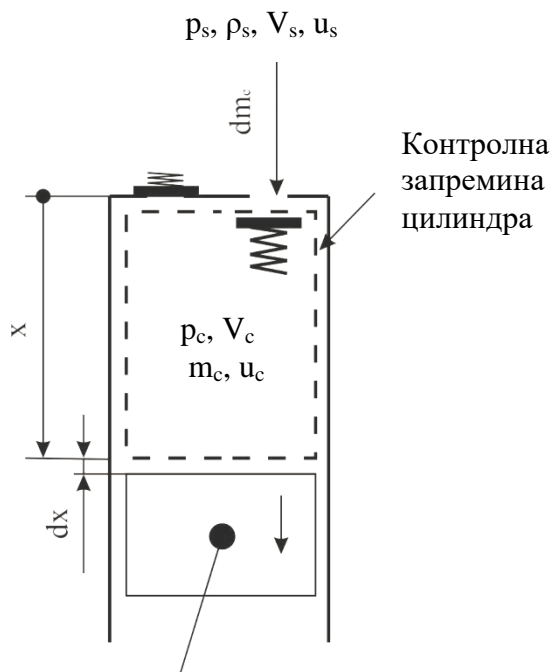
Количина гаса која уструјава у цилиндар у јединици времена и топлота која се предаје гасу имају позитиван предзнак, а рад клипа, који се врши на рачун унутрашње енергије гаса (ваздуха) се сматра негативним.

3.4.3 Процес усисавања

Да би се Закон о одржању енергије могао применити, цилиндар клипног компресора се посматра као изолован систем са ограниченом контролном запремином, сл. 3.5. Приказана контролна запремина се односи само за процес усисавања, због чега постоји само један улаз, а излаз не постоји.

У току процеса усисавања се претпоставља да је промена масе радне материје (ваздуха) у цилиндру, једнака промени масе ваздуха, који се усиса у цилиндар (јер су у том случају губици кроз зазоре занемарљиви, углавном због мале разлике између притисака).

У току усисавања не важи претпоставка о цилиндру као хомогеном и херметичком систему, због разлике термодинамичких величина стања гаса у оквиру контролне запремине и изван њених граница.



Сл. 3.5 Контролна запремина цилиндра клипног компресора, процес усисавања

Уважавањем претпоставки и комбинацијом једначина (3.8) и (3.9), добија се:

$$d(m_c u_c) = dm_c h_s - dW = dm_c (u_s + p_s v_s) - dW. \quad (3.11)$$

Рад који се врши при промени радне запремине, односно натклипног простора:

$$dW = p_c dV_c = p_c A_c dx, \quad (3.12)$$

где су:

m_c : маса ваздуха у цилиндру (у контролној запремини), на крају усисавања,

A_c : површина попречног пресека цилиндра $A_c = \frac{D^2}{4} \pi$,

D : пречник цилиндра клипног компресора и

dx : промена хода клипа (запремине натклипног простора).

Једначине које следе су засноване на примени једначина стања идеалних гасова, за 1 kg гаса, (3.13), унутрашњу енергију (3.14) и специфичне топлоте гасова (3.15):

$$pV = RT, \quad (3.13)$$

$$du = c_v dT, \quad (3.14)$$

$$c_p = c_v + R = c_v \kappa. \quad (3.15)$$

Комбинацијом и заменом једначина (3.11), (3.12) и (3.14) добија се:

$$c_v T_c dm_c + c_v m_c dT_c = c_v T_s dm_c + p_s v_s dm_c - p_c A_c dx. \quad (3.16)$$

Апсолутна температура ваздуха у цилиндру (у контролној запремини) T_c , као и температура ваздуха који уструјава у цилиндар T_s , могу да се одреде применом једначине (3.13). Маса гаса у цилиндру се одређује на основу следеће једнакости (3.17):

$$m_c = \frac{A_c x}{v_c}. \quad (3.17)$$

Једначина (3.16) се даље може написати као (3.18):

$$\frac{c_v}{R} p_c v_c dm_c + c_v \frac{A_c x}{v_c} dT_c = \frac{c_v}{R} p_s v_s dm_c + p_s v_s dm_c - p_c A_c dx. \quad (3.18)$$

Као што је приказано на сл. 3.4, променљива x не може имати вредност нула. Ако се једначина (3.18) помножи са $\frac{R}{c_v A_c x}$ и замени у (3.15), добија се (3.19):

$$\frac{p_c R}{c_v x} dx = \kappa \frac{p_s v_s}{A_c x} dm_c - \frac{R}{v_c} dT_c - \frac{p_c v_c}{A_c x} dm_c. \quad (3.19)$$

Израз за промену масе у цилиндру се добија диференцирањем једначине (3.17):

$$dm_c = \frac{A_c dx}{v_c} + x A_c d\left(\frac{1}{v_c}\right), \quad (3.20)$$

односно:

$$\frac{p_c v_c}{A_c x} dm_c = \frac{p_c}{x} dx + p_c v_c d\left(\frac{1}{v_c}\right). \quad (3.21)$$

Комбиновањем једначина (3.19) и (3.21) добија се следећа једнакост:

$$\frac{p_c R}{c_v x} dx = \kappa \frac{p_s v_s}{A_c x} dm_c - \frac{p_c}{x} dx - \left[p_c v_c d\left(\frac{1}{v_c}\right) + \frac{R}{v_c} dT_c \right]. \quad (3.22)$$

Део у средњој загради у претходној једначини представља промену притиска у цилиндру, односно:

$$dp_c = d\left(\frac{RT_c}{v_c}\right) = RT_c d\left(\frac{1}{v_c}\right) + \frac{R}{v_c} dT_c = p_c v_c d\left(\frac{1}{v_c}\right) + \frac{R}{v_c} dT_c. \quad (3.23)$$

Диференцирањем једначине (3.23) по времену и заменом вредности специфичне запремене у цилиндру преко густине и притиска усисног ваздуха, може се написати:

$$\frac{dp_c}{dt} = \kappa \left(\frac{p_s}{\rho_s A_c x} \dot{m}_{cs} - \frac{p_c v_x}{x} \right), \quad (3.24)$$

где су:

v_x : брзина клипа, $\left(\frac{dx}{dt}\right)$ и

\dot{m}_{cs} : масени проток гаса при усисавању, $\dot{m}_{cs} = \left(\frac{dm_c}{dt}\right) \Big|_{\text{усисавање}}$.

Једначина (3.24) представља промену притиска у цилиндру клипног компресора у току усисавања. Једначине за одређивање положаја клипа (x) и његове брзине (v_x) могу да се пронађу у литератури [25, 43]. Међутим, неопходне су и додатне математичке релације за одређивање термодинамичког стања гаса у усисној комори (p_s, v_s) и масеног протока гаса у цилиндру (промена масе гаса), ($\frac{dm_c}{dt} \Big|_{\text{усисавање}}$).

3.4.4 Процес издувавања

У току процеса издувавања, у издувни вод се из цилиндра истискује компримовани ваздух, све до резервоара у коме је температура ваздуха (T_d), што утиче на смањење количине ваздуха у цилиндру (маса ваздуха). У току процеса издувавања, разлика притисака у цилиндру и кућишту клипног компресора је већа и могућа је појава губитака радне материје кроз зазоре између клипа и цилиндра, који се у овом случају занемарују.

У току процеса издувавања, претпостављена је контролна запремина, као граница адијабатског система са једним излазом и без улаза сл. 3.6.

Формирање једначине за промену притиска у цилиндру је потпуно слично као код процеса усисавања, тако да се крајња једначина може написати на следећи начин:

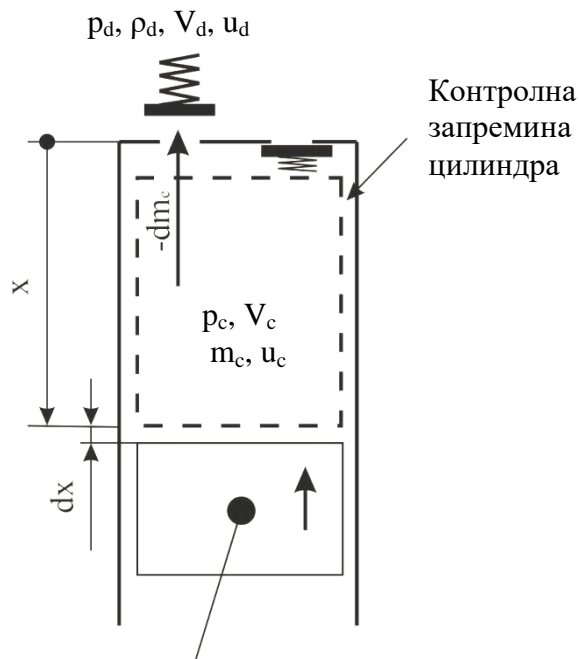
$$\frac{dp_c}{dt} = -\kappa \left(\frac{p_c}{\rho_c A_c x} \dot{m}_{cd} + \frac{p_c v_x}{x} \right), \quad (3.25)$$

где су:

ρ_c : густина гаса у цилиндру, ($\rho_c = \frac{m_c}{A_c x}$) и

\dot{m}_{cd} : масени проток гаса при издувавању, $\dot{m}_{cd} = \left(-\frac{dm_c}{dt} \Big|_{\text{издувавање}} \right)$.

Једначина којом се описује промена масе радне материје у цилиндру услед протока гаса изван контролне запремине цилиндра је објашњена у тексту који следи.



Сл. 3.6 Контролна запремина цилиндра клипног компресора, процес издувавања

3.4.5 Процеси експанзије (ширења) и сабијања (компресије)

У току процеса усисавања и издувавања ваздуха у клипном компресору, неопходно је анализирати утисај масеног протока на термодинамичке карактеристике стања радне материје у цилиндру. Међутим, обзиром да су у току процеса експанзије и компресије ваздуха као радне материје, оба вентила, усисни и издувни затворени, сматра се, да не постоји проток радне материје изван граница цилиндра.

У току процеса ширења, ако се занемаре губици, не долази до промене количине ваздуха у цилиндру (маса ваздуха). Маса ваздуха је у том случају константна, и еквивалентна је маси ваздуха на крају процеса издувавања (што се поклапа са тренутком времена када се затвара издувни вентил).

Супротно процесу ширења, током процеса компресије или сабијања, мења се маса ваздуха у цилиндру. Промена масе ваздуха је последица губитака кроз зазоре и то углавном између клипа и цилиндра. Занемаривањем ових губитака, добија се стање када је расположива маса ваздуха у цилиндру константна. Овом стању одговара тренутак када се затвара усисни вентил, и када је маса ваздуха у цилиндру еквивалентна маси ваздуха на крају процеса усисавања.

На основу утврђених чињеница, следи да је:

$$\left(\frac{dm_c}{dt} \Big|_{\substack{\text{усисавање} \\ \text{издувавање}}} \right) = 0, \quad (3.26)$$

$$\frac{dp_c}{dt} = -\kappa \frac{p_c w_x}{x}. \quad (3.27)$$

Обе једначине, (3.24) и (3.25) могу да се напишу у редукованом облику (3.27).

3.5 Конструкције вентила клипних компресора

Заједничко за сваку област примене клипних компресора је чињеница да је компресор мала компонента у поређењу са системом који се снабдева компримованим ваздухом. Међутим, од поузданости компресора зависи функционалност система.

Са аспекта термодинамике, цилиндар мора бити потпуно затворен током процеса компресије, док процеси усисавања и издувавања треба да се реализују искључиво кроз одговарајуће вентиле.

Компресорски вентили се аутоматски активирају за разлику од вентила у моторима СУС који имају вођице и механички се активирају преко разводног механизма. Аутоматски вентили се активирају у случају разлике притисака испред и иза плоче вентила, чији је ход повезан са положајем клипа. Плочу вентила (заптивни елемент) у затвореном стању држе спољашње и унутрашње еластичне силе (сила у опрузи вентила) и она се отвара или затвара аутоматски, зависно од равнотеже сила притиска гасова испред и иза плоче са еластичном силом опруге која вентил држи затвореним. Под силом притиска гаса се подразумева статичка сила због разлике притисака на површини затвореног вентила и аеродинамичког отпора због истицања гаса кроз заптивни елемент код делимично или потпуно отвореног вентила. Код оваквих уређаја постоји висок степен дејства између протока гаса и кретања заптивног елемента, а то представља узајамно дејство флуида и структуре вентила (енгл. FSI – Fluid Structure Interaction). Обзиром на раванско кретање плоче вентила и непаралелно

кретање у хоризонталној равни, учестали су такође и непаралелни удари о друге делове склопа вентила, граничник хода и седиште. У оба случаја долази до локалне концентрације напона и динамичких оптерећења, а то има за последицу лом заптивне плоче вентила, а тиме и истицање компримованог ваздуха.

Заптивна плоча аутоматских вентила клипног компресора, представља сложен осцилаторни систем са више степени слободe који обухвата масу опруге и заптивног елемента. Због тога, тренутни положај заптивне плоче вентила није у потпуности усклађен са термодинамичким процесима у цилиндру клипног компресора.

Велики компресори у процесној индустрији раде на константном броју обртаја чије су промене веома мале. У том случају се конструкторима вентила оставља могућност оптимирања параметара вентила, без узимања у обзир тренутних вредности бројева обртаја компресора, што дефинитивно није случај са мањим брзоходним клипним компресорима у моторним возилима, који су слични истраживаном.

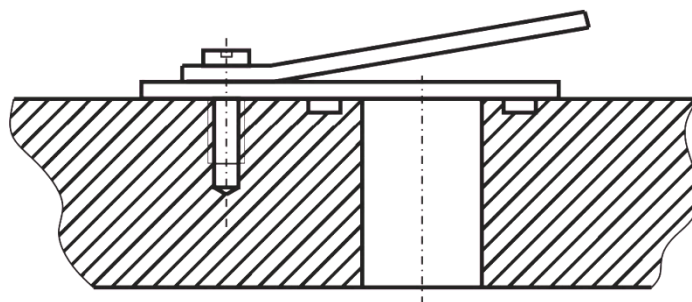
Код мањих клипних компресора се захтева поузданост у радном опсегу броја обртаја од минималне вредности на празном ходу до максималног броја обртаја.

Оптимизација рада вентила клипних компресора је према подацима из литературе предмет истраживања протеклих неколико деценија, а то је резултирало формирањем базе података, чему делом доприноси и истраживање у оквиру докторске дисертације.

3.5.1 Варијанте конструкција вентила клипних компресора

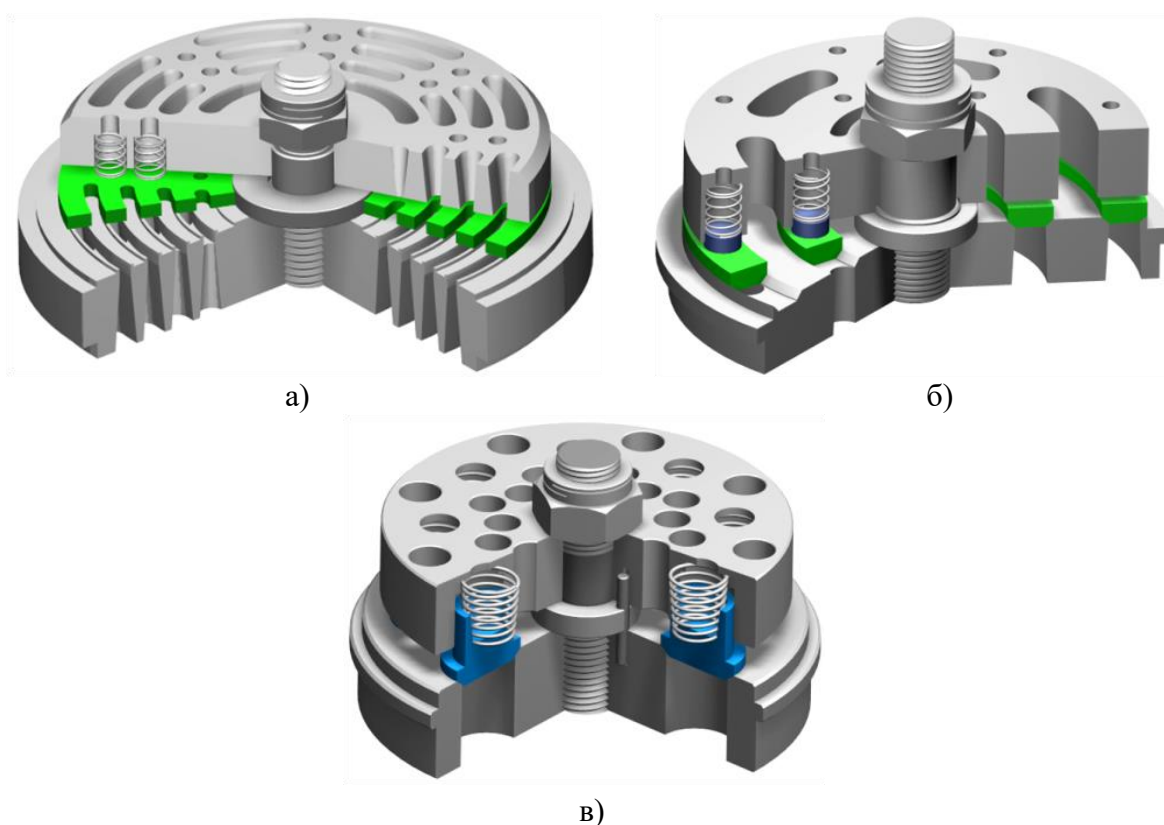
Аутоматски вентили се састоје од покретног заптивног елемента, седишта, граничника и уређаја за генерисање силе притиска на заптивни елемент вентила на седишту и граничнику. Опруга заптивне плоче вентила се издваја као посебан део вентила, док седиште и граничник могу бити интегрални делови компресора или заптивног елемента.

На пример, код вентила у облику ламеле (трске), који представља најједноставнији модел вентила, заптивни елемент је посебан део: еластична сила која држи вентил на седишту потиче од еластичности заптивног елемента, док је седиште део главе цилиндра, а ход се ограничава у зависности од отпора заптивног елемента на савијање, сл. 3.7. Оваква конструкција вентила се примењује у малим клипним компресорима, који су саставни део расхладних уређаја у домаћинствима, као што су клипни компресори у фрижидерима.



Сл. 3.7 Скица једноставног ламелног (трска) вентила

У процесној индустрији се користе компресори већих радних запремина са вентлима сложене конструкције, сл. 3.8. Приказане конструкције вентила на сл. 3.8, имају интегрисане основне делове, као посебне и то су: седиште на дну вентила, заптивни елемент са еластичним завојним опругама у средини и граничник хода вентила на врху.



Сл. 3.8. Конструкције компресорских вентила у процесној индустрији: а) плочасти вентил, б) прстенаст вентил и в) куглични вентил у облику чауре

Вентили на сл. 3.8 се разликују по конструкцији заптивног елемента, који може бити облика плоче, концентричног прстена или куглични вентил (чаура).

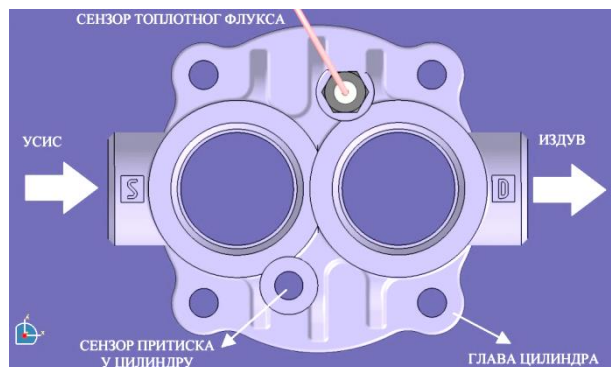
Плочасти вентил на сл. 3.8.а има заптивни елемент из једног дела од ојачане пластике. Вентил са металном плочом треба да има уграђену још једну металну плочу чија је функција да заједно са еластичном опругом успори заптивни елемент при кретању ка граничнику хода, односно да амортизује ударе, смањујући при томе брзину удара о граничник, чиме се и повећава могућност за паралелно померање. Пригушна плоча није неопходна код конструкција плочастих вентила са металном плочом као заптивним елементом, који се користе у мањим клипним компресорима за ваздух, који су и предмет истраживања, а даља дискусија је ограничена на ту врсту вентила. Плочасти вентили се примењују за притиске до 40 МПа.

Покретни заптивни елементи код прстенастих вентила сл. 3.8.б су уски аеродинамични прстенови који су концентрично распоређени око централне осе (централног завртња) вентила. Проблем је што се применом више независних прстенова тешко може одржати константан проток кроз вентил. Са друге стране, ови вентили су мање оптерећени и мања је концентрација напона при удару прстена о седиште и граничник. Прстенасти вентили се примењују за притиске до 60 МПа.

Вентили у облику чауре се састоје од више канала истог проточног пресека, сл. 3.8.в. Сваки канал вентила, који је облика ваљка, има свој посебни заптивни елемент у облику чауре (енгл. poppet). Вентили чији је заптивни елемент у облику чауре су ефикаснији због мањих губитака радне материје. Заптивни елемент код ових вентила има дужи ход, а то није случај код осталих конструкција вентила. Истовремено, ова врста вентила је једноставнија за одржавање и примењује се за ниже радне притиске, до 30 МПа.

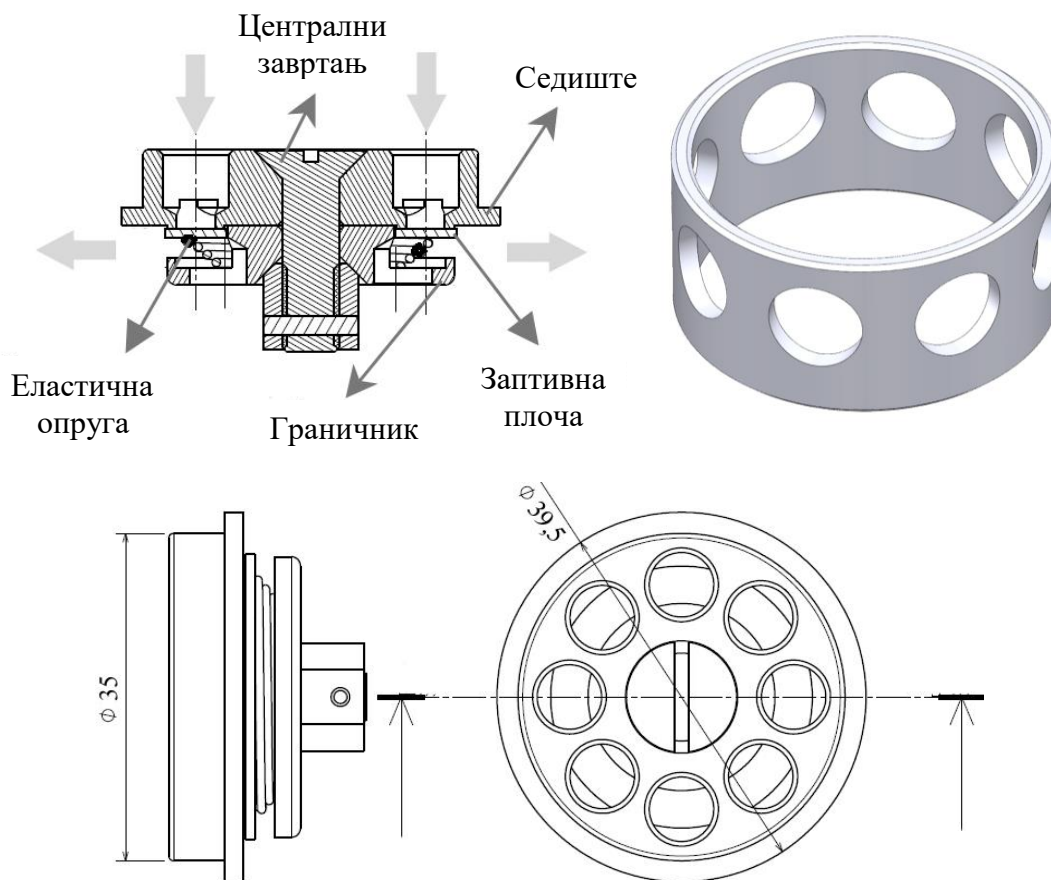
3.5.2 Конструкција вентила истраживаног клипног компресора

Компресорски вентили експерименталног клипног компресора су уграђени у глави цилиндра која се хлади ваздухом и која је конструисана од легуре алуминијума, сл. 3.9. Базна конструкција компресора и његових делова је од челика.



Сл. 3.9 Глава цилиндра истраживаног клипног компресора од легуре алуминијума

Усисни и издувни вентил истраживаног клипног компресора имају исте димензије. Вентил је усисни или издувни, у зависности од положаја у који се поставља (када се вентил ротира у односу на подужну осу за угао од 180°). Вентили се аутоматски отварају и затварају у зависности од дејства силе притиска гасова. Вентил је затворен у тренутку равнотеже силе притисака испред и иза заптивног елемента. Заптивни елемент вентила има облик металне плоче, сл. 3.10.



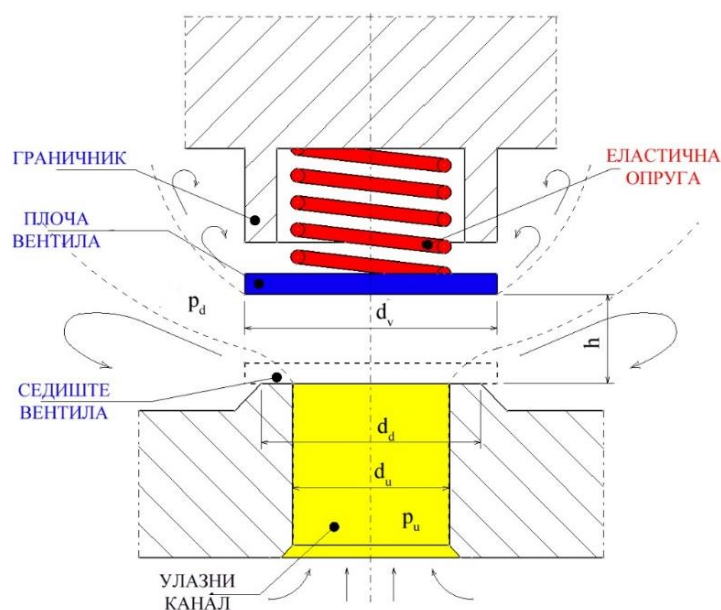
Сл. 3.10 Цртеж вентила истраживаног клипног компресора (издувни вентил)

Обзиром да су усисни и издувни вентил сличне конструкције и сличних димензија, током даље анализе, претпоставља се да су једначине равнотеже сила које делују на плочу вентила једнаке. Конструкција вентила је таква, да се вентил састоји од еластичне опруге, металне плоче која је заптивни елемент и чије је кретање ограничено седиштем вентила и граничником, сл. 3.10.

3.6 Моделирање вентила клипног компресора

Као што је већ објашњено, а у вези са аутоматским вентилима, може се закључити да се вентили конструкцијски доста разликују једни од других. Међутим, у принципу, све врсте вентила, осим оних са пригушном плочом, могу да се поједноставе на модел са једним заптивним елементом, као што је приказано на сл. 3.11.

Модел вентила се састоји од канала кроз који протиче гас и који се аутоматски или симултано отвара и затвара. Покретни заптивни елемент, који отвара и затвара канал вентила, је плоча вентила. Када је вентил затворен, плоча вентила належе на седиште под дејством силе еластичности опруге. Када је вентил у процесу отварања, плоча вентила се подиже и има ход који је ограничен граничником на који плоча належе када је вентил у потпуно отвореном стању. Ови елементи чине склоп вентила, који се уобичајено зове вентил, односно систем вентила ако се анализирају сви вентили клипног компресора.



Сл. 3.11 Модел вентила истраживаног клипног компресора

Концепцијски посматрано, утицај вентила на употребне карактеристике и поузданост клипног компресора се анализира помоћу следећа три феномена, односно модела:

1. Моделирање протока вентила. Дефинише се однос између масеног протока кроз вентил и стања гаса у цилиндру и вентилу;
2. Моделирање динамике вентила. Механика процеса отварања и затварања запивног елемента са опругом и процеса удара запивног елемента о седиште и граничник вентила и
3. Интегрисани модел симулације динамике вентила и протока кроз вентил.

Формиран је математички модел вентила клипног компресора на коме се уграђује истраживани цилиндар. Приказане су једначине којима се описује проток гаса кроз вентил у функцији од времена и хода плоче вентила, чиме се повезују термодинамичка стања гаса у цилиндру са стањем гаса у вентилу. Затим су формиране једначине равнотеже сила које делују на плочу вентила, у зависности од положаја плоче вентила и процеса који се одвија у цилиндру.

Обзиром да је математички модел усисног и издувног вентила у основи исти, формиране једначине важе за оба вентила. Међутим, треба разјаснити разлике у означавању притисака у зависности да ли се ради о усисном или издувном вентилу, у односу на ознаке за притиске које се користе за модел вентила на сл. 3.11:

- притисак испред вентила (посматрано у смеру протока гаса) p_u на сл. 3.11 је еквивалентан притиску у цилиндру p_c , ако се ради о издувном вентилу, док код усисног вентила означава притисак у каналу вентила, односно у усисном колектору p_s , сл. 3.3 и
- притисак иза вентила p_d на сл. 3.11 је еквивалентан притиску у цилиндру p_c , ако се ради о усисном вентилу, док код издувног вентила означава притисак у каналу вентила, односно у издувном колектору p_d , сл. 3.3.

3.6.1 Претпоставке и услови при моделирању вентила клипног компресора

Начин формирања општих претпоставки је објашњен у претходном тексту, тако да ће даље бити напоменуте само претпоставке које се односе на моделирање вентила:

- плоча вентила се креће нормалано на раван седишта. То је динамички систем крутог тела са једним степеном слободе и еластичном опругом,
- квази-стационарни проток идеалног гаса и
- неповратни процеси (проток).

Такође, претпоставља се да клипни компресор, односно његов модел има један усисни и један издувни једноканални вентил. То није случај у реалности.

У циљу дефинисања физичког модела, при моделирању динамике вентила сл. 3.11, узима се у обзир неколико стања, појава и процеса који се одвијају у самом склопу вентила, за која се могу написати једначине динамичке равнотеже [45, 50, 51]:

1. Вентил у затвореном стању;
2. Отварање вентила. Сила притиска гасова на плочу вентила је већа од вредности суме сила које вентил држе затвореним на седишту. Постоје три силе које се супротстављају одвајању плоче од седишта: сила опруге, адхезиона сила услед присуства слоја уља на контактним површинама и сила притиска која настаје због разлике притисака са обе стране плоче вентила;
3. Кретању плоче вентила између седишта и граничника се супротстављају силе еластичности опруге, отпора ваздуха и трења флуида;
4. Удар о граничник хода вентила. Ово може бити и поновљен удар пре налегања заптивне плоче на седиште;
5. Вентил је потпуно отворен;
6. Процес одвајања. Када сила еластичности опруге надјача силе које вентил држе у отвореном стању, плоча се одваја од граничника. Слично процесу отварања, због присуства уља и адхезионих сила, исте треба узети у обзир;
7. Плоча се креће између граничника хода и седишта, слично као тачка 3;
8. Удар плоче вентила о седиште. Ово може бити и поновљен удар пре налегања заптивне плоче на седиште и
9. Вентил је у затвореном стању.

3.7 Моделирање протока ваздуха кроз вентил

Проток ваздуха кроз вентил је сложен и турбулентан, тако да није једноставно успоставити аналитичке релације које важе за масени проток кроз вентил [17, 45, 48]. За анализу протока се користе савремене математичке методе CFD моделирања, као и обавезно експериментално верификовање резултата модела. Међутим, у конкретном случају овакве методе нису погодне, тако да је предложен један сасвим други приступ.

Код свих модела компресора, губици енергије у вентилима се одређују мерењем перформанси вентила на пробном столу у лабораторијским условима, при чему се одређује коефицијент пражњења α као однос између измереног \dot{m}_m и референтног (идеалног) масеног протока $\dot{m}_{ideal} = \dot{m}_{isen}$, при истим условима протока (3.28):

$$\alpha = \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_{ideal}} = \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_{isen}}. \quad (3.28)$$

Референтна компонента је идеална млазница, чије грло има исту површину попречног пресека као вентил који се моделира, сл. 3.12. Стварни масени проток кроз вентил се рачуна под претпоставком да се између радних услова испред и иза вентила реализује изентропска експанзија, множењем вредности идеалног масеног протока са коефицијентом пражњења. Међутим, у реалности, стварни масени проток кроз реални вентил је мањи због иреверзибилности и генерисања ентропије у самом протоку гаса.

Код усисног вентила је задовољена једначина континуитета, јер ваздух уструјава у смеру од околине према унутрашњости цилиндра.

Концепција коефицијента пражњења се користи за мерење протока помоћу стандардних пригушних елемената, отвора и млазница, Вентури цеви итд., [45, 52].

У моделима компресора, који се налазе у истраживаној литератури, масени проток гаса кроз вентил се често рачуна као нестишљив проток кроз конвергентни канал, односно млазницу, применом следеће једначине [45]:

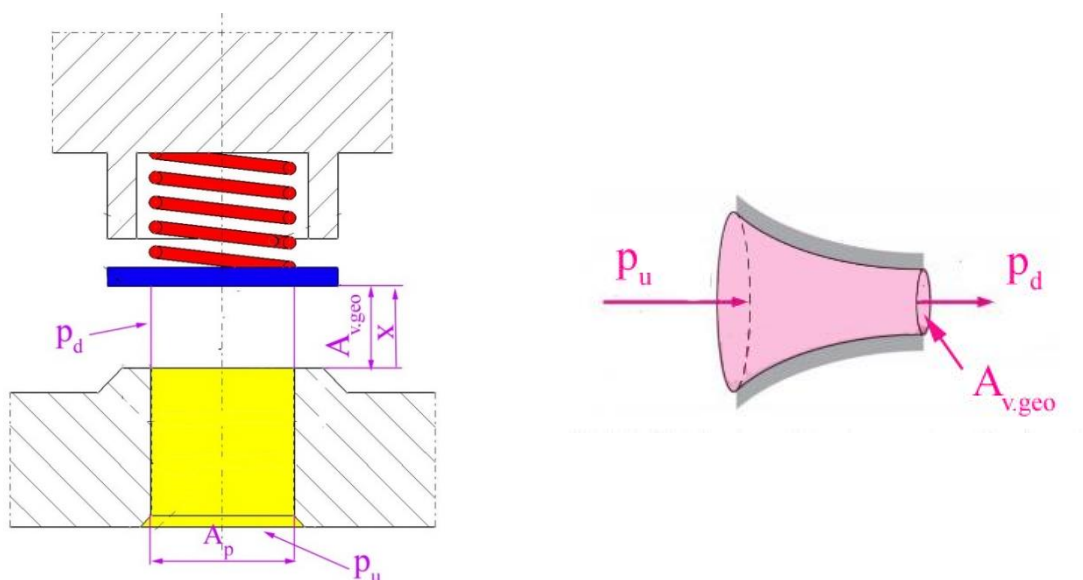
$$\dot{m} = \alpha \epsilon A_{v,geo} \sqrt{2\rho_u(p_u - p_d)}. \quad (3.29)$$

У реалности, за прорачун масеног протока, неопходно је познавати геометријску површину попречног пресека отвора, односно пригушног места ($A_{v,geo} = \pi D_p x$). Код вентила, то је у ствари површина између заптивне плоче вентила и седишта. Величина ρ_u представља густину ваздуха на улазу у вентил (који се усисава), док се коефицијенти α и ϵ одређују експерименталним путем и њима се коригује проток нестишљивог флуида у односу на реалне радне услове вентила.

Према подацима из литературе [17], термин за коефицијент протока α се односи на утицај вискозних сила и нехомогено стање гаса услед раздвајања протока, при изласку из канала вентила, а на површини која је нормална на правац протока. Експерименталним истраживањем, дошло се до податка да је вредност коефицијента протока мања од 1, а то значи да је прорачунати масени проток већи од реалног. Због тога је под знаком питања тврдња да је појава иреверзибилности протока при наиласку на пригушно место (када се генерише ентропија) узрок смањења масеног протока ваздуха кроз вентил. Експерименти су показали да вредност коефицијента протока зависи од геометријског облика и површине проточног пресека, а тиме и од хода плоче вентила, а не од радних услова или димензије вентила.

Други коефицијент у једначини (3.29) се назива коефицијент експанзије ϵ , којим се узима у обзир стишљивост гаса. Вредност коефицијента експанзије не зависи од разлике притисака кроз вентил, већ од геометријских карактеристика вентила, односно од димензија вентила и стања гаса.

У оквиру анализе која следи, утицај коефицијент експанзије се занемарује због променљивости утицајних величина. Моделирање протока се посматра као пролазак гаса из посуде под притиском кроз конвергентну млазницу, под претпоставком да се испред и иза вентила одвија изентропска експанзија, сл. 3.12.



Сл. 3.12 Модел вентила и његова замена и апроксимација идеалном млазницом

Ако су познате термодинамичке величине стања на улазу, испред и иза вентила, реални масени проток у условима подзвучног протока се може израчунати применом Saint-Venant-Wantzel-ове једначине из 1839. године (3.30), [35, 45]:

$$\dot{m} = \alpha A_{v,geo} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} p_u \rho_u \left[\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}. \quad (3.30)$$

Односно:

$$\dot{m} = \alpha \cdot \dot{m}_{isen} = \alpha A_{v,geo} \frac{p_u}{\sqrt{R \cdot T_u}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left(\Pi^{-\frac{2}{\kappa}} - \Pi^{-\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}, \quad (3.31)$$

где су:

- R : универзална гасна константа,
- κ : коефицијент адијабате,
- T_u : температура ваздуха испред вентила,
- Π : однос притисака ($\Pi = \frac{p_u}{p_d}$),
- p_u : притисак (пад притиска) ваздуха испред вентила и
- p_d : статички притисак ваздуха иза вентила.

У једначини (3.31) изентропски део се односи на реверзибилан проток из цеви или резервоара са компримованим ваздухом, због чега и настаје пад или стагнација притиска и температуре. У случају резервоара, вредности апсолутног притиска и температуре ваздуха се због тога замењују њиховим релевантним статичким вредностима. Термин иза или десно од попречног пресека се односи на масени флуks због реверзибилног протока при специфичним термодинамичким условима. Због тога, процес може да се посматра као проток кроз идеалну млазницу, односно еквивалентну млазницу за референтни вентил клипног компресора.

Производ коефицијента пражњења и геометријске површине попречног пресека вентила се означава као ефективни попречни пресек или ефективна површина протока вентила (3.32) [45]:

$$A_{v,eff} = \alpha A_{v,geo}. \quad (3.32)$$

Претходне једначине се не односе на модел протока вентила са аспекта једначина механике флуида, већ се користе искључиво за прорачун масеног протока у одређеним термодинамичким условима.

Генерално, коефицијент пражњења вентила зависи од геометријске величине проточног пресека вентила и од односа притисака кроз вентил. Израз под квадратним кореном једначине (3.31) има максималну вредност за ваздух ($\kappa = 1,4$) у следећем случају:

$$P_{crit} = [0.5(\kappa + 1)]^{\frac{\kappa}{\kappa+1}} = 1.893 \Big|_{\kappa=1,4}. \quad (3.33)$$

Ако однос притисака ваздуха у једначини (3.31) достигне или пређе критичну вредност P_{crit} , тада су услови у вентилу такви да је вентил пригушен (однос притисака има вредност до 10). У том случају, једначина (3.31) не може да се користи при моделирању масеног протока кроз вентил. Масени проток при наткритичним притисцима мора бити коригован са коефицијентом пражњења.

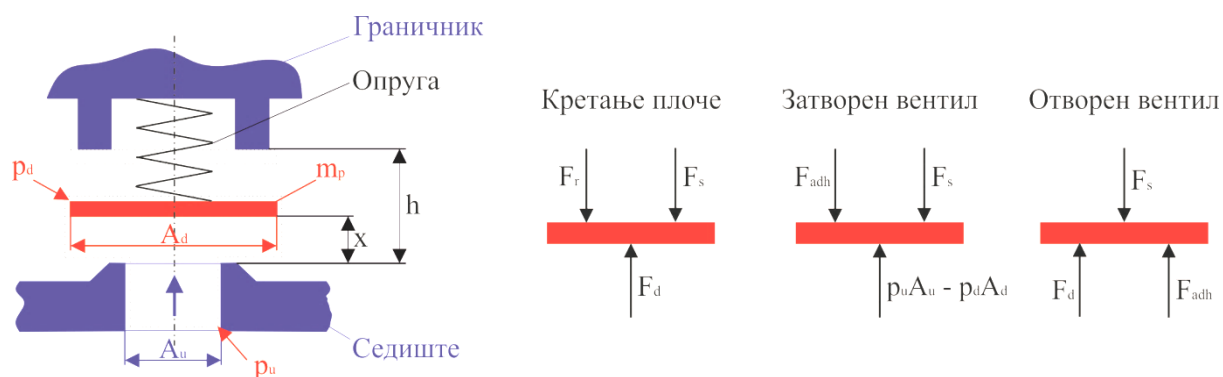
Међутим, на основу података из литературе [45], може се закључити да у стварности, вентил није пригушен када је однос притисака наткритичан. Вентил у том случају ради са доста већим односом притисака и једино се експерименталним путем или применом CFD моделирања може поуздано одредити масени проток кроз вентил.

У литератури [53] се могу пронаћи модели протока, као што је Fanno-ва теорија протока, којом се узима у обзир иреверзибилност пригушеног протока у зависности од вредности односа притисака на почетку пригушења. Овакви модели нису до сада коришћени у пракси приликом симулације клипних компресора.

3.8 Моделирање динамике вентила клипних компресора

Моделирање динамике вентила клипних компресора обухвата веома комплексан модел вентила по фазама, у складу са описом стања, појава и процеса, који се реализују у вентилу током отварања и затварања вентила, као што је претходно дефинисане у оквиру поглавља (3.6) [50].

На основу усвојених поједностављења, плоча вентила се анализира као динамички систем са једном масом, са еластичном опругом и са једним степеном слободе, сл. 3.13.



Сл. 3.13. Уравнотежење сила које делују на заптивну плочу вентила

Једначина кретања заптивне плоче вентила је заснована на другом Њутновом закону, односно закону кретања:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + F_r + F_s = F_d, \quad (3.34)$$

где су:

- m : маса која се креће, односно покретна маса вентила,
- x : тренутно растојање између плоче вентила и седишта,
- F_d : сила отпора ваздуха,
- F_s : сила еластичности опруге и
- F_r : сила трења.

Када заптивна плоча удари у граничник или седиште, долази до одбијања, а затим плоча належа на граничник или седиште вентила и настаје адхезиона сила F_{adh} .

3.8.1 Равнотежа сила при отварању заптивне плоче вентила

Вентил је затворен, ако је задовољен следећи услов:

$$p_u A_u - p_d A_d \leq F_{sc} + F_{adh}. \quad (3.35)$$

где су:

- A_u, A_d : површина испред и иза плоче вентила, која је у контакту са седиштем и
- F_{sc} : сила у опрузи када је вентил затворен;

Вентил се отвара, ако је задовољен услов (3.36), супротно од (3.35):

$$p_u A_u - p_d A_d > F_{sc} + F_{adh}. \quad (3.36)$$

3.8.1.1 Адхезиона сила на контактної површини вентила са седиштем и граничником

Процес отварања вентила зависи од адхезионе силе у контактної површини између плоче и седишта. Ако нема присуства флуида, адхезиона сила је последица унутар-молекуларних сила и/или вакуума, као и капљица течности које настају при кондензацији компримованог ваздуха. Адхезија негативно утиче на кретање плоче

вентила, на тај начин што отварање не почиње одмах, када вредност притиска испред вентила пређе вредност притиска иза вентила. Потребна је већа разлика сила да би се савладала адхезија, због чега процес отварања вентила касни и траје дуже.

Адхезија настаје због деформације слоја подмазујућег уљног филма у простору између плоче вентила и седишта, сл. 3.14. Количина, температура и вискозност уља утичу на појаву адхезије. У моделима компресора који су приказани у [17, 18] занемарује се подмазивање и изоставља се адхезија (кофицијент лепљења). Због тога се предлаже допуна модела утицајним факторима који се односе на лепљење плоче вентила због присуства уља из система за подмазивање на седишту и граничнику.

При анализи утицаја адхезије, претпоставља се да је површина између седишта и плоче оивичена пречницима d_u и d_d (унутрашњи и спољашњи пречник седишта) испуњена слојем уља [54]. Због тога се занемарује појава одсецања уљног филма током промене величине попречног пресека у зависности од хода и положаја плоче у односу на седиште. Одсецање уљног филма је тешко предвидети и математички формулисати, тако да се утицај лепљења може анализирати само, ако се претпостави да плоча мирује. Такво разматрање одступа од реалних услова, јер адхезиона сила губи дејство при смањењу дебљине уљног филма и налегању на седиште.

Адхезиона сила представља суму сила услед вискозног трења F_{visk} , капиларне силе F_{kap} и унутрашње силе притиска између површине седишта и плоче вентила F_{prit} :

$$F_{adh} = F_{visk} + F_{kap} + F_{prit}. \quad (3.37)$$

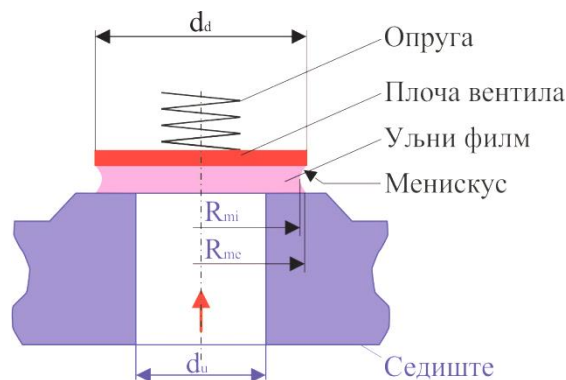
Према моделу из литературе [55], под условом да заптивна плоча мирује, може се занемарити сила вискозности која зависи од брзине, и занемарује се унутрашња сила у случају контакта течност-гас, тако да је адхезиона сила пропорционална капиларној:

$$F_{adh} \equiv F_{kap} = \frac{\pi \sigma_d D_u^2 \cos \beta}{2h_f} \left[\left(\frac{d_d}{d_u} \right)^2 - 1 \right], \quad (3.38)$$

где су:

- σ_d : површински напон,
- h_f : дебљина слоја уљног филма на седишту и
- β : угао слоја (менискуса) уљног филма између контактних површина.

Једначина (3.38) се примењује при контакту између седишта и плоче, док за контакт са граничником важе други услови, јер није иста димензија граничника итд.



Сл. 3.14 Модел лепљења заптивне плоче вентила о седиште

Са друге стране, термин лепљење се користи да би се разјаснио утицај адхезије на начин кретања заптивне плоче вентила. У суштини, адхезиона сила представља интеграл расподеле притиска на контактної површини заптивне плоче и седишта вентила [38]:

$$F_{adh} = \int_{A_s} (p_u - p) dA_s, \quad (3.39)$$

где је:

A_s : површина на којој се остварује контакт плоче и седишта.

Поједини резултати истраживања указују на чињеницу да је ефекат лепљења израженији на граници хода плоче у односу на седиште. Експерименталним мерењима силе лепљења на пробном столу, утврђено је да облик контактне површине граничника хода има утицаја на интензитет адхезионе силе [54, 55].

Истраживана је и проблематика која се односи на лепљење плоче на седишту усисног вентила [56] и потврђено је, да је узрок лепљења такође унутрашња сила која настаје због присуства танког слоја уљног филма на контактної површини, а то при отварању вентила може изазвати динамику.

Reynolds-ова једначина хидродинамичког подмазивања је основа анализа [45]:

$$\frac{\partial p_o}{\partial r} = \mu \cdot \frac{\partial^2 u_r(x)}{\partial x^2}, \quad (3.40)$$

где су према сл. 3.14 и једначини 3.40:

p_o : промена притиска у уљном филму између плоче и седишта вентила,
 r : радијална координата уљног филма (менискус), $R_{mi} \leq r \leq R_{me}$,
 R_{mi} : унутрашњи радијус менискуса,
 R_{me} : спољашњи радијус менискуса,
 $u_r(x)$: брзина профила,
 μ : динамичка вискозост уља за подмазивање и
 $0 \leq x \leq h_f$: координате у аксијалном правцу.

Резултујућа сила која потиче од вискозности уља, односно адхезиона сила, се израчунава као интеграл притиска на површини коју заузима уљни филм, применом следеће једначине [45]:

$$F_{adh} = C \frac{\dot{x}}{x^3} = C \frac{\dot{h}_f}{h_f^3}, \quad (3.41)$$

где је:

C : коефицијент лепљења.

Коефицијент лепљења зависи од геометријских карактеристика вентила, и вискозности течности, односно уља на контактної површини плоче вентила са седиштем и граничником. За израчунавање коефицијента лепљења плоче вентила са издигнутим седиштем, према сл. 3.14, се користи неколико формула, које су систематизовано приказане у табели 3.1 [45]:

Табела 3.1 Формуле за израчунавање коефицијента лепљења плоче вентила

Литература	Коефицијент лепљења за издигнуто седиште вентила са танким слојем уља
Aigner [35]	$C = \mu \cdot \left(\frac{d_d - d_u}{2} \right)^3 \cdot \frac{d_d + d_u}{2}$
Bukas [56]	$C = \frac{3 \cdot \pi \cdot \mu \cdot (r_B^4 - r_A^4)}{32} \left[\frac{r_B^2 - r_A^2}{(r_B^2 + r_A^2) \cdot (\ln r_B - \ln r_A)} - 1 \right]$ $r_A = \frac{d_u}{4} \cdot \left(1 + \frac{h_0}{h} \right) + \frac{d_d}{4} \cdot \left(1 - \frac{h_0}{h} \right)$ $r_B = \frac{d_u}{4} \cdot \left(1 - \frac{h_0}{h} \right) + \frac{d_d}{4} \cdot \left(1 + \frac{h_0}{h} \right)$

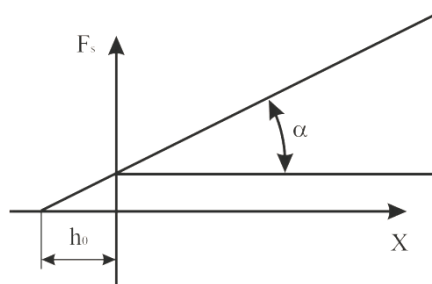
где је:

h_0 : почетна дебљина уљног филма, на почетку одвајања плоче.

Према једначини (3.37), једначина (3.41) се може проширити укључивањем дела који зависи од полупречника менискуса (капиларне силе) и унутрашње силе [54]. Провера једначине (3.41) је отежана због недостатка експерименталних података [57].

3.8.1.2 Еластична сила опруге вентила

При мањим померањима, као што је кретање плоче вентила, може се узети у обзир претпоставка, да еластична сила опруге линеарно зависи од деформације опруге. За такву опругу вентила се каже да има линеарну карактеристику, сл. 3.15 [58].



Сл. 3.15 Линеарна карактеристика опруге вентила

Сила опруге F_s са линеарном карактеристиком је дефинисана једначином:

$$F_s = k(h_0 + h), \quad (3.42)$$

где су:

k : константа која зависи од силе еластичности опруге и
 h_0 : дужина опруге (предоптерећење), када је вентил затворен.

$$F_{sc} = kh_0. \quad (3.43)$$

Када је вентил затворен, еластична сила опруге са предоптерећењем се одређује применом једначине (3.43).

3.8.2 Равнотежа сила при кретању заптивне плоче вентила клипног компресора

Од тренутка када вентил почне да се отвара, ваздух уструјава у цилиндар кроз настали отвор између плоче и седишта вентила, а то има за последицу пад притиска у каналу испред плоче вентила. Пад притиска у усисном каналу може изазвати периодично затварање вентила, а то ствара ефекат одбијања и повременим одскакања плоче вентила (енгл. bouncing), односно наизменичног отварања и затварања вентила.

Ако са F_d означимо унутрашњу силу услед протока гаса, која делује на плочу вентила и са F_r силу трења која се супротставља кретању плоче вентила, једначина равнотеже сила које делују на плочу се може написати на следећи начин (3.44):

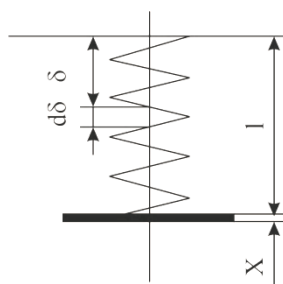
$$m_p \ddot{h} + F_r + F_s - F_d = 0. \quad (3.44)$$

Претходна једначина представља диференцијалну једначину кретања плоче вентила масе m_p , са једним степеном слободе, у равни нормално на седиште вентила.

3.8.2.1 Маса покретног система плоче вентила са једном масом и опругом

Покретна маса у једначини (3.34) обухвата масу плоче и еластичне опруге m_{eo} . Кретање плоче се врши кроз флуид, чији се један део запремине таложи на плочи и представља додатну масу. У оквиру моделирања, додатна маса је занемарена, јер је густина ваздуха као радног флуида знатно мања од густине материјала плоче вентила.

Маса опруге се не може једноставно додати маси плоче вентила, због различитих брзина завојних елемената опруге, а који су пропорционални дужини опруге, сл. 3.16, па се укључује појам ефективне масе опруге.



Сл. 3.16 Ефективна маса опруге вентила клипног компресора

Ако је кинетичка енергија $dE_{k,z}$ завојног елемента опруге масе $\left(\frac{d\delta}{l} m_{eo}\right)$ једнака $\frac{1}{2} \frac{d\delta}{dl} m_{eo} \left(\frac{\delta}{l} \frac{dx}{dt}\right)^2$, у том случају се кинетичка енергија опруге може израчунати као:

$$E_{k,eo} = \int_{\delta=0}^{\delta=l} dE_{k,eo} = \frac{1}{2} \frac{m_{eo}}{3} \left(\frac{dx}{dt}\right)^2. \quad (3.45)$$

$$m = m_p + \frac{1}{3} m_{eo}. \quad (3.46)$$

Генерално, утицај инерције опруге на покретну масу плоче вентила се може укључити додавањем еквивалентне масе на масу вентила, која је једнака једној трећини масе опруге (3.46) [38].

3.8.2.2 Сила трења

Ако се претпостави да плоча вентила заузима произвољан положај између седишта и граничника, њено померање је пригушено (енгл. damping), због дејства силе трења ваздуха, која се супротставља њеном померању. Када плоча вентила заузима положај, релативно близу седишта или граничника, тада долази до појаве еластичног удара о седиште и граничник. Сила трења која делује на заптивну плочу вентила је пропорционална брзини плоче \dot{h} , (3.47) [37, 38, 45]:

$$F_r = C_f \dot{h}, \quad (3.47)$$

где је:

C_f : коефицијент трења плоче вентила.

Коефицијент трења не зависи од густине гаса, тако да се иста усвојена вредност може користити за усисни и издувни вентил, ако су истих димензија и конструкције. Присуство капљица уља у компримованом ваздуху не утиче на коефицијент трења. Међутим, величина капљица уља може имати значајнији утицај на вредност коефицијента трења [37].

3.8.2.3 Сила отпора ваздуха (унутар молекуларна сила)

Један од циљева моделирања је формирање математичких релација којима се описује кретање плоче аутоматских компресорских вентила и утицај протока ваздуха на кретање плоче, односно утицај физички сложене интеракције плоче и ваздуха.

У реалним условима рада аутоматских вентила, проток ваздуха кроз вентил је турбулентан, тродимензионалан, стишљив, нестационаран и вишефазни, а сам ваздух је контаминиран са капљицама уља и др. Плоча вентила се може посматрати као танка засечена ламела у струји ваздуха, који представља отпор кретању плоче. Према томе, сила притиска гасова која делује на плочу услед протока ваздуха и која покреће плочу вентила, потиче од неравномерне расподеле притиска око плоче вентила. У том случају, ако је позната функција расподеле притиска, сила се може израчунати као површински интеграл расподеле притиска са обе стране заптивне плоче [38, 45]:

$$F_d = C_d A_d (p_u - p_d), \quad (3.48)$$

где су:

C_d : коефицијент отпора ваздуха или коефицијент силе притиска ваздуха, чија је вредност у функцији од хода плоче вентила $C_f(h)$ и

A_d : површина плоче вентила. Аналогно површини ефективног протока, једначина (3.31); производ $C_d A_d$ се дефинише као површина ефективног дејства силе отпора ваздуха.

За коефицијент отпора ваздуха се претпоставља да има константну вредност за дату конструкцију вентила, али се може тврдити и супротно [37]. Његова вредност се често одређује емпиријски. Теоријски, коефицијент отпора ваздуха се може израчунати применом импулсне једначине за контролну запремину плоче вентила (3.49) [38]:

$$C_d = \left[1 + \left(\alpha \varepsilon \frac{\pi d_d h}{A_u} \right)^2 \right] \frac{A_u}{A_d} - \frac{[\alpha \varepsilon (A_d - A_u)]^2}{A_d - A_u}. \quad (3.49)$$

где су:

α и ε : коефицијенти протока и експанзије.

Плоча вентила са припадајућом еластичном опругом, представља осцилаторни систем. Побуда осцилација настаје услед међусобног дејства плоче и протока ваздуха. Овај феномен се назива лепршање (енгл. flutter) и узрок је превременог отказа вентила.

У [57] је истраживано кретање плоче вентила и предложена је идеална конструкција плоче и припадајуће опруге, са циљем да се избегне лепршање. Објашњена је зависност геометријских параметара вентила и радних услова и формулисан је услов, при коме се могу избећи осцилације и лепршање плоче усисног вентила, (3.50):

$$\omega p_u > \frac{k^{1,5} h_{max}}{3 C_d A_d m_p^{0,5}}, \quad (3.50)$$

где су:

ω : угаона брзина коленастог вратила клипног компресора и
 h_{max} : максимални ход плоче вентила.

Према [57], усисни вентил је добро конструисан ако производ ωp_u није мањи од две узастопне израчунате вредности параметара на десној страни једначине (3.50).

Појава лепршања плоче вентила се повезује са променом (пулзацијом) притиска у потисним водовима компресора. Без обзира што су ова два феномена потпуно различита, постоји доста разлога да усисни и издувни систем испред и иза вентила и цевовод буду интегрисани у оквиру модела клипног компресора.

3.8.3 Равнотежа сила при удару плоче вентила о седиште и граничник

Процес удара између плоче вентила и граничника или седишта, има за последицу повећану концентрацију напона и замор материјала, а то има утицаја на отказ компресора. Моделирање удара плоче о седиште и граничник није једноставно, јер када се плоча приближава седишту прво истискује слој ваздуха и уља, а затим удара у седиште. Поставља се питање, да ли се ради о класичном удару два крута тела или треба у модел укључити и друге претходно наведене механизме контакта.

Ход плоче је ограничен између седишта и граничника. Претпоставља се да је граничник фиксиран на одређеном растојању од седишта вентила и његов положај се не мења при удару плоче. Када плоча у покрету удари о седиште или граничник, долази до одбијања брзином која је мања од брзине пре удара. Тек када се кинетичка енергија плоче апсорбује или распе у потпуности, остварује се стабилан контакт.

У оквиру [17] је дефинисан коефицијент реституције, када се плоча одбија (одскаче), као однос брзина плоче после (t^+) и пре (t^-) удара, према једначини (3.51):

$$\left. \frac{dh}{dt} \right|_{(t^+)} = -e_{res} \left. \frac{dh}{dt} \right|_{(t^-)}. \quad (3.51)$$

Удар је „еластичан“ када је $e_{res} = 1$, „нееластичан“ када је $e_{res} = 0$ и „полуеластичан“ када коефицијент реституције има вредности $0 < e_{res} < 1$. На основу експерименталних резултата, добијене су вредности: $e_{res,s} = 0,3 \pm 0,1$, односно $e_{res,l} = 0,2 \pm 0,1$ за случај удара плоче вентила о седиште и граничник [17, 45].

