

**Факултет инжењерских наука
Универзитета у Крагујевцу**



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Моторна возила и мотори

Предмет: Мотори СУС 1

Број индекса: 31/2009

Саша Стевановић

**Радни процес четворотактног
мотора СУС**

Завршни рад

Комисија за преглед и одбрану

1. Др Радивоје Пешић, проф.– ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да

Опише и анализира:

- Уводне напомене о моторима СУС, значају и еколошким проблемима
- Идеални циклуси у моторима СУС, параметри за оцену и поређење
- Стварни циклуси,
- Приближни метод прорачуна по методу Гринвецки-Мазинга
- Извршити топлотни прорачун турбо ото мотора Renault TCe 90 по приближној методи Гринвецки-Мазинга
- Основне напомене о прорачуну стварног радног процеса мотора СУС и Закључци

Препоручена литература:

1. Пешић Р., Петковић С. и Веиновић С.: Моторна возила – Опрема, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 2008.
2. Радоњић Д., Пешић Р.: Топлотни прорачун Мотора СУС, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 1996.
3. Иван Филиповић: Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли, Тузла, 2006.

Крагујевац, 2014. године

Ментор:

Др Радивоје Пешић, проф.

Summary

The structure of following material are basic tips on internal combustion engines, their significance and the enviromental issues that appear in their use, as well as the ideal and actual cycles of internal combustion engines. In the following material there are two essential groups that stand out: the approximate method of calculation method Grinvecki-Mazing, where in general outline the procedure for calculating the specified characteristic values, and thermal budget of turbo engine used in vehicle of Renault TCe 90.

Basic principles of spark ignition engines were unchanged more than a century and in this material its expalined how internal combustion engines works. Cycle that repeats over time occurs workflow engine and during one cycle on account of the heat developed by combustion of fuel, getting work. This represents a duty cycle that is also described, as well as the operation of four stroke engine. Automative care is not only a problem of vehicle emissions during use, but aslo of emissions, the development and use of the new techonologies has led to such advanced solutions which reduce harmful emissions by more than 95%.

The ideal engines cycles are circular, closed back thermodynamic cycles. The actual duty cycle is a set of very complex physical and chemical processes followed by many losses that differ enough from ideal thermodynamic cycles and so it is difficult to comprehenisively express analytically. As the great importance of the budget cycle in the development of new or verify existing engine will be described and the calculation method Grinvecki-Mazing. It is also mentioned and explanied thermal calculation of turbo engine which is used in specific passanger vehicle.

Keywords: internal combustion engine, four-stroke otto engine, working cycles, ideal cycles, real cycles

Резиме

У структури изложене материје налазе се основне напомене о моторима СУС, њиховом значају и еколошким проблемима који се јављају приликом њиховог коришћења, као и идеални и стварни циклуси мотора СУС. У изложеној материји издвајају се две целине: приближни метод прорачуна по методи Гринвецки-Мазинг, где је у основним цртама објашњен поступак прорачуна и наведене карактеристичне величине, и топлотни прорачун турбо мотора који се користи у возилу марке Renault TCe 90.

Основни принципи ото мотора више од једног века су непромењени и у овом раду је дато објашњење за моторе са унутрашњим сагоревањем – ото моторе. Циклусом који се понавља током времена се одвија радни процес у мотору и за време једног циклуса се на рачун развијене топлоте сагоревањем горива, добија рад. То представља радни циклус који је такође објашњен, као и рад четворотактног мотора. Аутомобилску индустрију брину не само проблем емисије из возила у току коришћења, већ и емисија током производње. Како би се смањила емисија гасова, развој и употреба нових технологија, је довела до таквих напредних решења који су штетну емисију гасова смањили за више од 95%.

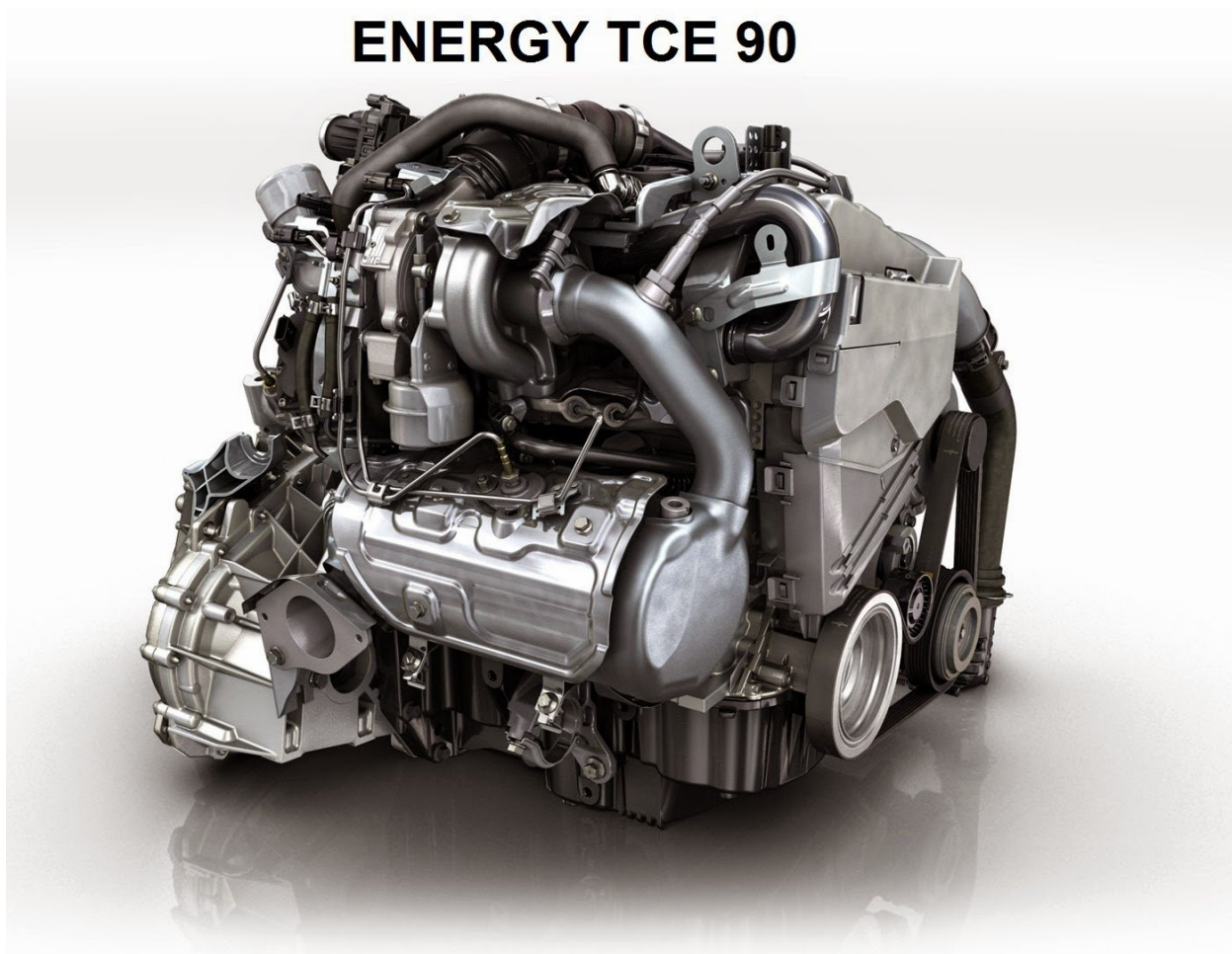
Идеални циклуси мотора сус су кружни, затворени, повратни термодинамички циклуси. Стварни радни циклус је скуп веома сложених физичких и хемијских процеса праћених многобројним губицима који одступа доста од идеалних термодинамичких циклуса и јако га је тешко свеобухватно аналитички изразити. Пошто је велики значај прорачуна радног циклуса приликом развоја новог или провери постојећег мотора, биће објашњен и метод прорачуна истраживача Гриневецки и његовог ученика Мазинга. Исто тако је по приближној методи поменутог истраживача дат топлотни прорачун турбо ото мотора за конкретно путничко возило.

Кључне речи: мотор сус, четворотактни ото мотор, радни циклуси, идеални циклуси, стварни циклус

Садржај

1. Уводне напомене о моторима СУС, значају и еколошким проблемима.....	4
2. Иделани циклуси у моторима СУС, параметри за оцену и поређење.....	15
3. Стварни циклуси.....	23
4. Приближни метод прорачуна по методи Гринвецки-Мзгин.....	26
5. Топлотни прорачун: Renault TCE 90.....	39
6. Основне напомене о прорачуну стварног радног циклуса мотора сус и закључци.....	50
7. Литература	56

ENERGY TCE 90



Завршни рад

1. Уводне напомене о моторима СУС, значају и еколошким проблемима

Мотор је уређај који у ланцу трансформације енергије ствара рад, па зато сва постројења и сви уређаји који се крећу или врше рад морају имати мотор. При томе се закон о одржању енергије (енергија је као мера кретања неуништива, оне не може да се троши и да нестане, она само мења облик па може из вишег облика да пређе у нижи, то јест да се деградира) не сме изгубити из вида.

Зависно од броја карика у ланцу трансформације примарне енергије ради стварања рада, моторе можемо поделити на:

- Моторе који стварају рад у једноступеној трансформацији енергије
- Моторе који стварају рад у више степени (карика) трансформације енергије у енергију околине

У прву групу спадају топлотни и хидраулички мотори, док у другу групу спадају електрични, пнеуматски, инерциони , са акумулаторима потенцијалне енергије итд..

Мотори са унутрашњем сагоревањем спадају у групу топлотних мотора. Код њих се топлотна енергија добијена сагоревањем горива , преображава делимично у механичку енергију. Према месту где се обавља сагоревање горива, односно према томе да ли су продукти сагоревања истовремено и радни медијум, топлотни мотори деле се у две групе :

- Мотори са спољашњим сагоревањем (мотори ССС)
- Мотори са унутрашњем сагоревањем (мотори СУС)

Код мотора са унутрашњим сагоревањем (мотори СУС) процес сагоревања се одвија у самом мотору. Топлота ослобођена током сагоревања предаје се продуктима сагоревања, чиме се повећава њихов енергетски потенцијал изражен притиском и температуром. Ширењем гасова у самом органском склопу мотора, један део садржане топлотне енергије преображава се у механички рад.

Мотор СУС дакле подразумева уређај код кога и реактанти сагоревања (оксидант, најчешће ваздух и гориво) и продукти сагоревања служе добијању радне енергије. Користан рад добија се као резултат деловања врелих, гасовитих продуката сагоревања на покретним деловима мотора као што су клипови, лопатице турбине или бризгачка. Овде спадају клипни, турбински и млазни мотори сус.

Основне предности мотора СУС су:

- висока економичност (велике вредности ефективног степена корисности мотора – вредности иду и преко 45%),

Завршни рад

- мала специфична маса [kg/kW], тј. висока специфична снага [kW/kg],
- компактна градња (мала вредност бокс запремине мотора по снази [m^3/kW]),
- након стартовања су брзо спремни за рад,
- користе гориво великог енергетског потенцијала [kJ/kg] и
- троше гориво само док раде.

Док су недостаци мотора СУС:

- зависност од квалитета горива, јер користе гориво тачно прописаних особина, међутим данас се раде и мотори који могу задовољити шири спектар квалитета горива,
- несамосталан старт – морају имати страни покретач за стартовање мотора (електростартер, ручно, компримованим ваздухом, итд.),
- не може се много преоптеретити,
- компликована градња (сложена конструкција са доста помоћних уређаја),
- захтева већу стручност особља за опслуживање и руковање,
- има лоше еколошке карактеристике (загађујуће материје, бука), које су данас постале доминантан параметар у оцени „квалитета” мотора.

Према типу циклуса мотори са унутрашњим сагоревањем деле се на две групе:

- моторе са континуалним и
- моторе са испрекиданим сагоревањем

Континуално сагоревање подразумева сталан проток горива и ваздуха као и њихово константно паљење (млазни мотори код авиона нпр.).

Испрекидано сагоревање подразумева да се у одређеном циклусу, периодично, коначне количине ваздуха и горива пале и потом пролазе кроз остале делове циклуса. Ово је типично за бензинске и дизел моторе са клиповима какве виђамо у аутомобилима.

Поред ове, постоје и поделе мотора са унутрашњим сагоревањем према типу горива и методи убризгавања, начину паљења, начину кретања клипова (праволинијски и ротациони), распореду цилиндара, броју тактова у циклусу (двотактни, четворотактни), типу расхладног система и према типу вентила и њиховој локацији.

Рад мотора са унутрашњим сагоревањем представља се као низ термодинамичких процеса. Најуобичајнији мотори са унутрашњим сагоревањем у употреби, јесу бензински и дизел четворотактни мотори.

Завршни рад

Када се каже аутомобилски мотор, углавном се мисли на четворотактни циклус сагоревања који обезбеђује да се сагоревање горива претвори у кретњу. Четворотактни циклус је представио Николаус Ото 1867. године, па је по њему назван Ото циклус. Оно што разликује бензинске и дизел motore је да смешу горива и ваздуха у цилиндру које је компресовао клип код бензинског мотора пали свећица искром, док се код дизела смеша сама пали услед високог степена компресије која усијава ваздух до тачке када он сам експлодира.

Код четворотактног мотора радни циклус се обави за четири хода клипа, или два пуна обртаја радилице мотора. Појединачно, радне фазе четворотактног мотора обављају следеће процесе:

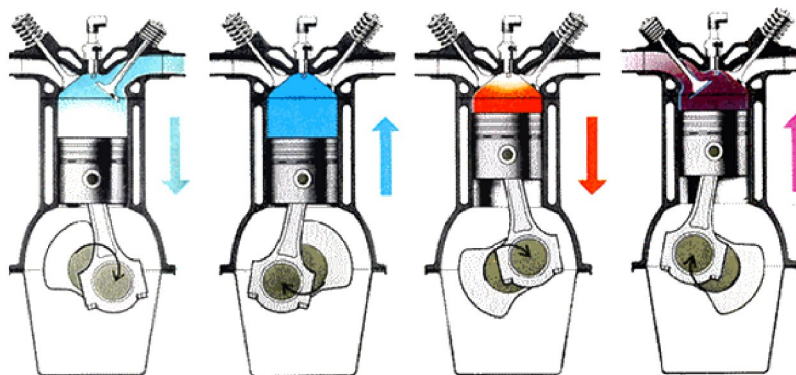
1. Усисавање
2. Компресија
3. Експанзија (ширење)
4. Издување

Рекли смо да је за сагоревање потребни помешати ваздух и гориво. За потпуно сагоревање најповољнији однос горива и ваздуха је сталан ($14.7 : 1$ у корист ваздуха код бензинских мотора). За повећање добијене енергије (тако и снаге мотора) напосто је потребно сагорети више смеше. Због тога мотори веће запремине по правилу развијају већу снагу јер им у цилиндар стане више смеше. Клип који сабија смешу у раду се креће између два положаја - доње и горње мртве тачке при чему прелази пут који називамо ход клипа. Узмемо ли у обзир његов пречник (клипови су по правилу округлог пресека), запремину цилиндра можемо представити као простор који се налази између та два крајња положаја клипа. При томе запремину неког мотора можемо представити као производ запремине једног цилиндра и броја цилиндара. Однос највеће запремине цилиндра (када је клип у доњој мртвој тачки) и простора у који је смеша сабијена доласком клипа у горњу мртву тачку називамо степеном компресије.

Од степена компресије знатно зависи енергија коју добијамо сагоревањем смеше, а његовим повећањем (до извесне границе) расте и снага мотора. Последица сагоревања смеше је повећање запремине гасова унутар цилиндра. Ова експанзија покреће клип према доле, а он посредством клипњаче окреће коленасто вратило (радилицу). Ово праволинијско кретање клипа претвара се у кружно које се потом предаје преносном механизму, а на крају точковима. Да би мотор могао правилно " дисати ", то јест усисавати смешу у цилиндар и избацивати из њега продукте сагоревања, брину се вентили. Постоје две врсте вентила : усисни и издувни , а ритам њиховог отварања и затварања диктира број обртаја мотора који се мења обзиром на то колико је притиснута папучица гаса. Модерни мотори ради боље размене гасова имају више вентила по

Завршни рад

цилиндру. Тако два уисна и два издувна вентила једном (четвороцилиндричном) 16-вентилском мотору омогућавају знатно боље " дисање ", а тиме и остваривање веће снаге у поређењу са класичном (двовентилском) верзијом.



