

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: 741/2012

Ненад Д. Драгутиновић

ОТО МОТОРИ У ПОГОНУ ПУТНИЧКИХ ВОЗИЛА

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:

- Анализа ото мотора са аспекта штетне емисије издувних гасова, потрошње горива и буке,
- Анализира термодинамички циклус за ото моторе,
- Анализа индикаторских и ефективних показатеља савремених ото мотора,
- Урадити топлотни прорачун једног савременог ото мотора и нацртати индикаторски дијаграм
- Анализа различитих конструктивних извођења ото мотора за савремена путничка возила,
- Перспективе и трендови развоја ото мотора за путничка возила

Препоручена литература:

[1] Иван Филиповић: Мотори и моторна возила, Машински факултет универзитета у Тузли, Тузла 2006.

[2] Радоњић Д., Пешић Р.: Топлотни прорачун мотора СУС, Машински факултет у Крагујевцу, 1996.

[3] Пешић Р., Петковић С. И Веиновић С.: Моторна возила и мотори – Опрема, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 2008.

Крагујевац, 28.05.2013

ментор:

Др Радивоје Пешић, проф.

Резиме:

У оквиру рада анализиран је развој ото мотора и њихова примена у путничким возилима. Такође су анализирани термодинамички циклуси, као и индикаторски и ефективни показатељи ото мотора. Извршен је топлотни прорачун ото мотора по избору и нацртан затворени индикаторски дијаграм. Приказане су неке од најпримењенијих конструкција ото мотора код путничких возила и система напајања горивом. Дата су закључна разматрања, перспективе и трендови развоја ото мотора.

Кључне речи: *ото мотор, путничко возило, примена.*

Summary:

The development of the oto engine and its use in the passenger vehicle is analyzed within this work. Thermodynamic cycles, as well as the indicator and effective performance of oto engine are also analyzed. The thermal budget is performed according to the choice and the closed indicator diagram is drawn. Some of the most applied oto engine constructions and system of fuel power are shown. The concluding review of perspective and brand of the development of oto engine are given.

Key word: *oto engine, passenger vehicle, usage*

Садржај:

1. Увод	5
2. Анализа ото мотора са аспекта штетне емисије издувних гасова, потрошње горива и буке	6
2.1. Токсичност издувних гасова ото мотора	6
2.2. Потрошња горива код ото мотора	11
2.3. Бука мотора СУС – ото мотора	17
2.4. Законска регулатива и уређаји за контролу емисије код ото мотора	21
2.5. Законска регулатива, мерење и смањење буке код ото мотора	25
3. Анализа термодинамичких циклуса ото мотора	30
3.1. Термодинамички циклуси мотора	30
3.2. Параметри економичности термодинамичких циклуса, извођење термодинамичких степена корисности и анализа утицајних величина	31
3.3. Параметри ефикасности термодинамичког циклуса, анализа утицајних величина и дијаграмски приказ термод. циклуса за разна оптерећења	34
3.4. Гранични циклуси по степену корисности и по специфичном раду	35
3.5. Анализа уопштеног термодинамичког циклуса	36
4. Анализа индикаторских и ефективних показатеља савремених ото мотора	37
4.1. Индикаторски показатељи	37
4.2. Ефективни показатељи	42
5. Топлотни прорачун ото мотора	45
6. Анализа различитих конструктивних извођења ото мотора за савремена путничка возила	52
6.1. Убризгавање бензина код савремених ото мотора путничких возила	59
7. Перспективе и трендови развоја ото мотора за путничка возила	61
7.1. Технолошка решења код ото мотора	61
7.2. Технолошко решење мулти – процесног ото – дизел мотора	62
8. Закључак	63
Литература	64

1. Увод

Николас Аугуст Ото (Nicolaus August Otto) 1876. године је остварио процес у моторима са унутрашњим сагоревањем који данас називамо ото процес. Ото процес је одредио данашње процесе у бензинским моторима. Код овог процеса је значајно да се смеша горива и ваздуха, тада стварала ван цилиндра (карбуратор), при температурама које су сличне температури околине. При томе се за процес употребљавају гасовита или лако испарљива горива, најчешће бензин. Данас је могуће и стварање смеше у цилиндру – директно убризгавање. Смеша се убацује у цилиндар при атмосферском притиску (или близу атмосферског притиска), компримује се у њему и затим пали. Како је у цилиндру смеша горива и ваздуха, однос компресије не сме бити превелики да се не би догодило самозапаљење смеше. Самозапаљење код ото процеса се мора избећи, а паљење се врши помоћу варнице коју баца свећица у тачно одређеном тренутку.

Ото мотори раде на већим бројевима обртаја од дизел мотора, углавном зато што су покретни делови клип, клипњача, коленасто вратило и брегасто вратило лакши него код дизел мотора, тј. имају мању масу. Ови елементи мотора имају мању масу из два разлога: нижи компресиони однос код ото мотора и брже сагоревање смеше горива и ваздуха у цилиндру, него код дизел мотора. Међутим, нижи компресиони однос има за последицу и мањи коефицијент корисног дејства, односно нижу ефикасност ото мотора. Као и дизел мотори и ото мотори могу да раде у два или четири такта.

Четворотактни „бензински“ мотор је први патентирао Alphonse Beau de Rochas. Пре њега 1854 – 57, Eugenio Barsanti и Felice Matteucci измислили су сличан мотор. Проналазак двотактног ото мотора се приписује Dugalad Clerk – у који је 1881. патентирао свој проналазак. Проналазак двотактног мотора који за пуњење и пражњење цилиндра користи и простор картера приписује се енглезу Joseph Day – у.

Немачки инжењер Nicolaus August Otto је први који је изградио аутомобил са „бензинским“ мотором, због тога се и данас за те моторе користи назив „ото мотори“. У 20. веку се појавио први аутомобил са ото мотором као погонским средством. Још увек најзначајније саобраћајно средство и његову револуцију направио је Хенри Форд (Henry Ford) када је у САД – у изумео и изградио аутомобил који је био опште доступан већини људи, модел Форд Т који је уведен у производњу 1908. године и успешно се производио све до 1927. године.

Развој ото мотора пратио је развој технологије и проналажење нових материјала, тако да су данас ото мотори један од неколико типова погонских агрегата који се производе у милионима примерака за погон путничких возила.

2. Анализа ото мотора са аспекта штетне емисије издувних гасова, потрошње горива и буке

Мотори СУС имају негативно (загађујуће) дејство на околину и живи свет. Основни механизми и принципи који карактеришу ову област биће приказни дијаграмима и блок шемама у оквиру рада.

Употребне карактеристике мотора СУС дефинишу однос мотора СУС према околини, што значи да припадају групи еколошких карактеристика. Оне обухватају следеће карактеристике:

- садржај токсичних материја у издувним гасовима ото мотора,
- садржај дима и честица у издувним гасовима мотора,
- буку и вибрације мотора СУС [6].

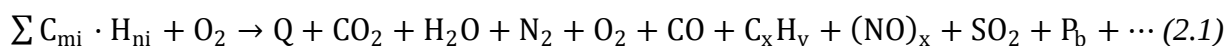
2.1. Токсичност издувних гасова ото мотора

Механизми настанка и врсте токсичних материја у издувним гасовима ото мотора

Процес сагоревања представља хемијску реакцију оксидације – сједињавање горива са кисеоником у чијем резултату се добија одређена количина топлоте и продуката сагоревања:

ГОРИВО + КИСЕОНИК = КОЛИЧИНА ТОПЛОТЕ + ПРОДУКТИ САГОРЕВАЊА

Горива добијена из нафте (бензин и дизел), по свом саставу престављају смешу угљоводоника сложене структуре молекула, па њихова једначина сагоревања има следећи облик:



Према једначини (2.1) у издувним гасовима ОТО мотора налази се око 98% нетоксичних (CO_2, H_2O, N_2, O_2) и 2% токсичних материја ($CO, C_xH_y, (NO)_x, SO_2, P_b, \dots$) [6].

Иако није отрован садржај CO_2 се ограничава законским прописима због његовог негативног утицаја на климатске промене на земљи, преко „ефекта стаклене баште“.

Токсичне материје у продуктима ото мотора имају штетно дејство и на живи свет, због чега се мора контролисати и ограничавати њихова количина.

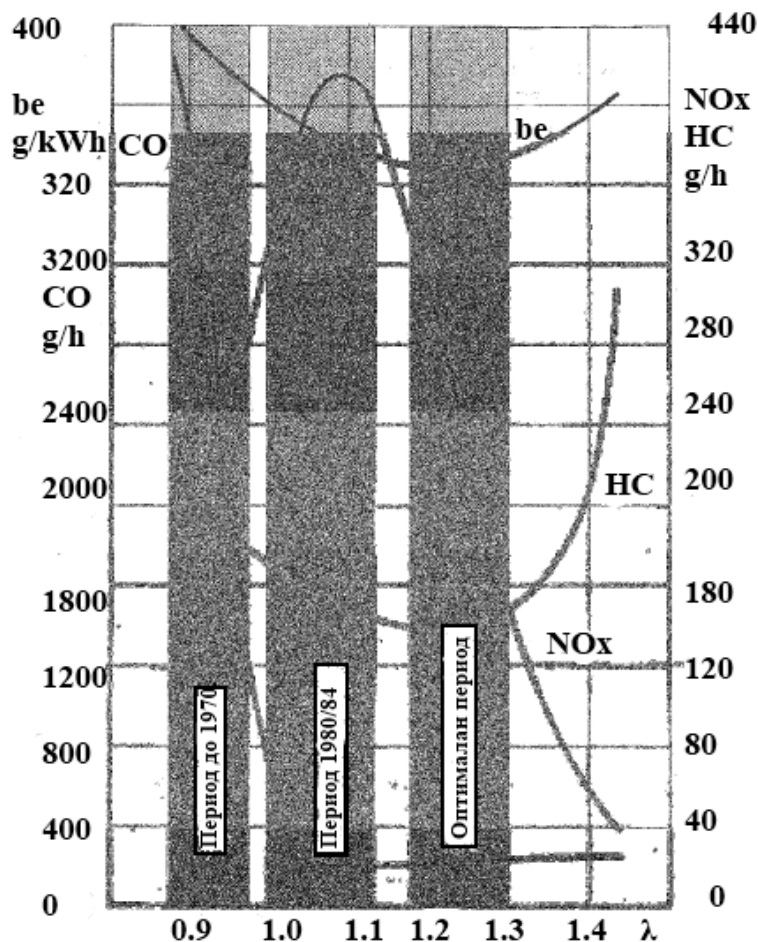
Утицајни фактори на формирање токсичних материја у издувним гасвима ото мотора

Пошто токсичне материје настају у току процеса сагоревања, то сви фактори који утичу на карактер одвијања процеса сагоревања у мотору СУС, утичу и на њихов настанак и количину. Ради систематичније анализе утицаја, уобичајено је њихово груписање у следеће групе:

- регулациони фактори,
- конструкциони фактори,
- експлоатациони фактори [6].

У **регулационе факторе** спадају: састав смеше, који карактерише коефицијент састава смеше λ , угао предпаљења α_{pp} и рецикулација издувних гасова (EGR).

Утицај састава смеше на емисију гасова мотора:

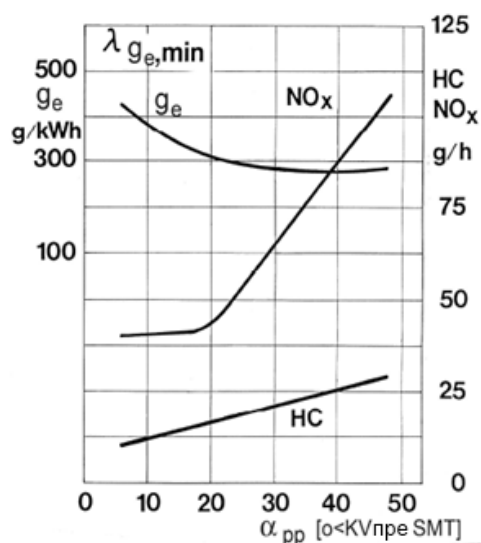


Слика 2.1 – Утицај састава смеше на токсичност издувних гасова [6]

Вредност коефицијента састава смеше λ , директно утиче на формирање и количину продуката непотпуног сагоревања (CO , C_xH_y). Највећи коефицијенти ових продуката јављају се у области богате смеше ($\lambda < 1.0$), због недостатка кисеоника за потпуно сагоревање, док се са осиромашењем смеше (повећањем вредности λ), њихове количине смањују. Коефицијент састава смеше утиче индиректно и на настанак азотових оксида (NO_x), преко вредности максималног притиска и температуре сагоревања, које су највеће у близини стехиометријске смеше ($\lambda = 1.0$) [6].

На слици 2.1 приказан је дијаграм, где су означена подручја вредности коефицијената састава смеше (осенчене области), која одговарају различитим периодима развоја мотора [5]. Све до 1970 године ото мотори су радили са богатом смешом, па је садржај CO и C_xH_y , био висок, који није подлегао ограничењима јер још увек нису уведени законски прописи о садржају одређених материја у продуктима сагоревања горива. У периоду од 1980. до 1984. појављују се законски прописи па мотори почињу да раде у области стехиометријске смеше у којој је посебно висок садржај (NO_x). Да би задовољили оштре законске прописе мотори су морали бити опремљени системима за накнадну обраду издувних гасова (катализатори, ламбда сонда, EGR и др.). Мотори овакве концепције и данас су у масовној примени. Оптимална област по овом критеријуму била би у сиромашној смеси, где све три токсичне компоненте имају минималне концентрације, што значи да би такви мотори могли да испуне законске прописе без примене система за накнадну обраду издувних гасова (катализатори) [6].

Утицај угла предпаљења α_{pp} на емисију гасова мотора:



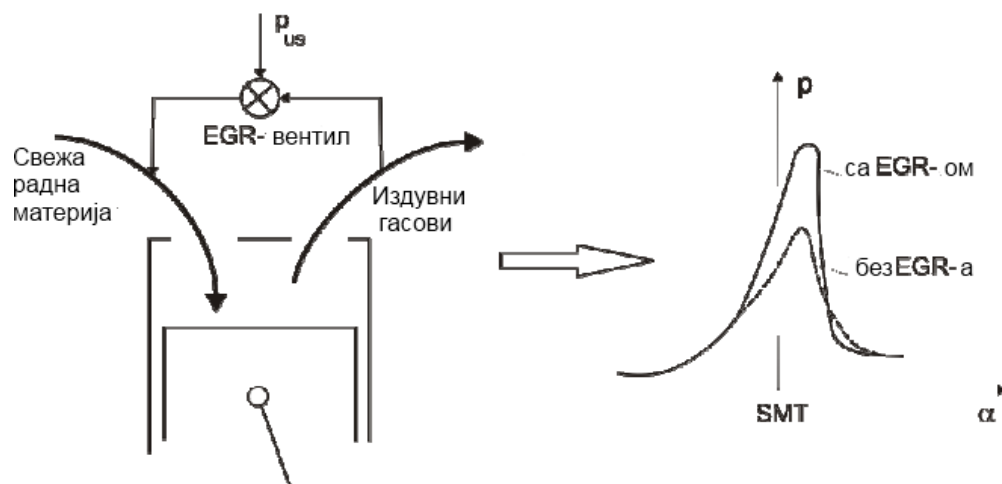
Слика 2.2 – Утицај угла предпаљења на токсичност издувних гасова ото мотора [6]

Угао предпаљења α_{pp} , битно утиче на процес сагоревања код ото мотора, па самим тим и на формирање токсичних компоненти у издувним гасовима. За сваки режим рада мотора постоји оптимална вредност α_{pp} по критеријуму оптималних излазних параметара, због чега се са овим параметром мора управљати (регулациони параметар), у функцији броја обртаја и оптерећења мотора. Код класичних мотора ту функцију су обављали центрифугални (број обртаја) и пнеуматски (оптерећење) регулатори, док се код савремених мотора користе електронски регулатори угла предпаљења [6].

Према дијаграму на слици 2.2, повећање угла предпаљења доводи до повећања емисије C_xH_y и $(NO)_x$ што је недовољно. Дијаграм на слици 2.2 је добијен при константној вредности коефицијента састава смеше λ_{gemin} која одговара минималној потрошњи горива [6].

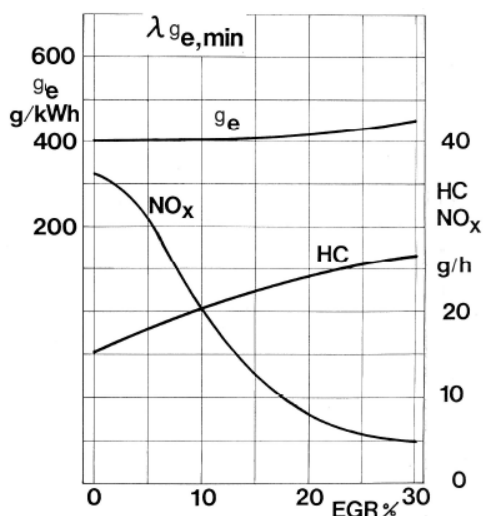
Утицај рецикулације издувних гасова (EGR) на емисију:

Рецикулација издувних гасова EGR (Exhaust Gas Recirculation), је поступак враћања дела издувних гасова из издувног у уисни систем. На овај начин се због присуства продуката сагоревања у радном простору мотора, погоршава процес сагоревања, што резултира смањењем максималног притиска и температуре, чиме се смањује садржај $(NO)_x$ у издувним гасовима (слика 2.3) [6].



Слика 2.3 – Редукција издувних гасова и њен утицај на радни циклус [6]

Као последица погоршања услова одвијања радног циклуса мотора је и повећање потрошње горива g_e и садржаја C_xH_y . Количина гасова која се рецикулише мења се помоћу EGR – вентила зависно од режима рада мотора, односно, од оптерећења која се региструју преко промене притиска у уисном воду мотора p_{us} [6].



Слика 2.4 – Утицај рециркулације издувних гасова (EGR) на токсичност издувних гасова ото мотора [6]

Конструкциони фактори обухватају: облик коморе за сагоревање, степен компресије, димензије цилиндра и конструкционе концепције помоћних уређаја (система) мотора.

Утицај облика коморе за сагоревање на емисију гасова мотора:

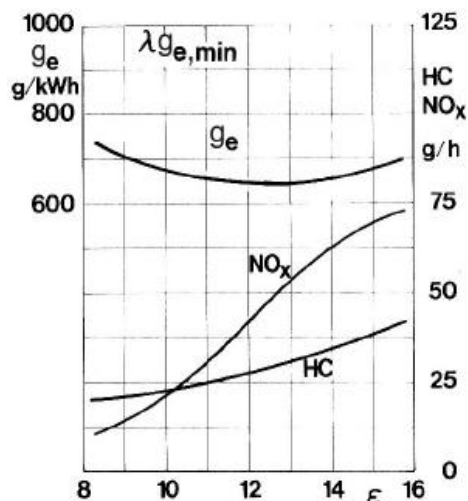
Овај утицај је пресудан с обзиром да се у комори за сагоревање одвија процес сагоревања у току којег настају токсичне компоненте. У току развоја ото мотора мењао се и облик коморе за сагоревање.

Утицај степена компресије на емисију штетних гасова мотора:

Степен компресије ε , утиче пре свега, на емисију C_xH_y и $(NO)_x$ и то тако што се са повећањем његове вредности смањују зазори између клипа и цилиндарске главе, када је клип у близини СМТ (спољне мртве тачке), што се неповољно одражава на емисију C_xH_y и истовремено повећавају вредности максималне температуре и притиска циклуса чиме се повећава садржај $(NO)_x$. Ови утицаји приказани су на дијаграму слике 2.5 [6].

Утицај димензија цилиндра на емисију гасова мотора:

Димензије цилиндра мотора су дефинисане вредностима односа хода и пречника клипа S/D или радне запремине V_h . Утицај ових величина на токсичност издувних гасова изражава се преко односа површине и запремине радног простора A/V . Са повећањем овог односа повећава се и размена топлоте са околином што доводи до снижавања максималних вредности температуре и притиска циклуса. Величина односа A/V зависи од геометријског облика простора на који се односи. Овај однос је најмањи за сферни облик простора [2] [6].