На основу извршеног истраживања динамике издувног вентила са 30% апсорбоване енергије удара, што одговара коефицијенту реституције од 0,55, закључено је да не постоји већа разлика између крутог удара и пластичног удара са пригушењем у присуству уља, при одређеном положају плоче вентила и на одређеном притиску ваздуха у цилиндру клипног компресора [56].

Одбијање плоче од граничника има занемарљив утицај на испоруку, степен корисности и притисак у цилиндру. Појава одбијања плоче од седишта вентила смањује испоруку ваздуха клипног компресора за 2,5% због повратног протока ваздуха [45].

3.8.4 Равнотежа сила када је вентил потпуно отворен

Вентил је потпуно отворен у тренутку када је сума сила која вентил држи отвореним већа од еластичне силе опруге, према услову (3.52), сл. 3.13:

$$F_{s,o} \leq F_d + F_{adh}. \quad (3.52)$$

Сила адхезије F_{adh} је последица лепљења или вакуума између делова вентила; израз $F_{s,o}$ представља еластичну силу у опрузи, када је плоча вентила на граничнику.

3.8.5 Равнотежа сила када почиње одвајање вентила од граничника

Може се сматрати да је ово почетак одвајања плоче од граничника и кретања ка седишту вентила. Овај процес се не може поредити са отварањем вентила. Услов за одвајање плоче је следећи (3.53):

$$F_{s,o} \geq F_d + F_{adh}. \quad (3.53)$$

Када се заврши одвајање од граничника, плоча вентила се креће према једначини равнотеже сила која је формулисана за кретање плоче вентила (3.44).

3.9 Показатељи рада клипног компресора (периодично променљиве)

Периодично променљиве величине којима се оцењује радни циклус у цилиндру клипног компресора су: индикаторски рад, индикаторски рад вентила и запреминска ефикасност.

Ефикасност клипног компресора се може оценити и на основу протока и то запреминог и масеног, на основу којих се одређује запреминска ефикасност. Ако се посматра енергетска ефикасност процеса компримовања ваздуха у цилиндру, оцена се врши помоћу адијабатске, изотермске, механичке и укупне енергетске ефикасности клипног компресора.

3.9.1 Индикаторски рад (енергетска ефикасност клипног компресора)

Користан рад компримовања ваздуха, који изврши клип у току једног циклуса у цилиндру клипног компресора, једнак је оивиченој површини на снимљеном индикаторском pV дијаграму сл. 3.1 и рачуна се према следећој једначини:

$$W_i = \oint p_c dV_c = A_c \oint p_c dx = p_i (V_{min} + V_h) = p_i V_{max}, \quad (3.54)$$

где су:

- W_i : индикаторски рад компресора,
- p_i : специфични индикаторски притисак,
- V_{max} : максимална запремина цилиндра ($V_{max} = V_{min} + V_h$),
- V_{min} : компресиона запремина цилиндра,
- V_h : радна запремина цилиндра и
- A_c, V_c : површина и запремина цилиндра за одређени угао коленастог вратила.

Ако је v_x брзину клипа, тада је диференцијални облик једначине (3.54) следећи:

$$\frac{dW_i}{dt} = A_c p_c \frac{dx}{dt} = A_c p_c v_x. \quad (3.55)$$

3.9.2 Механички степен искоришћења клипног компресора

Клипни компресор, као помоћи уређај добија погон од мотора СУС или од електромотора током његовог експерименталног испитивања. Ефективна снага компресора P_e је његова улазна или покретачка снага, односно снага погонске машине, па је супротно моторима СУС индикаторска снага компресора P_i мања од ефективне снаге за величину снаге P_m која се ангажује за савладавање механичких губитака у компресору, због трења у цилиндру, лежајевима и др.:

$$P_i = P_e - P_m. \quad (3.56)$$

Индикаторска снага компресора којом се компримује ваздух, при константној угаоној брзини коленастог вратила ω компресора се израчунава као:

$$P_i = W_i \frac{\omega}{2\pi} = p_i V_{max} \frac{\omega}{2\pi}. \quad (3.57)$$

За рачунање погонске (ефективне) снаге компресора, неопходно је мерити обртни момент и број обртаја коленастог вратила. Вредност снаге се рачуна изразом:

$$P_e = M_e \omega_e = M_e n_e \frac{\pi}{30} \frac{1}{1000}, \quad (3.58)$$

где су:

- P_e : погонска (ефективна) снага компресора [kW],
- M_e : обртни момент коленастог вратила компресора [Nm],
- n_e : број обртаја коленастог вратила компресора [o/min] и
- ω_e : угаона брзина коленастог вратила компресора [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$].

Одређивање ефективне снаге клипног компресора се састоји у одређивању снаге погонског електромотора или мотора СУС). Да би се добила погонска снага електромотора, треба узети у обзир степен искоришћења електромотора и преносника, ако клипни компресор није директно повезан са погонском машином:

$$P_e = P_{pm} \eta_{pm} \eta_p. \quad (3.59)$$

где су:

- P_{pm} : снага погонског електромотора [kW],
- η_{pm} : степен искоришћења електромотора [-] и
- η_p : механички степен искоришћења преносника [-].

Механички губици се оцењују механичким степеном искоришћења η_m , који представља однос индикаторске и погонске снаге на коленастом вратилу компресора:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e} = \frac{P_e - P_m}{P_e} = 1 - \frac{P_m}{P_e}. \quad (3.60)$$

3.9.3 Индикаторски рад вентила

Индикаторски рад вентила представља део индикаторског рада који се односи на процесе у вентилима, пад притиска ваздуха при протоку кроз канал вентила. Међутим, овде је неопходно раздвојити процесе усисавања и издувавања. Резултујућа једначина у диференцијалном облику има следећу форму [17]:

$$\left. \frac{dW_{iv}}{dt} \right|_{\text{(усисавање)}} = (p_u - p_c) A_c |v_k|. \quad (3.61)$$

$$\left. \frac{dW_{iv}}{dt} \right|_{\text{(издувавање)}} = (p_c - p_d) A_c |v_k|. \quad (3.62)$$

Претходне две једначине се интегришу у модел, у зависности који процес се одвија у цилиндру клипног компресора.

3.9.4 Изотермски степен искоришћења клипног компресора

Индикаторски изотермски степен искоришћења обухвата енергетске губитке због којих је индикаторски рад стварног циклуса, односно индикаторска снага, већа од извршеног рада и ангажоване снаге у току процеса изотермске компресије гаса у компресору без натклипног простора, односно компресионе запремине:

$$\eta_{it} = \frac{W_{it}}{W_i} = \frac{P_{it}}{P_i}, \quad (3.63)$$

где су:

- η_{it} : индикаторски изотермски степен корисности клипног компресора [-],
- P_{it} : изотермска снага клипног компресора [kW] и
- W_{it} : изотермски рад клипног компресора [J].

Изотермски степен искоришћења се дефинише као однос извршеног рада или утрошене снаге при изотермској компресији, према ефективном раду, односно снази:

$$\eta_{ut} = \frac{W_{it}}{W_e} = \frac{P_{it}}{P_e}, \quad (3.64)$$

где су:

- η_{ut} : изотермски степен искоришћења клипног компресора [-],
- P_e : ефективна снага клипног компресора [kW] и
- W_e : ефективни рад клипног компресора [J].

Изотермски степен искоришћења обухвата губитке који настају због политропског сабијања и прегревања гаса при усисавању и губитке кроз зазоре у цилиндру и изван цилиндра, као и механичке губитке, у поређењу са теоријски минималним радом, односно снагом, при изотермској компресији. Прегревање је последица недовољног међухлађења код вишестепених компресора, отпора струјању при проласку гаса кроз вентиле, хладњак и делове цевовода.

Изотермски рад, који се оствари приликом компримовања ваздуха у клипном компресору без компресионе запремине се одређује на следећи начин:

$$W_{it} = - \oint p dV = \int_{p_1}^{p_2} V dp. \quad (3.65)$$

За идеални гас важи следећа релација:

$$pV = mRT \Rightarrow V = \frac{mRT}{p}. \quad (3.66)$$

Заменом претходне једнакости у једначини (3.65) добија се:

$$W_{it} = mRT \int_{p_u}^{p_d} \frac{dp}{p} = mRT \ln \frac{p_d}{p_u} = p_u V_h \ln \frac{p_d}{p_u}, \quad (3.67)$$

где су:

- m : маса гаса (kg),
- R : универзална гасна константа; 287 J/(kg · K),
- T : апсолутна температура [K],
- $V_1 = V_h$: радна запремина цилиндра [m³] и
- p_1, p_2 : притисак на почетку и на крају компресије [MPa].

3.9.5 Запреминска ефикасност клипног компресора

Испорука компримованог ваздуха, масена или запреминска, представља количину ваздуха која се у јединици времена компримује са усисног притиска до вредности радног притиска. У току процеса компресије температура ваздуха се мења, па је неопходно услове испоруке нормализовати на услове при усисавању.

Испорука ваздуха клипног компресора, запреминска или максимална, теоријски представља производ између броја радних циклуса и запремине цилиндра.

Запремински капацитет (енгл. PDP - Pump Displacement) је запремина ваздуха коју теоријски може испоручити клипни компресор за ваздух у јединици времена, у случају 100% искоришћења, ако занемаримо губитке. Запремински капацитет представља конструктивну величину и одређује се применом следеће једначине [44]:

$$\dot{V}_h = \frac{\pi d^2}{4} SN \chi n_e 10^{-6}. \quad (3.68)$$

где су:

- \dot{V}_h : запремински капацитет клипног компресора [$l \cdot \text{min}^{-1}$],
- d : унутрашњи пречник цилиндра клипног компресора [mm],
- S : ход клипа [mm],
- N : број цилиндара клипног компресора [-],
- χ : има вредност 1 за једнорадне и 2 за дворадне компресоре [-] и
- n_e : број обртаја коленастог вратила клипног компресора [o/min].

Коефицијент пуњења цилиндра ваздухом η_v , представља однос између стварно усисане количине ваздуха m_{cs} према количини ваздуха m_h која би могла да заузме радну запремину цилиндра на температури и притиску усисавања [44]:

$$\eta_v = \frac{V_{real}}{V_h} = \frac{V_{real} \rho_u}{V_h \rho_u} = \frac{m_{cs}}{m_h} = \frac{\dot{m}_{cs}}{\dot{m}_h}, \quad (3.69)$$

где су:

- \dot{m}_{cs} : масени проток ваздуха током усисавања, $\dot{m}_{cs} = \left(\frac{dm_c}{dt} \Big|_{\text{усисавање}} \right)$ и
- \dot{m}_h : масени теоријски проток ваздуха.

Коефицијент испоруке цилиндра клипног компресора λ представља однос између стварне количине гаса која се испоручује кроз издувни вентил према резервоару компримованог ваздуха и количине ваздуха m_h која би заузела радну запремину цилиндра, пру условима усисавања [44].

$$\lambda = \frac{V_{izd}}{V_h} = \frac{V_{izd} \rho_u}{V_h \rho_u} = \frac{m_{cd}}{m_h} = \frac{\dot{m}_{cd}}{\dot{m}_h}. \quad (3.70)$$

где је:

- \dot{m}_{cd} : масени проток ваздуха при издувавању, $\dot{m}_{cd} = \left(- \frac{dm_c}{dt} \Big|_{\text{издувавање}} \right)$.

Коефицијент испоруке цилиндра је мањи од коефицијента пуњења због пропустљивости склопа клип-клипни прстенови-зид цилиндра.

Коефицијент испоруке цилиндра се може написати као [44]:

$$\lambda = \frac{m_{cd}}{m_h} = \eta_v \lambda_h, \quad (3.71)$$

где је:

- λ_h : коефицијент херметичности цилиндра; $\lambda_h = (0,97 - 0,99)$.

Коефицијент испоруке λ_{isp} представља однос количине ваздуха коју клипни компресор ефективно испоручује резервоарима високог притиска на возилу m_{isp} према теоријској количини испорученог ваздуха, при нормалним условима усисавања [44]:

$$\lambda_{isp} = \frac{m_{isp}}{m_h} = \frac{\dot{m}_{isp}}{\dot{m}_h} (p_u, T_u). \quad (3.72)$$

Коефицијент испоруке клипног компресора је у реалним радним условима мањи од коефицијента испоруке цилиндра. Разлози томе су углавном лошија херметичност вентила, кондензација при проласку компримованог ваздуха кроз измењивач топлоте, отпор цевовода, мерне опреме и других делова инсталације. Такође, треба имати у виду да се у реалности натклипни простор цилиндра не напуни у потпуности ваздухом, првенствено због губитака приликом усисавања итд.

Мерењем протока ваздуха на излазу из резервоара са компримованим ваздухом, може да се одреди коефицијент испоруке компресора, а то представља обавезан податак на плочици произвођача клипног компресора.

Запреминска испорука ваздуха клипног компресора се рачуна као [44]:

$$\dot{V}_{isp} = V_{isp} \frac{\omega_e}{2\pi} = V_{isp} \frac{n_e}{60}. \quad (3.73)$$

Масена испорука ваздуха клипног компресора се може формулисати и као [45]:

$$\dot{m}_{isp} = \rho_u V_{isp} \frac{\omega_e}{2\pi} = \rho_u V_{isp} \frac{n_e}{60}. \quad (3.74)$$

Ако релацију (3.73) даље заменимо у једначини (3.72) добија се следећи израз за коефицијент испоруке клипног компресора:

$$\lambda_{isp} = \frac{\dot{V}_{isp}}{\dot{V}_h} (p_{isp}, T_{isp}). \quad (3.75)$$

Једначина (3.75) се односи на процес испоруке компримованог ваздуха до потрошача на возилу при нормалним радним условима.

3.10 Резултати симулације рада истраживаног клипног компресора

Са циљем да се илустровано прикажу резултати модела чија је концепција предмет приказане анализе, реализована је прелиминарна симулација рада клипног компресора за ваздух на моторним возилима мањег капацитета, чије су основне карактеристике приказане у табели 2.1. Симулација је извршена помоћу програма за симулацију клипних компресора, који је тако конципиран да укључује утицаје нестабилности протока у каналима вентила и припадајућим цевоводима [45, 50, 51].

За потребе поређења резултата моделирања и оцене модела, искоришћени су прелиминарно снимљени резултати мерења индикаторског притиска у цилиндру, у току експерименталног испитивања на пробном столу за мале клипне компресоре за ваздух у лабораторијским условима, [51].

Клипни компресор за ваздух у оквиру експерименталне инсталације је опремљен сензором обртног момента и броја обртаја коленастог вратила. Клипни компресор је повезан са резервоаром компримованог ваздуха запремине 60 l, чији је притисак одржаван константним, на задатој вредности уз помоћ ручног вентила. Због тога је у оквиру полазних хипотеза указано на потребу прецизније регулације притиска компримованог ваздуха и предложена је уградња наменског серво-вентила.

Притисак у цилиндру је сниман помоћу пиезо-електричног давача који се хлади течношћу, модел QC32D произвођача AVL List GmbH. За појачање снимљеног сигнала притиска у цилиндру клипног компресора је коришћен појачавач сигнала, модел 5000 произвођача Kistler Group. У току индицирања, осим притиска у цилиндру, мерене су вредности још неколико величина као што су масени проток и температура ваздуха, које су од значаја за процену термодинамичких карактеристика испитиваног клипног компресора.

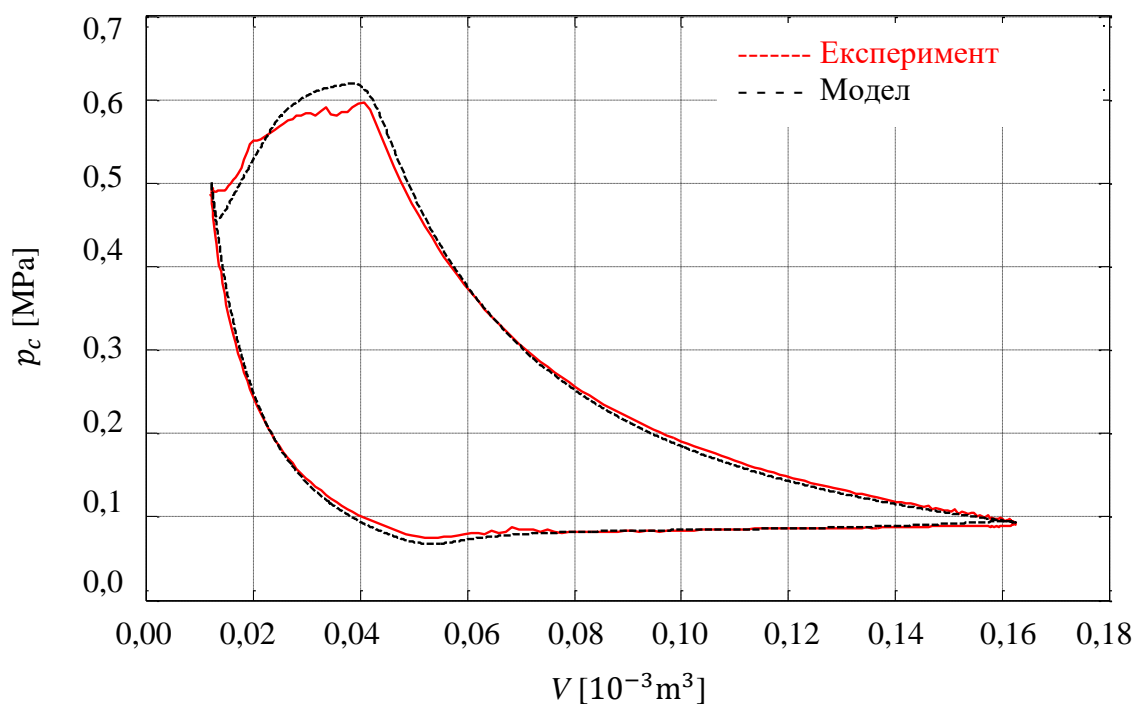
Подаци који су снимљени у радној области, на режиму притисака испоруке компримованог ваздуха од 0,5 МПа и броја обртаја коленастог вратила клипног компресора од 1000 o/min су изабрани за поређење са резултатима симулације.

Модел је укључивао све водове до измењивача топлоте у укупној дужини од 1700 mm. Усисавање ваздуха се врши преко жичаног филтера и усисног канала у укупној дужини од око 50 mm. Због недостатка података о преносу топлоте, измењивач је моделиран као запремина која предаје ваздух околини. Због сложене конструкције измењивача топлоте, усвојено је, да су пулзације притиска у потисном цевоводу иза измењивача топлоте занемарљиве. Због тога се тај део занемарује у оквиру модела за симулацију клипног компресора. Усвојено је, да су зидови цилиндра адијабатски и да нема истицања радне материје [34, 45].

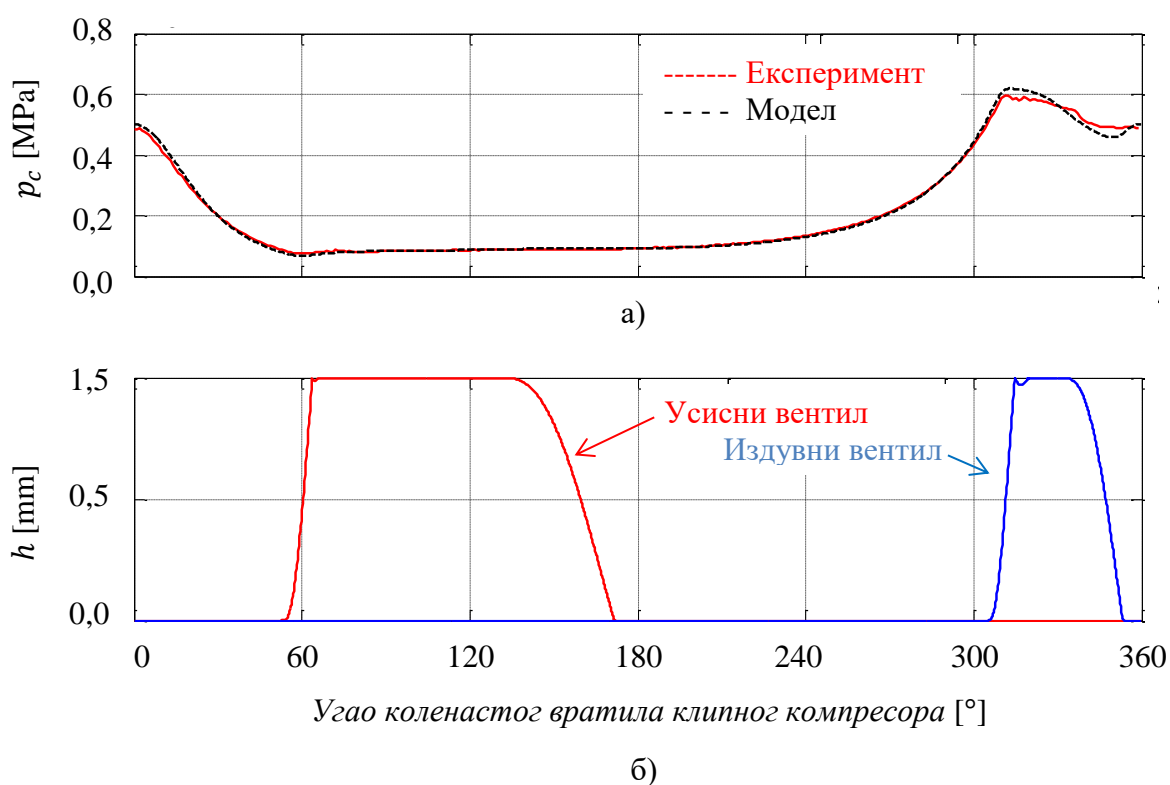
Модел који је коришћен за симулацију рада вентила клипног компресора укључује следеће субмоделе:

- модел вентила са резултујућим силама које делују на заптивну плочу приликом отварања вентила, који не укључују утицај лепљења плоче вентила о седиште, са ограниченом површином седишта ($d_d \neq d_u$), сл. 3.11,
- еластична сила у опрузи вентила је рачуната према једначини (3.42), сила трења при кретању плоче вентила кроз ваздух је рачуната према једначини (3.48), као и сила отпора ваздуха. Усвојено је да су коефицијенти силе трења и отпора ваздуха константни,
- удар плоче вентила о седиште и граничник хода се симулира једначином (3.51), а вредности коефицијента реституције су у границама које су утврђене према подацима из литературе [17] и
- прорачун масеног протока ваздуха кроз вентил је извршен применом модела коефицијента пражњења, као што је дефинисано једначинама (3.28 – 3.33).

На сл. 3.17 је приказан снимљен индикаторски дијаграм притиска у цилиндру клипног компресора са упоредним приказом тока промене притиска, који је добијен симулацијом (средња вредност 40 измерених циклуса). Без обзира што је за моделирање рада вентила коришћен једноставнији модел вентила и цилиндра, добијено је задовољавајуће слагање резултата, са изузетком процеса пражњења кроз вентил, где се може тврдити да је слагање такође добро. Очигледно, издувни вентил се отвара спорије и остаје отворен дуже при симулацији, него што је то случај у реалности, а то је указало на потребу за побољшањима модела. Анализом дијаграма промене хода вентила од угла коленастог вратила, закључује се да су функције вентила нормалне на приказаном радном режиму, сл. 3.18.



Сл. 3.17 Упоредни приказ прорачунског и снимљеног индикаторског дијаграма клипног компресора при $n_e=1000$ o/min и радном притиску у резервоару компримованог ваздуха од 0,5 МПа



Сл. 3.18 а) Отворени индикаторски дијаграм клипног компресора при $n_e=1000$ o/min
 б) Ход плоче усисног и издувног вентила клипног компресора при $n_e=1000$ o/min у зависности од положаја угла коленастог вратила, на радном притиску у резервоару компримованог ваздуха од 0,5 МПа

Анализа расположиве литературе је показала, да је моделирање динамике вентила и даље предмет бројних истраживања. Без обзира на све већу доступност различитих хардвера и софтвера за CFD и FSI (енгл. FSI – Fluid Structure Interaction) симулације, њихова примена није још увек практична и довољно развијена да замени класичне моделе са једним заптивним елементом, са једном масом и опругом.

FSI модели захтевају додатно побољшање у неким областима, као што је повезивање промене дејства силе отпора кретању заптивне плоче вентила са струјом ваздуха, узимајући у обзир несталне ефекте при малом отварању вентила. Усавршавање модела отпора кретању заптивне плоче вентила се може постићи комбиновањем експерименталних са нумеричким методама, као што су CFD и FSI симулације.

Оправдањем њихове примене могу се сматрати резултати који су добијени прорачуном масеног протока вентила, као и да представљају алтернативу концепту коефицијента пражњења. Модел губитка притиска при његовој стагнацији, који се може термодинамички објаснити и који се интензивно користи у области хидраулике, могао би да представља добро усмерење и полазну тачку за даља истраживања [45, 50].

4. ТРИБОЛОШКА ИСПИТИВАЊА МАТЕРИЈАЛА ЦИЛИНДРА КЛИПНОГ КОМПРЕСОРА

4.1 Триболошка карактеризација похабаних површина

Подмазивањем трибо-механичког система клипа и цилиндра се може смањити трење међутим, хабање клизне површине цилиндра је неизбежан процес, нарочито у условима граничног и мешовитог подмазивања. Хабање цилиндра се манифестује као губитак материјала и оштећење површина које су у клизном контакту.

Утврђивање узрока и механизма хабања оштећених узорака материјала цилиндра клипног компресора са ојачавачима је примарни циљ истраживања у оквиру докторске дисертације. Као резултат истраживања, циљ је и да се одреде и прикажу утицајни параметри на процес хабања материјала и настали механизми хабања клизне површине цилиндра са научним образложењем. У случају постојања више решења за триболошку оптимизацију цилиндра, база резултата триболошких истраживања треба да омогући одговарајуће анализе, а тиме и избор најповољније опције. Суштина истраживања има основа у идејама за смањење механичких губитака, односно трења и хабања материјала. Анализа похабаних површина узорака испитиваних материјала цилиндра клипног компресора треба да покаже, да ли постоје трагови првенствено абразивног, адхезивног или корозивног (оксидационог) хабања. За остале механизме хабања, као што су ерозивно хабање и замор материјала због трења, очекује се да буду мање заступљени. Основа за планиране анализе су резултати већ извршених испитивања материјала истраживаног цилиндра на одређеним режимима [59-61].

За прецизнију триболошку карактеризацију похабаних површина, у литератури постоје систематизовани уобичајени механизмима хабања материјала [62, 63].

4.1.1 Абразивно хабање материјала цилиндра клипног компресора

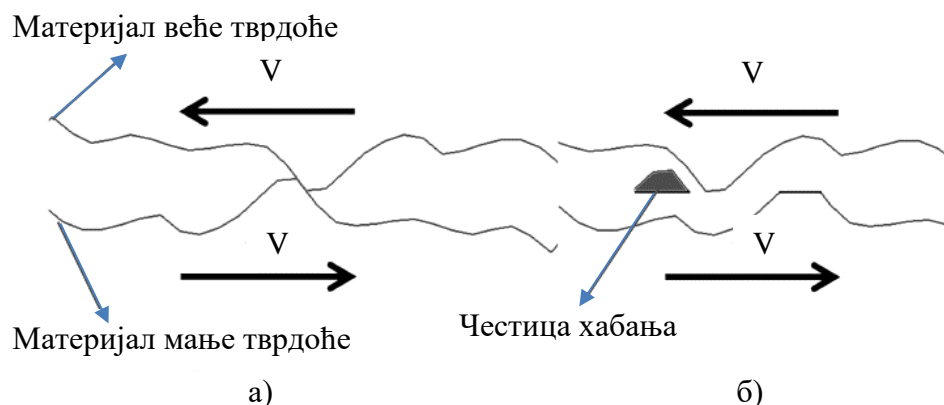
Абразивно хабање цилиндра се манифестује као процес при коме врхови површине материјала веће тврдоће при клизању продиру у другу површину мање тврдоће. При томе се односи материјал, а остају рисеви или честице хабања које су уочљивије, ако се честице заглаве између две површине које су у клизном контакту.

Због абразивног хабања, површине у клизном контакту временом постају глатке и трење трибо-механичког система клипа и цилиндра се смањује после периода разраде, а то је случај и код мотора СУС и клипних компресора.

У случају клипних компресора постоје два механизма абразивног хабања [62]:

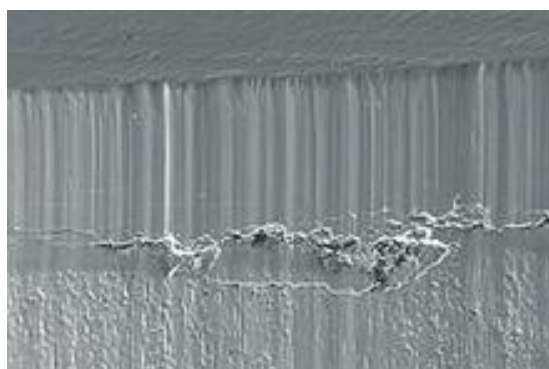
1. Абразија између два тела, када површина материјала веће тврдоће врховима продире унутар површине мекшег материјала, сл. 4.1.а и
2. Абразија у присуству три тела, када се честице хабања слободно крећу између две површине које су у клизном контакту, сл. 4.1.б.

У току абразије материјала одвијају се процеси микросечења, микронапрлина, кидања зрна материјала са површине и убрзано заморно хабање и лом због наизменичног продирања једног у други материјал приликом клизног контакта.



Сл. 4.1 Могући механизми абразивног хабања материјала цилиндра
 а) Абразивно хабање две површине и б) Абразивно хабање три површине

На сл. 4.2 је приказана површина оштећеног материјала са траговима абразивног хабања за потребе правилније карактеризације похабане површине [62].



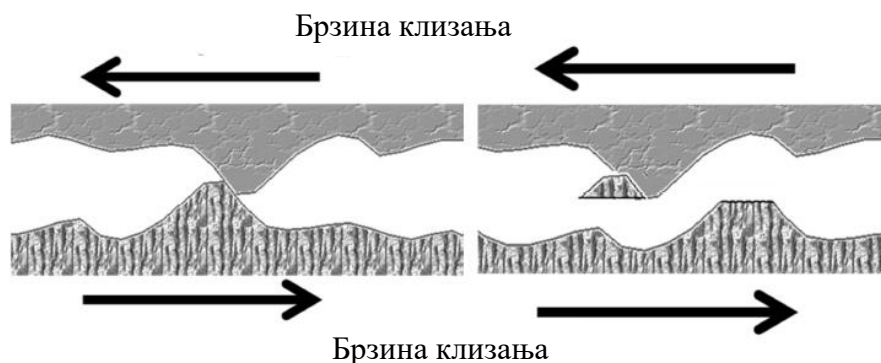
Сл. 4.2 Абразивно хабање материјала снимљено са електронским микроскопом

4.1.2 Адхезивно хабање материјала цилиндра клипног компресора

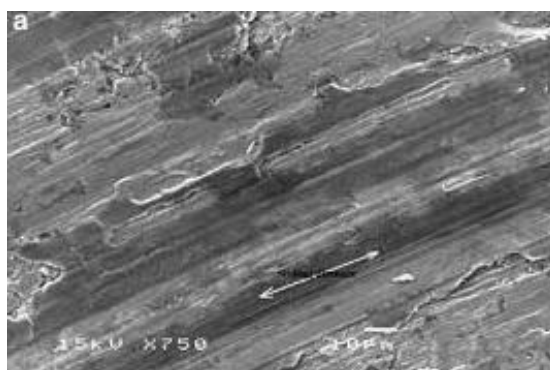
Адхезивно хабање је најзаступљенија врста хабања и манифестује се као лепљење и лом на површини оштећеног узорка материјала цилиндра. У зависности од количине легирајућих елемената и начина расподеле конституената унутар кристалне решетке, због међусобног лепљења материјала цилиндра у клизном контакту, стварају се услови триболошког контакта између површина од истог материјала сл. 4.3 [62].

Због великих оптерећења при којима настаје адхезивно хабање, може доћи до појаве еластичних и пластичних деформација материјала цилиндра. Процесе адхезије и пластичних деформација прати ослобађање велике количине топлотне енергије, због чега се могу формирати заварени микроспојеви. При наизменичном клизању, између површина које су у контакту може доћи до кидања заварених микроспојева и формирања нових, а затим због преноса слободног материјала са једне на другу површину у клизном контакту настаје њихово лепљење.

Трагови адхезивног хабања на површини оштећеног узорка цилиндра се формирају пре појаве трагова абразивног, сл. 4.4. Трагови адхезивног хабања оштећеног цилиндра клипног компресора су углавном последица већег интензитета оптерећења на месту контакта две површине. Оптерећења прате високе температуре и загревање због трења између клизних површина у одсуству средства за подмазивање или када слој мазива не раздваја у потпуности површине које се налазе у клизном контакту.



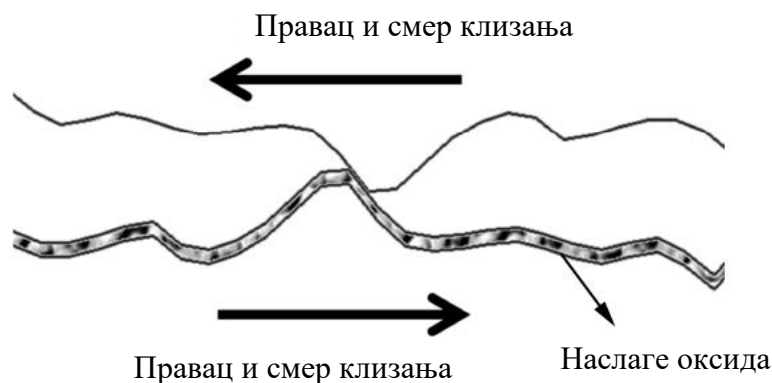
Сл. 4.3 Приказ механизма адхезивног хабања између површина у клизном контакту



Сл. 4.4 Трагови адхезивног хабања оштећеног материјала снимљени микроскопом

4.1.3 Оксидационо хабање материјала цилиндра клипног компресора

Оксидационо или корозивно хабање цилиндра може настати због реакције површина у клизном контакту са гасовима из окружења, са ваздухом или мазивом, са продукцима сагоревања, адитивима и др. Као последица реакција, на материјалу се формирају наслаге оксида, а то убрзава хабање и лом, сл. 4.5 [62].



Сл. 4.5 Приказ механизма оксидационог хабања површина у клизном контакту

Наслаге оксида између површина у клизном контакту могу имати и улогу заштите од хабања. Оксидационо хабање настаје при великим брзинама и резултира смањењем коефицијента трења. Дебљина слоја оксида на површини метала зависи од контактне температуре. При нижим температурама, стварају се тањи слојеви који су корисни, јер спречавају хабање, али при већим контактним температурама повећава се дебљина слоја оксида и отпочиње корозија и хабање клизних површина.

Оксидационом хабању су посебно изложени клипни прстенови и клизна површина цилиндра. Код клипних компресора, појачано оксидационо хабање настаје због присуства уљних пара и капљица уља из система за подмазивање у врелом ваздуху. Код мотора СУС оксидационо хабање је последица киселе средине, од интензивне рецикулације продуката сагоревања и др.

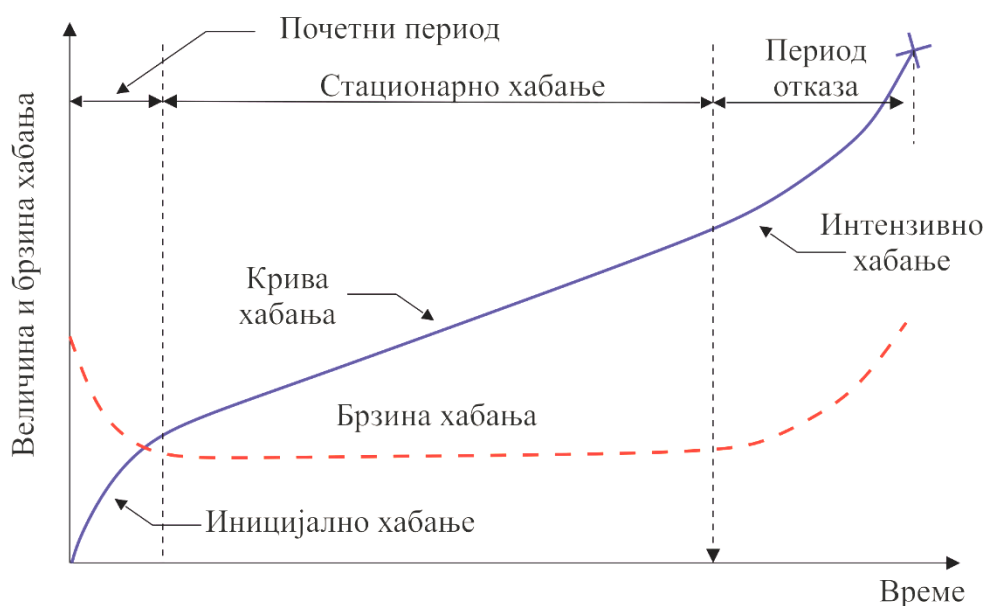
4.1.4 Приказ величина трења и хабања оштећених површина материјала

Механизми хабања се генерално приказују преко универзалних величина и карактеристика, са циљем да се формирају опште законитости које се могу применити и на друге трибо-механичке системе. Циљ је да се успостави веза између лабораторијских и испитивања као у реалним условима. Величине којима се процењују настали механизми хабања се деле у две основне групе:

- карактеристичне величине које се добијају мерењем (коэффициенти трења, криве хабања, интензитет и параметри хабања итд.) и
- појаве и промене на похабаним површинама (хемијски састав, микроструктура, термичко побољшање чврстоће итд.), као и величина, односно облик продуката хабања.

Коефицијент трења материјала цилиндра се приказује на дијаграму као зависност од пређеног пута (дужина клизања) или је нумеричка вредност.

Крива хабања се користи за анализу процеса хабања материјала цилиндра и представља функцију зависности брзине и других параметара хабања од пута клизања или времена клизања у току испитивања материјала, сл. 4.6.



Сл. 4.6 Приказ криве хабања (фаза хабања) у јединици времена

Као што се може уочити на сл. 4.6, у зависности од величине и брзине хабања, крива хабања и сам процес хабања се могу поделити на три фазе:

- иницијално хабање (почетно хабање или уходавање делова трибо-механичког система), када се површине у клизном контакту прилагођавају једна другој,
- стационарно хабање које карактерише устаљен губитак материјала током времена, а триболошки процеси на клизној површини су устаљени и

- интензивно хабање или период интензивног губитка материјала, у коме могу настати већа оштећења клизне површине цилиндра.

У току прве две фазе хабање клизних површина је умерено и код правилно пројектованих трибо-механичких система једна фаза временом прати другу.

Параметри хабања се процењују преко интензитета и брзине хабања. Интензитет хабања представља однос количине похабаног материјала и пута клизања. Брзина хабања представља количину похабаног материјала у јединици времена.

Током триболошких испитивања, хабање се процењује на крају испитивања, мерењем губитка масе или рачунањем запремине похабаног материјала или снимањем димензија трагова хабања на изгребаној површини. Губитак масе оштећеног материјала се одређује мерењем масе пре и после триболошких испитивања у условима клизања. Губитак запремине оштећеног материјала после испитивања (запремина трага хабања) и степен хабања, се рачунају после сваког завршеног циклуса испитивања. При томе се мере дужине и ширине трага хабања, применом оптичког микроскопа према стандардизованој процедури методом ASTM G133-05, после укупног пређеног пута. Степен хабања се рачуна применом једначине (4.1) [62]:

$$W_w = \frac{V_w}{S_w}, \quad (4.1)$$

где су:

- W_w : степен хабања [mm^3m^{-1}];
- V_w : запремина похабаног материјала цилиндра [mm^3] и
- S_w : пут клизања (m).

Параметар хабања (енгл. wear factor или specific wear rate) се рачуна применом једначине (4.2):

$$k = \frac{V_w}{F_N S_w}, \quad (4.2)$$

где су:

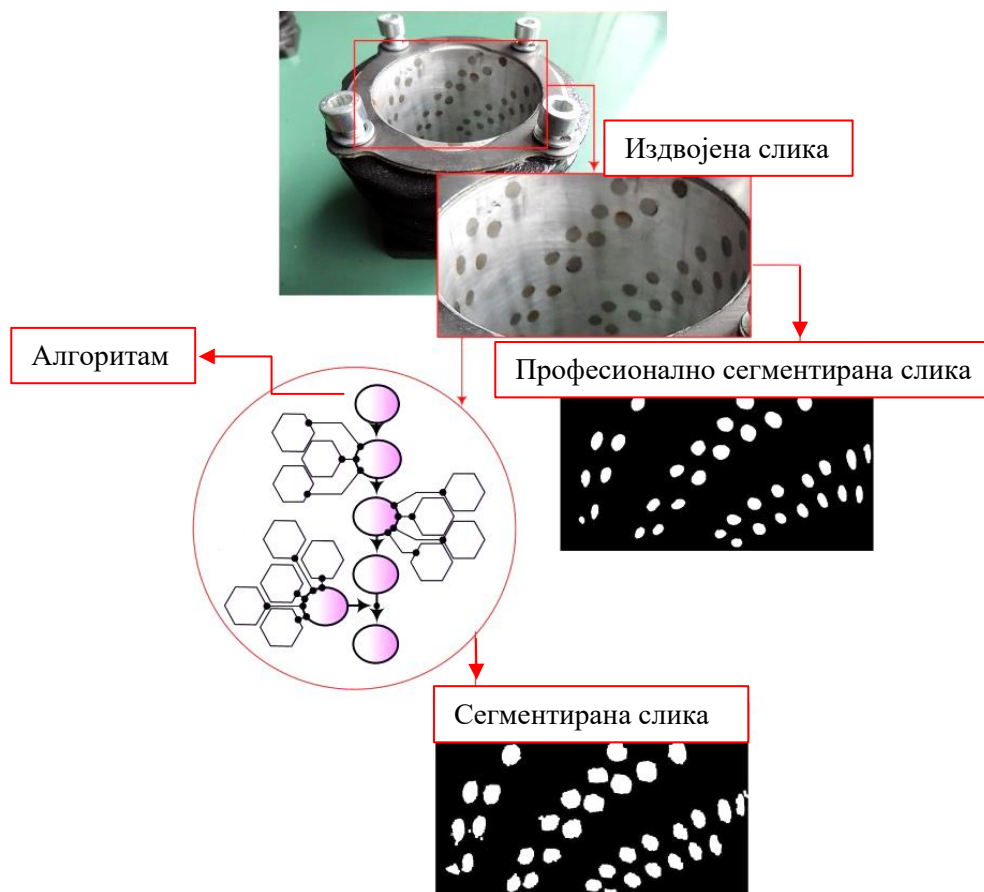
- k : параметар хабања [$\text{mm}^3(\text{Nm})^{-1}$] и
- F_N : нормална сила на контактної површини испитиваних материјала [N].

Друга метода за рачунање параметара хабања је заснована на претходној једначини, али се уместо геометријских димензија трагова хабања који су снимљени оптичким микроскопом, користе вредности параметра дубине продирања PD (енгл. PD - Penetration Depth), које у току експеримента снима софтвер трибометра. Похабана запремина оштећеног материјала се рачуна у односу на максималну вредност дубине продирања лопте (куглице) трибометра у испитивани узорак материјала. Због поједностављења прорачуна, претпоставља се да површина попречног пресека трага хабања на оштећеном узорку материјала цилиндра (која је у стварности неправилног облика) има облик правоугаоне призме, чија висина представља дубину продирања.

Тим путем, могуће је извршити поређење вредности параметара хабања који су добијени класичном методом геометријске апроксимације и резултата прорачуна који се ослања на вредност параметра дубине продирања. У току испитивања материјала цилиндра са ојачавачима снимани су параметри хабања и формирају се мапе хабања.

Профил површине оштећеног материјала чине микрогеометријске неравнине неправилног облика и различитих висина, које се могу поделити у групе. Површинска хрпавост материјала, слично текстури се формира применом машинске обраде. При томе, најчешће настаје валовитост површине материјала, а то је последица неподешености алата и већег одступања од пројектованог геометријског облика површине, сл. 4.7. Ако посматрамо кошуљицу цилиндра, клип и клипне прстенове, њихов цилиндрични облик временом доприноси убрзаној појави уочљивије валовитости површине, док је хрпавост површине занемарљива.

За потребе утврђивања стања цилиндра после машинске обраде или после одређеног периода експлоатације и испитивања може да се примени и метода мониторинга, сл. 4.7 [64]. Алгоритам мониторинга се састоји од четири важна аспекта, и то: претходне обраде слике, сегментације и визуелизације слике и мерења параметара хабања цилиндра. Процена стања се врши упоређивањем реалних слика стања и сегментираних слика, на основу којих се креира матрица и рачунају се њени индикатори. Применом одговарајућих модела може да се изврши сегментација и детерминација првенствено материјала ојачавача, а то доприноси прецизнијој карактеризацији оштећене површине. На тај начин се врши и одговарајућа контрола квалитета [65].



Сл. 4.7 Приказ алгоритма робустног испитивања цилиндра клипног компресора

За проверу стања цилиндра и похабаности клизне површине после машинске обраде или испитивања, реализује се снимање клизне површине у реалном времену. Микроскопска камера снима површину цилиндра са једне стране и повезана је са рачунаром. Фотографије се користе као улазни подаци за модел како би могла да се изврши сегментација и да се процени величина хабања.

4.2 Припрема триболошког пункта за лабораторијско испитивање механичких губитака клипног компресора за компримовани ваздух на моторним возилима

Коначну одлуку о евентуалној серијској производњи реконструисаног клипног компресора са истраживаним цилиндром треба донети на основу анализе резултата триболошких испитивања, као и резултата експерименталних испитивања клипног компресора за ваздух, у лабораторији на пробном столу (триболошком пункту).

Слична истраживања могућности за смањење механичких губитака код мотора СУС са триболошким ојачавачима клипа и цилиндра су већ реализована испитивањем у лабораторијским условима на пробном столу [25, 33]. На основу добијених резултата очекује се да ће истраживана триболошка оптимизације цилиндра резултирати смањењем механичких губитака и код клипних компресора.

Резултати експерименталних испитивања се додатно могу искористити као полазна основа у вези анализа и закључака у случају примене сличних триболошких решења за конструкцију клипа клипних компресора [33].

На тај начин, на основу добијених резултата триболошких истраживања, може да се предложи оптимална конструкција цилиндра клипног компресора од алуминијума, са аспекта смањења механичких губитака, односно губитака на трење.

Обзиром да је за одлуку о серијској производњи клипног компресора са уграђеним цилиндром са ојачавачима неопходно да се потврде и боље употребне карактеристике, потребна су лабораторијска испитивања. За ту сврху је потребно применити и прилагодити постојеће методе за испитивање употребних карактеристика.

У оквиру докторске дисертације је предложена методологија за испитивање употребних карактеристика клипног компресора за ваздух. Ради побољшања поступка испитивања у циљу постизања прецизнијих резултата, предложена је допуна постојеће експерименталне инсталације [43] уградњом наменски конструисаног серво-вентила за потребе прецизније регулације промене притиска ваздуха у издувном воду.

4.2.1 Модел инсталације за компримовани ваздух на моторним возилима

За потребе симулације промене притиска ваздуха формиран је модел инсталација за компримовани ваздух на моторним возилима сл. 4.8. Клипни компресор представља део инсталације на моторним возилима и користи се за испоруку компримованог ваздуха до опреме под притиском, односно до уређаја и опреме. На моторним возилима, то су: кочни систем, спојница, мењач са изводом снаге, систем еластичног ослањања, опрема и помоћни уређаји на мотору СУС, итд.

Масени проток ваздуха у оквиру инсталације за компримовани ваздух, која се шематски може приказати као на сл. 4.8, рачуна се помоћу једначине стања идеалног гаса за суви ваздух. Улазне величине, температура и притисак ваздуха су при томе познате, као и запремина резервоара, једначина (4.3) и једначина (4.4).

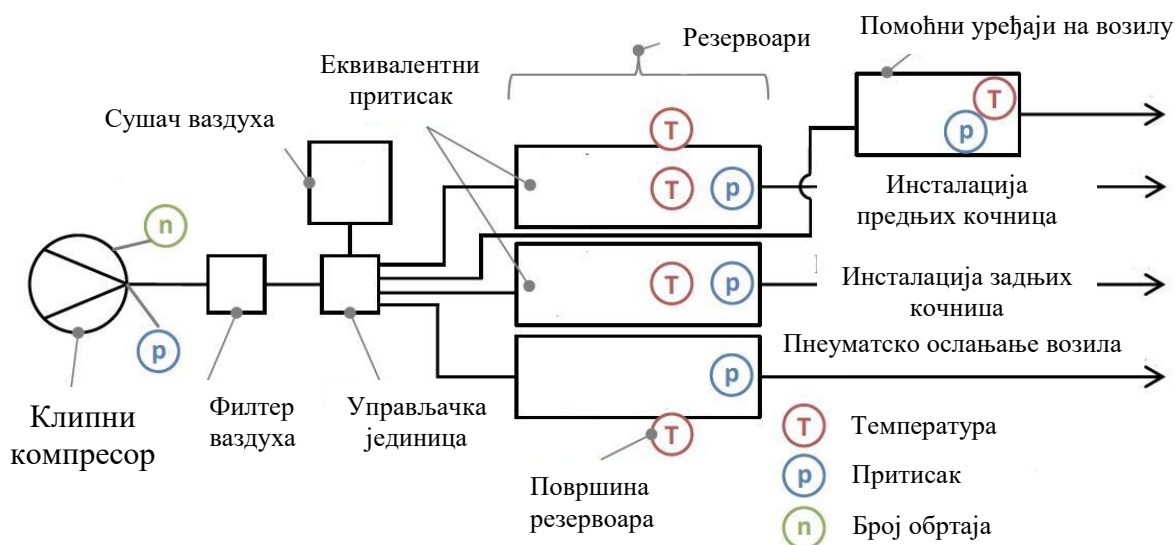
$$(p \cdot V)_R = R_{s,v} \cdot (m \cdot T_{sr})_{R,v}. \quad (4.3)$$

Промена температуре ваздуха у резервоарима настаје због наизменичног пуњења и прањњења ваздуха при активирању уређаја. То захтева константну испоруку компримованог ваздуха са клипним компресором. Претпоставља се да је температура ваздуха идентична у свим деловима резервоара и да одговара температури зидова [60].

$$\dot{V}_{v,std} = \frac{m_v}{\rho_v}, \quad (4.4)$$

где су:

- $(p \cdot V)_R$: производ притиска и запремине ваздуха у резервоарима,
 $(m \cdot T_{sr})_{R,v}$: производ масе и средње вредност температуре ваздуха,
 m_v : укупна количина ваздуха у инсталацији (kg),
 $R_{s,v}$: универзална гасна константа за суви ваздух је 287,1 J · kg/K,
 $\rho_{v,std}$: густина сувог ваздуха при стандардним условима околине,
 (20 °C; 1,013 bar); 1,204 kg/m³ и
 $\dot{V}_{v,std}$: количина компримованог ваздуха по стандардном литру ваздуха,
 (проток) при 1 bar; 20 °C; [1 sl] = 0,001204 kg, [sl/s].



Сл. 4.8 Шематски приказ модела универзалне инсталације за компримовани ваздух на теретним моторним возилима и аутобусима

У току експерименталних испитивања инсталација је комплетирана са мерним уређајима за температуру, притисак и број обртаја клипног компресора, као што је означено на сл. 4.8. Маса ваздуха у резервоарима се израчунава у интервалима од једне секунде, уз претпоставку да су запремине свих резервоара на моторном возилу једнаке.

Поједностављен модел инсталације за симулацију промене притиска компримованог ваздуха на моторним возилима при активирању одређених уређаја је приказан на сл. 4.9.

Ако се усвоје претпоставке о изотермској и изохорској промени стања у резервоару са компримованим ваздухом, притисак, односно промена притиска ваздуха се рачуна применом једначина (4.5) и (4.6):

$$p_R(t) = p_R(t - 1s) + \Delta p_R(t) \quad (4.5)$$

и

$$\Delta p_R(t) = (\dot{V}_{v,k} - \dot{V}_{v,p}) \cdot \frac{\rho_{v,st} \cdot R_v \cdot T_{v,R}}{V_R}, \quad (4.6)$$

где су:

- $p_R(t)$: притисак ваздуха у резервоару у временском интервалу (t),

$p_R(t - 1s)$: притисак у резервоару у претходном интервалу времена ($t - 1s$),
$\Delta p_R(t)$: промена притиска ваздуха у резервоару у јединици времена,
$\dot{V}_{v,k}$: стандардизован запремински капацитет компресора [sl/s],
$\dot{V}_{v,p}$: стандардизован запремински капацитет потрошача [sl/s],
$T_{v,R}$: температура ваздуха у резервоару и
V_R	: запремина резервоара за ваздух.



Сл. 4.9 Модел инсталације за симулацију промене притиска компримованог ваздуха на теретним моторним возилима и аутобусима

Када радни притисак ваздуха у кочном систему моторног возила, где је радни притисак 0,8 – 1,2 МПа падне испод доње границе од 0,8 МПа, компресор испоручује компримовани ваздух до резервоара, све док се притисак ваздуха не повећа до максимално дозвољене вредности од 1,2 МПа. Од тренутка постизања максималног радног притиска ваздуха у резервоару, који регулише растеретни вентил, због ангажовања ваздуха за уређаје на возилу, притисак ваздуха опада све до доње граничне вредности. На тај начин, наизменичним понављањем циклуса пуњења и пражњења резервоара са компримованим ваздухом, слично условима на возилу се симулира једначина промене притиска ваздуха (4.6).

4.2.2 Методе за испитивање истраживаног клипног компресора за испоруку ваздуха под притиском на моторним возилима

Испитивање клипног компресора са уграђеним цилиндром са ојачавачима је неопходно пре одлуке о серијској производњи. За ту сврху су неопходна стандардна испитивања према типу клипног компресора. Лабораторијским испитивањима на пробном столу треба да се потврде формулације полазних хипотеза:

- за потребе лабораторијских испитивања неопходно је да се у оквиру математичког модела за испитивање и симулацију клипних компресора укључи програмски блок са параметрима утицаја динамике вентила и адхезионих сила. Резултати се у том случају могу упоредити са резултатима који су добијени од стране других истраживача [43], односно са резултатима модела који не укључује адхезију,

- неопходно је извршити коначну верификацију конструкције цилиндра клипног компресора од легуре алуминијума са ојачавачима,
- коначна верификација и избор триболошки оптимизоване конструкције цилиндра се мора извршити експерименталним путем. Приликом испитивања на наменском пробном столу (слично као за моторе СУС) у лабораторијским условима, снимају се употребне карактеристике клипног компресора са интегрисаним триболошки оптимизованим цилиндром и
- неопходно је формирати базу података са резултатима испитивања употребних карактеристика. На основу добијених резултата може да се олакша избор конструкције клипног компресора, са припадајућим изменама, и омогућава се поновљивост услова испитивања.

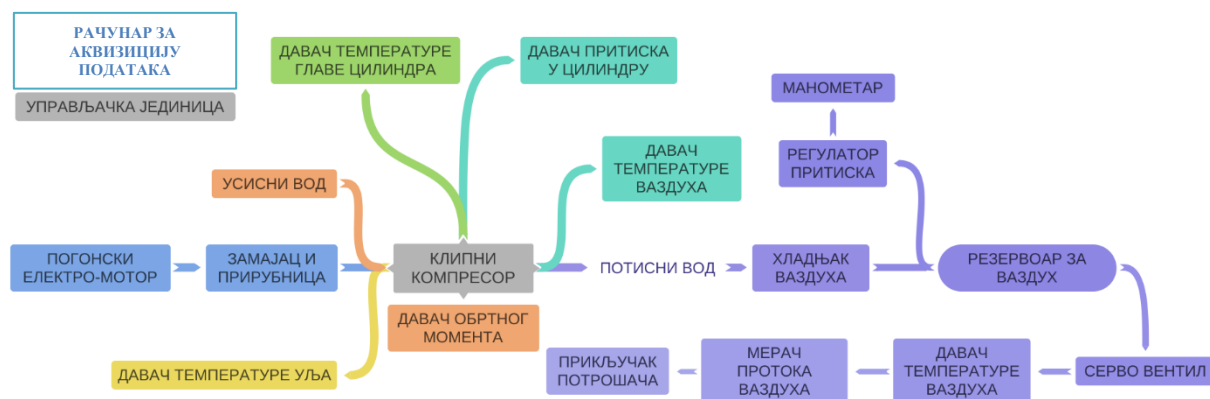
У складу са условима у току експлоатације на возилима, за избор одговарајућег клипног компресора за ваздух, може да се користи листа провере, као кратки подсетник према условима примене:

- капацитет клипног компресора, (енгл. FAD - Free Air Delivery) или испорука ваздуха је релевантна величина за димензионисање и избор одговарајућег компресора у зависности од услова примене. Ако клипни компресор има већу снагу, то не значи да су боље и перформансе,
- компримовани ваздух се складишти у резервоарима под притиском, али се у њима не производи. Притисак компримованог ваздуха у резервоарима се регулише помоћу растеретних вентила. Примена резервоара веће запремине не значи и повећање количине расположивог ваздуха за потребе рада уређаја на возилу. У том случају, због веће запремине резервоара, компресор је више оптерећен, а то негативно утиче на функционалност и радни век у току експлоатације,
- већи притисци у инсталацији компримованог ваздуха додатно повећавају губитке енергије, а то може да резултира превременим отказима у систему,
- боље је уградити дуже црево у систему уместо повећања снаге компресора,
- приликом избора клипног компресора, треба обратити пажњу на могућност манипулације: габаритне димензије због уградње, тежина и сл. и
- протокол о испитивању мора бити саставни део документације приликом испоруке клипног компресора до корисника.

4.2.2.1 Мерни блок за оптерећење клипног компресора и симулацију радних услова

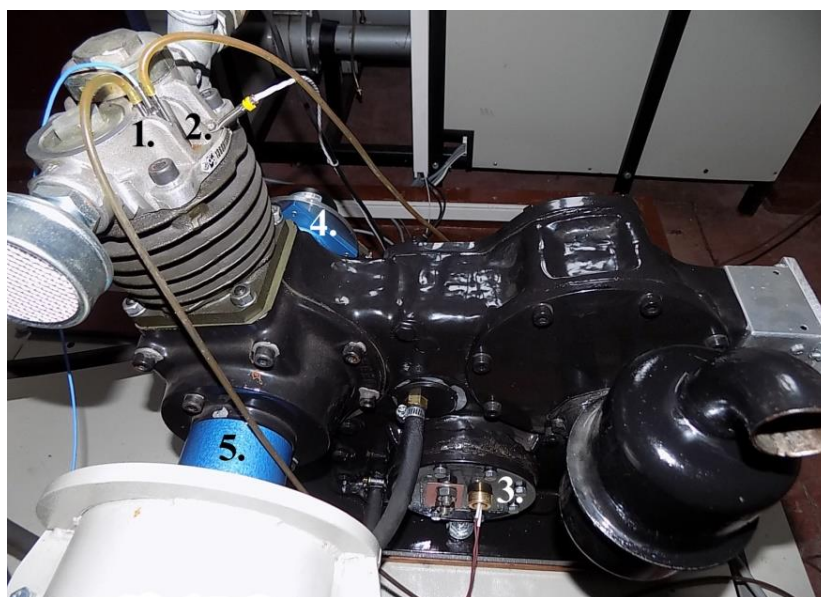
За потребе испитивања триболошки оптимизоване конструкције истраживаног клипног компресора, коришћен је наменски пробни сто, триболошки пункт [33, 43]. Пробни сто чија је инсталација шематски приказана на сл. 4.10 је наменски конструисан за потребе испитивања клипних компресора мањег капацитета и налази се у Лабораторији за моторе СУС на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, сл. 4.10. У оквиру докторске дисертације решавана је аутоматизација поступка испитивања путем уградње наменски конструисаног серво-вентила.

