

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука

Јована, Н. Шпица

**Реконструкција мотора 128А6.064 за
примену у такмичарској групи „НОВБУ“
класе**

мастер рад

Крагујевац, 2012.

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Моторна возила и мотори

Предмет: Конструкција и прорачун мотора СУС

Број индекса: 317/2010

Јована Н. Шпица

**Реконструкција мотора 128А6.064 за примену у
такмичарској групи „НОВБУ“ класе**

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др. Драгољуб Радоњић - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да

Реконструише мотор 128 А6.064 за примену у такмичарској групи HОBBY класе. Прорачуна кинематичке, динамичке и термодинамичке параметре реконструисаног мотора. Димензионише виталне делове мотора и направи модел склопа виталних делова у програму САТИА. Уради техничку документацију за измењене виталне делове.

Препоручена литература:

- [1] Техничка документација „Застава аутомобили“ и “Југо спорт“ Крагујевац
- [2] Радоњић Д. Пешић Р. „Топлотни прорачун мотора СУС“, Машински факултет Крагујевац, 1995. година књига од 171 стр. ISBN 86-80591-26-7
- [3] Предавања и вежбе из предмета Конструкција и прорачун мотора СУС

Крагујевац, 24.5.2012.

ментор:

Др Драгољуб Радоњић, ред. проф.

Резиме

У овом раду изнесени су неки основни принципи форсирања мотора, са акцентом на реконструкцију постојећег серијског мотора, а не пројектовање новог. У уводном делу рада приказане су основне методе форсирања мотора и начини реконструкције одређених делова у светлу побољшања карактеристика не би ли се возило учинило конкурентним на стази. Треће поглавље бави се правилницима везаним за „HOBBY“ класу, обзиром да се возило реконструише за вожњу у оквиру ове класе. Четврто поглавље презентује конкретне измене на виталним деловима мотора. У петом и шестом поглављу, представљени су прорачуни виталних делова, као и виртуелно пројектовање виталних делова у програмском софтверу CATIA V5 R17. Уједно су урађени и прорачуни оптерећења и димензионисање виталних делова реконструисаног мотора, што је пропраћено изградом техничке документације.

Кључне речи :

Форсирани мотори, реконструкција мотора, „HOBBY“ класа, виртуелна реконструкција мотора

Summary

This paper presents some basic principles of forcing the engine, with emphasis on the reconstruction of the serial engine, not a new design. The first part shows the basic method of forcing the engine and make the reconstruction of certain parts in the light of improvement of characteristics in order to make the car competitive on the track. The third chapter deals with the rules relating to "HOBBY" class, since the reconstructed vehicle to ride in this class. Fourth chapter presents specific changes to vital engine parts. In the fifth and sixth chapters, presents the calculations of vital parts, and virtual design of the parts of the programming software, CATIA V5 R17. They also made and the load calculations and sizing of the vital parts of the redesigned engine, which is accompanied by creation of technical documentation.

Keywords:

Forced engines, Reconstruction of the engine, "HOBBY" class, Virtual reconstruction of the engine

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да

Реконструише мотор 128А6.064 за примену у такмичарској групи “НОВВУ” класе.
Прорачуна кинематичке, динамичке и термодинамичке параметре реконструисаног
мотора. Димензионише виталне делове мотора, направи модел склопа виталних делова
у програму САТИА и изврши структурну анализу склопа. Уради техничку
документацију за измењене виталне делове.

Препоручена литература:

- [1] Техничка документација „Застава аутомобили“ и “Југо спорт“ Крагујевац
- [2] Радоњић Д. Пешић Р. „Топлотни прорачун мотора СУС“, Машински факултет Крагујевац, 1995. година ISBN 86-80591-26-7
- [3] Предавања и вежбе из предмета Конструкција и прорачун мотора СУС, Факултет инжењерских наука, Крагујевац 2011/2012

Крагујевац, 24.05.2012. године

ментор:
Др Драгољуб Радоњић, ред. проф.

Садржај

1.0 Увод.....	3
2.0 Општи принципи форсирања ОТО мотора	4
2.1 Радни параметри мотора	4
2.1.1 Индикаторски параметри мотора.....	5
2.1.2 Ефективни параметри мотора	7
2.3 Процес измене радне материје.....	13
2.4 Специфични рад процеса измене радне материје	17
2.5 Коефицијент заосталих продуката сагоревања	19
2.6 Степен пуњења.....	21
2.7 Оптималне димензије вентила.....	25
2.8 Реконструкција усисно издувног система	26
2.9 Реконструкција коморе за сагоревање	36
2.10 Степен компресије	39
2.11 Опруге вентила.....	41
2.12 Свећице	42
2.13 Главни моторски механизам	43
3.0 Преглед правилника за форсиране ОТО моторе у оквиру ауто трка у Републици Србији ...	46
3.1 Анекс „Ј“ Међународног спортског правилника	46
3.1.1 Члан 254 – специфични прописи за серијска возила (група „N“)	46
3.1.2 Члан 255 - специфични прописи за туристичка возила (група „А“)	50
3.2 Анекс „А“ – Технички услови за возила у Шампионату Србије за 2012. годину	55
3.2.1 Ауто трке на кружним стазама	55
3.2.2 Ауто трке на брдским стазама	57
4.0 Конструктивне измене виталних делова мотора 128 А6.064 у складу са правилницима за „НОВБУ“ класу	58
4.1 Реконструкција главе цилиндра	58
4.2 Модификација брегастог вратила.....	62
4.3 Клип и осовиница клипа.....	63
4.4 Клипњача и коленасто вратило	64
5.0 Прорачун термодинамичких, кинематичких и динамичких параметара реконструисаног мотора	65

6.0 Прорачун оптерећења и димензионисање виталних делова реконструисаног мотора применом савремених софтверских алата.....	74
7.0 Закључна разматрања	82
8.0 Литература.....	83

1.0 Увод

Конструкција тркачких мотора представља једно од најзахтевнијих поља у машинском инжењерству. Технологија која се примењује у овим моторима стално напредује и поставља нове захтеве које треба испуњавати, не би ли ти мотори остали конкурентни на стази.

Тркачки мотори су специфични по својој конструкцији и по захтевима које треба да испуне, обзиром да се при њиховој конструкцији не води рачуна о експлоатационим факторима и дуготрајности самог мотора, из разлога што је тркачки мотор, предвиђен да своју функцију испуни у току једне трке.

Ови мотори раде на веома високим бројевима обртаја (мотори формуле 1 раде на бројевима обртаја и преко $19\,000\text{ min}^{-1}$), па су према томе и оптерећења којима су изложени изузетно велика, што узрокује да инерцијалне силе, као и масе самих делова морају бити што мање. Велике су и средње брзине клипа, које узрокују велико оптерећење клипног склопа на трење, што доводи до смањења века трајања самог склопа.

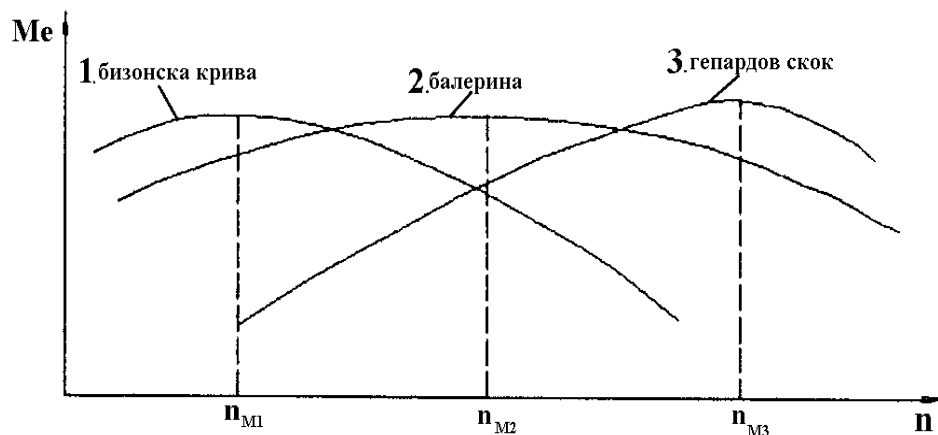
Реконструкција тркачких мотора је по себи веома сложен процес, јер подразумева преправку серијских мотора, како би били конкурентни на стази. У оквиру тог процеса неопходно је правити велики број компромиса, али и водити се искуством при избору неких параметара.

Тркачки мотори раде на два режима, празном ходу и пуном оптерећењу, према томе велика су механичка и термичка оптерећења које они трпе. При реконструкцији посебно је важно водити рачуна да се неке особине мотора не деградирају, што би могло довести до катастрофалних последица (као нпр. претерано тањење зидова цилиндра). Како би се сви захтеви испунили неопходно је водити рачуна о физичким ограничењима, као и о прописима који су дефинисани за одговарајућу класу у којој би се возило такмичило.

Конкретан мотор у овом раду је реконструисан за примену у „НОВБУ” класи, обзиром да она даје највећу слободу при реконструкцији мотора у погледу ограничења.

2.0 Општи принципи форсирања ОТО мотора

На слици 1 су дате три карактеристичне криве обртног момента. Бројем 1 обележена је крива позната под називом „бизонска крива“, која је карактеристична за радне машине. Ова крива има максимум обртног момента на ниским бројевима обртаја. Крива под бројем 2 позната је као „балерина“ и карактерише возилске моторе тј. максимални момент има при средњим бројевима обртаја.



Слика 1: Криве момената [1]

Обзиром да је тематика овог рада базирана на форсирању ОТО мотора, најзанимљивија крива по том питању је крива под бројем 3 тзв. „гепардов скок“. Ова крива максимум обртног момента има на високим бројевима обртаја па је карактеристична за тркачке моторе.

У наставку поглавља биће приказане основне идеје како криву „балерину“ претворити у „гепардов скок“, тј. како трансформисати један серијски мотор у тркачки.

2.1 Радни параметри мотора

Да би се одредила ефикасност мотора и његова могућност коришћења у одређеним условима, као и поређење са конкурентским моделима користе се карактеристични параметри који се могу поделити у две групе :

- Индикаторски параметри
- Ефективни параметри

Индикаторски параметри показују оно што мотор развија у својим цилиндрима, док ефективни параметри показују оно што мотор производи на свом излазном вратилу.

2.1.1 Индикаторски параметри мотора

Индикаторски параметри дефинишу учинак и економичност мотора у његовом радном простору. Ови параметри су производ стварног радног циклуса мотора. Као што је већ познато из теорије, стварни радни циклус има веће губитке од теоријског, према томе рад стварног радног циклуса биће мањи од теоријског рада. Укратко ће се размотрити параметри који дефинишу стварни радни циклус мотора.

- **Средњи индикаторски притисак w_i , $\text{kJ}\cdot\text{dm}^{-3}$**

Средњи индикаторски притисак дефинише рад добијен радним процесом у цилиндру мотора по јединици радне запремине. Према томе он показује способност мотора да из јединице радне запремине развије одређени рад током трајања процеса.

Средњи индикаторски притисак може се дефинисати изразом :

$$w_i = \frac{L_i}{V_h} \quad 1.1$$

Где су :

V_h , dm^3 – ходна запремина цилиндра;

L_i , kJ – стварни индикаторски рад, односно рад развијен током једног радног циклуса у мотору.

На основу следећег израза може се дефинисати средњи индикаторски притисак, као притисак који би, када би деловао на чело клипа током једног хода, дао исти индикаторски рад који даје стварни променљиви притисак током циклуса. [2]

$$L_i = \oint p \cdot dV = p_i \cdot V_h \quad 1.2$$

Веома је важно разликовати средњи индикаторски притисак од средњег притиска у току циклуса. Средњи индикаторски притисак представља меру развијеног рада и може бити близак нули, иако је средњи притисак у току циклуса знатно већи, нпр. при малом оптерећењу када практично постоје само сабијање и експанзија. Средњи индикаторски притисак се практично може представити као висина правоугаоника, чија је дужа основица радна запремина.

Такође треба напоменути да назив „индикаторски“ носи управо зато што се најчешће добија индицирањем тј. смањењем тока притиска у цилиндру мотора помоћу индикатора. Важно је напоменути и једнакост појмова средњи индикаторски притисак и специфични индикаторски рад. Условно речено средњи индикаторски притисак је константан притисак, који својим деловањем на чело клипа у току једног хода клипа изврши рад који је једнак индикаторском раду гасова за цео циклус. Следећи израз показује и једнакост јединица.

$$w_i = \left[\frac{J}{m^3} \right] = \left[\frac{N \cdot m}{m^3} \right] = \left[\frac{N}{m^2} \right] = [P_a] \quad 1.3$$

Стварни средњи индикаторски притисак мањи је од теоријског због одступања стварног од теоријског процеса. Ово одступање може се узети у обзир изразом :

$$w_i = \varphi \cdot w_i' - \Delta w_p \quad 1.4$$

Где су :

φ – коефицијент заобљења индикаторског дијаграма, који узима у обзир континуалност;

Δw – део средњег индикаторског притиска, односно, специфични рад утрошен на измену радне материје.

• **Индикаторска снага мотора**

Индикаторска снага мотора је снага коју мотор развија у својим цилиндрима. Дефиниција снаге је рад извршен у јединици времена. Током једног радног циклуса развија се рад L_i , при чему у јединици времена постоји $2n/\tau$ циклуса из чега следи израз за индикаторску снагу :

$$P_i = i \cdot P_{il} = w_i \cdot V_{h1} \cdot i \frac{2n}{60\tau} = \frac{w_i \cdot V_{h1} \cdot n \cdot i}{30\tau} \quad 1.5$$

Где су параметри од којих зависи развијена снага у мотору :

i – број цилиндара мотора;

τ – тактност мотора (2 за двотактне, а 4 за четворотактне моторе);

n – број обртја мотора (уколико мотор може да обезбеди квалитетан процес и рад при већем броју обртја биће већа и развијена снага мотора);

V_{hu} – укупна радна запремина мотора, која уколико је већа, било услед повећања димензија радног простора једног цилиндра V_h , односно повећања броја цилиндра i , доводи до повећања снаге;

w_i – средњи индикаторски притисак мотора, који при датим условима зависи од квалитета одвијања радног циклуса. [2]

• **Индикаторски степен корисности мотора**

Индикаторски степен корисности мотора представља мерило квалитета одвијања радног процеса у цилиндру мотора у погледу његове економичности, односно искоришћене топлотне енергије горива. Он је дефинисан односом добијене енергије, у облику развијеног механичког рада током радног процеса, према уложеној енергији која се ослобађа сагоревањем горива у цилиндру мотора.

Уколико посматрамо један радни циклус мотора индикаторски степен корисности може се представити следећим изразом :

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1} \quad 1.6$$

Где су :

L_i - индикаторски рад развијен током једног радног циклуса ;

Q_1 - доведена топлотна енергија сагоревањем горива у том циклусу.

$$Q_1 = \frac{m_g \cdot H_d}{\frac{2n}{\tau} \cdot i} \quad 1.7$$

Где су :

m_g - укупна потрошња горива у јединици времена;

H_d - доња топлотна моћ горива (у овом случају 44000);

n - број обртаја коленастог вратила мотора у јединици времена;

τ - тактност мотора (за четворотактне моторе на којима је овај рад базиран износи 4);

i - број цилиндара мотора.

У изразу 1.7 именилац представља укупан број циклуса мотора у јединици времена.

Најчешће вредности индикаторског степена искоришћења износе од 0,30 до 0,35.

2.1.2 Ефективни параметри мотора

Ефективни параметри мотора су параметри који показују учинак и ефикасност мотора у целини. Уопштено они показују оно што мотор ефективно предаје радној, или некој другој машини коју покреће и чији отпор савлађује.

- **Ефективна снага**

Ефективни параметри су увек мањи од индикаторских, обзиром да се индикаторска снага, већ у самим цилиндрима мотора троши на савлађивање унутрашњих отпора, па се самим тим на излазу добија ефективна снага која је незнатно мања од индикаторске. Следећим изразом ефективну снагу мотора можемо дефинисати као индикаторску снагу P_i , умањену за снагу механичких губитака, P_m која може бити корисно употребљена за погон радне машине. [2]

$$P_e = P_i - P_m \quad 1.8$$

Однос ефективне снаге мотора и његове запремине представља литарску снагу мотора. Она је мерило запреминског форсирања мотора.

$$P_{lit} = \frac{P_e}{V_h} \quad 1.9$$

- **Специфични ефективни рад**

Специфични ефективни рад представља онај део специфичног индикаторског рада који ствара рад једнак ефективном раду на излазном вратилу мотора. Израз за специфични ефективни рад добијамо када од специфичног индикаторског рада w_i одузмемо специфичан рад механичких губитака w_m .

$$w_e = w_i - w_m \quad 1.10$$

Ефективна снага и специфични ефективни рад повезани су преко следеће формуле :

$$P_e = \frac{w_e \cdot V_{hu} \cdot n}{120} \quad 1.11$$

- **Средњи ефективни притисак**

Средњи ефективни притисак може се дефинисати као имагинарни притисак који би, када би деловао на чело клипа дао исти ефективни рад на излазном вратилу, као променљиви притисак гасова делујући током целог циклуса на клип. Израз за средњи ефективни притисак се може представити као однос развијеног ефективног рада по јединици радне запремине.

$$p_e = \frac{w_e}{V_h} \quad 1.12$$

У изразима 1.13 и 1.14 дате су везе између средњег ефективног притиска и средњег индикаторско притиска, односно ефективне снаге.

$$p_e = p_i - p_m \quad 1.13$$

$$P_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n}{120} \quad 1.14$$

Где су :

$p_e, \text{ bar}$ – средњи ефективни притисак;

$V_h, \text{ dm}^3$ – ходна запремина једног цилиндра;

$n, \text{ min}^{-1}$ - број обртаја мотора;

$$P_e = M_e \cdot \omega = M_e \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad 1.15$$

Имајући у виду да је снага једнака производу обртног момента M_e мотора и угаоне брзине ω , изједначавањем израза 1.14 и 1.15 добијамо линеарну зависност средњег ефективног притиска и обртног момента :

$$P_e = k \cdot M_e \quad 1.16$$

При чему обртни момент дефинише апсолутну вредност рада који даје мотор, док средњи ефективни притисак показује специфичну вредност развијеног рада.

Средњи ефективни притисак је релативна величина и може се користити за поређење различитих мотора, односно за поређење једног мотора у различитим режимима у погледу развијеног рада. Ако се узме у обзир да овај параметар представља развијени ефективни рад мотора из јединице запремине, може се закључити да што је овај параметар већи то је веће и ефективно искоришћење радне запремине у погледу развијеног рада. [2]

- **Механички степен искоришћења мотора**

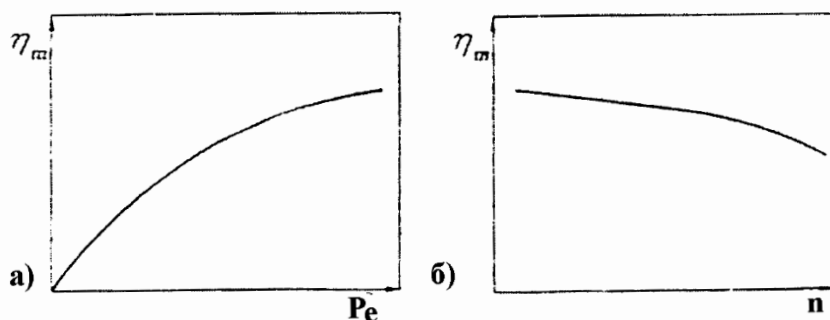
Овај степен дефинише релативну величину механичких губитака и представља се односом искоришћене енергије на излазном вратилу и оне створене током радног процеса у цилиндрима мотора.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i} \quad 1.17$$

$$\eta_m = f(p_m, p_i) \quad 1.18$$

Вредност механичког степена искоришћења креће се у опсегу од 0,75 до 0,85. Он зависи од механичких губитака у мотору, као и од његовог оптерећења.

При празном ходу мотор савлађује само своје унутрашње отпоре и не одаје никакв рад, па је при томе механички степен искоришћења једнак нули, а расте са порастом оптерећења, што се може видети на слици 2 под а. На слици 2 под б може се видети утицај промена броја обртаја на механички степен искоришћења. При порасту броја обртаја, расту и механички губици, па према томе степен механичког искоришћења опада.



Слика 2: Утицај оптерећења (а) и броја обртаја (б) на промену механичког степена искоришћења [2]

- **Ефективни степен искоришћења**

Овај параметар је дефинисан као мерило укупне економичности мотора. У изразу 1.19 може се видети да ефективни степен искоришћења представља однос ефективне снаге на излазу мотора према укупној енергији доведеној у мотор сагоревањем горива.

$$\eta_e = \frac{P_e}{Q_d} \quad 1.19$$

Вредност ефективног степена искоришћења је око 0,30.

2.2 Анализа израза за ефективну снагу

Обзиром да је на мотору потребно извршити повћање снаге, неопходно је променити параметре који утичу на њу. Ефективна снага представља снагу коју нам мотор обезбеђује на замајцу, према томе неопходно је извршити анализу параметара који утичу на њу. Погледајмо још једном израз за ефективну снагу 1.14. Види се да она директно зависи од средњег ефективног притиска p_e , укупне радне запремине V_h и броја обртаја n . Од свих горе наведених параметара, најлакше је утицати на повећање запремине. Полазећи од израза за запремину :

$$V_{hu} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot S \cdot i \quad 1.20$$

Где су :

D , cm - пречник цилиндра;

S , cm - ход клипа;

i - број цилиндара мотора.

Када се анализира израз за запремину 1.20, примећује се да се на њено повећање може утицати на три начина :

- Повећањем пречника цилиндра D ;
- Повећањем хода клипа S ;
- Повећањем хода и пречника клипа S/D ;

Први начин, тј. повећање пречника цилиндра може се реализовати уградњом клипова већег пречника у односу на стандардни пречник за тај мотор. Овај начин захтева проширење цилиндара у блоку мотора, односно цилиндарске кошуљице.

Други начин, тј. повећање хода клипа може се остварити модификовањем коленастог вратила мотора како би се остварио већи ход клипа од стандардног. Увођење коленастих вратила са измењеним ходом, захтева и примену краћих клипњача.

Даљом анализом израза 1.14, видимо, као што је већ поменуто зависност ефективне снаге од средњег ефективног притиска. Како би смо анализирали утицај средњег ефективног притиска пођимо од израза за рад који се развија у току циклуса у цилиндрима мотора. [2]

$$W_i = p_i \cdot V_h = \eta_i \cdot Q_1 \quad 1.21$$

Где је Q_1 доведена топлота у току циклуса, која се може представити следећим изразом:

$$Q_1 = m_{sm} \cdot H_{dsm} = \rho_s \cdot \eta_v \cdot V_h \cdot H_{dsm} \quad 1.22$$

Где су :

m_{sm} - маса свежег пуњења;

H_{dsm} - доња топлотна моћ смеше;

Доња топлотна моћ смеше приближно износи :

$$H_{dsm} = \frac{H_d}{1 + \lambda \cdot L_{min}} \approx \frac{H_d}{\lambda \cdot L_{min}} \quad 1.23$$

Где су :

η_v - степен пуњења;

ρ_s - густина смеше;

λ - коефицијент количине ваздуха;

L_{min} - минимална теоретска количина ваздуха неопходна за потпуно сагоревање.

Заменом израза 1.23 у 1.22, а потом добијеног израза у 1.21, може се добити следећи израз за средњи индикаторски притисак :

$$p_i = \rho_s \cdot \eta_v \cdot \frac{\eta_i}{\lambda} \cdot \frac{H_d}{L_{min}} \quad 1.24$$

а на основу тога и средњи ефективни притисак :

$$p_e = \rho_s \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot \frac{\eta_i}{\lambda} \cdot \frac{H_d}{L_{min}} \quad 1.25$$

Анализом израза 1.22 могу се утврдити утицајни параметри на специфични рад мотора, а то су :

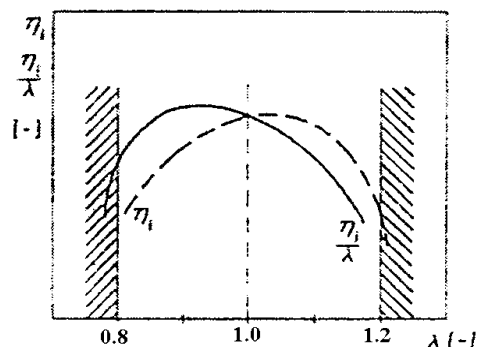
- Однос доње топлотне моћи горива H_d , према минималној теоријској количини ваздуха неопходној за потпуно сагоревање L_{min} је приближно константан за сва угљоводонична горива, јер горива веће топлотне моћи (метан, бензин) поседују и већу теоријски потребну количину ваздуха за потпуно сагоревање и обратно. На основу тога може се закључити да врста класичног угљоводоничног горива не утиче на развијени специфични рад, наравно узимајући у обзир да се примењује гориво одговарајућег октанског броја. Уколико се анализира утицај горива на снагу мотора, тада је меродавнији параметар топлотна моћ смеше. Ради примера може се навести поређење бензина и метанола, као горива за ото мотор. Бензини имају топлотну моћ горива око $44 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, а метанол $19,6 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. На први поглед, због знатно веће топлотне моћи, логично је очекивати да ће мотор са бензином имати већу снагу. Међутим, топлотна моћ смеше бензина и ваздуха износи 2,95, а топлотна моћ смеше метанола и ваздуха 3,05. Чињеница да је за сагоревање метанола при истом коефицијенту количине ваздуха, потребно знатно мање ваздуха доводи до тога да је топлота сагоревања смеше метанола и ваздуха знатно

већа, што узрокује и већу снагу мотора. Ово је узроковано тиме што метанол (CH_3OH) у себи садржи везани кисеоник, који му поспешује сагоревање. То је разлог зашто се у неким тркачким моторима користе алкохоли као горива, међутим у овом случају ће бити се задржана употреба бензина. [2]

- Густина свежег пуњења у знатној мери утиче на развијени рад. Може се изразити једначином стања у следећем облику :

$$\rho_s = \frac{p_k}{R \cdot T_k} \quad 1.26$$

- Где су p_k и T_k притисак и температура у усисном колектору. Обзиром да се у овом раду говори о моторима са слободним усисавањем, на притисак у усисном колектору се не може утицати. На температуру се међутим може утицати, и то на њено смањење, термичком изолацијом усисног колектора од издувног како се не би вршило загревање свежег пуњења. Наравно то се односи на моторе код којих су усисни и издувни колектор на истој страни главе цилиндра.
- Механички степен искоришћења директно утиче на развијену снагу и рад мотора. Према томе сви конструктивни, производни и експлоатациони фактори који позитивно утичу на смањење механичких губитака у мотору, повећавају развијени рад.
- Степен пуњења мотора, такође, директно утиче на развијени рад, такође и смањење отпора усисавања, отпора издувавања и непотребног загревања свежег пуњења повећавају добијени рад. При конкретној конструкцији мотора оптимални степен пуњења битно зависи од одабране шеме развода. О конкретној промени шеме развода биће речи у наредним поглављима.
- Индикаторски степен искоришћења при датом саставу смеше директно утиче на развијени рад. Индикаторски степен искоришћења није независно променљива, већ битно зависи од коефицијента вишка ваздуха са којим мотор ради. Највећи развијени рад се постиже при максималном односу (η_i/λ). На слици 3, може се видети утицај састава смеше на промену индикаторског степена искоришћења мотора и односа (η_i/λ).



Слика 3: Ефекат промене коефицијента вишка ваздуха на степен искоришћења и развијени рад [2]

- Ото мотор може да ради само у уским границама око стехиометријске смеше ($\lambda=1$). Са обogaћењем и осиромашењем смеше најпре полако опада до близу границе упaљивости, а затим нагло опада због отежаног контакта честица горива и ваздуха. На основу слике 3 закључује се да однос степена искоришћења и

коэффициента вишка ваздуха има свој максимум при благо богатој смеши ($\lambda \approx 0,9$), где су упаливост смеше, као и брзина сагоревања највеће. Према томе ото мотор развија највећи средњи ефективни притисак благо богатом смешом. [2]

2.3 Процес измене радне материје

Од процеса измене радне материје у многоне зависи колика ће снага мотора бити добијена. Задаци овог процеса су да што потпуније одстрани инертне продукте сагоревања из претходног циклуса, као и да што боље испуни простор свежом радном материјом. Квалитет овог процеса може се дефинисати на основу три фактора, који оцењују обављено пражњење, пуњење као и рад утрошен на њих :

- **Коефицијент заосталих продуката сагоревања γ_r**

Овај коефицијент одређује релативну количину заосталих инертних гасова који се из претходног пренесу у нови циклус. Његова вредност представља мерило квалитета пражњења цилиндра, након избацивања искоришћених продуката сагоревања. Може се дефинисати односом количине, тј. броја молова заосталих продуката M_r , према количини, тј. броју молова свежег пуњења M_s :

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_s} \quad 1.27$$

- **Степен пуњења η_v**

Он одређује масу свежег пуњења која, након процеса измене радне материје остаје у цилиндру и омогућује одвијање новог циклуса. Дефинисан је односом масе свежег пуњења смештене у радни простор, према маси пуњења која се теоријски може сместити у радни простор при референтним условима околине :

$$\eta_v = \frac{m_{stv}}{m_{teor}} \quad 1.28$$

Снага мотора директно зависи од степена пуњења, па је овај фактор веома важан при форсирању мотора.

