



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА

Мр Драган С. Тарановић

**Моделирање мерне инсталације за
нестандардна испитивања клипних
компресора моторних возила**

Докторска дисертација

Крагујевац, 2012.



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА



Мр Драган С. Тарановић

**Моделирање мерне инсталације за
нестандардна испитивања клипних
компресора моторних возила**

Докторска дисертација

Ментор
Др Јованка Лукић, ред. проф.

Крагујевац, 2012.

I Аутор	
Име и презиме:	Драган Тарановић
Датум и место рођења:	24. 08. 1956., Земун
Садашње запослење:	Асистент Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
II Докторска дисертација	
Наслов:	Моделирање мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора моторних возила
Број страница:	146
Број слика:	104
Број библиографских података:	85
Установа и место где је рад израђен:	Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК):	621.512
Ментор:	Др Јованка Лукић, ред проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
III Оцена и одбрана	
Датум пријаве теме:	11. 02. 2011.
Број одлуке и датум прихватања докторске дисертације:	01-1/967-16 од 21. 04. 2011. год. Машински факултет Универзитета у Крагујевцу
Комисија за оцену подобности теме и кандидата:	1. Др Драгољуб Радоњић, ред. проф., Машински факултет Универзитета у Крагујевцу 2. Др Пешић Радивоје, ред. проф., Машински факултет Универзитета у Крагујевцу 3. Др Јованка Лукић, ванр. проф., Машински факултет Универзитета у Крагујевцу 4. Др Јасна Радуловић, ванр. проф., Машински факултет Универзитета у Крагујевцу 5. Др Снежана Петковић, ванр. проф., Машински факултет Универзитета у Бањој Луци
Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације:	1. Др Драгољуб Радоњић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 2. Др Пешић Радивоје, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 3. Др Јованка Лукић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 4. Др Јасна Радуловић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 5. Др Снежана Петковић, ванр. проф., Машински факултет Универзитета у Бањој Луци
Датум одбране дисертације:	

Докторска дисертација је резултат мојих вишегодишњих истраживачких активности и лутања па се захваљујем свим људима који су допринели њеном настанку.

Докторска дисертација је резултат истраживања реализованих у оквиру пројекта ТР35041 па се захваљујем Министарству просвете, науке и технолошког развоја Републике Србије на финансијској помоћи.

Много захвалности дугујем ментору проф. др Јованки Лукић за усмеравање и подршку током израде дисертације.

Захваљујем се проф. др Радивоју Пешићу, на саветима и помоћи од непроцењиве вредности у свим фазама израде дисертације

Захваљујем се колегама са Катедре за моторна возила и моторе на подршци, саветима и помоћи у свим фазама рада.

И на крају сам захвалан својој породици на подршци, стрпљењу и вери у мој рад и мене.

Аутор

Моделирање мерне инсталације за нестандардна испитивања клипних компресора моторних возила

Резиме

Клипни компресор код моторних возила је неопходна компонента у систему производње компримованог ваздуха који се користи у кочном систему моторног возила и за рад других уређаја. Стално усавршавање компресора захтева мерење карактеристика компресора на одговарајућој, специфичној мерној инсталацији на којој могу да се измере стандардни и нестандардни параметри компресора. Коришћење неадекватне мерне инсталација, поред грешака у мерењима, може да онемогући мерење динамичких промена параметара па чак и да утиче на рад клипних компресора као објекта испитивања и да услови формирање погрешних закључака из резултата испитивања. Да би се избегла реализација неадекватне мерне инсталације формиран је оригинални математички модел мерне инсталације и клипног компресора, који представља оптерећење мерне инсталације. Симулацијама помоћу математичких модела испитано је понашање мерне инсталације и на основу резултата симулације и на основу претходно дефинисаних стандардних и нестандардних параметри компресора пројектована је мерна инсталација за испитивање клипних компресора моторних возила. На основу пројекта је реализована мерна инсталација. Мерењима на компресору и самој мерној инсталацији добијени су резултати који су упоређени са резултатима који су добијени симулацијама на математичким моделима. Посебно су верификоване карактеристике мерне инсталације а посебно карактеристике клипног компресора упоређењем са резултатима симулација. Упоређењем резултата мерења и резултата симулација утврђено је добро слагање резултата чиме је верификована мерна инсталација за нестандардна испитивања клипних компресора моторних возила. Реализована мерна инсталација може да се користи за мерење номиналних параметара у стационарним условима, динамичка испитивања радних процеса компресора, триболошка испитивања компресора, одређивање структуре механичких губитака компресора, упоредна испитивања мазива за компресоре...

Кључне речи: мерна инсталација, клипни компресор, карактеристике компресора, моделирање

The test bench for non-standard testing of reciprocating compressors for motor vehicles

Abstract

Reciprocating compressor in motor vehicles is a necessary component for the compressed air production system, used in motor vehicle's braking system and for operation of other devices. Continuous compressor improvements demand the measurement of compressor characteristics at corresponding, specific test benches, where standard and non-standard compressor parameters may be measured. Application of inadequate test bench, in addition to measurement errors, may preclude the measurements of parameter's dynamic variations and may even affect the operation of reciprocating compressors as test objects and induce the drawing of the wrong conclusions from the test results. In order to avoid the realization of inadequate test bench, an original mathematical model of the test bench and the reciprocating compressor as a test bench load was formed. By simulations using mathematical models, the test bench behaviour was investigated and, based on the simulation results and previously defined standard and non-standard compressor parameters, the test bench for testing of reciprocating compressors for motor vehicles was designed. The test bench was realized based on the project documentation. The results obtained by measurement on the compressor and on the test bench were compared to the results obtained by simulations using mathematical models. The test bench characteristics were verified separately from the reciprocating compressor characteristics, all by comparison with the simulation results. By comparison between the measurement and the simulation results, a good agreement of the results was established, thus verifying the test bench for non-standard testing of reciprocating compressors for motor vehicles. The realized test bench may be used for measurement of nominal parameters in stationary conditions, dynamic testing of compressor's working processes, tribological testing of the compressors, determination of the compressor's mechanical losses structure, comparative testing of lubricants for compressors, etc.

Key words: test bench, reciprocating compressor, compressor characteristics, modeling

Садржај

1 Уводна разматрања	1
2 Клипни компресори моторних возила	12
2.1 Математички модел клипног компресора	13
2.2 Термодинамички процеси у клипном компресору	16
2.2.1 Усисавање	20
2.2.2 Компресија	20
2.2.3 Издување	20
2.2.4 Ширење	21
2.3 Кинематика клипног механизма компресора	21
2.4 Динамика вентила компресора	23
2.5 Моделирање протока ваздуха кроз вентиле	25
2.6 Размена топлоте у компресору	27
2.7 Динамика клипног механизма компресора	29
2.8 Ефикасност компресора	32
2.8.1 Запреминска ефикасност компресора	33
2.8.2 Енергетска ефикасност компресора	34
2.9 Референтни клипни компресор	35
2.10 Симулација рада референтног компресора	38
3 Испитивање клипних компресора	47
3.1 Мерне инсталације за стандардна испитивања клипних компресора у моторним возилима	52
3.2 Мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора у моторним возилима	55
4 Моделирање мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора	58
4.1 Погонски блок мерне инсталације	61
4.1.1 Модел трофазног асинхроног мотора	62
4.1.2 Модел фреквенцијског регулатора	68
4.1.3 Модел замајца	70
4.1.4 Симулација погонског блока	72
4.2 Објекат испитивања	75
4.2.1 Снимање параметара радних процеса у клипном компресору	76
4.3 Блок за оптерећивање	79
4.3.1 Мерење протока компримованог ваздуха	81
4.3.2 Систем за регулацију протока ваздуха	83

4.4 Блок за обезбеђење радних услова	85
4.5 Блок за управљање, мерење и обраду резултата	87
4.5.1 Енергетски део	87
4.5.2 Сензори и мерни инструменти у мерној инсталацији	88
4.5.3 Део за кондиционирање мерних и управљачких сигнала	90
4.5.4 Део за аквизицију мерних сигнала и аутоматско управљање	91
4.5.5 Рачунарски систем за обраду резултата мерења и аутоматско управљање	92
4.5.6 Енергетска кабловска мрежа	92
4.5.7 Сигнална кабловска мрежа	93
5 Реализација мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора	94
5.1 Погонски блок мерне инсталације	94
5.2 Објекат испитивања - Клипни компресор	96
5.3 Блок за оптерећивање компресора	96
5.3.1 Систем за регулацију протока ваздуха	97
5.4 Блок за обезбеђење радних услова	98
5.5 Блок за управљање, мерење и обраду резултата	98
5.5.1 Калибрација сензора у мерној инсталацији	101
5.5.1.1 Сензор притиска у резервоару	101
5.5.1.2 Мерни инструмент за мерење притиска у цилиндру	102
5.5.1.3 Сензор погонског момента	104
5.5.1.4 Сензори температуре	106
5.5.1.5 Сензори влажности ваздуха	108
5.5.1.6 Мерни систем за мерење протока	109
5.5.1.7 Сензор угла коленастог вратила компресора	111
5.5.1.8 Мерни инструмент за мерење броја обртаја погонског електромотора	112
5.5.1.9 Мерење електричних параметара фреквенцијског регулатора	112
5.5.1 Електричне инсталације	113
6 Верификација мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора	115
6.1 Испитивања погонског блока мерне инсталације	115
6.2 Испитивање блока за обезбеђење радних услова	125
6.3 Испитивања клипних компресора	126
6.3.1 Испитивања употребних карактеристика компресора	126
6.3.2 Испитивања радних процеса компресора	127
7 Закључна разматрања	131
7.1 Изгледи и побуде за даља истраживања	134
8 Литература	135
Прилог 1	141

1 Уводна разматрања

Савремена моторна возила морају да задовољавају строге еколошке захтеве како у погледу емисија штетних материја тако и у могућностима рециклирања по завршетку експлоатационог века. Истовремено употребне и експлоатационе карактеристике са становишта корисника моторних возила треба стално да се унапређују. Еколошки захтеви и захтеви корисника су често у контрадикторности. На пример уградња система за климатизацију возила побољшава употребне карактеристике моторног возила али је за његово функционисање потребан додатни уређај који има сопствени погонски агрегат или, што је чешће, користи за свој рад део снаге погонског мотора возила. Додатно оптерећење погонског мотора изазива повећање потрошње горива. Са становишта екологије уградња система за климатизацију повећава емисију штетних гасова због повећане потрошње а истовремено се јављају проблеми рециклирања система по завршетку експлоатационог века возила и опасност од истицања флуида штетног за околину који се налази у систему за хлађење. Уз еколошке и употребне захтеве на производњу моторних возила битно утиче и економски фактор: цена возила треба да је што је могуће нижа и да обезбеђује висок профит произвођачима моторних возила.

Да би се задовољили еколошки, употребни и економски захтеви потребно је анализирати сваки део који се уграђује у моторно возило и утврдити који су минимални технички захтеви који део мора да задовољи у функционалном смислу, који су материјали најпогоднији за производњу и рециклирање и који су експлоатациони захтеви најповољнији са становишта одржавања и утрошка потрошних материјала. Израда одговарајућих анализа у циљу одређивања оптималних техничких карактеристика захтева да се изврши одговарајућа експериментална провера, односно изврше мерења карактеристичних величина, да би се утврдиле карактеристике жељеног дела и предвидело понашање тог дела у експлоатацији. Експериментална провера карактеристика сваког дела захтева да се формира одговарајућа мерна инсталација која треба да омогући жељена испитивања.

Истовремено, сваки део који се уграђује у моторна возила мора бити урађен у складу са одговарајућим стандардима код којих се за утврђивање саобразности са стандардима користе прописане, стандардизоване процедуре испитивања на стандардизованој мерној инсталацији.

У фази развоја неког дела моторног возила стандардизоване мерне инсталације нису довољне, јер је потребно проверити више различитих

карактеристика у статичким и динамичким условима од којих неке нису обухваћене стандардима а веома често се жели да услови и стандардних испитивања буду проширени. Да би се извршила нестандартна испитивања потребно је формирати специфичну мерну инсталацију.

Један од најважнијих система на моторном возилу је систем за кочење. За ефикасан рад система за кочење, посебно код возила велике укупне масе, неопходно је постићи велике кочне моменте, односно велике силе у кочном систему. Велике силе у кочном систему се релативно лако постижу помоћу компримованог ваздуха и одговарајућих пнеуматичких цилиндара.

Примена компримованог ваздуха захтева да се у моторном возилу, због његове аутономности, производи и складишти компримовани ваздух и за његово коришћење формира сложена пнеуматичка инсталација. Компримовани ваздух се производи помоћу компресора. Због своје поузданости и једноставне адаптације за примену у моторним возилима се најчешће користе клипни компресори.

Клипни компресори су одавно познати и имају врло широку примену. Производња енергетски ефикасног клипног компресора који има добре еколошке и економске карактеристике је циљ свих произвођача моторних возила. Да би се то постигло произвођачи моторних возила улажу велика средства у развој клипних компресора и истраживања у циљу побољшања карактеристика клипних компресора што се види из више публикованих радова. Клипни компресори у моторним возилима су релативно мале снаге али раде у веома променљивим режимима рада.

Постојање пнеуматичке инсталације и компримованог ваздуха у моторним возилима произведеног компресором у самом возилу омогућило је да се компримовани ваздух као погонско средство користи и за друге намене као што су ваздушно огибљење, погон пнеуматичких вентила за отварање и затварање врата код аутобуса... Клипни компресори у моторним возилима користе се и у другим системима на возилу као што је, на пример, климатизација возила.

Клипни компресори за свој погон користе снагу погонског мотора возила због чега је неопходно да карактеристике компресора буду оптималне. Рад клипних компресора је цикличан што изазива да су карактеристични параметри рада компресора динамички променљиви.

Стандардна испитивања компресора обухватају стационарне, просечне вредности карактеристичних параметара и недовољна су за развојна и оптимизациона истраживања клипних компресора.

Нестандардна испитивања клипних компресора захтевају специфичну мерну инсталацију која може да омогући како статичка тако и динамичка мерења карактеристичних параметара.

Неадекватна мерна инсталација поред грешака у мерењима може да онемогући мерење динамичких промена параметара па чак и да својом нетранспарентношћу утиче на рад клипних компресора и да услови формирање

погрешних закључака из резултата испитивања. Неадекватан елемент инсталације може да поквари карактеристике целе мерне инсталације док елемент са предимензионираним карактеристикама може да подигне цену израде инсталације.

Научни циљ докторске дисертације је да се формира оригинални математички модел мерне инсталације а затим да се на реализованој мерној инсталацији изврши експериментална провера математичког модела.

Верификовани математички модел може да се користи за избор компоненти мерних и управљачких система и реализацију сличних мерних инсталација

Предмет докторске дисертације је моделирање и реализација мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора. Испитивање клипних компресора захтева да се одређени, битни параметри (на пример: број обртаја погонског вратила, температуре виталних компоненти, температура, влажност, проток ваздуха ...) одржавају константним у широком опсегу рада објекта управљања, због чега је неопходно да мерни систем буде аутоматски управљан и да омогући испитивање у било којој тачки радног поља објекта испитивања. Нестандардна испитивања садрже аутоматско вођење процеса испитивања по унапред дефинисаним динамичким променама. На основу оригинално развијеног математичког модела мерне инсталације потребно је реализовати мерну инсталацију која омогућава нестандартна испитивања клипних компресора. На основу мерења карактеристика неког клипног компресора реализованом инсталацијом потребно је извршити идентификацију карактеристика мерне инсталације и извршити верификацију коришћених математичких модела.

Реализована мерна инсталација може да се користи за:

- мерење карактеристика компресора у пнеуматским системима кочења,
- мерење карактеристика компресора у системима за климатизацију возила,
- мерење карактеристика радних флуида у системима за климатизацију возила,
- мерење механичких губитака у ото и дизел моторима мале снаге.

Пре почетка реализације мерне инсталације прави се математички модел мерне инсталације и на моделу симулира њен рад.

Ток реализације мерне инсталације за испитивање клипних компресора моторних возила дели се на следеће етапе:

1. Дефинисање намене и основних карактеристика мерне инсталације на основу анализе карактеристика клипног компресора који представља објекат испитивања.

2. Утврђивање величина које карактеришу компоненте мерне инсталације. Под величинама које карактеришу компоненте мерне инсталације подразумевају

се сигнали: улазне и излазне величине које се мењају у току симулације, величине стања система које се такође мењају и параметри система који се не мењају.

3. Представљање компоненти и процеса у мерној инсталацији помоћу блокова математичких једначина. Најчешћи облици математичких једначина су алгебарске једначине, логичке једначине, диференцијалне једначине за континуалне системе и диференцне једначине за дискретне системе.

4. Повезивање блокова математичких једначина у симулациони блок-дијаграм који представља модел мерне инсталације.

5. Решавање математичких једначина у симулационом блок-дијаграму помоћу неког програмског језика (Pascal, Fortran, C, C++ ...) или специјализованих програмских пакета за симулацију (MATLAB®, LabView™, Maple...).

6. Критичка анализа резултата симулације мерне инсталације на основу теоријских претпоставки доступних литературних података. Критичком анализом се утврђује да ли модел тачно репрезентује физичке карактеристике мерне инсталације и процеса који се одвијају у току њеног рада. Уколико се постигне задовољавајуће слагање теоријских резултата и резултата симулације може се реализовати мерна инсталација.

7. Реализација мерне инсталације.

8. Верификација модела упоређивањем резултата симулације са резултатима који су добијени мерењима на реализованој мерној инсталацији.

Верификовани модел мерне инсталације може се користити за симулацију међусобног утицаја те или сличне мерне инсталације и различитих објеката испитивања чији су модели познати.

Приликом реализовања мерне инсталације током свих етапа је неопходно утврдити постојеће стање у реализацији етапе на основу доступне литературе.

За формирање мерне инсталације неопходно је проучити клипне компресоре који представљају објекат мерења. Типична конструкција, принцип рада и карактеристике клипних компресора су одавно познати и обрађени су у више монографија и уџбеника [7, 20, 31, 43] а стварне карактеристике различитих типова компресора преузимају се из каталога произвођача компресора [57, 80]. Произвођачи компресора на различите начине приказују карактеристике компресора које производе па су рецимо истраживачи произвођача компресора Ваирекс (Vairex Corporation) публиковали своје дефиниције ефикасности компресора, [75], засноване на теоријском термодинамичком циклусу. Начин примене и специфичности клипних компресора у пнеуматичким кочним системима моторних возила дат је у литератури [6, 33, 73, 82].

Формирање математичког модела компресора представља сложен проблем који се решава на више начина уз примену веома различитих математичких апарата. Сложеност проблема математичког моделирања компресора показали су Расмунсен (Rasmussen) и Јакобсен (Jakobsen) тако што су анализом радова из периода од 1990. до 2000. године изложених на Интернационалним инжењерским

конференцијама о компресорима на Пардју (Purdue) универзитету утврдили да су се у преко 100 радова на тим конференцијама у том периоду истраживачи бавили математичким моделирањем различитих врста компресора [63]. Субраманијан (Subramanian) са сарадницима је направио приказ у литератури коришћених математичких модела компресора [69].

Сложеност моделирања клипног компресора условила је да се на основу експерименталних резултата и за једноставна стационарна стања интегришу одвојени модели за проток вентила, пренос топлоте у цилиндру и губитке у лежајевима [61]. Аигнер (Aigner) и Стетенрук (Steteinruck) су моделирали кретање гаса у цилиндру које има таласну природу, [2]. Линк (Link) и Дешамп (Deschamps) су моделирали процесе при пуштању у рад и заустављању компресора [40]. Динамика рада вентила је моделирана као динамички систем другог реда али су при моделирању узимане у обзир конструктивне карактеристике вентила и на тај начин су добијани различити модели [36, 41, 58, 66].

Дистрибуирани математички модели којима се потпуно описују сви процеси који се одвијају у компресору помоћу парцијалних диференцијалних једначина нису још направљени. Направљени су модели који могу неке делове компресора да опишу и да прикажу њихово понашање методом коначних елемената као што је на пример пренос топлоте у цилиндру [52].

Једна група математичких модела компресора утврђује само нумеричке релације између улаза (запремина усисаног ваздуха, погонске снаге...) и излаза (запремина и притисак компримованог ваздуха, температуре компресора...), при чему се не улази у природу физичких процеса који се одвијају у компресору већ компресор се посматра као црна кутија [63].

Најчешће се у литератури при математичком моделирању обрађују само неки аспекти рада компресора да би се боље проучили одређени феномени. Тако, на пример, Наваро (Navarro) са сарадницима се феноменолошки бави моделирањем компресора помоћу енергетских релација [46].

Математички модели компресора који су засновани на физичким релацијама у компресору су веома слични. Математички модели се разликују због намене компресора па се другачије моделирају компресори који се примењују у расхладним системима [58, 85] од компресора који се користе за климатизацију [16] или за примену у аутомобилу [72]. Такође, математички модели се разликују због конструктивних разлика компресора, на пример, у броју степени компресије [18] или начину реализације вентила [78].

Компресори су по својој конструкцији веома слични моторима са унутрашњим сагоревањем па се методе моделирања мотора уз одговарајућа ограничења могу применити и на клипне компресоре. Методе моделирања и прорачуна мотора приказане у литератури [55] и [62] уз ограничења да се не узимају у обзир чланови који се односе на гориво, продукте сагоревања и састав

смеше искоришћене су за моделирање тока радног циклуса компресора што је приказано у [70].

Математичке релације које су погодне за моделирање и симулацију клипног компресора које постоје у литератури не могу се непосредно користити за моделирање клипних компресора у моторним возилима због специфичности развијених модела. Модел који су развили Пракаш (Prakash) и Синг (Singh) је намењен за компресоре који се користе у системима за хлађење [58]. Венкатесан (Venkatesan) са сарадницима је моделирао две варијанте клипних компресора за систем за кочење: варијанту са ламелним вентилима [78] и водом хлађени компресор [77]. Стоуф (Stouffs) са сарадницима је направио модел клипног компресора опште намене заснован на пет главних и четири помоћне бездимензионе физичке величине и који је експериментално потврдио [68].

Руски истраживачи су детаљно описали мерне инсталације за мерење стандардних и нестандартних карактеристика компресора које су биле актуелне око 1960. године, [43].

Стандард ISO 1217:1996, [28], дефинише основне карактеристике свих врста и величина компресора и стандардне методе мерења тих карактеристика у циљу спречавања различитог тумачења тих карактеристика од стране произвођача, продавца и купца компресора.

Аустралијско пословно удружење за компресоре за ваздух ACACA (Australian Commercial Air Compressor Association) дефинисало је протокол ACACA Protocol™ 2000, [4], којим се одређују подаци које треба да прикаже у пратећој документацији компресора, начин одређивања запремине цилиндра компресора, методу за одређивање испоруке ваздуха из околине и облик тест документа. Протокол се примењује за компресоре чија је испорука ваздуха до 600 L/min.

Стандард SAE J1340, [65], дефинише тест процедуру за одређивање снаге компресора који се користе у кочном систему возила и компресора у систему за климатизацију возила. Мерна опрема је дефинисана само величинама које је неопходно мерити а то су број обртаја погонског вратила компресора, момент који се преноси погонским вратилом и радни услови (температура околине, температура и проток флуида за хлађење и температура и притисак уља за подмазивање).

Руски стандард ГОСТ Р 52850-2007, [23], дефинише стандардна испитивања клипних компресора која се примењују на возилима. Стандард се примењује на једноцилиндричне и двоцилиндричне клипне компресоре који се хладе расхладном течносту или ваздухом.

За нестандартна испитивања компресора описују се различите мерне инсталације, са различитим погонским агрегатом различите снаге и различитим давачима у мерној инсталацији. Погонски агрегат може бити дизел мотор [19], електрични мотор [13, 37], гасна турбина [27]...

Примера аутоматизованих мерних инсталација за мерење карактеристика компресора има мало. Аутоматизована мерна инсталација за мерење карактеристика компресора коју је реализовао Ј. Хе (Y. He) у Кини омогућила је прецизнија мерења уз смањење времена и броја потребних истраживача за реализацију мерења [27]. У мерној инсталацији је реализовано аутоматско одржавање броја обртаја погонског вратила компресора помоћу ПИД (Пропорционални-Интегрални-Диференцијални) регулатора и регулација протока ваздуха на излазу из система за оптерећивање компресора. Мерна инсталација која за погонски агрегат има гасну турбину код које се променом односа горива и ваздуха помоћу ПИД регулатора одржава константан број обртаја излазног вратила. Проток ваздуха на излазу из система за растерећивање компресора се регулише помоћу вентила са променљивим попречним пресеком који у управљачком систему такође има ПИД регулатор.

Мерну инсталацију за мерење индикаторског дијаграма клипних компресора са системом за аквизицију мерних сигнала на бази (А/Д) конвертора, али без могућности аутоматског управљања мерном инсталацијом, реализовао је Г. Раус (G. Raush) са сарадницима на Техничком факултету Каталоније [64]. Мерење притиска у цилиндру и угаоног положаја коленастог вратила компресора није синхронизовано што је захтевало сложен математички апарат за фреквенцијску анализу измерених сигнала и њихову синхронизацију.

Мерну инсталацију за нестандартна мерења карактеристика компресора који се користе у расхладним системима реализовао је Б. Ванг (B. Wang) са сарадницима на универзитету Тсингхуа у Пекингу на основу сопствених математичких модела [83]. Сличну инсталацију је користио Куевас (Cuevas) са сарадницима за мерење карактеристика компресора у систему за климатизацију возила [13], односно у расхладним системима [37]. Винанди (Winandy) са сарадницима је формирао једноставан математички модел за клипне компресоре у расхладним системима који је верификован на мерној инсталацији коју су они формирали, [85]. Венкатесан (Venkatesan) са сарадницима је мерну инсталацију са погоном помоћу електромотора и са прикупљањем података помоћу аквизиционог система заснованог на персоналном рачунару користио за верификацију сопственог математичког модела вентила [78].

Испитивање климатских параметара на рад компресора захтева мерне инсталације које се налазе у одговарајућим клима коморама. За таква испитивања постоје и комерцијално реализоване мерне инсталације које производе више произвођача као на пример америчка фирма Climatic Testing Systems [10].

Предлози мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора и триболошка испитивања мотора са унутрашњим сагоревањем описани су у радовима [14, 70].

За погонски агрегат мерне инсталације за нестандартна испитивања погодно је изабрати трофазни асинхрони мотор којим се управља помоћу фреквенцијског регулатора.

Конструкција трофазних асинхроних мотора и принцип рада је, с обзиром на њихову велику примену у дугом временском периоду, детаљно описана у многобројној литератури [12, 37, 38, 42, 74, 76]. Такође, у истој литератури дате су методе идентификације и математичког моделирања трофазних асинхроних мотора. Осавремењавање класичних модела и идентификације карактеристика асинхроних мотора врши се применом алгоритама вештачке интелигенције и неуронских мрежа [34] мада се и класичним методама добијају задовољавајући резултати моделирања.

Анализом модела трофазних асинхроних мотора из литературе [12, 37, 38, 42, 74, 76] утврђено је да су модели приближно исти и да су задовољавајуће тачни. Сви модели полазе од основних једначина за напоне, струје и флуксе у трофазном систему да би их затим математичким трансформацијама превели у двофазни систем у коме функционише модел електромотора. Теорија математичких трансформација који трофазне системе преводе у двофазне је детаљно обрађена у литератури [35, 49, 74].

Фреквенцијским регулатором се регулише амплитуда, фреквенција и фаза напона напајања мотора и на тај начин се регулише број обртаја и момент мотора. Ако се амплитуда флукса у ваздушном процепу одржава константном момент на излазном вратилу мотора не зависи од фреквенције напона напајања односно од броја обртаја мотора [37, 49]. Моделирање и реализација фреквенцијског регулатора, код кога се врши регулација амплитуде и фреквенције напона напајања електромотора, заснована је на формирању шест просторних вектора напона и ширинскоимпулсној модулацији. Секвенцијалним формирањем просторних вектора одређује се фреквенција напона напајања електромотора а ширинскоимпулсном модулацијом одређује се амплитуда напона напајања електромотора као што је описано у литератури [8, 37, 49].

Примена фреквенцијског регулатора за регулацију броја обртаја погонског мотора, због начина рада регулатора, ствара велике електромагнетске сметње у каблу од фреквенцијског регулатора до мотора и дистрибутивної мрежи из које се напаја погонски блок мерне инсталације па је потребно применити посебне мере заштите од електромагнетског зрачења [40, 45].

Пресек стања мерне технике која се користи при мерењу карактеристика компресора дао је др Д. Нинковић [47]. Потенцирано је на примени комплексних система за аквизицију података и давача који могу динамички да прате промене у компресорима.

Понашање давача притиска, температуре, влажности ваздуха, момента, броја обртаја, угаоног положаја коленастог вратила компресора, давача положаја... у временском и комплексном домену је описано у литератури [25, 26, 31, 43, 51, 84]

али се за мерну инсталацију мора формирати посебан модел прилагођен специфичностима сваке мерне инсталације [15].

Притисак у цилиндру компресора се брзо мења у току једног обрта коленастог вратила. Истовремено у цилиндру у појединим фазама температура достиже и преко 400 °С. Због претходно описаних услова рада компресора мерење је, као код мотора СУС, најпогодније вршити помоћу давача заснованих на пиезоелектричном ефекту [20, 31, 47, 62].

Мерење протока компримованог ваздуха компресора је врло значајно за одређивање употребних карактеристика компресора. Мерење протока се може реализовати на више начина као што је приказано у литератури [5, 15, 26, 31, 56]. Најчешће се као стандардизована (ISO 5167-2:2003 [30]), поуздана метода код компресора користи мерење протока ваздуха помоћу мерне бленде. Променом пречника мерне бленде могуће је мерење протока ваздуха у широком опсегу. Испитивање мерних карактеристика мерних бленди и њихова калибрација приказана је у раду [54] где је посебан акценат дат на утицај пада притиска на мерној бленди на њене мерне карактеристике.

Докторска дисертација се састоји од 8 поглавља и једног прилога који прате етапе реализације мерне инсталације за нестандардна испитивања клипних компресора.

У првом поглављу (Уводна разматрања) су дати разлози за реализацију мерне инсталације за нестандардна испитивања клипних компресора као и методологија за њену реализацију. Реализација мерне инсталације је подељена на етапе од којих централну улогу имају етапе које се баве моделирањем и симулацијом. У наставку је направљен преглед литературе да би се сагледало тренутно стање у примени стандардних и нестандардних мерних инсталација као и стање мерних и управљачких елемената који се користе у мерним инсталацијама.

Друго поглавље (Клипни компресори моторних возила) садржи оригинално развијени математички модел клипног компресора. Модел описује све фазе рада компресора (усисавање, компресију, издувавање, ширење) помоћу термодинамичких релација али при томе узима у обзир и динамику вентила, струјање ваздуха кроз вентиле и размену топлоте између ваздуха и зидова цилиндра. Симулација рада компресора према математичком моделу у динамичким и стационарним условима урађена у програмском пакету MATLAB® је дала добро слагање са литературним резултатима. У овом поглављу је изабран референтни клипни компресор чије карактеристике су коришћене при симулацијама а који се касније користи за верификацију мерне инсталације.

У трећем поглављу (Испитивање клипних компресора) је направљена анализа значајних параметра клипних компресора које је потребно испитивати. Затим је извршена анализа прописа који прате стандардна испитивања клипних компресора а посебно за компресоре на моторним возилима као и мерне

инсталације које дефинишу ти стандарди. На крају поглавља је направљена анализа постојећих мерних инсталација за испитивање компресора за стандардна и нестандартна испитивања.

У четвртном поглављу (Моделирање мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора) је мерна инсталација подељена на пет блокова који су посебно анализирани и моделирани. Блокови који чине мерну инсталацију су; погонски блок, блок објекта испитивања, блок за оптерећивање објекта испитивања, блок за обезбеђење радних услова објекта испитивања и блок за управљање, мерење и обраду података. Посебна пажња је дата моделирању и симулацији погонског блока чији су кључни делови трофазни асинхрони мотор, фреквенцијски регулатор и замајач. На основу резултата моделирања и анализа обављених у другом и трећем поглављу извршен је избор и моделирање сензора и мерних уређаја који треба да се користе у мерној инсталацији. На основу резултата моделирања направљене су шеме електричне инсталације.

У петом поглављу (Реализација мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора) дат је приказ како је реализована мерна инсталација. За све сензоре и мерне инструменте направљене су калибрационе криве и дате одговарајуће аналитичке зависности да би се омогућила једноставна обрада резултата мерења у различитим програмским пакетима. Мерење, аквизиција података, обрада података и управљање радом мерне инсталације се врши помоћу програмског пакета LabVIEW™ у коме су направљене посебне, специфичне апликације.

У шестом поглављу (Верификација мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора) је дат приказ мерења која су извршена на референтном клипном компресору помоћу мерне инсталације за испитивање компресора. Посебно су верификоване карактеристике мерне инсталације а посебно карактеристике клипног компресора упоређењем са резултатима симулација. Упоређењем резултата мерења и резултата симулација утврђено је добро слагање резултата чиме је верификована мерна инсталација за нестандартна испитивања клипних компресора моторних возила.

У седмом поглављу (Закључна разматрања) су сумирани постигнути резултати и изведени одговарајући закључци. Као посебан одељак у овом поглављу дати су изгледи и побуде за даља истраживања.

У осмом поглављу (Литература) дат је библиографски приказ литературе која је коришћена у докторској дисертацији.

У прилогу су дате електричне шеме по којима је реализована мерна инсталација за нестандартна испитивања компресора.

Нова, реализована мерна инсталација, која је постала одељак Лабораторије за моторе СУС Факултета инжењерских наука, омогућава да се изводе нестандартна испитивања како компресора тако и других машина, уређаја и склопова са сличним принципима рада. На пример, може да се врши одређивање

структуре механичких губитака мотора СУС, упоредна испитивања мазива за компресоре и моторе СУС, одређивање карактеристика флуида за расхлађивање у клима системима ...

2 Клипни компресори моторних возила

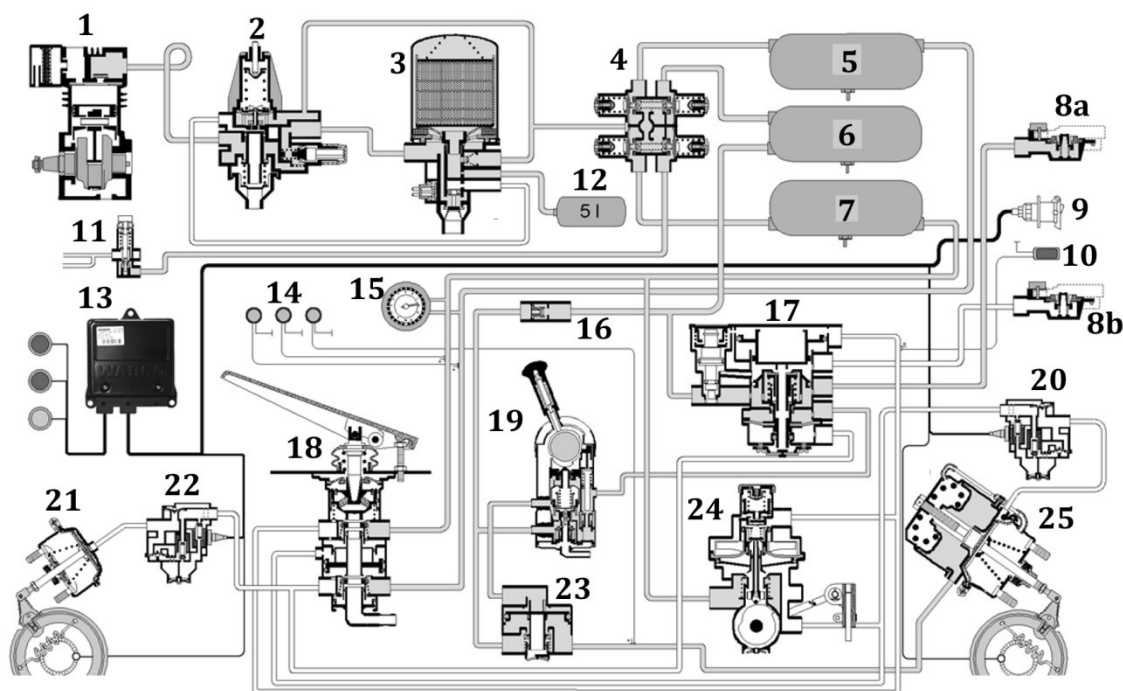
Функционисање кочних система моторних возила заснива се на потреби возача да заустави возило или брзину прилагоди условима пута деловањем на одговарајућу команду кочнице. За заустављање возила неопходан је одговарајући кочни момент који делује на тачкове моторног возила. Само деловање на команду кочнице није довољно да се формира кочни момент који ће зауставити или успорити возило. За формирање кочног момента неопходан је појачавачки и управљачки систем који ће силу којом се делује на команду кочнице довести на ниво којим се формира одговарајући кочни момент. За рад појачавачког степена неопходна је спољашња енергија. Спољашња енергија за рад кочних система моторних возила код којих су због њихове велике масе неопходни велики кочни моменти добија се помоћу компримованог ваздуха. Принципи рада кочних система су детаљно описани у литератури [6, 33, 73, 82].

Примена компримованог ваздуха захтева да се у моторном возилу, због његове аутономности, производи и складишти компримовани ваздух и за његово коришћење формира сложена пнеуматичка инсталација. Сл. 2.1 приказује пример пнеуматичке инсталације теретног возила на коју се може прикључити приколица коју предлаже произвођач Вабко (Wabco) [82].

Пнеуматичка инсталација и произведени компримовани ваздух у моторним возилима користи се и за друге намене као што су ваздушно ослањање, погон пнеуматичких вентила за отварање и затварање врата код аутобуса...

Производња компримованог ваздуха врши се помоћу компресора који добија погон од мотора моторног возила. Избор компресора је битан јер неопходно усагласити различите захтеве: минимално оптерећење погонског мотора возила и довољна количина брзо произведеног компримованог ваздуха за рад свих потрошача.

Анализом производних програма страних [6, 33, 80], и домаћих [57], произвођача компресора који се користе у моторним возилима могу се дефинисати врсте и карактеристике најчешће коришћених компресора. Уобичајено је да се користе клипни компресори са једним или два цилиндра за чији погон је потребно око 4 kW снаге погонског мотора при чему је номинални број обртаја погонског вратила до 3000 min⁻¹. Хлађење компресора може да буде расхладним флуидом или ваздухом.



- | | | |
|---|---|-----------------------------------|
| 1. Компресор | 2. Регулатор притиска | 3. Филтер за ваздух |
| 4. Четворокраки заштитни вентил | 5. Резервоар 1 | 6. Резервоар приколице |
| 7. Резервоар 2 | 8а, 8б. Пнеуматички прикључак приколице | 9. Електрични прикључак приколице |
| 10. Електрични прекидач притиска | 11. Испусни вентил | 12. Резервоар филтера |
| 13. Електронска управљачка јединица АБС | 14. Сигналне сијалице | 15. Манометар |
| 16. Неповратни вентил | 17. Управљачки вентил приколице | 18. Командни вентил кочнице |
| 19. Команда ручне кочнице | 20. Електровентил АБС | 21. Пнеуматички цилиндар кочнице |
| 22. Електровентил АБС | 23. Тристоп вентил | 24. Пнеуматички давач оптерећења |
| 25. Пнеуматички цилиндар кочнице | | |

Сл. 2.1 Елементи пнеуматичке кочне инсталације теретног возила [82]

2.1 Математички модел клипног компресора

Формирање математичког модела мерне инсталације за испитивање клипних компресора захтева постојање квалитетног математичког модела клипног компресора који се користи у моторним возилима. Математички модел клипног компресора се користи као објекат на који делују излазне величине модела мерне инсталације и истовремено као извор поремећаја у управљачком систему модела мерне инсталације. Истовремено, на основу математичког модела компресора, могу се одредити физичке величине које је неопходно мерити на компресору а самим тим и давачи који треба да буду саставни део мерне инсталације.

Формирање математичког модела компресора представља сложен проблем који је решаван на више начина уз примену веома различитих математичких

апарата. Колико је сложен проблем математичког моделирања компресора показали су Расмунсен (Rasmussen) и Јакобсен (Jakobsen) својом анализом радова из периода од 1990. до 2000. године изложених на Интернационалним инжењерским конференцијама о компресорима на Пардју (Purdue) универзитету. Они су утврдили да су се у преко 100 радова на тим конференцијама у том периоду истраживачи бавили математичким моделирањем различитих врста компресора [63]. Субраманијан (Subramanian) са сарадницима је направио приказ у литератури коришћених математичких модела компресора [69].

Сложеност моделирања клипног компресора условила је да се на основу експерименталних резултата и за једноставна стационарна стања интегришу одвојени модели за проток вентила, пренос топлоте у цилиндру и губитке у лежајевима [61]. Аигнер (Aigner) и Стетенрук (Steteinruck) су моделирали кретање гаса у цилиндру које има таласну природу [2]. Линк (Link) и Дешамп (Deschamps) су моделирали процесе при пуштању у рад и заустављању компресора јер имају другачији облик од устаљених стања па их је неопходно и другачије моделирати [39]. Динамика рада вентила је моделирана као динамички систем другог реда али су при моделирању узимане у обзир конструктивне карактеристике вентила и на тај начин су добијани различити модели [36, 41, 58, 66].

Једна група математичких модела компресора утврђује само нумеричке релације између улаза (запремина усисаног ваздуха, погонске снаге...) и излаза (запремина и притисак компримованог ваздуха, температуре компресора...), при чему се не улази у природу физичких процеса који се одвијају у компресору већ компресор се посматра као црна кутија [63].

Дистрибуирани математички модели којима се потпуно описују сви процеси који се одвијају у компресору помоћу парцијалних диференцијалних једначина нису још направљени. Направљени су модели који могу неке делове компресора да опишу и да прикажу њихово понашање методом коначних елемената као што је на пример пренос топлоте у цилиндру [52].

Математичко моделирање клипног компресора је сложено јер је за опис процеса који се дешавају у току његовог рада потребно користити релације које се користе у различитим областима науке. Процеси усисавања ваздуха и издувавања компримованог ваздуха описују се једначинама из динамике флуида. Процес компримовања ваздуха описује се термодинамичким једначинама заснованим на I и II закону термодинамике и једначинама за пренос топлоте и масе. Кретање клипа и вентила описује се механичким једначинама. Поред тога мора се водити рачуна и о енергетским релацијама које су неопходне за рад компресора. Најчешће се у литератури при математичком моделирању обрађују само неки аспекти рада компресора да би се боље проучили одређени феномени. Тако, на пример, Наваро (Navarro) са сарадницима се феноменолошки бави моделирањем компресора помоћу првенствено енергетских релација [46].

Математички модели компресора који су засновани на физичким релацијама у компресору су веома слични. Математички модели се разликују због намене компресора па се другачије моделирају компресори који се примењују у расхладним системима [58, 85] од компресора који се користе за климатизацију [16] или за примену у аутомобилу [72]. Такође, математички модели се разликују због конструктивних разлика компресора, на пример, по броју степени компресије [18] или начину реализације вентила [78].

Компресори су по својој конструкцији веома слични моторима са унутрашњим сагоревањем па се методе моделирања мотора уз одговарајућа ограничења могу применити и на клипне компресоре. Методе моделирања и прорачуна мотора приказане у литератури [55] и [62] уз ограничења да се не узимају у обзир чланови који се односе на гориво, продукте сагоревања и састав смеше искоришћене су за моделирање тока радног циклуса компресора што је приказано у [70].

Математичке релације које су погодне за моделирање и симулацију клипног компресора које постоје у литератури не могу се непосредно користити за моделирање клипних компресора моторних возила због специфичности развијених модела. Модел Пракаша (Prakash) и Синга (Singh) је намењен за компресоре који се користе у системима за хлађење у којима се поступком компримовања користи флуид у облику паре који се преводи у течну фазу [58]. Венкатесан (Venkatesan) са сарадницима је моделирао две варијанте клипних компресора за систем за кочење: варијанту са ламелним вентилима [78] и водом хлађени компресор [77]. Стоуф (Stouffs) са сарадницима је направио модел заснован на пет главних и четири помоћне бездимензионе физичке величине који је експериментално потврдио на клипном компресору опште намене [68].

После анализе математичких модела компресора формиран је математички модел клипног компресора који је заснован на бездимензионалним једначинама радног процеса компресора из литературе [31], упрошћеним једначинама које описују радне процесе мотора са унутрашњим сагоревањем [62], једначинама које описују рад аутоматских вентила [41] и једначинама за пренос топлоте [58].

Како је клипни компресор који треба да се моделира једностепени, нископритисни компресор, који се користи за компримовање ваздуха на притиске до 1 МПа, може се сматрати да је ваздух идеалан гас и да је његов коефицијент стишљивости (фактор реалног гаса) једнак јединици па се због тога могу једноставније описати термодинамички процеси у компресору [31].

Процеси у клипном компресору су цикличне природе у коме сваки циклус садржи фазе: усисавање гаса у цилиндар, компримовање гаса, истискивања гаса из цилиндра и ширење гаса.

Модел компресора се може конципирати да се састоји од три повезане целине: цилиндра компресора са усисним и издувним вентилом, усисне коморе са усисним цевима и издувне коморе са издувним цевима. Ако се сматра да је

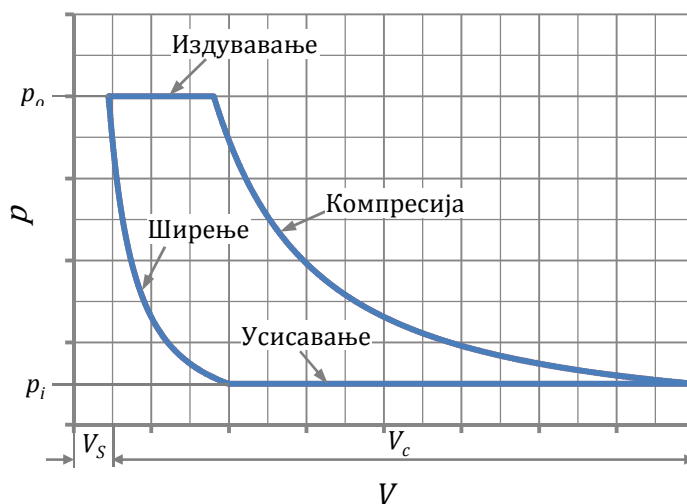
запремина усисне и издувне коморе много већа од запремине цилиндра компресора ("бесконечно" велика) пулсирање ваздуха при усисавању и издувавању не морају се узимати у обзир при моделирању компресора.

Математичко моделирање радног процеса компресора обухвата анализу и моделирање више повезаних физичких феномена, а то су:

- термодинамички процеси у компресору,
- кинематске релације конструктивних делова компресора,
- динамика рада вентила,
- проток ваздуха кроз вентиле, односно произведена количина компримованог ваздуха,
- размена топлоте између ваздуха и компресора као и компресора и околине,
- силе и моменти који делују на клип и погонско вратило компресора.

2.2 Термодинамички процеси у клипном компресору

Термодинамички процеси у компресору се најчешће приказују помоћу затворених индикаторских дијаграма притисак-запремина (pV дијаграм). Теоријски (идеални) затворени индикаторски дијаграм на коме су означене фазе рада компресора приказан је на слици Сл. 2.2.



