



**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS**

Gediminas Raila

**PAGRINDINĖS PERDAVIMO POROS ĮTAKOS LENGVOJO
AUTOMOBILIO DINAMIKAI TYRIMAS**

Baigiamasis magistro projektas

Vadovas

Doc. dr. Ramūnas Skvireckas

KAUNAS, 2016

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

**PAGRINDINĖS PERDAVIMO POROS ĮTAKOS LENGVOJO
AUTOMOBILIO DINAMIKAI TYRIMAS**

Baigiamasis magistro projektas
Transporto priemonių inžinerija (621E20001)

Vadovas

Doc. dr. Ramūnas Skvireckas

Recenzentas

Doc. dr. Darius Juodvalkis

Projektą atliko

Gediminas Raila

KAUNAS, 2016

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS KATDERA

Suderinta:

2015 m. rugsėjo mėn. 5 d.

MAGISTRO BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS

Išduota studentui: Gediminui Railai

1. Projekto tema: Pagrindinės perdavimo poros įtakos lengvojo automobilio dinamikai tyrimas

Patvirtinta: 2016 m. gegužės mėn. 3 d. dekanų įsakymu Nr. V25-11-7

2. Projekto tikslas: Ištirti automobilio greitėjimo pokyčius, keičiant pagrindinę perdavimo porą.

3. Projekto uždaviniai ir reikalavimai:

- aptarti transmisijos tipus ir konstrukciją;
- apžvelgti diferencialo sandarą;
- atlikti teorinius skaičiavimus;
- atlikti automobilio „BMW (E36) 318is“ dinamikos bandymus;
- palyginti teorinius ir praktinius rezultatus

4. Projekto konsultantai (nurodant projekto skyrius)¹:

5. Užduoties išdavimo terminas: 2015 m. rugsėjo mėn. 5 d.

Užbaigto projekto pateikimo terminas: 2016 m. gegužės mėn. 20 d.

Vadovas: _____
(vardas, pavardė)

(parašas)

Užduotį gavau: _____
(studento vardas, pavardė)

(parašas)

¹ Esant reikalui, suderinus su katedros vedėju



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

(Fakultetas)

Gediminas Raila

(Studento vardas, pavardė)

Transporto priemonių inžinerija 621E20001

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

„Pagrindinės perdavimo poros įtakos lengvojo automobilio dinamikai tyrimas“

AKADEMINIO SĄŽININGUMO DEKLARACIJA

2016 m. gegužės 11 d.
Kaunas

Patvirtinu, kad mano, **Gedimino Railos**, baigiamasis projektas tema „Pagrindinės perdavimo poros įtakos lengvojo automobilio dinamikai tyrimas“ yra parašytas visiškai savarankiškai ir visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

Aš suprantu, kad išaiškėjus nesąžiningumo faktui, man bus taikomos nuobaudos, remiantis Kauno technologijos universitete galiojančia tvarka.

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)

TURINYS

SANTRAUKA.....	6
ĮVADAS	10
1. LITERATŪROS APŽVALGA.....	12
1.1 Transmisija.....	12
1.2 Sankaba	17
1.3 Pavarų dėžės.....	19
1.3.1 Krumpliaratinės pavarų dėžės.....	20
1.3.2 Automatinės (planetinės) pavarų dėžės	22
1.4 Varantieji tiltai	26
1.4.1 Pagrindinės pavaros	26
1.4.2 Diferencialai ir jų blokavimo būdai	29
2. TYRIMŲ METODIKA	34
2.1 Tiriamojo automobilio charakteristikos.....	34
2.2 Tyrimo vieta.....	38
2.3 Matavimo įranga	38
2.4 Tiriamosios perdavimo poros	39
3. NATŪRINIAI TYRIMAI.....	41
3.1 Diferencialas su 2.79:1 perdavimo pora	41
3.2 Diferencialas su 3.15:1 perdavimo pora	42
3.3 Diferencialas su 3.45:1 perdavimo pora	44
3.4 Diferencialas su 4.10:1 perdavimo pora	45
4. TEORINIAI SKAIČIAVIMAI	48
4.1 Diferencialas su 2.79:1 perdavimo pora	48
4.2 Diferencialas su 3.15:1 perdavimo pora	49
4.3 Diferencialas su 3.45:1 perdavimo pora	50
4.4 Diferencialas su 4.10:1 perdavimo pora	50
5. REZULTATŲ PALYGINIMAS	52
5. TYRIMO APIBENDRINIMAS.....	57
6. IŠVADOS.....	58
7. LITERATŪRA	60

Gediminas, Raila. PAGRINDINĖS PERDAVIMO POROS ĮTAKOS LENGVOJO AUTOMOBILIO DINAMIKAI TYRIMAS. Magistro baigiamasis projektas / vadovas doc. dr. Ramūnas Skvireckas; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

Mokslo kryptis ir sritis: Technologijos mokslai, Transporto inžinerija (03T)

Reikšminiai žodžiai: perdavimo pora, diferencialas, pagreitis, greitis, ekonomija, komfortas.