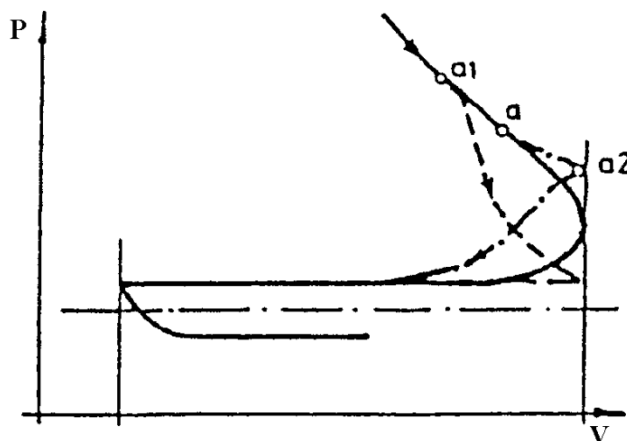
- **Специфични рад процеса измене радне материје (средњи притисак пумпног рада)**

Он представља мерило енергије утрошене на савлађивање струјних отпора процеса пуњења и пражњења цилиндра. Зависно од тока притиска при пуњењу и пражњењу овај рад је углавном негативан, углавном ако се пуњење цилиндра врши стварањем депресије у цилиндру мотора при кретању клипа (природно усисавање).

Код мотора са природним усисавањем пуњење цилиндра се врши стварањем депресије од кретања клипа у цилиндру. Измена радне материје траје дуже од два такта и састоји се од процеса издувавања и усисавања.

Процес издувавања ото мотора са слободним усисавањем састоји се из : а) слободног истицања; б) принудног избацивања; в) допунског истицања продуката сагоревања.

Слободно истицање почиње отварањем издувног вентила. Издувни вентил се отвара пре него што клип стигне у УМТ (унутрашњу мртву тачку), тако да под дејством притиска у цилиндру, који је услед непотпуне експанзије још увек знатан, гасови иструјавају из цилиндра, ка издувном систему, а потом даље у атмосферу. Како би притисак до почетка *принудног издувавања* опао на ниво околног притиска издувни вентил се отвара пре УМТ, за угао $\beta_1 = 30^\circ \text{ KB} \div 85^\circ \text{ KB}$ (коленастог вратила). Код јако форсираних мотора овај угао може се кретати и до 100° KB . Исувише рано или касно отварање издувног вентила може довести до нежељеног губитка рада. Оптимални угао отварања издувног вентила се обично налази експериментално за конкретан мотор. У принципу, угао ранијег отварања издувног вентила расте са порастом броја обртаја, па с тога код тркачких мотора, овај угао има знатно веће вредности него код серијских. На следећој слици може се видети утицај тренутка отварања издувног вентила на развијени рад.



Слика 4: Утицај тренутка отварања издувног вентила на развијени рад [2]

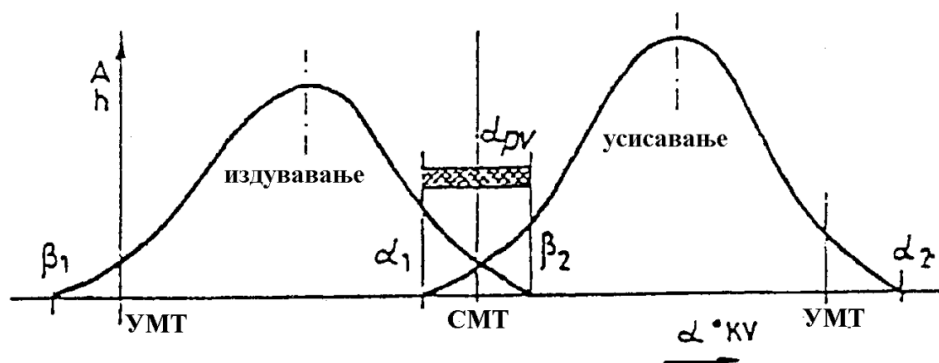
Када клип прође кроз УМТ и након отварања издувног вентила, он својим даљим кретањем врши *принудно избацивање гасова*, савлађујући при томе струјне отпоре у издувном систему. Притисак гаса у цилиндру, на линији издувавања, зависи од отпора струјања у издувном систему, па је према томе он, у принципу већи од притиска у издувном колектору, а свакако већи од притиска околине.

Процес издувавања траје све до затварања издувног вентила, што се дешава када клип прође СМТ (спољашња мртва тачка) за вредност угла $\beta_2 = 5^\circ \text{ KB} \div 60^\circ \text{ KB}$, код серијских мотора, док код тркачких мотора ова вредност износи и до 80° KB . У принципу иструјавање продуката сагоревања може трајати све док притисак у цилиндру не достигне приближну вредност притиска околине. Након тога иако је клип прошао СМТ и креће се ка УМТ долази до *допунског истицања продуката сагоревања*, обзиром да је услед инерције струја гасног стуба усмерена ка издувном вентилу.

Укупни угао издувавања код четворотактног мотора износи :

$$\beta_{izd} = \beta_1 + 180^\circ + \beta_2 \quad 1.29$$

Вредност овог угла углавном износи од 220° КВ до 320° КВ. Код јако форсираних мотора овај угао се може кретати и до 360° КВ. На слици 5 може се видети ток отварања и затварања издувног и уисног вентила.



Слика 5: Закон подизања вентила и промене геометријског проточног пресека издувног и уисног отвора [2]

Да би се мотор форсирао, неопходно је повећати површину испод кривих. Ово се постиже повећањем висине брега брегастиг вратила и/или повећањем углова α_1 , α_2 , β_1 и β_2 . Површина проточног пресека отвора пропорционална је висини подизања вентила, при чему је укупни проточни пресек уисног отвора већи од истог код издувног вентила, а максимално отварање се не постиже тренутно, већ се вентил постепено отвара, а потом и затвара.

Из овог разлога уисни вентил се отвара пре СМТ, док у цилиндру још увек влада надпритисак. Тај угао отварања може да износи код серијских мотора $\alpha_1 = 5^\circ$ КВ ÷ 60° КВ, пре СМТ, док код високо форсираних мотора овај угао може имати вредност и до 100° КВ.

У читавом процесу постоји период преклапања вентила, тј. период у коме су оба вентила отворена. Овај период омогућује квалитетније пуњење и пражњење цилиндра. Вредност преклопа вентила износи :

$$\alpha_{pv} = \alpha_1 + \beta_2 \quad 1.30$$

Што је већи број обртаја мотора, то је неопходна већа вредност преклопа вентила. За време преклопа вентила у зависности од односа притисака уисног и издувног колектора, што је условљено режимом рада мотора, гасови се могу кретати у различитим смеровима. Најоптималнији случај је да је притисак у цилиндру мањи од притиска у уисном воду, а већи од притиска у издувном воду. На овај начин омогућено је да свеже пуњење улази у цилиндар кроз уисни вод, док продукти сагоревања излазе из цилиндра кроз издувни вод. Оваква измена пуњења назива се испирање односно продувавање цилиндра. Најтипичнији случај неповољног кретања гасова остварује се на режиму празног хода. На таквом режиму притисак у издувном

воду је доста већи од притиска у усисном воду, па се услед тога у периоду преклопа вентила издувни гасови кроз издувни вод крећу ка цилиндру, а кроз усисни вентил излазе из цилиндра. На номиналним режимима рада мотора, углавном нема бојазни да се сагорели гас врати назад у усисни колектор, јер је отварање усисног вентила релативно мало, гас је усмерен ка издувном вентилу, па услед своје инерције не може нагло да промени смер.

При кретању клипа од СМТ а УМТ услед пада притиска у цилиндру испод притиска околине, ствара се депресија, захваљујући којој кроз отворен усисни вентил у цилиндар улази свеже пуњење. При томе разлика притисака у цилиндру и усисном воду, која одређује брзину гасова кроз проточни пресек вентила, није константна током целог процеса. Количина свежег пуњења, које улази у цилиндар током усисавања, зависи од општег аеродинамичког отпора усисног система, тј. од разлике између притиска околине и притиска у цилиндру, која се такође мења са променом хода клипа од СМТ ка УМТ. Нормално, што је мања разлика притисака у тренутку када клип долази у УМТ то је већа количина свежег пуњења која уде у цилиндар у току усисавања. При средњим и високим бројевима обртаја струја ваздуха (или смеше) креће се кроз усисни систем са већом брзином, па услед дејства инерције гасне струје, и због таласних појава у усисном систему, долази до пораста притиска испред усисног вентила. Због тога је на почетку хода сабијања притисак у цилиндру мањи од притиска у усисном воду и улазак свеже смеше се наставља; тај процес се назива допуњавање. Ради остваривања допуњавања усисни вентил се затвара после УМТ за угао $\alpha_2 = 35^\circ \text{ KB} + 85^\circ \text{ KB}$ (код јако форсираних мотора овај угао се креће и до 105° KB) и тек тада почиње фаза сабијања. [2]

Настанак таласних појава у усисном систему је условљен величином побуде. Побуду одређују две величине:

- дужина усисне цеви
- побудна фреквенца, тј. број обртаја мотора

Амплитуда таласа расте са повећањем броја обртаја и смањењем дужине усисне цеви. Користећи ову чињеницу, ефекат допуњавања цилиндра може постати веома изражен на високим бројевима обртаја уз примену одговарајућег усисног система. У том случају ради се о тзв. таласном надпуњењу. Таласне појаве настају и у издувном систему. И овде важе исте законитости као и за усисни систем, само што је овде пожељно да се оствари одређени подпритисак у издувном воду како би се поспешило што боље пражњење и испирање цилиндра од продуката сагоревања.

Дијаграм који показује тренутке отварања и затварања вентила зове се шема развода. Шема развода мотора је, у ствари, представљена кругом окретања колена коленастог вратила на коме су означени тренуци отварања и затварања вентила, што је приказано на слици 6. Шема развода је битан регулациони фактор рада мотора и њени углови се дефинишу углавном експериментално, зависно од жељених карактеристика мотора. У принципу, што је брзоходост (број обртаја) мотора већа, то су већи и потребни углови

на шеми развода да би се боље искористили ефекти инерционог надпуњења и пражњења цилиндра. Значи, код тркачких мотора су потребни већи углови на шеми развода.



Слика 6: Шема развода [1]

2.4 Специфични рад процеса измене радне материје

Специфични рад утрошен на одвијање процеса измене радне материје зависи, пре свега, од струјних губитака у издувно-усисном систему, односно од тока линије издувавања и усисавања. У P-V дијаграму, овај рад одговара површини омеђеној линијама усисавања и издувавања, тако да је вредност утрошеног специфичног рада пропорционална разлици ових притисака, што се може видети из следеће формуле :

$$\Delta p_p = \phi_p \cdot (p_r - p_a) \quad 1.31$$

Где су :

ϕ_p - коефицијент пумпног рада који узима у обзир облик и ток линије притиска. Најчешће износи $\phi_p = 0,7 \div 1,0$.

Средњи притисак издувавања, p_r зависи од струјних отпора у издувном систему, односно од конструкције издувног система и брзине струјања издувног гаса, па је:

$$p_r = p_0 + \Delta p_r \quad 1.32$$

$$\Delta p_r = \frac{\xi_i \cdot \rho_i \cdot w_{iz}^2}{2} \quad 1.33$$

Где су :

Δp_r - надпритисак издувавања;

ξ_i - укупни редуковани коефицијент отпора издувног система који зависи од пречника и дужине цевовода, броја кривина и других локалних отпора;

w_{iz} - средња брзина гаса при принудном избацивању;

ρ_i - густина издувног гаса;

p_0 - атмосферски притисак.

Средња брзина издувавања зависи од брзине потискивања и од пречника излазног отвора, а глобално је дефинисана једначином континуитета тако да је :

$$w_{iz} = c_m \cdot \frac{A_k}{A_v} \quad 1.34$$

Где су :

$c_m, m \cdot s^{-1}$ – средња брзина клипа, $c_m = \frac{s \cdot n}{30}$;

A_k/A_v – однос површина клипа и вентилског отвора;

Слични фактори утичу и на притисак усисавања, па је :

$$p_a = p_0 - \Delta p_a \quad 1.35$$

$$\Delta p_a = \frac{\xi_u \cdot \rho_u \cdot w_{us}^2}{2} \quad 1.36$$

Где су :

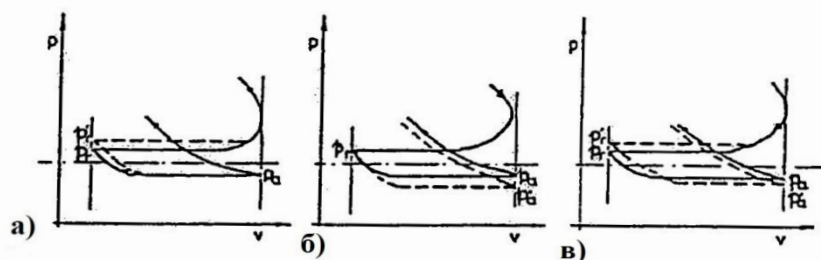
ξ_u - укупни коефицијент отпора усисног система који зависи од димензија, облика и конструкције усисног система;

w_{us} - средња брзина усисавања која се дефинише на сличан начин као и брзина издувавања, односно на основу једначине континуитета у функцији средње брзине клипа и односа површина пресека цилиндра и усисног отвора, тј.

$$w_{us} = c_m \cdot \frac{A_k}{A_v} \quad 1.37$$

Средња брзина усисавања је у принципу мања од средње брзине издувавања (за око 10% ÷ 20 %) због већих пречника усисних отвора или већег издизања усисног вентила.

На слици 7 приказана је типична промена тока притиска током измене радне материје у случају повећања отпора издувавања (сл. 7а - $p_r' > p_r$) Или отпора усисавања (сл. 7б - $p_a' < p_a$). Очигледно је да са порастом отпора струјања расте и надпритисак издувавања и потпритисак усисавања. Аналогно томе, сл 7в показује промену тока притиска издувавања и усисавања при промени броја обртаја ($n' > n$). Логично, са повећањем броја обртаја, расте средња брзина клипа тако да расте и брзина издувавања и брзина усисавања, те су струјни губици већи у оба случаја. [2]



Слика 7: Промена тока притиска при повећању отпора издувавања(а), отпора усисавања (б) и броја обртаја мотора (в) [2]

2.5 Коефицијент заосталих продуката сагоревања

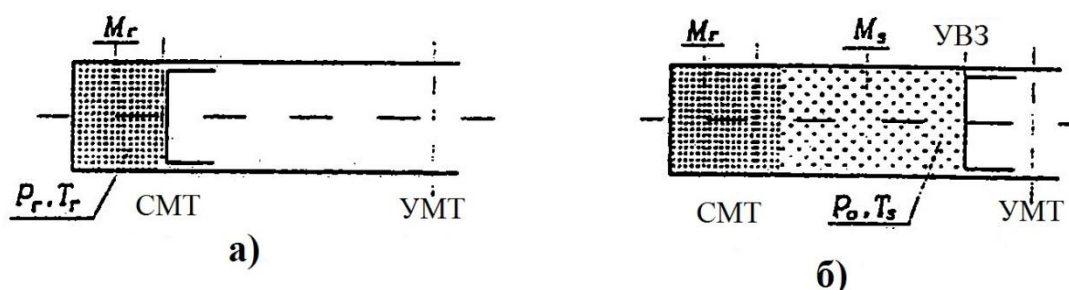
Коефицијент заосталих продуката сагоревања (γ_r) представља мерило количине инертних продуката који се из претходног циклуса пренесу у следећи, мешајући се са свежим пуњењем и разблажујући га. По дефиницији је:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_s} \quad 1.38$$

Где су :

M_r – количина заосталих продуката из претходног циклуса;

M_s – количина свеже смеше након пуњења.



Слика 8: Запремина коју захватају заостали продукти на крају хода издувавања (а) и на крају хода усисавања (б) [1]

На крају хода издувавања (у CMT) у компресионој запремини V_c радног простора, остаје количина заосталог гаса која се више не може избацити потискивањем од стране клипа. Та количина гаса се налази на нешто вишем притиску p_r (који износи од 1.1bar до 1.2 bar) и при високој температури T_r (која се креће од 900 K до 1200 K). Количина тог гаса зависи од величине компресионе запремине V_c према изразу:

$$M_r = \varphi \cdot \frac{p_r \cdot V_c}{R \cdot T_r} \quad 1.39$$

Где су :

φ - коефицијент који узима у обзир допунско истицање продуката сагоревања после СМТ до затварања издувног вентила; он се често назива " коефицијент продувавања " и износи око 0.7 до 1;

R - гасна константа.

На жалост ова количина заосталог гаса, обзиром да се налази на нешто вишем притиску, експандира на почетку хода усисавања, тако да, при притиску околине, на крају процеса пуњења (слика 8) она захвата већу запремину остављајући свежем пуњењу још мање места. Количина свежег пуњења износи :

$$M_s = \frac{p_0 \cdot V_{ef}}{R \cdot T_s} \quad 1.40$$

Где су :

V_{ef} - ефективна запремина свежег пуњења која износи $V_{ef} = \eta_v \cdot V_h$, где је η_v степен пуњења мотора, а V_h запремина цилиндра;

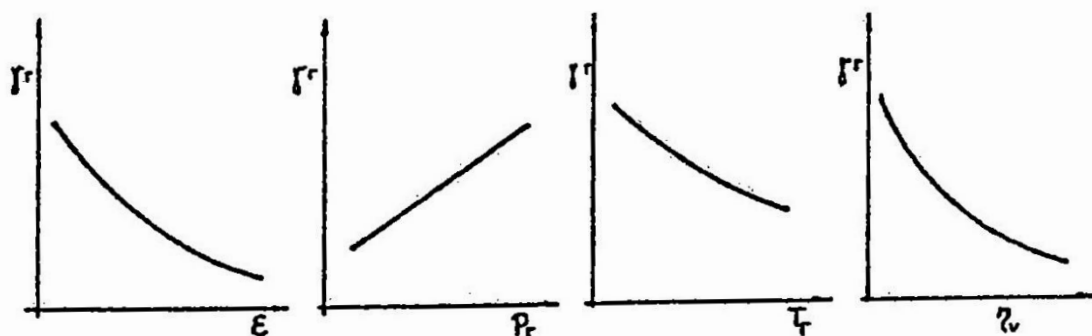
$T_s = T_o + \Delta T$, где је ΔT загревање свежје смеше.

Пошто се загревање смеше ΔT узима у обзир степеном пуњења η_v може се, у овом случају узети да је $T_s = T_o$, тако да се израз за коефицијент заосталих гасова може написати у следећем облику :

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_s} = \varphi \cdot \frac{p_r \cdot T_o}{p_o \cdot T_r \cdot \eta_v \cdot (\varepsilon - 1)} \quad 1.41$$

На основу горњег израза, на слици 9 су скицирани начелни утицаји појединих параметара на промену коефицијента заосталих гасова. При томе, могу се сумирати следећи најинтересантнији закључци:

- највећи утицај на количину заосталих продуката има степен сабијања, односно, величина компресионе запремине и, што је она већа, могућност да у цилиндру остане више заосталих гасова је већа (овај коефицијент се креће у границама од 0.05 до 0.015);
- са порастом притиска издувавања, односно, са порастом отпора издувавања расте и коефицијент заосталих гасова;
- са порастом температуре издувних гасова, смањује се коефицијент заосталих гасова и
- коефицијент заосталих гасова и степен пуњења мотора су обрнуто пропорционалне величине.



Слика 9: Утицај појединих параметара на коефицијент заосталих продуката сагоревања [2]

2.6 Степен пуњења

Степен пуњења је најважнији параметар процеса измене радне материје јер од њега директно зависи величина развијене снаге. Он дефинише количину пуњења цилиндра свежем радном материјом, а изражен је односом масе стварно усисане радне материје m_{stv} према теоријској маси m_{teor} која се може усисати при одређеним референтним условима (израз 1.28).

Током једног хода клипа, мотор може теоријски усисати (рецимо при бесконачно спором кретању клипа) запремину гаса која одговара радној запремини V_h у коју се, при одређеним референтним условима (P и T) може сместити маса свежег пуњења:

$$m_{teor} = V_h \cdot \rho_{std} \quad 1.42$$

Где је : ρ_{std} – густина пуњења при референтним условима околине;

Стварно усисана количина пуњења зависи од више фактора, који ће се касније размотрити, а може се приближно представити изразом:

$$m_{stv} = V_{ef} \cdot \rho_s \quad 1.43$$

Где су :

ρ_s - густина свежег пуњења на крају процеса усисавања;

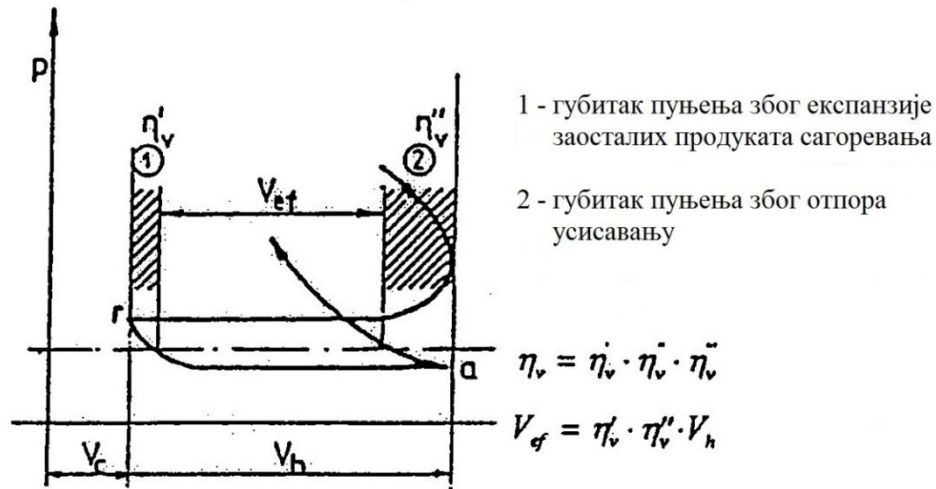
V_{ef} - ефективна запремина пуњења на крају процеса пуњења.

Ова густина зависи од притиска на крају усисавања (у тренутку затварања усисног вентила), који је, при природном усисавању, приближно једнак притиску околине p_0 и од температуре пуњења, која је већа од температуре околине због загревања пуњења током усисавања у додиру са топлим зидовима главе, вентилима, заосталим гасовима и др. тако да је:

$$T_s = T_o + \Delta T \quad 1.44$$

Где је ΔT загревање свежег пуњења које износи $\Delta T = 0K \div 40K$.

Ефективна запремина, коју заузима свеже пуњење V_{ef} на крају процеса усисавања, приказана је, приближно, на дијаграму измене радне материје на слици 10, под претпоставком да пуњење почиње и завршава се постизањем притиска околине у цилиндру (што не мора увек бити тачно поготову уколико се користи инерција гаса).



Слика 10: Ефективна усисна запремина пуњења [2]

На основу слике 10, у циљу узимања у обзир губитака током пражњења и пуњења цилиндра, може се изразити величина ефективне запремине радног простора, коју заузима свеже пуњење, у виду израза: $V_{ef} = \eta_v \cdot \eta_v \cdot V_h$. На тај начин може се укупни степен пуњења изразити као :

$$\eta_v = \frac{m_{stv}}{m_{teor}} = \frac{V_{ef}}{V_h} \cdot \frac{\rho_s}{\rho_{std}} \quad 1.45$$

$$\eta_v = \eta_v' \cdot \eta_v'' \cdot \eta_v''' \quad 1.46$$

Први члан горњег израза η_v' је тзв. *експанзиони степен пуњења* јер узима у обзир кратку експанзију која се одвија на почетку хода усисавања када заостали продукти сагоревања експандирају од нешто вишег притиска p_r до притиска околине p_o у цилиндру. У ствари, ова експанзија је утолико дужа, уколико је притисак p_r виши, односно, уколико су отпори издувавања већи. Зато овај члан дефинише утицај отпора издувавања на степен пуњења. Очигледно, овај ефекат није велики, премда се не сме занемарити. Други члан горњег израза η_v'' је тзв. *кинематски степен пуњења* који узима у обзир касније затварање усисног вентила после УМТ, када се и завршава стварно пуњење цилиндра. Што је депресија током хода усисавања већа то се касније завршава пуњење и касније почиње сабијање, а у цилиндру остаје мања количина свежег пуњења. С обзиром да депресија зависи од отпора усисавања, кинематски степен пуњења узима, у ствари, у обзир отпоре усисавања и, што су они већи, то је и степен пуњења мањи. Трећи члан горњег израза η_v''' је тзв. *густински степен пуњења* и узима у обзир густину свежег пуњења на крају процеса усисавања. Код мотора са природним усисавањем, притисак на крају процеса усисавања је приближно једнак

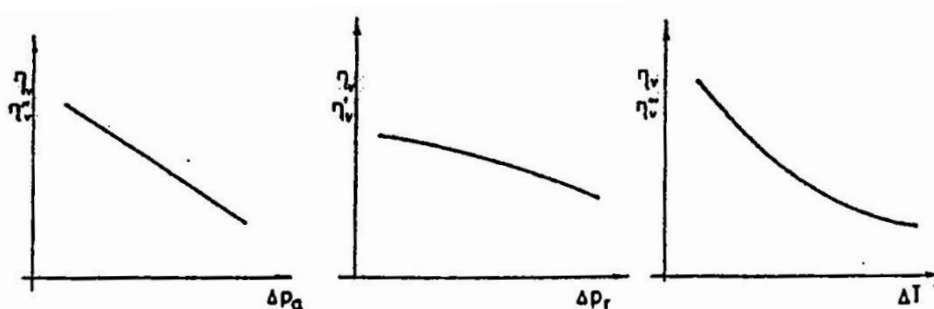
притиску околине, тако да ова густина зависи углавном од температуре свежег пуњења, тачније :

$$\eta_v = \frac{\rho_s}{\rho_o} = \frac{T_o}{T_s} \quad 1.47$$

Обзиром да је загревање свежег пуњења, у принципу, веће од нуле, то је густински степен пуњења, код четворотактних мотора са природним усисавањем, мањи од јединице.

Тачније, претходно поменута три степена пуњења дефинишу три најважнија директна утицајна фактора на степен пуњења, а то су отпори усисавања (представљени величином депресије током усисавања Δp_o), отпори издувавања (представљени надпритиском издувавања Δp_r) и загревање свежег пуњења (ΔT). Принципијалан утицај ових фактора на степен пуњења приказан је на слици 11. Суштина је да се са порастом отпора усисавања, отпора издувавања и загревања пуњења смањује степен пуњења. Наравно, нешто је већи утицај првог и трећег фактора. [1]

$$\eta_v = f(\Delta p_a, \Delta p_r, \Delta T) \quad 1.48$$



Слика 11: Утицајне величине на степен пуњења [2]

Тачно рачунско одређивање степена пуњења је једино могуће комплексним прорачуном помоћу рачунара, уз узимање у обзир целокупног тока притиска током усисавања. Међутим, постоји низ приближних израза који покушавају на једноставнији начин да дефинишу овај важан параметар. Тако, применом глобалног енергетског биланса за процес усисавања, долази се до следећег израза:

$$\eta_v = \frac{T_o}{T_s} \cdot \frac{1}{k \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \left[\frac{p_a}{p_o} \cdot (\varepsilon \cdot k - k + 1) - \frac{p_r}{p_o} \right] \quad 1.49$$

Где је : $k=1.4$ експонент изетропе, а ε степен компресије. И у овом изразу највећи утицај имају раније поменути фактори.

Занимљиво је још размотрити и утицај неких конструкционих и радних параметара мотора на степен пуњења :

- Конструкција усисно - издувног система одређује отпоре усисавања и издувавања. Сто су отпори струјању мањи (већи пречници усисних и издувних

канала, већи пречници вентила, краћи усисни и издувни водови, блаже кривине и прелази, и други мањи локални отпори и пригушења у систему и др.), то је степен пуњења већи. Ови закључци су очигледни и из израза 1.31 до 1.37. О самој реконструкцији усисно - издувног система, усисних и издувних вентила биће речи у наредним поглављима.

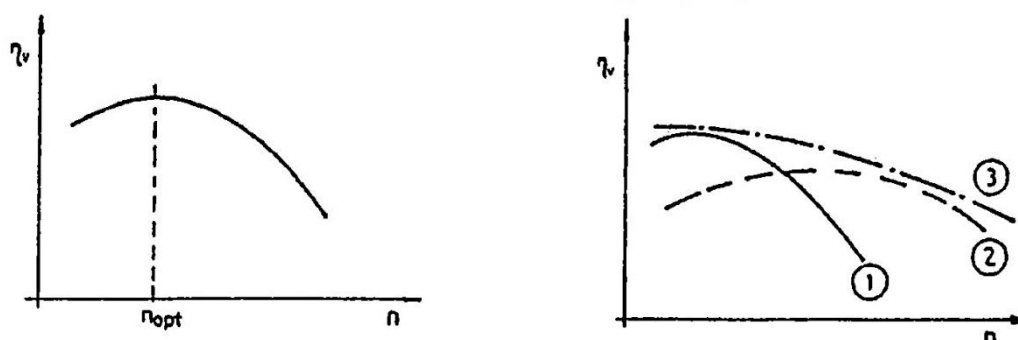
- Број обртаја са којим мотор ради одређује брзину струјања, тако да битно утиче на степен пуњења. Са порастом броја обртаја, расту отпори струјања те се степен пуњења смањује. Међутим, код реално изведеног мотора, при датој шеми развода, степен пуњења поседује максимум при одређеном броју обртаја (слици 12). Десно од тог максимума, степен пуњења опада, због пораста отпора струјања, упркос коришћењу инерције пуњења при каснијем затварању усисног и издувног вентила. Лево од тог максимума, степен пуњења опада, јер су брзине струјања мале, тако да је и инерција гаса мала због чега се издувни и усисни вентили непотребно исувише рано отварају и исувише касно затварају. Због тога мотор усисава гасове и преко издувног вентила (одмах после СМТ), а избацује усисано пуњење преко још отвореног усисног вентила на почетку хода сабијања.