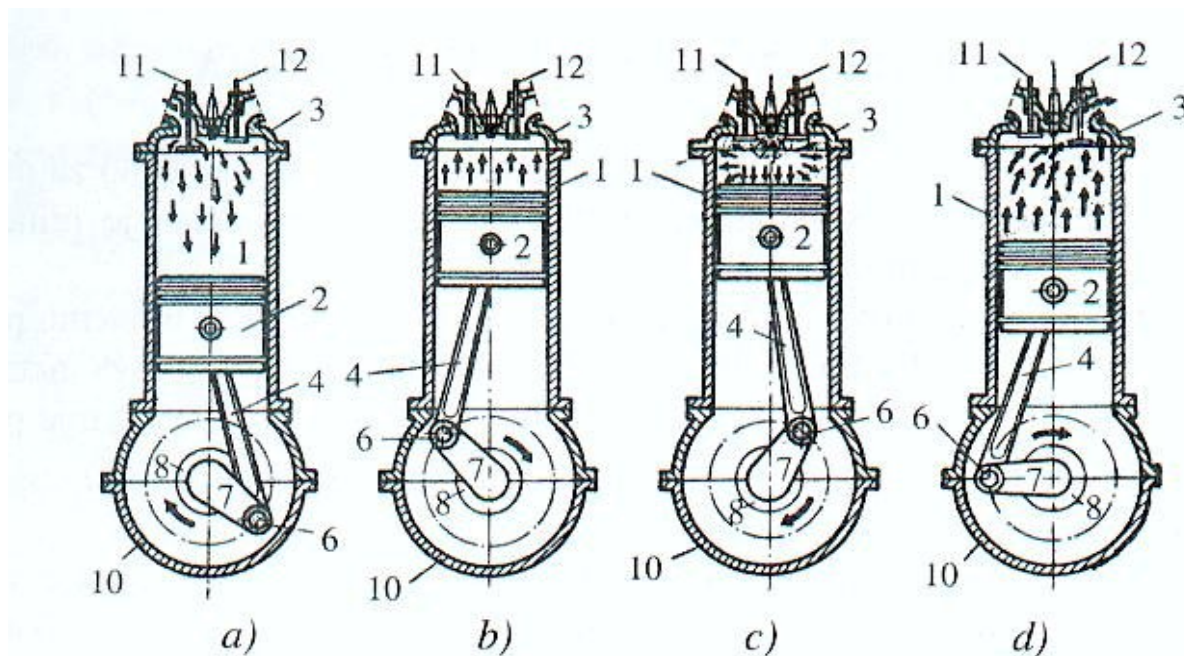
слика 1. Тактови четворотактног мотора

Тактови су поређани с лева на десно :

- 1.такт: **УСИС** (уисни вентил је отворен, издувни затворен)
- 2.такт : **Компресија** (оба вентила су затворена, клип сабија смешу)
- 3.такт : **Експанзија (ширење)** (искра свећице пали смешу, а гасови се шире потискујући клип)
- 4.такт : **Издув** (издувни вентил је отворен, уисни затворен)

Четири термодинамичка циклуса на слици 2. одигравају се сукцесивно следећим редоследом :

- а) **усисавање** - уисни вентил је отворен и клип се спушта што креира парцијални вакум који увлачи гориво и ваздух (код бензинског, а код дизела је мало другачије) у цилиндар
- б) **компресија** - оба вентила су затворена, клип се спушта и на тај начин компресује смешу. Пред сам крај овог дела циклуса смеша се пали
- с) **експанзија** - како су оба вентила и даље затворена, под дејством запаљеног гаса који се шири, клип се поново спушта (у овом делу циклуса се врши користан рад који се искоришћава за добијање енергије)
- д) **издување** - издувни вентил се отвара, клип се подиже и гас избацује из цилиндра



слика 2. Шема рада четворотактног мотора :

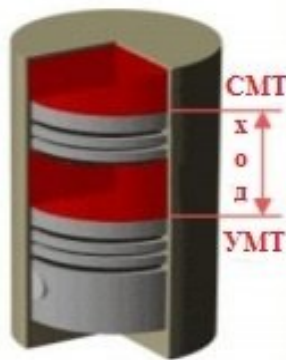
а) усисавање ; б) сабијање (компресија) ; с) сагоревање ; д) издувавање

1- цилиндар ; 2- клип ; 3- цилиндарска глава ; 4- клипњача ; 6- летећи рукавац ;
7- радилица ; 8- главни лежај ; 10- корито картера ; 11- усисни вентил ; 12- издувни вентил

Четворотактни мотори су такозвани клипни мотори. Основни делови су цилиндар и клип незнатно ужи од цилиндра. У вези са њима постоји неколико специфичних термина :

1. запремина на доњој мртвој тачки (унутрашња мртва тачка) дефинише се као запремина између главе цилиндра и чеоног зида клипа када је клип у најдаљем положају од главе цилиндра

2. запремина на горњој мртвој тачки (спољашња мртва тачка) дефинише се као запремина између главе цилиндра и чеоног зида клипа када је клип у најближем положају глави цилиндра



слика 3. Ход клипа од СМТ до УМТ

Раздаљина коју клип пређе између доње и горње мртве тачке назива се ход клипа, разлика ових запремина чини радну запремину клипа док је однос ове две запремине доње/горње познат као степен компресије.

Према томе клип обавља један такт, односно прелази ход клипа - S , описујући у цилиндру пречника - D тзв. радну запремину V_h . Доласком клипа у СМТ у радном простору преостаје тзв. компресиона запремина V_c .

Укупна запремина радног простора је :

$$V_u = V_h + V_c$$

Степен компресије :

$$\varepsilon = V_u / V_c = (V_h + V_c) / V_c$$

Основни правци даљег развоја и усавршавања данашњих клипних мотора су :

- усавршавање образовања смеше и сагоревања у циљу повећања економичности и смањења токсичности мотора;
- повећање специфичне снаге мотора применом турбопуњења;
- омогућење коришћења алтернативних горива;
- повећање снаге мотора путем повећања брзоходности мотора;
- усавршавање конструкције у циљу смањења механичких и топлотних губитака;
- побољшање еколошких карактеристика и
- примена електронске регулације рада мотора.

Клипни мотори са унутрашњем сагоревањем су мотори који се користе на данашњим аутомобилима. Осим на моторним возилима (путничким аутомобилима, камионима,

Завршни рад

мотоциклима), радним машинама (тракторима, комбајнима и др.) и механизацији уопште, користе се и на бродовима, а у мањој мери и за погон локомотива и летелица. Процењује се да се у овим моторима потроши преко 25 % укупне светске потрошње енергије.

Са привредним развојем су тесно повезани захтеви за транспортом људи и робе. Неопходан и значајан део савременог друштва је транспорт, али су његова распрострањеност и интензитет препознати као чиониоци који доприносе одређеним нежељеним ефектима. Животну средину у градовима саобраћајна загушења чине мање пријатном, смањују ниво квалитета живота, али и смањују економичност и ефикасност транспортног система повећањем потроње горива, повећањем времена путовања итд.

Може се рећи за возила да су слични људима и да егзистирају на истим природним ресурсима:

- троше кисеоник, а издишу CO_2 ,
- и једни и други троше угљоводонике као гориво или храну, а емитују загушљиве и отровне гасове (загађују ваздух),
- троше сировине и метале претварајући их у отпатке (загађују земљиште и воде).

Бензински и дизел мотори су више од 125 година, били најбоље решење за инжењере при налажењу најјефтинијих и најпогоднијих начина коришћења извора енергије из природе. У циљу добијања рада, још увек не постоји уређај за трансформацију енергије, који има већи степен искоришћена од мотора СУС. Основни процес је сагоревање, током кога се хемијска енергија из горива претвара у топлоту и даље у механички рад у моторима СУС. Око 42% од укупне енергије која се ослобађа процесом сагоревања, користи се за покретање возила, док су преосталих 58% губици. Према томе, што је мотор ефикаснији, то су и мање количине штетних издувних гасова. У циљу смањења емисије гасова, развој и употреба нових технологија, је довела до таквих напредних решења који су штетну емисију гасова смањили за више од 95%.

Веома комплексан хемијски поступак је сагоревање, окарактерисан наглим променама температуре, притиска и концентрације реактивних супстанци. У комори за сагоревање процес хемијске конверзије је све, само не једноставна хемијска реакција. Из тог разлога још увек није дефинисана задовољавајућа теорија сагоревања која би описала наведени процес у сваком детаљу.

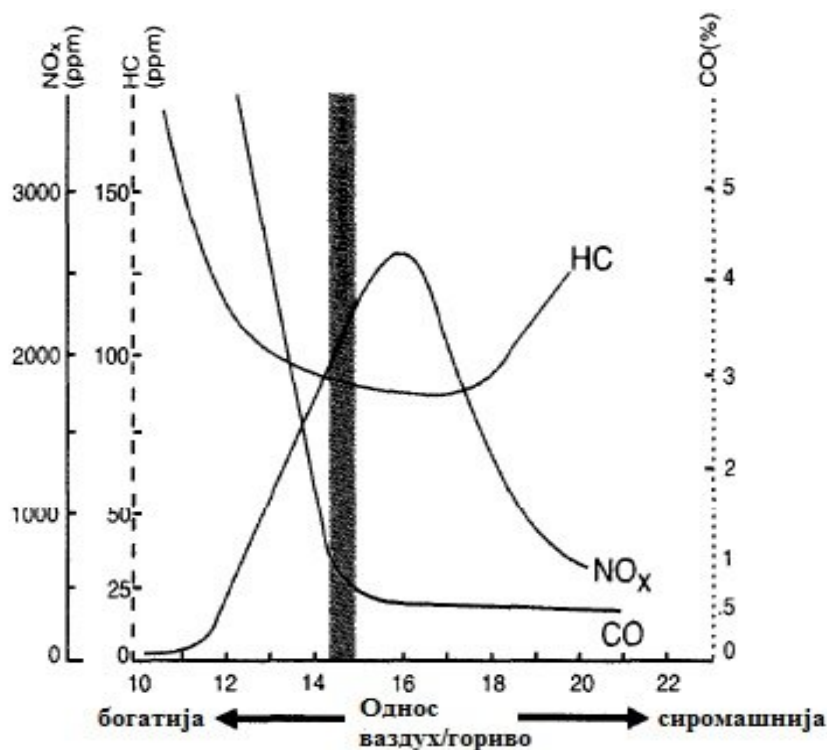
У највећем делу емисија штетних гасова се састоји од следећих елемената:

- несагорелих угљоводоника,
- оксида азота,
- угљен-моноксида,

Завршни рад

- честица,
- угљен-диоксида,
- водене паре,
- оксида сумпора,
- озона,
- оксида олова и других додатака горивима у циљу побољшања физичко хемијских карактеристика (ОВ, СВ, нискотемпературна и подмазујућа својстава дизел горива).

Однос количине ваздуха и горива игра важну улогу у ефикасности процеса сагоревања а тиме и на емисију гасова, потрошњу горива као и на перформансе мотора. Уколико је смеша богатија (има више горива него ваздуха за потпуно сагоревање), доћи ће до повећане потрошње горива и емисије гасова (нарочито CO и HC). У случају сиромашне смеше (има више ваздуха него горива за потпуно сагоревање), то ће се одразити на мању снагу мотора и погоршану возивост возила.



слика 4. Зависност емисије штетних гасова од односа ваздух/гориво

Завршни рад

Када мотор ради са приближно стехиометријском смешом (идеална је са аспекта односа горива и ваздуха потребних за потпуно сагоревање, а то не значи да је идеална за минималну токсичност или максималну снагу) количине HC и CO су релативно ниске. Међутим, тада је продукција азотних оксида веома висока. Такви односи говоре о комплексности проблема једновременог смањења емисије свих штетних компоненти у исто време. Принцип функционисања трокомпонентног катализатора захтева прецизну регулацију састава смеше око стехиометријског.

Потребне мере за смањење емисије штетних гасова су:

1) Смањење загађења околине моторним возилима које је могуће на различите начине:

- Унапређења мотора и возила;
- Развој и примена возила на алтернативни погон (гориве ћелије, електрични погон, итд.) – поготово примењиво за градске услове;
- Побољшање квалитета горива;
- Контрола евапоративних губитака у производњи, дистрибуцији и коришћењу горива;
- Елиминација или барем редукција старијих, високо загађујућих возила;
- Фискалне мере за обесхарбривање непотребне употребе моторних возила и
- Побољшање система јавног превоза.

2) Реформулисано (побољшано) гориво за моторна возила:

- Низак притисак пара по Реиду због смањења евапоративних губитака;
- Ниски садржај нижих олефина да би се у евапоративним губицима смањило садржај фотохемијски активног дела;
- Ниски садржај бензена;
- Ниски садржај олова;
- Ниски садржај аромата, да би се смањила емисија бензена и других токсичних гасова;
- Низак садржај сумпора да би се спречила деактивација катализатора и
- Низак садржај тежих фракција ради смањења емисије HC.

У табели 1. наведени су утицаји појединих констукцијских решења и радних стања мотора, пораст или пад концентрације појединог издувног гаса

	ИЗДУВНИ ГАС			
	CO ₂	CO	HC	NO _x
Већи компресијски однос				↑
Свећица постављена централно у глави мотора	↑		↓	
Више вентилска глава мотора	↑		↓	
Дуже преклапање вентила		↓	↑	

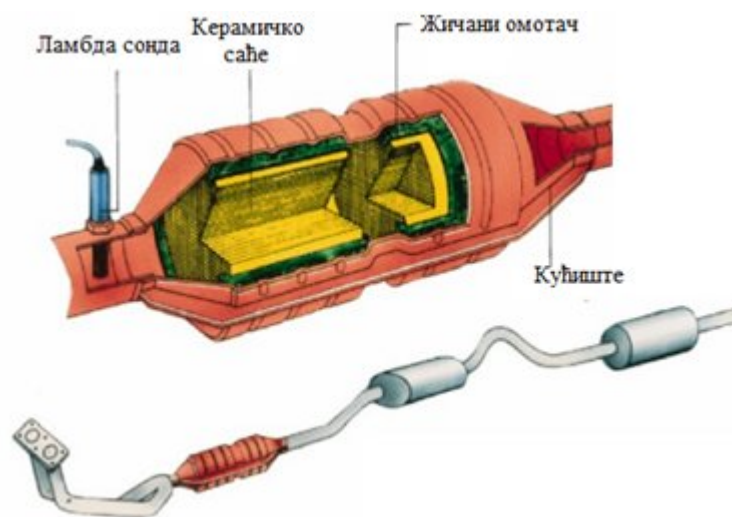
Запремина усисне гране већа од запремине мотора	↑		↓	↓
Већи број обртаја		↓		
Већа брзина вожње возила и веће оптерећење мотора	↑	↓		↑
Добро распршивање горива у усисној грани	↑	↓	↓	
Раније претпаљење		↑	↑	↑

Табела 1.

Када се исцрпе поједине конструкцијске могућности на мотору, мотор се може опремити и додатним уређајима у циљу смањења емисије штетних гасова:

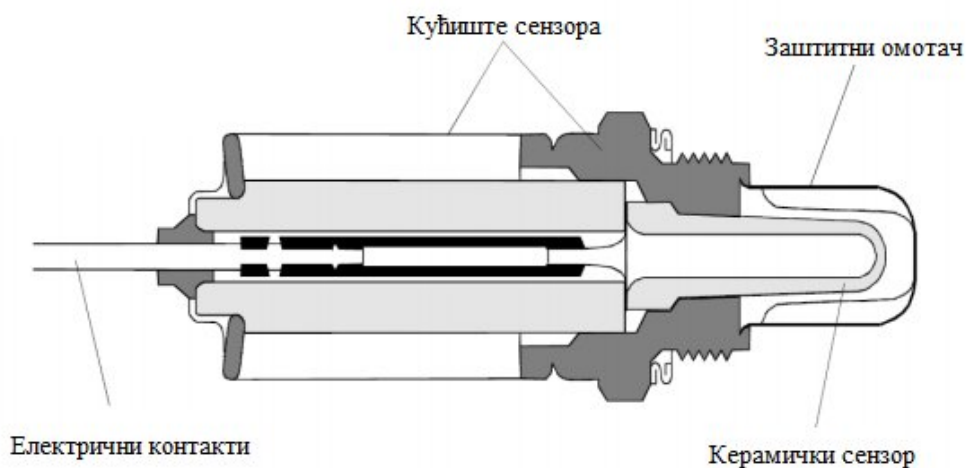
- третирање издувних гасова помоћу катализатора,
- опремање мотора са λ затвореним регулацијским кругом,
- опремање мотора бољим системима паљења смеше,
- опремање мотора бољим системима за напајање горивом,
- поврт издувних гасова у усисну грану (ЕГР),
- сакупљање пара горива и њихов поврат у усисну грану.

Катализатори су увек постављени у првом издувном лонцу и што ближе мотору како би што пре достигли радну температуру. У њима се одвија хемијско претварање штетних гасова (CO , HC , NO_x) у релативно безопасне, CO_2 , H_2O и N_2 . Употреба катализатора је најефективнија метода уклањања штетних гасова, а њихова ефективност износи око 90 %.