Сл. 2.2 Теоријски затворени индикаторски дијаграм клипног компресора

Величине означене на слици Сл. 2.2 су:

p_i - притисак ваздуха који се усисава,

p_o - притисак ваздуха који се издувава (компримованог ваздуха),

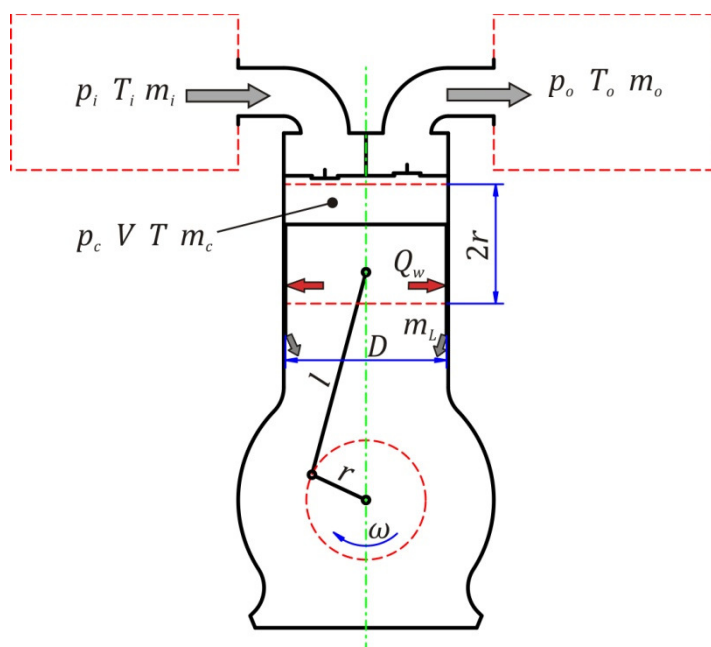
V_c - запремина цилиндра компресора,

V_s - штетна запремина.

Термодинамички процеси у реалном клипном компресору су много сложенији од процеса приказаних помоћу теоријских индикаторских дијаграма и за њихово математичко моделирање неопходно је увести нека упрошћења и претпоставке.

Анализа и моделирање термодинамичких процеса у компресору је урађена коришћењем нултодимензионалног, општег модела уз одређене претпоставке:

- радно тело је ваздух који се може сматрати да има карактеристике идеалног гаса,
- проток гаса је изоентропски и квазистационаран,
- у цилиндру је гас увек у равнотежном стању,
- не узима се у обзир кинетичка и потенцијална енергија гаса.



Сл. 2.3 Модел клипног компресора

Сл. 2.3 приказује модел клипног компресора. Ваздух масе m_i , притиска p_i , апсолутне температуре T_i , се усисава из околине у компресор где се компримује. Компримовани ваздух масе m_o , из компресора се издувава у резервоар чија је запремина много већа од запремине компресора па се може сматрати да је "бесконечно" велика. У резервоару је компримовани ваздух под притиском p_o и апсолутне температуре T_o . У процесима у компресору маса ваздуха је m_c , притисак p_c , апсолутна температура T , а радна запремина цилиндра је V . Због зазора између клипа и зидова цилиндра долази до губитака радне материје масе m_L . Количина топлоте коју компресор размени са околином је Q_w .

Процеси у компресору могу да се посматрају у зависности од времена или од угаоног положаја коленастог вратила. Између тих зависности постоји релација која зависи од броја обртаја погонског вратила компресора. За константан број обртаја погонског вратила компресора веза између угаоног положаја коленастог вратила и времена је линеарна. За моделирање компресора помоћу програмског пакета MATLAB® и његовог модула Simulink® погодно је да се користе временске зависности.

На основу I закона термодинамике у диференцијалном облику може се написати:

$$\frac{dQ_w}{dt} - \frac{dW}{dt} = -\frac{dm_i}{dt} i_i + \frac{dm_o}{dt} i_o + \frac{dm_L}{dt} i + \frac{d(m_c u)}{dt}, \quad (2.1)$$

где је

Q_w - топлота коју радно тело предаје околина,

W - рад при промени запремине ваздуха,

m_c - маса ваздуха у цилиндру компресора,

m_i - маса ваздуха која улази у цилиндар кроз усисни вентил,

m_o - маса ваздуха која излази из цилиндра кроз издувни вентил,

m_L - маса губитака ваздуха кроз зазоре између клипа и зида цилиндра,

i_i - специфична енталпија ваздуха који улази у цилиндар,

i_o - специфична енталпија ваздуха који излази из цилиндра,

i - специфична енталпија ваздуха у цилиндру,

u - унутрашња енергија ваздуха у цилиндру.

Чланови на десној страни једначине (2.1) представљају промену енергије компресора у фази усисавања, промену енергије компресора у фази издувавања, промену енергије услед цурења радне материје између клипа и зида цилиндра и промену унутрашње енергије компресора респективно.

Специфична енталпија ваздуха који улази у цилиндар је

$$i_i = c_p T_i = c_v \kappa T_i, \quad (2.2)$$

где је

c_p - специфична топлота ваздуха при константном притиску,

c_v - специфична топлота ваздуха при константној запремини,

κ - експонент изоентропе радног тела,

T_i - апсолутна температура ваздуха који улази у цилиндар.

Специфична енталпија ваздуха који излази из цилиндра је

$$i_o = c_p T_o = c_v \kappa T_o, \quad (2.3)$$

где је:

T_o - апсолутна температура ваздуха који излази из цилиндра.

Специфична енталпија ваздуха у цилиндру је

$$i = c_p T = c_v \kappa T, \quad (2.4)$$

Специфична унутрашња енергија ваздуха у цилиндру компресора је:

$$u = c_v T, \quad (2.5)$$

где је

T - апсолутна температура ваздуха у цилиндру.

Рад при промени запремине ваздуха, користећи релацију за идеалан гас,

$$dW = p_c dV, \quad (2.6)$$

и једначину стања

$$p_c V = m_c R_v T, \quad (2.7)$$

је:

$$\frac{dW}{dt} = p_c \frac{dV}{dt} = \frac{m_c R_v T}{V} \frac{dV}{dt}, \quad (2.8)$$

где је

R_v - гасна константа ваздуха,

V - запремина ваздуха у цилиндру.

При радним процесима у цилиндру компресора не долази до промена хемијског састава радне материје а промене притиска и температуре радне материје нису велике због чега се сматра да се гасна константа ваздуха не мења у току радних процеса у цилиндру компресора.

Промена унутрашње енергије ваздуха у цилиндру, узимајући у обзир једначину (2.4) је:

$$\frac{d(m_c u)}{dt} = c_v \frac{(m_c T)}{dt} = c_v T \frac{dm_c}{dt} + c_v m_c \frac{dT}{dt}. \quad (2.9)$$

Заменом (2.2), (2.3), (2.4), (2.8) и (2.9) у (2.1) добија се:

$$c_v m_c \frac{dT}{dt} + \frac{m_c R_v T}{V} \frac{dV}{dt} + c_v T \frac{dm_c}{dt} + c_v \kappa T_o \frac{dm_o}{dt} + c_v \kappa T \frac{dm_L}{dt} - c_v \kappa T_i \frac{dm_i}{dt} - \frac{dQ}{dt} = 0. \quad (2.10)$$

Помоћу једначине (2.10) могу се описати све фазе рада клипног компресора. Решавањем те једначине одређује се температура у компресору а затим се одређује притисак у цилиндру компресора на основу једначине (2.7):

$$p_c = \frac{m R_v T}{V}. \quad (2.11)$$

2.2.1 Усисавање

У фази усисавања промена масе ваздуха у цилиндру једнака је промени масе усисаног ваздуха, ако се занемаре губици ваздуха кроз зазоре између клипа и цилиндра због мале разлике притисака:

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_i}{dt}, \quad \frac{dm_o}{dt} = 0, \quad \frac{dm_L}{dt} = 0. \quad (2.12)$$

Како нема губитака и издувавања ваздуха једначина (2.8) добија облик:

$$c_v m_c \frac{dT}{dt} + \frac{m_c R_v T}{V} \frac{dV}{dt} + c_v T \frac{dm_c}{dt} - c_v \kappa T_i \frac{dm_c}{dt} - \frac{dQ}{dt} = 0, \quad (2.13)$$

$$c_v m_c \frac{dT}{dt} + \frac{m_c R_v T}{V} \frac{dV}{dt} + (c_v T - c_v \kappa T_i) \frac{dm_c}{dt} - \frac{dQ}{dt} = 0. \quad (2.14)$$

2.2.2 Компресија

У фази компресије маса ваздуха у цилиндру се мања само услед губитака кроз зазоре између клипа и цилиндра па ако занемаримо те губитке маса ваздуха је константна и једнака маси ваздуха на крају фазе усисавања у тренутку када се затворио усисни вентил:

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_i}{dt} = \frac{dm_o}{dt} = 0, \quad \frac{dm_L}{dt} = 0, \quad (2.15)$$

$$c_v m_s \frac{dT}{dt} + \frac{m_s R_v T}{V} \frac{dV}{dt} - \frac{dQ}{dt} = 0, \quad (2.16)$$

где је

m_s - маса ваздуха у цилиндру на крају фазе усисавања.

2.2.3 Издувавање

У фази издувавања компримовани ваздух излази из цилиндра компресора и улази у резервоар где је температура ваздуха T_o при чему се смањује маса ваздуха у цилиндру. Разлика притиска у цилиндру и картеру је нешто већа и могуће је постојање и губитака кроз зазоре клипа и цилиндра. Ти губици су релативно мали и могу се занемарити па је смањење масе ваздуха у цилиндру:

$$\frac{dm_c}{dt} = -\frac{dm_o}{dt}, \quad \frac{dm_i}{dt} = 0, \quad \frac{dm_L}{dt} = 0, \quad (2.17)$$

$$c_v m_c \frac{dT}{dt} + \frac{m_c R_v T}{V} \frac{dV}{dt} + c_v T \frac{dm_c}{dt} - c_v \kappa T_o \frac{dm_c}{dt} - \frac{dQ}{dt} = 0, \quad (2.18)$$

$$c_v m_c \frac{dT}{dt} + \frac{m_c R_v T}{V} \frac{dV}{dt} + (c_v T - c_v \kappa T_o) \frac{dm_c}{dt} - \frac{dQ}{dt} = 0. \quad (2.19)$$

2.2.4 Ширење

У фази ширења маса ваздуха у цилиндру је константна, под условом да се занемари цурење ваздуха, и једнака маси ваздуха на крају фазе издувавања у тренутку када се затворио издувни вентил:

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_i}{dt} = \frac{dm_o}{dt} = 0, \quad \frac{dm_L}{dt} = 0, \quad (2.20)$$

$$c_v m_d \frac{dT}{dt} + \frac{m_d R_v T}{V} \frac{dV}{dt} - \frac{dQ}{dt} = 0, \quad (2.21)$$

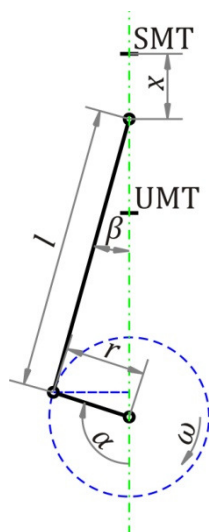
где је

m_d - маса ваздуха на крају фазе издувавања.

2.3 Кинематика клипног механизма компресора

Конструктивне карактеристике компресора дефинишу законитости промене радне запремине цилиндра а самим тим и ток радних процеса у компресору. Помоћу конструктивних параметара компресора успостављају се везе између временских релација и промена приказаних помоћу угаоног положаја коленастог вратила.

Утврђивање кинематских релација у клипном компресору врши се на основу кинематске шеме (Сл. 2.4). Осовина клипа компресора налази се на оси цилиндра што смањује сложеност кинематских релација.



Сл. 2.4 Кинематска шема клипног механизма

Запремина радног простора цилиндра компресора, V , односно запремина ваздуха у цилиндру, састоји се од променљивог и непроменљивог дела. Променљиви део преставља ваљак пречника цилиндра и висине која је једнака растојању од спољашње мртве тачке (SMT) до тренутног положаја чела клипа. Непроменљиви део представља штетни простор од кога зависи максимални степен компресије ваздуха.

$$V = \frac{D^2 \pi}{4} x + V_s, \quad (2.22)$$

где је

D - пречник клипа,

x - тренутни положај чела клипа у односу на SMT,

V_s - штетни простор.

Тренутни положај чела клипа зависи од угаоног положаја коленастог вратила. Угаони положај коленастог вратила се одређује у односу на положај када се вратило налази у унутрашњој мртвој тачки (UMT). На основу геометријских односа (Сл. 2.4):

$$x = r + l - (l \cos \beta + r \cos(\pi - \alpha)), \quad (2.23)$$

$$r \sin \alpha = l \sin \beta, \quad (2.24)$$

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \alpha, \quad (2.25)$$

$$\lambda = \frac{r}{l}, \quad (2.26)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}, \quad (2.27)$$

где је

r - полупречник колена коленастог вратила,

l - дужина клипњаче,

α - угаони положај коленастог вратила,

β - угаони положај клипњаче,

λ - кинематска карактеристика клипног механизма.

$$x = r + l - \left(l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} - r \cos \alpha \right), \quad (2.28)$$

$$x = r \left(1 + \cos \alpha + \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}{\lambda} \right). \quad (2.29)$$

Ако вратило компресора ротира угаоном брзином n [min^{-1}] у временском домену је:

$$\omega = \frac{2\pi}{60} n, \quad (2.30)$$

где је

ω - угаона брзина коленастог вратила.

Угаони положај коленастог вратила је ако се сматра да је угаона брзина коленастог вратила константна:

$$\alpha = \omega t. \quad (2.31)$$

Сменом релације (2.31) у (2.29) добија се:

$$x = r \left(1 + \cos \omega t + \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t}}{\lambda} \right). \quad (2.32)$$

Брзина клипа је:

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = r\omega \sin \omega t \left(\frac{\lambda \cos \omega t}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t}} - 1 \right). \quad (2.33)$$

Убрзање клипа је:

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = r\omega^2 \frac{\left(\lambda \cos \omega t - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t} \right) \left(\lambda \sin^2 \omega t \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t} + \cos \omega t \right)}{\left(1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t \right)^{\frac{3}{2}}}. \quad (2.34)$$

На основу једначина (2.22) и (2.32) запремина радног простора компресора је:

$$V = \frac{D^2 \pi}{4} r \left(1 + \cos \omega t + \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t}}{\lambda} \right) + V_s, \quad (2.35)$$

$$V = \frac{V_c}{2} \left(1 + \cos \omega t + \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t}}{\lambda} \right) + V_s, \quad (2.36)$$

$$V_c = 2r \frac{D^2 \pi}{4} = \frac{D^2 r \pi}{2} \quad (2.37)$$

V_c - запремина цилиндра компресора у којој се креће клип.

Промена радне запремине компресора је:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{r\omega D^2 \pi}{4} \sin \omega t \left(\frac{\lambda \cos \omega t}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t}} - 1 \right), \quad (2.38)$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\omega V_c}{2} \sin \omega t \left(\frac{\lambda \cos \omega t}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t}} - 1 \right). \quad (2.39)$$

2.4 Динамика вентила компресора

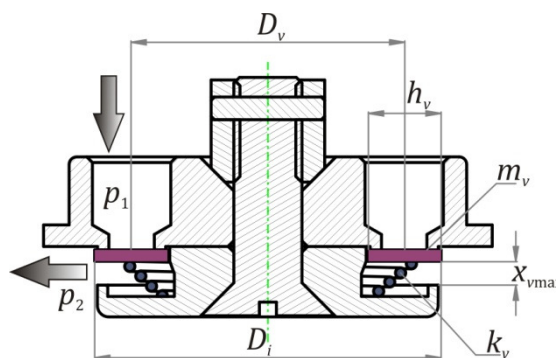
Аутоматски (самопокретни) вентили који се користе код клипног компресора отварају се деловањем силе која је настала због разлике притисака са једне и друге стране површине вентила. Усисни вентил се отвара када је притисак у цилиндру довољно мањи од спољашњег притиска, а издувни вентил се отвара

када је притисак у цилиндру компресора већи од притиска у резервоару компримованог ваздуха. Раздвајање простора у којима су различити притисци остварује се помоћу прстенасте плоче масе m_v на коју делује делимично сабијена опруга крутости k_v . При отварању и затварању вентила јавља се трење од кретања плоче вентила кроз ваздух. Кретање плоче вентила је конструктивно ограничено. Сл. 2.5 приказује шематски, упрошћени, приказ вентила.

Код клипног компресора димензије усисног и издувног вентила су идентичне па се само постављањем у одговарајући положај бира да ли ће вентил бити усисни или издувни. Вентил се отвара и остаје у отвореном положају само ако је $p_1 > p_2$.

Због тога што су вентили конструктивно исти динамичке једначине сила за издувни и усисни вентил су веома сличне.

Код издувног вентила је $p_1 = p$, $p_2 = p_o$.



Сл. 2.5 Шематски приказ вентила

Ако се претпостави да је контакт плочице вентила и седишта вентила линијски и да су адхезионе силе у том случају занемарљиве динамичка једначина сила које делују на плочу издувног вентила је:

$$m_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + b_v \frac{dx_v}{dt} + k_v x_v = A_v (p - p_o) - F_{v0}, \quad 0 \leq x_v \leq x_{vmax}, \quad (2.40)$$

где је

x_v - померај плоче вентила у односу на затворен положај,

m_v - маса покретних делова вентила,

b_v - фактор пригушења при кретању покретних делова вентила,

k_v - крутост опруге вентила,

A_v - површина плоче на коју делује разлика притисака,

F_{v0} - сила преднапрегнутости опруге вентила,

x_{vmax} - максимални ход плоче вентила.

Код усисног вентила је $p_1 = p_i$, $p_2 = p$.

Динамичка једначина сила које делују на плочу усисног вентила је:

$$m_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + b_v \frac{dx_v}{dt} + k_v x_v = A_v (p_i - p) - F_{v0}, \quad 0 \leq x_v \leq x_{v\max}. \quad (2.41)$$

2.5 Моделирање протока ваздуха кроз вентиле

Проток ваздуха у компресор кроз усисни вентил, односно из компресора кроз издувни вентил, може се моделирати као изоентропски процес између две коморе спојене сужењем попречног пресека A_i за усисни, односно A_o за издувни вентил (Сл. 2.3).

Ако посматрамо усисни вентил струјање ваздуха се обавља у смеру од околине ка клипу и задовољава једначину континуитета. По једначини континуитета промена масе при усисавању је:

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_i}{dt} = \mu A_i \rho_v v_i, \quad (2.42)$$

где је

μ - коефицијент протока пригушног места,

A_i - површина пригушног места усисног вентила,

ρ_v - густина ваздуха у цилиндру,

v_i - брзина ваздуха кроз усисни вентил.

Коефицијент протока (отпора) пригушног места зависи од више фактора и одређује се експериментално.

Густине ваздуха који се усисава и ваздуха у цилиндру, користећи једначину (2.9), респективно су:

$$\rho_{vi} = \frac{p_i}{R_v T_i}, \quad (2.43)$$

$$\rho_v = \frac{p}{R_v T}, \quad (2.44)$$

где је

ρ_{vi} - густина ваздуха који се усисава.

За изоентропски процес важи:

$$pV^\kappa = p_i V_i^\kappa, \quad \frac{pV}{T} = \frac{p_i V_i}{T_i}, \quad (2.45)$$

$$\frac{T_i}{T} = \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}. \quad (2.46)$$

Дељењем једначине (2.44) са (2.43) добија се:

$$\frac{\rho_v}{\rho_{vi}} = \frac{p}{p_i} \frac{T_i}{T}, \quad (2.47)$$

$$\rho_v = \rho_{vi} \frac{p}{p_i} \frac{T_i}{T} = \rho_{vi} \frac{p}{p_i} \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} = \rho_{vi} \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa}}, \quad (2.48)$$

$$\rho_v = \frac{p_i}{R_v T_i} \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (2.49)$$

Брзина ваздуха се одређује полазећи од Бернулијеве једначине за изоентропске процесе уз претпоставку да је потенцијална енергија ваздуха једнака нули и да је кинетичка енергија кретања ваздуха ван цилиндра занемарљива. Због малих вредности брзина струјања кроз проточне пресеке вентила није узет у обзир режим надкритичног струјања. За подкритична струјања је:

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_i}{\rho_{vi}} = \frac{v_i^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p}{\rho_v}, \quad (2.50)$$

$$v_i = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\frac{p_i}{\rho_{vi}} - \frac{p}{\rho_v} \right)} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_i}{\rho_{vi}} \left(1 - \frac{p}{p_i} \frac{\rho_{vi}}{\rho_v} \right)}, \quad (2.51)$$

$$v_i = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_i}{\frac{p_i}{R_v T_i}} \left(1 - \frac{p}{p_i} \frac{1}{\left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa}}} \right)}, \quad (2.52)$$

$$v_i = \sqrt{2 R_v T_i \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(1 - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)}. \quad (2.53)$$

Површина пригушног места, уз претпоставку да је површина отвора кроз које ваздух улази у вентил већа од ове површине, (Сл. 2.5), је:

$$A_i = D_i \pi x_v, \quad (2.54)$$

где је

D_i - спољашњи пречник плоче вентила.

Заменом (2.47), (2.51) и (2.52) у (2.40) добија се:

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_i}{dt} = \mu D_i \pi x_v \frac{p_i}{R_v T_i} \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{2 R_v T_i \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(1 - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)}, \quad (2.55)$$

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_i}{dt} = \mu D_i \pi x_v p_i \sqrt{\frac{2}{R_v T_i} \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}. \quad (2.56)$$

С обзиром на конструктивну сличност уисног и издувног вентила за издувни вентил биће:

$$\frac{dm_c}{dt} = -\frac{dm_o}{dt} = \mu D_i \pi x_v p \sqrt{\frac{2}{R_v T} \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p_o}{p} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_o}{p} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}. \quad (2.57)$$

2.6 Размена топлоте у компресору

Услед компресије ваздух у цилиндру се загрева и греје зидове цилиндра, главу компресора и клип. При ширењу и усисавању температура ваздуха је мања од температуре зидова па се ваздух загрева а делови компресора се хладе. Моделирање размене топлоте у цилиндру врши се конвекцијом па је топлота коју радно тело предаје зидовима цилиндра и која се размени са околином:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \sum_{i=1}^N \alpha_{wi} A_{wi} (T - T_{wi}), \quad (2.58)$$

где је

A_{wi} - i -та површина зидова цилиндра компресора,

α_{wi} - коефицијент прелаза топлоте i -те површине зидова цилиндра,

T_{wi} - температура i -те површине зидова цилиндра.

Ако претпоставимо да је цела површина зидова цилиндра на истој температури и да је коефицијент прелаза топлоте исти за све површине онда је:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha_w A_w (T - T_w), \quad (2.59)$$

где је

A_w - укупна површина зидова цилиндра компресора,

α_w - коефицијент прелаза топлоте на зидове цилиндра,

T_w - температура зидова цилиндра.

Укупна површина зидова цилиндра кроз коју се врши размена топлоте састоји се од површине чела клипа, површине главе цилиндра, површине омотача штетног простора и дела цилиндра који зависи од положаја клипа и у контакту је са ваздухом који се компримује.

Површина чела клипа је:

$$A_{wp} = \frac{D^2 \pi}{4}, \quad (2.60)$$

где је

A_{wp} - површина чела клипа,

D - пречник клипа.

Површина главе цилиндра компресора, A_{wh} , може се сматрати да је приближно једнака површини чела клипа сматрајући при томе да су плоче вентила делови површине главе цилиндра:

$$A_{wh} \approx A_{wp} = \frac{D^2 \pi}{4}. \quad (2.61)$$

Површина омотача штетног простора, A_{ws} , ако се он сматра да је цилиндар запремине V_s је:

$$A_{ws} = \frac{4V_s}{D}. \quad (2.62)$$

Активни део зида цилиндра, који је у контакту са ваздухом који се компримује, A_{wc} , је:

$$A_{wc} = D\pi x. \quad (2.63)$$

Укупна површина цилиндра кроз коју се врши размена топлоте је:

$$A_w = \frac{D^2 \pi}{2} + \frac{4V_s}{D} + D\pi x. \quad (2.64)$$

Одређивање коефицијента прелаза топлоте не може се вршити помоћу егзактних једначина већ само помоћу емпиријских или полуемпиријских релација које су експериментално одређене. Релације за одређивање коефицијента преласка топлоте код клипних машина су првенствено развијене за анализу мотора са унутрашњим сагоревањем. Анализу тих релација направио је Јанков у монографији [53] као и Клајн (Klein) у својој докторској дисертацији [32]. Анализу различитих релација које се користе код клипних компресора дао је Адаир (Adair) са сарадницима у свом раду [1] као и Прасад (Prasad) [59]. Као погодну релацију већина аутора [3, 31, 44, 62] користи релацију коју је Вошни (Woschni) предложио за прорачуне мотора са унутрашњим сагоревањем. Вошнијева релација за коефицијент прелаза топлоте садржи члан који зависи од сагоревања горива у мотору и члан који је последица вртложних кретања гасова у цилиндру који немају утицај на процесе у компресорима. После прилагођења за коришћење код компресора Вошнијева релација има облик:

$$\alpha_w = 0,0132D^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,53} (C_1 \cdot c_m)^{0,8}, \quad (2.65)$$

где је

C_1 - коефицијент утицаја средње брзине клипа,

c_m - средња брзина клипа.

Средња брзина клипа одређује се из релације:

$$c_m = 2 \cdot 2r \frac{\omega}{2\pi} = \frac{2}{\pi} r\omega. \quad (2.66)$$

Вредност коефицијента C_1 се мења у зависности од тога да ли се врши размена ваздуха у току радног процеса па је:

$$C_1 = 6,18, \quad \frac{dm}{dt} \neq 0 \quad (\text{усисавање, издувавање}), \quad (2.67)$$

$$C_1 = 2,28, \quad \frac{dm}{dt} = 0 \quad (\text{компресија, ширење}). \quad (2.68)$$

После сређивања коефицијент прелаза топлоте има облик:

$$\alpha_w = 0,091D^{-0,2} (C_1 r\omega p)^{0,8} T^{-0,53}. \quad (2.69)$$

Интегрално једначина којом се моделира размена топлоте у цилиндру клипног компресора има облик:

$$\frac{dQ}{dt} = 0,091D^{-0,2} (C_1 r\omega p)^{0,8} T^{-0,53} \left(\frac{D^2 \pi}{2} + \frac{4V_s}{D} + D\pi x \right) (T - T_w). \quad (2.70)$$

2.7 Динамика клипног механизма компресора

Компримовање ваздуха у компресору захтева постојање одговарајућег, променљивог погонског момента на коленастом вратилу који се добија од погонског мотора. За одређивање временске зависности погонског момента потребна је одредити силе које делују на клип и клипњачу компресора и које формирају отпорни момент на коленастом вратилу. Отпорни момент на коленастом вратилу се у раду компресора уравнотежава са погонским моментом. Силе које делују на клип и клипњачу су: сила услед притиска ваздуха на чело клипа, сила инерције клипне групе и клипњаче, нормална сила која делује на зид цилиндра и силе трења. Сл. 2.6 шематски приказује деловање сила на клип и клипњачу компресора. Утицај тежине клипне групе и клипњаче због мале масе може се занемарити. Занемарују се сва трења у лежајевима који су по правилу котрљајни, као и трење клипних прстенова о зид цилиндра.

Укупна сила у која делује на клип и клипњачу компресора је:

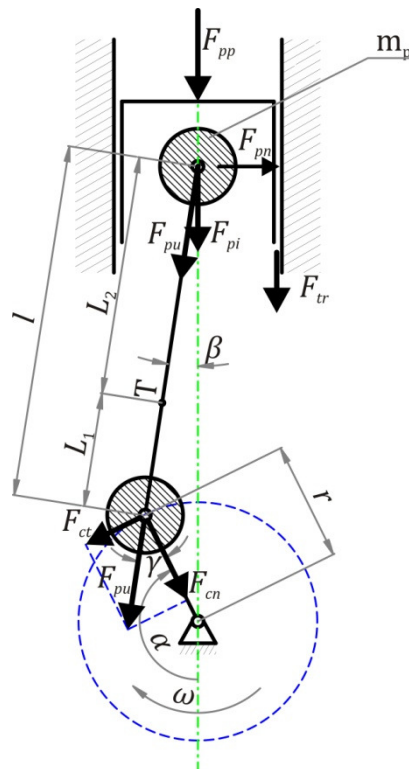
$$\vec{F}_{pu} = \vec{F}_{pp} + \vec{F}_{pi} + \vec{F}_{pn} + \vec{F}_{tr}, \quad (2.71)$$

где је

F_{pu} - сила која се клипњачом преноси са клипа на коленасто вратило,

F_{pp} - сила притиска ваздуха на чело клипа,

F_{pi} - сила инерције клипне групе и клипњаче,



Сл. 2.6 Деловање сила на клипну групу и клипњачу компресора

F_{pn} - нормална сила којом клип делује на зидове цилиндра,

F_{tr} - сила трења између клипа и зидова цилиндра.

Сила притиска ваздуха на чело клипа пропорционална је разлици притисака у цилиндру и кућишту компресора. Притисак у кућишту компресора може се сматрати да је једнак спољашњем, атмосферском притиску.

$$F_{pp} = A_p (p - p_i) = \frac{D^2 \pi}{4} (p - p_i). \quad (2.72)$$

Инерциона сила клипа и клипњаче зависи од масе клипа и дела масе клипњаче. Део масе клипњаче који утиче на силу инерције клипне групе и клипњаче може се условно одредити поделом масе клипњаче на два дела у односу на тежиште Т клипњаче као што је приказано у литератури [79]:

$$m_{r2} = m_r \frac{L_1}{l}, \quad (2.73)$$

где је

m_r - маса клипњаче,

m_{r2} - део масе клипњаче који утиче на силу инерције клипне групе,

L_1 - растојање од тежишта клипњаче до осе летећег рукавца коленастог вратила.

Сила инерције клипне групе и клипњаче је:

$$F_{pi} = -(m_p + m_{r2})\ddot{x}, \quad (2.74)$$

где је

m_p - маса клипне групе (клип, клипни прстенови и осовиница са осигурачима).

Убрзање клипне групе, \ddot{x} , одређено је једначином (2.34).

Нормална сила која делује на зидове цилиндра је:

$$F_{pn} = F_{pu} \sin \beta. \quad (2.75)$$

Сила трења је:

$$F_{tr} = \mu_{tr} F_{pn}, \quad (2.76)$$

где је

μ_{tr} - коефицијент трења између зидова цилиндра и клипне групе.

Сила трења се при моделирању може занемарити јер је угао β мали, па је и нормална сила мала, а клип и зидови цилиндра се подмазују у току рада.

Укупна сила која делује у клипњачи, с обзиром да сила притиска и сила инерције уз занемарење силе трења, делују дуж осе клипа је:

$$F_{pu} = \frac{D^2 \pi (p - p_i) - (m_p + m_{r2}) \ddot{x}}{\cos \beta}. \quad (2.77)$$

Укупна сила у клипњачи делује на коленасто вратило а тангенцијалном компонентом формира се момент који треба погонским моментом уравнотежити и омогућити рад компресора:

$$M_p = r F_{ct} = r F_{pu} \sin \gamma, \quad (2.78)$$

где је

M_p - отпорни момент компресора,

F_{ct} - тангенцијална компонента силе у клипњачи.

Анализом углова на слици добија се:

$$\gamma = \pi - (\alpha - \beta), \quad (2.79)$$

$$M_p = r F_{pu} \sin(\pi - (\alpha - \beta)) = r F_{pu} \sin(\alpha - \beta), \quad (2.80)$$

$$M_p = r \frac{D^2 \pi (p - p_i) - (m_p + m_{r2}) \ddot{x}}{\cos \beta} (\sin \alpha \cos \beta - \cos \alpha \sin \beta), \quad (2.81)$$

$$M_p = r \left(\frac{D^2 \pi (p - p_i) - (m_p + m_{r2}) \ddot{x}}{4} \right) (\sin \alpha - \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta). \quad (2.82)$$

Користећи једначине (2.23) и (2.25) једначина (2.80) добија облик:

$$M_p = r \sin \alpha \left(\frac{D^2 \pi}{4} (p - p_i) - (m_p + m_{r2}) \ddot{x} \right) \left(1 - \frac{\lambda \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right), \quad (2.83)$$

односно у временском домену

$$M_p = r \sin \omega t \left(\frac{D^2 \pi}{4} (p - p_i) - (m_p + m_{r2}) \ddot{x} \right) \left(1 - \frac{\lambda \cos \omega t}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t}} \right). \quad (2.84)$$

Средња вредност момента је:

$$\bar{M}_p = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} M_p dt. \quad (2.85)$$

2.8 Ефикасност компресора

Основна намена компресора у инсталацији система за кочење моторних возила је да обезбеди довољну количину ваздуха који је компримован до одређеног притиска и смештен у одговарајући резервоар. У процесу компримовања користи се енергија погонског мотора што проузрокује повећање потрошње погонског горива. Време за које се обезбеди довољна количина компримованог ваздуха у резервоару је битан параметар јер одређује када је возило спремно за учешће у саобраћају. Избор и процена квалитета компресора захтева да се формирају критеријуми који одређују ефикасност клипних компресора.

Ефикасност клипних компресора може се дефинисати са више аспеката. Један аспект је на бази одређивања протока (запреминског и масеног) и тада се дефинише запреминска (волуметријска) ефикасност. Други аспект је заснован на одређивању енергетских односа у току радних процеса компресора и тада се може дефинисати изоентропска, изотермичка, механичка, укупна енергетска ефикасност...

Дефиниције ефикасности клипних компресора, као и битни параметри компресора које специфицирају произвођачи компресора, се често разликују иако описују исту карактеристику. Истраживачи произвођача компресора Ваирекс (Vairex Corporation) су публиковали своје дефиниције ефикасности компресора [75] засноване на теоријском термодинамичком циклусу, које се разликују од дефиниција које су дате у другој литератури [7, 31, 43].

За дефинисање мерне инсталације за испитивање клипних компресора изабрани су карактеристични параметри који одређују ефикасност клипних компресора а то су запреминска и енергетска ефикасност компресора.

2.8.1 Запреминска ефикасност компресора

Испорука ваздуха компресора је масена или запреминска количина ваздуха која је компримована на задати притисак у јединици времена. Како се у току компримовања ваздуха мења температура ваздуха испорука ваздуха се нормализује на услове усисаног ваздуха.

Теоријска, максимална, запреминска испорука ваздуха клипног компресора је једнака запремини цилиндра компресора помноженој бројем радних циклуса компресора у јединици времена при номиналним радним условима T_0, p_0 :

$$\dot{V}_t = V_c \frac{\omega}{2\pi} = \frac{D^2 r \omega}{4} = V_c \frac{n}{60} = \frac{D^2 r n \pi}{120}, \quad (2.86)$$

где је

\dot{V}_t - теоријска запреминска испорука ваздуха.

Максимална масена испорука ваздуха је:

$$\dot{m}_t = \rho_{vi} \dot{V}_t = \rho_{vi} \frac{D^2 r \omega}{4} = \rho_{vi} \frac{D^2 r n \pi}{120}. \quad (2.87)$$

Теоријска запреминска испорука ваздуха представља максимални запремински проток ваздуха кроз компресор. Аналогно, теоријски, масена испорука ваздуха представља максимални масени проток ваздуха кроз компресор.

У реалним условима у цилиндар се усиса мања количина ваздуха него што може да стане у цилиндар при номиналним радним условима T_0, p_0 . Коефицијент пуњења је однос масе ваздуха која је усисана у цилиндар према максималној маси ваздуха која се може усисати у цилиндар:

$$\lambda_i = \frac{V_i}{V_c} = \frac{V_i \rho_{vi}}{V_c \rho_{vi}} = \frac{m_{ci}}{m_{ct}}, \quad (2.88)$$

где је

λ_i - коефицијент пуњења цилиндра,

m_{ci} - маса ваздуха усисаног у цилиндар,

m_{ct} - максимална маса ваздуха у цилиндру,

V_i - запремина ваздуха усисаног у цилиндар.

Коефицијент пуњења цилиндра зависи од више фактора: запремине штетног простора, пада притиска на усисном вентилу приликом усисавања, загревања усисаног ваздуха од зидова цилиндра. Квантитативни утицај појединих фактора може се наћи у литератури [31].

Непотпуна заптивеност цилиндра ствара губитке ваздуха тако да један део усисаног ваздуха не бива компримован, односно испоручен у резервоар. Заптивеност простора између клипа и цилиндра зависи од више фактора и може се само експериментално одредити. Утицај незаптивности цилиндра може се

узети у обзир аналитички у једначинама или упрошћено помоћу одговарајућег коефицијента:

$$V_o = \lambda_z V_i \quad (2.89)$$

где је

V_o - запремина испорученог ваздуха,

λ_z - коефицијент незаптивености цилиндра и клипа.

Запреминска испорука ваздуха клипног компресора је:

$$\dot{V}_o = V_o \frac{\omega}{2\pi} = V_o \frac{n}{60} \quad (2.90)$$

Масена испорука ваздуха клипног компресора је:

$$\dot{m}_o = \rho_{vi} V_o \frac{\omega}{2\pi} = \rho_{vi} V_o \frac{n}{60} \quad (2.91)$$

Коефицијент испоруке представља однос:

$$\lambda_o = \frac{\dot{V}_o}{\dot{V}_t} = \frac{V_o \frac{\omega}{2\pi}}{V_c \frac{\omega}{2\pi}} = \frac{\lambda_z V_i}{V_c} = \frac{\lambda_z \lambda_i V_c}{V_c} = \lambda_z \lambda_i \quad (2.92)$$

Мерењем протока ваздуха на излазу компресора може се одредити коефицијент испоруке компресора.

Време пуњења резервоара компримованим ваздухом, који је проласком кроз хладњак охлађен до температуре околине T_i , при константној угаоној брзини погонског вратила може се проценити из релације:

$$t_o = \frac{p_o V_R}{R_v T_i \dot{m}_o} = \frac{2\pi p_o V_R}{\rho_{vi} R_v T_i V_o \omega} = \frac{2\pi p_o V_R}{\rho_{vi} R_v T_i \lambda_o V_c \omega} \quad (2.93)$$

где је

V_R - запремина резервоара компримованог ваздуха.

Једначина (2.93) представља процену времена пуњења резервоара јер коефицијент испоруке зависи од притиска па зато при коришћењу једначине треба узети просечну вредност коефицијента испоруке.

2.8.2 Енергетска ефикасност компресора

Рад за компримовање ваздуха у току једног радног циклуса компресора може се израчунати одређивањем површине у индикаторском, pV , дијаграму помоћу једначине:

$$W_{in} = \oint p dV = p_{in} V_c \quad (2.94)$$

где је

W_{in} - индикаторски рад компресора,

P_{in} - специфични индикаторски притисак.

Индикаторска снага компресора (снага неопходна за компресију ваздуха) при константној угаоној брзини погонског вратила компресора је:

$$P_{in} = W_{in} \frac{\omega}{2\pi} = P_{in} V_c \frac{\omega}{2\pi}, \quad (2.95)$$

где је

P_{in} - индикаторска снага компресора.

Потребна (ефективна) снага за погон компресора је већа од индикаторске снаге компресора за величину механичких губитака:

$$P_e = P_{in} + P_{meh}, \quad (2.96)$$

где је

P_e - ефективна снага погонског агрегата,

P_{meh} - снага механичких губитака.

Под механичким губицима се подразумевају се сва трења у компресору и снага потребна за рад помоћних уређаја (пумпе за уље, вентилатора за хлађење...) који погон добијају од погонског вратила компресора.

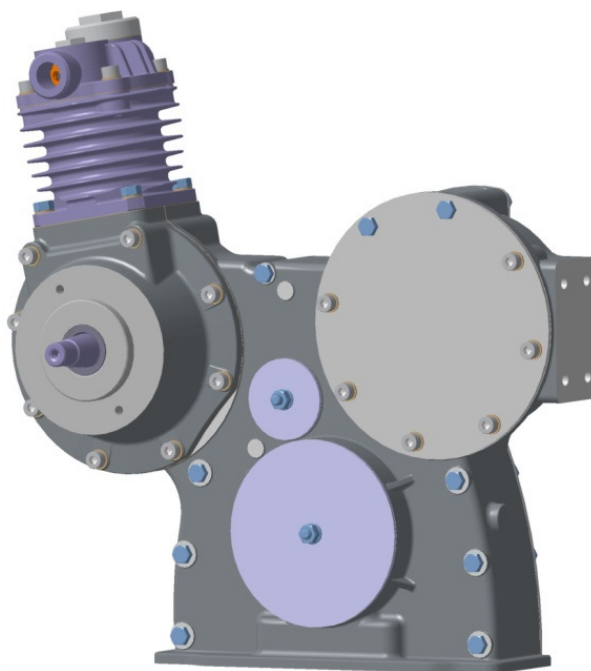
Када компресор има уређаје који се користе у раду компресора а који имају сопствени, независни, погон у анализи механичких губитака компресора треба узети у обзир и снагу за њихов погон.

Уколико се између погонског агрегата и компресора налази неки преносни систем (редуктор, каишници, допунска вратила...) тада је потребно узети у обзир и механичке губитке у њему. У том случају је ефективна снага погонског агрегата већа од потребне снаге за погон компресора за вредност тих губитака. Такође, уколико исти погонски агрегат погони и уређаје компресора са независним погоном, треба за вредности нето снаге тих уређаја увећати ефективну снагу погонског агрегата.

2.9 Референтни клипни компресор

Верификација математичког модела мерне инсталације за испитивање клипних компресора захтева да се одабере референтни клипни компресор чије су основне карактеристике познате.

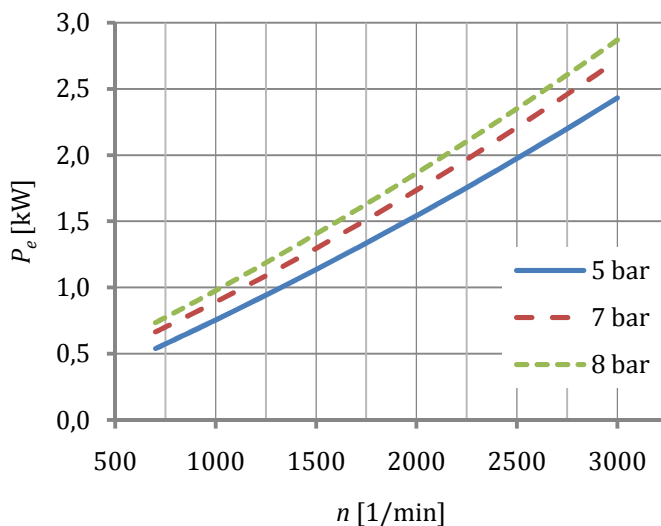
На основу анализе компресора различитих произвођача за референтни клипни компресор изабран је једностепени клипни компресор хлађен ваздухом који се користи за производњу компримованог ваздуха за систем за кочење теретних моторних возила и који има аутоматске (самопокретне) вентиле. Референтни компресор производи фирма Zpat Co из Београда. Сл. 2.7 приказује изглед референтног компресора.



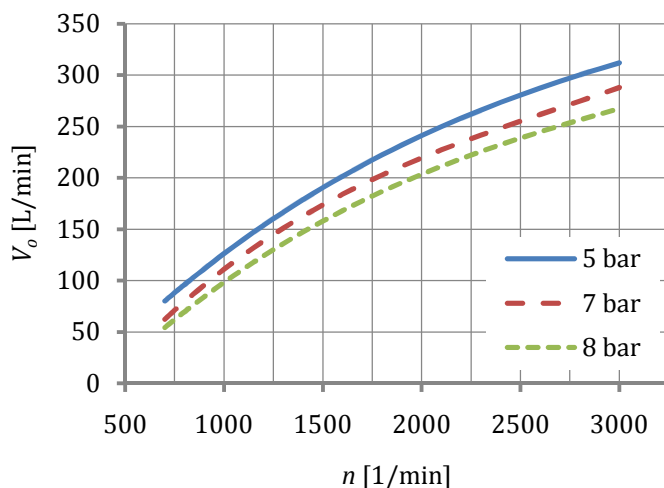
Сл. 2.7 Изглед референтног компресора

Произвођач референтног компресора као најважније карактеристике даје погонске карактеристике компресора (Сл. 2.8) и карактеристике испоруке компресора (Сл. 2.9).

Произвођач као карактеристику испоруке ваздуха даје податке о количини ваздуха из околине ($T_i = 15^\circ \text{C}$, $p_i = 101325 \text{ Pa}$) коју је компресор компримовао.

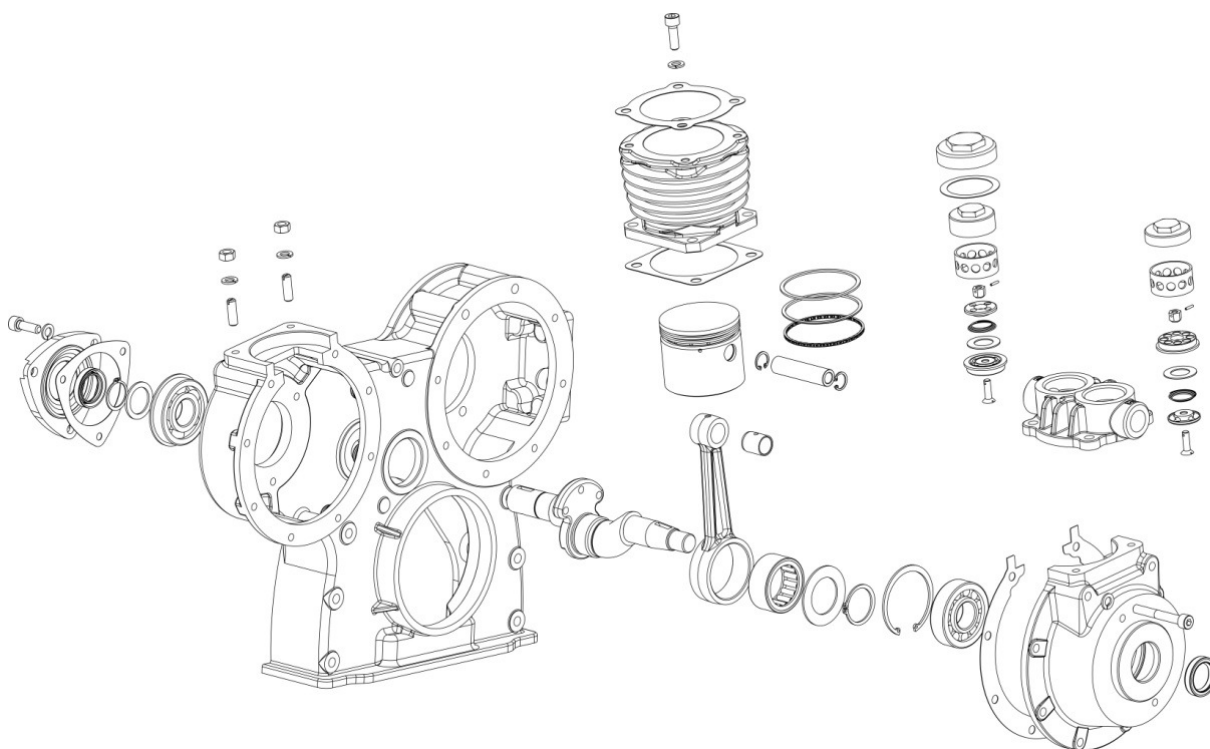


Сл. 2.8 Погонске карактеристике референтног компресора



Сл. 2.9 Характеристики испоруге ваздуха референтног компресора

Референтни компресор представља сложен механички уређај који се састоји од великог броја делова. На Сл. 2.10 су приказани саставни делови референтног компресора.



Сл. 2.10 Саставне компоненте референтног компресора

Симулација математичког модела референтног компресора захтева да се познају одређене димензионе карактеристике компоненти компресора. Најважније карактеристике компоненти компресора које су битне за формирање и верификацију математичког модела референтног компресора дати су у Таб. 2.1.