Слика 2.5 – Утицај степена компресије на емисију токсичних материја [6]

Утицај помоћних уређаја система на емисију гасова мотора:

Од помоћних уређаја мотора највећи утицај на токсичност издувних гасова имају системи за образовање смеше, паљење и усисно – издувни систем. Утицај прва два система је анализиран преко утицаја сатава смеше и угла паљења. Утицај усисно – издувог система изражава се пре свега, преко величина које дефинишу карактер процеса усисавања и издувавања (степен упуњења, расподела смеше по цилиндру, карактер срујања радне материје, притисци у усисном и издувном колектору, коефицијент заосталих продуката сагоревања) [6].

Експлоатациони фактори обухватају: стање мотора и његових система и режиме рада у току експлоатације. Најповољније карактеристике у погледу токсичности имају нови ото мотори, што значи да ове карактеристике са веком трајања деградирају. Степен те деградације зависи од услова експлоатације и придржавања прописаних поступака одржавања.

Утицај режима рада мотора на токсичност издувних гасова је пресудан због чега се при мерењу и контроли емисије токсичних материја морају користити стандардизовани режими рада (возни тестови) који су добијени обрадом режима кретања возила у реалним условима вожње.

2.1. Потрошња горива код ото мотора

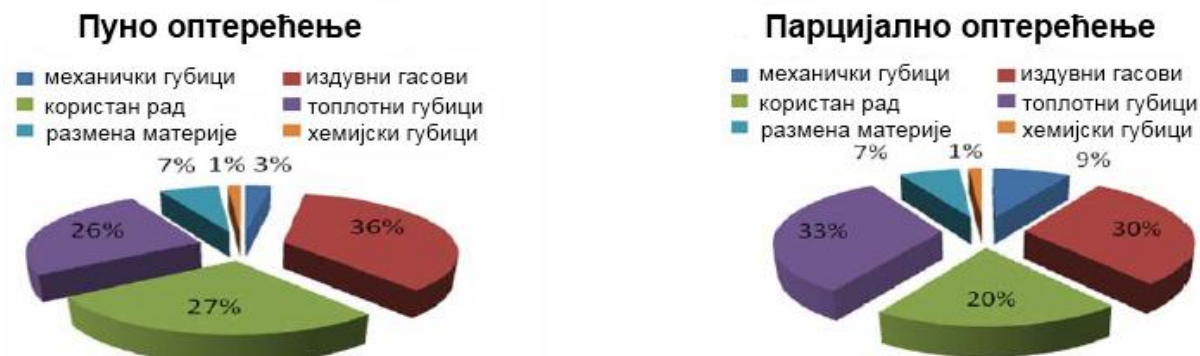
Познато је да данашњи ото мотори у реалним условима експлоатације не могу да раде у економичним режимима. Пол економичности ових мотора је релативно висок, али су такви режими при нормалној експлоатацији недостижни. Главни разлог који деградира ефикасност на парцијалним режимима је последица начина регулације оптерећења.

Реалан ото циклус мотора је за око 20% мање ефикасан него последње поменути идеални ото (ваздух – гориво) циклус. Разлози за то су бројни: губици топлоте, време потребно за сагоревање (где тешко може да се говори о константној запремини током сагоревања), губитак радног тела услед незаптивености, непотпуно сагоревање и сл. Из тих разлога се као финална вредност добија негде око 35% искоришћене енергије, приказано на слици 2.6. Свакако треба напоменути да су ове калкулације везане за режиме рада мотора при потпуно отвореном лептиру. Губици услед трења при пуном оптерећењу се крећу негде око 10%, па се излазна ефикасност мотора при пуном оптерећењу креће негде око 35%. Овако висока ефикасност се не може реализовати на парцијалним оптерећењима, што је последица стандардне регулације оптерећења [7].



Слика 2.6 – Разлике између идеалног и реалног ото циклуса [7]

На слици 2.7 приказана је расподела енергије горива на рад појединих дефинисаних чиниоца при пуном отвору лептира тј. пуном радном оптерећењу ото мотора. Слична ситуација на истом мотору када се користе парцијални режими оптерећења. Овде је реч о само једном парцијалном оптерећењу.



Слика 2.7 – Расподела губитака ото мотора на пуном оптерећењу и парцијалном оптерећењу [7]

Код савремених возила поље минималне потрошње горива је врло мала елипса у радном пољу ото мотора. Избором броја степени преноса и преносних односа пројектанти путничких возила покушавају што чешће да користе ту област (слика 2.8). Од модерних погонских агрегата се тражи да што чешће (по броју обртаја и по оптерећењима) раде са минималним вредностима потрошње горива и што нижом емисијом. Ото мотори – са фиксираним, а компромисно изабраним степенима компресије – не могу да испуне такве услове. Због тога се пројектују мењачи са већим бројем степена преноса па цене мењача већ достижу, па и превазилазе цене мотора [8].



Слика 2.8 – Дијаграмски приказ области у којима је потрошња горива код савремених ото мотора мала [8]

Специфична индикаторска потрошња горива (g_i) – Осим индикаторског степена корисности, за оцену економичности стварног циклуса користи се специфична индикаторска потрошња горива, која представља потрошњу горива мотора у току једног сата, сведену на један киловат индикаторске снаге:

$$g_i = 1000 \cdot \frac{m_g}{P_i} \left(\frac{g}{kW \cdot h} \right) \quad (2.1)$$

где је: m_g – часовна потрошња горива (kg/h).

Индикаторска снага мотора може се написати преко формуле:

$$P_i = \frac{m_g \cdot H_d \cdot \eta_i}{3600} \quad (kW) \quad (2.2)$$

Сада специфична индикаторска потрошња горива има облик:

$$g_i = \frac{3.6 \cdot 10^6}{H_d \cdot \eta_i} \left(\frac{g}{kW \cdot h} \right) \quad (2.3)$$

где је:

H_d – топлотна моћ горива,

η_i – индикаторски степен искоришћења мотора [2].

Ефективна специфична потрошња горива (g_e) – ако се потрошња горива мотора у току једног сата сведе на један киловат (kW) његове снаге добијамо специфичну ефективну потрошњу горива:

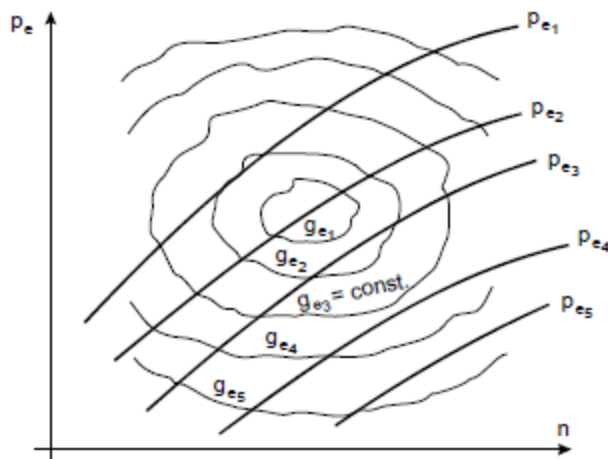
$$g_e = \frac{m_g}{P_e} \cdot 10^3 \left(\frac{g}{kW \cdot h} \right) \quad (2.4)$$

Овај параметар, такође служи за оцену мотора као целине. Мање вредности се односе на квалитетније конструкције и технолошка решења, а такође и на моторе који се у експлоатацији боље одржавају. Пораст потрошње горива код мотора је индикатор његовог експлоатационог старења и хабања па самим тим и сигнал за потребним интервенцијама на његовим системима и деловима [2].

При израчунавању специфичне ефективне потрошње горива можемо, аналогно специфичној индикаторској потрошњи (2.3), користити и формулу:

$$g_e = \frac{3.6 \cdot 10^6}{H_d \cdot \eta_e} \left(\frac{g}{kW \cdot h} \right) \quad (2.5)$$

Комбинацијом брзинских карактеристика и карактеристика оптерећења добијају се тзв. универзалне карактеристике из којих се може врло добро сагледати спектар карактеристика мотора. Најчешће се у пракси користи универзални дијаграм $p_e - n$ (шкољкасти дијаграм) приказан на слици 2.9 [1]. Запажа се да смањењем оптерећења долази до битног повећања специфичне ефективне потрошње горива [2].



Слика 2.9 – Универзални (шкољкасти) дијаграм $p_e - n$ [1]

Моторски захтеви осликавају услове за нормално сагоревање горива и то су функције конструктивних и регулационих параметара, бројева обртаја, статичких и динамичких оптерећења. Исти тип мотора тражи високе октанске бројеве на пуном гасу и при ниском броју обртаја. Са порастом броја обртаја услови за сагоревање се побољшавају и мотор је задовољан са мање октана. Разлика може достићи 10 јединица [1]. Погонске карактеристике описују возна својства, а употребне карактеристике еколошка (табела 2.1).

Табела 2.1 – Захтеви возила и мотора према моторним бензинима [3]			
Квалитети	Захтеви		Особине погонских материјала горива
	Возила	Мотора	
Погонски	Старт	Хладан и топао	Крива дестилације, испарљивост
	Економичност и возивост		Октански број, густина, октански број, адитиви
	Квалитет, век и ФСС		Састав, оксидациона постојаност
Употребни	Екологија Ергономија	Издувни гасови Испарења	Топлотна моћ, састав, крива дестилације, Густина, адитиви, мирис
	Бука		Расподела октанских вредности

У досадашњој техничкој, технолошкој и саобраћајној пракси својства бензина су описивана октанским квалитетом. У технологији се користи октански број који се добија и проверава на стандардној апаратури и пореди са еталонима на бази хемијски чистих компонената. Мотористи оперишу са октанским захтевима мотора које одређују специфичности у конструкцији коморе за сагоревање и регулационим параметрима. Разлика између *истраживачких* и *моторних октанских* бројева се назива осетљивост бензина и описује квалитет сирове нафте и учинак технологија. На истом лабораторијском мотору се изводе два теста. Тест за МОБ – моторни октански број треба да симулира убрзавања од бројева обртаја при максималним обртним моментом, када возило може да ради са високим убрзањима. Другим тестом за ИОБ – истраживачка метода на истом мотору се добија истраживачки октански број. У том случају услови испитивања симулирају рад мотора на бројевима обртаја при номиналној снази, када су убрзања

возила ниска. Тада мотор тражи од горива ниже октанске квалитете. Боље је оно гориво код кога је ова разлика, (осетљивост бензина) $P = ИОБ - МОБ$, мања [3].

Када се све поједностави онда се оценама моторних бензина по октанској вредности припишу и сасвим погрешна значења. Најчешћа грешка је повезивање октанског броја са топлотном моћи горива, снагом мотора и економичношћу возила. У табели 2.2 наведени су неки важни подаци који релативизују такву повезаност.

Табела 2.2 – Октански бројеви и топлотне моћи моторних бензина и метанола [3]					
Горива	Димензије	“Regular”	“Premium”	“Super +”	Метанол
Топлотна моћ, H_d	MJ/kg	43÷44	42÷43	42÷43	20
	MJ/L	33÷34	32÷33	32÷33	16
Октански број	ИОБ	91÷ 95	95÷98	98÷101	115
	МОБ	82÷ 85	85÷90	88÷91	95
Топлотна моћ смеше $H_p = \frac{H_d}{M_v} \cdot L_{min}$	MJ/kg	2.8 ÷ 3			3.1

Алтернативна горива за ото моторе:

1. Гасовита горива за ото моторе:

НТГ – Нафтни течни гасови (аутогас, пропан/бутан). Током рафинеријске прераде нафте, и по сличној технологији из природног гаса, добија се гориво „НТГ – нафтни течни гас“, које се најчешће користи за покретање ото мотора. НТГ је намењен углавном путничким возилима (ISO 9162) [3].

Водоник се налази свуда око нас, али никада у слободном стању. По маси kWh/kg и запремини kWh/L не одговара возилима, јер има лоше карактеристике по критеријумима ото и дизел мотора.

Природни гас, по моторским мерилима природни гас се може користити као једино гориво било у ото било у дизел мотору. Исто тако може бити спарен са сваком врстом нафтног или доказаног алтернативног горива (нижи и виши алкохоли, биомасе, биогас).

2. Алкохолна течна горива за ото моторе:

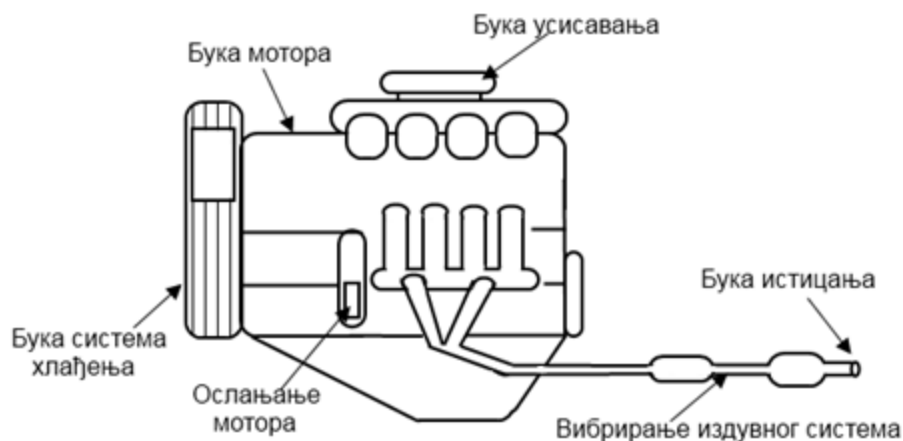
Етанол, CH_3CH_2OH је "зелени алкохол" који се добија из растиња, агро плодова и биљних отпадака, захваљујући високим октанским бројевима радо се користи у ото моторима. Углавном постоје две формулације горива. Једна је са ниским уделом етанола од 10÷20%, а друга са високим уделом етанола од 85% у безоловном бензину.

Метанол, CH_3OH , је моно – примаран алкохол велике токсичности. Отровног је дејства на сва бића у течном или парном стању. То је разлог због кога се његова примена строго ограничава. Велики проценти метанола у бензину отежавају стартовање. Постоје проблеми са корозијом, раслојавањем, хидроскопношћу и таложењем. Тада се морају додавати емулгатори: изопентан, диметилетар или виши етри. Поред високих октанских квалитета има велику латентну топлоту која снижава температуре у цилиндру и емисију NO_x . Мотор за чист метанол може имати оптималан степен компресије ($12 \div 15$) [3].

Етри се могу сматрати дериватима воде $\text{H} - \text{O} - \text{H}$ ако јој оба атома водоника заменимо алкилним групама $\text{R} - \text{O} - \text{R}$. Мешавине бензина и етра показују добру испарљивост, високе октанске вредности и толеранцију према води. ЕУ препорука 85/536 дозвољава додавање оксигената са C_5 и више молекула до 15% ако је тачка испаравања испод 215°C .

2.3. Бука мотора СУС – ото мотора

Измерени ниво буке возила, током тестирања по методи ISO R 362 зависи од положаја возила у односу на микрофон. Према том тесту главни извор буке је погонски агрегат. Мотори СУС су комплексни извори буке широког спектра. На слици 2.10 приказани су главни извори буке код мотора СУС, односно ото мотора.



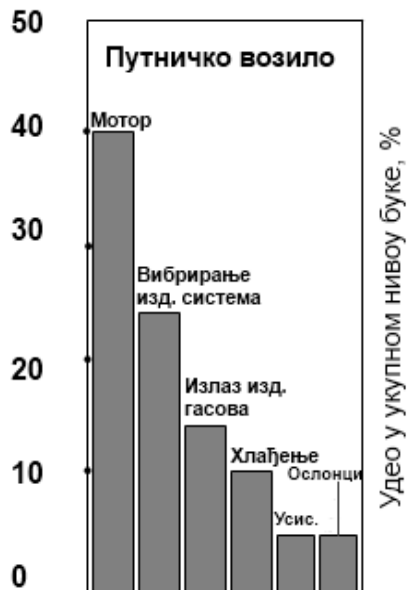
Слика 2.10 – Шематски приказ главних извора буке код мотора СУС [3]

Уопште главни извори вибрације и буке на погонском агрегату са слике 2.10, се могу сврстати:

1. бука струјања (директна бука или аеродинамичка бука),
 - бука издувавања,
 - бука усисавања,
 - систем хлађења (са вентилатором, пумпа или сл.),

2. бука створена вибрирањем делова мотора (индиректна бука), вибрирање блока, главе, картера, и сл. (бука мотора),
3. услед поремећаја код мотора, пренетих преко места за ослањање мотора у возилу [3].

Укупном нивоу буке погонског агрегата код путничких возила највећи удео има бука мотора (око 40 %), што је приказано на слици 2.11, на којој су приказани удели појединих извора буке погонског агрегата у тест методи ISO R 362 [3].



Слика 2.11 – Удео појединих извора буке у укупном нивоу према ISO R 362 [3]

Општи нивои буке на брзопроменљивим режимима рада мотора:

$$B_d = B^s + B_1 + B_2 + B_3 + B_4 + B_5 \quad [6]$$

где је:

B_d – ниво буке мотора у брзопроменљивим режимима рада,

B^s – ниво буке на почетном, устаљеном режиму,

B_1 – промена нивоа буке изазвана променом броја обртаја мотора,

B_2 – промена нивоа буке због промене режима оптерећења,

B_3 – промена нивоа буке услед нестационарних струјних процеса (усиавање и издувавање),

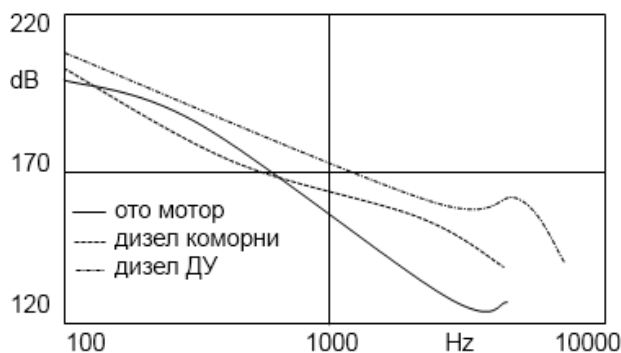
B_4 – промена нивоа буке услед нестационарних осцилаторних процеса,

B_5 – промена нивоа буке услед измењених режима рада помоћних уређаја.

Може се закључити да се мотор као део путничког возила издваја као доминантан извор буке, па му је неопходно посветити одговарајућу пажњу у анализи проблема буке. Постоје два основна узрока настајања буке код мотора, а то су: процес сагоревања и механички процес у мотору. У току сагоревања у цилиндру мотора стварају се велике вредности силе

(и момената) притиска гасова које побуђују све делове са којима су у контакту. Када мотор ради читав низ делова и система се налази у покрету. На покретне делове мотора делују силе инерције (центрифугалне силе инерције и њихови моменти, неуравнотежене инерцијалне силе праволинијских осцилаторних маса) које са своје стране стварају одговарајуће побуде. Да би се делови међусобно кретали неопходно је постојање зазора. Они проузрокују механичке ударе моторских делова током рада (вентилски механизам, премештање ослањања клипа са једне на другу страну цилиндра, зупчанички и ланчанички погон, компресор, пумпе и др.).

Бука сагоревања: сам ток притиска у цилиндру мотора битно утиче на буку коју ствара мотор. Проучавајући утицај тока притиска на спектар притисака, а самим тим и на буку мотора, може се запазити да је максимална вредност притиска одлучујућа за ниске учестаности, пораст притиска за средњи опсег учестаности, док други извод притиска по углу и евентуална детонација опредељују ток спектра на високим учестаностима (изнад 4 kHz). На слици 2.12 прикана су три спектра притиска за три различита мотора: за један ото мотор, коморни дизел и дизел ДУ [3].



Слика 2.12 – Спектар притисака [3]

Механичка бука мотора је последица имплуса удара делова који се релативно крећу. Механичка бука се може смањити оптималним профилисањем одговарајућих делова, као и смањењем зазора између делова у релативном кретању. Тако се контролишу секундарна кретања делова и смањују вредности имплуса удара. Бука клипа као последица удара клипа о зид цилиндра је посебно изражена код не загрејаних мотора. Њен ниво опада са загревањем мотора и смањењем зазора клип – цилиндар, а карактеристична учестаност је 1.4÷1.7 kHz [3].

