

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Аутомобилско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Предмет: Мотори СУС 1

Број индекса: 810/2013

Александар Г. Петровић

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,
- Анализа термодинамичких циклуса 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, и
- 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 - Опрема, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 2008

Крагујевац, 30.09.2016.

ментор:

Др Радивоје Пешић, проф.

Резиме

Завршни рад под називом Ото мотори у погону путничких возила, подељен је на више целина. У првом делу рада је урађена анализа ото мотора са аспекта штетне емисије издувних гасова, потрошње горива и буке. У другом делу је урађена анализа термодинамичких циклуса ото мотора, као и анализа индикаторских и ефективних показатеља савремених ото мотора. Наредни део је посвећен изради топлотног прорачуна четворотактног ото мотора за возило *Alfa Romeo 33 – 1.3* и на основу тога нацртан је индикаторски дијаграм. У следећем делу рада приказана су различита конструктивна извођена ото мотора. На крају рада представљене су перспективе и трендови развоја ото мотора за путничка возила.

Кључне речи: ото мотор, потрошња горива, путничка возила, штетна емисија.

Abstract

Final thesis titled Otto engines of passenger cars in operation, is divided into several units. In the first part of the analysis is done spark ignition engine in terms of harmful emissions, fuel consumption and noise. In the second part of the analysis is done thermodynamic cycle Otto engines, as well as analysis of indicator and effective indicators of modern spark ignition engine. The next section has been devoted to the thermodynamic calculation of a four-stroke spark ignition engine of a vehicle Alfa Romeo 33 - 1.3 and based on that drawn in the indicator chart. In the next part of these essey there has been shown a different constructives of a spark ignition engine. In the end of these essey it has been presented perspectives and trends of Otto engines for passenger cars.

Key words: otto engine, fuel consumption, passenger vehicles, harmful emissions.

Садржај

1	Увод.....	1
2	Ото мотори са аспекта штетне емисије издувних гасова, потрошње горива и буке ...	3
2.1	Емисија издувних гасова.....	3
2.2	Ото мотори са аспекта потрошње горива.....	6
2.3	Ото мотори са аспекта буке	8
3	Анализа термодинамичких циклуса за ото моторе	12
4	Анализа индикаторских и ефективних показатеља савремених ото мотора	15
4.1	Индикаторски показатељи	15
4.2	Ефективни показатељи.....	17
5	Топлотни прорачун	20
5.1	Параметри пуњења у цилиндру мотора.....	20
5.2	Параметри на крају процеса сабијања	22
5.3	Параметри процеса сагоревања.....	22
5.3.	Параметри процеса ширења.....	25
5.4	Индикаторски показатељи мотора	26
5.5	Ефективни показатељи мотора.....	27
5.6	Цртање индикаторског дијаграма	27
6	Анализа конструктивних извођења ото мотора.....	30
7	Перспективе и трендови развоја ото мотора за путничка возила	34
7.1	Горива за ото моторе	34
7.1.1	Гасовита горива за погон ото мотора	36
7.2	Системи за паљење смеше	38
	Закључак	40
	Литература.....	40

1 Увод

Свака машина која претвара било који вид енергије у механички рад, назива се „мотор“. Да би био употребљив, мотор мора имати поуздано и економично претварање енергије из једног облика у други. У зависности од места претварања енергије, тј. места сагоревања радног флуида, мотори се деле на две групе, и то:

- *Мотори са спољашњим сагоревањем (мотори ССС)*, код којих се сагоревање врши у посебном уређају – ложишту, где се настала топлота, посредством продуката сагоревања, предаје радној материји, у посебним измењивачима топлоте.
- *Мотори са унутрашњим сагоревањем (мотори СУС)*, који могу бити клипни, млазни или турбински, спадају у групу топлотних мотора, јер се хемијска енергија горива, посредством сагоревања, претвара у потенцијалну енергију радног флуида, а затим путем експанзије радног флуида претвара делом у механичку енергију, односно користан рад.

Мотор СУС је доминантна технологија која покреће свет данас, и представља незамењиво погонско средство у низу области људске делатности, као што су: друмски саобраћај, у коме мотори СУС имају највећу примену; водни саобраћај (код мањих пловила скоро искључива примена мотора СУС, а код великих у знатној мери); шински саобраћај (дизел-локомотиве, шинобуси); пољопривредна и грађевинска механизација; ваздушни саобраћај; војна индустрија; помоћне централе – агрегати, итд [4].

Због врло широког поља примене, развијен је веома велики број врста, типова и конструктивних варијанти мотора СУС, различитих снага које се крећу од испод 1 kW па све до скоро 40 000 kW (бродски и стационарни мотори) и различитих бројева обртаја на којима ради мотор. На основу тога, ради лакшег проучавања, направљене су одговарајуће поделе мотора СУС у зависности од њихових својстава. Таквих подела има много, али постоје две основне поделе, и то:

- Према начина рада (према тактности);
- Према принципу рада (начину упаљења смеше горива и ваздуха).

Према начину рада мотора, односно према тактности, сви мотори СУС се могу сврстати у две групе:

- **четворотактни** мотори СУС су мотори чији се радни циклус састоји из 4 хода клипа, при чему коленасто вратило направи 2 обртаја. Сваки ход клипа је један такт током кога се обавља једна фаза радног циклуса: 1) такт – усисавање; 2) такт – сабијање; 3) такт – ширење; 4) такт – издување.
- **двотактни** мотори СУС су мотори чији се радни циклус састоји из 2 хода клипа, при чему коленасто вратило мотора направи један обртај. Током ова два такта обаве се све фазе радног циклуса мотора (усисавање, сабијање, ширење и издување).

Према принципу рада, односно према начину упаљења смеше, мотори се могу сврстати такође у две групе, и то: ***Ото*** и ***Дизел*** мотори.

Ото мотори се карактеришу тиме да се предходно сабијена смеша горива и ваздуха пали страном енергијом – електричном варницом са свећице. Смеша горива и ваздуха се припрема ван цилиндра мотора, или у посебном уређају (карбуратор, мешач) или у усисном воду, а потом сабија и пали у цилиндру. Код савремених бензинских ото мотора са тзв. *GDI* поступком, врши се убизгавање бензина у цилиндар у току такта усисавања или сабијања и паљења смеше електричном варницом са свећице. Ото мотори су бензински и гасни мотори [1].

2 Oto motori са аспекта штетне емисије издувних гасова, потрошње горива и буке

2.1 Емисија издувних гасова

Загађења воде, ваздуха и земљишта су нежељене промене физичких, хемијских и биолошких својстава животне средине, које могу штетно деловати на здравље живих бића. Употребом транспортних средстава, годишње се у свету потроши више од једне милијарде тона нафте. За сагоревање 1 kg горива треба око 15 kg ваздуха или 3,5 kg кисеоника, па је сам процес сагоревања штетан јер нарушава еколошки биланс у атмосфери. Поред отровних компонената, у продуктима сагоревања се налазе и загушљиви гасови који доводе до климатских промена и до повећања глобалног загревања. Осим штетних продуката сагоревања, постоје и испарења горива из возила и испарења при пуњењу резервоара горивом [3].

Штетни издувни гасови:

- **Несагорели угљоводоници (НС)** су последица непотпуног сагоревања молекула горива. Угљоводоници реагују у присуству оксида азота и сунчевог светла, што доприноси формирању фото хемијског смога. Већина угљоводоника су токсични.
- **Азотови оксиди (NO_x)** – у условима високих притисака и температура у мотору, атоми азота и кисеоника у ваздуху реагују стварајући низ азотових оксида, који токсично делују на човека, животиње и околину. Они такође доприносе формирању озона и киселих киша.
- **Угљен моноксид (CO)** је продукт непотпуног сагоревања горива и настаја при режиму рада мотора са богатом смешом. Он је отрован гас без боје и мириса и може имати смртна дејства на човека. Преко 90% CO у урбаним срединама потиче из издувних гасова возила.
- **Честице** у издувним гасовима углавном су последица несагорелог угљеника из горива. У цилиндру мотора те честице упијају разна једињења из горива и мазива, међу којима су и полициклични угљоводоници. Емисија ових честица је потенцијално канцерогена.
- **Угљен диоксид (CO_2)**, као продукт потпуног сагоревања, не утиче директно на здравље људи, али спада у загушљиве гасове који доприносе повећању глобалног загревања.
- **Водена пара (H_2O)** – Сунчево зрачење директно утиче на стварање облачног покривача. Тако дигнути облаци се загревају, а онда хемијски процеси потпомогнути прашином и сулфатима доводе до разлагања свих испарења. Та маса нагомиланих и загрејаних облика је физички и хемијски толико измењена да доводи до промене климе на земљи.
- **Оксиди сумпора** – концентрација SO_2 у атмосфери се разликује за различита подручја. У урбаним срединама концентрација ове загађујуће материје је већа. Поред сагоревања угља који има више од 1% сумпора, свој

допринос даје и емисија издувних гасова из возила која користе горива која садрже сумпор у себи. Сумпор-диоксид, као и његови секундарни производи (сумпорна киселина и сулфиди) могу изазвати штетне последице по здравље људи и биљака, а такође и штетне ефекте на метале, папир и текстил.

- **Озон** – представља алотропску модификацију кисеоника. У природи настаје услед електричних пражњења и под дејством ултраљубичастих зрака. Озон иритира очи и може довести до проблема са дисањем. На интензитет стварања озона утиче концентрација азотових оксида и угљоводоника. Такође на интензитет стварања озона утиче повишена температура и сунчево зрачење. Озон који се ствара у горњим слојевима атмосфере има улогу заштите од ултраљубичастиг зрачења сунца.

Гасови који стварају ефекат стаклене баште су:

- водена пара H_2O (учествује са 90%)
- угљен диоксид CO_2
- азот субоксид N_2O
- метан CH_4
- хидрофлуороугљеник HFC, итд.

У Европи је 1971. године од стране Европске комисије за Уједињене нације, донета регулатива ECE 15.00 за емисију из путничких и лаких теретних возила. Амандман 01 (ECE 15.01) донет је 1975. године и његове границе су износиле: 32 g/km за CO и 11 g/km HC+NO_x. Временом су границе постајале све строже.

Данас прописе о емисији доноси Европска унија. За путничка и лака теретна возила прописи су дефинисани Директивом 70/220/ЕЕС (Табела 1). Ово је базна директива која је често подлежала изменама. Неке од важнијих измена су:

- *Euro 1* стандард (познат као ЕЦ 93) - Директива 91/441/ЕЕЦ (само за путничка возила) или 93/59/ЕЕС (путничка и доставна возила),
- *Euro 2* стандард (познат као ЕС 96) - Директива 94/12/ЕС или 96/69/ЕС,
- *Euro 3/4* стандард (2000/2005) - Директива 98/69/ЕС, каснији амандмани су у 2002/80/ЕС,
- *Euro 5/6* стандард (2009/2014) - Еуро 5/6 уводи регулативе (*Regulation 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.

Табела 1: Границе за емисију бензинских мотора путничких возила у Европи [3].