Положај оптималног броја обртаја, при максималном степену пуњења, зависи од величине углова шеме развода. Ефекат изабране шеме развода је приказан на слици 12. Шема развода са малим угловима отварања и затварања вентила (крива 1) омогућава добар степен пуњења на нижим брзинским режимима, али и веома брзо опадање истог са порастом броја обртаја јер се не користи инерција гасне струје.

Мотор са шемом развода већих углова отварања и затварања вентила (крива 2) добро ће користити инерцију пуњења тако да ће поседовати повољан степен пуњења на вишим брзинским режимима, али уз знатан губитак свежег пуњења на нижим бројевима обртаја због исувише малих брзина струјања, тако да долази до усисавања већ избачених продуката сагоревања и избацивања већ усисаног пуњења.

Оптимално би било када би мотор поседовао променљиву шему развода (линија 3) тако да, при сваком броју обртаја, постиже максимални могући степен пуњења.

На жалост, то је, због исувише сложене конструкције, углавном, тешко остварљиво због чега се, код реалног мотора, шема развода бира као компромис између доброг рада на ниским и високим брзинским режимима. Шема развода се код тркачких мотора бира за добар рад на високим брзинским режимима како би се што више искористио ефекат инерционог надпуњења. [1]



Слика 12: Утицај броја обртаја (лево) и шеме развода (десно) на степен пуњења [2]

2.7 Оптималне димензије вентила

Намена мотора диктира каква ће бити његова моментна карактеристика. На пример, није добра идеја да мотор који је намењен за радне машине и серијска возила има максимум момента нпр. на 5000 min^{-1} и максимум снаге на 8000 min^{-1} . Такви мотори морају да имају максимум момента на доста нижем броју обртаја и морају имати еластичну карактеристику момента. Када се захтевају спортске перформансе, за брзу и динамичну вожњу, онда максимуми момента и снаге треба да буду померени ка вишим бројевима обртаја.

Када се захтева максимална снага, као што је случај код тркачких мотора много тога мора бити жртвовано. Момент на ниским и средњим брзинским режимима као и еластичност мотора морају неминовно бити деградирани. У суштини, ради се о томе да не можемо добити најбоље перформансе мотора у целом опсегу броја обртаја, па тако морамо бити сигурни да ће максимум момента бити у области броја обртаја који се највише користи.

Величина која веома утиче на област броја обртаја у коме ће се наћи максимум снаге је величина пречника вентила. Што су они већи, виши ће бити бројеви обртаја на којима се налази максимална снага. Емпирија је показала да се максимум снаге код тркачких мотора достиже када је средња брзина гаса кроз вентилски отвор од $75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \div 85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Пошто је код тркачких мотора веома изражено допуњавање цилиндра услед ефекта инерционог надпуњења, на први поглед, може се извести закључак да је потребно да средња брзина гаса буде што већа. Међутим уколико анализирамо једначине [1.35], [1.36] и [1.49] видећемо да то није тако, јер величина депресије током усисавања Δp_a тада расте. Величина депресије Δp_a представља у ствари разлику између атмосферског притиска и притиска у цилиндру по завршетку такта усисавања и мера је насталих аеродинамичких отпора и губитака струјне енергије у усисном воду, те са порастом Δp_a опада степен пуњења η_v . Значи, потребно је да имамо такву брзину при којој отпори усисавања нису исувише велики, а да се ипак задржи довољна струјна енергија гасне струје (у којој доминира кинетичка енергија) како би инерција гасног стуба била толика да се изазове ефекат инерционог надпуњења. [1]

Треба рећи да ове вредности средње брзине гаса зависе и од примењене шеме развода. Што су углови ранијег и каснијег отварања и затварања вентила већи ова брзина расте, јер таква шема развода "дозвољава" мотору рад на вишим бројевима обртаја. Овај утицај је узет у обзир при напред препорученим вредностима брзина. Када се одреди на ком броју обртаја ће бити максимум снаге (при овоме треба узети у обзир изабрану шему развода, јер шема развода која је код серијских мотора неће "дозволити" мотору број обртаја од нпр. $10\,000\text{ min}^{-1}$, без обзира на величину вентила) можемо израчунати величину пречника печурке вентила према следећој формули (која је такође продукт емпирије):

$$d = \frac{1}{\sqrt{3.28 \cdot 25.4}} \cdot \sqrt{\frac{V_c \cdot n}{\pi \cdot w_g \cdot 90}} \quad 1.50$$

Где су :

d , mm - пречник печурке вентила;

V_c , mm^3 - запремина једног цилиндра;

w_g , $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ - средња брзина гаса.

Користећи овај израз величину пречника печурке вентила је могуће одредити са тачношћу од 10%, што даје добру полазну тачку. Једну ствар коју никако не смемо урадити је да изаберемо превелике вентиле.

Уколико то урадимо постоји опасност да зидови коморе и цилиндра спрече гасну струју да слободно опструјава целу печурку вентила и тако дође до неминовних струјних губитака услед удара гасне струје у зидове коморе и цилиндра и настајања вртлога. Из овога се може закључити да није тачна тврдња да су вентили све бољи што су све већи.

Када се утврди величина усисних вентила одређивање величине издувног вентила је веома једноставно. Правило је да је пречник печурке издувног вентила између 0.8 и 0.9 од пречника печурке усисног вентила.

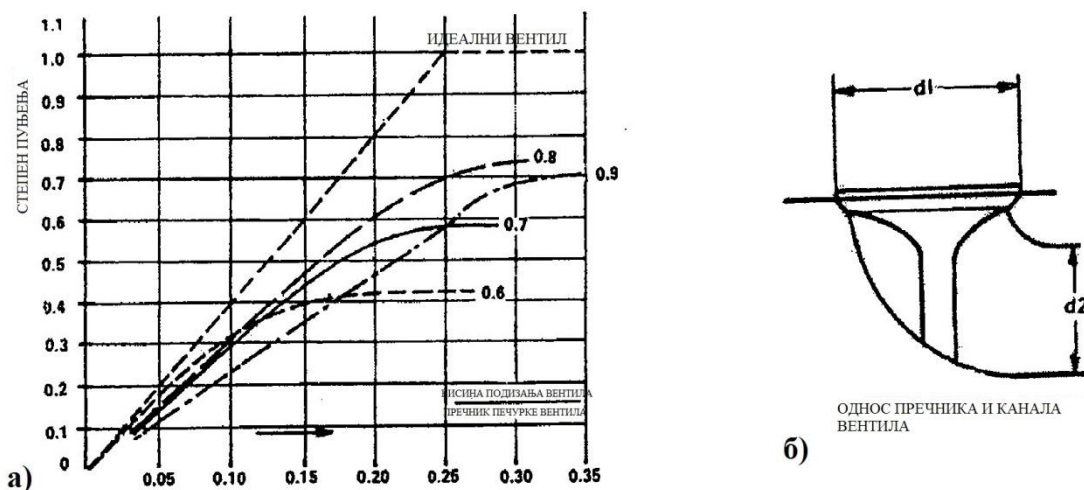
Увећањем пречника издувног вентила можемо редуковати пумпне губитке, али издувни вентил никада не сме бити повећан на рачун усисног вентила.

Треба још напоменути, да је код "сијамских" усисних канала препоручена брзина струјања гаса нешто мања, тако да износи $60\text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \div 70\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

2.8 Реконструкција усисно издувног система

Пошто је усисни вод од већег утицаја на снагу мотора прво ћемо њега размотрити. Пре него што кренемо у детаљнија разматрања треба напоменути да и други релевантни параметри као што су облик коморе, облик вентила и тип седишта вентила имају деликатан утицај на облик и димензије усисног вода тако да ће и они бити разматрани.

На први поглед може се закључити да пречник усисног вода треба повећати колико год је то могуће. Заиста, цев великог пречника може пропустити више ваздуха него цев малог пречника, али усисни вод није тако једноставан као цев, јер на једном свом крају има усисни вентил који се наизменично отвара и затвара.

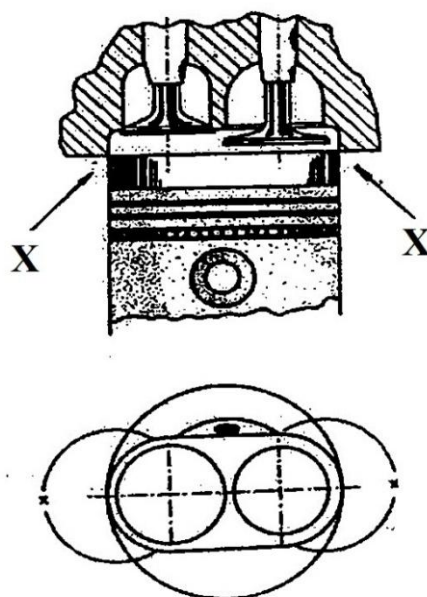


Слика 13: Оптимални однос пречника канала и вентила [3]

Однос пречника печурке вентила и пречника усисног вода има пресудан утицај на масени проток кроз усисни систем, тј. на степен пуњења. Значи, ако знамо пречник вентила можемо одредити оптимални пречник усисног вода. На слици 13 под а), приказан је дијаграм који показује зависност степена пуњења у зависности од различитих односа пречника канала и вентила. Слика 13 под б) показује облик вентила, вода и коморе за које је добијен дијаграм на слици 13 под а).

Као што се са слике може видети највећи степен пуњења (а самим тим и проток) се остварује када је однос пречника канала и вентила $d_2/d_1=0.8$. То значи да ово демантује тврђење да је усисни вод све бољи што је све већи и већи.

Пре примене ових резултата, приказаних на слици 13 под а), на конкретан усисни систем, мора се размотрити шта све још може утицати на однос пречника канала и вентила. Наиме, код изведених конструкција мотора зидови коморе и цилиндра се налазе у близини печурке вентила. Ово изазива сметњу слободном опструјавању целе печурке вентила. На слици 14 је приказано како ово може бити изазвано било зидовима коморе или цилиндра. Ова сметња слободном опструјавању је дефинисана коефицијентом отпора слободном опструјавању печурке вентила и представља процентуално смањење масеног протока изазвано близином зидова коморе и/или цилиндра. Овај коефицијент се може одредити продувавањем и/или просисавањем главе цилиндра на пробном столу, када постоји сметња слободном опструјавању печурке вентила, и главе цилиндра на којој је ова сметња отклоњена. Ради краћег писања, у наредном тексту, коефицијент отпора слободном опструјавању печурке вентила биће обележаван са ξ . [3]



Слика 14: Зоне где се јавља коефицијент ξ [3]

Овај коефицијент може бити одређен и рачунским путем, али је то ван оквира разматрања овог дипломског рада.

Коефицијент ξ , изазван зидовима коморе не треба много да нас брине с обзиром да може бити редукован на минимум. Међутим, коефицијент ξ изазван зидовима цилиндара не може бити накнадно смањен. Имајући ово у виду минимална вредност коефицијента ξ је она изазвана зидовима цилиндра.

Из претходно наведеног се може закључити да су криве на дијаграму са слике 13 под а) су за главу цилиндара чији је коефицијент ξ једнак нули. Како овакви услови не могу бити испуњени на реалном мотору неопходно је извршити корекцију величине пречника усисног канала. Када коефицијент ξ расте оптимална величина пречника канала се смањује. Значи, морамо извршити корекцију оптималне величине пречника усисног вода, одређеног за коефицијент ξ једнак нули, да би смо добили пречник вода када је овај коефицијент присутан. При овој корекцији се, у ствари, врши процентуално умањење оптималног пречника усисног вода за $1.4\sqrt{\xi}$ тј. кориговани пречник усисног вода се добија као :

$$d_s = d \cdot \left(1 - \frac{1.4\sqrt{\xi}}{100} \right) \quad 1.51$$

Где су :

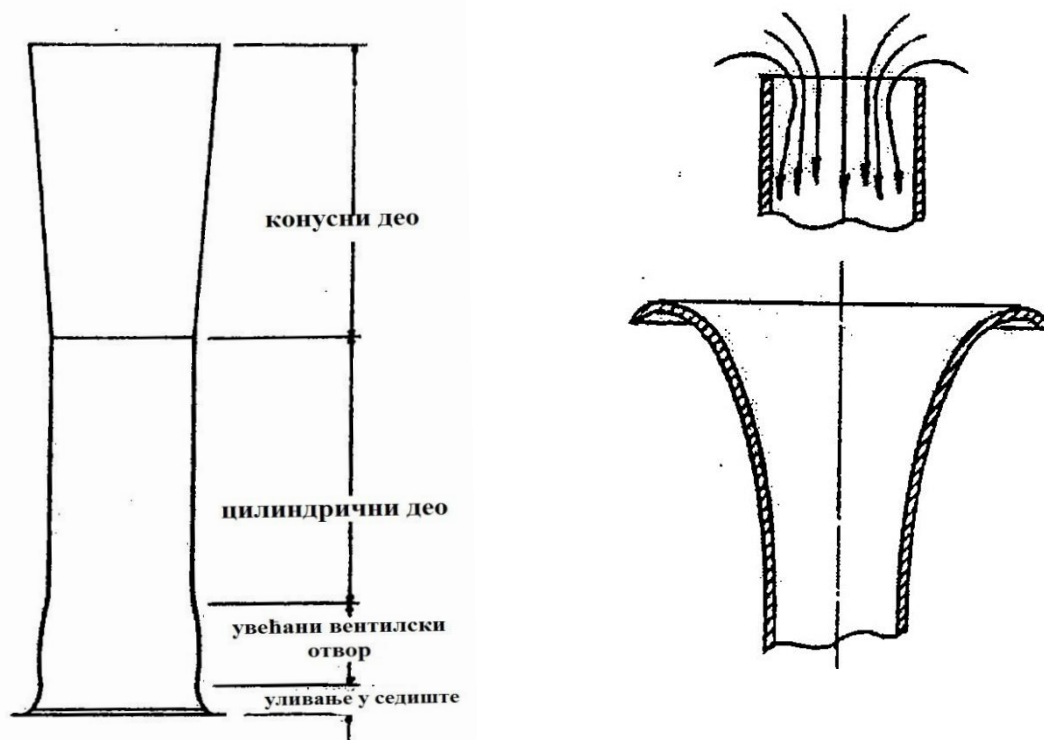
d_s - кориговани (стварни) пречник усисног вода;

d - оптимални пречник усисног вода.

При реконструисању усисног вода, ми у ствари желимо да добијемо такав вод у коме ће струјна енергија гасне струје бити што већа, тако да је на најбољи могући начин

искористимо како би што више испунили цилиндар свежом радном материјом. Тако, уколико је пречник вентилског отвора мало увећан у односу на пречник усисног вода, масени проток се повећава. Оптимални пречник оваквог вентилског отвора је за (12%÷14%) већи од оптималног пречника усисног вода. Овим проширењем се део кинетичке енергије гасне струје претвара у притисну чиме се у ствари симулира постојање малог надпритиска испред усисних органа. Чињеница да постојање оваквог надпритиска повећава степен пуњења је више него позната. Увећани вентилски отвор треба бити удаљен око 2.5 cm од седишта вентила. При овоме је веома важно да се вентилски отвор континуално "улива" у седиште вентила. Уколико то није случај (када вентилски отвор са седиштем вентила формира оштру ивицу) може доћи до значајног смањења степена пуњења.

Сада већ постоје услови да се стекне утисак о томе како један усисни вод треба да изгледа. На слици 15 је приказан један усисни вод са кружним попречним пресеком, који је због јасноће исправљен, за случај да имамо један усисни вод по једном вентилу, један усисни вентил по цилиндру, седиште вентила је конвенционално (под углом од 45°) и комора за сагоревање је у клипу (тј. нема коморе у глави цилиндара). Са ове слике се може закључити да се један усисни вод састоји из седишта вентила, увећаног вентилског отвора, цилиндричног дела оптималног пречника и од конусног дела који се спаја са цилиндричним.



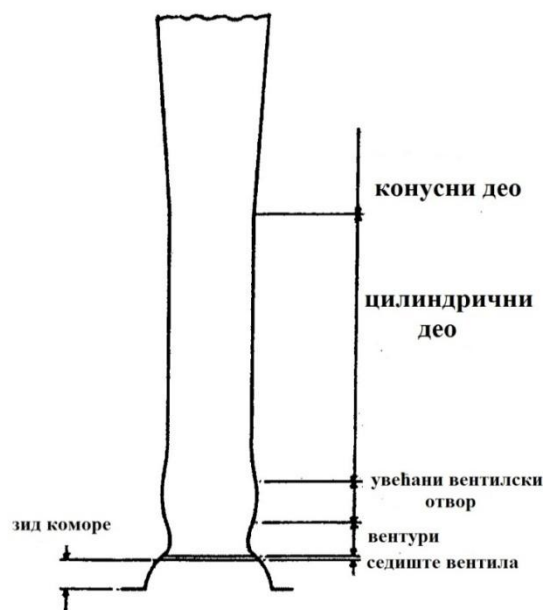
Слика 15: Изглед усисног вода (лево) и улаза у усисни вод (десно) [3]

Разлози због којих је неопходан овај конусни део су следећи. Како се ваздух у процесу усисавања убрзава од стања мировања до брзине од око $80 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, почетак усисног вода у облику цилиндра је непожељан, јер ваздух почиње да струји и бочно, што смањује ефективни проточни пресек усисног вода. Још један од разлога због којих је пожељан

почетак усисног вода у облику конуса је и тај што се на такав начин умањује и коефицијент локалног отпора услед наглог сужења (јер усисни отвор одређеног пречника у односу на околину представља нагло сужење). Како би оштре ивице на почетку усисног вода представљале велики дисконтинуитет услед кога би настајали вртлози на улазу у усисни вод, и до неминовног губитка струјне енергије услед њиховог настајања, пожељно је да се почетак усисног вода изведе са заобљеним ивицама. Све ово је илустровано на следећој слици.

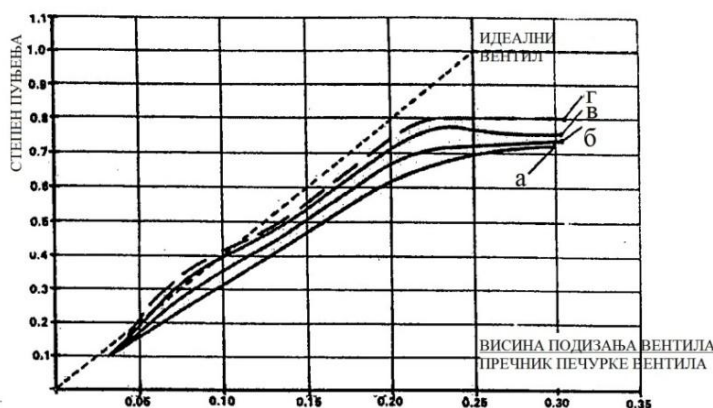
Пошто је пречник цилиндричног дела усисног вода одређен величином вентила, поставља се питање његове дужине. Уколико је превише дуг, трење о зидове усисног вода ће довести до превеликих губитака струјне енергије. Уколико је превише кратак, имаћемо недовољну масу гаса која протиче кроз вод, тако да ће кинетичка енергија гасног стуба бити недовољна. У пракси се показало да дужина овог цилиндричног дела вода није толико критична и да његова запремина треба да износи од $1/8$ до $1/5$ запремине једног цилиндра. Цилиндрични део усисног вода се обично налази у глави цилиндара док конусни део може бити и у усисном колектору (било да је реч о карбураторима или о убризгавању). Угао конуса треба да се креће од 4° до 8° . Уколико се пређе 8° почињу да се стварају превелики губици. Избор овог угла зависи и од димензија усисног система: уколико је он краћи угао је већи и обрнуто.

Усисни вод који у себи поседује Вентуријеву цев даје значајно повећање масеног протока у односу на конвенционални усисни вод. На слици 16 је приказан основни облик оваквог усисног вода, који је због јасноће исправљен. Конусни део овог усисног вода је исти као и код претходног, што значи да је угао конуса од 4° до 8° . Запремина цилиндричног дела је, такође, иста и износи од $1/8$ до $1/5$ запремине једног цилиндра. Већ када је реч о пречнику цилиндричног дела вода наилазимо на прве знаке промена.



Слика 16: Изглед „Вентуријевог“ усисног вода [3]

Посматрајући дијаграм на слици 17 видимо да је, уколико је комора у глави цилиндара, оптимални пречник цилиндричног дела повећан у односу на претходни случај. Тај пречник треба да износи 0.84 од пречника печурке вентила, у случају да је коефицијент ξ једнак нули. Да би добили стварни пречник усисног вода ову вредност треба кориговати, као што је већ напред поменуто, према величини коефицијента ξ . Уколико је комора у клипу (тј. нема коморе у глави цилиндара), онда пречник цилиндричног дела вода треба да износи 0.82 од пречника печурке вентила, када је коефицијент ξ једнак нули. Наравно, важе исте напомене за корекцију овог пречника.



а - усисни вод са седиштем под углом од 45° , комора у клипу, однос пречника и канала вентила 0,8

б - усисни вод са Вентуријем, комора у клипу, однос пречника и канала вентила 0,82

в - усисни вод са Вентуријем, комора у глави, однос пречника канала и вентила 0,8

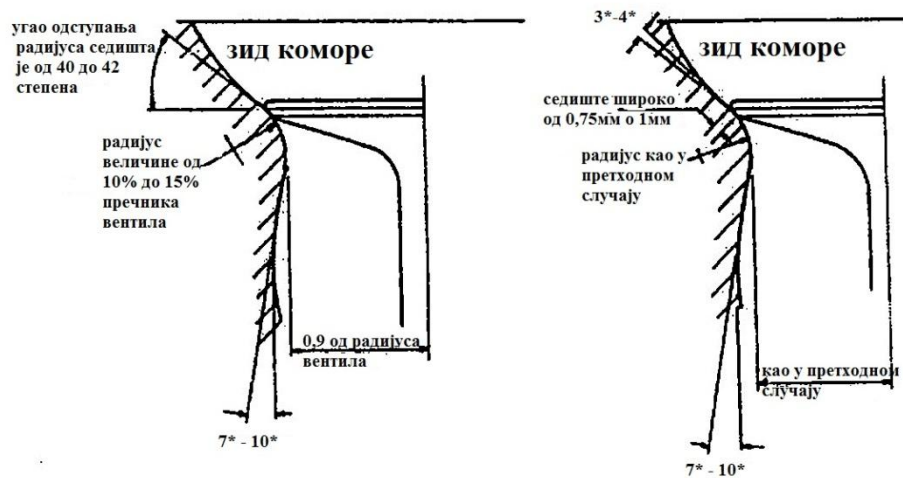
г - усисни вод са Вентуријем, комора у глави, однос пречника и канала вентила 0,84

Слика 17: Однос пречника и канала вентила [3]

Пречник вентилског отвора (тј. дела који се налази непосредно испред Вентурија) треба да буде 0.97 од пречника печурке вентила и онда да се континуално "улије" у Вентури. Вентури је сам по себи веома комплексан и емпирија је показала да је најбоље применити димензије као на слици 18 – лево. Експлоатациони век оваквог седишта вентила је кратак, што је прихватљиво за тркачке моторе. За моторе намењене спортским аутомобилима (где треба водити рачуна и о веку), тада седиште вентила (тј. Вентури) треба израдити према препоруци са слике 18 десно). Овакво седиште вентила је инфериорније у односу на оно са слике 18 лево, теже га је и израдити, али има дужи експлоатациони век. Кратак век седишта вентила са слике 18 лево се не огледа у погоршању заптивања, већ се услед деформације седишта погоршавају његове струјне карактеристике. [3]

Шта се заправо дешава при струјању кроз овакав вод? У проширеном вентилском отвору, као што је већ речено, део кинетичке енергије гасне струје се претвара у притисну. У делу где је Вентури се, услед сужења пресека, гасна струја нагло убрзава. Ово убрзање је од двоструког значаја. Као прво, надокнађује се део изгубљене кинетичке енергије у проширеном вентилском отвору како би допуњавање цилиндра, услед ефекта инерционог надпуњења, било веће. И као друго, ово убрзање доводи до одређеног пада притиска на месту где је Вентури, а у односу на проширени вентилски

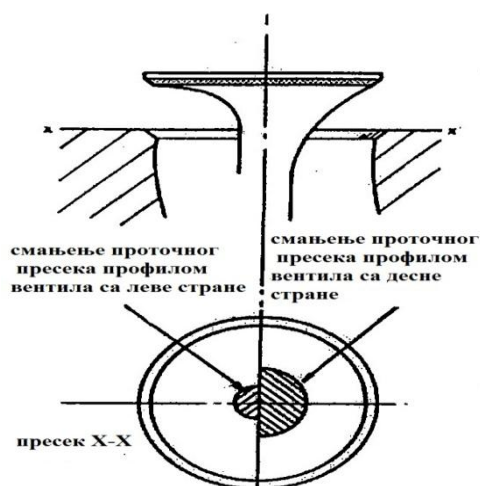
отвор, тако да Вентури у ствари има сишуће дејство које доводи до повећања укупног протока.



Слика 18: Димензије отвора вентила и „Вентуријевог“ седишта вентила [3]

Криволинијски профил зида коморе, који је приказан на слици 18, има такође, доста утицаја на струјне карактеристике усисног вода. Уколико се криволинијски профил зида коморе спаја са седиштем вентила под одговарајућим углом, може се знатно смањити настајање вртлога у околини седишта вентила. Такође, гас се не успорава нагло на уласку у цилиндар као што је то случај са "равном" комором (када је комора у клипу, а не у глави цилиндара). Све ово осигурава већи проток и већи степен пуњења цилиндра. Криволинијски профил зида коморе може се добити и математичким путем. У пракси, тај профил и није толико критичан, тако да се сасвим задовољавајући резултати добијају и са препорукама са слике 18.

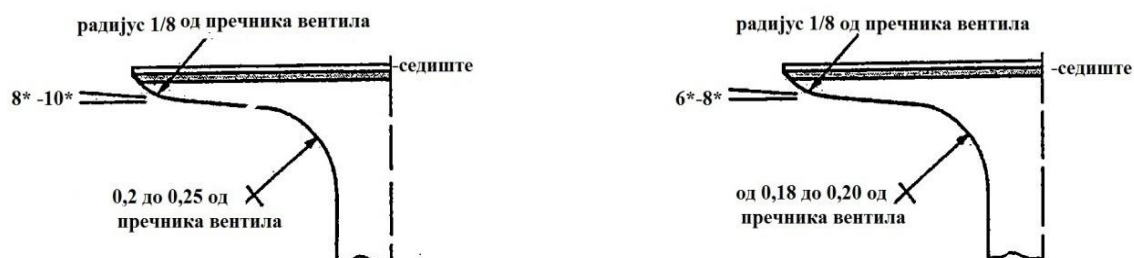
Још једна ствар која веома утиче на степен пуњења, је облик усисног вентила. Са слике 19 се види да део вентила, који је у равни са седиштем вентила изазива смањење ефективног проточног пресека. Ово нарочито долази до изражаја при малим висинама подизања вентила. Када се вентил максимално отвори, део печурке вентила је још увек у равни са седиштем вентила. Како је пречник овог дела вентила већи од пречника стабла вентила, он самим тим смањује ефективни проточни пресек.



Слика 19: Профил вентила [3]

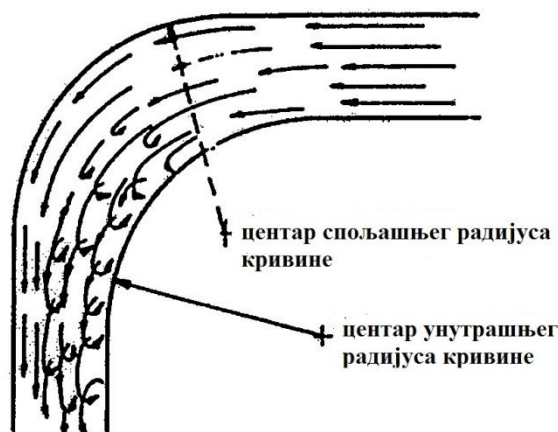
Без обзира на све, вентил мора бити довољно поуздан да издржи сва оптерећења која прате његов рад, а ипак, довољно лаган како би се сила у опругама вентила свела на минимум.

Са информацијама датим до сада, може се створити слика о пожељном облику вентила. Тако је, на слици 20 (лево) приказан вентил са параметрима који одговарају за примену са „Вентуријевим“ усисним водом и са комором у глави цилиндара. На слици 20 (десно) је дат профил вентила који важи за примену са комором у клипу и конвенционалним седиштем вентила.



Слика 20: Облик вентила са „Вентуријевим“ усисним водом и комором у глави (лево) и облик са конвенционалним седиштем и комором у клипу (десно) [3]

Исте препоруке се могу применити и на издувни вентил. Потребно је нешто рећи и о самом облику усисног вода. Без сваке сумње, најбоље је да усисни вод буде потпуно прав. Међутим, како у реалности увек постоје кривине у усисном воду, треба настојати да радијуси ових кривина буду што већи. Пожељно је да центри спољашњих и унутрашњих радијуса буду заједнички. Уколико то није случај, тј. уколико је унутрашњи радијус већи од спољашњег, може се у усисном воду индуковати вртложно струјање слика 21. Ако је, са друге стране, радијус унутрашње кривине исувише мали онда га треба повећати иако тада, можда, неће имати заједнички центар са спољашњим радијусом. Ово је једна од ситуација где компромис мора бити направљен. [1]



Слика 21: Неповољан положај центра спољашњег и унутрашњег радијуса кривине [3]

Стање површине уисног вода, такође, има доста утицаја на остварену снагу мотора. Популарно је становиште да је најбољи уисни вод који је исполиран до високог сјаја. Ово је повољно само са аспекта смањења губитака струјне енергије услед трења. Међутим, много се више изгуби на другој страни. У том случају, долази до веће покретљивости филма горива који се налази у уисном воду тако да у цилиндрима мотора имамо већу количину неиспареног горива, што се неповољно одражава на ток сагоревања. Уколико уисни вод поседује извесну храпавост површине, таква површина смањује покретљивост филма горива, а гориво које се задржи у неравнинама има већу могућност да испари. Међутим, седишта вентила и њихову околинду треба исполирати до високог сјаја како би се мање таложиле наслаге од сагоревања.