За потребе мерења механичких губитака, слично као код мотора СУС, користи се метода индицирања притиска у цилиндру. Експериментална инсталација са клипним компресором, чије је интегрални део истраживани цилиндар, се на тај начин применом серво-вентила опрема за аутоматско успостављање и одржавање радних режима у току испитивања употребних карактеристика. Компресор се за потребе испитивања хлади принудно, односно уљем из система за подмазивање и ваздухом, посредством вентилатора.



Сл. 4.10 Шематски приказ пробног стола за експериментално испитивање употребних карактеристика клипног компресора са интегрисаним цилиндром и серво-вентилом

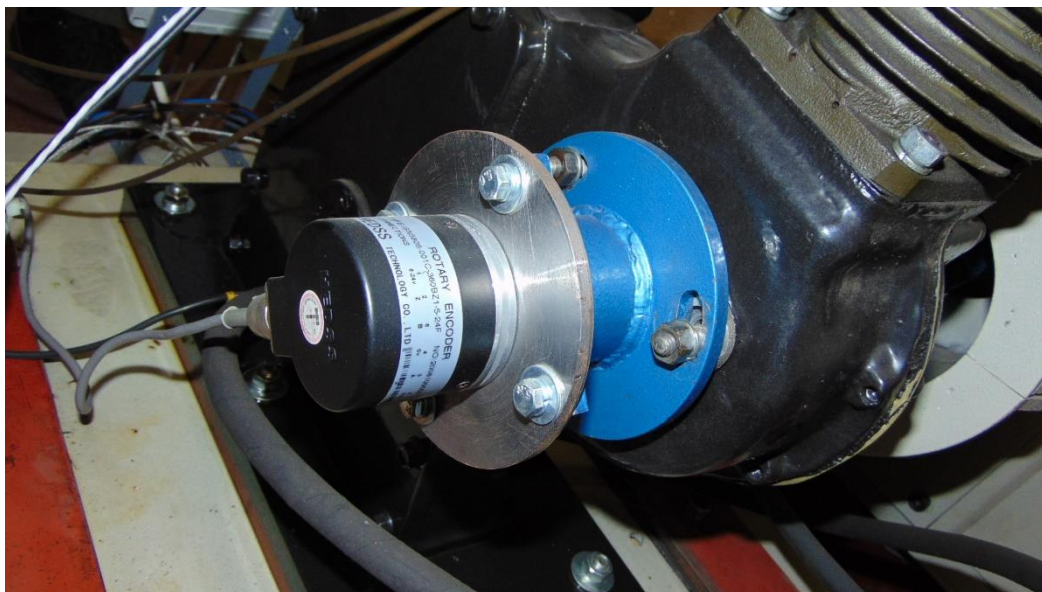
Клипни компресор са уграђеним триболошки оптимизованим алуминијумским цилиндром, са ојачавачима сл. 4.11 је опремљен давачем за индицирање притиска у цилиндру (1), који се хлади принудно течном шћу и давачем температуре главе цилиндра (2). За потребе испитивања употребних карактеристика, кућиште компресора је прилагођено за уградњу давача температуре, у оквиру блока за аутоматско мерење и читавање температуре уља у систему за подмазивање (3), сл. 4.11. На коленастом вратилу је уграђен давач обртног момента (4), а компресор добија погон са вратила електромотора, преко везе са прирубницом и замајцем за уравнотежење (5) сл. 4.11. Основне геометријске карактеристике клипног компресора су приказане у табели 2.1.



Сл. 4.11 Фотографија експерименталног клипног компресора (страна погонског блока) (1-давач притиска у цилиндру; 2-давач температуре у глави цилиндра; 3-давач температуре уља за подмазивање; 4-давач обртног момента са прирубницом и 5-прирубница за везу са вратилом погонског електромотора)

У односу на претходну конструкцију [43], са циљем добијања стабилнијег сигнала, систем за мерење броја обртаја коленастог вратила је модернизован уградњом давача обртног момента (ротациони енкодер) произвођача HDSS тип ISN5806 са 360 импулса; једносмерни напон, 5 – 24 V. Веза давача са коленастим вратилом клипног компресора је остварена преко наменски конструисане прирубнице, према сл. 4.12.

У току испитивања клипног компресора испоручује се компримовани ваздух до наменског резервоара, сл. 4.13. Аутоматском регулацијом притиска ваздуха у резервоару помоћу серво-вентила се прецизније одржавају радни услови, као на возилу са наизменичним пражњењем и пуњењем резервоара са компримованим ваздухом.



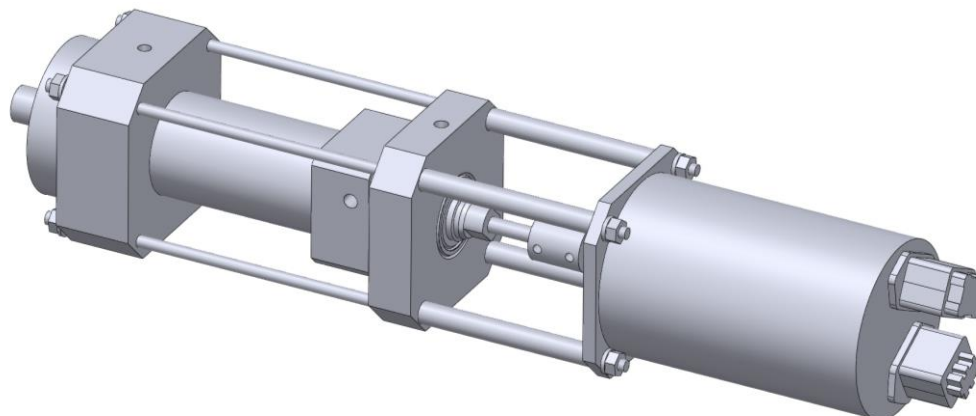
Сл. 4.12 Фотографија експерименталног клипног компресора, позиција уградње давача обртног момента (страна компресора до блока за оптерећење – издувни вод)

Помоћу серво-вентила може да се аутоматски регулише притисак у издувном воду компримованог ваздуха у току снимања употребних карактеристика према плану експеримента. Серво-вентил је уграђен на излазу из резервоара са компримованим ваздухом, сл. 4.13 и добија погон од серво-мотора посредством еластичне спојнице, сл. 4.14. Уградњом серво-вентила се аутоматизује функционисање блока за оптерећење, што је у оквиру базне конструкције регулисано ручним подешавањем [43].



Сл. 4.13 Фотографија уграђеног аутоматског серво-вентила са погонским серво-мотором на излазном воду из резервоара са компримованим ваздухом

Конструисани серво-вентил је конусног типа, са деловима од реконструисаног пнеуматског цилиндра произвођача ППТ - Петолетка д.о.о. Трстеник, сл. 4.15.



Сл. 4.14 Изглед предложене конструкције серво-вентила за аутоматизацију пробног стола за испитивање употребних карактеристика клипних компресора за ваздух



Сл. 4.15 Делови цилиндра ППТ - Петолетка после реконструкције у конусни серво-вентил за потребе аутоматизације поступка испитивања клипних компресора

Пробни сто за испитивање клипних компресора може да се користи и за снимање преносне карактеристике предложене конструкције серво-вентила.

4.2.3 Испитивање употребних карактеристика истраживаног клипног компресора према протоколу ACASA Protocol™

Запремински капацитет (PDP) или пумпна запремина истраживане конструкције клипног компресора се теоријски израчунава применом једначине (3.68).

Капацитет клипног компресора, или испорука ваздуха FAD се рачуна као запремински проток ваздуха у јединици времена (при условима околине; температура, притисак и влажност). Компримовани ваздух се испоручује до прикључка потрошача на моторним возилима. У суштини, капацитет клипног компресора је запремина ваздуха која је расположива на крају издувног вода.

Обзиром на непрецизност резултата ако се проток мери на усисном или на потисном воду компресора, за испитивање употребних карактеристика и мерење капацитета клипних компресора мањег капацитета, треба користити наменске пробне столове (енгл. Test-bench или test rig).

За потребе испитивања употребних карактеристика истраживаног клипног компресора коришћена је протокол испитивања за компресоре на ваздух (енгл. Australian Commercial Air Compressor Association - ACACA ProtocolTM 2000) [66]. Протоколом је дефинисано који подаци о испитивању клипних компресора за ваздух морају бити уписани у пратећој документацији. Процедуром су обухваћене методе за одређивање капацитета клипног компресора за ваздух са запреминским капацитетом до 600 l/min. Подаци о извршеним испитивањима су на тај начин систематизовани према процедури испитивања и представљају саставни део извештаја који се испоручује са клипним компресором.

Коришћена метода за мерење испоруке ваздуха се назива и метода пуњења резервоара, јер је заснована на мерењу времена t које је потребно да се у испитиваном резервоару познате запремине V_R повећа притисак ваздуха од почетне вредности p_1 до вредности p_2 .

На почетку пуњења резервоара компримованим ваздухом, температура ваздуха у резервоару је T_1 , док је вредност температуре ваздуха на крају пуњења T_2 . Неопходно је да се прецизно следи поступак мерења, јер у супротном, средња вредност температуре ваздуха у резервоару може бити измерена са мање прецизности и са релативно великом грешком. Грешка приликом мерења средње вредности температуре T_s у току испитивања се компензује периодичним кратким затварањем излазног вентила резервоара. Пре испитивања и мерења треба да се сачека, док се услови не стабилизују, односно да се изједначи температура ваздуха у свим деловима резервоара.

Да би се постигао одговарајући номинални притисак компресора $p_k = const$, активира се аутоматски пригушни вентил (серво-вентил) помоћу кога се притисак у резервоару одржава на константној вредности. На тај начин се омогућава снимање прецизнијих резултата мерења при условима турбулентног и нестационарног протока ваздуха. Време мерења t је ограничено условом да је ($p_2 < p_k$).

Мерење капацитета клипног компресора FAD применом методе пуњења резервоара се реализује при константном броју обртаја коленастог вратила. Мерење капацитета даље обухвата мерење, односно рачунање средње вредности времена t [min] које је потребно за компримовање ваздуха у резервоару запремине V_R [l] од вредности манометарског притиска $p_1 = 0,6$ МПа до $p_2 = 0,8$ МПа, што је дефинисано процедуром испитивања. Пуњење резервоара се не реализује од нулте вредности притиска, јер би у том случају дошло до значајног смањења ефикасности процеса пуњења резервоара.

Обзиром да се испитивање капацитета клипног компресора реализује у лабораторији, неопходно је обезбедити и одржавати стабилне нормалне радне услове околине, и то:

- температуру амбијента у лабораторији, при испитивању одржавати у интервалу 15 – 30 °С,
- вредност атмосферског притиска околине треба одржавати константним $p_0 = 10$ МПа и
- релативна влажност ваздуха треба да буде у интервалу 50 – 85%.

Стварни капацитет, односно испорука ваздуха клипног компресора у одређеном интервалу се рачуна применом следеће једначине [66]:

$$FAD = \frac{V_R \cdot (p_2 - p_1)}{p_0 \cdot t} = \frac{2 \cdot V_R}{t}. \quad (4.7)$$

Испитивања употребних карактеристика истраживаног клипног компресора на пробном столу се реализује са редоследом који обухвата и примену обавезних мера:

- а) Обавезна провера инсталације пре почетка сваког циклуса испитивања:
 - провера напона погонског блока са електромотором у току испитивања. Провера је обавезна јер свако одступање напона електромотора од номиналне вредности утиче на наравномерност броја обртаја клипног компресора, а то се негативно одражава на тачност резултата испитивања.
- б) Покретање и провера функционалности уређаја и опреме за испитивање:
 - укључивање контролног рачунара и провера расположивости мерне опреме,
 - покретање пумпе у систему за принудно подмазивање клипних компресора моторним уљем и провера функционалности делова расхладног система и
 - провера функционалности аутоматског серво-вентила.
- в) Покретање клипног компресора за ваздух и загревање до радне температуре:
 - компресор ради 10 min под оптерећењем, на притиску од 0,7 МПа, са циљем да се обезбеди нормална радна температура пре почетка испитивања и снимања резултата мерења, чиме се постижу стабилни радни услови и
 - зауставити рад компресора, испустити ваздух и кондензат из резервоара преко дренажног вентила. По завршетку затворити дренажни вентил.
- г) Испитивање компресора и снимање резултата мерења на радној температури:
 - покренути компресор при радној температури, када почиње и пуњење претходно делимично испражњеног резервоара за ваздух,
 - активирати мерење времена када радни притисак у инсталацији достигне минималну вредност од 0,6 МПа и зауставити мерење при максималној вредности радног притиска од 0,8 МПа. Притисак у резервоару се одржава и регулише аутоматски помоћу серво-вентила, сл. 4.13. Обзиром да се ради о реконструисаном серво-вентилу, неопходно је дефинисати и познавати мапу вентила, односно радну област. Испитивањем се одређује и положај заптивне конусне игле серво-вентила у односу на захтевани проток, односно притисак у резервоару за ваздуху при одређеним угаоним брзинама коленастог вратила,
 - време пуњења резервоара за ваздух се снима, а измерене вредности се заокружују на 0,01 s,
 - снимање времена пуњења резервоара је аутоматизовано и регулише се помоћу програмског пакета,
 - сачекати следећи циклус пражњења резервоара за ваздух до почетне минималне вредности притиска,
 - поступак мерења поновити три пута,
 - резултати мерења се уписују у извештају о испитивању,
 - испитивања реализовати у интервалу до максимално 20 min, мерено од тренутка када компресор достигне нормалну радну температуру,
 - одређивање средњих вредности резултата мерења и израчунавање FAD према коришћеној процедури испитивања,
 - резултате испитивања је неопходно заокружити на одговарајући начин и

- уписивати и остале пратеће податке који се односе на поступак испитивања, као што су: марка и тип клипног компресора, серијски број, снага и број обртаја погонског електромотора, запремина резервоара за компримовани ваздух, FAD дијаграм, итд.

У току испитивања паралелно се мери и проток ваздуха. За ту сврху, постојећа конструкција мерног блока [33, 43] са мерном блендом је замењена анемометром са телескопском ручицом, који може мерити температуру и запремински проток ваздуха.

На тај начин се резултати који су добијени мерењем ФАД методом пуњења резервоара познате запремине ваздухом и помоћу дигиталног уређаја за мерење протока - анемометра, ради поређења, могу приказати на истом дијаграму који представља употребну карактеристику компресора. Анализом дијаграма могу да се одреде одступања измерених вредности протока применом две методе.

Испитивање употребних карактеристика клипног компресора методом пуњења резервоара се такође може реализовати и током експлоатације, после одређеног времена употребе на моторном возилу. На тај начин се доприноси бољем дијагностификовању стања клипног компресора у експлоатацији, а то је неопходно са аспекта планирања редовних одржавања. На основу снимљене употребне карактеристике клипног компресора за ваздух у одређеном интервалу експлоатације, може прецизније да се предвиди време између одржавања, чиме се спречавају изненадни откази и њихове последице.

4.2.4 Испитивање ефикасности клипних компресора према стандарду ISO 1217

Испитивање употребних карактеристика истраживаног клипног компресора за ваздух се може реализовати и према условима, који су дефинисани према међународном стандарду ISO 1217. Стандардом су дефинисане методе и услови за испитивање и верификацију конструкције клипних компресора са аспекта захтеваног протока (испоруке) и снаге.

Примена стандарда ISO 1217 за испитивање употребних карактеристика клипног компресора, доприноси проширењу универзалне базе података, а то је значајно са аспекта упоређивања резултата испитивања и због еталонирања.

Стандардом ISO 1217 је прописано да се обавезно мора извршити мерење капацитета, односно запреминског протока ваздуха, притиска ваздуха на уласку и изласку из компресора, рачунање ефикасности компресора, као и снаге у условима без оптерећења.

У случају истраживаног компресора са нормалним усисавањем амбијенталног ваздуха, без принудног усисавања и који погон добија од електромотора, параметри ефикасности се одређују у односу на референтне нормалне радне услове околине (притисак ваздуха на усису).

Испитивање истраживаног клипног компресора за ваздух је реализовано при прецизно дефинисаним и контролисаним радним условима:

- максимални запремински проток ваздуха,
- три или више равномерно распоређених вредности запреминског протока,
- минимални запремински проток ваздуха и
- запремински проток, без оптерећења клипног компресора.

Минимални и максимални запремински проток клипног компресора се одређују на крају испитивања и уписују се у документацију произвођача.

4.2.5 Извештај о испитивању истраживаног клипног компресора

За потребе систематизације резултата и услова испитивања клипних компресора према протоколу, уписују се подаци у табелу 4.1 са следећим садржајем:

Табела 4.1 Садржај извештаја о испитивању истраживаног клипног компресора

Универзитет у Крагујевцу, Факултет инжењерских наука Катедра за моторна возила и моторе, Лабораторија за моторе СУС, Центар за ТИВ Центар за испитивање возила за превоз опасних материја и дијагностику		
Модел испитиваног клипног компресора		
Модел погонског електромотора		
Модел резервоара за ваздух		
Модел мерача протока ваздуха		
Положај серво-вентила		
Запремински капацитет клипног компресора, PDP		
Пречник клипа D [mm]		
Ход клипа S [mm]		
Број цилиндара [-]		
Број обртаја коленастог вратила [o/min]		
Запремински капацитет PDP [l/min]		
Капацитет (испорука) клипног компресора, FAD		
Температура амбијента, лабораторије [°C]		
Релативна влажност ваздуха [%]		
Запремина резервоара за ваздух [l]		
Време пуњења резервоара ваздухом (s)	Тест 1	
	Тест 2	
	Тест 3	
Средње време пуњења резервоара (s) (аритметичка средина или просек)		
FAD [l/min]		
Очитана вредност протока на мерачу [l/min] (при различитим вредностима притиска у резервоару)	При 0,6 МПа	
	При 0,7 МПа	
	При 0,8 МПа	
Средња вредност протока ваздуха [l/min] (аритметичка средина или просек)		
Датум испитивања		
Инсталацију проверио		
Испитивање извршио, потпис и печат		

4.2.6 Начин одређивања механичких губитака истраживаног компресора

За потребе одређивања ефективне, односно погонске снаге истраживаног клипног компресора, неопходно је мерити обртни момент и број обртаја коленастог вратила. Ефективна снага се рачуна применом једначине (3.58).

Индиректно одређивање ефективне снаге истраживаног клипног компресора обухвата одређивање снаге погонског електромотора. Да би се добила погонска снага, треба узети у обзир степен искоришћења погонског електромотора и преносника, ако истраживани компресор није директно повезан са погонским електромотором, према једначини (3.59).

Степен искоришћења истраживаног клипног компресора се може одредити на бази протока (запреминског и масеног) и тада је реч о запреминској ефикасности. На бази енергетских односа у току и на крају процеса компресије ваздуха, могу да се одреде: изентропска, изотермска, механичка и енергетска ефикасност.

Запремински степен искоришћења клипног компресора се може израчунати применом следеће једначине [66]:

$$\eta_V = \frac{FAD}{PDP}, \quad (4.8)$$

где је:

η_V : запремински степен искоришћења клипног компресора [–].

Индикаторски или изотермски степен искоришћења је одређен енергетским губицима због којих су индикаторски рад и индикаторска снага већи од оствареног рада и ангазоване снаге у случају одвијања процеса изотермске компресије гаса у клипном компресору без компресионе запремине, једначина (3.63).

Изотермски степен искоришћења као однос између извршеног рада или ангазоване снаге при изотермској компресији и ефективног рада или снаге, се рачуна применом једначине (3.64). Изотермски степен искоришћења се умањује за вредност губитака политропске компресије.

Изотермски рад који се остварује компримовањем ваздуха у компресору без компресионе запремине се одређује применом једначине (3.67).

Изотермска снага компресије се рачуна применом следеће једначине [66]:

$$P_{it} = \frac{W_{it}}{t} = p_1 \cdot FAD \cdot \ln r, \quad (4.9)$$

где је:

$r = \frac{p_2}{p_1}$: однос притисака у резервоару, на крају и на почетку компресије [–].

Индикаторски рад за компримовање ваздуха током појединачних радних циклуса у цилиндру истраживаног компресора се рачуна применом једначине (3.54).

Индикаторска снага компресора, која је потребна за компримовање ваздуха са притиска околине на радни притисак при константној угаоној брзини, се рачуна применом једначина (3.56 и 3.57).

Ефективна снага клипног компресора је већа од индикаторске снаге за вредност снаге механичких губитака (код мотора СУС је обрнут редослед), једначина (4.10).

$$P_e = P_i + P_m \text{ односно } P_m = P_e - P_i. \quad (4.10)$$

Механички губици су последица трења између делова клипне групе и површине зида цилиндра, чији су узорци предмет триболошких истраживања. Трење у лежајевима је такође узрок појаве механичких губитака итд.

Применом предложених метода испитивања, могу да се одреде вредности механичких губитака клипних компресора за различите конструкције цилиндра. Оптимизација клипног компресора се врши избором конструкције са минималним механичким губицима, што се верификује испитивањем употребних карактеристика.

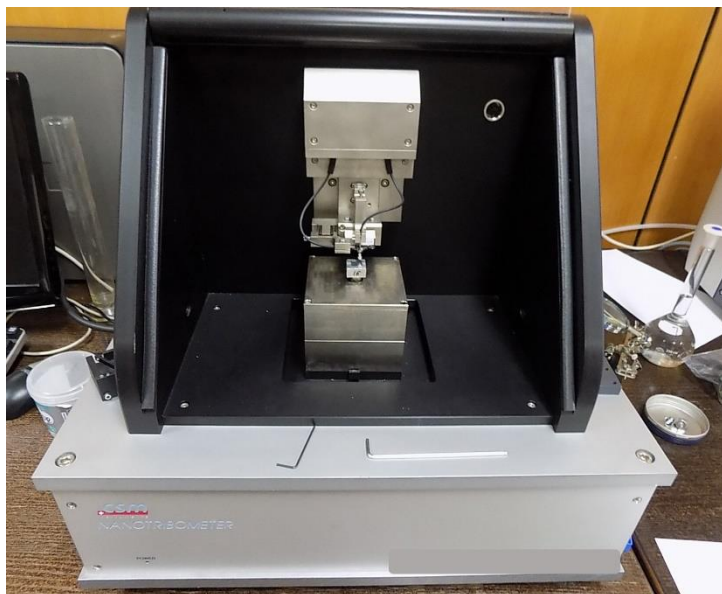
4.3 Мерна опрема за триболошка испитивања материјала цилиндра клипног компресора

4.3.1 Трибометар

Триболошким испитивањима су обухваћени оштећени узорци основног материјала са ојачавачима клизне површине цилиндра клипног компресора, сл. 2.1.а. Триболошки оптимизован цилиндар је део клипног компресора за ваздух у оквиру триболошког пункта за снимање употребних карактеристика у лабораторијским условима. Са циљем да се приближе реални услови који владају у цилиндру, триболошка испитивања су реализована при наизменичном кретању челичне куглице трибометра на плочи од испитиваног материјала.

За правилан избор материјала цилиндра од легуре алуминијума, после испитивања у условима клизања са и без подмазивања, извршена је триболошка карактеризација оштећених и похабаних површина узорака испитиваних материјала. Похабани узорци материјала цилиндра (легура алуминијума са ојачавачима) су триболошки испитивани на трибометру произвођача CSM Instruments, са компјутерском подршком, сл. 4.16.

Триболошка испитивања су реализована уз помоћ опреме на Центру за трибологију, Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.



Сл. 4.16 Фотографија трибометра CSM Instruments са узорком од испитиваног материјала у лабораторији Центра за трибологију

Триболошка испитивања су извршена према стандардној ASTM G133-05 методи при условима амбијента лабораторије. На трибометру је остварен контакт типа куглица трибометра на плочи од узорка испитиваних материјала у условима клизања са и без средства за подмазивање.

Трибометар има могућности за кретање у равни, заменом и додавањем модула за ротационо и линеарно наизменично кретања. Опсег нормалног оптерећења које трибометар подржава при испитивању се налази у границама од $50 \mu\text{N}$ – 1N , са прецизношћу подешавања резолуције од $1 \mu\text{N}$.

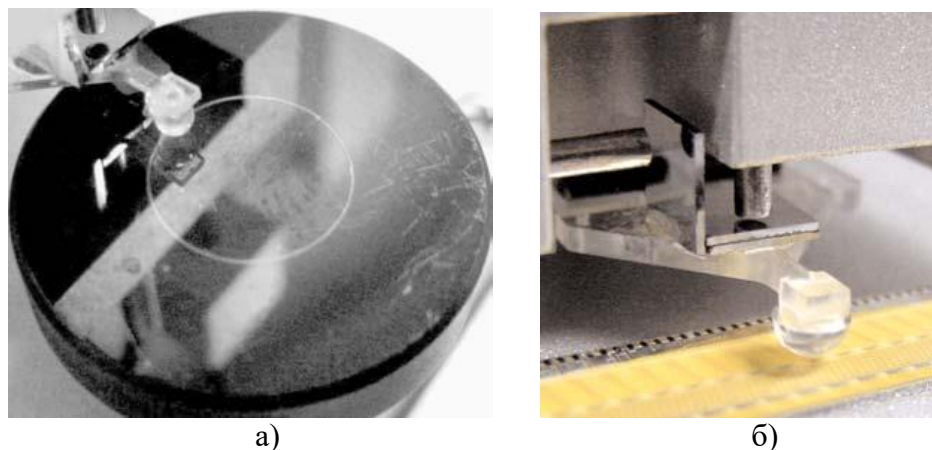
Коришћени рибометар је специфичан, првенствено због опсега у коме се може задати нормално оптерећење, при чему је доња граница вредност од 50 μm .

Са трибометром је могуће мерити дубине продирања куглице у испитивани узорак материјала у мерном опсегу од 20 nm – 100 μm . Прецизност мерења дубине продирања куглице трибометра је 20 nm.

Трибометром могу да се испитују и узорци материјала различитих димензија. У току испитивања се мењају оптерећење и брзина клизања на површини узорка од испитиваних материјала, као и сам материјал. Триболошко испитивање материјала је извршено у условима са и без подмазивања, при чему је подмазивање реализовано наношењем мазива микропипетом на површину узорка материјала који се испитује.

На коришћеном трибометру се поред модула за нормално оптерећење могу монтирати и различите модули за кретање, сл. 4.17. Са модулом за кружно кретање могуће је подешавати брзину и полупречник ротације и број пролаза. Брзина ротације се може подесити у опсегу од 1 o/min – 100 o/min, док се полупречник ротације може мењати у опсегу од 30 μm – 10 mm, са прецизношћу подешавања од 3 μm . Модул за линеарно наизменично кретање дозвољава ход од 10 μm – 500 μm са прецизношћу од 250 nm и са фреквенцијом од 0,01 Hz – 10 Hz, при чему се траг хабања оставља у оба смера.

Код трибометра се посредством механизма са куглицом која је причвршћена на круту полуку, задата сила преноси нормално на површину узорка који се испитује, 4.18.а. Коефицијент хабања материјала се израчунава на основу губитка запремине. Овакав начин подржава испитивање трења и хабања различитих комбинација узорака материјала са или без подмазивања. При томе, подешавање параметара испитивања, као што су брзина, учесталост, контактни притисак, време трајања и услови испитивања (температура, влажност ваздуха и подмазивање) омогућава да се прецизније симулирају реални радни услови при којима настаје хабање површина у клизном контакту.

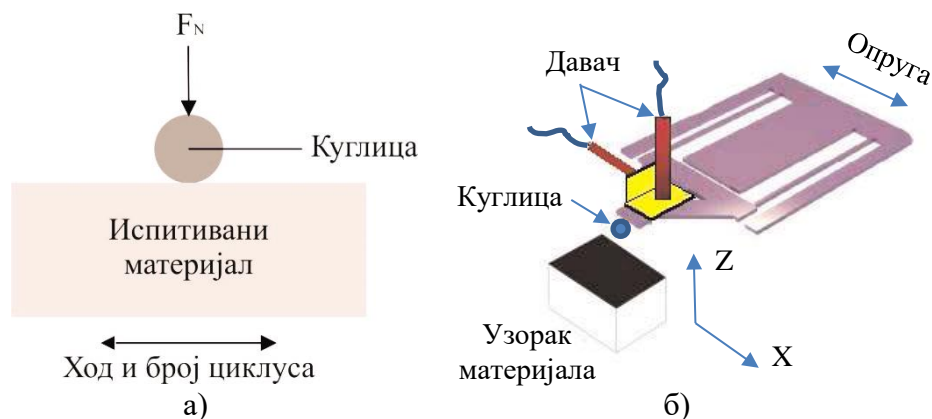


Сл. 4.17 Фотографија трибометра са модулима за испитивање
а) ротационог и б) линеарног наизменичног кретања

Такође, још једна карактеристика трибометра је могућност да се испитивање може аутоматски зауставити када вредност коефицијента трења достигне одређену (задату) граничну вредност или када се постигне одређени, задати број циклуса. Трибометар се за потребе испитивања, опционо може опремити и изолованим простором са контролисаном атмосфером и у том случају је могуће контролисати влажност, као и састав ваздуха.

Трибометар на коме су реализована триболошка испитивања је опремљен са модулом за линеарно наизменично кретање и давачем за мерење дубине продирања куглице у материјал који се испитује у реалном времену. На тај начин су добијени подаци о зависности параметара хабања од времена испитивања, сл. 4.18.б.

Триболошка испитивања су реализована путем оптерећења испитиваног материјала у облику плоче модулом за линеарно наизменично кретање са контра-телом облика куглице причвршћене на конзоли трибометра, сл. 4.18.б.



Сл. 4.18 Трибометар: а) контактна геометрија између куглице и узорка материјала
б) модул за линеарно наизменично кретање са контра-телом у облику куглице

Трибометром са модулом за линеарно наизменично кретање куглице се симулира такође наизменично кретање између два материјала у клизном контакту. Као што је већ објашњено, слични радни услови важе у оквиру истраживаног трибо-механичког система клипа-клипних прстенова и зида цилиндра клипног компресора, чији се материјал триболошки испитује. Коefицијент трења се мери у оба смера при наизменичном клизању куглице трибометра на површини узорка материјала. Софтвер трибометра генерише податке у вези са контактним притиском и параметрима хабања узорка. Наизменично кретање је применљиво код одређивања статичког коefицијента трења, док се у динамичким условима, кинетички коefицијент трења одређује са ротационим модулом трибометра типа осовиница на диску.

Трибометар је опремљен наменским софтверским пакетом, са различитим могућностима за обраду и приказ резултата испитивања. Софтвер који подржава коришћени трибометар, на тржишту има комерцијални назив TriboX 2.9.0. Генерално, неке од специфичних могућности овог софтвера су следеће:

- могућност приказивања вредности коefицијента трења и дубине продирања,
- лако подешавање параметара у току испитивања: брзина клизања, фреквенција, број пролаза, гранична вредност коefицијента трења, температура и време,
- аутоматско израчунавање средње вредности коefицијента трења и паралелно стандардног одступања и максималних и минималних вредности,
- уношење информација које се односе на врсту материјала, хемијски састав, назив произвођача, димензије, врсту средства за подмазивање итд.,
- приказивање резултата са додатним подацима, као што су температура и влажност ваздуха приликом испитивања,
- прорачун параметара хабања материјала испитиваног узорка материјала и куглице трибометра и
- прорачун контактне притиска и експортовање података у ASCII формату.

4.3.2 Оптички микроскоп за триболошку карактеризацију похабаних површина

За триболошку карактеризацију и мерење трагова хабања на оштећеним површинама, са циљем одређивања карактеристичних величина хабања испитиваних материјала је коришћен микроскоп. Микроскоп је опремљен одговарајућим софтвером, који је препознатљив са комерцијалним називом SEM (енгл. SEM - Scanning Electron Microscope) произвођача Meiji Techno Co., Ltd., сл. 4.19. Опрема микроскопа укључује илуминатор и професионалну камеру са пратећим комерцијалним софтвером.



Сл. 4.19 Оптички микроскопи у Центру за трибологију на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу; алатни (лево) и металуршки (десно)

У оквиру Центра за трибологију, у складу са величином испитиваних узорка материјала, на располагању су алатни и металуршки микроскоп. Алатни микроскоп има могућност подешавања висине оптичког дела микроскопа, а самим тим има и могућност анализе узорка већих димензија. Металуршки микроскоп, за разлику од алатног, има могућност осветљења узорка са доње стране. Микроскопи су опремљени објективима различитих увећања: 5x, 10x, 20x, 50x и 100x. Такође, микроскопи су опремљени са одговарајућим филтрима, чијом је интеграцијом остварен бољи приказ похабаних површина.

Пратећи софтвер микроскопа има довољно могућности за обраду и анализу добијених снимака. Претходном калибрацијом микроскопа са одговарајућим објективом се пружа могућност идентификације различитих појава и процеса на површини испитиваног, односно оштећеног и похабаног материјала. Мерења су извршена на површинама узорка који су правилног геометријског облика.

Потпунија анализа оштећених похабаних узорка од испитиваног материјала у карактеристичним областима је извршена на основу микрографа и хемијског састава њихове површине. Анализа је остварена применом методе спектроскопије материјала EDS (енгл. EDS - Energy Dispersive Spectroscopy). Ова метода у суштини обухвата изложеност одређених области на оштећеној површини материјала који је испитиван, електромагнетном зрачењу. Тим путем је формиран систем SEM/EDS, односно систем Phenom ProX Desktop SEM са могућношћу примене EDS.

4.3.3 Хемијски састав испитиваних материјали и припрема површина за испитивање

Испитивани материјал реконструисаног цилиндра клипног компресора је у основи од (Al–Si) легуре (EN AlSi10Mg) следећег хемијског састава: Al – 9,8Si – 0,48Fe – 0,1Cu – 0,2Mn – 0,3Mg – 0,08Zn – 0,05Ti [mas. %]. Производња цилиндра је реализована методом ливења у песку уз примену наизменичних термичких обрада, прво контролисаним загревањем до 540 °C интензитетом од 35 °C/h, а затим хлађењем у води и накнадним загревањем до температуре од (160 ± 5) °C која се затим одржава константном наредних 6 h, после чега се одливак постепено хлади на ваздуху [11, 63].

Хемијски састав испитиваних материјала ојачавача клизне површине зида цилиндра је легура алуминијума са следећим хемијским саставом: Fe – 1,2C – 1,5Mn – 1,3Cr – 0,3Ni [mas. %] [11, 63].

Базна конструкција цилиндра клипног компресора, пре реконструкције је израђивана од легуре сивог лива SL 26 чији је хемијски састав следећи: Fe – 3,18C – 2,17Si – 0,60Mn – 0,7P – 0,37Cr [mas. %].

Узорци материја за испитивање на трибометру су добијени поступком сечења цилиндра у равни која је нормална на раван дуж уздужне осе цилиндра. Димензије узорака су 6,35 × 15,75 × 10,16 mm.

Механичка обрада узорака је прво извршена брусним SiC папиром са гранулама величине P800 и P1200, а затим је извршено чишћење са етил-алкохолом у ултразвучној кади, у трајању од 30 min и чишћење памучном крпом и етил-алкохолом. На тај начин је обезбеђена чистоћа и почетна храпавост узорака од $R_a = 0,3 \mu\text{m}$.

Куглица трибометра, којом се остварује клизни контакт са испитиваним материјалима је израђена од комерцијалног Al_2O_3 и пречника је 1,5 mm.

4.4 Експериментални поступак триболошких испитивања

Као што је већ објашњено, предмет триболошких истраживања су узорци клизне површине цилиндра клипног компресора од легуре алуминијума са ојачавачима.

Испитивање је извршено на линеарном наизменичном модулу (линеарни мод аквизиције) трибометра типа куглица на плочи, при различитим оптерећењима и брзинама клизања. Испитивања су реализована у условима са и без средства за подмазивање, чији је утицај разматран независно. У току триболошких испитивања мерене су вредности коефицијента трења и хабања за три различите вредности нормалне силе: (0,3; 0,6 и 0,9 N) и брзине клизања (3; 9 и 15 mm/s). Испитивање је вршено са 500 контактних циклуса (енгл. lap или лап број), при сваком режиму испитивања, а то одговара растојању, односно путу клизања од 1 m, при чему је половина амплитуде 0,5 mm. Аквизиција података је реализована при фреквенцији од 50 Hz. У току испитивања, температура околине је одржавана у опсегу (21 ± 2) °C, док је влажност ваздуха износила 45%.

На сваком режиму, за снимање вредности коефицијента трења у јединици времена је коришћен наменски пакет софтвера за аквизицију података комерцијалног назива TriboX 2.9.0. После испитивања на сваком режиму, узорак је фотографисан са оптичким микроскопом SEM. Хабање клизне површине испитиваног материјала је процењивано мерењем дубине продирања и прецизним мерењем димензија похабаних слојева (фотографисаних трагова хабања), помоћу софтвера за обраду фотографија Infinity Analyze. Запремина трагова хабања и степени хабања су израчунавани за сваки режим према условима стандарда ASTM G133-05) за пређени пут од 1 m.

Похабана запремина на површини узорка је рачуната за максималну вредност дубине продирања куглице, за сваки тест, после пређеног пута од 1 m, док је степен хабања рачунат применом једначине (4.1). При томе је претпостављено да похабана запремина одговара равном сегменту материјала, а похабана запремина је оивичена правоугаоником и подељена је на сегменте правилног геометријског облика.

Током испитивања је претпостављено да је хабање куглице трибометра занемарљиво, хаба се површински слој. Куглица је наизменично, у току испитивања према режиму прелазила преко основног материјала и материјала ојачавача, што одговара реалним радним условима у цилиндру. На тај начин су снимљене вредности коефицијента трења у функцији од броја циклуса наизменичног клизања и пређеног пута, за све режиме испитивања, у зависности од брзине клизања и оптерећења. Снимане су и карактеристичне фотографије хабања основног материјала и ојачавача.

4.5 Резултати триболошких испитивања материјала у условима без подмазивања

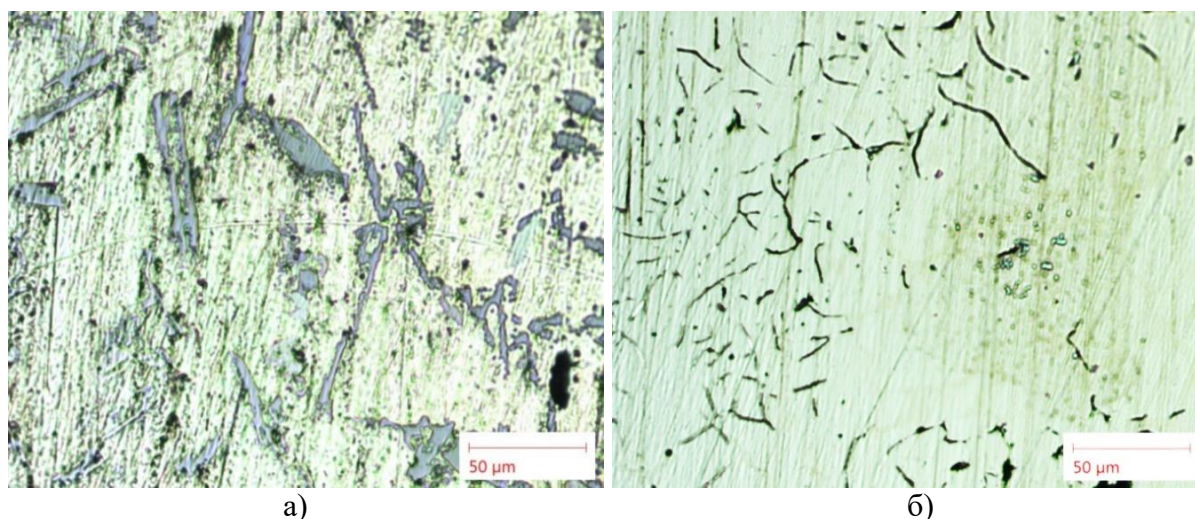
4.5.1 Карактеристике основног материјала и ојачавача – SEM/EDS анализа

Триболошка испитивања су извршена са узорцима материјала цилиндра клипног компресора од (Al-Si) легуре са ојачавачима на бази гвожђа, сл. 4.20.а. Други тип конструкције цилиндра чија је унутрашња површина модификована са истопљеним материјалом применом технологије спреј поступка у атмосферским условима је већ испитивана, о чему постоје подаци у литератури, сл. 4.20.б [11, 63].



Сл. 4.20 Фотографије цилиндара клипног компресора: а) са дискретним чеповима сферног облика (нодула) и б) са формираном превлаком спреј поступком

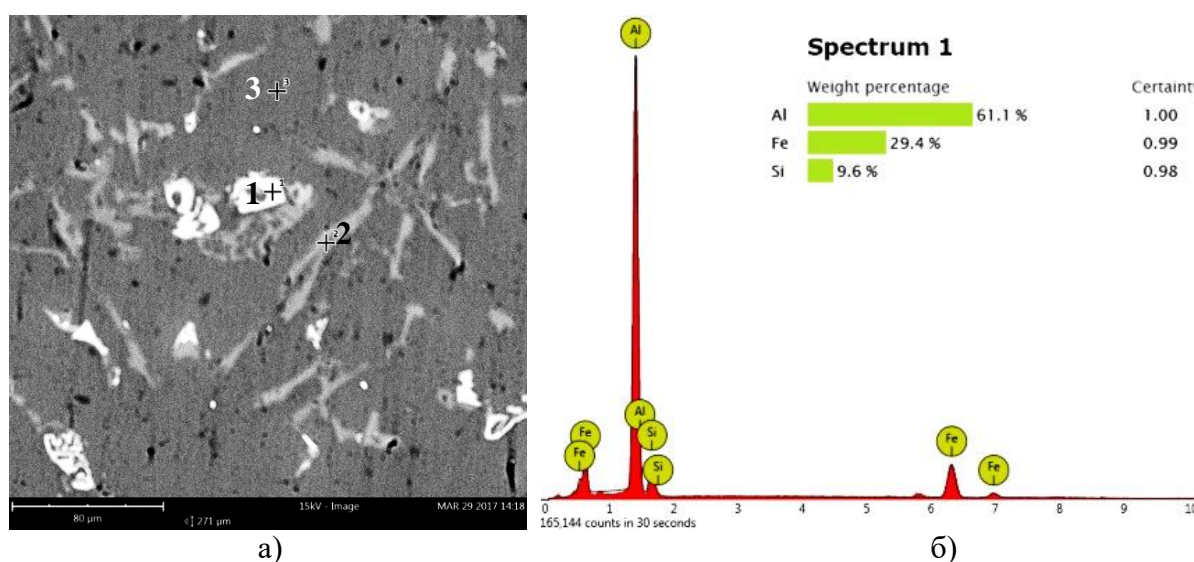
На, сл. 4.21.а је дат оптички приказ микроструктуре материјала цилиндра са металном основом од легуре алуминијума. Сиве фазе на површини представљају еутектички силицијум. На сл. 4.21.б је дат оптички приказ материјала триболошких укључака од ливеног гвожђа као ојачавача (триболошки чепови сферног облика). Анализом микроструктуре закључено је да црне линије не представљају микронапрстине у материјалу, већ трагове графита у ливеном гвожђу.



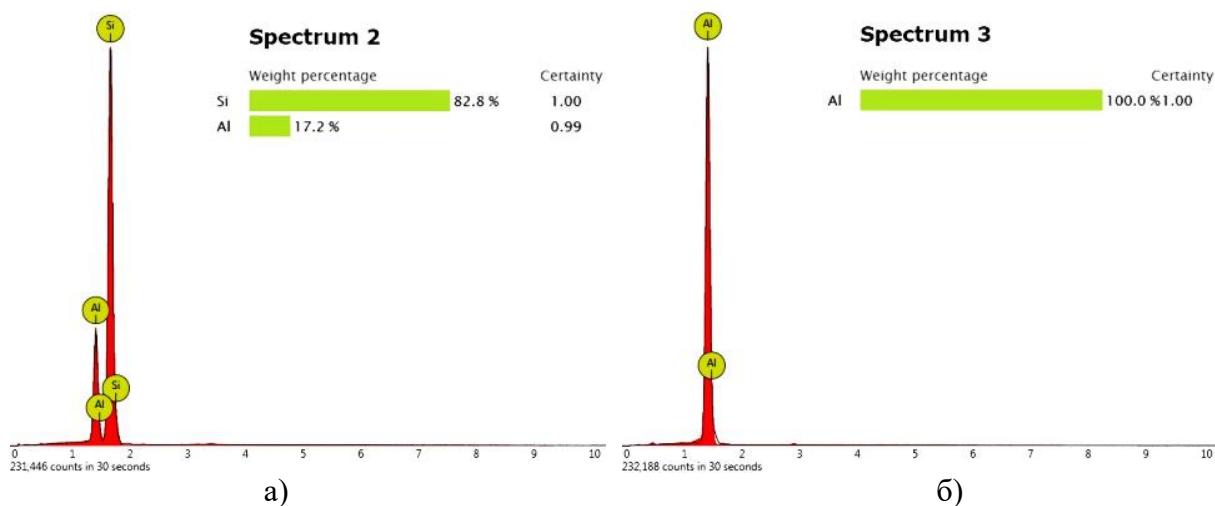
Сл. 4.21 Оптички приказ: а) материјала основе цилиндра од легуре алуминијума и б) материјала ојачавача на бази гвожђа

На сл. 4.22.а је приказан микрограф добијен SEM анализом материјала основе цилиндра од легуре алуминијума, са означеним издвојеним карактеристичним тачкама. На основу EDS анализе у карактеристичним тачкама материјала (различити спектри), уочено је присуство три фазе.

Прва фаза беле боје на сл. 4.22.а је репрезентована са тачком 1 и представља алуминијум (61,1%) са присуством честица гвожђа (29,4%) које су заробљене у алуминијуму током процеса млевења, сл. 4.22.б. Друга фаза репрезентована са тачком 2 на сл. 4.22.а је сиве боје и представља еутектички силицијум (82,8%), као саставни елемент легуре алуминијума, који је заступљен са (17,2%), сл. 4.23.а. Трећа фаза је репрезентована тачком 3 на сл. 4.22.а и представља зону која је тамно сиве боје, а то указује на присуство чистог алуминијума (100%), као што се и може уочити анализом сл. 4.23.б.

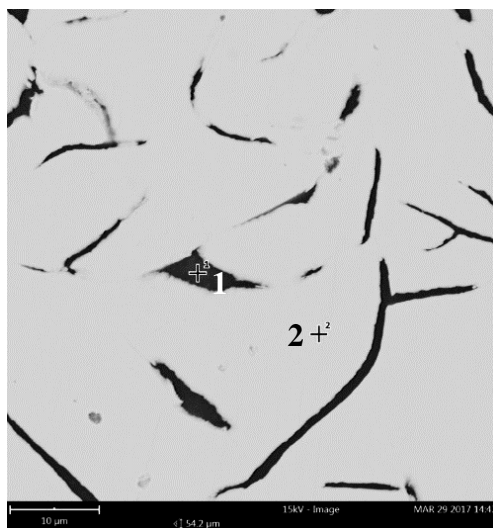


Сл. 4.22 а) SEM микрограф узорка основног материјала са три карактеристичне тачке б) EDS анализа карактеристичне тачке 1 на микрографу узорка основног материјала



Сл. 4.23 а) EDS анализа карактеристичне тачке 2 на микрографу основног материјала
 б) EDS анализа карактеристичне тачке 3 на микрографу основног материјала

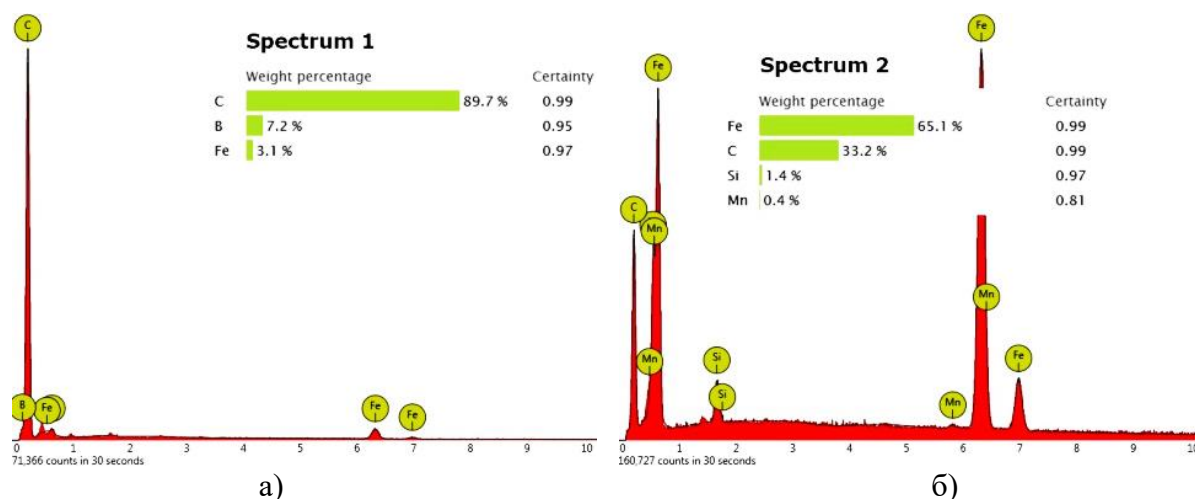
На сл. 4.24. је приказан снимљен микрограф који је добијен SEM анализом узорка оштећеног материјала ојачавача од ливеног гвожђа. Анализом узорка оштећеног материјала је утврђено да постоје две фазе у оквиру микроструктуре материјала.



Сл. 4.24 SEM микрограф узорка материјала ојачавача на коме су означене две карактеристичне тачке

Црне области које су представљене карактеристичном тачком 1 означавају израженије присуство, односно трагове графита у оштећеном материјалу. Применом EDS анализе утврђен је садржај од (89,7%) графита, сл. 4.25.а. Такође се уочава и присуство трагова бора (7,2%) и гвожђа (3,1%) на узорку оштећеног материјала ојачавача.

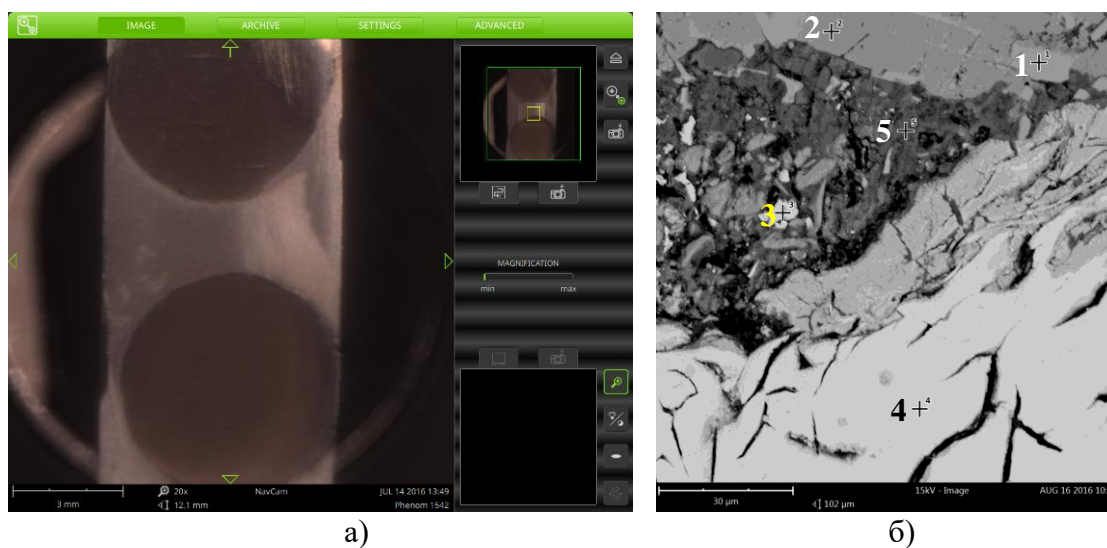
Трагови графита у ливеном гвожђу се издвајају и јасно се уочавају на снимљеном микрографу материјала ојачавача на сл. 4.25.б. Беле зоне, тачка 2 на микрографу ојачавача, према сл. 4.24, представљају чисто гвожђе (65,1%), без обзира што је у њему присутан и графит (33,2%), као што је утврђено EDS анализом, сл. 4.25.б. Присуство трагова графита преко површине материјала у другој фази је последица процеса млевења и полирања. У области које су означене тачком 2 уочава се још и присуство силицијума (1,4%) и мангана (0,4%).



Сл. 4.25 а) EDS анализа карактеристичне тачке 1 на микрографу материјала ојачавача
 б) EDS анализа карактеристичне тачке 2 на микрографу материјала ојачавача

4.5.2 Карактеристике испитиваних материјала у прелазној зони – SEM/EDS анализа

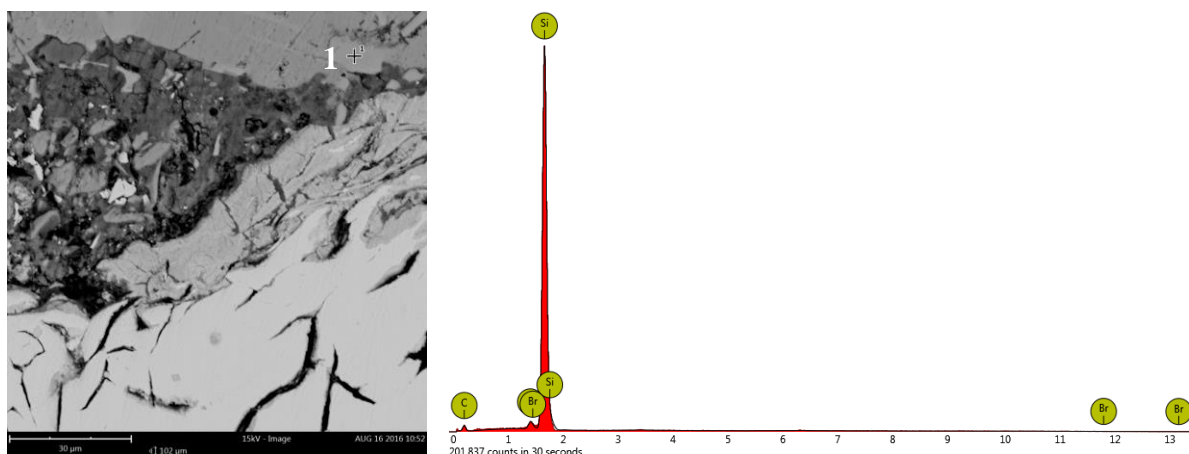
На сл. 4.26.а је приказана фотографија карактеристичног узорка материјала за EDS анализу. Уочава се карактеристична прелазна зона између материјала ојачавача и основног материјала зида цилиндра. На сл. 4.26.б је приказан микрограф који је добијен снимањем карактеристичне прелазне зоне између два материјала.



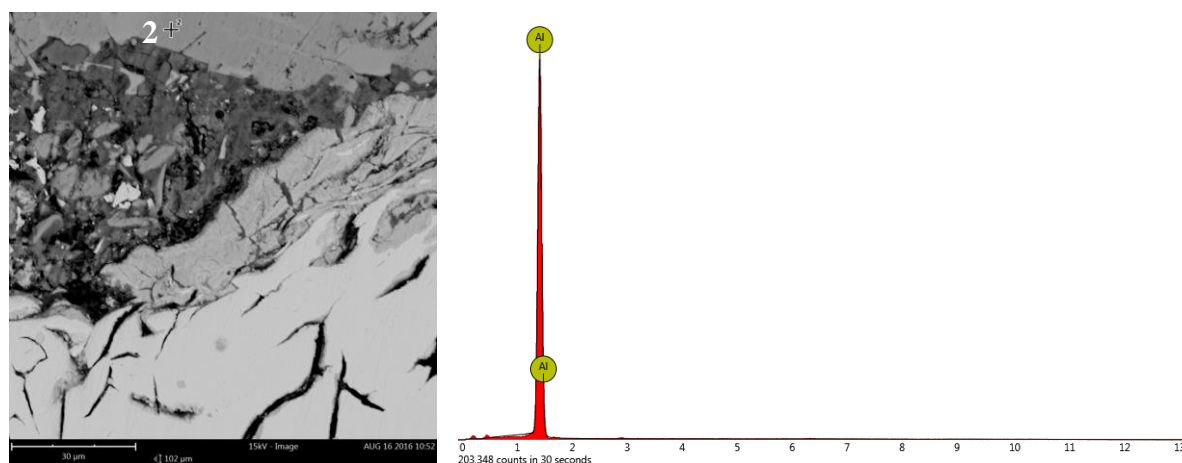
Сл. 4.26 а) Фотографија узорка цилиндра од два материјала за EDS анализу и
 б) SEM микрограф прелазне зоне цилиндра са пет означених карактеристичних тачака

На микрографу прелазне зоне између основног материјала и ојачавача означено је пет карактеристичних тачака, где је извршена EDS анализа, чији су резултати приказани на сл. од 4.27 до сл. 4.31.

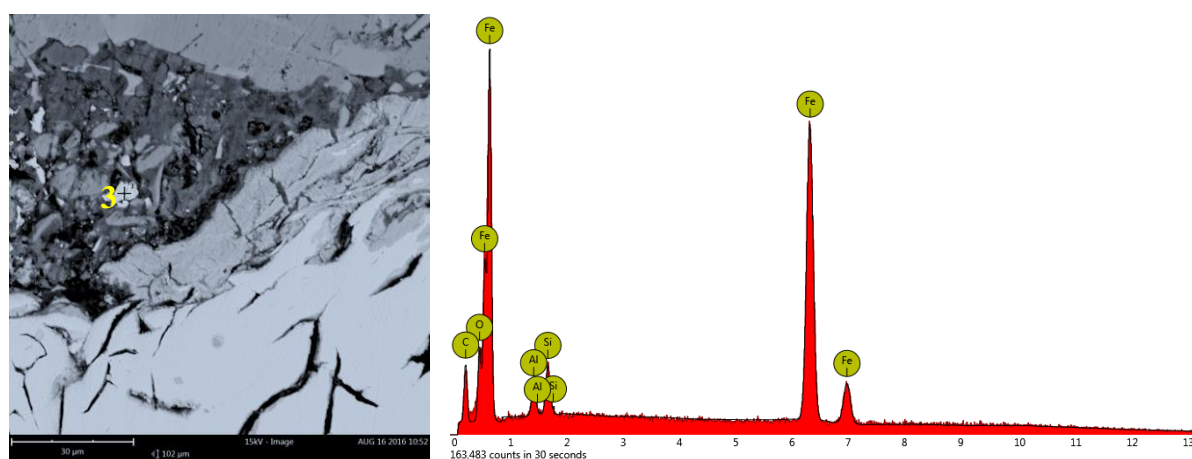
Према EDS анализи у тачки 1 на микрографу узорка испитиваног материјала, светло сива зона представља еутектички силицијум (конституент легуре алуминијума) у ламеларном облику са укључцима од графита, сл. 4.27. Тамно сива зона у тачки 2 представља алуминијум, сл. 4.28. Бела ламела у тачки 3 представља честице ливеног гвожђа у легури алуминијума са графитом, а то је последица процеса мљења, сл. 4.29.