<i>g/km</i>	<i>CO</i>	<i>HC+N_x</i>	<i>HC</i>	<i>NO_x</i>	<i>PM (честице)</i>
<i>год.</i>					
<i>2000. Euro 3</i>	<i>2,3</i>	<i>-</i>	<i>0,2</i>	<i>0,15</i>	<i>-</i>
<i>2005. Euro 4</i>	<i>1,0</i>	<i>-</i>	<i>0,10</i>	<i>0,8</i>	<i>-</i>
<i>2009. Euro 5</i>	<i>1,0</i>	<i>-</i>	<i>0,10</i>	<i>0,06</i>	<i>0,005</i>
<i>2014. Euro 6</i>	<i>1,0</i>	<i>-</i>	<i>0,10</i>	<i>0,06</i>	<i>0,005</i>

Увођењем регулативе *Euro 3* промењена је и техника тестирања издувних гасова. Тестирање почиње одмах након сратровања мотора а не 40 секунди након старта, као што је до тада било прописано. Ови тестови подразумевају:

- I проба – мерење емисије издувних гасова по возном тесту,
- II проба – мерење емисије CO на празном ходу и изнад 2000 min⁻¹,
- III проба – мерење емисије из картера,
- IV проба – мерење испаравања из возила по *SHED* тесту (2 g/тесту),
- V проба – трајност система за контролу емисије возила у току 80.000 km са фактором погоршања за CO и HC + NO_x од 1,2.

Осим гасова који имају директних штетних последица на здравље људи и околину, возила емитују и друге гасове који нису отровни али утичу на промену околине, пре свега угљен-диоксид. Због тога је неопходно смањити количине емитованог CO₂ из возила, мада је учинак возила у глобалном загревању веома различит у појединим земљама: у САД свега 1.7% емисије CO₂ узрокује транспорт, док у Јапану тај удео износи 19%. Смањење CO₂ је могуће применом горива са смањеним садржајем угљеника и, пре свега, смањењем потрошње горива. Смањење ангажовање енергије је могуће само “рационалним ангажовањем”, односно енергију треба ангажовати само у случају стварне потребе у напредним уређајима са максималним степенима корисности. Емисија CO₂ је, код фосилних горива, директно пропорционална потрошњи горивав [3].

Европски парламент наручио је одговарајућу израду студије о емисији CO₂ из возила и прихватио је извештај у коме се тврди да око 19% CO₂ емисије у ЕУ потиче од путничких и доставних возила. На основу тог извештаја, Европски парламент је усвојио предлог да се средња емисија CO₂ из свих нових возила ограничи на највише 125 g/km до 2015. године. Та граница треба да се оствари само применом нових технологија код мотора и возила не узимајући у обзир доприносе других мера, као што је примена биогорива, специјалних гума или побољшања у климатизовању возила. У поређењу са ранијом границом CO₂ коју је прописала Европска Комисија, циљна година је померена са 2012. на 2015., али је граница строжа (Комисија је раније прописала границу од 130 g/km).

2.1.1 Технолошка решења за задовољење законских прописа

Све строжији законски прописи могу су се задовољити само:

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

Ове мере захтевају нова конструкциона и технолошка решења. 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 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 појединачно убризгавање у усисни вод постало стандардна варијанта за савремене моторе а онда је уведено директно убризгавање бензина (ДУБ) у цилиндар.

Убризгавање бензина директно у цилиндар први пут је примењено 1938. године у Шпанском грађанском рату на моторима авиона *Messerschmit 109*. Тај систем за убризгавање бензина развио је *Bosch* и носио је ознаку *Me 109*. Данашњи системи *Bosch* -а имају ознаку *Motronic MED7*.

Шездесет година касније директно убризгавање бензина - ДУБ (енгл. *GDI - Gasoline Direct Injection*) је поново актуелно јер је постало технолошки доступно, а његова примена омогућава смањење потрошње, сагласно емисије CO_2 и токсичне емисије. Наиме мотор са ДУБ емитује исту количину CO_2 као и данас усавршени дизел мотор са ДУ. Европски (*Audi Disi*) и Јапански (*Toyota D-4*, *Honda VVTC*, *Mitsubishi GDI*) произвођачи се утркују да конструишу нове моторе са директним убризгавањем бензина. Предности директног убризгавања бензина су евидентни само ако мотор ради са сиромашном смешом. Тада стандардни “тро-компонентни” катализатор не може ефикасно да редукује емисију NO_x . Због тога се данас интензивно ради и на развоју катализатора за NO_x при раду са сиромашним смешама. Паралелно са интервенцијама на систему за припрему смеше вршено је усавршавање и оптимирање 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.

2.2 Ото мотори са аспекта потрошње горива

Ефикасност горива је историјски циљ аутомобилског инжењерства. Већ 1918. године, Чарлс Кетеринг, инжињер аутомобилског пионира *General Motors Company*, је предвиђао пропаст мотора са унутрашњим сагоревањем у року од 5 година због лошег искоришћења енергије горива. И заиста, од 1920. до 1950. проценат ефикасности је порастао од 10 одсто до чак 40 одсто, са побољшањем горива, пројектовање система за сагоревање, смањење трења и прецизнијим производним процесима. Мотори су постали снажнији, а возила су

постала тежа, већа, и бржа. Међутим, крајем 1950-их, потрошња горива је постала много битнија, што је довело до првог великог таласа увоза возила. У јеку нафтне кризе 1973. године, јавља се проблем енергетске безбедности, а Амерички Конгрес је усвојио политику и Закон о енергетици 1975. године као средство за смањење зависности земље од увоза нафте. Актом је одређена просечна корпоративна потрошња горива (CAFE), која је захтевала од произвођача аутомобила да повећа просечну потрошњу горива путничких возила продатих у САД у 1990. на стандардних 27,5 миља по галону (mpg) [4].

Неопходно је правилно дефинисати појмове енергетске ефикасности и специфичне потрошње горива. Ова два термина су у широкој употреби, али су врло често погрешно протумачени, што често може да изазове конфузију и погрешно тумачење:

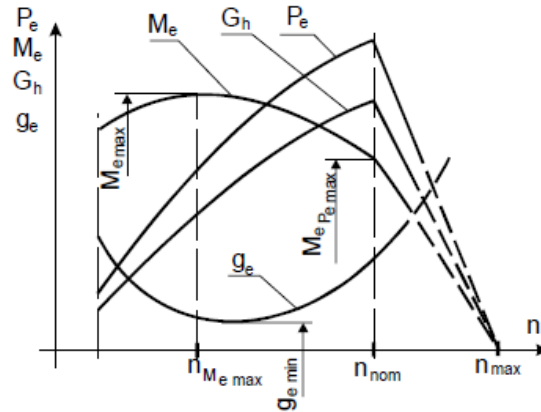
Енергетска ефикасност мери колику раздаљину возило може прећи са једним галоном горива; изражава се у миљама по галону. Ова јединица мере је најчешће коришћена међу потрошачима у Сједињеним Америчким Државама. Такође се користи од стране произвођача возила. Ова јединица мере уствари мери пређену раздаљину по јединици горива.

Енергетска ефикасност мотора обично се представља кроз специфичну ефективну потрошњу горива (g_E) обрнуто пропорционалну степену корисности: $g_E \left[\frac{kg}{kW \cdot h} \right]$ - количина горива у kg/kWh или g/kWh потребна да се радом мотора добије 1 kWh механичке енергије.

Специфична потрошња горива је супротна од енергетске ефикасности. То је количина потрошеног горива за пређену раздаљину. У Сједињеним Америчким Државама се мери у потрошеним галонима на 100 миља или у потрошеним литарима на 100 километара у Европи.

На потрошњу горива утичу многи фактори, а међу најбитнијима су оптерећење мотора и параметри трансмисије. Зоне највиших степена корисности, односно минималне специфичне ефективне потрошње, по правилу се налазе у зони већих оптерећења мотора, близу спољне карактеристике.

Што се тиче утицаја параметара трансмисије, процентуално повећање степена корисности трансмисије (η_{TR}) доводи до смањења потребне енергије за исти проценат. Одговарајућим избором степена преноса тј. преносног односа омогућава се рад мотора у подручју ниже специфичне ефективне потрошње, за исти режим кретања возила (слика 2.1). За сваки степен преноса постоји оптимална брзина са становишта потрошње, тако да са смањењем брзине потрошња расте због рада мотора у подручју веће специфичне ефективне потрошње горива. Мања потрошња горива постиже се у вишим степенима преноса због већег оптерећења мотора и одговарајућих повољних вредности специфичне ефективне потрошње горива, а не због снижења броја обртаја. Адекватним избором преносног односа могуће је, у оквиру једног режима кретања возила, изабрати режим мотора са бољим степеном корисности. Такви режими се по правилу налазе у зони већег оптерећења - ово се постиже мањим преносним односима (виши степени преноса) а малим оптерећењима енергетска ефикасност мотора је по правилу лошија [6].



Слика 2.1: Спољне брзинске карактеристике [6]

- $P_e = f(n)$ – ефективна снага мотора
- $M_e = f(n)$ – ефективни обртни момент мотора
- $G_h = f(n)$ – часовна потрошња горива
- $g_e = f(n)$ – специфична ефективна потрошња горива

2.3 Ото мотори са аспекта буке

Бука и вибрације су физичке појаве које настају као последица удара и осцилација у машинским елементима, склоповима и уређајима. Они се могу дешавати у чврстим телима, течним или гасовитим флуидима.

Основни узроци појаве буке и вибрација могу се сврстати у четири групе:

- Конструктивни параметри: димензије масе, кинематика, динамика, облик и материјал;
- Технолошки параметри: зазори и толеранције, квалитет површине, уравнотежење, пригушења;
- Радни процеси: карактер одвијања: (нормално – ненормално сагоревање), режими (стационарни - динамички);
- Технологија одржавања: оштећења, зазори, дебаланси, подмазивање.

Осциловање материјалне средине са фреквенцијама које се налазе у чујном фреквентном подручју региструју се као звук. Бука представља неповољно деловање звука, као физичке појаве, на организам човека.

Погонски агрегат се издваја као доминантан извор буке на возилу. Мотор подстиче вибрације возила неуравнотеженим силама инерције, неравномерним обртним моментом, неуједначеношћу радног процеса, уздужним вибрацијама (клаћењем око тежишта), вибрирањем система и уређаја на мотору, као и уређаја на целокупном возилу. Мотор своје вибрације преноси на возило, а возило своје вибрације на мотор, па је зато систем мотор-возило веома сложен, односно начин везивања мотора са возилом. Ослонци не смеју

преносити вибрације мотора на велике површине као што су кров, поклопци, облоге каросерије, јер су они веома велики извори секундарних вибрација и буке на целом возилу.

На слици 2.2 приказани су основни извори буке и вибрација на путничком моторном возилу [4].

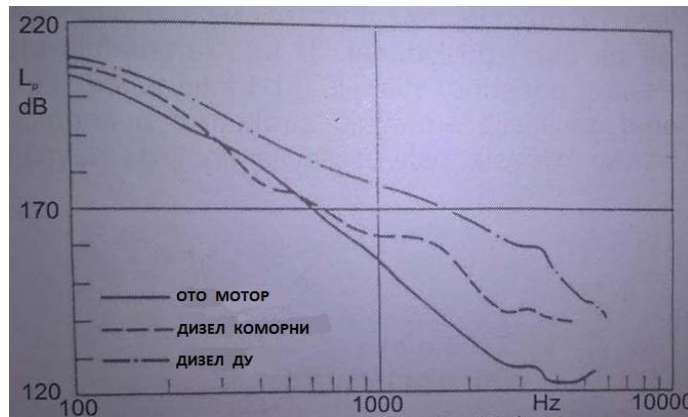


Слика 2.2: Извори буке и вибрација на возилу [3]

Морори СУС су комплексни извори буке широког спектра. Главни извори буке и вибрација на погонском агрегату се могу сврстати у следеће:

- 1) бука струјања (директна или аеродинамичка бука):
 - бука издувавања,
 - бука усисавања и
 - бука система за хлађење (вентилатор, пумпа итд.);
- 2) бука услед вибрирања делова мотора (индиректна бука): вибрирање блока, главе, картера и сл.
- 3) вибрације издувног система; бука вибрирања каросерије услед поремећаја мотора пренетих преко носача мотора.