слика 5. Изглед, пресек и положај катализатора

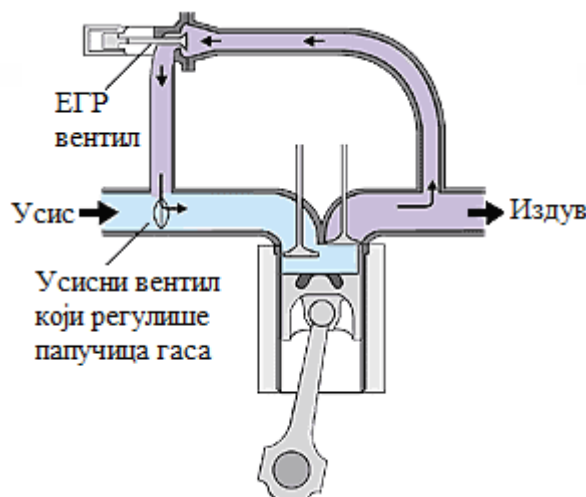
Ламбда сонда је неизоставни елемент издувних система моторних возила погоњених Ото мотором. Ламбда сонда је сензор количине кисеоника у издувним гасовима те учествује као регулаторни елемент при припреми гориве смеше. Наиме, како би катализатори деловали са максималним учинком потребан је стехиометријски однос горива и ваздуха у смеши ($\lambda=1$). Функција ламбда сонде је управо да детектује одступања ламбда фактора у издувним гасовима од идеалне вредности, те на тај начин омогућава рачунару (ЕКУ) да у зависности од тога регулише количину убризганог горива и обратно.



слика 6. Ламбда сонда

ЕКУ представља управљачко контролну јединицу, микропроцесорски систем који управља припремом смеше горива, њеним паљењем, надгледа састав издувних гасова и обавља друге бројне функције.

ЕГР вентил је веома важан сензор, јер он смањује емисију NOx гасова, тиме се постиже да температура сагоревања не прелази оптималних 1800 °C (то је температура на којој настаје NOx). Такође помаже да се задржи оптимална температура, тако што се део издувних гасова враћа у цилиндар.



слика 7. ЕГР систем (рециркулација издувних гасова)

2. Идеални циклуси у моторима СУС, параметри за оцену и поређење

Идеални циклус мотора СУС је термодинамичка основа мотора.Топлота чији се један део претвара у рад, у кружном термодинамичком циклусу, најчешће се добија сагоревањем горива у моторима.Ако се процес сагоревања одвија унутар мотора и продукти сагоревања користе као радно тело за вршење рада онда су то мотори са унутрашњим сагоревањем - мотори СУС.

Идеални циклуси мотора СУС јесу кружни, затворени, повратни термодинамички циклуси који су дефинисани увођењем следећих претпоставки :

- радна материја је идеалан гас који се у току циклуса не мења ни по хемијском саставу ни по количини,
- специфичне топлоте радне материје су константне,
- у циклусу не постоје никакви губици осим оних који су по другом закону термодинамике повезани са предајом дела топлоте хладнијем телу (топлотном понору) и
- стварни процес сагоревања је замењен процесом довођења топлоте радној материји који се одвија приликом одређених промена стања.

Увођењем ових претпоставки постоје и последице и то :

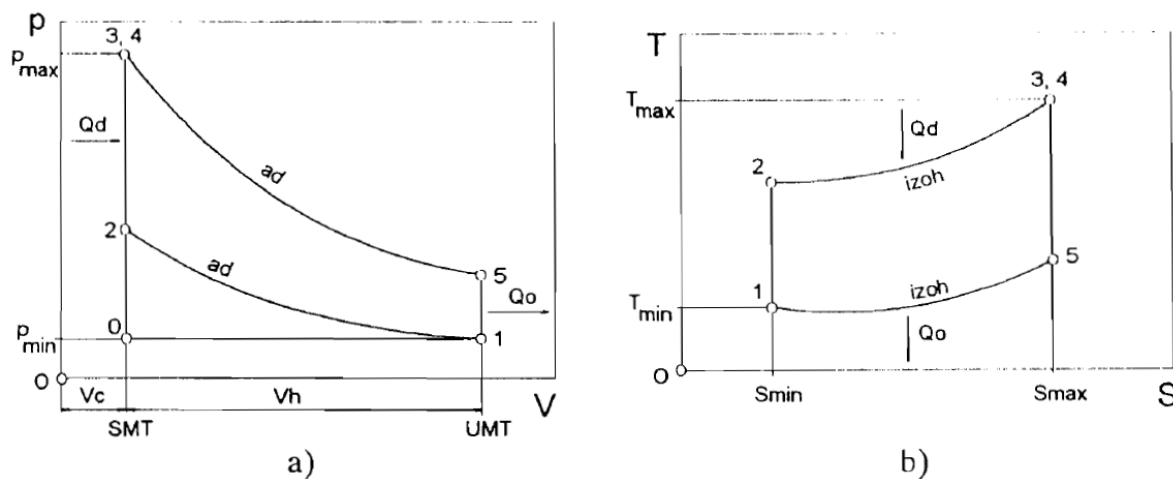
- процеси сабијања и ширења у идеалном циклусу су изентропски (без размене топлоте са околином) и
- степен искоришћења и рад идеалног циклуса су максимални у поређењу са осталим циклусима.

Завршни рад

Значај идеалних циклуса се огледа у томе што постоји могућност дефинисања упоредних или еквивалентних циклуса стварним циклусима мотора сус. Да би неки идеални циклус био упоредни одређеној врсти мотора (ото, дизел), треба да испуни следеће услове:

- да садржи исте фазе циклуса и исти редослед њиховог одвијања,
- да се циклус одвија у истим границама запремине,
- да се довођење топлоте радној материји врши при променама стања које највише одговарају карактеру стварног сагоревања код мотора и при томе доведе еквивалентна количина топлоте по јединици масе радне материје и
- исти притисак и температура у изабраној референтној тачки.

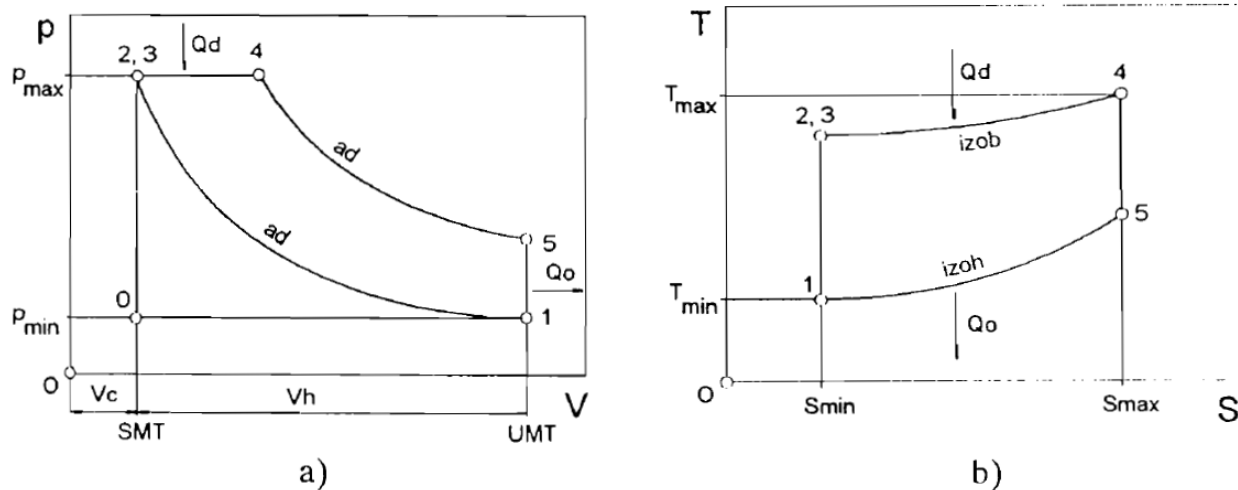
Дефинисана су три упоредна циклуса полазећи од наведених услова који су у литератури познати као ото, дизел и комбиновани циклус и одговарају редом ото, класичном дизел и савременом дизел мотору. У начину довођења топлоте радној материји је основна разлика између ових циклуса. Довођење топлоте се код упоредног ото циклуса врши при $V = const$, код дизел циклуса при $p = const$. и код комбинованог циклуса при $V = const$. и $p = const$. Код свих циклуса се одвођење топлоте врши при $V = const$. Уобичајена је у циљу анализе карактера тока појединих фаза циклуса и њиховог међусобног поређења, њихова графичка интерпретација у $p - V$ и $T - s$ координатним системима.



слика 8. Графички приказ упоредног ото циклуса:

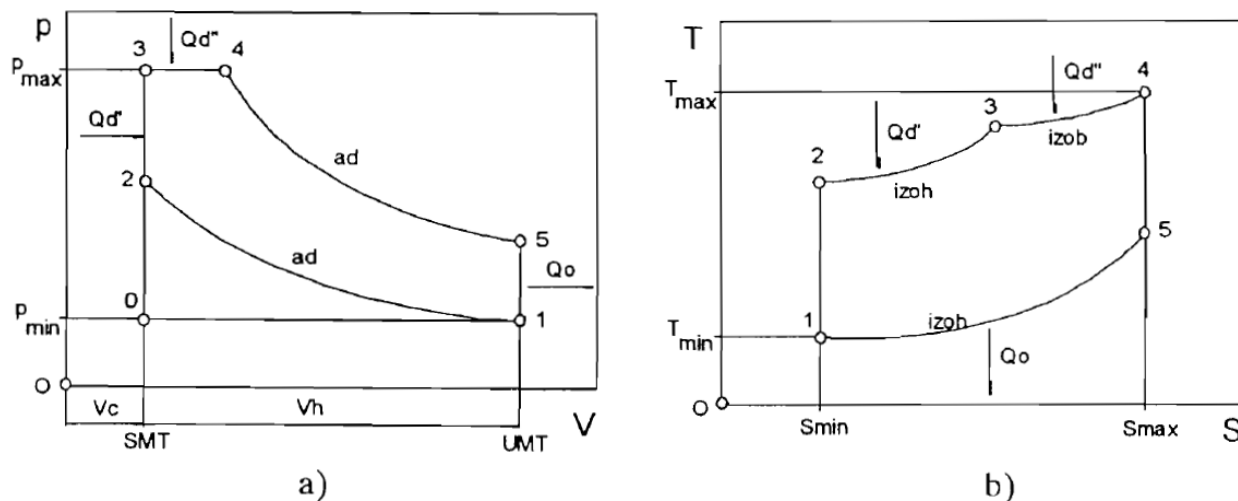
а) $p-V$ и б) $T-S$ координатном систему

Завршни рад



слика 9. Графички приказ упоредног дизел циклуса:

a) p - V и b) T - S координатном систему



слика 10. Графички приказ комбинованог циклуса:

a) p - V и b) T - S координатном систему

По критеријуму економичности и ефикасности за оцену упоредних циклуса мотора сус користе се: степен искоришћења и специфичан рад или средњи притисак циклуса.

Према дефиницији степен искоришћења циклуса представља однос између добијеног рада L_t и доведене количине топлоте Q_d :

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_d}$$

За оцену ефективности упоредних циклуса најчешће се користи специфични рад или средњи притисак циклуса. Специфични рад циклуса представља рад добијен из једначине радне запремине и може се изразити на следећи начин :

$$W_t = \frac{L_t}{V_H}$$

где је V_H - радна запремина цилиндра мотора , m^3

На основу претходно наведених параметара за оцену циклуса (η_t , W_t) могуће је и извршити поређење различитих циклуса клипних мотора сус у циљу одређивања оптималних критеријума економичности (η_t) и ефективности (W_t). Неопходно је утврдити одређене критеријуме поређења који омогућавају поређење циклуса при истим условима због већег броја утицајних параметара. Најчешћи параметри преко којих се дефинишу ти критеријуми су: степен сабијања ε , максимални притисак циклуса p_{max} , доведена количина топлоте Q_d која карактерише оптерећење мотора и одведена количина топлоте Q_o која карактерише губитке у току измене радне материје у стварном циклусу.

Обично се у литератури срећу три случаја поређења циклуса:

- 1) $(p_{max}, Q_o) = const., (\varepsilon, Q_d) \neq const.$;
- 2) $(p_{max}, Q_d) = const., (\varepsilon, Q_o) \neq const.$ и
- 3) $(\varepsilon, Q_d) = const., (p_{max}, Q_o) \neq const.$

1. Случај поређења. Из услова $p_{max} = const$ следи :

$$x_p = \frac{p_{max}}{p_{min}} = \alpha \cdot \varepsilon^K = const.$$

а из услова $Q_o = const.$ и једначине $Q_o = C_v (T_5 - T_1)$ (C_v - специфична топлота радне материје при константној запремини, T_5 и T_1 - одговарајуће температуре у тачкама 5 и 1) :

$$Q_{oc} = \frac{Q_o}{C_v \cdot T_1} = \alpha \cdot \rho^K - 1 = const.$$

За овај случај поређења последње две једначине омогућавају да се одреди степен компресије:

$$\varepsilon = \rho \left(\frac{x_p}{Q_{oc} + 1} \right)^{\frac{1}{K}}$$

За ото циклус важи услов $\rho = 1$, па је:

$$\varepsilon = \left(\frac{x_p}{Q_{oc} + 1} \right)^{\frac{1}{K}}$$

Завршни рад

А код дизел циклуса $\alpha = 1$, одакле следи: $\varepsilon = (x_p)^{\frac{1}{k}}$ и $\rho = (Q_{oc} + 1)^{\frac{1}{k}}$

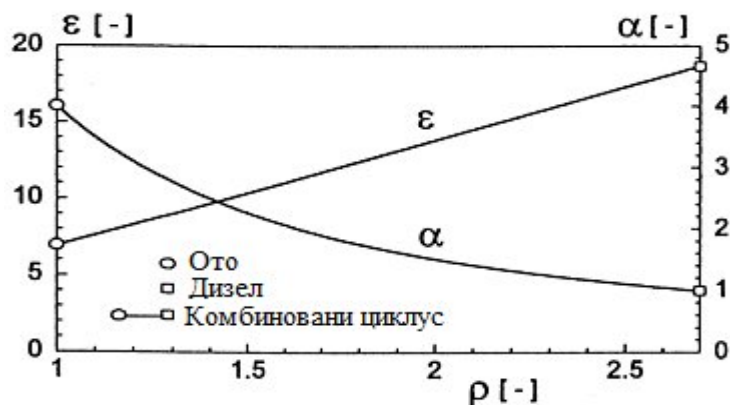
Уколико се на овај начин одређене величине $\square$, α и ρ замене у једначинама :

$$\eta_{tk} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{(\alpha \rho^{k-1})}{[(\alpha-1) + k\alpha(\rho-1)]},$$

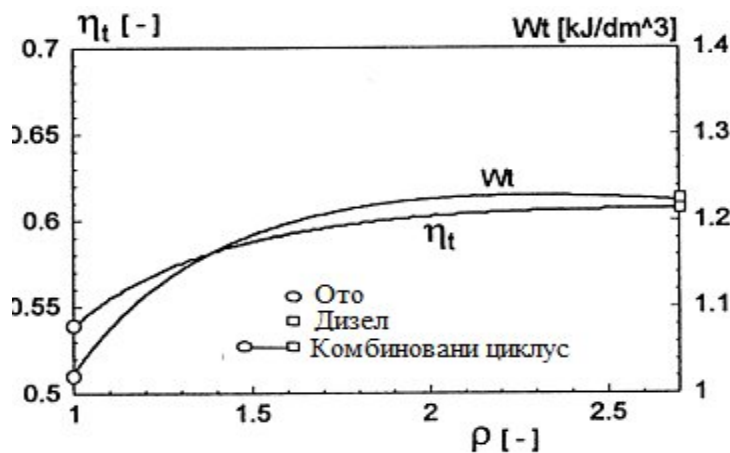
$$W_{tk} = K \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \frac{p_1}{k-1} \{ [\alpha - 1 + k\alpha(\rho-1)] \varepsilon^{k-1} - (\alpha \rho^k - 1) \}$$

добитће се вредности степена искоришћења и специфичног рада за одговарајући упоредни циклус, приликом чега се величине x_p , Q_{oc} , p_1 и k задају као параметри.

Следећи дијаграми (слика 11, слика 12) управо показују промене величина: α , η_t и w_t у функцији коефицијента претходног ширења ρ чија се вредност мења од $\rho = 1$ (ото циклус) до $\rho = (Q_{oc} + 1)^{1/k}$ дизел циклус, док вредности, између ових граничних, одговарају комбинованим циклусима са различитим односом доведене количине топлоте при $V=\text{const.}$ и $p=\text{const.}$



слика 11. Промена основних параметара циклуса у првом случају поређења



слика 12. Промена степена искоришћења и специфичног рада циклуса у првом случају поређења

Завршни рад

Са ових дијаграма се види да највећи степен искоришћења и специфични рад има дизел, затим комбиновани па ото циклус. Редослед је исти и у погледу величине степена сабијања $\square$.

