

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука

Михајло Б. Павловић

**Оцена вучно-брзинских карактеристика
путничког возила**

завршни рад

Крагујевац, 2019.

**Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука**



**Назив студијског програма: Машинско инжењерство
Ниво студија: Основне академске студије
Модул: Друмски саобраћај
Предмет: Моторна возила 1
Број индекса: 707/2017**

**Михајло Б. Павловић
Оцена вучно-брзинских карактеристика
путничког возила**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Јованка Лукић, проф. - ментор
2. _____
3. _____

Датум
одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

Опише и анализира значајне параметре за оцену вучно-брзинских карактеристика путничког моторног возила,

Изврши прорачун вучно брзинских карактеристика путничког возила из серијске производње

Да упореди карактеристике возила са дизел и возила са бензинским погонским агрегатом.

Препоручена литература:

[1] Демич М., Лукић Ј.: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.

[2] Симић Д.: Моторна возила, Научна књига, Београд, 1988

[3] Wong J. Y: Theory of ground vehicles, John Wiley & Sons, New York, 2001

[4] Tehničke karakteristike vozila

Крагујевац, 25.06.2018.

ментор:

Др Јованка Лукић, проф.

САДРЖАЈ

1. УВОД.....	6
2. ВУЧНО-БРЗИНСКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ВОЗИЛА[1]	7
2.1. Карактеристике погонског мотора[1]	7
2.2. Механички степен корисности трансмисије[1]	11
2.3. Једначина кретања возила. Вучни биланс возила[1].....	11
2.4. Динамичка карактеристика и вучни биланс[1]	15
2.5. Максимални успон[1].....	16
2.6. Одређивање максималне брзине возила[1]	17
2.7. Одређивање убрзања возила[1]	18
2.8. Биланс снаге возила[1]	19
2.9. Максимални отпор пута и оцена вучно-брзинских карактеристика[1].....	21
2.9.1. Максимални отпор пута[1]	21
2.9.2. Оцена вучно-брзинских карактеристика [1]	22
3. ОТПОРИ КРЕТАЊУ ВОЗИЛА [2]	22
3.1. Отпор ваздуха[2].....	23
3.2. Сила отпора нагиба пута[2]	24
3.3. Отпор инерцијалних сила[2].....	25
4. ПРОРАЧУН ВУЧНО-БРЗИНСКИХ КАРАКТЕРИСТИКА[4]	25
4.1. Возило са погонским агрегатом који се напаја дизел горивом	26
4.2. Возило са погонским агрегатом који се напаја бензином	28
4.3. Максимална брзина коју возила могу остварити	30
4.4. Максималан успон који возила могу савладати	32
4.5. Убрзање које возила могу остварити	32
4.6. Динамичка карактеристика.....	34
4.7. Биланс вишка снаге	35
4.8. Биланс слободне снаге	36
5. ЗАКЉУЧАК.....	39
6. ЛИТЕРАТУРА.....	41

ABSTRACT

The aim of this paper is to analyse important parameters for the assessment of the traction-speed characteristics of the passenger motor vehicle. Based on known data, parameters have influence on the traction-speed characteristics of the vehicle were analysed. Details of traction-speed characteristics of the vehicles with different engines are described in detail, including: maximum speed of movement, the ability to overcome the climb and acceleration parameters. The traction calculation is used to analyse maximum vehicle performance.

The paper presents an analysis of the towing-speed characteristics of diesel vehicles and vehicles with a petrol drive unit. Also, the traction-speed characteristics of diesel vehicles and petrol-powered vehicles are compared.

Key words: traction characteristics, traction balance, acceleration, speed, transmission ratio.

РЕЗИМЕ

Циљ овог рада је анализа најважнијих параметара за оцену вучно-брзинских карактеристика моторних возила. На основу познатих података, одређује се утицај параметара на вучно-брзинске карактеристике. У раду су детаљно описане вучно-брзинске карактеристике у које спадају: максимална брзина, могућност савладавања успона и параметри убрзања. Вучни прорачун се користи за анализу максималних перформанси возила.

У раду је приказана анализа вучно-брзинских карактеристика возила са дизел погонским агрегатом и са бензинским погонским агрегатом. Такође, упоређене су вучно-брзинске карактеристике возила са дизел погонским агрегатом и возила са бензинским погонским агрегатом.

Кључне речи: брзинске карактеристике, вучни биланс, убрзање, брзина, преносни однос.

1. УВОД

Данашњи степен развоја моторних возила карактерише се производњом врло широког спектра различитих врста, типова и категорија возила. Савремена возила карактеришу се великом сложеностју механизма који се налазе на њима. Борба за опстанак возила на тржишту тражи стално побољшање квалитета истог. Појам „квалитета“ возила укључује читав низ карактеристика, које представљају мерило за оцену возила.

Код савремених моторних возила, примену углавном налазе четворотактни, бензински и дизел мотори са унутрашњим сагоревањем чије карактеристике као што су: снага, обртни момент и потрошња горива, одступају од идеалних, јер зависе од броја обртаја и количине доведеног горива. Ове зависности су познате под називом брзинске карактеристике, а специјално при максималном доводу горива у мотор као спољашње брзинске карактеристике.

За проучавање уздужне динамике возила, односно анализе могућности савладавања отпора кретања и енергије која је за то потребна, карактеристике од превасходног значаја су брзинска карактеристика обртног момента, брзинска карактеристика снаге и брзинска карактеристика специфичне ефективне потрошње горива.

Обртни момент мотора се путем трансмисије уз трансформације, односно промене вредности момента и броја обртаја, преноси до точка. Услед обртног момента на погонском точку у контакту са подлогом долази до реализације вучне силе која се користи за савладавање отпора кретања. Стога је обртни момент мотора директна мера за величину отпора односно радног оптерећења које возило може да савлада. Снага коју мотор том приликом одаје представља директну меру за брзину којом је тренутне отпоре могуће савладати. Зато снага представља меродаван параметар при одређивању максималне брзине којом се возило у неким посматраним условима може кретати.

Параметри мотора немају константну вредност, већ се мењају са променом броја обртаја. Појам брзинске карактеристике мотора означава зависност неког његовог излазног параметра од броја обртаја. Вучно-брзинска карактеристика представља излазни показатељ заједничког рада погонског мотора и трансмисије возила узимајући у обзир и динамички радијус точка.

У овом завршном раду, приказан је резултат поређења вучно-брзинских карактеристика два возила истог произвођача, истог модела и типа возила, али друге погонске групе. Посебна пажња је посвећена следећим вучно-брзинским карактеристикама: максималној брзини кретања, могућности савладавања успона и параметрима убрзања возила.

2. ВУЧНО-БРЗИНСКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ВОЗИЛА[1]

Обртни момент и број обртаја мотора се трансформишу у обимну (вучну, погонску) силу на точку F_0 и брзину кретања возила v . Брзинска карактеристика мотора пресликава се, у функцији параметара трансмисије, у карактеристику расположиве обимне силе у функцији брзине кретања. Према аналогiji са брзинском карактеристиком мотора, ова карактеристика назива се вучно-брзинска карактеристика возила, која представља излазни показатељ заједничког рада погонског мотора и трансмисије возила, узимајући у обзир и динамички радијус точка. Дијаграм на ком је приказана вучно-брзинска карактеристика назива се вучни дијаграм. У параметре радног режима мотора су спадају: број обртаја и момент (снага). Под радним режимом мотора подразумева се број обртаја са којим мотор ради и обртни момент односно снага коју том приликом одаје. С обзиром на то да обртни момент нема једну константну вредност, већ различите вредности за различите бројеве обртаја, поставља се питање шта је то што одређује на ком режиму односно при ком броју обртаја ће мотор радити. При томе треба узети у обзир да мотор својим обртним моментом савлађује неки спољни отпор. Да би се могао одредити радни режим односно радна тачка мотора, потребно је познавати и брзинску карактеристику отпора који мотор савлађује-зависност отпора од броја обртаја.

2.1. Карактеристике погонског мотора[1]

Као што је познато снага мотора је пропорционална производу из обртног момента и броја обртаја:

$$P_e = M_e \omega_e (W). \quad (2.1)$$

Или:

$$P_e = \frac{M_e \omega_e}{1000} = \frac{2\pi n M_e}{1000} (kW). \quad (2.2)$$

Где су: M_e – момент мотора у Nm, n – број обртаја коленастог вратила у o/s и угаона брзина коленастог вратила $\omega_e = 2\pi n$.

Између момента мотора (M_e) и доведеног момента на погонским точковима (M_o) постоји следећа зависност:

$$M_o = M_e * i_m * i_o * \eta. \quad (2.3)$$

Где су:

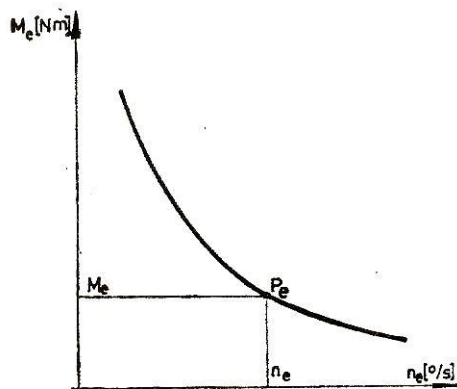
- i_m – преносни однос мењача,
- i_o – преносни однос главног преносника,
- η – степен корисности трансмисије.

Очигледно је да би идеалан мотор за возило требало да даје константну снагу за цео интервал броја обртаја. То значи да би производ M_n био константан, па би идеална крива снаге била хипербола у дијаграму M_e , као што је то приказано на слици 2. Ток

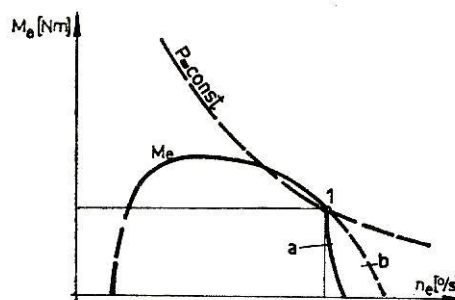
криве обртног момента у функцији од броја обртаја има необично важан утицај на динамичке особине возила.

Од сваког мотора тражи се да има брзинску карактеристику што ближе приказаном току криве снаге на слици 2. Што је крива снаге мотора ближа идеалној кривој снаге каже се да мотор има већу сопствену способност претварања. С обзиром да карактеристика мотора са унутрашњим сагоревањем ипак знатно одступа од идеалне хиперболе примењује се мењач који врши даље претварање у жељеном правцу.

На слици 3 упоређена је стварна крива момента M_e са идеалном хиперболом која представља криву момента при $P_e = \text{const}$. При томе стварна крива момента, даље од тачке 1, може да опада нагло ако је мотор изведен са регулатором броја обртаја, који ограничава даље повећање броја обртаја, или (испрекидани наставак криве) та крива опада благо, при чему број обртаја може знатно да прекорачи n_{max} . У другом случају мотор нема регулатор броја обртаја. Појава знатног прекорачења броја обртаја n_{max} назива се разлетање мотора и може да доведе до недозвољених оптерећења моторних елемената па и ломова.



Слика 2. Идеална крива снаге [2]



Слика 3. Крива момента [1]

За дијаграм (M_e, n) максимална снага полазећи од односа $P_e = M_e * n$,

$$\frac{dP_e}{dn} = \frac{dM_e}{dn} * n + M_e = 0, \quad (2.4)$$

$$\frac{M_e}{n} = -\frac{dM_e}{dn}. \quad (2.5)$$

Тачка В је додирна тачка између криве момента и криве константне снаге (идеалне хиперболе) у дијаграму (M, n) , слика 4. Ордината у тачки В представља симетралу угла између тангенте и праве која пролази кроз тачку В и координатни почетак 0.

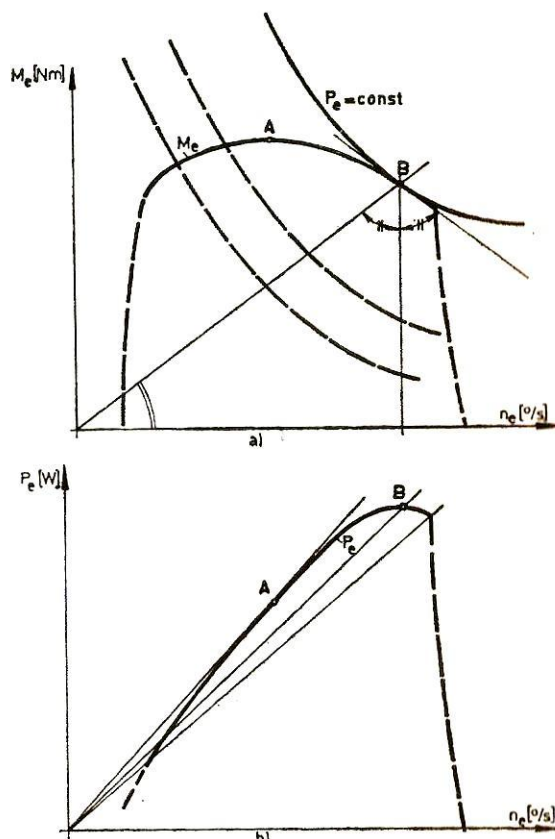
За дијаграм (P_e, n) , слика 4 важи за максимални момент:

$$\frac{dM_e}{dn} = \frac{1}{n} \left(\frac{dP_e}{dn} - M_e \right) = 0, \quad (2.6)$$

$$\frac{dP_e}{dn} - \frac{P_e}{n} = 0, \quad (2.7)$$

$$\frac{P_e}{n} = \frac{dP_e}{dn} \quad (2.8)$$

Са слике 4 јасно се уочавају две карактеристичне тачке: у тачки А мотор развија свој највећи, максимални, обртни момент $M_{e\max}$, при n_m броју обртаја (индекс М означава број обртаја при максималном моменту), у тачки В мотор развија максималну снагу $P_{e\max}$, при n_p броју обртаја. Осим напред наведених карактеристичних тачака често се користе и друге тачке за оцењивање погодности мотора. На слици 4 дате су те тачке.