Бука сагоревања – у току сагоревања у цилиндру мотора стварају се велике промене притисака гасова које побуђују све делове који су у контакту. На слици приказани су спектри притисака за три различита мотора: ото, коморни дизел и дизел са ДУ. Виши притисци код дизел мотора стварају већу буку сагоревања на нижим фреквенцијама. Већи градијент пораста притиска ствара виши ниво буке на средњим фреквенцијама. Нагло самоупаљење веће количине горива на почетку сагоревања и стално присуство детонантног сагоревања дела смеше код дизел мотора са ДУ су главни узрок већег нивоа буке у зони високих фреквенција. На слици 2.3 се може уочити да ото мотори имају знатно мекши и тиши рад, у односу на дизел моторе.



Слика 2.3 : Спектри притиска [3]

Механичка бука мотора последица је импулса удара делова који се релативно крећу. Механичка бука се може смањити оптималним профилисањем делова мотора, као и смањењем зазора између делова који се релативно крећу. Бука клипа при кретању је посебно изражена код незагрејаних мотора. Њен ниво опада загревањем мотора и смањењем зазора клип-цилиндар, карактеристична фреквенција је $1,4 \div 1,7$ kHz. Бука клипа се такође може смањити и бољим подмазивањем клипа у близини СМТ. Стварање буке стимулишу и торзионе осцилације коленастог вратила. Учестаност осцилација спољних површина блока и главе мотора је око 1,5 kHz. Систем за измену радне материје је генератор највећег дела механичке буке. Удари брега при отварању вентила стварају побуде које изазивају буку. Оптималним профилисањем силазне и наилазне рампе брега та се бука може смањити. Ударно дејство вентила по седиштима производи вибрације фреквенције $10 \div 15$ kHz, док зупчанички погон ствара вибрације у опсегу $0,3 \div 5$ kHz.

Бука система за хлађење значајно зависи од конструкције, односно облика саћа код хладњака, облика и растојања лопатица вентилатора, итд. Рад вентилатора је извор буке која је таквог фреквентног садржаја који је близак учестаностима путничког простора, што може довести до додатних проблема.

Бука усисавања настаје због: осциловања притиска у усисном систему, стварања вртлога при протицању ваздуха кроз усисне канале, и турбуленције ваздуха граничним слојевима. Зависи од броја обртаја мотора, врсте и карактеристика филтера за ваздух, итд.

Бука издувавања је последица струјања гасова у издувном систему и истицања у околину. Ова бука се снижава одговарајућим избором пригушивача и његовог положаја у издувном систему. Пригушивачи раде на принципима апсорпције и рефлекције. Први трансформишу енергију звука у топлоту, а други врше интерференцију звучних таласа. Смањење буке сразмерно је запремини пригушивача. Такви системи се састоје из: конвенционалних пригушивача, резонатора, еластичних делова система (спречавање преношења вибрација мотора на издувни систем и обрнуто) и завршних цеви.

Мере за смањење буке моторних возила по тест методи *ISO R 362*:

- усавршавање мотора и његових система – могуће смањење буке $3\div 5$ dB(A)
- делимично облагање мотора звучном изолацијом – смањење буке до 3 dB(A)
- потпуним облагањем мотора и његових система – смањење нивоа буке $6\div 9$ dB(A)
- смањење броја обртаја мотора – смањење буке до 4 dB(A)

Поред наведених класичних мера за смањење буке, користе се и методе засноване на интерференцији звучних таласа, тзв. „активно“ смањење буке. Практична примена ове методе могућа је за: активно смањење буке у путничком простору и активно смањење буке издувавања [3].

3 Анализа термодинамичких циклуса за ото моторе

Под термодинамичким циклусима мотора подразумевамо граничне термодинамичке циклусе, тј. максимално упрошћене 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 2. закону термодинамике повезани са предајом дела топлоте топлотном понору;
- Стварни процес сагоревања је замењен процесом довођења топлоте радној материји, који се одвија при одређеним променама стања;

Претварање топлоте у рад или рада у топлоту остварује се обично у термодинамичком процесу посредством радног флуида. Код мотора СУС радни флуид је смеша гасова добијена сагоревањем у цилиндру мотора. Процеси у мотору су тако компликовани да се утицај појединих физичких и хемијских процеса на одвијање радног циклуса мотора у целини може веома тешко обухватити рачуном. Пренос топлоте са гаса на зидове цилиндра и обрнуто за време процеса сабијања, сагоревања, ширења и измене радне материје, процеси убризгавања горива код дизел мотора, процеси при упаљењу и сагоревању, утичу у одређеној мери на целокупни радни циклус мотора.

Стварни циклуси који се одигравају у моторима СУС обухватају више фаза: пуњење цилиндра свежом радном материјом, сабијање, паљење и сагоревање, ширење и избацивање продуката сагоревања из цилиндра. Фаза пуњења цилиндра радном материјом и фаза избацивања продуката сагоревања из цилиндра представљају пумпни рад током кога се врши процес измене радне материје у цилиндру мотора. Стварни циклуси су праћени енергетским губицима, на које утиче велики број фактора. То веома отежава и компликује математичко представљање стварних циклуса и њихово аналитичко разматрање. Да би се процеси који се одвијају у цилиндру мотора ипак могли разматрати и изучавати, у теорији мотора дефинисани су упрошћени циклуси, тзв. *теоријски* циклуси. Називају се још и *термодинамички* циклуси јер се базирају на законима термодинамике. Како се ови циклуси одвијају у идеалним условима и у идеалној машини, називају се још и *идеални* циклуси [1].

Основне претпоставке, на којима се заснивају идеални циклуси, су следеће:

- Радно тело је идеалан гас који се током циклуса не мења ни по саставу ни по количини. То значи да је из разматрања искључен процес сагоревања и губици везани са њим, а сагоревање је замењено довођењем еквивалентне количине топлоте (Q_1) на крају сабијања. Такође, занемарен је и процес измене радне материје и његови губици, а сви губици замењени су довођењем топлоте (Q_2) на крају ширења, ради свођења радне материје на почетно стање.

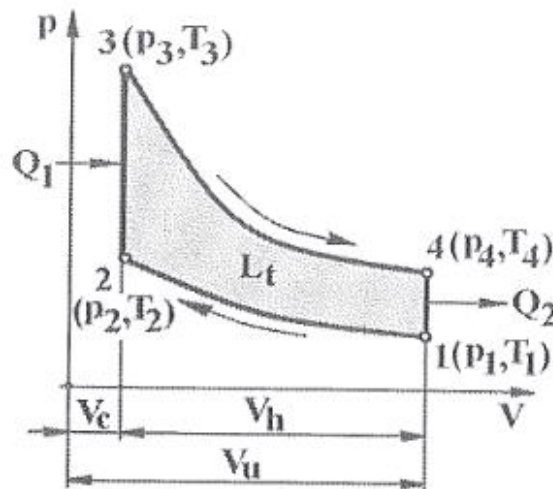
- Процеси сабијања и ширења одвијају се без размене топлоте са околином, односно по тзв. *адијабатском процесу*.
- Специфичне топлоте радне материје при константном притиску (c_p) и при константној запремини (c_v) не зависе од притиска и температуре, што није случај код реалне радне материје.

Овако постављени теоретски циклуси омогућавају добијање адекватних математичких израза за основне показатеље теоретских циклуса, а то су:

- η_t – теоретски степен искоришћења који показује економичност претварања топлотне енергије горива у механички рад;
- p_t – средњи теоретски притисак који показује ефективност циклуса, односно снагу која се може остварити у идеалном мотору.

У термодинамици мотора СУС постоје три циклуса: **ото**, **дизел** и **сабате (комбиновани)**. Ови циклуси се међусобно разликују по начину довођења топлоте Q_1 : код ото циклуса довођење топлоте врши се по изохори (константна запремина), код дизел циклуса по изобари (константан притисак), а код сабате циклуса је комбиновано. Одвођење топлоте (Q_2) је код сва три циклуса по изохори, а сабијање и ширење су адијабатске промене.

Теоретски ото циклус је термодинамичка основа савремених ото мотора код којих паљење смеше започиње нешто пре СМТ, а сагоревање се обавља у околини СМТ. Такав стварни циклус се апроксимира термодинамичким са довођењем топлоте (Q_1) при $V=\text{const.}$, тј. по изохори. Одвођење топлоте (Q_2) је такође по изохори, сабијање и ширење остварују се без измене топлоте са околином, тј. по адијабатама (слика 3.1).



Слика 3.1 : Теоретски ото циклус [5]

1-2: адијабатско сабијање
3-4: адијабатско ширење

2-3: изохорско довођење Q_1
4-1: изохорско одвођење Q_2

Циклус започиње у тачки 1, у којој је стање гаса дефинисано притиском p_1 и температуром T_1 . Од тачке 1 до тачке 2 одвија се адијабатско сабијање гаса. У току сабијања троши се рад на повећање унутрашње енергије гаса, услед чега расту притисак и температура до вредности p_2 и T_2 у тачки 2. Рад сабијања, у $p - V$ дијаграму, пропорционалан је површини између линије сабијања, ордината из тачака 1 и 2 и апсисне осе.

Довођењем топлоте Q_1 , од тачке 2 до тачке 3, даље се повећава енергетски потенцијал гаса до вредности која је дефинисана притиском p_3 и температуром T_3 у тачки 3.

У току адијабатског ширења од тачке 3 до тачке 4 добија се механички рад, а притисак и температура гаса опадају на вредност p_4 и T_4 у тачки 4 на крају ширења. Рад добијен у току адијабатског ширења пропорционалан је површини између линије ширења, ордината из тачака 3 и 4 и апсисне осе.

Користан рад теоретског ото циклуса L_t једнак је разлици добијеног рада у току адијабатског ширења и рада утрошеног на сабијање гаса. У $p - V$ дијаграму користан рад L_t пропорционалан је површини омеђеној линијама циклуса.

Од тачке 4 до тачке 1 врши се изохорско одвођење топлоте Q_2 ради свођења стања гаса на почетно. Након тога циклуси се даље понављају.

4 Анализа индикаторских и ефективних показатеља савремених ото мотора

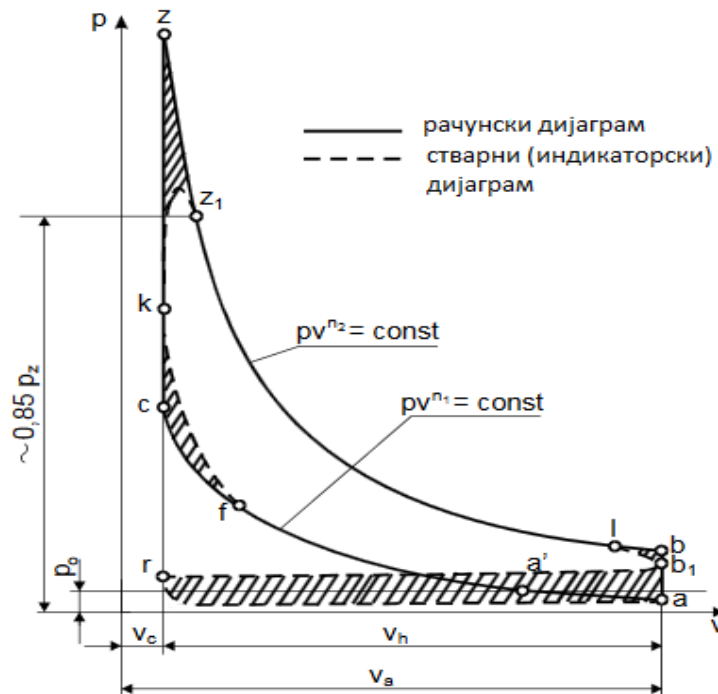
Показатељи за оцену радног циклуса мотора се у принципу деле на унутрашње, односно *индикаторске*, који се одређују на основу података и резултата мерења величина, које дефинишу поједине процесе или читав радни циклус у радном простору мотора, и на *ефективне* показатеље, који се односе на величине измерене или прорачунате на стање на спојници коленастог вратила мотора. Разлике у величини ове две групе параметара настају услед преноса енергије из радног простора мотора на његову спојницу и формулишу се функцијама преноса механичке енергије [1].