Коленасто вратило у највећем делу радног процеса плива на филму уља. Међутим максимална сила притиска гасова доводи до удара рукавца о филм уља и наглог смањења његове дебљине, па чак и до кидања. Ти удари побуђују блок мотора и генеришу буку. Стварање буке посебно стимулишу и торзионе осцилације коленастог вратила. Пригушивачи торзионих осцилација смањују структурну буку блока мотора, али могу да

генеришу нову буку. Учестаност осцилација спољних површина блока и цилиндарске главе мотора је око 1.5 kHz [3].

Бука система за хлађење: рад вентилатора система за хлађење је велики извор буке широког спектра. Бука система за хлађење значајно зависи од конструкције, односно облика саћа код хладњака, облика лопатица, растојања лопатица, растојања између хладњака и вентилатора (због појаве турбуленције), итд. Бука коју генерише вентилатор је таквог фреквентног садржаја који је близак резонантним учестаностима путничког простора, што може бити извор додатних проблема.

Систем за измену радне материја: посебно код брзоходних мотора, он је генератор највећег дела механичке буке мотора. Удари брега, при отварању вентила и самог вентила при седању на седиште стварају побуде које генеришу буку. Оптималним профилисањем наилазне и силазне рампе брега та се бука може смањити. Увођењем хидрауличких подизача вентила и минимизирањем зазора, такође се може утицати на смањење буке. Како вентили својом масом утичу на вредност имплуса удара при отварању и затварању, треба пројектовати вентил са мањом масом. Ударно дејство вентила по седиштима производи вибрације 10÷15 kHz. Док зупчанички погон ствара вибрације у опсегу учестаности 0.3÷5 kHz [3].

Бука усисавања је аеродинамичког порекала. Настаје због: осциловања притиска у усисном систему, стварања вртлога, стварању вртлога при оптицању препрека на које вазух наилази при кретању кроз систем (вентил, седиште,...) и турбуленције ваздуха у граничним слојевима. Значајно зависи од режима рада мотора, односно броја обртаја мотора, акустичких карактеристика усисног тракта, врсте и карактеристике филтера за ваздух, његове запремине итд.

Бука издувавања је последица турбулентног струјања гаса у издувном систему и истицања у околину. Пошто се околина понаша као еластична средина, формирају се звучни таласи. Таласи се распростиру специфично са карактеристичном кривом у поларним координатама и максималном енергијом у правцу угла од 25° и 45° у односу на осу цеви. Ова бука се снижава одговарајућим пригушивачима и правилним избором његовог положаја у издувном систему. Пригушивачи који се уграђују у издувне системе раде на принципима апсорције и рефлексије. Први трансформишу енергију звука у топлоту, а други врше интерференцију звучних таласа. Смањење нивоа буке је сразмерно запремини пригушивача. Уградбене димензије диктирају вишеструке пригушиваче. Такви системи се састоје од: конвенционалних пригушивача, резонатора (постављају се испред конвенционалних), еластичних делова у систему (спречавање преношења вибрација мотора на издувни систем и обрнуто) и завршних цеви [3].

2.4. Законска регулатива и уређаји за контролу емисије код ото мотора

Европски прописи о емисији издувних гасова за путничка и лака теретна возила

У Европи су регулативе за емисију издувних гасова из возила донете нешто касније него у САД. Тако је за путничка и лака теретна возила регулатива ЕСЕ (Economic Commision for Europe) 15.00 донешена 1971. године од стране Европске комисије за Уједињене нације. Амандман 01 (ЕСЕ 15.01) је донет 1975. године и његове границе су износиле 32 g/kg за СО и 11 g/kg за НС + NO_x. Временом су уведени нови амандмани (све до ЕСЕ 15.04 и ЕСЕ R 83/03) и границе су постајале све оштрије. Данас прописе о емисији доноси Европска унија. За путничка и доставна возила прописи су дефинисани Директивом 70/220 / ЕЕС (European Economic Community), табела 2.3 [3]. Ово је базна Директива која је често мењана. Неке од важнијих измена су:

- **Еуро 1** стандард (познат као ЕС 93) – Директива 91/441/ЕЕС (само за путничка возила) или 93/59 / ЕЕС (путничка и доставна возила);
- **Еуро 2** стандард (познат као ЕС 96) – Директива 94/12/ЕС или 96/69/ЕС;
- **Еуро 3/4** стандард (2000/2005) – Директива 98/69/ЕС, каснији амандмани су у 2002/80 / ЕС;
- **Еуро 5/6** стандард (2009/2014) – Еуро 5/6 уводи регулативе 715/2007 од 20. јуна 2007, тако се прописи поједностављују и претходне „Директиве“ – које морају да буду уграђене у све националне законе – на даље ће бити замењене са „регулативама“ које су непосредно примењују одмах након доношења. Од 1.1.2014. почела је примена Еуро 6 стандарда о емисији издувних гасова ото и дизел мотора.

Табела 2.3 – Европске норме о емисији штетних гасова код путничких возила са ото мотором [3]						
Стандард	Увођење	СО g/Kw	НС g/Kwh	NO _x g/Kwh	PM g/Kwh	НС+NO _x
ЕУРО 0	1988	12,3	-	-	-	0.97÷0.13
ЕУРО 1	1992	2.72÷3.16	-	-	-	0.5
ЕУРО 2	1996	2.2	-	-	-	-
ЕУРО 3	2000	2.3	0.2	0.15	-	-
ЕУРО 4	2005	1	0.1	0.08	-	-
ЕУРО 5	2008	1	0.1	0.06	0,005	-
ЕУРО 6	2014	1	0.1	0.06	0,005	-

33/2009/ЕС – Директива дефинише стратегију смањења СО₂ за 20% до 2020. године у поређењу са базном 1990. годином. Пропорцију учешћа коришћења алтернативних горива у износу од 20% у односу на све деривате у циљној 2020. години, као унапређење енергетске ефикасности у смислу смањења потрошње погонског горива за 20% [3].

Директива регулише и еколошке и енергетске критеријуме приликом набавке нових возила, који ће бити саставни део тендерске процедуре. Овом директивом дефинише се и цена емисије дефинисана Euro/kg за сваки продукт. СО₂ (0,03 – 0,04 Euro/kg), NO_x (0,0044 Euro/kg), NMCH (0,001 Euro/g), PM (0,087 Euro/g). директива прецизира да

основа за све калкулације у смислу израчунавања вредности емисије или трошкова емисије штетних гасова буде g/km , а не g/Kwh [3].

Загађења ваздуха, воде и земљишта су нежељене промене физичких, хемијских биолошких својстава животне средине, које могу неповољно деловати на жива бића или нарушити њихове екосистеме. Загађујуће материје или загађујуће супстанце (полутанти) су остаци онога што производимо, користимо и одбацујемо. Другим речима, материја и/или енергија постају загађујуће када се појаве на непожељном месту, у непожељном облику, у непожељно време и у непожељним количинама. Према природи загађивања може се направити подела и на следећа три облика:

1. загађивање материјама,
2. загађивање енергијом (отпадна топлота, бука, ...) и
3. загађивање пољима сила (нпр. електромагнетним) [3].

Смањење негативног утицаја возила на околину остварује се бројним конструктивним и технолошким новинама, које су повезане са повећањем цене возила. Управо зато одлуку о примени тих решења не смеју доносити сами произвођачи. О томе морају бринути и одговарајуће државне институције и организације, које сваким даном доносе све већи број законских регулатива. Те регулативе дефинишу штетне материје које се контролишу, одговарајуће методе за њихово мерење, постављају одређене граничне вредности и уводе обавезе примене нових технологија и система, као на пример системи дијагностике на возилима (OBD – On Board Diagnostics).

Ове мере захтевају нова конструкциона и технолошка решења, чија је динамика увођења приказана на слици 2.13. Конструктори мотора су прве интервенције урадили на систему за припрему смеше и на систему паљења са циљем да се на самом извору смањи настајање отровних продуката. У систему за напајање горивом ото мотора данас је појединачно убризгавање у усисни вод постало стандардна варијанта за савремене motore, а онда је уведено директно убризгавање бензина у цилиндар. Данашњи системи BOSCH – а имају ознаку Motronic MED 7. Предности директног убризгавања бензина су евидентни само ако мотор ради са сиромашном смешом. Тада стандардни "тро-компонентни" катализатор не може ефикасно да редукује емисију NOx . Због тога се данас интензивно ради и на развоју катализатора за NOx при раду са сиромашним смешама. Паралелно са интервенцијама на систему за припрему смеше вршено је усавршавање и оптимизација система за паљење у смислу појачања енергије варнице због сигурног упаљења и сиромашне смеше, јер неколико изостајања упаљења смеше у цилиндру може уништити катализатор, као и оптималне промене угла претпаљења у читавом опсегу рада мотора [3].



Слика 2.13 – Развој опреме ото мотора до Еуро 4 стандарда (2005. год.) [3]

Стандарди једноструки (трокомпонентни) катализатор (слика 2.14) има улогу претварања штетних издувних гасова (CO , HC , NO_x) у CO_2 , H_2O и N_2 . Наравно да се применом ових уређаја то не дешава у потпуности али итекако доприноси смањењу штетне емисије. Данас се искључиво употребљавају регулисани једноструки или вишеструки катализатори са троструким деловањем. Троструко деловање значи да се каталитички третирају сва три штетна издувна гаса (CO , HC и NO_x). Појам регулисани катализатор означава да се испред катализатора налази сензор који рачунару возила шаље сигнал у којем радном подручју мотор ради како би се смеша гориво – ваздух на улазу у мотор задржавала што дуже у стехиометријском радном подручју ($\lambda=1$). Појам једноструког или вишеструког катализатора означава у колико кућишта је смештен катализатор. Положај катализатора у издувном систему највише зависи од температуре издувног гаса на уградном месту катализатора [3].

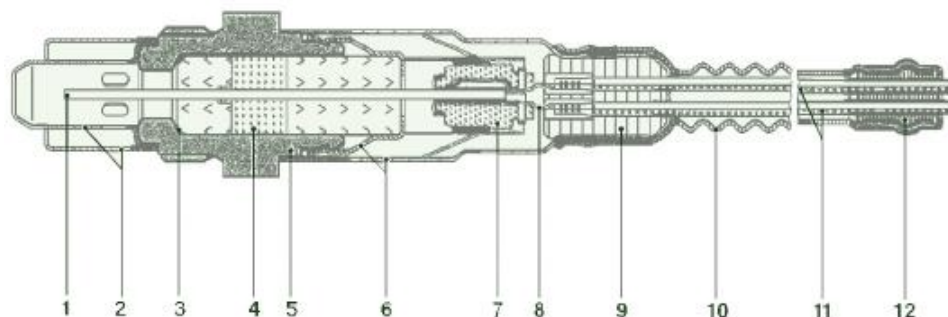


Слика 2.14 – Стандардни једноструки (трокомпонентни) катализатор [3]

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 смеси. Идеалан однос износи 14,7 kg ваздуха на 1 kg убризганог горива ($\lambda=1$). Функција ламбда сонде управо је да детектује одступања ламбда фактора у издувним гасовима од идеалне вредности, те омогући рачунару да у зависности од тога регулише количину убризганог горива у усисну грану. Дакле, у случају горивом засићене смеше смањује се количина убризганог горива и обратно. Принцип деловања ламбда сонде је следећи: Сонда је обично уграђена у издувни систем на начин да је њен врх у сталном контакту са издувним гасовима. Кристал од цирконијума (Zr) обложен са обе стране танким слојем платине у додиру са кисеоником у издувним гасовима генерише напон. Овај напон најчешће варира између 0 и 1 V и читавањем његове средње вредности, те познавањем количине убризганог горива, лако је израчунати ламбда фактор. Ламбда фактору у износу од 1 одговара средњи напон од око 0,45 V. На основу података који долазе из ламбда сонде централни рачунар возила одређује количину убризганог горива у реалном времену одржавајући ламбда фактор константним. Проблем представља чињеница да ламбда сонда тек при радним температурама већим од 270 °C почиње да врши своју функцију. Због ове чињенице у ламбда сонде се уграђују грејачи и постављају се што ближе мотору, а све у сврху ранијег почетка деловања регулационог круга мотора. Постоје две основне врсте ламбда сонди према типу сигнала који дају на излазу: двостепена ламбда сонда и “broadband” ламбда сонда. Двостепеним сондама се не може тачно утврдити вредност λ фактора већ само да ли је он у стехиометријском подручју, док код широкопојасних сонди то није случај [3].

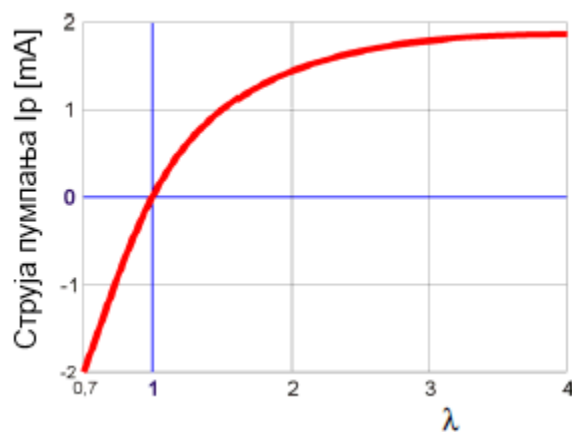
Грејана ламбда сонда:

Великим делом дизајн грејане ламбда сонде идентичан је дизајну не грејане сонде. Активна керамика сонде се загрева изнутра керамичким грејним елементом који узрокује да температура керамичког тела увек остаје изнад функционалне границе од 250 °C. Грејана сонда је опремљена заштитном капом која има мање отворе. Између осталог, то штити керамику сонде од хлађења када су издувни гасови хладни. Међу предностима грејане сонде истичу се: поуздана и ефикасна контрола при ниским температурама издувних гасова (нпр. на празном ходу), минимални утицај промена у температури издувних гасова, брзо достизање ефекта ламбда контроле након покретања мотора, брзо реаговање давача које спречава велика одступања од идеалног састава издувних гасова, независност положаја постављања давача на издувној грани јер је независан од загревања околине [3]. На слици 2.15 је приказана грејана широко појасна ламбда сонда.



Слика 2.15 – Грeјана широко појасна лaмбда сонда: 1 – сензор, 2 – заштита, 3 – заплитивни прстен, 4 – заплитивни блок, 5 – тело, 6 – оклоп, 7 – држач контакта, 8 – контакти, 9 и 10 – вођице, 11 – каблови, 12 – заплитивач [3]

Сонда реагује на појаву кисеоника у издувним гасовима. Када има кисеоника онда је електрични сигнал јак, а када га нема онда слаби. Највећи скок одговара теоријској смеши ваздуха и горива. Класичне лaмбда сонде су давале сигнале систему напајања горивом једино када је састав смеше био стехиометријски у „лaмбда прозору“, јер је такав (теоријски) састав смеше. Високо економични мотори траже сиромашан састав смеше. Пошто савремени системи претежно раде у области сиромашних смеша и још се не може са сигурношћу описати саставница за накнадну обраду издувних гасова код њих. Даљи развој грeјаних лaмбда сонди иде у том правцу. Од њих се очекује да буду регулатори у областима од богатог до сиромашног састава смеше, почев од 0.7 до чистог ваздуха, слика 2.16. Самим тим је отворен пут ка примени лaмбда регулације код дизел мотора тј. потпуно у складу са даљим развојем мултипроцесних дизел/ото мотора ближе будућности.



Слика 2.16 – Сиглан из грeјане широко појасне лaмбда сонде [3]

2.5. Законска регулатива, мерење и начин смањења буке код мотора СУС

Бука и вибрације су физички феномени који настају као резултат ударних и осцилаторних процеса у машинским елементима, склоповима и уређајума. Они се могу дешавати у чврстим телима, течним или гасовитим флуидима.

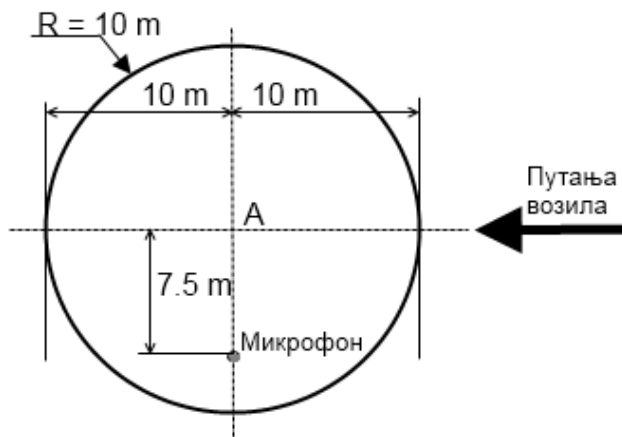
Основни узроци појаве вибрација и буке могу се сврстати у четири групе: конструкциони параметри, технолошки параметри, радни процеси и технологија одржавања [3].

Спољашња бука возила нормирана је у складу са Правилником R ECE 51 rev.02. који је уведен октобра 1996. године и директивом EU 70/157/ECE са изменама од 05.07.2007. Правилник ECE 51.02 не односи се на возила која се већ налазе у експлоатацији. Увођењем ревизије 02, еквивалентни ниво буке аутомобилског саобраћаја у коме учествује 10÷30% теретних возила, смањено се за 2÷3.5 dB (A). Имајући у виду изнете анализе могу се навести мере за смањење општег нивоа буке моторног возила мерене по тест методи ISO R 362:

- Усавршавањем – реконструкцијом мотора и његових система могуће смањење нивоа буке је 3÷5 dB (A);
- Делимичним облагањем мотора звучно изолационим материјалима могуће је остварити смањење до 3 dB (A);
- Смањењем броја обртаја мотора могуће смањење нивоа буке износи до 4 dB (A);
- Потпуним облагањем мотора и његових система могуће је остварити смањење нивоа буке за 6÷9 dB (A) [3].

Мерење буке покретног возила према ISO 362 Директива 81/83/EEC:

Стандардно мерење емисије буке возила одвија се према ЕЕС директиви 81/83/EEC, заснованој на стандарду ISO 362 (мерење буке коју емитују друмска возила при залету – Инжењерска метода). Тест се изводи на равној површини. Није дозвољено постојање објеката од којих се одбија звук на удаљености од 50 m у пречнику. Микрофон се налази на 7.5 m удаљен бочно од средине коловозне траке на висини од 1.2 m изнад равни тла (слика 2.17). Возило се приближава константном брзином у датом степену преноса. Када растојање између возила и центра круга, тачке А, буде 10 m, даје се „пун гас“ (лептир потпуно отворен). Мери се вршна вредност у dB. Врши се најмање по два мерења са сваке стране коловозне траке, а као крајња узима се највећа измерена вредност [12].



Слика 2.17 – Шема мерења буке возила према ISO 362 Директива 81/83/EEC [12]

Мерење буке унутрашњости возила према ISO 5120 – 1989 (E):

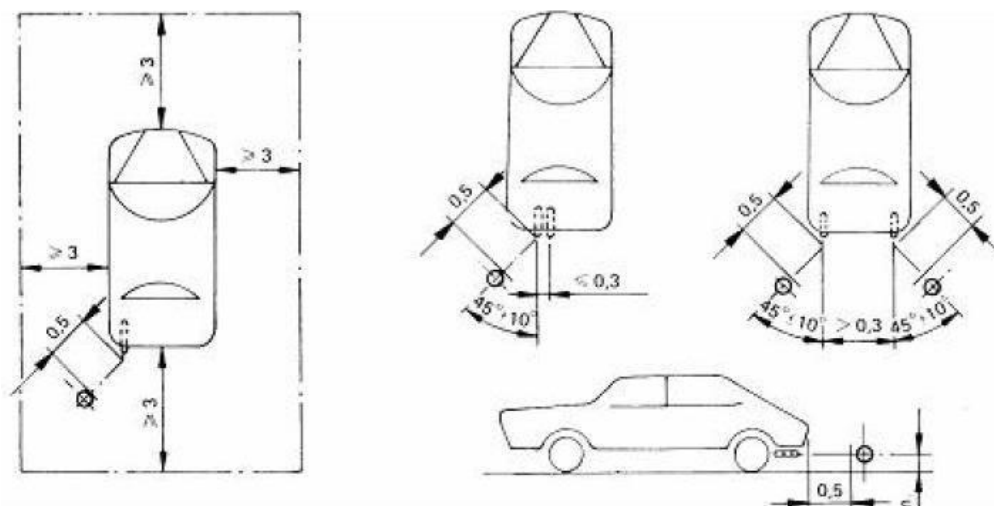
Услови стационарног теста:

- удаљеност од великих објеката 20 m,
- брзина ветра мања од 5 ms^{-1} на висини од 1.2 m изнад површине тла,
- мењач у неутралном положају,
- мотор ради на празном ходу,
- лептир потпуно отворен, што је могуће брже и држати га отвореним најмање 5 s,
- извршити најмање три мерења и наћи аритметичку средњу вредност [12].