2. Случај поређења. Из услова за овај случај поређења следи:

$$x_p = \frac{p_{max}}{p_{min}} = \alpha \cdot \varepsilon^K = const.$$

$$Q_{dc} = \frac{Q_d}{c_v T_1} = \varepsilon^{K-1} [\alpha - 1 + K\alpha(\rho - 1)] = const.$$

Из последње две једнакости одређује се степен сабијања ε :

$$\varepsilon^K + Q_{dc}\varepsilon - x_p[1 + K(\rho - 1)] = 0$$

Код упоредног ото циклуса је: $\rho=1$, па је:

$$\varepsilon^K + Q_{dc}\varepsilon - x_p = 0$$

док је код дизел циклуса: $\alpha=1$ и отуда:

$$\varepsilon = x_p^{1/K}$$

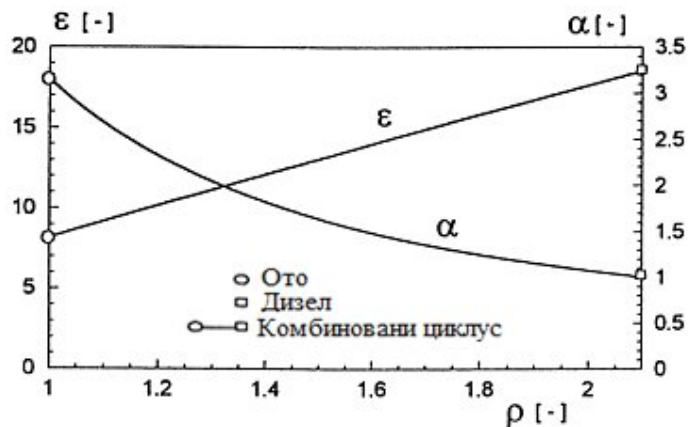
$$\rho = \frac{Q_{dc} x_p^{\frac{1-K}{K}}}{K} + 1$$

Заменом овако добијених величина ε , α и ρ за поједине циклусе у једначине:

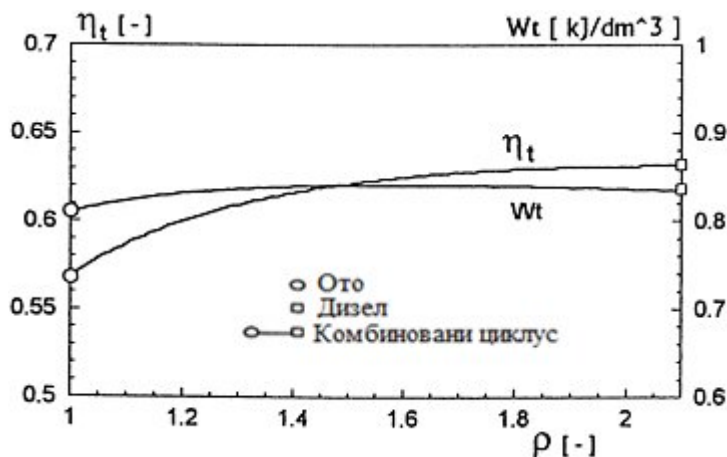
$$\eta_{tk} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{(\alpha \rho^{k-1})}{[(\alpha - 1) + k\alpha(\rho - 1)]},$$

$$W_{tk} = K \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_1}{k - 1} \{ [\alpha - 1 + k\alpha(\rho - 1)] \varepsilon^{k-1} - (\alpha \rho^k - 1) \}$$

добијају се вредности степена искоришћења и специфичног рада одговарајућег упоредног циклуса.



слика 13. Промена основних параметара циклуса у другом случају поређења



слика 14. Промена степена искоришћења и специфичног рада циклуса у другом степену поређења

Зависности величина $\varepsilon, \alpha, \eta_t$ и w_t и њихови графички прикази од коефицијента претходног ширења ρ , за овај случај поређења, су приказани на сликама 13. и 14.

Сходно томе се вредност коефицијента претходног ширења мења у границама од 1 (ото циклус) до вредности која одговара дизел циклусу, а величине Q_{1c} , p_1 , x_p и k имају константне вредности. И овде највеће вредности степена искоришћења и специфичног рада има дизел, а најмање ото циклус, као и у претходном случају поређења. А вредности ових величина за комбиновани циклус, зависно од односа доведене количине топлоте при $V = const$ и $p = const$ налазе негде између.

3. Случај поређења. За овај случај поређења добијају се следеће зависности:

$$\alpha = \frac{\frac{Q_{dc}}{\varepsilon^{K-1}} + 1}{1 + K(\rho - 1)}$$

$$\rho = \frac{\frac{Q_{dc}}{\varepsilon^{K-1}} + \alpha(K - 1) + 1}{K\alpha}$$

Код упоредног ото циклуса је:

$$\rho = 1,$$

$$\alpha = \frac{Q_{dc}}{\varepsilon^{K-1}} + 1,$$

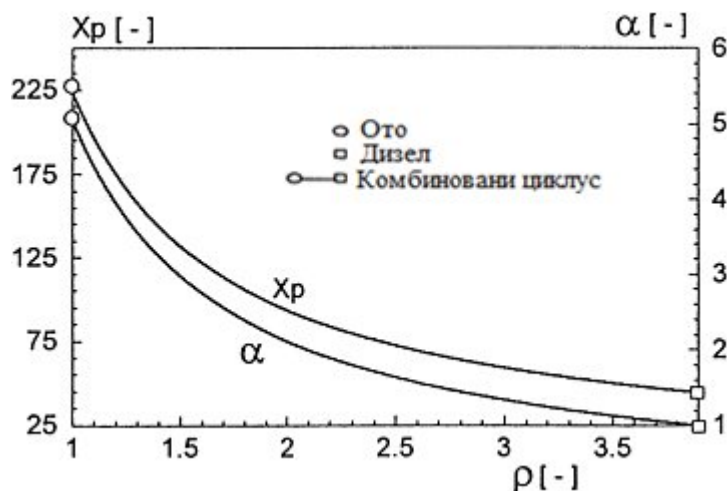
док је код дизел циклуса:

$$\alpha = 1,$$

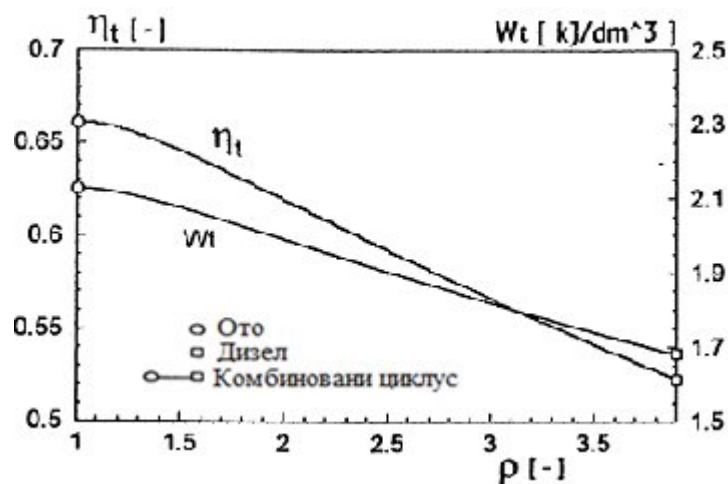
$$\rho = \frac{Q_{dc}}{K\varepsilon^{K-1}} + 1.$$

Завршни рад

Графичке зависности величина α , x_p , η_t и w_t од коефицијента претходног ширења ρ , за овај случај приказане су дијаграмски на слици 15. и слици 16.



слика 15. Промена основних параметара циклуса у трећем случају поређења



слика 16. Промена степена искоришћења и специфичног рада циклуса у трећем случају поређења

За разлику од претходних случајева, овде највећи степен искоришћења и специфични рад циклуса има ото, а најмањи дизел циклус, што је у сагласности са добро познатом чињеницом да при истом степену сабијања циклус са довођењем топлоте при $V = const.$ (ото) има највећу економичност и ефективност.

3. Стварни циклуси

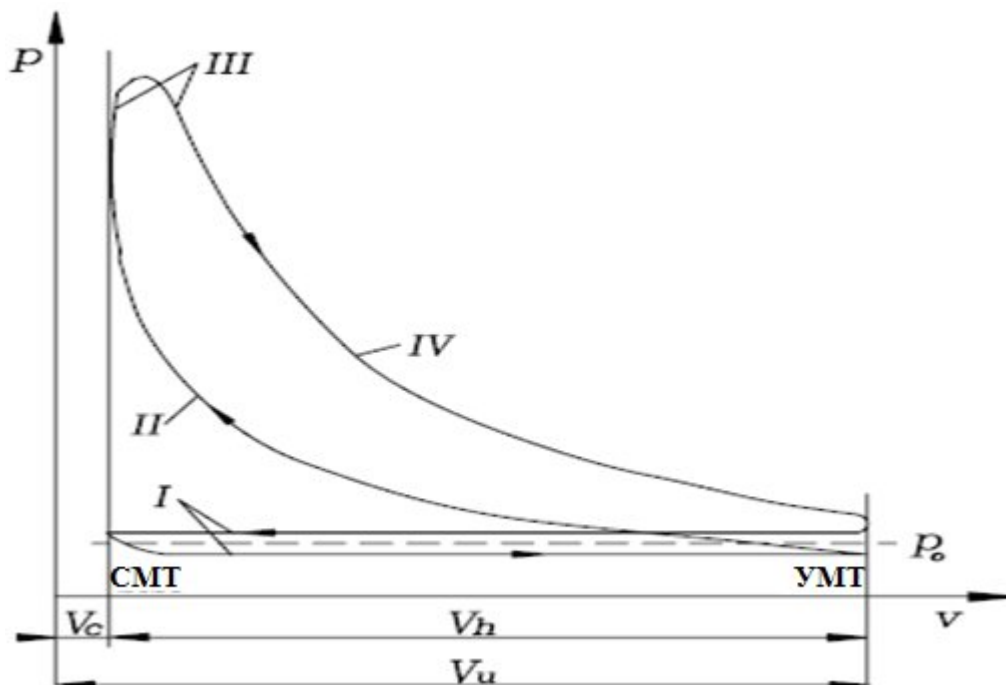
Стварни радни циклус доста одступа од идеалног (теоријског). Код стварног радног циклуса нису јасно одвојене поједине фазе и физичко хемијски процеси један од другог.

Основна одступања стварних циклуса од теоријских настају услед :

- довођење топлоте је континуалан процес сагоревања праћен губицима и несавршеностима
- струјни губици током пуњења и пражњења мотора постоје и не могу се занемарити
- топлотни губици на околину путем расхладне течности су знатни, посебно током сагоревања, и
- постоје и други енергетски губици (незаптивеност, зрачење , непотпуно сагоревање, дерегулација)

Стварни радни ciklus je kontinualni kompleksni proces u kome se prepliću različiti fizičko hemijski procesi koji čine radni ciklus, a ovaj razvija mehanički rad.

Могу се уочити четири главна процеса који се надовезују :



слика 17. Стварни радни циклус четворотактног мотора

(дијаграм p-V)

Завршни рад

- I - процес измене радне материје,
- II - процес сабијања,
- III - процес сагоревања и
- IV - процес ширења.

Ова четири процеса треба разликовати од тактова мотора. Они увек постоје било да се ради о дво или четворотактном мотору.

Процес измене радне материје обухвата пражњење радног простора од стране сагорелих гасова из претходног циклуса и пуњење радног простора свежом радном материјом. Од квалитета овог процеса зависи количина новог пуњења која улази у процес и од које зависи развијена количина топлоте и снага мотора.

Процес сабијања свежег пуњења обезбеђује повољне услове за обављање ефикасног сагоревања на вишим притисцима и температурама. Имајући у виду неизбежне топлотне губитке, процес сабијања у мотору је политропског карактера при чему је експонент политропе мањи од одговарајућег експонента изентропског сабијања јер се у укупном билансу топлота махом предаје са гаса на околне зидове.

Процес сагоревања омогућује ослобађање топлоте и повишење енергетског потенцијала радног флуида као предуслова за добијање механичког рада. Начин и ток сагоревања у многоме зависи од квалитета образовања смеше. Од квалитета сагоревања зависе енергетске, економске и еколошке карактеристике мотора.

Процес ширења омогућује добијање рада на рачун потенцијалне енергије сагорелог гаса. Овај процес је политропског карактера јер је размена топлоте са околином током овог процеса знатна.

На одступање стварног циклуса од теоријског утиче низ фактора:

- радни флуид није идеалан гас, већ смеша горива, ваздуха и продуката сагоревања
- у току одвијања процеса врши се пренос топлоте са радног флуида на околину и обрнуто, што значи сабијање и ширење није изотропски процес
- време сагоревања је коначно и продужава се у такту ширења са додатним ослобађањем дела топлоте
- услед непотпуног сагоревања и појаве дисоцијације долази до мањег искоришћења топлоте

Завршни рад

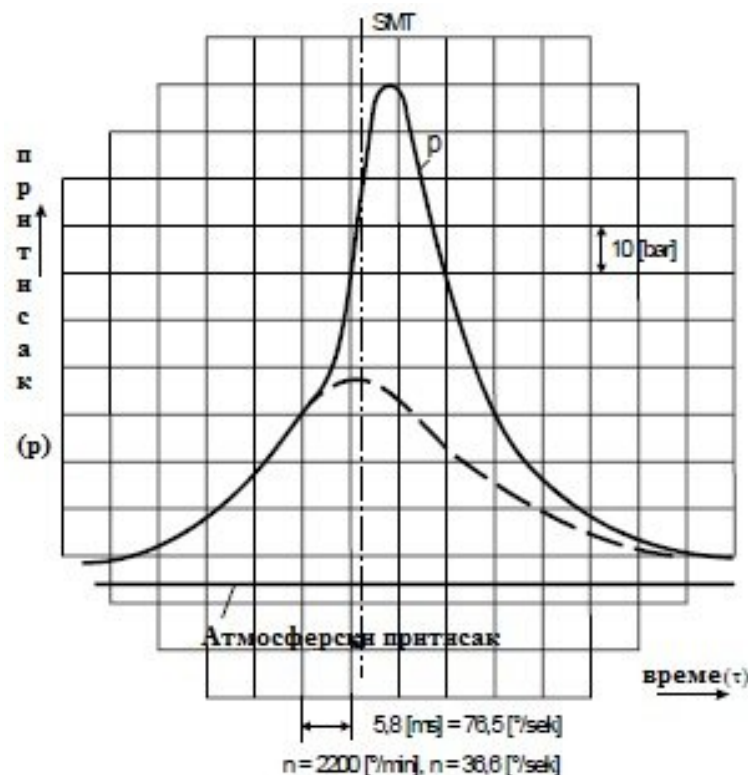
- услед пропуштања гаса у корито мотора, струјних отпора, присуства заосталих гасова у цилиндру мотора и др. долази до губитака што утиче на смањење корисног рада који даје мотор

- при измени радне материје настају енергетски губици услед струјних отпора, преноса топлоте, присуства гасова у цилиндру, итд.

Параметри који карактеришу одвијање појединих процеса у циклусу као и циклуса у целини могу се добити експерименталним путем, снимањем индикаторског дијаграма.

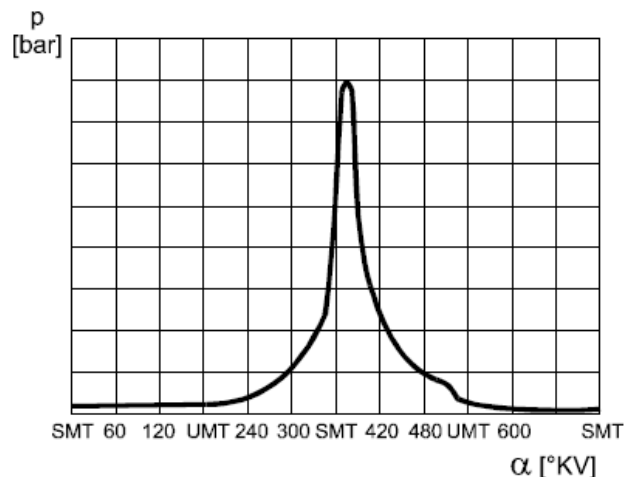
Индицирање мотора даје графички приказ промене притиска у цилиндру у зависности од:

- промене запремине (дијаграм $p-V$)
- угла коленастог вратила (дијаграм $p-\alpha$)
- времена (дијаграм $p-\tau$)



слика 18. Индикаторски дијаграм четворотактног мотора

(дијаграм $p-\tau$)

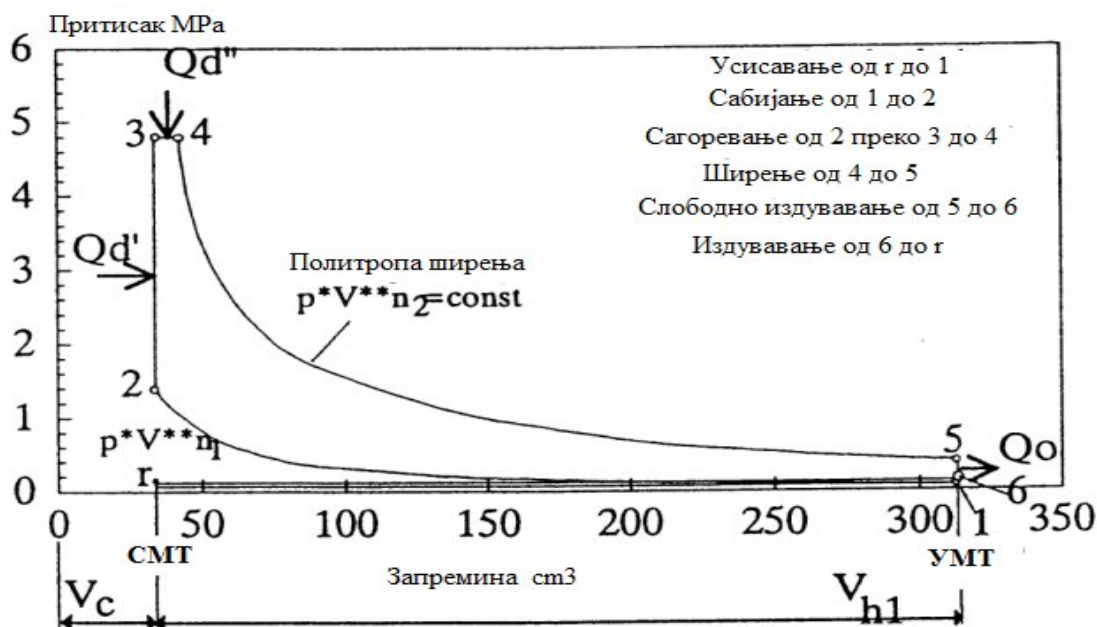


слика 19. Индикаторски дијаграм четворотактног мотора

(дијаграм $p - \alpha$)

4. Приближни метод прорачуна по методу Гриневецки-Мзгин

Почетком двадесетог века (1907. године) у Русији Гриневецки даје метод прорачуна радног циклуса мотора, који даље развијају и усавршавају његови ученици и следбеници – Мазигн, Брилинг, Лебедев и други. Овај метод, упркос свим недостацима се и данас користи, поготово у случајевима када се захтева груби контролни прорачун, као и за потребе едукације стручног кадра моторске струке.