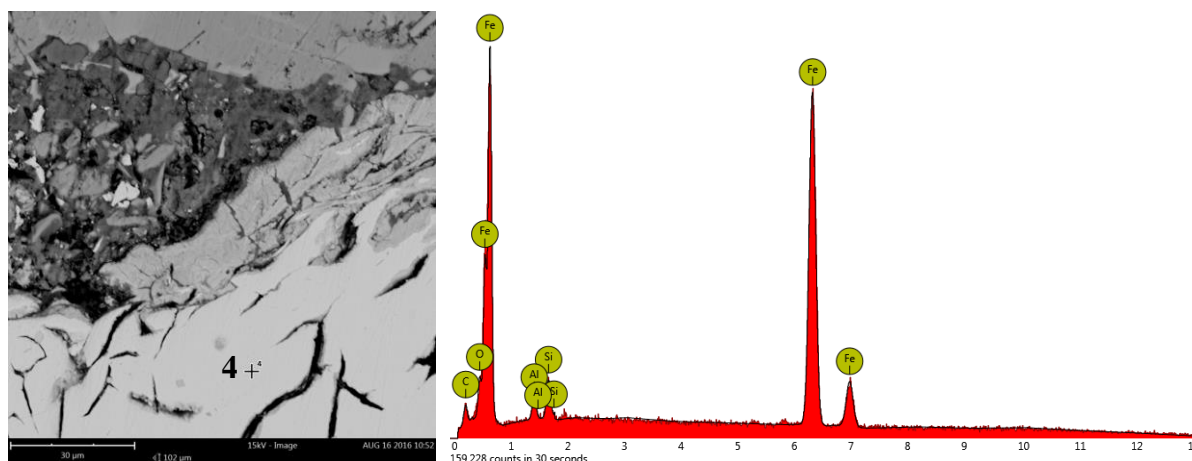
Сл. 4.27 SEM/EDS анализа карактеристичне тачке 1 на сл. 4.26.б у прелазној зони између два материјала; Атоми: C = 49,8%; Si = 49,4% и Br = 0,8%



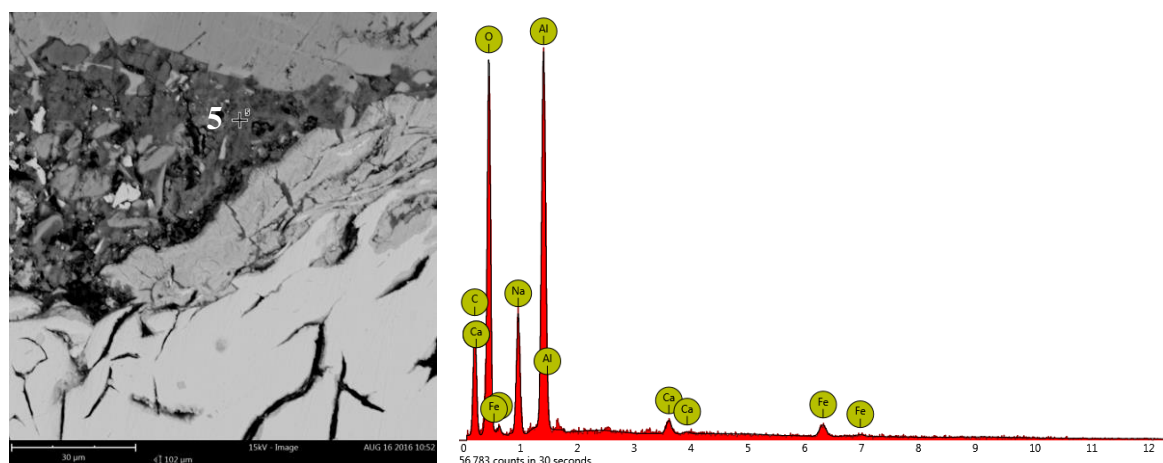
Сл. 4.28 SEM/EDS анализа карактеристичне тачке 2 на сл. 4.26.б у прелазној зони између два материјала; Атоми: Al = 100%



Сл. 4.29 SEM/EDS анализа карактеристичне тачке 3, сл. 4.26.б у прелазној зони између два материјала; Атоми: C = 41,6%; Fe = 38,7%; O = 14,8%; Si = 2,7% и Al = 2,3%



Сл. 4.30 SEM/EDS анализа карактеристичне тачке 4, сл. 4.26.б у прелазној зони између два материјала; Атоми: Fe = 64,5%; C = 19%; O = 10,3% Si = 3,5% и Al = 2,6%

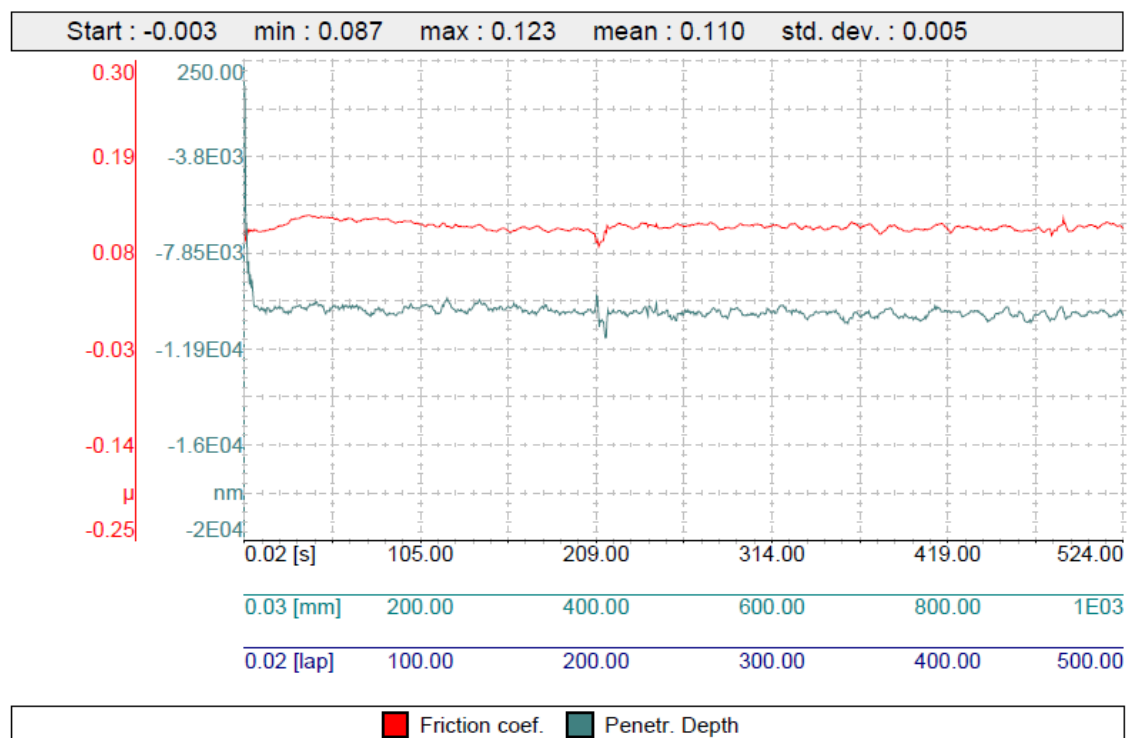


Сл. 4.31 SEM/EDS анализа карактеристичне тачке 5, сл. 4.26.б у прелазној зони; Атоми: O = 45,7%; C = 39,8%; Al = 8,6% Na = 4,9%; Fe = 0,7% и Ca = 0,3%

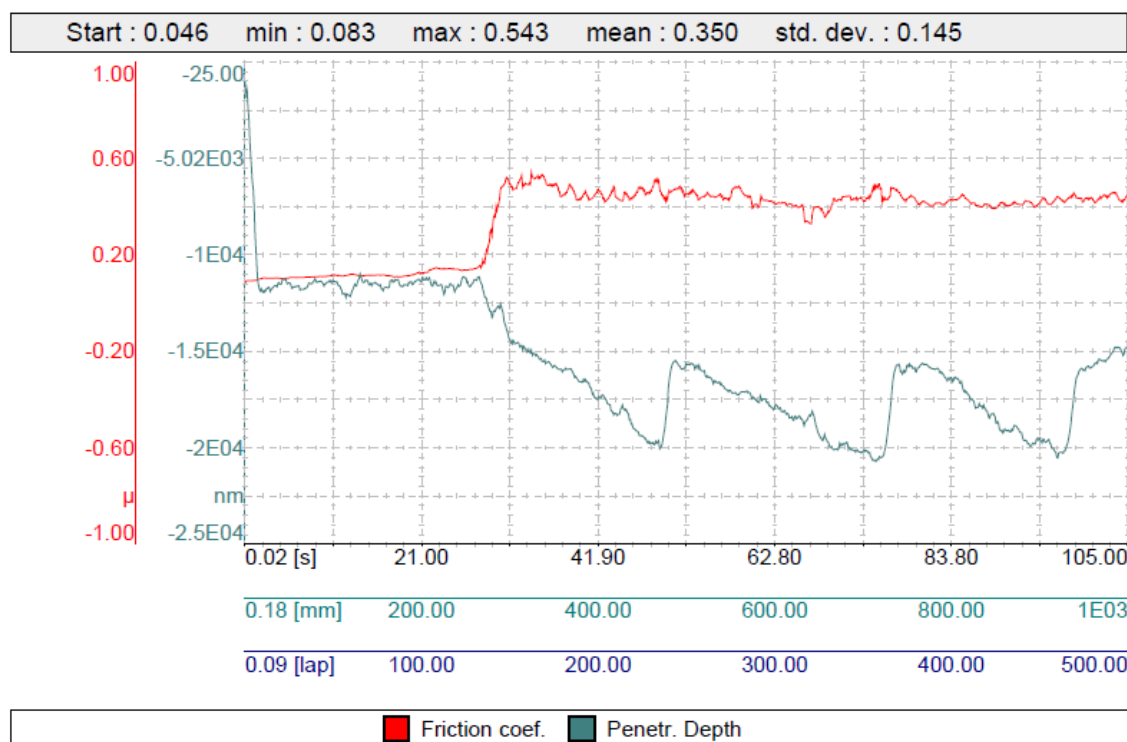
Бела фаза на микрографу у тачки 4 на сл. 4.30 углавном представља оксид гвожђа унутар материјала ојачавача. Снимљено је и присуство трагова графита. Овај феномен је уочен и снимљен на свим узорцима од испитиваног материјала ојачавача. Црна фаза која се јасно може уочити на микрографу на сл. 4.31, представља графит. Веће присуство графита у тачки 5 је такође последица процеса млевења и чишћења површине испитиваног материјала у току припреме узорака за испитивање на трибометру.

4.5.3 Коефицијент трења и дубина продирања основног материјала цилиндра на ниском оптерећењу при минималној и максималној брзини клизања

Резултати триболошких испитивања при ниском оптерећењу, прво на нижој, а затим при већој брзини клизања су приказани на сл. 4.32.а за легуру алуминијума (Al-Si), односно за основни материјал цилиндра клипног компресора и на сл. 4.32.б за ојачавач. Снимљени сигнали у току испитивања узорака материјала су прво филтрирани, а затим су резултати приказани на дијаграму, као функција промене вредности коефицијента трења и дубине продирања (на ординатама) у зависности од времена, броја циклуса и пута клизања.



a)



б)

Сл. 4.32 Вредности коефицијента трења и дубине продирања у функцији од пута клизања, времена и броја циклуса клизања при испитивању основног материјала на ниском оптерећењу и при различитим брзинама клизања; а) 0,3 N и 0,003 m/s; и б) 0,3 N и 0,015 m/s

Резултати испитивања основног материјала од легуре алуминијума на ниском оптерећењу, при нормалној сили 0,3 N и брзини клизања од 0,003 m/s, показују да коефицијент трења и дубина продирања имају релативно константне и стабилне вредности. Средња вредност коефицијента трења је 0,110 (сл. 4.32.а).

При већој брзини клизања од 0,015 m/s, коефицијент трења прво интензивно расте током клизања и после пређеног пута од око 0,3 m достиже устаљену средњу вредност, сл. 4.32.б. Ако се упореде оба случаја, постигнуто је више различитих вредности коефицијента трења, у зависности од брзине клизања. Повећање брзине клизања у условима малог и константног оптерећења резултира повећањем максималне (0,123 – 0,543), као и средње вредности коефицијента трења (0,110 – 0,350). Сличан механизам трења је снимљен при условима са већим оптерећењем материјала [60].

При испитивању материјала са већом брзином клизања од 0,015 m/s, снимљене су веће вредности дубине продирања, сл. 4.32.б у поређењу са вредностима при нижем оптерећењу узорка материјала, сл. 4.32.а. Такође, на дијаграму се може уочити интензивнија промена вредности дубине продирања, због неравномерног хабања материјала узорка при већој брзини клизања, сл. 4.32.б. Основни разлог за ову појаву је интензивнији пренос испитиваног материјала мање тврдоће (легура алуминијума) на куглицу трибометра која је од материјала веће тврдоће.

4.5.4 Коефицијент трења и дубина продирања материјала ојачавача цилиндра на ниском оптерећењу при минималној и максималној брзини клизања

Средња вредност коефицијента трења (0,285) материјала за ојачање зида цилиндра, која је снимљена при испитивању са мањом брзином клизања од 0,003 m/s, је већа, сл. 4.33.а, у односу на компарабилну вредност (0,110), која је добијена при испитивању основног материјала цилиндра при истим условима, сл. 4.32.а.

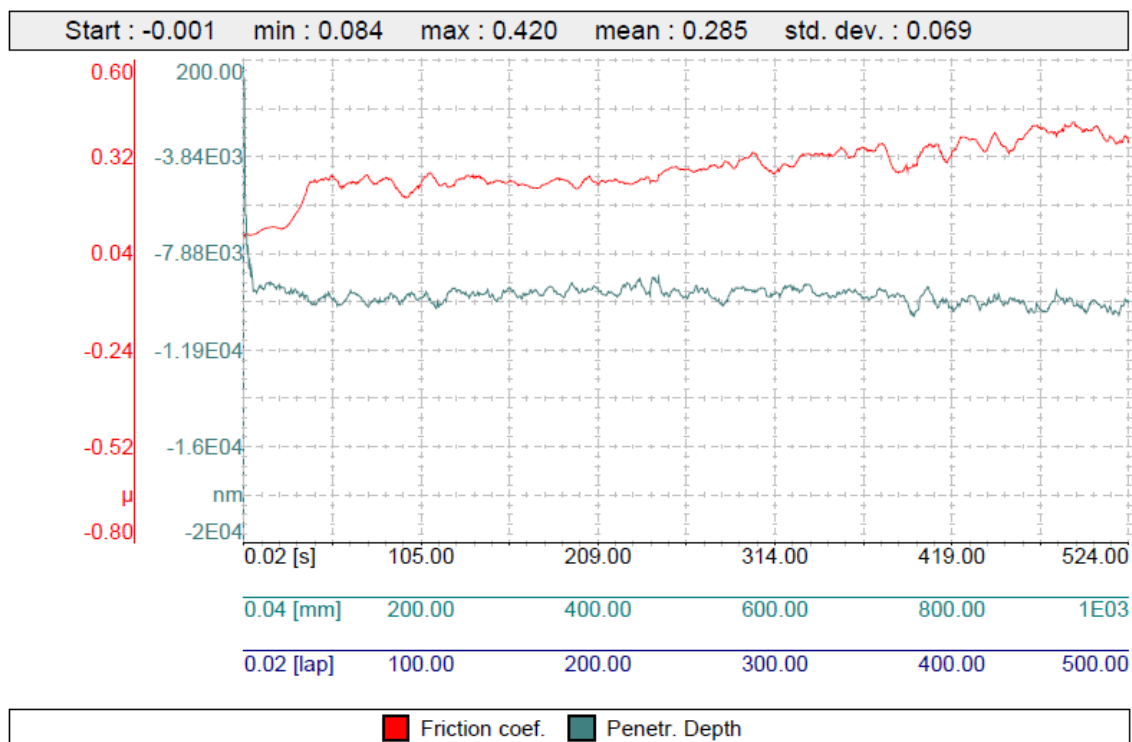
Међутим, супротан закључак важи за резултате који су добијени при испитивању материјала за ојачање цилиндра, при већој брзини клизања од 0,015 m/s. У овом случају, средња вредност коефицијента трења (0,232), као и максимална вредност (0,295), сл. 4.33.б за материјал ојачавача су мање у поређењу са вредностима које су снимљене испитивањем основног материјала (0,350) и (0,543), сл. 4.32.б.

При већој брзини клизања, вредност коефицијента трења прво расте са пређеним путем клизања, а затим после пређеног пута од приближно 0,3 m се достиже константна средња вредност коефицијента трења, слика 4.33.б.

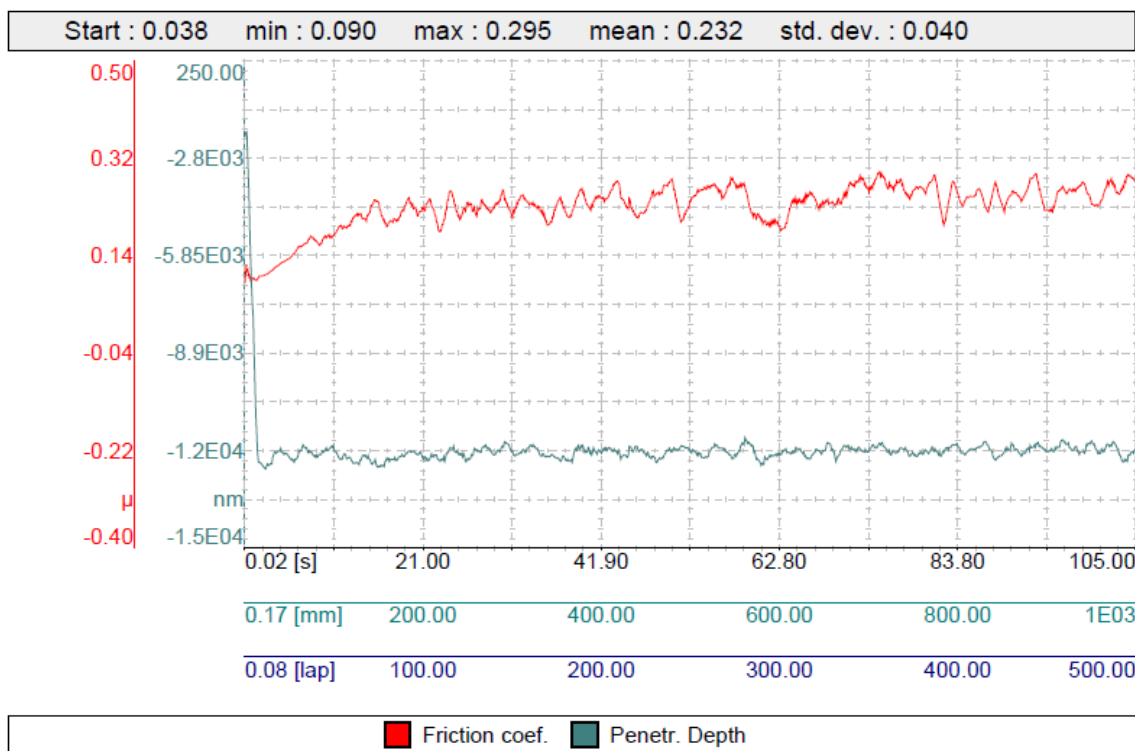
Према резултатима испитивања узорка материјала ојачавача који су приказани на сл. 4.33, вредност дубине продирања куглице трибометра у материјал ојачавача је константна без израженијих осцилација. Међутим, то није случај са узорком основног материјала зида цилиндра при испитивању са већом брзином клизања од 0,015 m/s. У конкретном случају су снимљене израженије осцилације вредности дубине продирања у основни материјал цилиндра, што није пожељно, сл. 4.32.б.

Чињенице су да је у току испитивања материјала основе цилиндра снимљен пренос материјала, нарочито при већим брзинама. При испитивању материјала за ојачање зида цилиндра од ливеног гвожђа није уочен значајнији пренос материјала на куглицу трибометра. Закључак је формиран анализом микрографа оштећених површина после триболошких испитивања, сл. 4.34 и сл. 4.35. У суштини, због веће чврстоће материјала ојачавача у односу на материјал основе цилиндра, материјал ојачавача није подложен појави пластичних деформација.

Материјал ојачавача није подложен адхезивном хабању (лепљење), сл. 4.35, као што је случај са материјалом основе цилиндра, на чијем се микрографу јасно уочавају трагови адхезије, сл. 4.34, која је интензивнија са већом брзином клизања, сл. 4.34.б.



a)



б)

Сл. 4.33 Вредности коефицијента трења и дубине продирања у функцији од пута, времена и броја циклуса клизања при испитивању материјала ојачавача на ниском оптерећењу и при различитим брзинама клизања; а) 0,3 N и 0,003 m/s; и б) 0,3 N и 0,015 m/s

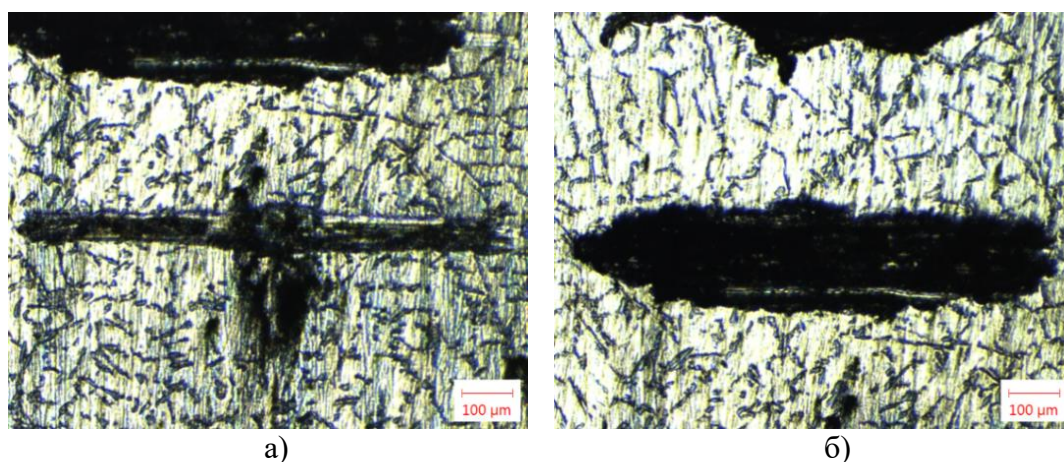
На слици 4.35 су приказани микрографи оштећених површина узорка ојачавача. На микрографима се уочавају паралелне линије једнаке дужине, због абразивног хабања, које нису уочљиве при испитивању материјала основе цилиндра, сл. 4.34. При истом оптерећењу, процес адхезије је израженији при већој брзини клизања, сл. 4.34.б.

Генерално, снимљене осцилације вредности дубине продирања, због појаве интензивнијег хабања материјала основе цилиндра од легуре алуминијума су последица интензивног преноса материјала испитиваног узорка на куглицу трибометра чији је материјал веће тврдоће, сл. 4.34. Сличан феномен је снимљен при другим режимима оптерећења материјала, што је приказано у оквиру литературе [60].

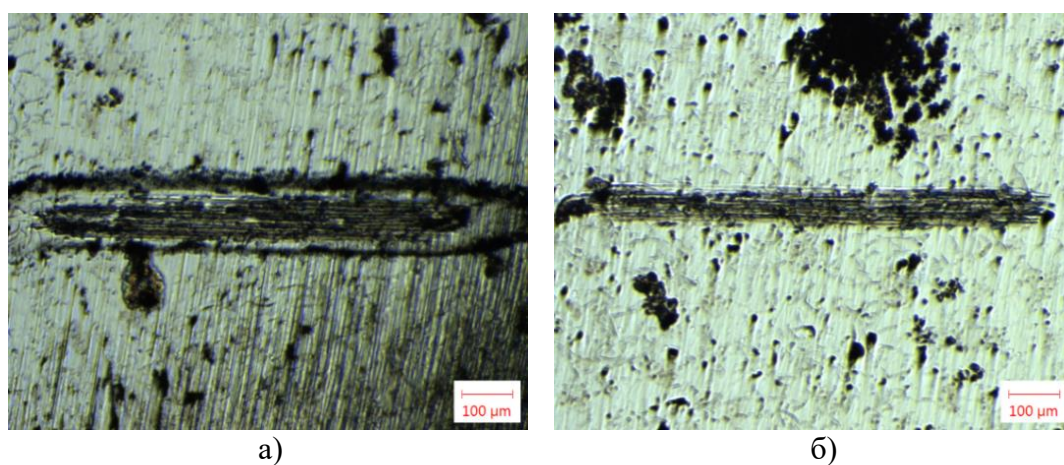
4.5.5 Микроскопска анализа трагова хабања на оштећеним површинама испитиваних материјала при мањој брзини клизања

Карактеристични микрографи оштећених површина узорка испитиваних материјала су приказани на сл. 4.34 и 4.35 за материјале цилиндра и ојачавача.

Због појаве преноса и лепљења материјала, снимљени су трагови адхезивног хабања на површини основног материјала, сл. 4.34. Трагови адхезивног хабања се уочавају и на површини куглице трибометра, сл. 4.36. Трансфер материјала је уочљивији при већој брзини клизања, при испитивању основног материјала, сл. 4.36.б.



Сл. 4.34 Микрографи површине материјала основе цилиндра после испитивања клизањем: а) 0,3 N и 0,003 m/s; и б) 0,3 N и 0,015 m/s



Сл. 4.35 Микрографи површине материјала ојачавача после испитивања клизањем а) 0,3 N и 0,003 m/s; и б) 0,3 N и 0,015 m/s

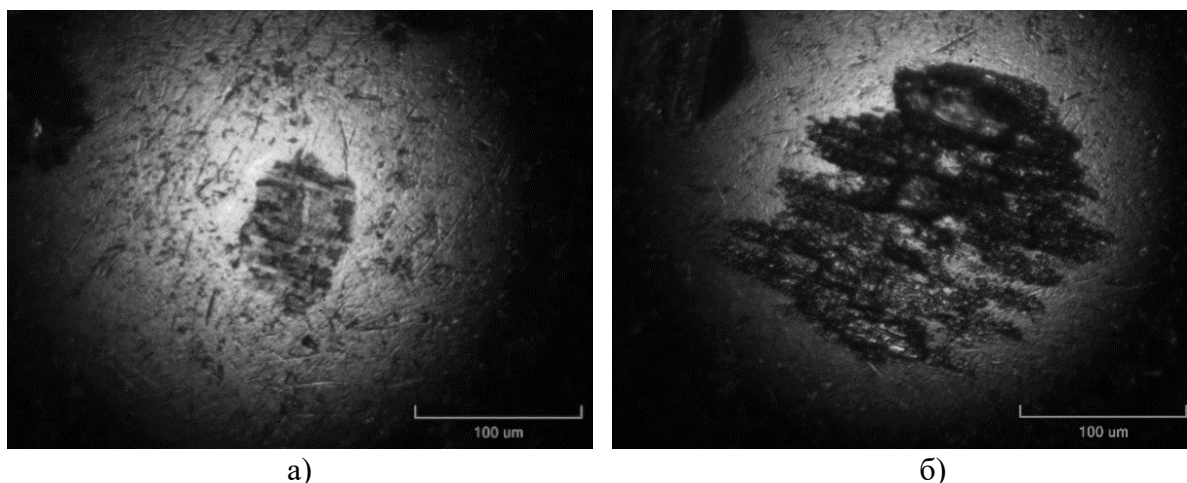
У случају ојачавача, при мањој брзини клизања од $0,003 \text{ m/s}$, уочавају се трагови абразивног хабања. То су трагови микробраздања у виду паралелних линија, сл. 4.35. На куглици су то ужлебљене паралелне линије које су светлије на микрографу, сл. 4.37. Чињеница је да није постигнута критична температура у зони контакта испитиваних материјала, неопходна за појаву процеса адхезије и лепљења.

Због триболошког контакта између површина материјала веће тврдоће, на похабаној површини ојачавача се уочавају ужлебљења у виду линија једнаке дужине, сл. 4.35. Слични трагови хабања су снимљени и на површини куглице трибометра, али су мање уочљиви, јер се ради о површини материјала веће тврдоће, сл. 4.38.

Материјал ојачавача је отпорнији на хабање, тако да резултати оправдавају примену ојачавача за триболошку оптимизацију зида цилиндра цилиндра.

4.5.6 Микроскопска анализа трагова хабања на површини куглице трибометра

Потпунија објашњења снимљених трагова хабања на испитиваним материјалима се могу добити и анализом површине куглице трибометра. На сл. 4.36 се уочава да је дошло до преноса материјала на куглицу трибометра. Анализом снимљеног дијаграма промене дубине продирања на сл. 4.32.б, може се закључити да при већој брзини клизања, у случају материјала основе цилиндра долази до појаве адхезивног хабања.



Сл. 4.36 Микрографи површине куглице трибометра после испитивања основног материјала цилиндра; а) $0,3 \text{ N}$ и $0,003 \text{ m/s}$; и б) $0,3 \text{ N}$ и $0,015 \text{ m/s}$

При већој брзини клизања од $0,015 \text{ m/s}$, интензивнији је пренос материјала на куглицу трибометра, сл. 4.36.б. Због тога се на површини куглице уочавају изразити трагови лепљења материјала, који су последица адхезивног хабања.

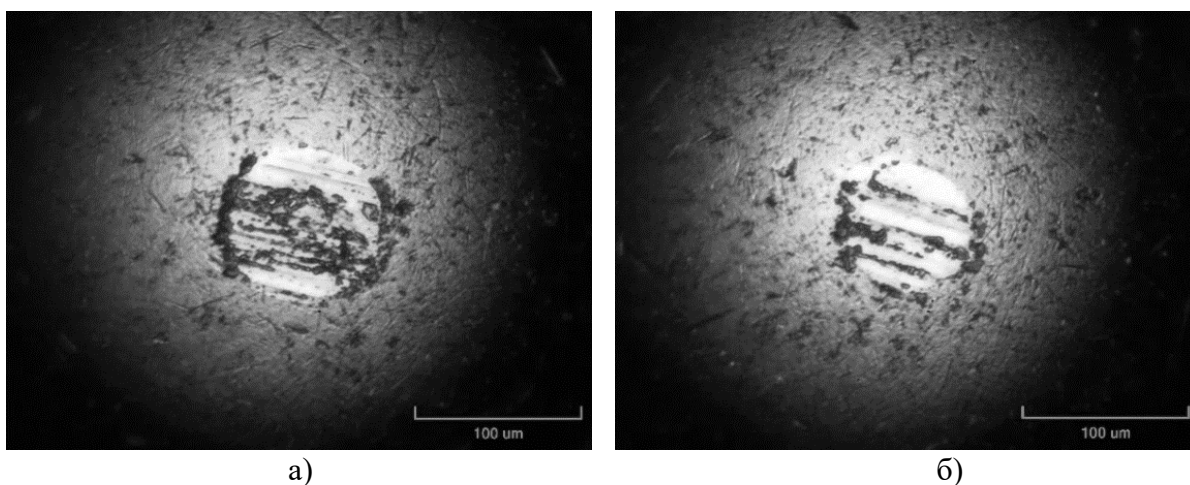
Појава преноса материјала је такође снимљена на дијаграму промене коефицијента трења и дубине продирања. Чињеница је да, у одређеном тренутку, због преноса материјала на куглицу трибометра, започиње процес клизања између истих материјала. Тада започиње процес клизања између легуре алуминијума, као основног материјала цилиндра и залепљеног слоја истог материјала на куглици трибометра.

Наизменична промена снимљеног тока криве дубине продирања, указује да је пренос материјала на друго тело у контакту цикличан процес, као и да се материјал акумулира на куглици и после одређеног периода клизања отпада са куглице, па се тај процес понавља наизменично, као и што је снимљено на сл. 4.32.б.

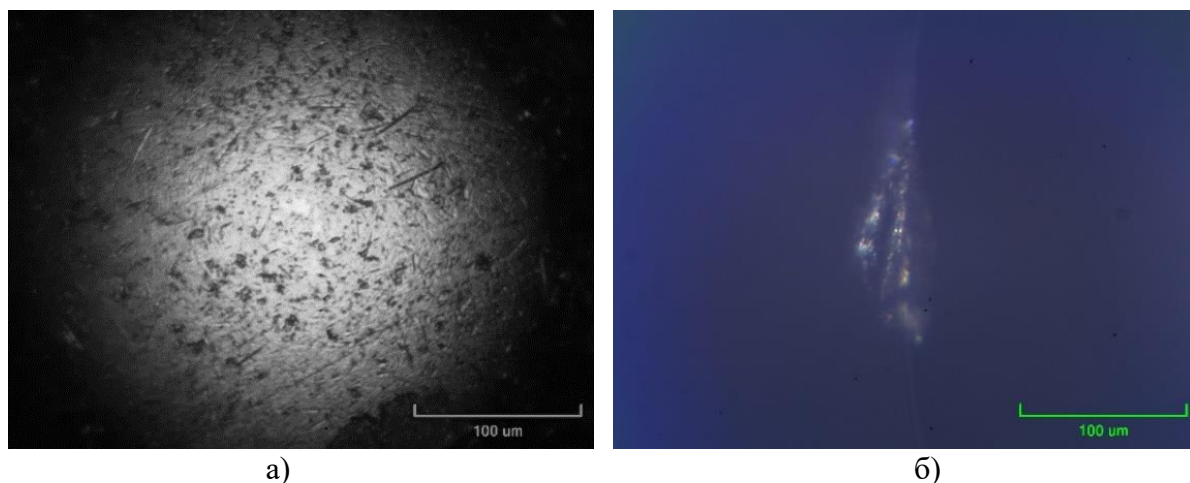
Према томе, акумулирање мекшег материјала на контактної површини куглице трибометра, може да се прати на основу промене вредности дубине продирања.

Анализом дијаграма снимљеног тока криве промене дубине продирања, уочава се да давач региструје и нагле промене положаја куглице дуж Z осе трибометра, према сл. 4.18.б, без обзира што у конкретном тренутку није дошло до продора куглице трибометра у испитивани материјал. Овај феномен је последица клизања преко површине тек формираног слоја залепљеног материјала на површини куглице, као и деградације истог слоја после достигнуте критичне вредности. У том тренутку није више могуће савладати тангенцијалну силу на контактної површини. Тим путем, због даљег процеса преноса материјала, површина контакта се повећава, а то има за последицу и повећање ширине трага хабања (сл. 4.32, 4.34 и 4.36).

Интензивније лепљење није уочено при испитивању ојачавача. Због тога се на површини куглице трибометра после испитивања материјала ојачавача не уочавају трагови адхезије, сл. 4.37, као што се не уочавају и на површини узорка материјала ојачавача, сл. 4.35. Снимљени ток криве дубине продирања је линеаран, сл. 4.33.



Сл. 4.37 Микрографи површине куглице трибометра после испитивања материјала ојачавача; а) 0,3 N и 0,003 m/s; и б) 0,3 N и 0,015 m/s



Сл. 4.38 Микрографи профила куглице трибометра (снимак из профила, са стране) а) пре испитивања и б) после испитивања

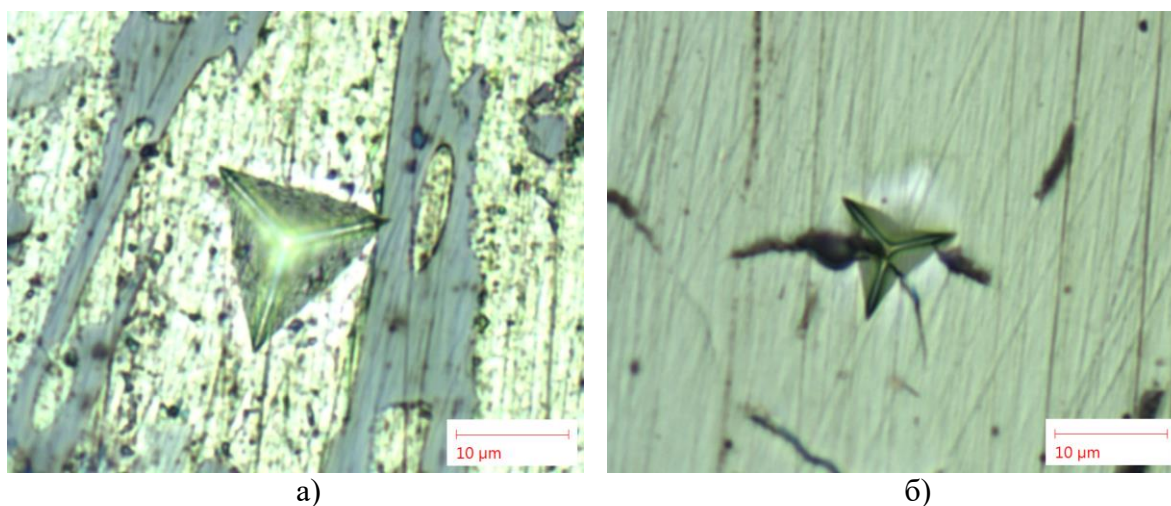
Као додатно појашњење, на сл. 4.38 су приказани микрографи куглице трибометра снимљени пре, сл. 4.38.а и после испитивања, сл. 4.38.б. На микрографу профила куглице после испитивања уочава се трансфер материјала.

4.5.7 Резултати мерења нанотврдоће испитиваних материјала цилиндра

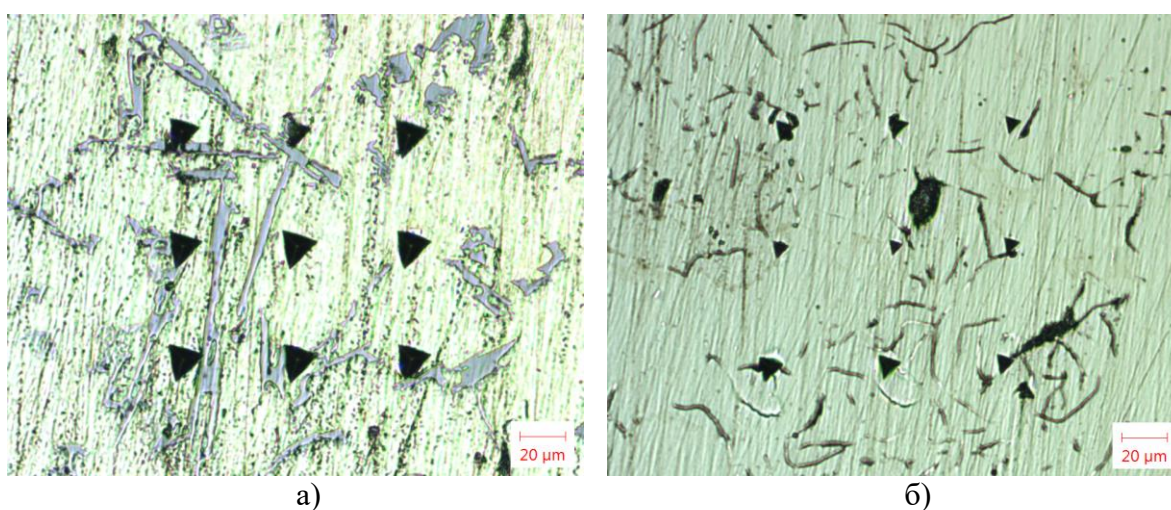
Измерене средње вредности нанотврдоће испитиваних материјала су 90HV за основни материјал и 318HV за ојачавач цилиндра. Вредности модула еластичности су $E = 100 \text{ GPa}$ за основни материјал и $E = 155 \text{ GPa}$ за материјал ојачавача.

Мерење нанотврдоће испитиваних материјала је реализовано на наноиндентеру типа CSM НХТ-2, применом Berkovich утискивача, који има облик дијамантске тростране пирамиде, у оквиру које свака страница са основом заузима угао од 65° , као што се може уочити на сл. 4.39. Тврдоћа материјала је испитивана девет пута, распоред утискивања је облика матрице 3×3 , према сл. 4.40, при чему су рачунате и средње вредности.

Испитивање је реализовано са линеарним оптерећењем до максимално 100 mN са паузама од 15 s. Мерено је померање утискивача, а то је слично мерењу тврдоће танких слојева или превлака, за разлику од случаја када се мери величина отиска утискивача на испитиваном материјалу.



Сл. 4.39 Оптички микрограф отиска утискивача облика тростране пирамиде у испитиваном материјалу: а) основе цилиндра и б) ојачавача



Сл. 4.40 Оптички микрограф матрице наноутискивања Berkovich утискивача а) на материјалу основе цилиндра и б) на материјалу ојачавача

Нанопрестављање је реализовано кроз две фазе: интензивно оптерећење до максималне вредности силе притискавања, када се у одређеном временском интервалу задржава константно оптерећење, а затим следи нагло растерећење.

Нанотврдоћа је рачуната као однос максималне силе притискавања и површине трага, односно отиска дијамантског притискавача облика тростране пирамиде на узорку испитиваног материјала. То је средња вредност контактне притискавања који испитивани материјал може да издржи под дејством оптерећења и рачуна се према следећој једначини:

$$H = \frac{F_{umax}}{P_o}, \quad (4.11)$$

где су:

F_{umax} : максимална сила на дијамантском притискавачу [daN] и
 P_o : површина отиска притискавача на испитиваном материјалу [mm²].

Анализа тврдоће испитиваних материјала је предмет других истраживања.

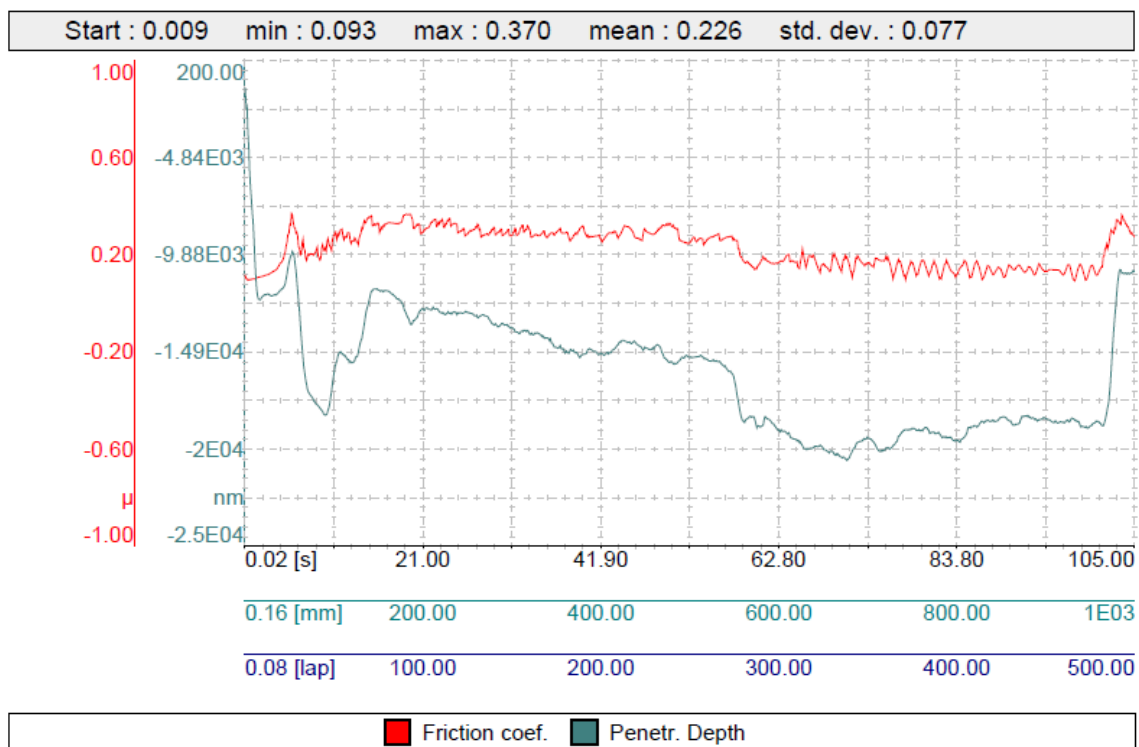
4.5.8 Коефицијент трења и дубина продирања основног материјала и ојачавача цилиндра при средњем оптерећењу и максималној брзини клизања

Резултати триболошких испитивања при средњем оптерећењу од 0,6 N и већој брзини клизања од 0,015 m/s, (према плану експеримента максималној), су приказани на сл. 4.41.а за основни материјал цилиндра од легуре алуминијума, а на сл. 4.41.б за материјал ојачавача. Резултати испитивања при истом средњем оптерећењу и мањим брзинама клизања од 0,003 и 0,009 m/s су анализирани у оквиру литературе [60].

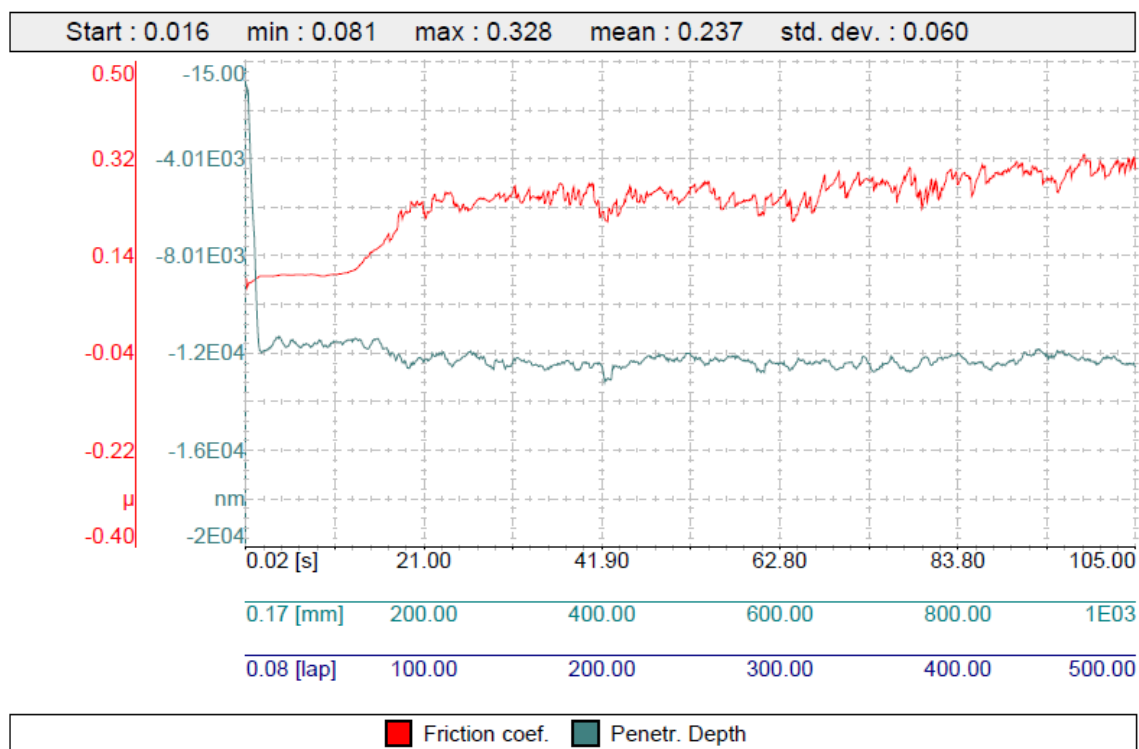
На режиму средњег оптерећења и максималној брзини клизања при испитивању основног материјала цилиндра, запажа се интензивнија промена тока снимљене криве дубине продирања, сл. 4.41.а. Разлог томе је одвијање процеса трансфера материјала са основе цилиндра мање тврдоће и лепљења пренете количине материјала на површини куглице трибометра, која је од материјала веће тврдоће. Због тога је изражено адхезивно хабање, чији се трагови јасно могу уочити на микрографу основног материјала, на сл. 4.42.а, као и на куглици трибометра, сл. 4.43.а. Уочавају се лепљиви кратери различите дубине и жлебови, а то указује на малу отпорност материјала на адхезивно хабање. Због мале отпорности на хабање основног материјала цилиндра, анализа сл. 4.43.а потврђује да је дошло до уочљивог преноса материјала на челичну куглицу трибометра која је од материјала веће тврдоће.

Због адхезивног хабања материјала, крива дубине продирања је изразито неправилног облика и прати ток криве промене коефицијента трења. Снимљена је већа максимална вредност коефицијента трења (0,370), основе цилиндра, сл. 4.41.а, у односу на упоредну вредност ојачавача (0,320), сл. 4.41.б. Међутим, снимљена је и нижа средња вредност коефицијента трења основе цилиндра (0,226), у односу на снимљену вредност за ојачавач (0,237). Разлог томе је интензивније хабање и повећање вредности коефицијента трења, на почетку клизања због трансфера материјала на куглицу трибометра и наизменичног лепљења истог на основни материјал. У једном тренутку настаје клизање између површина од два иста материјала, па се због тога смањује коефицијент трења.

Затим се наставља клизање између два иста материјала, што има за последицу ниже средње вредности коефицијента трења. Због процеса наизменичног лепљења и преноса материјала, снимљен је променљив ток криве дубине продирања, сл. 4.41.а

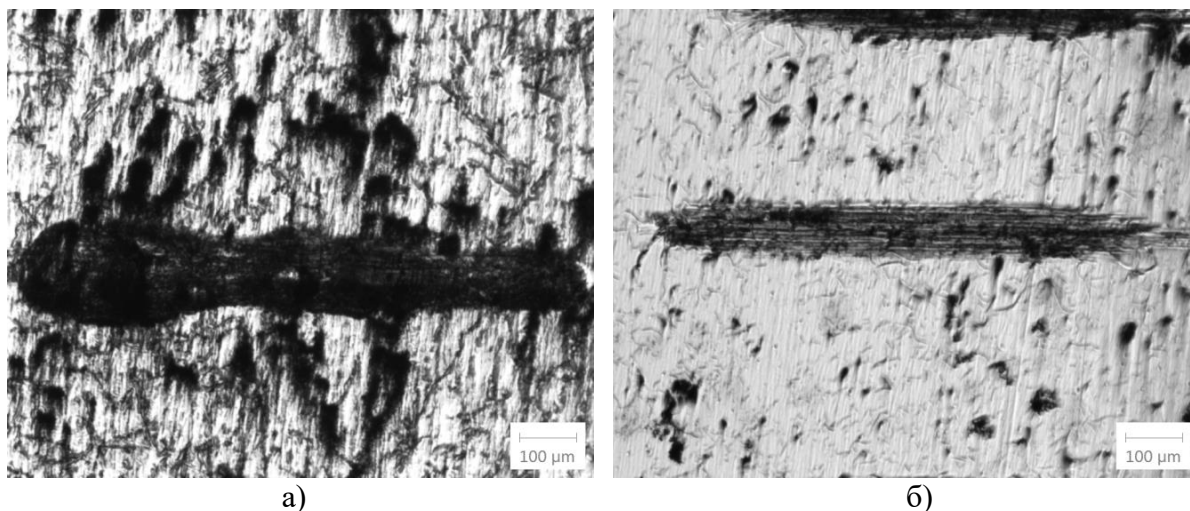


a)



б)

Сл. 4.41 Вредности коефицијента трења и дубине продирања у функцији од пута, времена и броја циклуса клизања при испитивању на средњем оптерећењу и при већој брзини клизања: 0,6 N и 0,015 m/s; а) за основни материјал и б) за ојачавач

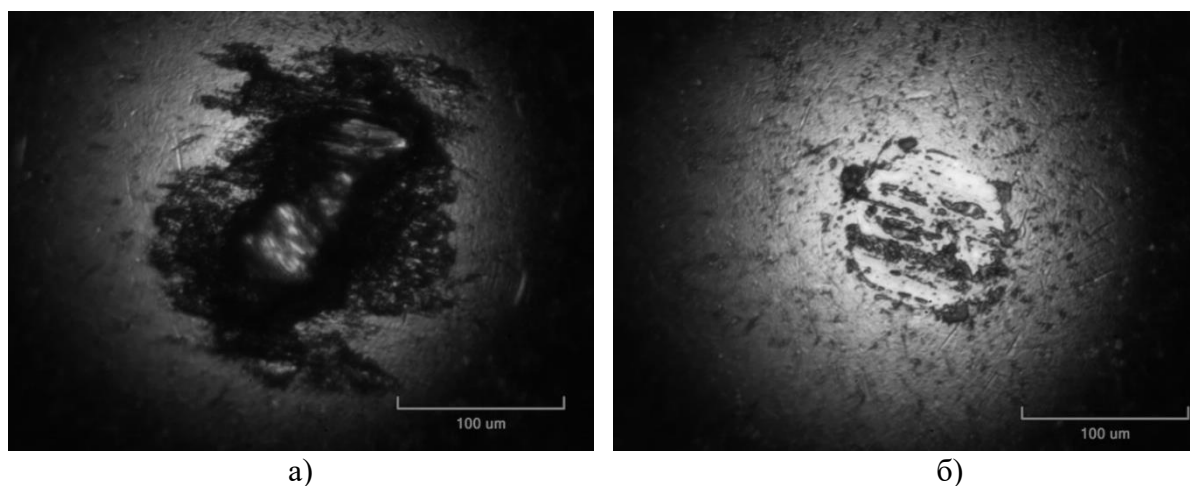


Сл. 4.42 Микрографи оштећених површина материјала: а) основе цилиндра и б) ојачавача; после испитивања клизањем на режиму 0,6 N и 0,015 m/s

У случају ојачавача, нису снимљене веће вредности дубине продирања, па то указује на равномерно хабање површине, сл. 4.41.б.

Одговарајући микрографи оштећених површина материјала ојачавача цилиндра и упоредне површине куглице трибометра су приказани на сл. 4.42.б и 4.43.б.

При анализи оштећених површина ојачавача, уочавају се трагови абразивног хабања са танким филмом основног материјала, а то не представља трагове адхезивног хабања, сл. 4.42.б, као што је то случај са основним материјалом, сл. 4.42.а. Такође, и на површини куглице трибометра, на сл. 4.43.б нема видљивих трагова лепљења материјала, као што је снимљено при испитивању основног материјала, сл. 4.43.а.

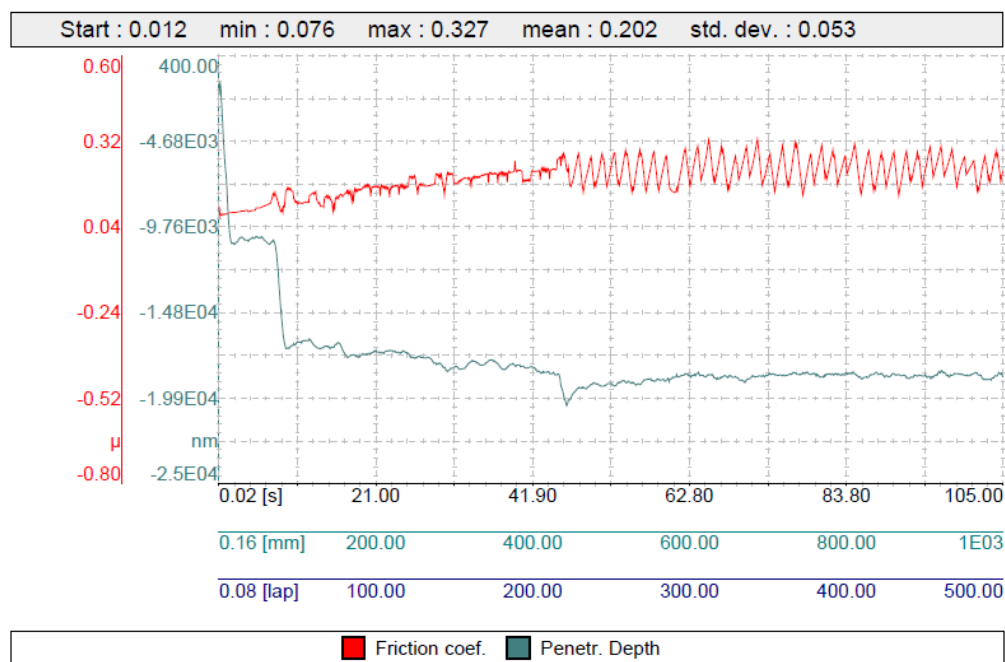


Сл. 4.43 Микрографи површине куглице трибометра после испитивања материјала: а) основе цилиндра и б) ојачавача на режиму: 0,6 N и 0,015 m/s

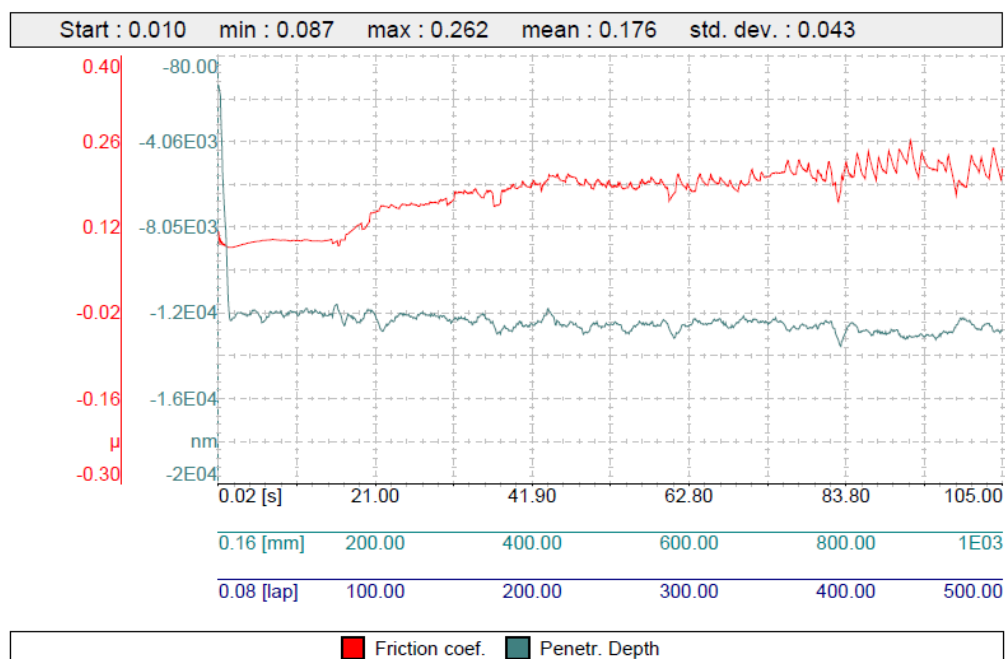
Анализом дијаграма на сл. 4.41.б, уочава се да је за материјал ојачавача снимљена нижа максимална вредност коефицијента трења (0,328) у односу на упоредну вредност материјала основе (0,370), сл. 4.41.а. Крива промене коефицијента трења у зависности од пута клизања и времена, у почетку има интензиван скок, а после клизања од 0,2 m, услови се стабилизују. Нижа је и средња вредност коефицијента трења (0,237), у односу на упоредну вредност за материјал основе цилиндра (0,226).

4.5.9 Коефицијент трења и дубина продирања основног материјала и ојачавача цилиндра при максималном оптерећењу и максималној брзини клизања

Резултати триболошких испитивања, коефицијента трења и дубине продирања на већем максималном оптерећењу од 0,9 N и већој брзини клизања 0,015 m/s, су приказани на сл. 4.44. Резултати испитивања при нижим вредностима брзине клизања од 0,003 и 0,009 m/s и различитим оптерећењима, могу се пронаћи у литератури [61].