Мерење буке издувавања према ISO 5130 – 1982 (E):

Услови теста:

- отворен простор,
- ивице мерне локације удаљене најмање 3 m од истурених делова возила,
- не сме бити никаквих објеката у близини,
- возило удаљено најмање 1 m од тротоара,
- дозвољено присуство само возача и посматрача на мерној локацији,
- обавити најмање три мерења и користити аритметичку средњу вредност као коначни резултат,
- возило у центру мерне области,
- мењач у неутралном положају,
- укључена спојница,
- мотор стабилизовати на $\frac{3}{4}$ обртаја при максималној снази, па затим нагло затворити лептир,
- записати само највећи ниво звучног притиска [12].

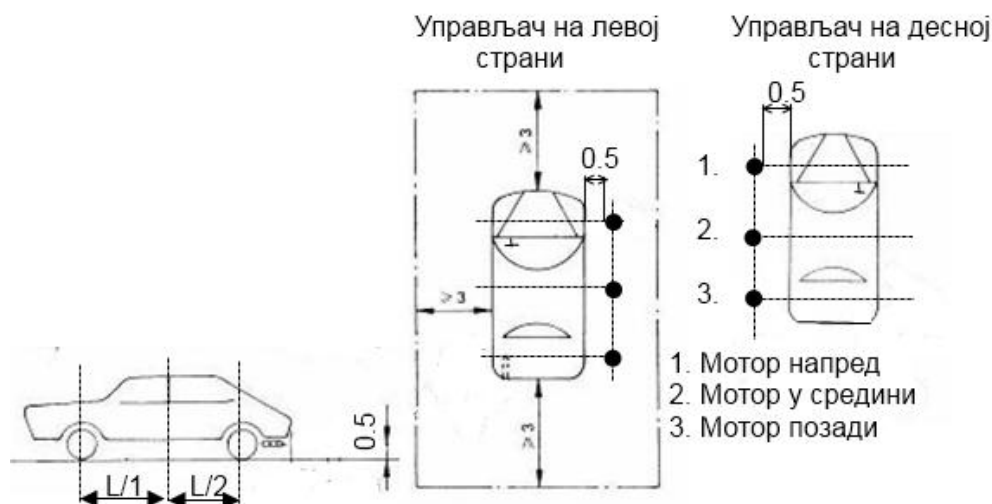


Слика 2.18 – Шема мерења буке према ISO 5130 – 1982 (E) [12]

Мерење буке у близини мотора према Анексу ISO 5130 – 1982 (Е):

Услови теста:

- мерење се обавља само на страни супротној од возача,
- број обртаја мотора једнак је $\frac{1}{2}$ броја обртаја при масималној снази мотора,
- записује се само највиши ниво,
- извршити три мерења и наћи аритметичку средњу вредност [12].



Слика 2.19 – Шема мерења буке у близини мотора према Анексу ISO 5130 – 1982 (Е) [12]

Поред наведених класичних мера за смањење буке моторних возила користе се и методе засноване на интерференцији звучних таласа (те методе се називају: активно смањење буке). Показано је да променом притиска у окружењу извори буке могу да се компензују променама притиска другог звучног извора који тако ствара антизвук и чини први извор нечујним. При томе звучни таласи оба извора морају имати амплитуде истог интензитета, исте учестаности, али супротног знака. За један звучни уређај можемо рећи да је акустично ефикасан само ако може да произведе антизвук жељених карактеристика.

Испитивањем је показано да ефикасност антизвука почиње при:

- амплитудној разлици антизвука у односу на звук, од 50% и
- међусобном фазном померању мањем од $1/6$ таласне дужине [3].

У аутомобилској индустрији практична примена антизвука је могућа за:

- активно смањење буке у путничком простору и
- активно смањење буке издувавања [3].

Мотори СУС, цикличног рада стварају квазипериодичан звук. Зато је могуће, у одређеном обиму и предвиђање карактеристика емитованог звука. Ако се један такав звучни циклус

и инвертује, па се у дигиталној меморији изврши селекција и формира компензациони звук, онда ће се он уз помоћ адаптивне регулације користити као анти звук. Одговарајуће корекције се могу вршити на бази регистрованог звука путем више микрофона. Емисија потребног антизвука се може реализовати преко постојећих звучника радија у аутомобилу. Због сопствених учестаности путничког простора и фреквентног садржаја буке мотора постоји реална опасност резонантних појава у путничком простору.

Данашњи резултати су показали да је примена антизвука најцелисходнија за пригушење буке нижих учестаности. То значи примену тамо где пасивне мере звучне изолације као што су:

- изолација која при ниским учестаностима захтева зидове велике дебљине или густине (тежине) и
- абсорпција, која при ниским учестаностима захтева велику дубину облагања, не дају резултате [3].

3. Анализа термодинамичких циклуса ото мотора

Укупан процес трансформације хемијске енергије горива у току стварања пара у моторима СУС је праћен низом веома сложених физичко – хемијских и топлотних појава, које се често временски преклапају и које све скупа обухватамо именом „Радни Циклуси Мотора“. Од карактера одвијања радног циклуса и његових појединих фаза зависе излазни параметри мотора, снага, потрошња горива, токсичност издувних гасова, бука.

Врсте радних циклуса СУС су:

- а) реални (стварни) циклус у моторима СУС,
- б) увођењем максималних упрошћења добијају се идеални циклуси који се могу описати једноставним математичким изразима и представљају граничне термодинамичке циклусе са највећим степеном корисности и највећим специфичним радом,
- ц) прорачунски циклуси се налазе између претходна два. Уколико подразумевају велики број упрошћења, ближи су граничним термодинамичким циклусима, док су у супротном ближи реалним циклусима [5].

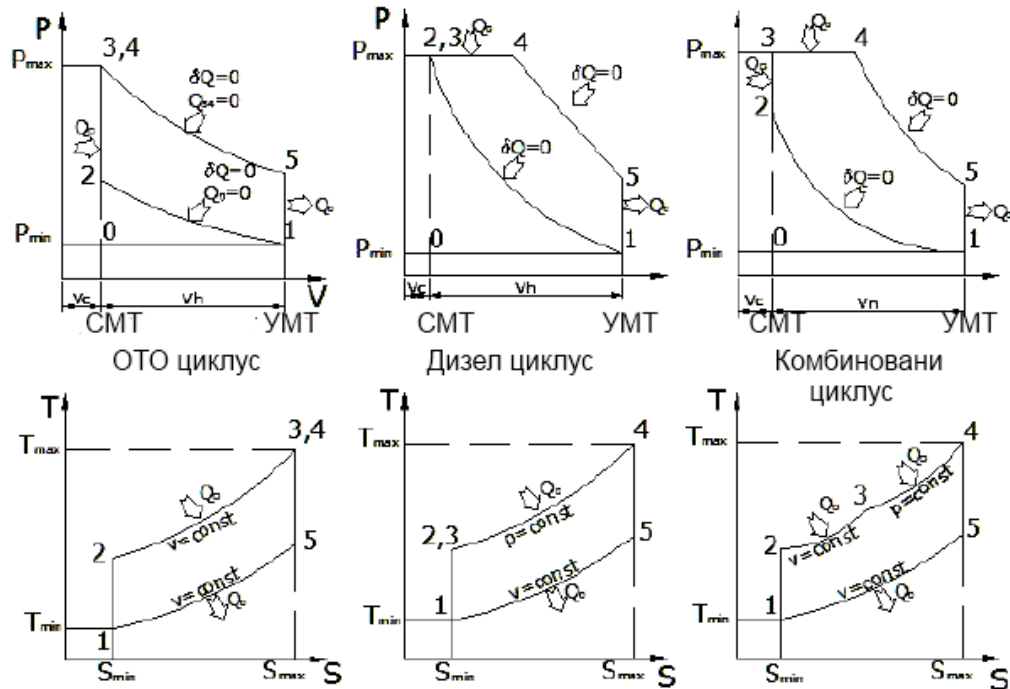
3.1. Термодинамички циклуси мотора

Под термодинамичким циклусима мотора подразумевамо граничне термодинамичке циклусе, тј максимално упрошћена стварне радне циклусе мотора СУС. То су кружни, затворени, повратни циклуси који су дефинисани увођењем следећих претпоставки:

- специфичне топлоте радне материје су константне,
- у циклусу не постоје никакви губици осим оних који су по II закону термодинамике повезани са предајом дела топлоте топлотном понору,
- стварни процес сагоревања је замењен процесом доводења топлоте радној материји, који се одвија при одређеним променама стања [5].

Посебан значај ових циклуса се огледа у могућности дефинисања упоредних или еквивалентних циклуса са стварним циклусима мотора СУС. Да би неки циклус био упоредан, одређеној врсти мотора потребно је да испуни следеће услове:

- да садржи исте фазе циклуса и исти редослед њиховог одвијања, као и стварни циклус мотора,
- 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 доведу еквивалентну количину топлоте по јединици радне материје,
- исти притисак и температура и изабраној референтној тачки [5].



Слика 3.1 – Графички приказ упоредних циклуса у $p-V$ и $T-S$ координатном систему [5]

3.2. Параметри економичности термодинамичких циклуса, извођење термодинамичких степена корисности и анализа утицајних величина

Параметар који се користи за оцену економичности термодинамичких циклуса је степен корисности циклуса. Степен корисности термодинамичких циклуса је:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_d} = \frac{Q_d - Q_o}{Q_d} = 1 - \frac{Q_o}{Q_d} \quad (3.1)$$

где су:

L_t – добијени рад мотора,

Q_d – количина доведене топлоте,

Q_o – количина одведене топлоте [5].

Укупна доведена топлота: $Q_d = Q_d' + Q_d''$

Доведена топлота по изохори: $Q_d' = c_v \cdot (T_3 - T_2)$

Доведена топлота по изобари: $Q_d'' = c_p \cdot (T_4 - T_3)$

$$Q_d = c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot (T_4 - T_3) \quad (3.2)$$

где су:

c_v , c_p – специфичне топлоте радне материје при константној запремини, односно, при константном притиску, kJ/kgK ; T_2 , T_3 , T_4 – температуре у тачкама 2,3,4.

Одведена количина топлоте: $Q_o = c_v \cdot (T_5 - T_1)$

Потребно је одредити све температуре од T_1 до T_5 преко једнацина појединих процеса.

На делу циклуса 1 – 2 имамо изентропско сабијање:

$$T_1 \cdot V_1^{k-1} = T_2 \cdot V_2^{k-1} \quad (3.3)$$

где је: $k' = \frac{c_p}{c_v}$ – експонент адијабате [5]

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \quad (3.4)$$

где је: $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$ – степен компресије

На делу циклуса 2 – 3 имамо изохорско довођење топлоте:

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3} \rightarrow T_3 = T_2 \cdot \frac{p_3}{p_2} = T_2 \cdot \alpha = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \alpha \quad (3.5)$$

где је: $\alpha = \frac{p_3}{p_2}$ степен пораста притиска при довођењу топлоте при $V = \text{Const.}$ [5]

На делу циклуса 3 – 4 имамо изобарски довођење топлоте:

$$\frac{T_3}{V_3} = \frac{T_4}{V_4} \rightarrow T_4 = T_3 \cdot \frac{V_4}{V_3} = T_3 \cdot \rho = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \alpha \cdot \rho \quad (3.6)$$

где је: $\rho = \frac{V_3}{V_2}$ коефицијент (степен) претходног ширења [5]

На делу циклуса 4 – 5 имамо изентропско – адијабатске ширење:

$$T_5 \cdot V_5^{k-1} = T_4 \cdot V_4^{k-1} \rightarrow T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{k-1} = T_4 \cdot \left(\frac{1}{\delta}\right)^{k-1} = T_5 \cdot \alpha \cdot \rho^k \quad (3.7)$$

где је: $\delta = \frac{V_5}{V_4} = \frac{V_1 \cdot V_3}{V_2 \cdot V_4} = \frac{\varepsilon}{\rho}$ коефицијент степена ширења – експанзије ($V_5 = V_4$; $V_3 = V_3$)

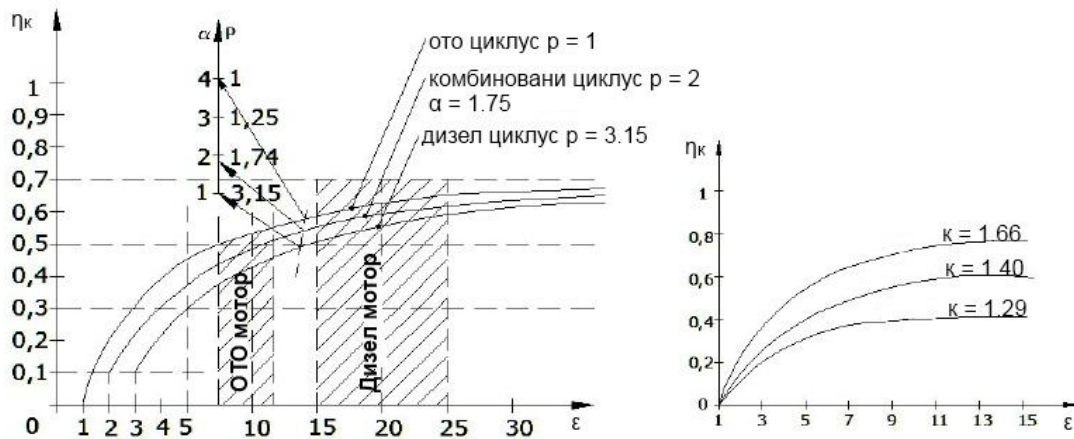
$$\eta_{tk} = 1 - \frac{Q_o}{Q_d} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_5 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot (T_4 - T_3)} \quad (3.8)$$

$$\eta_{tk} = 1 - \frac{T_1 \cdot \alpha \cdot \rho^k - T_1}{(T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \alpha - T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}) + \frac{c_p}{c_v} \cdot (T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \alpha \cdot \rho - T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \alpha)} \quad (3.9)$$

$$\eta_{tk} = 1 - \frac{\alpha \cdot \rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1} \cdot [(\alpha - 1) + k \cdot \alpha \cdot (\rho - 1)]} \quad (3.10)$$

У случају ОТО – вог циклуса $V_3 - V_4 \rightarrow \rho = z; \delta = \varepsilon$ [5]

$$\eta_{tk} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (3.11)$$



Слика 3.2 – Зависност степена искоришћења ото циклуса од степена сабијања и односа специфичних топлота k : једноатомни идеални гас (1.66), двоатомни (1.40) и троатомни (1.29) [5]

Поређење граничних термодинамичких циклуса по економичности:

Почетни услови:

1. индентични параметри стања у тачки 1
2. индентична доведена количина топлоте [5].

$$c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot (T_4 - T_3) = \text{const.} \mid : (T_1 \cdot c_v) \quad (3.12)$$

$$\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} + \frac{c_p}{c_v} \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - \frac{T_3}{T_1} \right) = \frac{\text{const.}}{T_1 \cdot c_v} = \text{const.} \quad (3.13)$$

$$\alpha \cdot \varepsilon^{k-1} - \varepsilon^{k-1} + k \cdot (\alpha \cdot \rho \cdot \varepsilon^{k-1} - \alpha \cdot \varepsilon^{k-1}) = \text{const.} \mid : \varepsilon^{k-1} \quad (3.14)$$

$$\alpha - 1 + k \cdot \alpha \cdot (\rho - 1) = \text{const.} \quad (3.15)$$

$$\rho = 1 + \frac{\text{const.} - (\alpha - 1)}{k \cdot \alpha} \quad (3.16)$$

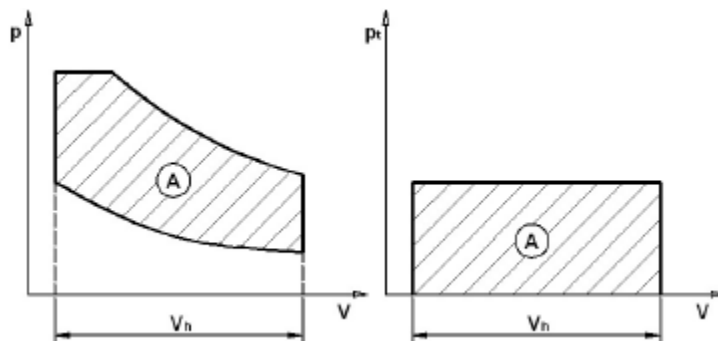
Гранични услов ото циклуса: $\alpha = \alpha_{OTO} \rightarrow \rho = 1 \rightarrow \text{const.} = \alpha_{OTO} - 1$ [5]

3.3. Параметри ефикасности термодинамичког циклуса, анализа утицајних величина и дијаграмски приказ термодинамичких циклуса за разна оптерећења

Параметар који се користи за оцену ефикасности термодинамичког циклуса је специфични рад (средњи притисак) циклуса:

$$W_t = \frac{L_t}{V_h} \left[\frac{\text{KJ}}{\text{dm}^3} \right] \quad (3.17)$$

Термин средњи притисак циклуса p_s је погодно користити у случају графичке интерпретације специфичног рада. У складу са тиме у литератури се средњи притисак дефинише као и замишљени константни притисак, који би делујући на чело клипа у току једног хода дао исти рад који даје стварни – променљиви притисак у току читавог циклуса [5].



Слика 3.3 – Графичка интерпретација средњег притиска идеалног циклуса [5]

Према основним принципима и једначинама термодинамике, укупан рад циклуса L_t се може претставити као алгебарски збир радова појединих процеса промене стања из којих се циклус састоји:

$$L_t = L_{2-3} + L_{3-4} + L_{4-5} + L_{5-1} - L_{1-2}$$

$$V = \text{const.} \rightarrow L = 0 \rightarrow L_{2-3} + L_{5-1} = 0$$

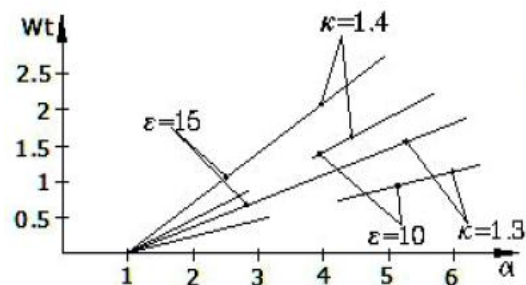
$$L_t = L_{3-4} + L_{4-5} - L_{1-2} \quad [5]$$

где је: $L_{3-4} + L_{4-5}$ укупан користан рад ширења, L_{1-2} рад који се троши на адијабатско сабијање.