слика 20. Прорачунски циклус за моторе СУС

Завршни рад

Усисавање:

При кретању клипа од СМТ ка УМТ због пада притиска у цилиндру испод притиска околине, кроз отворени усисни вентил улази свеже пуњење. Што је мања разлика притисака, између притиска околине и притиска у цилиндру, у тренутку када клип долази у УМТ, то је већа количина свежег пуњења која уђе у цилиндар у току усисавања.

Према сл.20, усисавање се одвија од тачке г до тачке 1 при константом притиску у цилиндру, $p_1 = \text{const}$.

Притисак p_1 на крају хода усисавања, под претпоставком да се усисавање завршава у УМТ, рачуна:

$$p_1 = \frac{1}{\kappa \cdot (\varepsilon - 1) + 1} \cdot \left[p_r + p_o \cdot \kappa \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \frac{T_o + \Delta T}{T_o} \right] \dots \text{МПа}$$

где су:

ε - степен компресије

κ - однос специфичних топлота за свеже пуњење, који за бензинске моторе износи $\kappa = 1.4$

p_r - притисак заосталих продуката сагоревања [МПа]

p_o - притисак околине ($p_o = 0.1 \text{ МПа}$)

η_v - степен пуњења (представља основну карактеристику процеса измене радне материје, то је однос количине радне материје која стварно уђе у цилиндар мотора у току усисавања M_s , према теоријски могућој количини M_t која би ушла у цилиндар када би у цилиндру владали услови непосредно испред усисних органа

T_o - температура околине (293 К)

ΔT - пораст температуре свежег пуњења услед додира са загрејаним зидовима цилиндра

Температура на крају хода усисавања се одређује преко израза:

$$T_1 = \frac{T_o}{(1 + \gamma_r) \eta_v} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_1}{p_o}, \text{ где је:}$$

γ_r - коефицијент количине заосталих продуката сагоревања, добија се на следећи начин:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_s} = \frac{p_r}{p_o} \frac{1}{\eta_v} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{T_o}{T_r} \text{ где су:}$$

p_r, T_r - апсолутни притисак [МПа] и температура [К]

Завршни рад

Код турбо мотора пуњење се убацује у цилиндрије путем компресора тј. притиском непосредно испред уисних органа односно после компресора. Главни разлог увођења напуњења, код мотора СУС, јесте повећање количине свежег пуњења у цилиндру.

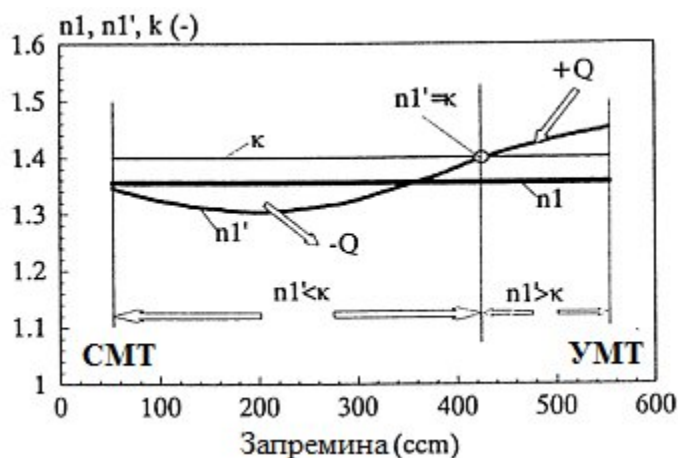
Притисак на крају хода усисавања код турбо мотора се рачуна на сличан начин, само што уместо притиска околине p_o имамо притисак компресора p_k и уместо температуре околине имамо температуру T_k , па имамо :

$$p_1 = \frac{1}{\kappa \cdot (\varepsilon - 1) + 1} \cdot \left[p_r + p_k \cdot \kappa \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \frac{T_k + \Delta T}{T_k} \right] \dots \text{МПа}$$

Како би смо дошли до притиска p_1 код турбо мотора, морамо пре тога израчунати још неке величине које се јављају због параметара надпуњења, што је дато у следећој тези рада, где се врши прорачун турбо мотора за возило марке Renault.

Сабијање:

Процесом сабијања свежег пуњења остварује се већа разлика температура, при којој се реализује радни циклус. Теоријски посматрано процес сабијања започиње у УМТ - тачка 1 на сл. 20. при кретању клипа ка СМТ, (а стварно у моменту затварања усисног вентила), а завршава се у СМТ - тачка 2 на сл.20. (односно у тренутку упаљења смеше). У почетку сабијања температура пуњења је нижа од температуре зидова цилиндра, па је тада топлотни флуks усмерен од зидова ка радном телу. Тада је тренутна вредност експонента политропе већа од експонента адијабате радног тела, што се види на сл.21. У даљем току сабијања се повишава температура радног тела и она постаје виша од средње температуре зидова цилиндра па тада топлотни флуks мења смер и иде од радног тела ка зидовима цилиндра (тада је тренутна вредност експонента политропе мања од експонента адијабате радног тела). Из тога долазимо до закључка да је процес сабијања у реалном мотору политропски и то са променљивом вредношћу експонента политропе.



слика 21. Промена експонента политропе сабијања

Завршни рад

Притисак и температура на крају процеса сабијања одређују се према:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{n_1} \text{ [МПа]}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{n_1-1} \text{ [К]}$$

где је:

n_1 - експонент политропе сабијања (средња вредност експонента политропе сабијања)

Код мотора са надпуњењем притисак пуњења на крају процеса сабијања је већи него код мотора са нормалним усисавањем.

Сагоревање:

Сагоревање у моторима СУС представља сложен физичко хемијски процес. Он почиње нешто пре СМТ и одвија се за време док се клип налази у непосредној близини СМТ. Код ото мотора претходно формирана, хомогена смеша пали се варницом свећице у тачно дефинисаном тренутку, а реакција сагоревања се шири у виду фронта пламена од места упаљења.

У овом прорачуну коришћен је прорачунски циклус са комбинованим довођењем топлоте сл.20. Ту се део топлоте Q'_d доводи по изохори, од тачке 2 до тачке 3, а други део Q''_d по изобари од 3 до 4. За процес сагоревања су потребни ваздух и гориво, па је у табели дат приказ елемената састава бензина и њихове топлотне моћи.

Параметар	Бензин
Садржај угљеника $C \left(\frac{kg}{kg} \text{ gor.} \right)$	0.855
Садржај водоника $H \left(\frac{kg}{kg} \text{ gor.} \right)$	0.145
Садржај кисеоника $O \left(\frac{kg}{kg} \text{ gor.} \right)$	-
Доња топлотна моћ $H_d(kJ/kg)$	43900-44100
Молекулска маса $\mu_g(kg/kmol)$	110-120

Табела 2: Елементарни састави бензина

Температура на крају сагоревања – топлота која се ослобађа приликом сагоревања горива се троши на повећање унутрашње енергије, вршење механичког рада и делом се предаје околини.

Теоријски потребна количина ваздуха за потпуно сагоревање 1 кг горива се одређује:

$$L_0 = \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \left[\frac{kmol}{kg.gor.} \right]$$

Завршни рад

Количина ваздуха (λ), која учествује у процесу сагоревања, може бити мања или већа од теоријски потребне за потпуно сагоревања. Коефицијент количине ваздуха, представља однос количине вазуа која стварно учествује у процесу сагоревања L , према теоријски потребној количини за потпуно сагоревање горива L_0 :

$$\lambda = \frac{L}{L_0}$$

Ото мотори раде са богатом смешом на пуном гасу и номиналном режиму ($\lambda=0,85 - 1.0$), а на средњим оптерећењима, где је примарна потрошња горива, са нешто сиормашнијом смешом (око 1,15). Састав смеше за $\lambda = 1$ називамо стехиометријском.

Број киломола свежег пуњења које улази у цилиндар означава се са M_s , пошто се код бензинских мотора смеша пара горива и ваздуха припрема ван цилиндра, количина свежег пуњења које улази у цилиндар укључује и гориво, па имамо:

$$M_s = \lambda L_0 + \frac{1}{\mu_g} \left[\frac{\text{kmol}}{\text{kg.gor}} \right]$$

Састав продуката сагоревања обележава се са M_{prs} , представља број молова продуката саогревања по 1 kg горива. Пошто састав продуката сагоревања зависи од коефицијента количине ваздуха имамо:

за $\lambda > 1$ се предпоставља да постоје само продукти потпуног сагоревања горива, тада се при сагоревању угљеника ствара угљен диоксид, а при сагоревању водоника - водена пара, и имамо још азот из ваздуха и слободни кисеоник, па следи:

$$M_{prs} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}$$

за $\lambda < 1$, у случају богате смеше због недостатка кисеоника и непотпуног сагоревања угљеника и водоника, у продуктима сагоревања поред CO_2 , H_2O , и N_2 има и CO и H_2 , па следи:

$$M_{prs} = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{H_2}$$

Теоријски коефицијент промене броја молова у току сагоревања се дефинише на следећи начин:

$$\delta_o = \frac{M_{prs}}{M_s}$$

У цилиндру реалног мотора пре почетка сагоревања се налази и извесна количина заосталих продуката сагоревања M_r од претходног циклуса, која не учествује у процесу сагоревања па стварни коефицијент промене броја молова услед сагоревања износи:

$$\delta_s = \frac{M_{prs} + M_r}{M_s + M_r} = \frac{\delta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

Завршни рад

Количина топлоте, која се издвоји при сагоревању, се карактерише топлотном моћи, тј. топлотом која се добије сагоревањем јединице масе (течно) или запремине (гасно) горива. Горња топлотна моћ, H_g садржи и топлоту кондензације водене паре.

У реалним моторима температура издувних гасова је знатно виша од температуре кондензације водене паре. Због тога се користи доња топлотна моћ H_d , која је мања од горње топлотне моћи за вредност топлоте кондензације водене паре.

При сагоревању сиромашне смеше ($\lambda \geq 1$) топлотна моћ смеше је:

$$H_{sm} = \frac{H_d}{M_s} \left[\frac{kJ}{kmol} \right]$$

У случају сагоревања богате смеше ($\lambda < 1$) постоји хемијска непотпуност сагоревања и издвојена топлота ће бити мања од H_d за величину ΔH_d (кЈ/кг).

$$\Delta H_d = 114000 (1 - \lambda) L_0 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Топлотна моћ смеше у том случају износи:

$$H_{sm} = \frac{H_d - \Delta H_d}{M_s} \left[\frac{kJ}{kmol} \right]$$

Одређивање температуре на крају процеса сагоревања своди се на решавање квадратне једначине по T_4 на основу следеће једначине сагоревања:

$$\frac{\xi(H_d - \Delta H_d)}{M_s(1 + \gamma_r)} + C'_v(T_2 - 273) + 8,315(\alpha \cdot T_2 - 273 \cdot \delta_s) = C_p''\delta_s(T_4 - 273)$$

Температура продуката сагоревања на крају процеса сагоревања код ото мотора се креће у границама од 2300-2750 К.

Притисак на крају процеса сагоревања се одређује на бази усвојене вредности степена пораста притиска у току сагоревања α и притиска на крају процеса сабијања:

$$p_3 = p_4 = \alpha \cdot p_2 \left[\text{МПа} \right]$$

Степен претходног ширења:

Однос запремине на крају изобарског довођења топлоте и најмање (компресионе) запремине цилиндра назива се степеном претходног ширења и обележава се са ρ . Претходно ширење се зове због тога што се тада повећање запремине цилиндра врши једновременно са довођењем топлоте, пре отпочињања правог процеса ширења. Да би одредили степен претходног ширења морамо написати једначине стања за почетак и крај процеса сагоревања:

Завршни рад

$$p_4 V_4 = 8,315 (M_{prs} + M_r) T_4$$

$p_2 V_2 = 8,315 (M_s + M_r) T_2$, кад се прва једначина подели са другом добићемо на крају да је:

$$\rho = \frac{\delta_s T_4}{\alpha T_2}$$

Уколико се повећава вредност степена пораста притиска α смањује се степен претходног ширења и тада се већа количина топлоте доводи по изохори, и обрнуто. Код прорачунских циклуса са адијабатским ширењем свако повећање степена претходног ширења, односно смањење степена пораста притиска у току сагоревања, доводи до погоршања степена корисности.

Отимална вредност степена претходног ширења код прорачунског циклуса са највећим степеном искоришћења се дефинише на следећи начин:

$$\rho_{opt} = 1 + (1,1 + 0,13 \cdot \varepsilon)(0,615 + 0,31 \cdot \kappa)(n_2 - \kappa)$$

где је:

ε - степен компресије мотора

κ - експонент адијабате радне материје у току довођења топлоте

n_2 - експонент политропе ширења

Оптимална вредност степена пораста притиска у току сагоревања која гарантује оптимални прорачунски циклус се добија преко следећег израза:

$$\alpha_{opt} = \frac{1 + \frac{\xi(H_d - \Delta H_d)}{M_s(1 + \gamma_r)T_1 \cdot C_v \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \cdot \delta_s}}{\kappa \cdot \rho_{opt} - (\kappa - 1)}$$

где је :

ξ - коефицијент искоришћења топлоте у току сагоревања

C_v - [kJ/kmol K] средња изохорска молска специфична топлота продуката сагоревања за интервал температура (273 до $(T_4 + T_2)/2$). Како је у том моменту непозната температура T_4 , она се усваја, за ото моторе (од 2500 K до 1900 K)

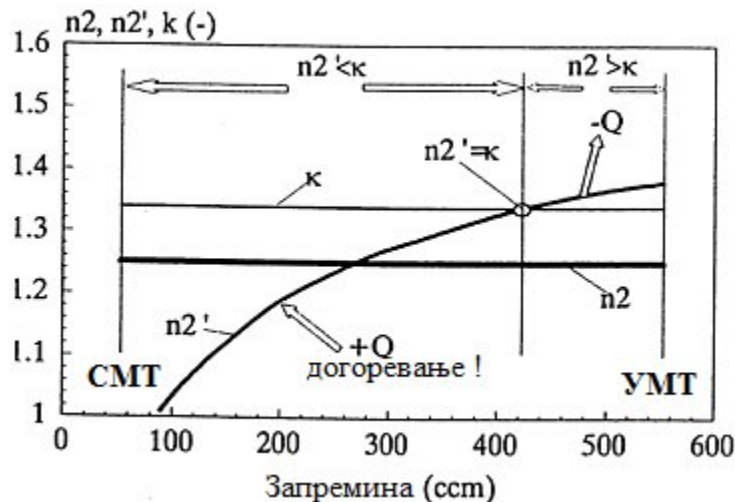
Експонент адијабате κ се рачуна као однос специфичних топлота :

$$\kappa = (8,315 + C_v) / C_v$$

Завршни рад

Ширење:

Једини радни такт код мотора јесте ширење. У току ширења се врши користан рад на рачун унутрашње енергије радног тела, која је у току процеса сагоревања подигнута на одговарајући ниво. Радно тело на почетку ширења има високу температуру код ото мотора. Део топлоте од радног тела се предаје зидовима цилиндра. Површина преко које се врши размена топлоте у СМТ је минимална, међутим у току ширења се та површина повећава због померања клипа. У околини СМТ радно тело преда највећи део топлоте зидовима цилиндра, јер је тад највећа разлика температура радног тела и зидова. Ширењем и предајом топлоте радног тела зидовима цилиндара дешава се и процес догоревања горива. Зато је експонент политропе ширења у почетку процеса веома мали и расте у току даљег ширења. Услед утицаја догоревања на почетку ширења експонент политропе је мањи од експонента адијабате радног тела. На крају ширења експонент политропе је виши од експонента адијабате, као што се види на сл. 22.