Таб. 2.1 Карактеристични параметри компоненти компресора

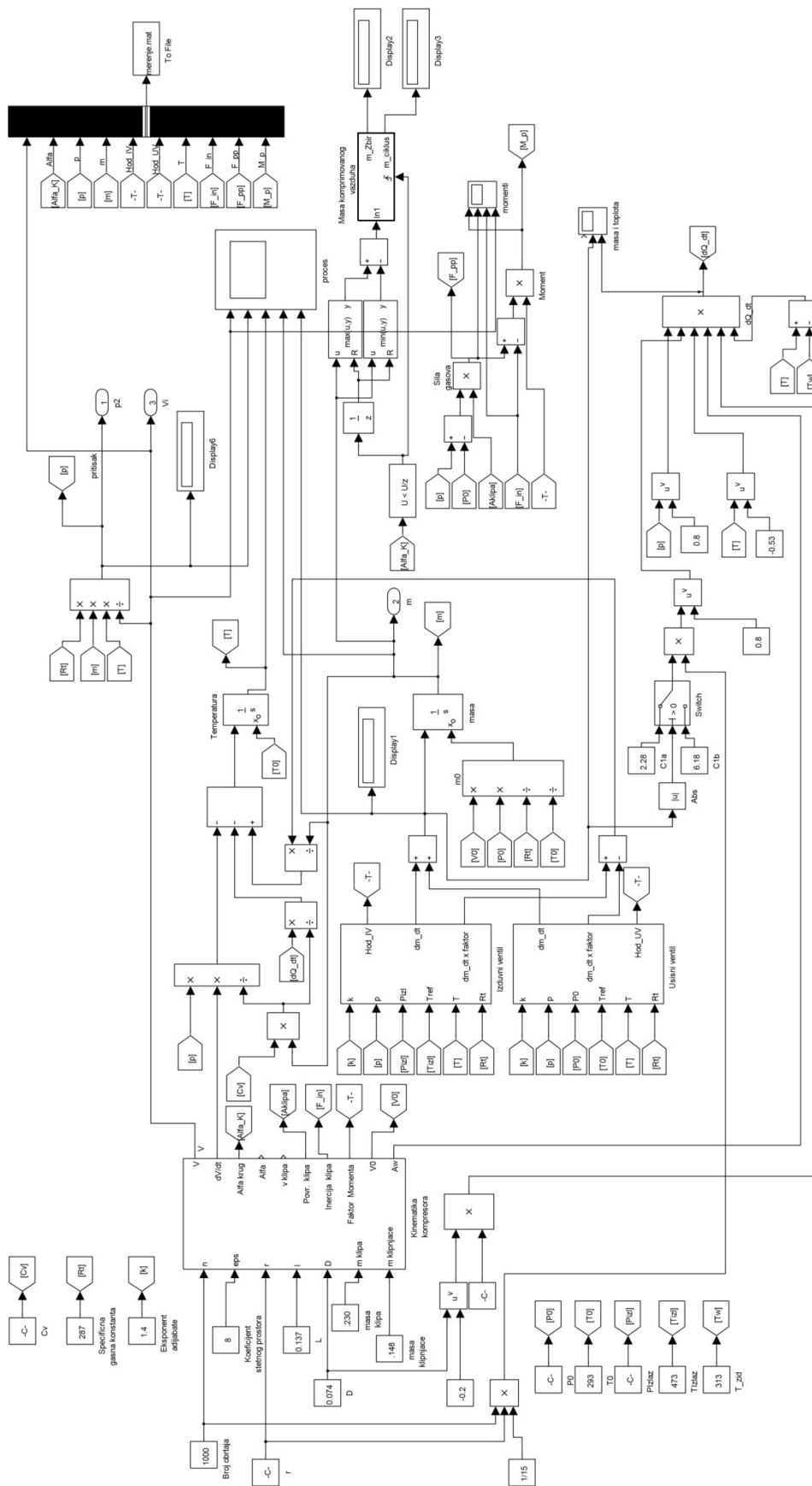
Ознака	Назив	Мера
D	Пречник клипа [mm]	74
r	Полупречник колена коленастог вратила [mm]	17,5
l	Дужина клипњаче [mm]	137
V_c	Запремина цилиндра компресора [cm ³]	150
V_s	Штетни простор [cm ³]	12,7
$x_{v \max}$	Максимални ход плоче вентила [mm]	1,4
m_v	Маса покретних делова вентила [kg]	$3,8 \cdot 10^{-3}$
k_v	Крутост опруге вентила [N/m]	210
A_v	Површина плоче вентила [mm ²]	486
D_i	Спољашњи пречник плоче вентила [mm]	30,5
m_p	Маса клипне групе [kg]	0,215
m_r	Маса клипњаче [kg]	0,366
L_1	Растојање од тежишта клипњаче до осовине колена коленастог вратила [mm]	50,5
m_k	Маса коленастог вратила [kg]	1,224
J_k	Момент инерције коленастог вратила [kg m ²]	$3,467 \cdot 10^{-4}$

2.10 Симулација рада референтног компресора

На основу релација из математичког модела које су дефинисане у претходним тачкама овога поглавља помоћу програмског пакета MATLAB® и његовог модула Simulink® реализована је симулација рада референтног компресора.

На Сл. 2.11 је приказан највиши ниво Simulink® симулационог модела клипног компресора којим се симулирају све фазе радног циклуса компресора. Блокови којима су моделирани динамика клипног механизма компресора, усисни и издувни вентил у себи садрже још три нивоа подблокова због комплексности механичких и физичких проблема који се моделирају.

Симулација је рађена да би се проверило слагање резултата симулације са подацима из литературе. При симулацији су коришћени димензиони параметри референтног компресора наведени у Таб. 2.1.



Сл. 2.11 Simulink® симулациони модел клипног компресора

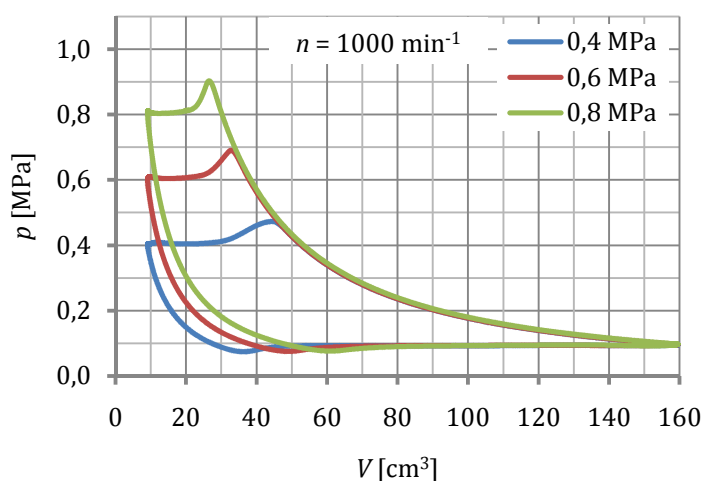
При симулацији рада компресора варирани су притисци у резервоару на излазу компресора при различитим брзинама погонског вратила компресора. Ваздух који се компримује има стандардни притисак и температуру околине, $p_i = 10325 \text{ Pa}$, $T_i = 288,15 \text{ K}$, на улазу у компресор. Вредности свих притисака при симулацији на дијаграмима дате су као апсолутни притисци, за разлику од произвођача компресора који обично вредност притиска изражавају као релативни притисак у односу на атмосферски притисак.

Губици ваздуха између клипа и цилиндра при симулацији рада компресора су занемарени. Сви термодинамички процеси у компресору су, с обзиром на начин на који је формиран математички модел, сматрани да су изоентропски.

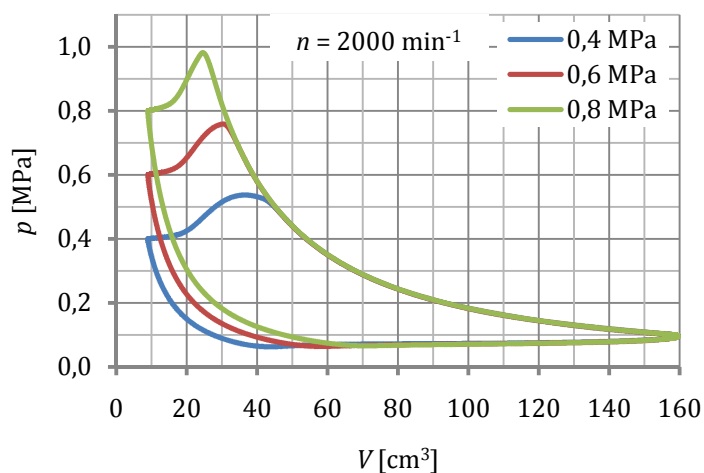
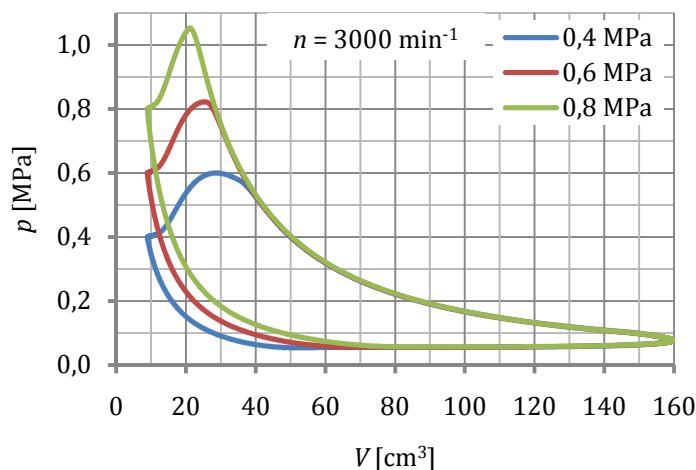
Карактеристике радних процеса компресора у литератури се приказују преко индикаторских дијаграма. Код затворених индикаторских дијаграма приказује се зависност притиска у цилиндру од промене запремине радног простора а код отворених индикаторских дијаграма приказује се зависност притиска од угаоног положаја коленастог вратила.

Симулација рада компресора рађена је у временском домену а затим је приказивана преко промене запремине радног простора, односно угла коленастог вратила уз претпоставку константне угаоне брзине.

Стандардни затворени индикаторски pV дијаграми за три притиска у резервоару компримованог ваздуха при три броја обртаја погонског вратила приказани на Сл. 2.12, Сл. 2.13 и Сл. 2.14 добијени симулацијом су уобичајени индикаторски дијаграми за клипне компресоре што се може видети из литературе [7, 31, 68, 78].

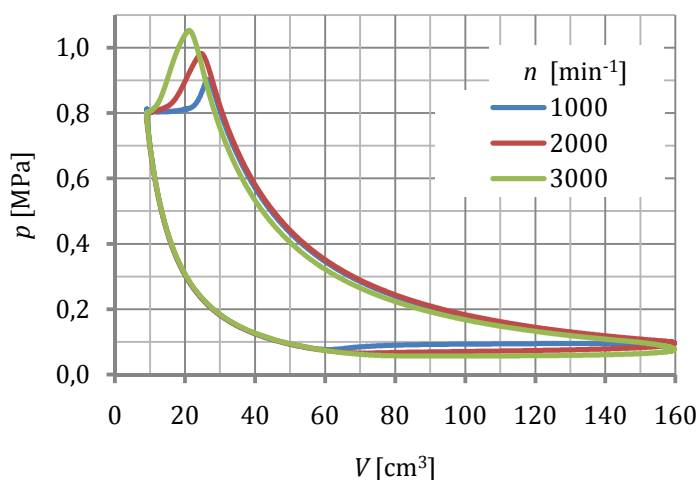


Сл. 2.12 Затворени индикаторски дијаграм при $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

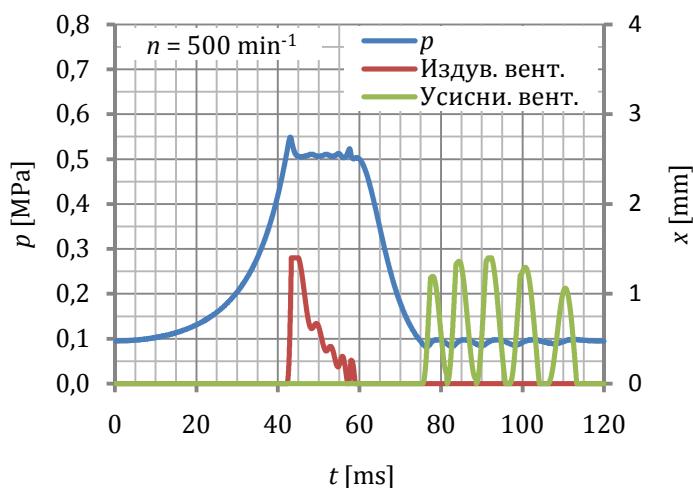
Сл. 2.13 Затворени индикаторски дијаграм при $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ Сл. 2.14 Затворени индикаторски дијаграм при $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Утицај броја обртаја погонског вратила компресора на варијације притиска у цилиндру компресора за константан притисак у резервоару компримованог ваздуха приказан је на Сл. 2.15. Уочава се да је максимална вредност притиска у цилиндру већа што је већи број обртаја погонског вратила а што је последица веће брзине компресије у цилиндру од брзине отварања издувног вентила.

При малом броју обртаја погонског вратила уочавају се варијације притиска при усисавању и издувавању које су последица динамичких процеса при отварању и затварању вентила и струјању ваздуха. Велико време трајање фазе издувавања омогућава да се истисне сав компримовани ваздух из цилиндра у резервоар, да се издувни вентил затвори, јер нема разлике притисака који би га држали отвореним, и да се компресор врати у фазу компресије. Слично је и са фазом усисавања само што су ту варијације притиска мање. Динамика рада вентила и утицај на варијације притиска могу се видети у временском домену као што је приказано на Сл. 2.16.



Сл. 2.15 Затворени индикаторски дијаграм за три различита броја обртаја

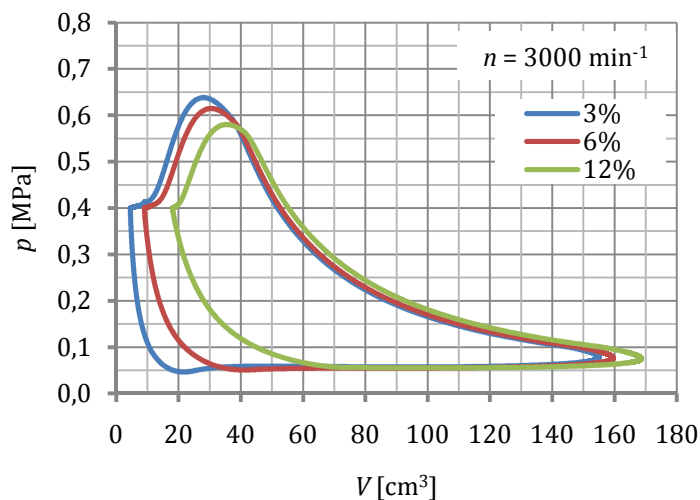


Сл. 2.16 Динамика рада вентила

Утицај штетног простора компресора на параметре компресора обично се приказује помоћу коефицијента штетног простора, ε , који представља однос штетног простора и радне запремине цилиндра и обично се исказује у процентима:

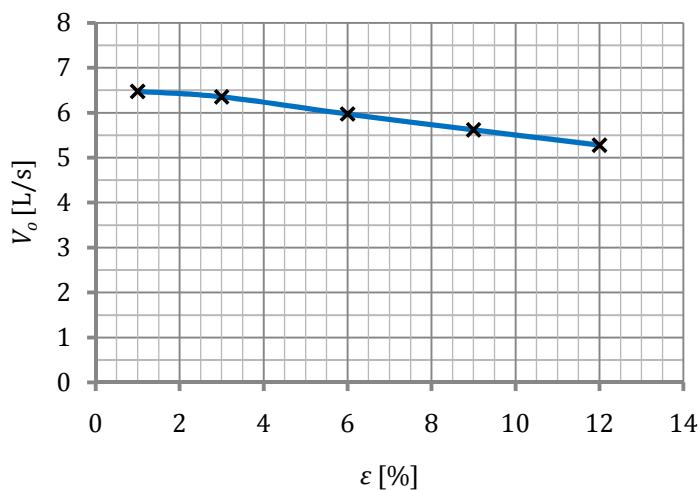
$$\varepsilon = \frac{V_s}{V_c} \cdot 100, [\%]. \quad (2.97)$$

Повећање штетног простора смањује површину индикаторског дијаграма, што се види на Сл. 2.17, чиме се смањује индикаторски рад компресора, једначина (2.94), при константном броју обртаја погонског вратила и константном притиску у резервоару компримованог ваздуха.



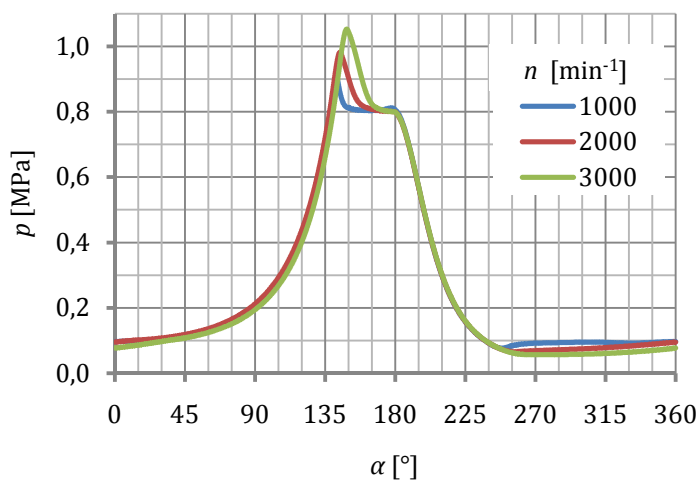
Сл. 2.17 Затворени индикаторски дијаграм за различите коефицијенте штетног простора

Повећање штетног простора, такође, смањује запреминску испоруку ваздуха што се може видети на Сл. 2.18.

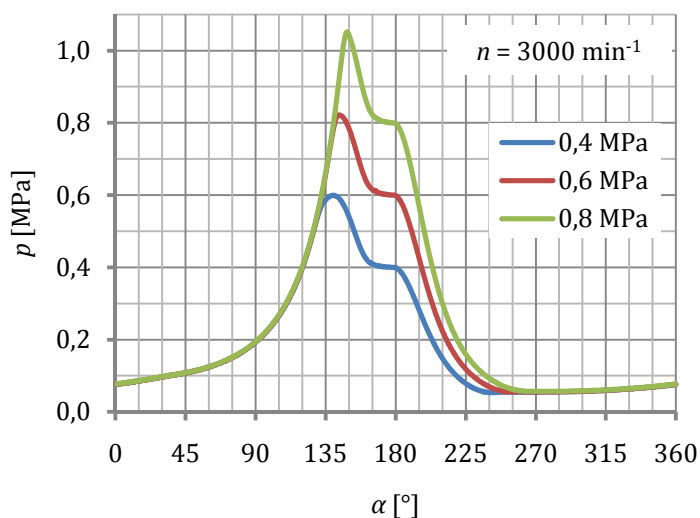


Сл. 2.18 Зависност испоруке ваздуха од величине штетног простора

Отворени индикаторски дијаграм при променљивом броју обртаја погонског вратила компресора и при променљивом притиску у резервоару компримованог ваздуха приказани су на Сл. 2.19 и Сл. 2.20. Они омогућавају да се виде фазе рада компресора у односу на угаони положај коленастог вратила, односно у односу на 0° - UMT и 180° - SMT.



Сл. 2.19 Отворени индикаторски дијаграм за три различита броја обртаја

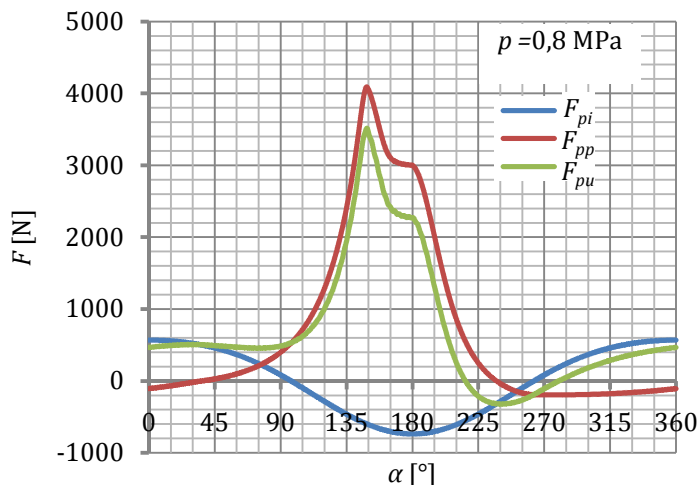


Сл. 2.20 Отворени индикаторски дијаграм за три различита притиска

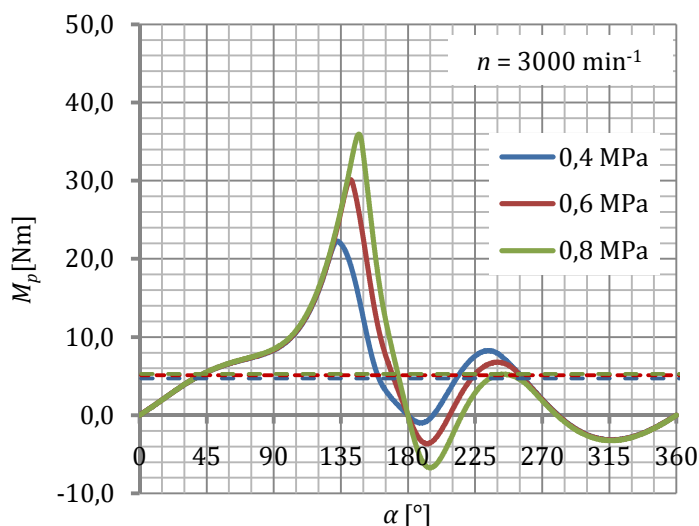
Сила у клипњачи која настаје у процесу компресије од силе притиска на чело клипа и инерције клипне групе приказана је на Сл. 2.21.

Момент који се формира од силе у клипњачи а који треба да се савлада погонским моментом зависи првенствено од притиска који треба да произведе компресор што се види са Сл. 2.22. Испрекиданим линијама су обележене одговарајуће средње вредности момента.

Сличне графике зависности момента од угаоног положаја коленастог вратила приказане су и литератури [68, 78].



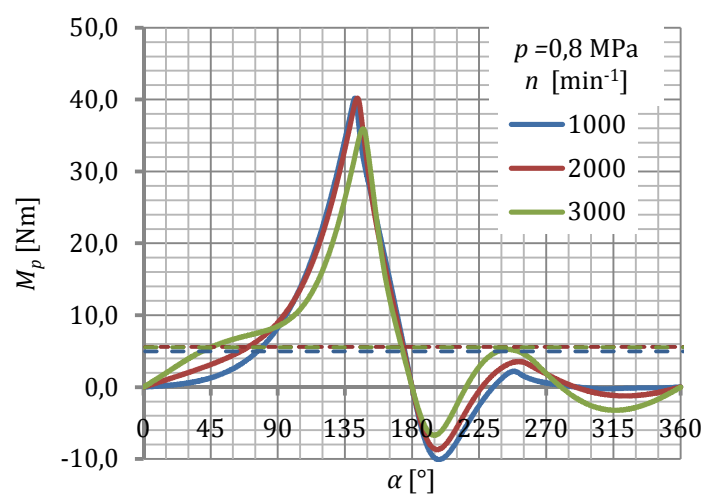
Сл. 2.21 Силе у клипној групи компресора



Сл. 2.22 Промена момента на коленастом вратилу за три вредности притиска

Погонски момент који је потребан за рад компресора при одређеној вредности притиска у резервоару врло зависи од броја обртаја погонског вратила (Сл. 2.23). Али ипак при повећању броја обртаја апсолутна максимална и минимална вредност момента опада услед деловања момента који ствара инерциона сила. Испрекиданим линијама су обележене одговарајуће средње вредности момента.

У неким положајима коленастог вратила инерција клипне групе има толику вредност да има улогу погонског момента.



Сл. 2.23 Промена момента на коленастом вратилу за три вредности броја обртаја

3 Испитивање клипних компресора

Испитивања клипних компресора могу бити стандардна, контролна и нестандартна.

Стандардна (типска) испитивања компресора су испитивања серијски произведених компресора у циљу:

- провере исправности рада свих механизма компресора - механичка испитивања,
- утврђивање карактеристика и тока радних процеса компресора - топлотна испитивања,
- провера поузданости компресора стварањем услова максималног хабања у дужем временском периоду - испитивање поузданости.

Стандардна испитивања се спроводе на узорцима компресора који су произведени на исти начин као што би се производили у серијској производњи. Такође, стандардним испитивањима подвргавају се појединачно произведени компресори и компресори произведени у малим серијама.

Стандардна испитивања компресора врше се обавезно када се врши промена карактеристика добијених на основу прорачуна, промена конструктивних детаља или промена технологије производње.

Контролна испитивања се врше да би се проверио квалитет компресора у серијској производњи. Резултати контролних испитивања морају да се слажу са резултатима стандардних испитивања. Контролна испитивања обухватају:

- проверу рада компресора у режимима од празног хода до пуног оптерећења,
- проверу основних параметара.

Посебна врста контролних испитивања су експлоатациона контролна испитивања када се периодично врши провера основних параметара компресора као и стање виталних делова. На основу резултата тих провера врши се подешавање компресора у циљу постизања најекономичнијег режима рада компресора или се предлаже ремонт.

Нестандардна испитивања се врше по посебним програмима испитивања. За свако нестандартно испитивање врши се планирање испитивања у циљу одређивања карактеристика које нису обухваћене стандардним испитивањима или се испитивање врши под нестандартним условима. Разлози за примену нестандартних испитивања су:

- добијање неопходних података за пројектовање нових типова компресора или усавршавање постојећих,

- провера нових метода нумеричких прорачуна и симулације у фази пројектовања нових компресора,
- побољшавање тачности постојећих метода нумеричких прорачуна и симулација компресора,
- смањење утрошка конструктивних материјала у изради компресора као и замена постојећих материјала савременим, новим материјалима,
- испитивање функционисања нових конструкција компресора као и делова и склопова који су замењени новим, усавршеним деловима и склоповима,
- испитивања у циљу повећања ефикасности компресора,
- триболошка испитивања материјала од којих се израђују поједини делови компресора,
- триболошке карактеристике мазива која се користе у компресорима...

Испитивање компресора у зависности од конструктивног извођења, погонских карактеристика, величине испоруке ваздуха, намене се изводи на различитим мерним инсталацијама које је неопходно сагледати да би се могла направити инсталација која се користи за нестандартна испитивања клипних компресора у моторним возилима.

Резултате сопствених стандардних испитивања, односно, карактеристике компресора добијене при мерењима произвођачи компресора интерпретирају и приказују на различите начине. Због тога често долази до недоумица шта поједине карактеристике компресора, које је дао произвођач, значе и да ли су упоредиве са карактеристикама других произвођача због различитих услова испитивања. Неки произвођачи, као што је Ваирекс корпорација (VAIREX Corporation) су у сарадњи са научним установама дефинисали карактеристике које користе у својим каталозима [75].

Србија нема стандард за испитивање компресора па се користи европски стандард ISO 1217:1996 [28].

Стандард ISO 1217:1996 дефинише основне карактеристике свих врста и величина компресора и стандардне методе мерења тих карактеристика у циљу спречавања различитог тумачења тих карактеристика од стране произвођача, продавца и купца компресора.

Дефиниције карактеристичних величина које одређују карактеристике компресора по стандарду ISO 1217 су:

- *Стварни запремински проток* је проток компримованог гаса кроз издувни део компресора нормализован на укупни притисак, температуру и састав гаса на уписном делу компресора.
- *Стандардизовани запремински проток* је стварни запремински проток кроз издувни део компресора али нормализован на стандардизоване услове на уписном делу компресора (температура, притисак и састав гаса).

- *Изотермичка снага* је снага која је теоријски потребна за компресију идеалног гаса при константној температури, у компресору без губитака, за дати притисак на усисном делу и дати притисак на издувном делу компресора.

- *Изоентропска снага* је снага која је теоријски потребна да се компримује гас при константној ентропији за дати притисак на усисном делу и дати притисак на издувном делу компресора.

- *Погонска снага* је снага на погонској осовини компресора која је једнака збиру механичких губитака и снаге радних процеса компресора при чему се не узимају у обзир губици у спољашњим трансмисијама (редуктори или каишни преноси) осим ако нису саставни делови система погона.

- *Изотермичка ефикасност* представља однос изотермичке снаге и погонске снаге.

- *Изоентропска ефикасност* представља однос изентропске снаге и погонске снаге.

- *Запреминска ефикасност* је однос стварног запреминског протока и радне запремине цилиндра компресора.

- *Специфична потрошња енергије* је погонска снага по јединици стварног запреминског протока компресора.

- *Специфична потрошња горива* је масена потрошња горива по јединици стварног запреминског протока компресора.

Уређаји и мерна опрема за мерење карактеристика компресора по стандарду ISO 1217 нису прописани већ су прописане само величине које треба мерити и са којом тачношћу. Свака опрема која омогућује мерења са прописаном или бољом тачношћу може се користити за мерење под условом да је калибрисана према одговарајућем стандарду.

Стандард ISO 1217 дефинише мерне методе за мерење:

- запреминског протока,
- погонске снаге,
- кондензата из ваздуха,
- утрошка погонског горива или паре (ако се за погон компресора користи мотор са унутрашњим сагоревањем или парна турбина).

По стандарду ISO 1217 за мерење запреминског протока захтева се да се мере следеће физичке величине:

- атмосферски притисак,
- притисак у усисној цеви,
- притисак у издувној цеви,
- температура у усисној цеви,
- температура у издувној цеви,
- влажност ваздуха у усисној цеви,
- запремински проток ваздуха у издувној цеви,
- проток медијума за хлађење компресора.

Мерење погонске снаге врши се мерењем:

- момента на погонском вратилу компресора,
- броја обртаја погонског вратила.

Уколико се за погон компресора користи електромотор погонска снага може се одредити мерењем електричне снаге електромотора и затим множењем са познатим коефицијентом корисног дејства електромотора израчунати погонска снага компресора.

Кондензат се мери прикупљањем у току устаљеног рада компресора а коефицијент кондензата добија се дељењем прикупљене количине кондензата са временом трајања теста.

Примена стандарда ISO 1217 је сложена па су националне институције појединих земаља, струковне организације корисника компримованог гаса и удружења произвођача опреме за производњу и коришћење компримованог гаса направиле сопствене стандарде на бази ISO 1217. Ти стандарди се примењују само за одређене конструктивне врсте компресора или за одређени опсег снага и испорука ваздуха компресора или за компресоре специфичне намене.

Аустралијско пословно удружење за компресоре за ваздух ACACA (Australian Commercial Air Compressor Association) дефинисало је протокол ACACA Protocol™ 2000, [4], којим се одређују подаци које треба да прикаже у пратећој документацији компресора, начин одређивања запремине цилиндра компресора, методу за одређивање испоруке ваздуха из околине и облик тест документа. Протокол се примењује за компресоре чија је испорука ваздуха до 600 L/min.

По ACACA протоколу метод за одређивање испоруке ваздуха, *FAD* (Free Air Delivery), састоји се у мерењу времена t потребног за компримовање ваздуха у резервоару познате запремине V_R од притиска $p_1 = 600$ kPa до $p_2 = 800$ kPa ако се компримује ваздух из околине који је под притиском $p_0 = 100$ kPa. Испорука ваздуха се одређује по формули:

$$FAD = \frac{V_R(p_2 - p_1)}{p_0 t} = \frac{V_R}{t} \frac{800 \text{ kPa} - 600 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} = \frac{2V_R}{t}. \quad (3.1)$$

Америчко удружење машинских инжењера ASME (The American Society of Mechanical Engineers) које је надлежно за предлагање стандарда у Сједињеним Америчким Државама у својој области направило је тест процедуре за испитивање центрифугалних и аксијалних компресора и вентилатора ASME PTC 10-1997, [71]. У стандарду је детаљно дефинисана методологија и мерна опрема за мерење карактеристика аксијалних и центрифугалних компресора. Прописана мерна опрема не може се користити за мерење карактеристика клипних компресора. Тест процедура за испитивање клипних компресора ASME PTC 9-1970 је повучена из употребе.

Институт за компримовани ваздух и гасове CAGI (Compressed Air and Gas Institute) је дефинисао методе испитивања и приказа резултата мерења према

ASME PTC 10-1997 али само за компресоре чија је погонска снага 100-2500 коњских снага (~75-1870 kW), [11].

Стандардом ГОСТ 20073-81, [21], у Русији су дефинисана стандардна и контролна испитивања клипних компресора која се разликују од стандарда ISO 1217 у неким захтеваним карактеристикама. Стандардом су дефинисане карактеристике компресора које треба измерити, методе мерења, мерна опрема коју треба користити за та мерења и предлози мерне инсталације.

Према стандарду ГОСТ 20073-81 основни параметри компресора су:

- маса и димензије компресора,
- стварна запреминска испорука компресора,
- стандардизована запреминска испорука компресора,
- коефицијент испоруке,
- индикаторска снага,
- погонска снага,
- број обртаја погонског вратила компресора,
- механички коефицијент корисног дејства,
- коефицијент сабијања ваздуха (однос притисака ваздуха на улазу и излазу компресора),
- границе или степен регулације произведеног компримованог ваздуха и одговарајући опсег промене притиска ваздуха и погонске снаге,
 - утрошак флуида (воде, ваздуха) за хлађење,
 - утрошак мазива,
 - ниво буке коју производи компресор,
 - ниво вибрација које производи компресор.

Параметри које је неопходно мерити у току испитивања компресора по стандарду ГОСТ 20073-81 су:

- стање ваздуха који се компримује на почетку испитивања – почетна температура, влажност и притисак,
- стање ваздуха који се компримује на крају испитивања – крајња температура, влажност и притисак,
 - број обртаја погонског вратила компресора,
 - погонски момент на погонском вратилу компресора,
 - притиска у цилиндру компресора,
 - угаони положај коленастог вратила компресора,
 - почетна и крајња температура воде или друге течности која се користи за хлађење компресора на самом компресору и у хладњаку ,
 - температура и притисак уља за подмазивање компресора,
 - ниво буке коју производи компресор,
 - ниво вибрација које производи компресор,
 - количина кондензата.

3.1 Мерне инсталације за стандардна испитивања клипних компресора у моторним возилима

Клипни компресори у моторним возилима поред општих услова за клипне компресоре треба да задовоље и специфичне услове на моторним возилима. У моторним возилима клипни компресори имају веома значајну улогу са становишта безбедности саобраћаја јер представљају извор енергије у кочним системима и системима ослањања моторних и прикључних возила.

Правилник ЕСЕ 13, у коме су прописани услови који треба да задовоље кочни системи на возилима, у анексу 7, одељак А [17], дефинише карактеристике извора компримованог ваздуха и резервоара за складиштење компримованог ваздуха који се користи у пнеуматичким системима за кочење. Тим правилником је дефинисано дозвољено време за постизање номиналног радног притиска компримованог ваздуха у резервоару и време потребно да се постигне 65% номиналног радног притиска за два случаја: када је возило самостално и када има приколицу која користи исти извор компримованог ваздуха.

По правилнику ЕСЕ 13 номинални радни притисак у инсталацији одређује произвођач кочне инсталације и он се користи при испитивањима за одобравање целе кочне инсталације. Такође, произвођач одређује запремину резервоара компримованог ваздуха тако да његова минимална запремина буде толика да омогући 8 циклуса кочења без допуњавања резервоара што се проверава при одобравању кочне инсталације.

Мерна инсталација која се користи за проверу параметара кочне инсталације правилником ЕСЕ 13 није прописана. Мерни инструменти који се користе за мерење морају да буду верификовани од надлежне институције а мерење мора да се обавља при максималној погонској снази возила.

Руски стандард ГОСТ 4364-81, [22], дефинише на сличан начин карактеристике извора компримованог ваздуха и резервоара за складиштење компримованог ваздуха који се користи у пнеуматичким системима за кочење као анекс 7, одељак А, правилника ЕСЕ 13 осим што дефинише и притиске који треба да постоје у инсталацији не препуштајући то произвођачима кочних инсталација.

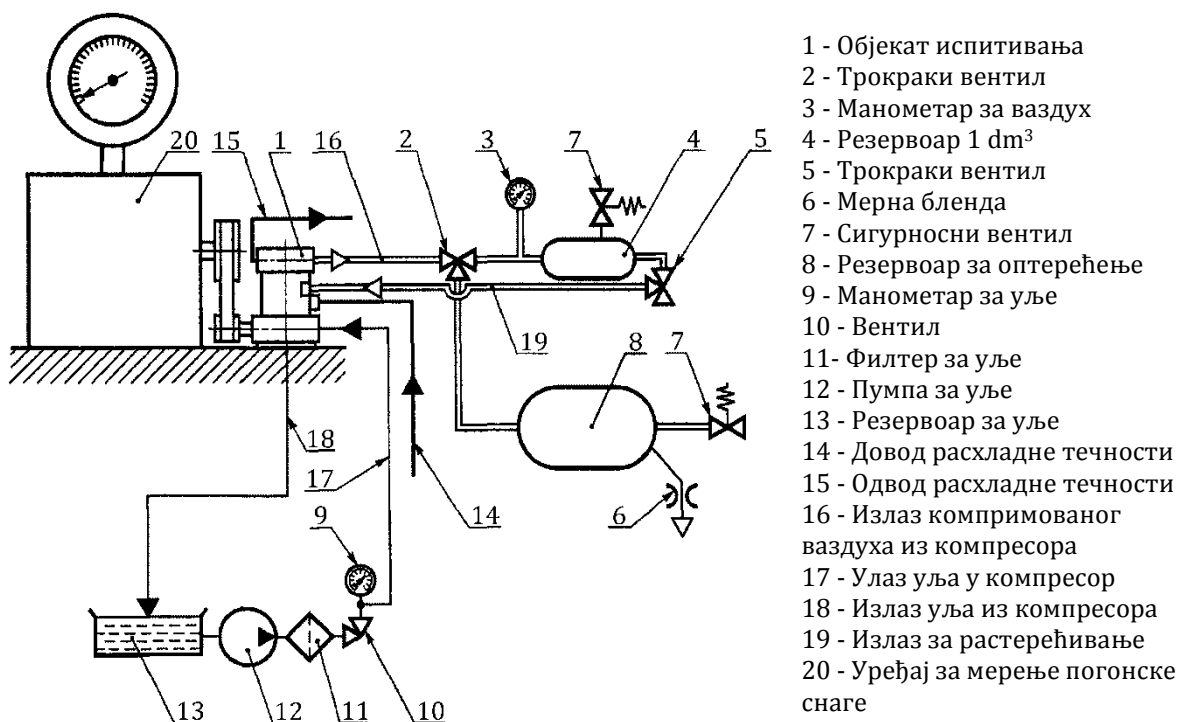
За погон клипног компресора на моторном возилу користи се погонски мотор возила па је неопходно одредити колика снага погонског мотора возила се ангажује за погон компресора. Стандард SAE J1340, [65], дефинише тест процедуру за одређивање снаге компресора који се користе у кочном систему возила и компресора у систему за климатизацију возила. Мерна опрема је дефинисана само величинама које је неопходно мерити а то су број обртаја погонског вратила компресора, момент који се преноси погонским вратилом и радни услови (температура околине, температура и проток флуида за хлађење и температура и притисак уља за подмазивање).

Руски стандард ГОСТ Р 52850-2007, [23], дефинише стандардна испитивања клипних компресора која се примењују на возилима. Стандард се примењује на једноцилиндричне и двоцилиндричне клипне компресоре који се хладе расхладном течношћу или ваздухом.

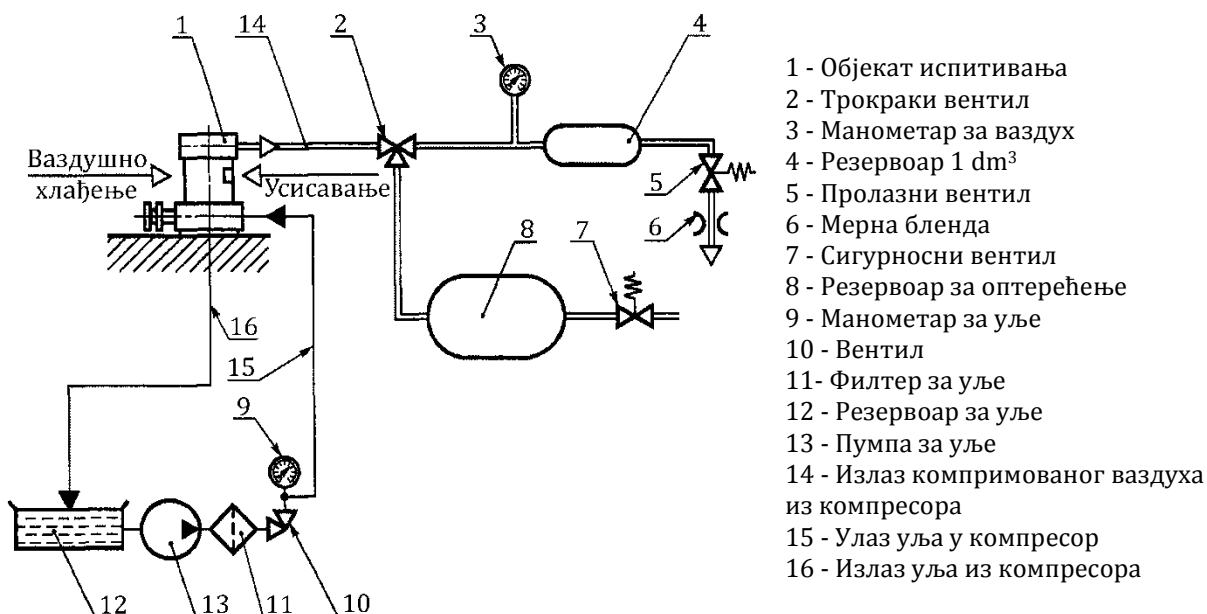
По стандарду ГОСТ Р 52850-2007 дефинисано је мерење следећих параметара компресора :

- испорука ваздуха компресора,
- коефицијент испоруке компресора,
- погонска снага компресора,
- нехерметичност издувног дела компресора,
- количина уља којим се подмазује компресор у компримованом ваздуху.

Стандардом су предложене шеме мерних инсталација за компресоре хлађене расхладном течношћу (Сл. 3.1) и компресоре хлађене ваздухом (Сл. 3.2) али произвођачи компресора могу да формирају сопствену мерну инсталацију која може да обезбеди мерења која захтева стандард са захтеваном тачношћу. На шеми мерне инсталације за мерење карактеристика компресора који се хладе ваздухом подразумева се постојање уређаја за мерење погонске снаге као код шеме система за компресоре који се хладе расхладном течношћу. Уређај за мерење погонске снаге истовремено служи и за мерење броја обртаја погонског вратила компресора. Код компресора који се хладе ваздухом неопходно је обезбедити да струја ваздуха за хлађење не буде усмерена у усисни део компресора да би се избегао ефекат надпуњења.



Сл. 3.1 Шема мерне инсталације за мерење карактеристика клипних компресора који се хладе расхладном течношћу [23]



Сл. 3.2 Шема мерне инсталације за мерење карактеристика клипних компресора који се хладе ваздухом [према 23]

С обзиром да мерна инсталација за испитивање клипних компресора који се користе у моторним возилима није строго дефинисана произвођачи компресора формирају сопствене мерне инсталацију којом проверавају карактеристике компресора. Постоји више произвођача мерне опреме груписане да формира радни сто за проверу исправности компресора за моторна возила. Типичан пример је мерни сто кинеске фирме Qingdao Naolida Automotive Equipment Manufacturing Co., Ltd. који је приказан на Сл. 3.3 [60].



Сл. 3.3 Мерни сто за испитивање клипних компресора за моторна возила [60]

Ако се компресор налази у кочном систему онда се компресори веома често испитују у оквиру целог кочног система. Мерна опрема може да буде и мобилна да би их сервисне радионице могле да користе на терену. Компресор тада за свој рад користи погонски мотор возила на коме је уграђен. Сл. 3.4 приказује мобилну опрему фирме Вабко (WABCO) за испитивање пнеуматичке инсталације возила [81].



Сл. 3.4 Мобилна мерна опрема за испитивање пнеуматичке инсталације возила [81]

3.2 Мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора у моторним возилима

Истраживачка, нестандартна испитивања компресора захтевају да се мерна инсталација реализује у зависности од феномена који се истражују, врсте, конструктивних карактеристика и намене компресора.

Опис мерних инсталација за нестандартна испитивања компресора је редак а произвођачи свих врста компресора, а нарочито компресора за моторна возила, често методологије нестандартних испитивања и мерне инсталације за та испитивања сматрају пословном тајном и не публикују их. Због тога је анализа мерних инсталација за нестандартна испитивања компресора вршена на мерним инсталацијама за испитивање свих врста компресора а не само оних који се уграђују на моторна возила.

Мерне инсталације, поред опреме која непосредно мери величине на компресору, у свом саставу имају обавезно погонски део, део за оптерећивање компресора и део за мерење и одржавање амбијенталних услова рада компресора.

Руски истраживачи су детаљно описали мерне инсталације за мерење стандардних и нестандартних карактеристика компресора које су биле актуелне око 1960. године [43]. Применом савремених давача и аквизицијских система

заснованих на аналогно-дигиталним (А/Д) конверторима описане мерне инсталације би могле да се користе и за најновија испитивања.

За нестандартна испитивања компресора описују се различите мерне инсталације, са различитим погонским агрегатом различите снаге и различитим давачима у мерној инсталацији. Погонски агрегат може бити дизел мотор [19], електрични мотор [13, 37], гасна турбина [27]...

Примера аутоматизованих мерних инсталација за мерење карактеристика компресора има мало. Аутоматизована мерна инсталација за мерење карактеристика компресора, коју је реализовао Ј. Хе (Y. He) у Кини, [27], омогућила је прецизнија мерења уз смањење времена и броја потребних истраживача за реализацију мерења. У мерној инсталацији је реализовано аутоматско одржавање броја обртаја погонског вратила компресора помоћу ПИД (Пропорционални-Интегрални-Диференцијални) регулатора и регулација протока ваздуха на излазу из система за оптерећивање компресора. Мерна инсталација која за погонски агрегат има гасну турбину код које се променом односа горива и ваздуха помоћу ПИД регулатора одржава константан број обртаја излазног вратила. Проток ваздуха на излазу из система за растерећивање компресора се регулише помоћу вентила са променљивим попречним пресеком који у управљачком систему такође има ПИД регулатор.

Мерну инсталацију за мерење индикаторског дијаграма клипних компресора са системом за аквизицију мерних сигнала на бази (А/Д) конвертора, али без могућности аутоматског управљања мерном инсталацијом, реализовао је Г. Раус (G. Raush) са сарадницима на Техничком факултету Каталоније [64]. Мерење притиска у цилиндру и угаоног положаја коленастог вратила компресора није синхронизовано што захтева сложен математички апарат за фреквенцијску анализу измерених сигнала и њихову синхронизацију.

Мерне инсталације за мерење карактеристика компресора у расхладним системима су усмерене на мерење размене топлоте у целом систему и утицај компресора на размену топлоте. Мерну инсталацију за нестандартна мерења карактеристика компресора који се користе у расхладним системима реализовао је Б. Ванг (B. Wang) са сарадницима на универзитету Тсингхуа у Пекингу на основу сопствених математичких модела [83]. Сличну инсталацију је користио Куевас (Cuevas) са сарадницима за мерење карактеристика компресора у систему за климатизацију возила [13], односно у расхладним системима [37]. Винанди (Winandy) са сарадницима је формирао једноставан математички модел за клипне компресоре у расхладним системима који је верификован на мерној инсталацији коју су они формирали [85].