4.1 Индикаторски показатељи

Индикаторски показатељи (карактеристике) мотора везани су за дешавања у цилиндрима мотора и као такви дефинишу ефикасност и економичност стварних циклуса који се одвијају у цилиндрима мотора. Основни индикаторски показатељи су: *средњи индикаторски притисак* p_i , *индикаторска снага* P_i , *специфична индикаторска потрошња горива* g_i , *индикаторски степен искоришћења* η_i и *степен доброту радног циклуса* η_d [5].

Средњи индикаторски притисак p_i је замишљени притисак константне величине који би, деловањем на чело клипа у једном ходу, извршио исти рад који изврши стварни променљиви притисак током једног радног циклуса. Средњи индикаторски притисак се може одредити графички, на основу снимљеног индикаторског дијаграма стварног мотора или на основу конструисаног прорачунског индикаторског дијаграма. Средњи индикаторски притисак $p_i \left[\frac{N}{m^2} \right]$ бројно је једнак корисном раду циклуса L_i [Nm] који се

добија по јединици радне запремине $V_h[m^3]$: $p_i = \frac{L_i}{V_h}$.



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

Средњи индикаторски притисак се израчунава из снимљеног индикаторског дијаграма одређивањем наведених површина, које се помоћу одговарајуће размере претварају у рад (слика 4.1). Из слике видљиво је да процеси приказани индикаторским дијаграмом немају скоковите прелазе (као у идеалним, односно прорачунским циклусима), него се линије појединих процеса (фаза циклуса) настављају једна на другу благим заобљеним прелазима. Карактер прелаза од једног процеса ка другом зависи од много чинилаца, те га није могуће обухватити аналитичким прорачунима. Приликом одређивања параметара мотора обично се формира прорачунски индикаторски дијаграм за 2 хода (сабијање и ширење), а губици рада на измени радне материје придодају се механичким губицима или се посматрају одвојено. Заобљења дијаграма на местима прелаза од једног процеса на други изводе се на основу података добијених испитивањем сличних мотора. Код прорачуна ова заобљења дефинишу се посебним коефицијентом.

Индикаторска снага мотора P_i је снага коју мотора развија у цилиндрима у току низа узастопних радних циклуса. Може се одредити аналитички следећим изразом:

$$P_i = L_i \cdot i_c = p_i \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} = \frac{p_i \cdot V_{hu} \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1)$$

где су:

- P_i [W] – индикаторска снага мотора;
- L_i [Nm/cik.] = $p_i \cdot V_{hu}$ – индикаторски рад који мотор изврши током једног циклуса;
- V_{hu} [m³] – укупна радна запремина мотора;

- i_c - број циклуса који мотор извршу у секунди ($i_c = \frac{2n}{60 \cdot \tau}$);
- n [min^{-1}] – број обртаја мотора у минути;
- τ – тактност мотора.

Специфична индикаторска потрошња горива g_i показује утрошену количину горива по јединици извршеног индикаторског рада мотора. Изражава се у [kg/kWh] или [g/kWh] а може се експериментално одредити на основу часовне потрошње горива G_h [kg/h], уз истовремено одређивање индикаторске снаге мотора P_i [kW]:

$$g_i [\text{kg/kWh}] = \frac{G_h [\text{kg/h}]}{P_i [\text{kW}]}$$

Специфична индикаторска потрошња горива за савремене четворотактне ото моторе при номиналном режиму износи 220 - 320 [g/kWh] [2] .

Индикаторски степен искоришћења η_i је показатељ квалитета одвијања радног циклуса у цилиндрима мотора у погледу искоришћења топлотне енергије горива. Одређује се као однос топлоте еквивалентне индикаторској снази Q_{Pi} и енергије унете у мотор горивом Q_1 . Како је $Q_{Pi} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right] = 3600 \cdot P_i [\text{kW}]$ и $Q_1 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right] = G_h \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \cdot H_d \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$, (H_d – доња топлотна моћ горива), ако се узме у обзир да је однос $G_h/P_i = g_i$, добија се коначан израз: $\eta_i = \frac{3.600 \cdot P_i}{G_h \cdot H_d} = \frac{3.600}{g_i \cdot H_d}$. Из израза се види да, што је специфична потрошња мања, то је степен искоришћења већи и обрнуто.

Индикаторски степен искоришћења за савремене четворотактне ото моторе при номиналном режиму износи 0,25 – 0,4 .

Степен добротe радног циклуса η_d показује у којој мери стварни циклус одговара теоријском. Дефинише се као однос индикаторског рада L_i и рада који би дао теоријски циклус L_t : $\eta_d = \frac{L_i}{L_t} = \frac{Q_{Pi}}{Q_{Pt}} = \frac{\eta_i \cdot Q_1}{\eta_t \cdot Q_1} = \frac{\eta_i}{\eta_t}$. Вредности степена добротe радног циклуса крећу се у оријентационим границама $\eta_d = 0,7 \div 0,8$.

4.2 Ефективни показатељи

Ефективни показатељи су параметри који показују економичност и ефикасност мотора као целине, а добијају се на излазу из мотора. Основни ефективни показатељи су: *ефективна снага P_e , средњи ефективни притисак p_e , специфична ефективна потрошња горива g_e и ефективни степен искоришћења η_e* [5].

Ефективна снага P_e је снага која се добија на излазу из мотора. Она је увек мања од индикаторске снаге P_i која се развија у цилиндрима мотора. Део индикаторске снаге која се троши на савлађивање механичких отпора у мотору назива се *снага механичких*

губитака P_m ($P_e = P_i - P_m$). Снага механичких губитака обухвата три главне групе губитака: $P_m = P_{tr} + P_{pu} + P_v$, где су:

- P_{tr} – снага трења која се троши на савладавање отпора трења у мотору;
- P_{pu} – снага која се троши за погон помоћних уређаја на мотору;
- P_v – снага која се троши на савлађивање аеродинамичких отпора кретању делова мотора (ова снага се односи на брзоходне моторе).

Снага механичких губитака P_m зависи од конструктивних фактора (број и врста лежајева, клипних прстенова, помоћних уређаја, итд.), производних фактора (квалитет израде и обраде), и експлоатационих фактора (режим рада мотора, врсте и квалитет мазива, итд.).

Величина механичких губитака у мотору дефинише се преко *степен механичког искоришћења* η_m који представља однос ефективне и индикаторске снаге: $\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$.

Уобичајене максималне вредности за степен механичког искоришћења крећу се у границама $\eta_m = 0,75 \div 0,85$. На празном ходу, када је $P_e = 0$ тада је и $\eta_m = 0$.

Полазећи од израза за степен механичког искоришћења и израза за индикаторску снагу, ефективна снага се може представити на следећи начин:

$$P_e = \eta_m \cdot P_i = \eta_m \frac{p_i \cdot V_{hu} \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{p_e \cdot V_{hu} \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1)$$

Средњи ефективни притисак p_e ($p_e = \eta_m \cdot p_i$) је аналогна величина средњем индикаторском притиску p_i па се дефинише као фиктивни притисак константне величине, који би деловањем на чело клипа у току једног хода, дао рад једнак ефективном раду циклуса.

Специфична ефективна потрошња горива g_e показује количину утрошеног горива по јединици извршеног ефективног рада мотора. Изражава се у $[kg/kWh]$ или $[g/kWh]$ а може се одредити на основу мерења часовне потрошње горива $G_h [kg/h]$ уз истовремено мерење ефективне снаге мотора $P_e [kW]$:

$$g_e \left[\frac{kg}{kWh} \right] = \frac{G_h [kg/h]}{P_e [kW]} \quad (2)$$

па се добија веза између ефективне и индикаторске потрошње горива у следећем облику:

$$g_e = \frac{G_h}{P_e} = \frac{G_h}{\eta_m \cdot P_i} = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (3)$$

Специфична ефективна потрошња горива за савремене четворотактне ото моторе при номиналном режиму износи 290 - 340 $[g/kWh]$.

Ефективни степен искоришћења η_e је показатељ укупне економичности мотора. Одређује се као однос добијене ефективне енергије и енергије унете у мотор горивом, тј. једнак је односу топлоте еквивалентне ефективној снази Q_{pe} и топлоте унете у мотор горивом Q_1 :

$$\eta_e = \frac{Q_{pe}}{Q_1} \quad (4)$$

Како је:

$$Q_{pe} \left[\frac{kJ}{h} \right] = 3.600 \cdot P_e [kW] \quad \text{и} \quad Q_1 \left[\frac{kJ}{h} \right] = G_h \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot H_d \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (5)$$

може се написати следеће:

$$\eta_e = \frac{3.600 \cdot P_e}{G_h \cdot H_d} = \frac{3.600}{g_e \cdot H_d} = \frac{3.600 \cdot \eta_m}{g_i \cdot H_d} = \eta_i \cdot \eta_m \quad (6)$$

Из претходног израза може се видети да су ефективна потрошња горива g_e и ефективни степен искоришћења η_m обрнуто пропорционалне величине, односно што је специфична потрошња горива мања то је степен искоришћења већи и обрнуто. На празном ходу ефективни степен искоришћења има вредност $\eta_e = 0$. Коначан израз се може написати у следећем облику: $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_t \cdot \eta_d \cdot \eta_m$. Из овог израза може се закључити да укупна економичност мотора зависи од:

- теоријског степена искоришћења η_t , тј. од изабраног теоријског циклуса;
- степена доброте циклуса η_d , тј. од квалитета реализације изабраног теоријског циклуса у цилиндрима стварног мотора;
- механичког степена искоришћења η_m , тј. од квалитета конструкције мотора у механичком погледу.

Ефективни степен искоришћења за савремене четворотактне ото моторе при номиналном режиму износи 0,2 – 0,3 [3].

5 Топлотни прорачун

Полазни подаци:

Врста мотора	Четворотактни ото мотор
Намена мотора	Погон путничког возила ALFA ROMEO 33-1.3
ГЛАВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ	
Ефективна снага	65kW
Одговарајући број обртаја	6000 min ⁻¹
Степен компресије	9,5
Однос ход/пречник клипа, S/D	67,2/80 mm · mm ⁻¹
Број и распоред цилиндара	4 – В
ГОРИВО	
Врста горива	ВМВ 95
Топлота сагоревања	44120 kJ · kg ⁻¹

Топлотни прорачун дизел мотора за задато возило урађен је у програму „TERPRO“, који је развијен на Машинском факултету у Крагујевцу на катедри за Моторе и моторна возила, који служи за прорачун стварног радног циклуса мотора СУС [2].