Слика 4. Карактеристичне криве мотора а: - крива M_e , n ; б – крива P_e , n [1]

За оцену подобности мотора обично се користе коефицијенти еластичности мотора. Тако постоји коефицијент еластичности по обртном моменту који се дефинише односом:

$$e_M = \frac{M_{e\max}}{M_p} \quad (2.9)$$

Тај коефицијент се креће у границама 1,05–1,2 за тракторске дизел motore, за аутомобилске карбураторске motore износи 1,2–1,35. Очигледно да се са повећањем коефицијента e_M повећава погодност мотора за коришћење у возилу. Аналогно предњем користи се и коефицијент еластичности по броју обртаја:

$$e_n = \frac{n_p}{n_m} \quad (2.10)$$

Са повећањем коефицијента e_n повећава интервал стабилне вожње и прилагођеност мотора да савлада краткотрајна преоптерећења. Код дизел мотора за тракторе овај

коэффициент се креће у границама $e_n = 1,3 \div 1,6$ док је за аутомобилске карбураторске моторе $e_n = 1,6 \div 2,2$.

Осим напред наведених коефицијента могуће је, према дијаграму на слици 5 увести још неколико карактеристичних односа као што су:

а) односи снага:

$$\theta_p = \frac{P_{emax}}{P_k}, \quad (2.11) \quad \theta_s = \frac{P_s}{P_{emax}}, \quad (2.12)$$

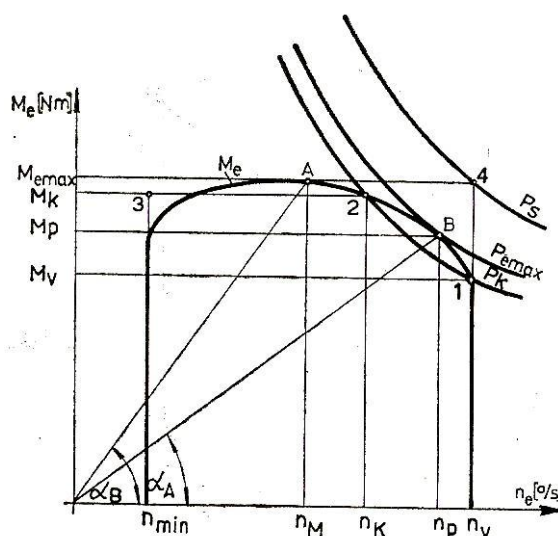
б) однос момента:

$$\theta_M = \frac{M_{emax}}{M_k}, \quad (2.13)$$

с) односи бројева обртаја:

$$\alpha_n = \frac{n_{max}}{n_{min}}, \quad (2.14) \quad \alpha_n = \frac{n_{max}}{n_m}, \quad (2.15) \quad \alpha_k = \frac{n_{max}}{n_k}. \quad (2.16)$$

У зависности од тога шта се захтева од возила даће предност једном или другом коефицијенту. Уочено је да n_{max} представља истовремено број обртаја при коме се развијају максимална брзина возила, скраћено означено n_v .



Слика 5. Карактеристичне тачке спољашње брзинске карактеристике мотора[1]

У табели 1 приказане су карактеристичне тачке спољашње брзинске карактеристике мотора.

Табела 1. Карактеристичне тачке спољашње брзинске карактеристике мотора [1]

Тачке	M	n	P
1	M_n	$n_{max} (n_v)$	P_k
B	M_p	n_p	P_{emax}
2	M_k	n_k	P_k
A	M_{emax}	n_M	P_M
3	M_k	n_{min}	P_{nmin}
4	M_{emax}	n_{max}	P_s

2.2. Механички степен корисности трансмисије[1]

Снага мотора која се користи на погонским точковима возила мања је од излазне снаге мотора (P_e) која је дефинисана спољашњом брзинском карактеристиком. У трансмисији долази до губитака. Главни губици снаге су у мењачу, карданском преносу (зглобови, лежишта, клизајући склопови), главном преносу (или погонској осовини) и у лежиштима погонских точкова. Механички степен корисности трансмисије изражава се односом укупно расположиве снаге на погонским точковима (P_o) према укупно предатој, излазној, снази мотора (P_e):

$$\eta = \frac{P_o}{P_e} = \frac{P_e - P_r}{P_e}. \quad (2.17)$$

Где је P_r снага утрошена на трењу у целокупној трансмисији. На основу претходног механички степен корисности трансмисије може се расчланити на следеће:

- η_m – механички степен корисности мењача,
- η_k – механички степен корисности карданског преноса,
- η_o – механички степен корисности главног преноса, погонске осовине.

Одакле следи однос:

$$\eta = \eta_m * \eta_k * \eta_o. \quad (2.18)$$

Однос је важећи уколико нема клизања спојке. У противном се узима у обзир и степен корисности спојке (η_s). У табели 4 дати су оријентациони подаци за вредности степена корисног дејства појединих механичких преносника.

Табела 2. Просечне вредности степена корисности[1]

Механизам	Степен корисности
Мењач:	
- директни степен	0,96 – 0,98
- преноса међу преноси	0,94 – 0,96
Кардански пренос	0,98 – 1,0
Главни пренос:	
- конусни зупчаници са круж. зубима	0,94 – 0,95
- хипоидни	0,97 – 0,98
- двострука редукција	0,85 – 0,95

2.3. Једначина кретања возила. Вучни биланс возила[1]

Једначина кретања возила у кондензованом облику гласи:

$$F_o = \sum R. \quad (2.19)$$

Или:

$$F_o = R_f + R_v \pm R_\alpha \pm R_i. \quad (2.20)$$

Отпор ваздуха се срачунава на основу релативне брзине (V_r), али уколико није посебно наглашено присуство ветра, узима се да је $V_r=V$ (релативна брзина ваздуха једнака брзини возила). Отпор нагиба R_α узима се са знаком $+$ ако се возило креће на успону, односно са знаком $-$ ако се возило креће на паду (низбрдо). Отпор R_i узима се са знаком $+$ ако се возило убрзава, односно са знаком $-$ ако возило кочи.

Сила F_0 представља укупну обимну силу свих погонских точкова, другачије се назива вучна сила или сила вуче. Она се срачунава по формули:

$$F_0 = \frac{M_e * i_m * i_o * \eta}{r_d} \quad (2.21)$$

Где су:

- M_e – обртни момент мотора,
- i_m – преносни однос у мењачу,
- i_o – преносни однос у главном преноснику,
- η – мехенички степен корисности трансмисије,
- r_d – динамички полупречник точка.

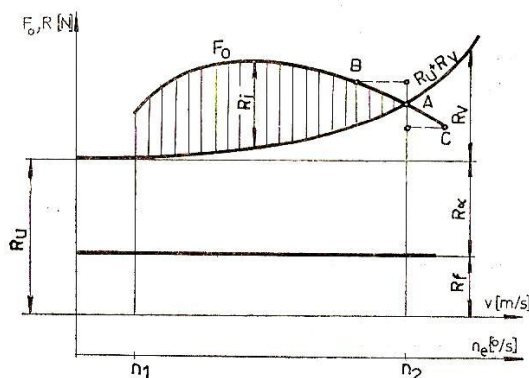
Ако сила отпора на десној страни једначине напише у проширеном облику добија се:

$$F_0 = Gf \cos \alpha + \frac{KAv^2}{13} \pm G \sin \alpha \pm \frac{G}{g} \left(1 + \frac{g j_z * i_m^2 * i_o^2}{g} \eta + \frac{g J_t}{g r_d^2} \right) j. \quad (2.22)$$

Или користећи израз за F_0 и уводећи коефицијент утицаја обртних маса δ , следи:

$$\frac{M_e * i_m * i_o}{r_d} \eta = G (F \cos \alpha \pm \sin \alpha) + \frac{KAv^2}{13} \pm \frac{G}{g} \delta j. \quad (2.23)$$

Израз (2.23) представља једначину вучног биланса возила. На основу ове једначине у стању је да се одреди величина укупне вучне силе F_0 која је потребна за савлађивање одређених отпора, односно њеном анализом може да се сагледа како се вучна сила расподељује на савлађивање појединих отпора при кретању. Израз се користи при оцењивању вучно-брзинских карактеристика возила, али при упоређењу два возила.



Слика 6. Дијаграм вучног биланса возила [1]

Код пројектовања новог возила једначина вучног биланса даје могућност да се одреди потребна снага и обртни момент мотора. При томе се претпоставља да су остале карактеристике које се захтевају од новог возила познате, као што су: максимална

брзина, укупна тежина под пуним оптерећењем, максимални успон који возило треба да савлада на путу са познатим коефицијентом отпора котрљања.

Коришћењем једначине вучног биланса возила одређују се, на основу познате спољашње брзинске карактеристике мотора, преносни односи у појединим степенима преноса. За оцену вучно-брзинских карактеристика возила служи велики број параметара, као што су:

- максимална брзина,
- максимално убрзање,
- пут и време убрзавања,
- максимални успон,
- величина вучне силе.

За дефинисање вучно брзинских карактеристика возила основно је одредити вучну силу, F_0 , у функцији од брзине кретања возила. Та зависност се може пронаћи испитивањем возила, или се може утврдити прорачуном, чисто аналитички, или графо-аналитички полазећи од познатих елемената: спољне брзинске карактеристике мотора, преносних односа мењача и главног преносника као и других параметара возила. На слици 6 приказан је графички вучни биланс возила који чини саставни део графо-аналитичке методе која се најчешће примењује. Приказане криве показују карактер појединих отпора и вучне силе у функцији од брзине возила и називају се дијаграм вучног биланса возила. Графички приказана само сила вуче у функцији од брзине назива се дијаграм вучно-брзинске карактеристике. Под претпоставком да нема клизања спојнице и погонских точкова одређује се брзина возила у интервалу бројева обртаја ($n_{\min}$, $n_{\max}$) за сваки степен преноса мењача посебно, по формули:

$$V = \frac{2r_f \pi n}{i_m * i_o} \text{ [m/s]}. \quad (2.24)$$

Где су: n – број обртаја мотора у 1/s и r_f – полупречник котрљања точка у m.

Уколико је n дато у 1/min а брзина се срачунава у km/h користи се формула:

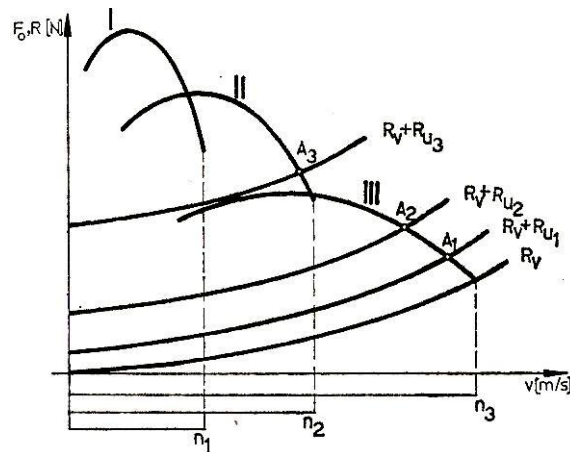
$$V = \frac{2 r_f * \pi * n * 3,6}{60 i_m * i_o} = 0,377 \frac{r_f * n}{i} \text{ [km/h]}. \quad (2.25)$$

У изразу (2.25) i означава укупни преносни однос:

$$i = i_m * i_o. \quad (2.24)$$

Вучна сила F_0 срачунава се по формули за унапред утврђене бројеве обртаја мотора, у интервалу $n_{\min}$, $n_{\max}$.

На слици 7 дат је вучни биланс возила са тростепеним мењачем. Испод осе за брзину уцртане су још три осе n_1 , n_2 , n_3 . Почетне и крајње тачке на тим осама одговарају бројевима обртаја мотора $n_{\min}$ и $n_{\max}$. Очигледно је да је максимална могућа брзина у првом степену преноса $(V_{\max})_1$, у другом степену преноса $(V_{\max})_2$, односно $(V_{\max})_3$, у трећем степену преноса. При томе све ове брзине постижу се максималним бројем обртаја коленастиг вратила.



Слика 7. Дијаграм вучног биланса возила са тростепеним мењачем [1]

Вучна сила је највећа у најнижем (првом) степену преноса а најмања у највишем степену преноса. Коефицијент отпора при котрљању за случај кретања возила константном брзином обично се узима $f = 0,015$. Отпор услед нагиба (R_α) је константан за све брзине кретања возила. На тај начин може се сматрати да и укупан отпор пута ($R_u = R_f + R_\alpha$) не зависи од брзине. Отпор ваздуха (R_v) расте са квадратом брзине.

При кретању возила било којом константном брзином у интервалу ($V_{\min}$, $V_{\max}$) потребна вучна сила једнака је свим отпорима при кретању:

$$F_{ov} = R_f + R_\alpha + R_v = R_u + R_v. \quad (2.25)$$

Ординате приказане криве вучне силе, F_o , добијене су на основу спољашње брзинске карактеристике мотора и одговарају максимално могућим вредностима вучне силе за пун довод горива мотору. Разлика ордината може се користити за убрзавање возила:

$$F_o - F_{ov} = F_o - (R_u + R_v) = R_i. \quad (2.26)$$

У том случају, према слици 6, за све константе брзине кретања користе се парцијалне карактеристике мотора које дају на погонским точковима вучну силу F_{ov} према једначини. Извучени делови ордината на слици 6 представљају разлике ордината максималне могуће вучне силе при пуном доводу горива и потребне вучне силе за кретање возила константном брзином. Све до пресечне тачке А у сваком моменту кретања константном брзином постоји разлика $F_o - F_{ov} = R_i$ која представља резерву вучне силе и која се при посматраној брзини може користити за убрзавање возила. Са повећавањем брзине разлика ордината се све више смањује па и интензитет могућег убрзања возила. У тачки А укупан отпор достиже вредност максималне могуће вучне силе, F_o , при томе је $F_o - F_{ov} = 0$, па даље убрзавање возила није могуће. Апсциса пресечне тачке А представља максималну могућу брзину возила ($V_{\max}$) за дате друмске услове. С обзиром на карактер криве вучне силе, свако случајно повећање укупног отпора пута смањује брзину кретања да би се поново успоставила равнотежа вучне силе са укупним отпором при кретању (тачка В). Важи у обрнуто (тачка С). На слици 7 уцртана су три различита отпора при кретању, за три различите вредности укупног отпора пута. Очигледне су промене максималне брзине (апсцисе пресечних тачака A_1 , A_2 , A_3).