При отварању издувног вентила у цилиндру још увек владају знатни притисци. Због тога гас великом брзином напушта цилиндар и издувни вод. Кинетичка енергија гаса може бити искоришћена да се потпомогне одстрањивање заосталих продуката сагоревања из цилиндра (нарочито у процесу испирања), као и да се клип ослободи дела рада издувавања. Уколико је пречник издувног вода превелики, брзина гаса ће бити премала тако да ће опати и његова кинетичка енергија. Уколико је пречник издувног вода исувише мали, отпори струјања могу постати превелики што за последицу има повећавање пумпних губитака мотора и недовољног испирања цилиндра. Према томе, једино решење је направити компромис између ова два случаја. Ово није тако једноставно као што на први поглед изгледа, јер је величина издувног вода условљена и шемом развода. Поврх свега, и овде постоји коефицијент отпора слободном опструјавању печурке вентила, што доводи до даљих компликација.

Размотримо, најпре, утицај шеме развода. Како се углови ранијег и каснијег отварања и затварања вентила повећавају, притисак у цилиндру при отварању издувног вентила постаје све већи. Примена шеме развода са великим угловима условљава и рад мотора при вишим бројевима обртаја, тако да је и брзина отварања вентила већа, тј. имаћемо већи број отварања у јединици времена. Ово значи да је и количина гаса спроведена у јединици времена кроз издувни вод повећана. То за собом повлачи и повећање отпора струјања. Све ово нам говори да је при примени шеме развода са повећаним угловима

(код спортских и тркачких мотора) потребан издувни вод већег пречника. Емпирија је показала да пречник издувног вода треба да је $1.15 \div 1.25$ пута већи од пречника печурке издувног вентила. Доња вредност се односи на серијске моторе, а горња на тркачке. За брегасто вратило спортских мотора ова вредност се налази између ове две.

Очигледно, уколико је издувни вод већи од вентила, он мора конусно да се шири од вентилског отвора ка свом крају док не достигне потребни пречник. Уколико је угао овог конуса превелики неминовно ће доћи до одвајања гасне струје од зидова вода. Ово ће условити губитак струјне енергије и повећано настајање вртлога, што доводи до повећања надпритиска издувавања. Најбоље је да угао конуса буде $2^\circ \div 3^\circ$. У пракси се срећу и издувни водови који не достижу жељени пречник пре него што се "улију" у издувни колектор. Ово не треба да нас брине ако је издувни колектор одговарајући, тј. ако се у њему наставља конусно ширење издувног вода до жељеног пречника. Са друге стране, када је издувни колектор одговарајућег пречника, угао конуса издувног вода се може и повећати, како би се на његовом излазу из главе цилиндра достигао потребни пречник, тј. пречник издувног колектора. Препоручује се да максимални угао конуса, пре него што дође до одвајања гасне струје од зидова вода, не буде већи од 8° .

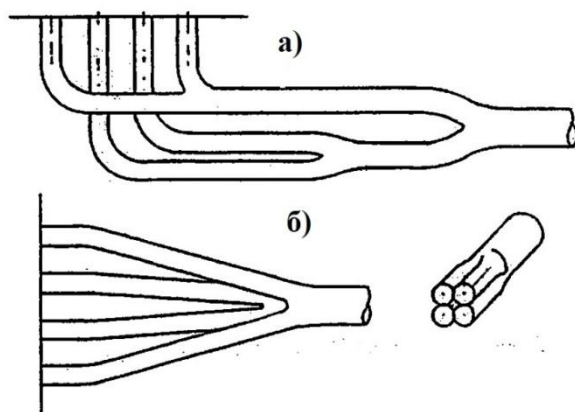
Присуство коефицијента ξ условљава смањење пречника издувног вода. Проценат смањења оптималног пречника издувног вода је једнак квадратном корену из коефицијента ξ нпр. уколико је $\xi=9\%$ процентуално смањење оптималног пречника ће бити $\sqrt{9} = 3\%$.

Када су у питању "сијамски" издувни водови, потребно је додатно увећање "сијамског" дела вода. Ово увећање, у односу на класичан вод, износи $25\% \div 40\%$ и зависи од изабране шеме развода и издувног колектора.

За кривине у издувном воду важе потпуно исте напомене као и за уисни вод. Код данашњих тркачких мотора у примени су углавном два типа издувних колектора, који су приказани на слици 22. [1]

На слици 22 под а) приказан је издувни колектор типа 1-4-2-3. Овај тип издувног колектора је познат и под именом "гаћасте цеви". Наиме, да би се избегло пресецање струја издувних гасова издувне цеви првог и четвртог цилиндра се спајају у једну цев, као и издувне цеви другог и трећег цилиндра, а чија дужина треба бити иста као за издувне цеви првог и четвртог цилиндра. После извесног растојања обе цеви се "уливају" у једну сабирну цев прикладног пречника. Овим се, у ствари, избегава пресецање гасних струја између узастопних тактова издувавања два цилиндра (нпр. првог и трећег), а које настаје као последица преклопа вентила (који је код тркачких мотора доста велики).

Издувни систем на слици 22 под б) састоји се из четири цеви истих дужина које се спајају у једну сабирну цев. Дужина ових цеви, која не сме да буде мала, је веома важна и може се одредити само испитивањем мотора на моторској кочници. Спајањем четири цеви у једну постиже се ејекторско дејство оваквог издувног колектора.

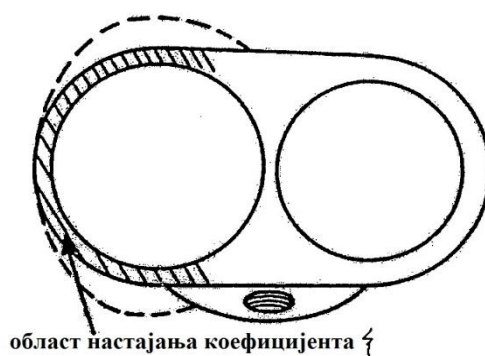


Слика 22: Шема издувног колектора [1]

Овиме се клип знатно ослобађа дела рада издувавања, а и за време преклопа вентила може се знатно утицати на процес испирања цилиндра, што може повећати степен пуњења. Ови ефекти су израженији на високим бројевима обртаја. При реконструкцији усисно-издувног система, пажњу треба обратити и на вођице. Како оне залазе у водове, смањују и ефективни попречни пресек. Зато њихове димензије треба свести на минимум, а посебно димензије конусног дела водице који залази у вод. При овоме се никако не сме оставити оштра ивица на крају овог дела вођице, како се од ње не би откинуо део материјала и тако изазвао хаварију.

2.9 Реконструкција коморе за сагоревање

Облик профила зида коморе за сагоревање има, као што је то већ напоменуто у претходном поглављу, доста утицаја на струјну слику у усисно-издувним водовима. Такође је, у претходном поглављу, речено да је минимална вредност коефицијента ξ условљена зидовима цилиндра, а не коморе. Разлог овоме је што део коефицијента ξ , који потиче од зидова коморе, можемо елиминисати уклањањем дела коморе слика 23. Уклањање "вишка" коморе, може се наставити све док се вредност коефицијента ξ изазваног зидовима коморе, сведе на нулу. Ово, наравно, зависи и од ограничења изазваних конструкцијом коморе и главе цилиндара уопште.



Слика 23 : Утицај облика коморе на коефицијент ξ (препорука је да се комора „отвори“ до непрекинутих линија [3])

Уколико се повећава пречник печурке вентила, повећава се и вредност коефицијента ξ . Значи, уколико уградимо веће вентиле, за нпр. 40% коефицијент ξ ће порасти за нпр. 10%, тако да нећемо у потпуности искористити повећање пречника вентила. Уколико се већи вентили уграде у комору која није модификована, тада се може више изгубити услед повећања коефицијента ξ , него што се може добити увећањем пречника вентила. Ово значи да степен пуњења може постати чак и мањи са вентилима који имају увећан пречник. Због тога, вентиле увећаног пречника никада не треба уграђивати у комору која није модификована.

Коефицијент ξ је код издувних вентила мањи услед мањих пречника вентила, па је и количина материјала коју треба уклонити око њега мања него код уисног вентила.

До сада се може закључити да је довољно само одстранити доста материјала око вентила да би се добила комора са минималним коефицијентом ξ . Међутим у пракси то није тако, јер се тиме изазивају неки контра ефекти. Очигледно је да ће се „отварањем“ коморе око вентила повећати запремина саме коморе, што ће довести до смањења степена компресије. „Краћењем“ главе може се повећати степен компресије, али се може десити да глава не може толико да се стањи, колико је потребно ради постизања жељеног степена компресије. Међутим при овоме треба имати на уму да је степен компресије од знатно мањег утицаја у односу на степен пуњења.

Уколико је одстрањено и сувише материјала око вентила, може доћи до остварења великог степена пуњења, али услед немогућности остварења великог степена компресије, може доћи до губитка снаге мотора. С друге стране уколико је одстрањено недовољно материјала око вентила (и услед тога коефицијент ξ остао велики), упркос довољном степену компресије, мотор ће опет губити на снази. Према томе како би једна комора за сагоревање пружила свој максимум, мора се прибећи компромису.

Овде треба такође рећи да се подизање степена компресије може постићи и применом клипова са испупченим челом.

При "отварању" коморе око вентила не мења се само степен компресије (који се може и вратити на жељени ниво), већ се утиче и на зоне истискивања у комори. Познато је да интензивно струјање и турбуленција у комори интензивирају одвијање хемијских реакција и поспешују пренос масе и топлоте, што убрзава простирање пламена и скраћује време сагоревања. Ово се директно одражава на ефективну снагу коју мотор може да оствари. Турбуленција у комори се остварује при доласку клипа у близину СМТ када он истискује гас из зоне истискивања. Ову зону истискивања формирају сам клип и део коморе за сагоревање. Када се уклони део материјала коморе око вентила може се, услед тога, смањити зона истискивања, а самим тим и интензитет турбуленције. Ово доводи и до смањења брзине сагоревања. Са друге стране, смањењем коефицијента ξ повећава се степен пуњења, а самим тим и притисци у цилиндру што убрзава процес сагоревања. Емпирија је показала да се повећањем степена пуњења брзина простирања пламена више повећава него што се смањује редукцијом зоне истискивања. При реконструкцији коморе за сагоревање можемо доћи

у ситуацију да, пошто смо остварили највећи могући степен пуњења, још увек имамо превелику зону истискивања, па самим тим и превелику брзину сагоревања. Ова ситуација, углавном, настаје код краткоходних мотора. Уколико је брзина сагоревања превелика можемо се наћи у сличној ситуацији, са аспекта остварене снаге, као и када је брзина сагоревања премала. Ако је брзина сагоревања премала постоји опасност од детонације, а ако је превелика онда имамо доста велики пораст притиска по углу коленастог вратила, што је пропраћено веома "тврдим" радом мотора. Овај пораст притиска не треба да је већи од 0.26 МПа по углу коленастог вратила. Уколико је ова вредност већа, онда треба да редукујемо зоне истискивања. Овакав случај се у пракси веома ретко јавља. [3]

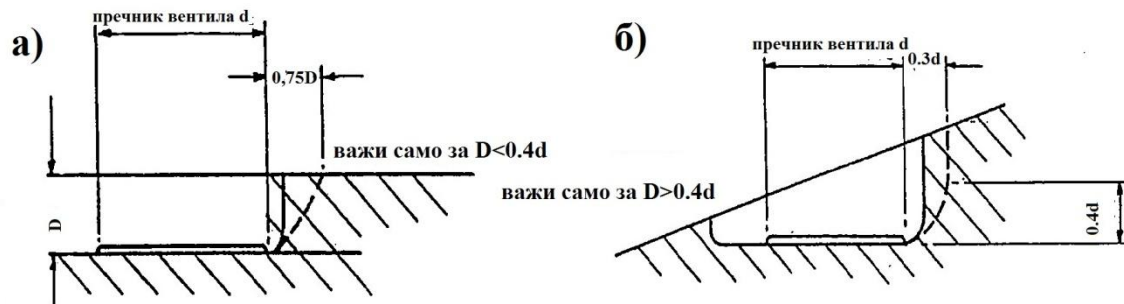
При "отварању" коморе за сагоревање око вентила јавља се још један проблем. Тада се пут простирања фронта пламена повећава. Што је овај пут дужи, опасност од детонације је већа, јер је дуже време несагорели део смеше изложен високим притисцима и температурама. Поред овога, повећава се и површина коморе, што увећава топлотне губитке. Када одстранимо исувише материјала око вентила, може се десити да је пут простирања пламена толико повећан да морамо снизити степен компресије како би се избегла детонација.

Услед повећане површине коморе, и већих топлотних губитака услед тога, долази до интензивнијег гашења фронта пламена у близини зида коморе. Ова појава умањује индикаторски степен корисности, што се неповољно одражава и на ефективну снагу мотора. Овај проблем постаје још израженији када однос површине коморе према њеној запремини расте. Најбоља комора, са овог аспекта, је комора у облику сфере. Међутим, при повећању степена компресије стањивањем главе цилиндара смањује се и површина коморе. Ово не значи да је однос површине и запремине коморе смањен, јер се и запремина смањује упоредо са површином, али чињеница да имамо мању комору за исту запремину цилиндра значи да имамо мању површину преко које се одаје топлота, па се и зоне гашења пламена смањују.

Што је мањи однос површине према запремини коморе, мања ће бити и емисија несагорелих угљоводоника. Али, ниске вредности ове емисије нису карактеристичне за јако форсиране моторе, јер они раде са богатом смешом ($\lambda < 1$), па ова емисија много и не зависи од карактеристика коморе.

Колико материјала треба уклонити око вентила, да би се смањио коефицијент ξ зависи, између осталог, поред до сад наведених фактора, и од следећег: облика оригиналне коморе, положаја вентила у односу на цилиндар, да ли су вентили у линији или су нагнути према оси цилиндра, дубине коморе, као и од облика и типа усисног и издувног вода. Све ово нам говори да до коморе за сагоревање, која је способна за остварење максималних снага, није тако једноставно доћи, као што би то на први поглед могло да изгледа. Емпирија је показала да је, са узимањем у обзир до сада наведених фактора, сасвим добре резултате могуће остварити када се комора "отвара" на растојању $0.75 \cdot D$ од седишта вентила (где је D - дубина коморе). Ово је приказано на слици 24 под а). Ово важи за комору чија дубина није већа од $0.4 \cdot d$ (где је

d - пречник печурке вентила). Уколико дубина коморе превазилази ову вредност тада комору треба "отворити" на растојању $0.3 \cdot d$ од седишта вентила на добини $0.4 \cdot d$ од крова коморе (слика 24 под б).



Слика 24: Препоруке за реконструкцију коморе за сагоревање [4]

На крају, комору треба исполирати како би се на њеним зидовима задржавало што мање наслага од сагоревања које могу проузроковати детонацију и/или површинско паљење. Такође, све оштре ивице у комори треба елиминисати, с обзиром да се оне могу усијати и проузроковати ове нежељене ефекте.

2.10 Степен компресије

Дефиниција термодинамичког степена компресије дата је у следећем изразу :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad 1.52$$

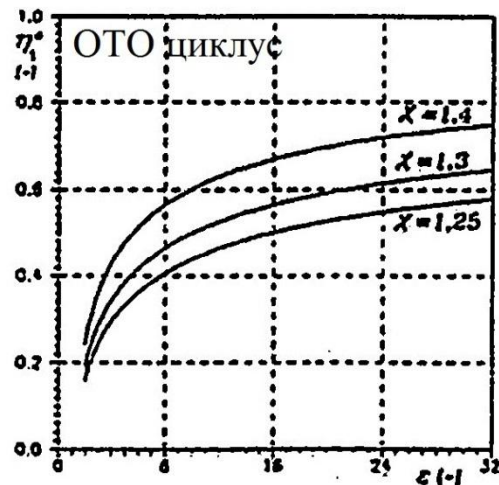
Где су :

ε - степен компресије;

k - експонент изентропе.

На основу израза 1.52 могу се извући следећи закључци :

- На термодинамички степен корисности ото циклуса највећи утицај има степен сабијања;
- Код ото циклуса, количина доведене топлоте Q_1 (од које зависи α , где је α степен пораста притиска) не утиче на термодинамички степен корисности. То значи да без обзира на количину доведене топлоте код ото циклуса, економичност зависи пре свега од степена сабијања;
- Са порастом експонента изентропе k , стално расте степен корисности циклуса. Значи, највећи би степен корисности био када би се циклус одвијао са ваздухом. Додавањем горива ваздуху, односно стварањем смеше, повећава се удео вишеатомних молекула у радном гасу, тако да се експонент изентропе смањује, а тиме и степен корисности. Што у смеси има више ваздуха то је и степен корисности већи.



Слика 25: Утицај ϵ и χ на степен корисности ото циклуса [4]

Специфични рад ото циклуса може се дефинисати следећим изразом :

$$p_t = \frac{p_1}{k-1} \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon-1} (\alpha-1) \cdot (\epsilon^{k-1} - 1) \quad 1.53$$

Са порастом степена сабијања расте специфични рад, и то најпре нагло, па затим све спорије (пропорционално његовом ефекту на термодинамички степен корисности).

Све што је закључено о понашању термодинамичког степена корисности важи и за специфични рад циклуса, односно, што је већи термодинамички степен корисности циклуса (а он је већи што је ϵ веће), биће већи и развијени специфични рад, а тиме и већа снага мотора.

Међутим, код реално изведених мотора степен компресије је од секундарног значаја у односу на степен пуњења.

Размотримо ово на примеру са слике 26. Дат је цилиндар, запремине 100 cm^3 и комору за сагоревање запремине 10 cm^3 . Тада је степен компресије: $\epsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 11$.

Дакле, сабијамо 100 cm^3 гаса са атмосферског притиска на $1/11$ његове првобитне запремине. Ово важи само за цилиндар чији је степен пуњења једнак јединици. Да видимо шта се дешава са степеном компресије када је цилиндар само делимично испуњен гасом, тј. нека је сада степен пуњења $\eta_v = 0.5$. Тада ће у цилиндру, на крају хода усисавања, бити 100 cm^3 гаса на притиску који износи половину од атмосферског (слика 25 под б). Можемо и да кажемо да имамо 50 cm^3 гаса на атмосферском притиску, тако да ће наш стварни степен компресије, износити свега $\epsilon_s = 6$, мада је теоретски $\epsilon = 11$. Из овога се види да стварни степен компресије веома зависи од степена пуњења.

У пракси се готово никада несрећу мотори чији је степен пуњења једнак јединици (наравно када је реч о моторима са слободним усисавањем). Отпор усисавања настали услед филтера за ваздух, лептира, карбуратора, кривина у усисном воду, вентила и издувног система ограничавају степен пуњења. Степен пуњења опада и са порастом

броја обртаја. Када степен пуњења почне да опада са порастом броја обртаја, налазимо се у тачки максималне снаге мотора. Зато што стварни степен компресије зависи од степена пуњења, повећањем ϵ највеће процентуално повећање снаге ће се остварити у области максималног обртног момента. Нпр., подизањем степена компресије за 2 може се снага повећати за, нпр. 5 kW при 3000 min^{-1} , али само за, нпр. 1 kW при 5500 min^{-1} .



Слика 26: Теоријски и стварни степен компресије [3]

Сада је сасвим јасно зашто је степен пуњења од примарног значаја за један мотор, јер теоријски степен компресије не може никада бити достигнут.

Када желимо максималну снагу од једног мотора, што је случај код тркачких мотора, онда је потребно да степен компресије буде што већи и ограничен само појавом детонације. Фактори који утичу на величину максималног употребљивог степена компресије су:

- Што је већи степен пуњења, мањије степен компресије.
- Што је већа температура у циклусу, мањи је степен компресије.
- Што је краћи пут простирања фронта пламена, степен компресије је већи.
- Што је већа отпорност коморе за сагоревање ка детонацији, већи је степен компресије.
- Што је октански број бензина већи, већи је и степен компресије.
- При употреби брегастих вратила са већим угловима ранијег и каснијег отварања и затварања вентила, степен компресије може бити увећан, с обзиром да стварно сабијање у цилиндру почиње касније.

2.11 Опруге вентила

Основна функција вентилских опруга је да вентил, чији закон кретања зависи од облика брега брегастог вратила, у фази његовог затварања врате у његово седиште и обезбеде сигурно и херметично заптивање када је затворен, и да онемогуће отварање издувног вентила при усисавању. Као такве, оне своју функцију морају обављати и при највећим бројевима обртаја мотора.

Што су већи бројеви обртаја, потребније су и опруге већих крутости. Међутим, ни овде не треба претеривати, јер употреба опруга већих крутости од неопходних, може само да штети. Није редак случај да је, због примене опруга превеликих крутости, ефективна снага мотора смањена и за целих 1.5 kW. У општем случају, крутост вентилских опруга

треба да буде толика да мотору "дозволи" број обртаја који је за $800 \text{ min}^{-1} \div 1000 \text{ min}^{-1}$ већи од броја обртаја при максималној снази.

Уколико за тренутак занемаримо масу вентилског склопа, најутацијнији фактор на крутост вентилских опруга је брег брегастог вратила. За ово постоје два разлога. Као прво, брег нам диктира на којем броју обртаја ће бити максимална снага мотора, и као друго, убрзања и успорења, тј. инерцијалне силе, које опруга мора да савлада у првом реду зависе од профила брега. Из овога се види да брегасто вратило има одлучујућу улогу при избору крутости вентилских опруга. [4]

Дакле, вентилска опруга треба да уз што мању крутост изврши своју функцију. Крутост опруга се може смањити и олакшавањем вентилског склопа (вентила, подизача, клацкалица, тањира опруге). Олакшавањем вентилског склопа се, уместо смањења крутости опруга, може постићи и нешто већи број обртаја на коме почиње да се јавља "лепршање" вентила. Ово увећање броја обртаја може, понекад, бити од користи, а нарочито код тркачких мотора.

При уградњи вентилских опруга треба водити рачуна о две ствари. Прво, да све уграђене опруге имају исту висину, и као друго, да при овој висини све опруге остварују исту силу.

2.12 Свећице

Када се на реконструисаном мотору употребе његове оригиналне свећице видеће се да оне више не одговарају. Са њима ће перформансе мотора бити деградиране, или, што је још горе, може доћи до хаварије мотора.

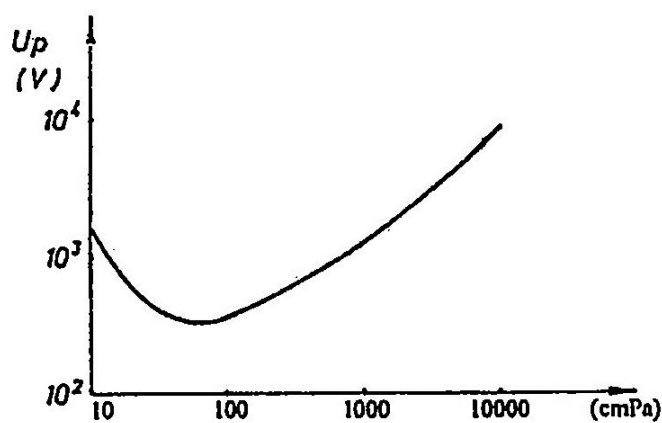
Шта ће се, у ствари, десити ако покушамо да применимо исту свећицу на серијском и веома форсираном мотору? Уколико у форсирани мотор уградимо свећице топлотне вредности која одговара серијском мотору, централна електрода такве свећице ће се, услед већих температура у цилиндру форсираног мотора, прегрејати. Ово може довести до тога да електрода свећице постане нов извор паљења и да долази до све ранијег и ранијег паљења. Тада у мотору имамо случај површинског паљења као вид ненормалног сагоревања. Уколико у серијски мотор уградимо свећице топлотне вредности која одговара форсираном мотору свећица неће, услед мањих температура у цилиндру серијског него форсираног мотора, достићи температуру "самочишћења", при којој сагоревају угљенични депозити на електродама свећице. Због тога ће се свећица напунити овим депозитима и, у електричном смислу, постати кратак спој, што доводи до изостанка паљења. Према томе, топлотна вредност свећице мора бити добро усаглашена са карактеристикама мотора, како би се у раду обезбедио захтевани температурски опсег врха централне електроде, а који износи $400^{\circ}\text{C} \div 800^{\circ}\text{C}$. [4]

Топлотне карактеристике свећица се изражавају преко тзв. топлотне вредности или топлотног броја свећице, који у ствари карактерише способност свећице да прими и спроведе одређену количину топлоте. "Хладније" свећице примају мању количину

топлоте и имају већу способност одвођења, тако да је њихова температура нижа при истом топлотном оптерећењу. Код "топлијих" свећица способност пријема топлоте је већа, а одвођења мања, због чега се, при истом топлотном оптерећењу, стационарно стање успоставља при вишој температури. Промена топлотних карактеристика махом се остварује променом дужине дела изолатора који је изложен дејству врелих гасова.

При избору одговарајуће топлотне вредности свећице за реконструисани мотор, треба почети са свећицом за коју се предпоставља да је "хладнија" од потребне. Оваква свећица ће се засигурно напунити угљеничним депозитима. Даље, бирамо свећице са све мањом и мањом топлотном вредношћу, све док не стигнемо до оне на којој се не таложе угљенични депозити, тако да ће то бити свећица одговарајуће топлотне вредности. Није препоручљиво кренути обрнутим редоследом, тј. од свећица недовољне топлотне вредности, јер при томе може доћи и до хаварије мотора.

Напон при којем се јавља варница између електрода свећице зависи од низа фактора, а између осталог и од притиска који влада у цилиндру. На слици 27 приказани су и резултати Пашенових испитивања где се види да пробојни напон расте са порастом производа притиска и зазора између електрода.



Слика 27: Пашенова крива [1]

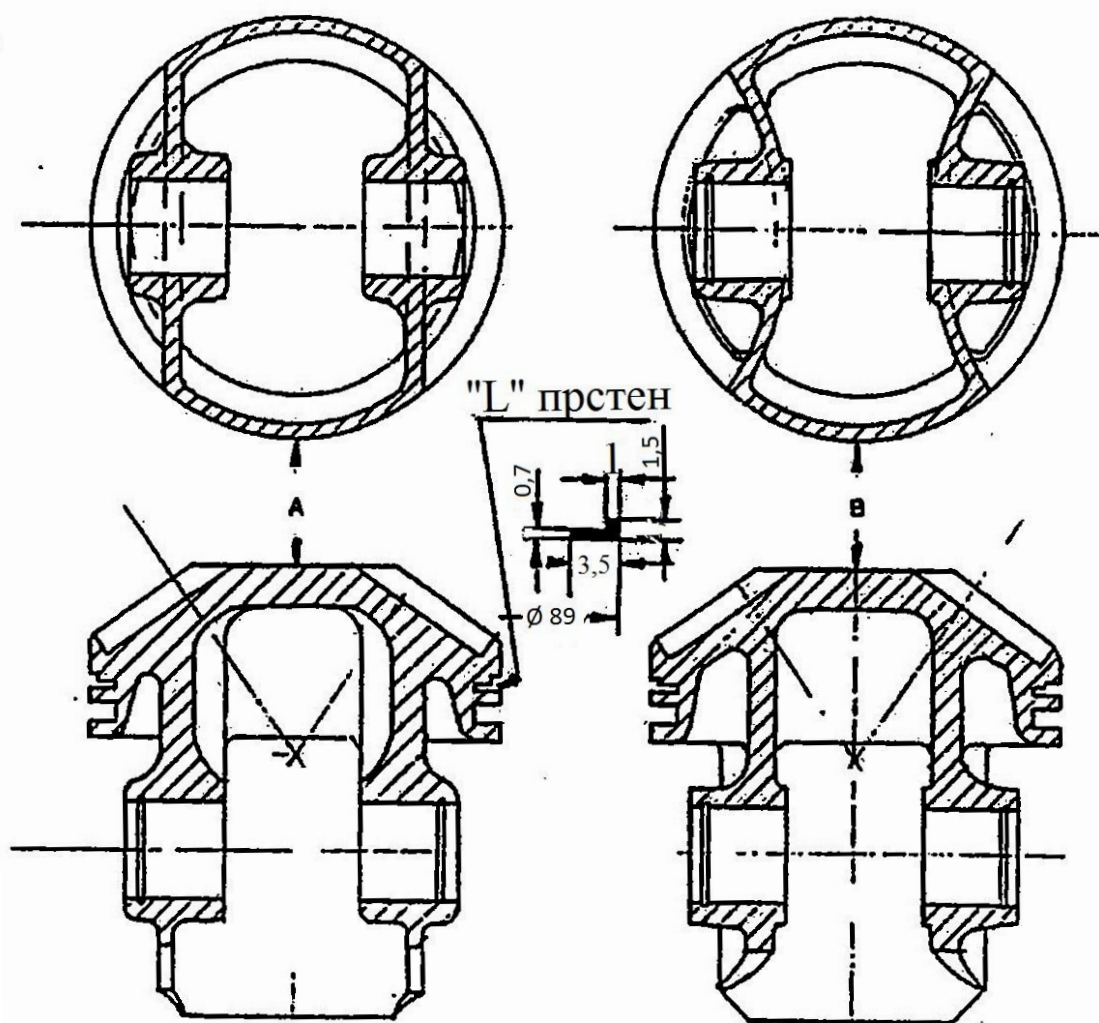
Пошто се код тркачких мотора јављају већи притисци у цилиндрима него код серијских, приморани смо да користимо "моћније" изворе паљења него код серијских мотора, да би смо остварили сигурно упаљење смеше. Овде се, пре свега, мисли на изворе паљења са капацитивним пражњењем ("тиристорски" системи паљења). Мада, данас постоје и транзисторски системи паљења који се у погледу сигурности упаљења смеше приближавају "тиристорским" системима паљења и раде сасвим задовољавајуће.