а)



б)

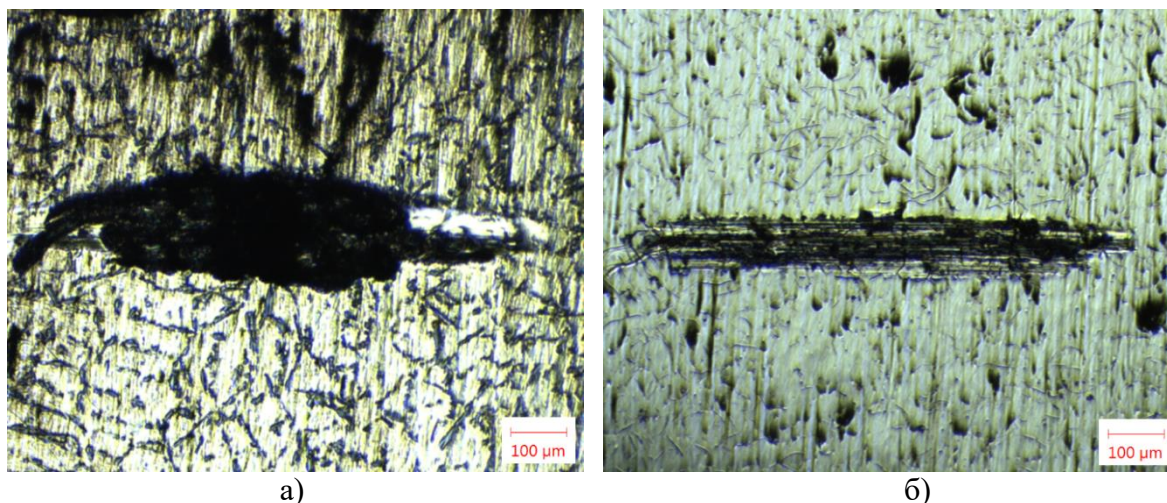
Сл. 4.44 Промена коефицијента трења и дубине продирања у зависности од пута, времена клизања и броја циклуса, материјала при максималном оптерећењу и брзини клизања: 0,9 N и 0,015 m/s; а) за основни материјал и б) за ојачавач

На режимима испитивања са максималним оптерећењем при максималној експерименталној брзини клизања, снимљен је нестабилан ток криве дубине продирања куглице трибометра у узорак основног материјала цилиндра, сл. 4.44.а. У случају материјала ојачавача вредност дубине продирања је релативно константна у току испитивања и са уједначеним осцилацијама око средње вредности, сл. 4.44.б, а то указује на мање и равномерније хабање.

На режиму максималног оптерећења и брзине клизања, снимљене су ниже максималне и средње вредности коефицијента трења материјала ојачавача (0,262 и 0,176) у односу на основни материјал цилиндра (0,327 и 0,202), сл. 4.44.

Упоредивањем резултата испитивања при максималној брзини клизања, може се уочити да су максималне и средње вредности коефицијента трења материјала основе цилиндра на максималном оптерећењу (0,327 и 0,202) и материјала ојачавача (0,262 и 0,176) ниже у односу на упоредне вредности које су снимљене при истој брзини клизања на средњем оптерећењу (0,370 и 0,226) за материјал основе и (0,328 и 0,227) за материјал ојачавача. При истој, максималној брзини клизања, са смањењем оптерећења, дошло је до повећања коефицијента трења.

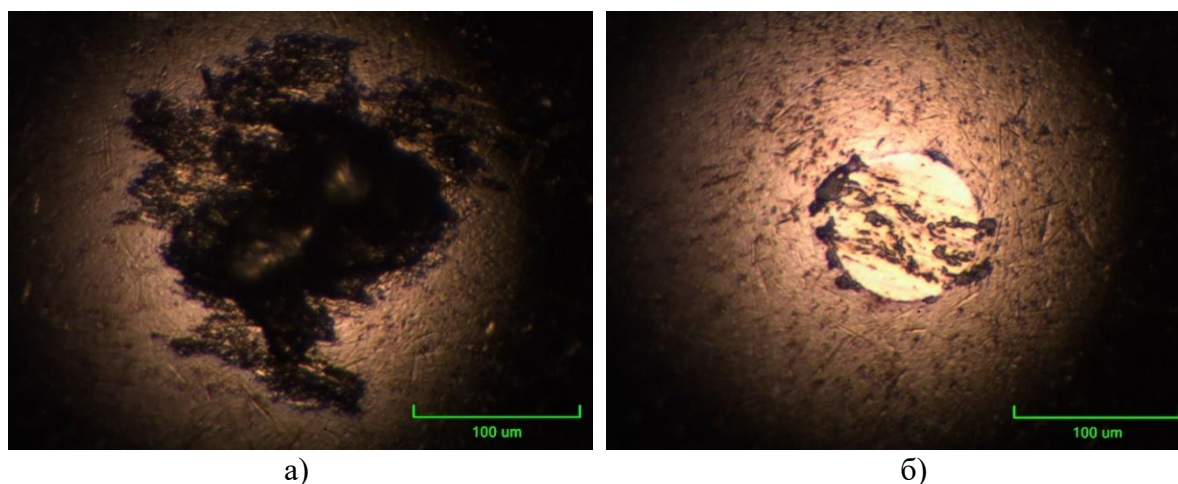
Анализом трага хабања основног материјала, закључује се да је дошло до појаве интензивног адхезивног хабања, сл. 4.45.а. Последица адхезивног хабања је појава трансфера и лепљења основног материјала, па су због тога снимљене насlage на куглици трибометра, сл. 4.46.а. Због наизменичног процеса преношења и лепљења материјала са једне на другу површину у клизном контакту, у одређеном тренутку је дошло до контакта између истих материјала, а то има за последицу уравнотежење вредности коефицијента трења после пута клизања од 0,45 m, сл. 4.44.а.



Сл. 4.45 Микрографи оштећених површина материјала: а) основе цилиндра и б) ојачавача; после испитивања клизањем на режиму 0,9 N и 0,015 m/s

На похабаној површини узорка материјала ојачавача се уочава слој пренетог материјала преко ујлебљења која су распоређена у виду паралелних линија, сл. 4.45.б, због последица абразивног хабања. На микрографу куглице, нема трагова хабања, већ се уочава танак слој пренетог материјала, сл. 4.46.б.

Хабање материјала ојачавача је равномерно, снимљене су устаљене вредности дубине продорања, без трагова абразивног хабања. Ова чињеница се не односи на испитивање основног материјала. Основни материјал је мање тврдоће и подложен је адхезивном хабању због лепљења и трансфера материјала са једне површине на другу, а то утиче на ток промене криве зависности коефицијента трења и дубине продирања.



Сл. 4.46 Микрографи површине куглице трибометра после испитивања материјала:
а) основе цилиндра и б) ојачавача на режиму: 0,9 N и 0,015 m/s

У складу са циљем истраживања, да се триболошки потврди оптимизација цилиндра клипног компресора од алуминијума, са ојачавачима клизне површине зида цилиндра, општи је закључак, на основу резултата триболошких испитивања, да се то може остварити применом континуално распоређених ојачања. Снимљене ниже вредности коефицијента трења на одређеним режимима испитивања указују, да примена ојачавача може допринети смањењу механичких губитака, који су директна последица трења у клипном компресору.

4.6 Триболошка испитивања материјала цилиндра клипног компресора у условима клизања са подмазивањем

4.6.1 Карактеристике уља за подмазивање

Испитивање узорка материјала у присуству уља за подмазивање је извршено при истим условима и режимима као и претходно приказано испитивање у условима без присуства средства за подмазивање на површини испитиваних материјала.

Очекује се да примена средства за подмазивање додатно допринесе смањењу трења и хабања материјала. Ради поређења добијених резултата, али и као потврда треће хипотезе, да присуство уља доприноси смањењу трења и хабања, приказан је део резултата триболошких испитивања у присуству уља за подмазивање. Приказани су резултати триболошких испитивања, која су извршена при условима максималне брзине клизања и максималног оптерећења, који су задати условима експеримента.

За подмазивање је коришћено синтетичко уље за подмазивање градације 5W-30, чије су основне физичко-хемијске карактеристике приказане у оквиру табеле 4.2. Коришћено је уље за подмазивање клипних мотора СУС, јер се клипни компресори углавном подмазују моторним уљем из система за подмазивање мотора СУС, са којих и добијају погон посредством разводног механизма.

Према препоруци произвођача, уље које је коришћено при испитивању се користи за подмазивање савремених четворотактних бензинских и дизел мотора, путничких и теретних возила мање снаге, са и без натпуњења. Уље може да се користи за подмазивање мотора СУС у возилима са трокомпонентним катализаторима или филтрима честица, са директним убризгавањем горива, чији је разводни механизам опремљен са више од два вентила по цилиндру.

Табела 4.2 Физичко-хемијске карактеристике уља за подмазивање

Комерцијални назив моторног уља: NISOTEC AUTOLINE SINT (SAE 5W-30)		
Физичко-хемијске особине	Вредност	Метода испитивања
Густина при 15 °C	848 kg/m ³	ASTM D4052
Кинематска вискозност при 100 °C	11,5 mm ² /s	SRPS ISO 3104
Динамичка вискозност при –30 °C	5900 mPa · s	ASTM D5293
Индекс вискозности	165	SRPS ISO 2909
Тачка паљења	230 °C	SRPS EN ISO 2592
Тачка течења	–39 °C	SRPS ISO 3016
Тотални базни број	7 mgKOH/g	SRPS ISO 3771
Остатак сулфатног пепела	0,7% m/m	SRPS ISO 3987
Испарљивост	8% m/m	ASTM D5800
Примена	За подмазивање бензинских и дизел мотора путничких и теретних моторних возила	

Уље за подмазивање је на површину материјала наношено микропипетом.

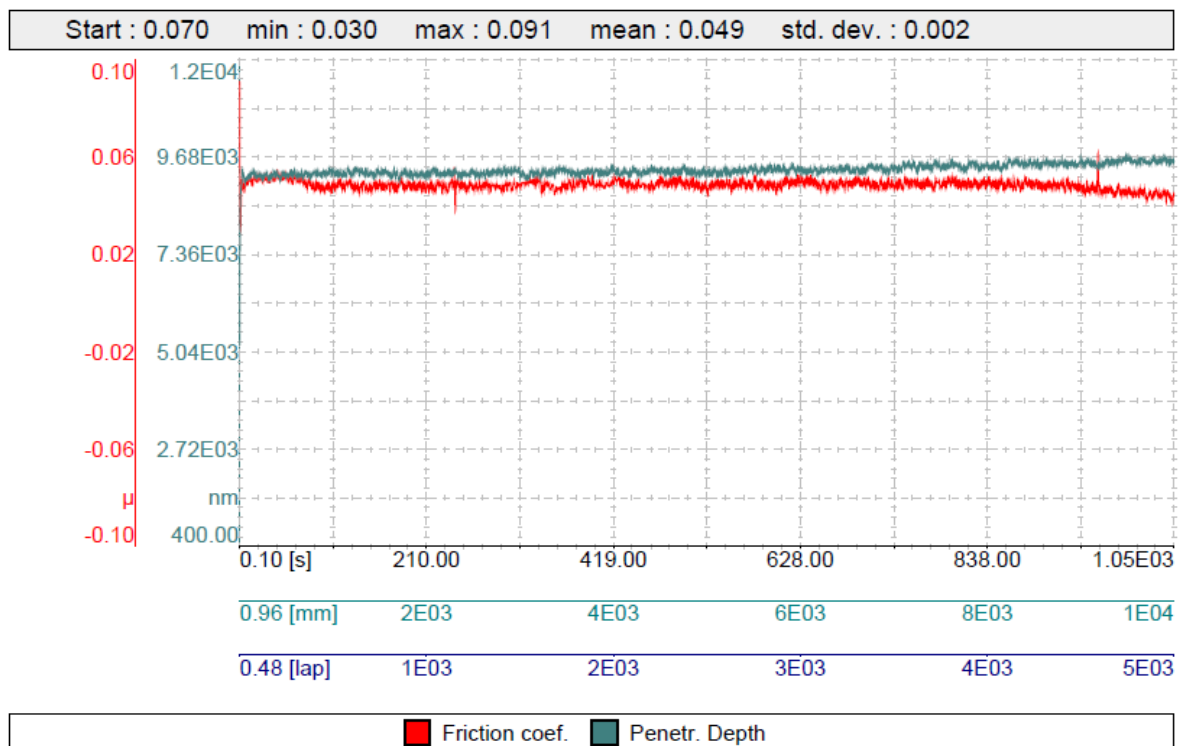
4.6.2 Коефицијент трења и дубина продирања основног материјала и ојачавача цилиндра на максималном оптерећењу и при максималној брзини клизања у присуству уља за подмазивање

Резултати триболошких испитивања материјала у присуству уља за подмазивање мотора СУС, коефицијента трења и дубине продирања на максималном оптерећењу 0,9 N и брзини клизања 0,015 m/s, су приказани на сл. 4.47.

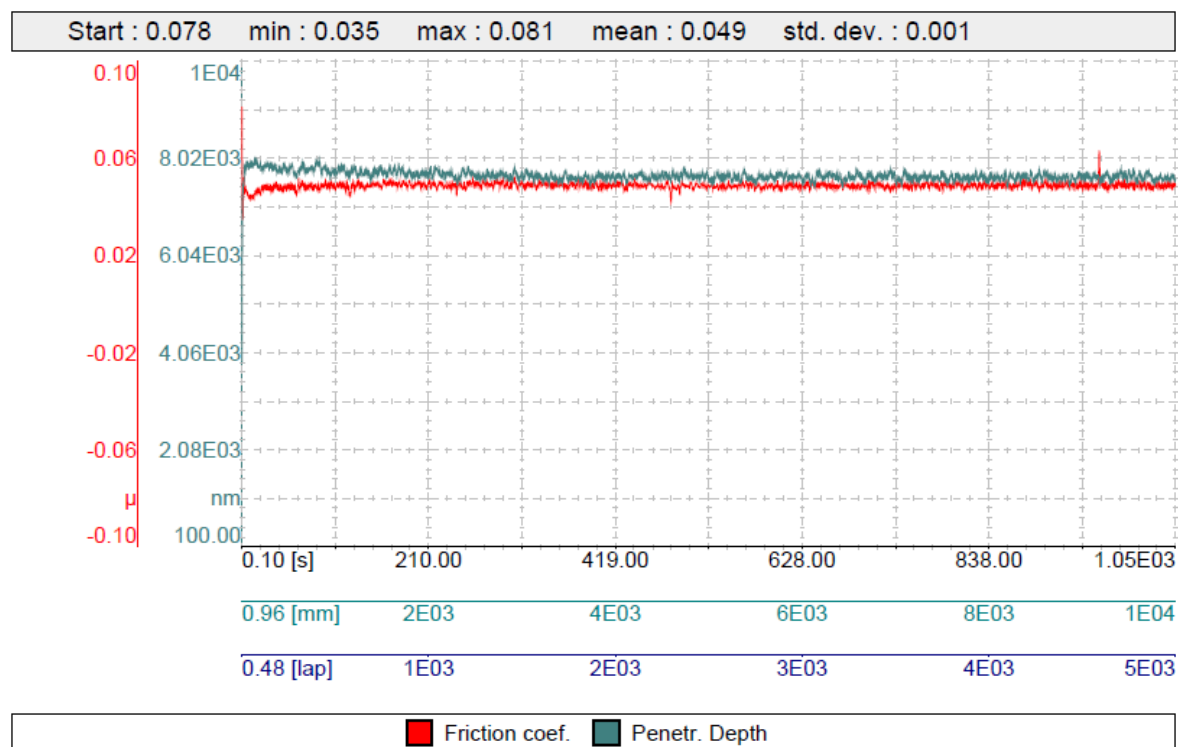
На режиму испитивања са максималним експерименталним оптерећењем, као и брзином клизања, снимљен је равномеран ток криве дубине продирања куглице трибометра у основни материјал, сл. 4.47.а. У случају материјала ојачавача, вредност дубине продирања је такође константна у току испитивања, без већих осцилација, сл. 4.47.б, што потврђује очекивано равномерније и мање хабање.

На режиму максималне брзине клизања и оптерећења су снимљене ниже вредности коефицијента трења у поређењу са условима без подмазивања, за које су резултати приказани на сл. 4.44. Анализом дијаграма на сл. 4.44 и 4.47, уочава се да су максималне вредности коефицијента трења основног материјала у условима са и без подмазивања 0,091 и 0,327, односно 0,081 и 0,262 за ојачавач. Средње вредности коефицијента трења основног материјала у условима са и без подмазивања су 0,049 и 0,202, односно 0,049 и 0,176 за ојачавач. У присуству уља за подмазивање, средње вредности коефицијента трења за оба испитивана материјала на режиму максималног оптерећења и брзине клизања су изједначене и имају вредност 0,049.

Анализом трага хабања основног материјала, уочава се, да нема адхезивног хабања, сл. 4.48.а, а то је супротно резултатима који су добијени при испитивању без средства за подмазивање, сл. 4.45.а. На површини оштећеног материјала се искључиво могу уочити трагови микробраздања. Да је присуством уља за подмазивање избегнуто лепљење и пренос материјала са једне на другу површину у клизном контакту, потврђује и микрограф површине куглице трибометра, сл. 4.49.а. На куглици се уочавају слабо видљиви трагови микробраздања материјала, па нема трагова лепљења, односно није дошло до појаве преноса једног материјала на површину другог.



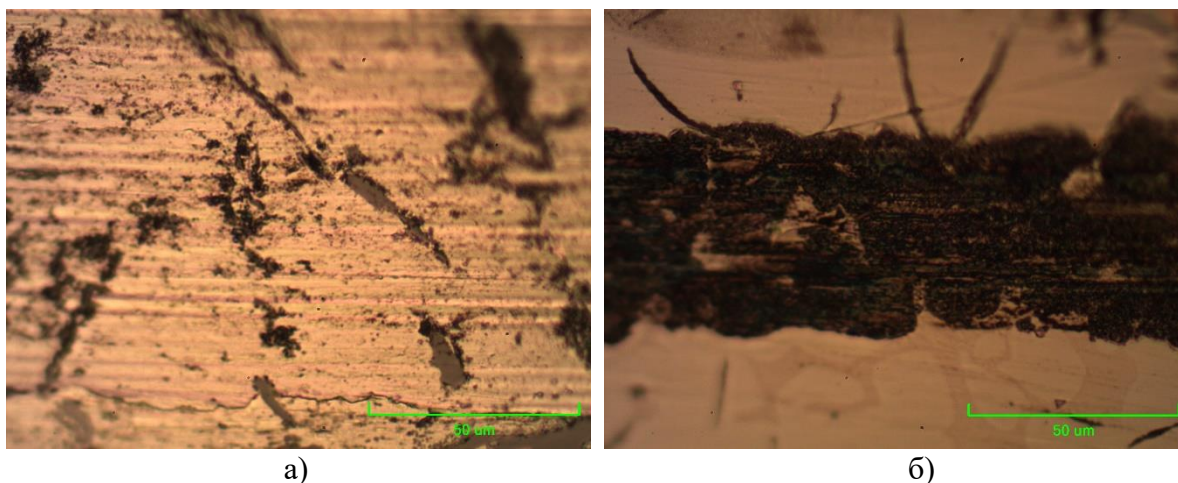
a)



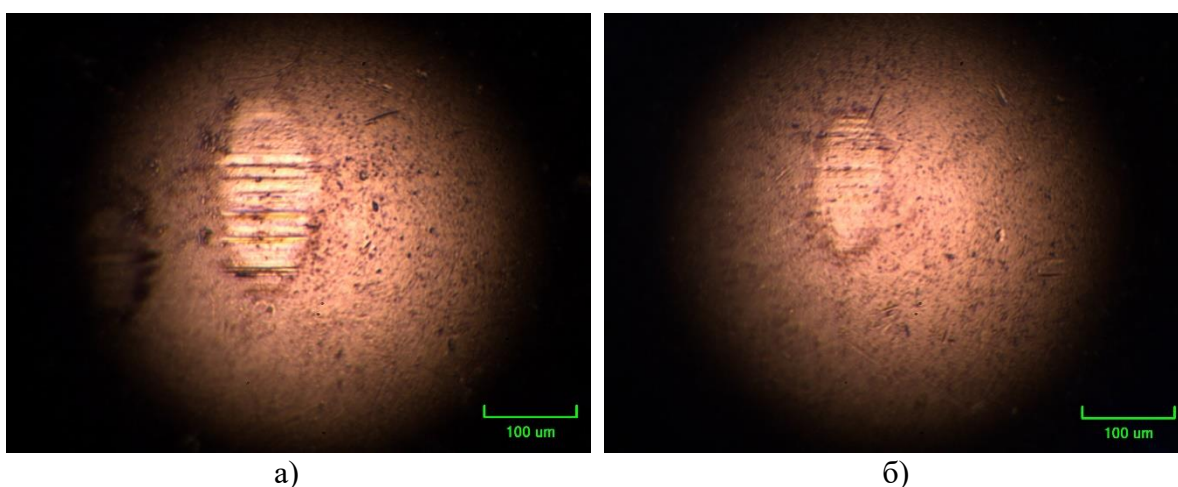
б)

Сл. 4.47 Вредности коефицијента трења и дубине продирања у зависности од пута, времена клизања и броја циклуса при испитивању материјала цилиндра на максималном експерименталном оптерећењу и брзини клизања у присуству уља за подмазивање: 0,9 N и 0,015 m/s; а) за основни материјал и б) за ојачавач

На оштећеној површини материјала ојачавача нису уочени трагови адхезивног хабања, сл. 4.48.б. Обзиром да се ради о контакту два материјала веће тврдоће, ојачавача и куглице трибометра, уочавају се површински трагови микробраздања у присуству средства за подмазивање. Међутим, при испитивању, није дошло до појаве значајнијег продора куглице трибометра у материјал ојачавача, што није случај у условима без подмазивања, сл. 4.45.б



Сл. 4.48 Микрографи оштећене површине материјала цилиндра при условима са подмазивањем: а) основе цилиндра и б) ојачавача; после испитивања клизањем на режиму максималног експерименталног оптерећења и брзине; 0,9 N и 0,015 m/s



Сл. 4.49 Микрографи оштећене површине материјала куглице трибометра при условима са подмазивањем: а) основе цилиндра и б) ојачавача; после испитивања клизањем на режиму максималног експерименталног оптерећења и брзине; 0,9 N и 0,015 m/s

Може се закључити да присуство средства за подмазивање доприноси равномерном хабању материјала основе цилиндра и ојачавача, као и значајнијем смањењу коефицијента трења за оба материјала.

Са аспекта трибологије, примена средства за подмазивање због стварања услова за равномерно и мање интензивно хабање и паралелно, због смањења трења у условима клизања, може допринети смањењу механичких губитака клипног компресора у оквиру кога се користи триболошки оптимизовани цилиндар.

5. АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА ТРИБОЛОШКИХ ИСПИТИВАЊА АЛУМИНИЈУМСКОГ ЦИЛИНДРА

5.1 Примена статистичке Taguchi методе за анализу резултата

Системска анализа моторног возила се може извршити на начин да се сваки уређај или систем анализира и испитује независно. Сваки уређај и конструктивни елемент се у том случају приказује као одвојен део. Тим путем је неопходно да се формулише функционална намена уређаја и да се исти разврстају по групама, било да се ради о главним или помоћним уређајима техничког система који се анализира.

Истраживани цилиндар је део клипног компресора за ваздух, који је периферни уређај мотора СУС, камиона, аутобуса, локомотива и других мобилних система. Такође, има примену у процесној индустрији и на возилима на електрични погон.

Логика да се испитивањем сваке групе уређаја посебно, ефикасније идентификују непотребни трошкови у производњи или губици у раду, омогућава конструкторима да се усмере на конкретну оптимизацију без угрожавања квалитета, а тиме и функционалности уређаја и техничких система у целини.

Ако се примени функционално-економски приступ при анализи добијених резултата триболошких испитивања цилиндра, може се закључити у којој мери је делимична замена материјала резултирала побољшањем триболошких карактеристика.

Применом неке од метода системске анализе у фази пројектовања производа добија се база података која представља „инжењеринг вредности“.

Јапански инжењер Taguchi (енгл. Genichi Taguchi, 1924-2007) је формирао методе за побољшање квалитета производа без повећања трошкова. Сврха примене метода је побољшање квалитета производа путем повећања прецизности. Одступање од оптималне вредности се сматра извором материјалних губитака за друштво (и произвођача и потрошача). Taguchi је доказао да губитак квалитета производа расте пропорционално квадрату одступања од оптималне вредности и на тај начин је формирао концепцију под називом: „функција губитка квалитета“ [67].

Пример може бити војна индустрија у којој је према систему квалитета у неком периоду било уобичајено да се делови и опрема сматрају висококвалитетним ако димензије не прелазе границе толерантних вредности. Taguchi је дошао до закључка да свако одступање од номиналне вредности величине доводи до губитака, који падају на терет произвођача или потрошача.

Taguchi је формулисао низ принципа, чије уважавање омогућава да се осигура висок квалитет производа [68]. Сигнал је циљна вредност параметра, а шум је одступање. Шум се дели на спољашњу и унутрашњу буку. Спољашња обухвата утицај околине, обученост радника, замор, хабање, а унутрашња су проблеми у производњи.

Taguchi методе су основа инжењерског образовања у Јапану, где су објављена његова сабрана дела. У аутомобилској индустрији, у USA, ове методе се примењују од средине осамдесетих година прошлог века. Тада су методе први пут представљене инжењерима у Ford Motor Company.

Taguchi методе усмеравају пројектовање производа и процеса, на начин да они не буду осетљиви на утицај „шумова“. Шумови представљају скуп утицајних променљивих, које могу утицати на расипање вредности параметара које је тешко, немогуће или скупо променити. Са економске тачке гледишта, сваки и најмањи „шум“ смањује профит, због повећања трошкова производње и трошкова одржавања у гарантном року. Изазов је смањити осетљивост производа и процеса на неконтролисане утицајне променљиве или шум. Таква стабилност се назива робусност (енгл. robust или јак, стабилан). Taguchi методе се фокусирају на фазе које претходе пројектовању производа, јер се у тим фазама постиже робусност. У статистици, робусност значи јачину статистичког модела, тестова и процедура.

Taguchi анализе статистичких података оспоравају чињеницу, да „ако се уложи дупло више, добија се дупла корист“. Што се тиче примене система квалитета, овај процес је много сложенији и захтева детаљнију процену трошкова за увођење и одржавања истог, као и користи које произилазе због примене. Закључак је да не треба тежити „апсолутном“ квалитету, јер се у том случају може очекивати повећање трошкова. Потребно је одредити баланс (оптимум) када квалитет задовољава купце и није претерано скуп за произвођача.

Западноевропски произвођачи су одавно схватили потребу за развојем, по систему: „Развијај се или нестани“. Насупрот томе, у неразвијеним државама, непрофитабилна предузећа циклично добијају подршку државе у виду повећања царина на конкурентску робу, формирања екстерног менаџмента и надзорних одбора, помоћних субвенција, чиме се подржава искључиво егзистенција без изгледа за озбиљнији напредак и развој [69].

Применом Taguchi метода омогућава се процена индикатора квалитета производа и утврђивање губитака у квалитету, који се повећавају у зависности од тога, колико тренутне вредности утицајних параметра одступају од номиналних. Основне методе које је развио или прилагодио Taguchi су следеће [69]:

1. Планирање експеримента;
2. Управљање процесима, праћење трошкова и примена система квалитета;
3. Развој и имплементирање робусне контроле процеса;
4. Циљна оптимизација производа и процеса пре почетка серијске производње или претпроцесна контрола и
5. Примена Taguchi генерализоване дефиниције квалитета како би се обезбедио оптималан квалитет производа, услуга, процеса и система.

Применом Taguchi методе може да се обезбеди и већа конкурентност путем истовременог побољшања квалитета производа и смањења трошкова производње. Међутим, шира примена статистичких метода у контроли процеса, није увек тачна, због променљивих услова и захтева тржишта.

Примена Taguchi проактивног приступа на примеру оптимизације цилиндра клипног компресора обухвата не само финалну контролу производа, већ и примену одговарајућих анализа и предвиђања у циљу превентивног деловања, чији резултати могу допринети побољшању квалитета финалног производа и пратећих процеса.

Полазна основа је контрола квалитета, који треба да буде уграђен у процесе. На тај начин се делује превентивно, а квалитет није искључиво резултат контроле при пријему финалног производа, као што је то уобичајено. Примена статистичких метода за управљање системом квалитета у току процеса производње цилиндра и примена рачунара, треба да допринесу квалитету производа. Захваљујући бази података триболошких испитивања различитих материјала цилиндра и њиховој анализи, могуће је изабрати оптималне комбинације материјала у зависности од радних услова.

Да би се елиминисала одступања, неопходно је идентификовати узроке, због чега је потребно испитати утицај различитих параметара који се могу контролисати. По правилу, дејство одређеног параметра се утврђује његовом променом у јединици времена. За ту сврху је искоришћен фундаментални приступ који је покренуо енглески математичар и статистичар Fisher (енгл. Sir Ronald Aylmer Fisher 1890-1962) и који подразумева, да се сви параметри (улазне променљиве) мењају у исто време током планирања експеримента, да би се могле уочити одговарајуће промене на излазу, односно на параметрима одговора [68, 69].

Претпоставља се да су улазне променљиве у међусобној интеракцији. Према томе, експериментом се истражују све могуће једнократне интеракције између улазних променљивих. Добијени подаци се затим обрађују како би се формирали закључци. Метода представља пуни факторски експеримент и укључује различите тестове. Да би се смањио обим посла, користи се факторски експеримент, у коме се остварује одабрани део комбинација или услова неопходних за реализацију пуног факторског експеримента. Примена ортогоналне матрице, помоћу које се проверава минимални скуп могућих комбинација, број прорачуна се значајно смањује, а то омогућава уштеде.

Taguchi метода обухвата примену Fisher методе за пројектовање експеримента DOE (енгл. DOE - Design of Experiments) са ортогоналном матрицом, а то омогућава ефикаснији развој производа комбиновањем предности обе методе. Додатним експерименталним испитивањима се узимају у обзир утицаји параметра шума на производе или процесе, чиме се постиже њихова робусност.

Усвојени концепт робусног дизајна омогућава да производ буде квалитетнији и без грешака, само ако је потрошач њиме задовољан. Taguchi метода не усмерава процену квалитета производа искључиво у смислу цене производње, броја неисправних јединица, као и од тога да ли су његове карактеристике у одређеним границама. Супротно томе, закључци се формирају на основу уочених одступања производа од циљних вредности. На тај начин може да се формира карактеристика квалитета производа. Ако производ откаже пре истека радног века или се употребне карактеристике временом погоршавају, тада је дошло до деградације квалитета.

Губици квалитета су трошкови обраде, трошкови у гарантном року, финансијски трошкови корисника за поправке, рекламације, незадовољство корисника и као резултат, губитак тржишног удела и угледа. За одређивање ових губитака користи се функција губитка квалитета, која зависи од стандардне девијације и одступања карактеристике производа од циљне вредности [67, 68].

Квадратна функција губитка квалитета повезује одступање карактеристика производа од циљне вредности, која умањује цену коју плаћа корисник (5.1).

$$Q = K(Y - G)^2, \quad (5.1)$$

где су:

- Q : губитак у новцу,
- K : коефицијент чија је вредност позната и зависи од врсте производа,
- Y : остварени квалитет и
- G : циљна вредност квалитета.

Укупни губитак квалитета на примеру цилиндра као производа је збир губитака и штете по животну средину. Штета настаје радног века и употребе на моторним возилима. Функција губитка квалитета се може изразити на следећи начин:

$$GK = TFO + TO + TEE, \quad (5.2)$$

где су:

- GK : губитак квалитета,
 TFO : трошкови због одступања у функционалности,
 TO : оперативни трошкови и
 TEE : трошкови повезани са еколошким обавезама.

Да би се одредило одступање квалитета на примеру цилиндра, мора да се одреди циљна вредност, која је идеална за корисника. Постоје три начина посматрања:

1. Циљ је дефинисан као номинална или нормална вредност; губитак се повећава што вредност више одступа од циљне вредности;
2. Циљна вредност је боља што је већа; губитак се повећава што је вредност ближа нули и
3. Циљна вредност је боља што је мања; губитак се повећава са повећањем вредности.

Управљање квалитетом представља координацију свих активности. Сврха управљања системом квалитета је производња производа, односно цилиндра клипног компресора чији ниво квалитета задовољава корисника. Према доступним подацима 15 – 20% проблема због квалитета производа настају углавном кривицом директних учесника у процесу, а 80 – 85% грешком у систему управљања [67, 68].

Према томе, систем ће функционисати искључиво када у њему учествују сви, од руководиоца до специјалисте са потребним степеном одговорности. Тим путем, само одговорно „производно понашање“ сваког учесника у процесу допринеће постизању циљева, а не обрнуто.

Однос сигнал/шум, S/N (енгл. S/N - Signal to Noise ratio) представља основу Taguchi методе за анализу експерименталних резултата и представља утицај шума на циљну функцију процеса. Шум може да се дефинише као утицај на процес свих параметара који се не могу контролисати. Овај однос се користи као универзална мера за оцену експерименталних резултата. На основу овог односа могу да се процене утицаји промене одређеног параметра на извршену оптимизацију.

Метода за мерење, односно јединица којом се приказују резултати, може према Taguchi методи да се подели на три различите групе и то према карактеристици квалитета, једначине (5.3; 5.4 и 5.5) [68, 69]:

1. Задата номинална вредност је најбоља (енгл. „nominal is the best“):

$$S/N = 10 \log \left(\frac{\bar{y}^2}{s_y^2} \right); \quad (5.3)$$

2. Што је мања вредност то је боља (енгл. „smaller is better“):

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \text{ и} \quad (5.4)$$

3. Што је вредност већа, то је боља (енгл. „bigger is better“):

$$\frac{S}{N} = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right), \quad (5.5)$$

где су:

- n : број понављања експеримента,
 y_i : измерена вредност карактеристике квалитета (излазна вредност),
 \bar{y} : средња вредност измерене карактеристике квалитета (излаз) и
 s_y^2 : мера одступања од \bar{y} (варијанса).

За сваки од претходна три наведена случаја важи услов да је повољнији онај случај са већим односом S/N. Тачност зависи од броја узорака одзива, али у сваком случају није неопходан велики број узорака, зато што експеримент може постати временски неограничен, што није практично.

Циљ робусног планирања је смањење зависности процеса и да се омогући таква стабилност (робусност) посматраног процеса, да промене настале у току пројектовања и производње имају контролисани утицај. Суштина је да се смање што је више могуће потенцијални губици, до којих могу довести нежељене промене или одступања параметара од унапред дефинисаних вредности.

Са тим у вези је развијен приступ планирања експеримента коришћењем ортогоналних низова или матрица, чијом се применом допуњују постојећи статистички прорачуни. Применом ортогоналних низова, истовремено се анализира утицај више параметара, а помоћу рачунара се штеде ресурси и време.

Ортогонална матрица представља стандардни математички низ којим је дат број експеримената које је потребно минимално реализовати, са циљем да се добију све потребне информације о утицајним параметрима на производ или процес који се анализира. Матрица се користи при планирању експеримента, за одређивање потребног броја улазних параметара и њихових нивоа. Укупан број параметара утицајних променљивих са бројем нивоа за избор ортогоналне матрице (укупно има 18 матрица) је делом приказан у табели 5.1 [67, 68].

Минималан број нивоа потребних за поређење утицаја појединих параметара је два, табела 5.1. Тим путем, применом Taguchi метода се смањује број реализованих експеримената, у односу на потпуни факторни план експеримента. Једна од главних предности Taguchi метода је у томе што се захтева минималан број експеримената у циљу смањења варијација, јер такав приступ пројектовању и планирању експеримента поједностављује и смањује укупан број извођења експеримената. Ово је посебно важно када постоји већи број управљачких параметара и њихових нивоа које треба укључити и анализирати.

Табела 5.1 Извод из табеле за избор ортогоналних матрица према Taguchi методи

Врста ортогоналне матрице	Укупан број редова	Укупан број параметара	Укупан број нивоа утицајних параметара			
			2	3	4	5
L_4	4	3	3	-	-	-
L_8	8	7	7	-	-	-

L_{18}	18	8	1	7	-	-

L_{81}	81	40	-	40	-	-

На пример, ако се три параметра А, Б и В анализирају на два нивоа, потпуни план експеримената захтева извођење 8 експеримената, табела 5.2. У једначини (5.6), ознака низа је величина табеле и особина колоне и садржи симболе.

$$L_n(X^Z) = L_4(2^3) = 8, \quad (5.6)$$

где су:

- n : број експеримената које треба реализовати,
 X : број нивоа и
 Z : број колоне (утицајних параметара).

Табела 5.2 Максималан број експеримената на основу потпуног плана експеримената; пример варирања три параметра на два нивоа

Број експеримената	А	Б	В
1	1	1	1
2	1	1	2
3	1	2	1
4	1	2	2
5	2	1	1
6	2	1	2
7	2	2	1
8	2	2	2

Међутим, ако се изврши оптимизација, применом Taguchi методе, за исти број параметара (А, Б и В), чији се утицај варира на два нивоа, као резултат, добија се да је неопходно реализовати само четири експеримента, табела 5.3. За број експеримената који се реализују узима се вредност најмањег низа који је формирао Taguchi, према једначини (5.6). Taguchi-јев ортогонални низ врши избор четири излаза од могућих осам комбинација, а то је потпуни факторни план.

За конкретан експеримент, вредност „1“ значи минималну, а вредност „2“ максималну вредност утицајног параметра, табела 5.3. За сваки експеримент мери се излаз, а могуће је мерити и више излаза за једно реализовање експеримента, а то је ефикасније од реализације посебних експеримената за сваки излаз.

Табела 5.3 Број експеримената према Taguchi методи за три утицајна параметра на два нивоа

Број експеримената	А	Б	В	Излазна функција Y
1	1	1	1	Y_1
2	1	2	2	Y_2
3	2	1	2	Y_3
4	2	2	1	Y_4

Први ред матрице има вредност „1“, не постоји ред који има све „2“, матрица је симетрична, збир било које две колоне је „0“. Матрица је ортогонална јер је производ било које две колоне једнак „0“. Ако анализирамо ортогонални низ у табели 5.3, уочава се да у првој колони постоје две „1“ и две „2“. Између колоне „1“ и „2“ има по једна од комбинација „11“, „12“, „21“ и „22“. Збир квадрата сваке колоне је једнак броју неопходних експеримената, не укључујући понављања и зато је матрица „нормирана“.

Уравнотеженост колона гарантује да ће анализе и закључци у вези сваког параметра бити независни и без корелација са другим факторима. Обзиром на особину матрице, да су било које две колоне међусобно ортогоналне, добија се и одговарајућа уравнотеженост у табели 5.3.

5.2 Анализа резултата триболошких испитивања материјала цилиндра клипног компресора применом Taguchi методе и ANN модела

5.2.1 Планирање услова експеримента DOE

Предмет анализе су резултати који су добијени испитивањем хабања материјала основе цилиндра (основни) и материјала ојачавача у условима клизања на трибометру, без присуства средства за подмазивање [69, 70]. У табели 5.4 су систематизовани контролни параметри и њихови нивои који утичу на триболошке карактеристике испитиваних материјала. Анализирана триболошка испитивања су реализована у условима клизања без подмазивања променом три основна утицајна параметра: брзине клизања, силе, односно оптерећења и врсте материјала, табела 5.4. Променом вредности утицајних параметара мењају се и излазне вредности, односно, мењају се посматране триболошке карактеристике испитиваних материјала.

Табела 5.4 Нивои и контролни параметри према плану експеримента

Контролни параметри	Мерна јединица	Ниво I	Ниво II	Ниво III
(A) Материјали	-	Основни и ојачавач		
(B) Оптерећење – сила	[N]	0,3	0,6	0,9
(C) Брзина клизања	[mms ⁻¹]	3	9	15

Добијени експериментални резултати триболошких испитивања материјала основе цилиндра и ојачавача су анализирани применом Taguchi ортогоналне матрице врсте L_{18} , која се састоји од 8 фактора и 18 нивоа, према табели 5.1.

На основу добијених експерименталних резултата и излазних величина, извршена је одговарајућа анализа. Резултати анализе су коефицијенти, који представљају релације између утицајних улазних параметара експеримента и излаза (мерених карактеристика квалитета). Примењен је уобичајени начин анализе и сумирања резултата применом Fisher анализе варијација или варијансе ANOVA (енгл. Analysis of variance – ANOVA), чији су резултати приказани у оквиру табеле 5.5.

Применом Taguchi методе, експериментални резултати који су добијени приликом триболошких испитивања на трибометру су трансформисани и приказани су као однос сигнал-шум S/N, према матрици која је формирана применом статистичког програма Minitab 16, табела 5.5.

Однос S/N, односно метода мерења из групе што је мања вредност то је боља („smaller is better“), према једначини (5.4), је коришћена при анализи параметара хабања материјала. Такође, коришћена је статистичка анализа варијанси за сваки ниво утицајних параметара ради процене статистички добијених вредности у циљу предвиђања идеалне комбинације параметара.

Експериментални резултати за параметар хабања су добијени коришћењем ортогоналног низа за различите комбинације утицајних фактора, табела 5.5. У табели су приказане средње вредности односа S/N, односно збирне вредности параметара хабања материјала.

Табела 5.5 План експеримента приказан према Taguchi ортогоналној матрици врсте L_{18}

	Материјали	Оптерећење (сила) [N]	Брзина клизања [mms ⁻¹]	Параметар хабања [mm ³ (Nm) ⁻¹]	S/N [dB]	ANN излаз
1	Основни	0,3	3	0,0000172	95,771	0,000149016
2			9	0,0000266	91,4929	0,000037805
3			15	0,0005877	64,6165	0,000576467
4		0,6	3	0,0001438	76,8474	0,000142539
5			9	0,0004905	66,1867	0,000489905
6			15	0,0005455	65,2643	0,000534089
7		0,9	3	0,0002347	72,5903	0,000236159
8			9	0,0002694	71,3935	0,000276585
9			15	0,0003306	69,6142	0,000333552
10	Ојачавач	0,3	3	0,0000357	88,9579	0,000058368
11			9	0,0000288	90,8077	0,000078315
12			15	0,0000255	91,8627	0,000656695
13		0,6	3	0,0000688	83,2493	0,000068265
14			9	0,0000519	85,6899	0,000063868
15			15	0,0000498	86,0516	0,000010194
16		0,9	3	0,0000854	81,368	0,000096612
17			9	0,0000658	83,6412	0,000077684
18			15	0,0000457	86,7951	0,000070683

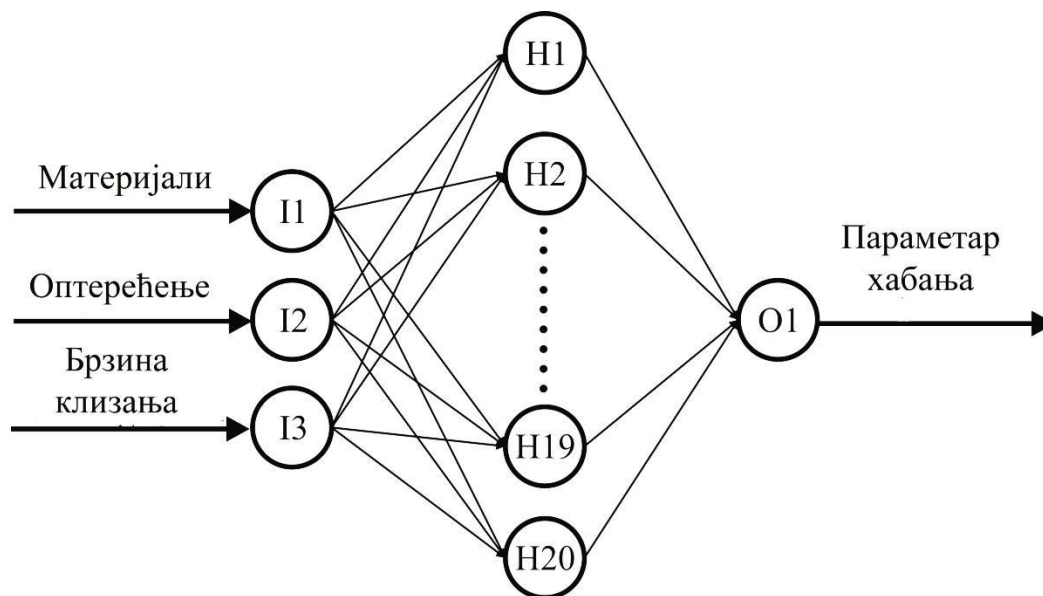
Анализом добијених резултата у табели 5.5, може се уочити да је у већини случајева, параметар хабања већи за основни материјал цилиндра од легуре алуминијума, који је мекши у односу на материјал ојачавача од легуре гвожђа. То није случај на режиму испитивања $F_N = 0,3$ N и $V = 3$ mm/s, при мањем оптерећењу и брзини клизања, када је снимљено интензивније хабања материјала ојачавача. Већа вредност фактора хабања ојачавача у односу на основни материјал цилиндра клипног компресора је снимљена и при мањем оптерећењу и већој брзини клизања, на режиму $F_N = 0,3$ N и $V = 9$ mm/s.

5.2.2 Поставке ANN модела

Узимајући у обзир шаблоне комуникације у биолошком нервном систему, као што је нервно кодирање, које дефинише реакцију можданих ћелија човековог ума на утицај разноврсних надражаја, са циљем решавања проблема применом рачунара (биоинформатика) формиран је одговарајући модел, који је заснован на неуронској мрежи ANN (енгл. Artificial neural network - ANN), сл. 5.1. Применом неуронских мрежа и ANN модела за решавање проблема се додатно штеде и време и ресурси, односно смањују се трошкови, који су незаобилазни при реализацији експерименталних испитивања.

У оквиру модела, повезани елементи у виду чворова се називају вештачки неурони, слично неуронима у биолошком мозгу. Свака веза, попут синоптичких веза у биолошком мозгу, може пренети сигнал другим неуронима.

Вештачки неурон прима сигнале, затим их обрађује и означава неуроне са којима је повезан. „Сигнал“ на вези је реалан број, а излаз сваког неурона се израчунава нелинеарном функцијом збира његових улаза. Сваки вештачки неурон има улазе и производи један излаз који се може послати на више других неурона. Улази могу бити вредности карактеристика узорака екстерних података, као што су слике и документи или могу бити излази других неурона. Излази коначних излазних неурона неуронске мреже испуњавају задатак, као што је препознавање објекта на слици итд.



Сл. 5.1 Структура ANN мреже

За проналажење излаза из неурона, узима се пондерисани збир свих улаза, који је пондерисан тежинама веза од улаза до неурона. Овој суми додајемо термин пристрасности. Пондерисана сума се понекад назива активацијом. Пондерисана сума се затим пропушта кроз, уобичајено нелинеарну активациону функцију да би се произвео излаз. Почетни улази су екстерни подаци, слике или документи. Крајњи резултати испуњавају задатак, као што је препознавање објекта на слици.

За одређивање параметра хабања је коришћена неуронска мрежа са једним скривеним слојем и 20 неурона овог слоја, чија је шема приказана на сл. 5.1.

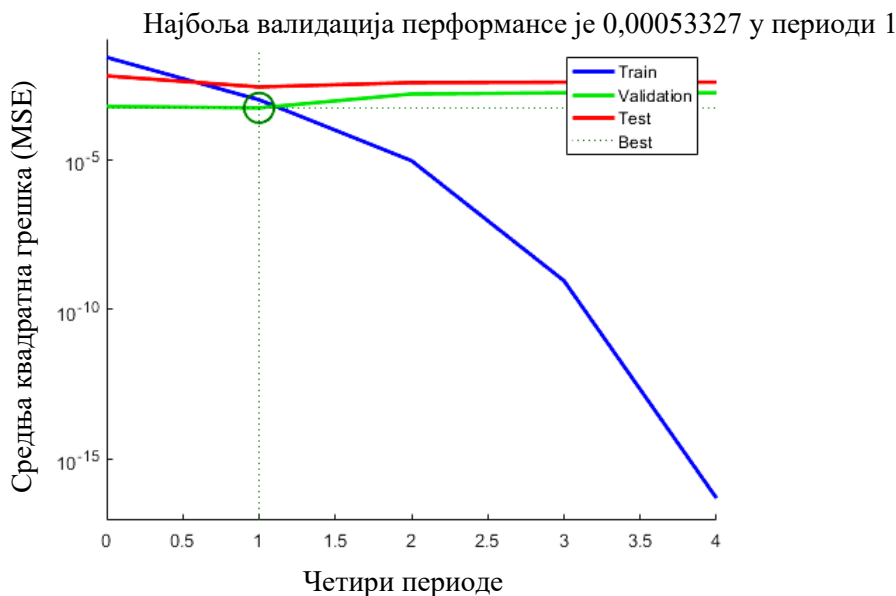
Софтвер који је коришћен за тренирање, односно за обучавање неуронских мрежа је комерцијални Matlab 2016a. Математичка функција која је примењивана за тренирање неуронских мрежа је Log-Sigmoid преносна функција или logsig .

Алгоритам који се користи за обучавање неуронске мреже је Levenberg–Marquardt-ов алгоритам; скраћено: LMA или LM, који је познат као метода најмањих квадрата одступања резултата и примењује се за решавање нелинеарних математичких проблема.

Тим путем, сви подаци су подељени у три групе: тренирање, тест и верификација података, у оквиру којих се користи 70%, 15% и 15% свих анализираних података, који су добијени у току триболошких експерименталних испитивања.

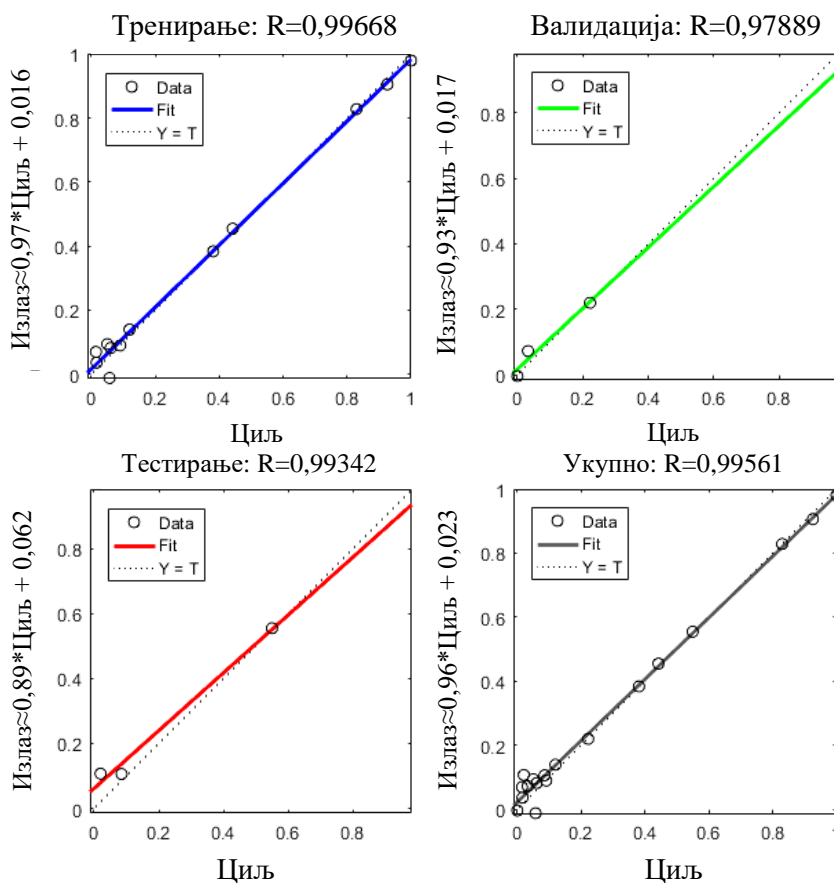
На сл. 5.2 је приказан дијаграм средње квадратне грешке или стандардне девијације (енгл. mean squared error - MSE) за тренирану неуронску мрежу.

У статистици, MSE представља средњу квадратну грешку или суму квадрата разлике између стварне измерене вредности и средње процењене вредности анализираних параметра. То је функција ризика, која одговара очекиваној вредности губитка грешке на квадрат.



Сл. 5.2 Средња квадратна грешка за тренирану неуронску мрежу

На сл. 5.2 се уочава да нема проблема у тренирању мреже, јер криве валидације и тестирања имају сличан ток. Приликом тренирања неуронских мрежа добија се коефицијент регресије (расипања резултата), сл. 5.3. Приказане су регресивне криве за тренирање, валидацију, тестирање и укупни коефицијент регресије R , чија је вредност 0,99561, сл. 5.3. Вредност је блиска 1, а то указује на поклапање са експериментом.



Сл. 5.3 Предикативне перформансе ANN модела (стварна вредност, прилагођена вредност и резидуално одступање). Коефицијент регресије добијен преко ANN

5.2.3 Анализа S/N односа

Анализа утицаја контролних параметара (врста материјала, оптерећење и брзина клизања) на процес хабања се реализује праћењем односа S/N. Комерцијални софтвер Minitab 16 је коришћен за статистичку обраду података и формирање ортогоналне матрице. Аритметичка средина S/N односа је рачуната за сваки ниво утицајних параметара, као и упоредни параметар хабања. Процес подешавања вредности са највећим S/N односом увек даје најбољи квалитет са минималном варијацијом.

У табели одзива су приказане утицајне променљиве на параметар хабања у условима клизања без примене средства за подмазивање, табела 5.6. При томе, контролна вредност има највећи утицај и одређује се као разлика између највеће и најмање средње вредности S/N односа.

Табела 5.6 Табела одзива за S/N однос; случај „мање је боље“ (параметар хабања)

Ниво	Материјали	Оптерећење	Брзина клизања
1	74,81	87,17	83,05
2	86,49	77,21	81,54
3		77,57	77,37
Delta	11,68	9,95	5,68
Rank	1	2	3

Вредност са највише утицаја се означава као Delta. Разлика између максималног и минималног S/N односа представља Delta вредност. При највећој Delta вредности је највећи утицај на параметар хабања. Утицај контролних параметара на промену вредности параметра хабања је приказан у табели 5.6. На основу рангирања се може закључити да врста материјала има највише утицаја на параметар хабања, а затим утицајно следе оптерећење и брзина клизања.

На слици 5.4 је приказан дијаграм зависности параметра хабања од улазних контролних параметара при различитим условима испитивања материјала и ограничењима.

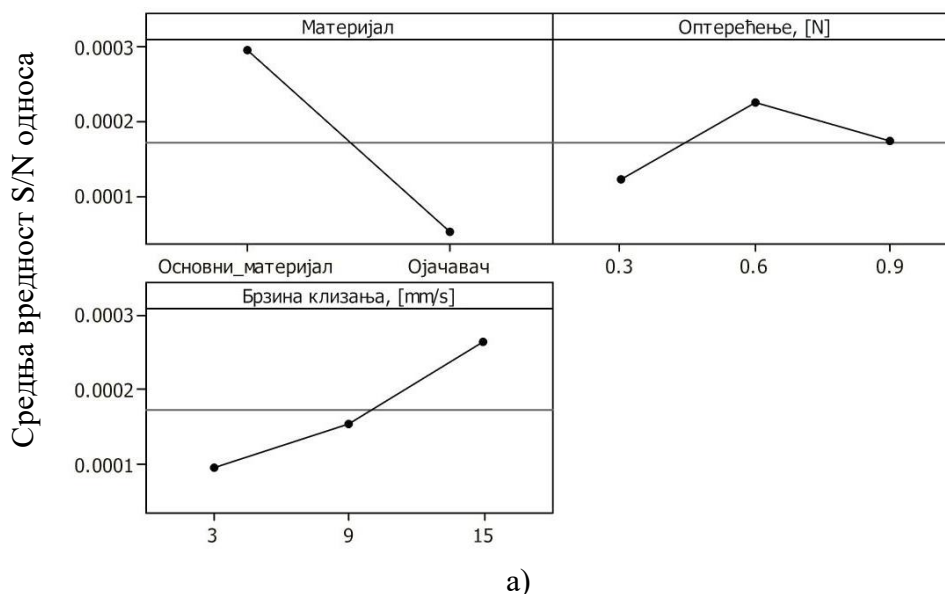
Дијаграм главних ефеката приказује средњу вредност одговора за сваки ниво повезан са линијом линеарне зависности. Користи се дијаграм главних ефеката да би се анализирале разлике између средњих вредности нивоа за један или више параметара. Главни ефекат постоји када различити нивои параметара различито утичу на одговор. Графикон главних ефеката приказује средњу вредност одговора за сваки ниво параметара повезан линијом линеарне зависности.

Општи услови које треба препознати на дијаграму су следећи:

- случај када је линија хоризонтална или приближно хоризонтална, тада нема главног ефекта. Сваки ниво параметара утиче на одговор на исти начин, а средња вредност одговора је иста на свим нивоима параметара и
- случај када линија није хоризонтална, тада постоји главни ефекат. Различити нивои параметара различито утичу на одговор. Што је израженији нагиб линије зависности, то је већи утицај главног параметра.

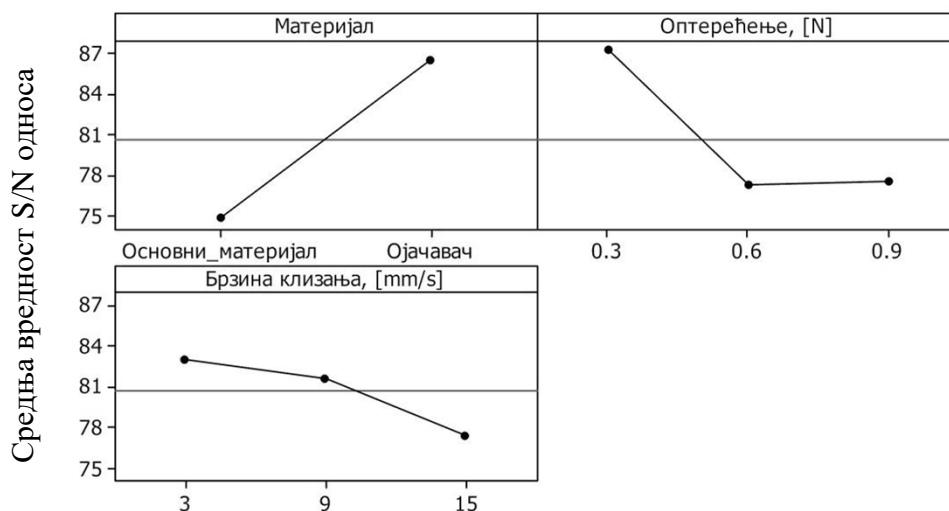
У конкретном случају, може се закључити да највећи утицај на промену параметра хабања имају врста испитиваног узорка материјала и брзина клизања. Закључак се односи на константан пут клизања у условима без средства за подмазивање. Утицај промене оптерећења при непромењеном путу клизања је доста мањи, а то се може уочити на сл. 5.4.

Главни ефекат за S/N однос



а)

Главни ефекат за S/N однос



S/N однос: Мање је боље

б)

Сл. 5.4 Дијаграм главних ефеката S/N односа за: а) нивои-параметар хабања и б) S/N однос-параметар хабања

5.2.4 Анализа резултата варијансе за тест хабања материјала

Анализа варијансе или ANOVA, је статистичка метода која раздваја посматране податке о варијанси у различите компоненте које се користе за додатне тестове. Једносмерна ANOVA се користи за три или више група података, да би се добиле информације о односу између зависних и независних променљивих.