2.4. Динамичка карактеристика и вучни биланс[1]

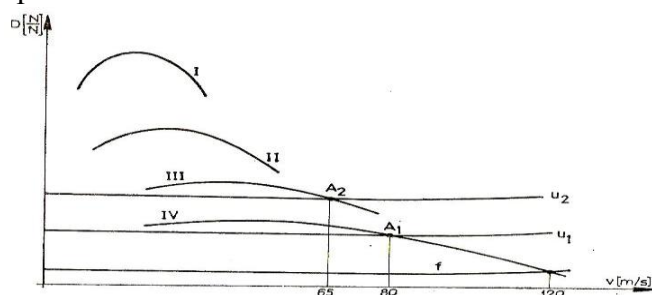
Вучни биланс има велики значај у решавању многих задатака. Међутим, за квалитативно оцењивање два возила није најпогоднији. За два возила са истим вучним силама при истим брзинама ако су различитих тежина не може се рећи да имају иста вучна својства. Стога би било боље да се упореде при истим брзинама специфичне вучне силе (γ_{01} и γ_{02}). Тиме би било у стању далеко реалније да се оцене два возила. За мале брзине то би било практично задовољавајуће. Међутим, при већим брзинама најјачи утицај имају величина чеоне површине и облик возила, па би закључак учињен само на основу специфичне вучне силе био непотпун или сасвим погрешан. Совјетски академик Чудаков уочио је тај проблем па је увео нову величину, која се назива динамички фактор или динамичка карактеристика возила, дефинишући је на следећи начин:

$$D = \frac{F_o - R_v}{G} = \frac{R_u + R_i}{G} = f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{\delta}{g} j. \quad (2.27)$$

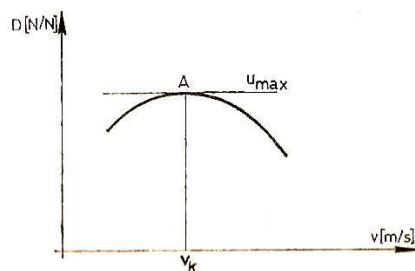
За мале углове α може да пише:

$$D = f + p + \frac{\delta}{g} j = u + \frac{\delta}{g} j. \quad (2.28)$$

Идеја се своди на формирање нове величине (D) која би у себи већ садржала утицај отпора ваздуха (R_v) и тежину возила уз коришћење чињенице да су сви отпори, изузев отпора ваздуха, пропорционални тежини возила. Ради се о коришћењу вучног биланса уз одговарајућу трансформацију, тако да се равнотежно стање при кретању возила приказује равнотежом коефицијента, а не равнотежом сила као што је то случај код вучног биланса. На слици 8 дат је дијаграм динамичке карактеристике возила чији мењач има четири степена преноса. Као што се и очекује карактер кривих динамичког фактора (D) одговара карактеру кривих вучне силе у појединим степенима преноса мењача. Дијаграм динамичке карактеристике је аналоган дијаграму вучног биланса возила. За случај равног кретања има на основу: $D=u$. Уколико укупни коефицијент отпора пута има конкретну вредност u_1 , возило ће моћи да развије у четвртој степену преноса максималну брзину $(V_{\max})_4 = 80 \text{ km/h}$. За неки други укупни коефицијент пута, u_2 , возач је принуђен да користи трећи степен преноса да би постигао максималну брзину $(V_{\max})_3 = 65 \text{ km/h}$. Свака конкретна вредност u_1 дефинише тачно одређене услове пута. Максимални динамички фактор у сваком степену преноса одређује истовремено највећи укупни коефицијент отпора пута ($u_{1\max}$) који се може савладати при равномерном кретању возила одређеном брзином. Та брзина се обележава са V_k и назива се критична брзина.



Слика 8. Дијаграм динамичке карактеристике возила са четворостепеним мењачем [1]



Слика 9. Критична брзина[1]

При равномерном кретању возила већом брзином од критичне свако изненадно краткотрајно повећање или смањење отпора пута смањује, односно повећава брзину кретања истовремено повећавајући, односно смањујући вредност динамичког фактора (D) па се, за услов равномерног кретања, а по престанку поремећајног дејства, успоставља поново равнотежа при првобитној брзини. Такво кретање се назива стабилно. Обрнуто, при равномерном кретању возила неком мањом брзином од критичне, свака случајна промена отпора пута довела би до успостављања равнотеже при некој новој брзини или до заустављања рада мотора. Такво кретање је нестабилно. Возило се доводи у стање стабилног кретања променом степена преноса. Ово указује на то да брзина V_k дели поље испод криве динамичког фактора на два дела с обзиром на могућност успостављања равнотежног стања при кретању. Такође, може се закључити да ће укључивање нижег степена преноса бити утолико чешће уколико је виша критична брзина (V_k) па се тиме погоршавају динамичке особине возила..

2.5. Максимални успон[1]

Максимални успон који возило може да савлада представљен је у једнакости:

$$D = u = f \cos \alpha + \sin \alpha = f \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} + \sin \alpha. \quad (2.29)$$

При савлађивању максималног успона, брзина кретања је константна. Ослобађањем корена добија се квадратна једначина:

$$(1 + f^2) \sin^2 \alpha - 2D \sin \alpha + (D^2 - f^2) = 0. \quad (2.30)$$

Одавде следи:

$$\sin \alpha = \frac{D \pm f \sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2}. \quad (2.31)$$

С обзиром на природу проблема и значења коефицијента D и f усваја се решење са знаком – испред корена:

$$\sin \alpha = \frac{D - f \sqrt{1 + D^2 - f^2}}{1 + f^2}. \quad (2.32)$$

С обзиром да је:

$$1 > D > f. \quad (2.33)$$

Корен има реалну и позитивну вредност. Поред напред изложене коректне аналитичке методе, за срачунавање максималног успона, често се примењује приближни образац:

$$D = u \approx f + \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.37)$$

Очигледно је да се образац добија заменом $\cos \alpha \approx 1$ и $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$. Где следи:

$$(\operatorname{tg} \alpha)_{\max} \approx D_{\max} - f. \quad (2.38)$$

2.6. Одређивање максималне брзине возила[1]

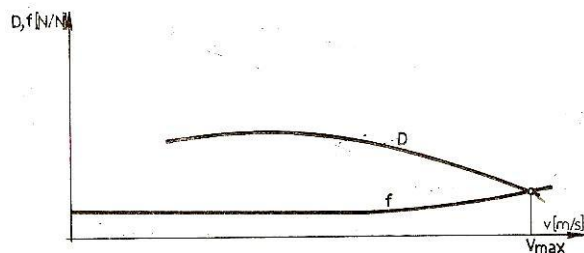
Максимална брзина ($V_{\max}$) представља један од основних параметара динамичности возила. Одређује се аналитички, графо-аналитички и експериментално. Пут је хоризонталан у одличном стању.

Аналитички се одређује на основу формуле:

$$V_{\max} = 2\pi \frac{r_{fn_{\max}}}{i_m i_o} \text{ (km/h)}. \quad (2.39)$$

За i_m узима се најмања вредност из низа степена преноса мењача, то је преносни однос највишег степена преноса, уместо η_d под претпоставком да нема клизања $\eta_f = \eta_d$. Овако срачуната брзина представља могућу максималну брзину с обзиром на кинематске односе. Постојање евентуалног вишка вучне силе при овој брзини не би могло да се искористи за постизање веће брзине, већ за савлађивање већих отпора пута при истој брзини. У том случају срачуната брзина представља истовремено и максималну брзину возила.

Графо-аналитички се одређује на основу дијаграма динамичке карактеристике возила када се у исти унесе коефицијент отпора котрљања у функцији од брзине.



Слика 10. Графоаналитичко одређивање максималне брзине [1]

Пресечна тачка криве коефицијента отпора котрљања са кривом динамичке карактеристике возила за највиши степен преноса мењача одређује својом апсцисом максималну брзину кретања возила, $V_{\max}$. За тај случај важи:

$$D = f. \quad (2.40)$$

Овом методом добијену максималну брзину треба упоредити са срачунатом по формули. Мања вредност представља максималну брзину возила.

Експериментално одређивање максималне брзине возила врши се на делу пута са асфалтно-бетонским покривачем у одличном стању. Пут треба да је прав хоризонталан, без икакве препреке у дужини од 3-5 km. Максимална брзина треба да се одржи на дужини од 1 km пута при чему се штоперицом мери време t , у секундама. Тада је:

$$V_{\max} = \frac{3,6 \cdot 1000}{t} = \frac{3600}{t} \text{ (km/h)}. \quad (2.41)$$

2.7. Одређивање убрзања возила[1]

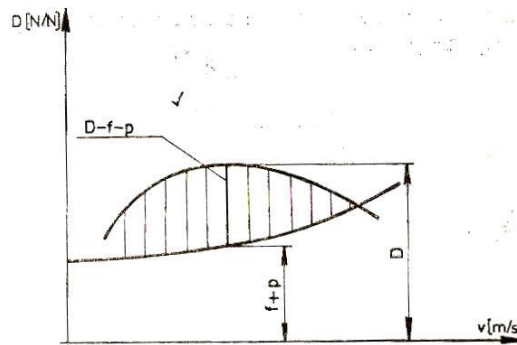
На основу познате једнакости:

$$D = f + p + \frac{\delta}{g} j, \quad (2.42)$$

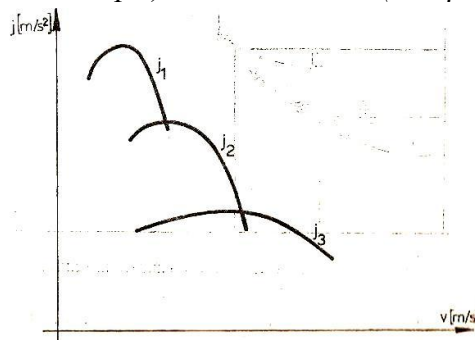
слиди:

$$J = (D - f - p) \frac{g}{\delta}. \quad (2.43)$$

Као што је на слици 11 приказано, величина $(D - f - p)$ представља разлику ордината динамичког фактора и коефицијента отпора пута $(f + p)$. За различите вредности брзина дати су одсечци ових разлика. Множењем тих величина са тим коефицијентом g/δ добија се вредности за убрзања за изабране брзине кретања возила у одређеним степенима преноса. Карактер кривих зависности убрзања од брзине приказан је на слици 12 за случај примене мењача са три степена преноса. Са слике се види да те криве имају сличан ток као и криве динамичке карактеристике. Међутим, може да се деси, а у зависности од промене коефицијента δ , да крива убрзања у првом степену преноса, на пример, падне испод криве убрзања у другом степену преноса.



Слика 11. Одређивање величине $(D - f - p)$ [1]



Слика 12. Криве убрзања за возило са транступеним мењачем [1]

Максимална убрзања у појединим степенима преноса одређују се на хоризонталном путу у одличном стању ($p = 0$).

2.8. Биланс снаге возила[1]

Уместо уравнотежавања вучне силе (F_o) са силама отпора ($\sum R$), што је био случај код вучног биланса, односно једначине кретања возила, може се вршити уравнотежавање доведене снаге на погонске тачкове (P_o) са ангажованом снагом на савлађивање отпора при кретању. Аналогно израз за вучни биланс може да пише за снагу:

$$P_o = \eta P_e = P_f + P_\alpha + P_v + P_i. \quad (2.44)$$

Где су: η – механички степен корисности трансмисије, P_e – ефективна снага мотора, P_f – ангажована снага за савлађивање отпора котрљања точкова, P_α – ангажована снага за савлађивање отпора успона пута, P_v – ангажована снага за савлађивање отпора ваздуха, P_i – ангажована снага за савлађивање отпора инерције возила.