слика 22. Промена експонента политропе ширења

Као и код процеса сабијања, стварни процес ширења одвија се по политропи са променљивом експонентом. Средња вредност експонента политропе ширења је мања од средње вредности експонента адијабате, зато што се догоревањем, у току ширења, радном телу доводи већа количина топлоте него што се одводи кроз зидове цилиндара.

$$n_2 = 1.22 + \frac{130}{n} \text{ - експонент политропе ширења}$$

n - [o/min] број обртаја мотора

Притисак и температура на крају процеса ширења се одређују на следећи начин:

$$p_5 = p_4 \left(\frac{p}{\varepsilon} \right)^{n_2} \text{ [MPa]}$$

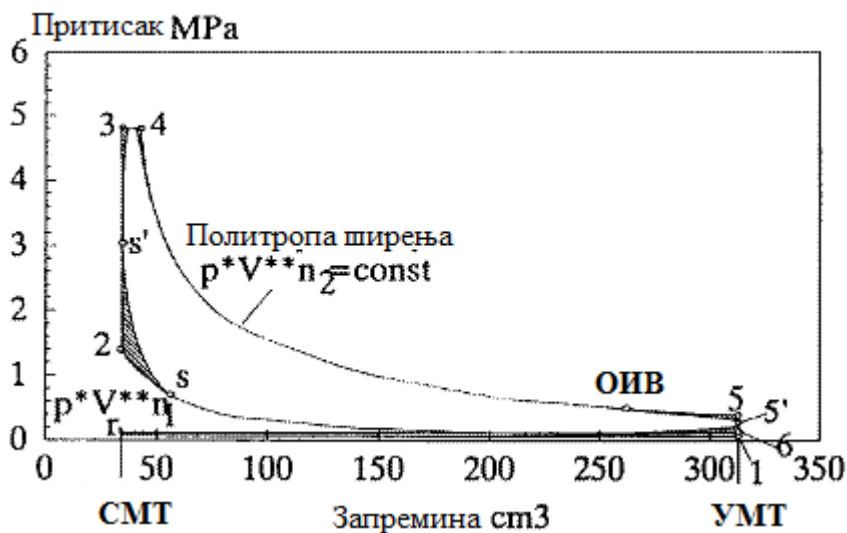
Завршни рад

$$T_5 = T_4 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} [K]$$

Издување у реалном мотору почиње пре краја ширења. Тада је притисак у цилиндру 0,4 до 0,6 а издувном систему око 0,105 - 0,12. Зато издувни гасови излазе из цилиндра, кроз проточни пресек издувног вентила, надкритичном брзином и то је период слободног истицања. Као резултат имамо брзо смањење количине продуката сагоревања у цилиндру и пад притиска. За време другог периода, тј. при кретању клипа од УМТ ка СМТ издување се остварује под дејством клипа, то је период истискивања сагоревања из цилиндра. У прорачунском циклусу први период слободног истицања се замењује изохорским одвођењем топлоте Q_o од тачке 5 до тачке 6. Док се за процес истискивања усваја да се он одвија, од тачке 6 до тачке г (слика 20.) при константом притиску у цилиндру $p_r = (0,105 - 0,128) [MPa]$.

Процес измене радне материје представља одстрањивање, из цилиндра, продуката сагоревања од претходног циклуса и увођење, на њихово место, свежег пуњења.

Показатељи који карактеришу рад мотора:



слика 23. Теоријски и прорачунски циклус мотора СУС

Површина, ограничена контуром 1-2-3-4-5-6-г-1 прорачунског циклуса, у одговарајућој размери представља теоријски индикаторски рад гасова у једном цилиндру за један циклус. При томе површина P_t горње петље дијаграма (високопритисни део циклуса), ограничена контуром 1-2-3-4-5-6-1, представља позитиван рад гасова у току циклуса L_i' , а површина доње петље, ограничене контуром 1-6-г-1 представља рад ΔL_i , који се троши на промену пуњења (на рачун рада гасова у другим цилиндрима или на

Завршни рад

рачун кинетичке енергије покретних маса). Рад за промену пуњења ΔL_i , код мотора са надпуњењем, може бити и позитиван (механичко надпуњење и турбо за случај нижег притиска издувавања од притиска пуњења цилиндра-турбине константног притиска са малим падом притиска у самој турбини).

Површина горње петље стварног-заобљеног индикаторског дијаграма P_r , ограничена контуром 1-s-s'-s''-5'-1, је у просеку за око 5% мања од површине горње петље теоријског прорачунског дијаграма. То се објашњава разликом стварног тока притиска гасова у цилиндру (као последица реалних физичких догађања) у односу на прорачунски услед ранијег упаљења смеше варницом, ранијег почетка издувавања и разлика реалног довођења топлоте од теоријског. Смањење површине прорачунског циклуса услед наведених узрока узима се у обзир преко коефицијента заобљавања дијаграма:

$$\phi = \frac{P_r}{P_t}$$

За аутомобилске моторе коефицијент заобљавања индикаторског дијаграма се креће у границама од 0.92 до 0.97.

Тако стварни индикаторски рад гасова у једном цилиндру за један циклус износи:

$$L_i = L_{i'} - \Delta L_i$$

Где је ΔL_i део индикаторског рада, који се троши на процес измене радне материје (издувавање и усисавање).

Средњи индикаторски притисак- специфични индикаторски рад:

Ради релативног поређења ефикасности циклуса у разним цилиндрима истог мотора (или разних мотора), користи се појам специфичног индикаторског рада, који се добија свођењем индикаторског рада једног циклуса на јединицу радне запремине цилиндра:

$$W_i = \frac{L_i}{V_{h1}}, \dots \left[\frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \right]$$

где су: L_i - стварни индикаторски рад у једном цилиндру за један циклус (кЈ) и V_{h1} - радна запремина једног цилиндра (dm^3).

Специфични индикаторски рад прорачунског циклуса $W_{i'}$ који карактерише само позитиван индикаторски рад прорачунског циклуса, можемо одредити по формули:

$$W_{i'} = \frac{L_{i'}}{V_{h1}}, \dots \left[\frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \right]$$

где су: $L_{i'}$ - позитиван индикаторски рад прорачунског циклуса без губитака на промену пуњења и на заобљавање дијаграма и V_{h1} - радна запремина једног цилиндра (dm^3).

Завршни рад

Израз за специфични индикаторски рад прорачунског циклуса:

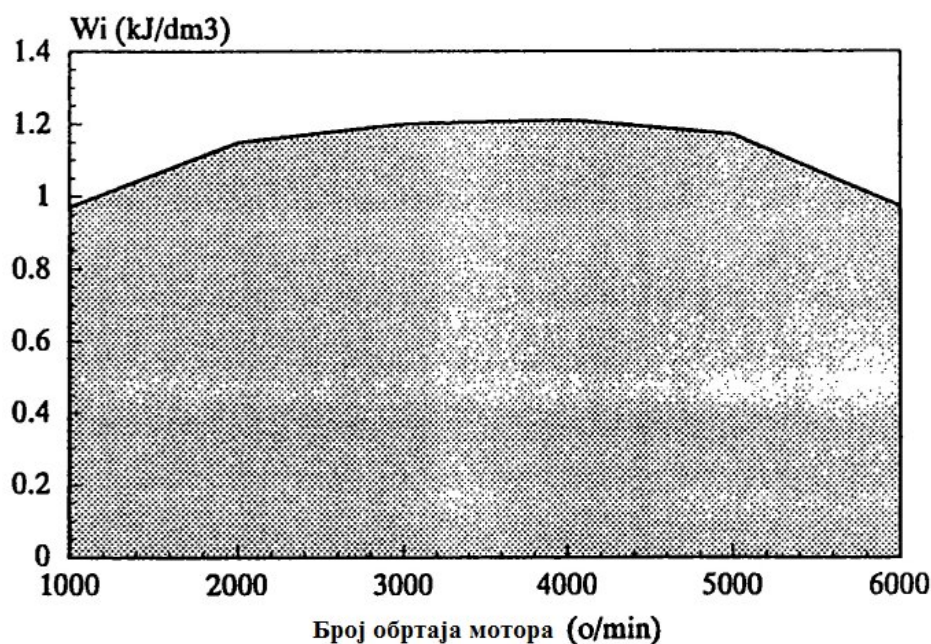
$$w'_i = \frac{p_2}{\varepsilon - 1} \left\{ \alpha(\rho - 1) + \frac{\alpha \cdot \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\}$$

Средњи индикаторски рад заобљеног-стварног циклуса W_i је мањи од прорачунског циклуса услед заокруживања стварног индикаторског дијаграма и пумпних губитака за измену радне материје:

$$W_i = \varphi \cdot W'_i - \Delta W_i$$

Пумпни губици код четворотактних мотора (понекад се убрајају у механичке губитке, збиг немогућности издвајања при мерењу спољним погоном) се одређују из једначине:

$$\Delta W_i = p_r - p_1$$



слика 24. Зависност специфичног индикаторског рада стварног циклуса од броја обртаја мотора

При смањењу оптерећења мотора специфични индикаторски рад се смањује. При раду мотора без оптерећења (празан ход) сав индикаторски рад се троши на савлађивање трења и погон помоћних уређаја. Када мотор ради на пуном оптерећењу специфични индикаторски рад битно зависи од броја обртаја коленастог вратила мотора (слика 53.). Максимална вредност за специфични индикаторски рад се налази на оном броју обртаја где је максималан и степен пуњења мотора. Промена специфичног индикаторског рада са бројем обртаја је условљена карактером промене степена пуњења, који зависи од конструкције усисно-издувног система мотора и шеме развода, и карактером промене

Завршни рад

топлотних губитака кроз зидове коморе за сагоревање, који опадају са порастом броја обртаја. Дакле, степен пуњења цилиндара мотора свежеом радном материјом опредељује све битне карактеристике мотора: снагу, момент, потрошњу итд.

Економичност циклуса-степен искоришћења хемијске енергије садржане у гориву при трансформацији те енергије у рад у реалном циклусу мотора се оцењује индикаторским степеном искоришћења η_i . Он представља однос дела количине топлоте који се у току реализације циклуса, са 1 kg горива, претвори у индикаторски рад L_i и топлотне моћи горива H_d :

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_d}$$

Замењујући израз, $L_i = W_i \cdot V_{h1}$ (формула за одређивање индикаторског рада гасова у једном цилиндру за један циклус) за рад циклуса и користећи једначину стања свежег пуњења у цилиндру мотора добијамо следећу формулу за индикаторски степен искоришћења:

$$\eta_i = 8,315 \frac{w_i \cdot M_s \cdot T_o}{p_o \cdot \eta_v \cdot H_d}$$

Специфична индикаторска потрошња горива представља потрошњу горива мотора у току једног сата, сведену на један киловат индикаторске снаге. Она се добија из следећег изрази:

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{H_d \cdot \eta_i}$$

Ефективни показатељи:

Специфични ефективни рад. То је онај део специфичног индикаторског рада, који ствара рад једнак ефективном раду на излазном вратилу мотора.

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

Механички губици мотора се оцењују механичким степеном корисности η_m , који представља однос снаге, која се узима са коленастог вратила за погон радне машине (ефективна снага мотора) и индикаторске снаге. Одређује степен смањења индикаторске снаге при њеном преношењу из цилиндра до излазног вратила - замајца.

$$\eta_m = \frac{w_e}{w_i}$$

Завршни рад

Специфична ефективна потрошња горива такође служи за оцену мотора као целине, може се израчунати користећи следећу формулу:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}$$

Мање вредности се односе на квалитетнија конструктивна и технолошка решења а такође, и на моторе који се у експлоатацији боље одржавају. Пораст потрошње мотора је индикатор његовог експлоатационог старења и хабања па самим тим и сигнал за потребним интервенцијама на његовим системима и деловима.

Ефективни степен корисности мотора представља однос количине топлоте, која се претвара у користан ефективни рад на излазном вратилу при сагоревању 1 kg горива L_e , у његовом цилиндру према топлотној моћи горива H_d .

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

Радна запремина једног цилиндра износи:

$$V_{h1} = \frac{V_{hu}}{i}$$

Компресиона запремина једног цилиндра износи:

$$V_c = \frac{V_{h1}}{\varepsilon - 1}$$

Запремина у тачки 4 дијаграма (слика 20. крај изобарског довођења топлоте):

$$V_4 = \rho \cdot V_3 = \rho \cdot V_c$$

Детаљнији приказ топлотног прорачуна по методи Гринвецки - Мазинг мотора СУС изложен је у следећем делу рада.

5. Извршити топлотни прорачун турбо ото мотора Renault TCe90 по приближној методи Гринвецки-Мзгин

Топлотни прорачун турбо мотора Renault TCe90

1.0. Подаци о мотору :

- 1.1. Тип мотора: Четворотактни ото мотор са турбопуњењем
- 1.2. Намена мотора: Погон теретног возила Renault TCe 90
- 1.3. Максимална снага мотора: $P_e = 66 \text{ kW}$
- 1.4. Одговарајући број обртаја: $n_p = 5250 \text{ o/min}$
- 1.5. Степен компресије: $\varepsilon = 9,5$
- 1.6. Пречник клипа: $D = 72,2 \text{ mm}$
- 1.7. Ход клипа: $S = 73,1 \text{ mm}$
- 1.8. Број и распоред цилиндра: $i = 3 : L$
- 1.9. Укупна радна запремина мотора:

$$V_{hu} = \frac{D^2 \pi}{4} S \cdot i = \frac{(72,2 \cdot 10^{-3})^2 \pi}{4} 73,1 \cdot 10^{-3} \cdot 3 = 0,8961 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

2.0. Подаци о гориву

- 2.1. Тип горива: Бензин IOB 95
- 2.2. Елементарни састав: $C = 0,855 \text{ kg/kggor.}$, $H = 0,145 \text{ kg/kggor.}$
- 2.3. Доња топлотна моћ горива: $H_d = 43900 \text{ kJ/kggor.}$
- 2.4. Молекулска маса горива: $\mu_g = 114 \text{ kg/kmol}$

3.0. Стање околине

- 3.1. Притисак околине: $p_o = 0,1 \text{ MPa}$
- 3.2. Температура околине: $T_o = 293 \text{ K}$

Завршни рад

3.T.O Параметри надпуњења :

3.T.1 Коефицијент продувавања цилиндара : $\varphi_P = 1$

3.T.2 Коефицијент количине ваздуха : $\lambda = 0,9$

3.T.3 Степен пуњења цилиндара мотора : $\eta_V = 0,9$

3.T.4 Експонент политропе сабијања у компресору : $m = 2$

3.T.5 Специфична ефективна потрошња горива : $g_e = 300 \frac{\text{g}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$

3.T.6 Степен загревања пуњења у цилиндру : $\theta_{ком} = 1,2$

3.T.7 Пад температуре у хладњаку свежег пуњења : $\Delta T_{hl} = 80 \text{ K}$

3.T.8 Пад притиска у хладњаку свежег пуњења : $\Delta P_{hl} = 0,004 \text{ МПа}$

3.T.9 Потребан притисак пуњења у усисном воду испред вентила :

$R_v = 287 \text{ [J/kg K]}$ - гасна константа за ваздух

l_o - теоријски потребна количина ваздуха за потпуно сагоревање 1 кг горива (у овом случају за бензин) $l_o = 14,9 \text{ kg/kg}$

$$p_k = \left(\frac{\varphi_P \cdot \lambda \cdot l_o \cdot g_e}{30 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{R_v \cdot (T_o - \frac{\Delta T_{hl}}{\theta_{ком}})}{V_{hu} \cdot \eta_V \cdot n} \cdot \frac{P_e}{P_o^{\frac{m-1}{m}}} \right)^m \cdot 10^{-6} =$$
$$= \left(\frac{1 \cdot 0,9 \cdot 14,9 \cdot 350}{30 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{287 \cdot (293 - \frac{80}{1,2})}{0,8961 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 \cdot 5250} \cdot \frac{66}{(0,1 \cdot 10^{-6})^{\frac{2-1}{2}}} \right)^2 \cdot 10^{-6}$$

$$p_k = \left(\frac{4693,5}{30\,000} \cdot \frac{64\,957,66}{4,234} \cdot \frac{66}{316,22} \right)^2 \cdot 10^{-6}$$

$$p_k = (0,156 \cdot 15\,341,91 \cdot 0,208)^2 \cdot 10^{-6}$$

$$p_k = 0,247 \text{ МПа}$$

3.T.10 Притисак свежег пуњења иза компресора :

$$p_{k2} = p_k - \Delta P_{hl} = 0,247 - 0,004 = 0,243 \text{ МПа}$$

3.T.11 Притисак издувних гасова испред турбине :

Завршни рад

$$p_T = 0,77 \cdot p_{k2} = 0,77 \cdot 0,243 = 0,187 \text{ MPa}$$

3.T.12 Температура свежег пуњења иза компресора :

$$T_{K2} = T_O \cdot \left(\frac{p_{k2}}{p_o} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 293 \cdot \left(\frac{0,243}{0,1} \right)^{\frac{2-1}{2}} = 456,74 \text{ K}$$

3.T.13 Температура свежег пуњења испред уисног вентила :

$$T_K = T_{K2} - \Delta T_{hl} = 456,74 - 80 = 376,74 \text{ K}$$

4.0. Параметри који карактеришу пуњење цилиндра мотора :