2.13 Главни моторски механизам

Клип је код тркачких мотора веома оптерећен. Изложен је дејству високих притисака и температура, као и дејству великих инерцијалних сила. Клипови оваквих мотора су углавном израђени ковањем од легура алуминијума, како би имали што већу чврстоћу уз што мању тежину.

Изглед једних веома олакшаних клипова, намењених тркачким моторима, дат је на слици 28. Овакве клипове производе фирме као што су BORGO, MONDIAL PISTON, ASSO и др.

Код клипова са правим бочним зидовима (слика 28 под а) имамо неравномерну расподелу површинског притиска између сукњице клипа и цилиндра. Веће вредности притиска се остварују по ивицама сукњице клипа, што доводи до повећања трења и хабања. Знатно бољи, у том погледу, је клип са лучним бочним зидовима (слика 28 под б) који су доста еластичнији, па се остварује и равномернија расподела површинског притиска.



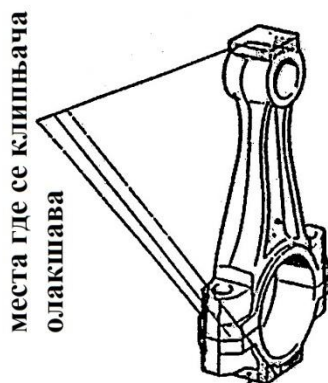
Слика 28: Клипови минималне масе [1]

Како би се што више смањила тежина клипа и трење које потиче од клипних прстенова, могу се употребити само два клипна прстена - један компресиони и један уљни. Тада је компресиони прстен изведен у облику слова L (слика 28). Услед дејства притиска гаса L - прстен належе на зидове цилиндра и тако врши заптивање.

Осовина клипа се код тркачких мотора израђује као шупља од високо легираних челика, како би уз минималну масу, издржала напрезања којима је изложена.

Клипњаче јако форсираних мотора обавезно морају бити коване. Кује се најчешће од челика за побољшање. Клипњаче треба исполирати до високог сјаја како би се повећала њихова динамичка издржљивост. Наиме, познато је да су легирани челици доста осетљиви на површинску концентрацију напона, па уколико је површина дела храпава, може доћи до појава напрслина на његовој површини. Ово неминовно води ка лому дела. Полирањем се са површине дела уклањају неравнине које чине низ ситних спољашњих извора концентрације напона, а самим тим се повећава и динамичка издржљивост.

Силе инерције ротационих и транслаторно осцилаторних маса можемо, једним делом, смањити и олакшавањем велике и мале песнице клипњаче (слика 29). При олакшавању клипњаче треба бити веома опрезан, јер количина материјала одстрањена са једне и друге стране осе симетрије клипњаче мора бити иста како би клипњача била статички и динамички уравнотежена. Стабло клипњаче, а нарочито његове прелазе у велику песницу, не треба дирати.



Слика 29: Олакшавање клипњаче [1]

Како би се добила што лакша, а што чвршћа и издржљивија клипњача, она се код јако скупих и форсираних мотора израђује од титанијума.

Коленаста вратила тркачких мотора израђују се као потпуно ослоњена, тј. са пуним бројем ослоначких рукаваца. Пожељно је да буду и потпуно уравнотежена, односно да имају под два против тега за свако колено. Углавном се израђују ковањем. Коленасто вратило, такђе, може бити олакшано, и то на противтеговима.

Овако олакшано коленасто вратило треба поново статички и динамички уравнотежити, и то у склопу са замајцем мотора (који такође може бити олакшан). Овај посао, с обзиром да је веома деликатан и да треба узети у обзир и масу велике песнице клипњаче, треба да раде фирме које су за то опремљене.

Олакшавањем замајца повећава се неравномерност обраћања коленастог вратила, али ово није од значаја за тркачке моторе пошто они највећи део радног века проводе на режимима високих бројева обртаја.

3.0 Преглед правилника за форсиране ОТО моторе у оквиру ауто трка у Републици Србији

3.1 Анекс „Ј“ Међународног спортског правилника

3.1.1 Члан 254 – специфични прописи за серијска возила (група „N“)

ЧЛАН 1: ДЕФИНИЦИЈА

Туристичка возила масовне серијске производње.

ЧЛАН 2: ХОМОЛОГАЦИЈА

Мора да буде произведен број од најмање 2500 потпуно истоветних возила у 12 узастопних месеци, које FIA хомологује у групи туристичких возила (Група А). Набавне варијанте (VF) са хомологационе листе туристичких возила (Група А) су такође важеће код серијских возила (Група N). Све произвођачке варијанте (VP) важе код серијских возила (Група N). Опционе варијанте (VO) са хомологационе листе туристичких возила (Група А) не важе код серијских возила (Група N), осим ако се односе на:

- Замајац мотора истог пречника и исте тежине као и оригинални, ако и само ако је тај оригинални замајац направљен из два дела;
- Замајац за аутоматски мењач;
- Резервоар за гориво;
- Аутоматски мењач;
- Стаклени кров (шибер) (укључујући и кров са поклопцем);
- Безбедносни кавез;
- Учвршћења и носаче седишта;
- Тачке причвршћења сигурносних појасева;
- Верзија 2/4 врата;

Опционе варијанте возила Super Production (SP) не важе код серијских возила (Група N). Употреба резервоара хомологованих у VO на хомологационом листу за туристичка возила (Група А) мора да се врши под условима наведеним у чл. 5.9.2 Правилника за туристичка возила (Група А), и у чл. 254-6.8. Развојне измене типа (ET), кит варијанте возила (VK) и спортске развојне измене (ES) хомологоване код туристичких возила (Група А) не важе код серијски произведених возила (Група N). Међутим, развојне измене типа и спортске развојне измене хомологоване у Групи А почев од 01.01.1997. године важе у Групи N. [5]

ЧЛАН 6 : МОТОР

6.1. Мотор

- Штитници мотора направљени од пластичног материјала, чија је намена да прикрије механичке компоненте у делу у коме се мотор налази, могу да се уклоне уколико имају само естетску функцију.
- Материјал за звучну изолацију и облоге, који су уграђени испод хаубе и не виде се са спољне стране, могу да се уклоне.
- Кабл акцелератора може да се замени или удвостручи другим каблом, независно од тога да ли га је или не направио произвођач. Кабл који се мења мора да буде кабл за хитне намене, тј. мора да буде паралелно повезан са серијским каблом акцелератора. Ако је серијско возило опремљено електро-моторним лептиром усисног грла, може да се употреби кит варијанта лептира са механичким командним полугама и сајлама за давање гаса, хомологована у Групи N.
- Могу да се промене завртњи и навоји, под условом да су направљени од гвожђевитог материјала.
- **Паљење:** Марка и тип свећица, лимитатора обртаја и проводника високог напона су слободни. Електронска контролна кутија и компоненте паљења у електронској контролној кутији су слободне, па ипак систем мора да буде у потпуности механички међусобно заменљив са оригиналном контролном кутијом. Оригинални сноп жица електричне инсталације мора да буде задржан и не сме да се модификује. Сензори и актуатори са стране улаза не смеју да се мењају, као ни њихова функција. Ниједан сензор не може да се дода, чак ни за потребе снимања података. Забрањено је додавати прекидач оригиналном снопу жица између електронске кутије и сензора и/или актуатора. У случају када је модел опремљен вишеструким (multiplex) електричним струјним колом, дозвољена је употреба снопа жица заједно са електронском контролном кутијом, хомологованих у опционалној варијанти VO. Забрањен је сваки систем снимања података осим ако се такав систем налази на хомологованом возилу. Може да се користи само систем бележења података који се налази у серијском возилу. Ни у ком случају исти не може да се мења или да бележи додатне параметре. Дозвољена је употреба само следећих сензора: За температуру воде, температуру уља, притисак уља и број обртаја. Сваки од ових сензора може да се повеже само за једну или неколико јединица са визуелним приказом (које имају способност бележења података) и то уз помоћ система проводника који је потпуно независан у односу на друге проводнике.
- **Систем хлађења:** Слободан избор термостата, као и система за команду и температура на којој се вентилатор укључује. Слободан је и систем забрављивања поклопца хладњака.
- **Карбуратори:** Оригинални систем мора да се задржи. Делови карбуратора који регулишу количину протока горива до коморе за сагоревање могу да се мењају уколико немају никаквог утицаја на довод ваздуха. Улошци за замену ваздушног филтера прихватају се као и оригинални.

- **Убризгавање:** Оригинални систем мора да се задржи. Елементи система за убризгавање који се налазе после уређаја за мерење ваздуха који регулише количину протока горива могу да се мењају, али не и да се замењују, под условом да немају никаквог утицаја на довод ваздуха. Електронска контролна јединица за убризгавање је слободна. Улази у електронску контролну кутију (сензори, актуатори, итд.), укључујући и њихову функцију, морају да остану стандардни. Забрањено је додавати прекидач оригиналном снопу жица између јединице електронске контроле и сензора и/или актуатора. Излази из електронске контролне кутије морају да задрже своје оригиналне функције према хомологационом листу. У случају када је модел опремљен вишеструким (multiplex) електричним струјним колом, дозвољена је употреба снопа жица заједно са електронском контролном кутијом, хомологованих у опционалној варијанти VO. Неопходно је да сензори који се користе у возилу са вишеструким струјним колом сасвим сигурно могу да се користе у комбинацији са хомологованим снопом жица. Убризгавачи могу да се модификују или замењују како би се изменио њихов проток, али не и принцип функционисања, нити њихове тачке причвршћења. Водови убризгавача могу да се замене другим водовима слободног дизајна, али са конекторима који имају навоје за спајање са водовима и регулатором притиска горива, под условом да је причвршћење убризгавача идентично оригиналном. Улошци за замену ваздушног филтера прихватају се као и оригинални.
- **Подмазивање:** Монтирање преграда у картер за уље је дозвољено. Улошци за замену уљног филтера прихватају се као и оригинални. Код мотора са надпуњењем могуће је извршити замену цеви за подмазивање турбине за надпуњење цевима које су у складу са чл. 253- 3.2. Те цеви могу такође да буду опремљене одскочним конекторима. Носачи мотора и мењача морају да буду оригинални или хомологовани. Уколико су ти носачи оригинални, материјал еластичног дела носача је слободан.
- **Издув:** Могуће је или одстранити унутрашњост оригиналног пригушивача или мењати издув од почетка првог лонца ка излазу, с тим што су максималне димензије цеви оне које поседује цев смештена према горе (ка мотору) у односу на први пригушивач. Ако је оригинална цев смештена према горе (ка мотору) двострука цев, максимални спољни пречник нове цеви мора да одговара пресеку који је идентичан пресеку те две цеви. Код возила са надпуњењем, могуће је мењати издув од излазне прирубнице турбо-пуњача, где је максимални пресек цеви једнак пречнику улаза у први стандардни пригушивач. Гранична површина између излазне прирубнице турбо-пуњача и издувне цеви може да буде конусног облика. У случају да постоје два улаза у први пригушивач, пресек модификоване цеви мора да буде мањи или једнак збиру два оригинална пресека. На излазу може да буде само једна цев, осим ако се користи оригинални део. Излаз треба да се налази на истом месту као излаз код серијски произведеног издувног система. Ове слободе не смеју да повлаче за собом никакве измене каросерије и морају да поштују прописе који се односе на ниво буке у земљи у којој се такмичење одржава . Дозвољени су додатни делови за монтирање издува. Пригушивач је део издувног система који мора да

смањује ниво буке возила при издуву. Попречни пресек пригушивача мора да износи барем 170% од поперчног пресека улазне цеви и да садржи материјал који апсорбује буку. Материјал који апсорбује буку може да има облик 45% перфориране цеви или синтетичког пуњења. Дужина пригушивача мора да буде између 3 и 8 пута већа од пречника улаза. Пригушивач може да се набавља као серијски део заварен за цев, али та цев се не сматра делом пригушивача. Каталитички конвертер се сматра пригушивачем и може да се одстрани. Ако је директно причвршћен на колектор, катализатор може да буде замењен једним делом купастог облика исте дужине и са истим димензијама на улазу и излазу. После овог дела, издув ће бити слободан са пречником цеви који није већи од пречника излаза катализатора. Уколико је каталитички конвертер саставни део издувног колектора, могуће је уклонити само унутрашњи део каталитичког конвертера. Ламбда сонда може да се уклони само ако чини део слободног дела издувне цеви.

- Заптивка главе цилиндра: Материјал је слободан, али не и његова дебљина.
- Контролник брзине крстарења: Овај контролник може да буде искључен.
- Само на рели такмичењима: Број цилиндара је ограничен на 6. Радна запремина је ограничена на следећи начин: а) код атмосферских мотора: - 3l максимално за два вентила по цилиндру - 2.5l максимално за више од два вентила по цилиндру б) код мотора са надпуњењем: Номинална запремина је ограничена на максимално 2500 ccm. Систем надпуњења мора да буде у складу са системом надпуњења хомологованог мотора. Сва возила са надпуњењем морају да поседују рестриктор који је причвршћен за кућиште компресора. Сав ваздух потребан за напајање мотора мора да пролази кроз тај рестриктор, који мора да поштује следеће: Највећи унутрашњи пречник рестриктора компресора износи 32 mm, на дужини најмање 3 mm мерећи према доле почев од површине која је вертикална на осу ротације смештене на 50 mm максимално према горе у односу на раван која пролази највишим екстремитетима лопатица ротора компресора. Овај пречник мора да се поштује, какви год да су температурни услови. Спољни пречник рестриктора на нивоу отвора мора да буде мањи од 38 mm и на дужини од по 5 mm с једне и друге стране тог отвора. Монтирање рестриктора на турбокомпресор мора да се изврши тако да се потпуно одстрани два завртња из тела компресора или из рестриктора како би рестриктор могао да се одвоји од компресора. Монтирање завртњем у виду игле није дозвољено. Да би се инсталирао овај рестриктор, дозвољено је уклањање материјала са кућишта компресора и његово додавање, једино с циљем да се осигура причвршћење рестриктора на кућиште компресора. Главне завртње за причвршћивање морају да буду пробушене да би могле да се пломбирају. Рестриктор мора да буде направљен од само једног материјала и може да буде пробушен само за потребе причвршћивања и пломбирања, и то између завртња причвршћивања, између рестриктора (или причвршћења рестриктор/кућиште компресора), кућишта компресора (или причвршћења кућиште/прирубница) и кућишта турбине (или причвршћења кућиште/прирубница). У случају мотора са два паралелна компресора, сваки компресор мора да буде ограничен на максимални

улазни пречник од 22.6 mm. Овај рестриктор, обавезан на рели такмичењима, није забрањен на другим такмичењима, ако неки такмичар одлучи да га користи. [5]

3.1.2 Члан 255 - специфични прописи за туристичка возила (група "А")

ЧЛАН 5 - ДОЗВОЉЕНЕ ИЗМЕНЕ И ДОДАВАЊА: ОПШТИ УСЛОВИ

Независно од делова за које овај члан предвиђа слободне измене, оригинални механички делови потребни за погон, као и сви делови потребни за њихово нормално функционисање, искључујући сваки део за управљање, кочење или вешање, који су прошли кроз све фазе обраде предвиђене од стране произвођача за серијску производњу, могу да се дотерују финиширањем или стругањем, али не смеју да се замењују. Другим речима, уколико је у свако доба могуће утврдити порекло серијског дела, тај део може да се, путем обраде, бруси, балансира, подешава, смањује или модификује. Уз то, дозвољене су и хемијске и термичке обраде. Међутим, измене дефинисане у горњем параграфу дозвољене су под условом да се поштују подаци о маси и димензијама наведени у хомологационом листу.

СТАВ 5.1 МОТОР

- **Блок цилиндара и глава цилиндара** - Дозвољено је затворити отворе који се не користе у блоку цилиндара и глави цилиндара ако је једина функција те операције затварање. Проширивање унутрашњег пречника од највише 0.6 mm у односу на првобитни унутрашњи пречник је дозвољено, уколико то не доводи до прекорачења запреминске класе мотора. Убацивање кошуљице мотора је дозвољено под истим условима као и код проширивања пречника цилиндра, а материјал кошуљице може да се мења. Кошуљице морају да имају округли унутрашњи пресек и да буду концентричне у односу на цилиндар, суве или мокре и удаљене једна од друге. Дозвољено је равнање (хобловање) блока цилиндара и главе цилиндара. Код ротативних мотора, димензије доводних и издувних цеви у блоку мотора су слободне, под условима да се поштују оригиналне димензије улазних отвора довода и излаза издувног система.
- **Однос компресије** може да се модификује. Код мотора са надпуњењем, тај однос не сме да буде већи од 11.5:1, у било ком тренутку. Уколико је возило хомологовано са већим односом, оно мора да буде модификован тако да не прелази однос од 11.5:1.
- **Заптивка главе цилиндара** - слободна.
- **Клипови** - слободни, као и прстенови, осовине и њихови осигурачи.
- **Клипњаче, радилица** - поред измена које дозвољава параграф "Општи услови", дозвољене су додатне механичке обраде радилице и клипњаче, другачије од оних које се изводе на серијски произведеним деловима.
- **Лежајеви** - њихова марка и материјал су слободни, али морају да задрже оригинални тип и оригиналне димензије.

- **Замајац мотора** - он може да се измени у складу са параграфом "Општи услови", под условом да у свако доба може да се препозна оригинални замајац.
- **Напајање горивом и ваздухом** - цртежи I и II хомологационог листа групе A /B морају да се поштују. Кабл команде гаса и ослонац бужира су слободни. Филтер за ваздух и његова кутија су слободни. Код возила са атмосферским моторима, пригушна кутија је слободна, али мора да остане у одељку за мотор. Ваздушни филтер, као и његова кутија, могу да се демонтирају, преместе у простор мотора или замене другим. Само на рели такмичењима, могуће је исећи део преграде моторног простора за уградњу једног или више ваздушних филтера или улазне цеви за ваздух. Ипак, таква исецања морају да буду строго ограничена на делове неопходне за ту инсталацију. Штавише, уколико је цев за ваздух којим се проветрава кабина у истој зони као и улазна цев за ваздух за мотор, ова зона мора да буде изолована од кућишта филтера за ваздух, за случај пожара. Цев између ваздушног филтера и карбуратора (једног или више) или уређаја за мерење ваздуха (убризгавање) је слободна. Исто тако, цев која везује уређај за мерење ваздуха и колектор довода или система за надпуњење је слободна. Пред улаз за ваздух може да се стави решетка. Елементи намењени заштити животне средине могу да се демонтирају, под условом да то не води повећању количине дозвољеног ваздуха. Пумпе за гориво су слободне. Оне не могу да буду инсталиране у кабини, осим ако су ту оригинално постављене, и у том случају морају да буду ефикасно заштићене. Филтери за бензин, појединачног капацитета од највише 0.5 l, могу да се додају колу бензинског напајања. Команда акцелератора је слободна. Оригинални измењивачи топлоте и међухладњаци или сваки други уређај који има исту функцију, морају да се задрже и остану на свом оригиналном месту, што значи да њихови носачи и њихови положаји морају да остану оригинални. Цеви које повезују уређаје за надпуњење, међухладњак и колектор су слободне (под условом да остану у одељку за мотор), али њихова једина функција мора да буде каналисање ваздуха и спајање разноврсних делова. Штавише, код мотора са надпуњењем, укупна запремина између рестриктора и пригушног поклопаца (или пригушних поклопаца) не сме да прелази 20 l. У случају међухладњака типа ваздух/вода, цеви које повезују међухладњак и његов хладњак су слободне, али њихова једина функција мора да буде каналисање воде. Забрањена је употреба свих система за распршивање воде у међухладњак. Забрањена је употреба свих система за убризгавање воде у усисну грану и/или међухладњак. Унутрашње димензије отвора су слободне у коморама ротора за ротативне моторе, као и за двотактне моторе. Ременица компресора типа "G" је слободна. Само на афричким рели такмичењима: Могуће је направити отвор максималног пречника од 10 cm на плашту мотора, како би се мотору обезбедио ваздух, и поставити цев максималног унутрашњег пречника од 10 cm у тај отвор.
- **Карбуратор** - Карбуратори су слободни, али мора да се поштује њихов оригинални број, њихов принцип функционисања, као и да се сачува њихова оригинална локација. Осим тога, пречник и број пригушних поклопаца, како је то наведено у хомологационом листу, морају да се поштују.

- **Убризгавање** - Оригинални систем и његов тип, као и његова локација, како је то наведено у хомологационом листу возила (као што је K-Jetronic), морају да се задрже. Дозвољено је мењање елемената уређаја за убризгавање који регулише дозирање количине бензина у мотору, али не и пречник отвора пригушног поклопца. Уређај за мерење ваздуха је слободан. Убризгавачи су слободни, изузев њиховог броја, њиховог положаја, њихове осе монтирања и њиховог принципа функционисања. Цеви које их напајају бензином су слободне. Електронска кутија је слободна у мери у којој не укључује више података. Регулатор притиска бензина је слободан.

- **Ограничење за рели такмичења** - број цилиндара је ограничен на 6.

Радна запремина је ограничена на следећи начин:

а) За атмосферске моторе :

- ◇ 3 l максимално за два вентила по цилиндру
- ◇ 2.5 l максимално за више од два вентила по цилиндру

Сва возила са два погонска тоčka, са радном запремином већом од 1600 cm^3 , која користе делове хомологоване у Кит варијанти (VK) морају да имају уграђен улазни рестриктор у складу са хомологационим листом.

б) За моторе са надпуњењем: Номинална запремина је ограничена на највише 2500 cm^3 . Систем надпуњења мора да буде као код хомологованог мотора. Сва возила са надпуњењем морају да имају један граничник причвршћен на кућиште компресора. Сав ваздух потребан за напајање мотора мора да пролази кроз тај граничник, који мора да поштује следеће: Максимални унутрашњи пречник граничника је 34 mm , на дужини од најмање 3 mm , мерено према доле почев од површине која је вертикална на осу ротације и налази се највише 50 mm према горе у односу на раван која пролази кроз највише екстремитете лопатица ротора. Овај пречник мора да се поштује, без обзира на температурне услове. Спољни пречник граничника на нивоу отвора мора да буде мањи од 40 mm и на дужини од 5 mm с једне и друге стране осе соничног отвора. Монтирање граничника на турбокомпресор мора да буде извршено тако да се два завртња у потпуности одстране из тела компресора или граничника, како би граничник могао да се одвоји од компресора. Монтирање игличастим завртњем није дозвољено. Да би се инсталирао овај граничник, дозвољено је скинути материјал са кућишта компресора и додати га са јединим циљем да се осигура причвршћење граничника на кућиште компресора. Главе завртњева за причвршћење морају да се пробуше да би могле да се пломбирају. Граничник мора да буде направљен од само једног материјала и може да буде пробушен само за причвршћење и пломбирање, које мора да се изврши између завртња причвршћења, између граничника (или причвршћења граничник/кућиште компресора), кућишта компресора (или причвршћења кућиште/прирубница) и кућишта турбине или причвршћења кућиште/прирубница. Код возила са дизел мотором, граничник мора да има максимални унутрашњи пречник од 37 mm и спољашњи пречник од 43 mm , под горе наведеним условима (величина овог пречника може да буде проверена у било ком тренутку, без претходне најаве). У

случају мотора са два паралелна компресора, сваки компресор мора да буде ограничен једним граничником чији је унутрашњи пречник највише 24.0 mm, а спољни највише 30 mm, под горе наведеним условима. Овај граничник, обавезан на рели такмичењима, није забрањен на другим такмичењима, ако неки такмичар одлучи да га користи.

- **Брегаста(е) осовина(е)** - Слободна(слободне), осим њиховог броја и броја лежишта. Дозвољено је додавање лежишта кошуљице лежиштима, али њихове ширине не смеју да буду веће од оних код оригиналних лежишта. Регулисање развођења је слободно. Ременици, ланци и каишеви за покретање брегасте осовине су слободни у погледу материјала, типа и димензија. Материјал зупчастог преноса, зупчаника спојених за брегасту осовину је слободан. Ход и број каишева и ланаца су слободни. Такође су слободни вођење и затезачи везани за ове ланце или каишеве, као и заштитни поклопци.
- **Вентили** - Материјал и облик вентила су слободни, као и дужина стабла вентила. Карактеристичне димензије наведене у хомологационом листу морају да се задрже, укључујући и углове оса вентила. Ход вентила је слободан. Када се ради о ротативним моторима, што се тиче отвора главе цилиндра (унутрашња страна мотора), само димензије које су унете у хомологациони лист морају да се поштују. Шеширићи, кајле и вођице (чак и ако не постоје као оригиналне), не подлежу никаквом ограничењу. Дозвољено је додавање подлошки испод опруга вентила. Материјал седишта је слободан.
- **Клацкалице и потискивачи** - клацкалице могу да се измене само у складу са чланом 5 напред наведених "Општих услова". Пречник потискивача, као и облик потискивача и клацкалица су слободни, али клацкалице морају да буду међусобно замењиве са оригиналним. Могуће је користити калибрисане уметке за регулисање.
- **Паљење** - Бобина(е) за паљење, кондензатор, разводник паљења, прекидач паљења и свећице су слободни, уколико систем паљења (батерија/намотаји или магнетноелектрични уређај) остане исти као онај који је предвидео произвођач за дотицни модел. Монтирање електронског паљења, чак и без механичког прекидача, дозвољено је под условом да ниједан механички део, осим оних који су горе наведени, не буде измењен или замењен, изузев радилице, замајца или ременице радилице, код којих ће измене бити ограничене само на неопходна додавања. У истим условима биће могуће заменити електронско паљење механичким паљењем. Број свећица не може да се мења. Број бобина је слободан.
- **Хлађење** - Под условом да је постављен на оригинално место, хладњак и његова учвршћења су слободни, као и цеви које га повезују са мотором. Монтирање заштитног застора хладњака је дозвољено. Вентилатор и његов погонски систем могу да се мењају слободно или да се демонтирају. Дозвољено је додати један вентилатор по функцији. Термостат је слободан. Димензије и материјал турбине/вентилатора су слободне, као и њихов број. Монтирање скупљача воде за хлађење је дозвољено. Чеп хладњака може да буде забрављен. Експанзиона комора може да буде промењена. Ако не постоји оригинална, може да се дода једна таква комора. [5]

- **Подмазивање** - Хладњак, измењивач за уље/воду, цеви, термостат, картер за уље и филтери пумпе су слободни, без мењања каросерије. Број филтера пумпе је слободан. Погонски однос и унутрашњи делови уљне пумпе су слободни. Стопа протока може да се повећа у односу на оригинални део. Притисак уља може да се повећа мењањем опруге вентила за пражњење. Кућиште уљне пумпе и њен поклопац, уколико га има, као и њихова позиција унутар картера за уље морају да буду оригинални, док унутрашњи део кућишта и његов поклопац, уколико га има, могу да се обрађују. Дозвољено је монтирање затезача ланца уљне пумпе. Додавање цеви за уље је дозвољено унутар блока мотора и те цеви могу да се користе за распршивање уља. Те цеви за уље не смеју да имају структуралну функцију. Оне могу да имају вентил за контролу протока само када их поседује серијски блок мотора (број и тип вентила мора да буде идентичан броју и типу вентила оригиналног серијског мотора). Монтирање хладњака за уље изван каросерије дозвољава се само испод хоризонталне равни која пролази средином точкова и то тако да не прелази општи опсег возила виђеног одозго, онако како је постављено на линији старта, без мењања каросерије. Монтирање хладњака за уље на тај начин не дозвољава додавање неке аеродинамичке структуре-омотача. Сви ваздушни доводи морају да имају једини циљ да доведу ваздух потребан за хлађење хладњака и не смеју да имају аеродинамички ефекат. Ако је систем за подмазивање отвореног типа, мора да постоји посуда за прикупљање избаченог уља. Код возила запремине једнаке или мање од 2000 cm^3 , запремина посуде мора да буде 2 l , а ако запремина мотора прелази 2000 cm^3 , запремина ове посуде мора да буде 3 l . Ова посуда мора да буде од пластике или да има једно провидно поље. Могуће је монтирање једног сепаратора за ваздух/уље изван мотора (максималног капацитета 1 l). Враћање уља из ове посуде према мотору мора да се врши само путем силе теже. Дозвољено је монтирати вентилатор за хлађење уља у мотору, али он не сме да садржи у себи аеродинамичке ефекте.
- **Мерач уља** - је слободан с тим што мора да буде присутан у сваком тренутку и нема другу функцију. Може да се помери са своје оригиналне позиције.
- **Филтер за уље** - обавезно је монтирање филтера за уље или кертрица, у радном стању, и целокупни проток уљу мора да се врши кроз тај филтер или кертриц. Филтер или кертриц су слободни, под условом да могу да замене оригинални филтер или кертриц.
- **Мотор - вешање - нагиб и положај** - Носачи су слободни (али не и њихов број) под условом да нагиб и положај мотора унутар његовог простора не буду измењени, те да се поштују чланови 5.7.1 и 5. Општих услова. Носачи могу да буду заварени за мотор или за каросерију и њихов положај је слободан.
- **Издувни систем** - Цртежи III и IV хомологационог листа групе А/В морају да се поштују. Уређај за издувавање је слободан после излаза на доле из издувне гране под условима да то не доведе до повећања звучног нивоа изнад оног који је прописан у земљи(ама) кроз коју(е) се пролази у току такмичења, уколико се ради о такмичењу на отвореном путу. Изражавање издувних гасова треба да се врши унутар пераметра возила (видети Опште услове, члан 252-3.6). Код WRC возила мора да се

постави ефикасни топлотни екран око издува како би се избегла прекомерна топлота око издувног лонца и могуће цурење каналисало ка хладнијим деловима возила. Код возила са турбо-компресорским мотором, издувни лонац може да се мења само иза турбо-компресора. Код ротационих мотора, под условом да се поштују оригиналне димензије улазних отвора издувних колектора, димензије цеви у колектору су слободне. Дозвољено је монтирање термичких екрана на издувни колектор, турбо-компресор и издувни уређај, али њихова једина функција мора да буде термичка заштита. Код атмосферских мотора: Проток гаса никада не сме да се мења помоћу електронске или механичке контроле. Код мотора са надпуњењем: Проток гаса може да се мења само помоћу вентила за подешавање и/или команде за убризгавање свежег ваздуха у издувни колектор.