Израз (2.44) говори да је у сваком моменту доведена снага на погонским тачковима једнака укупно потребној снази на савлађивање свих отпора при кретању. Израз представља биланс снаге возила. Врло је погодан за решавање проблема економичности потрошње горива као и низа других анализа утицаја појединих параметара система мотор-возило. Позната је веза између снаге и силе која дејствује на тело у покрету:

$$P = \frac{R \cdot v}{1000} \text{ (kW)}. \quad (2.45)$$

Овде је R сила у N , v – брзина у m/s . На основу израза (2.45) долази се до формуле за срачунавање снаге потребне за савлађивање појединих отпора при кретању аутомобила:

$$P_f = \frac{R_f \cdot v}{1000} = \frac{G f \cos \alpha \cdot v}{1000}, \quad (2.46)$$

$$P_\alpha = \frac{R_\alpha \cdot v}{1000} = \frac{G \sin \alpha \cdot v}{1000}, \quad (2.47)$$

$$P_v = \frac{R_v \cdot v}{1000} = \frac{K A \cdot v^3}{1000}, \quad (2.48)$$

$$P_i = \frac{R_i \cdot v}{1000} = \frac{\frac{\delta}{g} G j v}{1000}. \quad (2.49)$$

Тада се може написати једначина у проширеном облику:

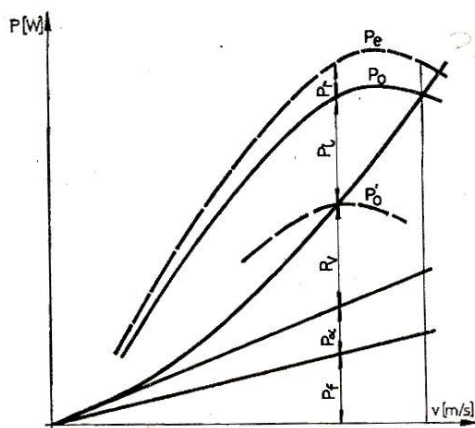
$$P_o = G f \cos \alpha \cdot v + G \sin \alpha \cdot v + K A \cdot v^3 + \frac{\delta}{g} G j v. \quad (2.50)$$

У формули за одређивање снаге P_v коефицијент отпора ваздуха K дат је у Ns^2/m^4 а чеона површина возила A у m^2 . Ако се графички приказане величине потребних снага за савлађивање отпора, као и снага на погонским тачковима, која се добија множењем ордината снаге P_e са укупним степеном корисности трансмисије η , добиће се дијаграм снаге или дијаграм биланса снаге возила, слика 13. Разлика ордината P_e и P_o представља

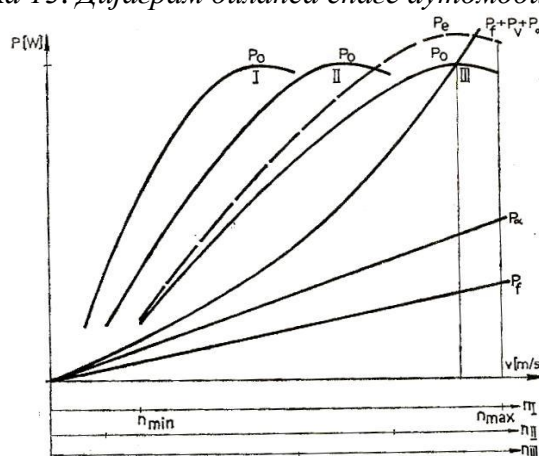
снагу употребљену на савлађивање трења у трансмисији. Величина те снаге срачунава се из израза:

$$P_r = (1 - \eta) P_e. \quad (2.51)$$

Према једначини и слици 13 очигледно је да разлика ордината између криве P_o и криве снаге укупног отпора $P_f + P_a + P_v$ представља део снаге P_i који може користити за повећање брзине кретања, односно за убрзавање возила. Повећање брзине кретања могуће је све до тачке у којој се секу криве P_o и $P_f + P_a + P_v$. Пресечна тачка дефинише својом апсцисом максималну брзину $v_{\max}$. Ако би се остварило кретање при некој мањој константној брзини, на пример v_1 потребно је смањити снагу мотора смањењем довода горива, чиме се смањује и снага доведена на погонске тачкове. На слици 19 испрекидана крива представља ту парцијалну снагу мотора. На слици 13 приказан је дијаграм снаге возила са тростепеним мењачем. Ординате појединих тачака криве P_o међусобно су једнаке за све степене преноса при одговарајућим режимима рада мотора, уз претпоставку да η има исту вредност за све степене преноса. На слици 14 приказан је конкретан пример биланса снаге возила са четворостепеним мењачем. Возило развије максималну брзину $v_{\max} \approx 185 \text{ km/h}$ у четвртом степену преноса. На путу нагиба – 5% возило би, могло да развије брзину од око 200 km/h при коришћењу парцијалне криве снаге. Криве укупног отпора на путу нагиба 10%, 20% и 30%, возило може да савлада трећим, другим, односно првим степеном преноса.



Слика 13. Дијаграм биланса снаге аутомобила [1]



Слика 14. Биланс снаге возила са тростепеним мењачем [1]

На низбрдицама, путевима са негативним нагибима, постоји могућност кочења мотором у појединим степенима преноса мењача. Ефекат кочења мотора утолико је већи уколико је мењач у nižем степену преноса.

2.9. Максимални отпор пута и оцена вучно-брзинских карактеристика[1]

2.9.1. Максимални отпор пута[1]

За случај $j = 0$ може да се извршити следећа трансформација израза за биланс снаге:

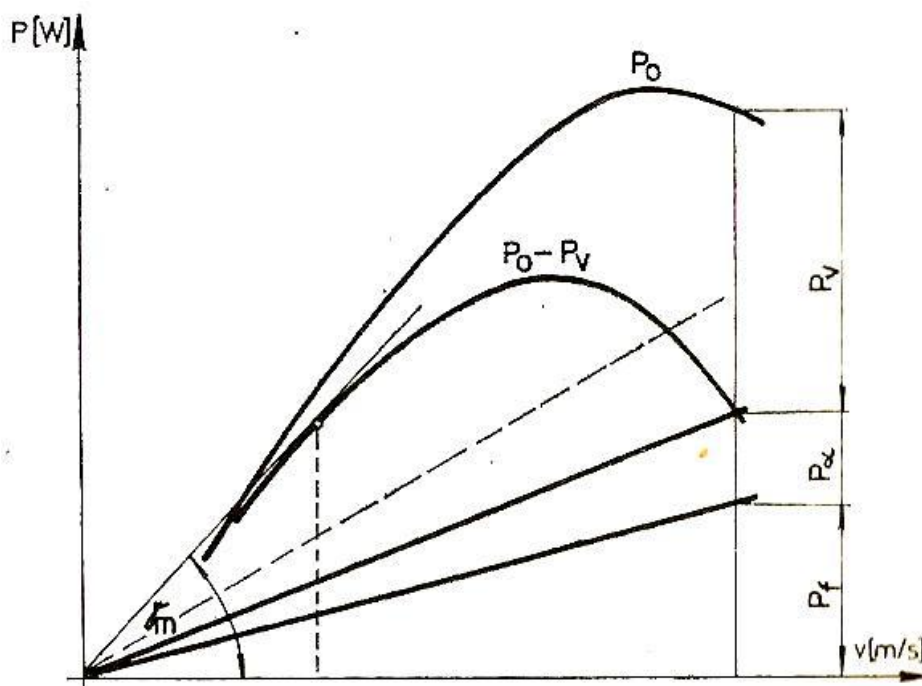
$$P_o = \frac{KA \cdot v^3}{1000} + \frac{Gf \cos \alpha \cdot v}{1000} + \frac{G \sin \alpha \cdot v}{1000}. \quad (2.52)$$

Или:

$$\frac{P_o - P_v}{v} \frac{10^3}{G} = f \cos \alpha + \sin \alpha \approx f + p = u. \quad (2.53)$$

Аналогно термину слободне вучне силе ($F_o - R_v$), израз ($P_o - P_v$) назива се слободна снага. Израз $\frac{P_o - P_v}{v}$ представља у некој размери тангенс угла (γ) правих приказаних на слици 15. Такође је јасно да је максимални отпор, који возило може да савлада пропорционалан односу $\frac{P_o - P_v}{v}$.

Максимална величини угла ($\gamma_{\max}$) добија се повлачењем тангенте кроз координатни почетак на криву ($P_o - P_v$), тачка у којој тангента додирује криву слободне снаге дефинише режим максималне слободне вучне силе и одговарајућу брзину равномерног кретања са којом возило савлађује највећи отпор пута.



Слика 15. Ангажоване снаге за савлађивање максималног отпора пута [1]

2.9.2. Оцена вучно-брзинских карактеристика [1]

За међусобно упоређење два возила, коришћењем биланса снаге, погодно је извршити аналитичку трансформацију основног израза, према следећем:

$$P_o - \frac{KA \cdot v^3}{1000} = \frac{Gu}{1000} v + \frac{\delta}{g} \frac{G}{1000} jv. \quad (2.54)$$

Као и раније претпостављају се мали углови нагиба за које важи $\cos \alpha \approx 1$ и $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = p$. Следи:

$$\frac{P_o - P_v}{G} = \frac{v}{1000} \left(u + \frac{\delta}{g} j \right). \quad (2.55)$$

Овако дефинисан израз за специфичну слободну снагу аналоган је изразу за динамички фактор, али са знатно мањом практичном применом. Међутим, врло често се користи израз за специфичну снагу који дефинише однос максималне снаге мотора ($P_{e \max}$) и укупне тежине возила.

Често се за лака возила, уместо специфичне снаге, користи специфична тежина изражена у (kg/kW), и то за два тежинска стања, за неоптерећена возила и са пуним оптерећењем.

3. ОТПОРИ КРЕТАЊУ ВОЗИЛА [2]

Моторна и прикључна возила у току кретања изложена су дејством различитих сила које се разликују не само по свом карактеру и начину дејства већ и по утицајима које имају на њихово кретање. На возило делују пропулзивне силе, које настоје да убрзају возило и отпорне силе које се супротстављају кретању, односно теже да га успоре. Кретању возила супротстављају се следећи отпори: отпор котрљања, отпор ваздуха, отпор нагиба пута, отпор инерцијалних сила, радни отпор, отпор прикључног возила.

Котрљању еластичног точка по тврдој подлози супротставља се сила отпора која је резултат појединачно ангажованих сила на савлађивању отпора услед: унутрашњег трења у пнеуматику, клизање елемената пнеуматика по површини котрљања, лепљења пнеуматика на површину котрљања. Током анализа, разлика између силе отпора котрљања на погонским и гоњеним точковима се занемарује:

$$R_{fp} = f_p * Z_p, \quad (3.1)$$

$$R_{fz} = f_z * Z_z. \quad (3.2)$$

Где су: f_p и f_z коефицијент отпора котрљања пнеуматика на предњој и задњој осовини и Z_p и Z_z динамичке реакције на предњој и задњој осовини.

Укупна сила отпора котрљања, сразмерна радијалном оптерећењу точка и коефицијент отпора котрљања приказана је у изразу (3.3):

$$R_f = f \sum f Z_t = f G. \quad (3.3)$$

У случају кретања возила по путу са подужним нагибом α укупна сила отпора котрљања је:

$$R_f = f G \cos \alpha. \quad (3.4)$$

Коефицијент отпора котрљања обухвата и све друге губитке који су везани за кретање возила, које обухвата: трење у лежиштима точкова, ударе о неравнине пута, трење код вученог, прикључног возила. Коефицијент отпора котрљања је константан за брзине кретања до приближно 60 km/h. У областима већих брзина, коефицијент отпора котрљања расте са квадратом брзине.

3.1. Отпор ваздуха[2]

У време када се највећи значај придаје економичној потрошњи горива и снижењу емисије издувних гасова, важно је дефинисати оптималне захтеве возила у погледу снаге погонског агрегата. Неопходно је отпоре кретању возила свести на најмању могућу меру. При брзинама кретања возила већим од 60 km/h доминантан је отпор ваздуха у односу на такозване механичке отпоре.

Отпор ваздуха генерише се на два начина: опструјавањем ваздуха око каросерије возила и прострујавањем ваздуха кроз систем за усисавање ваздуха, и кроз унутрашњост возила преко система за хлађење, грејање и вентилацију. Отпор ваздуха генерисан опструјавањем представља 90% укупног отпора ваздуха. При кретању возила врши се сабијање ваздуха у предњем делу док се у задњем делу возила јавља разређивање. Услед тога појављује се чеони удар којим се ваздух супротставља кретању возила. Величина чеоног удара расте са повећањем брзине возила. Овај део укупног отпора има највећи утицај и назива се отпор облика. На отпор облика утиче подужни профил возила. Он представља 55–60 % укупног отпора ваздуха. Упоредно са ламинарним обструјавањем у одређеним зонама појављују се вртложења. Она су изражена на бочним површинама, као и на површинама испод аутомобила. Друге делују у правцу издизања возила и овај отпор се додаје отпору облика и повећава га за 6–8 %. Резултатима тангенцијалних сила које делују на спољашњу површину аутомобила, компоненте ових сила проузроковане су трењем ваздуха о површину аутомобила. Овај део укупног отпора је отпор услед површинског трења. Он може чинити и до 10% укупног отпора ваздуха, па глатке и равне површине нису само пожељне из естетских разлога. Отпор услед појаве прекидних зона чине отпори које проузрокују поједини функционално неопходни делови који на било који начин одступају од основног облика возила, као што су: браве, огледала. Овај отпор се често назива и прекидни отпор и може да износи и до 15% укупног отпора ваздуха. Резултанта унутрашњег прострујавања ваздуха коју чине компоненте отпора услед пролаза ваздуха кроз унутрашњост возила, што чини око 10% укупног отпора ваздуха.

Аеродинамички отпори који се јављају када се возило креће брзином V , су: отпор ваздуха R_v , бочна сила отпора ваздуха R_y , и сила узгона R_z . На основу теорије динамике флуида, а по узору на изразе који се користе у авијацији, за средње брзине летења отпор ваздуха R_v , у правцу кретања возила је дефинисано изразом:

$$R_v = \frac{1}{2} c_x \rho A V_r^2. \quad (3.5)$$

Слично бочна сила отпора ваздуха је:

$$R_v = \frac{1}{2} c_y \rho A V_r^2. \quad (3.6)$$

Сила узгона је:

$$R_v = \frac{1}{2} c_z \rho A V_r^2. \quad (3.7)$$

Уколико се возило креће брзином v и на њега делује бочни ветар V_w под углом τ , вектор резултујуће релативне брзине ваздуха је дат изразом:

$$\vec{V}_r = \vec{V} + \vec{V}_w. \quad (3.8)$$

Где су:

- V_r – резултујућа брзина возила,
- V – брзина возила у правцу кретања,
- V_w – брзина ветра која делује на возило под углом τ , у односу на правац кретања,
- A – чеона површина возила,
- ρ – густина ваздуха,
- c_x – коефицијент отпора ваздуха,
- c_y – коефицијент бочног отпора ваздуха,
- c_z – коефицијент узгона.