Kaunas, 2016. 368 p.

SANTRAUKA

Šio darbo tikslas nustatyti lengvojo automobilio greitėjimo ir maksimalaus greičio pokyčius, keičiant pagrindinės perdavimo poros koeficientą. Tikslui pasiekti iškelti šie uždaviniai: išanalizuoti transmisijos tipus ir konstrukciją, diferencialo veikimą, atlikti teorinius skaičiavimus ir lengvojo automobilio „BMW (E36) 318is“ dinamikos bandymus, palyginti gautus tiek teorinius, tiek praktinius rezultatus.

Tyrimui pasirinktas automobilis „BMW (E36) 318is“ su priekyje įmontuotu 4 cilindrų benzininiu varikliu ir yra varomas galine ašimi. Visa tai parodo, jog automobilis yra klasikinės komponuotės ir diferencialas yra montuojamas atskirai nuo pavarų dėžės. Tai palengvina pagrindinės perdavimo poros keitimą. Keičiant diferencialus su skirtingomis perdavimo poromis, atlikti praktiniai tyrimai ir teoriniai skaičiavimai, nustatyta įtaka automobilio greitėjimui ir maksimaliam greičiui.

Pirmiausiai atlikta literatūros analizė, išnagrinėta automobilio transmisija: sankaba, pavarų dėžė, varantysis tiltas, susipažinta su šių agregatų sandara ir funkcija.

Atsižvelgiant į galimas montuoti diferencialo perdavimo poras, parinktos 4 pagrindinės. Tai 2.79:1 – pati „lėčiausia“ pora, gamintojo montuojama į automobilius, turinčius dyzelinius variklius, kurie pasižymi dideliu sukimo momentu. 3.15:1 – pora, standartiškai montuojama į galingus benzininiu varikliu aprūpintus automobilius. 3.45:1 – perdavimas, originaliai montuojamas gamintojo į tyrimui naudojamą automobilį „BMW (E36) 318is“. 4.10:1 – pora,

montuojama į silpną benzininiu varikliu aprūpintu automobiliu su automatine pavarų dėže. Keičiant šiuos diferencialus, automobiliui suteikiamos skirtingos dinaminės savybės.

Atlikus literatūros analizę, pradedami praktiniai tyrimai, naudojant duomenų registravimo įrenginį „DL1“. Buvo atliekami važiavimai su jau ankščiau paminėtais 4 diferencialais. Įrenginiu „DL1“ ir kompiuterine programa „Analysis V8“ išmatuoti pagreičiai kiekviena pavana ir maksimalus automobilio greitis. Taip pat nustatyti variklio sūkliai, važiuojant 50 ir 90 km/h greičiu skirtingomis pavaramis.

Galiausiai atlikti teoriniai skaičiavimai. Jų metu apskaičiuoti maksimalūs greičiai kiekviena pavana ir variklio sūkliai, važiuojant 3 pavana – 50 km/h, 4 pavana – 50 ir 90 km/h ir 5 pavana – 90 km/h.

Apibendrinant tyrimo rezultatus galima teigti, kad didinant perdavimo poros koeficientą, pasiekiamos geriausios bėgėjimosi savybės, tačiau nuo to kenčia komfortas ir ekonomija. Geriausias ekonomijos ir bėgėjimosi santykis – 3.45:1, originaliai montuojama pora, tačiau greičiui didėjant (virš 90 km/h), ekonomija ir komfortas mažėja. Vartotojams, kurie didžiąją laiko dalį automobilį eksploatuoja greitkeluose, rekomenduotina originalią perdavimo porą pakeisti į 2.79:1.

Atliktas tyrimas unikalus tuo, kad tiriamojo automobilio vairuotojas, atsižvelgęs į gautus rezultatus, gali transporto priemonę pritaikyti pagal savo reikmes. Taip pat palyginti teoriniai ir praktiniai duomenys, kurie rodo minimalius skirtumus. Todėl, renkantis kitą perdavimo porą, galima pasikliauti tik teorinių skaičiavimų duomenimis.

Gediminas, Raila. Master's thesis in INVESTIGATION OF THE MAIN TRANSMISSION PAIRS AFFECT OF THE VEHICLE'S DYNAMIC / supervisor assoc. prof. Ramūnas Skvireckas. The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

Research area and field: Technological Science, Transport Engineering (03T)

Key words: transfer gear, differential, acceleration, speed, fuel consumption, comfort.

Kaunas, 2016. 588 p.

SUMMARY

The goal of this research project is to determine a passenger vehicles' acceleration and top speed change in response to the change in the ratio of the final drive gearing coefficient. To accomplish this, the following tasks had to be completed: analysis of the transmission types, their construction and the operation of the final drive assembly, performing a numerical analysis and comparing it to dynamic real world test results using a “BMW (E36) 318is” as the test subject.