- **Ременице, каишеви и ланци за погон уређаја смештених изван мотора** - Материјал, тип и димензије ременица, каишева и ланаца за погон уређаја ван мотора су слободни. Дужина хода и број каишева и ланаца су слободни.
- **Заптивке** - По слободном избору.
- **Опруге у мотору** - Нема ограничења у погледу опруга, с тим што морају да сачувају свој оригинални принцип функционисања.
- **Електропокретач** - Мора да буде задржан, али марка и тип су слободни.
- **Притисак надпуњења** - Овај притисак може да се мења према члану 5.1.19. и члану 5. Општих услова. Веза између кућишта и вентила за подешавање може да се подешава, ако оригинално није таква. Оригинални систем функционисања вентила за подешавање може да се мења и да се учини подесивим, и тај систем мора да буде задржан. Механички систем мора да остане механички, електрични систем мора да остане електрични, итд.
- **Затварач (Забрављиви завртањ)** - Затварач може да се користи једино у циљу причвршћивања поклопца на блок мотора и главу цилиндара. Овај затварач ни у ком случају не сме да се користи за причвршћивање других делова. [5]

3.2 Анекс „А“ – Технички услови за возила у Шампионату Србије за 2012. годину

3.2.1 Ауто трке на кружним стазама

На такмичењима могу да учествују хомологирани аутомобили према одредбама Додатка "J" Медународног спортског правилника и званичних билтена FIA за 2012. годину, осим у класи Super Sport као и уз изузетке дефинисане овим Анексом.

Класа V - од 1401 ccm до 1600 ccm – “Super Sport”

Право учешћа имају возила из серијске производње, са тим што ће називна марка такмичарског возила бити према произвођачу каросерије. За возила из ове класе примењиваће се у потпуности члан 253. Анекса "J", с тим што “roll bar” мора бити по сликама од бр.253-7 па навише. Такође важе и следећи услови:

- **Каросерија:** Слободног произвођача великосеријске производње. Основ за утврђивање великосеријске производње је предходна хомологација групе N, A или потврда произвођача, што обезбеђује сам возач. Унутрашња структура шкољке не сме да се мења. За све спољне елементе каросерије (хаубе, блатобрани, врата и бочне оплате) могу да се користе и други материјали који се употребљавају у ауто индустрији (кевлар, карбон, полиестер, алуминијум, лим и слично) и у том случају измењени елементи морају да прате првобитан облик каросерије (осим блатобрана који се могу надоградити због повећања ширине трага точкова). Точкови морају да буду смештени под каросеријом. Дозвољена је изградња браника, фарова и украсних елеманата и промена материјала свих стакала, осим предњег ветробранског стакла (шофершајбне) које мора бити хомологирано, осим ако је од поликарбоната, онда мора да буде обложено тврдим материјалом и прописно означено. Минимална дебљина је 6 mm, и дозвољена је уградња додатних сигурносних причвршћивача под условом да они не утичу на побољшање аеродинамичних квалитета возила. Каросерија се може припремати на начин који је дозвољен за возила групе N, A, ST, Kit Car и WRC. Дозвољава се прорезивање задње лимене маске као и пожарног зида у мањем обиму, а искључиво ради проласка цеви издувног система. Дозвољава се дорада предње маске ради уградње измењивача топлоте већих димензија. Дозвољено је додавање аеродинамичких елемената, али они морају да буду само редизајнирани делови основне каросерије (на пример: дорађени предњи или задњи браник, крило, сајтне, продужени кров). Дозвољена је употреба само једног спојлера смештеног на задњем делу возила (иза средишне попречне осе). Дозвољено је учествовање само оним возилима са спуштеним кровом која су већ учествовала на такмичењима и поседују Техничку књигу.
- **Мотор:** Запремина искључиво атмосферског мотора је од 1401ccm до 1600 ccm. Смештај мотора и елемената трансмисије мора да задржи позицију из хомологације или оригиналне фабричке документације великосеријске производње (Пример: мотор је смештен или НАПРЕД, или ЦЕНТРАЛНО, или ПОЗАДИ).
- **Пумпа за гориво:** Мора да одговара у свему прописима за возила групе "A" (чл.255).
- **Минимална маса возила:** Минимална маса возила мора да износи: најмање 650 kg за возила које покреће мотор са 2 вентила по цилиндру, односно 800 kg за возила које покреће мотор са више од 2 вентила по цилиндру. [5]

3.2.2 Ауто трке на брдским стазама

Класа V - до 1400 ccm група E1

Класа VI - од 1401ccm до 1600 ccm група E1

Класа VII - од 1601ccm до 2000 ccm група E1

Важе правила која су дата у Анексу "А" за 2012. годину у класи Super Sport (за кружне трке), осим тежине возила која се одређује према запремини мотора. Дозвољено је учешће возилима са турбо пуњачима, с тим што се укупна радна запремина мотора обрачунава према коефицијентима које одређује Анекс "Ј" FIA (1,7 за бензинске моторе или 1,5 за дизел моторе).

Минималне тежина возила, без возача у затеченом стању су следеће:

- до 1400 ccm - 650 kg за два вентила по цилиндру
 - ◊ 700 kg за више од два вентила по цилиндру
- од 1401ccm до 1600 ccm - 650 kg са два вентила по цилиндру
 - ◊ 800 kg са више од два вентила по цилиндру
- од 1601ccm до 2000 ccm - 1000 kg са погоном на једну осовину
 - ◊ 1040 kg са погоном на две осовине [5]

4.0 Конструктивне измене виталних делова мотора 128 A6.064 у складу са правилницима за „HOBBY“ класу

У оквиру овог поглавља биће представљена конкретна реконструкција мотора за примену у „HOBBY“ класи. Ова класа је одабрана из разлога што пружа најслободнију реконструкцију и нема превише ограничења. Као што је већ наведено у оквиру поглавља 3.0 ограничења за „HOBBY“ класу се огледају у максимално дозвољеној запремини од 1600 cm^3 и забрани надпуњења.

Мотор који се реконструише серијски је уграђиван у возила YUGO 65, Yugo 65 EFI и FLORIDA 1.3 EFI. Радна запремина овог мотора је 1300 cm^3 , однос хода и пречника клипа је мањи од 1, па према томе овај мотор спада у краткоходне моторе. Ова величина је јако важна обзиром да од односа хода и пречника клипа зависи и средња брзина клипа, тј. што је овај однос мањи, мања је и средња брзина клипа. У конкретном случају серијског мотора : $S/D=55.5/86.4=0.64<1$. [6]

Подаци о максималној снази и обртном моменту дати су у следећој табели :

Табела 1 : Максимална снага и обртни момент

$P_e = 48 \text{ kW (65KS)}$	$n_p = 5500 \text{ min}^{-1}$
$M_e = 95 \text{ Nm}$	$n_m = 3800 \text{ min}^{-1}$

Подаци о вентилима серијског мотора дати су у следећој табели :

Табела 2 : Подаци вентила серијског мотора

Пречник печурке усисног вентила, mm	36
Пречник печурке издувног вентила, mm	31
Пречник седишта усисног вентила, mm	29.8
Пречник седишта издувног вентила, mm	26.7
Пречник усисног вода, mm	24.5
Пречник издувног вода, mm	27.5

Степен компресије серијског мотора је $\epsilon = 9.2$. У плану је достићи да реконструисани мотор на номиналном режиму од 9000 min^{-1} има снагу од 120 kW . У наставку поглавља биће описана реконструкција виталних делова мотора. Обзиром да се овај рад бави само виртуелном реконструкцијом мотора, те да није било могућности спровођења експеримената, већина података је усвајана на бази литературе. [7]

4.1 Реконструкција главе цилиндра

Реконструкција главе цилиндра представља један од најзначајнијих захвата приликом форсирања мотора. Уколико се ова реконструкција добро уради, мотор може пружити

знатно већу снагу од серијског. При овој модификацији мора се направити знатно велики број компромиса, како би резултати били задовољавајући.

Један од најважнијих параметара које треба одредити је коефицијент отпора слободном опструјавању печурке вентила. У пракси се овај коефицијент одређује просисавањем и/или продувавањем главе цилиндра на пробном столу. Обзиром да при изради овог рада није било могућности за одређивање овог коефицијента мерењем, његова вредност је усвојена на основу других слично изведених конструкција главе цилиндра. Према подацима [3] за главе цилиндра које су испитане на моторским кочницама усвојен је приближни коефицијент за ову модификовану главу цилиндра који износи $\xi = 20\%$.

За прорачун печурки вентила, као и усисног и издувних водова коришћени су изрази 1.50 и 1.51 из поглавља 2. На основу [3] усвојено је да брзина струјања кроз вентилски отвор износи $w_g = 84 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Уколико ову вредност урачунамо у израз 1.50, добија се вредност пречника печурке вентила од 42.3 mm. Да би се добила оптимална вредност пречника усисног вода помножићемо вредност брзине струјања кроз вентилски вод са добијеним пречником печурке вентила ($0.84 \cdot 42.3 = 35.5 \text{ mm}$). уколико ову вредност заједно са коефицијентом ξ урачунамо у израз 1.51, добијамо стварни пречник усисног вода чија је вредност 33.2 mm, и који је немогуће остварити на конкретној цилиндарској глави. Обзиром да је највећи пречник усисног вода који се може остварити на мотору 128 А6.064 30 mm, ово ће бити критеријум да усвојени пречник печурке усисног вентила буде 38 mm. Како би се добио максимални могући пречник усисног вода у израз 1.51, биће урачунате вредности коефицијента $\xi = 20\%$ и оптималног пречника усисног вода од 31.9 mm, који је добијен као ($0.84 \cdot 38 = 31.9 \text{ mm}$). усвојени пречник печурке издувног вентила на основу ($0.89 \cdot 38$) биће 34 mm. Да би се оствариле мање тежине вентила, пречник стабла усисног и издувног вентила је смањен за по 1 mm. Препорука је вентиле пунити натријумом, ради лакшег хлађења. Цртежи реконструисаних вентила могу се наћи у прилогу. У следећој табели могу се видети реконструисане димензије вентила и усиса. [8]

Табела 3 : Реконструисане и усвојене димензије

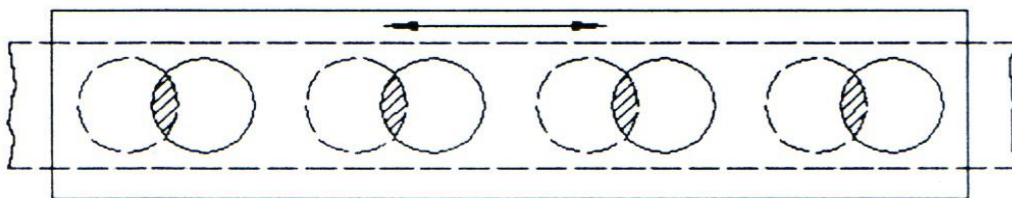
Брзина струјања кроз вентилски отвор	$84 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
Пречник печурке усисног вентила	38 mm
Пречник усисног вода	30 mm
Пречник печурке издувног вентила	34 mm
Пречник стабла усисног и издувног вентила	7 mm

На основу слике 20. из поглавља 2 модификовано је седиште усисног вентила, док је седиште издувног вентила остављено као конвенционално са углом од 45° . Цртежи ових модификација дати су у прилогу, као и цртежи вођице усисног и издувног вентила.

Серијски мотор користи усисни колектор система за електронско убризгавање и паљење MOTRONIC M46. [9] При реконструкцији одстрањен је и задржан само део на

коме се налази брызгалка. Пречник овог дела усисног колектора је повећан на 30 mm. Модификација је извршена на улазу у усисни вод, како би се омогућио лакши пролаз убризганог горива ка усисном вентилу. [8]

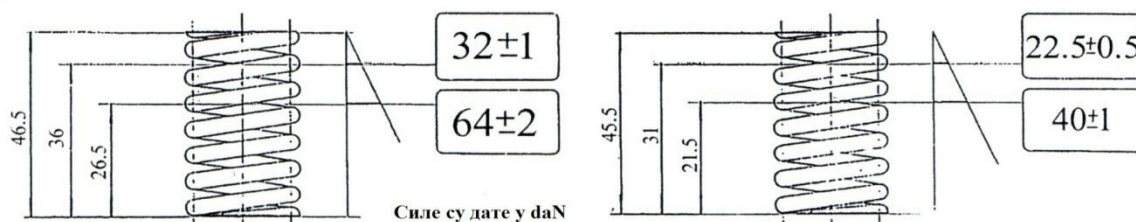
Регулација усисног система се врши са специјално изведеним шибером тзв. „гиљотином“. Употребом овог шибера постиже се знатно мањи отпор при усисавању, у односу на коришћење лептира. Ова повољна карактеристика је нарочито изражена при пуном отклону шибера, тј. на пуном оптерећењу мотора. Начин функционисања шибера, може се видети на слици 31. Пуним линијама су обележени отвори на усисном воду, док су испрекиданим линијама обележени отвори шибера. Изшрафиране површине представљају отвор шибера при малом оптерећењу, нпр. на празном ходу. При повећању оптерећења, шибер се креће на десно повећавајући тиме проточни пресек, до пуног отвора, на максималном оптерећењу. Шибер се купује као готов део, и може се наћи у слободној продаји, а неки од познатих произвођача су HERMAN, LUCAS, итд.



Слика 31: Изглед шибера „гиљотине“ [1]

Када је у питању запремина цилиндричног дела усисног вода она треба да износи $1/5 \div 1/8$ од запремине једног цилиндра која у овом случају износи $395,69 \text{ cm}^3$, па према томе треба да се креће у границама од 46 cm^3 до $79,13 \text{ cm}^3$. Обзиром на геометријска и конструктивна ограничења када је у питању шибер, ова запремина је нешто већа. Запремина цилиндричног дела усисног вода у глави цилиндра износи око 39 cm^3 . Запремина усисног вода на коме је причвршћена брызгалка износи око 39 cm^3 , а запремина дела усисног вода у конструкцији шибера је око $10,5 \text{ cm}^3$, па је према томе укупна запремина цилиндричног дела усисног вода око $88,5 \text{ cm}^3$.

Када су у питању опруге вентила, и за усисне и за издувне вентиле коришћене су опруге истих карактеристика. Карактеристике опруга су усвојене из литературе 2 у односу на примењено брегасто вратило PITATORE 262 и број обртаја при максималној снази од 9000 min^{-1} .



Слика 32: Опруге вентила [1]

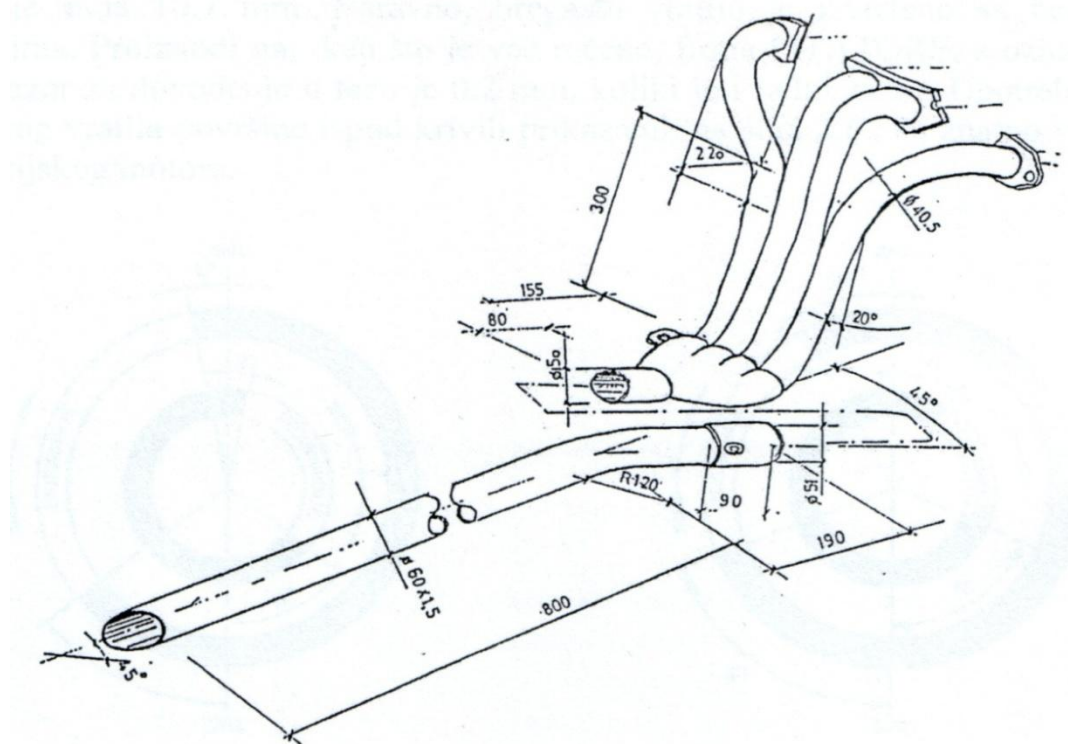
Обзиром да су ове опруге већих крутости, тањирићи опруга нису олакшавани, како би издржали оптерећење. На слици 32 могу се видети измењне опруге, док су у табели 4 дате њихове карактеристике.

Табела 4 : Карактеристике опруга

	Спољашња опруга	Унутрашња опруга
Пречник жице	3.7	2.6
Спољашњи пречник	28.3	20.2
Унутрашњи пречник	20.9	15
Укупан број навоја	6.25	7.5
Користан број навоја	4.25	5.5
Смер навоја	леви	десни

Оптимални пречник издувног вентила је 1,25 пута већи од пречника печурке издувног вентила, тачније тај пречник износи 42,5 mm. Стварни пречник издувног ода се добија као процентуално умањење једнако квадратном корену коефицијента ξ , у односу на оптимални пречник издувног вода. Према томе стварни пречник издувног овда износи 40,5 mm. Овај пречник није могуће постићи у цилиндарској глави, већ издувни вод мора наставити да се конусно шири у издувном колектору, док не достигне жељени пречник. У прилогу су дати цртежи и димензије издувног вода.

Када је у питању издувни колектор, употребљен је колектор фирме ALQUATI. Колектор је дат на слици 33.



Слика 33: Изглед издувног колектора [1]

Комора за сагоревање је модификована на основу препорука из поглавља 2. Профил зида коморе је у овом случају праволинијски, јер иако је криволинијски профил пожељан он би исувише отањио зид коморе. Кориговање дебљине ових зидова је ограничено близином канала који служе за спровођење расхладног медијума. Уколико би зидови били исувис танки могло би доћи до пуцања зидова, па су према томе профили остављени као праволинијски. Што се тиче коморе, њу треба исполирати и уклонити све оштре ивице како би се смањила могућност детонације. У прилогу је дата скица коморе и њене модификације. [9]

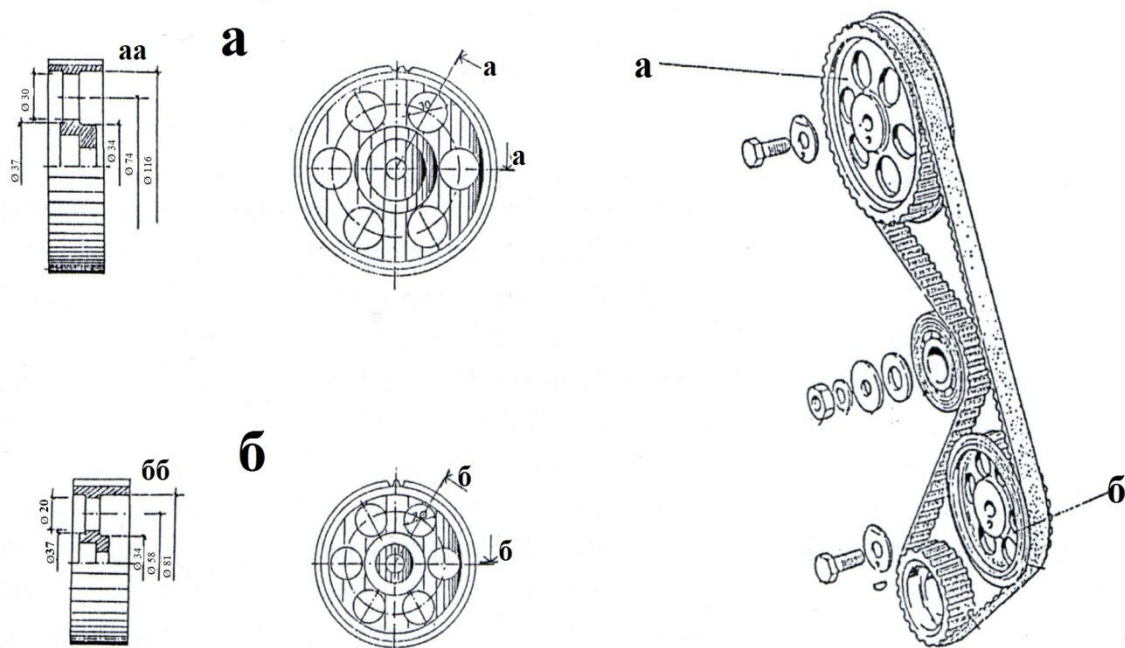
4.2 Модификација брегастог вратила

При реконструкцији мотора, промењена је шема развода, како би се остварио бољи ефекат инерционог пуњења, што ће обезбедити и већу снагу. Углови раније и каснијег затварања и отварања уисног и издувног вентила су знатно повећани. Употребљено је брегасто вратило фирме PITATORE са ознаком 262. Захваљујући овом брегастом вратилу повећана је висина подизања вентила са 9.2 mm на 10,7 mm. Зазор довођења у фазу је 0,2, а толики је и радни зазор. У следећој табели се могу видети измењени углови шеме развода.

Табела 5 : Шема развода

	УГАО KB °			
	ОУВ	ЗУВ	ОИВ	ЗИВ
Серијски мотор	12	52	52	12
Реконструисан мотор	50	80	80	50

Обзиром да стандардне ременице које служе за погон разводног механизма, дозвољавају довођење у фазу само стандардне шеме развода, при промени брегастог вратила, неопходно је изменити и подесиву ременицу на брегастом вратилу. Познати произвођачи ових ременица су ALQUATI, PITATORE, BREDA итд. Пример олакшања ове ременице дат је на следећој слици.



Слика 34: Олакшавање ременице [1]

4.3 Клип и осовиница клипа

У тркачким моторима неопходно је користити клипове добрих механичких и термичких својстава, који могу трпети велика оптерећења. Препорука је коришћење кованих клипова од алуминијумских легура. Ови клипови су изузетно скупи, па се према томе може препоручити и уградња ливених клипова из мотора FIAT TIPO 1.6. Да би се смањила маса овог клипа, он је олакшан у пределу око окаца клипа и смањена је његова целокупна дужина. И стандардни клип, као и клип реконструисаног мотора имају исте називне пречнике од 86,38 mm. Како при кретању клипног механизма не би дисло до судара клипа и вентила, неопходно је жљебове у клипу продубити за додатних 1,5 mm.

Од великог значаја је и зазор између клипа и цилиндра мотора. Код стандардних мотора уобичајене вредности овог зазора су од 0,03 mm до 0,05 mm. Међутим тркачки мотори имају јако висока оптерећења, при чему долази до великих термичких дилатација клипова, па је неопходно ове зазоре повећати на 0,1 mm. Повећање ових зазора условљава уградњу клипних прстенова чији је називни пречник увећан за једну прекомеру (0,2 mm) у односу на примењени клип. Растојање крајева ових клипних прстенова потребно је посебним алатом довести на растојање од 0,3 mm до 0,5 mm. У овом случају препорука је ићи на горњу меру од 0,5 mm.

Веома важна ставка је обезбедити уравнотеженост свих ротационих делова мотора. У овом случају сви клипови би требало да буду исте масе, са евентуалном разликом од $\pm 0,5$ gr.

При модификацији главе цилиндра, тј. њеном стањењу треба узети у обзир величину компресионог простора, која обухвата и све удубљења у челу клипа. Експериментално ова запремина се може измерити литрирањем уз помоћ мензуре. Такође треба узети у обзир и заптивку главе цилиндра у сабијеном стању. Када саберемо све наведене запремине добијамо компресиону запремину уз помоћу које је могуће одредити степен компресије. Реконструисани мотор има степен компресије од $\epsilon = 12$. Уколико глава цилиндра не може да се стањи у довољној мери, може се користити тања заптивка главе цилиндра.

У реконструкцији мотора примењена је пливајућа осовиница, као и код серијског мотора.

4.4 Клипњача и коленасто вратило

Захваљујући промени хода коленастог вратила, запремина мотора је повећана са првобитних 1300 cm^3 на $1582,78 \text{ cm}^3$. У реконструисани мотор уграђује се коленасто вратило из возила FLORIDA 1.4, чији ход износи 67.4 mm . Уградња овог коленастог вратила захтева клипњаче мање дужине од стандардних. Дужина клипњаче износи уместо првобитних 120 mm сада $115,3 \text{ mm}$. При томе блок мотора је неопходно при равнању спустити за $0,25 \text{ mm}$. Клипњача је кована.

При уградњи коленастог вратила неопходно је противтегове скратити за 5 mm како не би досло до судара клипњаче и противтегова. Скица олакшања клипњаче дата је у прилогу. Након уклањања вишка коленасто вратило је неопходно статички и динамички уравнотежити. Коленасто вратило је израђено ливењем, од нодуларног лива.

Замајац је неопходно олакшати до тежине од 6 kg , као и уравнотежити га статички и динамички.

Како би се смањила осетљивост ка површинској концентрацији напона коленасто вратило и клипњачу треба исполирати до високог сјаја.

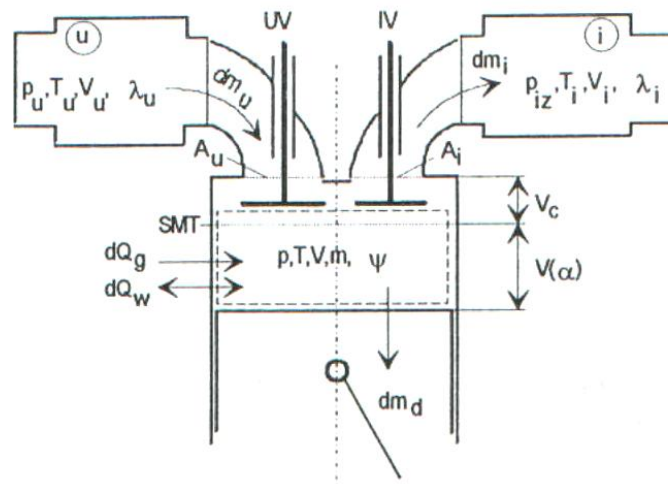
5.0 Прорачун термодинамичких, кинематичких и динамичких параметара реконструисаног мотора

Да би се описао стварни радни циклус мотора СУС користе се сложени математички модели. Један од често коришћених модела је и нулто-димензионални квазистационарни модел. Предност овог модела се огледа у томе што резултати овог прорачуна могу проверити експериментално, и то индицирањем притиска унутар цилиндра мотора.

Овом методом радни простор (цилиндр мотора) посматра се као отворен, нестационаран термодинамички систем. Ипак ради упрошћења одговарајућег модела, често се занемарују нестационарни гасодинамички ефекти и претпоставља се равнотежна промена стања у контролној запремини, чиме можемо дефинисати и тзв квазистатичке процесе.

Карактеристика коришћења овог нулто-димензионог модела се огледа у томе што се сви резултати добијају у функцији времена као независно променљиве. Још једна важна чињеница је да овом методом прорачуна, тј. овим моделом можемо истим системом једначина описати све фазе циклуса, а наравно и циклус у целини и то свих врста мотора, четворотактног или двотактног са и без надпуњења. [12]

Резултат овог прорачуна је систем диференцијалних једначина који се може решити неком од нумеричких метода, што подразумева коришћење рачунара.