3.2. Сила отпора нагиба пута[2]

Сила отпора нагиба пута представља пројекцију силе тежине возила на правац кретања. Делује као отпор који се супротставља кретању и кочењу возила. Сила отпора нагиба пута је:

$$R_\alpha = G \sin \alpha. \quad (3.9)$$

Уколико се нагиб изражава у процентима онда је:

$$P\% = \tan \alpha * 100 (\%). \quad (3.10)$$

За нагибе пута до $P = 30\%$, ($\alpha = 17^\circ$) са максимално грешком од 5% могуће је применити следећу апроксимацију:

$$\sin \alpha \approx \tan \alpha = p. \quad (3.11)$$

Те је сила отпора нагиба пута:

$$R_\alpha = m g p, \text{ за } p < 30\%. \quad (3.12)$$

3.3. Отпор инерцијалних сила[2]

При убрзаном кретању возила јавља се сила отпора убрзавању – инерцијална сила, која се састоји од: R_i' силе која настаје услед једнолико транслаторног убрзања возила и R_i'' силе која је последица једнолико ротационог убрзавања обртних маса возила. Сила која је последица једноликог транслаторног убрзавања описана је једначином:

$$R_i = m j = \frac{G}{g} j. \quad (3.13)$$

Где су: m – маса возила, j – убрзање возила, G – тежина возила.

Израз за укупну силу инерције возила:

$$R_i = R_i' + R_i'' \quad (3.14)$$

Одакле следи да је:

$$R_i = R_i \delta = \frac{G}{g} \delta j. \quad (3.15)$$

Где је δ – коефицијент учешћа обртних маса.

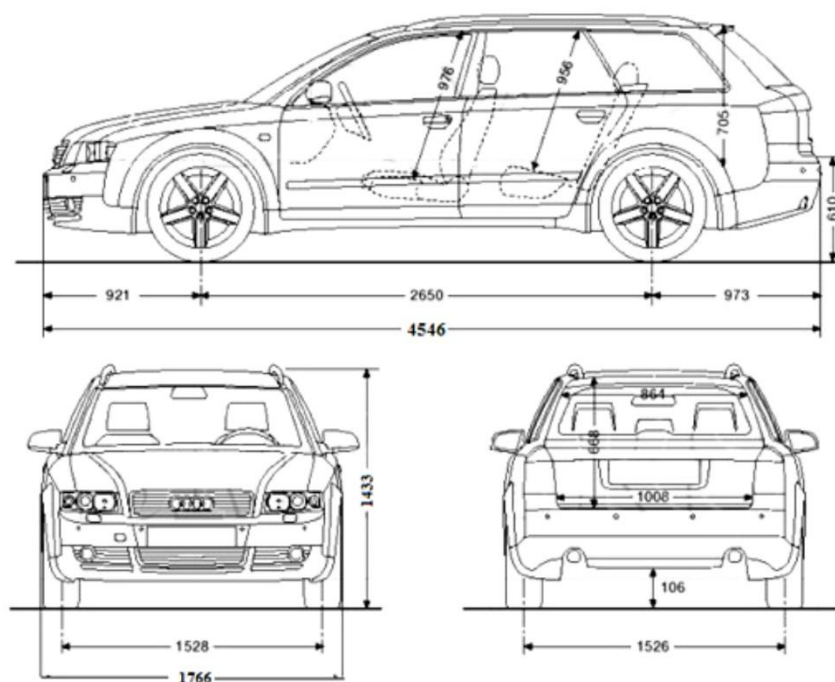
4. ПРОРАЧУН ВУЧНО-БРЗИНСКИХ КАРАКТЕРИСТИКА[4]

Главне вучно-динамичке перформансе возила, које оно може да оствари са аспекта своје вучно-брзинске карактеристике у одређеним условима кретања су: максимална брзина кретања, могућност савладавања успона и параметри убрзања. Вучни прорачун се користи за анализу максималних перформанси возила, због чега се он везује за спољну карактеристику мотора - режим пуног оптерећења.

За прорачун вучно-брзинских карактеристика коришћена су два путничка возила марке Audi A4 са истим обликом каросерије (караван верзија), али са различитом погонском групом. Једно возило покреће дизел мотор од 1896 cm³ и 74 kW највеће нето снаге мотора упареним са петостепеним мануелним мењачем. Друго возило покреће бензински мотор од 1781 cm³ и 110 kW највеће нето снаге мотора, са такође упареним различитим петостепеним мануелним мењачем у односу на возило које покреће дизел мотор. Подаци за карактеристике возила марке Audi A4 су преузети из сертификата саобразности. Циљ прорачуна јесте поређење датих возила са аспекта вучно-брзинских карактеристика како би се утврдили:

- максимална брзина возила у свим степенима преноса,
- максималан успон који возила могу савладати у свим степенима преноса,
- максимално убрзање возила у свим степенима преноса,
- вредности динамичког фактора и критична брзина у свим степенима преноса,
- биланс вишка снаге и
- биланс слободне снаге.

На слици 16 је приказан изглед облика каросерије возила за која се врши прорачун.



Слика 16. Изглед возила марке Audi A4 [4]

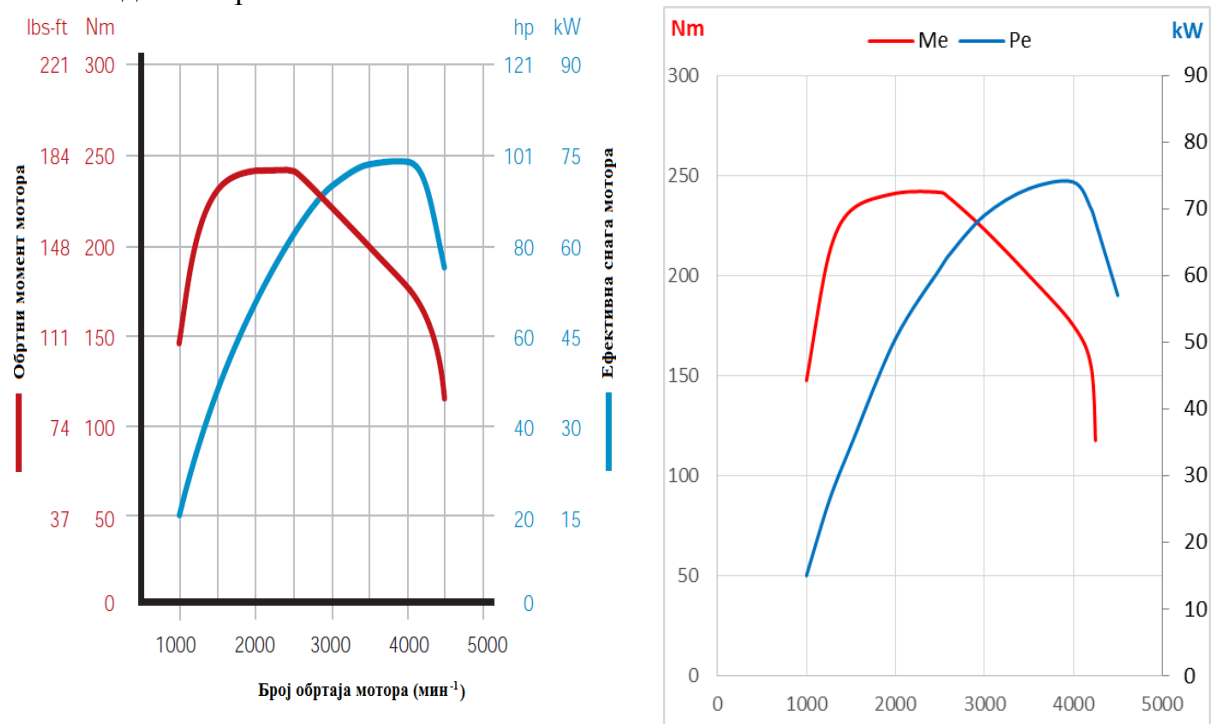
4.1. Возило са погонским агрегатом који се напаја дизел горивом

У табели 3 дате су карактеристике дизел мотора.

Табела 3. Карактеристике возила Audi A4 које покреће дизел мотор преузете из сертификата саобразности [4]

Марка: AUDI Тип: 8E AAVBF1 FM52DHR8E500 Комерцијална ознака: A4 Категорија возила: M1 Ознака облика за каросерију: AC	Погонско гориво: DIZEL Ознака мотора: AVB Радна запремина мотора: 1896 cm ³ Највећа нето снага мотора: 74 kW при 4000 min ⁻¹ Максимални обртни момент: 240 Nm при 1800-2400 min ⁻¹ Максималн број обртаја: 4500 min ⁻¹ Највећа брзина возила: 191 km/h
Највећа дозвољена маса возила: 2120 kg Маса возила спремног за вожњу: 1980 kg	Број осовина и точкова: 2/4 Пнеуматици: 195/65 R15
Дужина возила: 4546 mm Ширина возила: 1766 mm Висина возила: 1433 mm Осовинско растојање: 2658 mm Чеона површина: 1,97 m ² Коефицијент отпора котрљању: 0,01 Коефицијент отпора ваздуха: c _x =0,32	Карактеристике мењача – преносни односи: $i_1 = 3,500$ $i_2 = 1,944$ $i_3 = 1,266$ $i_4 = 0,838$ $i_5 = 0,683$ $i_R = 3,444$ $i_0 = 3,700$ Степен корисности трансмисије: 0,9

На сликама 17а и 17б приказане су спољашње брзинске карактеристике мотора који је погоњен дизел горивом.



У табели 4 дат је приказ спољашње брзинске карактеристике мотора очитане са слике 17.

Табела 4. Спољашња брзинска карактеристика дизел мотора

n_e [min ⁻¹]	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
P_e [kW]	15	35,5	51,5	61,5	69	73	74	67
M_e [Nm]	147,5	232,5	240	240	223	200	175	117,5

Укупна тежина возила износи:

$$G = m * g = 2120 * 9.81 = 20797.2 \text{ (N)}.$$

Димензије пнеуматика су следеће: 195/65 R15. Висина профила спољне гуме износи:

$$H = 195 * \frac{65}{100} = 126.75 \text{ (mm)}.$$

Спољашњи пречник пнеуматика износи:

$$D = d + 2H = 634.5 \text{ (mm)}.$$

Где динамички полупречник точка износи $r_d=307,92 \text{ mm}$.

Отпор ваздуха је одређен према једначини (3.5):

$$R_v = \frac{1}{2} c_x \rho A V^2$$

Ангажована снага за савлађивање отпора котрљања је одређена према једначини (2.46):

$$P_f = R_f * V.$$

Ангажована снага за савлађивање отпора ваздуха је одређена према једначини (2.48):

$$P_v = R_v * V.$$

Снага на погонским точковима одређена је на основу једначине (2.44):

$$P_o = P_e * \eta_t.$$

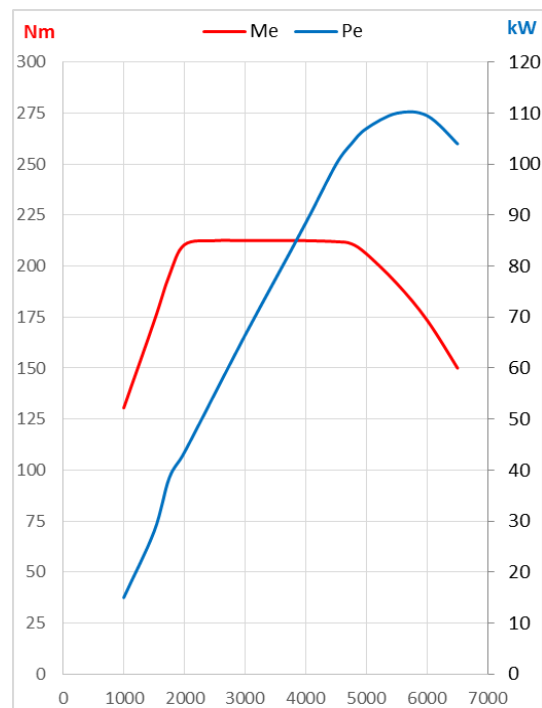
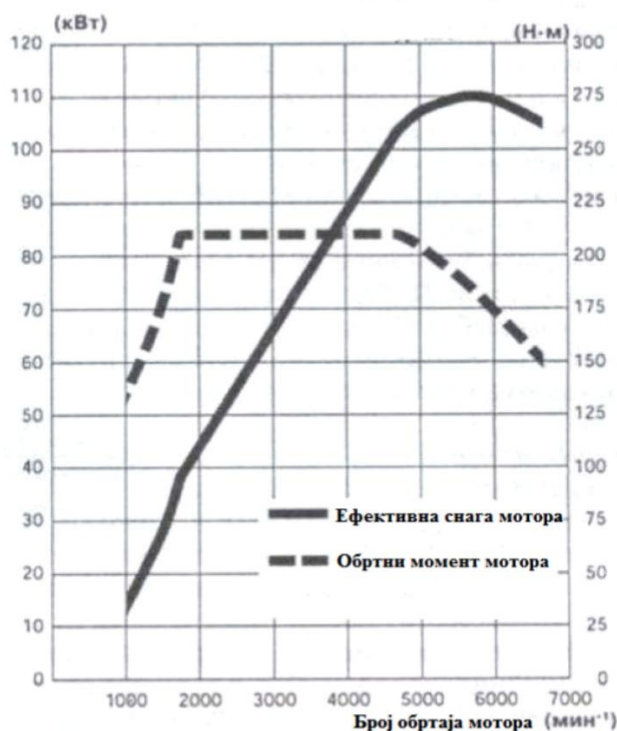
4.2. Возило са погонским агрегатом који се напаја бензином

У табели 5 дате су карактеристике бензинског мотора.