Укупна радна запремина мотора:

$$V_{hu} = \frac{D^2 \pi}{4} S * i \quad (7)$$

$$V_{hu} = \frac{(80 \cdot 10^{-3})^2 \pi}{4} \cdot 67,2 \cdot 10^{-3} \cdot 4 = 1,35114 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

5.1 Параметри пуњења у цилиндру мотора

Пораст температуре свежег пуњења услед додира са загрејаним зидовима цилиндара:
 $\Delta T = 12 \text{ (K)}$

Температура свежег пуњења у тренутку уласка у цилиндар мотора:

$$T_s = T_o + \Delta T \quad (8)$$

$$T_s = 293 + 12 = 305 \text{ K}$$

Температура заосталих продуката сагоревања: $T_r = 945 \text{ (K)}$

Притисак заосталих продуката сагоревања: $p_r = 0.11 \text{ (MPa)}$

Степен пуњења цилиндра мотора: $\eta_v = 0.85$

Коефицијент заосталих продуката сагоревања:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_s} = \frac{p_r}{p_o} \frac{1}{\eta_v} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{T_o}{T_r} \quad (9)$$

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_s} = \frac{0.11}{0.1} \cdot \frac{1}{0.85} \cdot \frac{1}{9.5 - 1} \cdot \frac{293}{945} = 0.0472$$

Притисак на крају хода усисавања:

$\kappa = 1.4$ – експонент адијабате за ваздух

$$p_1 = \frac{1}{\kappa(\varepsilon - 1) + 1} \left[p_r + p_o \kappa (\varepsilon - 1) \eta_v \frac{T_o + \Delta T}{T_o} \right] \quad (10)$$

$$p_1 = \frac{1}{1.4(9.5 - 1) + 1} \left[0.11 + 1.4 \cdot 1.4 \cdot (9.5 - 1) \cdot 0.85 \cdot \frac{293 + 12}{293} \right] = 0.0901$$

Температура на крају хода усисавања:

$$T_1 = \frac{T_o}{(1 + \gamma_r) \eta_v} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_1}{p_o} \quad (11)$$

$$T_1 = \frac{293}{(1 + 0.0472) \cdot 0.78} \cdot \frac{9.5}{9.5 - 1} \cdot \frac{0.0901}{0.1} = 331.6532 \text{ K}$$

5.2 Параметри на крају процеса сабијања

Средња вредност експонента политропе сабијања: $n_1 = 1.32$

Притисак на крају хода сабијања:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (12)$$

$$p_2 = 0.0901 \cdot 9.5^{1.32} = 1.7602 \text{ MPa}$$

Температура на крају сабијања:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad (13)$$

$$T_2 = 331.6532 \cdot 9.5^{1.32-1} = 681.6410 \text{ K}$$

5.3 Параметри процеса сагоревања

Теоријски потрбна количина ваздуха за потпуно сагоревање 1 kg горива:

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) = \frac{1}{0.21} \left(\frac{0.855}{12} + \frac{0.145}{4} \right) = 0.5119 \text{ kmol/kg.gor.} \quad (14)$$

Коефицијент количине ваздуха: $\lambda = 0.86$

Састав продуката сагоревања:

Количина и састав свежег пуњења које улази у цилиндар:

$$M_s = \lambda L_0 + \frac{1}{\mu_g} = 0.86 \cdot 0.5119 + \frac{1}{166} = 0.4489 \text{ kmol/kg.gor.} \quad (15)$$

Угљендиоксид:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 0.42 \frac{1-\lambda}{1+k} \cdot L_0 = \frac{0.855}{12} - 0.42 \frac{1-0.86}{1+0.5} 0.5119 = 0.0512 \text{ kmol/kg.gor.} \quad (16)$$

Водена пара:

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0.42k \frac{1-\lambda}{1+k} L_0 = \frac{0.145}{2} - 0.42 \cdot 0.5 \frac{1-0.86}{1+0.5} 0.5119 = 0.0524 \text{ kmol/kg.gor.} \quad (17)$$

Азот:

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \lambda L_0 \quad (18)$$

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot 0.86 \cdot 0.5119 = 0.34779 \text{ kmol/kg.gor.}$$

Угљенмоноксид:

$$M_{CO} = 0.42 \frac{1-\lambda}{1+k} L_0 = 0.42 \frac{1-0.84}{1+0.5} 0.5119 = 0.0201 \text{ kmol/kg.gor.} \quad (19)$$

Укупна количина продуката сагоревања износи:

$$M_{prs} = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \quad (19)$$
$$M_{prs} = 0.0512 + 0.0201 + 0.0627 + 0.01 + 0.3478 = 0.4883 \text{ kmol/kg.gor.}$$

Теоријски коефицијент промене броја молова:

$$\delta_o = \frac{M_{prs}}{M_s} \quad (20)$$
$$\delta_o = \frac{0.4916}{0.44886} = 1.0879$$

Стварни коефицијент промене броја молова:

$$\delta_s = \frac{\delta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (21)$$
$$\delta_s = \frac{0.0879 + 0.0456}{1 + 0.0456} = 0.0839$$

Средња специфична топлота продуката сагоревања:

$$C_v' = 19.766 + 2.708 \cdot 10^{-3} T_2 \quad (22)$$
$$C_v = 19.766 + 2.708 \cdot 10^{-3} \cdot 681.6410 = 21.6119 \text{ kJ/kmol.K}$$

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

$$C_v'' = \frac{1}{M_{prs}} \left(C_v^{CO_2} M_{CO_2} + C_v^{H_2O} M_{H_2O} + C_v^{O_2} M_{N_2} + C_v^{N_2} M_{H_2} \right) \quad (23)$$

$$C_v'' = \frac{1}{0.8230} \left[(40.542 + 2.428 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0.0725 + (24.94 + 4.956 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0.063 \right. \\ \left. + (22.775 + 1.757 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0.04155 + (21.061 + 1.683 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0.5471 \right] \\ = 23.447 + 2.015 \cdot 10^{-3} \cdot T_4$$

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

$$C_p'' = R + C_v'' \quad (24) \\ C_p'' = 8.315 + 23.447 + 2.015 \cdot 10^{-3} \cdot T_4 = 31.7620 + 2.015 \cdot 10^{-3} \cdot T_4$$

Коефицијент искоришћења топлоте у току сагоревања: $\xi = 0.9$

Оптимална вредност степена пораста притиска у току сагоревања:

$$\alpha_{opt} = \frac{1 + \frac{\xi \cdot H_d}{M_s (1 + \gamma_r) T_1 \cdot C_v'' \cdot \varepsilon^{n_h - 1} \cdot \delta_s}}{\kappa \cdot \rho_{opt} - (\kappa - 1)} \quad (25)$$

где је C_v'' средња вредност (за интервал $273 - (T_2 + T_4)/2$) специфичне топлоте продуката сагоревања (за предпостављену температуру краја сагоревања од $T_4 = 1900 \text{ K}$) одређена формулом:

$$C_v'' = 23.447 + 2.015 \cdot 10^{-3} \cdot (T_4 + T_2) / 2 \quad (26) \\ C_v'' = 23.447 + 2.015 \cdot 10^{-3} \cdot (1900 + 922.4) / 2 = 26.2906 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\kappa = \frac{C_p''}{C_v''} \quad (27) \\ \kappa = \frac{8.315 + 26.4061}{26.4061} = 1.3149$$

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

$$\rho_{opt} = 1 + (1.1 + 0.13 \cdot \varepsilon) (0.615 + 0.31 \cdot \kappa) (n_2 - \kappa) \quad (28) \\ \rho_{opt} = 1 + (1.1 + 0.13 \cdot 9.5) (0.615 + 0.31 \cdot 1.3149) \cdot 0.12 = 1.2865$$

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

$$\alpha_{opt} = \frac{1 + \frac{0.7 \cdot 42500}{0.69244 \cdot (1 + 0.0316) \cdot 312.6 \cdot 26.2906 \cdot 22^{1.35-1} \cdot 1.044}}{1.3686 \cdot 1.4938 - (1.3683 - 1)} = 1.613 \quad (29)$$

Усвојена вредност за степен пораста притиска током сагоревања је $\alpha = 3.15$.

Температура на крају сагоревања се одређује из једначине сагоревања:

$$\begin{aligned} \frac{\xi \cdot H_d}{M_s (1 + \gamma_r)} + C'_v (T_2 - 273) + 8.315 (\alpha \cdot T_2 - 273 \cdot \delta_s) &= C_p'' \delta_s (T_4 - 273) \\ \frac{0.7 \cdot 42500}{0.69244 \cdot (1 + 0.0316)} + 22.2639 \cdot (922.4 - 273) + 8.315 \cdot (1.47 \cdot 922.4 - 273 \cdot 1.044) &= (31.7620 + 2.015 \cdot 10^{-3} \cdot T_4) \cdot 1.044 \cdot (T_4 - 273) \end{aligned} \quad (30)$$

Коефицијенти квадратне једначине: $A = 2.315 \cdot 10^{-3}$, $B = 34.168$, $C = -102657.4$
па је:

$$\begin{aligned} 2.315 \cdot 10^{-3} \cdot T_4^2 + 34.168 \cdot T_4 - 102657.4 &= 0 \\ T_4 &= \frac{-34.168 + \sqrt{34.168^2 - 4 \cdot 2.315 \cdot 10^{-3} \cdot (-102657.4)}}{2 \cdot 2.315 \cdot 10^{-3}} = 2571.7 \text{ K} \end{aligned} \quad (31)$$

Притисак на крају процеса сагоревања:

$$\begin{aligned} p_3 &= p_4 = \alpha \cdot p_2 \\ p_3 &= 3.15 \cdot 1.7602 = 5.5446 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (32)$$

Степен претходног ширења:

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{\delta_s}{\alpha} \frac{T_4}{T_2} \\ \rho &= \frac{1.0839}{3.15} \cdot \frac{2571.7}{681.6410} = 1.2982 \end{aligned} \quad (33)$$

5.3. Параметри процеса ширења

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

Температура на крају процеса ширења:

$$T_5 = T_4 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} \quad (34)$$

$$T_5 = 2571.7 \left(\frac{1.2982}{9.5} \right)^{1.23-1} = 1563.6 \text{ K}$$

Притисак на крају процеса ширења:

$$p_5 = p_4 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} \quad (35)$$

$$p_5 = 5.5446 \left(\frac{1.2982}{9.5} \right)^{1.23} = 0.4607 \text{ MPa}$$

5.4 Индикаторски показатељи мотора

Специфични индикаторски рад незаобљеног (прорачунског) циклуса:

$$w_i' = \frac{p_2}{\varepsilon - 1} \left\{ \alpha(\rho - 1) + \frac{\alpha \cdot \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} \quad (36)$$

$$w_i = \frac{1.7602}{9.5 - 1} \left\{ 3.15(1.2982 - 1) + \frac{3.15 \cdot 1.2982}{1.32 - 1} \left[1 - \left(\frac{1.2982}{9.5} \right)^{1.32 - 1} \right] - \frac{1}{1.32 - 1} \left(1 - \frac{1}{9.5^{1.32 - 1}} \right) \right\}$$

$$w_i' = 1.1901 \text{ kJ/dm}^3$$

Коефицијент заобљавања индикаторског дијаграма: $\phi = 0.97$

Специфични индикаторски рад заобљеног (стварног) циклуса:

$$w_i = \phi \cdot w_i' - (p_r - p_1) \quad (37)$$

$$w_i = 0.97 \cdot 1.1901 - (0.11 - 0.0901) = 1.1346 \text{ kJ/dm}^3$$

Индикаторски степен искоришћења стварног циклуса:

$$\eta_i = 8.315 \frac{w_i \cdot M_s \cdot T_o}{p_o \cdot \eta_v \cdot H_d} \quad (38)$$

$$\eta_i = 8.315 \frac{1.1346 \cdot 0.4489 \cdot 293}{0.1 \cdot 0.85 \cdot 44120} = 0.3308$$