4.1. Пораст температуре свежег пуњења услед додира са загрејаним зидовима делова мотора: $\Delta T = 8 \text{ K}$

4.2. Температура свежег пуњења у тренутку уласка у цилиндар мотора:

$$T_s = T_K + \Delta T = 376,74 + 8 = 384,74 \text{ K}$$

4.3. Температура заосталих продуката сагоревања: $T_r = 945 \text{ K}$

4.4. Притисак заосталих продуката сагоревања:

$$p_r = 1,09 \cdot p_T = 1,09 \cdot 0,187 = 0,203 \text{ MPa}$$

4.5. Коефицијент количине заосталих продуката сагоревања:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_s} = \frac{p_r}{p_k} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_r} = \frac{0,203}{0,247} \cdot \frac{1}{0,9} \cdot \frac{1}{9,5 - 1} \cdot \frac{376,74}{945} =$$
$$= 0,821 \cdot 1,111 \cdot 0,117 \cdot 0,398 = 0,042$$

4.6. Притисак на крају хода усисавања:

$\kappa = 1,4$ - експонент адијабате за ваздух

$$p_1 = \frac{1}{\kappa \cdot (\varepsilon - 1) + 1} \cdot \left[p_r + p_k \cdot \kappa \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \frac{T_k + \Delta T}{T_k} \right] \dots \text{ MPa}$$

$$p_1 = \frac{1}{1,4 \cdot (9,5 - 1) + 1} \cdot \left[0,203 + 0,247 \cdot 1,4(9,5 - 1) \cdot 0,9 \frac{376,74 + 8}{376,74} \right]$$

Завршни рад

$$p_1 = \frac{1}{12,9} \cdot [0,203 + 2,700]$$

$$p_1 = 0,077 \cdot 2,903$$

$$p_1 = 0,161 \text{ MPa}$$

4.7. Температура на крају хода усисавања:

$$T_1 = \frac{T_k}{(1 + \gamma_r)\eta_v} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_1}{p_k} = \frac{376,74}{(1 + 0,042)0,9} \cdot \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot \frac{0,161}{0,247} =$$
$$= 402,07 \cdot 1,117 \cdot 0,651 = 292,37 \text{ K}$$

5.0.Одређивање параметара на крају процеса сабијања

5.1. Средња вредност експонената политропе сабијања: $n_1 = 1,32$

5.2. Притисак на крају хода сабијања, према једначини политропе:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,161 \cdot 9,5^{1,32} = 3,142 \text{ MPa}$$

5.3. Температура на крају хода сабијања:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 292,37 \cdot 9,5^{1,32 - 1} = 600,9 \text{ K}$$

6.0.Процес сагоревања

6.1. Теоријски потрбна количина ваздуха за потпуно сагоревање 1 kg горива:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,5119 \frac{\text{kmol}}{\text{kg. gor.}}$$

6.2. Коефицијент количине ваздуха: $\lambda = 0,9$

6.3. Количина и састав свежег пуњења које улази у цилиндар:

$$M_s = \lambda L_0 + \frac{1}{\mu_g} = 0,9 \cdot 0,5119 \cdot \frac{1}{114} = 0,468 \frac{\text{kmol}}{\text{kg. gor.}}$$

6.4. Састав продуката сагоревања смеше горива и ваздуха:

Завршни рад

За уобичајне бензине можемо усвојити : $\kappa = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = 0,5$

Тада количина појединих продуката износи :

$$M_{N_2} = 0,79 \lambda L_0 = 0,79 \cdot 0,9 \cdot 0,5119 = 0,363 \frac{\text{kmol}}{\text{kg. gor.}}$$

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1-\lambda}{1+\kappa} L_0 = 0,42 \frac{1-0,9}{1+0,5} 0,5119 = 0,012 \frac{\text{kmol}}{\text{kg. gor.}}$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\lambda}{1+\kappa} L_0 = \frac{0,855}{12} - 0,42 \frac{1-0,9}{1+0,5} 0,5119 = 0,059 \frac{\text{kmol}}{\text{kg. gor.}}$$

$$M_{H_2} = 0,42 \kappa \frac{1-\lambda}{1+\kappa} L_0 = 0,42 \cdot 0,5 \frac{1-0,9}{1+0,5} 0,5119 = 0,006 \frac{\text{kmol}}{\text{kg. gor.}}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0,42 \kappa \frac{1-\lambda}{1+\kappa} L_0 = \frac{0,145}{2} - 0,42 \cdot 0,5 \frac{1-0,9}{1+0,5} 0,5119 = 0,0665 \frac{\text{kmol}}{\text{kg. gor.}}$$

При сагоревању сиромашне смеше ($\lambda > 1$) укупна количина сагоревања износи:

$$\begin{aligned} M_{prs} &= M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = \\ &= 0,059 + 0,012 + 0,0665 + 0,006 + 0,363 = 0,5 \frac{\text{kmol}}{\text{kg. gor.}} \end{aligned}$$

Теоријски коефицијент промене броја молова у току сагоревања:

$$\delta_o = \frac{M_{prs}}{M_s} = \frac{0,5}{0,468} = 1,068$$

6.5. Стварни коефицијент промене броја молова у току сагоревања:

$$\delta_s = \frac{\delta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,068 + 0,042}{1 + 0,042} = 1,06$$

6.6. Губитак топлоте сагоревања услед постојања продуката непотпуног сагоревања :

$$\Delta H_d = 114000 (1 - \lambda) L_0 = 114000 (1 - 0,9) 0,5119 = 5835,66 \text{ kJ/kg}$$

6.7. Средња, за интервал температура $273-T_2$ (K), изохорска специфична топлота свежег пуњења на крају процеса сабијања:

$$C'_v = 19,766 + 2,708 \cdot 10^{-3} T_2 = 19,766 + 2,708 \cdot 10^{-3} \cdot 600,9 = 21,39 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol. K}}$$

Завршни рад

6.8. Користећи Далтон-ове једначине за мешавине идеалних гасова можемо одредити средњу (за интервал температура од 273 до T_4 , K) изохорску специфичну топлоту продуката сагоревања по једначини:

$$C_v'' = \frac{1}{M_{prs}} (C_v^{CO_2} M_{CO_2} + C_v^{CO} M_{CO} + C_v^{H_2O} M_{H_2O} + C_v^{N_2} M_{N_2} + C_v^{H_2} M_{H_2})$$
$$= \frac{1}{0,5} \left[\begin{array}{l} (40,542 + 2,428 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0,059 + (22,099 + 1,43 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0,012 \\ + (24,94 + 4,596 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0,0665 + (21,061 + 1,683 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0,363 + \\ (19,202 + 1,750 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0,006 \end{array} \right]$$

$$C_v'' = 23,545 + 2,118 \cdot 10^{-3} T_4$$

6.9. Средња моларна изобарска специфична топлота продуката сагоревања, коришћењем Мајер-ове једначине, може се одредити формулом:

$$C_p'' = R + C_v'' = 8,315 + 23,545 + 2,118 \cdot 10^{-3} T_4$$

$$C_p'' = 31,86 + 2,118 \cdot 10^{-3} T_4$$

6.10. Коефицијент искоришћења топлоте у току сагоревања: $\xi = 0,78$

6.11. Степен пораста притиска у току сагоревања

Препоручена вредност, која обезбеђује циклус са највећим степеном корисности може се одредити коришћењем израза:

$$\alpha_{opt} = \frac{1 + \frac{\xi(H_d - \Delta H_d)}{M_s(1 + \gamma_r)T_1 \cdot C_v'' \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \cdot \delta_s}}{\kappa \cdot \rho_{opt} - (\kappa - 1)}$$

где је C_v'' средња вредност (за интервал $273 - (T_2 + T_4)/2$) специфичне топлоте продуката сагоревања (за предпостављену температуру краја сагоревања од $T_4 = 2500$ K) одређена формулом:

$$C_v'' = 23,545 + 2,118 \cdot 10^{-3} \cdot (T_4 + T_2)/2$$

$$C_v'' = 23,545 + 2,118 \cdot 10^{-3} \cdot (2500 + 600,9)/2$$

$$C_v'' = 26,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}}$$

$$\kappa = \frac{C_p''}{C_v''} = \frac{8,315 + 26,82}{26,82} = 1,31$$

Завршни рад

Сада је оптимална вредност степена претходног ширења, за усвојену вредност $(n_2 - \kappa) = 0.12$, одређена формулом:

$$\begin{aligned}\rho_{opt} &= 1 + (1,1 + 0,13 \cdot \varepsilon)(0,615 + 0,31 \cdot \kappa)(n_2 - \kappa) = \\ &= 1 + (1,1 + 0,13 \cdot 9,5)(0,615 + 0,31 \cdot 1,31) \cdot 0,12 = 1,287\end{aligned}$$

Када се ове вредности уврсте у полазни израз за α_{onm} добијамо:

$$\alpha = \frac{1 + \frac{0,8 \cdot (43900 - 5835,66)}{0,468(1 + 0,042)292,37 \cdot 26,82 \cdot 9,5^{1,32-1} \cdot 1,038}}{1,31 \cdot 1,287 - (1,31 - 1)} = 3,44$$

Усвојена вредност за степен пораста притиска у току сагоревања је: $\alpha = 3,45$.

6.12. Температура на крају сагоревања се одређује из једначине сагоревања:

$$\frac{\xi(H_d - \Delta H_d)}{M_s(1 + \gamma_r)} + C'_v(T_2 - 273) + 8,315(\alpha \cdot T_2 - 273 \cdot \delta_s) = C''_p \delta_s(T_4 - 273)$$

$$\begin{aligned}\frac{0,8(43900 - 5835,66)}{0,5(1 + 0,042)} + 21,39(600,9 - 273) + 8,315(3,45 \cdot 600,9 - 273 \cdot 1,038) \\ = (31,86 + 2,118 \cdot 10^{-3} T_4)1,038 \cdot (T_4 - 273)\end{aligned}$$

Одређивање температуре на крају сагоревања се своди на решавања следеће квадратне једначине по T_4 :

$$2,198 \cdot 10^{-3} \cdot T_4^2 + 32,47 \cdot T_4 - 93451 = 0$$

$$T_4 = \frac{-32,47 + \sqrt{32,47^2 - 4 \cdot 2,198 \cdot 10^{-3} \cdot (-93451)}}{2 \cdot 2,198 \cdot 10^{-3}} = 2469,24 \text{ K}$$

6.13. Притисак на крају процеса сагоревања.

$$p_3 = p_4 = \alpha \cdot p_2 = 3,45 \cdot 3,142 = 10,83 \text{ МПа}$$

6.14. Степен претходног ширења.

$$\rho = \frac{\delta_s T_4}{\alpha T_2} = \frac{1,038}{3,45} \cdot \frac{2469,24}{600,9} = 1,23$$

Пошто је стварна вредност степена претходног ширења скоро идентична са оптималном вредношћу (за највећи степен корисности) можемо закључити да смо добро усвојили вредност за степен пораста притиска у току сагоревања. Уколико постоји битна разлика између стварне и оптималне вредности степена претходног ширења треба поново усвојити

Завршни рад

вредност за степен пораста притиска. И то, за случај када је стварна вредност степена претходног ширења већа од оптималне, треба усвојити нову вредност за степен пораста притиска која је већа од претходне и обрнуто.

7.0. Процес ширења

7.1. Средња вредност за експонент политропе ширења: $n_2 = 1,24$

7.2. Притисак на крају процеса ширења се одређују из једначине политропе:

$$p_5 = p_4 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} = 10,83 \left(\frac{1,23}{9,5} \right)^{1,24} = 0,858 \text{ МПа}$$

7.3. Температура на крају процеса ширења се одређује из једначине политропе:

$$T_5 = T_4 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} = 2469,24 \left(\frac{1,23}{9,5} \right)^{1,24-1} = 1511,77 \text{ К}$$

7.4. Стварна вредност експонента политропе на крају процеса ширења $n_2' = 1,55$

$$T_{T1} = T_5 \left(\frac{p_T}{p_5} \right)^{\frac{n_2'-1}{n_2'}} = 1511,77 \left(\frac{0,187}{0,858} \right)^{\frac{1,55'-1}{1,55}} = 881,58 \text{ К}$$

8.0. Индикаторски показатељи мотора

8.1. Специфични индикаторски рад прорачунског циклуса:

$$w_i' = \frac{p_2}{\varepsilon - 1} \left\{ \alpha(\rho - 1) + \frac{\alpha \cdot \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right\}$$

$$w_i' = \frac{3,142}{9,5 - 1} \left\{ 3,45(1,23 - 1) + \frac{3,45 \cdot 1,23}{1,24 - 1} \left[1 - \left(\frac{1,23}{9,5} \right)^{1,24-1} \right] - \frac{1}{1,32 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,5^{1,32-1}} \right) \right\}$$

$$w_i' = 2,23 \frac{\text{кЈ}}{\text{дм}^3}$$

8.2. Специфични индикатор рад стварног – заобљеног циклуса:

Коефицијент заобљавања индикаторског дијаграма: $\varphi = 0,95$,

$$w_i = \varphi \cdot w_i' - (p_r - p_1) = 0,95 \cdot 2,23 - (0,203 - 0,161) = 2,068 \frac{\text{кЈ}}{\text{дм}^3}$$

8.3. Индикаторски степен искоришћења стварног циклуса:

$$\eta_i = 8,315 \frac{w_i \cdot M_s \cdot T_K}{p_K \cdot \eta_v \cdot H_d} = 8,315 \frac{2,068 \cdot 0,468 \cdot 376,74}{0,247 \cdot 0,9 \cdot 43900} = 0,3$$

Завршни рад

8.4. Индикаторска специфична потрошња горива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{H_d \cdot \eta_i} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{43900 \cdot 0,3} = 273,34 \frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}}$$

9.0. Ефективни показатељи мотора

9.1. Специфични ефективни рад мотора:

$$w_e = \frac{120 \cdot P_e}{V_{hu} \cdot n} = \frac{120 \cdot 66}{0,896 \cdot 5250} = 1,683 \frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3}$$

9.2. Механички степен корисности:

$$\eta_m = \frac{w_e}{w_i} = \frac{1,683}{2,068} = 0,81$$

9.3. Ефективна специфична потрошња горива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{273,34}{0,81} = 337,45 \frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}}$$

9.4. Ефективни степен корисности мотора:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,3 \cdot 0,81 = 0,243$$

10.0. Цртање индикаторског дијаграма

10.1. Радна запремина једног цилиндра:

$$V_{h1} = \frac{V_{hu}}{i} = \frac{0,896 \cdot 10^{-3}}{3} = 0,298 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

10.2. Компресиона запремина једног цилиндра:

$$V_c = \frac{V_{h1}}{\varepsilon - 1} = \frac{0,298 \cdot 10^{-3}}{9,5 - 1} = 0,035 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Завршни рад

10.3. Запремина у тачки 4 дијаграма (крај изобарског довођења топлоте):

$$V_4 = \rho \cdot V_3 = \rho \cdot V_c = 1,23 \cdot 0,035 \cdot 10^{-3} = 0,043 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

10.4. Нагиб помоћних правих за конструкцију политропа:

нагиб помоћне праве према апцисној оси, за политропу сабијања и за ширења се усваја:
 $tg(\alpha) = 0,25$,

нагиб помоћне праве према ординатној оси за конструкцију политропе сабијања:

$$tg(\beta_1) = [tg(\alpha) + 1]^{n_1} - 1 = [0,25 + 1]^{1,32} - 1 = 0,34,$$

нагиб помоћне праве према ординатној оси за конструкцију политропе ширења:

$$tg(\beta_2) = [tg(\alpha) + 1]^{n_2} - 1 = [0,25 + 1]^{1,22} - 1 = 0,31,$$

10.5. Шема развода:

	РОУВ	КЗУВ	РОИВ	КЗИВ	УГ.П. П.
Степени К.В.	12	52	52	12	33

11.0. Графичко одређивање специфичног индикаторског рада:

11.1. Укупна површина која је пропорционална позитивном раду заобљеног циклуса: $A_1 = 68 \text{ [cm}^2 \text{]}$

Укупна површина која је пропорционална негативном раду заобљеног циклуса: $A_2 = 0,16 \text{ cm}^2$

11.2. Укупна површина која је пропорционална индикаторском раду заобљеног циклуса: $A = A_1 - A_2 = 68 - 0,16 = 67,84 \text{ cm}^2$

11.3. Специфични индикаторски рад заобљеног циклуса:

$$w_{ig} = A \cdot \frac{1}{V_{h1}} \cdot U_p \cdot U_v = 67,84 \cdot \frac{1}{0,298 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1}{1,5} \cdot \frac{100 \cdot 10^{-6}}{7} = 1,99 \frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3}$$

где су: $U_p = 1MP_a/1,5cm$ - размера за притисак на дијаграму и $U_v = 100 \cdot 10^{-6} m^3/7cm$ – размера за запремину на дијаграму.