Табела 5. Карактеристике возила Audi A4 које покреће бензински мотор преузете из сертификата саобразности, [5]

Марка: AUDI Тип: 8E AAVJF1 FAVJG0R8E500 Комерцијална ознака: A4 Категорија возила: M1 Ознака облика за каросерију: AC	Погонско гориво: BENZIN Ознака мотора: AVJ Радна запремина мотора: 1781 cm ³ Највећа нето снага мотора: 110 kW при 5500 min ⁻¹ Максимални обртни момент: 210 Nm при 1750 min ⁻¹ Максималн број обртаја: 6500 min ⁻¹ Највећа брзина возила: 222 km/h
Највећа дозвољена маса возила: 2090 kg Маса возила спремног за вожњу: 1590 kg	Број осовина и точкова: 2/4 Пнеуматици: 195/65 R15
Дужина возила: 4546 mm Ширина возила: 1766 mm Висина возила: 1433 mm Осовинско растојање: 2658 mm Чеона површина: 1,97 m ² Коефицијент отпора котрљању: 0,01 Коефицијент отпора ваздуха: c _x =0,32	Карактеристике мењача - преносни односи: i ₁ = 3,778 i ₂ = 2,176 i ₃ = 1,429 i ₄ = 1,092 i ₅ = 0,865 i _R = 3,444 i ₀ = 3,700 Степен корисности трансмисије: 0,9

На сликама 18a и 18b приказане су спољашње брзинске карактеристике мотора који је погођен дизел горивом.



Слика 18. Спољашња брзинска карактеристика бензинског мотора [5]

а) преузето из сертификата саобразности

б) апроксимирана спољашња брзинска карактеристика

У табели 6 дат је приказ спољашње брзинске карактеристике мотора очитане са слике 18.

Табела 6. Спољашња брзинска карактеристика дизел мотора

n_e [min ⁻¹]	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500
Pe[kW]	15	28	43,5	55	66,5	77,5	88,5	100	107	110	109,5	104
Me [Nm]	130,5	173	210	210	210	210	210	210	206	191,5	173,5	150

Укупна тежина возила износи:

$$G = m * g = 2090 * 9,81 = 20502,9 \text{ N.}$$

Димензије пнеуматика су следеће: 195/65 R15. Висина профила спољне гуме износи:

$$H = 195 * \frac{65}{100} = 126.75 \text{ (mm).}$$

Спољашњи пречник пнеуматика износи:

$$D = d + 2H = 634.5 \text{ (mm).}$$

Где динамички полупречник точка износи $r_d=307,92 \text{ mm}$.

Отпор ваздуха је одређен према једначини (3.5):

$$R_v = \frac{1}{2} c_x \rho A V^2$$

Ангажована снага за савлађивање отпора котрљања је одређена према једначини (2.46):

$$P_f = R_f * V.$$

Ангажована снага за савлађивање отпора ваздуха је одређена према једначини (2.48):

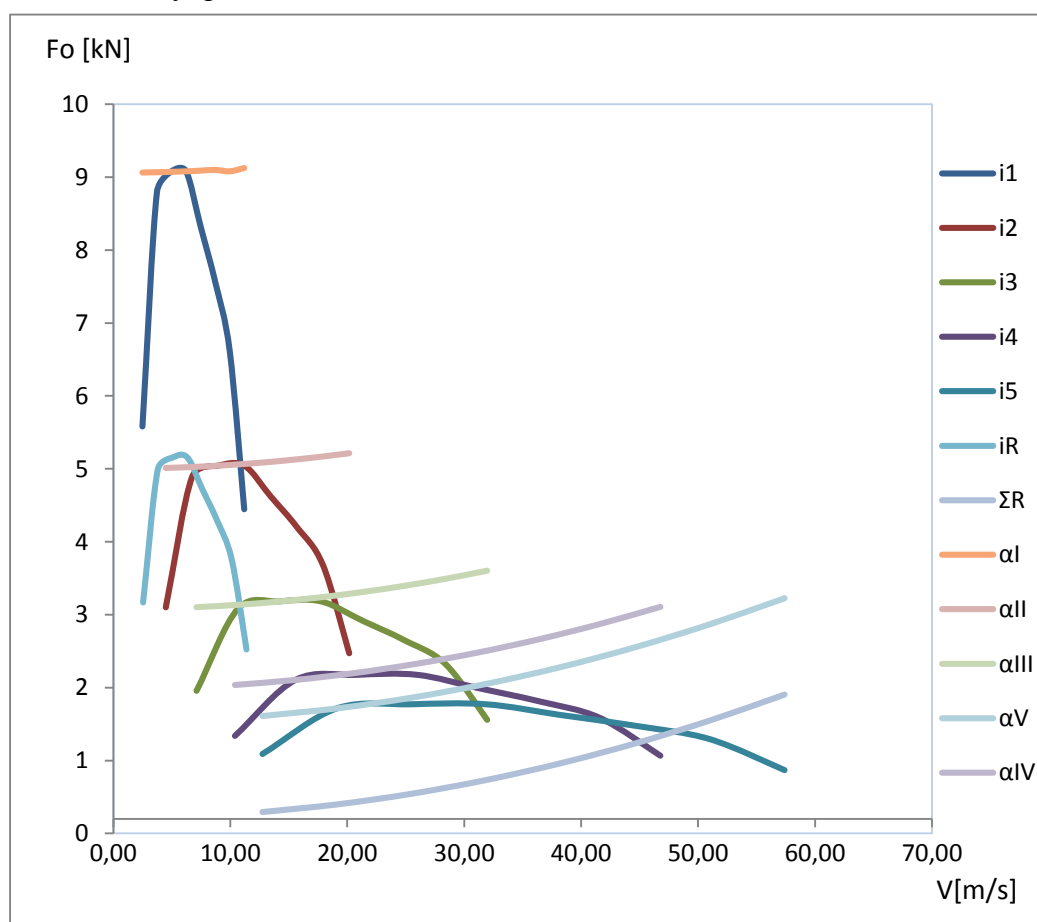
$$P_v = R_v * V.$$

Снага на погонским точковима је одређена према једначини (2.44) :

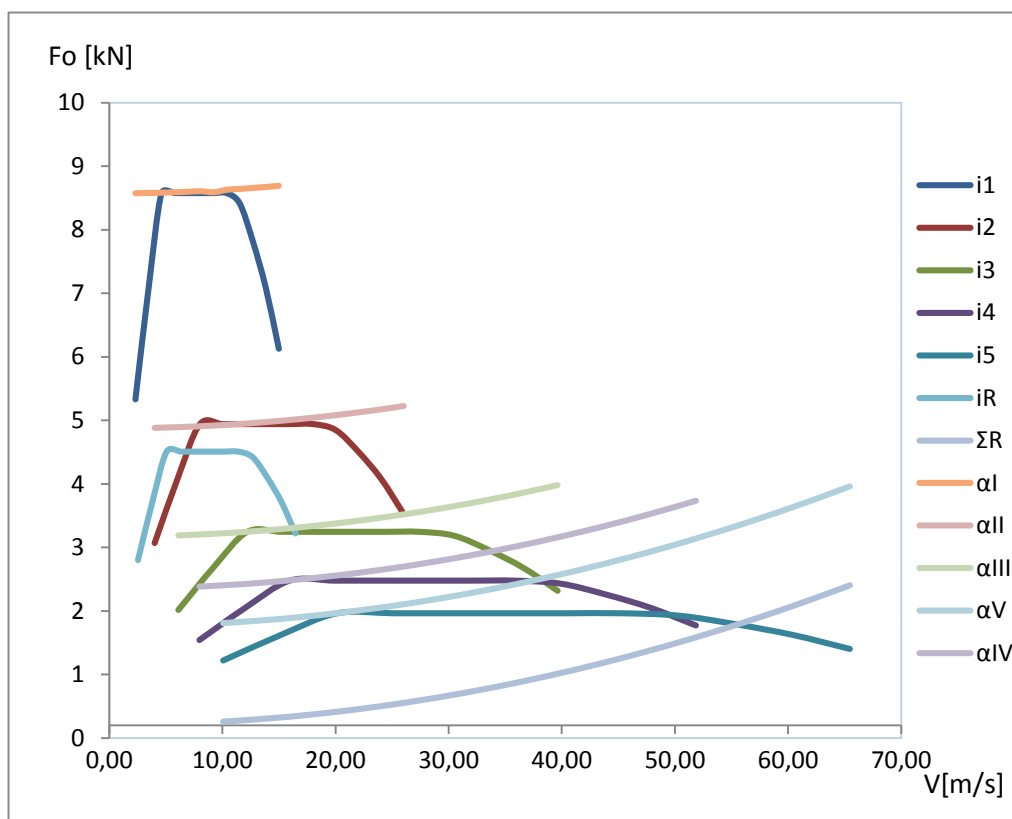
$$P_o = P_e * \eta_t.$$

4.3. Максимална брзина коју возила могу остварити

Максимална брзина коју возило постиже може се одредити и графичким путем на основу вучног биланса. Максимална брзина којом би возило могло да се креће са становишта максималне снаге мотора налази се на пресеку криве вучне силе и криве отпора кретању, слика 19 и 20. Она се постиже адекватним избором преносних односа и динамичког полупречника точка.



Слика 19. Вучни биланс возила са дизел мотором



Слика 20. Вучни биланс возила са бензинским мотором

У табели 7 приказана је маскимална брзина возила са дизел мотором у свим степенима преноса.

Табела 7. Максимална брзина возила са дизел мотором у свим степенима преноса

Степен преноса	Преносни однос мењача	Максимална брзина возила [m/s]
i_1	3,500	10,378
i_2	1,944	18,691
i_3	1,266	29,601
i_4	0,838	43,352
i_5	0,683	53,056
i_r	3,444	10,549

У табели 8 приказана је маскимална брзина возила са бензинским мотором у свим степенима преноса.

Табела 8. Маскимална брзина возила са бензинским мотором у свим степенима преноса

Степен преноса	Преносни однос мењача	Максимална брзина возила [m/s]
i_1	3,778	14,148
i_2	2,176	24,570
i_3	1,429	37,389
i_4	1,092	48,958
i_5	0,865	61,667
i_r	3,444	15,525

Као што је приказано у табелама број 7 и 8, оба возила достижу маскималну брзину у петом степену преноса. За возило са дизел мотором максимална брзина износи 53,056 m/s при 4170 min^{-1} , док за возило које покреће бензински мотор износи 61,667 m/s при 6140 min^{-1} .

4.4. Максималан успон који возила могу савладати

Максималан успон који возила могу савладати у свим степенима преноса праказан је у табели број 9.

Табела 9. Максимални успон у појединим степенима преноса

Степен преноса	Максималан нагиб [°]	
	Возило са дизел мотором	Возило са бензинским мотором
I	23,132	22,238
II	13,006	12,940
III	7,869	8,237
IV	4,884	5,980
V	3,643	4,336
R	13,259	11,732

На основу добијених резултата приказаних у табели 9 може се закључити да у првом степену преноса возило са дизел мотором савлађује успон од $23,132^\circ$, док возило са бензинским мотором савлађује успон од $22,238^\circ$. У другом степену преноса возило са дизел мотором савлађује успон од $13,006^\circ$, док возило са бензинским мотором савлађује успон од $12,940^\circ$. У трећем степену преноса возило са бензинским мотором савлађује успон од $7,869^\circ$, док возило са бензинским мотором савлађује успон од $5,980^\circ$. У четвртном степену преноса возило са бензинским мотором савлађује успон од $4,884^\circ$, док возило са бензинским мотором савлађује успон од $5,980^\circ$. У петом степену преноса возило са дизел мотором савлађује успон од $3,643^\circ$, док возило са бензинским мотором савлађује успон од $4,336^\circ$. Приликом хода уназад возило са дизел мотором савлађује успон од $13,259^\circ$, док возило са бензинским мотором савлађује успон од $11,732^\circ$.

4.5. Убрзање које возила могу остварити

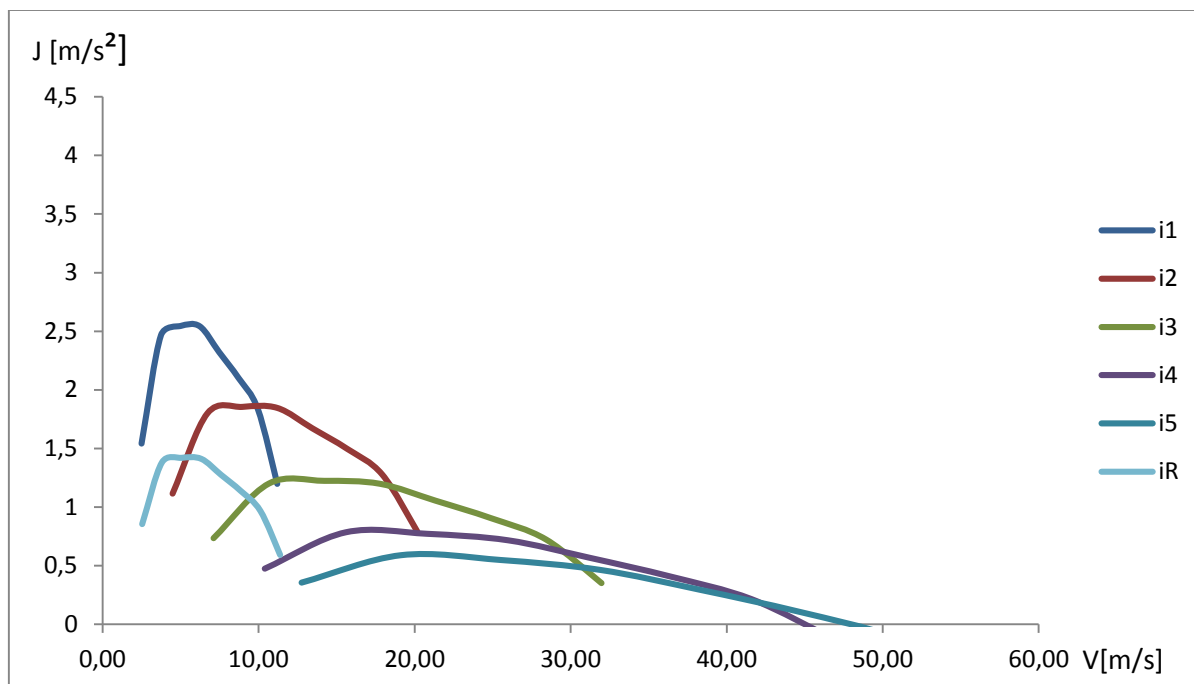
Могућност убрзавања представља важан показатељ динамичких перформанси возила. Важност овог параметра долази до изражаја:

- у градској вожњи, због стално променљивих услова кретања,
- при претицању, могућност убрзавања директно утиче на безбедност.