Индикаторска специфична потрошња горива:

$$g_i = \frac{3.6 \cdot 10^6}{H_d \cdot \eta_i} \quad (39)$$

$$g_i = \frac{3.6 \cdot 10^6}{44120 \cdot 0.3308} = 246.6335 \text{ g/kWh}$$

5.5 Ефективни показатељи мотора

Специфични ефективни рад мотора:

$$w_e = \frac{120 \cdot P_e}{V_{hu} \cdot n} \quad (40)$$

$$w_e = \frac{120 \cdot 65}{1.12821 \cdot 6000} = 0.9622 \text{ kJ/dm}^3$$

Механички степен искоришћења мотора:

$$\eta_m = \frac{w_e}{w_i} = \frac{0.9622}{1.1346} = 0.8480 \quad (41)$$

Ефективна потрошња горива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (42)$$

$$g_e = \frac{246.6335}{0.8480} = 290.8289 \text{ g/kWh}$$

Ефективни степен корисности мотора:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (43)$$

$$\eta_e = 0.3308 \cdot 0.8480 = 0.2806$$

5.6 Цртање индикаторског дијаграма

Радна запремина једног цилиндра:

$$V_{h1} = \frac{V_{hu}}{i} \quad (44)$$

$$V_{h1} = \frac{1.35114 \cdot 10^{-3}}{4} = 0.337785 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Компресиона запремина једног цилиндра:

$$V_c = \frac{V_{h1}}{\varepsilon - 1} \quad (45)$$

$$V_c = \frac{0.337785 \cdot 10^{-3}}{9.5 - 1} = 0.039738 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

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

$$V_4 = \rho \cdot V_3 = \rho \cdot V_c \quad (46)$$

$$V_4 = 1.2982 \cdot 0.039738 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Нагиби помоћних правих за конструкцију политропа:

- нагиб помоћне праве према апсцисној оси, за политропу ширења и политропу сабијања се усваја: $tg(\alpha) = 0.25$
- нагиб помоћне праве према ординатној оси за конструкцију политропе сабијања:

$$tg(\beta_1) = [tg(\alpha) + 1]^{n_1} - 1 \quad (47)$$

$$tg(\beta_1) = [0.25 + 1]^{1.32} - 1 = 0.3425$$

- нагиб помоћне праве према ординатној оси за конструкцију политропе ширења:

$$tg(\beta_2) = [tg(\alpha) + 1]^{n_2} = 0.3070 \quad (48)$$

$$tg(\beta_2) = [0.25 + 1]^{1.23} - 1 = 0.3158$$

Табела 2 : Шема развода

	РОУВ	КЗУВ	РОИВ	КЗИВ	УГ.П.У.
Степени КВ	22	58	62	18	32

Графичко одређивање специфичног индикаторског рада

Укупна површина пропорционална позитивном раду заобљеног циклуса: $A_1 = 44.7 \text{ cm}^2$.

Укупна површина пропорционална негативном раду заобљеног циклуса: $A_2 = 2.5 \text{ cm}^2$.

Укупна површина која је пропорционална индикаторском раду заобљеног циклуса:
 $A = A_1 - A_2 = 44.7 - 2.5 = 42.2 \text{ cm}^2$.

Специфични индикаторски рад заобљеног циклуса:

$$w_{ig} = A \cdot \frac{1}{V_{h1}} \cdot U_p \cdot U_v = 42.2 \cdot \frac{1}{0.4994 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{100 \cdot 10^{-6}}{5} = 0.845 \left(\frac{kJ}{dm^3} \right)$$

где су: $U_p = 1MPa / 2cm$ - размера за притисак на дијаграму и $U_v = 100 \times 10^{-6} m^3 / 5cm$ - размера за запремину на дијаграму.

Релативна грешка рачунања специфичног индикаторског рада:

$$\delta = \frac{w_{ig} - w_i}{w_{ig}} \cdot 100\% = 2\%$$

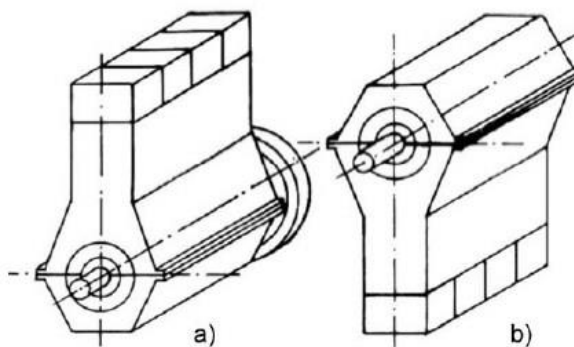
6 Анализа конструктивних извођења ото мотора

Према конструктивном извођењу мотори се могу поделити у следеће групе:

- према броју цилиндара (једноцилиндрични и вишецилиндрични);
- према положају цилиндара;
- према распореду цилиндара.

Према положају цилиндра, у односу на хоризонталну раван, мотори могу бити: вертикални, хоризонтални (лежећи) и под углом (коси).

Мотори са вертикалним положајем цилиндра су најчешће коришћени због најједноставније градње, природног тока уља и расхладне течности, лаког опслуживања и сл. Ови мотори могу бити висећи (код авиона) и стојећи (слика 6.1). Вертикални стојећи мотори су најчешће извођење мотора код путничких возила [7] .



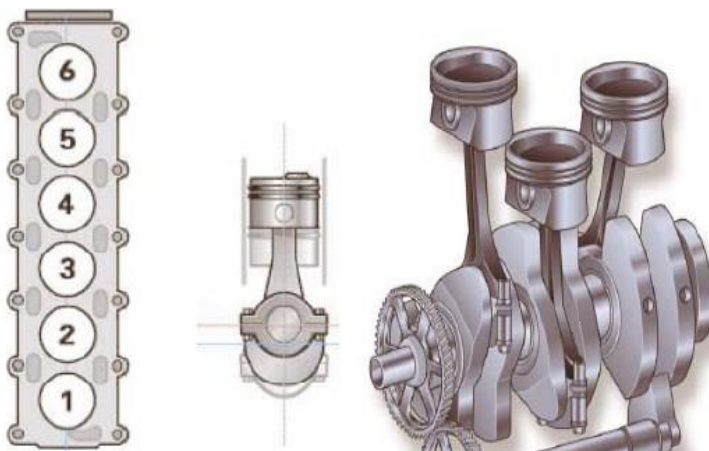
Слика 6.1 : Скица вертикалног мотора: а) стојећи; б) висећи [7]

По међусобном распореду цилиндара имамо велики број могућности конструктивног извођења мотора. Распоред цилиндара диктиран је условима што мањег габарита и тежине, што бољег уравнотежења, равномерног размака паљења и др. Обзиром на распоред цилиндара, постоје следеће конструктивне изведбе мотора за путничка возила:

- редни (линијски) мотори;
- V – мотори;
- W – мотори;
- боксер В – мотори

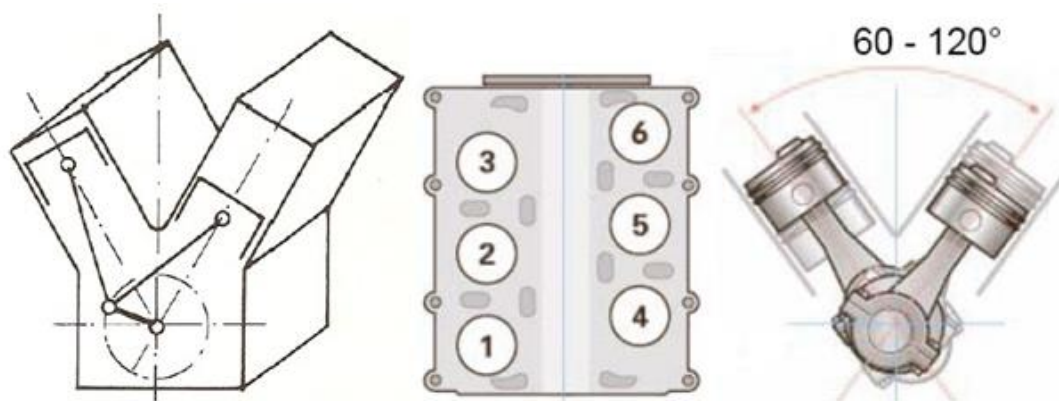
Редни или линијски мотори (слика 6.2) представљају најранију фазу у пројектовању мотора. Код њих су цилиндри поређани у једном реду и могу се правити од два до осам цилиндра у једном реду (код путничких возила углавном је максимално шест цилиндара у реду). Код линијских мотора цилиндри су поређани један поред другог. Осе цилиндра су им паралелне и у истој су равни. Битно је да сваком цилиндру одговара једно

колено коленастог вратила тј. броју колена коленастог вратила одговара број цилиндара. Мотори, са мањим бројем цилиндара, се најчешће изводе као редни. Предност ових мотора је једноставна конструкција, а недостатак је ограничен број цилиндара због дужине самог мотора, па је мотор са већим бројем цилиндара непогодан за попречну уградњу.



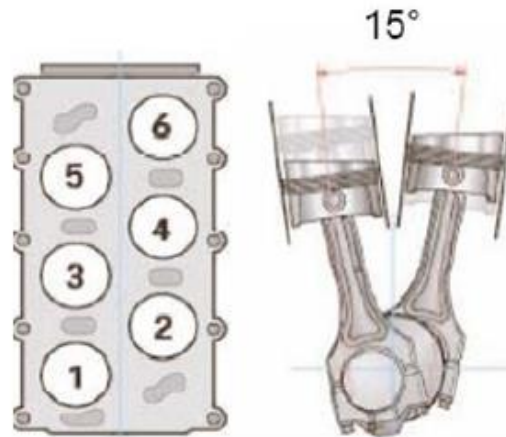
Слика 6.2 : Редни (линијски) мотор [7]

V – мотори се могу често срести у пракси због компактније конструкције. Леви и десни блок цилиндра постављени су под одређеним углом а осе цилиндара секу се у оси коленастог вратила (слика 6.3). Угао постављања цилиндара зависи од броја цилиндара и тактности, као и од расположивог простора за уградњу мотора. Цилиндри могу бити распоређени под углом од 60° до 120° . Ови мотори су погодни за попречну уградњу у возилу, јер су краћи у односу на линијске. Предност ових мотора је та да су релативно кратки а највећи недостатак им је тај да су сразмерно широки, имају две одвојене главе цилиндара и због тога захтевају веће трошкове конструкције и већи простор за смештаја.



Слика 6.3 : V – мотор [7]

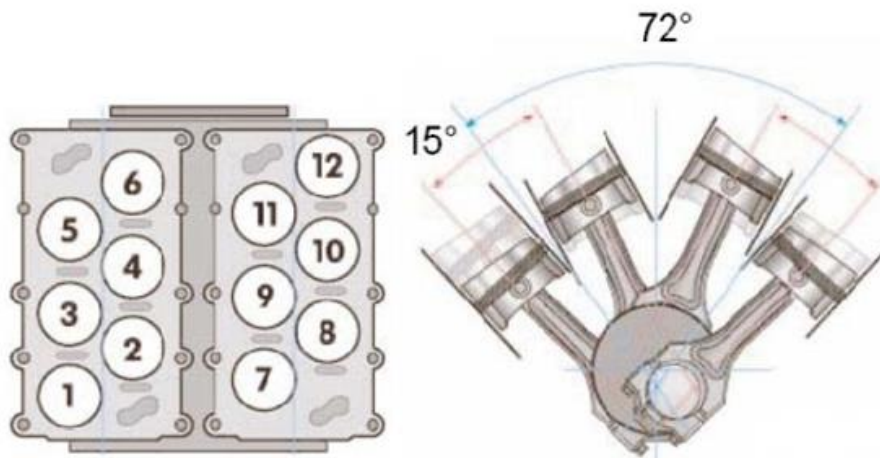
Да би се у нижој класи код попречне уградње мотора могла понудити прихватљивија (краћи и релативно ужи мотори) варијанта даљи развој је довео до VR – мотора. Код ових мотора цилиндри су постављени у V форми под углом од 15° и смештени су у доста танком и изнад свега кратком блоку мотора (слика 6.4). Поред тога, за разлику од претходних конструкција овај мотор има само једну главу цилиндра.