Специфичан рад циклуса се такође може одредити и из једначине степена корисности:

$$L_t = Q_d \cdot \eta_t \rightarrow W_t = \frac{Q_d \cdot \eta_t}{V_h} \quad (3.18)$$

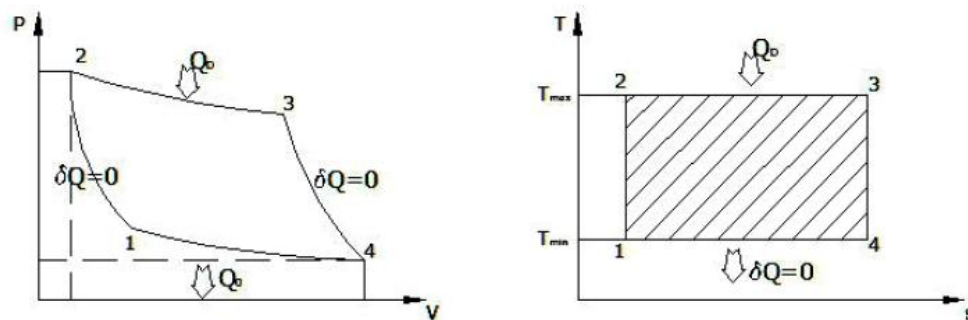
$$\text{ОТО циклус: } W_{ot} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_1}{k - 1} \cdot (\alpha - 1) \cdot (\varepsilon^{k-1} - 1) \quad (3.19)$$



Слика 3.4 – Зависност специфичног рада ото циклуса од степена сабијања, степена пораста притиска и односа специфичних топлота [5]

3.4. Гранични циклуси по степену корисности и по специфичном раду

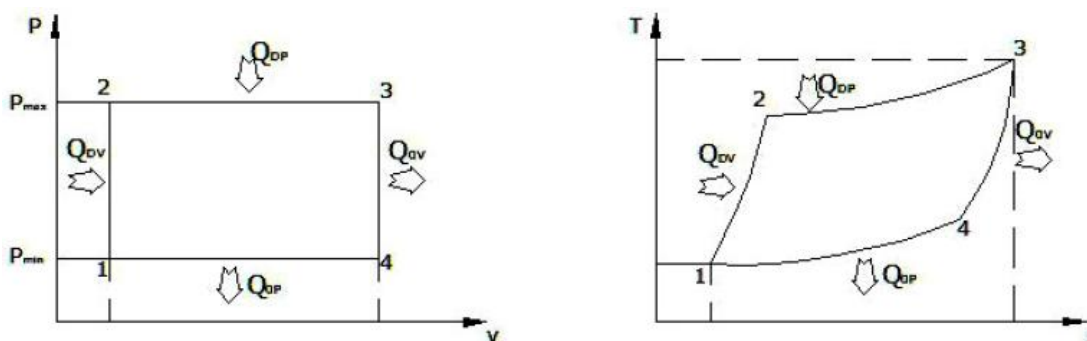
Циклус са најваћим степеном корисности је CARNOT – ов циклус:



Слика 3.5 – Упредни p - V и T - s дијаграм CARNOT – овог циклуса [5]

$$\eta = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (3.20)$$

Циклус са највећим специфичним радом је такозвани p - V - Q_v циклус.



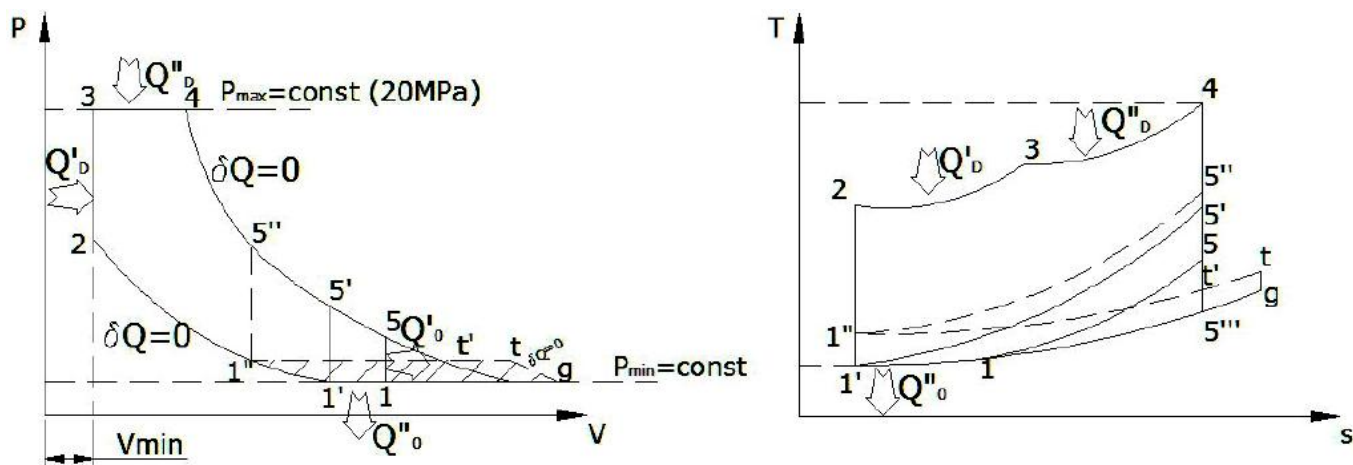
Слика 3.6 - Упоредни p - V и T - s дијаграм p - V - Q_v циклуса [5]

3.5. Анализа уопштеног термодинамичког циклуса

У класичним моторима се реализује циклус $1' - 2 - 3 - 4 - 5' - 1'$ (слика 3.7.). Извесно продужење ширења (као јединог корисног радног такта) повећава степен корисности и тада се реализује циклус $1 - 1' - 2 - 3 - 4 - 5 - 1$ [5].

Даље продужење ширења до притиска околине даје максимални термодинамички степен корисности чиме се реализује циклус $5''' - 1 - 1' - 2 - 3 - 4 - 5' - 5'''$. За реализацију овог циклуса потребни су сложени моторски механизми који имају веће механичке губитке од добитака који се добијају овим продужењем ширења. Продужено ширење је боље остварити у турбини $5'' - 5'''$ која гони компресор за претходно сабијање радног тела $1' - 1''$. На овај начин имамо истовремено повећање економичности (продужено ширење у турбини) и повећање ефикасности (повећана количина и притисак радне материје на почетку сабијања) уз смањење запремине [5].

Ради упрошћења конструкције често се користи систем надпуњења са константним притиском испред турбине. У том случају имамо процес са константним притиском испред турбине. У том случају имамо процес $1'' - t' - t - g - 1' - 1''$ који се реализује у турбини и процес $1'' - 2 - 3 - 4 - 5'' - 1''$ који се одвија у мотору. Даље повећање специфичног рада без повећања обима температура могућа је на рачун хлађења сабијеног ваздуха у компресору непосредно пред његов улазак у цилиндар мотора [5].



Слика 3.7 – $p - V$ и $T - s$ дијаграм упроштеног термодинамичког циклуса [5]

4. Анализа индикаторских и ефективних показатеља савремених ото мотора

Показатељи за оцену радног циклуса мотора се у принципу деле на унутрашње, односно индикаторске, који се одређују на основу података и резултата мерења величина, које дефинишу поједине процесе или читав радни циклус у радном простору мотора, те на ефективне показатеље, који се односе на величине измерене или прорачунате на стање на спојници коленастог вратила мотора. Разлике у величини ових двају група параметара настају услед преноса енергије из радног простора мотора на његову спојницу и формулишу се функцијама преноса механичке енергије. У физчком смислу ови параметри у суштини дефинишу:

- енергетску компактност мотора, у смислу искоришћења његове радне запремине, и
- економичност мотора, с обзиром на искоришћење доведене топлотне енергије [1].

Осим ових показатеља, за оцену мотора су веома важни и показатељи, који су у вези са заштитом човекове средине:

- бука, коју мотор емитује приликом рада,
- састав издувних гасова, посебно концентрација и укупна емисија појединих штетних компоненти, и
- мирис издувних гасова [1].

4.1. Индикаторски показатељи

Индикаторски рад циклуса је рад који гасови врше у цилиндру мотора. Индикаторски рад гасова у једном цилиндру за један циклус се назива радом циклуса. Рад циклуса може бити одређен уз помоћ индикаторског дијаграма, који је урађен на основу топлотног прорачуна мотора (слика 4.1).

Смањење површине прорачунског циклуса услед наведених узрока узима се у обзир преко коефицијената заобљавања дијаграма:

$$\varphi = \frac{P_r}{P_i} \quad (4.1)$$

За аутомобилске моторе коефицијент заобљавања индикаторског дијаграма се креће у границама од 0.92 до 0.97 [2].

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

$$L_i = L_i' - \Delta L_i \quad (4.2)$$

где је ΔL_i део индикаторског рада, који се троши на процес измене радне материје (издувавање и усисавање) [2].



Слика 4.1 – Прорачунски и индикаторски дијаграм четворотактног ото мотора [1]

Специфични индикаторски рад (w_i) – Ради релативног поређења ефикасности циклуса у разним цилиндима истог мотора, користи се појам специфичног индикаторског рада, који се добија свођењем индикаторског рада једног циклуса на јединицу радне запремине цилиндра:

$$w_i = \frac{L_i}{V_{hl}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \right) [2] \quad (4.3)$$

где је L_i – стварни индикаторски рад у једном цилиндру за један циклус (kJ) и V_{hl} – радна запремина једног цилиндра мотора (dm^3).

У старијој литератури уместо појма специфичан индикаторски рад често се користи појам *средњи индикаторски притисак* p_i (MPa) – то је условно константан притисак, који својим деловањем на чело клипа у току једног хода клипа изврши рад који је једнак индикаторском раду гасова за цео циклус.

Специфични индикаторски рад прорачунског циклуса w_i' (њему кореспондира средњи индикаторски притисак прорачунског циклуса p_i') који карактерише само позитиван индикаторски рад прорачунског циклуса, можемо одредити по формули:

$$w_i' = \frac{L_i'}{V_{hl}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \right) [2] \quad (4.4)$$

где је L_i' – позитиван индикаторски рад прорачунског циклуса без губитака на промену пуњења и на заобљавање дијаграма и V_{hl}' – радна запремина једног цилиндра.

Индикаторски рад у прорачунском циклусу можемо одредити преко формуле:

$$L_t' = L_{3-4} + L_{4-5} - L_{1-2} \quad (4.5)$$

Где је рад претходног изобарског ширења одређен формулом:

$$L_{3-4} = p_4 \cdot (V_4 - V_3), \quad (4.6)$$

Рад политропског ширења од 4 до 5 одређен је формулом:

$$L_{4-5} = \frac{1}{n_2-1} \cdot (p_4 \cdot V_4 - p_5 \cdot V_5) \quad (4.7)$$

Рад полиентропског сабијања од 1 до 2 одређен је формулом:

$$L_{1-2} = \frac{1}{n_1-1} \cdot (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1) [2] \quad (4.8)$$

Користећи одговарајуће релације термодинамике, као и дефиницију степена компресије након сређивања (4.5) добијамо израз за специфичан индикаторски рад прорачунског циклуса:

$$W_i' = \frac{p_2}{\varepsilon-1} \cdot \left\{ \alpha \cdot (p-1) + \frac{\alpha \cdot p}{n_2-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} \right] - \frac{1}{n_1-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right\} [2] \quad (4.9)$$

Димензије за специфични индикаторски рад прорачунског циклуса зависе само од димензија за притисак на крају сабијања p_2 . Уколико се p_2 замени у (МПа) димензије за средњи индикаторски притисак p_i' су такође у (МПа), а за специфични индикаторски рад w_i' у (kJ/dm³) [2].

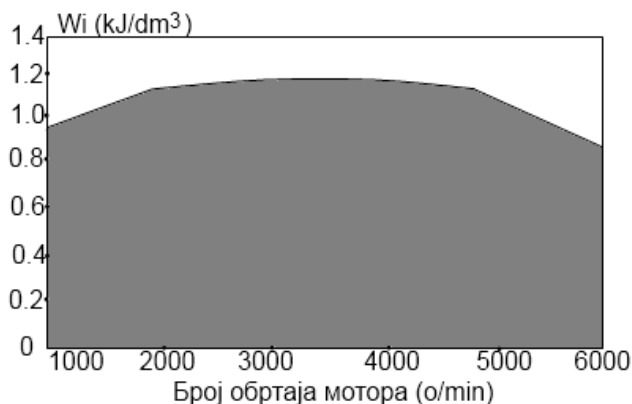
Средњи индикаторски рад заобљеног – стварног циклуса w_i је мањи од прорачунског услед заокруживања стварног индикаторског дијаграма и пумпних губитака за измену радне материје:

$$w_i = \varphi \cdot w_i' - \Delta w_i' [2] \quad (4.10)$$

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

$$\Delta w_i = p_r - p_1 [2] \quad (4.11)$$

При смањењу оптерећења мотора специфични индикаторски рад се смањује. При раду мотора без оптерећења (празан ход) сав индикаторски рад се троши на савладавање трења и погон помоћних уређаја. Када мотор ради на пуном оптерећењу специфични индикаторски рад битно зависи од броја обртаја коленастог вратила мотора (слика 4.2).



Слика 4.2 – Зависност специфичног индикаторског рада стварног циклуса од бр. обрт. мотора [2]

Индикаторска снага мотора (L_i) – Рад који гасови врше у цилиндру мотора се назива *индикаторским радом*. Индикаторски рад гасова у једном цилиндру за један циклус у (кЈ) се назива радом циклуса. Рад циклуса може бити одређен уз помоћ индикаторског дијаграма, који је урађен на основу топлотног прорачуна мотора:

$$L_i = w_i \cdot V_{hl} \quad (\text{kJ}) \quad [2] \quad (4.12)$$

Индикаторска снага мотора (P_i) – Рад који врше гасови у цилиндру мотора за јединицу времена се назива *индикаторском снагом*:

$$P_i = w_i \cdot V_{hl} \cdot \frac{2 \cdot n}{60 \cdot \tau} \quad (\text{kW}) \quad [2] \quad (4.13)$$

где је n – број обртаја коленастог вратила мотора (o/min), τ – тактност мотора (број ходова клипа за један циклус, за четворотактне моторе $\tau = 4$).

Индикаторска снага више цилиндричног мотора се одређује по формули:

$$P_i = i \cdot P_{i1} = w_i \cdot V_{hl} \cdot i \cdot \frac{2 \cdot n}{60 \cdot \tau} = \frac{w_i \cdot V_{hl} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} \quad (\text{kW}) \quad [2] \quad (4.14)$$

где је i - број цилиндара вишецилиндричног мотора.

За четворотактне моторе $\tau = 4$ израз за индикаторску снагу гласи:

$$P_i = \frac{w_i \cdot V_{hl} \cdot n \cdot i}{120} \quad (\text{kW}) \quad [2] \quad (4.15)$$

Индикаторски степен искоришћења мотора (η_i) – За разлику од теоријског термодинамичког циклуса, где су губици топлоте повезани само са неопходним одавањем топлоте топлотним понору у реалном циклусу постоји низ допунских губитака повезаних са: разменом топлоте између радног тела и зидова, непотпуним сагоревањем горива, дисоцијацијом продуката сагоревања, губитком радне материје услед не херметичности радног простора (зazor клип – цилиндар) итд [2].

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_d} \quad (-) \quad (4.16)$$

где је H_d – топлотна моћ горива.

Замењујући израз (4.12) за рад циклус и користећи једначину стања свежег пуњења у цилиндру мотора добијамо следећу формулу за индикаторски степен искоришћења:

$$\eta_i = 8.315 \cdot \frac{w_i \cdot M_s \cdot T_o}{p_o \cdot \eta_v \cdot H_d} \quad [2] \quad (4.17)$$

где је M_s – количина продуката сагоревања, T_o – температура околине, p_o – притисак околине, η_v – степен пуњења.

Степен савршенства стварног радног циклуса у односу на теоријски термодинамички циклус се оцењује упоредним степеном корисности:

$$\eta_{up} = \frac{\eta_i}{\eta_t} \quad [2] \quad (4.19)$$

Специфична индикаторска потрошња горива (g_i) – За оцену економичности стварног циклуса користи се специфична индикаторска потрошња горива, која представља потрошњу горива мотора у току једног сата, сведену на један киловат индикаторске снаге:

$$g_i = 1000 \cdot \frac{m_g}{P_i} \quad \left(\frac{g}{kW \cdot h} \right) \quad [2] \quad (4.20)$$

где је: m_g – часовна потрошња горива (kg/h).

Индикаторска снага мотора може се написати преко формуле:

$$P_i = \frac{m_g \cdot H_d \cdot \eta_i}{3600} \quad (kW) \quad [2] \quad (4.21)$$

Сада специфична индикаторска потрошња горива има облик:

$$g_i = \frac{3.6 \cdot 10^6}{H_d \cdot \eta_i} \quad \left(\frac{g}{kW \cdot h} \right) \quad [2] \quad (4.22)$$

Вредности за индикаторске параметре стварног циклуса на номиналном режиму четворотактног ото мотора су приказане у табели 4.1.

Табела 4.1 – Вредности за индикаторске параметре стварног циклуса на номиналном режиму [2]			
Мотор	w_i (kJ/dm ³)	η_i	g_i (g/kW · h)
Четворотактни ото мотор	0.8÷1.3	0.24÷0.4	220÷330

4.2. Ефективни показатељи

Оцена мотора као целине врши се преко његових *ефективних параметара*: ефективне снаге, специфичног ефективног рада, ефективног степена искоришћења и специфичне ефективне потрошње горива. Ефективни параметри мотора одређују радну способност и ефективност рада мотора са узимањем у обзир свих унутрашњих губитака, ови параметри овеују како савршенство процеса, који се одвија у мотору, тако и квалитет изведене конструкције мотора.

Ефективна снага мотора (P_e) – То је онај део индикаторске снаге (умањене за снагу механичких губитака), који може бити корисно употребљен за погон радне машине:

$$P_e = P_i \cdot P_m \quad (\text{kW}) \quad [2] \quad (4.23)$$

Специфични ефективни рад (w_e) – То је онај део специфичног индикаторског рада, који ствара рад једнак ефективном раду на излазном вратилу мотора. Ако од специфичног индикаторског рада одузмемо специфични механички губитак добијамо специфични ефективни рад:

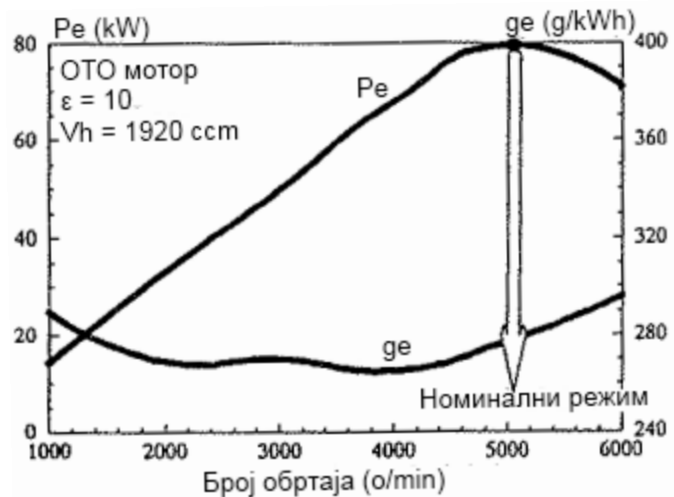
$$w_e = w_i - w_m \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \right) \quad [2] \quad (4.24)$$

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

$$P_e = \frac{w_e \cdot V_{hu} \cdot n}{120} \quad (\text{kW}) \quad [2]$$

Из ове формуле може се закључити да је ефективна снага линеарна функцији обртаја, што није тачно. То зато што је специфични ефективни рад нелинеарна функција броја обртаја па промена снаге, зависно од типа мотора, такође има нелинеаран карактер. На слици 4.3 је приказана промена снаге у функцији броја обртаја на пуном оптерећењу четворотактног ото мотора. Цело поље испод криве снаге до ординатне осе је поље могућих радних режима мотора. Дакле, мотор има веома велики број различитих радних режима. Прорачунавати мотор за сваки радни режим је немогуће и нецелисходно. Због тога се мотор најчешће прорачунава на номиналном радном режиму. Номинални радни режим

мотора је онај за који произвођач даје податке у техничкој документацији мотора. Код ото мотора то је, најчешће, режим максималне снаге.