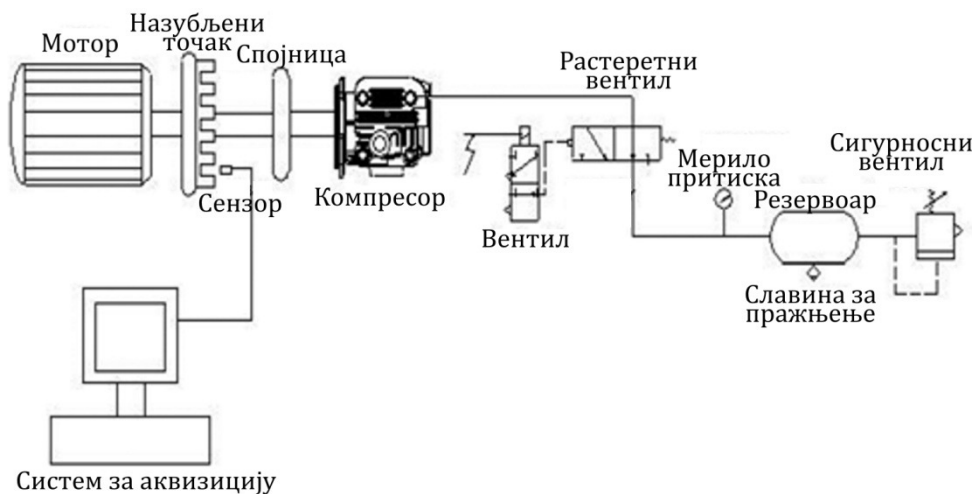
Испитивање климатских параметара на рад компресора захтева мерне инсталације које се налазе у одговарајућим клима коморама. За таква испитивања постоје и комерцијално реализоване мерне инсталације које производе више произвођача као на пример америчка фирма Climatic Testing Systems [10].



Сл. 3.5 Клима комора за испитивање утицаја климатских параметара на компресоре [10]

Предлози мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора и триболошка испитивања мотора са унутрашњим сагоревањем описани су у радовима [14, 70].

Мерну инсталацију коју је користио за верификацију математичког модела вентила у раду [78] описао је Венкатесан (Venkatesan) са сарадницима. Погон мерне инсталације је помоћу електромотора а резултати се прикупљају помоћу аквизиционог система заснованог на персоналном рачунару. Шема мерне инсталације дата је на Сл. 3.6.



Сл. 3.6 Мерна инсталација за испитивање клипних компресора [78]

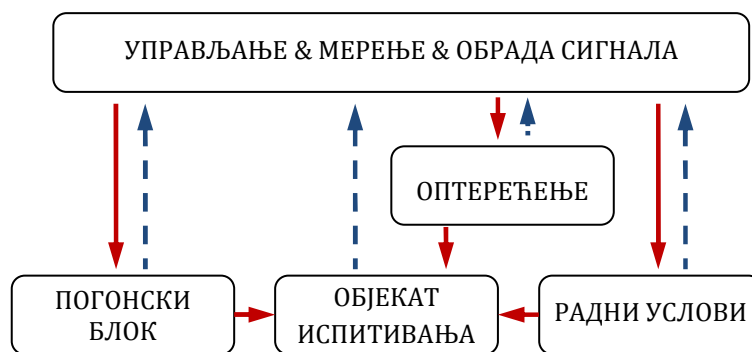
4 Моделирање мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора

На основу претходно урађене анализе рада клипног компресора, сагледавања прописа који дефинишу карактеристике клипних компресора моторних возила и сагледаних реализација мерних инсталација за стандардна и нестандартна испитивања компресора дефинишу се основне карактеристике и намена нове мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора моторних возила. После дефинисања карактеристика и намене мерне инсталације врши се пројектовање мерне инсталације и формирање техничке документације. На основу техничке документације врши се моделирање и симулација мерне инсталације да би се проверила ваљаност предложеног решења мерне инсталације. После провере предложеног решења, уколико задовољава постављене захтеве, врши се реализација мерне инсталације.

Мерна инсталација је првенствено намењена за стандардна и нестандартна мерења клипних компресора на моторним возилима погонске снаге до 4 kW са максималним бројем обртаја погонског вратила до 3000 min⁻¹. Због конструктивне сличности компресора и мотора СУС мерна инсталација може да се користи и за мерење карактеристика малих мотора СУС без паљења гориве смеше у цилиндру. На мерној инсталацији је потребно обављати следећа испитивања:

- мерења номиналних параметара компресора у стационарним условима,
- динамичка испитивања радних процеса компресора,
- триболошка испитивања компресора и мотора СУС,
- одређивање структуре механичких губитака компресора и мотора СУС,
- упоредна испитивања мазива за компресоре и моторе СУС.

Мерна инсталација за нестандартна испитивања клипних компресора моторних возила садржи неколико међусобно повезаних функционалних целина. За функционисање клипног компресора, који је објекат испитивања, потребан је погонски део који у себи садржи електромотор. Функционисање компресора мора да се обавља под одређеним радним условима и као резултат његовог рада добија се компримовани ваздух који користе потрошачи а који представља оптерећење компресора. Мерење карактеристичних параметара и усаглашавање рада функционалних целина мерне инсталације обавља се помоћу дела за управљање, мерење и обраду сигнала. На Сл. 4.1 приказан је блок дијаграм мерне инсталације. Црвеном пуном линијом су обележени управљачки сигнали а плавом испрекиданом линијом мерни сигнали.



Сл. 4.1 Блок дијаграм мерне инсталације

Мерна инсталација за нестандартна испитивања клипних компресора моторних возила састоји се од следећих блокова:

- погонски блок,
- објект испитивања,
- блок за оптерећивање,
- блок за обезбеђење радних услова,
- блок за управљање, мерење и обраду сигнала.

Претходно дефинисани захтеви које треба да задовољи мерна инсталација одређују карактеристике њених блокова.

Погонски део треба да обезбеди погонску снагу до 4 kW при максималном броју обртаја од 3000 min⁻¹. Број обртаја погонског вратила треба да се континуално мења од 500 min⁻¹ до максималног броја обртаја. Погонска снага се одређује на основу мерења момента и броја обртаја погонског вратила. У оквиру погонског дела потребно је минимизирати варијације броја обртаја погонског вратила условљене радним процесима у компресору.

На објекту испитивања, компресору, потребно је мерити притисак у цилиндру, угаони положај коленастог вратила, количину усисаног ваздуха и температуре у карактеристичним тачкама компресора. Управљање радом самог компресора није потребно већ се користи, ако постоји, управљачки систем самог компресора.

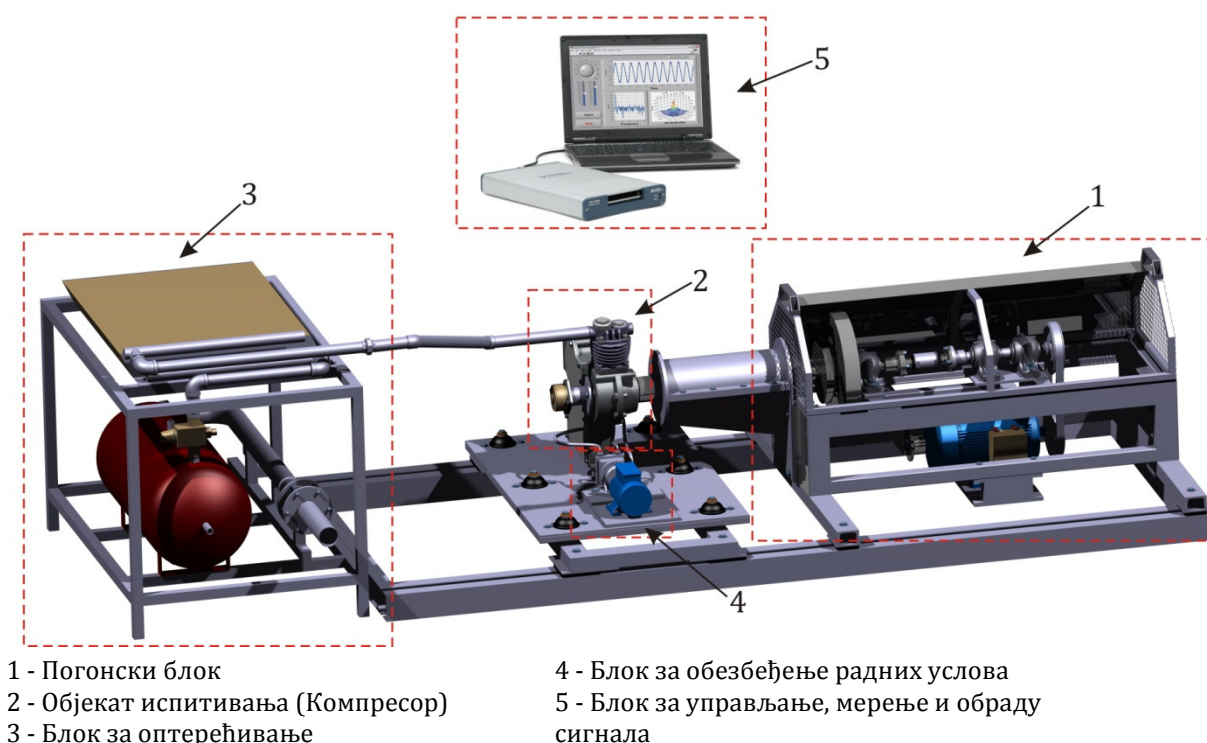
Систем за оптерећивање омогућава мерење количине и притиска произведеног компримованог ваздуха, хлађење и складиштење тог ваздуха у одговарајући резервоар и његово контролисано трошење. При томе је неопходно мерити неке од процесних величина: температуру, притисак и влажност компримованог ваздуха у карактеристичним тачкама система.

Систем за обезбеђење радних услова треба да створи услове сличне оним који постоје на моторном возилу и на тај начин да обезбеди нормално функционисање компресора. То се првенствено односи на подмазивање и хлађење

компресора. Такође у оквиру ове функционалне целине је мерење климатских карактеристика при којима се изводе испитивања.

Блок за управљање, мерење и обраду сигнала треба да омогући прикупљање, снимање и обраду резултата мерења која се обављају у осталим функционалним целинама мерне инсталације. Ова функционална целина врши управљање системом за оптерећивање и погонским делом у зависности од жељеног режима испитивања.

На основу претходних захтева за мерење параметара клипних компресора конципирана је мерна инсталација која омогућава мерење параметара компресора, управљање радом мерне инсталације и обрадом резултата мерења. Функционална блок шема мерне инсталације и распоред функционалних целина мерне инсталације приказан је на Сл. 4.2.



Сл. 4.2 Функционална блок шема мерне инсталације

Концепт мерне инсталације и функционална блок шема представљају основу за избор компоненти функционалних делова мерне инсталације. После избора компоненти функционалних целина праве се математички модели прво компоненти функционалних целина, затим модели функционалних целина и на крају модел мерне инсталације.

4.1 Погонски блок мерне инсталације

На основу претходно дефинисаних техничких захтева као мотор у погонском делу мерне инсталације за испитивање клипних компресора може се користити трофазни асинхронни електромотор са једним паром полова снаге 4 kW. Разлози за коришћење електромотора овог типа су:

- Полазни момент електромотора је велики што је неопходно при стартовању потпуно оптерећеног компресора, тј. када је на излазу компресора резервоар са ваздухом који је компримован до максимално дозвољеног притиска.
- Број обртаја електромотора са једним паром полова који се напаја из мреже наизменичног напона учестаности 50 Hz је за величину клизања електромотора мањи од 3000 min^{-1} (обично је од 2800 до 2850 min^{-1}).
- Помоћу фреквенцијског регулатора може се регулисати број обртаја вратила електромотора у врло широком опсегу.
- Момент електромотора се мало мења са променом броја обртаја када се примени одговарајући регулатор.

Коришћење трофазног асинхроног електромотора условило је да се за управљање радом електромотора користи фреквенцијски регулатор и обрнуто једноставност коришћења фреквенцијских регулатора условила је коришћење асинхроног електромотора у погонском делу мерне инсталације.

Применом фреквенцијског регулатора постиже се:

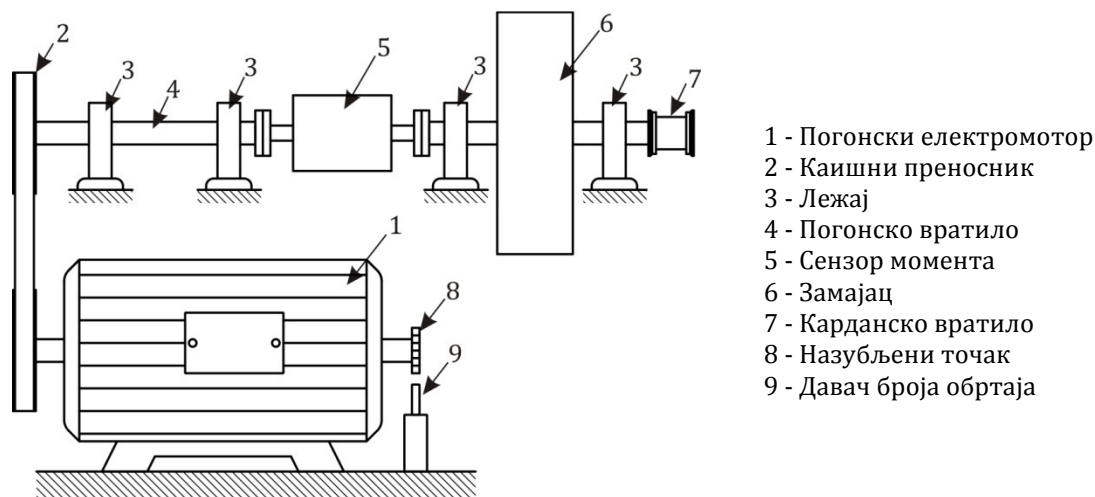
- Промена фреквенције и амплитуде напона напајања асинхроног електромотора чиме се врши промена броја обртаја вратила електромотора у широком опсегу.
- Повећањем фреквенције генерисаног напона изнад 50 Hz може се постићи да максимални број обртаја вратила електромотора буде већи од номиналног броја обртаја (на пример 3000 min^{-1}).
- Брзина пораста и успорења броја обртаја вратила електромотора може се регулисати.
- Електронским системима електромотор се штити од преоптерећења.

Циклични рад компресора ствара променљив момент на погонском вратилу електромотора и варијације броја обртаја. Смањење варијација броја обртаја погонског вратила компресора и излазног вратила електромотора постиже се применом замајца на погонском вратилу компресора и еластичне везе између вратила електромотора и вратила компресора. Еластична веза између та два вратила остварује се каишним преносом.

У склопу погонског дела врши се мерење погонске снаге компресора. Снага компресора може се одредити за електромотор познатог коефицијента корисног дејства мерењем струјно-напонских параметара електромотора како је омогућено стандардом ISO 1217.

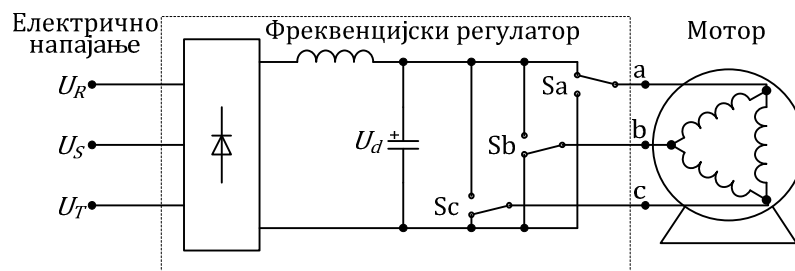
Тачно мерење погонске снаге постиже се мерењем момента и броја обртаја погонског вратила компресора. Давач момента је у том случају саставни део погонског вратила компресора. Мерење броја обртаја погодан је мерити индукционим давачем и назубљеним точком који се налази на вратилу чији се број обртаја мери, [51]. Број обртаја може да се мери на вратилу компресора или на вратилу електромотора. Резултате мерења броја обртаја на вратилу електромотора неопходно је кориговати због проклизавања у каишном преносу.

Шема погонског блока мерне инсталације приказана је на Сл. 4.3.



Сл. 4.3 Шема погонског блока мерне инсталације

Принципијелна електрична шема погонског блока приказана је на Сл. 4.4. Фреквенцијски регулатор врши конверзију напона електричног напајања у облик којим се мења радни режим електромотора а самим тим погонски момент на вратилу објекта испитивања.



Сл. 4.4 Принципијелна електрична шема погонског блока

4.1.1 Модел трофазног асинхроног мотора

Трофазни асинхронни мотор у погонском блоку треба да има на излазној осовини момент који може да покреће клипни компресор и да савлада све друге отпорне моменте у погонском блоку. На основу Њутнове једначине равнотеже момената електромотор треба да произведе момент:

$$M_e = J \frac{d\omega}{dt} + M_m + k_t \omega, \quad (4.1)$$

где је

M_e - момент електромотора,

M_m - момент отпора,

J - укупни момент инерције ротирајућих делова погонског блока,

k_t - коефицијент пригушења при ротацији,

ω - угаона брзина електромотора.

Реализација модела погонског блока захтева да се одреди момент електромотора па је неопходно због тога формирати модел електромотора.

Конструкција трофазних асинхроних мотора и принцип рада је, с обзиром на њихову велику примену у дугом временском периоду, детаљно описана у многобројној литератури [12, 35, 38, 42, 74, 76]. Такође, у истој литератури дате су методе идентификације и математичког моделирања трофазних асинхроних мотора. Осавремењавање класичних модела и идентификације карактеристика асинхроних мотора врши се применом алгоритама вештачке интелигенције и неуронских мрежа [34] мада се и класичним методама добијају задовољавајући резултати моделирања.

Анализом модела трофазних асинхроних мотора из литературе [12, 35, 38, 42, 74, 76] утврђено је да су модели приближно исти и да су задовољавајуће тачни. Постојање добрих математичких модела мотора омогућава њихову непосредну примену за моделирање погонског дела мерне инсталације без потребе да се развија нови модел. Модел који се изабере треба да је погодан за моделирање и симулацију помоћу рачунара.

Моделирање асинхроног мотора врши се за стационарне услове. При формирању модела трофазног асинхроног мотора вршена су следећа упрошћења:

- систем се формира помоћу електричних елемената са сконцентрисаним параметрима,
- занемарују се паразитне капацитивности,
- занемарују се губици у феромагнетском језгру због вихорних струја и хистерезиса,
- феромагнетски материјали у статору и ротору имају линеарну карактеристику магнетизације,
- зависност струје од магнетског флукса је линеарна,
- отпорности имају константну вредност,
- намотаји ротора и статора су симетрично распоређени.

При прикључењу трофазног напона напајања на асинхрони мотор формира се обртно магнетско поље које изазива окретање ротора угаоном брзином ω . Угаона брзина промене магнетског поља статора трофазног асинхроног мотора је

$$\omega_s = \frac{\omega_0}{P_L}, \quad (4.2)$$

где је

ω_s - угаона брзина магнетског поља статора (синхрона угаона брзина),

ω_0 - угаона брзина напона напајања,

P_L - број пари полова асинхроног мотора.

Угаона брзина ротора, ω , је мања од угаоне брзине магнетског поља статора мотора за угаону брзину промене индукованог магнетског поља у ротору мотора. Та разлика се квантитативно приказује преко коефицијента клизања, s , као:

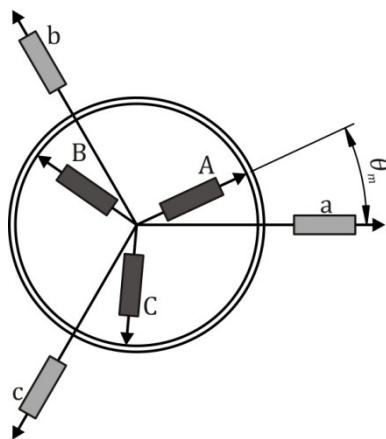
$$\omega_r = s\omega_s, \quad (4.3)$$

где је

ω_r - угаона брзина магнетског поља ротора,

$s = \frac{\omega_s - \omega}{\omega_s}$ - коефицијент клизања (клизање).

Трофазни асинхронни мотор се може шематски приказати као два трофазна намотаја који међусобно заклапају временски променљиви угао θ_m који одговара тренутном положају магнетских оса статора и ротора електромотора. Шематски приказ трофазног асинхроног мотора приказан је на Сл. 4.5. Велики словима (А, В, С) су означени роторски намотаји а малим словима (а, b, c) статорски намотаји.



Сл. 4.5 Шематски приказ трофазног асинхроног мотора

Једначине напонске равнотеже за статор су:

$$\begin{aligned} u_a &= R_s i_a + \frac{d\psi_a}{dt}, \\ u_b &= R_s i_b + \frac{d\psi_b}{dt}, \\ u_c &= R_s i_c + \frac{d\psi_c}{dt}, \end{aligned} \quad (4.4)$$

где су

u_a, u_b, u_c - одговарајући напони на намотајима статора,
 i_a, i_b, i_c - одговарајуће струје у намотајима статора,
 ψ_a, ψ_b, ψ_c - одговарајући флуксеви у намотајима статора,
 R_S - отпорност намотаја статора (иста вредност у сва три намотаја).

Једначине напонске равнотеже за ротор су:

$$\begin{aligned} u_A = 0 &= R_R i_A + \frac{d\psi_A}{dt}, \\ u_B = 0 &= R_R i_B + \frac{d\psi_B}{dt}, \\ u_C = 0 &= R_R i_C + \frac{d\psi_C}{dt}, \end{aligned} \quad (4.5)$$

где су

u_A, u_B, u_C - одговарајући напони на намотајима ротора,
 i_A, i_B, i_C - одговарајуће струје у намотајима ротора,
 ψ_A, ψ_B, ψ_C - одговарајући флуксеви у намотајима ротора,
 R_R - отпорност намотаја ротора (иста вредност у сва три намотаја).

Напони на ротору су једнаки нули ако се користи асинхрони мотор са кавезним ротором код кога су намотаји кратко спојени.

Једначине флуксева кроз намотаје статора и ротора су:

$$\begin{aligned} \psi_a &= L_a i_a + L_{ab} i_b + L_{ac} i_c + L_{aA} i_A + L_{aB} i_B + L_{aC} i_C, \\ \psi_b &= L_{ba} i_a + L_b i_b + L_{bc} i_c + L_{bA} i_A + L_{bB} i_B + L_{bC} i_C, \\ \psi_c &= L_{ca} i_a + L_{cb} i_b + L_c i_c + L_{cA} i_A + L_{cB} i_B + L_{cC} i_C, \\ \psi_A &= L_{Aa} i_a + L_{Ab} i_b + L_{Ac} i_c + L_A i_A + L_{AB} i_B + L_{AC} i_C, \\ \psi_B &= L_{Ba} i_a + L_{Bb} i_b + L_{Bc} i_c + L_{BA} i_A + L_B i_B + L_{BC} i_C, \\ \psi_C &= L_{Ca} i_a + L_{Cb} i_b + L_{Cc} i_c + L_{CA} i_A + L_{CB} i_B + L_C i_C, \end{aligned} \quad (4.6)$$

где су

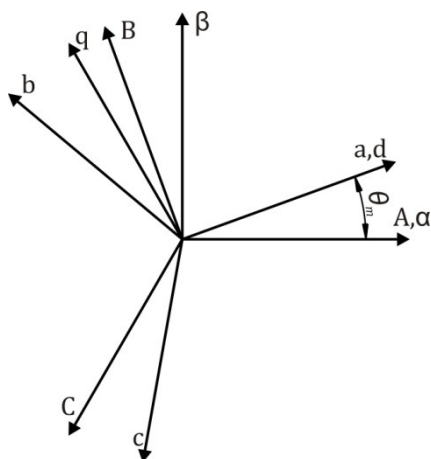
L_A, L_B, L_C - сопствене индуктивности намотаја ротора,

L_a, L_b, L_c - сопствене индуктивности намотаја статора,

$L_{xy}, x, y \in \{a, b, c, A, B, C\}$ - међусобне индуктивности одговарајућих намотаја.

Међусобне индуктивности намотаја су временски променљиве што је неповољно за моделирање. Математичким трансформацијама којима се уводе нови координатни системи једначине (4.4), (4.5) и (4.6) се преводу у облик који је погодан за моделирање. У основи, математичким трансформацијама трофазни систем се преводи у двофазни систем у временском домену. Теорија математичких трансформација који трофазне системе преводу у двофазне је детаљно обрађена у литератури [35, 49, 74].

У математичким трансформацијама се помоћу просторних вектора успостављају везе између различитих координатних система. На Сл. 4.6 су приказани просторни вектори различитих координатних система. Координатни систем abc је везан за трофазни систем статора, ABC за трофазни систем ротора, $\alpha\beta$ за координатни систем Кларкине трансформације и dq за координатни систем Паркове трансформације.



Сл. 4.6 Просторни вектори у различитим координатним системима

Кларкином трансформацијом трофазни систем се преводи у двофазни, непокретни систем код кога се поклапају оса a трофазног напона статора и оса α у двофазном систему. Друга оса, β , је управна на осу α . Ради општости Кларкине трансформације ако било коју од величина напона, струје или флукса обележимо са F са индексима који одговарају трофазном систему (a, b, c) после трансформације се добија иста величина код које индекси одговарају двофазном систему ($\alpha, \beta, 0$). Нулта оса је додата да би се могле вршити и инверзне трансформације. Кларкина трансформација је дата једначином:

$$\begin{bmatrix} F_\alpha \\ F_\beta \\ F_0 \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_a \\ F_b \\ F_c \end{bmatrix}. \quad (4.7)$$

Кларкином трансформацијом се постиже да при константној угаоној брзини ротора напон, струја, флукс имају простопериодичан облик и при томе су коефицијенти константни.

Парковом трансформацијом се уводи двофазни координатни систем који ротира угаоном брзином којом се мења флукс статора (синхрона брзина) чиме се постиже да напон, струја, флукс имају константну вредност. Оса d синхронно ротирајућег система се може изабрати да се поклапа са магнетском осом ротора.

Оса q је управна на осу d . Прелазак из $\alpha\beta$ координатног система у dq координатни систем се обавља помоћу једначине (4.8).

$$\begin{bmatrix} F_d \\ F_q \\ F_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_m & \sin \theta_m & 0 \\ -\sin \theta_m & \cos \theta_m & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_\alpha \\ F_\beta \\ F_0 \end{bmatrix}. \quad (4.8)$$

Напони, струје, флуксеви ротора и статора као и снага и момент електромотора се после Кларкине и Паркове трансформације могу израчунати ако се познају карактеристични параметри електромотора, односно на основу релација добијених трансформацијама могу се предвидети потребне величине напона и струја на улазу електромотора да би се добиле одговарајуће излазне карактеристике: момент и број обртаја ротора.

После примене трансформација напона, струја и флуксева, као и свођења електричних карактеристика ротора на статор добијају се релације као што је приказано у литератури [35, 49]:

$$\begin{aligned} v_{qS} &= R_S i_{qS} + \omega \psi_{dS} + \frac{d\psi_{qS}}{dt}, \\ v_{dS} &= R_S i_{dS} - \omega \psi_{qS} + \frac{d\psi_{dS}}{dt}, \\ v_{0S} &= R_S i_{0S} + \frac{d\psi_{0S}}{dt}, \\ v'_{qR} &= R'_R i'_{qR} + (\omega - \omega_R) \psi'_{dR} + \frac{d\psi'_{qR}}{dt}, \\ v'_{dR} &= R'_R i'_{dR} - (\omega - \omega_R) \psi'_{qR} + \frac{d\psi'_{dR}}{dt}, \\ v'_{0R} &= R'_R i'_{0R} + \frac{d\psi'_{0R}}{dt}. \end{aligned} \quad (4.9)$$

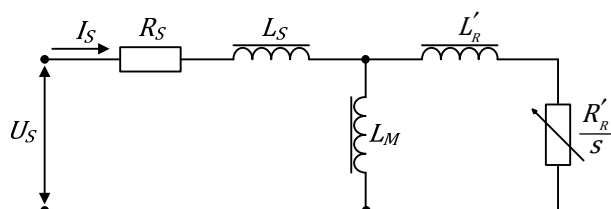
$$\begin{aligned} \psi_{qS} &= L_{LS} i_{qS} + L_M (i_{qS} + i'_{qR}), \\ \psi_{dS} &= L_{LS} i_{dS} + L_M (i_{dS} + i'_{dR}), \\ \psi_{0S} &= L_{LS} i_{0S}, \\ \psi'_{qR} &= L'_{LR} i'_{qR} + L_M (i_{qS} + i'_{qR}), \\ \psi'_{dR} &= L'_{LR} i'_{dR} + L_M (i_{dS} + i'_{dR}), \\ \psi'_{0R} &= L'_{LR} i'_{0R}. \end{aligned} \quad (4.10)$$

Ознаке индексиране словом S представљају величине везане за статор а величине индексиране словом R су величине везане за ротор електромотора. Ознаком $'$ је означено да су роторске величине сведене на статор

Електрични момент електромотора дат је једначином:

$$M_e = \frac{3}{2} P_L (\psi_{dS} i_{qS} - \psi_{qS} i_{dS}). \quad (4.11)$$

Једначине (4.9), (4.10), (4.11) су опште једначине које описују електричне параметре електромотора. У стационарном стању једначине се упрошћавају и омогућавају да се направи једноставнија електрична шема којом се моделира асинхрони електромотор. Електромотор се моделира електричном шемом која је сведена на један намотај електромотора. На Сл. 4.7 је приказана електрична шема модела асинхроног мотора у стационарном стању.



Сл. 4.7 Електрична шема модела асинхроног мотора

Ознаке на Сл. 4.7 означавају:

U_S - напон напајања статора,

R_S - отпорност намотаја статора,

L_S - индуктивност намотаја статора,

R'_R - отпорност намотаја ротора сведена на статор,

L'_R - индуктивност намотаја ротора сведена на статор,

L_M - међусобна индуктивност намотаја ротора и статора.

4.1.2 Модел фреквенцијског регулатора

Фреквенцијским регулатором се регулише амплитуда, фреквенција и фаза напона напајања мотора и на тај начин се регулише број обртаја и момент мотора. Ако се амплитуда флукса у ваздушном процепу одржава константном момент на излазној осовини мотора не зависи од фреквенције напона напајања односно од броја обртаја мотора [35, 49].

На основу електричне шеме на Сл. 4.7 релација између напона на међусобној индуктивности L_M и флукса ψ_M у ваздушном процепу је:

$$u_M = \frac{d\psi_M}{dt}. \quad (4.12)$$

Напон u_M се мења простопериодично па ако га представимо у облику:

$$u_M = U_{M \max} \sin \omega_s t \quad (4.13)$$

онда је

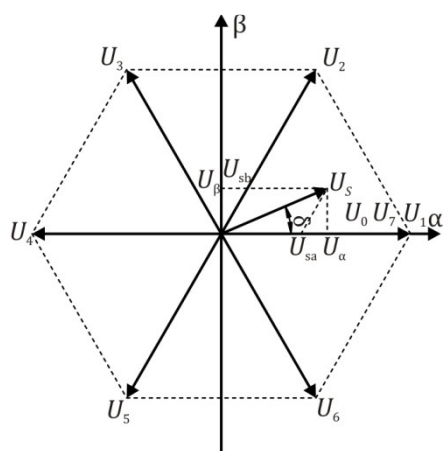
$$\psi_M = \frac{U_{M \max}}{\omega_s} \cos \omega_s t. \quad (4.14)$$

На основу једначине (4.14) амплитуда флуksа у ваздушном процепу је константна ако је однос $\frac{U_{M\max}}{\omega_s} = \text{const}$. Управљање којим се регулише овај однос

врши се у отвореној петљи и представља V/Hz управљање. У стационарним условима индуктивност и отпорност статора електромотора могу да се занемаре па је напон на индуктивности L_M сразмеран напону напајања електромотора. Регулацијом амплитуде и фреквенције напона напајања у фреквенцијском регулатору постиже се регулација момента на излазној осовини електромотора.

Реализација фреквенцијског регулатора код кога се регулацијом амплитуде и фреквенције напона напајања електромотора заснована је на формирању шест просторних вектора напона и ширинскоимпулсној модулацији. Секвенцијалним формирањем просторних вектора одређује се фреквенција напона напајања електромотора а ширинскоимпулсном модулацијом одређује се амплитуда напона напајања електромотора као што је описано у литератури [8, 35, 49].

Просторни вектори се генеришу помоћу електронских прекидача Sa, Sb, Sc који су приказани на Сл. 4.4. На Сл. 4.8 приказани су просторни вектори стања у $\alpha\beta$ координатном систему и начин њиховог генерисања помоћу прекидача. Положај прекидача на Сл. 4.4 одговара генерисању напона U_1 .



Стање	Sa	Sb	Sc	Просторни вектор напона
0	1	1	1	U_0 (нема напона)
1	1	0	0	U_1
2	1	1	0	U_2
3	0	1	0	U_3
4	0	1	1	U_4
5	0	0	1	U_5
6	1	0	1	U_6
7	0	0	0	U_7 (нема напона)

Сл. 4.8 Просторни вектори напона

Генерисање просторног вектора напона напајања статора U_s потребне амплитуде врши се тако што се прво одреде пројекције напона на суседне просторне векторе добијене помоћу прекидача. На Сл. 4.8 је приказано када се U_s налази између U_1 и U_2 . Компоненте просторног вектора U_s су:

$$\begin{aligned}
 U_{sb} &= \frac{2}{\sqrt{3}} U_s \sin \delta, \\
 U_{sa} &= U_s \cos \delta - \frac{1}{2} U_{sb}.
 \end{aligned}
 \tag{4.15}$$

Амплитуда просторног вектора U_s , која се добија ширинскоимпулсном модулацијом, зависи од времена пропуштања једносмерног напона добијеног исправљањем мрежног напона на статор електромотора. Временски параметри ширинскоимпулсне модулације су:

$$\begin{aligned} t_a &= \frac{3}{2} \frac{U_{sa}}{U_d} T_c, \\ t_b &= \frac{2}{3} \frac{U_{sb}}{U_d} T_c, \\ t_z &= T_c - (t_a + t_b), \end{aligned} \quad (4.16)$$

где је

t_a - време трајања импулса у стању 1,

t_b - време трајања импулса у стању 2,

t_z - време паузе импулса,

T_c - време између промене два стања прекидача,

U_d - једносмерни напон фреквенцијског регулатора.

4.1.3 Модел замајца

Циклични рад компресора изазива у току фазе компресије смањење броја обртаја погонског вратила јер се повећава отпорни момент док у фази ширења долази до повећања броја обртаја јер се смањује отпорни момент. Велике промене броја обртаја погонског вратила нису пожељне јер долази до повећања вибрација и неравномерног оптерећења мотора. Смањење варијација броја обртаја мотора и уједначавање оптерећења погонског електромотора постиже се применом замајца на погонској осовини компресора. Примена замајца превеликог момента инерције смањује варијације броја обртаја али повећава оптерећење мотора при стартовању и заустављању док при коришћењу замајца са малим моментом инерције не постиже се довољно смањење варијација броја обртаја. Одређивање оптималне величине момента инерције замајца може да се уради на основу емпиријских релација, као што је то урађено у литератури [9], или на основу познатих механичких релација.

Момент инерције замајца може се одредити на основу промене кинетичке енергије у току једног радног циклуса компресора ако се дефинише жељена неравномерност обртања погонског вратила.

Неравномерност обртања погонског вратила може да се прикаже преко коефицијента неравномерности обртања који је дефинисан као:

$$c_f = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_n}, \quad (4.17)$$

где је

ω_n - номинална вредност угаоне брзине, односно, жељена угаона брзина,
 ω_1 - минимална вредност угаоне брзине у односу на номиналну вредност,
 ω_2 - максимална вредност угаоне брзине у односу на номиналну вредност.

При томе треба сматрати да је:

$$\omega_n = \frac{\omega_2 + \omega_1}{2}. \quad (4.18)$$

Кинетичка енергија замајца при минималној, E_{k1} , и максималној, E_{k2} , вредности угаоне брзине у односу на номиналну угаону брзину су:

$$\begin{aligned} E_{k1} &= \frac{1}{2} J_Z \omega_1^2, \\ E_{k2} &= \frac{1}{2} J_Z \omega_2^2, \end{aligned} \quad (4.19)$$

где је

J_Z - момент инерције замајца.

Промена кинетичке енергије је:

$$\Delta E_k = E_{k2} - E_{k1} = \frac{1}{2} J_Z (\omega_2^2 - \omega_1^2) = \frac{1}{2} J_Z (\omega_2 - \omega_1)(\omega_1 + \omega_2), \quad (4.20)$$

$$\Delta E_k = J_Z (\omega_2 - \omega_1) \omega_n = J_Z c_f \omega_n^2. \quad (4.21)$$

На основу једначине (4.21) одређује се момент инерције замајца:

$$J_Z = \frac{\Delta E_k}{c_f \omega_n^2}. \quad (4.22)$$

Промена кинетичке енергије се одређује као разлика максималне вредности рада за моменте веће од средње вредности момента у току једног циклуса компресора и минималне вредности рада за моменте мање од средње вредности момента. Промена кинетичке енергије се одређује из релације:

$$\Delta E_K = \max \left(\int_{\alpha'_2}^{\alpha_2} (M - M_n) \cdot d\alpha \right)_{M-M_n > 0} - \min \left(\int_{\alpha'_1}^{\alpha_1} (M - M_n) \cdot d\alpha \right)_{M-M_n < 0} \quad (4.23)$$

где је

α'_1 - почетак непрекидног сегмента где је $M - M_n < 0$,

α_1 - крај непрекидног сегмента где је $M - M_n < 0$, (угаони положај коленастог вратила при минималној вредности угаоне брзине),

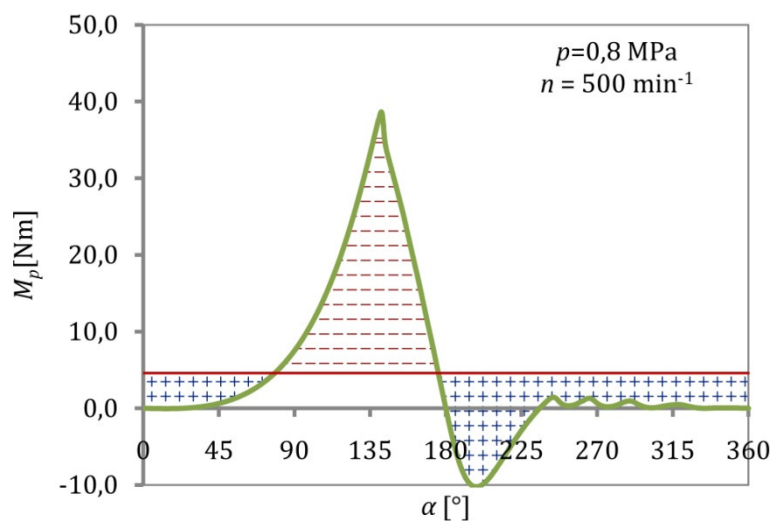
α'_2 - почетак непрекидног сегмента где је $M - M_n > 0$,

α_2 - крај непрекидног сегмента где је $M - M_n > 0$, (угаони положај коленастог вратила при максималној вредности угаоне брзине),

M_n - номинални (средњи) момент погонског вратила,

M - момент погонског вратила.

Одређивање промене кинетичке енергије на основу зависности момента на осовини компресора од угаоног положаја коленастог вратила графички је приказано на Сл. 4.9.



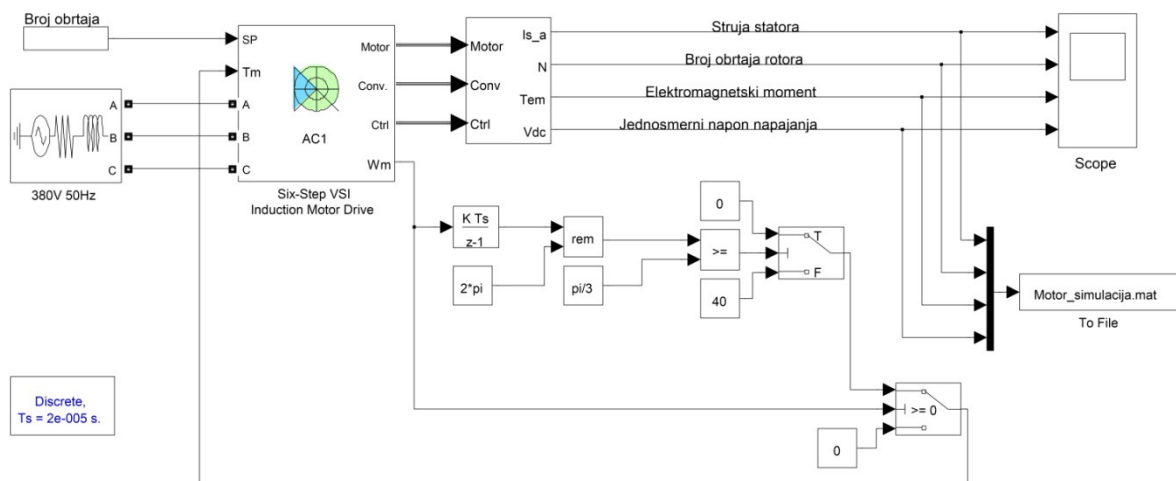
Сл. 4.9 Графички приказ одређивања промене кинетичке енергије

Како је неравномерност већа при малим бројевима обртаја потребан момент инерције се одређује за минимални број обртаја. За усвојену угаону брзину $\omega_n = 500 \text{ min}^{-1} = 52,3 \text{ rad/s}$ и притисак од 0,8 MPa нумеричком интеграцијом добијена је промена кинетичке енергије $\Delta E_K \approx 48,8 \text{ J}$. Уз претходне услове и за $c_f = 0,04$ (препорука из литературе [9]) потребан момент инерције замајца:

$$J = \frac{48,8}{0,04 \cdot 52,3^2} \approx 0,446 \text{ kg} \cdot \text{m}^2. \quad (4.24)$$

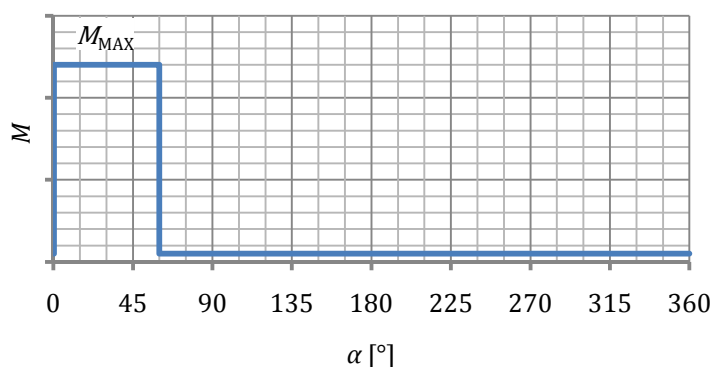
4.1.4 Симулација погонског блока

Анализом модула SimPowerSystems™ из дела Simulink® програмског пакета MATLAB® утврђено је да је развијен модел асинхроног трофазног мотора и фреквенцијског регулатора према једначинама из претходних одељака тако да није потребно развијати посебно моделе тих делова погонског блока. Уз коришћење тих модула реализован је у Simulink®-у дискретни симулациони модел погонског блока чији је највиши ниво приказан на Сл. 4.10. Модул на симулационом моделу обележен са AC1 у себи садржи модел мотора, фреквенцијског регулатора и дела механичког система који је дефинисан једначином (4.1). Момент инерције у тој једначини представља укупни момент инерције у погонском блоку (збир момената инерције ротора, замајца, вратила и осталих ротирајућих делова погонског блока).



Сл. 4.10 Симулациони модел погонског блока

Моделирање момента оптерећења погонског блока који ствара компресор је извршено тако што је стварни облик момента на вратилу компресора замењен, у првој апроксимацији, импулсним оптерећењем које зависи од угла коленастог вратила. Амплитуда и угаоно трајање импулса се одређују на основу вредности момента компресора добијених симулацијом. На Сл. 4.11 је приказан модел момента компресора у облику импулса. Угаони положај импулса није битан за оптерећивање електромотора па је усвојено да је почетак импулса момента истовремено и почетак мерења угаоног положаја коленастог вратила. У следећој фази моделирања може се довести на улаз стварни облик момента који је добијен симулацијама компресора и приказан на Сл. 2.23.



Сл. 4.11 Симулациони модел момента компресора

Симулација рада електромотора и фреквенцијског регулатора се обавља у временском домену да би могле да се прате промене амплитуда и фаза напона, струја и флуксева у току генерисања фреквенције напона напајања што са становишта моделирања и симулације мерне инсталације није од примарног

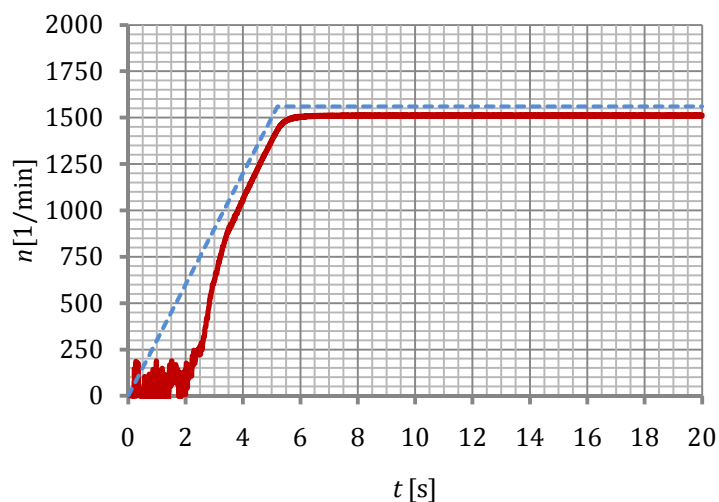
значаја. За моделирање и симулацију погонског блока је само значајан број обртаја погонског вратила па се као резултат симулације само он и посматра.

За симулацију су коришћене карактеристике трофазног асинхроног мотора које су дате у Таб. 4.1.

Таб. 4.1 Карактеристике симулираног трофазног асинхроног мотора

Физичка величина	Вредност
Снага	4,0 kW
Број пари полова	1
Отпорност статора	5,08 Ω
Индуктивност статора	0,0166 H
Отпорност ротора	4,18 Ω
Индуктивност ротора	0,0044 H
Међусобна индуктивност	0,691 H

На Сл. 4.12 је приказан резултат симулације броја обртаја када је погонски блок оптерећен импулсним оптерећењем. Испрекиданом линијом је приказан програмирани ток промене синхроне брзине напајања електромотора, односно електрично задати број обртаја. У симулацији је усвојена вредност укупног момента инерције $J = 0,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ на основу прорачуна замајца. Са слике се види да приликом стартовања постоји кашњење које је првенствено последица постојања замајца релативно великог момента инерције који је потребно покренути. Један део кашњења је последица момента оптерећења којим се симулира компресор. Када се замајац покрене и постигне неку брзину на број обртаја више утиче момент оптерећења.



Сл. 4.12 Симулација броја обртаја оптерећеног погонског блока

Разлика између задатог броја обртаја и постигнутог броја обртаја представља клизање ротора електромотора. Нестабилност прорачуна броја обртаја при малом броју обртаја је последица модела уграђеног у модул АС1 који момент оптерећења сматра активним па уколико је момент оптерећења већи од осталих момената онда изазива ротацију у супротну страну што физички није коректно.

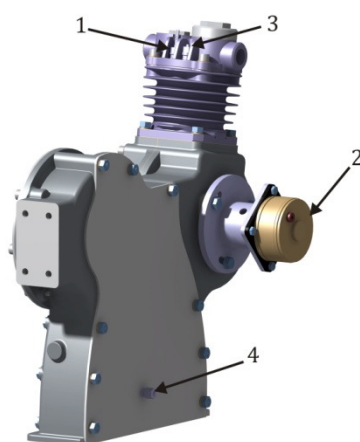
Из симулација се може извући закључак да мотор снаге 4 kW може да буде саставни део погонског блока и да ће постојати мало кашњење при стартовању електромотора.