Слика 6.4 : VR – мотор [7]

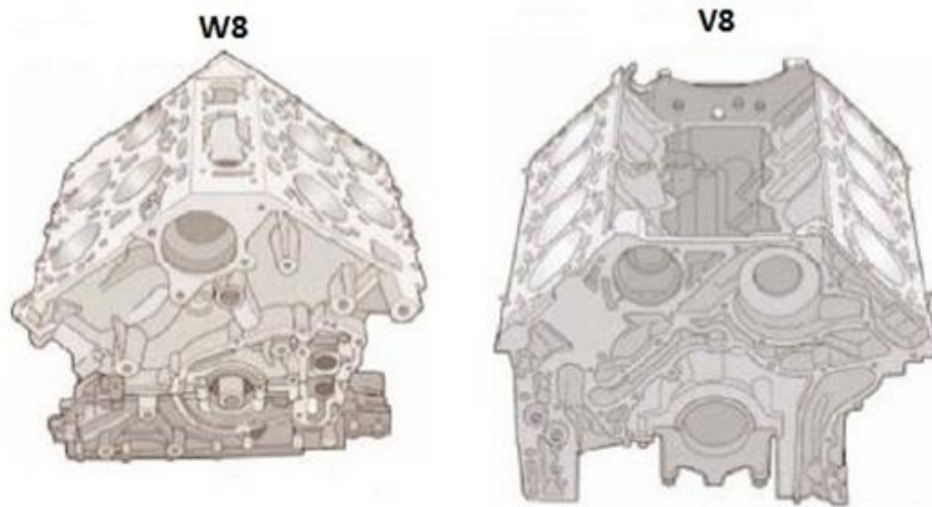
W – мотори имају три реда цилиндара постављених у облику слова W. Ово су мотори са три и више грана цилиндара чије се осе секу у оси коленастог вратила (слика 6.5).

У пракси W мотори могу настати и спајањем два паралелна V мотора са заједничким изводом снаге, односно по Баукастен принципу - у једном мотору спојене су по две VR групе постављене под V углом од 72° .



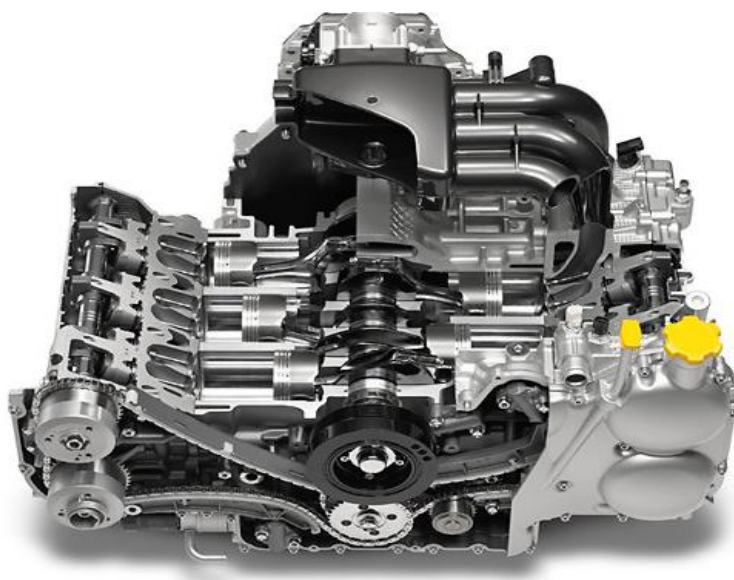
Слика 6.5 : W – мотор [7]

Код развоја W мотора пошло се од линијских мотора. Спајањем линијских мотора преко V, VR мотора дошло се W мотора. Многи конструкциони делиови VR и W мотора су потпуно исти, као што су: вентили, вентилске опруге, прстенаста седишта вентила, клацкалице, елементи за уравнотежење вентилског зазора и др. На овај начин се може произвести велики број делова у серији чиме се смањује цена и побољшава квалитет делова. Компактност и конструктивне предности једног W – мотора у односу на V – мотор најупечатљивије се види на примеру једног осмоцилиндричног мотора исте запремине (слика 6.6).



Слика 6.6 : *Пример осмоцилиндричног W и V motora [7]*

Боксер В – мотор спада у групу хоризонталних мотора. Код њега се клипови крећу један наспрам другог, долазећи истовремено у СМТ и УМТ. Одлика ових мотора је што се постиже добро уравнотежење и то пре свега захваљујући супротно смерном кретању клипова у појединим паровима цилиндра. Ови мотори имају малу висину али већу меру у правцу осе цилиндра. Јапански произвођач аутомобила „Субару“ познат је по својим боксер моторима.



Слика 6.7 : *Пример боксер мотора [8]*

7 Перспективе и трендови развоја ото мотора за путничка возила

Стручњаци сматрају да је за радикално смањење потрошње и емисије, неопходно применити и варијабилне системе на мотору свуда где је то могуће (варијабилни уисни системи, варијабилни погони помоћних уређаја, пумпи, вентилатора итд.) са обавезном применом варијабилног степена компресије који има највећи утицај на економичност мотора. Степен компресије представља најважнији конструктивни параметар клипних мотора, било да су ото или дизел, двотактни или четворотактни. Код данашњих ото и дизел мотора степен компресије је, пре свега, условљен карактеристикама примењеног горива. Код ото мотора је ограничена максимална вредност степена компресије конструктивним карактеристикама коморе и октанским квалитетом бензина. Класични ото мотори раде са хомогеном смешом што резултира ниском емисијом честица. Високе максималне температуре имају за последицу релативно високу сирову емисију NOx али при раду са стехиометријском смешом трокомпонентни катализатор има максималан учинак. Квантитативни начин промене оптерећења, пригушним лептиром, поред ниског степена компресије има за последицу малу ефикасност, нарочито на парцијалним режимима рада. Озбиљно повећање економичности на ниским оптерећењима ото мотора могуће је применом аутоматски променљивог степена компресије. Тим поступком се ото мотору смањује токсичност и уједно повећава економичност [3].

Када се раније инсистирало на врхунским перформансама ото мотора за возила онда су се постављали вишегрли карбуратори, или код спортских возила (и авиона) појединачни карбуратори на сваки цилиндар. Најновије захтеве не могу испунити познате конструкције карбуратора са класичним системима паљења и зато их више нема у производњи. Слична судбина прати убризгавање на једно место (*SPI - Single Point Injection* - централно убризгавање). Појединачно убризгавање у уисне цеви (*MPI - Multi Point Injection* - појединачно убризгавање), а за сваки цилиндар, се са напретком технологија брызгача преселило из уисних цеви (*PFI - Port Fuel Injection*) директно у коморе сваког цилиндра (*GDI - Gasoline Direct Injection* или *DISI - Direct Injection Spark Ignited*), аналогно дизелима. Системи напајања *CR-Common Rail* су скоро идентични стим што постоје велике разлике у притисцима: код ото мотора су нижи и средње вредности су око 100 бара, а код дизел мотора су притисци убризгавања преко 1500 бара и стално расту.

7.1 Горива за ото моторе

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 регулациони параметри. 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 бројеве обртаја при максималном обртном моменту -када возило може да ради са високим убрзањима. Другим тестом за ИОБ- истраживачка методана 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].

Свака нерационално потрошена октанска јединица значи губитак у материјалу, квалитету, економији и екологији. Возило не сме расипати ни октанске ни енергетске садржаје горива. Свака кап горива мора на еколошки коректан начин бити претворена у користан рад – ексергију.

Код класичних ото мотора системи усиса чистог ваздуха и напајања горивом пресликавају захтеве возила према гориву и једновременно својства горива интегришу у карактеристике мотора. Та обострана трансформација може бити по законима линеарних и нелинеарних функционала.

Мотори СУС спадају у групу масовних индустријских производа са развојним периодом дужином од 100 година. Актуелне развојне циљеве у овом конкретном случају сврставамо по функционалним својствима и наменским специфичностима. Најбројнији задаци су у дотеривању функционалних карактеристика мотора СУС. Пошто по теоријским одредницама немају конкуренцију, у другим топлотним машинама, сталне форме усавршавања се свде на термодинамичке оптимизације. Више се не очекује неке битне разлике између данашњих ото и дизел мотора са директним убризгавањем (ДУ). Досадашњим развој мотора СУС и горива је ишао од конвергентности до симбиозе. Зато свако размишљање о примени нових горива мора полазити од:

- реконструкције и прилагођавања мотора новим горивима,
- преформулације тих нових горива према захтевима мотора и
- једновременог усаглашавања мотора и горива.

Мотори СУС у будућности, било да су дизел или ото, морају да раде економично и еколошки прихватљиво са исто тако еколошки и енергијски оптимизираним горивима нафтног и/или био-генетског порекла:

- фосилна горива на бази нафте, угља и природног гаса су на измаку,
- биомасе као сировине за горива су перспективне, али су делимично и споро обновљиве
- соларни, гравитациони и геотермални извори су недовољно технички приступачни за директну и масовну примену у возилима.

Расположиви фосилни извори енергената су исцрпљени, а еколошка слика је увелико алармантна. Тиме је масовна примена возила навела инжењере на глобално размишљање и природа је постала и остала једини узор. Сви ранији покушаји са термогеним материјама, које нису задовољиле било функционалне било применске карактеристике мотора, остале су као историјска искуства. Док буде нафте горивима требају адитиви, а када се реализују други извори горива, онда ће нафтни адитиви помагати њиховим моторским особинама [3].

7.1.1 Гасовита горива за погон ото мотора

Стални пораст потрошње енергената отвара врата свим потенцијалним заменама за нафту. За потребе транспорта предност се даје течним материјама због једноставног манипулисања. Када се говори о гасовима као горивима онда се мора знати да су то смеше разних угљоводоника. Тако се у развијеним земљама са великим рафинеријама рачуна са нафтним течним гасом (НТГ- нафтни течни гас). Он се у Америци зове "пропан", а у ЕУ "аутогас". НТГ се добија током прераде нафте у рафинеријама (5-10%) или синтетским путем из природног гаса. Подаци за чисте компоненте су дати у табели.

Табела : Карактеристике гасних горива

Карактеристике	Дим.	Пропан	Изо-бутан	Етан	Метан	Водоник
Топлотна моћ	MJ/kg	46.3	45.6	47.5	50	120
Гутина на 0° C	Kg/m ³	2	2.7	1.36	0.72	0.09
У односу на ваздух	Relat.	1.54	2.09	1.05	0.56	0.07
Густина течности	Kg/L	0.51	0.58	Гасови		
Течна фаза на 1 bar	°C	-43	-10	-88	-161	-250
Молекулска маса	g/mol	44	58	30	16	2
Количина C	%	82	83	80	75	0
Количина H ₂	%	18	17	20	25	100
Сумарна формула		C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₂ H ₆	CH ₄	H ₂
Октански број		111	101		130	50
Метански број		35	10	43	100	0

Изузимајући водоник, сви гасови су добра горива за ото моторе: смеша је високог октанског квалитета и спремна за потпуно сагоревање, рад мотора економичан, загађење мање, век уља и мотора дужи и тд. Недостатци су: проблематичан хладан старт, компликована дистрибуција горива и умањена безбедност у саобраћају, опасност од изостајања паљења и пропуштања у картер посебно код старијих возила итд. Антидетонационе особине се мере октанским и метанским бројем (МБ). Када је рече о метанском броју онда метан има 100 условних јединица, а водоник 0.