Слика 35: Прорачунски цилиндар мотора [12]

Радни простор мотора СУС може се посматрати као отворени термодинамички систем-слика 35. У току циклуса долази до промена количине радне материје које су узроковане њеним губитком кроз зазоре између клипа и цилиндра. У првом делу прорачуна обзиром да су губици кроз зидове цилиндра занемарљиви, радни простор се посматра као затворени термодинамички систем. Усисни и издувни колектор се посматрају као одвојене термодинамичке целине, које у одређеним деловима циклуса

остварују везу са цилиндром преко заједничке границе. У том случају сматра се да су притисци у усисном и издувном колектору константни $(p_u, p_{iz}) = \text{const}$, као и да су дужине колектора мале, а запремине велике. Такође се користи и претпоставка о равнотежној промени стања у контролној запремини. Ова претпоставка ће за последицу имати то да су вредности величина стања (притиска и температуре) за посматрани временски тренутак у свакој тачки једнаке. При прорачуну се првенствено полази од првог закона термодинамике. [2]

У општем случају радна материја унутар цилиндра је реалан гас, који се састоји од ваздуха, горива и заосталих продуката сагоревања. Према томе специфичну унутрашњу енергију такве радне материје можемо изразити у функцији основних величина стања (притиска и температуре) и састава гаса ψ .

$$u = u(p, T, \psi) \quad 1.54$$

У случају ОТО мотора, коефицијент количине ваздуха свеже смеше и продуката сагоревања је исти, па према томе као карактеристичан параметар можемо посматрати коефицијент продуката сагоревања γ_{ps} : $\psi = \gamma_{ps}$.

За решавање диференцијалних једначина које се добијају као резултат овог прорачуна користи се метода Runge-Kutta. Ова метода подразумева да се укупан интервал коленастог вратила, који износи 720° , подели на интервале $\Delta\alpha$ у оквиру којих се одређују решења система. При томе се за познате вредности појединих величина на почетку интервала $\Delta\alpha$ одређују вредности на крају интервала на бази четворостепеног прорачуна (једном на почетку, два пута на средини и једном на крају тог интервала). Отуда се на почетку прорачуна морају усвојити: величина угаоног интервала $\Delta\alpha$, почетна вредност независно променљиве α_0 и почетне вредности величина које представљају решења система p_0, T_0, m_0 и ψ_0 итд. При усвајању вредности корака треба водити рачуна да он утиче на тачност решења и то тако да при сувише малим вредностима доводи до нестабилног решења, а при сувише великим вредностима до повећане грешке прорачуна.

Почетак прорачуна може бити у било којој тачки циклуса, али се најчешће узима тренутак затварања усисног вентила и отварања издувног, када се и усвоје почетне вредности основних величина p_0, T_0, m_0 и ψ_0 . Када прорачун стигне до последње тачке пореде се вредности добијене прорачуном са вредностима усвојеним на почетку прорачуна и уколико су одступања мала прорачун се завршава и резултати се могу штампати. Уколико су пак одступања знатна, онда се прорачун понавља, са вредностима добијеним на крају циклуса као почетним. Програм који је у овом раду коришћен за прорачун циклуса развијен је у програмском језику Basic на Факултету инжењерских наука у Крагујевцу под називом TERMOD. [13]

Програм TERMOD се састоји од низа помоћних датотека које олакшавају унос обилних података по сегментима. Програм OSNPOD користи се за унос основних параметара и има опцију креирања нове или преправку постојеће датотеке. Ови подаци се учитавају у датотеку NAME\$.DAT. Из ње се могу одштампати коришћењем

програма STAMPA. При стартовању програма TERMOD потребно је одабрати одговарајућу датотеку NAMES.DAT која је претходно креирана. Потом се кроз програм креће избором одговарајућих параметара прорачуна. По завршетку резултати (угао, запремина, притисак, температура, пораст притиска) се могу пронаћи у датотеци TERPOD.DAT. Индикаторски и и ефективни параметри се могу наћи у датотеци REZTERM.DAT. Њихово штампање се може извршити уз помоћ програма PROTOKOL. За дијаграмско представљање циклуса користе се програми OTVINDDI, ZATVINDDI и DPDALDI. Динамички прорачун клипног механизма са упрошћењима редуковањем маса може извршити програм DINAMIKA.

За цртање дијаграма у овом раду коришћен је програм MATLAB, обзиром да он има могућност учитавања текстуалних датотека у формату .xls , које је из Basic-а могуће извести.

Основни подаци мотора који се прорачунава на режиму од 120 kW на 9000 min^{-1} , што је номинални режим рада за овај мотор могу се видети у следећој табели.

Табела 6: Основни подаци реконструисаног мотора [13]

Основни подаци мотора	
Прорачунава се	ОТО мотор
Прорачунава се	Реални цилиндар
Површина коморе за сагоревање у глави , m^2	0,007
Температура зидова коморе у глави цилиндра T_{zg} , K	470
Површина чела клипа A_{kl} , m^2	0,0062
Температура чела клипа T_{zk} , K	482
Температура зидова цилиндра T_z , K	420
Топлота сагоревања горива H_s , $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	44000
Почетни притисак у цилиндру p_{roc} , bar	1
Почетна температура у цилиндру T_{roc} , K	360
Притисак у усисном воду p_{us} , bar	0,85
Притисак у издувном воду p_{iz} , bar	1,16
Корак заокретања коленастог вратила $\Delta\alpha$, °	4
Тип мотора – словна ознака	128A6.064
Ход клипа S , mm	67,4
Пречник клипа D , mm	86,48
Ексцентрицитет осовине клипа e_{ok} , mm	-2
Ексцентрицитет коленастог вратила e_{kv} , mm	0
Број цилиндара i , -	4
Степен компресије ϵ , -	12
Снага мотора P_e , kW	120
Број обртаја мотора n , o/s	150
Кинематска карактеристика мот. механ. r/l , -	0,292
Угао почетка сагоревања α_{pp} , °	15
Угао трајања сагоревања α_{ts} , °	60
Експонент Vibe-ове функције m , -	2,7
Коефицијент количине ваздуха λ , -	0,9

Спец. еф. потр. горива $g_e, g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$	290
Угао ранијег отварања усисног вентила $ALUO, ^\circ$	50
Угао каснијег затварања усисног вентила $ALUZ, ^\circ$	80
Угао ранијег отварања издувног вентила $ALIO, ^\circ$	80
Угао каснијег затварања издувног вентила $ALIZ, ^\circ$	50
Преносни однос клацкалице $I_{kl}, -$	1
Максимална висина брега H_{max}, mm	10,7
Пречник вентилског отвора усисног вентила D_{uv}, mm	34,2
Пречник вентилског отвора издувног вентила D_{iv}, mm	30
Полупречник основног круга брега R_o, mm	14
Полупречник врха брега R_{vb}, mm	8
Коефицијент протока усисног вентила $M_{iu}, -$	0,9
Коефицијент протока издувног вентила M_{ii}, mm	0,8
Релативна грешка по притиску %	5
Релативна грешка по температури %	3
Релативна грешка по маси пуњења %	3
Угао између колена радилице $\theta, ^\circ$	180
Маса клипне групе m_{klgr}, kg	0,6
Маса клипњаче m_{kl}, kg	0,63
Положај тежишта клипњаче l/l	0,35
Степен неравномерн. обртаја кол.вр, -	0,0162
Пречник венца замајца D_z, mm	250

У следећој табели могу се видети резултати термодинамичког прорачуна реконструисаног мотора.

Табела 7: Резултати термодинамичког прорачуна реконструисаног мотора [13]

Резултати термодинамичког прорачуна	
Максимална снага мотора P_e, kW	120
Одговарајући број обртаја $n, o/s$	150
Однос хода и пречника клипа $S/D, -$	67,4/86,48
Број цилиндара мотора $i, -$	4
Радна запремина мотора V_{hu}, cm^3	1582,78
Степен сабијања коморе $\epsilon, -$	12
Коефицијент количине ваздуха $\lambda, -$	0,9
Специфични ефективни рад $W_e, kJ \cdot dm^{-3}$	1,0318
Специфични индикаторски рад $W_i, kJ \cdot dm^{-3}$	1,2647
Механички степен искоришћења $\eta_n, -$	0,8158
Специф. ефект. потр. Горива $g_e, g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$	291,4
Ефективни степен корисности $\eta_e, -$	0,2806
Специф. инд. потр. Горива $g_i, g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$	237,8
Индикаторски степен искоришћења $\eta_i, -$	0,344
Степен пуњења $\eta_v, -$	0,9507
Максимални притисак у циклусу p_{max}, bar	56,1
Максимална темепература у циклусу T_{max}, K	2699

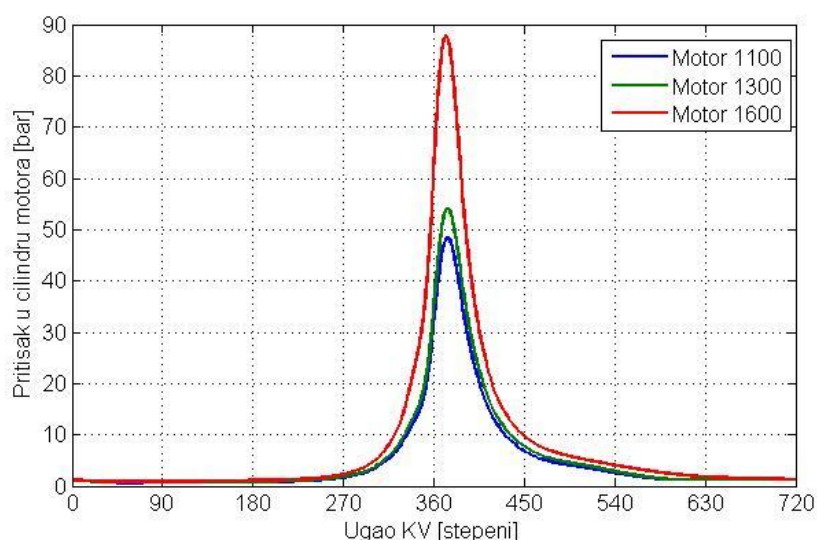
Максимални пораст притиска $dp/d\alpha$, bar/°	1,24
Коеф. Заостал. Продуката сагоревања γ_r , -	0,0253

У следећој табели могу се видети резултати динамичког прорачуна реконструисаног мотора.

Табела 8: Резултати динамичког прорачуна реконструисаног мотора [13]

Резултати динамичког прорачуна	
Снага мотора P_e , kW	120
Одговарајући број обртаја n , o/s	150
Механички степен искоришћења мотора η_m , -	0,8158
Ход клипа S , mm	67,4
Пречник клипа D , mm	86,48
Број цилиндара мотора i , -	4
Маса клипне групе m_{klgr} , kg	0,6
Маса клипњаче m_{kl} , kg	0,63
Степен неравномерности обртања кол. вр. -	0,0162
Средњи пречник венца замајца, mm	250
Маса замајца, kg	6,02
Средња вредност укупне тангенцијалне силе, N	4635
Грешка рачун. ср.вр.тангенцијалне силе, %	0,1
Највећа вр. силе притиска гасова, N	32310
Највећа вредност инерцијалне силе, N	-31737
Највећа вредност резултујуће силе, N	20303
Највећа вредност нормалне силе, N	5596
Највећа вредност силе у клипњачи, N	20835
Највећа вредност тангенцијалне силе, N	15889
Највећа вредност радијалне силе, N	3984

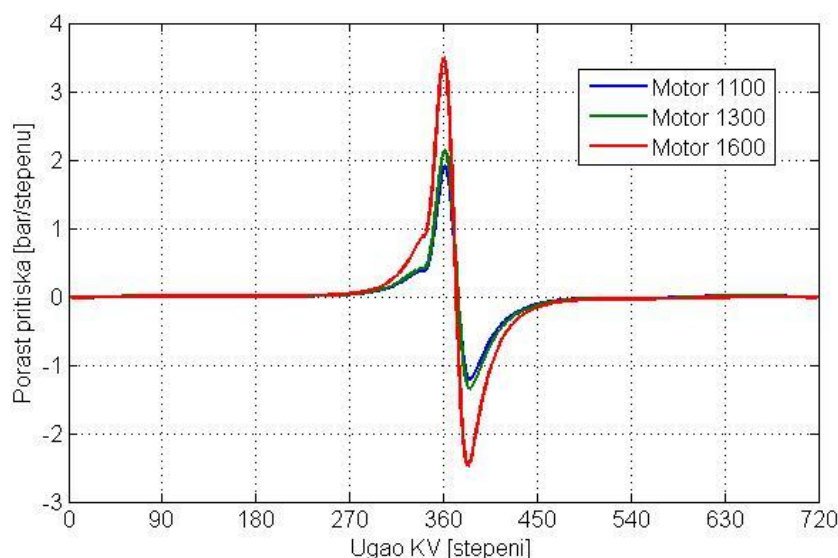
На основу вредности добијених прорачуном могу се нацртати следећи дијаграми.



Дијаграм 1: Поређење односа притисака у цилиндру мотора [14]

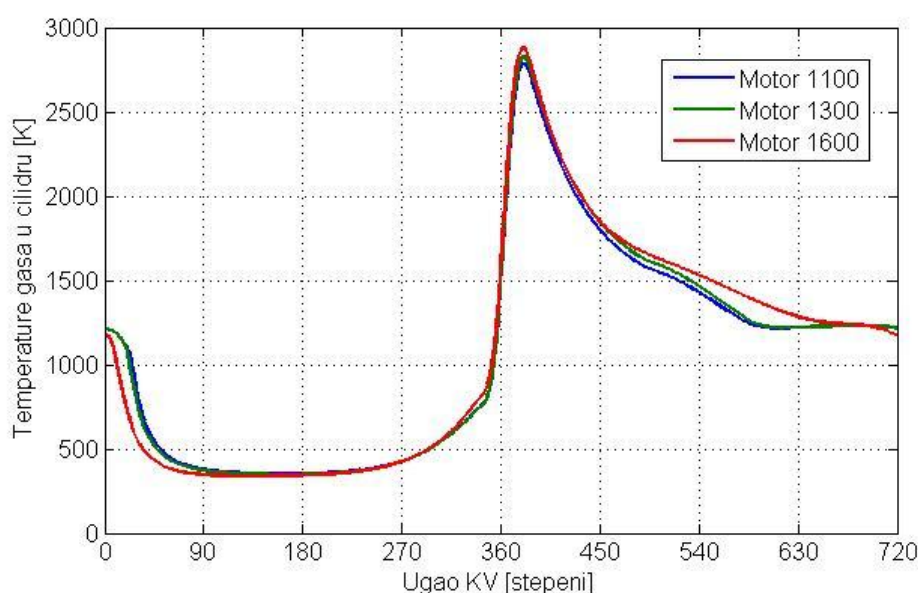
Са дијаграма се може уочити црвена линија која презентује реконструисан мотор, док плава и зелена линија представљају серијске моторе и то плава линија мотор који се уграђивао у возила ZASTAVA YUGO 55 и ZASTAVA 101, а зелена мотор који се уграђивао у возила YUGO FLORIDA и YUGO 1.3 EFI.

Закључак је да се највећи притисак остварује у цилиндру мотора који је најоптерећенији, тј. у реконструисаном мотору.



Дијаграм 2: Поређење пораста притиска у цилиндрима мотора [14]

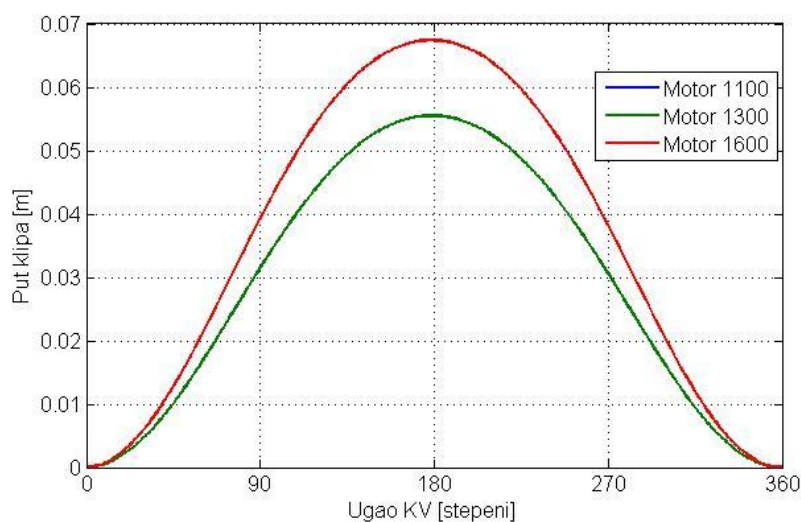
Са дијаграма 2 види се промена пораста притиска по углу KV за оба серијска и реконструисан мотор. Може се приметити нешто већи пораст притиска код реконструисаног мотора, што и јесте резултат оптерећења, а и изазван је самим великим притиском који се види са претходног дијаграма.



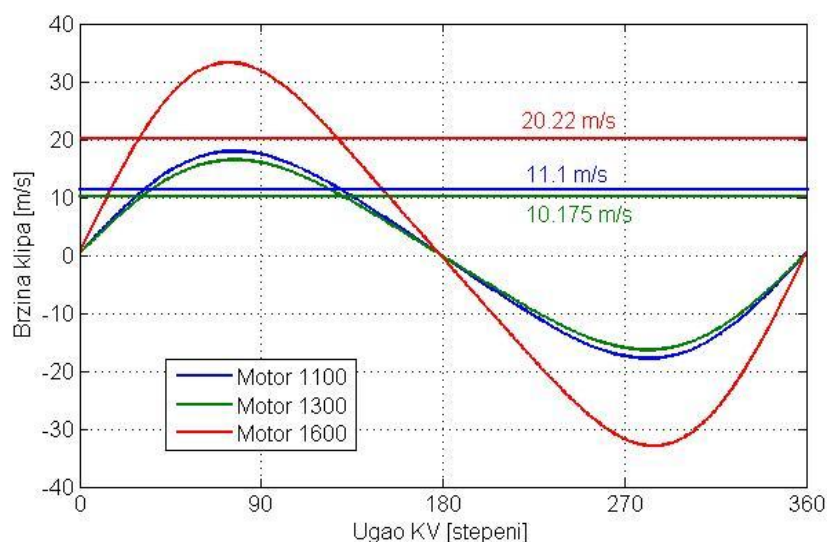
Дијаграм 3: Поређење температуре гасова у цилиндрима мотора [14]

На дијаграму 3 читава се температура гаса у цилиндрима мотора. Приметно је да нема велике разлике у температурама, иако се у једном делу дијаграма истиче реконструисан мотор. Ово је условљено тиме да се веће температуре постижу при сагоревању у цилиндру реконструисаног, а не серијских мотора.

Дијаграм 4 преставаља кинематске карактеристике клипног механизма, тачније пут клипа. Приметно је да се серијски мотори уопште не разликују по путу клипа, јер имају исте дужине клипњаче. Обзиром да је у реконструисаном мотору измењена дужина клипњаче не чуди већи пут клипа у односу на серијске моторе.



Дијаграм 4: Поређење пута клипа у цилиндрима мотора [14]

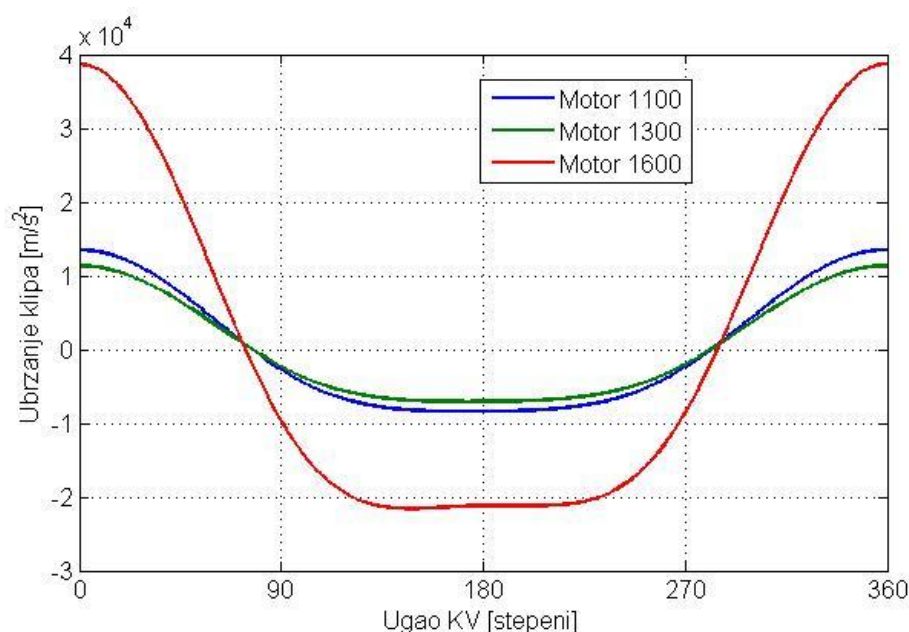


Дијаграм 5: Поређење брзине и средње брзине клипа у цилиндрима мотора [14]

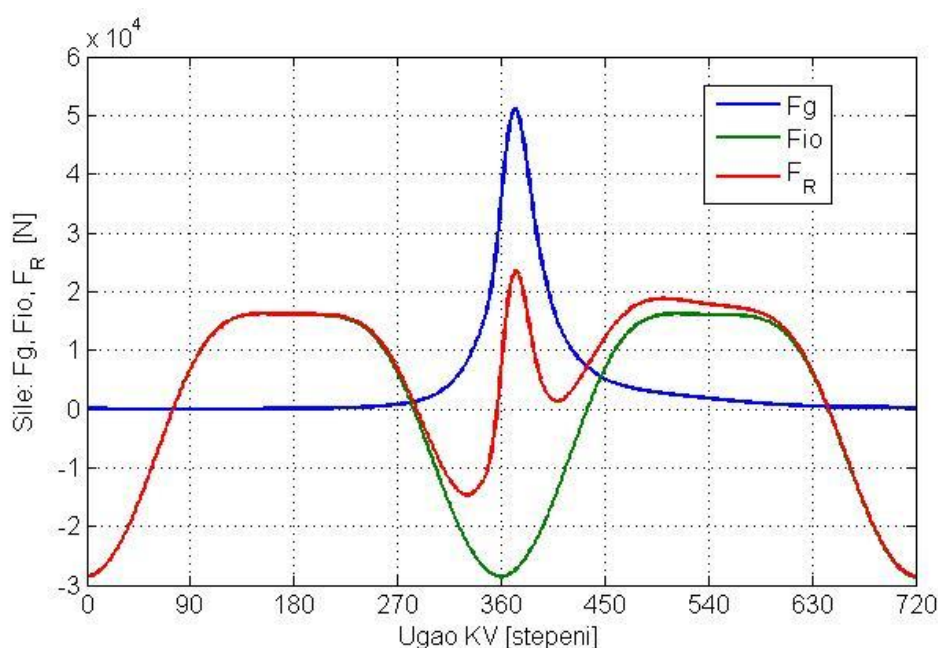
Са дијаграма 5 читава се брзина клипа, као и средња брзина клипа. Види се да се брзине код серијских мотора битно не разликују, што је и логично обзиром да се брзина добија као извод пута клипа по времену, а путеви ових клипова су исти. Средња брзина клипа је знатно већа. Ово је веома битан фактор при припреми мотора за трке,

обзиром да он директно утиче на инерцију клипног механизма. Треба тежити да средња брзина клипа буде што мања.

Дијаграм 6 представља убрзање клипа. Обзиром да све речено за брзину важи и за убрзање, важно је још напоменути и да је убрзање знатно веће на реконструисаном мотору. Све кинематске параметре треба у што већој мери смањити, како би се обезбедила што мања инерција клипниг механизма, што у директној мери утиче на оптерећење и само понашање мотора при пуном оптерећењу.



Дијаграм 6: Поређење убрзања клипова у цилиндрима мотора [14]



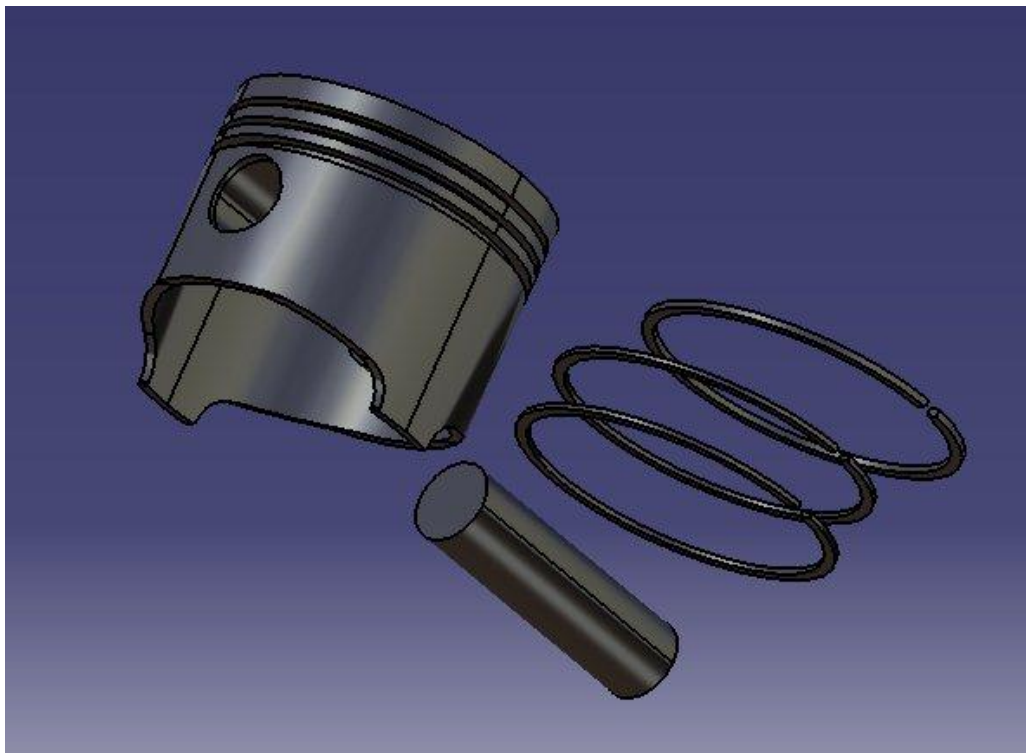
Дијаграм 7: Поређење силе гасова, инерцијалне и резултујуће силе реконструисаног мотора [14]

Са дијаграма 7 може се видети да су инерцијалне силе као и силе гасова у цилиндру мотора изузетно велике. Ово и не чуди обзиром да је притисак у цилиндру мотора изузетно висок, као и да инерција покретних делова има веома велику вредност. У самом мотору најпроблематичнији је управо велики притисак, па је делове у складу са њим неопходно димензионисати како би могле да изрже оптерећење. Веома је важно одабрати клипове од материјала који добро подносе високе притиске и температуре. Такође масу делова је неопходно што више смањити како би се смањила инерција покретних делова.

6.0 Прорачун оптерећења и димензионисање виталних делова реконструисаног мотора применом савремених софтверских алата

Коришћењем програмског софтвера CATIA представљени су витални делови мотора који се реконструише у циљу прорачуна њихових оптерећења и димензионисања. Делови су провобитно нацртани са димензијама серијског мотора, а потом су преправљени у складу са димензијама наведеним у претходним поглављима. Циљ овог прорачуна је одредити оптерећење делова и упоредити колико је оптерећење порасло на форсираном у односу на серијски мотор. Делови који су нацртани су: клип, клипњача, коленасто вратило, осовиница, цилиндар, клипни прстенови и шrafoви клипњаче.

На следећим сликама могу се видети нацртани делови који ће бити коришћени при структурној анализи, ради дефинисања оптерећења.

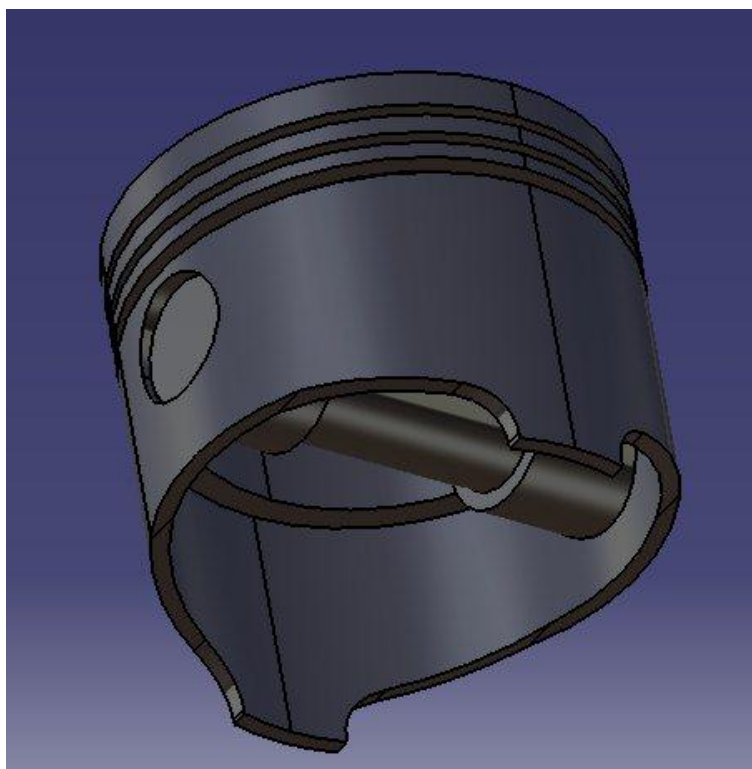


Слика 36: Клип у склопу са карикама за серијски мотор [11]

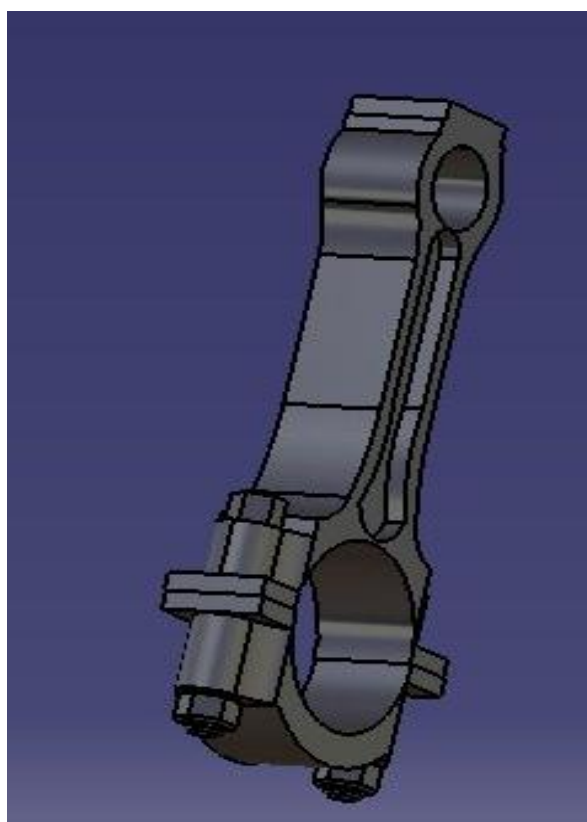
Као што је већ наведено у претходном поглављу и у серијском и у реконструисаном мотору се користе клипови истих димензија, са малим изменама у погледу олакшања у пределу окаца клипа и у уклапавању канала услед повећања хода вентила.