Слика 4.3 – Спољно – брзинска карактеристика [2]

Ефективни степен корисности мотора (η_e) – То је однос количине топлоте, која се претвара у користан ефективни рад на излазном вратилу мотора, при сагоревању 1 kg горива L_e у његовом цилиндру према топлотној моћи горива H_d :

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_d} = \frac{L_i - L_m}{H_d} = \frac{L_i \cdot \eta_m}{H_d} = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_t \cdot \eta_{up} \cdot \eta_m \quad (4.25)$$

Према томе, ефективни степен корисности узима у обзир: губитке топлоте условљен другим законом термодинамике које не можемо избећи (преко η_t), губитке топлоте који се могу смањити или избећи (преко η_{up}), а такође и механичке губитке (преко η_m), то јест оцењује економичност рада мотора као интегралног система [2].

Вредност ефективног степена корисности може бити одређен преко формула које су аналогне одговарајућим формулама за индикаторски степен корисности (4.17) или као производ индикаторског и механичког степена корисности.

Ефективна специфична потрошња горива (g_e) – ако се потрошња горива мотора у току једног сата сведе на један киловат (kW) његове снаге добијамо специфичну ефективну потрошњу горива:

$$g_e = \frac{m_g}{P_e} \cdot 10^3 \quad \left(\frac{g}{kW \cdot h} \right) \quad (4.26)$$

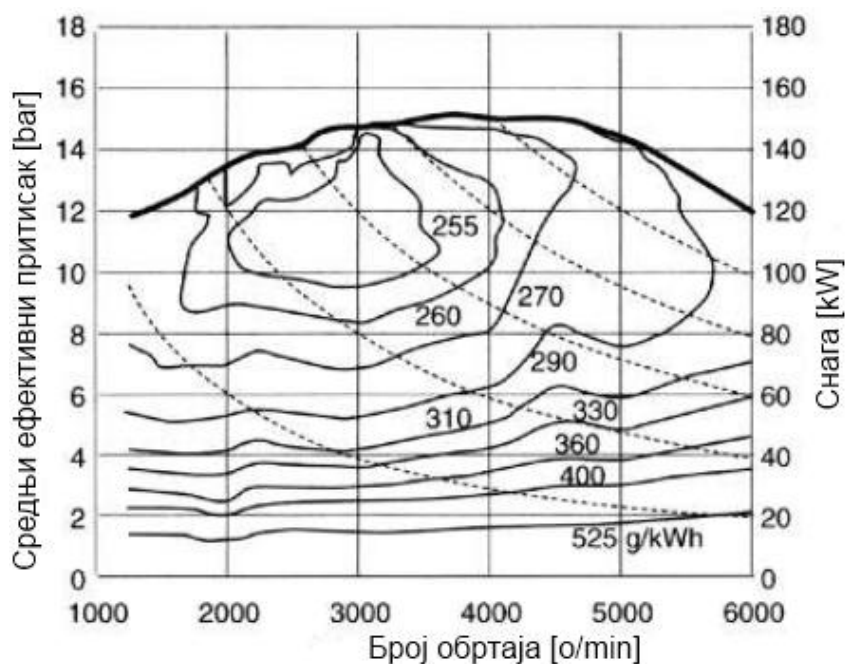
Овај параметар, такође служи за оцену мотора као целине. Мање вредности се односе на квалитетније конструкције и технолошка решења, а такође и на моторе који се у

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 [2].

При израчунавању специфичне ефективне потрошње горива можемо, аналогно специфичној индикаторској потрошњи (4.22), користи и формулу:

$$g_e = \frac{3.6 \cdot 10^6}{H_d \cdot \eta_e}, \left(\frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right) [2] \quad (4.27)$$

Комбинацијом брзинских карактеристика и карактеристика оптерећења добијају се тзв. универзалне карактеристике из којих се може врло добро сагледати спектар карактеристика мотора. Најчешће се у пракси користи универзални дијаграм $p_e - n$ (шкољкаст дијаграм), на слици 4.4 приказан је универзални дијаграм VW ото мотора путничког возила [4]. Запажа се да смањењем оптерећења долази до битног повећања специфичн ефективне потрошње горива [2].



Слика 4.4 – Универзални дијаграм VW ото мотора путничког возила [4]

5. Топлотни прорачун ото мотора

1. ПОДАЦИ О МОТОРУ:

1.1. Врста мотора:	ото 4 – тактни (VW Polo)
1.2. Намена мотора:	погон путничког аутомобила
1.3. Ефективна снага мотора:	$P_e = 47 \text{ (kW)}$
1.4. Број обртаја:	$n_e = 5400 \text{ (min}^{-1}\text{)}$
1.5. Геометријски степен компресије:	$\varepsilon = 10.5$
1.6. Пречник цилиндра:	$D = 76.5 \text{ (mm)}$
1.7. Ход клипа:	$S = 86.9 \text{ (mm)}$
1.8. Број и распоред цилиндара:	$i = 3$

2. ПОДАЦИ О МОТОРУ:

2.1. Врста горива:	Evro Premium BMB 95
2.2. Доња топлотна моћ:	$H_d = 44000 \text{ (kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{)}$
2.3. Просечна молекулска маса:	$\mu_g = 116 \text{ (kg} \cdot \text{kmol}^{-1}\text{)}$

3. СТАЊЕ ОКОЛИНЕ:

3.1. Притисак околине:	$p_o = 0.1 \text{ (MPa)}$
3.2. Температура околине:	$T_o = 293 \text{ (K)}$

4. ПАРАМЕТРИ КОЈИ КАРАКТЕРИШУ ПУЊЕЊЕ ЦИЛИНДРА МОТОРА:

4.1. Пораст температура свежег пуњења услед додира са загрејаним зидовима Делова мотора: $\Delta T = 12 \text{ (K)}$

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

$$T_o = T_o + \Delta T = 293 + 12 = 305 \text{ (K)}$$

4.3. Температура заосталих продуката сагоревања: $T_o = 945 \text{ (K)}$

4.4. Притисак заосталих продуката сагоревања: $p_r = 0.108 \text{ (MPa)}$

4.5. Степен пуњења цилиндра мотора: $\eta_v = 0.75 \text{ (-)}$

4.6. Коефицијент количине заосталих продуката сагоревања:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_s} = \frac{p_r}{p_o} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_o}{T_r} = \frac{0.108}{0.1} \cdot \frac{1}{0.75} \cdot \frac{1}{10.5 - 1} \cdot \frac{293}{945} = 0.0469975 \text{ (-)}$$

4.7. Притисак на крају хода усисавања:

$K = 1.4$ – експонент адијабате за ваздух

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

$$p_1 = \frac{1}{1.4 \cdot (10.5 - 1) + 1} \cdot \left[0.108 + 0.1 \cdot 1.4 \cdot (10.5 - 1) \cdot 0.75 \cdot \frac{293 + 12}{293} \right] = 0.080164 \text{ (MPa)}$$

4.8. Температура на крају хода усисавања:

$$T_1 = \frac{T_0}{(1+\gamma_r) \cdot \eta_v} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \frac{p_0}{p_1} = \frac{293}{(1+0.08016) \cdot 0.75} \cdot \frac{10.5}{10.5-1} \cdot \frac{0.1}{0.108} = 330.60 \text{ (MPa)}$$

5. ОДРЕЂИВАЊЕ ПАРАМЕТАРА НА КРАЈУ ПРОЦЕСА САБИЈАЊА:

5.1. Средња вредност експонента политропе сабијања: $n_1 = 1.32 (-)$

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

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{n_1} = 0.08016 \cdot 10.5^{1.32} = 1.7862 \text{ (MPa)}$$

5.3. Температура на крају хода сабијања:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 330.6 \cdot 10.5^{1.32-1} = 701.6 \text{ (K)}$$

6. ПРОЦЕС САГОРЕВАЊА:

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

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) = \frac{1}{0.21} \left(\frac{0.855}{12} + \frac{0.145}{4} \right) = 0.5119 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kggoriva}} \right)$$

6.2. Коефицијент количине ваздуха $\lambda = 0.86 (-)$

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

$$M_s = \lambda \cdot L_o + \frac{1}{\mu_g} = 0.86 \cdot 0.5119 + \frac{1}{116} = 0.44886 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kggoriva}} \right)$$

6.4. Састав продуката сагоревања сиромашне смеше горива и ваздуха:

$$\text{За уобичајене бензине: } k = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = 0.5$$

Тада количина појединих продуката износи:

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \lambda \cdot L_o = 0.79 \cdot 0.86 \cdot 0.5119 = 0.34779 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kggoriva}} \right)$$

$$M_{CO} = 0.42 \cdot \frac{1-\lambda}{1+k} \cdot L_o = 0.42 \cdot \frac{1-0.86}{1+0.5} \cdot 0.5119 = 0.020066 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kggoriva}} \right)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 0.42 \cdot \frac{1-\lambda}{1+k} \cdot L_o = \frac{0.855}{12} - 0.42 \cdot \frac{1-0.86}{1+0.5} \cdot 0.5119 = 0.051183 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kggoriva}} \right)$$

$$M_{H_2} = 0.42 \cdot k \cdot \frac{1-\lambda}{1+k} \cdot L_o = 0.42 \cdot 0.5 \cdot \frac{1-0.86}{1+0.5} \cdot 0.5119 = 0.010033 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kggoriva}} \right)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0.42 \cdot k \cdot \frac{1-\lambda}{1+k} \cdot L_o = \frac{0.145}{2} - 0.42 \cdot 0.5 \cdot \frac{1-0.86}{1+0.5} \cdot 0.5119 = 0.06246 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kggoriva}} \right)$$

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

$$M_{prs} = M_{N_2} + M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} = 0.34779 + 0.020066 + 0.051183 + 0.010033 + 0.06246 = 0.4915 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kggoriva}} \right)$$

6.6. Теоријски коефицијент промене броја молова у току сагоревања:

$$\delta_o = \frac{M_{prs}}{M_s} = \frac{0.4915}{0.44886} = 1.0950(-)$$

6.7. Стварни коефицијент промене броја молова у току сагоревања:

$$\delta_s = \frac{\delta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.0950 + 0.0469975}{1 + 0.0469975} = 1.0908 (-)$$

6.8. Губитак топлоте сагоревања услед постојања продуката непотпуног сагоревања:

$$\Delta H_d = 114000 \cdot (1 - 0.86) \cdot 0.5119 = 8170 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

6.9. Средња, за интервал температуре 273 – T₂ (K), изохорска специфична топлота свежег пуњења на крају процеса сабијања:

$$C'_v = 19.766 + 2.708 \cdot 10^{-3} \cdot T_2 = 19.766 + 2.708 \cdot 10^{-3} \cdot 701.6 = 21.1218 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \right)$$

6.10. Користећи Dalton – ове једначине за мешавине идеалних гасова можемо одредити средњу (за интервал температуре од 273 до T₄ (K)) изохорску специфичну топлоту продуката сагоревања по једначини:

$$C''_v = \frac{1}{M_{\text{prs}}} (C_v^{\text{CO}_2} \cdot M_{\text{CO}_2} + C_v^{\text{CO}} \cdot M_{\text{CO}} + C_v^{\text{H}_2\text{O}} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}} + C_v^{\text{N}_2} \cdot M_{\text{N}_2} + C_v^{\text{H}_2} \cdot M_{\text{H}_2}) = \frac{1}{M_{\text{prs}}} \cdot [(40.542 + 2.428 \cdot 10^{-3} \cdot T_4) \cdot 0.05118 + (22.099 + 1.43 \cdot 10^{-3} \cdot T_4) \cdot 0.02006 + (24.94 + 4.596 \cdot 10^{-3} \cdot T_4) \cdot 0.0624 + (21.061 + 1.683 \cdot 10^{-3} \cdot T_4) \cdot 0.3477 + (19.202 + 1.750 \cdot 10^{-3} \cdot T_4) \cdot 0.01003]$$

$$C''_v = 23.58692 + 2.121 \cdot 10^{-3} \cdot T_4 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \right)$$

6.11. Средња моларна изобарски специфична топлота продуката сагоревања, коришћењем Мајер – ове једначине, може се одредити формулом:

$$C''_p = R + C''_v = 24.94 + 4.596 \cdot 10^{-3} \cdot T_4 = 8.315 + 23.58692 + 2.121 \cdot 10^{-3} \cdot T_4 = 31.90192 + 2.121 \cdot 10^{-3} \cdot T_4 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \right)$$

6.12. Коефицијент искоришћења топлоте у току сагоревања: $\xi = 0.9 (-)$

6.13. Степен пораста притиска у току сагоревања:

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

$$\alpha_{\text{opt}} = 1 + \frac{\xi \cdot (H_d + \Delta H_d)}{M_s \cdot (1 + \gamma_r) \cdot T_1 \cdot C''_v \cdot \varepsilon^{n-1} \cdot \delta_s} \cdot \frac{1}{\kappa \cdot \rho_{\text{opt}} - (\kappa - 1)}$$

где је C''_v средња вредност (за интервал 273 – (T₂ + T₄)/2) специфичне топлоте продуката сагоревања (за температуру краја сагоревања од T₄ = 2568.2 (K)) одређена формулом:

$$C''_v = 23.587 + 2.122 \cdot 10^{-3} \cdot (T_2 + T_4)/2$$

$$C''_v = 23.587 + 2.122 \cdot 10^{-3} \cdot (701.6 + 2568.2)/2 = 27.05 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \right)$$

Експонент адијабате у току сагоревања рачунамо као однос специфичних топлота:

$$\kappa = \frac{C_p''}{C_v''} = \frac{8.315+27.05}{27.05} = 1.307$$

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

$$\rho_{\text{opt}} = 1 + (1.1 + 0.13 \cdot \varepsilon) \cdot (0.65 + 0.31 \cdot \kappa) \cdot (n_2 - \kappa)$$

$$\rho_{\text{opt}} = 1 + (1.1 + 0.13 \cdot 10.5) \cdot (0.65 + 0.31 \cdot 1.307) \cdot 0.12 = 1.301$$

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

$$\alpha_{\text{opt}} = 1 + \frac{0.9 \cdot (44000 + 8170)}{1.307 \cdot 1.301 - (1.308 - 1)} = 3.0989$$

Усвојена вредност за степен пораста притиска у току сагоревања је $\alpha = 3.1 (-)$

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

$$\frac{\xi \cdot (H_d + \Delta H_d)}{M_s \cdot (1 + \gamma_r)} \cdot C_v' \cdot (T_2 - 273) + 8.315 \cdot (\alpha \cdot T_2 - 273 \cdot \delta_s) = C_p' \cdot \delta_s \cdot$$

$$(T_4 - 273)$$

$$\frac{0.9 \cdot (44000 + 8170)}{0.44886 \cdot (1 + 0.0469975)} \cdot 21.121 \cdot (701.6 - 273) + 8.315 \cdot (3.1 \cdot 701.6 - 273 \cdot$$

$$1.0908) = 31.90192 + 2.121 \cdot 10^{-3} \cdot T_4 \cdot 1.0908 \cdot (T_4 - 273)$$

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

$$2.315 \cdot 10^{-3} \cdot T_4^2 + 34.164 \cdot T_4 - 103005.6 = 0 - \text{подаци добијени у програму TERPRO}$$

$$T_4 = \frac{-34.164 \pm \sqrt{34.164^2 - 4 \cdot 2.315 \cdot 10^{-3} \cdot (-103005.6)}}{2 \cdot 2.315 \cdot 10^{-3}}$$

6.15 Притисак на крају процеса сагоревања:

$$p_3 = p_4 = \alpha \cdot p_2 = 5.5375 \text{ (MPa)}$$

6.16. Степен предходног ширења:

$$\rho = \frac{\delta_s}{\alpha} \cdot \frac{T_4}{T_2} = \frac{1.0908}{3.1} \cdot \frac{2568.2}{701.6} = 1.288$$

Пошто је стварна вредност степена предходног ширења скоро индентична са оптималном вредношћу (за највећи степен корисности) можемо закључити да смо добро усвојили вредност за степен пораста притиска у току сагоревања.

7. ПРОЦЕС ШИРЕЊА:

7.1. Средња вредност за експонент политропе ширења: $n_2 = 1.23$

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

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2} = 5.5375 \cdot \left(\frac{1.288}{10.5}\right)^{1.23} = 0.4192 \text{ (MPa)}$$

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

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2-1} = 2568.2 \cdot \left(\frac{1.288}{10.5}\right)^{1.23-1} = 1585.03 \text{ (K)}$$

8. ИНДИКАТОРСКИ ПОКАЗАТЕЉИ МОТОРА:

8.1. Специфични индикаторски рад прорачунског циклуса:

$$w_i' = \frac{p_2}{\varepsilon - 1} \left\{ \alpha \cdot (\rho - 1) + \frac{\alpha \cdot \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\}$$
$$w_i' = \frac{1.786}{10.5 - 1} \left\{ 3.1 \cdot (1.288 - 1) + \frac{3.1 \cdot 1.288}{1.23 - 1} \left[1 - \left(\frac{1.288}{10.5} \right)^{1.23 - 1} \right] - \frac{1}{1.32 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.5^{1.32 - 1}} \right) \right\} = 1.1068 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \right)$$

8.2. Специфични индикаторски рад стварног – заобљеног циклуса:

Коефицијент заобљавања индикаторског дијаграма $\varphi = 0.97$

$$w_i = \varphi \cdot w_i' - (p_r - p_1) = 0.97 \cdot 1.1068 - (0.108 - 0.08016) = 1.0457 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \right)$$

8.3. Индикаторски степен искоришћења стварног циклуса:

$$\eta_i = 8.315 \cdot \frac{w_i \cdot M_s \cdot T_o}{p_o \cdot \eta_v \cdot H_d} = 8.315 \cdot \frac{1.0457 \cdot 0.44886 \cdot 293}{0.1 \cdot 0.75 \cdot 44000} = 0.3464 \quad (-)$$

8.4. Индикаторска специфична потрошња горива:

$$g_i = \frac{3.6 \cdot 10^6}{H_d \cdot \eta_i} = \frac{3.6 \cdot 10^6}{44000 \cdot 0.3464} = 236.1 \left(\frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right)$$

9. ЕФЕКТИВНИ ПОКАЗАТЕЉИ МОТОРА:

9.1. Специфични ефективни рад мотора:

$$w_e = \frac{120 \cdot P_e}{V_{hu} \cdot n} = \frac{120 \cdot 47}{1.198 \cdot 5400} = 0.8716 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \right)$$

9.2. Механички степен корисности мотора:

$$\eta_m = \frac{w_e}{w_i} = \frac{0.8716}{1.0457} = 0.8334 \quad (-)$$

9.3. Ефективна специфична потрошња горива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{236.1}{0.8334} = 293.3 \left(\frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right)$$

9.4. Ефективни степен корисности мотора:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0.3464 \cdot 0.8334 = 0.2887 \quad (-)$$

10. ЦРТАЊЕ ИНДИКАТОРСКОГ ДИЈАГРАМА:

10.1. Радна запремина 1 цилиндра:

$$V_{h1} = \frac{V_{hu}}{i} = \frac{1.198 \cdot 10^{-3}}{3} = 0.3993 \cdot 10^{-3} (\text{m}^3)$$

10.2. Компресиона запремина 1 цилиндра:

$$V_c = \frac{V_{hu}}{\varepsilon - 1} = \frac{0.3993 \cdot 10^{-3}}{10.5 - 1} = 0.04203 \cdot 10^{-3} (\text{m}^3)$$

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

$$V_4 = \rho \cdot V_3 = \rho \cdot V_c = 1.288 \cdot 0.04203 \cdot 10^{-3} = 0.05413 \cdot 10^{-3} (\text{m}^3)$$

10.4. Нагиби помоћних правих за конструкцију политропа:

Нагиб помоћне праве према апсцисној оси, за политропу сабијања и за политропу ширења се усваја: $\operatorname{tg}\alpha=0.25$

Нагиб помоћне праве према ординантној оси за констр. политропе сабијања:

$$\operatorname{tg}(\beta_1)=[\operatorname{tg}(\alpha)+1]^{n_1}-1=[0.25+1]^{1.32}-1=0.3546$$

нагиб помоћне праве према ординантној оси за констр. политропе ширења:

$$\operatorname{tg}(\beta_2)=[\operatorname{tg}(\alpha)+1]^{n_2}-1=[0.25+1]^{1.23}-1=0.3129$$

10.5 Шема развода:

Табела 5.1 - Шема развода ото мотора VW Polo					
	РОУВ	КЗУВ	РОУВ	КЗИВ	УГ.П.У.
Степени К.В.	22	58	62	18	32

11.0 ГРАФИЧКО ОДРЕЂИВАЊЕ СПЕЦИФИЧНОГ ИНДИКАТОРСКОГ РАДА

11.1. Укупна површина која је пропорционална позитивном раду заобљеног циклуса: $A_1=39.90 \text{ cm}^2$

11.2. Укупна површина која је пропорционална негативном раду заобљеног циклуса: $A_2=1.75 \text{ cm}^2$

11.3. Укупна површина која је пропорционална негативном индикаторском раду заобљеног циклуса: $A=A_1-A_2=39.90-1.75=38.15 \text{ cm}^2$

11.4. Специфични индикаторски рад заобљеног циклуса:

$$W_{ig}=A \cdot \frac{1}{V_{h1}} \cdot U_p \cdot U_v=38.15 \cdot \frac{1}{0.3993 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{100 \cdot 10^{-6}}{6}=1.05 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \right)$$

где су: $U_p=1 \text{ МПа/3 cm}$ – размера за притисак на дијаграму и

$U_v=100 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/6 \text{ cm}$ – размера за запремину на дијаграму.