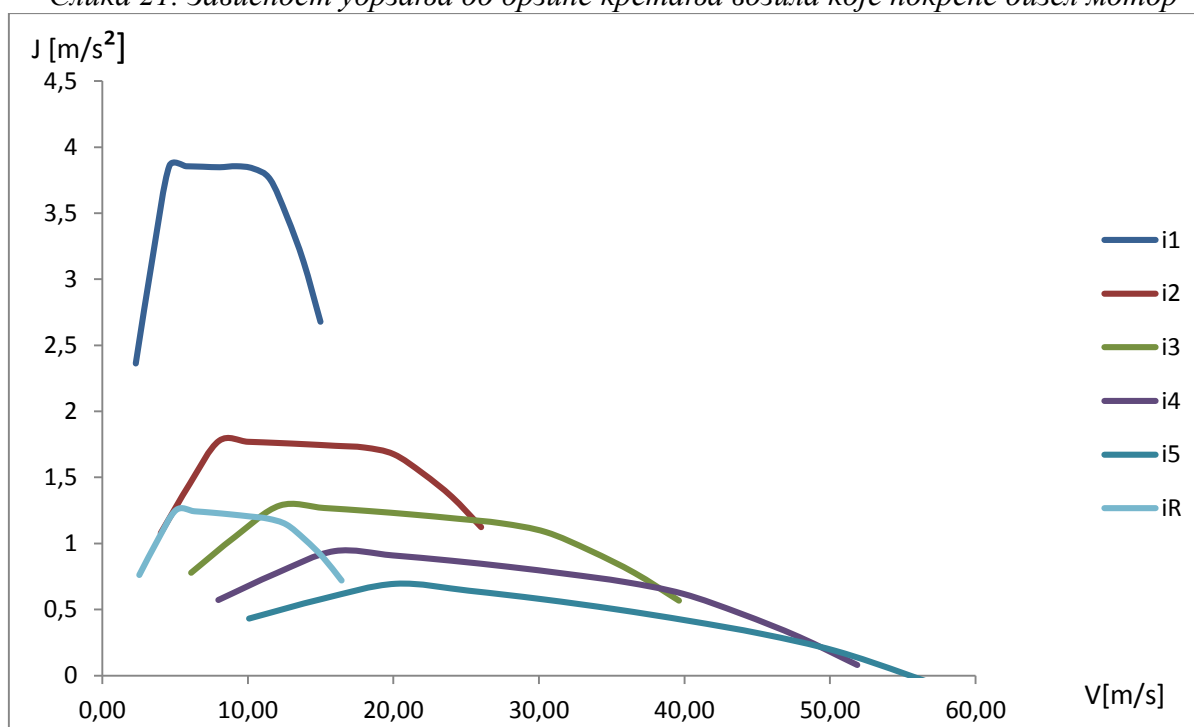
На убрзање возила утичу:

- динамичке карактеристике погонског мотора и возила,
- преносни односи трансмисије, због утицаја на расположиву обимну силу,
- стратегија промене степена преноса при убрзању.

На сликама 21 и 22 приказане су криве убрзања возила.



Слика 21. Зависност убрзања од брзине кретања возила које покреће дизел мотор



Слика 22. Зависност убрзања од брзине кретања возила које покреће бензински мотор

Када је неопходно искористити пун капацитет возила за убрзавање, са аспекта пуног капацитета расположиве вучне силе, важно је да се промена степена преноса при убрзавању врши тако да се у оквиру сваког степена преноса искористи максимална расположива снага. На основу приказаног на сликама 21 и 22 уочава се да максимално убрзање возила које покрећу оба мотора се остварује првом степеном преноса. Веће убрзање, у првом степеном преноса, се остварује код возила са бензинским мотором. Вредност убрзања за возило са бензинским мотором за први степен преноса је за 1,313

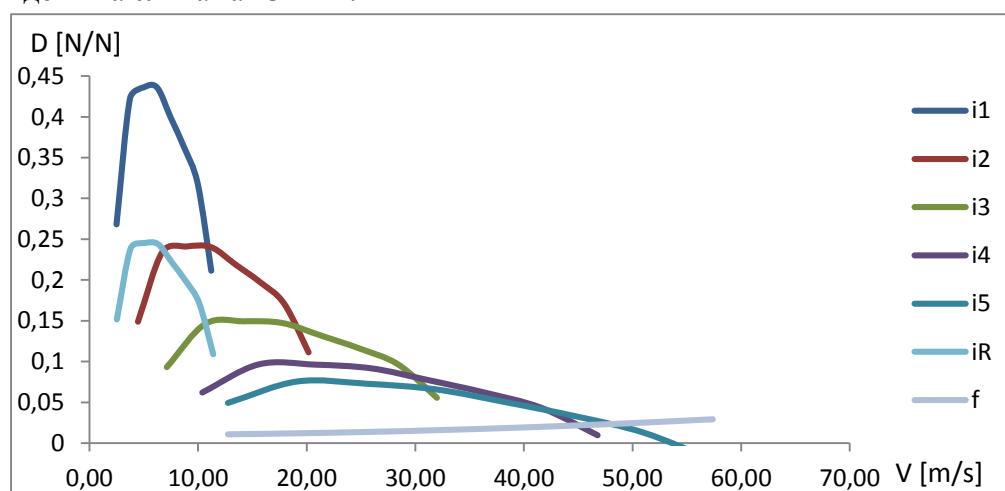
m/s^2 веће од возила са дизел мотором. У осталим степенима преноса возила остварују приближно једнаке вредности максималног убрзања, што је приказано у табели 10.

Табела 10. Максимално убрзање возила у свим степенима преноса

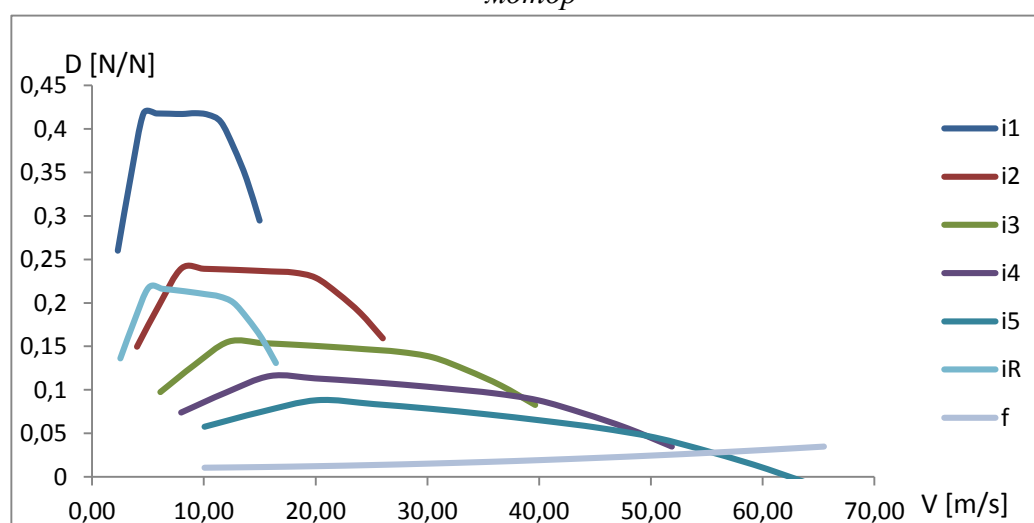
Максимално убрзање возила [m/s^2]	Возило са дизел мотором	Возило са бензинским мотором
j_1	2,545 при 2000 min^{-1}	3,858 при 2000 min^{-1}
j_2	1,856 при 2000 min^{-1}	1,776 при 2000 min^{-1}
j_3	1,225 при 2000 min^{-1}	1,287 при 2000 min^{-1}
j_4	0,785 при 1500 min^{-1}	0,941 при 2000 min^{-1}
j_5	0,591 при 1500 min^{-1}	0,695 при 2000 min^{-1}
j_R	1,422 при 2000 min^{-1}	1,253 при 2000 min^{-1}

4.6. Динамичка карактеристика

Дијаграм динамичке карактеристике сродан је дијаграму вучног биланса возила, што се може видети на сликама 23 и 24.



Слика 23. Зависност динамичког фактора од брзине кретања возила које покреће дизел мотор



Слика 24. Зависност динамичког фактора од брзине кретања возила које покреће бензински мотор

Максималан динамички фактор у сваком степену преноса представља највећи укупни коефицијент отпора пута који се може савладати при равномерном кретању возила одређеном брзином, та брзина се назива критична брзина (V_{kr}). У табели 11 је приказан максималан динамички фактор који возила могу савладати у сваком степену преноса.

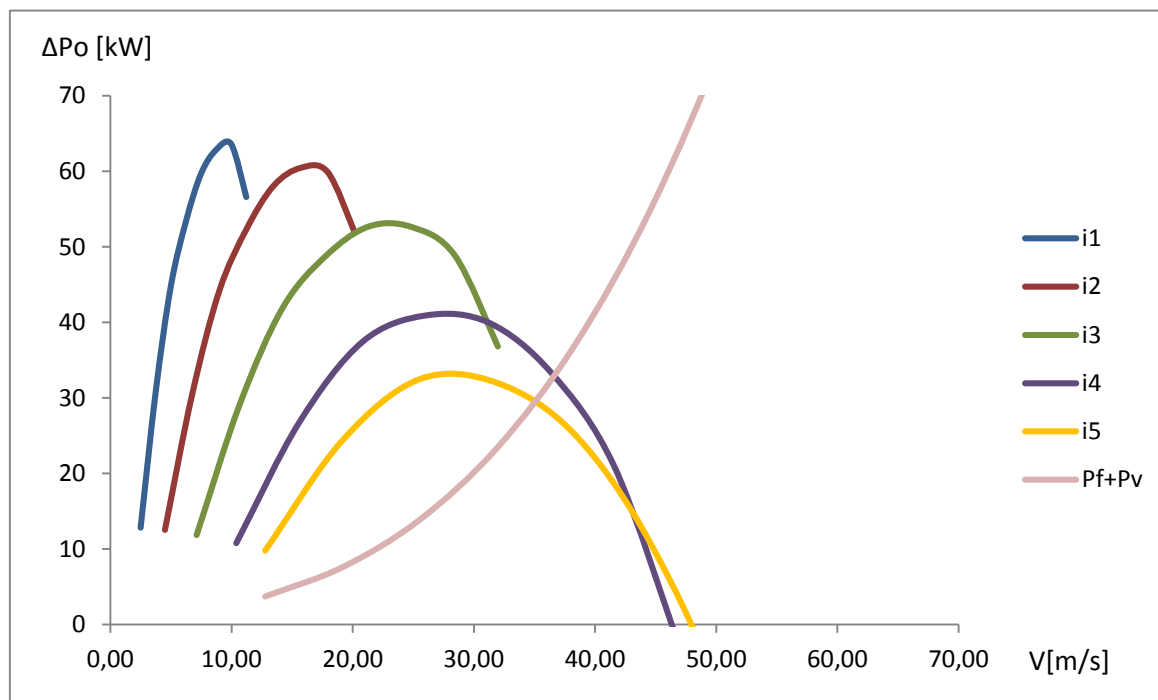
Табела 11. Максималан динамички фактор који возила могу савладати у сваком степену преноса

Степен преноса	Возило са дизел мотором		Возило са бензинским мотором	
i	D [N/N]	V_{kr} [m/s]	D [N/N]	V_{kr} [m/s]
i_1	0,436	4,980	0,418	9,220
i_2	0,241	8,964	0,240	8,008
i_3	0,149	14,213	0,155	12,194
i_4	0,097	15,596	0,116	15,957
i_5	0,076	19,135	0,088	20,145
i_r	0,245	5,060	0,218	5,060

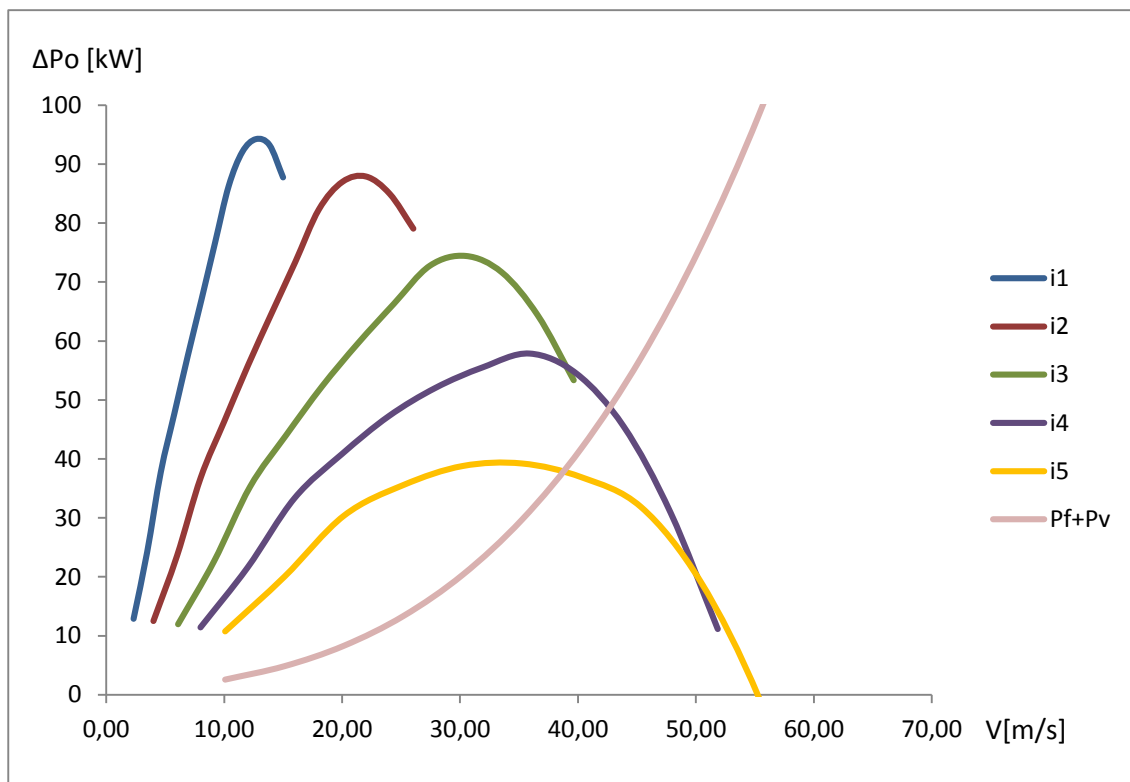
На основу приложеног у табели 11 се може закључити да возило са дизел мотором савлађује већи укупни коефицијент отпора пута у првом, другом степену преноса и при ходу уназад. Возило које покреће бензински мотор савлађује већи укупни коефицијент отпора пута у трећем, четвртм и петом степену преноса.