11.4. Релативна грешка рачунања специфичног индикаторског рада:

$$\delta = \frac{w_{ig} - w_i}{w_{ig}} \cdot 100\% = \frac{1,99 - 2,068}{1,99} \cdot 100\% = 3,9 \%$$

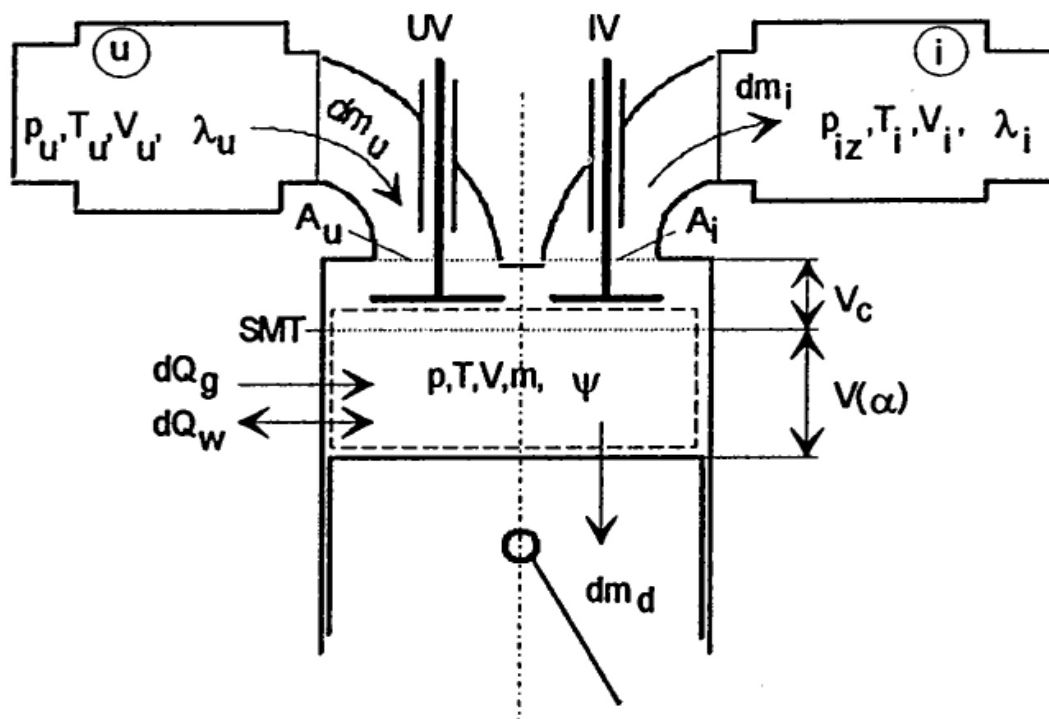
при томе се сматра да је тачна вредност за специфични индикаторски рад она која је одређена графички.

6. Основне напомене о прорачуну стварног радног циклуса радног процеса мотора сус и закључци

За егзактније описивање стварног радног циклуса мотора сус неопходно је користити сложеније математичке моделе од претходног. Један од њих који се често користи јесте нулто димензионални, квазистационарни модел чија се предност огледа у могућности провере добијених резултата прорачуна експерименталним путем, поступком индицирања притиска у цилиндру мотора.

Радни простор мотора СУС (цилиндр) представља отворен термодинамички систем, чија је граница, егзактно посматрајући, пропусна за материју у току читавог циклуса, радна материја се губи кроз зазоре између клипа и цилиндра. Основна карактеристика нулто-димензионалних процеса јесте тај што се резултати добијају у функцији само времена као независно променљиве величине. При томе се радни простор (цилиндр) мотора, у коме се одвија стварни циклус, мора посматрати као отворен, нестационаран процес. Често се занемарују нестационарни гасодинамички ефекти и претпоставља равнотежа промена стања у контролној запремини, чиме се дефинишу квазистационарни процеси.

При извођењу једначина које описују стварни радни циклус мотора користе се основне једначине термодинамике и гасодинамике.



слика 25. Прорачунска шема цилиндра

Завршни рад

Полазећи од I закона термодинамике у диференцијалном облику, за отворени термодинамички систем приказан на слици 25. може се написати следећа једнакост:

$$dQ = dU + dL, \text{ где су:}$$

Q - укупно доведена количина топлоте,

U - унутрашња енергија радне материје,

$dL = p dV$ - елементарни рад ширења радне материје,

V - тренутна вредност запремине радног простора.

За m , kg радне материје која се тренутно налази у цилиндру претходна једначина се може написати у следећем облику:

једначина 1. $dQ = d(m u) + p dV$, односно:

једначина 2. $dQ = u dm + m du + p dV$

У једначини (1) је искоришћена веза између апсолутне (U) и специфичне (u) унутрашње енергије радне материје: $U = m u$.

Обзиром да је уобичајно да се процеси у моторима СУС прате у функцији запремине надклинног простора цилиндра, односно, угла коленастог вратила α , то се једначина (2) може написати у облику извода одговарајућих величина по углу α :

$$\frac{dQ}{d\alpha} = u \frac{dm}{d\alpha} + m \frac{du}{d\alpha} + p \frac{dV}{d\alpha},$$

где угао α , ° KV, дефинише тренутни положај клипа, односно, величину запремине надклинног простора. Полазећи од ове једначине, може се доћи до система диференцијалних једначина које описују радни циклус мотора СУС у целини чијим решавањем се добијају вредности основних величина: притиска, температуре, количине и састава радне материје итд.

Полазећи од физичког модела цилиндра мотора, приказаног на слици 25. и на њему означених величина, могу се написати следеће зависности:

за промену количине радне материје:

$$\frac{dm}{d\alpha} = \delta \frac{dm_g}{d\alpha} + \frac{dm_u}{d\alpha} - \frac{dm_i}{d\alpha} - \frac{dm_d}{d\alpha}$$

за промену укупне количине топлоте:

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{dQ_g}{d\alpha} - \frac{dQ_w}{d\alpha} + \frac{dm_u}{d\alpha} i_u - \frac{dm_i}{d\alpha} i_i - \frac{dm_d}{d\alpha} i$$

Завршни рад

где су:

m_g - количина горива у цилиндру,

δ - коефицијент који за ото мотор износи 0,

m_u - количина радне материје која уђе у цилиндар у току усисавања,

m_i - количина радне материје која изађе из цилиндра у току издувавања,

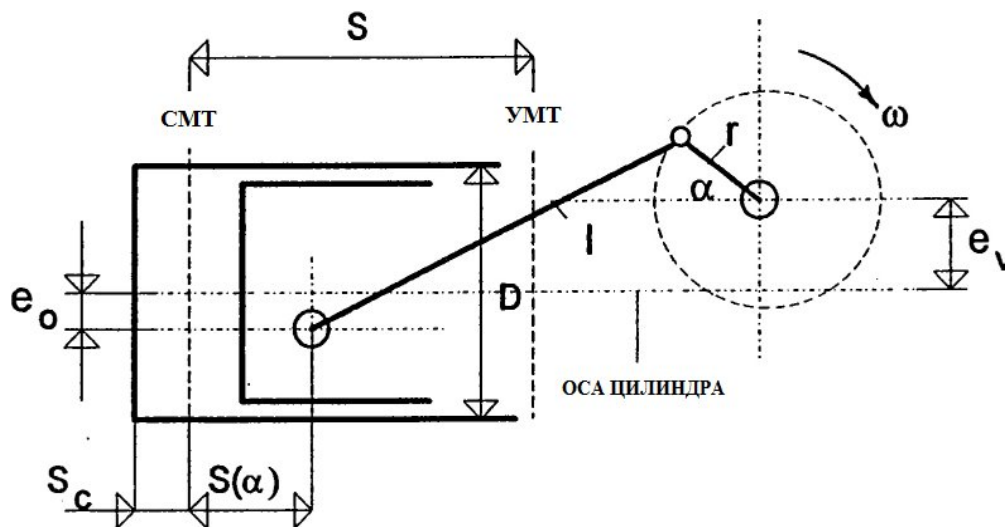
m_d - количина радне материје која прође кроз зазоре између клипа и цилиндра,

Q_g - количина топлоте која се ослободи сагоревањем,

Q_w - количина топлоте која се размени са зидовима радног простора,

i, i_u, i_i - специфичне енталпије: радне материје у цилиндру, свеже радне материје и продуката сагоревања

У диференцијалним једначинама које описују стварни радни циклус мотора СУС јавља се величина запремине надклипног простора V као функција положаја клипа и њен извод по углу коленастог вратила $\frac{dV}{d\alpha}$. За општи случај дезаксијалног клипног механизма ове величине се могу одредити полазећи од кинематске шеме приказане на следећој слици.



слика 26. Кинематска шема дезаксијалног клипног механизма

На слици 26. коришћене су следеће ознаке:

e_o - ексцентричност осе осовине клипа у односу на осу цилиндра,

Завршни рад

e_v - ексцентричност осе коленастог вратила,

r - дужина ручице летећег рукавца коленастог вратила ($r = S/2$, S - ход клипа),

l - дужина клипњаче.

Полазећи од геометријских односа датих на слици 26. , може се доћи до израза за тренутни ход клипа $S(\alpha)$:

$$S(\alpha) = r \left\{ \frac{1}{\lambda} \sqrt{(\lambda + 1)^2 - k^2} - [\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - (\lambda \sin \alpha + k)^2}] \right\}, \text{ где су:}$$

$\lambda = r / l$ - кинематска карактеристика клипног механизма,

$k = (e_v - e_o) / l$ - релативна дезаксијалност. При томе се дезаксијалности e_v и e_o сматрају позитивним ако су у односу на осу цилиндра померене у смеру угаоне брзине коленастог вратила.

По дефиницији, запремина надклипног простора цилиндра одређена је изразом:

$$V(\alpha) = \frac{D^2 \pi}{4} (S_c + S(\alpha))$$

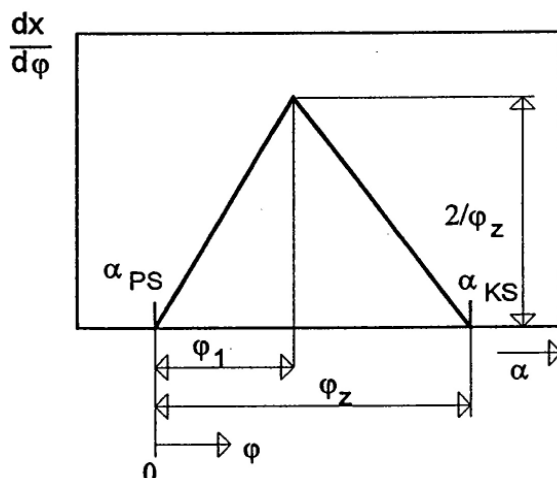
Величина S_c која одговара компресионој запремини одређује се преко укупног хода клипа S и степена компресије $\square$.

Диференцирањем последњег израза по углу коленастог вратила добија се промена запремине надклипног простора:

$$\frac{dV}{d\alpha} = \frac{D^2 \pi}{4} \frac{dS(\alpha)}{d\alpha}$$

Закон сагоревања у облику троугла:

Овакав закон сагоревања се користи за описивање процеса сагоревања код ото мотора. Његов графички приказ у функцији угла коленастог вратила дат је на слици 27.

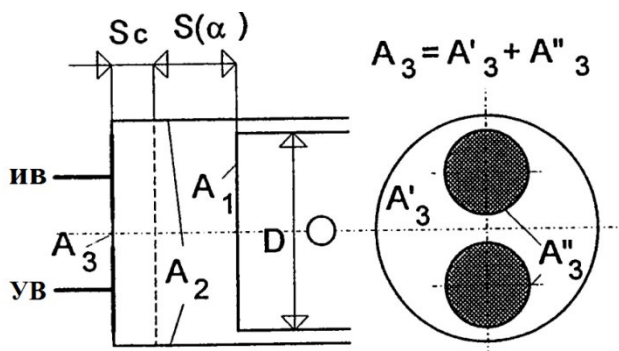


слика 27. Закон сагоревања у облику троугла

На слици 27. уведене ознаке имају следеће значење:

α_{PS} - угао почетка процеса сагоревања, α_{KS} - угао завршетка процеса сагоревања (краја сагоревања), ϕ - угао који се мери од тренутка започињања процеса сагоревања, $\phi_z = \alpha_{KS} - \alpha_{PS}$ - угао трајања процеса сагоревања, ϕ_1 - угао који дефинише дужину првог периода закона сагоревања. Закон сагоревања у облику троугла графички је представљен са две дужи које са одсечком апсисе граде троугао. Његов аналитички израз се може добити ако се напишу једначине правих које садрже дате дужи. Интеграљењем тако добијених изрази аналитички се одређује релативна количина сагорелог горива x (функција сагоревања) при чему се константе интеграљења и висина троугла ($2/\phi_z$) одређују из следећих услова: $\phi = 0, x = 0, \phi = \phi_1, x$ - има исту вредност и по једној и по другој формули (заједничка тачка дужи - теме троугла); $\phi = \phi_z, x = 1$.

Унутрашња површина радног простора (цилиндра мотора) обично се дели на три елемента ($n=3$) и то: површину чела клипа A_1 , површину зида кошуљице цилиндра A_2 и површину дела цилиндарске главе A_3 (слика 28.).



слика 28. Приказ површина на које се рашчлањава унутрашња површина радног простора мотора

Завршни рад

У току одвијања циклуса долази до размене одређене количине радне материје између цилиндра мотора и околине кроз проточне пресеке уисног и издувног вентила, као и кроз зазоре између клипа и цилиндра (слика 25.). За одређивање промене укупне количине радне материје у цилиндру, потребно је у сваком тренутку времена срачунати количину радне материје која уструји, односно иструји из цилиндра. При томе се мора поћи од општих закона гасодинамике и усвојеног карактера струјања.

Струјање радне материје (гаса) кроз проточне пресеке уисног и издувног вентила, може се посматрати као стационарно и изоентропско струјање стишљивог флуида (по претпоставци о константности притиска у уисном и издувном колектору). Одговарајући масени проток гаса се може одредити из једначине континуитета:

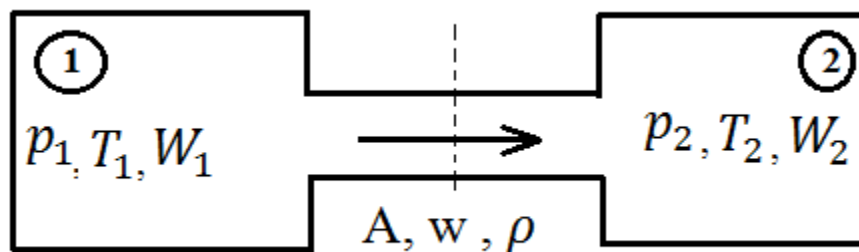
$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \mu A w \rho, \text{ где су:}$$

μ - коефицијент протока (отпора пригушног места),

A - површина проточног пресека пригушног места,

w - брзина струјања радне материје,

ρ - густина радне материје.



слика 29. Модел струјања радне материје кроз пригушно место

Сведена по углу коленастог вратила, горња једначина има облик:

$$\frac{dm}{d\alpha} = \mu A w \rho \frac{1}{\omega}, \text{ где је:}$$

$\omega = 2 \pi n$ - угаона брзина коленастог вратила (n , o/s - број обртаја коленастог вратила).

Струјање кроз пригушно место (проточни пресек уисног и издувног вентила) одвија се под дејством разлике притисака, сагласно шеми на слици 29. Интензитет брзине w очигледно зависи од величине односа притисака p_2/p_1 а из означеног смера брзине следи да је $p_1 > p_2$.

Завршни рад

Идеални циклуси мотора сус дефинисани су увођењем претпоставки да је радна материја идеалан гас који се у току циклуса не мења ни по хемијском саставу ни по количини; да су специфичне топлоте радне материје константне; да у циклусу не постоје никакви губици осим оних који су по другом закону термодинамике повезани са предајом дела топлоте хладнијем телу (топлотном понору) и да је стварни процес сагоревања замењен процесом довођења топлоте радној материји који се одвија приликом одређених промена стања. Стварни радни циклус је један континуални комплексни процес где се преплићу различити физичко хемијски процеси који чине радни циклус, док он развија механички рад.

Применом савремених рачунара отворена је нова ера истраживања мотора, али и сада тачност резултата зависи од узетих претпоставки и од сложености модела за цилиндричне, устисне и издувне систем. Зато тога је важно за одређене анализе изабрати најприхватљивији модел и у пракси се из тог разлога често комбинује аналитички метод са експерименталним испитивњима ради добијања прихватљивог модела, па се на основу тога врше корекције и побољшања на стварним моторима.

Прорачун на основу методе Гриневецки-Мазинга одговара реалности после развијања прорачунског модела за конкретни реални систем, спровођења експерименталних истраживања и након извршене калибрације и верификације елемената у моделу.

Литература

1. Пешић Р., Петковић С. и Веиновић С.: Моторна возила – Опрема, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 2008.
2. Иван Филиповић: Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли, Тузла, 2006.
3. Радоњић Д., Пешић Р.: Топлотни прорачун Мотора СУС, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 1996.
4. Махалец, Лулић, Козарац: Мотори са унутрашњим сагоревањем, Загреб, 2006, преузето са интернет странице: <http://www.motorna-vozila.com/>