4.2 Објекат испитивања

Клипном компресору се доводи само погонска енергија (погонски момент при одређеном броју обртаја погонског вратила) при испитивању радних процеса у компресору. Радним процесима у клипном компресору се не управља већ се само врши мерење параметара компресора. На основу анализе клипних компресора извршене у претходном поглављу закључује се да је потребно мерити:

- притисак у цилиндру компресора,
- угаони положај коленастог вратила,
- температуру главе цилиндра,
- температуру уља за подмазивање компресора.

Притисак у цилиндру компресора се брзо мења у току једног обрта коленастог вратила. Истовремено у цилиндру у појединим фазама температура достиже и преко 400 °C. Због претходно описаних услова рада компресора мерење је, као код мотора СУС, најпогодније вршити помоћу давача заснованих на пијезоелектричном ефекту [20, 31, 47, 62].



- 1 - Давач притиска у цилиндру компресора,
- 2 - Оптички енкодер
- 3 - Давач температуре главе цилиндра,
- 4 - Давач температуре уља

Сл. 4.13 Положај давача на клипном компресору

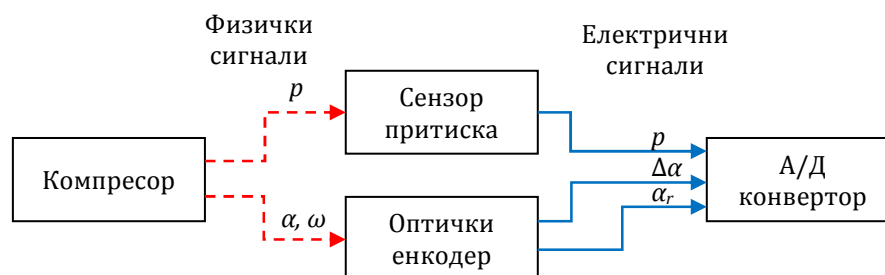
Мерење угаоног положаја коленастог вратила мери се помоћу оптичког енкодера који пун обрт коленастог вратила дели на конструктивно одређен број делова и даје такт за мерење притиска у цилиндру.

Промене температуре главе компресора и уља за подмазивање нису брзе па се њихово мерење врши стандардним отпорничким давачима.

На Сл. 4.13 приказан је положај давача којима се мере претходно набројани параметри компресора.

4.2.1 Снимање параметара радних процеса у клипном компресору

Мерење тока притиска у цилиндру компресора врши се у зависности од угаоног положаја коленастог вратила. Мерење притиска врши се пијезоелектричним давачем притиска а мерење угаоног положаја помоћу оптичког енкодера. Блок шема мерног система приказана је на Сл. 4.14.



Сл. 4.14 Блок шема мерног система

Мерење угаоног положаја коленастог вратила врши се угаоним оптичким енкодером који има две оптичке стазе. Једна оптичка стаза има угаоно равномерно распоређена провидна и непровидна поља чији број зависи од жељене резолуције мерења угаоног положаја. Ако је круг у оптичком енкодеру подељен на q еквидистантних поља резолуција мерења угаоног положаја $\Delta\alpha$ је:

$$\Delta\alpha = \frac{2\pi}{q} \quad (4.25)$$

За резолуцију од 1° користи се оптички енкодер који има 360 поља. Друга оптичка стаза користи се за одређивање референтног положаја коленастог вратила, α_r , и има само једно провидно поље које је мало дуже од провидног поља на истом угаоном положају провидног поља прве стазе. За референтни положај се бира нека позната, карактеристична тачка у радном циклусу. Најчешће се као референтна тачка узима спољашња мртва тачка (SMT). Фотоелектрични давачи у оптичком енкодеру при проласку провидног поља поред њих генеришу електрични импулс.

Електрични импулси прве стазе користе се за иницирање мерења притиска у цилиндру компресора помоћу брзог А/Д конвертора. На тај начин се постиже да

се мерење притиска обавља у зависности од угаоног положаја коленастог вратила а не у зависности од времена. Синхронизација мерења се постиже на тај начин што се почетак мерења притиска иницира електричним импулсом друге стазе оптичког енкодера.

Претходно описани начин мерења притиска у цилиндру омогућава да се одреди средња угаона брзина коленастог вратила у интервалу резолуције мерења угаоног положаја коленастог вратила (на пример 1°), односно омогућава мерење неравномерности угаоне брзине у току једног обртаја коленастог вратила ако се претпостави да је тренутна угаона брзина у оквиру резолуције угаоног положаја једнака средњој угаоној брзини у истом интервалу.

Одређивање средње угаоне брзине коленастог вратила, $\bar{\omega}_r$, у интервалу резолуције мерења угаоног положаја коленастог вратила, $\Delta\alpha$, врши се мерењем временског интервала, Δt , између предњих ивица два узастопна електрична импулса са прве стазе оптичког енкодера према релацији:

$$\bar{\omega}_r = \frac{\Delta\alpha}{\Delta t}, \quad (4.26)$$

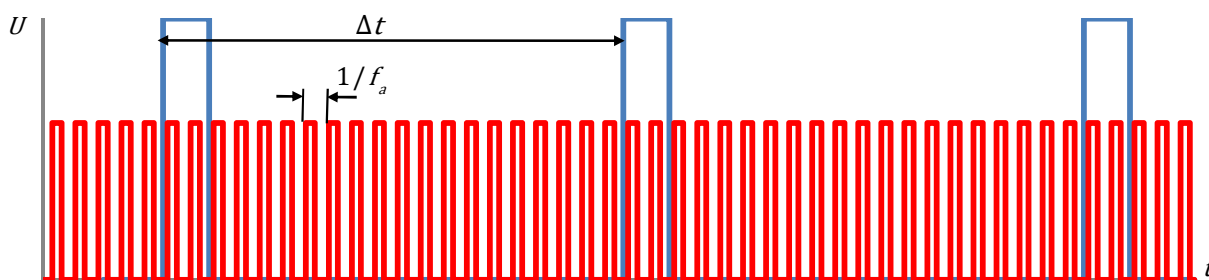
односно ако се резолуција мерења угаоног положаја исказује у степенима:

$$\bar{\omega}_r = \frac{\pi \cdot \Delta\alpha^\circ}{180 \cdot \Delta t}. \quad (4.27)$$

За $\Delta\alpha^\circ = 1^\circ$ је

$$\bar{\omega}_r = \frac{\pi}{180 \cdot \Delta t}. \quad (4.28)$$

Временски интервал Δt се одређује бројањем импулса познате учестаности f_a које генерише А/Д конвертор у интервалу између два суседна електрична импулса прве стазе оптичког енкодера. На Сл. 4.15 је приказан принцип мерења интервала Δt бројањем импулса. Импулсе веће амплитуде, приказане на Сл. 4.15, производи оптички енкодер и у односу на промену угла коленастог вратила су еквидистантни. Импулси мање амплитуде представљају мерне импулсе константне учестаности и њиховим бројањем се мери временски интервал. Мерење временског интервала обавља се са резолуцијом $1/f_a$.



Сл. 4.15 Принцип мерења временског интервала између два суседна импулса

Ако се у временском интервалу Δt изброји K импулса средња угаона брзина у том интервалу је:

$$\bar{\omega}_r = \frac{2\pi f_a}{q \cdot K} \quad (4.29)$$

Због константне учестаности мерних импулса временски интервал Δt није једнак целобројном умношку времена понављања мерних импулса због чега се јавља апсолутна грешка мерења чија је максимална вредност тежи $1/f_a$ под условом да је почетак провидних поља у оптичком енкодеру угаоно еквидистантан. Грешка мерења која се због тога јавља при одређивању средње угаоне брзине је занемарљиво мала али када се жели анализа варијација угаоне брзине у току пуног обртаја коленастог вратила за велике угаоне брзине грешка се не може занемарити.

Средња угаона брзина коленастог вратила у целом обрту коленастог вратила $\bar{\omega}$ је:

$$\bar{\omega} = \frac{2\pi f_a}{\sum_{i=1}^q K_i} = \frac{2\pi f_a}{q \bar{K}}, \quad (4.30)$$

где је

K_i - број мерних импулса у i -том интервалу пуног обрта,

\bar{K} - средњи број мерних импулса по једном пољу у току целог обрта коленастог вратила.

Варијација угаоне брзине $\Delta\omega$ у односу на средњу угаону брзину коленастог вратила је:

$$\Delta\omega = \bar{\omega}_r - \bar{\omega} = \frac{\bar{\omega}_r - \bar{\omega}}{\bar{\omega}} \bar{\omega} = m\bar{\omega}, \quad (4.31)$$

где је

m релативна промена угаоне брзине.

Број мерних импулса у интервалу резолуције угаоног положаја се алгебарски разликује за ΔK од средњег броја импулса у истом интервалу па је:

$$m \frac{2\pi f_a}{q \bar{K}} = \frac{2\pi f_a}{q(\bar{K} - \Delta K)} - \frac{2\pi f_a}{q \cdot \bar{K}}. \quad (4.32)$$

Решавањем једначине (4.32) по ΔK добија се:

$$\Delta K = \bar{K} \frac{m}{m+1}. \quad (4.33)$$

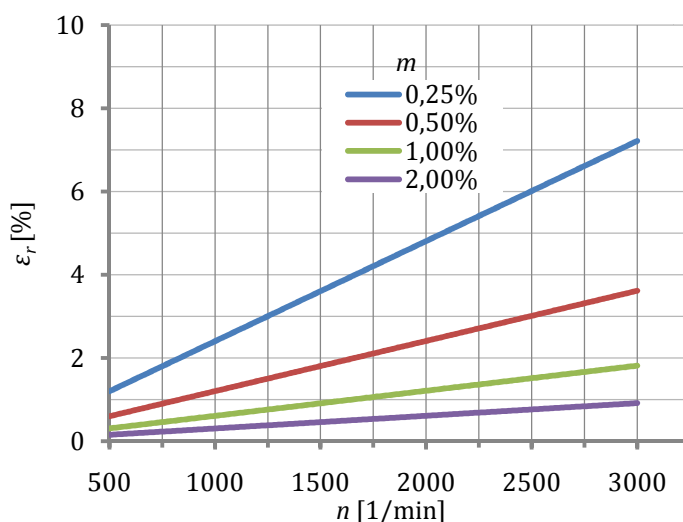
Ако се из једначине (4.30) изрази K онда је:

$$\Delta K = \frac{2\pi f_a}{q \bar{\omega}} \frac{m}{m+1}. \quad (4.34)$$

Релативна грешка мерења варијација угаоне брзине проузрокована небројањем само једног импулса износи:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{\Delta K} = \frac{q\bar{\omega}}{2\pi f_a} \frac{m+1}{m} \quad (4.35)$$

Учестаност мерних импулса је одређена мерним системом и за квалитетне мерне системе $f_a = 100$ MHz. Релативна грешка мерења због небројања једног импулса код таквог система за оптички енкодер са поделом $q = 360$ приказана је на Сл. 4.16.



Сл. 4.16 Релативна грешка мерења при бројању импулса

Са Сл. 4.16 се уочава да релативна грешка мерења расте са порастом броја обртаја и смањењем варијација броја обртаја. У пракси се овај систем може користити за брзине до 1500 min^{-1} . Уколико се жели смањење грешке неопходно је користити систем са већом учестаношћу мерних импулса или користити оптички енкодер са мањом угаоном поделом. Мања угаона подела у оптичком енкодеру смањује варијације броја обртаја јер се средња угаона брзина мери у оквиру угаоне поделе.

Грешка мерења варијације угаоне брзине се додатно повећава због нееквидистантности угаоних положаја угаоних поља која је последица несавршености израде оптичког енкодера.

4.3 Блок за оптерећивање

У експлоатационим условима компресор производи компримовани гас који се складишти у одговарајућем резервоару и користи по потреби. У току нестандартних испитивања компресора компримовани ваздух који производи компресор се најчешће одмах троши, односно испушта из резервоара да би се у резервоару одржавао константан притисак. То практично значи да у

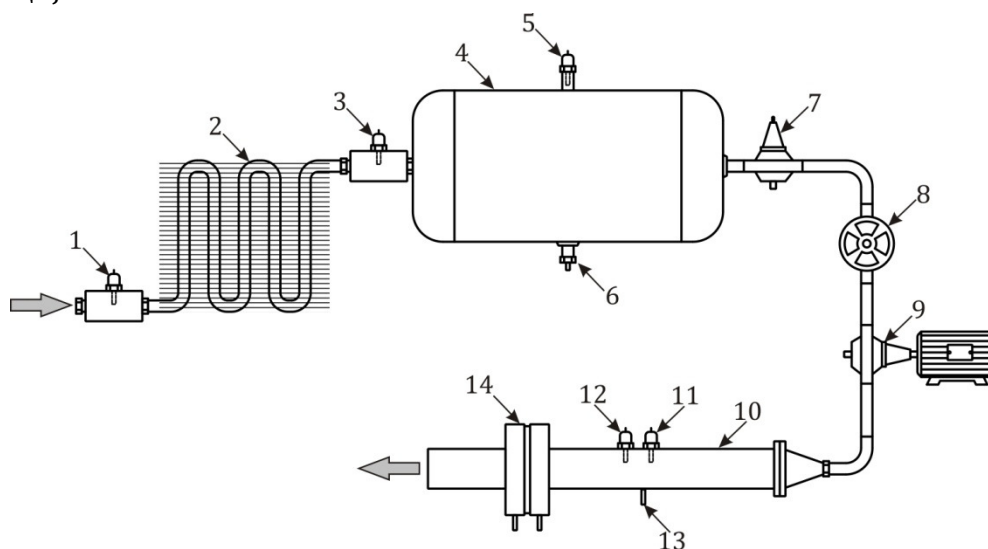
стационарном стању компресор производи тачно онолико компримованог ваздуха колико се испушта из резервоара. Мерењем протока ваздуха који се испушта из резервоара мери се количина ваздуха коју компримује компресор. Одржавање константног притиска у резервоару захтева да се на излазу резервоара поставе вентили којима се регулише испуштање компримованог гаса и самим тим притисак у резервоару. Вентил за регулацију испуштања компримованог гаса може да буде управљан ручно или аутоматски (сервовентил).

Ваздух из компресора излази загрејан па је неопходно да се охлади до доласка у резервоар. Хлађење компримованог ваздуха врши се помоћу хладњака. Мерењем температуре компримованог ваздуха пре и после хладњака мери се ефикасност хладњака.

После хлађења компримованог ваздуха долази до кондензације воде. Кондензована вода се испушта помоћу дренажне славине и може се прикупљати и мерити.

Спречавање стварања превеликог притиска у резервоару, ако је вентил за испуштање компримованог гаса затворен, врши се уградњом сигурносног вентила. Притисак на који је подешен сигурносни вентил истовремено представља и ограничење до ког максималног притиска се могу вршити испитивања. Максимални притисак при испитивањима треба да је за 10% мањи од подешеног притиска сигурносног вентила.

На Сл. 4.17 је дата принципијелна шема блока за оптерећивање мерне инсталације.



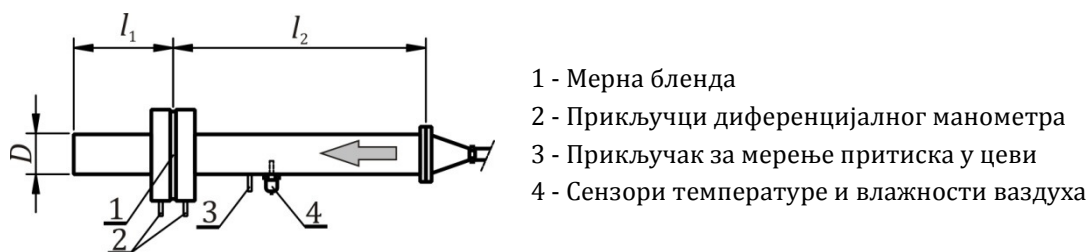
- | | |
|--|--|
| 1 - Давач температуре на излазу компресора | 8 - Ручни вентил |
| 2 - Хладњак | 9 - Електрични сервовентил |
| 3 - Давач температуре после хладњака | 10 - Мерна цев мерача протока |
| 4 - Резервоар | 11 - Сензор температуре ваздуха на излазу |
| 5 - Сензор притиска у резервоару | 12 - Сензор влажности ваздуха на излазу |
| 6 - Дренажни вентил | 13 - Прикључак за мерење притиска у мерној цви |
| 7 - Сигурносни вентил | 14 - Мерна бленда |

Сл. 4.17 Принципијелна шема блока за оптерећивање мерне инсталације

4.3.1 Мерење протока компримованог ваздуха

Мерење протока компримованог ваздуха компресора је врло значајно за одређивање употребних карактеристика компресора. Мерење протока се може реализовати на више начина као што је приказано у литератури [5, 15, 26, 31, 56]. Најчешће се као стандардизована (ISO 5167-2:2003 [30]), поуздана метода код компресора користи мерење протока ваздуха помоћу мерне бленде. Променом пречника мерне бленде могуће је мерење протока ваздуха у широком опсегу. Испитивање мерних карактеристика мерних бленди и њихова калибрација приказана је у раду [54] где је посебан акценат дат на утицај пада притиска на мерној бленди на њене мерне карактеристике.

Примена мерних бленди захтева да се по стандарду ISO 5167-2:2003 реализује цевни систем дужине l_2 пре мерне бленде и l_1 после мерне бленде који омогућава да струјање ваздуха у цеви буде ламинарно. Минималне дужине l_2 и l_1 зависе од унутрашњег пречника цеви и дефинисане су стандардом. Цевни систем са мерном блендом приказан је на Сл. 4.18.



Сл. 4.18 Цевни систем са мерном блендом

Према стандарду EN ISO 5167-2:2003 масени проток ваздуха дат је релацијом:

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad (4.36)$$

где је

q_m - масени проток ваздуха,

C - коефицијент протока мерне бленде,

ε - коефицијент експанзије,

$\beta = \frac{d}{D}$ - однос пречника отвора мерне бленде и унутрашњег пречника цеви,

d - пречник отвора мерне бленде,

D - унутрашњи пречник цеви,

ρ_1 - густина ваздуха у цеви пре мерне бленде,

Δp - пад притиска на мерној бленди.

Запремински проток ваздуха се одређује из релације:

$$q_V = \frac{q_m}{\rho_1} = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_1}} \quad (4.37)$$

где је

q_V - запремински проток ваздуха.

Коефицијент протока мерне бленде, C , зависи од зависи од Рејнолдсовог броја а сам Рејнолдсов број зависи од протока. Због тога су Ридер-Харис/Галагер (Reader-Harris/Gallagher) формирали сложене емпиријске једначине за одређивање коефицијента протока које су део стандарда ISO 5167-2:2003 [30].

Коефицијент експанзије, ε , се одређује помоћу емпиријске формуле дефинисане у стандарду ISO 5167-2:2003. Вредност коефицијента експанзије је блиска јединици.

Рејнолдсов број се одређује итеративно на основу релација које су дате у стандарду ISO 5167-1:2003 [29].

Густина ваздуха у цеви зависи од апсолутног притиска и температуре ваздуха у цеви пре мерне бленде. При томе се сматра да је ваздух сув, без влаге. Густина ваздуха се одређује у односу на неку референтну, стандардизовану вредност густине ваздуха при познатом притиску и температури према релацији:

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{p_0 T_1}{p_1 T_0}, \quad (4.38)$$

где је

T_1 - апсолутна температура ваздуха у цеви пре мерне бленде, [K],

p_1 - апсолутни притисак ваздуха у цеви пре мерне бленде, [Pa],

$T_0 = 288,15$ K - референтна апсолутна температура ваздуха,

$p_0 = 101325$ Pa - референтни апсолутни притисак ваздуха,

$\rho_1 = 1,225$ kg/m³ - референтна густина ваздуха при референтним условима притиска и температуре ваздуха.

Референтне вредности за ваздух су преузете из публикације америчких државних установа (поморство, авијација, астронаутика) које су дефинисале стандардне карактеристике ваздуха [48].

Из претходне анализе се види да је за одређивање протока ваздуха помоћу мерне бленде неопходно мерити следеће параметре:

- пад притиска на мерној бленди,
- апсолутни притисак ваздуха у цеви пре мерне бленде,
- температуру ваздуха у цеви пре мерне бленде,
- влажност ваздуха у цеви пре мерне бленде.

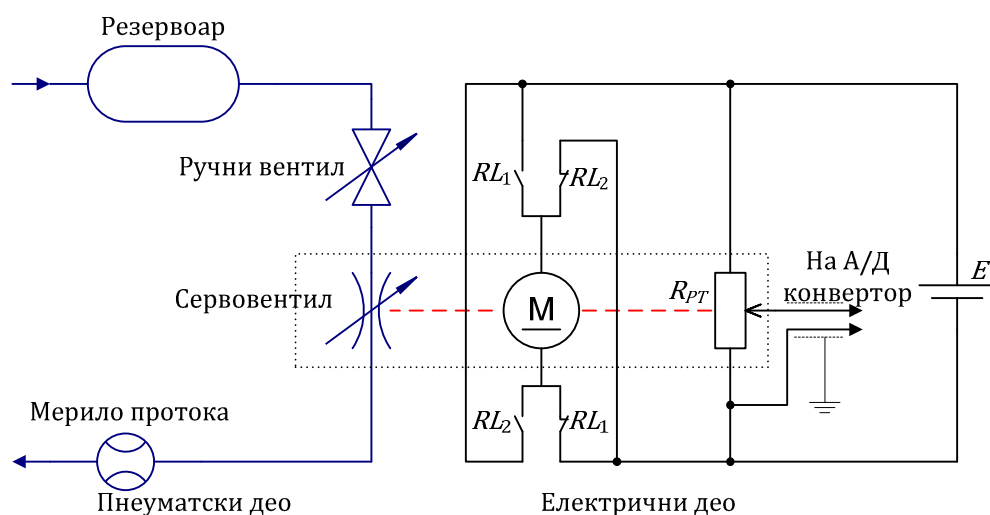
4.3.2 Систем за регулацију протока ваздуха

Регулација константног притиска у резервоару може се постићи ручним подешавањем вентила на излазу из резервоара док се не постигне жељени проток ваздуха при коме притисак у резервоару има константну вредност, односно док се не постигне стационарно стање.

Управљање системом за оптерећивање компресора помоћу рачунара захтева да се на излазу из резервоара налази сервовентил којим се електрично управља.

Управљање сервовентилом може да буде на бази аутоматске регулације притиска у резервоару у затвореној петљи или, с обзиром да се посматрају стационарни процеси, управљање се може вршити на основу измерених мапа у којима је дефинисан положај вентила при одговарајућем броју обртаја погонског вратила компресора да би се добио одговарајући притисак у резервоару.

Шематски приказ пнеуматског и електричног дела инсталације система за регулацију протока ваздуха, односно притиска у резервоару, приказан је на Сл. 4.19.



Сл. 4.19 Шематски приказ система за регулацију протока ваздуха

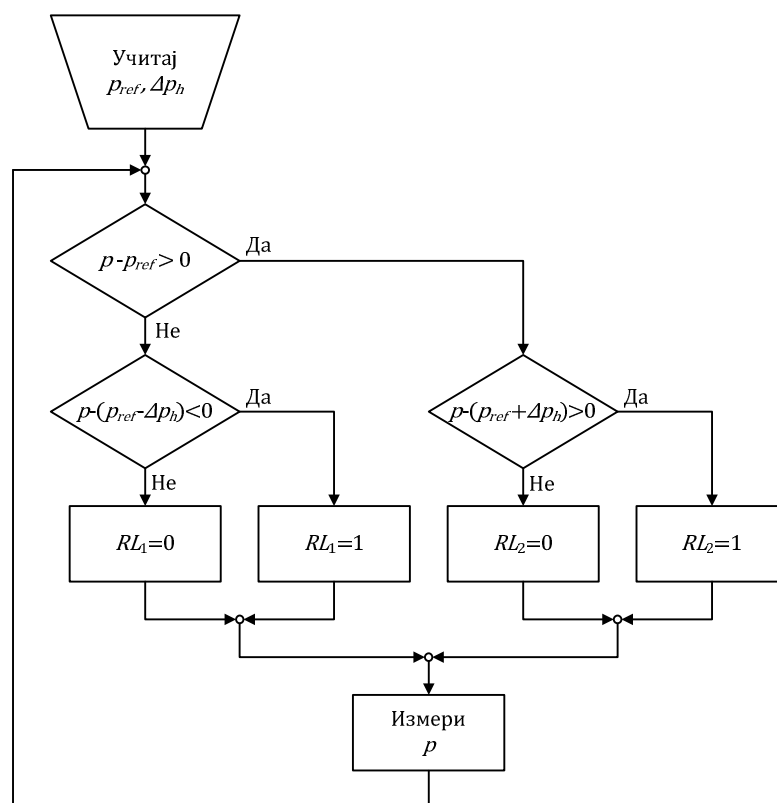
Сервовентил се састоји од вентила који се затвара, односно отвара, помоћу једносмерног електромотора. Тренутни положај вентила се мери помоћу потенциометра R_{PT} чији је клизач спрегнут са осовином мотора. Напон на потенциометру, који је директно сразмеран са положајем засуна вентила у сервовентилу, може да се мери помоћу А/Д конвертора.

Отварање вентила се постиже довођењем једносмерног напона на мотор укључивањем релеја RL_1 . Затварање вентила се постиже довођењем једносмерног напона преко релеја RL_2 чиме се постиже да се на мотор доводи напон супротног поларитета од једносмерног напона при отварању, односно, чиме се постиже промена смера једносмерног мотора.

Управљање протоком се једноставно реализује управљачким алгоритмом у затвореној петљи типа Укључено/Искључено (ON/OFF регулација). Код таквог типа регулације је потребно поред жељене вредности притиска у резервоару, p_{ref} , дефинисати и опсег у коме се одржава притисак у резервоару константним. Тај опсег се обично дефинише као одступање од жељене вредности и износи $\pm\Delta p_h$ и представља хистерезис процеса регулације притиска у резервоару. Мотор сервовентила се укључује само када притисак у резервоару не задовољава релацију:

$$p_{ref} - \Delta p_h < p < p_{ref} + \Delta p_h. \quad (4.39)$$

Алгоритам управљања радом сервовентила приказан је на Сл. 4.20.



Сл. 4.20 Алгоритам аутоматског регулисања притиска у резервоару

У случају када је потребно само одржавати константан притисак у резервоару у устаљеним радним условима могуће је постићи при жељеном броју обртаја и одговарајућем положају сервовентила одговарајући, жељени, притисак. То је могуће постићи јер се помоћу потенциометра у сервовентилу зна тачан положај вентила. Ово је управљање у отвореној петљи и могуће је само када се мерењима одреди функција:

$$p = f_1(n, U_{PT}), \quad (4.40)$$

где је

U_{PT} - напон на потенциометру положаја сервовентила,
а на основу једначине (4.40) одреди се зависност:

$$U_{pT} = f_2(p, n). \quad (4.41)$$

После експерименталног одређивања зависности дате једначином (4.40) постављањем сервовентила у жељени положај, што се постиже померањем засуна сервовентила, који одговара напону на потенциометру сервовентила добијеном на основу једначине (4.41), при жељеном, константном броју обртаја погонског вратила у стационарним условима постиже се одржавање жељеног, константног притиска у резервоару.

4.4 Блок за обезбеђење радних услова

Блок за обезбеђивање радних услова обезбеђује услове рада објекта испитивања који су слични експлоатационим условима. Овај блок мерне инсталације се формира у зависности од специфичности објекта испитивања. Како је мерна инсталација првенствено намењена за испитивање клипних компресора на моторним возилима блок за обезбеђење радних услова се формира према потребама референтног компресора.

Радне услове које је потребно обезбедити за рад референтног компресора ван моторног возила су:

- *Подмазивање клипне групе компресора.* У раду на моторном возилу подмазивање се врши системом за подмазивање мотора моторног возила.

- *Хлађење компресора струјом ваздуха.* На моторном возилу компресор се хлади струјањем ваздуха при кретању возила или системом за хлађење мотора.

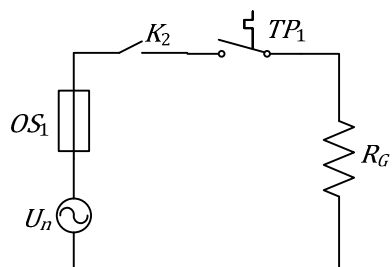
- *Грејање уља за подмазивање.* Уље у компресору се греје при загревању мотора. Уколико нема мотора грејање уља је споро и потребно га је загревати додатним грејачем. Грејањем уља постиже се брже довођење компресора у експлоатационе услове и на тај начин се скраћује трајање испитивања.

Подмазивање клипне групе постиже се уградњом циркулационе хидрауличне пумпе која узима уље из кућишта компресора, подиже му притисак и затим помоћу млазница уље прска на клипну групу. Вишак уља се враћа у кућиште компресора. Количина уља којом се прска клипна група регулише се притиском који ствара хидраулична пумпа.

Хлађење референтног компресора врши се струјом ваздуха узетог из околине а која се добија помоћу вентилатора. Интензитет струјања ваздуха регулише се помоћу клапне. Уколико се испитивање врши са циљем да се испитају утицаји температуре ваздуха на хлађење компресора ваздух се може грејати електричним грејачима који су унети у струју ваздуха.

Грејање уља за подмазивање се врши електричним грејачима који су уграђени у кућиште компресора. Регулисање температуре уља врши се помоћу термопрекидача који врши ON/OFF регулацију грејача са хистерезисом око

жељене температуре уља. Укључење грејања уља је могуће само када је укључено подмазивање да би се обезбедила циркулација уља. Уколико нема циркулације уља може доћи до локалног прегревања уља и деградације његових триболошких карактеристика. Принципијелна електрична шема грејача уља за подмазивање приказана је на Сл. 4.21.



U_n - Напон напајања
 OS_1 - Осигурач
 K_2 - Контакт релеја пумпе
 TP_1 - Термопрекидач
 R_G - Грејач

Сл. 4.21 Електрична шема грејача уља за подмазивање

Одређивање потребне снаге грејача за загревање уља врши се на основу познатих термичких релација при чему се топлота која се предаје околина зрачењем процењује преко одговарајућег коефицијента:

$$Q_G = k_z \cdot \left(m_U C_U + \sum_{i=1}^n m_{Mi} C_{Mi} \right) \cdot (\theta_{\max} - \theta_o), \quad (4.42)$$

где је

Q_G - количина топлоте коју предаје грејач,

k_z - корекциони коефицијент за губитке услед зрачења,

m_U - маса уља за помазивање,

C_U - специфична топлота уља за помазивање,

m_{Mi} - маса појединачних делова компресора,

C_{Mi} - специфична топлота појединачних делова компресора,

θ_{\max} - максимална температура загревања уља,

θ_o - температура околине.

Брзина загревања уља одређује потребну снагу електричног грејача па је:

$$P_G = \frac{Q_G}{t} = \frac{k_z \cdot \left(m_U C_U + \sum_{i=1}^n m_{Mi} C_{Mi} \right) \cdot (\theta_{\max} - \theta_o)}{t}, \quad (4.43)$$

где је

P_G - снага грејача,

t - време загревања.

На основу масе референтног компресора, масе уља за подмазивање, максималне температуре уља и жељене брзине загревања одређује се електрична

снага грејача уља. Карактеристични параметри референтног компресора који је претежно израђен од алуминијума су дате у Таб. 4.2.

Таб. 4.2 Карактеристични параметри референтног компресора

Физичка величина	Вредност
Маса компресора	$m_{Al} = 9,1 \text{ kg}$
Специфична топлота алуминијума	$C_{Al} = 0,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
Маса уља за помазивање	$m_U = 2,25 \text{ kg}$
Специфична топлота уља за помазивање	$C_U = 1,67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$

Да би се температура уља за 10 min загрејала од температуре околине $\theta_o = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ до $\theta_{\max} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ и ако се 20% снаге грејача губи на зрачење топлоте ($k_z = 1,2$) снага грејача на основу једначине (4.43) је:

$$P_G = \frac{1,2 \cdot (2,25 \cdot 1,67 \cdot 10^3 + 9,1 \cdot 0,9 \cdot 10^3) \cdot (100 - 15)}{600} = 1912 \text{ W.} \quad (4.44)$$

Усваја се стандардна снага грејача од 2000 W.

4.5 Блок за управљање, мерење и обраду сигнала

Блок за управљање, мерење и обраду електрично повезује све блокове мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора. Њега чине следећи делови:

- енергетски део,
- сензори и мерни инструменти у мерној инсталацији,
- део за кондиционирање мерних и управљачких сигнала,
- део за аквизицију мерних сигнала и аутоматско управљање,
- рачунарски систем за обраду резултата мерења и аутоматско управљање,
- енергетска кабловска мрежа,
- сигнална кабловска мрежа.

4.5.1 Енергетски део

Енергетски део има функцију да обезбеди напајање наизменичном струјом погонског мотора, мотора пумпе и вентилатора и грејача у блоку за обезбеђивање радних услова. Такође, енергетски део обезбеђује једносмерне напоне напајања

неопходне за рад сензора, дела за кондиционирање сигнала, система за аквизицију мерних сигнала и сервовентила у систему за оптерећивање компресора.

Енергетски део мерне инсталације се реализује у складу са стандардизованом инжењерском праксом која води рачуна о безбедности корисника мерне инсталације и заштити саме електричне инсталације. Сви струјни кругови морају да имају осигураче. Начин укључења појединих енергетских потрошача мора да буде такав да не постоји могућност повратног дејства електричне струје, односно самоукључења мотора после привременог нестанка електричне енергије јер у мерној инсталацији постоје делови који ротирају.

Заштита мерне инсталације од оштећења обухвата и немогућност покретања компресора када није укључено подмазивање и хлађење компресора. Такође, не сме се дозволити укључење грејача када није укључена пумпа за помазивање.

Рад погонског електромотора мерне инсталације може да буде ручни и аутоматски. У ручном режиму укључење погонског електромотора врши се помоћу тастера на командном орману а брзина се ручно задаје потенциометром. У аутоматском режиму укључење и број обртаја погонског електромотора задају се помоћу рачунарског система.

4.5.2 Сензори и мерни инструменти у мерној инсталацији

На основу анализе блокова мерне инсталације дефинишу се потребни сензори или мерни инструменти за мерење одговарајућих физичких и управљачких сигнала као и мерни опсег. Избор сензора и мерних инструмената се обавља после анализе начина њиховог функционисања и препорука за њихово коришћење на основу искуства и литературе [15, 25, 26, 31, 43, 51, 84].

Мерни сигнали могу бити у аналогном и дигиталном (логичком) облику.

Сензори физичких величина у мерној инсталацији бирају се тако да омогуће поуздан пренос мерних сигнала до А/Д конвертора уз минималне електричне шумове на растојања до 20 m. Растојање од 20 m је предвиђено максимално растојање у мерној инсталацији за нестандартна испитивања компресора.

Из теорије мерења је познато да су са становишта поузданог преноса аналогних сигнала погоднији сензори који на излазу имају струјни сигнал [25, 50]. Сензори физичких величина са излазним струјним сигналом састоје се од давача одговарајуће физичке величине и електронског склопа који сигнал са давача уобличава, појачава, линеаризује и преводи пропорционално у односу на мерни опсег сензора у стандардни струјни сигнал опсега 4-20 mA. Струја од 4 mA одговара минималној вредности а 20 mA максималној вредности мерног опсега сензора.

Аналогни сигнали које је потребно мерити су дати у Таб. 4.3.

Таб. 4.3 Аналогни мерни сигнали

№	Мерна величина	Сензор	Мерни опсег	Излазни сигнал
1.	Погонски обртни момент	Сензор момента	0-75 Nm	0-5 V
2.	Број обртаја погонског вратила	Мерни инструмент за мерење броја обртаја	0-10000 min ⁻¹	0-5 V
3.	Притисак у цилиндру компресора	Мерни инструмент за мерење притиска	0-10 bar	0-10 V
4.	Температура главе компресора	Отпорнички сензор Pt100	0-200 °C	4-20 mA
5.	Температура уља компресора	Отпорнички сензор Pt100	0-200 °C	4-20 mA
6.	Температура ваздуха на излазу компресора	Отпорнички сензор Pt100	0-200 °C	4-20 mA
7.	Температура ваздуха на излазу хладњака	Отпорнички сензор Pt100	0-200 °C	4-20 mA
8.	Притисак у резервоару за ваздух	Сензор притиска	0-10 bar	4-20 mA
9.	Релативна влажност ваздуха на излазу компресора	Капацитивни сензор влажности	0-100 %	4-20 mA
10.	Температура ваздуха на излазу компресора	Отпорнички сензор Pt100	0-100 °C	4-20 mA
11.	Пад притиска на мерној бленди	Диференцијални сензор притиска	0-0,075 bar	0-10 V
12.	Притисак у излазној цеви	Диференцијални сензор притиска	0-0,075 bar	0-10 V
13.	Положај вентила за контролу протока на излазу	Обртни потенциометар	0-100 %	0-10 V
14.	Релативна влажност амбијент. ваздуха	Капацитивни сензор влажности	0-100 %	4-20 mA
15.	Температура амбијент. ваздуха	Отпорнички сензор Pt100	0-100 °C	4-20 mA
16.	Параметри фреквенцијског регулатора	Аналогни излаз фреквенцијског регулатора	0-10 V	0-10 V
17.	Барометарски притисак	Барометар	0,9-1,1 bar	

Мерење барометарског притиска врши се ручно јер се притисак мало мења у току мерења.

Дигитални мерни сигнали које је потребно мерити дати су у Таб. 4.4.

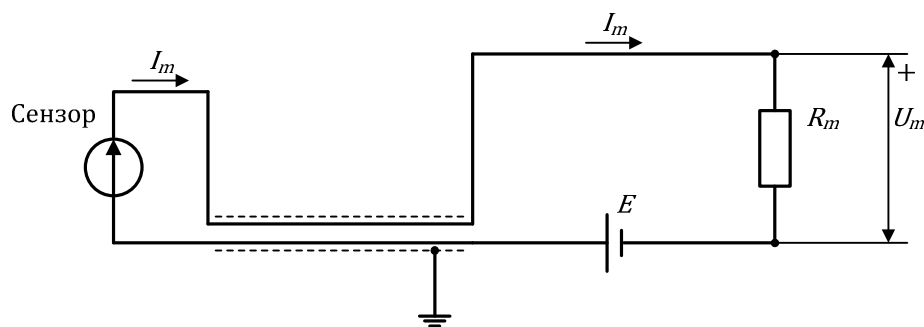
Таб. 4.4 Дигитални мерни сигнали

№	Мерна величина	Сензор	Мерни опсег	Излазни сигнал
1.	Давач положаја угла вратила	Оптички енкодер	0-360 °	0-12 V
2.	Давач положаја SMT	Оптички енкодер	1 импулс по обрту	0-12 V
3.	Укључен напон за погонски део	Контакт релеја		0-24 V
4.	Ручно-аутоматски	Контакт релеја		0-24 V

4.5.3 Део за кондиционирање мерних и управљачких сигнала

Излази сензора и мерних инструмената производе струјне и напонске сигнале који се не могу директно довести на улаз система за аквизицију података чији је основни део А/Д конвертор. Део за кондиционирање мерних сигнала врши обраду сигнала из излаза сензора у облик који је погодан за аквизицију.

А/Д конвертор има напонске улазе па је неопходно струјни сигнал претворити у напонски сигнал одговарајуће амплитуде што се постиже конверзијом струјног сигнала у напонски помоћу отпорника познате, сталне отпорности према електричној шеми приказаној на слици Сл. 4.22. Уобичајени, максимални опсег на улазу А/Д конвертора је $\pm 10\text{ V}$ па је потребно изабрати отпорник отпорности $500\ \Omega$ да би се добио максимални мерни опсег А/Д конвертора.



Сл. 4.22 Шема повезивања сензора са стандардним струјним сигналом

Напон на улазу А/Д конвертора, U_m , је:

$$U_m = I_m \cdot R_m \quad (4.45)$$

где је

I_m - струјни сигнал сензора и

R_m - отпорник за конверзију струје у напон.

Конверзија струјног сигнала у напонски доводи до повећања грешке мерења првенствено због толеранција израде отпорника за конверзију.

У мерној инсталацији се користе и сензори који имају напонске сигнале на излазу јер су растојања у мерној инсталацији мала. Кондиционирање напонских сигнала са излаза сензора није потребно ако се налазе у опсегу $\pm 10\text{ V}$.

Кондиционирање напонских дигиталних сигнала је неопходно када је њихова амплитуда већа од 5 V јер је то максимални напон дигиталних улаза А/Д конвертора. Напон на излазу оптичког енкодера је 0 V за ниво логичке нуле а 12 V за ниво логичке јединице па се кондиционирање сигнала постиже ограничавањем нивоа логичке јединице обично помоћу зенер диоде. Кондиционирање дигиталних сигнала који се добијају из управљачког дела енергетског дела неопходно је вршити уз галванско одвајање помоћу оптокаплера да би се део за

аквизицију заштитио од превеликих напона у енергетском делу како је приказано на електричној шеми у Прилогу 1.

Из дела за аквизицију формирају се дигитални управљачки сигнали који омогућавају аутоматски рад енергетског дела и дела за оптерећивање компресора. Дигитални управљачки сигнали имају улогу да укључују одговарајуће релеје. Заштита дела за аквизицију од пренапона постиже се галванским раздвајањем управљачких сигнала који помоћу оптотријака управљају радом тријака за укључење, односно искључење, одговарајућих релеја. Електричне шеме кондиционирања дигиталних управљачких сигнала дате су у Прилогу 1.

4.5.4 Део за аквизицију мерних сигнала и аутоматско управљање

Сигнали сензора се после кондиционирања доводе на улазе А/Д конвертора, који су у склопу дела за аквизицију мерних сигнала и аутоматско управљање, у којима се врши аквизиција аналогних и дигиталних напонских сигнала и њихово превођење у облик погодан за обраду помоћу дигиталних рачунара. Истовремено са аквизицијом сигнала врши се генерисање дигиталних и аналогних управљачких сигнала за управљање погонским делом и делом за оптерећивање мерне инсталације.

Дефинисање дела за аквизицију састоји се од одређивања потребног броја мерних канала и брзине узорковања мерних сигнала. Системи за аквизицију раде са временским мултиплексом при аквизицији сигнала, односно врши се циклично, секвенцијално узорковање мерних сигнала. Ако се жели да се свих 16 специфицираних мерних сигнала са сензора мери на сваки степен коленастог вратила (што је резолуција оптичког енкодера) за максимални број обртаја коленастог вратила компресора од 3000 min^{-1} неопходно је да се у секунди изврши

$$N_{uz} = 16 \cdot 360 \cdot \frac{3000}{60} = 288\,000 \text{ s}^{-1} \quad (4.46)$$

узорковања мерних сигнала. У реалним условима потребна је већа брзина узорковања због обраде резултата између два узастопна циклуса.

На основу анализе мерних и управљачких сигнала дефинишу се карактеристике система за аквизицију које су приказане у Таб. 4.5.

Таб. 4.5 Минималне карактеристике система за аквизицију

Параметар	Количина
Аналогни улази	16
Аналогни излази	1
Дигитални улази	4
Дигитални излази	3
Брзина узорковања	$500\,000 \text{ s}^{-1}$

Један аналогни излазни сигнал је потребан за аналогно задавање броја обртаја погонског вратила у аутоматском режиму рада.

Захтеве наведене у Таб. 4.5 задовољава систем за аквизицију NI USB-6341 који производи фирма National Instruments. Електричне шеме повезивања дела за аквизицију мерних сигнала и аутоматско управљање дате су у Прилогу 1.

4.5.5 Рачунарски систем за обраду резултата мерења и аутоматско управљање

Рачунарски систем за обраду резултата мерења и аутоматско управљање заснован је на стандардном персоналном рачунару (PC) и стандардном универзалном серијском везом (USB) повезан је са делом за аквизицију мерних сигнала и аутоматско управљање.

За изабрани систем за аквизицију фирма National Instruments је развила софтверски пакет LabVIEW™ у коме се реализују специфичне мерне и управљачке софтверске апликације.

Помоћу софтвера LabVIEW™ реализује се апликација којом се управља радом мерне инсталације за испитивање клипних компресора. Апликација има за задатак да се помоћу ње изврши:

- мерење напона са аналогних и дигиталних сензора,
- конверзија напона у вредност мерене физичке величине,
- обрада резултата мерења физичких величина,
- памћење измерених и израчунатих вредности,
- генерисање управљачких дигиталних сигнала,
- генерисање аналогних управљачких сигнала,
- управљање спорим процесима у реалном времену.

4.5.6 Енергетска кабловска мрежа

Енергетски каблови потребни за напајање електромотора и грејача формирају енергетску кабловску мрежу. Енергетски каблови при проласку електричне струје формирају електромагнетско поље које делује на проводнике који се налазе у непосредној близини индукујући електромагнетске сметње. Интензитет сметњи је у директној зависности од јачине струје која тече кроз проводнике, брзине промене струје и напона у проводнику и међусобне удаљености проводника.

Минимизирање електромагнетских утицаја енергетских каблова постиже се вођењем каблова кроз уземљене металне канале чиме се електромагнетско поље генерисано протицањем струје ограничава на унутрашњост канала.

Примена фреквенцијског регулатора за регулацију броја обртаја погонског мотора, због начина рада регулатора, ствара велике електромагнетске сметње у каблу од фреквенцијског регулатора до мотора и дистрибутивної мрежи из које се напаја погонски блок мерне инсталације [40, 45]. Примена комерцијалних филтера на улазу и излазу фреквенцијског регулатора смањује електромагнетске сметње али за већи степен смањења сметњи неопходно је кабл од фреквенцијског регулатора до електромотора одвојити од осталих каблова и сместити у посебан уземљени метални канал.

4.5.7 Сигнална кабловска мрежа

Повезивање сензора са делом за кондиционирање мерних и управљачких сигнала и системом за аквизицију врши се сигналном кабловском мрежом. Каблови треба да пренесу сигнале без слабљења и да их заштите од електромагнетских сметњи. Заштита од слабљења нивоа сигнала постиже се применом проводника у кабловима довољног попречног пресека. Заштита од електромагнетских сметњи постиже се коришћењем оклопљених каблова код којих су проводници распоређени у облику упредених парица. Оклопи свих каблова треба да буду уземљени и доведени на исти потенцијал што се постиже уземљавањем у истој тачки. Додатна заштита од електромагнетских сметњи је постављање каблова у уземљене металне канале.

5 Реализација мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора

Мерна инсталација за нестандартна испитивања клипних компресора моторних возила реализована је на основу техничке документације према претходно направљеном моделу мерне инсталације. Реализована мерна инсталација налази се на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу у оквиру Лабораторије за моторе СУС и смештена је у посебну просторију, мерну ћелију, тако да представља независну лабораторијску целину.

Електрично повезивање блокова мерне инсталације је извршено према електричним шемама које су дате у Прилогу 1.

На Сл. 5.1 је приказана фотографија дела мерне инсталације са постављеним заштитним лимовима на функционалним блоковима.



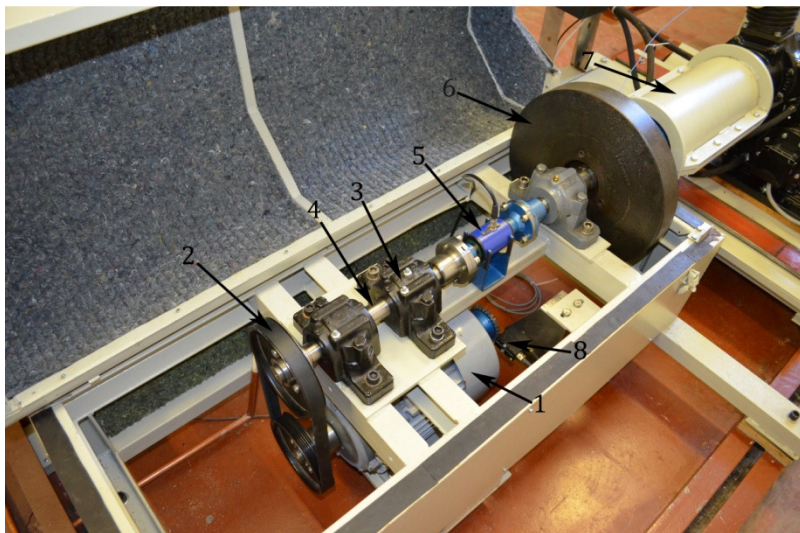
- 1 - Погонски блок
- 2 - Објекат испитивања (компресор)
- 3 - Блок за оптерећивање компресора
- 4 - Блок за обезбеђење радних услова
- 5 - Блок за управљање, мерење и обраду резултата

Сл. 5.1 Фотографија мерне инсталације за испитивање компресора

5.1 Погонски блок мерне инсталације

Погонски блок мерне инсталације постављен је на челичном раму који је обложен заштитним лимовима и поклопцем. Смањење буке погонског електромотора постигнуто је облагањем заштитних лимова и поклопца са

унутрашње стране антизвучном изолацијом. Фотографија погонског блока са означеним карактеристичним деловима приказана је на Сл. 5.2.