11.5 Релативна грешка рачунања специфичног индикаторског рада:

$$\delta=\frac{W_{ig}-W_i}{W_{ig}} \cdot 100\%=\frac{1.05-1.0457}{1.05} \cdot 100\%=0.4 \%$$

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

INDIKATORSKI DIJAGRAM

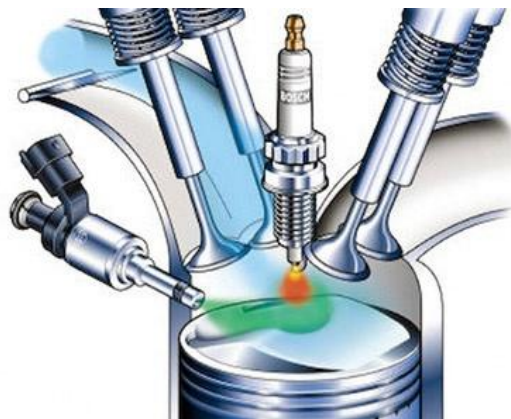
6. Анализа различитих конструктивних извођења ото мотора за савремена путничка возила

Пројектовање мотора СУС, односно ото мотора практично започиње одређивањем његових основних димензија: избором пречника и хода клипа у складу са захтеваном максималном снагом из услова максималне брзине возила.

За избор општих димензија и концепције мотора треба увек користити и искуства других. Због тога се пре почетка конструисања прикупља довољно података од великог броја аутомобилских ото мотора сличног типа, који се већ налазе у експлоатацији. Статистичка анализа тих података може много помоћи у првој фази конструисања у дефинисању основне концепције мотора. После усвајања основних димензија мотора врши се топлотни прорачун. У следећој фази врши се динамички прорачун, одређују се вредности оптерећења основних елемената, а затим се механичким прорачуном дефинишу димензије појединих делова мотора [6].

Применом савремених метода за прорачун и управљање радним процесом може се знатно утицати на потрошњу горива и токсичност издувне емисије мотора. Применом свремених компјутерских метода пројектовања и конструисања могу се боље оптимизирати конструкције појединих делова ото мотора или подсистема мотора, чиме се између осталог, постижу значајне уштеде материјала, супституција скупљих и дефицитарних метеријала јефтинијим, а пре свега материјалима који се могу у већој мери рециклирати.

Ото мотор ради по „ото – вом“ циклусу и користи моторни бензин или неко гасовито гориво (течни нафтни гас, компримовани течни гас). Код ото мотора формирање смеше се врши мешањем ваздуха и горива, који се потом компресују у цилиндру мотора. Формирање смеше се раније обављало у карбуратору, али се данас (осим у мањим моторима) обавља електронски контролисаним убризгавањем горива, обично у усисну грану испред усисних вентила, а све чешће директно у цилиндре (слика 6.1).



Слика 6.1 – Директно убризгавање бензина код ото мотора [9]

Ото мотори код путничких возила су углавном четвортактни са три, четири или шест цилиндара. Цилиндри су обично распоређени линеарно или у „V“ формацији (од 2 до 16 цилиндара), радијално или на други начин.

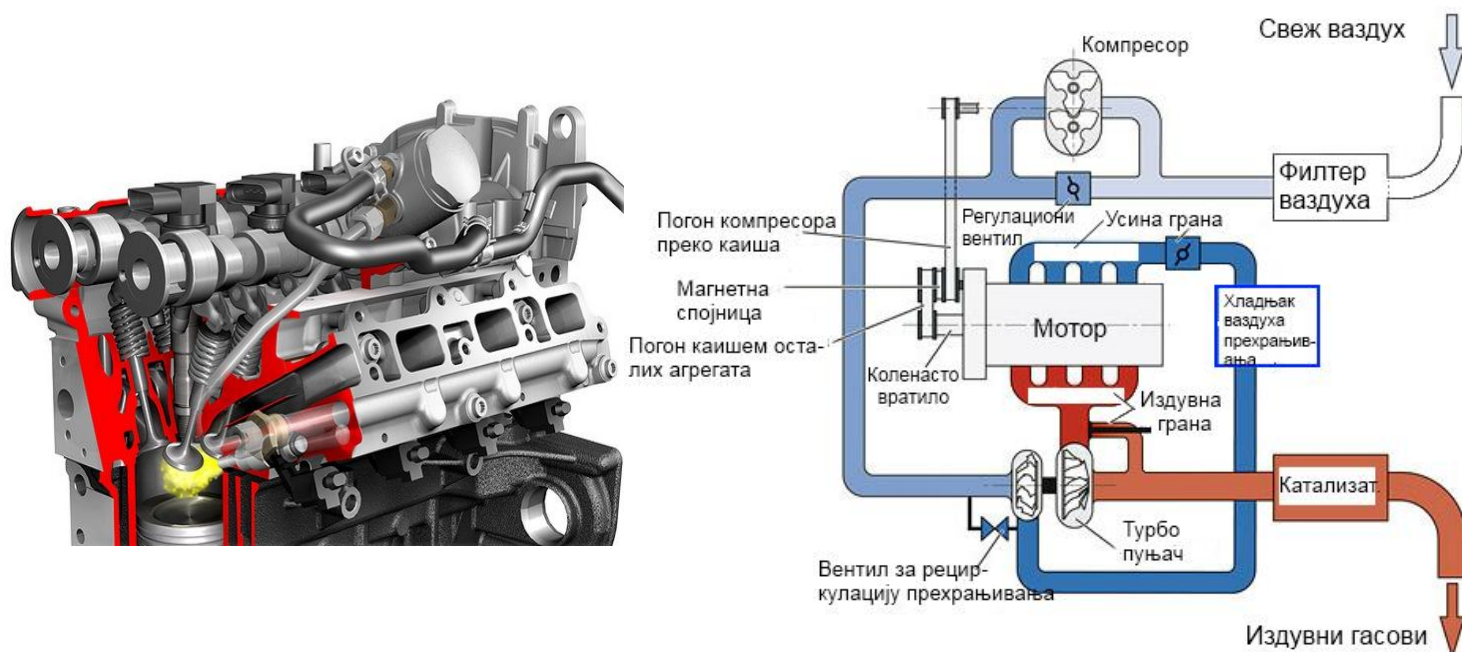
Савремени ото мотори путничких возила углавном се напајају горивом применом директног убризгавања бензина у цилиндар. Директно убризгавање бензина одликује се високим степеном корисног дејства и надпросечном ефикасношћу. Ото мотори са директним убризгавањем нуде ниску потрошњу горива уз истовремено бољу заштиту животне средине и повећано уживање у вожњи. Код директног убризгавања, гориво се убризгава непосредно у комору за сагоревање. Реч је такође о унутрашњем формирању смеше зато што се запаљива смеша ваздуха и горива ствара тек у комори за сагоревање, за разлику од стандарног ото мотора са спољним формирањем смеше код кога се убризгавање горива и стварање смеше обавља у усисној грани, дакле изван цилиндра. За довођење ваздуха у комору за сагоревање Volkswagen је развио посебну геометрију коморе за сагоревање (слика 6.2 – десно). Код директног убризгавања бензина гориво се максималним притиском до 150 bar директно убризгава у комору за сагоревање. Посебан геометријски облик коморе за сагоревање обезбеђује оптимално вртложење смеше горива и ваздуха. С обзиром на иновативну технику мотора, одликује се високим степеном корисног дејства и надпросечном ефикасношћу. Уз прилагођен начин вожње уштеда горива у односу на остале моторе износи до 15 %. Услед тога се по радном такту директно убризгано гориво у хиљадитом делу секунде меша са усисаним ваздухом. На тај начин мотор реагује изузетно спонтано на возачев притисак на папучицу за гаса. На слици 6.2 – лево приказан је пресек BMW – овог ото мотора, док је на слици 6.2 – десно приказан је Volkswagen FSI (Fuel Stratified Injection) ото мотор.



Слика 6.2 – Лево – пресек BMW – овог ото мотора; Десно – Volkswagen FSI ото мотор [9] [10]

TSI (Twincharger stratified injection) – директно убризгавање бензина и двоструко пуњење. TSI Volkswagen је ото мотор врхунске технологије са великом снагом и снажним обртним моментом уз ниску потрошњу. Јединствена особеност TSI технике коју ексклузивно и као

први и једини произвођач у свету нуди Volkswagen јесте комбинација директног убризавања бензина са двоструким пуњењем. „Твинчарџер“ („Twincharger“), механички пуњач у комбинацији са допунским турбо пуњачем издувних гасова обезбеђује снагу од 90 kW, по литру радне запремине, што је врхунска вредност међу серијским 4 – цилиндричним моторима за путничка возила. Максимални обртни момент од 240 Nm на располагању стоји већ од 1.500 o/min и задржава овај висок ниво све до 4.500 o/min. У поређењу са осталим ото моторима потрошња 1.4 TSI мотора је у просеку за 20% мања [9]. На слици 6.3 приказан је пресек VW TSI мотора (лево) и шема надпуњења овог ото мотора (десно).



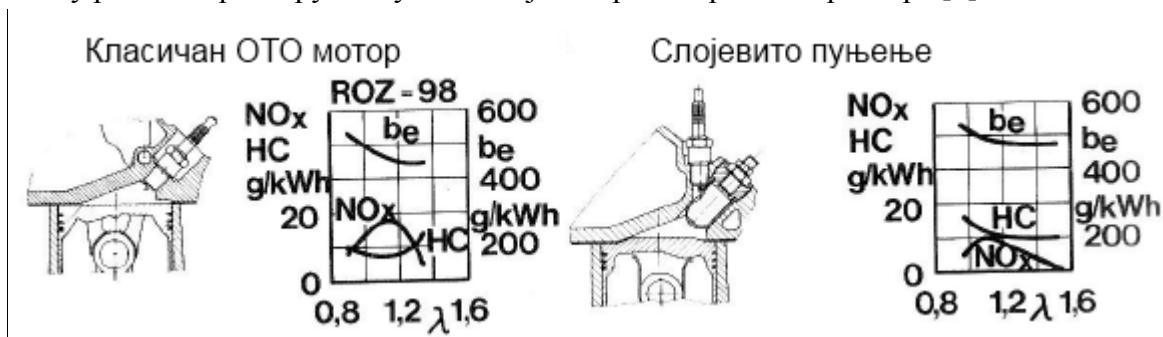
Слика 6.3 – Лево - пресек VW TSI мотора; Десно – Шема надпуњења VW TSI мотора [9]

Ото мотори се могу хладити расхладном течношћу или ваздухом који до цилиндара допире кроз посебне отворе. Расхладна течност је мешавина воде и етилен гликола. Расхладна течност има нижу тачку смрзавања, и вишу тачку кључања у односу на обичну или деминерализовану (дестиловану) воду, која се користила за хлађење мотора.

Код првих мотора коришћен је најједноставнији облик, тзв. цилиндрична комора, која се одликовала равним челом клипа и равном површином главе. У овом случају, због паралелности површине чела клипа и главе мотора, нема преструјавања радне материје, што резултира одсуством турбуленције и успореним процесом сагоревања. Ово даље доводи до ограничења вредности степена компресије ($\epsilon < 7$), потрошње, економичности и токсичности [6].

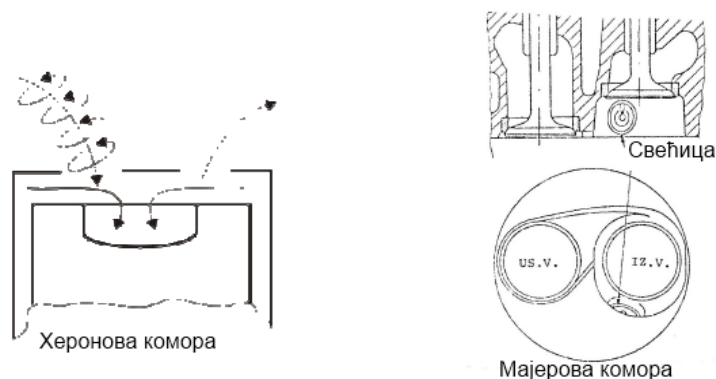
Коморе са профилом у глави мотора (клинасте), (слика 6.4), имају боље карактеристике од цилиндричних, али са појавом законских прописа о токсичности издувних гасова нису могле да издрже њихово поштовање [6].

Мотори са слојевитим пуњењем су пројектовани по критеријуму ниске токсичности. Основни принцип рада овог мотора базира се на раслојавању смеше тако да мала количина веома богате смеше доводи у близини свећице, што обезбеђује сигурно упалење, док се остатак сиромашне смеше која се налази у радном простору, сада пали пламеном. На тај начин се омогућава рад мотора са просечном вредношћу коефицијената састава смеше λ , која се налази у области сиромашне смеше, што за последицу има ниже садржаје основних токсичних компоненти у издувним гасовима. Постоје различите концепције извођења ових мотора, али се у основи оне разликују по томе да ли се свећица налази у радном простору или у посебној комори ван радног простора [6].



Слика 6.4 – Карактеристике токсичности класичних мотора са клинастом комором и мотора са слојевитим пуњењем [6]

Коморе брзог сагоревања имају такве облике који обезбеђује висок ниво турбуленције радне материје, а тиме и краће време трајања процеса сагоревања, што се повољно одражава на економичност и токсичност мотора. Главни представници овог концепта су: Херонова комора и Мајерова „ватрена лопта“ које су приказане на слици 6.5. Наведене карактеристике ових мотора, омогућавају рад мотора са већим степенима компресије: ($\epsilon = 13$) код Херонове, и ($\epsilon = 16$) код Мајерове коморе [6].

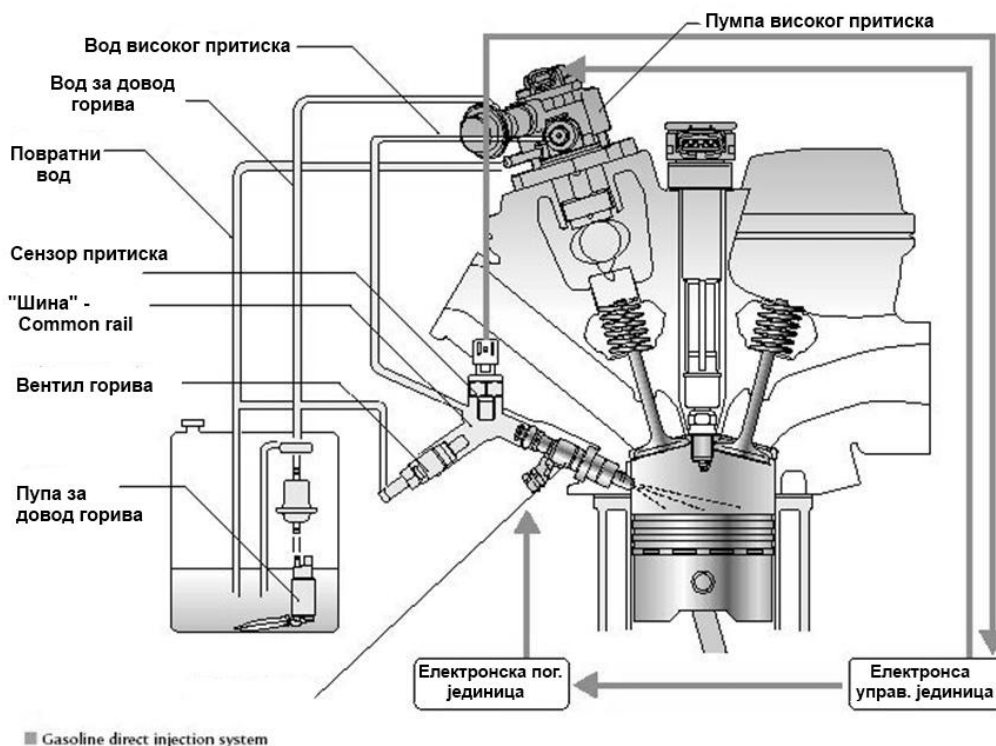


Слика 6.5 – Херонова и Мајерова комора брзог сагоревања [6]

Данашњи мотори имају облик коморе који је у великој мери условљен применом више вентила по цилиндру (3, 4 или 5), при чему се тежи идеалном, сферном облику са положајем свећица у центру сфере, при чему се део сфере налази у глави, а део у клипу мотора.

GDI (Gasoline Direct Injection) – мотори представљају оне моторе са убризгавањем бензина у цилиндар мотора.

Битна предност GDI – мотора је могућност управљања системом за убризгавање горива (слика 6.6) зависно од режима рада мотора, чиме се постижу оптималне вредности свих излазних параметара. У том погледу могући су следећи случајеви: потпуно_оптерћење (убризгавање у току хода убризгавања, мотор ради са хомогеном приближно стехиометријском смешом, већа снага у односу на класичан отомотор); делимично оптерћење (убризгавање у току хода сабијања, могуће раслојавање смеше, слојевито пуњење, рад са изузетно сиромашном смешом, ниска потрошња горива која одговара потрошњи дизел мотора); двостепено_образовање_смеше (први степен – убризгавање у току усисавања, други степен – убризгавање преостале количине смеше у току хода сабијања, мања могућност појаве детонантног сагоревања); двостепено_сагоревање (први степен – убризгавање у току сабијања и паљење смеше варницом, други степен – убризгавање смеше при крају експанзије која се пали врелим издувним гасовима, виша температура издувних гасова чиме се скраћује време загревања катализатора) [6].

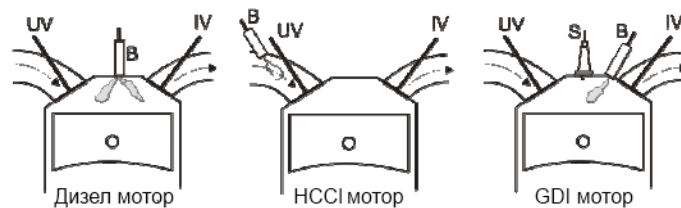


Слика 6.6 – Шема напајања горивом GDI мотора [3]

HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) – мотори обједињују добре особине ото и дизел мотора. Типичан облик коморе приказан је на слици 6.7. Њихова основна карактеристика је рад са хомогеном смешом која се пали услед високих температура које се постижу при крају сабијања. На тај начин се паљење реализује по читавој запремини, чиме се скраћује процес сагоревања и снижавају температуре у току сагоревања [6].

Предности HCCI мотора: мала емисија $(NO)_x$ и честица, добра економичност и ефикасност, вишегоривост (могућност коришћења бензина, дизел горива, пропан – бутана, природног гаса). Примена варијабилних система за степен компресије (VCR – Variable Compression Ratio) и шему развода (VVT – Variable Valve Timing) омогућавају комплексније оптимирање процеса у мотору, као и елиминисање количинске регулације смеше помоћу лептира [6].

Недостаци HCCI мотора: отежана контрола и управљање тренутком паљења у читавој области радних режима, на високим оптерећењима брзо сагоревање доводи до повећања емисије $(NO)_x$, буке и отказа мотора; отежан хладан старт; садржи већи CO и C_xH_y [6].