Експериментални резултати су обрађени применом ANOVA софтверског пакета. Анализирани су утицајни параметри на параметар хабања и то: врста материјала, брзина клизања и оптерећење. Формирањем анализе варијансе може да се одреди који параметар доминира над другим, као и процентуални утицај истог.

У табели 5.7 су приказани резултати ANOVA за параметар хабања, у зависности од три утицајна параметра, њихових варијанси и међусобних интеракција. Анализа је извршена са нивоом тачности од 5% ($\alpha = 0,05$), за ниво поузданости од 95%. Извори са P вредношћу која је мања од 0,05 су сматрани да имају статистички значајан допринос мерењу. У табели 5.7, последња колона представља проценат утицаја P_r сваке вредности на укупну варијансу, што указује и на њен степен утицаја на резултат.

На основу резултата анализе, који су приказани у табели 5.7 може се закључити да материјал има највећи утицај на параметар хабања (35,54%). Оптерећење има мањи утицај на параметар хабања (22,16%), док је брзина клизања најмање утицајна (6,01%).

Међусобна интеракције између појединачних параметара има такође значајан утицај. На пример, утицај интеракције материјала и брзине клизања је највећи (15,55%), затим следе утицај интеракције оптерећења и брзине клизања (9,37%) и интеракције материјала и оптерећења (3,52%).

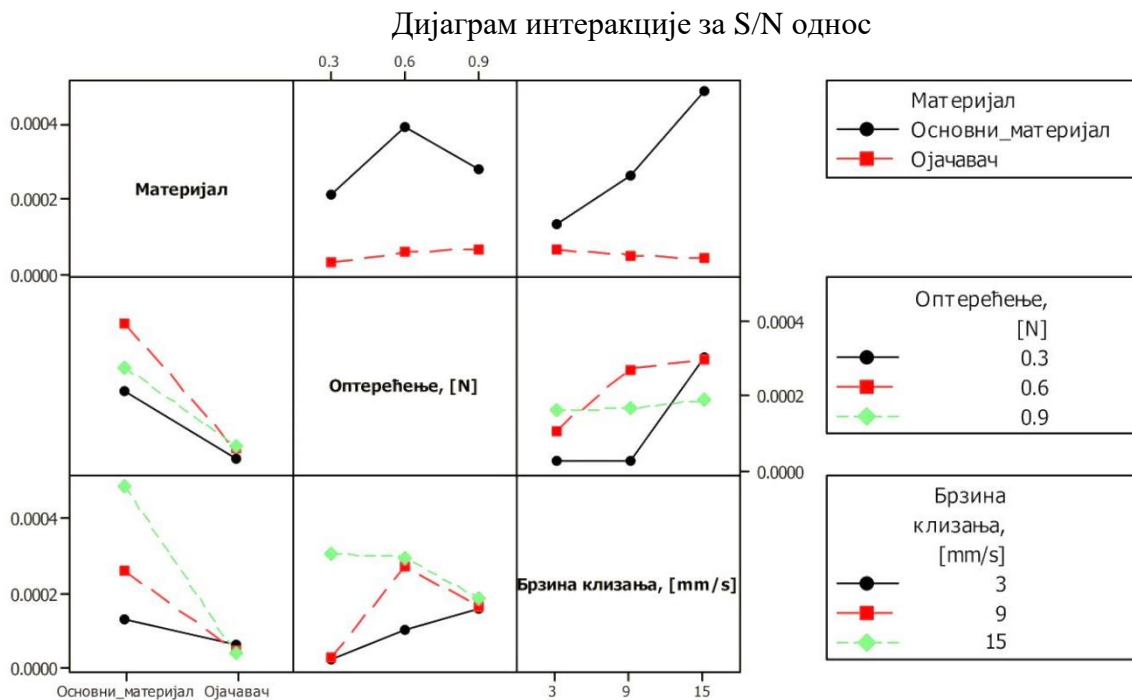
На сл. 5.5 и 5.6 су приказани дијаграми утицаја улазних параметра на параметар хабања. На основу добијених вредности из табеле 5.7, на сл. 5.7 и 5.8 су приказани 2D и 3D дијаграми зависности параметра хабања од промене оптерећења и брзине клизања.

Према извршеној анализи, како је приказано на дијаграмима, сл. 5.7 и 5.8, мања вредност параметра хабања се постиже при мањим оптерећењима и брзинама клизања. Аналогно томе, вредности параметра хабања материјала расту са повећањем оптерећења и брзине клизања.

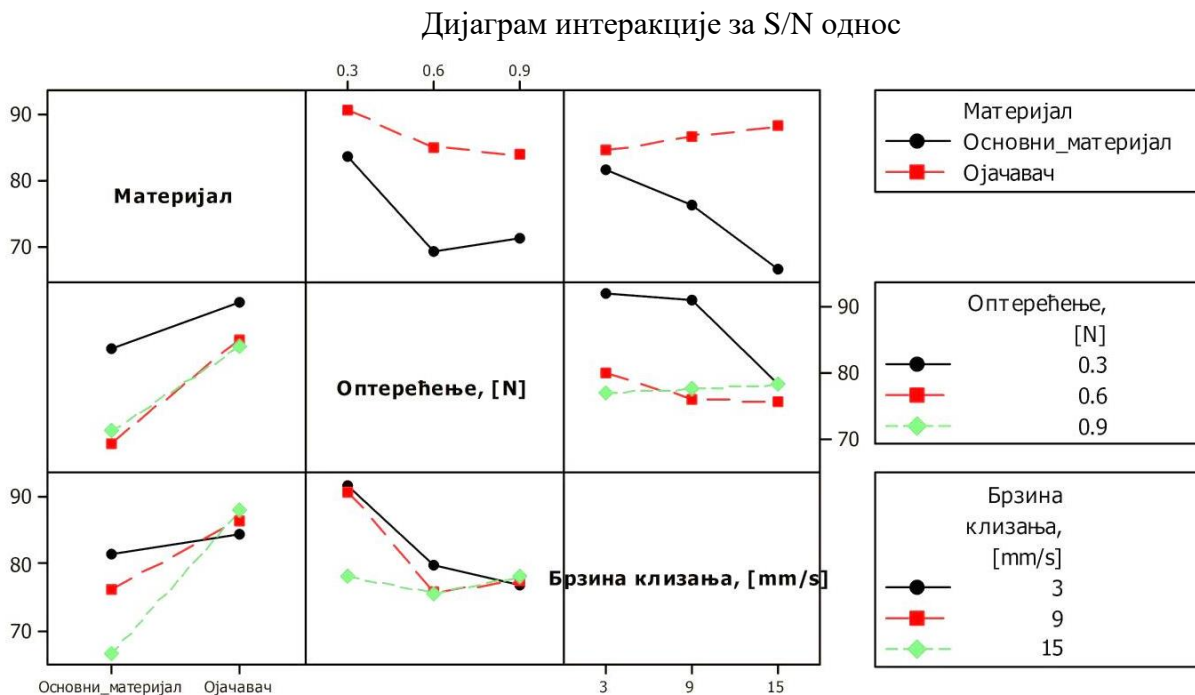
Табела 5.7 Резултати анализе варијансе за параметар хабања

Извор	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P	Pr
Материјали	1	614,14	614,14	614,14	18,11	0,013	35,54
Оптерећење	2	382,82	382,82	191,41	5,64	0,068	22,16
Брзина клизања	2	103,87	103,87	51,93	1,53	0,321	6,01
Однос: материјал/оптерећење	2	60,80	60,80	30,40	0,90	0,477	3,52
Однос: материјал/брзина клизања	2	268,61	268,61	134,31	3,96	0,113	15,55
Однос: оптерећење/брзина клизања	4	161,95	161,95	40,49	1,19	0,434	9,37
Резидуална грешка	4	135,68	135,68	33,92			
Укупно	17	1727,87					100,00
Где су:							
DF	- степени слободе (енгл. Degrees of freedom),						
Adj SS	- збир квадрата, прилагођен (енгл. Sums of squares - adjusted) и						
Adj MS	- средња вредност квадрата, прилагођена (енгл. Mean squares - adjusted)						

Поређење резултата модела линеарне регресије са експерименталним резултатима за параметар хабања материјала је приказано на сл. 5.9. Линеарна регресија расположивих експерименталних резултата је добијена применом софтверског пакета ANOVA методом наизменичног варирања утицаја улазних параметара и то: материјала, нормалног оптерећења и брзине клизања као променљивих улазних параметара, који имају утицаја на промену вредности параметра хабања.

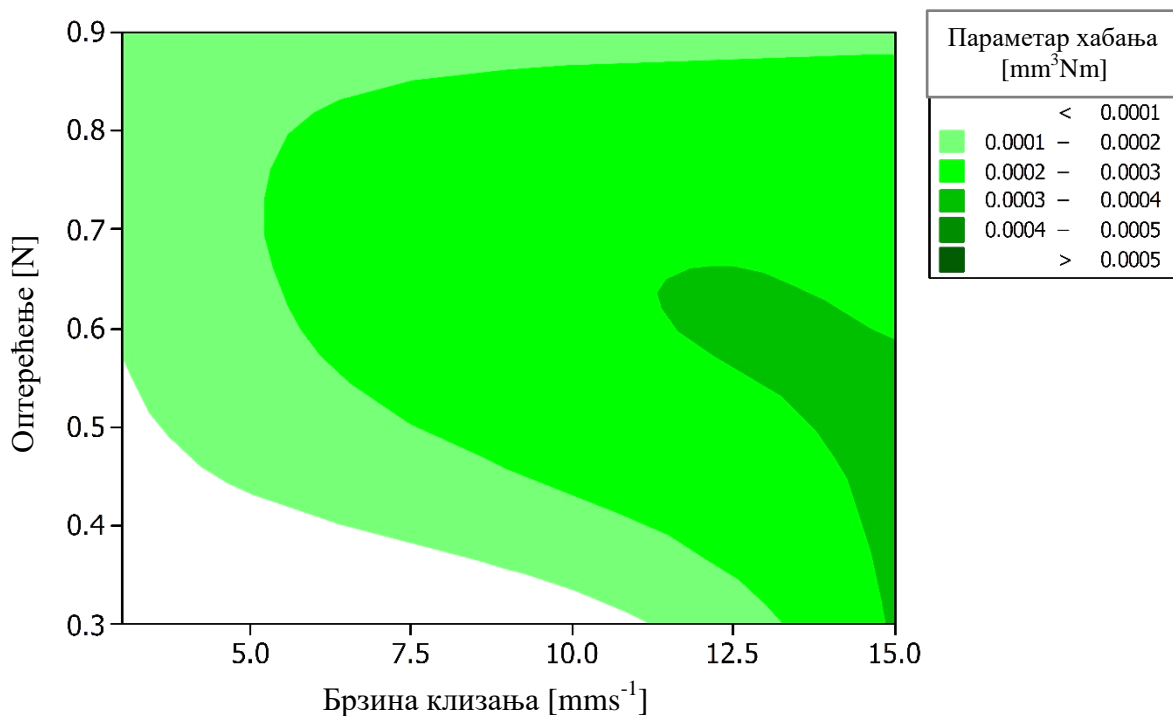


Сл. 5.5 Дијаграм утицајних улазних параметара за случај интеракције нивои-параметар хабања

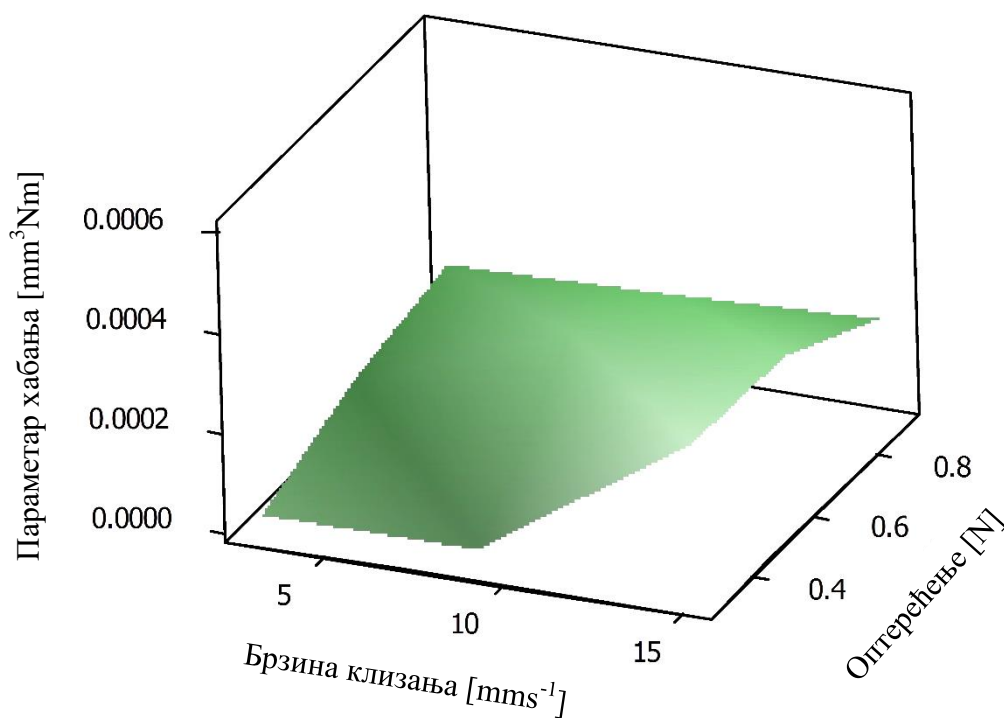


S/N однос: Мање је боље

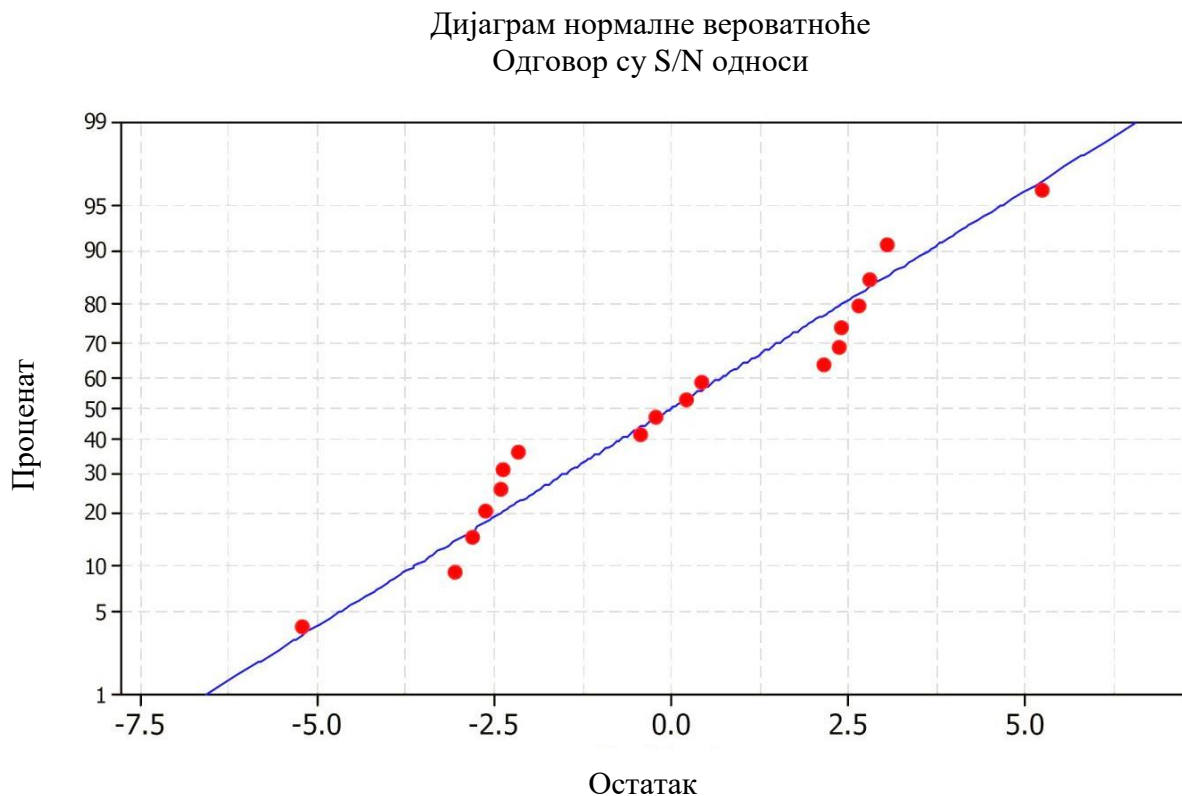
Сл. 5.6 Дијаграм утицајних улазних параметара за случај интеракције S/N однос-параметар хабања



Сл. 5.7 Равански 2D дијаграм зависности параметра хабања од оптерећења и брзине клизања

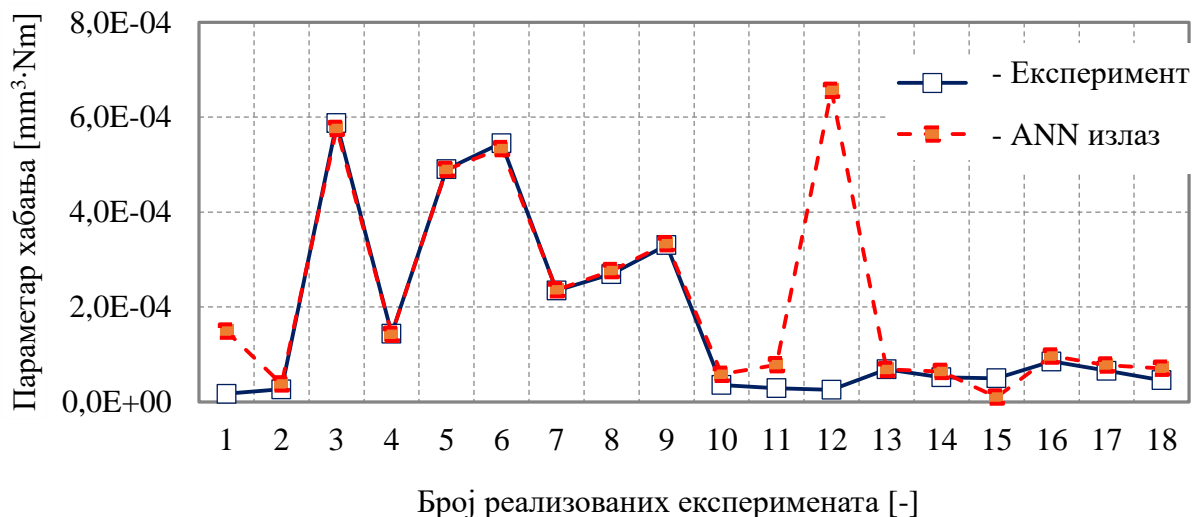


Сл. 5.8 3D дијаграм зависности параметра хабања од промене оптерећења и брзине клизања



Сл. 5.9 Поређење резултата примене линеарног модела регресије са експерименталним резултатима за параметар хабања

Графички приказ и поређење експерименталних резултата који су добијени применом Taguchi методе и модела на бази ANN су приказани на сл. 5.10



Сл. 5.10 Поређење експерименталних резултата, снимљених вредности параметра хабања са резултатима модела на бази ANN

Анализом дијаграма на сл. 5.10, уочава се, да је код већине мерења остварено добро слагање експерименталних резултата који су добијени применом Taguchi методе и ANN модела.

6. ПРОЦЕНА ПОУЗДАНОСТИ КЛИПНИХ КОМПРЕСОРА ЗА ВАЗДУХ НА ОСНОВУ ПАРАМЕТАРА ПОГОДНОСТИ ОДРЖАВАЊА

У периоду после Другог светског рата, интензивније су истраживани, а самим тим су и идентификовани утицајни параметри на поузданост и функционалност техничких система, као што су клипни компресори за ваздух.

У следећој фази развоја, поузданост и функционалност су разматрани од фазе пројектовања. Статистика добија на значају због база података у вези одређених појава и/или процеса који се анализирају. Обрадом података се могу добити одговарајући параметри математичких модела, односно једначине којима се описује одговарајућа појава и/или процес или се анализира проблем, као што је поузданост.

Трећу фазу развоја проблематике поузданости карактеришу системски приступи и анализе засноване углавном на техничким и економским параметрима анализираних система. Тим путем, методе за одређивање поузданости, планирање одржавања и времена поправке техничког система су формиране на основу анализе статистичких података, који су добијени испитивањем, а затим су претворени у базе података о неисправности система у експлоатацији. Методе поузданости такође узимају у обзир и пратеће трошкове за потребе одржавања система у оперативном стању.

Статистичке анализе су у почетку реализоване на „макро“ нивоу, јер је анализирана поузданост система као целине, углавном на основу података о генералним отказима у експлоатацији, без узимања у обзир утицаја појединих уско специфицираних елемената система који је отказао.

Савремени модели поред статистички добијених параметара у оквиру једначина којима се одређује степен поузданости система, почевши од процеса пројектовања, подразумевају и паралелну експерименталну проверу и процену вредности утицајних параметара.

6.1 Основни прилаз одржавању клипних компресора за ваздух

Поузданост и функционалност система клипних компресора за ваздух на моторним возилима зависе од стања усисног и издувног вентила, склопа клип-клипни прстенови-зид цилиндра, филтера за ваздух и инсталације за компримовани ваздух у потисном воду. Стање ових делова који су важни за функционалност клипног компресора се процењује и проверава при редовним сервисним интервалима, према основном плану и прилазу одржавања, који је прописан од стране произвођача.

Структура система клипног компресора представља редну везу кључних елемената система, где отказ појединачног елемента има за последицу отказ система. Ако се систем клипног компресора прошири на мотор СУС са кога компресор добија погон, то је систем са паралелном везом, у оквиру које отказ клипног компресора не значи и отказ мотора СУС. Структура система клипног компресора је комбинована веза елемената чија се поузданост анализира одвојено.

Због захтева безбедности возила и учесника у саобраћају, у пракси, инсталацију за компримовани ваздух на моторним возилима треба пројектовати са одговарајућом резервом. У случају отказа мора постојати одговарајућа резерва компримованог ваздуха за кочење до безбедног заустављања возила, као што је хаваријско активирање енергетских акумулатора, „тристоп цилиндара“ итд.

Пнеуматски кочни систем на моторном возилу, чија функционалност зависи од клипног компресора за ваздух, представља систем са специфичном квази-паралелном везом која обезбеђује, у случају отказа елемента у систему, функционалност на доњој граници подручја дозвољених одступања. Захтева се да кочни систем возила има радну и помоћну ручну кочницу, али је дозвољено да ручна кочница, осим преко сопственог преносног механизма, делује на кочнице задњих точкова и приликом радног (ножног) кочења [71].

Основни прилаз одржавању система клипног компресора у експлоатацији на моторним возилима представља сложен процес и карактерише се погодношћу, односно вероватноћом да ће планирани поступци одржавања бити реализовани у предвиђеном временском интервалу и при одређеним условима. Основни показатељ процеса одржавања представља средње време поправке, односно отказа.

Одржавање клипног компресора у експлоатацији на моторним возилима се реализује у специјализованим сервисним радионицама које су опремљене за ту намену. Квалитет поступка одржавања система клипног компресора се може представити као веза између тренутка појаве стања „у отказу“ и времена реализације поступка одржавања.

За систем клипног компресора су неопходна корективна (накнадна) одржавања, као и превентивна (које се реализује према стању и поступком замене) и комбинована одржавања, са циљем да се спрече откази и трошкови застоја. У случају отказа, неопходно је да се за што је могуће краће време, систем врати у стање „у раду“.

Код транспортних средстава која раде непрекидно, као што су аутобуси у градском саобраћају, са истраживаним системом за снабдевање компримованим ваздухом, најпогоднија је примена комбинованог одржавања [71, 72].

У том случају, метода комбинованог одржавања система клипног компресора обухвата комбинацију поступака корективног и превентивног одржавања у смислу коришћења система до појаве првог стања „у отказу“ на неком од делова. Када је систем „у отказу“, применом поступка корективног одржавања и враћања у стање „у раду“, реализују се поступци одржавања према прописаним процедурама.

Ефективност система клипног компресора се такође може повећати применом основног прилаза одржавању који подразумева реализацију два основна задатка:

- формирање захтева за погодност одржавања система клипног компресора у фази развоја и
- дефинисање основа за интегралну системску подршку у току експлоатације система клипног компресора.

Погодност одржавања у том случају може представљати вероватноћу да ће пројектовани поступак одржавања клипног компресора бити реализован у задатом времену, при одређеним условима околине и са минималним трошковима.

Интегрална системска подршка представља скуп поступака чија је примена неопходна у циљу постизања већег нивоа погодности одржавања система клипног компресора. То су логистички поступци који обухватају планирање поступка набавке резервних делова, резервне подршке у транспорту и руковању, обезбеђење стручних кадрова, алата и опреме, као и формирање и уређивање одговарајућих база података и других сличних активности.

Интегрална системска подршка у експлоатацији клипног компресора може да се реализује кроз три основна правца:

- идентификација основних захтева за подршком,
- припрема основа за реализовање захтева подршке и
- реализација захтева у циљу ефикаснијег функционисања система клипног компресора.

Поступци одржавања који се примењују, генерално се могу разликовати међусобно у зависности од тога, да ли се ради о активностима на снабдевању система, надзору, провери функционалности, сервисним интервенцијама и оправкама или на примени технолошких иновација.

Захтеви за примену технолошких иновација у току поступка одржавања система клипног компресора обухватају потребу за оптимизацијом система у смислу повећања ефикасности свих делова (оперативне готовости, поузданости и функционалне подобности, односно флексибилности).

Примена поступака технолошких иновација у систему одржавања клипног компресора је условљена потребом за сталним побољшањем употребних карактеристика. Технолошке иновације се могу применити на различитим деловима система, било да се ради о деловима пнеуматских, већ и механичких, електронских и хидрауличких система, као и делова комбинованог дејства.

Резултати истраживања у оквиру докторске дисертације усмеравају рад на оптимизацији делова система клипног компресора, у циљу повећања очекиване расположивости клипног компресора при експлоатацији на моторним возилима. При томе су обухваћене следеће чињенице у складу са очекиваним резултатима:

- узимајући у обзир чињеницу, да се откази не могу у потпуности избећи, али се може смањити њихов интензитет, триболошка оптимизација цилиндра треба да допринесе повећању погодности одржавања, односно смањењу броја отказа и већој поузданости због смањења трења и хабања делова истраживане клизне површине цилиндра клипног компресора за ваздух,
- примена триболошки оптимизованог цилиндра са ојачавачима, као технолошком иновацијом, треба да допринесе смањењу механичких губитака, због смањења трења и хабања унутар клизне површине цилиндра, као дела система клипног компресора. Оптимизација треба да допринесе и смањењу потрошње горива,
- очекивано мањи број отказа, захтева и мању количину резервних делова кроз интегралну системску подршку, чиме се олакшава процес набавке резервних делова и могуће је исти реализовати на оптималнији начин са минималним трошковима,
- повећањем расположивости клипног компресора, повећава се паралелно и расположивост кочног система моторног возила у оквиру кога се примењује, што доприноси безбеднијем коришћењу у саобраћају,
- оперативност система на моторном возилу, који за своје активирање користе компримовани ваздух се на тај начин подиже на виши ниво, због смањења времена у стању отказа. Тим путем, мања је вероватноћа појаве озбиљнијих, ланчаних хаварија на другим повезаним системима на моторном возилу и
- оперативни рад техничке и сервисне службе је могуће реализовати према плану, без непланираних сервисних интервенција. Одржавање је углавном превентивно и према стању система, чиме се додатно елиминишу изненадни откази и трошкови, а то утиче на бољу погодност одржавања.

6.2 Ефективност система клипног компресора за ваздух

Систем клипног компресора за ваздух на моторним возилима, у циљу правилног функционисања мора да задовољава следеће захтеве:

- мора имати одређену готовост или вероватноћу спремности за рад у тренутку потребе и почетка рада, односно активирања и испоруке ваздуха,
- мора имати одређену поузданост, односно вероватноћу да може без отказа извршити своју функцију у одређеном временском интервалу, при одређеним условима, у границама дозвољених одступања и
- мора имати одређену функционалну погодност у временском интервалу када је систем „у раду”, а то подразумева прилагођавање радним условима и поремећајима у току рада.

Функционалност система клипног компресора за ваздух у суштини подразумева наизменичну промену стања „у раду” и стања „у отказу”, чија је појава случајног карактера. У том случају, ефективност система се може функционално приказати као вероватноћа да ће систем бити спреман за рад, као и да ће успешно функционисати у одређеном временском интервалу и прилагодити се условима рада (6.1) [71]:

$$E_s(t) = G(t) \cdot R(t) \cdot FP \quad [0 \leq E_s(t) \leq 1], \quad (6.1)$$

где су: $E_s(t)$ функција ефективности, $G(t)$ готовост, $R(t)$ поузданост и FP функционална погодност система клипног компресора.

Поред вероватноће функционалности без отказа, поузданост представља и вероватноћу да ће отказ система клипног компресора настати после одређеног времена у експлоатацији. Као показатељ поузданости се узима средње време између отказа.

Математички посматрано, поузданост $R(t)$ је случајни процес који описује да ли се систем клипног компресора налази у стању „у раду” или у стању „у отказу”. Вероватноћа се може приказати као однос броја исправних делова система „у раду” $n_1(t)$ и укупног броја делова система $n(t)$ у тренутку $t_0 = 0$, једначина (6.2) [73, 74]:

$$R(t) = \frac{n_1(t)}{n(t)} = \lim_{n \rightarrow \infty} R(t), \quad (6.2)$$

где је t време трајања процеса. Стварна поузданост се добија када укупан број делова система „у раду” тежи бесконачности.

Систем клипног компресора се одржава, на тај начин што компонента у стању отказа одмах подлеже одржавању (оправка или замена), чиме се систем враћа у стање „у раду”. Интензитет отказа $\lambda(t)$ у случају прекидне промене стања представља однос функције густине појава стања „у отказу” $f(t)$ и кумулативне густине појава стања „у раду”. То је однос броја делова „у отказу” $N(t)$ у интервалу $t = [t - (t + \Delta t)]$ и средње вредности броја исправних елемената у истом интервалу (6.3):

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = \frac{N(t)/n(t) \cdot \Delta t}{[n(t) - N(t)]/n(t)} = \frac{N(t)}{n_1(t) \cdot \Delta t}, \quad (6.3)$$

где је: $n_{1sr}(t) = [n(t) + n_1(t)]/2$. Димензија функције интензитета и функције густине појава стања „у отказу” је реципрочна времену, [појава $\cdot h^{-1}$].

6.2.1 Поузданост комбиноване везе делова система клипног компресора

За систем испитиваног клипног компресора са комбинованом везом делова ($E_{1,2...n}$), поузданост се рачуна прво за паралелне везе, па се на такве блокове примењује формула за редну везу. На пример, за конфигурацију редне везе n блокова од којих је сваки са паралелном везом m делова, поузданост се прво рачуна за паралелну везу унутар блока (6.4), па се поузданост система рачуна као (6.5) [73, 74]:

$$R_j = 1 - \prod_{j=1}^m P(\bar{E}_{ij}) = 1 - \prod_{j=1}^m [1 - P(E_{ij})], \quad (6.4)$$

$$R = R_1 R_2 \cdots R_n = \prod_{i=1}^n \left\{ 1 - \prod_{j=1}^m [1 - P(E_{ij})] \right\}. \quad (6.5)$$

За конфигурацију паралелне везе n блокова од којих сваки садржи m редно везаних елемената, поузданост се прво рачуна за редну везу унутар блока (6.6):

$$R_j = \prod_{j=1}^m P(E_{ij}). \quad (6.6)$$

Поузданост система се одређује применом следеће једначине (6.7):

$$R = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - R_i) = 1 - \prod_{i=1}^n \left[1 - \prod_{j=1}^m P(E_{ij}) \right]. \quad (6.7)$$

У случају система клипног компресора за ваздух на моторним возилима, саставни блокови комбиноване везе су мотор СУС, делови разводног механизма са погонским зупчаником компресора и сам клипни компресор као целина.

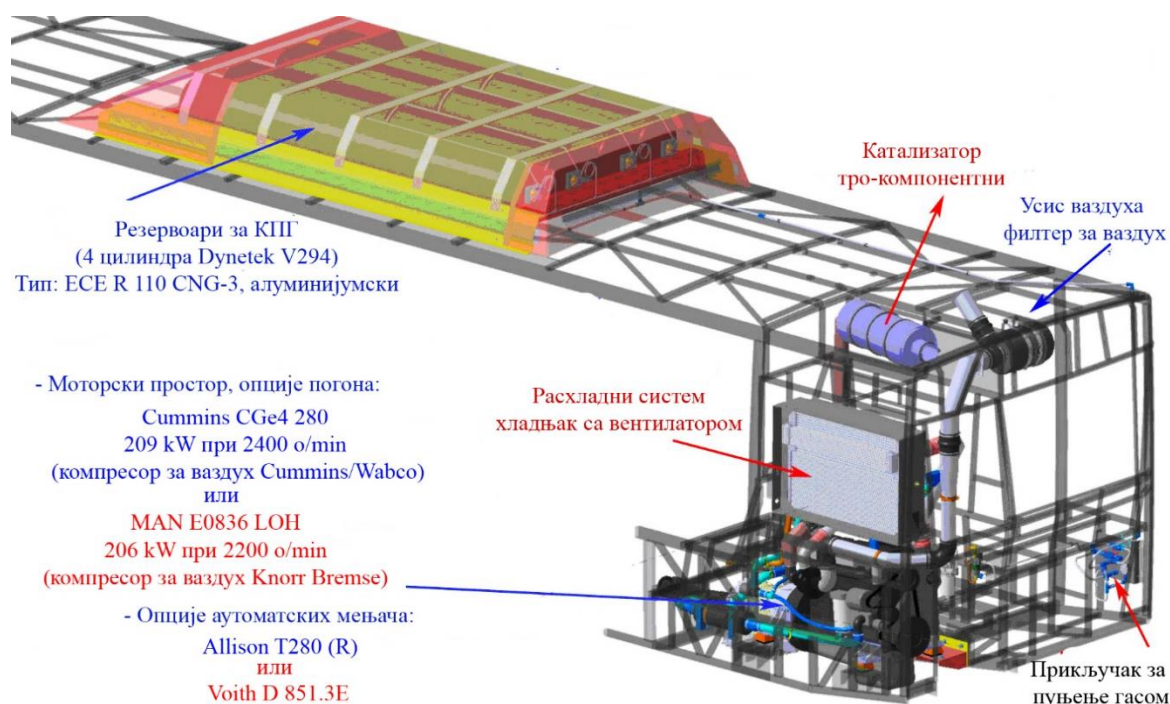
6.2.2 Идентификација карактеристичних делова система референтног клипног компресора на аутобусу са погоном на природни гас МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С

Подаци за анализу погодности одржавања система клипног компресора су добијени у току експлоатације градског нископодног аутобуса са погоном на компримовани природни гас, МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С (MAZ-BIK 203 CNG-S) који је произведен у Крагујевцу. Аутобуси овог типа се користе за потребе превоза путника у градском саобраћају града Крагујевца и Београда [15].

Концепција аутобуса обухвата погонски систем са мотором на природни гас и аутоматским мењачем. Природни гас се складишти под притиском у резервоарима на крову аутобуса, сл. 6.1.

Због уградње мотора на природни гас и мењача у затвореном простору иза задње осовине, где је отежана слободна циркулација ваздуха, због веће радне температуре, неопходно је принудно хлађење. То је реализовано помоћу вентилатора који добија погон од хидрауличне пумпе, преко извода на мењачу, сл. 6.1. Погонски систем вентилатора такође захтева активно одржавање у току експлоатације.

На тај начин се регулишу и одржавају радне температуре мотора и клипног компресора као периферног уређаја и спречава се прегревање које може изазвати отказ.



Сл. 6.1 Положај уградње мотора на природни гас на аутобусу МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С, чији је референтни клипни компресор за ваздух периферни део

Обзиром да аутобуси у градском саобраћају имају мале просечне брзине, реално је да се одржавање и сервисирање реализује на основу броја радних часова мотора СУС, а не према пређеним километрима. Пређени километри могу бити релевантни код већих просечних брзина аутобуса, у међуградском саобраћају.

Због градског режима војње, одржавање мотора на природни гас и опреме испитиваног аутобуса МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С је такође реализовано према радним часовима, према препоруци произвођача мотора Cummins. Сервисирање према радним часовима је омогућено на тај начин, што су на аутобусима паралелно са одометрима за читавање пређених километара, уграђени и одометри за читавање радних часова.

Сервисни интервали према упутству произвођача мотора СУС, који је уграђен у испитиваном аутобусу са аспекта клипног компресора су приказани у табели 6.1.

Погонски систем клипног компресора на испитиваном аутобусу на природни гас има три идентификована критична подсистема и њихових елемената са аспекта поузданости, чије се одржавање реализује према табели 6.1, и то су:

1. Мотор са погонем на природни гас: захтева се замена моторног уља на сваких 500 h и замена делова система за паљење, свећица и бобина на сваких 1000 h;
2. Разводни механизам мотора на гас са погонским зупчаником клипног компресора: захтева се провера аутоматског затезача каиша на сваких 1000 h и провера каишника са пригушивачем вибрација на сваких 2000 h и
3. Клипни компресор: захтева се провера стања вентила, цилиндра и делова инсталације под притиском на сваких 2000 h. У току сваке провере стања цилиндра, обавезно се мења и заптивка цилиндра. Замена клипних прстенова и заптивке цилиндра је обавезна на сваких 4000 h и при томе се обавезно мења и филтер усисног ваздуха.

Табела 6.1 Табела одржавања мотора на природни гас у градском аутобусу МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С према препорукама произвођача и оствареним радним сатима

Комерцијални назив произвођача и тип мотора: Cummins C GAS PLUS CGe4			
Дневни преглед	На сваких 500 h	На сваких 1000 h	На сваких 2000 h
Проверити	Замени		
<ul style="list-style-type: none"> – Извештај возача; – Ниво уља и према потреби долити; – Ниво расхладне течности и према потреби долити; – Вентилатор и погонски каиш; – Црева у систему за хлађење; – Црева хладњака усисног ваздуха „интеркулера“; – Филтер испарења из мотора; – Дренажу филтера за гас и – Одзив педале гаса 	<ul style="list-style-type: none"> – Уље у мотору ¹; – Филтер за уље; – Филтер за воду и – Филтер испарења из мотора ² 	<ul style="list-style-type: none"> – Уље у мотору ¹; – Филтер за уље; – Филтер за воду; – Филтер испарења из мотора ²; – Филтер за гас и – Свећице и бобине 	<ul style="list-style-type: none"> – Уље у мотору ¹; – Филтер за уље; – Филтер за воду; – Филтер испарења из мотора ²; – Филтер за гас; – Свећице, бобине и – Антифриз, замена и испирање ³
	Подесити		
	Зазоре вентила		
	Проверити		
	<ul style="list-style-type: none"> – Катализатор; – Филтер за ваздух; – Усисни систем и – Хладњак ваздух-ваздух и инсталација 	<ul style="list-style-type: none"> – Филтер за ваздух; – Усисни систем; – Ниво расхладне течности; – Пумпу за воду; – Хладњак ваздух-ваздух са инсталацијом; – Аутоматски затезач каиша и – Катализатор 	<ul style="list-style-type: none"> – Филтер за ваздух; – Усисни систем; – Хладњак ваздух-ваздух; – Аутоматски затезач каиша; – Пумпу за воду; – Катализатор; – Пригушивач вибрација; – Турбину и – Компресор за ваздух
<ol style="list-style-type: none"> 1. Користити препоручено моторно уље: Gas Engine Oil SAE 15W-40; 2. Филтер испарења („одушка картера“) се додатно мења ако је притисак у кориту мотора достигао вредност 118,7 mm H₂O и 3. Користити антифриз за дизел моторе тешких теретних возила, који задовољава захтев GM6038-M у току године. <ul style="list-style-type: none"> – Максимално дозвољена потрошња моторног уља је 1 l на 10,6 h. 			

Пробна експлоатација аутобуса са погонским системом на природни гас, марке и типа МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С са уграђеним референтним једноцилиндричним клипним компресором за ваздух је реализована у градском саобраћају ГСП Београд, у току маја и јуна месеца 2009. године, сл. 6.2. Референтни клипни компресор за ваздух има сличне техничке и употребне карактеристике као и компресор чији је цилиндар предмет истраживања у оквиру докторске дисертације.



Сл. 6.2 Фотографија аутобуса МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С на пробној експлоатацији у ГСП Београд, окретница линије 74 на Новом Београду

У циљу што реалнијег испитивања техничких, експлоатационих и еколошких аспеката примене природног гаса у аутобуском подсистему јавног градског превоза у Београду, као меродавне линије на којима је реализовано испитивање возила, одређене су следеће линије: линија 55 (Звездара-Железник), линија 58 (Панчевачки мост-Нови Железник), линија 74 (Омладински стадион-Бежанијска коса) и линија 94 (Блок 45-Миљаковац 1), чије су трасе приказане на сл. 6.3.

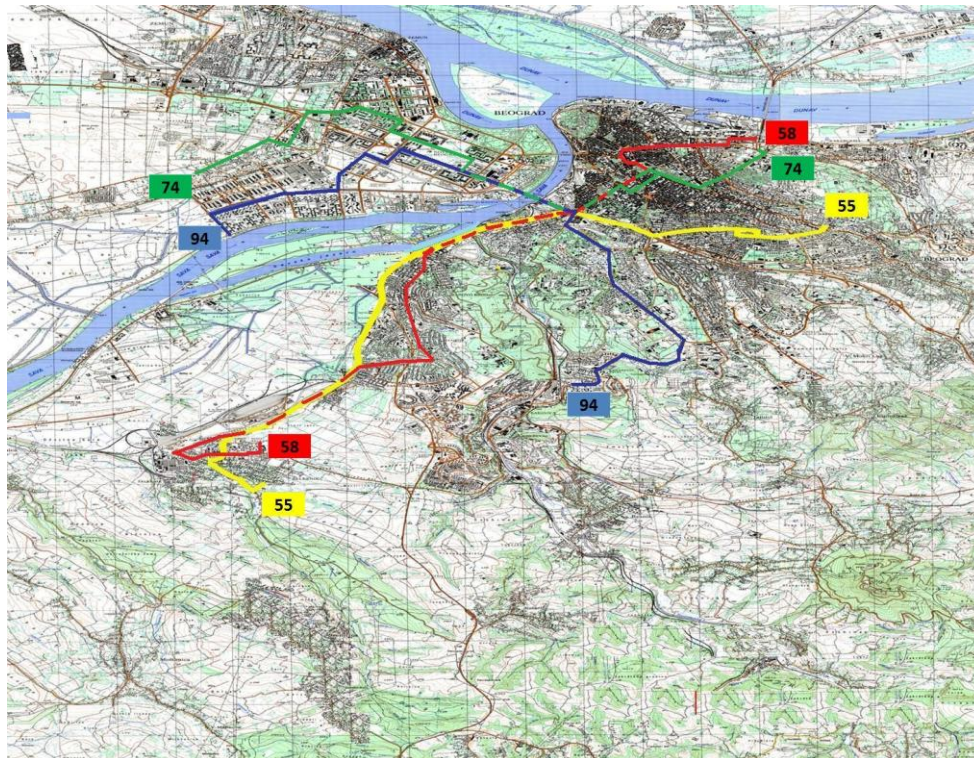
Полазна идеја је била да се преко ове четири линије репрезентују различити услови експлоатације једног аутобуски подсистем у целини (градски, приградски, трасе са успонима, утицај саобраћајног тока, максималан број превезених путника итд.).

Према конфигурацији терена, линија 55 (Звездара-Железник) представља градску линију тангенцијалног типа, са израженим уздужним нагибима на делу трасе која пролази кроз стари део града. Укупна дужина линије је 18,5 km, број станица 35, процењени обим превезених путника је око 12600 путника на дан и на линији ради укупно 11 соло возила.

Линија 58 (Панчевачки мост-Железник) је дијаметрална линија која пролази кроз централну градску зону. Траса линије пролази најоптерећенијим саобраћајним и путничким коридорима: Булевар Деспота Стефана, Краља Александра, Кнеза Милоша, Војводе Мишића, што линији даје висок тежински фактор експлоатације. Дужина линије је 18,7 km, број станица 33, процењени обим превезених путника је око 9415 на дан, на линији ради укупно 8 соло возила.

Линија 74 (Омладински стадион-Бежанијска коса) је дијаметрална линија. Траса линије пролази такође кроз централну градску зону са високо оптерећеним коридорима: Рузвелтова, Булевар Краља Александра, Кнеза Милоша. Због услова саобраћајног тока ове деонице карактеришу мале експлоатационе брзине. Део трасе који се простире на новобеоградској страни карактеришу лакши услови експлоатације (траса без нагиба, већа изменљивост путника итд.). Дужина линије је 14,62 km, број станица 27 процењени обим превезених путника је око 12249 на дан, на линији ради укупно 11 соло возила.

Линија 94 (Блок 45-Миљаковац 1) је тангенцијална линија и не пролази кроз централну градску зону. Карактеристике трасе линије су присуство високих уздужних нагиба на потезу Борска, Булевар мира док је новобеоградска траса без нагиба и високе изменљивости. Дужина линије је 17,4 km, број станица 33, процењени обим превезених путника је око 14905 на дан, на линији ради укупно 11 соло возила.



Сл. 6.3 Трасе аутобуских линија 55, 58, 74 и 97 у ГСП Београд, на којима је реализована пробна експлоатација аутобуса МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С са аспекта клипног компресора

У току пробне експлоатације аутобуса за период од 25.05. до 18.06.2009. године, аутобусом је превезено укупно 4140 km при чему је остварено 285 h.

Укупно је у наведеном периоду доливано 9,5 l моторног уља, што одговара потрошњи од 2,3 l на 1000 km. Потрошња моторног уља је према томе била мања од максимално дозвољене граничне вредности коју је прописао произвођач мотора на природни гас, табела 6.1.

Обзиром да се делови клипног компресора за ваздух подмазују преко система за подмазивање мотора СУС, за правилно функционисање клипног компресора без отказа, поред других утицајних параметара, важне су дневне контроле нивоа уља, доливање по потреби и редовне замене према препоруци произвођача мотора СУС.

Према анализи потрошње горива, укупно је у периоду испитивања потрошено 1688 kg природног гаса, а то одговара просечној потрошњи од 40,77 kg/(100 km).

У просеку аутобуси у линијском превозу путника превезу дневно око 300 km у току 315 радних дана у години. На месечном нивоу (26 радних дана) са просечном брзином од 22 km/h, то је 364 h или 7800 km, а на годишњем нивоу 4368 h и 93600 km. Подаци су приближни и за аутобусе у линијском превозу путника у граду Крагујевцу, који се у периоду испитивања реализовао са флотом од 50 аутобуса [15].

На линијама ГСП Београд, паралелно је за потребе поређења резултата испитиван и аутобус са погоном на дизел гориво IKARBUS IK-112 N.

Просечна потрошња горива аутобуса са дизел мотором у току паралелног испитивања на истим релацијама је била 46,50 l/(100 km) дизел горива и 2,1 l/(100 km) течности за пречишћавање издувних гасова (AdBlue). Просечан интервал замене моторног уља код аутобуса са дизел мотором је на сваких 2000 h или на пређених 40000 km.

У току периода испитивања аутобуса, линијски превоз путника у граду Београду се реализовао са укупно 1090 аутобуса, од чега су 693 припадала ГСП Београд, а 397 аутобуса је било у власништву Удружења приватних превозника.

6.2.3 Узроци повећане потрошње уља за подмазивање мотора СУС и клипног компресора код аутобуса на природни гас у односу на дизел погон

Разлика у потрошњи уља за подмазивање мотора СУС и клипних компресора (у даљем тексту моторног уља) настаје због фундаменталних разлика између мотора СУС који раде на принципу дизел или ото процеса (као што је то код мотора на гасовита горива, као што су природни гас или водоник). Осим врсте конструкције и карактеристика примењеног горива, суштинске разлике су у начину припреме и упаљења смеше горива и ваздуха, као и начину регулисања оптерећења. Мотор на природни гас Cummins C GAS PLUS CGe4 са кога истраживани клипни компресор добија погон на аутобусу, слично бензинским моторима, ради према ото циклусу. Због тога се карактеристике овог мотора не могу на исти начин анализирати као и карактеристике дизел мотора. Мотор на природни гас има квантитативан начин регулисања оптерећења јер се мења количина или квантитет, док је коефицијент количине ваздуха (састав смеше или однос горива и ваздуха) константан. Такав начин регулисања оптерећења представља суштинску разлику у односу на дизел моторе код којих се снага мења путем убризгавања веће количине горива у исту количину ваздуха. При томе се мења коефицијент састава смеше (количина ваздуха, односно квалитет смеше која у зависности од количине ваздуха у цилиндру постаје богата или сиромашна горивом).

Чињеница је, да се у Републици Србији до појаве аутобуса са погоном на природни гас, конкретно аутобуса МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С, превоз путника у градском саобраћају градова: Крагујевца, Београда, Ниша и Новог Сада обављао са аутобусима на дизел погон [15, 16]. Због тога је у почетном периоду примене аутобуса на природни гас било извесних неразумевања, али и отпора без обзира на нижу цену природног гаса у том тренутку, а самим тим и мање трошкове горива по превезеном километру.

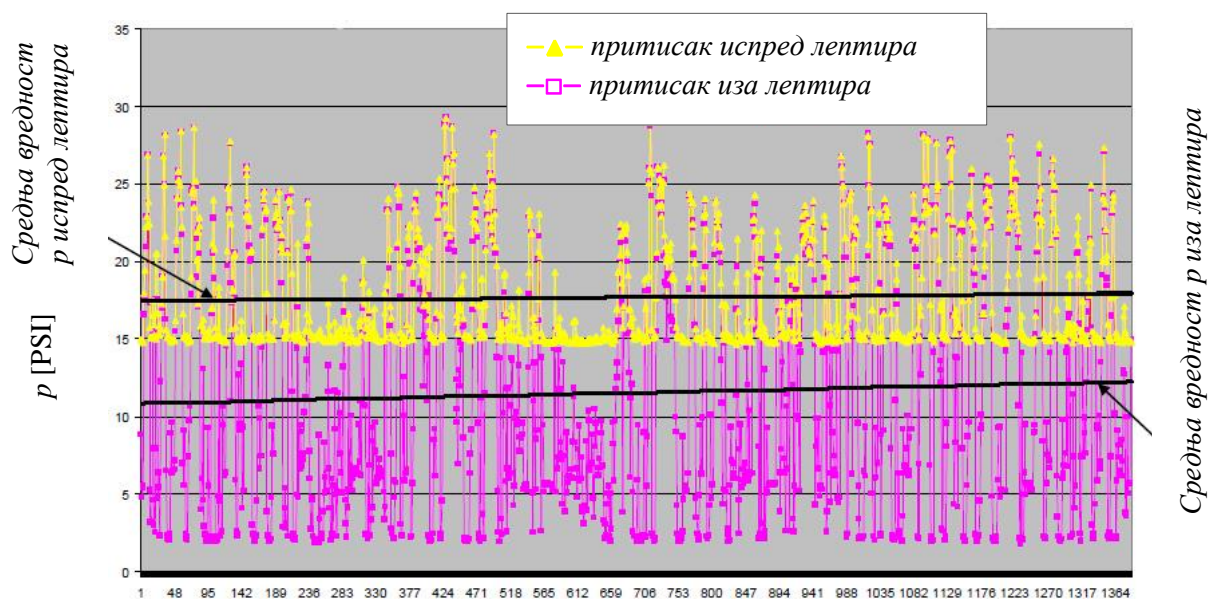
Имајући у виду рекламације корисника на повећану потрошњу моторног уља, због интензивнијег доливања пре предвиђене замене, код истог типа мотора у приградским високоподним аутобусима на природни гас произвођача FAP, покренута су одговарајућа испитивања, са циљем да се будућим корисницима аутобуса домаће производње МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С прикаже чињенично стање по том питању [15, 16].

На основу података из сервисних књига и накнадном дијагностиком мотора Cummins C GAS PLUS CGe4, који су били уграђени у два возила произвођача FAP, извршена је одговарајућа експертиза, чији су резултати следеће чињенице:

- први аутобус је до испитивања превезао 84942 km, односно 3678 h са просечном брзином од 23 km/h и потрошњом моторног уља од 1,90 l/1000 km, а то одговара потрошњи моторног уља од 1 l/22,88 h и
- други аутобус је до испитивања превезао 37500 km, односно 1688 h са просечном брзином од 22 km/h и потрошњом моторног уља од 1,75 l/1000 km, а то одговара потрошњи моторног уља од 1 l/26 h.

Положај лептира за гас је углавном био у опсегу 30 – 35% од оптерећења, при чему је снимљена просечна вредност броја обртаја мотора од (1100 о/min) са кратким интервалима изнад (1500 о/min), сл. 6.4.

На сл. 6.5 су приказане промене притиска ваздуха испред и иза лептира за гас.



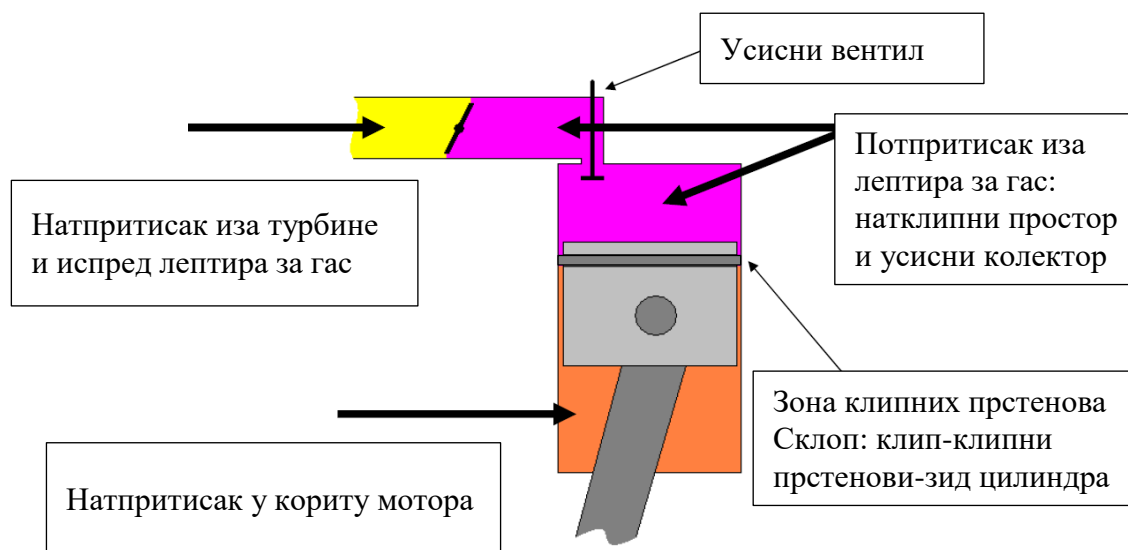
Време експлоатације аутобуса и мотора сус [h]

Сл. 6.5 Промена апсолутне вредности притиска усисавања испред и иза лептира за гас у току експлоатације мотора (Cummins C GAS PLUS CGe4) у градском аутобусу

Закључак је, да су испред лептира за гас у усисном воду иза турбине услови мањег натпритиска, сразмерно мањем оптерећењу, јер су снимљене вредности веће од апсолутне нуле (14,7 PSI \approx 0,101352 МПа). Због малог оптерећења, сразмерно малој отворености лептира за гас, сл. 6.4, турбина ствара мањи натпритисак усисног ваздуха.

Са друге стране, притисак ваздуха у усисном колектору, иза лептира за гас је мањи од атмосферског, а то ствара услове за појаву вакуума, сл. 6.5.

Идентификација зона мотора СУС према вредности притиска је дата на сл. 6.6.



Сл. 6.6 Шематски приказ зона са различитим притисцима, са аспекта потрошње уља

Имајући у виду вредности притиска према локацијама, као што је приказано на сл. 6.6, може се закључити, да постојање потпритиска у цилиндру ствара услове за испумпавање уља из корита мотора кроз зазоре између клипа и цилиндра у натклипни простор. На тај начин се објашњава повећана потрошња, као и деградација уља, а то може имати за последицу повећано хабање делова мотора СУС и клипног компресора и отказ. Сличан проблем имају бензински мотори са лептиром гаса, због пумпних губитака на празном ходу и мањим оптерећењима, због разлике у извршеном раду у току процеса усисавања и издувавања, а то повећава и потрошњу горива.

Као решење, предложено је да се у серијској производњи аутобуса на природни гас уграђује мотор СУС мање снаге, који би радио са већим оптерећењима [15, 16].

6.3 Методе за процену погодности одржавања система клипног компресора

Погодност одржавања система клипног компресора P_o представља вероватноћу да ће прописани поступак одржавања бити реализован у оквиру одређеног временског интервала, при одређеним условима окружења, са минималним трошковима. Тим путем, погодност одржавања се постиже применом следећих правила:

- принцип једноставности структуре и погодности пројектовања система,
- квалитетнија производња делова система;
- правилно дефинисање и реализовање поступака одржавања и
- постизање већег степена организованости функције на релацији систем-околина, односно постизање вишег нивоа интегралне системске подршке и логистике система.

Функција густине интервала „у отказу” $f_o(t_o)$ има димензију [појава $\cdot h^{-1}$] и представља се као диференцијал погодности одржавања или функција густине вероватноће остварења одређених времена поступака одржавања (6.8) [71]:

$$f_o(t_o) = \frac{dP_o(t_o)}{dt_o}. \quad (6.8)$$

На основу статистичких података, функција густине минималних интервала „у отказу” се добија из следеће једначине (6.9):

$$f_o(t_o) = \frac{N_o}{n_o \Delta t}, \quad (6.9)$$

где су:

- $N_o = \sum_{i=1}^k n_i$: укупан број појава n_i са одређеним временима „у отказу”,
- t_{oi} : посматрани временски период и
- n_o : укупан број интервала „у отказу” у посматраном тренутку.

Према литератури и експерименталним подацима, закључено је да функција густине интервала „у отказу” најбоље следи ток log-normal-не расподеле [71, 72].

Кумулативна функција густине интервала „у отказу” је облика (6.10) и представља вероватноћу реализације поступка одржавања при датим условима, односно погодност одржавања [71]:

$$P_o(t_o) = \int_0^{t_1} f_o(t_o) dt_o. \quad (6.10)$$

Другим речима, кумулативна функција густине интервала „у отказу” представља површину ограничену кривом функције. Комплементарна функција се назива непогодност одржавања и следећег је облика (6.11) [71, 74]:

$$F_o(t_o) = 1 - P_o(t_o). \quad (6.11)$$

Интензитет одржавања $\mu_o(t_o)$ има димензију реципрочну времену [појава $\cdot h^{-1}$] и представља однос функције густине минималних интервала „у отказу” и кумулативне функције непогодности одржавања (6.12) [71]:

$$\mu_o(t_o) = \frac{f_o(t_o)}{1 - P_o(t_o)}. \quad (6.12)$$

Интензитет одржавања клипног компресора зависи од параметара функције густине минималних интервала „у отказу”. Интензитет поступка одржавања је вероватноћа да ће део система клипног компресора, који није враћан из стања „у отказу” у стање „у раду” до тренутка (t_1) бити враћен у стање „у раду” у тренутку (t_1).

Карактеристике система клипног компресора са уграђеним триболошки оптимизованим цилиндром у погледу одржавања најбоље могу да се оцене експериментално, одговарајућим испитивањима. Експерименталним оцењивањем погодности одржавања добијају се квалитативне и квантитативне оцене, а то је прописано стандардизованим методама. У суштини, поступак за дефинисање захтева за погодност одржавања (уговарање испоруке заптивке цилиндра клипног компресора или других делова система) је дефинисан одговарајућим стандардима.