Водоник. Водоник се налази свуда око нас, али никада у слободном стању. Његови молекули су најлакши и најбржи (просечна брзина 2000м/с) па беже из земљине атмосфере. Добијање и складиштење водоника је врло приметно и скупо. Ни течни

водоник(на 250oC) ни сабијени (до 200 bar-a)није прикладан за транспортна средства. По маси kW h/kg и запремини kW h/L не одговара возилима јер има лоше карактеристике по критеријумима ото и дизел мотора. Једина шанса му је у новим горивим ћелијама,са каталитичким хладним сагоревањем. Иначе је водоник незаменљив као сировина за дораду и кориговање бројних особина других горива.

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". У рафинеријским смешама има тежински више од 95 % пропана, који је изванредно гориво по испарљивости и октанском броју. Због разноврсне примене НТГ у индустријским земљама, мање од једне трећине НТГ се користи за транспорт.

Са течним горивима постоје стални проблеми са испаравањем у хладним условима и парним чеповима у топлим. Са НТГ је други случај. Код прве генерације карбураторских мотора на аутогас он се уводи под притиском у испаривачи редуктор притиска. Из њих излази потпуно испарен НТГ. Притисак из резервоара потискује аутогас у карбураторски мотор, а депресија из усисне цеви га вуче. По моторским критеријумима НТГ - аутогасови спадају у квалитетнија горива јер је пропан бољи од постојећег Супер +, а бутан од премиум бензина. Смеша НТГ и ваздуха се лако пали и када је сиромашна, а то су управо потребе високо економичног рада. Са друге стране висок октански број омогућује подизање степена компресије и даље побољшање економичности. Такви мотори на једно гориво, НТГ-аутогас, имају далеко бољу сирову емисију (емисијана излазу из мотора пре катализатора) по све три компоненте HC, CO и NOx у поређењу са бензинским варијантама 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, биогаз). Природни гас се, за примену у возилима, може обрадити:

- физички - у компримовани (КПГ) или течни (ТПГ) природни гас,
- хемијски - у синтетске бензине и у метанол,
- хемијски - у адитиве за горива ото мотора као на пример у МТБЕ.

Постојање адитива за уједначавање октанских квалитета различитих састава природног гаса само још једном подвлачи значај ове проблематике. За сада само у Калифорнији (*California Environment Protection Agency*) и Јапану постоје стандарди за природни гас као моторско гориво. У САД је федералним прописима дефинисан састав природног гаса као референтног горива за испитивање емисије издувних гасова.

Када се реконструише бензинска варијанта ото мотора онда је неопходно, у складу са изузетно високим октанским квалитетима природног гаса (130 и више октана), извршити оптимирање мотора. Само са оптимизираним реконструисаним мотором могу се искористити све предности природног гаса као веома квалитетног горива за моторе. У Србији је усвојен међународни пропис о природном гасу као "моторном гориву". Тренутно је мало места за подизање притиска у боцама за природни гас до 200 bar .

У Београду се налази једна компресорска станица у кругу "Икар Буса"(првенствено за путничка возила), а у Новом Саду у кругу НИС-а.

7.2 Системи за паљење смеше

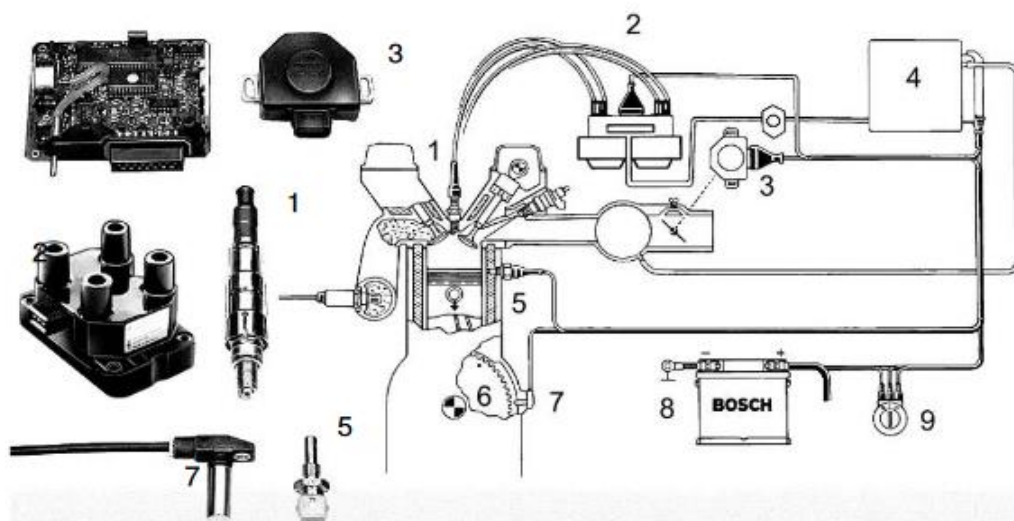
Првостепени задаци сваког управљачког система мотором јесу припрема упаљиве смеше и правовремено паљење. У радним режимима мотора моменат паљења је од директног утицаја на обртни моменат, емисију потрошњу горива. Поред тренутка прескакања варнице за поуздано запаљење смешесу важни још енергија, струја и трајање варнице. Електроника код возила, посебно са ото моторима, је заузела стабилну позицију и без ње се више не може замислити модерно возило. Строго гледајући данашња ауто-електроника је на самом почетку јер користи мали део расположивог капацитета и знања укупне електронике. Између осталог у питању су микро рачунари мале меморије, а обрађују се једноставни алгоритми. Оно што се не може порећи јесте велики напредак у поузданости електронских система [3].

Код светског лидера у производњи система паљења, напајања горивом и управљања возилом *Bosch*-а сви системи паљења се сврставају према времену појављивања у четири класе.

- **Класични системи паљења (СЗ)** су најједноставнији системи код којих механички прекидач у разводнику прекида коло примарне струје па се моменат прескакања варнице одређује подешавањем положаја разводника, а затим коригује механичким центрифугалним и пнеуматским регулаторима. Ова техника не може да задовољи данашње еколошке норме јер не одржава сталне вредности угла појаве варнице нити гарантује сигурно упаљење смеше како због трошења делова тако и због њихове старости.
- **Транзисторски системи паљења (ТЗ)** су поуздани што се тиче сталне вредности момента прескакања варнице кроз читав век мотора. Имају управљачки транзистор за јаку струју и бесконтактни давач. Зато је струја у бобини већа и цео систем је са бољим учинком. Одржавање је једноставније, а испуњење прописа олакшано јер се гарантује упаљење смеше чак и када је сиромашна. Висока поузданост-сталан угао паљења, дуг век, висок садржај енергије, нема делова изложених трошењу-без опасности од изостајања паљења је предност важна за све варијанте возила са катализаторима.
- **Прво електронско паљење (ЕЗ)** може да се користи као независан или као комплексан систем. Овде се разводник користи само за развод у колу високог напона. Информације о броју обртаја се узимају од давача са брегастог или коленастог вратила. Тренутак прескакања варнице се може произвољно задавати по целом радном пољу мотора.
- **Потпуно електронизирани систем паљења (ВЗ)** са дигиталним управљањем су по *Bosch*-овој класификацији четврта генерација система за паљење. Механички ротирајући разводник високог напона (РОВ) је замењен електронским компонентама. Зато се говори о мирујућем високонапонском

разводнику (РУВ). Тренутно у возном парку Европе једноставни системи са механичким прекидачима паљења нестају са тржишта. Електроника излази у сусрет увек актуелним задацима у смислу даљег развоја и смањења трошкова без угрожавања функција и поузданости возила и мотора.

Актуелни ото мотори траже поуздано паљење са високим шпицевима секундарног напона и наглим падом при пражњењу. Максималне енергије варнице морају бити сачуване при свим бројевима обртаја и свим условима у цилиндрима. Предност електронских система паљења је у контролисању свих ових фаза. Моменат паљења одређује електронска управљачка јединица (4) која уједно управља и уређајем за убризгавање горива. Бесконтактно прекидање примарног кола обезбеђује брзу промену магнетног флукса која резултира високим индукованим напонима у секундарном намотају бобине. Једино комплексни управљачки системи на мотору и возилу дају успешан одговор на еколошке захтеве па је њихова доминација ствар будућности. Фирма Bosch спрегнуте системе паљења и напајања горивом назива "Motronic" (слика 7.1). Између осталих функција *Motronic* и дијагностичке задатке.



Слика 7.1 : Електронски управљано паљење [3]

- | | | |
|--|--|---|
| 1- свећица | 2- разводник | 3- давач положаја лептира |
| 4- електронска управљачка јединица | 5- сензор температуре расхладне течности | 6- назубљени диск |
| 7- давач бр. обртаја и угла коленастог вратила | 8- акумулатор | 9- главни прекидач за паљење и стартовање |

Закључак

Све стожији законски прописи се могу задовољити побољшањем конструкционих мера, новим каталитичким технологијама и реформулацијом горива и мазива. Ове мере захтевају нова конструкциона и технолошка решења. 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 од битног значаја за потпуност сагоревања горива у цилиндру и самим тим за стварање отровних продуката сагоревања, том систему се и данас посвећује посебна пажња.

Стручњаци сматрају да је за радикално смањење потрошње и емисије, неопходно применити и варијабилне системе на мотору свуда где је то могуће (варијабилни усисни системи, варијабилни погони помоћних уређаја, пумпи, вентилатора итд.) са обавезном применом варијабилног степена компресије који има највећи утицај на економичност мотора. Степен компресије представља најважнији конструктивни параметар клипних мотора, било да су ото или дизел, двотактни или четворотактни. Код данашњих ото и дизел мотора степен компресије је, пре свега, условљен карактеристикама примењеног горива. Код ото мотора је ограничена максимална вредност степена компресије конструктивним карактеристикама коморе и октанским квалитетом бензина. Класични ото мотори раде са хомогеном смешом што резултира ниском емисијом честица. Високе максималне температуре имају за последицу релативно високу сирову емисију NO_x али при раду са стехиометријском смешом трокомпонентни катализатор има максималан учинак. Квантитативни начин промене оптерећења, пригушним лептиром, поред ниског степена компресије има за последицу малу ефикасност, нарочито на парцијалним режимима рада. Озбиљно повећање економичности на ниским оптерећењима ото мотора могуће је применом аутоматски променљивог степена компресије. Тим поступком се ото мотору смањује токсичност и уједно повећава економичност.

Стални пораст потрошње енергената отвара врата свим потенцијалним заменама за нафту. За потребе транспорта предност се даје течним материјама због једноставног манипулисања. Када се говори о гасовима као горивима онда се мора знати да су то смеше разних угљоводоника. Тако се у развијеним земљама са великим рафинеријама рачуна са нафтним течним гасом. НТГ се добија током прераде нафте у рафинеријама (5-10%) или синтетским путем из природног гаса.

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 - Опрема, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 2008.
- [4] V. Pirs, D. Berjoza, G. Birzietis, and I. Dukulis : Fuel Consumption Studies of Spark Ignition Engine Using Blends of Gasoline with Bioethanol, Motor Vehicle Institute, Faculty of Engineering, Latvia University of Agriculture, 2009.
- [5] Клинар И.: Мотори са унутрашњим сагоревањем, Факултет техничких наука, Нови Сад, 2013.
- [6] Teorija kretanja drumskih vozila; Интернет адреса: <https://tkdv.files.wordpress.com/2012/05/p10-potrosnja-goriva.pdf>, приступљено 20.11.2016.
- [7] Veleučilište u Rijeci; Интернет адреса: http://www.veleri.hr/files/datoteke/nastavni_materijali/k_promet_3_cest/Cest_Voz_strucni_8_2_0.pdf, приступљено 21.11.2016.
- [8] Независне новине; Интернет адреса: <http://www.nezavisne.com/automobili/mogucnosti/Sve-prednosti-bokser-motora/347669>, приступљено 21.11.2016.