- 1 - Погонски електромотор
- 2 - Каишни преносник
- 3 - Лежај
- 4 - Погонско вратило
- 5 - Сензор момента
- 6 - Замајац
- 7 - Карданско вратило са заштитом
- 8 - Давач броја обртаја са назубљеним точком

Сл. 5.2 Фотографија погонског блока мерне инсталације

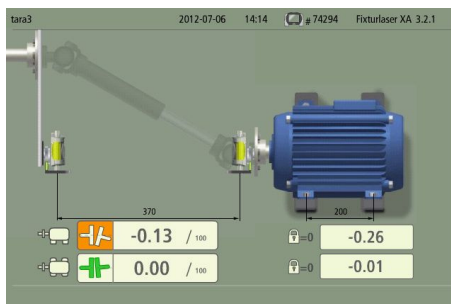
Погонски агрегат је стандардни асинхрони електромотор тип 2.ZK 112М-2 који производи фирма "Север" са карактеристикама које су дате у Таб. 5.1.

Таб. 5.1 Карактеристике мотора 2.ZK 112М-2

Физичка величина	Вредност
Снага	4,0 kW
Број обртаја	2840 min ⁻¹
Напон напајања D/Y	380/660 V
Струја D/Y	8,4/4,9 A
cos φ	0,89
Струја празног хода	2,89 A
Отпорност статора	5,08 Ω
Реактанса статора	5,2 Ω
Отпорност ротора	4,18 Ω
Реактанса ротора	1,377 Ω
Реактанса магнећења	216,85 Ω
Струја магнећења	1,65 A
Губици у гвожђу	94,2 W
Момент инерције ротора	0,005 kg·m ²

Код погонског блока погонско вратило се састоји од неколико сегмената који су улежиштени па је неопходно извршити подешавање саосности свих сегмената. Један од сегмената погонског вратила је сензор момента код кога би појава несаосности изазвала оштећење. Подешавање саосности погонског вратила а

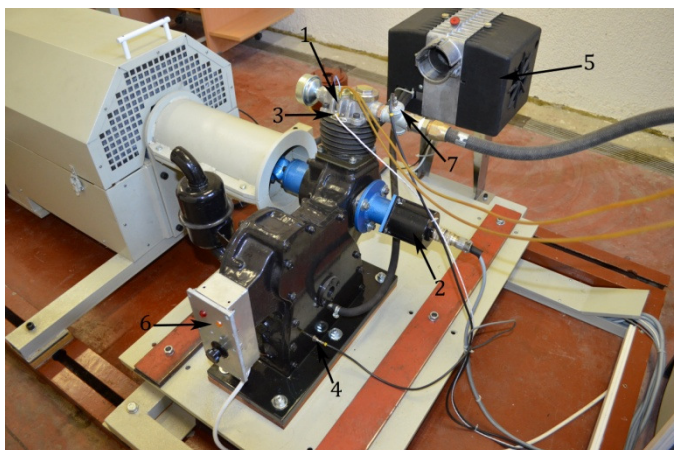
затим и саосности повезивања погонског вратила и електромотора помоћу карданског вратила је извршено уређајем Fixturlaser. Пример извештаја уређаја Fixturlaser о подешавању саосности дела са карданским вратилом дат је на Сл. 5.3.



Сл. 5.3 Пример извештаја при подешавању карданског вратила

5.2 Објекат испитивања - Клипни компресор

Објекат испитивања, референтни клипни компресор, је постављен на челичну платформу која је помоћу еластичних ослонаца везана за челични рам. Клипни компресор добија погон преко карданског вратила. На компресору су уграђени давачи који омогућавају праћење радних процеса компресора. На фотографији на Сл. 5.4 је означен положај давача.



- 1 - Давач притиска у цилиндру компресора,
- 2 - Оптички енкодер
- 3 - Давач температуре главе цилиндра,
- 4 - Давач температуре уља
- 5 - Вентилатор за хлађење компресора и пумпа за уље
- 6 - Регулатор температуре уља
- 7 - Давач температуре ваздуха на излазу цилиндра

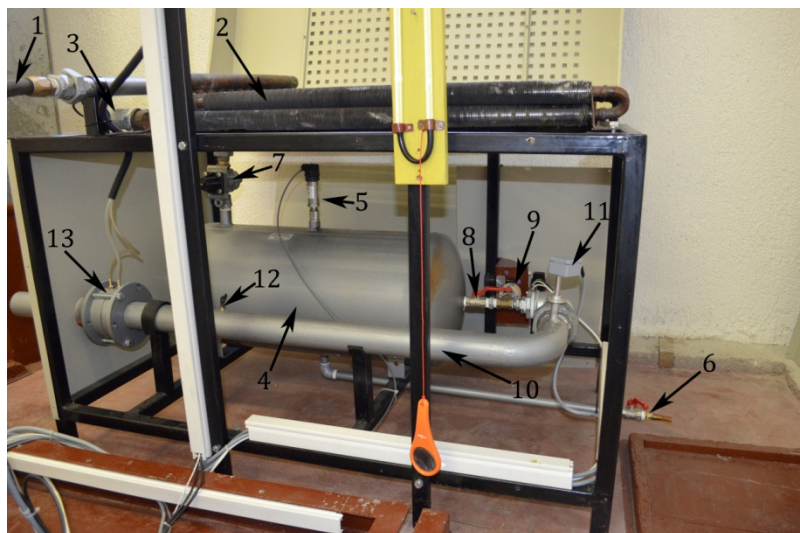
Сл. 5.4 Положај давача на компресору и систему за обезбеђење радних услова

5.3 Блок за оптерећивање компресора

Блок за оптерећивање компресора је реализован као посебна целина која је еластичним, термостабилним цревом повезана са излазом клипног компресора.

Резервоар има запремину од 55,2 L, а хладњак са прикључним цевима 4,7 L.

На фотографији на Сл. 5.5 су означене карактеристичне компоненте блока за оптерећивање компресора када су уклоњени заштитни лимови. Давач температуре ваздуха на излазу из цилиндра приказан је на Сл. 5.4.



- 1 - Еластично црево
- 2 - Хладњак
- 3 - Давач температуре после хладњака
- 4 - Резервоар
- 5 - Сензор притиска у резервоару
- 6 - Дренажни вентил
- 7 - Сигурносни вентил
- 8 - Ручни вентил
- 9 - Електрични сервовентил
- 10 - Мерна цев мерача протока
- 11 - Сензор температуре и влажности ваздуха
- 12 - Прикључак сензора притиска у мерној цеви
- 13 - Мерна бленда

Сл. 5.5 Блок за оптерећивање компресора

5.3.1 Систем за регулацију протока ваздуха

Систем за регулацију протока ваздуха реализован је помоћу мапе потребног положаја вентила за жељени притисак при дефинисаном броју обртаја погонског вратила. Мапа је одређена на основу мерења стационарног стања притиска при разним бројевима обртаја погонског вратила и при различитим положајима сервовентила. На Сл. 5.6 приказан је изглед мапе потребног положаја сервовентила у зависности од жељеног притиска и броја обртаја погонског вратила који је добијен на основу мерења. Црвене куглице на мапи представљају тачке на основу којих је формирана мапа.

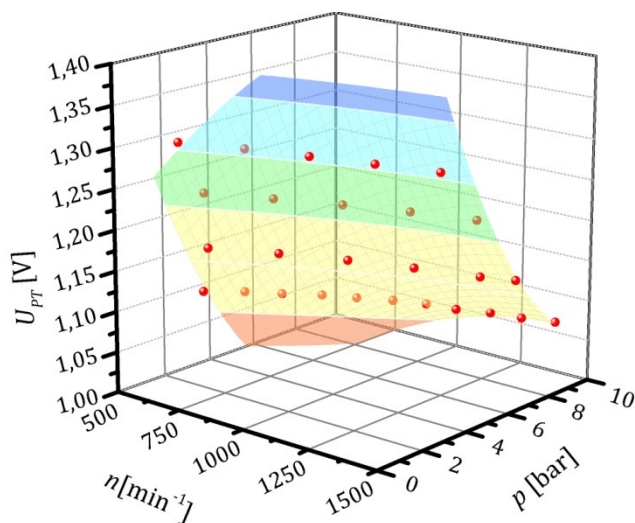
Једначина површи која се користи за израчунавање потребног положаја сервовентила добијена методом регресионе анализе има облик:

$$U_{PT} = U_{PT0} + A \cdot p + B \cdot n + C \cdot p^2 + D \cdot n^2 + F \cdot pn, \quad (5.1)$$

где одговарајући коефицијенти имају вредности дате у Таб. 5.2.

Таб. 5.2 Коефицијенти једначине површи за израчунавање положаја сервовентила

U_{PT0}	A	B	C	D	F
1,15942	$5,77 \cdot 10^{-04}$	-0,09672	$-1,41 \cdot 10^{-07}$	0,00574	$-1,72 \cdot 10^{-05}$



Сл. 5.6 Мапа потребног положаја сервовентила у зависности од притиска и броја обртаја погонског вратила

5.4 Блок за обезбеђење радних услова

Блок за обезбеђење радних услова се састоји од две целине коју чине:

- грејач са регулатором за одржавање константне температуре уља за подмазивање клипне групе компресора,
- мотор који истовремено погони вентилатор за хлађење компресора и рециркулациону пумпу за подмазивање клипне групе компресора.

Грејач за одржавање температуре уља је снаге 2 kW а регулација температуре уља врши се ON/OFF регулацијом.

Вентилатор за хлађење компресора има клапну којом се врши регулација протока ваздуха за хлађење.

Рециркулациона пумпа врши подмазивање клипне групе и при томе се може регулисати количина уља којом се врши подмазивање.

На Сл. 5.4 приказане су целине система за обезбеђивање радних услова.

5.5 Блок за управљање, мерење и обраду резултата

Блок за управљање, мерење и обраду резултата је реализован на основу електричних шема које су дате у Прилогу 1. Састоји се од командног пулта на коме је рачунарски систем, три ормара са електричном и електронском опремом, кабловске мреже и посебних мерних инструмената повезаних са електричним

ормаром дела за кондиционирање и аквизицију сигнала (за мерење броја обртаја електромотора и притиска у цилиндру компресора). На Сл. 5.7 су приказани карактеристични делови блока за мерење, управљање и обраду резултата.



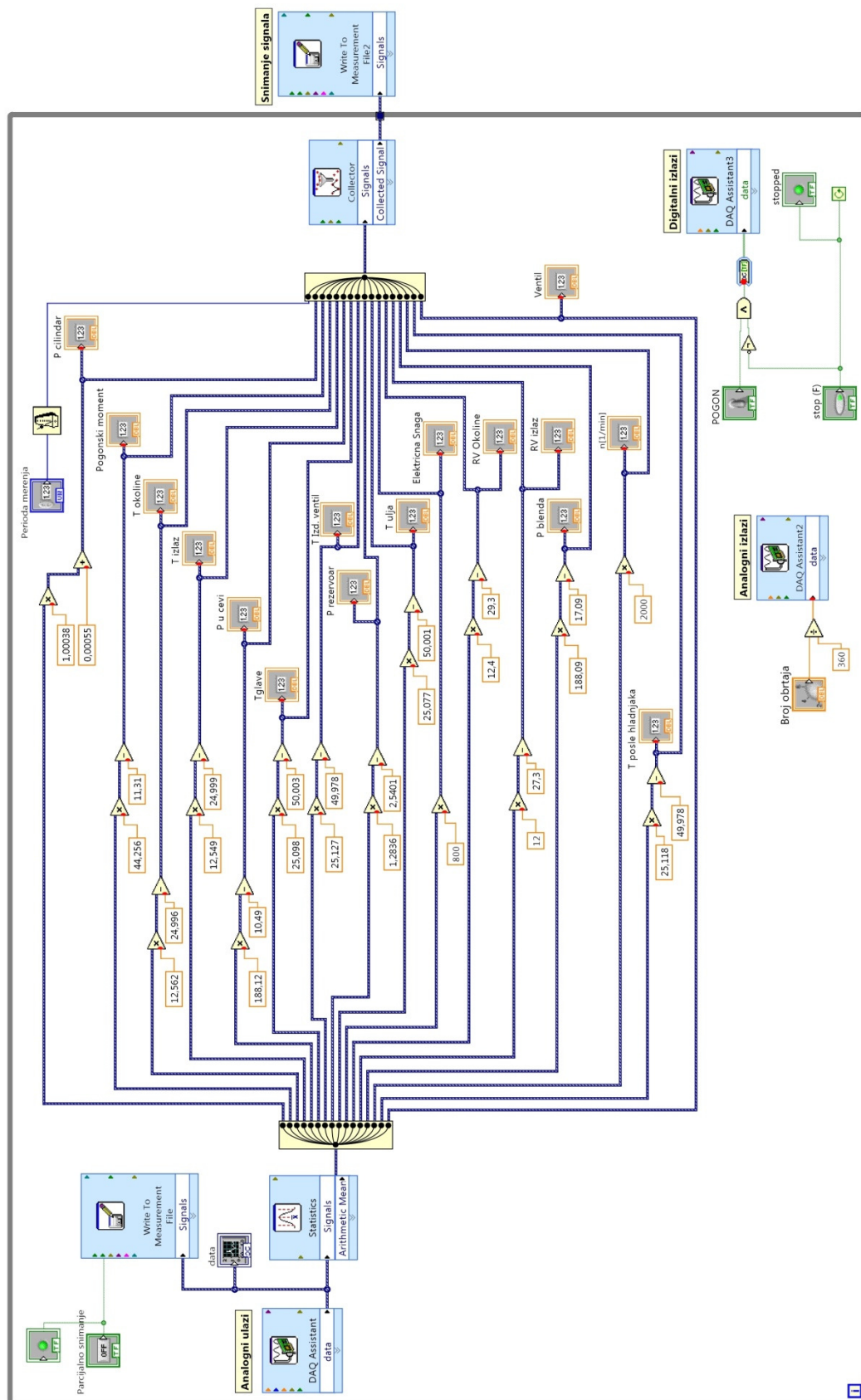
- 1 - Командни пулт
- 2 - Рачунарски систем
- 3 - Командни орман енергетског дела
- 4 - Командни орман дела за кондиционирање и аквизицију
- 5 - Метални канали за каблове
- 6 - Мерни инструмент за мерење броја обртаја
- 7 - Сензор температуре и влажности ваздуха

Сл. 5.7 Блок за управљање, мерење и обраду резултата

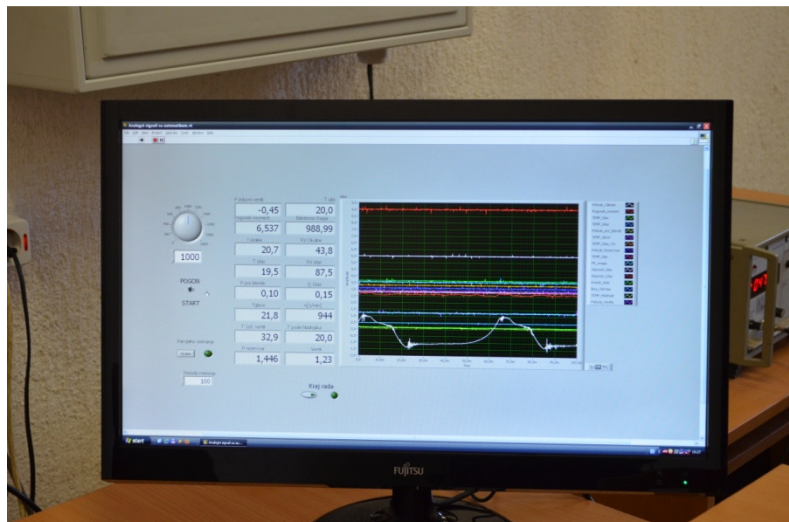
Систем за аквизицију и мерење сигнала је NI USB-6341 а кондиционирање сигнала се врши помоћу модула који су дизајнирани и направљени у току реализације мерне инсталације. Обрада мерених сигнала и њихово превођење из напонских сигнала у вредности физичких величина врши се помоћу апликација направљених у развојном окружењу софтверског пакета LabVIEW™. Брзина узорковања система за аквизицију омогућава мерење статичких и динамичких процеса у временском и угаоном домену. Време узорковања при великим брзинама узорковања је ограничено услед ограничене брзине комуникације између система за аквизицију и персоналног рачунара. При максималним брзинама узорковања смањује се интервал у коме могу да се мере радни процеси.

На Сл. 5.8 је дата шема основне апликације у софтверском пакету LabVIEW™ која се користи за мерење и управљање у мерној инсталацији за нестандартна испитивања компресора. На шеми су делови који се користе за аквизицију аналогних сигнала, генерисање аналогног управљачког сигнала и генерисање командних сигнала за стављање компресора у погон. После аквизиције напонски сигнали се обрађују и преводе у одговарајуће физичке величине. Обрађени резултати се снимају у текстуалне датотеке што омогућава накнадну обраду података и у другим програмским пакетима (MATLAB®, Excel, Maple...).

Посебна апликација је направљена за снимање радних процеса у цилиндру у зависности од угла коленастог вратила као и за подешавање протока компримованог ваздуха помоћу сервовентила.



Сл. 5.8 LabView™ апликација за мерење и управљање



Сл. 5.9 Фотографија апликације за управљање и мерење мерне инсталације

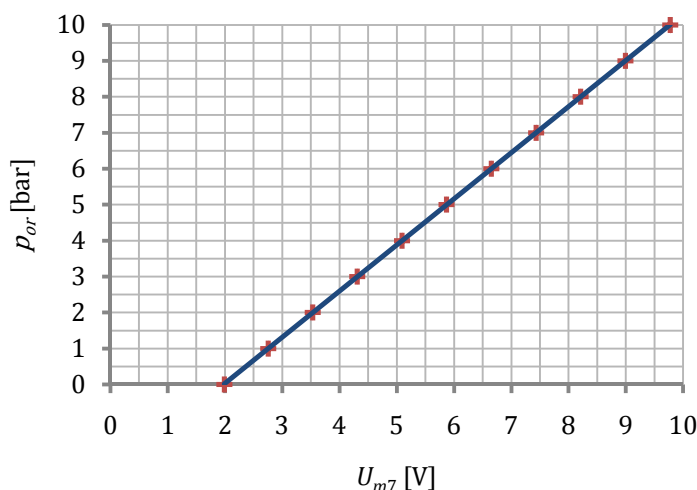
Фотографија слике са монитора рачунара на којој се види кориснички интерфејс када је укључена апликација за мерење и управљање мерном инсталацијом приказана је на Сл. 5.9.

5.5.1 Калибрација сензора у мерној инсталацији

Напони на улазу А/Д конвертора репрезентују физичке величине које се мере одговарајућим сензорима. За сваки напон неопходно је одредити релацију која омогућава да се из вредности напона софтверски одреди вредност физичке величине. Да би се повећала тачност мерења и утврдиле релације за конверзију измереног напона сензора у вредност одговарајуће физичке величине неопходно је калибрисати сензоре који се користе у мерној инсталацији. Калибрисање сензора се врши помоћу калибрационог мерног инструмента чија је тачност већа од тачности мерења помоћу сензора. За мерење неких величина у мерној инсталацији се користе мерни инструменти са напонским излазима који су калибрисани у овлашћеним, акредитованим лабораторијама.

5.5.1.1 Сензор притиска у резервоару

Сензор притиска у резервоару компримованог ваздуха резултате мерења релативног притиска преводи у струјни сигнал чија се вредност налази у опсегу стандардног струјног сигнала 4-20 mA. Калибрација сензора притиска врши се довођењем познатих притисака добијених помоћу хидростатичке ваге на сензор. Очитавањем напона на улазу А/Д конвертора за познате притиске добија се калибрациона крива. Уочава се да је карактеристика сензора линеарна што омогућава да она аналитички линеаризује методом најмањих квадрата. Калибрационе тачке и права добијена методом најмањих квадрата приказане су на Сл. 5.10.



Сл. 5.10 Калибрациони график сензора притиска у резервоару

Једначина праве добијене методом најмањих квадрата која се користи за одређивање вредности релативног притиска из вредности напона на улазу А/Д конвертора је:

$$p_{or} = 1,2836 \cdot U_{m7} - 2,5401 \text{ [bar]}, \quad (5.2)$$

где је

p_{or} - релативни притисак у резервоару [bar],

U_{m7} - измерени напон сензора притиска у резервоару на улазу А/Д конвертора [V].

Апсолутни притисак у резервоару се одређује додавањем величине атмосферског притиска на вредност релативног притиска у резервоару:

$$p_o = 128360 \cdot U_{m7} - 254010 + p_{atm} \text{ [Pa]}, \quad (5.3)$$

где је

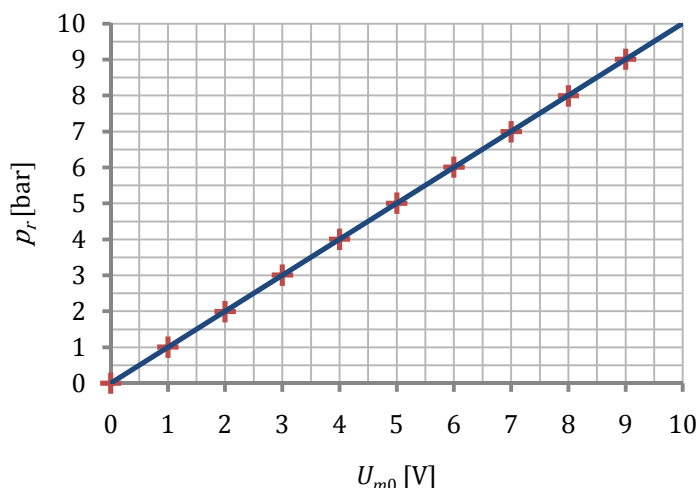
p_{atm} - атмосферски притисак [Pa].

Атмосферски притисак се очитава са мерила барометарског притиска независно од система за аквизицију података и уноси мануелно у систем за аквизицију података.

5.5.1.2 Мерни инструмент за мерење притиска у цилиндру

Мерење притиска у цилиндру због стварања високих температура у цилиндру у току фазе компримовања ваздуха захтева да се користе специфични, водом хлађени давачи притиска AVL QN33D чији је рад заснован на пијезоелектричном ефекту и који се користе за мерење притиска заједно са одговарајућим мерним инструментом - појачавачем Kistler Type 5007. Мерни давачи засновани на пијезоелектричном ефекту користе се првенствено за

мерење динамичких промена притисака и нису погодни за статичка мерења. Мерни инструмент на свом излазу производи филтрирани напонски сигнал који се може директно довести на улаз А/Д конвертора. Калибрација мерног инструмента врши се познатим притисцима који су добијени помоћу хидростатичке ваге. Очитавањем напона на улазу А/Д конвертора за познате притиске добија се калибрациона крива у облику праве која је методом најмањих квадрата линеаризована. Калибрационе тачке и права добијена методом најмањих квадрата приказане су на Сл. 5.11.



Сл. 5.11 Калибрациони график мерног инструмента за мерење притиска у цилиндру

Калибрациона крива се може апроксимирати правом добијеном методом најмањих квадрата. Добијена права омогућава да се на основу измереног напона одреди релативна промена притиска у цилиндру. Једначина праве добијене методом најмањих квадрата је:

$$p_r = 1,00038 \cdot U_{m0} + 0,00055 \quad [\text{bar}], \quad (5.4)$$

где је

p_r - релативни притисак у цилиндру [bar],

U_{m0} - измерени напон мерног инструмента за мерење притиска у цилиндру на улазу А/Д конвертора [V].

Једначина (5.4) ако се притисак изражава у Паскалима, Pa, има облик:

$$p_r = 100038 \cdot U_{m0} + 55 \quad [\text{Pa}]. \quad (5.5)$$

Уочава се да је са незнатном грешком напон на излазу мерног инструмента бројчано једнак релативној промени притиска у цилиндру.

Мерење релативних промена притиска доводи да после одређеног времена средња вредност измереног притиска (односно средња вредност напона на улазу у А/Д конвертор) буде једнака нули што онемогућава директно мерење

релативног притиска у цилиндру. Одређивање апсолутног притиска у цилиндру врши се при обради резултата мерења кориговањем резултата мерења за корекциону вредност притиска која се одређује на основу термодинамичких једначина у фази компресије. Корекциона вредност притиска, ако се сматра да је компримовање ваздуха у цилиндру политропско, одређује се на следећи начин:

$$(p_{r1} + p_{kor}) \cdot V_1^n = (p_{r2} + p_{kor}) \cdot V_2^n, \quad (5.6)$$

где је

p_{r1}, p_{r2} - притисци у цилиндру [Pa],

V_1, V_2 - запремине цилиндра које одговарају притисцима p_{r1}, p_{r2} [m³],

n - коефицијент политропе,

p_{kor} - корекциони притисак [Pa].

Решавањем једначине (5.6) по p_{kor} добија се:

$$p_{kor} = \frac{p_{r2} \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n - p_{r1}}{1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n} \quad [\text{Pa}]. \quad (5.7)$$

Коефицијент политропе треба изабрати да буде у опсегу од 1,25 до 1,35 према препорукама из литературе [31]. За веће бројеве обртаја треба изабрати већи коефицијент политропе.

Апсолутни притисак у цилиндру се одређује додавањем величине корекционог притиска на вредност промене релативног притиска у резервоару:

$$p = 100038 \cdot U_{m0} + 55 + p_{kor} \quad [\text{Pa}]. \quad (5.8)$$

5.5.1.3 Сензор погонског момента

Мерење момента којим делује електромотор на компресор врши се комерцијалним сензором момента који се поставља тако да буде део погонског вратила и који мерење врши бесконтактно. Сензор на излазу даје напонски сигнал који је пропорционалан моменту а због тога што је предвиђен да се напаја из електричног извора са једним напоном напајања постоји константан једносмерни напон на излазу који одговара нултом моменту. Напони већи од тог напона пропорционални су моменту који делује у једном смеру ротације погонског вратила а мањи напони су пропорционални моменту у супротном смеру ротације.

Калибрација сензора погонског момента врши се на тај начин што се један крај вратила сензора закочи а други крај вратила, слободан за ротацију, се преко полуге са краком познате дужине (0,5 m) оптерећује теговима познате тежине. Полука има двоструко већу дужину од крака који формира момент и у односу на

осу вратила се поставља симетрично да се не би појавио момент услед тежине полуге. Момент који се формира је:

$$M_m = l \cdot (m_t + m_{tas}) \cdot g, \quad (5.9)$$

где је

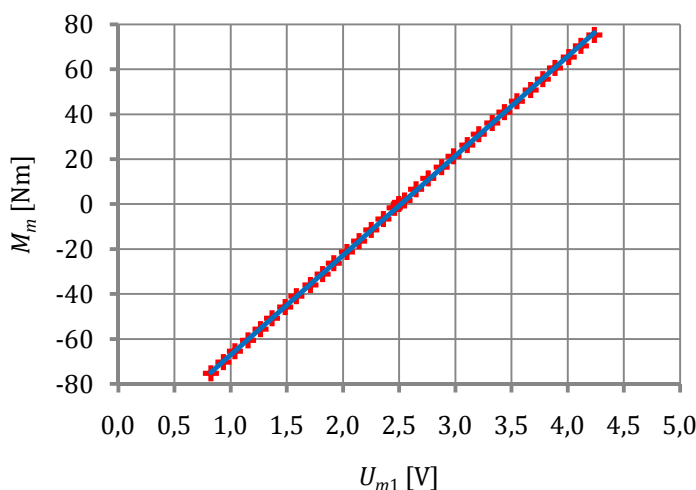
M_m - калибрациони момент [Nm],

l - крак момента [m],

m_t - маса тегова [kg],

m_{tas} - маса таса на који се стављају тегови [kg].

Очитавањем напона на улазу А/Д конвертора за израчунате, познате моменте добија се калибрациона крива у облику праве која се методом најмањих квадрата линеаризује. Калибрационе тачке и права добијена методом најмањих квадрата приказане су на Сл. 5.12.



Сл. 5.12 Калибрациони график сензора погонског момента

Једначина праве добијене методом најмањих квадрата која се користи за одређивање вредности погонског момента из вредности напона на улазу А/Д конвертора је:

$$M_p = 44,256 \cdot U_{m1} - 11,31 \quad [\text{Nm}], \quad (5.10)$$

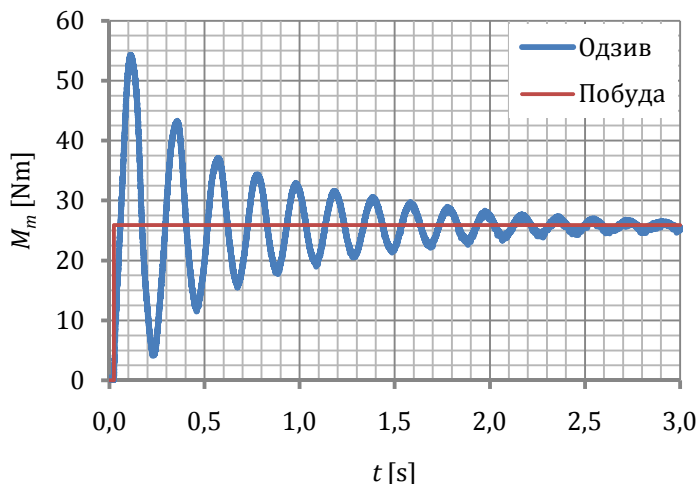
где је

M_p - погонски момент [Nm],

U_{m1} - измерени напон сензора момента на улазу А/Д конвертора [V].

Праћење промене погонског момента у току обрта погонског вратила захтева да сензор погонског момента има добре динамичке карактеристике. Динамичке карактеристике сензора погонског момента могу се проценити посматрањем одзива система за калибрацију сензора погонског момента на одскочну побуду. Систем за калибрацију сензора погонског момента је систем

другог реда у коме маса и коефицијент еластичности имају велике вредности а коефицијент пригушења (које се формира у лежајевима погонског вратила) има малу вредност па се у систему за калибрацију очекују пригушене осцилације [24, 67, 84]. На Сл. 5.13 је приказан одзив система за калибрацију на одскочну побуду.



Сл. 5.13 Одзив система за калибрацију на одскочну побуду

Са Сл. 5.13 се може уочити да сензор погонског момента може да прати брзе динамичке промене.

5.5.1.4 Сензори температуре

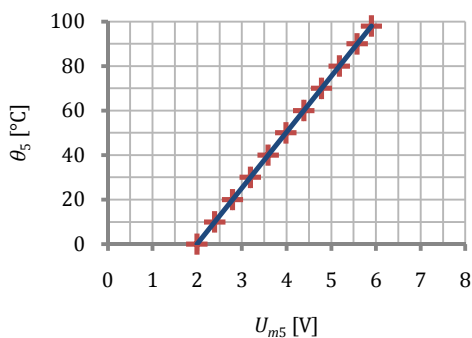
У мерној инсталацији за нестандартна испитивања клипних компресора користи се више сензора температуре који су намењени за мерење температуре у устаљеним режимима. Сви сензори садрже отпорничке даваче типа Pt100. Промена отпорности давача се линеаризује и преводи у стандардни струјни сигнал у опсегу 4-20 mA.

Калибрација сензора температуре код којих је давач температуре водонепропусан врши се повезивањем резултата мерења температуре загрејане воде термометром са живом тачности 0,1% и напона добијеног конверзијом струјног сигнала сензора температуре у напонски сигнал који се мери А/Д конвертором.

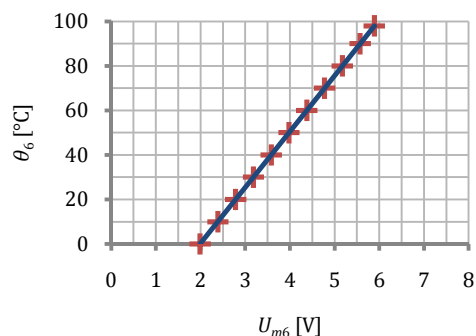
Калибрација сензора температуре код којих је давач температуре водонепропусан врши се повезивањем резултата мерења температуре загрејаног ваздуха у комори термометром са живом тачности 0,1% и напона добијеног конверзијом струјног сигнала сензора температуре у напонски сигнал који се мери А/Д конвертором.

Калибрација је вршена за опсег од 0-100 °C јер се при мерењу компресора не могу постићи веће температуре осим у тачки у непосредној близини издувног вентила. Како је познато да је карактеристика промене отпорности давача типа

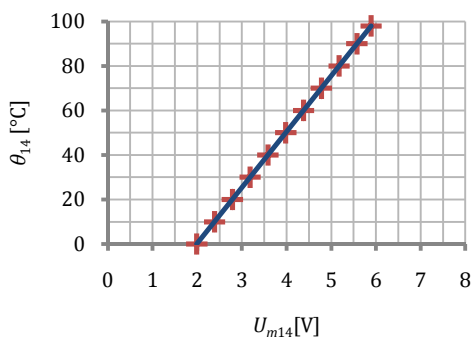
Pt100 линеарна у опсегу до 200 °C [50, 84] екстраполацијом калибрационе праве могуће је одредити температуру већу од 100 °C на основу напона из А/Д конвертора. Карактеристика сензора температуре је линеарна што омогућава да се аналитички линеаризује методом најмањих квадрата. Калибрационе тачке и праве добијене методом најмањих квадрата приказане су на Сл. 5.14 и Сл. 5.15.



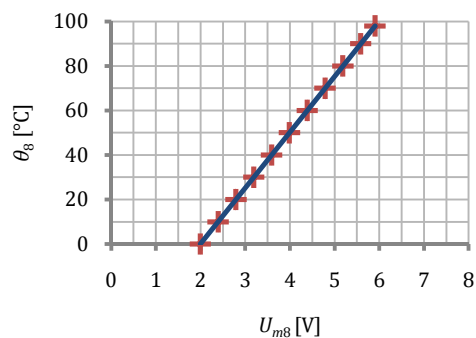
Температура главе компресора



Температура на излазу компресора

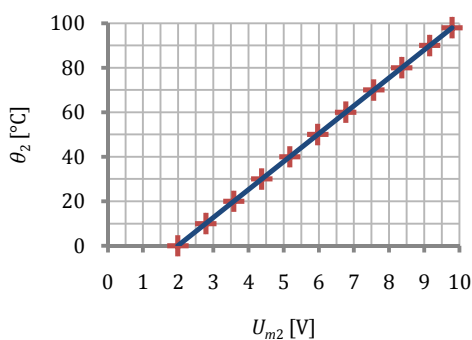


Температура после хладњака

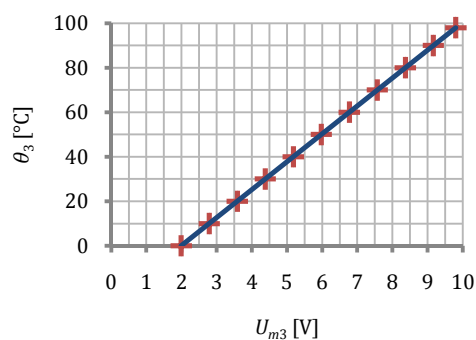


Температура уља компресора

Сл. 5.14 Калибрациони график водонепропусних сензора температуре



Температура амбијенталног ваздуха



Температура ваздуха у излазној цеви

Сл. 5.15 Калибрациони график водонепропусних сензора температуре

У Таб. 5.3 су дате једначине праве за конверзију измереног напона А/Д конвертора у температуру.

Таб. 5.3 Једначине калибрационих права сензора температуре

Мерни параметар	Једначина праве за конверзију
Температура главе компресора	$\theta_5 = 25,098 \cdot U_{m5} - 50,003$ [°C] (5.11)
Температура на излазу компресора	$\theta_6 = 25,127 \cdot U_{m6} - 49,978$ [°C] (5.12)
Температура после хладњака	$\theta_{14} = 25,118 \cdot U_{m14} - 49,980$ [°C] (5.13)
Температура уља компресора	$\theta_8 = 25,077 \cdot U_{m8} - 50,001$ [°C] (5.14)
Температура амбијенталног ваздуха	$\theta_2 = 12,562 \cdot U_{m2} - 24,996$ [°C] (5.15)
Температура ваздуха у излазној цеви	$\theta_3 = 12,549 \cdot U_{m3} - 24,999$ [°C] (5.16)

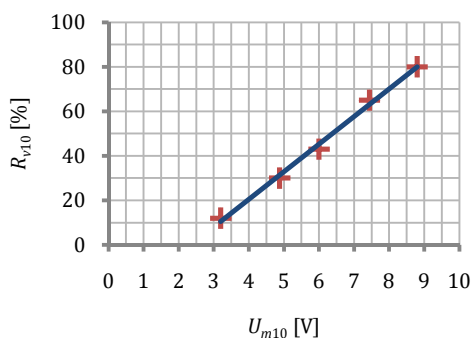
где је

θ_x - температура одговарајућег мерног места [°C],

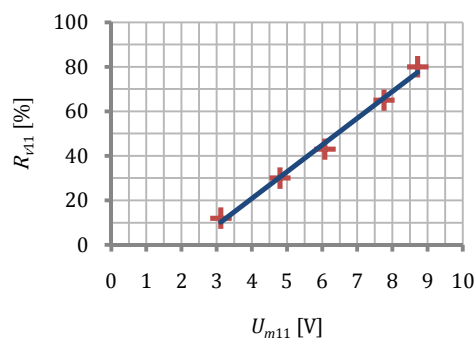
U_{mx} - измерени напон сензора температуре одговарајућег мерног места на улазу А/Д конвертора [V].

5.5.1.5 Сензори влажности ваздуха

Сензори влажности су капацитивног типа и релативну влажност ваздуха у опсегу 0-100% преводе у стандардни струјни сигнал у опсегу 4-20 mA. Калибрација сензора влажности врши се повезивањем резултата мерења влажности референтним мерилом влажности DOSTMANN P700 и напона добијеног конверзијом струјног сигнала сензора влажности који се мери А/Д конвертором. Калибрационе тачке и права добијена методом најмањих квадрата за сензор влажности амбијента приказане су на Сл. 5.16.



Сензор влажности амбијенталног ваздуха



Сензор влажности ваздуха на излазу резервоара

Сл. 5.16 Калибрациони графици сензора влажности

Једначине праве добијене методом најмањих квадрата које се користи за одређивање вредности релативне влажности амбијенталног ваздуха из вредности напона на улазу А/Д конвертора су дате у Таб. 5.4.

Таб. 5.4 Једначине калибрационих права сензора влажности

Мерни параметар	Једначина праве за конверзију
Влажност амбијенталног ваздуха	$R_{v10} = 12,4 \cdot U_{m10} - 29,3$ [%] (5.17)
Влажност ваздуха на излазу из резервоара	$R_{v11} = 12,0 \cdot U_{m11} - 27,3$ [%] (5.18)

где је

R_{vx} - релативна влажност одговарајућег мерног места [%],

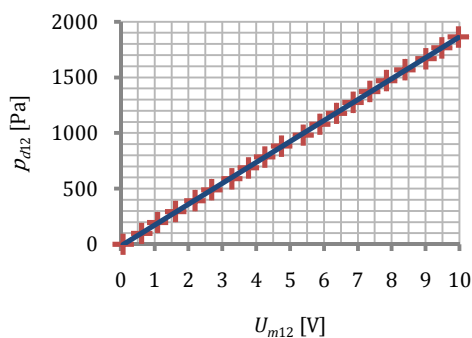
U_{mx} - измерени напон сензора влажности у одговарајућем мерном месту на улазу А/Д конвертора [V].

5.5.1.6 Мерни систем за мерење протока

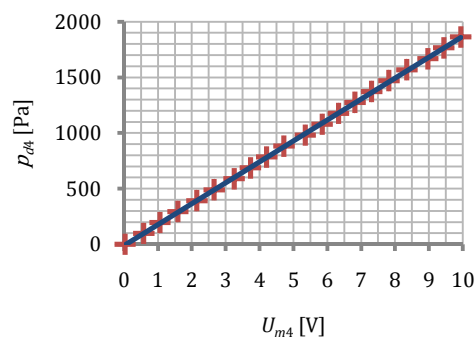
Мерни систем за мерење запреминског протока компримованог ваздуха заснован је на мерењу диференцијалног притиска на мерној бленди. Мерна бленда је реализована према захтевима стандарда ISO 5167-2:2003 [30] са мерењем диференцијалног притиска у угловима између мерне бленде и цеви. Како мерење протока захтева да се одреди густина ваздуха који пролази кроз мерну бленду израчунавање густине ваздуха врши се на основу мерења апсолутног притиска, температуре и влажности ваздуха пре наиласка на мерну бленду.

Мерење диференцијалног притиска на мерној бленди и апсолутног притиска у цеви за мерење протока врши се сензорима диференцијалног притиска истог типа. Мерење апсолутног притиска се врши на тај начин што се мери разлика притиска у цеви и атмосферског притиска. Излаз сензора диференцијалног притиска је напонски и директно се доводи на улаз А/Д конвертора.

Калибрација сензора диференцијалног притиска врши се помоћу U манометра са воденим стубом који је паралелно повезан са сензором диференцијалног притиска. Притисак који делује на један манометар делује истовремено и на други манометар. Резултати калибрације приказани су на Сл. 5.17.



Сензор диференцијалног притиска мерне бленде



Сензор диференцијалног притиска за одређивање апсолутног притиска

Сл. 5.17 Калибрациони графици сензора диференцијалног притиска

Једначине праве добијене методом најмањих квадрата које се користи за одређивање вредности диференцијалног притиска из вредности напона на улазу А/Д конвертора су дате у Таб. 5.5.

Таб. 5.5 Једначине калибрационих права сензора диференцијалног притиска

Мерни параметар	Једначина праве за конверзију
Диференцијали притисак мерне бленде	$p_{d12} = 188,09 \cdot U_{m12} - 17,09$ [Pa] (5.19)
Диференцијални притисак за одређивање апсолутног притиска	$p_{d4} = 188,12 \cdot U_{m4} - 10,49$ [Pa] (5.20)

где је

p_d - диференцијални притисак у одговарајућем мерном месту [Pa],

U_{mx} - измерени напон диференцијалног притиска у одговарајућем мерном месту на улазу А/Д конвертора [V].

Апсолутни притисак у цеви пре мерне бленде је:

$$p_{d4A} = 188,12 \cdot U_{m4} - 10,49 + p_{atm} \quad [\text{Pa}]. \quad (5.21)$$

На основу мерења диференцијалних притисака и температуре ваздуха у цеви одређује се запремински и масени проток ваздуха. Податак о влажности ваздуха се користи само да би се утврдила чињеница да је ваздух сув. Ваздух се сматра да је сув ако је његова влажност до 15%. Уколико ваздух није сув не могу се применити релације из стандарда ISO 5167-2:2003.

Одређивање протока ваздуха се врши на основу једначине (4.37). Ако се усвоји да је:

$$K_b = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2}, \quad (5.22)$$

масени проток ваздуха је

$$q_m = K_b \sqrt{p_{d12} \cdot \rho_1} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (5.23)$$

запремински проток је

$$q_V = K_b \sqrt{\frac{p_{d12}}{\rho_1}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]. \quad (5.24)$$

За реализовани цевни систем унутрашњег пречника $D = 53$ mm за три величине отвора мерне бленде карактеристични параметри су дати у Таб. 5.6.

Таб. 5.6 Карактеристични параметри мерног система са мерном блендом

d [mm]	β	C	ϵ	$K_b \cdot 10^{-5}$ [m ²]
10,0	0,1887	0,6032	0,9989	6,6961
12,5	0,2358	0,6051	0,9989	10,5052
15,0	0,2830	0,0673	0,9989	15,2085

Густина ваздуха у цеви према једначини (4.38) за усвојене референтне услове је

$$\rho_1 = 1,225 \frac{101325}{288,15} \frac{T_1}{p_1} = 430,76 \frac{T_1}{p_1} = 430,76 \frac{\theta_3 + 273,15}{p_{d4} + p_{atm}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]. \quad (5.25)$$

Ако се једначине (5.19), (5.20) и (5.16) уврсте у (5.23), односно (5.24), масени проток је

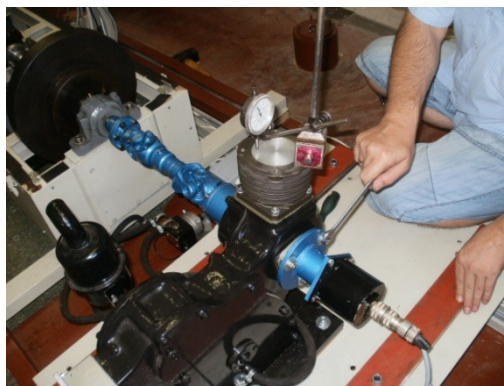
$$q_m = K_b \sqrt{430,76 \cdot (188,09 \cdot U_{m12} - 17,09) \frac{12,549 \cdot U_{m3} - 248,151}{188,12 \cdot U_{m4} - 10,49 + p_{atm}}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (5.26)$$

запремински проток је

$$q_V = K_b \sqrt{430,76 \cdot (188,09 \cdot U_{m12} - 17,09) \frac{188,12 \cdot U_{m4} - 10,49 + p_{atm}}{12,549 \cdot U_{m3} - 248,151}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]. \quad (5.27)$$

5.5.1.7 Сензор угла коленастог вратила компресора

Мерење угла коленастог вратила врши се бројањем импулса које производи оптички енкодер са резолуцијом од 360 импулса по обрту коленастог вратила. Да би се одредио апсолутни положај промене угла користи се други излаз оптичког енкодера који производи по један импулс на сваки пун обрт вратила и који се подешава тако да се импулс генерише када се коленасто вратило налази у тачно дефинисаном положају. Као референтни положај изабран је положај када се клип компресора налази у спољашњој мртвој тачки (SMT).



Сл. 5.18 Подешавање референтног положаја оптичког енкодера

Подешавање референтног положаја врши се померањем коленастог вратила и мерењем положаја чела клипа помоћу компаратера док се клип не доведе у SMT. Када је клип доведен у SMT без померања коленастог вратила оптички енкодер се доводи у положај у коме генерише референтни импулс. На фотографији на Сл. 5.18 приказано је подешавање SMT.

5.5.1.8 Мерни инструмент за мерење броја обртаја погонског електромотора

Мерење броја обртаја погонског мотора врши се мерним инструментом НВМ DA24. Мерни инструмент има индуктивни давач који генерише импулсе унапред дефинисане амплитуде и трајања при проласку зуба назубљеног точка који се налази на осовини погонског електромотора. Напон на излазу из мерног инструмента је:

$$U_i = T_0 \cdot U_0 \cdot \frac{z}{60} n = k_i \frac{z}{60} n \quad [\text{V}], \quad (5.28)$$

где је

U_i - излазни напон мерног инструмента [V],

T_0 - трајање импулса индуктивног давача [s],

U_0 - напон импулса индуктивног давача [V],

$k_i = T_0 \cdot U_0$ - константа мерног опсега инструмента [V·s],

z - број зуба назубљеног точка,

n - број обртаја погонског вратила [min^{-1}].