Слика 6.7. – Поређење HCCI мотора са дизел и GDI мотором [6]

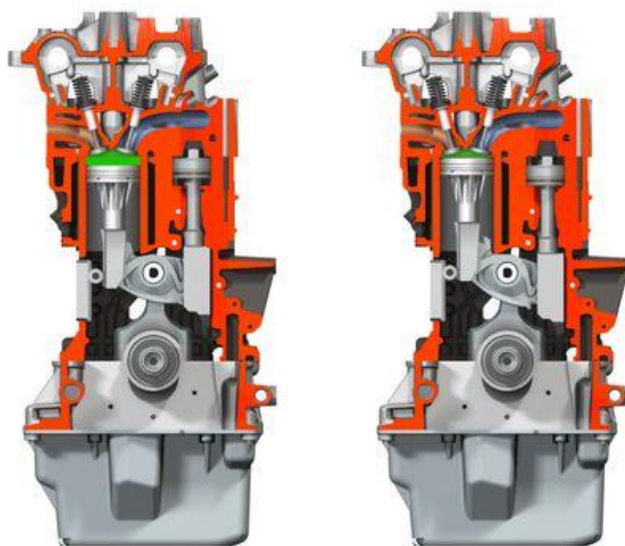
Mercedes Benz DiesOtto мотор (слика 6.8) обједињује најбоље карактеристике ото и дизел мотора у једну целину, тј. у један погонски агрегат. Комбинујући принципе рада ото и дизел мотора Mercedes Benz је још 2007. године успео да развије бензински мотор који представља нову технолошку генерацију, која би убрзо требало ући у серијску производњу, а примењен је на путничком возилу Mercedes F700 .



Слика 6.8 – Mercedes Benz DiesOtto мотор [11]

VCR (Variable Compression Ratio) – мотор са променљивим степеном компресије:

Захваљујући оваквој концепцији мотора могуће је остварити високе брзине окретања, али и велики обртни момент при ниским обртајима чиме се у једном мотору обједињују најбоље карактеристике бензинских и дизел мотора. Мотори са променљивом компресијом могу без проблема остваривати специфичну снагу од преко 95 kW по литру запремине и вредности обртног момената 300 – 400 Nm које су резервисане само за турбо дизеле већих запремина мотора. Француски произвођач MCE – 5 (слика 6.9), представио је свој концепт мотора у завршној фази с променљивом компресијом код кога је у свега 100 m/s могуће мењати однос компресије од 7:1 – 20:1. Јапански Nissan такође је у завршној фази развоја сличног мотора. Но, немачки Mercedes Benz је и пре званичног представљања мотора отишао још корак даље са DiesOtto мотором [11].



Слика 6.9 – MCE – 5 VCRi (Variable Compression Ratio intelligent) мотор са променљивим степеном компресије [11]

По фабричким показатељима врхунски серијски европски модели по економичности који су се производили у првој декади 2000. године дати су у табели 6.1 [13]. У табели 6.2 дата су поређења перформанси ранијих серијских мотора и нових пројектованих за моторна возила [13].

Табела 6.1 – Економичност путничких возила која су се производила у првој декади 2000. Године [13]							
	Снага	Потрошња, L/100 km			CO ₂	Бука	V _{max}
	kW	ECE	MVEG	1/3 mix	g/km	dB(A)	km/h
Lupo	45	3.6	2.7	3	81	71	165
Korsa	40	7.4	4.6	5.6	135	71	150
Smart	33	5.8	4.2	4.8	115	73	135
MB-160CDI	44	5.6	3.9	4.5	119	69	155

Табела 6.2 – Оквирне перформансе ранијих и нових генерација возилских мотора [13]			
Мотори	Степен компресије	Специфични момент, Nm/L	Специфична снага, kW/L
Усисни ото	10 – 13	100	До 65
Усисни дизел	14 - 18	120	До 45
Турбо ото	9 – 11	150	До 75
Турбо дизел	14 – 16	200	До 100
„Downsizing“	7 – 12	До 250 Nm по литру	Преко 100 kW по литру

6.1. Убризгавање бензина код савремених ото мотора путничких возила

Прве системе за убризгавања бензина са механичким клипним пумпама (као за тадашње дизел моторе) директно у цилиндри имали су авионски мотори уочи другог светског рата. Главни проблем је био у пумпи и брызгачима (клипне пумпе високог притиска не подносе бензин). Зато су уведени посебни системи подмазивања клипних елемената у пумпама.

D – Jetronic Bosch, седамдесетих година су уводи системе континуалног убризгавања, који су уобичајени код тркачких и специјалних мотора, да би после преласка на дигитално управљање са повратном спрегом завладали спрегнути системи паљења и убризгавања.

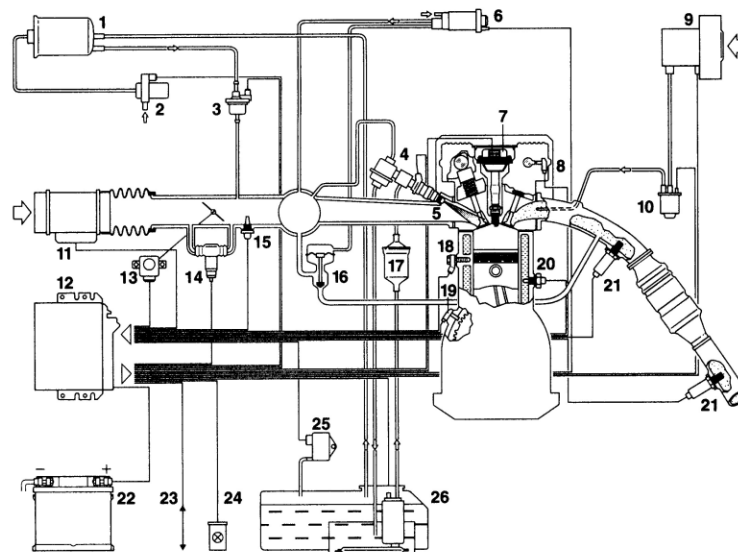
Системи убризгавања код ото мотора:

- један брызгач за све цилиндри (централно или моно) и
- за сваки цилиндар један или више брызгача.

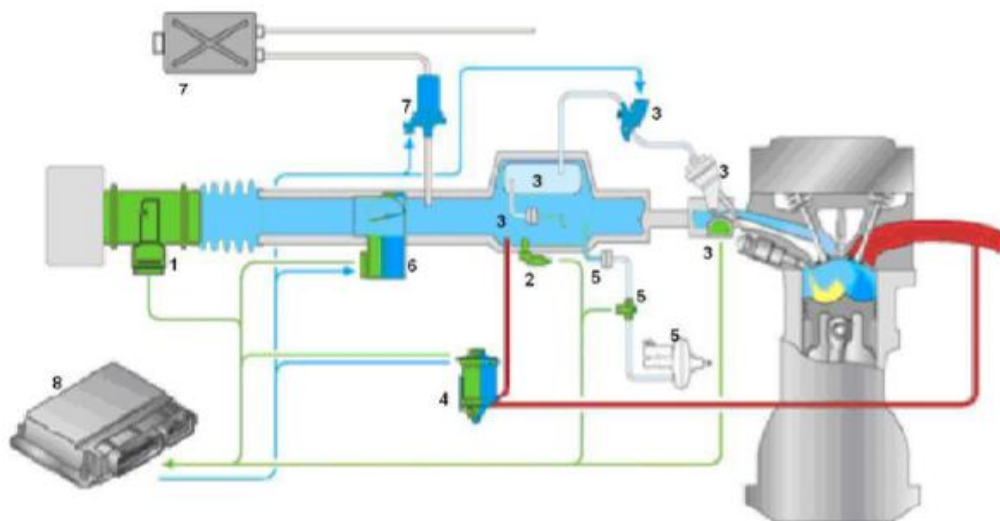
Моно (или системи централног) убризгавања се уводе на захтев произвођача малих мотора. Bosch – ов Моно – Jetronic спада у групу система са централним убризгавањем. [3]

ME – 7 Motronic је приказан на слици 6.10. са мерачем протока који искључује грешке због промене температуре или висине. Индуктивни давач броја обртаја прима сигнал са зупчаника (60 – 2 зуба) на коленастом вратилу [3]. Тако се тачно одређена количина горива може убризгати у свакој радној тачки при жељеном углу коленастог вратила.

Код модерних возила постоји више сложених система који се спрежу са Motronic – ом, слика 6.11. Директно убризгавање бензина може са стандардним бензинима да уђе у економичну област рада са високим степеном компресије изнад 10, где је граница за MPI (Multi Point Injetciti) – појединачно убризгавање у усисне цеви. Условима високе економичности и ниске емисије одговарају сиромашне смеше. У зависности од вођења радног процеса, ото мотори са директним убризгавањем бензина могу поуздано радити са сиромашном смешом [3].



Слика 6.10 – Bosch – ово ME Motronic убризгавање бензина у усисни вод за сваки цилиндар – 1 – канистер, 2 – вентил за прикључак за усисну цев, 3 – одзрачивање канистра, 4 – регулатор притиска горива, 5 – бризгача, 6 – контрола притиска, 7 – блок паљења, 8 – сензор фазе, 9 – пумпа секундарног ваздуха, 10 – вентил за секундарни ваздух, 11 – мерач протока, 12 – електронска управљачка јединица, 13 – потенциометар на лептиру; 14 – празан ход, 15 – давач Т, 16 – EGR вентил, 17 – пречистач горива, 18 – давач детонације, 19 – давач броја обртаја, 20 – давач Т; 21 – ламбда сонда, 22 – акумулатор, 23,24 – дијагностика, 25 – давач притиска, 26 – пумпа за гориво [3]



Слика 6.11 – Bosch Motronic MED7 система – 1 – сензор температуре ваздуха, 2 – сензор за израчунавање потребне количине издувних гасова који се враћају у цилиндар, 3 – сензор протока ваздуха у цилиндар; 4 – EGR вентил; 5 – сензор притиска, 6 – управљање положајем лептира; 7 – боца са активним угљем; 8 – електронска управљачка јединица [3]

7. Перспективе и трендови развоја ото мотора за путничка возила

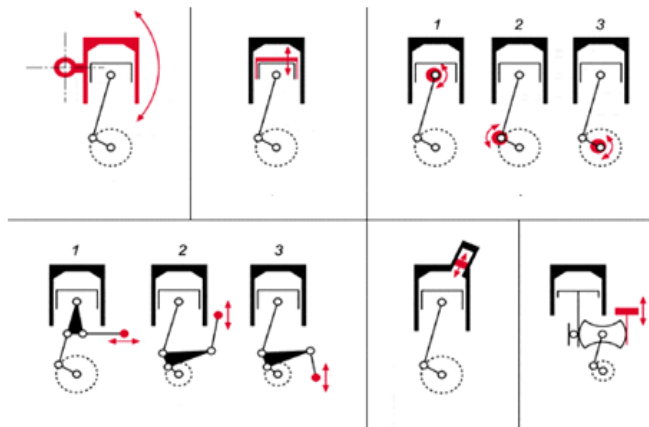
Глобално загревање и загађење доводе у питање будућност ото мотора и намећу питање моралне одговорности при њиховом коришћењу. Разна побољшања и филтери су продужили рок на који се још смеју користити, али се у сваком случају покушавају пронаћи решења на дуже стазе. Највероватније је да ће бити замењени електричним моторима или бити коришћени у комбинацији са електромотором као хибридни погон, што је већ случај код путничких возила, али по инерцији технолошког развоја и економске зависности земаља од технологије, ово се може очекивати тек у будућности.

7.1. Технолошка решења код ото мотора

Све строжији законски прописи могу су се задовољити само:

1. конструкционим мерама,
2. новим каталитичким технологијама и
3. реформулацијом горива и мазива [3].

Конструктори мотора су прве интервенције урадили на систему за припрему смеше и на систему паљења са циљем да се на самом извору смањи настајање отровних продуката. Како је квалитет смеше (удео парних фаза горива у смеси горива и ваздуха) од битног значаја за потпуност сагоревања горива у цилиндру и самим тим за мање стварање отровних продуката сагоревања, том систему се и данас посвећује посебна пажња. У систему за напајање горивом ото мотора данас су возила са карбуратором права реткост, практично је убризгавање у усисни вод постало стандардна варијанта за савремене моторе, а онда је уведено директно убризгавање бензина у цилиндар [3]. Иновативна решења која би могла постати стандард у будућој примени мотора СУС јесу мотори са променљивим степеном компресије. У свету постоји преко 1000 патената ових мотора [13], а на слици 7.1. приказане су шеме неких од тих патената.

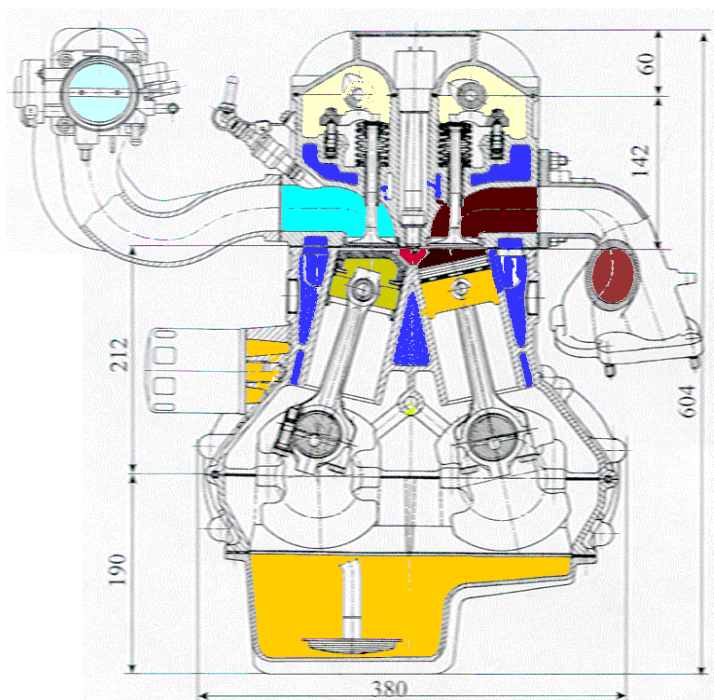


Слика 7.1 – Механизми за променљиви степен компресије код клипних мотора СУС [13]

7.2. Технолошко решење мулти – процесног ото – дизел мотора

Наредни стратешки задатак за инжењере је флексибилно опремљена нова конструкција мотора у којој се према потреби обавља ото, дизел или било који други ефикасан и еколошки оптимизован циклус.

Основна претпоставка мулти процесног ото/дизел мотора јесте да има аутоматски променљив степен компресије, у складу са радним режимима и електронску команду гаса. На њега се надграђује одговарајући систем за паљење, систем за напајање горивом (или горивима) и адитивима уз одговарајући систем интелигентног управљања. Једна таква конструкција мотора приказана је на слици 7.2.



Слика 7.2 – Мулти – процесни ото/дизел мотор са аутоматском променом степена компресије [13]

Поента је у континуално варијабилном степену компресије (од 10 до 15) у раду било по ото било по дизел циклусу. Крајње решење је ото / дизел мотор. Зато овакав мотор ради са континуално променљивим степеном компресије по режиму минималне потрошње горива. Код таквог мотора варијације усисних цеви или шема развода губе смисао. Па се даје предност варијабилним механизмима, јер они омогућавају енергијску и еколошку оптимизацију горива и будућу примену једног горива у разним областима уз дозирање одговарајућег типа адитива. Мотори са променљивим степеном компресије и врхунском софтверском подршком могу да се прилагоде сваком нафтном и алтернативном гориву. У развојним лабораторијама сви светски произвођачи возила раде на сличним пројектима у циљу смањења потрошње горива [13].

8. Закључак

Путничка возила са ото моторима су данас веома распрострањена и у широкој су примени упркос све оштријим законским прописима о емисији штетних гасова. Применом нових технологија при њиховој изради, нових конструкција ових мотора, као и применом савремене опреме успевају да буду један од најзаступљенијих погонских агрегата код путничких аутомобила.

Смањење количине токсичних материја, које настају у току процеса сагоревања у моторима СУС, тј. код ото мотора, може се остварити: побољшањем процеса сагоревања у мотору и неутрализацијом отровних материја из издувних гасова применом додатних уређаја.

Будућност ото мотора уз примену надпуњења лежи и у могућности промене степена компресије у току рада, те способности комбиновања ото и дизел циклуса. Иако су још у фази испитивања мотори који раде по наведеном принципу ускоро ће ући и серијску производњу, а самим тим и ширу примену код путничких возила.

Инжењери су се највише усредсредили на повећање снаге и смањење потрошње ото мотора. Уз слојевито директно убризгавање горива и уз помоћ нове генерације пиезо брызгалки, два турбо пуњача, променљивог система управљања вентилима и могућности промене степена компресије, будућност представља и паљење смеше (горива/ваздуха) комбинујући ото и дизел циклус, тзв. НССИ мотори.

Избор погонског агрегата путничких возила (ото мотора) зависи од следећих фактора: квалитета вучних карактеристика, економичности, карактеристика простора у коме мотор треба да се угради, потребне снаге, односа снаге и габарита, трошкова експлоатације, итд.

Главна мана путничких возила са ото мотором је емисија штетних продуката сагоревања и висок ниво буке. Ипак у комбинацији са изолаторима буке, контролом издувних гасова и катализаторима могу задовољити законске прописе и стандарде (Еуро 6). Због својих карактеристика и односа снаге и габарита може се предвидети да ће још дужи временски рок бити у примени, до проналаска погонских агрегата који могу одговорити еколошким и експлоатационим захтевима, нарочито код путничких возила.

Литература:

- [1] Иван Филиповић: Мотори и моторна возила, Машински факултет универзитета у Тузли, Тузла 2006.;
- [2] Радоњић Д., Пешић Р.: Топлотни прорачун мотора СУС, Машински факултет у Крагујевцу, 1996.;
- [3] Пешић Р., Петковић С. и Веиновић С.: Моторна возила и мотори – Опрема, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 2008.;
- [4] Стефановић А.; Друмска возила – основи конструкције, Машински факултет Ниш, 2010.
- [5] Пешић Р.; Мотори СУС 1 (предавања и вежбе – www.moodle.mfkg.rs), Факултет инжењерских наука Крагујевац, школска 2013/2014;
- [6] Радоњић Д. и Пешић Р.; Мотори СУС 2 (предавања 8, 10, 14 – www.moodle.mfkg.rs), Факултет инжењерских наука Крагујевац, школска 2013/2014;
- [7] Дорић Ј., Ружић Д., Клинар И., Стојић Б., Унапређење ефикасности парцијалних карактеристика ото мотора, часопис: Трактори и машине бр. 16 (стр. 54 – 60); Научни рад, Нови Сад 2011.;
- [8] Пешић Р., Петковић С., Хнатко. Е., Веиновић С., Аутомобилска и пољопривредна индустрија постављају бројне захтеве пред развој класичних ото и дизел мотора СУС, часопис: Трактори и погонске машине бр. 17 (стр. 41 – 47); Научни рад; Крагујевац – Бања Лука – Загреб 2012.;
- [9]http://www.volkswagen.rs/sve_o_volkswagen_u_inovacije/motori/fsi/fsi/, приступљено 26.9.2014.;
- [10]<http://www.autonews.com/article/20051031/SUB/51102026/gasoline-direct-injection-mixes-it-up>, приступљено 26.9.2014.
- [11]http://arhiva.vidiauto.com/autotech/motori_s_promjenjivim_omjerom_kompresije/, приступљено 2.10.2014.
- [12] Милорадовић Д.; Испитивње МВМ 2 (предавања и вежбе – www.moodle.mfkg.rs), Факултет инжењерских наука Крагујевац, школска 2013/2014;
- [13] Пешић Р., Петковић С., Хнатко. Е., Веиновић С., Унапређење мотора сус са променљивим степеном компресије, учинци и потенцијали, Интернационални конгрес моторних возила и мотора 2014, МВМ 2014 – 054 (стр. 383 – 393); Научни рад; Крагујевац октобар 2014.;