Када је у питању осовиница клипа, и у серијском и у реконструисаном мотору коришћена је пливајућа осовиница.

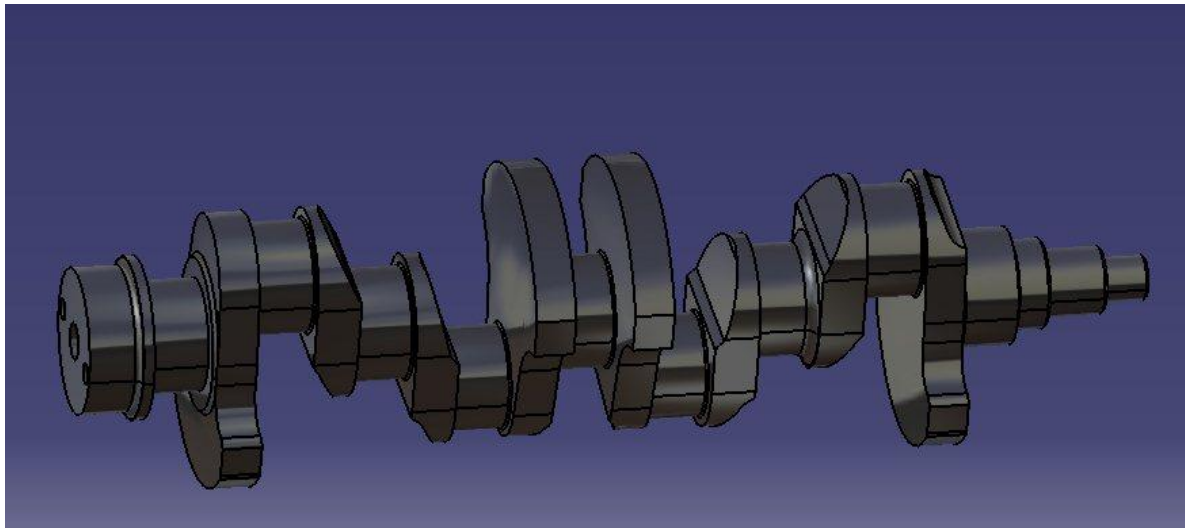
У реконструисаном мотору користи се краћа клипњача која је на одређеним местима олакшана.



Слика 37: Клип у склопу са карикама и осовиницом за серијски мотор [11]

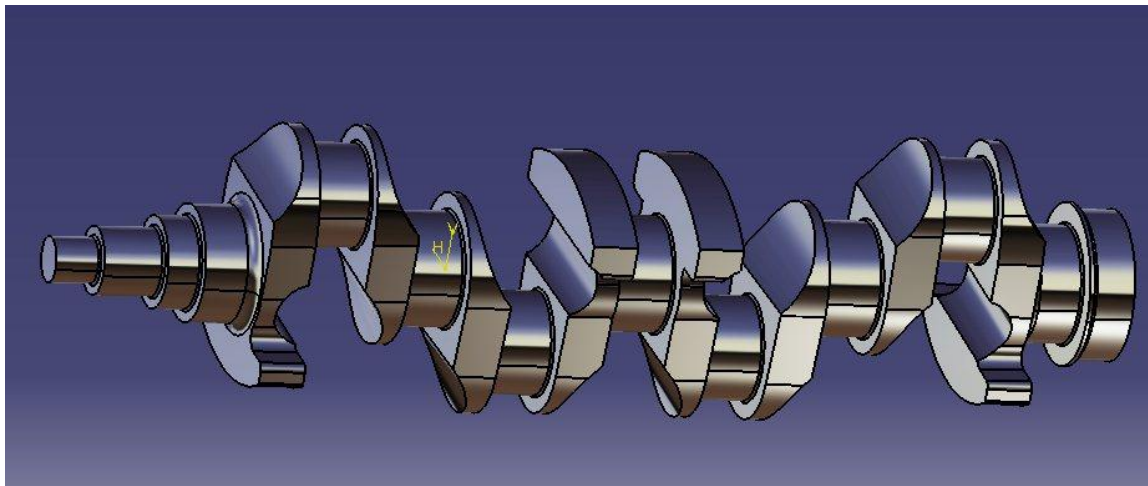


Слика 38: Клипњача серијског мотора [11]

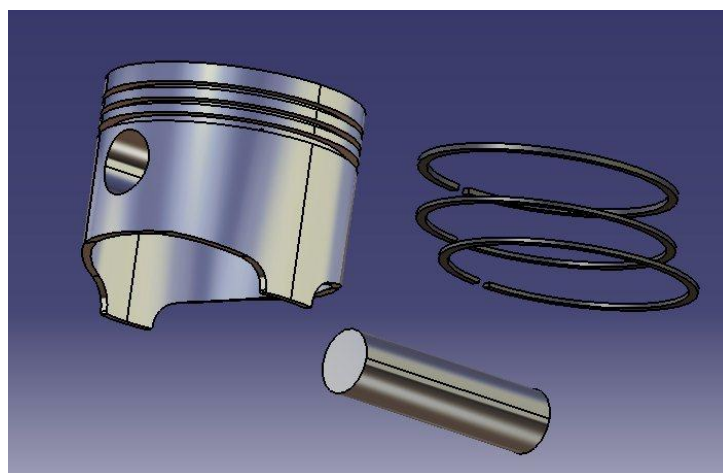


Слика 39: Коленасто вратило серијског мотора [11]

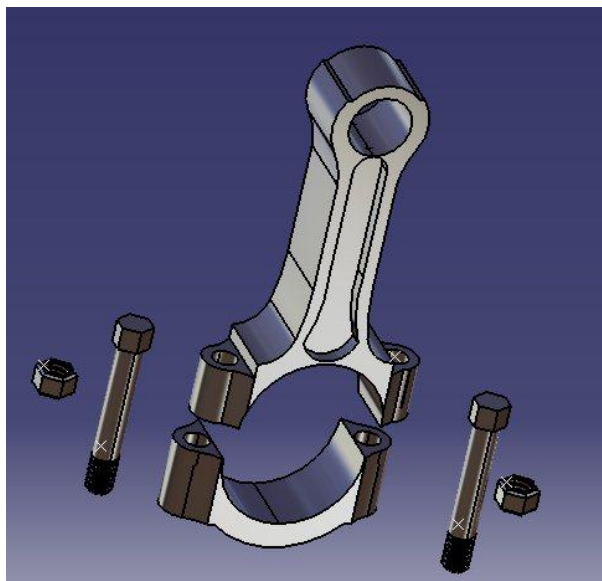
Након увођења модификација које су образложене у раду на следећим сликама биће приказани делови који се уграђују у реконструисани мотор.



Слика 40: Коленасто вратило реконструисаног мотора [11]

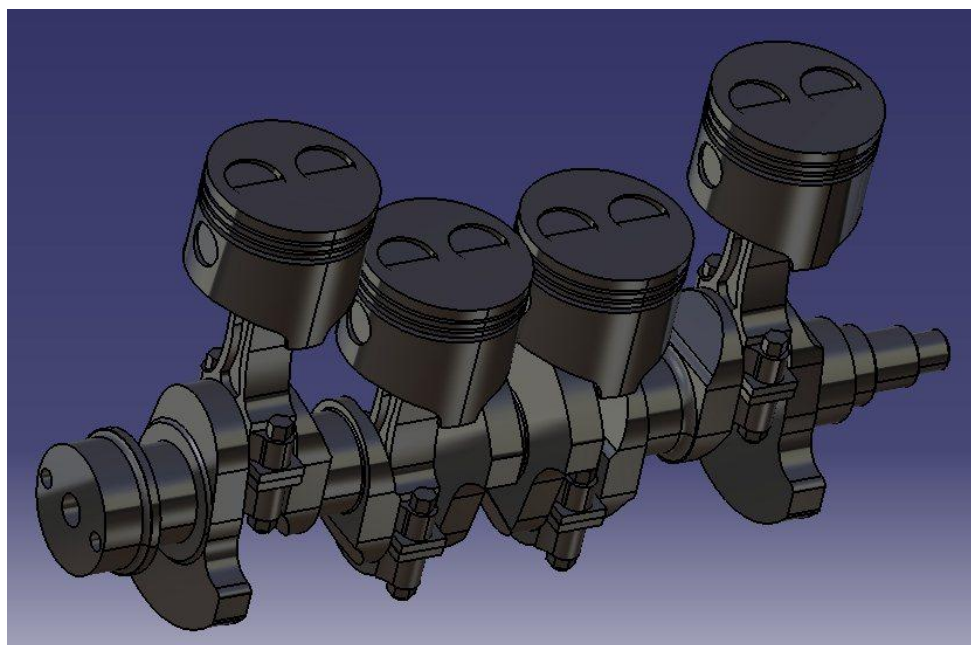


Слика 41: Клип, осовиница клипа и клипни прстенови реконструисаног мотора [11]



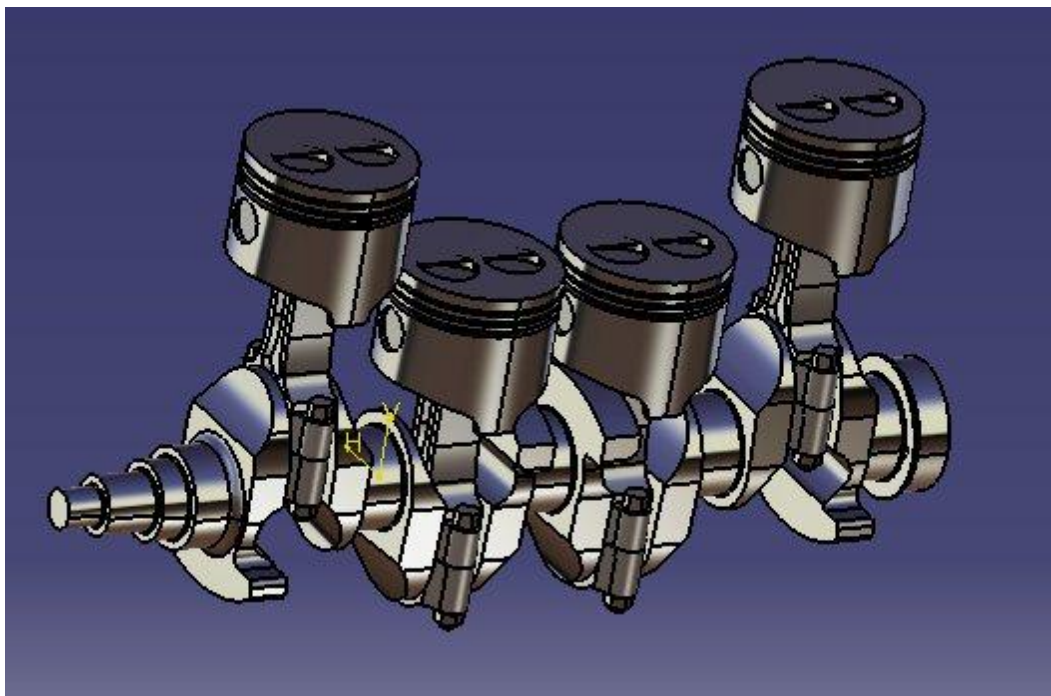
Слика 42: Клипњача реконструисаног мотора [11]

У наставку рада дефинисан је комплетан склоп мотора и урађена је структурна анализа серијског и реконструисаног мотора. Структурна анализа је рађена уз помоћ алата Generative Structural Analysis програмског софтвера CATIA V5 R17. [11] Обзиром да тематика рада користи софтвер само као алат при изради прорачуна неће бити детаљно објашњен поступак извођења анализе, већ ће само бити представљени резултати. Анализа се врши методом коначних елемената (Final Element Method), која спада у нумеричке методе.



Слика 43: Склоп серијског мотора [11]

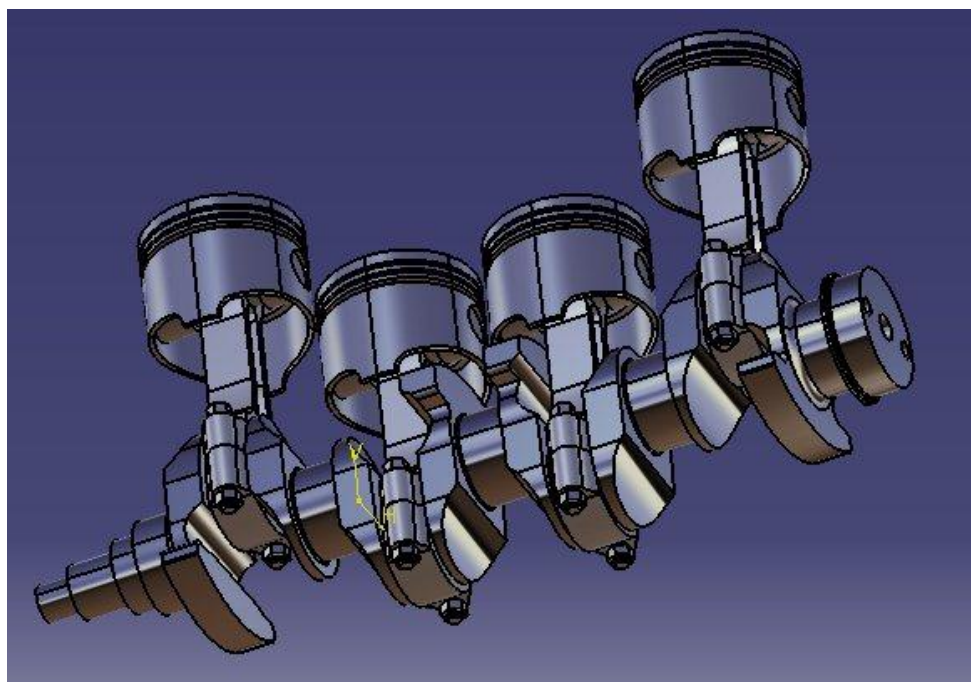
На следећим сликама може се видети реконструисан мотор у склопу са свим виталним деловима. На мотору су извршене измене описане у претходним поглављима, које углавном обухватају преправку одређених дужина и радијуса, као и полирање делова.



Слика 44: Склоп реконструисаног мотора [11]

При преправци серијског мотора, наравно изузетно је важно било и уравнотежити све делове. Клипњаче у свим цилиндрима морају бити исте масе, зарад равномерних сила инерције.

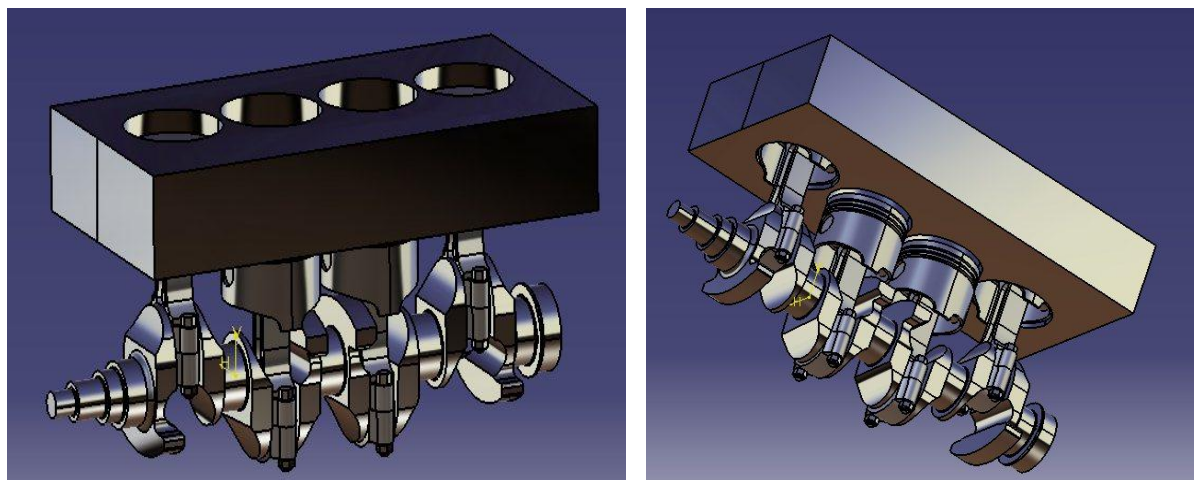
Такође је веома важно уравнотежити коленасто вратило после преправке противтегова, која се врши да се они не би сударали при проласку клипова кроз УМТ. Препоручљиво је коленасто вратило уравнотежити заједно са замајцем.



Слика 45: Склоп реконструисаног мотора [11]

Ради дефинисања оптерећења клипова, овом склопу додат је и део који репрезентује блок мотора. Његово моделирање је извршено само у пределу цилиндра и није

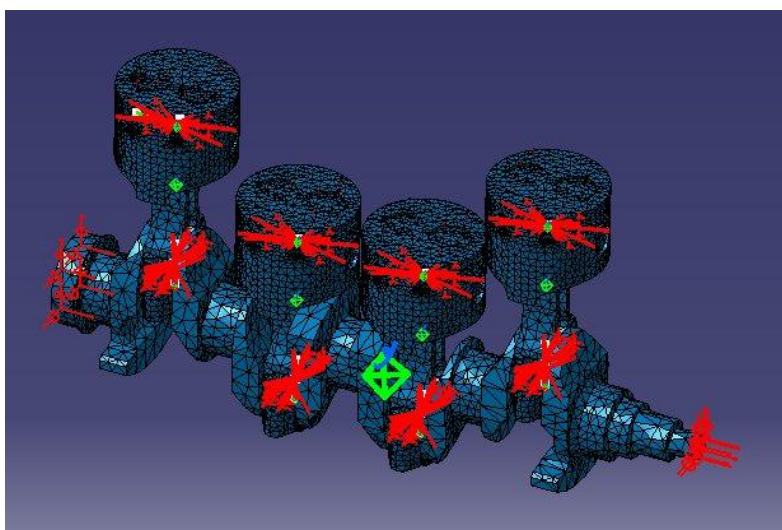
залажено у детаљније моделирање, обзиром да је улога овог дела симулација утицаја зидова цилиндра на клип.



Слика 46: Склоп реконструисаног мотора са блоком [11]

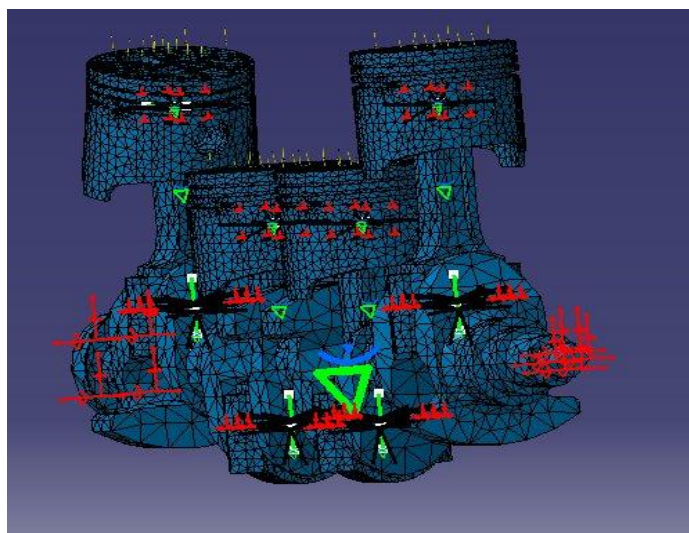
У наставку поглавља биће приказана структурна анализа склопова серијског и реконструисаног мотора, и њихово поређење.

Склоп је увезен у Generative Structural Analysis софтвера CATIA где му је додељена мрежа коначних елемената. Мрежа је тетраедарска и модификована је на местима где су оштре ивице и радијуси заобљења, како би се избегла концентрација напона. На слици 46 може се видети изглед склопа са додељеном мрежом коначних елемената (део блок мотора је елиминисан да би се лакше извела симулација оптерећења).



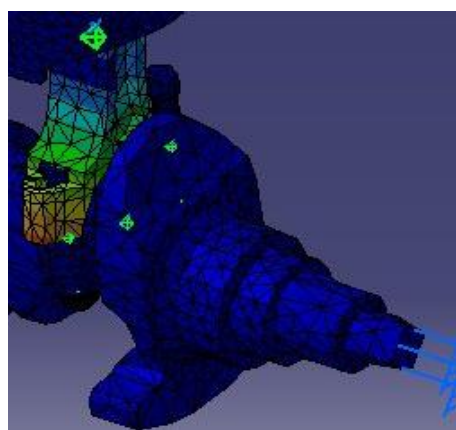
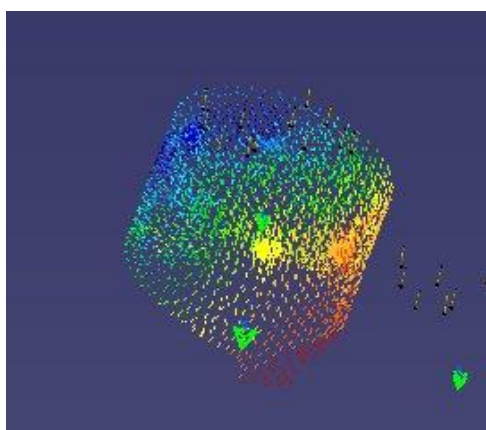
Слика 47: Склоп коме је додељена мрежа коначних елемената [11]

Додељена су одговарајућа ограничења и оптерећења како би се симулирано реално окружење на возилу. Клипови су оптерећени притиском који је добијен из претходних прорачуна по стандардном редоследу паљења за овај мотор. Клипови 1 и 4 су постављени у СМТ, и урађена је једна апроксимација у погледу занемаривања кашњења максималног притиска после СМТ, како би се избегла велика оптерећења лежајева, па се овде узима да се максимум притиска јавља баш у СМТ.



Слика 48: Деформација склопа после анализе [11]

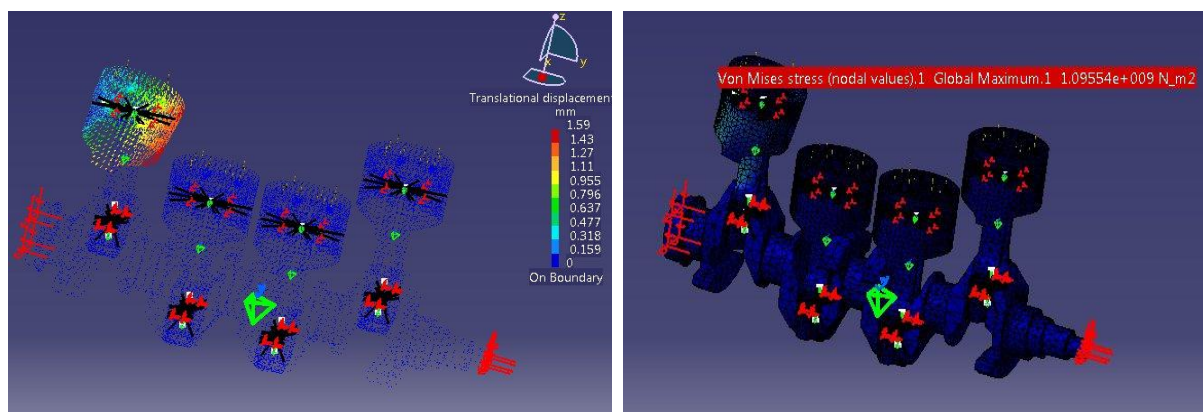
На слици 48 може се видети деформација склопа реконструисаног мотора. Обзиром да је коришћена основна верзија софтвера, није било могућности већег избора материјала, па је према томе деформација слабије видљива. Уколико би се деловима доделили прави материјали који се могу наћи у додатним библиотекама деформације би биле видљивије.



Слика 49: Клип изложен највећем притиску и клипњача која преноси оптерећење на лежајеве, или у овом случају рукавац коленастог вратила [11]

На слици 49, може се видети напон коме је изложена клипњача при задавању оптерећења. Приметно је да је највећи напон на местима где се велика песница спаја са рукавцем коленастог вратила. Баш из овог разлога максимум притиска се увек намерно помера после СМТ. Такође исто важи и за клип који је у фази сагоревања изложен највећем притиску.

На слици виде се напони у склопу. Приметно је да је највећа концентрација напона баш у клипу који је највише оптерећен, као и на рукавцима коленастог вратила. На слици десно може се видети максимална вредност Von Mises-овог напона. При овој симулацији највећи проблем је био одабир одговарајућег материјала, који би репрезентовао челике и легуре коришћене на реалним деловима. Из тог разлога неки напони и деформације нису довољно видљиви при анализи склопа.



Слика 50: Напон склопа и максимална вредност Von Mises-овог напона [11]

7.0 Закључна разматрања

Уколико се узме у обзир све образложено у претходним поглављима може се закључити да је реконструкција једног мотора изузетно напоран и захтеван процес, који изискује доста компромиса. Уколико би се овом прорачуну додала и анализа трошкова, још више би се усложио процес реконструкције. Самим тим може се закључити да реконструкција мотора захтева доста времена, велику посвећеност, али и искуство које може уштедети доста времена на одабиру неких параметара.

Серијски мотор који је био база за ову реконструкцију је имао снагу од 48 kW. Када се упореди да је реконструисан мотор прорачуном показао да поседује снагу од 120 kW, може се закључити да је снага мотора повећана за преко 100%.

Да би се одредио максимални обртни момент, неопходно је направити физички модел овог мотора и одредити дати параметар на моторској кочници.

Снага овог мотора у великој мери је повећана захваљујући реконструкцији уисно-издувног система. Ово је веома захтеван процес који одузима доста времена, међутим његови резултати су више него задовољавајући, а могу се препознати кроз високе вредности степена пуњења, видљиве у оквиру термодинамичког прорачуна.

Даљи развој ове идеје био би у реконструкцији засебних делова мотора и његових склопова. Замена главе мотора са четворовентилском главом, и сферном комором била би логичан наставак појачања снаге овог мотора. Након додатних преправки делова овог мотора, као и реконструкције електронике може се приступити реализовању физичког модела овог мотора. Физичком реализацијом и у експлоатационим условима могли би се испитати детаљни параметри и упоредити са овако добијеним резултатима.

Сваки мотор који се конструише за трке је сам по себи различит јер поседује неограничен број нових решења, условљених само малобројним члановима правилника. Треба одредити конкретну дисциплину у којој би се овај мотор такмичио, а затим приступити физичкој реализацији, као и реализацији других такође битних фактора, као што су ослањање аутомобила, пренос снаге итд.

8.0 Литература

- [1] П. Митић, *“Методе форсирања ото мотора са слободним усисавањем”* дипломски рад, Машински факултет Крагујевац 2001.
- [2] Радоњић Д. Пешић Р. „Топлотни прорачун мотора СУС“, Машински факултет Крагујевац, 1995. година књига од 171 стр. ISBN 86-80591-26-7
- [3] David Vizard „Theory and practice of cylinder head modification“, Motor racing publications ltd, izdanje 1988. године ISBN 0-85113-066-6
- [4] Приручник F.L.Facchinelli „Elaboriamo Il 4 tempi - teoria e pratica per l'elaborazione dei motori a 4 tempi“, издавач Motor books tech, Trento Italia 1995.
- [5] Спортски ауто и картинг савез Србије – правилници о ауто тркама на кружним и брдским стазама за 2012. годину
- [6] Ћорић Д. „Застава YUGO KORAL 55-60-65“, Техничка књига, Београд 1997. година
- [7] Заводи Црвена Застава, Сервисно упутство – YUGO FLORIDA, РО “Застава аутомобили“, Крагујевац 1988. година
- [8] Apfelbeck L. „Wege zum hochleistungs –viertaktmotor“, Motorbuch Verlag, Stuttgart 1989. година
- [9] Техничка документација „Застава аутомобили“ и “Југо спорт“ Крагујевац
- [10] Предавања и вежбе из предмета Конструкција и прорачун мотора СУС
- [11] Програмски софтвер CATIA V5 R17
- [12] Ј. Шпица, „Моделирање динамичких процеса у мотору СУС применом програмског пакета Matlab“, завршни рад, Факултет инжењерских наука Крагујевац 2010. године
- [13] Програми за прорачун кинематских, термодинамичких и динамичких карактеристика рађени у Basic-у, Развијени на Факултету инжењерских наука у Крагујевцу
- [14] Програми за прорачун кинематских, термодинамичких и динамичких карактеристика рађени у Matlab-у Развијени на Факултету инжењерских наука у Крагујевцу