За изабрани мерни опсег мерног инструмента је $k_i = 0,001$ а број зуба назубљеног точка је $z = 30$. За изабране вредности релација која одређује број обртаја погонског вратила електромотора је:

$$n = 2000 \cdot U_i = 2000 \cdot U_{m13} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (5.29)$$

где је

U_{m13} - напон мерног инструмента за мерење броја обртаја на улазу А/Д конвертора [V].

5.5.1.9 Мерење електричних параметара фреквенцијског регулатора

Фреквенцијски регулатор омогућава праћење неких основних електричних параметара (струја електромотора, напон електромотора, фреквенција напона напајања електромотора, активна снага) преко једног аналогног излаза. У једном тренутку може се пратити само један, изабрани параметар. Праћење другог параметра захтева да се електромотора заустави, изврши програмирање фреквенцијског регулатора за праћење другог параметра и затим поново пусти електромотор у рад. Преко одговарајућих константи фреквенцијског регулатора

врши се скалирање аналогног напона на излазу фреквенцијског регулатора у напон 0-10 V.

Ако се изабере да се прати активна снага коју фреквенцијски регулатор предаје електромотору на основу напона на улазу у А/Д конвертор одређује се активна снага према једначини:

$$P_{el} = 800 \cdot U_{m9} \quad [W] \quad (5.30)$$

где је

P_{el} - активна електрична снага која се предаје електромотору [W],

U_{m9} - измерени напон аналогног излаза фреквенцијског регулатора на улазу А/Д конвертора [V].

5.5.2 Електричне инсталације

У лабораторијским мерним инсталацијама електричне инсталације имају значајну улогу јер лоше изведене електричне инсталације могу да проузрокују велике шумове у мерним сигналимa. Да би се то спречило електрична инсталација у мерној инсталацији је реализована тако што су сви коришћени каблови са уземљеним оклопом и затим смештени у уземљене металне канале који су додатно спречавали утицај електромагнетског зрачења. Фотографија отвореног канала у који су смештени каблови приказана је на Сл. 5.19.

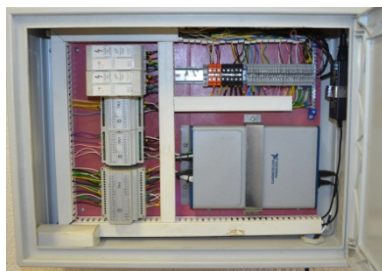


Сл. 5.19 Канал за смештај електричних каблова

Електрична опрема је смештена у три командна ормара водећи рачуна при томе да су раздвојени енергетски део (командни ормар 1) од дела са опремом за обраду мерних сигнала (командни ормар 2 и 3). На Сл. 5.20 су приказане унутрашњости повезаних електричних ормана.



Електрични орман 1



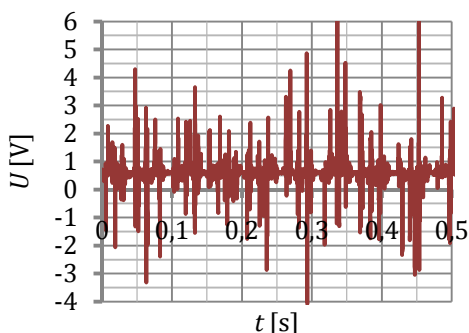
Електрични орман 2



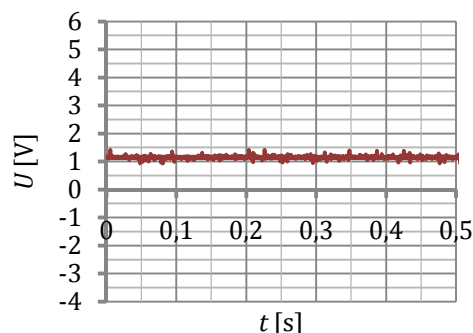
Електрични орман 3

Сл. 5.20 Електрични ормани

Фреквенцијски регулатор, с обзиром на начин формирања напона напајања електромотора, производи велике електромагнетске сметње који се емитују у простор око напојног кабла електромотора. Поштовање препорука произвођача фреквенцијског регулатора да се уграде одговарајући филтри на улазу и излазу регулатора и смештање у метални канал са осталим енергетским проводницима нису довољна заштита од електромагнетских сметњи. Електромагнетске сметње које производи фреквенцијски регулатор су елиминисане издвајањем кабла од фреквенцијског регулатора до електромотора и смештањем у уземљену металну цев која је удаљена од осталих каблова. Ефекат тих мера може се видети на снимку сигнала са потенциометра сервовентила који су приказани на Сл. 5.21.



Пре оклопљавања



После оклопљавања

Сл. 5.21 Нивои сметњи пре и после оклопљавања напојног кабла електромотора

Напони на Сл. 5.21 су сигнали на улазу А/Д конвертора без филтрирања и нису за исти положај клизача потенциометра.

6 Верификација мерне инсталације за нестандардна испитивања клипних компресора

Верификација мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора врши се експерименталном провером модела који су коришћени при моделирању мерне инсталације и мерењем карактеристика референтног клипног компресора у циљу испитивања функционалности мерне инсталације.

После извршене калибрације мерних сензора сматра се да давачи дају тачне вредности физичких величина које се мере али је неопходно утврдити функционисање осталих блокова мерне инсталације и извршити контролна мерења на референтном клипном компресору. Најзначајније је утврдити понашање погонског блока јер погрешно одабране компоненте погонског блока могу да деградирају карактеристике целе мерне инсталације.

6.1 Испитивања погонског блока мерне инсталације

Испитивање погонског блока мерне инсталације представља испитивање склопа електромотора и фреквенцијског регулатора у условима променљивог оптерећења првенствено приликом покретања компресора. У зависности од притиска у резервоару различити су почетни отпорни моменти које при покретању треба да савлада компресор. При покретању значајну улогу има и замајца кога је, такође, потребно покренути.

Фреквенцијски регулатор у циљу заштите електромотора ограничава напајање електричном енергијом а самим тим и полазни момент мотора. Фреквенцијски регулатор уводи додатно ограничење у регулисаном постизању жељеног броја обртаја електромотора, јер као параметар фреквенцијски регулатор има време постизања максималне фреквенције напона на излазу а самим тим и време постизања максималног броја обртаја електромотора.

У стационарним условима отпорни момент се веома мало мења због постојања замајца на погонском вратилу па се самим тим мало мења и оптерећење мотора.

Испитивање погонског блока мерне инсталације се врши у условима максималног оптерећења а то је покретање компресора при различитим притисцима у резервоару компримованог ваздуха. У тим условима мора се

посматрати утицај брзине успостављања напона жељене фреквенције односно време постизања броја обртаја погонског вратила што је дато релацијом:

$$S_t = \frac{S}{n_{\max}} n = \frac{1}{k_s} n \quad [\text{s}], \quad (6.1)$$

где је

S_t - време потребно за постизање жељеног броја обртаја [s],

S - параметар фреквенцијског регулатора који одређује време постизања максималног броја обртаја [s],

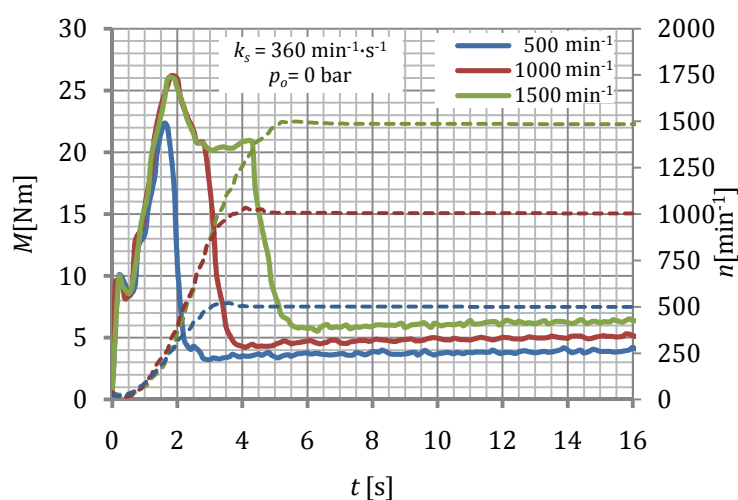
n_{\max} - максимални број обртаја електричног поља фреквенцијског регулатора [min^{-1}],

$k_s = \frac{n_{\max}}{S}$ - брзина пораста броја обртаја до успостављања стационарног стања броја обртаја [$\text{min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$],

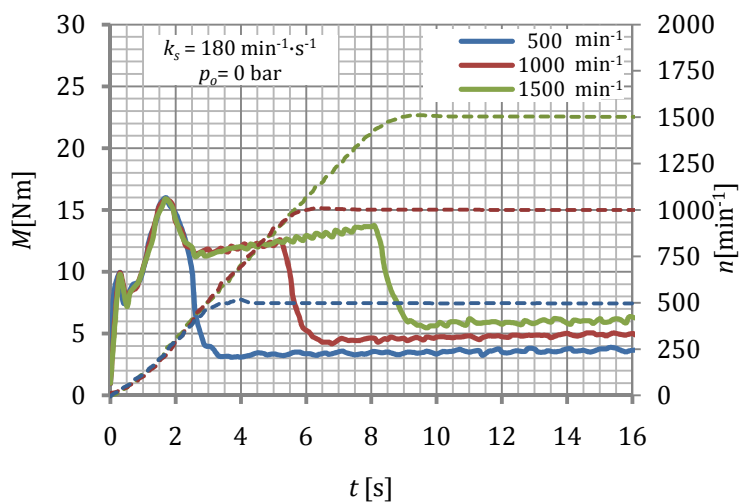
n - број обртаја погонског вратила [min^{-1}].

У зависности од k_s односно од времена потребног за постизање жељеног броја обртаја и притиска у резервоару мења се потребан погонски момент и активна електрична снага електромотора. Брзине пораста броја обртаја при мерењу погонског момента и активне електричне снаге су изабране тако да време постизања максималног броја обртаја електричног поља за $n_{\max} = 3600 \text{ min}^{-1}$ буде $S = 10, 20$ и 30 s .

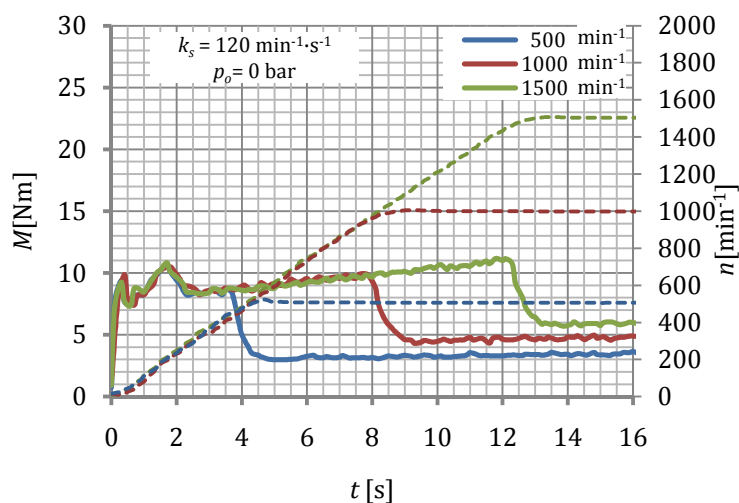
На Сл. 6.1, Сл. 6.2 и Сл. 6.3 приказан је утицај брзине пораста броја обртаја када нема притиска у резервоару на погонски момент у временском домену у интервалу од тренутка стартовања електромотора до постизања стационарног броја обртаја погонског вратила за различите жељене стационарне бројеве обртаја погонског вратила. Пуним линијама је приказан одговарајући погонски момент а испрекиданим линијама промена броја обртаја погонског вратила. Бојама су дефинисани жељени стационарни бројеви обртаја.



Сл. 6.1 Момент на погонском вратилу за $k_s = 360 \text{ min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ и $p_o = 0 \text{ bar}$

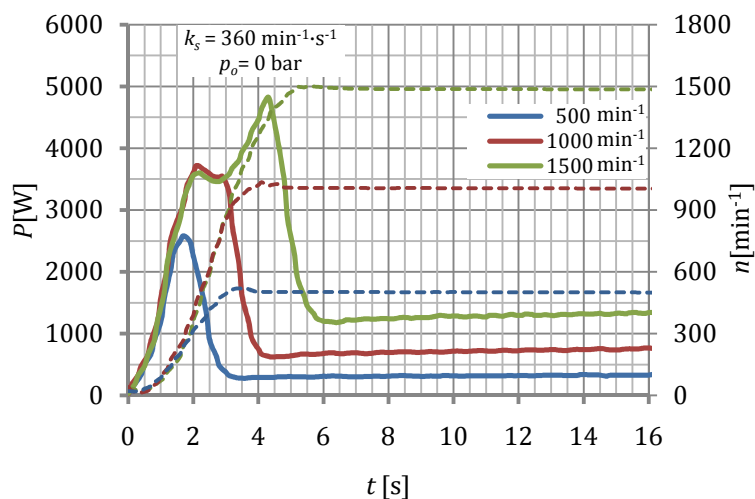


Сл. 6.2 Момент на погонском вратилу за $k_s = 180 \text{ min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ и $p_o = 0 \text{ bar}$

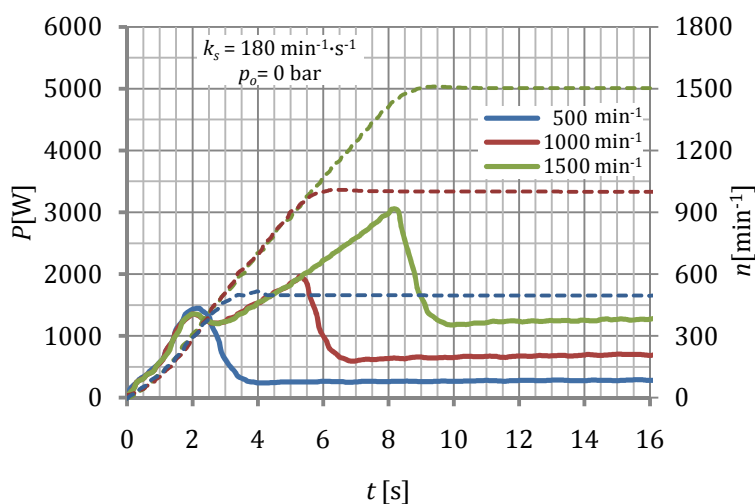


Сл. 6.3 Момент на погонском вратилу за $k_s = 120 \text{ min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ и $p_o = 0 \text{ bar}$

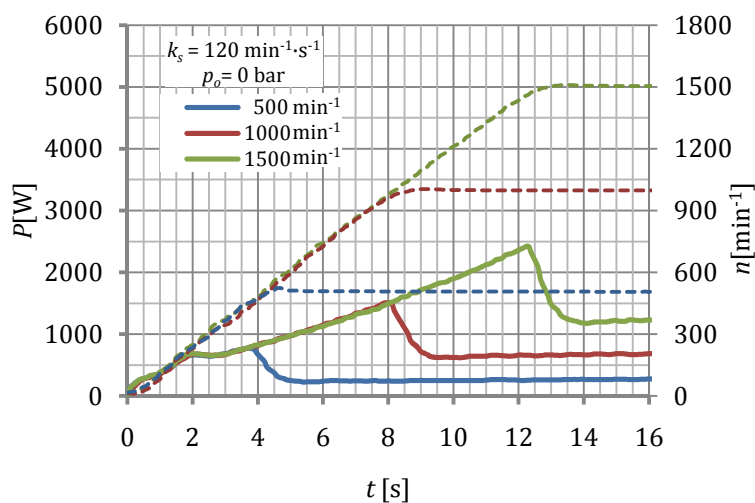
На Сл. 6.4, Сл. 6.5 и Сл. 6.6 приказан је утицај брзине пораста броја обртаја када нема притиска у резервоару на активну електричну снагу у временском домену у интервалу од тренутка стартовања електромотора до постизања стационарног броја обртаја погонског вратила за различите жељене стационарне бројеве обртаја погонског вратила. Пуним линијама је приказана је активна електрична снага а испрекиданим линијама промена броја обртаја погонског вратила. Бојама су дефинисани жељени стационарни бројеви обртаја.



Сл. 6.4 Активна електрична снага електромотора за $k_s = 360 \text{ min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ и $p_o = 0 \text{ bar}$

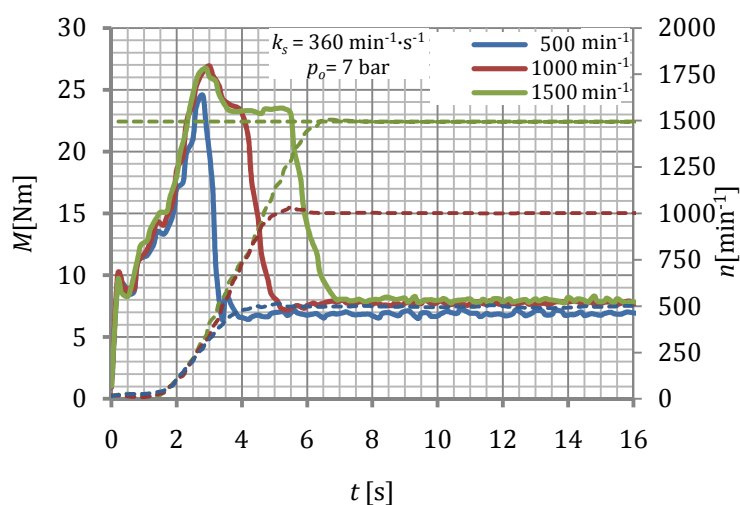


Сл. 6.5 Активна електрична снага електромотора за $k_s = 180 \text{ min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ и $p_o = 0 \text{ bar}$

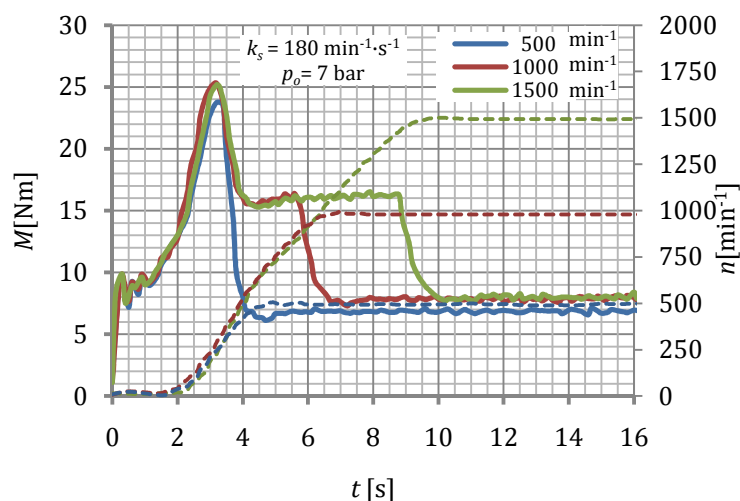


Сл. 6.6 Активна електрична снага електромотора за $k_s = 120 \text{ min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ и $p_o = 0 \text{ bar}$

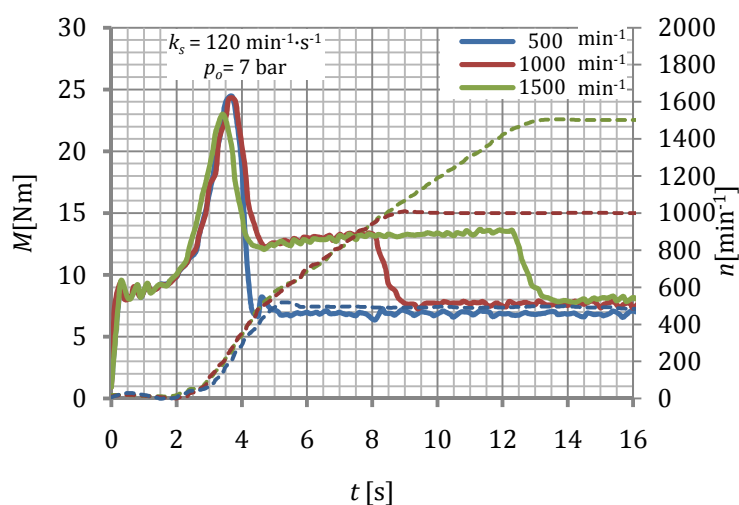
На Сл. 6.7, Сл. 6.8 и Сл. 6.9 приказан је утицај брзине пораста броја обртаја када постоји притисак у резервоару на погонски момент у временском домену у интервалу од тренутка стартовања електромотора до постизања стационарног броја обртаја погонског вратила за различите жељене стационарне бројеве обртаја погонског вратила. Пуним линијама је приказан одговарајући погонски момент а испрекиданим линијама промена броја обртаја погонског вратила. Бојама су дефинисани жељени стационарни бројеви обртаја.



Сл. 6.7 Момент на погонском вратилу за $k_s = 360 \text{ min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ и $p_o = 7 \text{ bar}$

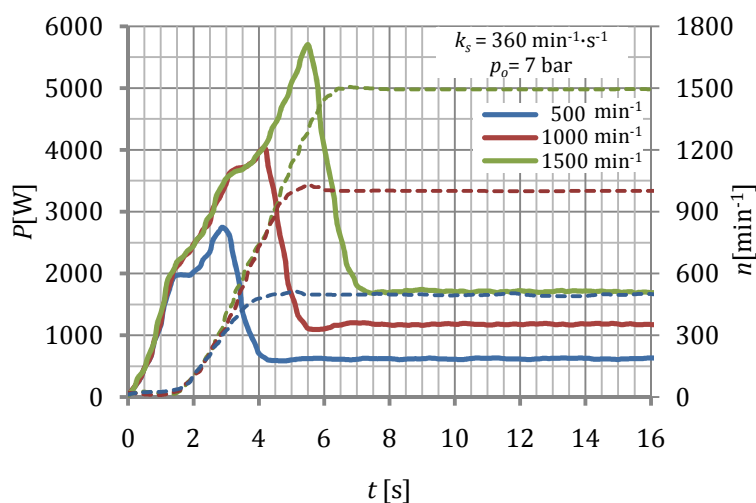


Сл. 6.8 Момент на погонском вратилу за $k_s = 180 \text{ min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ и $p_o = 7 \text{ bar}$

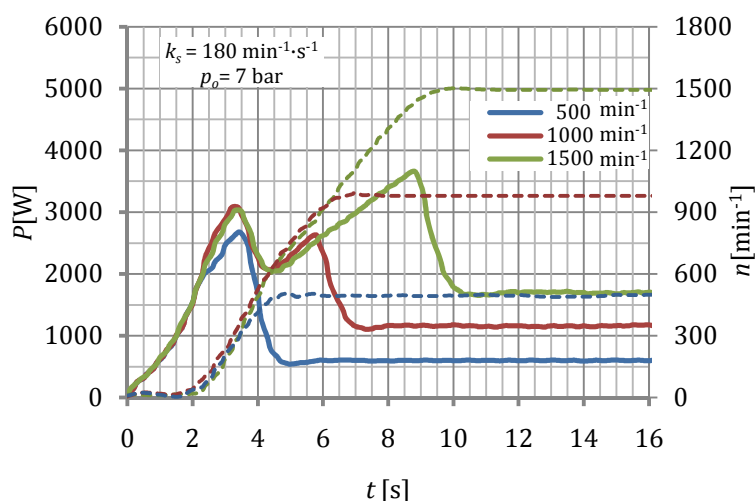


Сл. 6.9 Момент на погонском вратилу за $k_s = 120 \text{ min}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ и $p_o = 7 \text{ bar}$

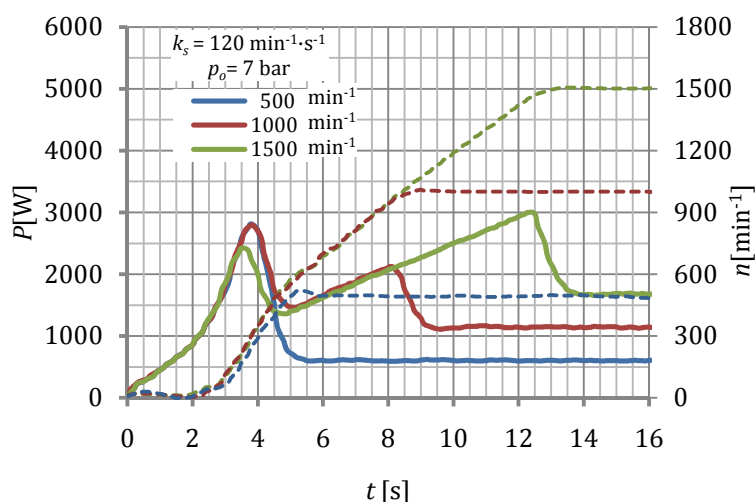
На Сл. 6.10, Сл. 6.11 и Сл. 6.12 приказан је утицај брзине пораста броја обртаја када постоји притисак у резервоару на активну електричну снагу у временском домену у интервалу од тренутка стартовања електромотора до постизања стационарног броја обртаја погонског вратила за различите жељене стационарне бројеве обртаја погонског вратила. Пуним линијама је приказана је активна електрична снага а испрекиданим линијама промена броја обртаја погонског вратила. Бојама су дефинисани жељени стационарни бројеви обртаја.



Сл. 6.10 Активна електрична снага електромотора за $k_s = 360 \text{ min}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ и $p_o = 7 \text{ bar}$



Сл. 6.11 Активна електрична снага електромотора за $k_s = 180 \text{ min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ и $p_o = 7 \text{ bar}$



Сл. 6.12 Активна електрична снага електромотора за $k_s = 120 \text{ min}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ и $p_o = 7 \text{ bar}$

Са слика од Сл. 6.1 до Сл. 6.12 уочава се да смањење брзине пораста броја обртаја, k_s , односно повећање времена успостављања стационарног стања, смањује потребан момент и потребну снагу. Ток снаге и момента до успостављања неког жељеног броја обртаја погонског вратила за исту брзину пораста броја обртаја су исти јер су тада и оптерећења иста.

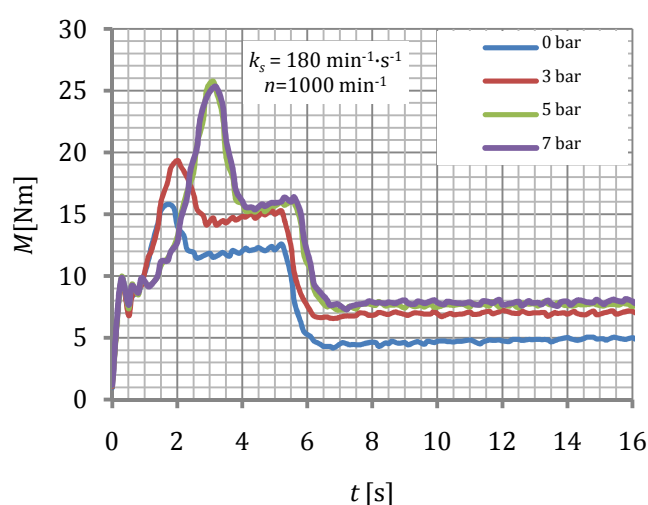
На Сл. 6.10 се уочава значајно преоптерећење мотора када је брзина пораста броја обртаја велика. Са даљим повећањем жељеног броја обртаја преоптерећење би расло на шта би фреквенцијски регулатор, у циљу заштите мотора и самог себе, реаговао искључењем напајања мотора.

При покретању компресора код погонског момента уочава се ограничење момента и мало смањење што је последица утицаја рада фреквенцијског регулатора који ограничава струју погонског мотора.

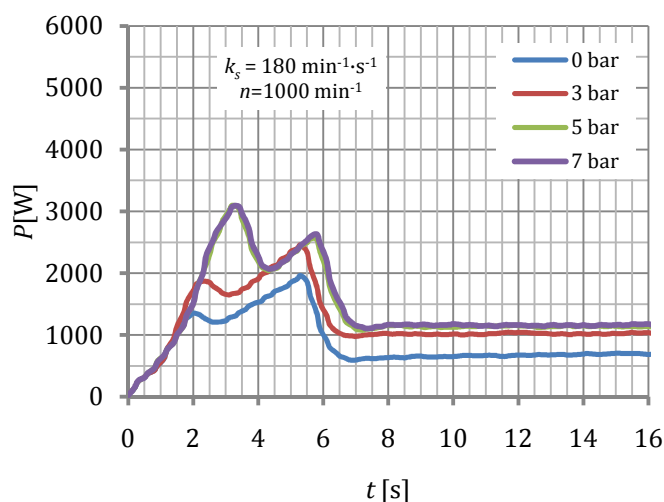
Утицај постојања притиска у резервоару уочава се као кашњење у порасту броја обртаја. Кашњење у случајевима када нема притиска у резервоару је последица постојања замајца велике масе.

На основу анализе погонског момента и активне снаге електромотора у фази покретања компресора закључује се да је повољније фреквенцијски регулатор подесити тако да се спорије постиже жељени број обртаја погонског вратила јер се избегава преоптерећење електромотора.

На Сл. 6.13 и Сл. 6.14 је приказан утицај различитих оптерећења, почетних притисака у резервоару компримованог ваздуха, на погонски момент и активну електричну снагу електромотора при истој брзини пораста броја обртаја и истом броју обртаја погонског вратила.



Сл. 6.13 Погонски момент при различитим притисцима у резервоару



Сл. 6.14 Активна електрична снага електромотора при различитим притисцима у резервоару

На Сл. 6.13 и Сл. 6.14 се уочава да за притиске у резервоару веће од 5 bar не долази до повећања погонског момента и активне електричне снаге. У стационарним условима погонски момент и активна електрична снага су вишеструко мањи у односу на фазу покретања компресора.

За верификацију погонског блока неопходно је одредити параметре у једначини (4.1): укупни момент инерције система J и коефицијент пригушења при ротацији k_t .

Укупни момент инерције система је збир момената инерције ротирајућих делова погонског блока (ротор електромотора, кајишници, вратила, замајац) у коме доминантну улогу има замајац. Момент инерције замајца, који је реализован као челични диск, на основу његових димензија, је $0,45 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Укупни момент инерције је $0,51 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

Коефицијент пригушења при ротацији, k_t , зависи од трења при ротацији у погонском блоку и компресору и одређује се експериментално. Снимањем времена слободног заустављања система без радног процеса у цилиндру компресора и без електричног погонског момента. Стање без радног процеса у цилиндру компресора је постигнуто скидањем главе компресора. На овај начин се не узима у потпуности момент трења у компресору јер он сразмеран притиску у цилиндру. Електрични погонски момент је искључен искључењем напона напајања електричном енергијом електромотора. Без механичког и електричног момента једначина (4.1) добија облик:

$$J \frac{d\omega}{dt} + k_t \omega = 0. \quad (6.2)$$

Решавањем диференцијалне једначине (6.2) добија се:

$$\omega = \omega_0 e^{-\frac{k_t t}{J}}, \quad (6.3)$$

где је

ω_0 - угаона брзина у тренутку искључења напајања електричном енергијом електромотора.

У интервалу $\Delta t = t_2 - t_1$ број обртаја вратила се промени од ω_1 до ω_2 па је:

$$\omega_1 = \omega_0 e^{-\frac{k_t t_1}{J}}, \quad (6.4)$$

$$\omega_2 = \omega_0 e^{-\frac{k_t t_2}{J}}. \quad (6.5)$$

Дељењем једначине (6.4) са (6.5) и затим логаритмовањем добија се:

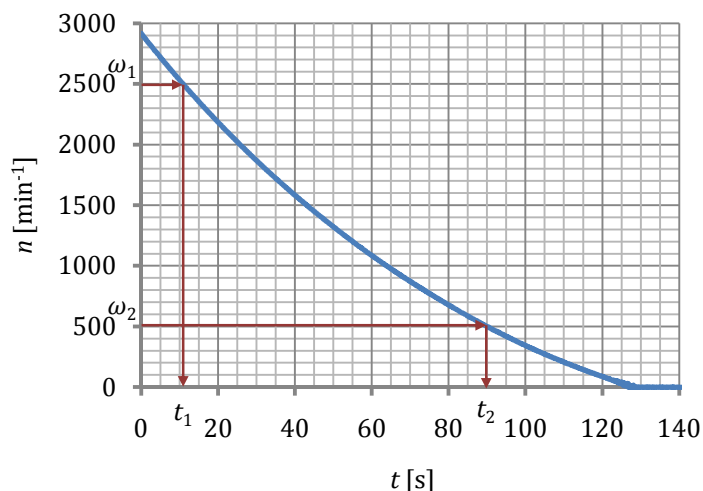
$$\ln \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{k_t}{J} (t_1 - t_2), \quad (6.6)$$

$$\ln \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{k_t}{J} \Delta t.$$

Из једначине (6.6) одређује се:

$$k_t = \frac{J \cdot \ln \frac{\omega_1}{\omega_2}}{\Delta t}. \quad (6.7)$$

На Сл. 6.15 је приказан метод одређивања коефицијента пригушења k_t .

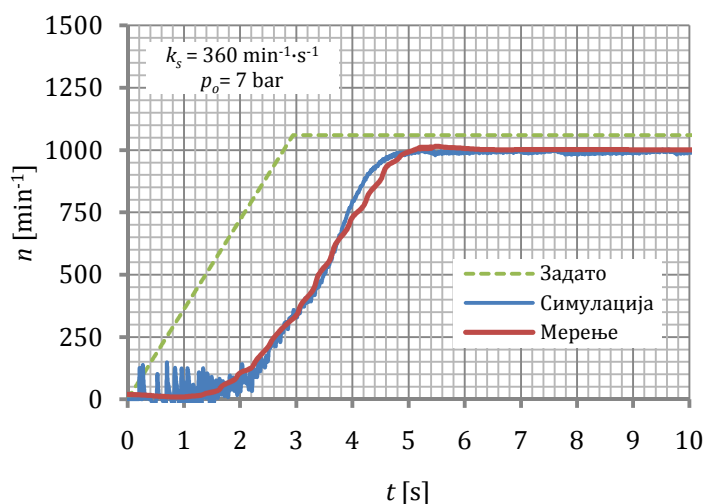


Сл. 6.15 Одређивање коефицијента пригушења при ротацији

Очитавањем података са Сл. 6.15 одређује се $k_t = 0,01 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$.

Са Сл. 6.15 се уочава да при малим бројевима обртаја поред трења утицај имају и други физички ефекти као што је стик-слип и да ту област треба избегавати при одређивању коефицијента пригушења.

Уношењем стварних параметара момента инерције система и коефицијента пригушења у модел погонског блока симулирана је промена броја обртаја при стартовању. Резултати симулације су упоређени са резултатима мерења и приказани на Сл. 6.16.

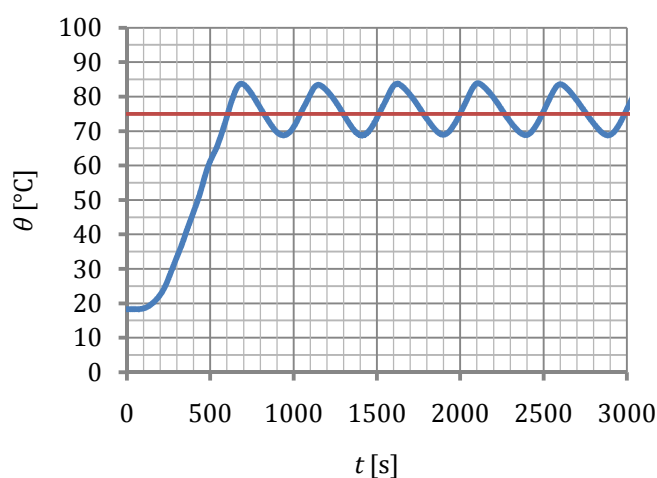


Сл. 6.16 Упоређење симулације и резултата мерења броја обртаја погонског блока

На Сл. 6.16 се види добро слагање резултата симулације и резултата мерења чиме је извршена верификација модела погонског блока. Разлика између задате вредности броја обртаја и стварне вредности је последица клизања ротора.

6.2 Испитивање блока за обезбеђење радних услова

Блок за обезбеђење радних услова се подешава према захтевима компресора. На основу прорачуна уграђен је грејач уља за подмазивање од 2000 W. Провера брзине и тока загревања уља приказана је на Сл. 6.17. за задату температуру од 75°C.



Сл. 6.17 Ток загревања уља за подмазивање компресора

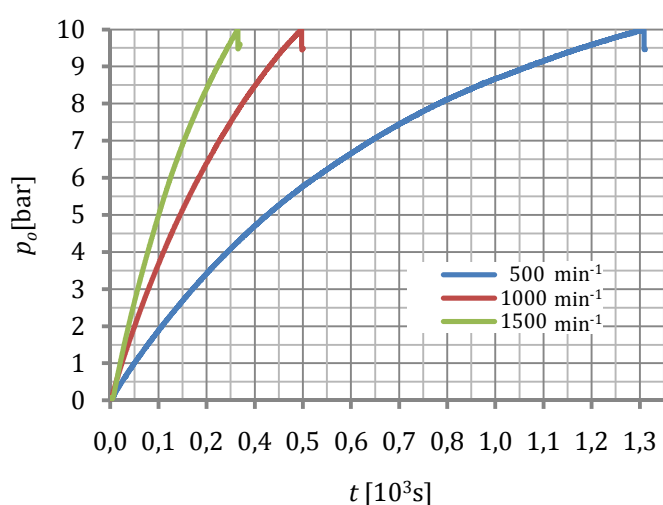
Са Сл. 6.17 се уочава кашњење при стартовању процеса загревања што је последица загревања самог грејача пре почетка предаје топлоте уљу. Провера брзине загревања, која је узета као параметар за димензионисање грејача врши се мерењем временског интервала потребног да се уље загреје од 30 °C до 70 °C. Са графика се види да је за то било потребно око 300 s (5 min) што одговара постављени захтевима. Варијације температуре уља у стационарном стању су последица примене електромеханичког терморегулатора који има велики хистерезис. Овакав опсег промена је дозвољен код регулације температуре уља за подмазивање моторних возила а како је компресор предвиђен за рад на моторном возилу сматра се да реализовани систем задовољава потребе испитивања клипних компресора. За потребе испитивања триболошких карактеристика уља за подмазивање неопходно је извршити регулацију температуре уља са мањим хистерезисом.

6.3 Испитивања клипних компресора

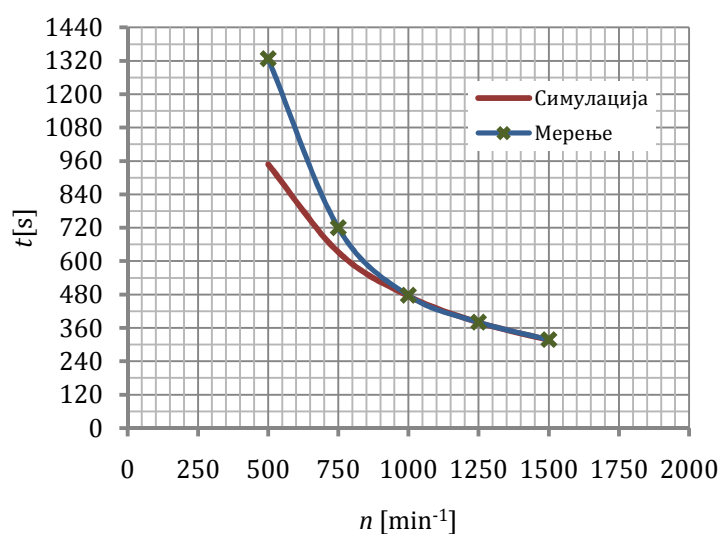
Верификација мерне инсталације за нестандартна испитивања клипних компресора врши се испитивањем употребних карактеристика референтног компресора и испитивањем радних процеса у референтном компресору.

6.3.1 Испитивања употребних карактеристика компресора

Испитивање употребних карактеристика компресора заснива се мерењу основних карактеристика компресора: испоруци компримованог ваздуха и брзини пуњења резервоара компримованог ваздуха.



Сл. 6.18 Ток пуњења резервоара у зависности од броја обртаја



Сл. 6.19 Брзина пуњења резервоара у зависности од броја обртаја погонског вратила

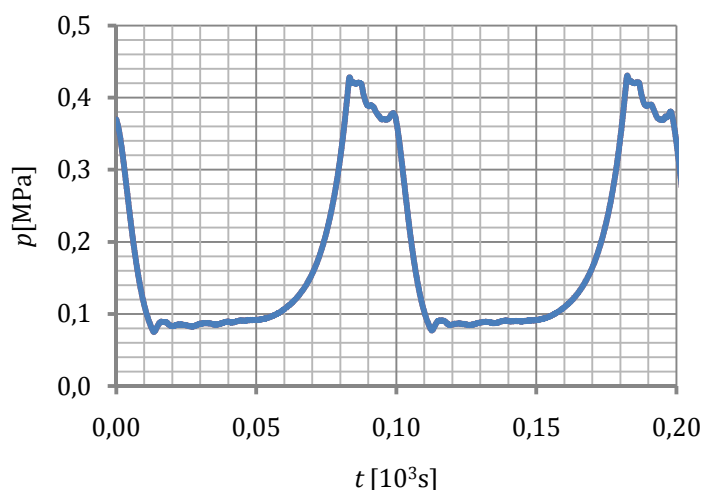
Ток пуњења резервоара од потпуно празног до максималног притиска при коме почиње да ради сигурносни вентил подешен на притисак од 10 bar је приказана на Сл. 6.18. Када проради сигурносни вентил долази до испуштања компримованог ваздуха из резервоара и пада притиска.

Време пуњења опада са повећањем броја обртаја погонског вратила што је у складу са моделом компресора и једначином (2.93) приказано је на Сл. 6.19. Већа разлика између резултата симулације и мерења при малом броју обртаја настаје зато што су губици ваздуха у цилиндру већи при малом броју обртаја.

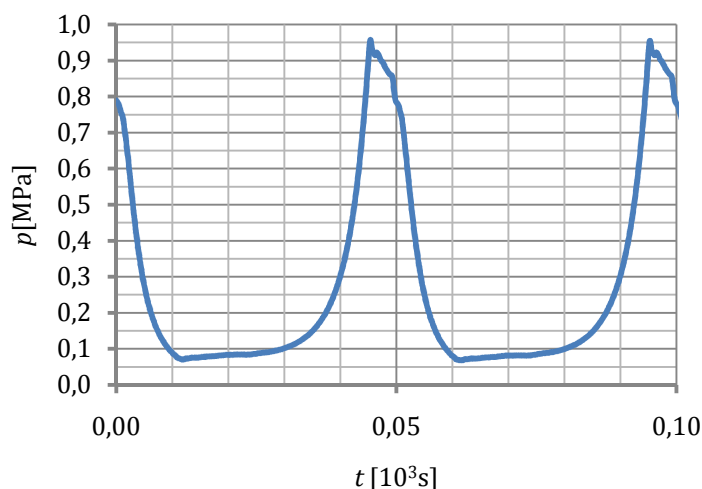
6.3.2 Испитивања радних процеса компресора

Мерење тока притиска у цилиндру може се вршити у различитим доменима: временском, угаоном или помоћу pV дијаграма.

Временски дијаграми тока притиска у цилиндру за два броја обртаја погонског вратила приказане су на Сл. 6.20 и Сл. 6.21.



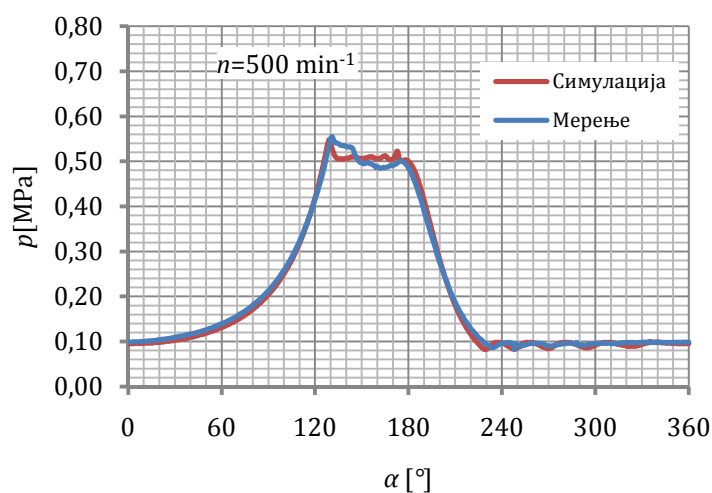
Сл. 6.20 Временски дијаграм притиска у цилиндру при $n=600 \text{ min}^{-1}$



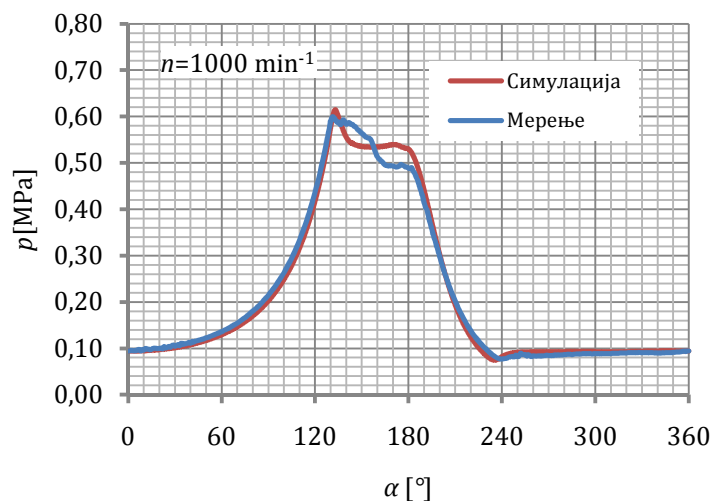
Сл. 6.21 Временски дијаграм притиска у цилиндру при $n=1200 \text{ min}^{-1}$

Анализом временских дијаграма уочавају се при малим бројевима обртаја осцилације притиска у фази усисавања и издувавања које су последица динамике одговарајућих вентила. Недовољна брзина отварања издувног вентила манифестује се већом разликом између притиска у цилиндру и притиска у резервоару при већим бројевима обртаја погонског вратила.

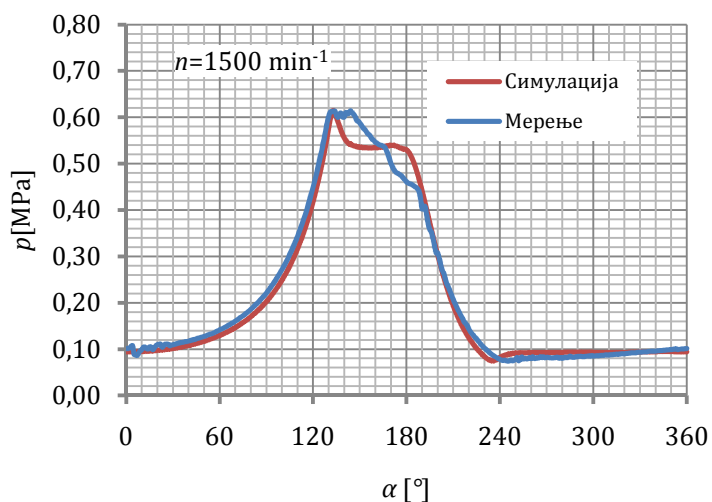
Упоређење резултата мерења индикаторског притиска у цилиндру референтног компресора са резултатима симулације у угаоном домену приказани су на Сл. 6.22, Сл. 6.23 и Сл. 6.24 а као pV индикаторски дијаграм приказани су на Сл. 6.25, Сл. 6.26 и Сл. 6.27.