Квантитативна оцена погодности одржавања је прописана стандардом SAE J82, који се односи на мобилне системе. Стандард за оцену техничких система у погледу реализације превентивног одржавања, дефинише следеће основне параметре [71]:

- положај радника при обављању поступка одржавања,
- приступачност деловима на којима треба да се реализује одржавање (замена заптивке цилиндра, клипних прстенова или филтера ваздуха на усисном воду клипног компресора и сл.) и
- начин реализације поступка одржавања.

Аналогно, може да се оцени и погодност одржавања у односу на поступке корективног одржавања. У том случају, поред параметара за оцену погодности превентивног одржавања, појављују се параметри којима се ближе дефинишу алати и опрема који су неопходни за одржавање система клипног компресора. Погодност одржавања може да се квантитативно оцени и преко других параметара, којима се директно или индиректно одређују карактеристике система клипног компресора. За ту сврху може да се користи следеће:

- време које је неопходно за реализацију поступка превентивног или корективног одржавања (средња вредност и одговарајући статистички показатељи),
- број радника који је неопходан за реализацију поступка одржавања и њихова стручна оспособљеност, укључујући и потребу за њиховим редовним стручним усавршавањем и
- трошкови одржавања у одређеном периоду за одређене поступке, итд.

За квалитативну оцену погодности одржавања система клипног компресора, може да се користи један од стандардних поступака који се заснива на анализи следеће три групе параметара [71]:

- физички показатељи посматраног система (приступачност, могућност визуелне оцене стања, расположивост индикатора и елемената дијагностике, идентификација потреба за превентивним одржавањем, заштита радника и сл.),
- потреба за применом екстерне подршке у материјалу, опреми, стручном особљу итд. и
- потребан ниво стручности (квалитета) свих учесника у поступку одржавања, укључујући и услове и могућности за њихову обуку и усавршавање.

Квалитативне оцене погодности одржавања система клипног компресора могу да се изврше и на други начин, помоћу других параметара, као што су:

- потреба да се у поступку одржавања користе специјални алати и опрема за дијагностику стања система,
- приступачност за дијагностику и
- расположивост пратеће документације за реализацију поступка одржавања.

6.3.1 Основне величине за процену стања у отказу и поступка одржавања система клипног компресора за ваздух

Погодност одржавања система клипног компресора такође може да се оцени и на основу статистичких података о временима одржавања, односно преко вероватноће реализације поступка који су неопходни за одржавање у одређеном периоду времена. За ту сврху се користи временска слика стања поправљивог система клипног компресора у експлоатацији, са наизменичним променама стања „у раду и отказу”.

Средње време „у отказу” (\bar{t}_{uo}) представља аритметичку средину времена реализације поступка одржавања, односно времена у којима систем није у стању да изврши задату функцију и може се изразити као (6.13) [71]:

$$v = \bar{t}_{uo} = \frac{\text{средње време у отказу}}{\text{број интервала у отказу}} = \frac{1}{n_o} \sum_{i=1}^{n_o} t_{oi}. \quad (6.13)$$

Време између отказа (τ_i) представља суму времена у реализацији поступка одржавања (t_o) и времена „у раду” (t_{ur}), (6.14):

$$\tau_i = t_o + t_{ur}. \quad (6.14)$$

Време у реализацији поступка одржавања може да се изрази као (6.15):

$$t_o = t_{isp} + t_{od} + t_{\xi}, \quad (6.15)$$

где t_{isp} представља време припреме, у току кога се реализује процена отказа и планира се поступак одржавања и припрема део (време интегралне системске подршке). Време трајања поступка одржавања t_{od} обухвата време у коме се реализује поступак одржавања (оправка или замена дела система). Време чекања t_{ξ} зависи од организационе структуре, пројектованих капацитета система одржавања, услова за набавку резервних делова и др.

Готовост система клипног компресора G представља меру квалитета система са аспекта процеса одржавања, за задате нивое поузданости. Разликује се уграђена готовост дела система и оперативна готовост. Оперативна готовост система се може изразити на следећи начин (6.16) [71, 75]:

$$A = G(t) = \frac{\text{укупно време у раду}}{\text{укупно време}} = \frac{t_{ur}}{t_{ur} + t_{uos}}, \quad (6.16)$$

где је t_{uos} стварно време „у отказу” или одржавању, које узима у обзир и чекање на рад због застоја, који су последица недостатка резервних делова за оправку система.

Показатељи квалитета поступка одржавања могу квантитативно да се представе преко следећих односа:

- времена одржавања и укупног времена „у раду” у датом периоду и
- укупних трошкова одржавања и укупног времена „у раду” у датом периоду.

6.3.2 Избор варијанте поступка одржавања клипног компресора за ваздух

Опредељење између корективног и превентивног одржавања зависи од техничких и економских параметара, као и од организованости система одржавања. Посматрано са техничког аспекта, превентивно одржавање има смисла, ако је интензитет отказа посматраног дела растућа функција у току времена. У том случају, замена дела са новим или обновљеним, може да повећа вероватноћу одржавања стања „у раду” у границама дозвољених одступања. Ако је интензитет отказа константан, а то је карактеристично у периоду нормалне употребе, применом превентивног одржавања се не добија ништа. Такође, ако је интензитет отказа опадајућа функција (подручје уграђених отказа) превентивно одржавање може да изазове и негативне ефекте.

Процес избора варијанти поступка одржавања је заснован на системској анализи утицаја на поступак одлучивања у следећем смислу:

- укупне ефективности одређене варијанте поступка одржавања,
- временских интервала реализације поступка одржавања и
- структуре и количине резервних делова које треба држати на складишту за потребе реализације поступка одржавања.

Формирање логичке везе изабраних величина омогућава формирање математичких модела као основе за оптимизацију поступка одржавања. За ту сврху постоје различити модели одржавања, који имају одређене заједничке карактеристике и то:

- сви модели се заснивају на одређеним показатељима поузданости делова,
- критеријум при избору варијанти одржавања су минимални трошкови и
- у теорији одржавања се усвајају одређене претпоставке и поједностављења.

Проблем избора варијанте поступка одржавања, односно периода у коме треба да се реализује превентивно одржавање и замена, може да се анализира помоћу модела који је развио Veisbaum. Овај модел има следећи облик (6.17) [71, 75]:

$$T_u(t) = \frac{T_k - (T_k - T_p) \cdot R(t)}{\int_0^t R(t)dt}, \quad (6.17)$$

где су:

$T_u(t)$: укупни специфични трошкови одржавања по радном часу [RSD],
T_k	: трошкови корективног одржавања и накнадне замене [RSD] и
T_p	: трошкови превентивног одржавања и превентивне замене [RSD].

Постоје и други модели који се могу применити за избор варијанте поступка одржавања система клипног компресора, као што је Jorgenson модел и др. [71].

6.4 Методе за проверу изабраног модела функције расподеле густине минималних интервала у отказу клипног компресора

Када се посматра скуп података из експлоатације моторног возила и ако се добије случајни узорак променљиве X , потребно је, проверити модел за ту променљиву или ако постоји више модела, утврдити најбољи за ту променљиву.

Циљ је пронаћи методу чијом применом се одлучује да ли треба прихватити или одбити хипотезу да одређени узорак долази из специфициране расподеле. Ако су x_1, x_2, \dots, x_n , независне вредности случајне променљиве x која припада непознатој функцији расподеле $Z(x)$, може да се напише следећа хипотеза (6.18) [74, 76, 77]:

$$H_0: Z = Z_0(x). \quad (6.18)$$

где је $Z_0(x)$ одређена функција расподеле, која може бити континуална или дискретна. Хипотеза која је дата претходном једначином, у суштини представља математички проблем, чијим се решавањем одређује најбоља расподела за дати скуп података.

Разумљиво је да решење математичког проблема није једноставно. Постоје процедуре чијом се применом утврђује испуњеност задатих услова, чиме се одређене расподеле могу прихватити или одбити као неодговарајуће. Међутим, без обзира на процедуре, одлука о избору одговарајуће расподеле за анализирани податке искључиво зависи од количине узорака и података. Што је већи број података, већа је вероватноћа одбијања неодговарајуће расподеле. Ако има мало података, може се догодити да се не може одбити одређена расподела као неодговарајућа, иако се рецимо зна да то и јесте.

Осим за конкретне, постоје и методе које се могу применити за било који тип расподеле (континуалне или дискретне). Методе које се примењују за избор расподеле којом се могу апроксимирати узорковани подаци се сврставају у две категорије:

- емпиријске или графичке и
- аналитичке.

У пракси постоји велики број аналитичких метода за одређивање расподеле за дати скуп података, од којих је најстарија и најчешће се користи χ^2 -квара.

Методом Kolmogorov-Smirnov се испитује хипотеза, да је случајни узорак из основног скупа са специфицираном функцијом континуалне кумулативне расподеле и базира се на статистици (6.19) [75, 77]:

$$D_n = \max |Z(x) - S_n(x)|, \quad (6.19)$$

где је $S_n(x)$ функција емпиријске кумулативне расподеле узорка величине n_p , који је издвојен из основног скупа у коме случајна променљива величина X има функцију континуалне кумулативне расподеле $Z(x)$. Хипотеза, да је узорак из специфицираног основног скупа се одбија, ако је задовољен следећи услов (6.20):

$$D_n > C, \quad (6.20)$$

где је C вредност која се узима из одговарајуће табеле у зависности од нивоа значајности α и величине узорка n_p . Вредности функције емпиријске кумулативне расподеле могу да се израчунају помоћу следећег израза (6.21):

$$S_n(x) > \frac{i}{n_p}, \quad (6.21)$$

где i представља i -ту вредност у случајном узорку величине n_p , при чему су вредности поређане у растућем низу.

Ова метода је релативно једноставна за примену и нема ограничења у погледу величине узорка, јер теоријски се може применити и када је $n_p = 1$.

Метода Kolmogorov-Smirnov се у принципу може применити само за континуалне расподеле и само када је претпостављени модел независтан од података, када су специфицирани параметри претпостављеног модела. Међутим, ова метода се често користи и за дискретне расподеле, као и када се параметри морају проценити из расположивих података из експлоатације. У том случају се каже да је метода конзервативна, у смислу да ће вероватноћа грешке бити мања него што је то у стандардним табелама.

Примена ове методе се реализује према следећој процедури:

1. Поређати податке према растућем низу;
2. Утврдити укупан број података n_p ;
3. Израчунати вредности функције емпиријске кумулативне расподеле за сваки податак коришћењем претходне једначине;
4. Израчунати вредности претпостављене функције кумулативне расподеле;
5. Одредити апсолутну вредност разлике између $Z(x)$ и $S_n(x)$;
6. Одредити максималну апсолутну вредност разлике D_n и
7. Упоредити D_n са табличном вредношћу. Ако је D_n мање од те вредности, прихвата се хипотеза на датом нивоу значајности, односно да су подаци из претпостављене расподеле.

У суштини, треба испитати разлику између $Z(x)$ и $S_n(x)$ за сваку вредност x . У експлоатацији се разлике испитују само у скоковитим тачкама, односно у оним тачкама које означавају добијену вредност случајне променљиве величине. Испитују се разлике $|Z(x) - S_n(x)|$ и $|Z(x) - S_n(x_{i-1})|$ у свакој скоковитој тачки x_i . Максимална разлика D_n за случајни узорак величине n_p мора бити између ових $2n$ разлика.

Интегралном трансформацијом вероватноће се позната континуална расподела трансформише у правоугаону расподелу у интервалу $(0,1)$. Расподела ће зависити од функционалног облика расподеле претходне променљиве. На основу тога, може да се формира табела за статистику методе Kolmogorov-Smirnov за конкретну расподелу.

Pearson's chi-squared χ^2 тест представља једну од најстаријих и најчешће коришћених процедура за процену претпостављене расподеле за расположиве податке. Ако се претпостави, да је извршено n_p независних проба, односно испитивања у оквиру једног истраживања у експлоатацији, тада се може усвојити да има k узајамно искључивих догађаја (E_1, E_2, \dots, E_k) и да је $p_i = P(E_i)$.

Ако се претпостави да p_i остаје константно у току свих понављања, тада је ($\sum_{i=1}^k p_i = 1$). Ако је n_i случајно променљива величина којом се означава број извршених E_i догађаја у оквиру n_p понављања у току експеримента, тада је [74, 77]:

$$\sum_{i=1}^k n_i = n_p, \quad (6.22)$$

што указује, да n_p није независно. Када је позната вредност било које од $(k - 1)$ случајних променљивих величина, вредност друге је одређена. Према томе, n_p има мултиномну расподелу која је дата следећом једначином:

$$f(n_1, n_2, \dots, n_k) = n! \prod_{i=1}^k \frac{p_i^{n_i}}{n_i!}. \quad (6.23)$$

Очекивана вредност n_i која представља биномну променљиву са параметром P_i је дата следећим изразом:

$$E(n_i) = np_i = e_i. \quad (6.24)$$

Ако је потребно испитати, да ли су добијене фреквенције (n_1, n_2, \dots, n_k) близу претпостављеним фреквенцијама (e_1, e_2, \dots, e_k), тада се ради о еквивалентном испитивању да ли је узорак из мултиномне расподеле са познатим вероватноћама (p_1, p_2, \dots, p_k). То значи да се испитује следећа хипотеза [74, 77]:

$$H_0: p_i = p_{i0}, \quad (6.25)$$

према хипотези:

$$H_i: p_i \neq p_{i0}, \quad (6.26)$$

где су p_{i0} претпостављене вероватноће мултиномне расподеле. Однос вероватноћа се у том случају може изразити на следећи начин:

$$L = \frac{n! \prod_{i=1}^k \frac{p_i^{n_i}}{n_i!}}{n! \prod_{i=1}^k \frac{(n_i/n)^{n_i}}{n_i!}} = \prod_{i=1}^k n^{n_i} \left(\frac{p_{i0}}{n_i}\right)^{n_i}. \quad (6.27)$$

Из једначине (6.27) се добија да је:

$$p_{i0} = p_i = \frac{e_i}{n}. \quad (6.28)$$

Следи да је:

$$A = \prod_{i=1}^k n^{n_i} \left(\frac{e_i}{n n_i}\right)^{n_i} = \prod_{i=1}^k n^{n_i} \left(\frac{n n_i}{e_i}\right)^{-n_i}. \quad (6.29)$$

Сређивањем и растављањем $\ln\left(\frac{n_i}{e_i}\right)$ преко редова, једначина добија облик (6.30):

$$-2 \ln A \approx \sum_{i=1}^k \frac{(n_i - e_i)^2}{e_i}. \quad (6.30)$$

Према Pearson-овом предлогу, када ($n_p \rightarrow \infty$), величина ($-2 \ln A$) припада (χ^2) расподелу са ($\nu = k - 1$) степени слободне, јер има ($k - 1$) независних ограничења због ($\sum_{i=1}^k p_i = 1$).

Нулта хипотеза H_0 одбија се на нивоу значајности 100α процената ако је:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(n_i - e_i)^2}{e_i} > \chi^2_{\alpha, k-1}. \quad (6.31)$$

Када су параметри (p_1, p_2, \dots, p_k) непознати, они се морају проценити из расположивих података. У том случају се број степени слободне мора смањити за број процењених параметара. Ако је процењено r параметара, онда се нулта хипотеза H_0 одбија на нивоу значајности 100α процената ако је:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(n_i - e_i)^2}{e_i} > \chi^2_{\alpha, k-r-1}. \quad (6.32)$$

Процедура која се примењује при коришћењу χ^2 методе је следећа:

1. Проценити непознате параметре претпостављене расподеле. Теоријски, за ту сврху треба користити методу максималне вероватноће после сређивања података у зависности од фреквенције појављивања отказа;
2. Поделити податке у k интервалу и одредити вероватноћу, да ће нека вредност из претпостављеног модела пасти у сваки интервал. При томе постоје два случаја:
 - подаци су претходно поређани у интервале фреквенција (то је случај када су посматрања вршена код дискретних расподела). Тада се број интервала k бира тако да очекивани број посматрања у сваком интервалу буде најмање 5. Ако то није случај, тада се комбинују суседни интервали, да би се задовољио услов. За утврђивање вероватноће да случајно посматрање пада у одређени интервал користи се расподела претпостављеног модела:

$$p_i = P(DG_i \leq x_i \leq GG_i), i = 1, 2, \dots, k, \quad (6.33)$$

где су: DG_i и GG_i доња и горња граница i – тог интервала фреквенције и

- ако подаци нису претходно поређани у интервале, избор k је слободнији. Када је број посматрања N_p велики, може се за k одабрати најближи цео број вредности k' :

$$k' = 4 \left[0,75(N_p - 1)^2 \right]^{1/5}. \quad (6.34)$$

Границе групе (X_1, X_2, \dots, X_k) се одређују из кумулативне расподеле модела:

$$P\left(x \leq x_i = \frac{1}{k}\right), P(x \leq x_2) = \frac{2}{k}, \dots, P(x \leq x_{k-1}). \quad (6.35)$$

Види се да је вероватноћа да ће вредност случајне променљиве величине пасти у дати интервал једнака $1/k$ за сваки интервал;

3. Одредити очекивани број посматрања e_i множењем вероватноће сваког интервала са величином узорка n_p и треба комбиновати суседне интервале, ако је $n_p p_i < 5$;
4. Утврдити број добијених вредности у сваком интервалу;
5. Израчунати статистику према следећем изразу:

$$D^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(n_i - e_i)^2}{e_i}; \quad (6.36)$$

6. Упоредити израчану вредност D^2 са вредношћу χ^2 која се усваја из одговарајуће табеле [74] за дати ниво значајности α и познати број степени слободе. Ако је D^2 веће од табеларне вредности, претпостављени модел се у том случају одбија као неадекватан.

Pearson χ^2 метода је применљива за испитивање било које расподеле [77].

6.5 Оцена одступања и избор карактеристичних функција расподеле погодности одржавања у односу на емпиријске податке

Као полазна основа за истраживање погодности одржавања, искоришћени су експериментални подаци који су приказани у истраживачком раду [78] у оквиру кога је анализирана погодност одржавања моторног возила специјалне намене. Погодност одржавања моторног возила је у конкретном случају одређивана на основу процењених параметара погодности одржавања мотора СУС са аспекта снимљених времена „у отказу” клипног компресора и других припадајућих уређаја и опреме. Резултати извршених анализа су показали да се gamma, log-normal и Weibull расподеле могу успешно користити за одређивање кумулативне функције густине интервала „у отказу”, односно погодности одржавања возила.

Слични закључци су добијени у оквиру истраживачког рада [79], приликом одређивања оптималних периода одржавања клипног компресора. Применом статистичких тестова у оквиру истраживања [77] се показало да Weibull расподела задовољава критеријуме и одговара емпиријским подацима [79].

Са тим у вези, закључено је, да се за потребе планираних анализа које се односе на погодност одржавања система клипног компресора, у оквиру докторске дисертације, може користити и Rayleigh расподела, јер представља специјалан случај Weibull расподеле (када је параметар облика функције 2) [77]. За потребе прорачуна је усвојен параметар расподеле (6,7) и применом софтвера Matlab, добијени су резултати за погодност одржавања који су у оквиру табеле 6.2, приказани у колони $P_{oR}(t_o)$.

За потребе провере и испитивања Rayleigh расподеле, у табели 6.2 је дат упоредни приказ резултата, који су добијени емпиријским путем $P_{oeks}(t_o)$ [78] и резултата који су добијени применом теоријске Rayleigh расподеле са параметром расподеле (6,7) за емпиријске податке. Одступање резултата је приказано у колони Δ_R . Са циљем да се правилније изврши избор, односно да се провери погодност и оправда избор различитих функција расподеле за моделирање процеса одржавања система клипног компресора на мотору СУС, коришћени су емпиријски подаци о временима трајања активног корективног одржавања мотора СУС са аспекта клипног компресора. Подаци су добијени снимањем 97 отказа на возилу, од којих је издвојено 16 отказа на мотору СУС са аспекта клипног компресора [78]. На основу снимљених података одређене су функције погодности одржавања P_{oeks} , густине расподеле времена одржавања, кумулативна фреквенција времена одржавања и фреквенција појављивања времена одржавања.

За потребе одређивања погодности одржавања, функција густине минималних интервала „у отказу” је моделирана применом Weibull, експоненцијалне и Rayleigh расподеле [77]. Добијени резултати су упоредно приказани у табели 6.2. Такође, у табели 6.2 су приказана и одступања моделираних вредности применом три различите математичке расподеле од вредности које су добијене емпиријским путем, редом за све три функције у колонама ($\Delta_w, \Delta_E, \Delta_R$).

Weibull двопараметарски закон расподеле погодности одржавања $P_{oW}(t_o)$, односно, функције густине минималних интервала „у отказу” је изражен једначином (6.37) [71, 77, 78]:

$$P_{oW}(t_o) = 1 - e^{-\left(\frac{t_o}{t_{uo}}\right)^\beta} \quad (6.37)$$

У оквиру једначине (6.37) за потребе прорачуна, усвојена је вредност параметра размере, односно средње време трајања активног одржавања $\bar{t}_{uo} = 5,5 h$, а за параметар облика функције, вредност $\beta = 1,6$.

Експоненцијални закон расподеле погодности одржавања $P_{oE}(t_o)$, који карактерише константна вредност интензитета одржавања се може изразити на следећи начин (6.38) [71, 77]:

$$P_{oE}(t_o) = 1 - e^{-\frac{t_o}{\mu_o}} \quad (6.38)$$

У једначини (6.38) за вредност параметра дистрибуције је усвојено $\mu_o = 5,5$.

Rayleigh закон расподеле погодности одржавања $P_{oR}(t_o)$, односно функције густине минималних интервала „у отказу” је изражен једначином (6.39) [74]:

$$P_{oR}(t_o) = 1 - e^{-\frac{(t_o)^2}{2x^2}} \quad (6.39)$$

У једначини (6.39) за потребе прорачуна је усвојено да параметар расподеле има вредност $x = 4,5$.

Табела 6.2 Одступања вредности погодности одржавања према Weibull, експоненцијалном и Rayleigh закону расподеле у односу на емпиријске податке

Време одржавања t_o [h]	Фреквенција одржавања	$P_{oeks}(t_o)$	$P_{oW}(t_o)$	$P_{oE}(t_o)$	$P_{oR}(t_o)$	Δ_W	Δ_E	Δ_R
1	4	0,0410	0,0633	0,1479	0,0244	0,0223	0,1069	0,0166
2	12	0,1650	0,1798	0,2739	0,0940	0,0148	0,1089	0,0710
3	16	0,3300	0,3156	0,3812	0,2493	0,0144	0,0512	0,0807
4	12	0,4540	0,4516	0,4727	0,3564	0,0024	0,0187	0,0976
5	9	0,5470	0,5762	0,5507	0,4606	0,0292	0,0037	0,0864
6	8	0,6290	0,6832	0,6171	0,5889	0,0542	0,0119	0,0401
7	7	0,7020	0,7703	0,6737	0,7018	0,0683	0,0283	0,0002
8	7	0,7730	0,8382	0,7220	0,7941	0,0652	0,0510	0,0211
9	5	0,8250	0,8891	0,7631	0,8647	0,0641	0,0619	0,0397
10	6	0,8870	0,9259	0,7981	0,9153	0,0389	0,0889	0,0283
11	4	0,9280	0,9518	0,8280	0,9496	0,0238	0,1000	0,0216
12	2	0,9490	0,9693	0,8534	0,9714	0,0203	0,0956	0,0224
13	2	0,9700	0,9809	0,8751	0,9846	0,0109	0,0949	0,0146
14	1	0,9800	0,9884	0,8935	0,9921	0,0084	0,0865	0,0121
15	1	0,9900	0,9931	0,9093	0,9961	0,0031	0,0807	0,0061
16	1	0,9990	0,9960	0,9227	0,9982	0,0030	0,0763	0,0008

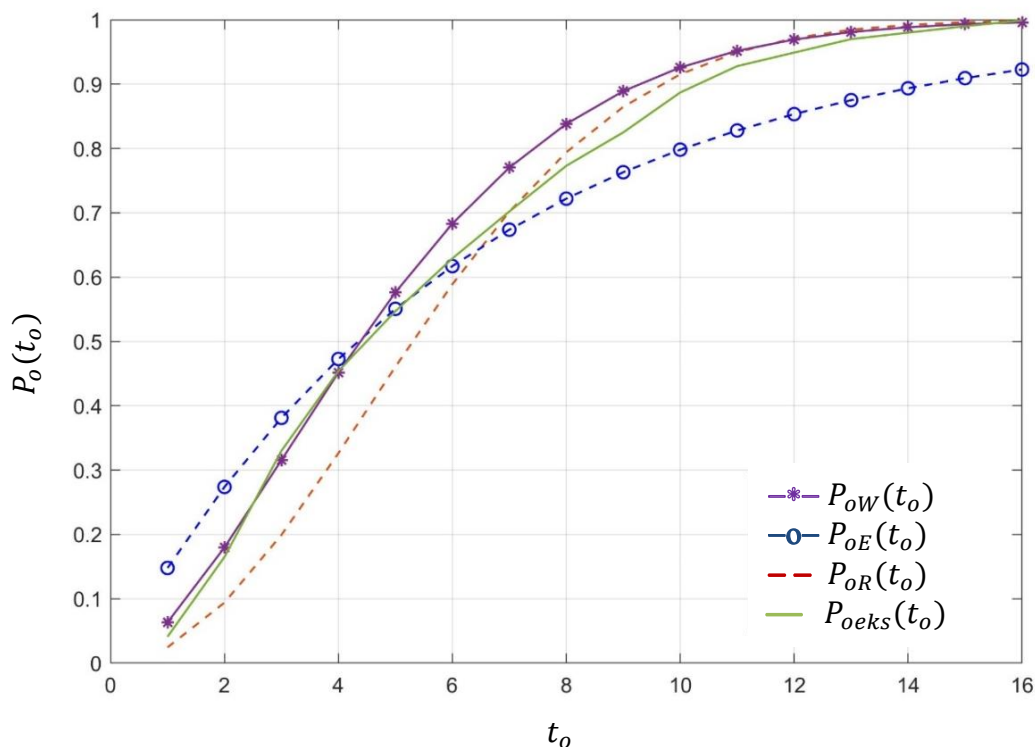
Промене функција погодности одржавања које су добијене применом три различите теоријске функције расподеле и на основу емпиријских података, у зависности од времена одржавања су приказане графички на сл. 6.7. На тај начин, илустрованим приказом на дијаграму, могу детаљније да се уоче одступања вредности које су добијене применом теоријских расподела од емпиријски добијених вредности. Илустровани приказ се користи при избору, односно за оцену одговарајућих теоријских модела расподеле.

Са циљем да се оцени која расподела највише одговара, резултати који су добијени применом теоријских расподела су додатно проверени применом стандардних метода.

Теоријске расподеле су провераване применом стандардних статистичких тестова (Kolmogorov-Smirnov и Pearson's chi-squared χ^2) [77].

Применом теста Kolmogorov-Smirnov за степен значајности $\alpha = 0,20$ следи да је $\lambda = 1,07$. За укупан број узорака од $n_p = 97$ елемената, односно података који су на располагању, дозвољена вредност износи: $D_{doz} = \Delta_{doz} = \lambda/\sqrt{n} = 0,109$. Тест Kolmogorov-Smirnov је задовољен, ако је израчуната вредност расподеле мања од дозвољене вредности.

У случају примене χ^2 теста, услови теста су задовољени, ако је израчуната вредност расподеле мања од табличне вредности $\chi^2_{0,99} = 4,107$ за 13 степени слободе [71, 74, 77].



Сл. 6.7 Дијаграм одступања вредности погодности одржавања према Weibull, експоненцијалном и Rayleigh закону расподеле у односу на емпиријске податке

Да би се одредило која теоријска расподела најбоље следи емпиријске податке, извршено је поређење резултата оцене све три коришћене теоријске расподеле, према табели 6.3.

Табела 6.3 Упоредни приказ показатеља оцене теоријских расподела

Расподела \ Тест	Kolmogorov-Smirnov $D_{max} = \Delta_{max}$	Pearson's chi-squared χ^2
Рејлијева	0,0976	0,00051811
Експоненцијална	0,1089	0,0107
Вејбулова	0,0683	0,0004216

Све три теоријске расподеле задовољавају услове оба теста. Свака од коришћених функција расподеле добро апроксимира законе погодности одржавања и може се сматрати да емпиријски резултати потичу из сличних расподела.

Анализом дијаграма на сл. 6.7, може се уочити да најбоље резултате даје Weibull расподела. Међутим, ако се има у виду да је просечно време одржавања истраживаног система клипног компресора на погонском мотору СУС преко 5 h [12, 13, 71, 75, 80], може се закључити, да је боље и оправдано је применити Rayleigh расподелу. То се јасно може уочити и при анализи података који су упоредно приказани у табели 6.2, као и на графичком приказу, на сл. 6.7.

Закључује се да је најбоље и може се оправдано користити Rayleigh расподела јер иста омогућава бољу апроксимацију у случајевима када је време одржавања истраживаног система клипног компресора дуже од 4 h.

6.6 Метода процене очекиваног времена одржавања система клипног компресора за ваздух на бази познатог времена до одржавања

У теорији одржавања поправљивих система, који се обнављају одржавањем или поправкама, време „у раду” без отказа (очекивано време безотказног рада), које представља математичко очекивање случајног времена рада до појаве првог отказа, у суштини представља средње време између отказа \bar{t}_i . Систем клипног компресора за ваздух се одржава према плану сервиса, које прописује произвођач, табела 6.1 или корективно отклањањем отказа. При томе се претпоставља да су карактеристике система клипног компресора после репарације или поправке исте као на почетку експлоатације, када је систем нов.

За систем клипног компресора такође важи чињеница, да је у почетном периоду експлоатације, у фази „разраде“ и „уходавања“ или „налегања“, повећан број отказа. У току експлоатације може доћи и до појаве случајних отказа одговарајућег интензитета. На крају сервисног века, поново долази до повећања интензитета отказа и тај тренд се наставља све до отписа и повлачења из употребе.

Као што се може закључити из претходног текста, статистика има важну улогу у одређивању различитих параметара погодности одржавања или поправљивости. Време одржавања је на неки начин увек статистички расподељено. Када се сниме подаци о овом времену, прво их треба поређати на одређен начин, а затим утврдити статистичку расподелу којој припадају одговарајући параметри те расподеле.

Претпоставља се да је почетно стање система клипног компресора оперативно. Ако се претпостави да је систем „у раду” све до одређених тренутака времена означених као $t_{ur} = \{t_{ur1}, t_{ur2}, t_{ur3} \dots t_{urN}\}$, када систем прелази у стање „у отказу” и наизменично, временски интервали у којима је систем у стању отказа, односно одржавања су означени као $t_{uo} = t_o = \{t_{o1}, t_{o2}, t_{o3} \dots t_{oN}\}$. Величине t_{ur} и t_{uo} су потпуно непознате, у том смислу што се за функције њихове расподеле не може претпоставити фундаментална зависност. Због тога се усваја претпоставка да је процес одржавања система у наведеним интервалима, односно условима, наизменичан процес одржавања и репарације или обнављања. Трајање циклуса, односно процеса одржавања је у том случају ($t_{ur} + t_o$).

Процес одржавања система клипног компресора се посматра као случајни процес, при чему су усвојене следеће претпоставке [81, 82]:

- претпоставља се да је извршено идеално одржавање, после чега је систем враћен у стање „у раду”, као потпуно нов,
- у случају истраживаног система, времена отказа следе Rayleigh расподелу и
- циљ је да се одреди интензитет одржавања за усвојени ниво расположивости система, када је позната средња вредност времена између отказа.

Претпоставља се такође, да средње време између отказа представља меру квалитета одржавања система и обухвата искључиво време „у раду” између отказа, а не и време одржавања.

Доступност система у стању готовости представља расположивост и може да се изрази преко једначине (6.40):

$$A = \lim_{t \rightarrow \infty} A(t). \quad (6.40)$$

Према теорији одржавања, граница вероватноће у оквиру које је систем расположив, представља однос између средње вредности времена „у раду” система и времена које представља трајање једног циклуса одржавања (6.41) [77, 82]:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} A(t) = \frac{E(t_{ur})}{E(t_{ur}) + E(t_o)}. \quad (6.41)$$

У једначини (6.41), E представља очекивану вредност променљиве. На основу претходне једначине, добија се израз за готовост система, према једначини (6.16).

Ако се средње време „у отказу”, односно време реализације поступка одржавања изрази преко функције густине вероватноће, добија се израз (6.42):

$$\bar{t}_{ur} = \bar{t}_i = \int_0^{\infty} t_o \cdot p(t_o) dt. \quad (6.42)$$

Обзиром на усвојену претпоставку, да времена отказа система клипног компресора добро следе и могу потицати из Rayleigh расподеле, коју је формулисао овај енглески математичар и физичар (енгл. John William Strutt, 3rd Baron Rayleigh, 1842-1919), функција густине вероватноће се може изразити једначином (6.43) [77]:

$$p(t_o) = \frac{2t_o}{x} \exp\left(-\frac{t_o^2}{x}\right); \quad t_o > 0, \quad (6.43)$$

где се параметар расподеле x одређује релацијом $E(t_o^2) = x$, тако да се израз за рачунање \bar{t}_i може написати као (6.44) [82]:

$$\bar{t}_i = \bar{t}_{ur} = E(t_{ur}) = \int_0^{\infty} t_o \cdot p(t_o) dt = \int_0^{\infty} \frac{2t_o}{x} \exp\left(-\frac{t_o^2}{x}\right) dt = \frac{1}{2} \sqrt{\pi x}. \quad (6.44)$$

Интензитет одржавања представља реципрочну вредност средњег времена одржавања, односно средњег времена „у отказу”, $\mu_o = 1/\bar{t}_o$. У циљу поједностављења прорачуна, уводи се смена: $\mu_u = \left(\frac{1}{\bar{t}_i}\right) = 2/\sqrt{\pi x}$, која представља интензитет отказа. Параметар расподеле Rayleigh функције се може изразити као: $x = 4/\pi \mu_u^2$ [82].

Узимајући у обзир формирани смене и поједностављења, једначина за израчунавање готовости система може да се изрази као (6.45),

$$A = \frac{\mu_o}{\mu_u + \mu_o}. \quad (6.45)$$

Једначина (6.45) се користи у даљем прорачуну интензитета одржавања, за случај када је познато \bar{t}_i . Једначина (6.45) може да се користи и за одређивање расположивости посредством \bar{t}_i и \bar{t}_o . У том случају, \bar{t}_o се посматра као стохастички процес и требало би да се одреде функција густине вероватноће и други параметри за одређену, унапред дефинирану расположивост. Међутим, на основу анализа у литератури [82], посматрање интензитета одржавања μ_o као стохастичког процеса је важно са аспекта процеса планирања и управљања одржавањем истраживаног система.

Због сложености начина процене интензитета отказа делова система клипног компресора у зависности од времена, као и стохастичке природе посматраног система, параметар x би се такође могао сматрати случајном променљивом која се мења значајно спорије од случајне променљиве t_o у оквиру Rayleigh расподеле (6.43). Према теорији стохастичких процеса [77, 82], за случајеве када су промене променљиве (t_o) описане Rayleigh расподелом и када је $x \approx t_o^2$, спорије промене променљиве x могу да се опишу као стохастички процеси са експоненцијалном расподелом применом следећег израза (6.46):

$$p_x(x_o) = \frac{\exp\left(-\frac{x}{x_o}\right)}{x_o}; \quad x > 0, \quad (6.46)$$

где је $x_o = E(x)$.

Обзиром на циљ истраживања да се одреди интензитет одржавања система клипног компресора за усвојени ниво расположивости, за случај када је познато \bar{t}_i и када је параметар Rayleigh расподеле одређен, као што је претходно наведено сменом $x = 4/\pi\mu_u^2$, може да се користи следећи израз (6.47) [82]:

$$p(\mu_u) = p_x\left(\frac{4}{\pi\mu_u^2}\right)|J|; \quad x > 0. \quad (6.47)$$

Применом даље математичке трансформације променљивих и Jacobian калкулације случајне променљиве x_o , може да се напише следећи израз (6.48):

$$|J| = \left|\frac{dx_o}{d\mu_u}\right| = \frac{8}{\pi\mu_u^3}. \quad (6.48)$$

Заменом претходне две једначине, добија се израз (6.49):

$$p(\mu_u) = \frac{8}{\mu_u^3\pi x_o} \exp\left(-\frac{4}{\mu_u^2\pi x_o}\right). \quad (6.49)$$

На основу једначине (6.44), интензитет одржавања се може написати као $\mu_o = \left(\frac{A\mu_u}{1-A}\right)$, са следећим изразом за функцију густине вероватноће (6.50):

$$p(\mu_o) = p(\mu_u) \left(\frac{A\mu_u}{1-A}\right) |J|, \quad (6.50)$$

где је трансформација приказана изразом (6.51) [82]:

$$|J| = \frac{d\mu_u}{d\mu_o} = \frac{A}{1-A}. \quad (6.51)$$

На основу претходног израза, функција густине вероватноће интензитета одржавања може да се прикаже једначином (6.52):

$$p(\mu_o) = \frac{8A^2}{(1-A)^2\mu_o^3\pi x_o} \exp\left(-\frac{4A^2}{(1-A)^2\mu_o^2\pi x_o}\right). \quad (6.52)$$

Израз представља егзактну математичку карактеризацију \bar{t}_o стохастичког процеса. Применом једначине (6.52) за функцију густине вероватноће, егзактно се моделира интензитет процеса одржавања, генерисањем егзактних вредности интензитета одржавања система, за одговарајуће вредности расположивости и \bar{t}_i . На тај начин, анализа параметара процеса одржавања се може користити за динамичко предвиђање перформанси система клипног компресора.

Кумулативна расподела вероватноће интензитета одржавања се може приказати изразом (6.53) [82]:

$$F_k(\mu_o) = 1 - \exp\left(-\frac{4A^2}{(1-A)^2\mu_o^2\pi x_o}\right). \quad (6.53)$$

Применом инверзног узорковања $y = F_k(\mu_o)$, унверзална кумулативна расподела има облик $F_k^{-1}(\mu_o) = y^{-1}$, па се интензитет одржавања дела система може изразити једначином (6.54) [82]:

$$\mu_o = \sqrt{-\frac{(1-A)^2\pi x_o}{4A^2} \ln[1 - F_k^{-1}(\mu_o)]} = \sqrt{-\frac{(1-A)^2\pi x_o}{4A^2} \ln(1-y)}, \quad (6.54)$$

где је y равномерно распоређена променљива у интервалу $[0, 1]$. Увођењем смене $U = 1 - y$, једначина (6.54) може да се редукује на следећи израз (6.55):

$$\mu_o = \sqrt{-\frac{(1-A)^2\pi x_o}{4A^2} \ln U}, \quad (6.55)$$

где је U равномерно распоређена променљива у интервалу $[0, 1]$.

На основу једначине (6.52), може да се одреди очекивани интензитет одржавања компоненте система $\bar{\mu}_o$ у односу на усвојени ниво расположивости (6.56):

$$\bar{\mu}_o = \int_0^{\infty} \mu_o p(\mu_o) d\mu_o. \quad (6.56)$$

После замене једначине (6.52) у једначини (6.56), добија се једначина (6.57):

$$\bar{\mu}_o = \frac{2A}{(1-A)\sqrt{\pi}\sqrt{x_o}} \quad (6.57)$$

На приказани начин се \bar{t}_o карактерише као стохастички процес, а то није уобичајено и може да се анализира као функција зависности од расположивости система и \bar{t}_i .

6.6.1 Нумерички резултати моделирања интензитета одржавања система клипног компресора на бази расположивости

За верификацију претходно формулисаног модела којим се претпоставља да очекивана времена одржавања потичу из Rayleigh расподеле, коришћени су подаци из табеле 6.1 који се односе на интервале одржавања система клипног компресора на аутобусу са погоном на природни гас МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С.

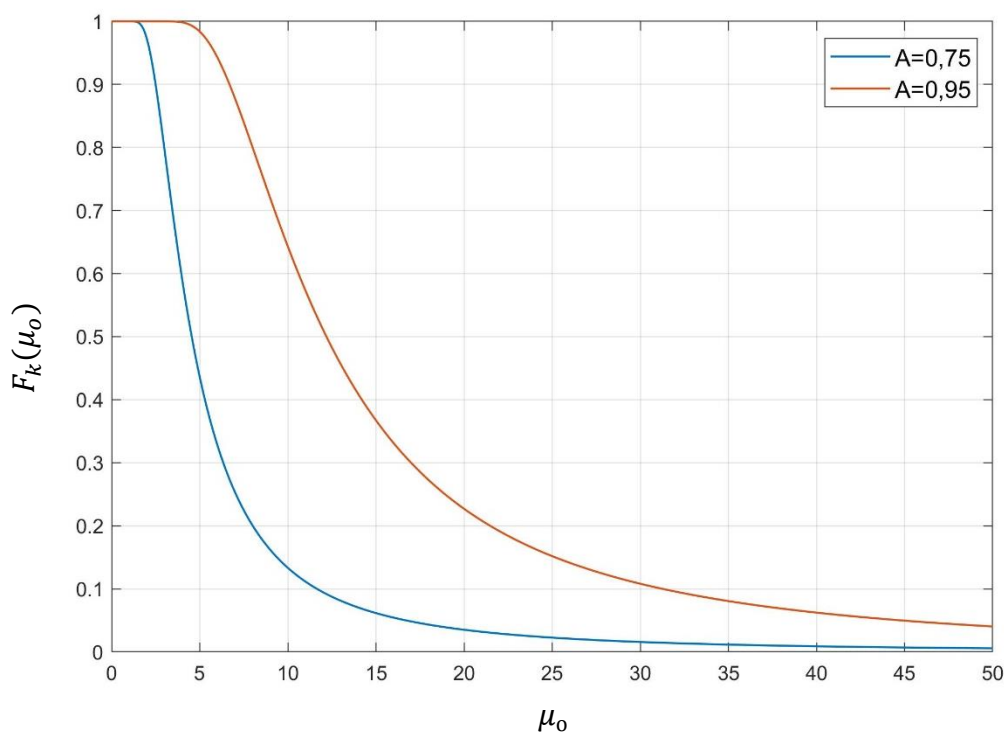
Имајући у виду систематизовану анализу података из експлоатације аутобуса, за потребе моделирања је усвојено да систем клипног компресора за ваздух обухвата три карактеристична подсистема са по два важна елемента са аспекта редовног планског одржавања, узимајући у обзир препоруке произвођача из табеле 6.1.

На основу познатог укупног просечног времена експлоатације аутобуса у току једне календарске године 4368 h и узимајући у обзир редовне сервисне интервале прописане од стране произвођача, који су систематизовано приказани у оквиру табеле 6.1, формулисани су изрази за средња времена између отказа $\bar{\tau}_i$ и то:

- за погонски мотор са погоном на природни гас: $\bar{\tau}_{i1} = 500/4368$, са аспекта идентификованог проблема краћих интервала између редовних замена моторног уља у односу на дизел моторе и $\bar{\tau}_{i2} = 1000/4368$, са аспекта додатног захтева за обавезну замену свећица и бобина приликом сваке друге замене моторног уља,
- за разводни механизам мотора СУС са кога клипни компресор добија погон: $\bar{\tau}_{i3} = 1000/4368$, са аспекта захтева за периодичну проверу погонског каиша и затезача погонског каиша и $\bar{\tau}_{i4} = 2000/4368$, са аспекта редовне провере каишника са интегрисаним пригушивачем вибрација, за додатно уравнотежење коленастог вратила и
- за клипни компресор за ваздух: $\bar{\tau}_{i5} = 2000/4368$, са аспекта обавезних периодичних провера стања склопа усисног и издувног вентила и кошуљице цилиндра, при чему је због отварања склопа цилиндра и главе цилиндра неопходна замена заптивке и $\bar{\tau}_{i6} = 4000/4368$, са аспекта прописаног периода за обавезну замену клипних прстенова, филтера усисног ваздуха и заптивке цилиндра.

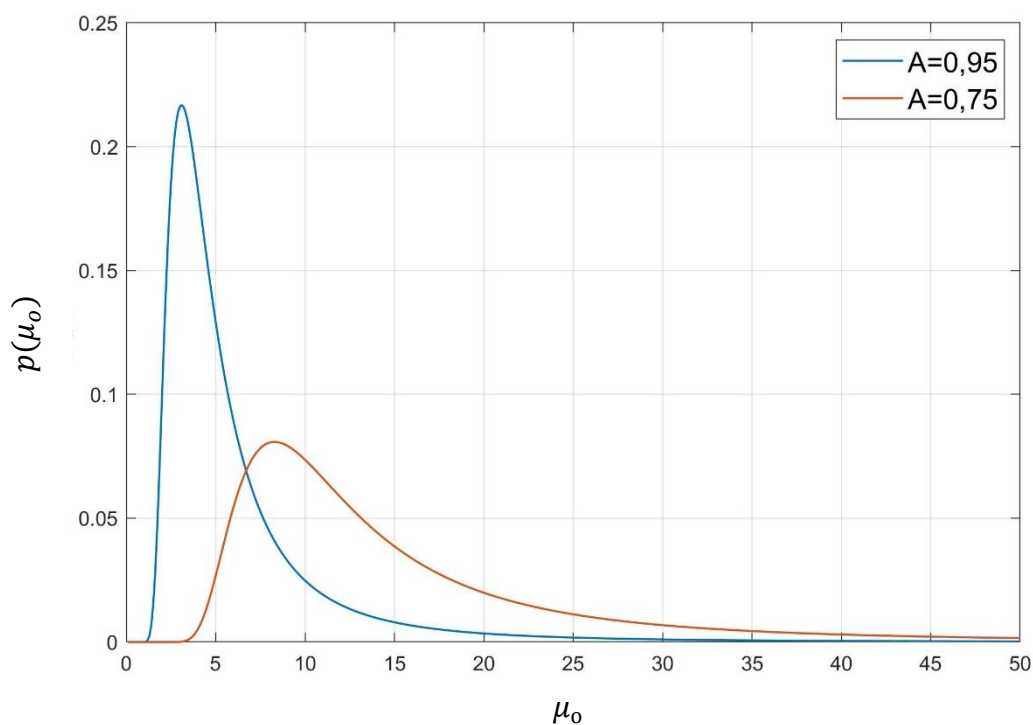
На основу претходно формулисаних једначина за одређивање вредности средњих времена између отказа, извршене су и одговарајуће нумеричке анализе. Извршене нумеричке анализе се састоји у одређивању функције густине вероватноће интензитета одржавања делова одговарајућег подсистема у оквиру система клипног компресора за ваздух, у односу на времена између одржавања које обухвата одговарајуће контроле и замене делова система према препорукама произвођача. При томе се захтева достизање одговарајуће погодности одржавања, односно да се оствари расположивост појединачно анализираних подсистема мотора СУС са аспекта клипног компресора као целине од 75%, односно 95% од укупног времена експлоатације (радних часова) аутобуса на линијама градског саобраћаја на годишњем нивоу, односно за вредности $A = 0,75$ и $A = 0,95$.

За издвојени први карактеристичан подсистем мотора са погоном на природни гас, посматрано са аспекта одржавања клипног компресора, на сл. 6.8 су приказане функције кумулативне расподеле вероватноће интензитета одржавања, засноване на временском интервалу у коме су прописане обавезне редовне замене моторног уља (на сваких 500 h). Нумеричка анализа је извршена на бази усвојене расположивости подсистема на годишњем нивоу од 75% и 95%.



Сл. 6.8 Кумулативне расподеле вероватноће интензитета одржавања мотора СУС са аспекта клипног компресора у односу на интервале замене моторног уља на 500 h

На сл. 6.9 су приказане функције густине вероватноће интензитета одржавања подсистема мотора СУС са аспекта клипног компресора, које су засноване на интервалу редовне замене моторног уља за усвојене расположивости подсистема.



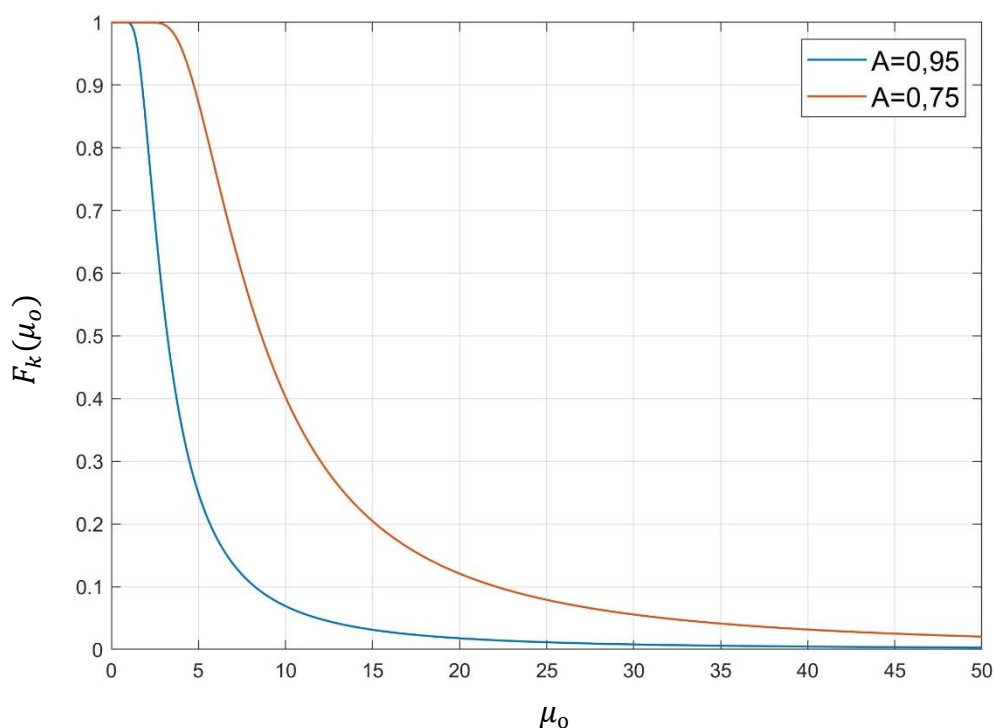
Сл. 6.9 Функције густине вероватноће интензитета одржавања мотора СУС са аспекта клипног компресора у односу на интервале замене моторног уља на 500 h

На основу приказаних графика на сликама 6.8 и 6.9 може да се формулише закључак и да се одреди интервал у оквиру кога је неопходно да се креће интензитет одржавања како би се обезбедила расположивост подсистема мотора СУС од 75%, односно 95% од укупног времена експлоатације на годишњем нивоу. При томе се процес одржавања посматра као случајан процес.

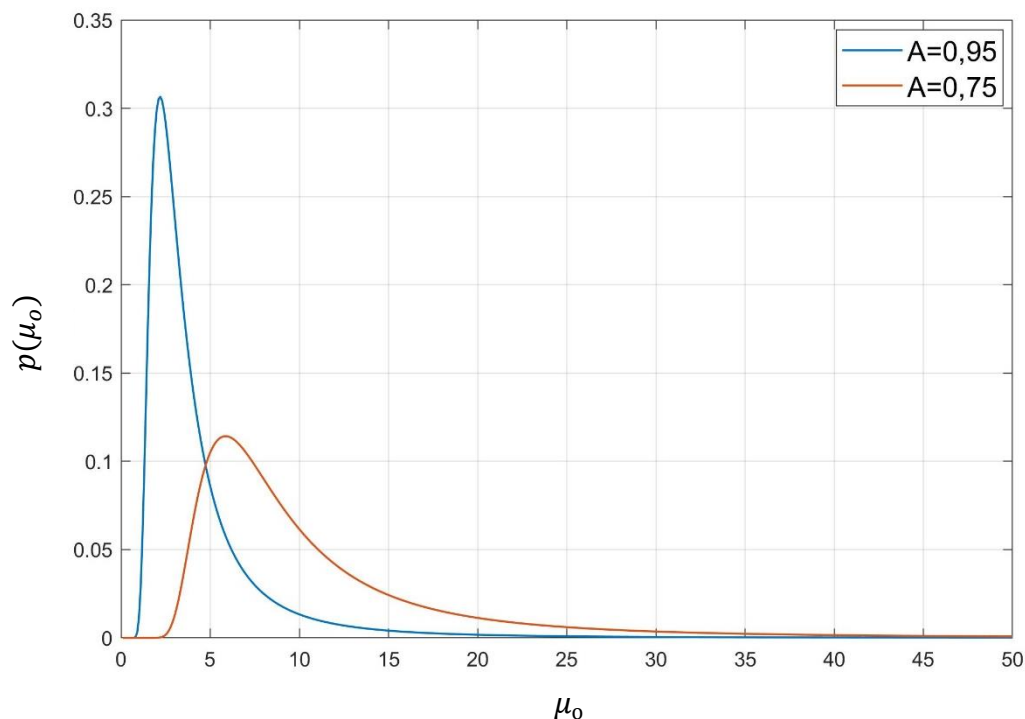
Сличне анализе могу да се ураде и са другим вредностима расположивости издвојених подсистема. Користећи добијене податке може на ефикаснији начин да се изврши планирање активности везано за процес одржавања карактеристичних подсистема са аспекта одржавања клипног компресора у експлоатацији на градском аутобусу.

На сличан начин је извршена нумеричка анализа за друга два издвојена карактеристична подсистема, односно за делове разводног механизма мотора СУС и клипног компресора.

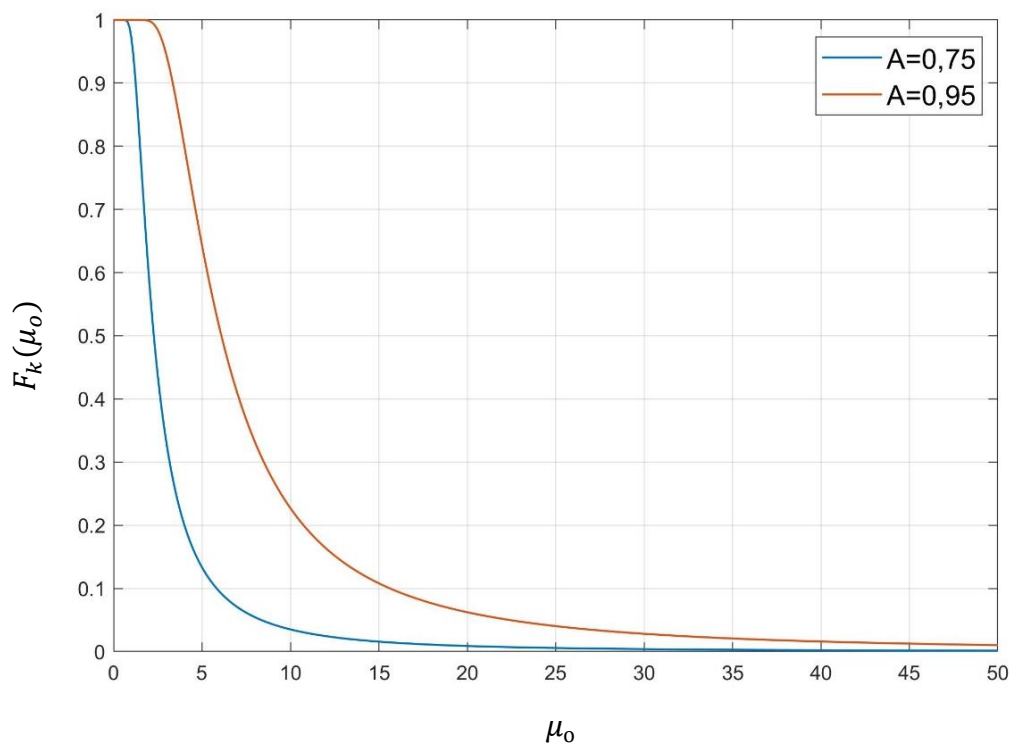
На сл. 6.10 и 6.11 су приказане функције кумулативне расподеле вероватноће интензитета одржавања и функције густине вероватноће интензитета одржавања делова подсистема мотора на природни гас и разводног механизма мотора са аспекта клипног компресора у односу на планиране превентивне замене и контроле стања делова на сваких 1000 h. У овом интервалу, према плану редовних сервиса, табела 6.1, су предвиђене обавезне замене свећица и бобина на свим цилиндрима, на првом подсистему, као и провере и контрола стања погонског каиша и аутоматског затезача погонског каиша на другом подсистему. Нумеричке анализе су у овом случају такође извршене за усвојене вредности расположивости система од 75% и 95% од укупног времена експлоатације на годишњем нивоу.



Сл. 6.10 Кумулативне расподеле вероватноће интензитета одржавања мотора СУС и разводног механизма мотора СУС са аспекта клипног компресора у односу на интервале предвиђене за замену свећица и бобина и проверу стања погонског каиша и аутоматског затезача погонског каиша на сваких 1000 h

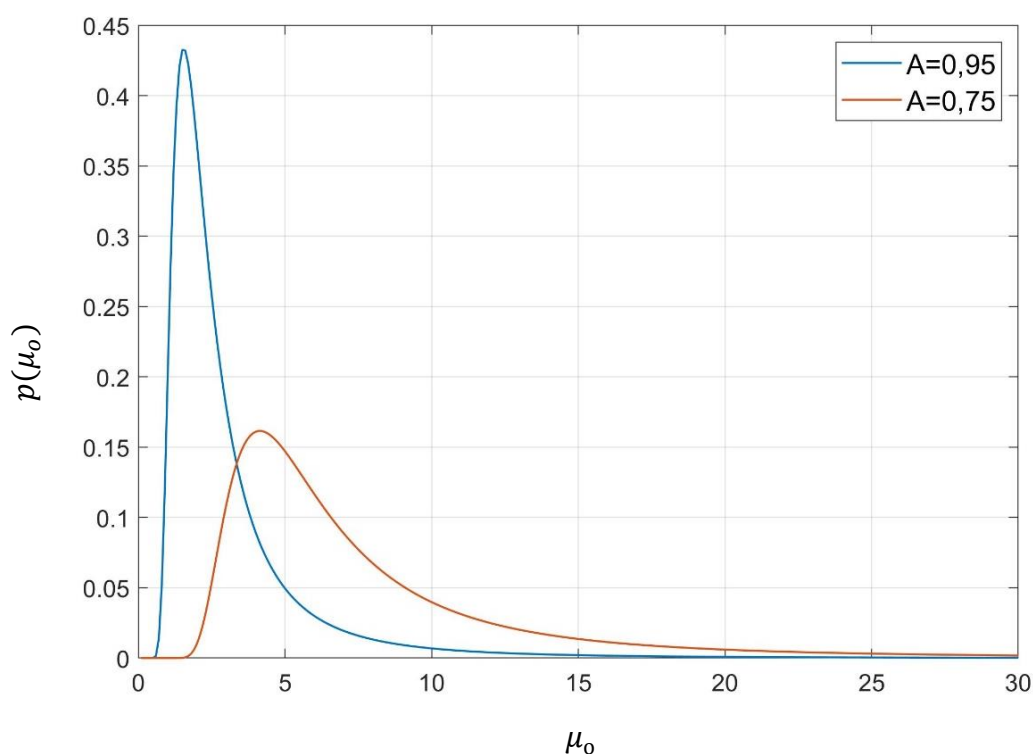


Сл. 6.11 Функције густине вероватноће интензитета одржавања мотора СУС и разводног механизма мотора СУС са аспекта клипног компресора у односу на интервале предвиђене за замену свећица и бобина и редовну проверу стања погонског каиша и аутоматског затезача погонског каиша на сваких 1000 h



Сл. 6.12 Кумулативне расподеле вероватноће интензитета одржавања разводног механизма мотора СУС и клипног компресора у односу на интервале предвиђене за планиране активности одржавања на сваких 2000 h

На сл. 6.12 и 6.13 су приказане функције кумулативне расподеле вероватноће интензитета одржавања и функције густине вероватноће интензитета одржавања делова подсистема разводног механизма мотора СУС са аспекта клипног компресора, као и самог клипног компресора. Нумеричке анализе су извршене на бази планираних превентивних провера и замена на сваких 2000 h. Обавезне контроле и провере у овом интервалу према табели 6.1 обухватају проверу стања каишника са пригушивачем вибрација коленастог вратила и проверу стања вентила и кошуљице цилиндра, као и замену заптивке цилиндра клипног компресора.