4.7. Биланс вишка снаге

Под појмом вишка снаге на погонским точковима подразумева се разлика погонске снаге и снага које се ангажују за савлађивање отпора котрљања точкова и отпора ваздуха. На сликама 25 и 26 приказане су зависности биланса вишка снаге у функцији брзине кретања возила.



Слика 25. Вишак снаге возила које покреће дизел мотор



Слика 26. Вишак снаге возила које покреће бензински мотор

У табели 12 дат је приказ максималне вредности биланса вишка снаге за оба возила при сваком степену преноса.

Табела 12. Биланс вишка снаге возила за све степене преноса

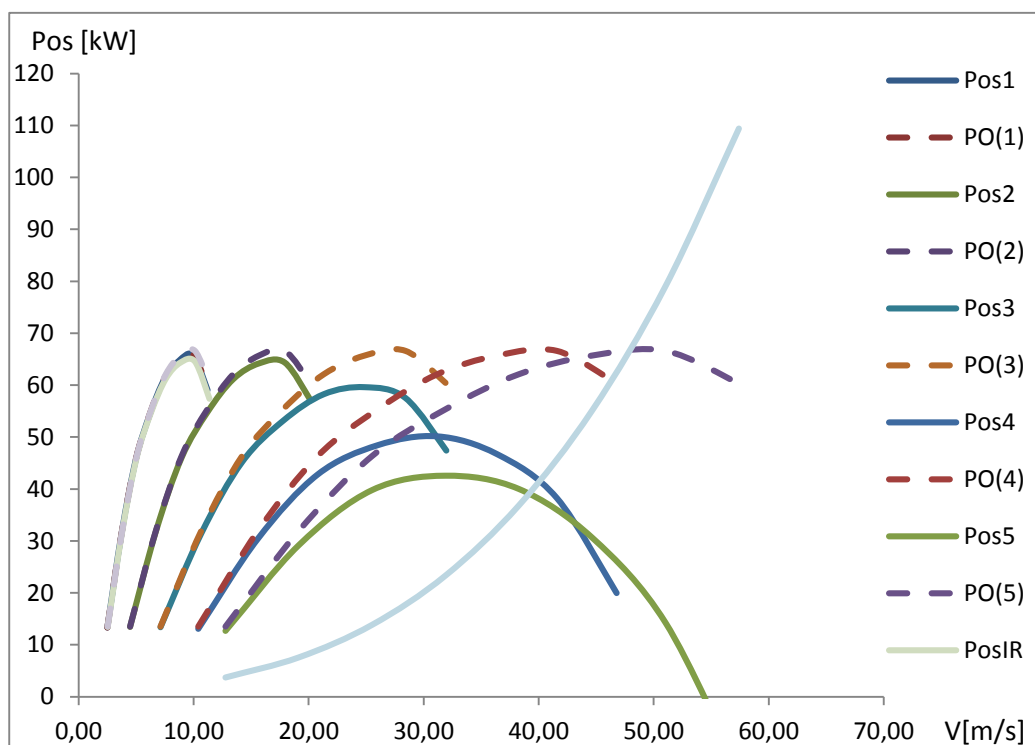
Биланс вишка снаге [kW]	Возило са дизел мотором	Возило са бензинским мотором
ΔP_{O1}	63,592 при 4000 min^{-1}	94,251 при 5500 min^{-1}
ΔP_{O2}	60,449 при 3500 min^{-1}	87,899 при 5500 min^{-1}
ΔP_{O3}	52,672 при 3000 min^{-1}	74,429 при 5000 min^{-1}
ΔP_{O4}	40,895 при 2500 min^{-1}	57,868 при 4500 min^{-1}
ΔP_{O5}	32,486 при 2000 min^{-1}	39,244 при 3500 min^{-1}

На основу добијених резултата приказаних у табели 12, може се закључити да возило које покреће бензински мотор располаже већим вишком снаге у сваком степену преноса при већем броју обртаја у односу на возило које покреће дизел мотор.

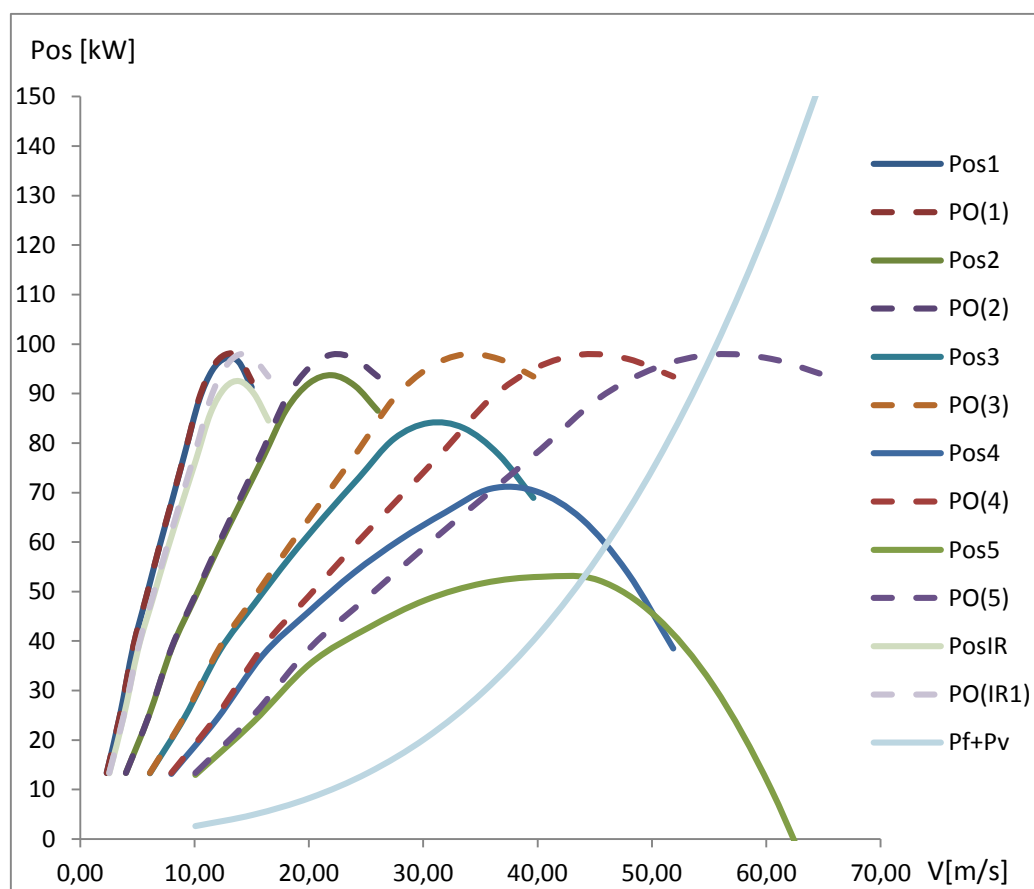
4.8. Биланс слободне снаге

Под појмом слободне снаге се подразумева разлика снаге на погонским точковима и ангазоване снаге на савлађивање отпора ваздуха при одређеној брзини кретања возила.

На сликама 27 и 28 приказане су зависности биланса слободне снаге од брзине кретања возила.



Слика 27. Зависности биланса слободне снаге од брзине кретања возила које покреће дизел мотор



Слика 28. Зависност биланса слободне снаге од брзине кретања возила које покреће бензински мотор

У табели 13 дат је приказ максималне вредности биланса слободне снаге за оба возила при сваком степеу преноса.

Табела 13. Биланс слободне снаге возила за све степене преноса

Биланс слободне снаге [kW]	Возило са дизел мотором	Возило са бензинским мотором
ΔP_{os1}	65,782 при 4000 min^{-1}	97,096 при 5500 min^{-1}
ΔP_{os2}	64,330 при 4000 min^{-1}	93,692 при 5500 min^{-1}
ΔP_{os3}	59,637 при 3500 min^{-1}	84,067 при 5000 min^{-1}
ΔP_{os4}	50,144 при 3000 min^{-1}	70,764 при 4500 min^{-1}
ΔP_{os5}	42,570 при 2500 min^{-1}	52,996 при 4000 min^{-1}

На основу добијених резултата приказаних у табели 13, може се закључити да возило које покреће бензински мотор располаже већом слободном снагом у сваком степеу преноса при већем броју обртаја у односу на возило које покреће дизел мотор.

5. ЗАКЉУЧАК

За прорачун вучно-брзинских карактеристика коришћена су два путничка возила марке Audi A4 са истим обликом каросерије, али са различитом погонском групом. Једно возило покреће дизел мотор од 1896 cm^3 и 74 kW највеће нето снаге мотора који је упарен са петостепеним мануелним мењачем. Друго возило покреће бензински мотор од 1781 cm^3 и 110 kW највеће нето снаге мотора, који је такође упарен са петостепеним мануелним мењачем који се разликује у односу на возило које покреће дизел мотор.

Циљ прорачуна јесте поређење датих возила са аспекта вучно-брзинских карактеристика како би се утврдили: максимална брзина возила у свим степенима преноса, максималан успон који возила могу савладати у свим степенима преноса, максимално убрзање возила у свим степенима преноса, вредности динамичког фактора у свим степенима преноса, биланс вишка снаге и биланс слободне снаге.

Прорачуном се дошло до закључка да оба возила достижу маскималну брзину у петом степену преноса. За возило са дизел мотором максимална брзина износи $53,056 \text{ m/s}$ при 4170 min^{-1} , док за возило које покреће бензински мотор максимална брзина износи $61,667 \text{ m/s}$ при 6140 min^{-1} .

На основу резултати максималаног успона који возила могу свладати, може се закључити да возило које покреће дизел мотор савлађује већи нагиб у првом, другом, степену преноса и при ходу уназад. Возило које покреће бензински мотор савлађује већи нагиб у трећем, четвртном и петом степену преноса у односу на возило које покреће дизел мотор.

Могућност убрзавања представља важан показатељ динамичких перформанси возила. Важност овог параметра долази до изражаја у градској возњи, због стално променљивих услова кретања и при претицању. Максимално убрзање возила постижу у првом степену преноса, док је убрзање код возила које покреће бензински мотор веће за $1,313 \text{ m/s}^2$ у односу на возило које покреће дизел мотор. У другом степену преноса максимално убрзање за возило са дизел мотором износи $1,856 \text{ m/s}^2$, док је за возило са бензинским мотором $1,776 \text{ m/s}^2$. У трећем степену преноса за возило са дизел мотором износи $1,225 \text{ m/s}^2$, док за возило са бензинским мотором $1,287 \text{ m/s}^2$. У четвртном степену преноса за возило са дизел мотором износи $0,785 \text{ m/s}^2$, док за возило са бензинским мотором $0,941 \text{ m/s}^2$. У петом степену преноса за возило са дизел мотором износи $0,591 \text{ m/s}^2$, док за возило са бензинским мотором $0,695 \text{ m/s}^2$.

Максималан динамички фактор у сваком степену преноса представља највећи укупни коефицијент отпора пута који се може савладати при равномерном кретању возила одређеном брзином. Возило са дизел мотором савлађује већи укупни коефицијент отпора пута у првом, другом степену преноса и при ходу уназад. Возило које покреће бензински мотор савлађује већи укупни коефицијент отпора пута у трећем, четвртном и петом степену преноса.

На основу добијених резултата, може се закључити да возило које покреће бензински мотор располаже већим вишком снаге у сваком степену преноса при већем броју обртаја у односу на возило које покреће дизел мотор. Такође, возило које покреће

бензински мотор располаже већом слободном снагом у сваком степену преноса при већем броју обртаја у односу на возило које покреће дизел мотор.

Анализом резултата свих вучно-брзинских карактеристика дошло се до следећег закључка да возило које покреће дизел мотор располаже бољим вучним карактеристикама, док возило које покреће бензински мотор располаже бољим брзинским карактеристикама.

6. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Симић Д: Моторна возила, Научна књига, Београд, 1988
- [2] Демић М., Лукић Ј., Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011
- [3] Wong J. Y: Theory of ground vehicles, John Wiley & Sons, New York, 2001
- [4] Техничке карактеристике возила, Сертификат саобразности Audi, 2002
- [5] Техничке карактеристике возила, Сертификат саобразности Audi, 2002