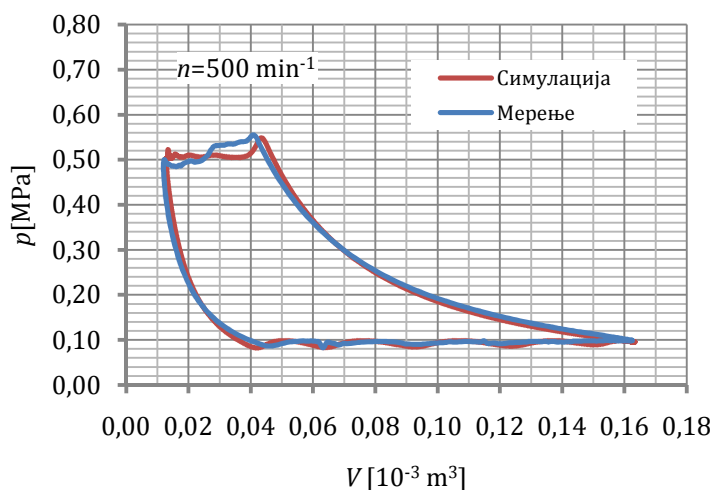
Сл. 6.22 Отворени индикаторски дијаграм компресора за $n=500 \text{ min}^{-1}$



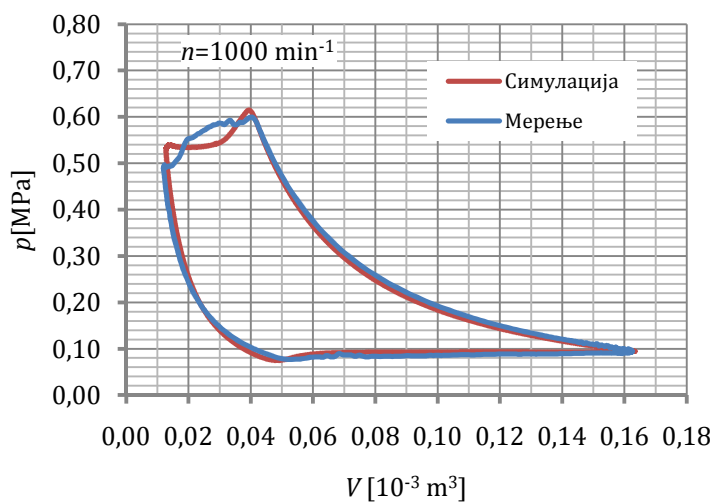
Сл. 6.23 Отворени индикаторски дијаграм компресора за $n=1000 \text{ min}^{-1}$



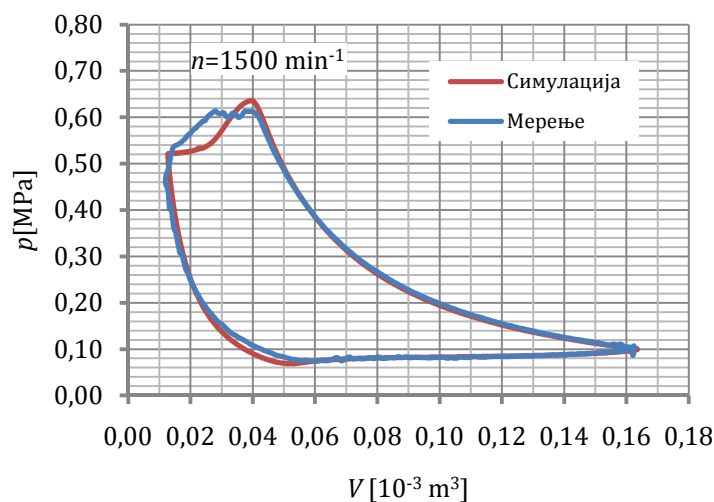
Сл. 6.24 Отворени индикаторски дијаграм компресора за $n=1500 \text{ min}^{-1}$



Сл. 6.25 Затворени - pV индикаторски дијаграм компресора за $n=500 \text{ min}^{-1}$



Сл. 6.26 Затворени - pV индикаторски дијаграм компресора за $n=1000 \text{ min}^{-1}$



Сл. 6.27 Затворени - pV индикаторски дијаграм компресора за $n=1500 \text{ min}^{-1}$

Упоређењем индикаторских дијаграма на Сл. 6.22, Сл. 6.23, Сл. 6.24, Сл. 6.25, Сл. 6.26 и Сл. 6.27 уочава се добро слагање резултата мерења са резултатима симулације добијених помоћу развијеног модела клипног компресора. Највеће одступање резултата мерења и симулације је у фази издувавања јер је моделирање те фазе радног процеса компресора моделирано релативно једноставним релацијама. Ипак, и тако једноставан модел омогућава коректно моделирање клипног компресора као целине.

7 Закључна разматрања

У фази развоја неког дела моторног возила стандардизоване мерене инсталације нису довољне, јер је потребно проверити више различитих карактеристика у статичким и динамичким условима од којих неке нису обухваћене стандардима а за веома често се жели да услови и стандардних испитивања буду проширени. Да би се извршила нестандартна испитивања потребно је формирати специфичну мерну инсталацију.

Нестандардна испитивања клипних компресора захтевају специфичну мерну инсталацију која може да омогући како статичка тако и динамичка мерења карактеристичних параметара. Неадекватна мерна инсталација поред грешака у мерењима може да онемогући мерење динамичких промена параметара па чак и да својом нетранспарентношћу утиче на рад објекта испитивања - клипног компресора и да услови формирање погрешних закључака из резултата мерења.

Пре почетка реализације мерне инсталације неопходно је направити математички модел мерне инсталације и на моделу симулирати њен рад.

Моделирање мерне инсталације није могуће реализовати без познавања карактеристика и радних процеса у клипним компресорима. Због тога се врши критичка анализа карактеристика и радних процеса у клипним компресорима и затим се бира репрезентативни узорак клипних компресора на моторним возилима који је назван референтни клипни компресор и који се користи за моделирање и проверу карактеристика мерне инсталације.

Математичко моделирање радног процеса компресора обухвата анализу и моделирање термодинамичких процеса у компресору, кинематских релација конструктивних делова компресора, динамике рада вентила, протока ваздуха кроз вентиле, односно произведене количине компримованог ваздуха, размене топлоте између ваздуха и цилиндра компресора као и компресора и околине, сила и момената који делују на клип и погонско вратило компресора.

За клипне компресоре је развијен нови математички модел компресора помоћу кога су вршене симулације рада референтног клипног компресора. Резултати симулација радних процеса у цилиндру и динамике рада компресора добро су се слагали са литературним подацима.

Из симулација компресора су дефинисане физичке величине које је неопходно мерити у току испитивања компресора као и врсте и мерни опсези потребних сензора и мерних инструмената.

Анализом мерних инсталација за испитивање компресора које се користе за стандардна испитивања према захтевима и препорукама одговарајућих стандарда

и малобројних описаних инсталација за нестандартна испитивања компресора утврђено је да не постоје опште препоруке за формирање мерних инсталација за нестандартна испитивања клипних компресора. На основу анализа постојећих мерних инсталација утврђене су њихове заједничке и специфичне карактеристике које треба да има и нова мерне инсталација да омогућила нестандартна али и стандардна испитивања.

На основу симулација радних процеса и услова рада компресора и из анализе постојећих инсталација направљен је концепт мерне инсталације који се састоји од погонског блока, блока за оптерећивање компресора, блока за обезбеђење радних услова и блока за управљање, мерење и обраду резултата.

Погонски блок је моделиран и на основу симулација утврђене су потребне карактеристике. Симулацијама је утврђено да за моделирани замајак при оптерећењу погонског блока које одговара оптерећењу које ствара компресор доћи до кашњења при покретању електромотора.

Извршено је моделирање блока за оптерећивање компресора где је посебна пажња дата на моделирање система за мерење протока ваздуха и система за регулацију протока ваздуха помоћу сервовентила као најважнијих компоненти.

Блок за управљање, мерење и обраду резултата је заснован на савременом систему за аквизицију а надзор над целим мерним системом се врши помоћу персоналног рачунара.

На основу модела је реализована мерна инсталација у коју је уграђен референтни компресор да би се могла извршити верификација резултата. За све сензоре је извршена калибрација и дефинисање релација које омогућавају конверзију мерних сигнала у вредности физичких величина које се мере. Изабрани сензори имају линеарне карактеристике.

Верификација мерне инсталације је извршена функционалним проверама свих блокова мерне инсталације.

Испитивање мерне инсталације дало је добро слагање резултата симулације и излазних карактеристика погонског блока. Кашњење постизања жељеног броја обртаја погонског вратила при покретању електромотора временски одговара кашњењима која су добијена приликом симулација.

При провери погонског блока на основу анализе погонског момента и активне снаге мотора у фази покретања компресора закључено је да је потребно фреквенцијски регулатор подесити тако да споро постиже жељени број обртаја погонског електромотора да се не би вршило преоптерећивање погонског блока и на тај начин се скратио његов радни век.

За притиске у резервоару веће од 7 bar-а не долази до повећања погонског момента и активне електричне снаге. У стационарним условима погонски момент и активна електрична снага су вишеструко мањи у односу на фазу покретања компресора.

Блок за оптерећивање је омогућио испитивања испоруке компресора и одржавање константних притисака у резервоару. Аутоматска регулација протока код које се користи систем за аквизицију као управљачки уређај омогућава управљање само помоћу радних мапа. Овај начин управљања је последица немогућности система за аквизицију да врши управљање у реалном времену. Реализовани систем помоћу мапа омогућава регулацију притиска у стационарним условима.

При верификацији блока за обезбеђење радних услова утврђено је да систем за загревање уља за подмазивање задовољава симулиране услове али да је изражен хистерезис температуре. Овакав опсег промена је дозвољен код регулације температуре уља за подмазивање моторних возила а како је компресор предвиђен за рад на моторном возилу сматра се да реализовани систем задовољава потребе испитивања клипних компресора.

Блок за управљање, мерење и обраду резултата омогућава мерења како стационарних процеса тако и индикаторских дијаграма. Изабрани систем за аквизицију има брзину узорковања система за аквизицију која омогућава мерење статичких и динамичких процеса у временском и угаоном домену. Време узорковања при великим брзинама узорковања је ограничено услед ограничене брзине комуникације између система за аквизицију и персоналног рачунара. При максималним брзинама узорковања смањује се интервал у коме могу да се мере радни процеси.

Упоређењем измерених индикаторских дијаграма уочава се добро слагање са резултатима симулације добијених помоћу развијеног модела клипног компресора. Највеће одступање резултата мерења и симулације је у фази издувавања јер је моделирање те фазе радног процеса компресора моделирано релативно једноставним релацијама. Ипак, и тако једноставан модел омогућава коректно моделирање клипног компресора као целине. При малим бројевима обртаја погонског вратила, посебно у фази усисавања, уочавају се осцилације на индикаторским дијаграмима које су последица динамике вентила и струјања ваздуха кроз вентиле и које су се очекивале на основу симулација на моделу компресора.

Реализована мерна инсталација је постала одељак Лабораторије за моторе СУС Факултета инжењерских наука и може да се користи за нестандартна испитивања како клипних компресора тако и других машина, уређаја и склопова са сличним принципима рада. На пример, може да се врши одређивање структуре механичких губитака мотора СУС, упоредна испитивања мазива за компресоре и моторе СУС, одређивање карактеристика флуида за расхлађивање у клима системима ...

7.1 Изгледи и побуде за даља истраживања

Мерна инсталација за нестандартна испитивања клипних компресора је флексибилан систем који је за свако ново, конкретно мерење потребно прилагодити. На мерној инсталацији је у том случају потребно извршити измене које не ремете концепт инсталације.

Модел клипног компресора може се побољшати. Моделирање рада аутоматских вентила је потребно направити сложенијим моделима који узимају у обзир и адхезионе силе при отварању и затварању вентила као и коришћењем сложенијих математичких релација за моделирање протока ваздуха кроз вентиле. Такође, потребно је побољшати модел преноса топлоте компримованог ваздуха на зидове цилиндра и клип као и одвођење топлоте са компресора у околину.

Модели динамике вентила се појављују у литератури али има мало примера експерименталне верификације тих модела. Провера нових модела динамике вентила може да се ради на новој мерној инсталацији за испитивање компресора али захтева да се изврши измена мерне инсталације у коју ће бити уграђени сензори за мерење закона кретања вентила и динамичко праћење протока ваздуха јер постојећи систем за мерење протока се користи за статичка мерења протока. Уградњом система за динамичка мерења протока може да се проучава и динамика струјања ваздуха у усисној и издувној цеви компресора.

Мерење преноса топлоте, да би се проверити модели за пренос топлоте, је тешко реализовати јер до скоро нису постојали адекватни сензори топлотног флуksа. Уградња сензора за мерење топлотног флуksа у зидове и главу цилиндра захтевају измене мерне инсталације али пружају велике могућности за истраживања.

Модел погонског блока мерне инсталације може да се побољша у циљу смањења нестабилности модела при малим бројевима обртаја погонског вратила. То захтева да се погонски блок моделира полазећи од основних електричних и механичких релација без коришћења готових модула програмског пакета Simulink®.

За потребе испитивања триболошких карактеристика уља за подмазивање, ако се користи референтни компресор као основа за испитивање, неопходно модификовати систем за загревање уља тако да поседује аутоматску електронску регулацију температуре уља за подмазивање са ПИД регулатором или мањим хистерезисом.

У случају да се захтевају динамичке промене притиска у резервоару потребно је систем за аутоматску регулацију притиска у резервоару реализовати као независан систем регулације притиска, односно протока, који аутономно врши управљање радом сервовентила у реалном времену. Задавање динамичких промена притиска у таквом систему би се задавало помоћу постојећег блока за управљање, мерење и обраду података.

8 Литература

- [1] Adair R. P., Qvale E. B., Pearson J. T.: *Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors*, International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, p.p. 521-526, 1972.
- [2] Aigner R., Steteinruck H.: *Waves in reciprocating compressors*, PAMM Proceeding of Applied Mathematics and Mechanics, Vol. 4 No, p.p. 516-517, 2004.
- [3] Al-Durra A. A.: *Model-based estimation for in-cylinder pressure of advanced combustion engines*, Ph.D. Dissertation, The Ohio State University, USA, 2010.
- [4] Australian Commercial Air Compressor Association: *ACACA Protocol™ 2000*, http://www.amei.com.au/downloads/acaca_protocol.pdf, преузето: јануар 2011.
- [5] Baker R. C.: *Flow measurement handbook: industrial designs, operating principles, performance, and applications*, Cambridge University Press, Cambridge, 2005.
- [6] Bendix Commercial Vehicle Systems LLC: *The Air Brake Handbook*, 2004.
- [7] Block H. P., Hoefner J. J.: *Reciprocating Compressors: Operation and Maintenance*, Gulf Professional Publishing, Woburn, 1996.
- [8] Bose B. K.: *Power Electronics and AC Drives*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New York, 1986.
- [9] Boswirth L., Boff E.: *Calculation and Design of the Fly Wheel for Small and Medium Compressors*, International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, p.p. 203-207, 1976.
- [10] Climatic Testing Systems: *Compressor Test bench*, Warminster, [http://www.climatictesting.com/PDF Files/CTB_DS_3.pdf](http://www.climatictesting.com/PDF%20Files/CTB_DS_3.pdf), преузето: јануар 2011.,
- [11] Compressed Air and Gas Institute (CAGI): *Acceptance test code for electrically driven packaged centrifugal air compressors*, Cleveland, Ohio, 2010.
- [12] Crowder R.: *Electric Drives and Electromechanical Systems*, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2006.
- [13] Cuevas C., Winandy E., Lebrun J.: *Testing and modeling of an automotive wobble plate compressor*, International Journal of Refrigeration, Volume 31, Issue 3, p.p. 423-431, May 2008.
- [14] Davinić A., Taranović D., Pešić R.: *Installation for air compressors testing and tribological tests of IC engines*, Mobility & Vehicle Mechanics - International Journal for Vehicle Mechanics, Engines and Transportation Systems, Volume 30, Special Edition, p.p. 151-165, December 2004.
- [15] De Wal M. V., Willems F., De Jager B.: *Selection of Actuators and Sensors for Surge Control*, Journal of Propulsion and Power, vol. 18, Issue 6, p.p. 84-92, 2002.

- [16] Duprez M. E., Dumont E., Frère M.: *Modelling of reciprocating and scroll compressors*, International Journal of Refrigeration, vol. 30, N° 5, p.p. 873-886, August 2007.
- [17] ECE regulation No. 13. Revision 6.: *Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking*, 14 January 2008,
- [18] Elhaj M., Gu F., Ball A. D., Albarbar A., Al-Qattan M., Naid A.: *Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring*, Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 22, N° 2, p.p. 374-389, February 2008.
- [19] Galindo J., Climent H., Guardiola C., Tiseira A.: *On the effect of pulsating flow on surge margin of small centrifugal compressors for automotive engines*, Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 33, Issue 8, p.p. 1163-1171, November 2009.
- [20] Giampaolo T.: *Compressor handbook: principles and practice*, Fairmont Press, Inc., Lilburn, USA, 2010.
- [21] ГОСТ 20073-81: *Компрессоры воздушные поршневые стационарные общего назначения. Правила приемки и методы испытаний*, Москва, 1986.
- [22] ГОСТ 4364-81: *Приводы пневматические тормозных систем автотранспортных средств. Общие технические требования*, Москва, 1981.
- [23] ГОСТ Р 52850-2007: *Автомобильные транспортные средства. Компрессоры одноступенчатого сжатия. Технические требования и методы испытаний*, Москва, 2007.
- [24] Грујовић А.: *Техничка мерења I*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 1999.
- [25] Грујовић А., Грујовић Н.: *Техничка мерења II - Основи технике мерних средстава*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2005.
- [26] Грујовић А., Грујовић Н.: *Техничка мерења III - Основи технике мерења*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2005.
- [27] He Y.: *Proportional-Integral-Differential (PLC) Control System Design of Compressor Performance Test Bench*, 2010 International Conference on Electrical and Control Engineering, Wuhan, China, p.p. 1511-1514, June 2010.
- [28] ISO 1217:1996 *Displacement compressors – Acceptance tests*, 1996.
- [29] ISO 5167-1:2003: *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full, Part 1: General principles and requirements*, 2003.
- [30] ISO 5167-2:2003: *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full, Part 2: Orifice plates*, 2003.
- [31] Јанков Р. : *Клипни компресори*, Машински факултет, Београд, 1990.
- [32] Klein M.: *A Specific Heat Ratio Model and Compression Ratio Estimation*, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweden, 2004.
- [33] KNORR-BREMSE: *Systeme für Nutzfahrzeuge - Bremssysteme - Luftfederungssysteme - Kupplungsbetätigungssysteme*, Produktkatalog, München, 2002.

- [34] Koubaa Y.: *Recursive identification of induction motor parameters*, Simulation Modelling Practice and Theory, Volume 12, Issue 5, p.p. 363-381, August 2004.
- [35] Krause P. C., Wasynczuk O., Sudhoff S. D.: *Analysis of Electric Machinery*, IEEE Press, New York, 2002.
- [36] Lawson S., McLaren R. J. L.: *An approach to computer modeling of reciprocating compressors*, International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, p.p. 140-147, 1984.
- [37] Lebrun J., Cuevas C.: *Testing and modeling of a variable speed scroll compressor*, Applied Thermal Engineering, Volume 29, Issues 2-3, p. 469-478, February 2009.
- [38] Leonhard W.: *Control of Electrical Drives*, Springer, Berlin, 2001.
- [39] Link R., Deschamps C. J.: *Numerical modeling of startup and shutdown transients in reciprocating compressors*, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, Issue 6, p.p. 1398-1414, September 2011.
- [40] Luszcz J., Iwan K.: *Conducted EMI Propagation In Inverter-fed AC Motor*, Electrical Power Quality and Utilisation, Vol. II No. 1, pp 47-51, 2006.
- [41] Luszczycski M., Cyklis P., Zelasko J.: *Developed Mathematical Model of the Self-Acting Valves of the Reciprocating Compressor and Its Application for Tongue Valves*, International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, p.p. 1241-1248, 1992.
- [42] Marino R., Tomei P., Verrelli C. M.: *Induction Motor Control Design*, Springer-Verlag London Limited, London, 2010.
- [43] Маторин С. В., Лисичкин В. Е., Мельников Н. И.: *Испытание компрессорных машин*, Машиностроение, Москва, 1964.
- [44] Muellner T., Bielmeier O.: *Heat Transfer in Small Piston Compressors*, International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, paper 1125, 2008.
- [45] Muttaqi K. M., Haque M. E.: *Electromagnetic Interference Generated from Fast Switching Power Electronic Devices*, International Journal of Innovations in Energy Systems and Power, Vol. 3, no. 1, p.p. 19-26, 2008.
- [46] Navarro E., Granryd E., Urchueguía J. F., Corberán J. M.: *A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors*, International Journal of Refrigeration, Vol. 30, Issue 7, p.p. 1254-1265. November 2007.
- [47] Нинковић Д.: *Стање развоја мерне технике за индицирање притиска у цилиндрима клипних компресора с аспекта дијагностике стања и оптимизације радног процеса*, Монографија - Истраживања у области мотора СУС, Машински факултет Крагујевац, 2000.
- [48] NOAA, NASA, USAF: *U.S. Standard Atmosphere, 1976*, U.S. Government Printing Office, Washington, D.C., 1976.
- [49] Ong C. M.: *Dynamic Simulations of Electric Machinery: Using MATLAB/SIMULINK*, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 1997.
- [50] Park J., Mackay S.: *Practical Data Acquisition for Instrumentation and Control Systems*, Newnes, Linacre House, Jordan Hill, Burlington, 2003.

- [51] Pawlak A. M.: *Sensors and Actuators in Mechatronics - Design and Applications*, CRC Press, Boca Raton, 2006.
- [52] Pereira E. L. L., Deschamps C. J., Ribas F. A.: *Numerical Analysis of Heat Transfer inside the Cylinder of Reciprocating Compressors in the Presence of Suction and Discharge Processes*, International Compressor Engineering Conference, International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, , Paper 1310, p.p. 1-8, July 12-15, 2010.
- [53] Петровић С., Јанков Р., Томић М., Филипи З., Пушоња М., Јовановић З.: *Моделирање сагоревања у ото-мотору*, монографија, Машински факултет, Београд, 1995.
- [54] Pešić R., Davinić A., Petković S., Taranović D., Miloradović D.: *Aspects of volumetric efficiency measurement for reciprocating engines*, Thermal Science, OnLine-First Broj 00, p.p. 153-153, doi:10.2298/TSCI120531153P, 2012.
- [55] Pešić R., Davinić A., Taranović D., Miloradović D., Petković S.: *Experimental determination of double vibe function parameters in diesel engines with biodiesel*, Thermal Science, Vol.14, No.Suppl., pp. 207-218, Doi 10.2298/TSCI100505069P, 2010.
- [56] Поповић М.: *Сензори и мерења*, Завод за уџбенике и наставна средства РС; Источно Сарајево, БиХ, 2004.
- [57] ППТ кочна техника: *Компресори*, Трстеник, <http://www.kocna.co.rs/KT-sajt/pdf/kompresori.pdf>, преузето: јун 2011.
- [58] Prakash R., Singh R.: *Mathematical Modeling and Simulation of Refrigerating Compressors*, Fifteenth International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, p.p. 274-285, 1974.
- [59] Prasad B. G. S. S.: *Heat Transfer in Reciprocating Compressors - A Review*, International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, p.p. 857-863, 1998.
- [60] Qingdao Haolida Automotive Equipment Manufacturing Co.: http://haolida.en.alibaba.com/product/335315755-209493348/Automobile_Air_Braking_System_Test_Bench.html?tracelog=cgsotherproduct, преузето: март 2012.
- [61] Qvale E. B., Soedel W., Stevenson M. J., Elson J. P., Coates D. A.: *Problem areas in mathematical modeling and simulation of refrigeration compressors*, ASHRAE Transactions. 2215 (1972) p.p. 75-78, 1972.
- [62] Радоњић Д., Пешић Р.: *Топлотни прорачун мотора СУС*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац 1996.
- [63] Rasmussen B. D., Jakobsen A.: *Review of Compressor Models and Performance Characterizing Variables*, Fifteenth International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, p.p. 515-522, July 25-28, 2000.
- [64] Rausch G., Rigola J., Pérez-Segarra D., Oliva A.: *A novel Sigma-Delta ADC application oriented to test hermetic reciprocating compressors*, Measurement Science and Technology, vol. 15, № 11, p.p. 2207-2214, November 2004.
- [65] SAE J1340: *Test method for measuring power consumption of air conditioning and brake compressors for trucks and buses*, Warrendale, 1996.

- [66] Schwerzler D. D., Hamilton J. F.: *An Analytical Method for Determining Effective Flow and Force Areas for Refrigeration Compressor Valving Systems*, International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, p.p. 30-36, 1972.
- [67] Стојић М.: *Континуални системи аутоматског управљања*, Грађевинска књига, Београд, 1978.
- [68] Stouffs P., Tazerout M., Wauters P.: *Thermodynamic analysis of reciprocating compressors*, International Journal of Thermal Sciences, Volume 40, Number 1, p.p. 52-66(15), January 2001.
- [69] Subramanian K., Subramanian L. R. G., Joseph B., Jayaraman: *Mathematical Modeling and Simulation of Reciprocating Compressors – A Review V. of Literature*, Mathematics Modelling and Applied Computing, Volume 1, Number 1 (2010), p.p. 81-96, 2010.
- [70] Тарановић Д., Давинић А., Пешић Р.: *Методе испитивања клипних компресора*, Конгрес Метролога 2005, Београд 18-20 мај 2005., стране 223-231, Зборник радова, 2005.
- [71] The American Society of Mechanical Engineers: *ASME PTC 10-1997 - Performance Test Code on Compressors and Exhausters*, ASME, 1997.
- [72] Tian C., Dou C., Yang X., Li X.: *A mathematical model of variable displacement wobble plate compressor for automotive air conditioning system*, Applied Thermal Engineering, Volume 24, Issues 17-18, , p. 2467-2486, December 2004.
- [73] Тодоровић Ј.: *Кочење моторних возила: теорија, пројектовање, одржавање, испитивање*, Завод за уџбенике и наставна средства, Београд, 1988.
- [74] Toliyat H. A., Kliman G. B., editors: *Handbook of Electric Motors*, CRC Press Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2004.
- [75] Ueno K., Bye R. E., Hunter K. S.: *Compressor Efficiency Definitions*, <http://www.vairex.com/resources/Efficiency-0514-2.pdf>, преузето: децембар 2010.
- [76] Veltman A., Pulle D. W. J., De Doncker R. W.: *Fundamentals of Electrical Drives*, Springer, Heidelberg, 2007.
- [77] Venkatesan J., Nagarajan G., Seeniraj R. V., Kumar S.: *Mathematical Modeling of Water Cooled Automotive Air Compressor*, International Journal of Engineering and Technology, Vol. 1, No. 1, p.p. 50-56, April 2009.
- [78] Venkatesan J., Nagarajan G., Seeniraj R. V., Murugan R.: *Experimental validation of a mathematical model of a reed-valve reciprocating air compressor from an automotive braking system*, International journal of automotive technology, (2010) vol. 11, №3, p.p. 317-322, doi:10.1007/s12239-010-0039-8, 2010.
- [79] Вырубков Д. Н., Ефимов С. И., Иващенко Н. А. и др: *Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей*, Машиностроение, Москва, 1984.
- [80] WABCO: *Compressors, Single and Twin Cylinder*, 820 001 135 3, 2004.
- [81] WABCO: *Instructions for Testing Air Braking Systems using Test Equipment Case 435 002 007 0, 1st edition*, 815 970 035 3, 2008.

[82] WABCO: *Systems And Components In Commercial Vehicles, 2. Edition, Version 002/09.01(en)*, 815 010 003 3, 2005.

[83] Wang B., Li X., Shi W., Yan Q.: *Design of experimental bench and internal pressure measurement of scroll compressor with refrigerant injection*, International Journal of Refrigeration, Volume 30, Issue 1, p.p. 179-186, January 2007.

[84] Webster J. G.: *The Measurement, Instrumentation and Sensors Handbook*, CRC Press, Boca Raton, 1999.

[85] Winandy E., Saavedra C. O., Lebrun J.: *Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor*, International Journal of Thermal Sciences, Volume 41, Issue 2, February 2002, p.p. 183-192, 2002.

Прилог 1

Прилог 1 се састоји од следећих слика:

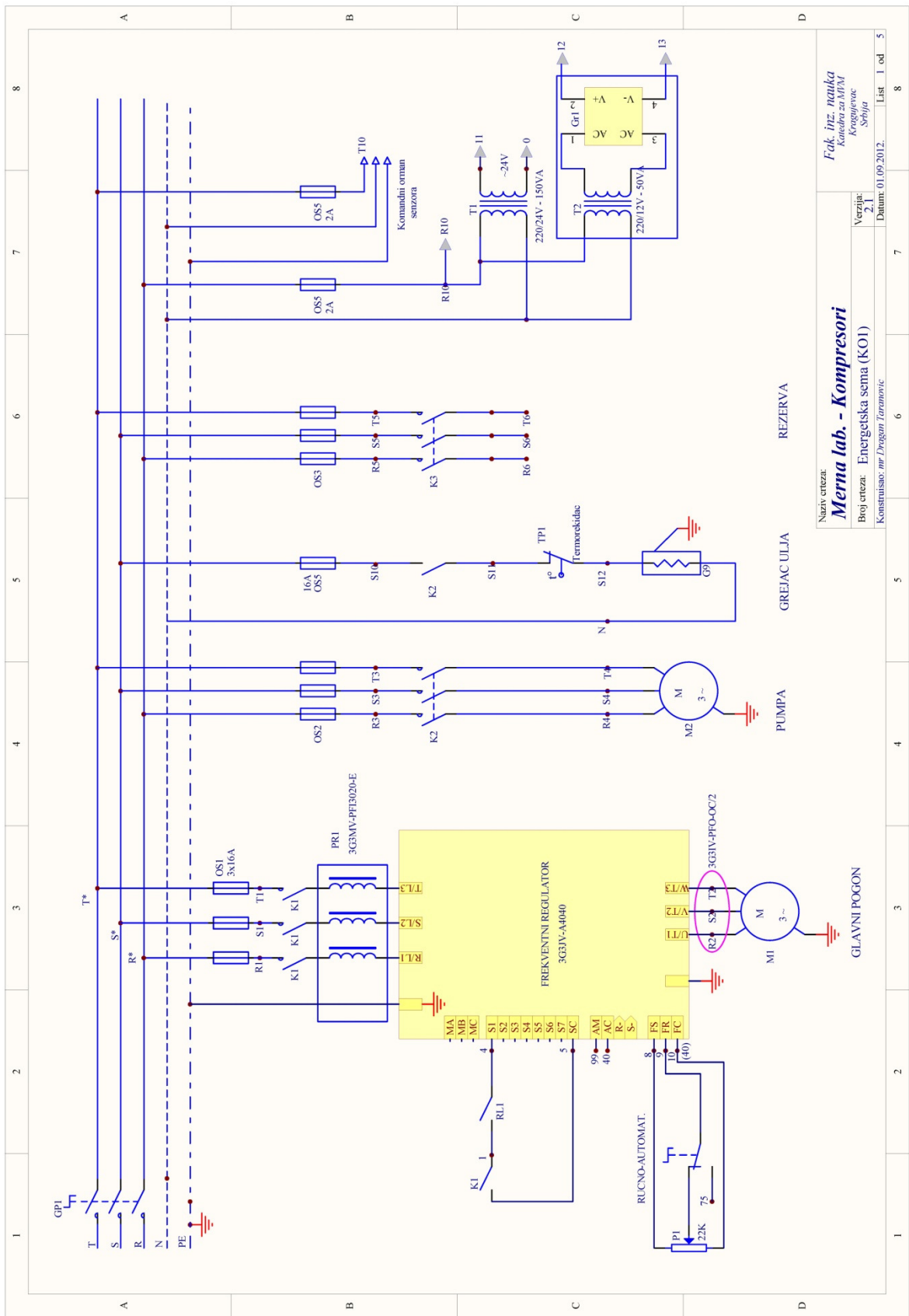
П1.1. Електрична шема енергетског дела,

П1.2. Електрична шема управљачког дела,

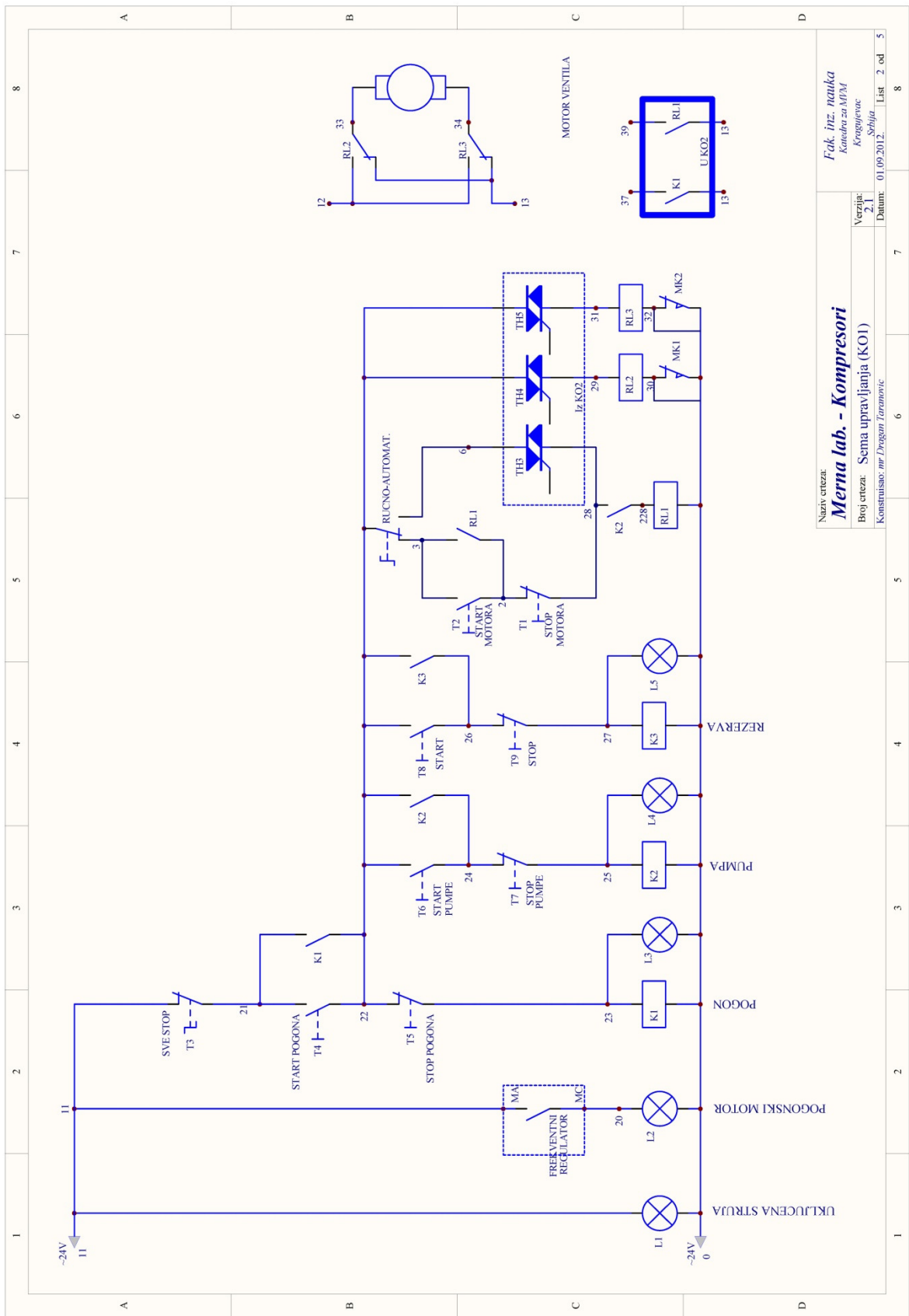
П1.3. Електрична шема система за кондиционирање и аналогног дела система за аквизицију сигнала,

П1.4. Електрична шема система за кондиционирање и дигиталног дела система за аквизицију сигнала,

П1.5. Електрична шема повезивања сензора.

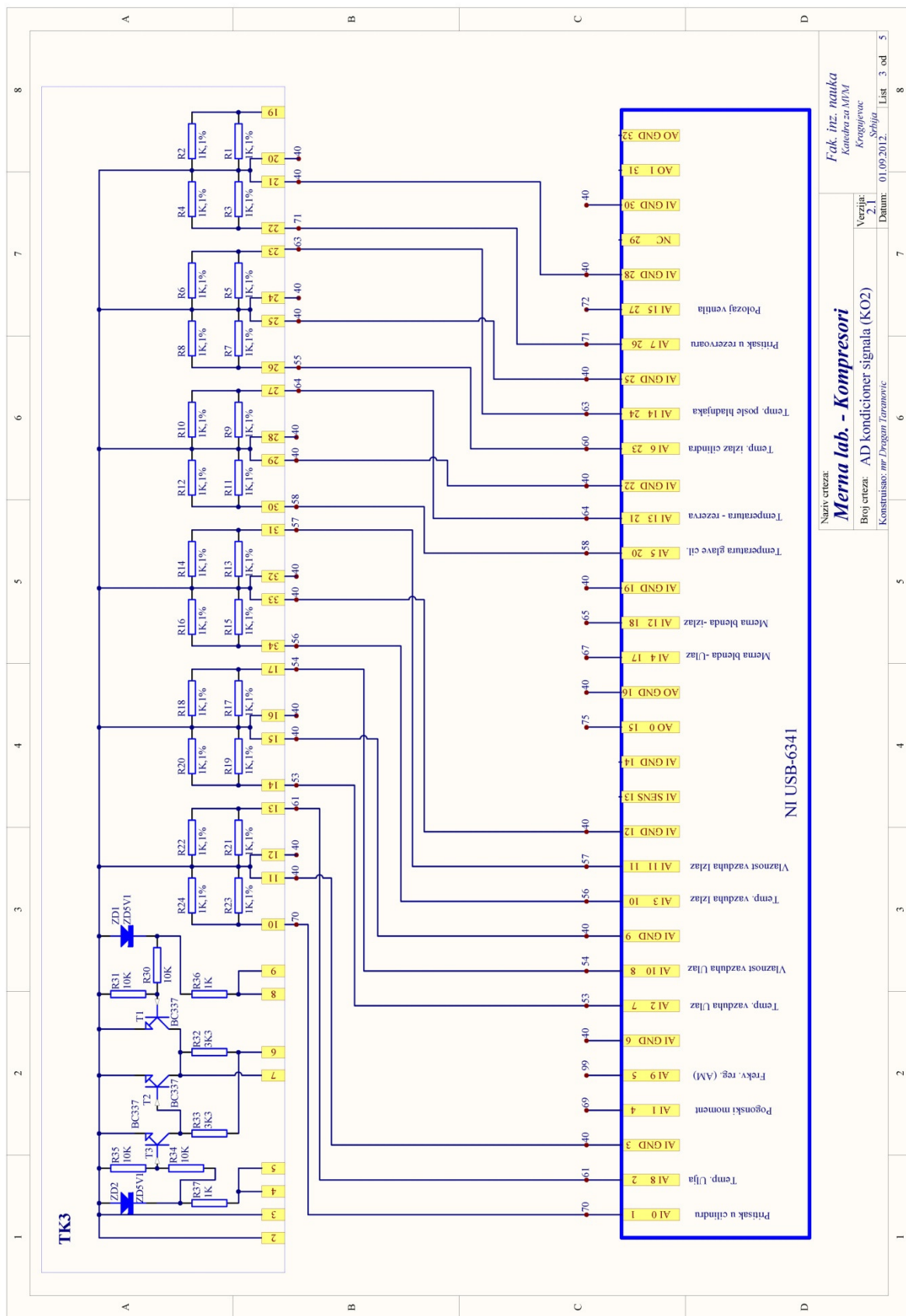


П1.1 Електрична шема енергетског дела

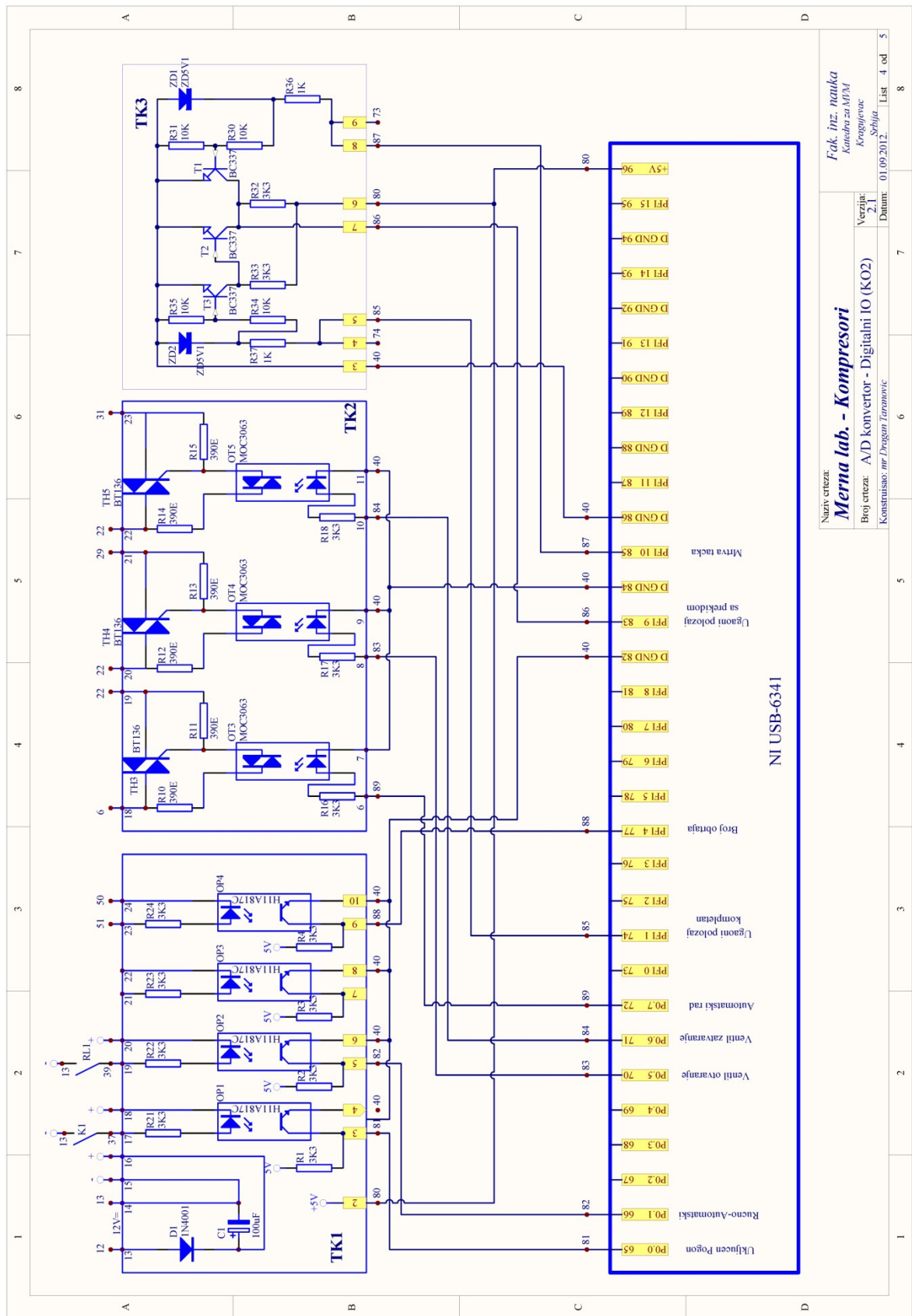


Naziv crteza:		Merna lab. - Kompresori	
Broj crteza:		Sema upravljanja (KO1)	
Verzija:		2.1	
Datum:		01.09.2012.	
Konstruisao:		mr Dragomir Taramovic	
Fak. inž. nauka		Kragujevac	
Katedra: MPM		Srbija	
List:		2 od 5	

П1.2 Електрична шема управљачког дела

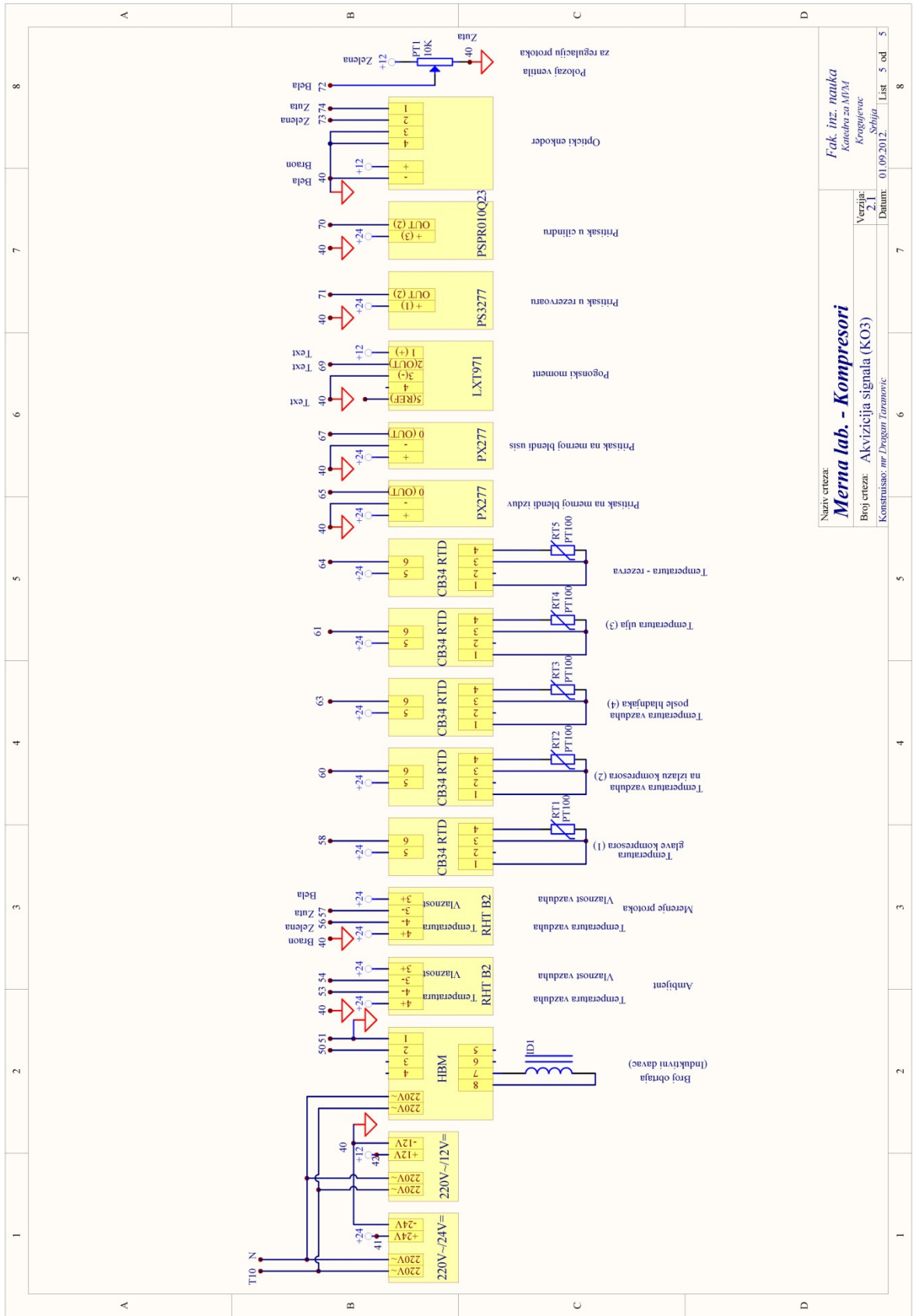


П1.3 Електрична шема система за кондиционирање и аналогног дела система за аквизицију сигнала



Naziv crteza: **Merna lab. - Kompresori**
 Broj crteza: **A/D konvertor - Digitalni IO (KO2)**
 Konstruisao: *mr. Dragomir Taramonic*
 Verzija: **2.1**
 Datum: **01.09.2012.**

П1.4 Електрична шема система за кондиционирање и дигиталног дела система за аквизицију сигнала



П1.5 Електрична шема повезивања сензора