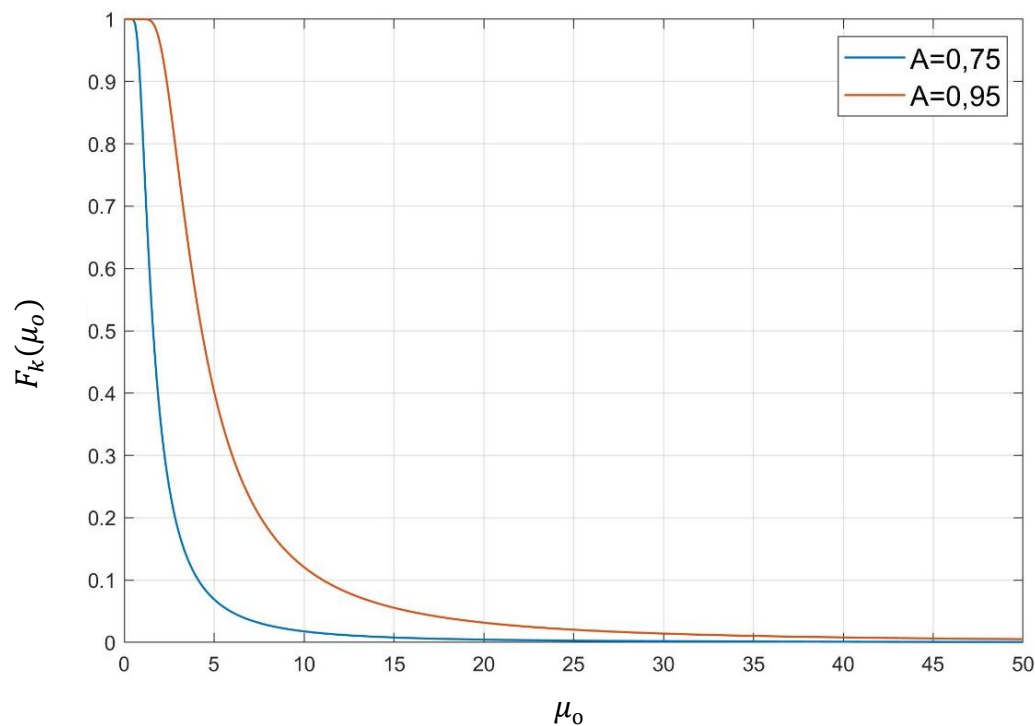


Сл. 6.13 Функције густине вероватноће интензитета одржавања разводног механизма мотора СУС и клипног компресора у односу на интервале предвиђене за планиране активности одржавања на сваких 2000 h

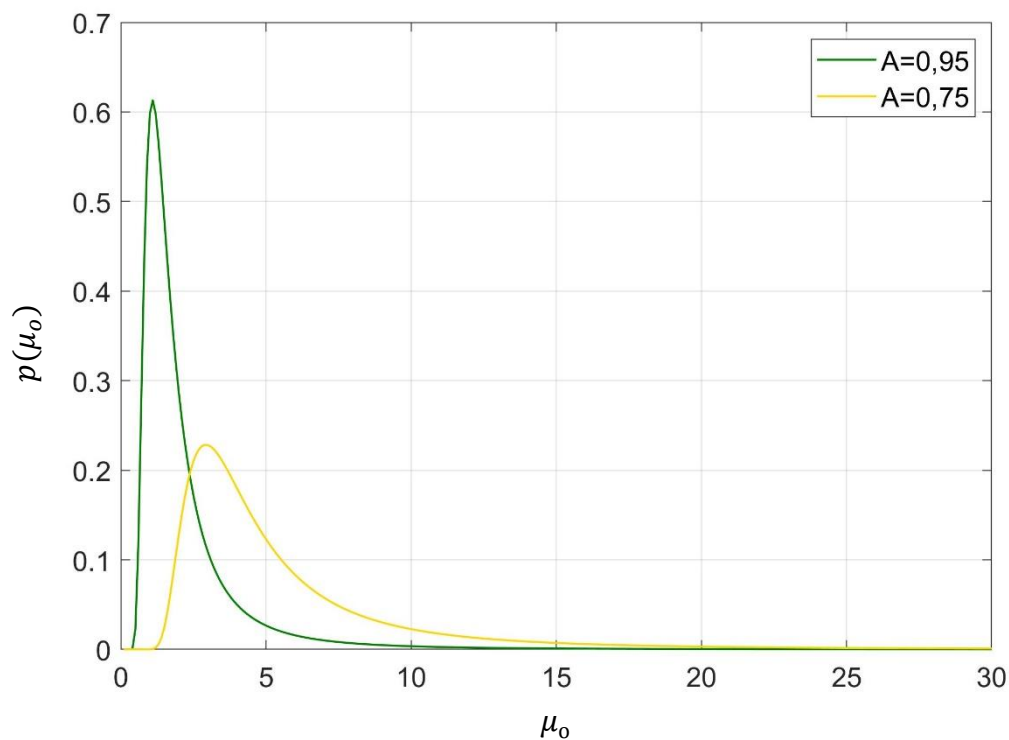
На сл. 6.14 и 6.15 су приказане функције кумулативне расподеле вероватноће интензитета одржавања и функције густине вероватноће интензитета одржавања клипног компресора за ваздух. Приказане анализе су урађене у односу на интервал одржавања на сваких 4000 h, када се препоручује превентивна замена клипних прстенова, заптивке цилиндра и филтера усисног ваздуха клипног компресора.

На основу приказаних графика, слично како и код осталих подсистема, може се уочити у ком распону се креће интензитет одржавања система клипног компресора за усвојени ниво расположивости 75% и 95%. Интензитет одржавања μ_0 је изражен у радним часовима мотора у аутобусу на природни гас, на основу чега се може одредити време одржавања, односно поправке или замене сваког подсистема како би се постигла задовољавајућа расположивост.

Приказана анализа омогућава да се планира време у току експлоатације аутобуса, које је потребно за поправку или замену неког резервног дела. На основу добијених резултата може да се планира број радника и количина резервних делова и потрошног материјала на залихама, који су неопходни за функционисање сервисне службе и за одржавање одређене расположивости возила у линијском превозу путника.



Сл. 6.14 Кумулативне расподеле вероватноће интензитета одржавања клипног компресора за ваздух у односу на интервал планираних активности замене клипних прстенова, заптивке цилиндра и филтера усисног ваздуха на сваких 4000 h



Сл. 6.15 Функције густине вероватноће интензитета одржавања клипног компресора за ваздух у односу на интервал планираних активности замене клипних прстенова, заптивке цилиндра и филтера усисног ваздуха на сваких 4000 h

Ако је неопходно да се одреди колико максимално може да износи интензитет одржавања система клипног компресора, који се састоји од n описаних подсистема, може да се користити следећа једначина (6.58):

$$\mu_{omax} = \max(\mu_{o1}, \mu_{o2}, \dots, \mu_{on}). \quad (6.58)$$

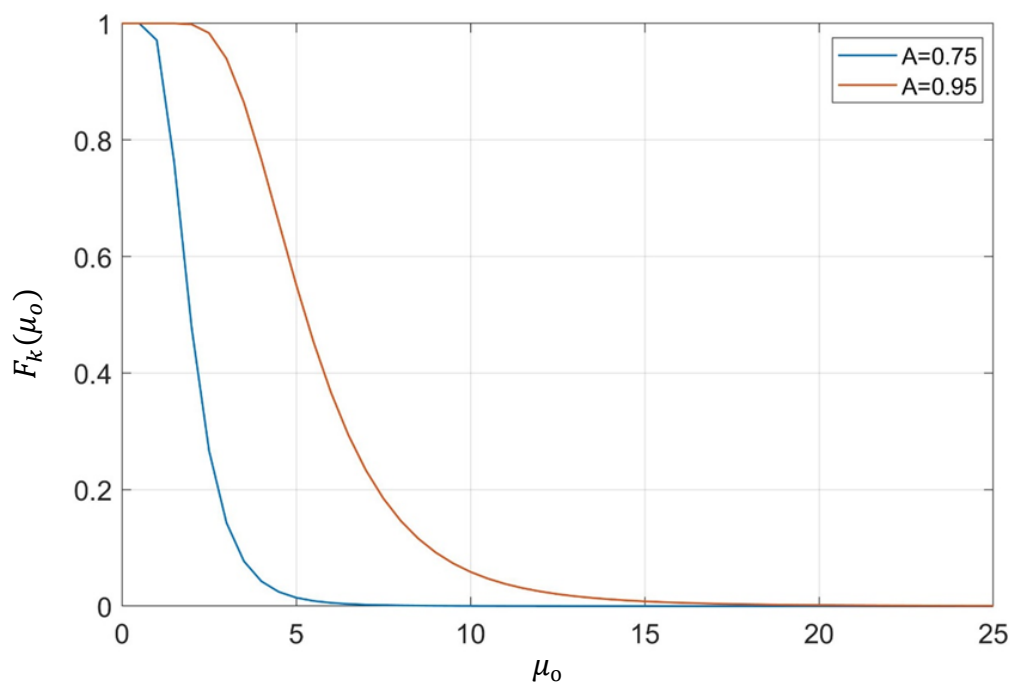
При томе, општи облик за функцију расподеле густине вероватноће интензитета одржавања клипног компресора има следећи облик (6.59):

$$p(\mu_{omax}) = \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^n p_i(\mu_o) \prod_{j=1}^n F_j(\mu_o). \quad (6.59)$$

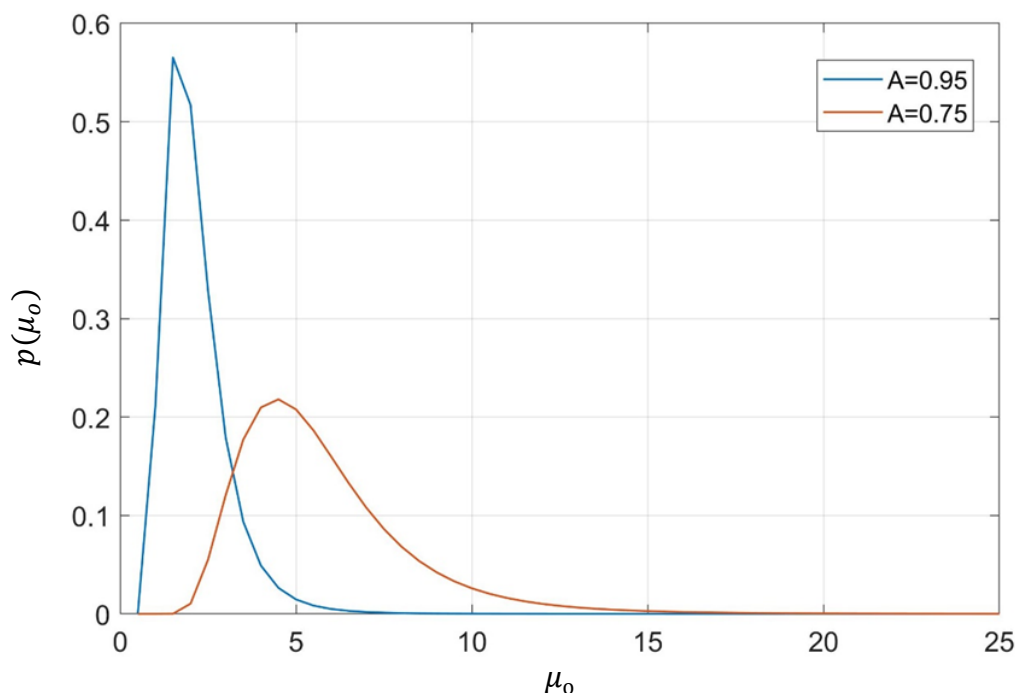
Општи облик функције кумулативне расподеле вероватноће интензитета одржавања клипног компресора је дат према једначини (6.60):

$$F_{kmax}(\mu_o) = \prod_{i=1}^n F_i(\mu_o). \quad (6.60)$$

Пратећи графикони су приказани на сл. 6.16 и 6.17, и престављају функцију кумулативне расподеле и функцију густине расподеле интензитета одржавања система клипног компресора који се састоји од претходно идентификованих критичних подсистема. Усвојено је да расположивост система буде 75% и 95%, као и код подсистема и да се интензитет одржавања система клипног компресора одређује као максималан интензитет одржавања, чиме се идентификује најкритичнији подсистем.



Сл. 6.16 Кумулативне расподеле вероватноће интензитета одржавања система клипног компресора у односу на вредност $\mu_o = \max(\mu_{o1}, \mu_{o2}, \mu_{o3})$



Сл. 6.17 Функције густине вероватноће интензитета одржавања система клипног компресора у односу на вредност $\mu_o = \max(\mu_{o1}, \mu_{o2}, \mu_{o3})$

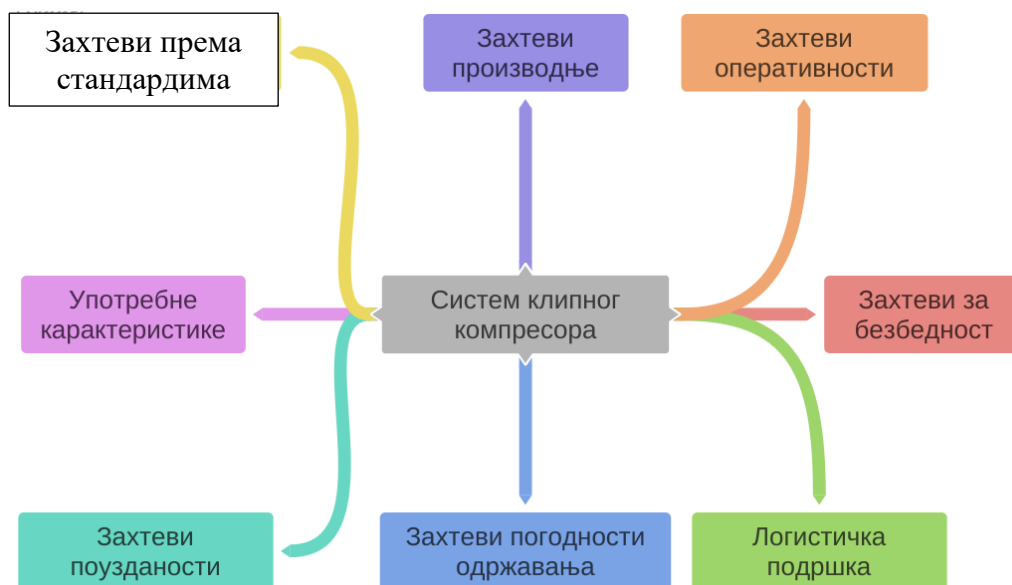
Треба напоменути, да се слична нумеричка анализа може поновити за различите нивое готовости, односно расположивости система и да важи не само за овај конкретан систем клипног компресора, већ и за било који други поправљиви систем који је подложен процесу одржавања.

6.7 Интегрисање поузданости и погодности одржавања у фази пројектовања конструкције клипних компресора за ваздух

Циљ извршених анализа поузданости и погодности одржавања, ако се посматрају аутобуси у јавном превозу путника, се огледа у томе да се обезбеде услови да аутобуси са аспекта клипних компресора буду расположиви за употребу када се то захтева, као и да се њима успешно обави превоз путника. Такође, треба да се задовоље и захтеване карактеристике у погледу интензитета одржавања у току сервисног века.

Триболошка оптимизација конструкције цилиндра клипног компресора треба да допринесе повећању поузданости и погодности одржавања, а тиме и смањењу интензитета отказа. Прелиминарни резултати триболошких истраживања указују, да би се прихватањем предложене конструкције за серијску производњу најбоље остварили циљеви због остварења поузданости и погодности одржавања још у раним фазама развоја.

Осим захтева у вези поузданости и погодности одржавања, постоје и други захтеви које треба интегрисати и задовољити приликом конструисања моторних возила са аспекта клипних компресора и других уређаја и опреме. Неки од захтева који су решавани приликом реконструкције клизне површине цилиндра клипног компресора, у циљу његове триболошке оптимизације, су издвојени и шематски су приказани на сл. 6.18.



Сл. 6.18 Захтеви приликом конструисања система клипног компресора

Уочава се да поред препознатљивих захтева за употребним карактеристикама (снага и испорука ваздуха клипног компресора), постоје и захтеви везани за логистичку подршку, људски фактор, безбедност, поузданост, погодност одржавања и производњу, што доприноси повећању вредности система. Наведени захтеви су ограничени у погледу трошкова и времена, који такође морају бити задовољени у току производње, али и експлоатације.

Ако се разматра поузданост у току процеса конструисања клипног компресора, не треба заборавити следеће:

- конструктор је одговоран за све карактеристике укључујући и поузданост
- свака конструкција има интегрисан одговарајући сопствени потенцијал поузданости,
- сопствена поузданост конструкције се постиже када се конструкција израђује у складу са захтевима, али се та поузданост ретко стварно постиже или одржава. То је зато што производња и експлоатација, односно руковање, одржавање и коришћење имају тенденцију за међусобним компромисом, што има за резултат постизање достигнуте или стварне поузданости, која је увек мања од својствене поузданости и
- сваки сложени производ мора бити конструисан са високом сопственом поузданошћу и одговарајућим степеном сигурности конструкције. На тај начин се производи испоручују корисницима са пројектованом или захтеваном стварном поузданошћу.

Остваривање веће сопствене поузданости уобичајено захтева и веће трошкове, било да се ради о финансијским средствима или времену. Међутим, већа улагања се могу надокнадити због мањих проблема у току процеса производње и експлоатације, када се постигнута стварна поузданост само одржава. Генерално, ако конструкција нема високу сопствену поузданост, немогуће је постићи стварну поузданост у експлоатацији, без обзира на обим уложених средстава и времена.

Циљ реконструкције цилиндра је делом усмерен и на смањење трошкова непоузданости, који се увек морају разматрати у току процеса конструисања. На пример, смањење достигнуте поузданости система јавног градског превоза због

смањења поузданости аутобуса или клипних компресора за 10% значило би да је потребно додатно укључити још најмање 10% аутобуса да би се остварио исти степен покривености линија за превоз путника. То би захтевало додатни број возила, резервних делова, особља, што би имало за последицу повећање трошкова и губитак времена. Резервни аутобуси у том случају се морају одржавати у стању готовости и расположивости (загревање у току дежурстава, одржавање итд.), што првенствено представља додатни трошак горива, али и додатног особља и резервних делова.

Утврђивање нивоа поузданости је у суштини питање одмеравања трошкова поузданости према трошковима непоузданости. Коначну одлуку у вези са тим доносе корисници, који такође учествују са својим финансијским средствима у трошковима.

Ако се жели максимално ефикасна и економична конструкција, погодност одржавања се мора разматрати у свим фазама века трајања система клипног компресора. Конструкцијске карактеристике система у погледу погодности одржавања обухватају оне параметре који доприносе смањењу времена застоја и повећању расположивости система [74, 83]. Параметри које треба разматрати у том случају су:

- могућност лаког одржавања,
- минималан број задатака у вези превентивног и корективног одржавања,
- минимизирати логистичку подршку путем смањивања потреба за одржавањем, броја и квалификационе структуре људства, резервних делова и наменске опреме за одржавање и
- смањење трошкова логистичке подршке.

За проверу конструкције клипног компресора у погледу испуњавања захтева погодности одржавања се предлаже примена одговарајуће листе провере. Листа провере треба да представља важно и корисно средство којим се осигурава да су правилно размотрени сви значајни параметри конструкције система који имају утицаја на погодност одржавања клипног компресора. Листа провере треба да буде и саставни део техничке документације која се односи на упутства за конструисање са аспекта погодности одржавања.

Листа провере може да се користи на следећа три начина:

- за анализу утицаја специфичних параметара конструкције у погледу погодности одржавања,
- за периодичне провере конструкције у току различитих фаза сервисног века система, посебно у фазама развоја и
- за предвиђање погодности одржавања.

Треба узети у обзир и чињеницу да су многи параметри конструкције клипних компресора међусобно зависни. На пример, приступачност приликом одржавања клипног компресора обухвата разматрање безбедности, заштитних кутија, механизма за забрављивање поклопца моторског простора, положаја и услова у сервисним радионицама, људских фактора итд. Да би се осигурало да је свим овим параметрима дата одговарајућа пажња, они се морају разматрати у току свих фаза планирања и развоја система. Планске провере конструкције представљају једно од расположивих средстава за обезбеђење таквог разматрања. Листе провера олакшавају процесе провере и конструисања машине.

7. ЗАКЉУЧЦИ

Реализована истраживања у оквиру докторске дисертације су усмерена на триболошку оптимизацију конструкције цилиндра клипног компресора за ваздух на моторним возилима. Са тим у вези, у оквиру теоријских истраживања је паралелно указано и на значај поузданог функционисања уређаја на моторним возилима који за своје активирање користе енергију компримованог ваздуха која се ствара у клипним компресорима.

Истраживани триболошки оптимизован цилиндар је саставни део триболошки и конструкцијски оптимизованог алуминијумског клипног компресора.

У суштини, може се рећи да су клипни компресори за ваздух периферни уређаји на моторима СУС и без обзира што су конструкцијски доста мањи у односу на системе у оквиру којих се примењују, функционалност читавих система на моторним возилима у највећој мери зависи од функционалности клипних компресора.

Триболошка истраживања у оквиру докторске дисертације су показала оправданост извршене модификације цилиндра клипног компресора са аспекта смањења трења и хабања, односно повећања чврстоће цилиндра од легуре алуминијума. Извршена је и анализа поузданости и расположивости на основу конкретних података у вези експлоатације и одржавања градског аутобуса са мотором на природни гас, са аспекта референтног клипног компресора.

Резултати извршене оптимизације истраживаног клипног компресора за ваздух су применљиви и на клипним компресорима који се користе у овину, уређаја на возилима са електричним погоном, на војним возилима, авионима, као и на цистернама за транспорт опасних материја итд.

Изненадни откази клипних компресора због неисправности компресорских вентила представљају велики проблем у експлоатацији и углавном настају као последица лома плоче вентила и опруге. Због тога су оштећења и лом плоче и опруге вентила идентификовани као примарни узроци отказа клипних компресора.

Појава лома плоче вентила је последица њене интензивне динамике, односно дејства динамичких сила, чије су последице непаралелани удари у тренутку налегања плоче на граничнику или седишту, приликом отварања или затварања вентила. Присуство адхезионих сила на седишту или граничнику хода плоче вентила представља један од главних узрока појаве динамике плоче вентила при њеном кретању у струји ваздуха.

Утицај динамике вентила не треба занемаривати у току моделирања радног процеса у цилиндру. То се такође односи и на поступак пројектовања конструкције вентила и главе цилиндра. На тај начин се радни услови приликом пројектовања конструкције додатно апроксимирају реалним радним условима, а то треба да допринесе повећању поузданости вентила и клипног компресора.

Утврђено је на који начин модел референтног клипног компресора треба проширити блоком који укључује утицај динамике вентила. На тај начин се омогућава да се у оквиру модела укључи процес адхезије, односно да се интегришу адхезионе силе, чија је последица лепљење плоче вентила о граничник и седиште, приликом отварања и затварања вентила.

Примена математичког модела реалног процеса у цилиндру клипног компресора који је проширен предложеним блоком, који се односи на утицај динамике вентила, треба да допринесе потпунијој симулацији радних услова у цилиндру и припадајућим системима. Примена рачунара и одговарајућих софтвера при томе, треба да олакша процес оптимизације конструкције клипних компресора, као и да се поступак оптимизације реализује при минималном утрошку времена, ресурса, као и материјалних средстава.

У суштини, укључивањем феномена динамике вентила и добијањем на тај начин потпунијих резултата моделирања, могу се добити реалнији улазни подаци у фази пројектовања, чиме се доприноси производњи клипног компресора са већим степеном сигурности конструкције. На тај начин су поузданост и погодност одржавања укључени од почетка производње, што се додатно рефлектује на повећање готовости и расположивости клипних компресора у експлоатацији, односно на већи степен резерве сигурности од појаве изненадних отказа.

Потврђено је да оптимизација конструкције мотора СУС, као и припадајућих уређаја којима су обухваћени и клипни компресори за ваздух, углавном као примарни циљ има смањење потрошње горива, а тиме и емисије продуката сагоревања.

Испитивањем триболошких карактеристика материјала за ојачање клизне површине цилиндра клипног компресора за ваздух, показано је у којој мери и на који начин је могуће извршити триболошку оптимизацију конструкције цилиндра.

Поред смањења механичких губитака, указано је да смањењу потрошње горива моторних возила, паралелно доприноси и примена лаких метала као што су легуре алуминијума за израду конструкција.

Триболошка истраживања материјала за ојачање зида цилиндра су извршена са циљем да се потврди оптималност конкретног решења са триболошког аспекта. Примена олакшаних конструкција клипних компресора од легуре алуминијума треба да допринесе смањењу масе, а тиме, директно и смањењу потрошње горива и емисије.

Анализом досадашње примене алуминијумских конструкција идентификовани су одређени проблеми, који постоје због повећаног трења и хабања алуминијумских конструкција у клизном контакту, као што је то случај са истраживаним цилиндром, који је саставни део клипног компресора за ваздух.

Главни проблеми који су уочени у примени алуминијума за израду конструкција имају везе са основним трибо-механичким карактеристикама алуминијумских легура, а то су: мања чврстоћа, велика специфична проводљивост, као и лошије триболошке карактеристике овог метала, због повећаног трења и хабања.

Приказано је на које су све начине временом решавани проблеми повећаног трења и хабања површина у клизном контакту, односно смањења механичких губитака склопа клипа и цилиндра у оквиру мотора СУС и клипних компресора.

Проблеми повећаног трења и хабања клизне површине истраживаног цилиндра од легуре алуминијума су решавани на различите начине, почевши од заштите клизне површине триболошким материјалом применом плазма спреј поступка, до уливања ојачавача од триболошког материјала веће чврстоће.

Другом хипотезом се претпоставља, да се уливањем укључака од одговарајућег материјала унутар клизне површине цилиндра од легуре алуминијума, може смањити трење и хабање у клипним компресорима. Реализована триболошка испитивања материјала су и показала оправданост примене ојачавача са аспекта смањења трења и хабања.

Испитивањима су потврђене боље триболошке карактеристике материјала ојачавача у односу на основу од легуре алуминијума, као што је и претпостављено другом хипотезом. Са аспекта трибологије, на тај начин се оправдава извршена

реконструкција цилиндра, којом се предлаже примена ојачавача на делу клизне површине. Ојачањем клизне површине се могу остварити боље триболошке карактеристике и већа отпорност на хабање цилиндра од легуре алуминијума, чиме се паралелно задржава и мања маса конструкције због веће заступљености легуре алуминијума.

Снимљене триболошке карактеристике испитиваних узорака оштећених материјала цилиндра у условима клизања без средства за подмазивање су детаљно анализирани и при томе су утврђене следеће конкретне чињенице, односно неке од карактеристичних зависности које су и очекиване према поставкама друге хипотезе.

На основу анализе микрографа оштећених површина и одговарајућег дијаграма промене дубине продирања куглице трибометра у испитивани материјал, закључено је, да је процес преноса материјала цикличан. У току одређеног периода испитивања, мекши материјал основе цилиндра се акумулира на куглици трибометра и у једном тренутку започиње период клизања између два иста материјала. У том периоду ток криве дубине продирања је стабилан, све док не дође до отпадања пренетог материјала са куглице трибометра, када започиње понављање процеса.

При ниском оптерећењу и нижој брзини клизања од $0,003 \text{ m/s}$, снимљени су трагови абразивног хабања у виду ужлебљених паралелних линија на површини ојачавача, а то није снимљено при већој брзини клизања на истом оптерећењу. У зони контакта испитиваних материјала, у том случају није постигнута критична температура, која је неопходна да би дошло до појаве процеса адхезије.

Општи је закључак, да се материјал ојачавача у односу на материјал основе цилиндра равномерније и мање интензивно хаба у условима испитивања без присуства средства за подмазивање. Такође, материјал ојачавача је отпорнији на процес адхезије јер нису снимљени интензивнији трагови лепљења и преноса материјала на куглицу трибометра.

Триболошка испитивања, као и карактеризација оштећеног и похабаног материјала цилиндра са ојачавачем на режиму максималног задатог оптерећења од $0,9 \text{ N}$, као и брзине клизања од $0,015 \text{ m/s}$ у присуству моторног уља су показала оправданост треће хипотезе.

Максималне вредности коефицијента трења материјала ојачавача су мање у поређењу са резултатима испитивања материјала основе цилиндра у условима без и са уљем за подмазивање.

Повољније триболошке карактеристике, које се посебно односе на равномерније хабање материјала ојачавача су потврђене и при условима максималне брзине клизања и оптерећења у присуству моторног уља.

Примена моторног уља је паралелно допринела смањењу хабања у случају оба испитивана материјала зида цилиндра. Хабање оба материјала је у присуству моторног уља равномерно и при томе нису снимљени израженији трагови хабања на оштећеним површинама узорака материјала.

Анализом микрографа оштећених узорака оба испитивана материјала, уочено је, да нема трагова адхезије и преноса материјала на оштећеним површинама. На куглици трибометра после испитивања у присуству моторног уља на одређеном режиму су уочени трагови површинског микробраздања, односно абразије мањег интензитета.

Формирана је одговарајућа база са резултатима триболошких испитивања и извршена је њихова статистичка анализа и систематизација, са циљем да се добијени резултати испитивања правилније искористе за триболошку оптимизацију цилиндра клипног компресора, у складу са смерницама четврте хипотезе. Систематизовани су подаци о утицајним параметрима на процес хабања испитиваних материјала, за различите вредности брзине клизања и оптерећења, материјала и њихових интеракција.

Примена статистичке Taguchi методе је омогућила обраду и анализу снимљених података триболошких испитивања са минималним утрошком и времена и ресурса.

На основу резултата статистичке анализе применом Taguchi методе, утврђено је да врста материјала има највећи утицај на промену вредности параметара хабања 35,54%. Оптерећење има мањи утицај на промену вредности параметара хабања 22,16%, док је брзина клизања најмање утицајна са 6,01%.

Међусобне интеракције између појединачних параметара такође имају значајан утицај. Уочено је, да је утицај интеракције материјала и брзине клизања највећи 15,55%, следе утицаји интеракције оптерећења и брзине клизања са 9,37% и интеракција материјала и оптерећења која је најмања и износи 3,52%.

Триболошким испитивањима су потврђене повољније триболошке карактеристике материјала за ојачање клизне површине цилиндра од легуре алуминијума, а то оправдава и њихову практичну примену.

Одлуку о употреби испитиваних материјала, као и евентуалној серијској производњи предложене конструкције цилиндра и клипног компресора треба донети на основу резултата лабораторијских испитивања употребних карактеристика на пробном столу у лабораторијским условима.

Према поставкама четврте хипотезе, резултати експерименталних испитивања клипног компресора на пробном столу могу бити поновљиви, односно употребљиви и компаративни, ако су добијени применом неке од универзалних или стандардизованих метода испитивања употребних карактеристика.

За потребе испитивања употребних карактеристика клипног компресора са уграђеним истраживаним цилиндром, на пробном столу, односно на триболошком пункту, предложена је примена одговарајуће процедуре.

Као допринос испитивању употребних карактеристика клипног компресора, извршена је одговарајућа реконструкција и допуна постојећег триболошког пункта, који обухвата клипни компресор за ваздух са уграђеним триболошки оптимизованим цилиндром и мерном опремом.

Предложена је аутоматизација постојећег триболошког пункта уградњом наменски конструисаног серво-вентила на воду из резервоара са компримованим ваздухом. Применом серво-вентила је омогућена прецизнија регулација притиска ваздуха у инсталацији са компримованим ваздухом, у току наизменичног пуњења и пражњења резервоара. На тај начин се омогућава и брзо успостављање радних режима, који су дефинисани са процедуром за експериментална испитивања, а који су слични реалним условима код примене клипног компресора на моторним возилима.

Истраживањем је указано да поузданост клипних компресора за ваздух на моторним возилима зависи од правилног функционисања усисних и издувних вентила, као и од триболошког стања склопа клип-клипни прстенови-зид цилиндра, филтера усисног ваздуха и инсталације са компримованим ваздухом у издувном воду.

Формирана је нумеричка метода за процену очекиваног времена одржавања и приказани су резултати моделирања интензитета одржавања погонског система референтног клипног компресора за ваздух на бази расположивости. За ту сврху су искоришћени подаци, који су снимљени у току пробне експлоатације градског аутобуса МАЗ-БИК 203 ЦНГ-С са погоном на природни гас.

Истраживањем је генерално дат допринос оптимизацији клипних компресора за ваздух са аспекта компресорских вентила. Триболошка истраживања су оправдала оптимизацију клизне површине цилиндра од легуре алуминијума. Формирана је база података триболошких истраживања и извршене су статистичке анализе утицајних параметара.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Thiem, P. G., Chorny, A., Smirnov, I. V. and Krüger, M. (2017). Comparison of microstructure and adhesion strength of plasma, flame and high velocity oxy-fuel sprayed coatings from an iron aluminide powder. *Surface and Coatings Technology*, 324, 498-508. <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2017.06.016>
- [2] Culliton, D., Betts, T., Carvalho, S. and Kennedy, D. (2013) Improving Tribological Properties of Cast Al-Si Alloys Through Application of Wear-Resistant Thermal Spray Coatings. *Journal of Thermal Spray Technology*, 22(4), 491-501. <https://doi.org/10.1007/s11666-013-9894-y>
- [3] Silvello, A., Torres Diaz, E., Rúa Ramirez, E. and Cano Garcia, I. (2023). Microstructural, Mechanical and Wear Properties of Atmospheric Plasma-Sprayed and High-Velocity Oxy-Fuel AlCoCrFeNi Equiatomic High-Entropy Alloys (HEAs) Coatings. *J Therm Spray Tech.*, 32, 425–442. <https://doi.org/10.1007/s11666-022-01520-y>
- [4] Vencl, A. (2012). Tribology of the Al-Si alloy based MMCs and their application in automotive industry. In Magagnin L. (Eds.), *Engineered Metal Matrix Composites: Forming Methods, Material Properties and Industrial Applications* (127-166). Nova Science Publishers.
- [5] Vencl, A., Mrdak, M. and Cvijović, I. (2006). Microstructures and tribological properties of ferrous coatings deposited by APS (Atmospheric Plasma Spraying) on Al-alloy substrate. *FME Transactions*, 34, 151-157.
- [6] Boulos, M.I., Fauchais, P.L., Henne, R.H., Pfender, E. (2023). Plasma in the Thermal Spray Coating Industry. In: Boulos, M.I., Fauchais, P.L., Pfender, E. (Eds.) *Handbook of Thermal Plasmas*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-84936-8_35
- [7] Santana, C., Bortolaia, L. and Siqueira, L. (2022). Thermal balance in internal combustion engine with gasoline. *SAE Technical Paper*, 2021-36-0025, <https://doi.org/10.4271/2021-36-0025>.
- [8] Ge, X., Chen, Q., Ling, L., Zhai, W. and Wang, K. (2023). An approach for simulating the air brake system of long freight trains based on fluid dynamics. *Railway Engineering Science*, 31, 122–134. <https://doi.org/10.1007/s40534-022-00291-0>
- [9] Cerrada, M., Macancela, J.C., Cabrera, D., Estupiñan, E., Sánchez, R.V. and Medina, R. (2020). Reciprocating Compressor Multi-Fault Classification Using Symbolic Dynamics and Complex Correlation Measure. *Applied Sciences*, 10(7), 2512. <https://doi.org/10.3390/app10072512>
- [10] Тодоровић, Ј. (2006). *Инжењерство одржавања техничких система*. Београд: Институт за истраживања и пројектовања у привреди – иипп.
- [11] Венцл, А., Аврамовић, С. и Маринковић, А. (2006). Превлака на бази гвожђа нанета на основу од Al легуре плазма спреј поступком у атмосферским условима. У: 31. *Саветовање производног машинства са међународним учешћем*. (539-546). Крагујевац: Машински факултет. http://tribolab.mas.bg.ac.rs/radovi/2006_02.pdf
- [12] Voith Drive Technology. (2022. мај). *Energy efficient on the road – with Voith air compressors for buses and trucks*. Voith GmbH & Co. <https://voith.com/corp-en/products-services/hydraulics-pneumatics-cooling/air-compressors.html>

- [13] Application Engineering Bulletin (AEB 20.11). (2008. maj). *Automotive and Industrial Installation Requirements – Air Compressor System*. Cummins Inc.
- [14] Directorate-General for Climate Action. (2022. август). *A European Strategy for low-emission mobility*. European Commission. https://climate.ec.europa.eu/eu-action/transport-emissions_en
- [15] Milojević, S. (2017). Sustainable application of natural gas as engine fuel in city buses: Benefit and restrictions. *Journal of Applied Engineering Science*, 15(1), 81-88. <https://doi.org/10.5937/jaes15-12268>
- [16] Milojević, S., Gročić, D. and Dragojlović, D. (2016). CNG propulsion system for reducing noise of existing city buses. *Journal of Applied Engineering Science*, 13(3), 377-382. <https://doi.org/10.5937/jaes14-10991>
- [17] Habing, R. A. (2005). *Flow and plate motion in compressor valves*. PhD Thesis. University of Twente. https://ris.utwente.nl/ws/portalfiles/portal/6120347/thesis_Habing.pdf
- [18] Mullner, T. and Bielmeier, O. (2008). Heat Transfer in Small Piston Compressors. *Purdue International Compressor Engineering Conference*. Paper 1908, (1-9). Purdue University. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1908/>
- [19] Ninković, D., Taranović, D., Milojević, S. and Pešić, R. (2012). A review of models for predicting instantaneous heat exchange between the gas and cylinder in reciprocating compressors. *V: International Congress Motor Vehicles & Motors 2012, Proceedings MVM2012-023*. 126-136. Kragujevac: University of Kragujevac, Faculty of Engineering.
- [20] Holmberg, K., Andersson, P., Nyland, N. O., Mäkelä, K. and Erdemir, A. (2014). Global energy consumption due to friction in trucks and buses. *Tribology International*, 78, 94-114. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.05.004>
- [21] Holmberg, K., Andersson, P. and Erdemir, A. (2012). Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribology International*, 47, 221-234. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.11.022>
- [22] Kennedy, M., Hoppe, S. and Esser, J. (2012). Kolbenringbeschichtung zur Reibungssenkung im Ottomotor. *MTZ Motortech Z*, 73, 400–403. <https://doi.org/10.1007/s35146-012-0325-2>
- [23] Aluminum in cars. Unlocking the light-weighting potential. (2022. oktobar). Преузето са <https://www.flamingo-project.eu/wp-content/uploads/2021/04/aluminium-in-cars-unlocking-the-lightweighting-potential.pdf>
- [24] Stojanović, B. and Milojević, S. (2017). Characterization, Manufacturing and Application of Metal Matrix Composites. In M. C. Wythers (Eds.), *Advances in Materials Science Research* (30th ed., 83-133). Nova Science Publishers. <https://novapublishers.com/shop/advances-in-materials-science-research-volume-30/>
- [25] Милојевић, С. (2005). *Анализа утицаја степена компресије на радни процес дизел мотора*. Магистарски рад. Крагујевац: Машински факултет.
- [26] Milojević, S., Savić, S., Marić, D., Stopka, O., Krstić, B. and Stojanović, B. (2022). Correlation between Emission and Combustion Characteristics with the Compression Ratio and Fuel Injection Timing in Tribologically Optimized Diesel Engine. *Tehnički vjesnik*, 29 (4), 1210-1219. <https://doi.org/10.17559/TV-20211220232130>
- [27] Aumiller, M., Buchmann, M. and Scherer, V. (2015). Sprayed Fe-Al Cylinder Liner with Optimised Thermal Conductivity. *MTZ Worldw* 76, 30-35. <https://doi.org/10.1007/s38313-014-1029-4>
- [28] Betz, J. (2016). Werkstoffe im Dieselmotor und ihre Auswahl. In: Tschöke, H., Mollenhauer, K., Maier, R. (Eds.), *Handbuch Dieselmotoren*. Springer NachschlageWissen (VDISR ed., 1-28). Springer Vieweg, Wiesbaden. https://doi.org/10.1007/978-3-658-07997-0_48-1

- [29] Rapoport, L., Moshkovich, A., Perfilyev, V., Lapsker, I., Halperin, G., Itovich, Y. and Etsion, I. (2008). Friction and wear of MoS₂ films on laser textured steel surfaces. *Surface and Coatings Technology*, 202(14), 3332-3340. <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2007.12.009>
- [30] Blümm, M., Baberg, A., Dörnenburg, F.T.H. and Leitzmann, D. (2016). Innovative Skirt Coatings for Gasoline and Diesel Engine Pistons. *MTZ Worldw* 77, 50–55. <https://doi.org/10.1007/s38313-015-0080-0>
- [31] Yin, B., Wang, X., Xu, B., Huang, G. and Kuang, X. (2021). Adaptability of piston skirt coatings on the tribological performance of heavy-duty diesel engine under low viscosity lubricant. *Industrial Lubrication and Tribology*, 73(6), 986-992. <https://doi.org/10.1108/ILT-02-2021-0047>
- [32] Esser, J., Gladwin, R., Schneider, N. and Stumpf, W. (2014). Contribution fuel consumption reduction by optimizing pistons/piston rings. In: Liebl, J. (Eds.), *Internationaler Motorenkongress 2014* (PROCEE ed., 307-325). Springer Vieweg, Wiesbaden. https://doi.org/10.1007/978-3-658-05016-0_19
- [33] Pešić, R., Veinović, S. and Pavlović, R. (2004). Application of aluminum alloys in production of engines and compressors. *Mobility & Vehicle Mechanics (MVM)*, 30(special), 85-105. <http://www.mvm.fink.rs/Journal/Archive/2004/2004V30S.html>
- [34] Prakash, R. and Singh, R. (1974). Mathematical Modeling and Simulation of Refrigerating Compressors. *International Compressor Engineering Conference*, Paper 132, (274-285). Purdue University. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/132>
- [35] Aigner, R. and Steinrück, H. (2007). Modelling Fluid Dynamics, Heat Transfer and Valve Dynamics in a Reciprocating Compressor. In: *5th EFRC Conference*. 171–180. Prague: European forum for reciprocating compressors. <https://www.recip.org/wp-content/uploads/2022/01/5th%20EFRC%20Conference%20Proceedings%202007%20Prague.pdf>
- [36] Costagliola, M. (2021). The Theory of Spring-Loaded Valves for Reciprocating Compressors. *ASME, J. Appl. Mech.*, 17(4): 415–420. <https://doi.org/10.1115/1.4010169>
- [37] MacLaren, J.F. T. (1972). Review of Simple Mathematical Models of Valves in Reciprocating Compressors. *International Compressor Engineering Conference*, Paper 28, (180-187). Purdue University. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/28>
- [38] Touber, S. (1976). *A Contribution to the Improvement of Compressor Valve Design*. PhD Thesis. TU Delft. <http://resolver.tudelft.nl/uuid:4c12fa64-32c6-4fd5-9ebc-e733621c96a>
- [39] Adair, R. P., Qvale, E. B. and Pearson, J. T. (1972). Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors. *International Compressor Engineering Conference*, Paper 86, (521-526). Purdue University. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/86>
- [40] Prasad, B. G. Shiva Shiva. (1998). Heat Transfer in Reciprocating Compressors - A Review. *International Compressor Engineering Conference*, Paper 1349, (857-863). Purdue University. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1349>
- [41] Ninkovic, D. (1999). Improving the accuracy of reciprocating compressor performance prediction by considering real gas flow in the valve chambers and associated piping. In: IMechE 7th European Congress on Fluid Machinery for the Oil, Petrochemical and Related Industries. (177-186). Hague.
- [42] Milojević, S. and Pešić, R. (2018). Determination of Combustion Process Model Parameters in Diesel Engine with Variable Compression Ratio. *Journal of Combustion*, 2018, Article ID 5292837, 11 pages. <https://doi.org/10.1155/2018/5292837>
- [43] Тарановић, Д. (2013). Моделирање мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора моторних возила. Докторска дисертација. Крагујевац: Факултет инжењерских наука.
- [44] Јанков, Р. (1990). *Клипни компресори*. Београд: Машински факултет.

- [45] Ninković, D., Taranović, D., Milojević S. and Pešić, R. (2013). Modelling valve dynamics and flow in reciprocating compressors. *Mobility & Vehicle Mechanics (MVM)*, 39(3), 43-63. <http://www.mvm.fink.rs/Journal/Archive/2013/2013V39N3.html>
- [46] Schel, F. L. (1961). *Gas and Air Compression Machinery*. New York: McGraw-Hill Book Company, Inc.
- [47] Corberan, J. M. and Gonzalvez, J. (1998). A Global Model for Piston Compressors with Gas Dynamics Calculation in the Pipes. *International Compressor Engineering Conference*. Paper 1348, (851-856). Purdue University. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1348>
- [48] Ninkovic, D. (1999). The Effects of Considering Unsteady Real Gas Flow in a Reciprocating Compressor Plant Model Upon the Accuracy of Performance Prediction. In: *Proc. 1st EFRC Conference, The Recip-A State-of-the-Art Compressor* (163-171). Dresden. https://www.recip.org/wp-content/uploads/2022/02/1st%20EFRC%20Conference_Proceedings_1999_Dresden.pdf
- [49] Stouffs, P., Tazerout, M. and Wauters, P. (2001) Thermodynamic analysis of reciprocating compressors. *International Journal of Thermal Sciences*, 40(1), 52-66. [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(00\)01187-X](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(00)01187-X)
- [50] Milojević, S., Pešić, R., Taranović, D. (2012). Izvođenje ventila klipnih kompresora i uslovi pri modeliranju. *Journal Tractors and Power Machines*, 17(2/3), 71-77.
- [51] Taranović, D., Ninković, D., Davinić, A., Pešić, R., Glišović, J. and Milojević, S. (2017). Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles. *Tehnički vjesnik*, 24 (Supplement 2), 313-319. <https://doi.org/10.17559/TV-2015111713011>
- [52] Prandtl, L., Oswatitsch, K., Wieghardt, K. (1990). Flugkörper, Antriebe und Strömungsmaschinen. In: *Führer durch die Strömungslehre*. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden. https://doi.org/10.1007/978-3-322-99491-2_7
- [53] Benedict, R. P., and Steltz, W. G. (1962). A Generalized Approach to One-Dimensional Gas Dynamics. *ASME. J. Eng. Power*, 84(1), 49–67. <https://doi.org/10.1115/1.3673377>
- [54] Khalifa, H. E. and Liu, X. (1998). Analysis of Stiction Effect on the Dynamics of Compressor Suction Valve. *International Compressor Engineering Conference*. Paper 1221, (87-92). Purdue University. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1221>
- [55] Bauer, F. (1990). The Influence of Liquids on Compressor Valves. *International Compressor Engineering Conference*. Paper 757, (647-653). Purdue University. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/757>
- [56] Bukac, H. (2002). Understanding Valve Dynamics. *International Compressor Engineering Conference*. Paper 1564. Purdue University. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1564>
- [57] Upfold, R. W. (1972). Designing Compressor Valves to Avoid Flutter. *International Compressor Engineering Conference*. Paper 65, (400-406). Purdue University. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/65>
- [58] Hatch, G. and Woollatt, D. (2002). The Dynamics of Reciprocating Compressor Valve Springs. *International Compressor Engineering Conference*. Paper 1555. Purdue University. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1555>
- [59] Milojevic, S., Pesic, R. and Taranovic, D. (2015). Tribological principles of constructing the reciprocating machines. *Tribology in Industry*, 37(1), 13-19. <http://www.tribology.rs/journals/2015/2015-1/2.pdf>
- [60] Milojević, S., Džunić, D., Marić, D., Skrúcaný, T., Mitrović, S. and Pešić, R. (2021). Tribological Assessment of Aluminum Cylinder Material for Piston Compressors in Trucks and Buses Brake Systems. *Tehnički vjesnik*, 28(4), 1268-1276 <https://doi.org/10.17559/TV-20200915110030>.

- [61] Milojević, S., Savić, S., Mitrović, S., Marić, D., Krstić, B., Stojanović, B. i Popović, V. (2023). Solving the Problem of Friction and Wear in Auxiliary Devices of Internal Combustion Engines on the Example of Reciprocating Air Compressor for Vehicles. *Tehnički vjesnik*, 30(1), 122-130. <https://doi.org/10.17559/TV-20220414105757>
- [62] Bhushan, B. (2001). *Fundamentals of Tribology and Bridging the Gap Between the Macro - and Micro/ Nanoscales*. Dodrecht: Kluwer Academic Publishers, Springer.
- [63] Венцл, А. (2007). *Истраживање могућности побољшања триболошких карактеристика Al-Si легуре у условима клизања*. Докторска дисертација. Београд: Машински факултет.
- [64] Kerr, D., Pengilly, J. & Garwood, R. (2006). Assessment and visualisation of machine tool wear using computer vision. *Int J Adv Manuf Technol*, 28, 781-791. <https://doi.org/10.1007/s00170-004-2420-0>
- [65] Wu, X., Liu, Y., Zhou, X., Mou, A. (2019) Automatic Identification of Tool Wear Based on Convolutional Neural Network in Face Milling Process. *Sensors (Basel)*, 19(18):3817. <https://doi.org/10.3390/s19183817>
- [66] ACACA Protocol™, Method for determining reciprocating air compressor pump displacement and free air delivery of an air compressor package with a pump displacement of up to 600 litre/minute and test report. http://www.amei.com.au/downloads/acaca_protocol.pdf
- [67] Antony, J. and Kaye, M. (2000). The Taguchi Approach to Quality Improvement. In: *Experimental Quality*. (17-40). Springer, Boston, MA. https://doi.org/10.1007/978-1-4615-5293-2_2
- [68] Rao, S., Samant, P., Kadampatta, A. and Shenoy, R. (2013). An Overview of Taguchi Method: Evolution, Concept and Interdisciplinary Applications. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 4(10), 621-626.
- [69] Milojević, S. and Stojanović, B. (2018). Determination of tribological properties of aluminum cylinder by application of Taguchi method and ANN-based model. *J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.* 40(571), 1-11. <https://doi.org/10.1007/s40430-018-1495-8>
- [70] Milojević, S., Džunić, D., Taranović, D., Pešić, R. and Mitrović, S. (2019). Optimization of mechanical losses in reciprocating air compressor with cylinder consisting of aluminum alloy. *Proceedings on Engineering Sciences*, 1(1), 357-364. DOI: 10.24874/PES01.01.046
- [71] Зеленовић, Д. и Тодоровић, Ј. (2004), *Теорија поузданости техничких система*. Нови Сад: Факултет техничких наука.
- [72] Илић, С., Тодоровић, Ј. и Станојевић, П. (1998). Поузданост људског фактора у одржавању техничких система. *Војнотехнички гласник*, 46(2), 133-150.
- [73] Ивановић, Г. и Станивуковић, Д. (1983), *Поузданост техничких система*. Београд: Машински факултет.
- [74] Вујановић, Н. (1987), *Теорија поузданости техничких система*. Београд: Војноиздавачки центар.
- [75] Крстић, Б. (1997). *Експлоатација моторних возила и мотора*. Крагујевац: Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет.
- [76] Минић, С. и Арсенић, Ж. (1998). *Модели одржавања техничких система*. Београд: Војноиздавачки центар.
- [77] Ђорић, Д., Јевремовић, В., Малишић, Ј. и Ђорић, Н.Е. (2007). *Атлас расподела*. Београд: Грађевински факултет.
- [78] Бркић, Љ. (1999). Оцена погодности одржавања возила специјалне намене. *Војнотехнички гласник*. 47(3-4), 31-39.
- [79] Биочанин, С. и Павловић, М. (2010). Одређивање оптималне периодичности превентивног одржавања компресора Н46-6. *ИМК-14 Истраживање и развој*, 37(2),

- 105-109.
- [80] Guoqiang, C., Yaofei, W., Qiong, S. and Chen, Y. (2018). RAMS Analysis of Train Air Braking System Based on GO-Bayes Method and Big Data Platform. *Complexity*, vol. 2018, Article ID 5851491, 14 pages. <https://doi.org/10.1155/2018/5851491>
- [81] Kontrec, N., Milovanović, G., Panić, S. and Milošević, H. (2015). A Reliability-Based Approach to Nonrepairable Spare Part Forecasting in Aircraft Maintenance System. *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2015, Article ID 731437, 7 pages. <https://doi.org/10.1155/2015/731437>
- [82] Kontrec, N., Panić, S., Petrović, M. and Milošević, H. (2018). A stochastic model for estimation of repair rate for system operating under performance based logistics. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 20(1), 68-72. <https://doi.org/10.17531/ein.2018.1.9>
- [83] Крстић, Б. (2009). *Техничка експлоатација моторних возила и мотора*. Крагујевац: Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет.

БИОГРАФИЈА КАНДИДАТА

Кандидат **Саша Т. Милојевић**, магистар техничких наука и стручни саветник, је рођен 18.08.1973. године у Краљеву. Основну школу је завршио у Закути (Бранко Радичевић) и Крагујевцу (Живадинка Дивац). Крагујевачку гимназију је завршио 1992. године у Крагујевцу, природно-математички смер (сарадник у природним наукама).

Основне и последипломске студије је завршио на Машинском факултету, Универзитет у Крагујевцу, смер за Моторна возила и моторе, област усмерења Мотори СУС. Дипломски рад је одбранио децембра 1999. године на тему: „Примена алкохолних горива у аутомобилским ото моторима“, а магистарску тезу под називом: „Истраживање утицаја степена компресије на радни процес дизел мотора“, је одбранио априла 2005. године и стекао је академски назив Магистра техничких наука.

Докторске академске студије је уписао школске 2019/2020 године на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, студијски програм Машинско инжењерство, научно подручје Моторна возила и мотори СУС. Израда докторске дисертације под називом: „Идентификација триболошких карактеристика оптимизоване конструкције цилиндра клипног компресора за експлоатацију на моторним возилима“, је одобрена под менторством др Божидара Крстића, ред. проф.

У периоду од 2000. до 2005. године је био запослен на Машинском факултету у Крагујевцу, као приправник за послове истраживача и учествује у реализацији вежби из предмета Мотори СУС, а 2001. године је одслужио војни рок у Гарди Војске Србије.

У периоду од 2006. до 2011. године је био запослен у фирми Вуловић транспорт д.о.о. и МАЗ СР д.о.о. у Крагујевцу на функцији техничког директора (производња моторних и специјалних возила са погоним на природни гас, развој и хомологације).

Од 2011. године је запослен на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, као испитивач возила у Центру за техничку исправност возила. Биран је у звања истраживач-приправник 2012. и 2015. године и стручни саветник 2018. године.

Као докторанд и истраживач од 2011. године је учествовао у извођењу вежби из следећих предмета: Погонски и мобилни системи, Мотори СУС, Машински елементи, Опрема МВМ, Алтернативни погонски системи, Основи конструисања, Одржавање МВМ, Одржавање МВМ I, Експлоатација моторних возила и мотора 2, Саобраћај и саобраћајнице, Законска регулатива у друмском саобраћају, Транспорт опасних материја и Истраживачки рад у инжењерству.

Као истраживач и докторанд учествује у реализацији пројекта TR35041, Министарства науке, технолошког развоја и иновација Републике Србије.

Учесник је више иновационих активности, аутор је реализованог патента и као аутор или коаутор објавио је 110 научно-стручних радова.

Учесник је мреже SEEPUS СП-ВГ-1103-02-1718 и пријаве два међународна пројекта из позива FP7-230744 и FP7-261884 (као координатор и вођа потпројеката).

Има више студијских боравака у иностранству са циљем успостављања међународне сарадње и усавршавања, о чему поседује Сертификате.

Добитник је награде за најбољи дипломски рад и награде за најбољи тим у региону у категорији реализованих иновација као вођа тима ЕКОБУС.

ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Изјављујем да докторска дисертација под насловом:

**„ИДЕНТИФИКАЦИЈА ТРИБОЛОШКИХ КАРАКТЕРИСТИКА ОПТИМИЗОВАНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ
ЦИЛИНДРА КЛИПНОГ КОМПРЕСОРА ЗА ЕКСПЛОАТАЦИЈУ НА МОТОРНИМ ВОЗИЛИМА“**

представља *оригинално ауторско дело* настало као резултат *сопственог истраживачког рада*.

Овом Изјавом такође потврђујем:

- да сам *једини аутор* наведене докторске дисертације,
- да у наведеној докторској дисертацији *нисам извршио повреду* ауторског нити другог права интелектуалне својине других лица,

У Крагујевцу, 18.08.2023. године,


потпис аутора


**ИЗЈАВА АУТОРА О ИСТОВЕТНОСТИ ШТАМПАНЕ И ЕЛЕКТРОНСКЕ ВЕРЗИЈЕ
ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Изјављујем да су штампана и електронска верзија докторске дисертације под насловом:

„ИДЕНТИФИКАЦИЈА ТРИБОЛОШКИХ КАРАКТЕРИСТИКА ОПТИМИЗОВАНЕ
КОНСТРУКЦИЈЕ ЦИЛИНДРА КЛИПНОГ КОМПРЕСОРА ЗА ЕКСПЛОАТАЦИЈУ НА
МОТОРНИМ ВОЗИЛИМА“

истоветне.

У Крагујевцу, 18.08.2023. године,


потпис аутора

ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Саша Т. Милојевић,

дозвољавам

не дозвољавам

Универзитетској библиотеци у Крагујевцу да начини два трајна умножена примерка у електронској форми докторске дисертације под насловом:

„ИДЕНТИФИКАЦИЈА ТРИБОЛОШКИХ КАРАКТЕРИСТИКА ОПТИМИЗОВАНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ЦИЛИНДРА КЛИПНОГ КОМПРЕСОРА ЗА ЕКСПЛОАТАЦИЈУ НА МОТОРНИМ ВОЗИЛИМА“

и то у целини, као и да по један примерак тако умножене докторске дисертације учини трајно доступним јавности путем дигиталног репозиторијума Универзитета у Крагујевцу и централног репозиторијума надлежног министарства, тако да припадници јавности могу начинити трајне умножене примерке у електронској форми наведене докторске дисертације путем *преузимања*.

Овом Изјавом такође

дозвољавам

не дозвољавам¹

припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од следећих *Creative Commons* лиценци:

¹ Уколико аутор изабере да не дозволи припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци, то не искључује право припадника јавности да наведену докторску дисертацију користе у складу са одредбама Закона о ауторском и сродним правима.

- 1) Ауторство
- 2) Ауторство - делити под истим условима
- 3) Ауторство - без прерада
- 4) Ауторство - некомерцијално
- 5) Ауторство - некомерцијално - делити под истим условима
- 6) Ауторство - некомерцијално - без прерада²

У Крагујевцу, 18.08.2023. године,


потпис аутора

² Молимо ауторе који су изабрали да дозволе припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци да заокруже једну од понуђених лиценци. Детаљан садржај наведених лиценци доступан је на: <http://creativecommons.org.rs/>