The car chosen for this research is a “BMW (E36) 318is” due to its classical arrangement comprised of a front mounted four cylinder petrol engine and rear wheel drive. The analysis of the final drive gearing in such arrangement is easier, due to the transmission being separate from the rear mounted differential assembly. By changing the differential housings which have different internal gearing, their effect on the vehicle's acceleration and top speed could be observed and compared to the calculations of expected values.

The research was started by gathering and analyzing material about the power delivery chain in the manual transmission vehicle model to develop a familiarity with the components: flywheel, clutch, transmission and integrated subframe final drive assembly.

In regards to the available final drive assemblies, four differential housings were chosen with the following internal gearing configurations to conduct this study: 2.79:1 – the lowest one, available from the factory in the diesel powered vehicles known for their high torque. 3.15:1 – the gear set mostly found in the high powered petrol engine cars. 3.45:1 – the gear set that came standard with the chosen test vehicle. 4.10:1 – the gear set used for the least powerful petrol

engines, usually coupled with automatic transmissions. Changing the differential therefore changes the gearing of the final drive assembly and provides a change in vehicle dynamics.

After conducting the gathering and analysis of the available information from the data-sheets and literal documentation, practical tests were conducted using a “DL1” data collection tool to capture the information about the response of the car with all four aforementioned differentials. Using the “Analysis V8” software with the said tool, the top speed and acceleration for each gear and all four differentials were determined, alongside the engine RPM for 50 km/h and 90 km/h for different gears.

Finally the theoretical calculations for the top speed at max engine in every gear were calculated. They were correlated with the observed values for our measurements, including the top RPM for each gear and the engine RPM for 50 km/h in 3rd gear, 50 km/h and 90 km/h in 4th gear, 90 km/h in 5th gear.

The observations conclude that increasing the ratio of the gear set in the differential leads to a quicker accelerating vehicle, but it negatively affects the comfort and fuel consumption. The best gear set ratio for fuel economy and acceleration for our test vehicle was determined to be the factory 3.45:1 although with increased driving speed (above 90km/h) fuel economy and comfort are reduced. For users who spend most of their commute at highway speeds, it would be recommended to switch their final drive assembly to the one with the ratio of 2.79:1 for increased comfort and decreased fuel consumption.

The conducted research is unique in terms of applicability. A user could tailor their car to their needs in regard to the expected driving conditions based on this research. Also- the calculated and observed data have a very close correlation, therefore a calculated final drive ratio selection could be trusted to have the expected result on the vehicle.

IVADAS

Automobilio konstrukcija ir paskirtis nuolat keičiasi. Transporto eros pradžioje automobiliai buvo tiesiog pasiturinčiųjų pramoga. Dabar transporto priemonė – būtinybė. Šiuolaikinis automobilis turi ne tik sugebėti nuvažiuoti iš taško A į tašką B, bet ir būti saugus, komfortiškas, dinamiškas, patikimas, taupus ir lengvai remontuojamas. Keičiasi ne tik požiūris į automobilį, bet ir pati jų konstrukcija. Automobilizmo pradžioje automobilio kėbulas buvo tiesiog laikančioji konstrukcija, jo pagrindinė funkcija buvo jungti visus agregatus į vieną visumą. Dabar automobilio rėmas komponuojamas taip, kad į jį sklandžiai būtų sutalpinamos saugumo priemonės, variklis, transmisija, važiuoklė. Tai ne tik laikančioji konstrukcija, tai automobilio standumą ir keleivių saugumą užtikrinantis inžinierių kūrinys.

Keičiantis požiūriui į automobilius, išsiskyrė ir klientų poreikiai. Dėl šios priežasties atsirado skirtingos transporto priemonių komponuotės. Aiškiausiai skirtumus įžvelgti galima lyginant į automobilius montuojamus variklius. Į tą patį modelį montuojami skirtingos kuro rūšies varikliai, naudojami atmosferiniai arba turbininiai vidaus degimo agregatai. Lygiai ta pati situacija su transmisija, važiuokle, salono įranga. Kiekvienas klientas gali susikomplektuoti transporto priemonę, atitinkančią jo keliamus reikalavimus.

Tyrimo kryptis: lengvųjų automobilių dinamika

Darbo objektas: „BMW (E36) 318is“ dinamikos pokytis, keičiant pagrindinės perdavimo poros santykį.

Darbo tikslas: ištirti automobilio greitėjimo pokyčius, keičiant pagrindinę perdavimo porą.

Darbo uždaviniai:

- aptarti transmisijos tipus ir konstrukciją;
- apžvelgti diferencialo sandarą;
- atlikti teorinius skaičiavimus;
- atlikti automobilio „BMW (E36) 318is“ dinamikos bandymus;
- palyginti teorinius ir praktinius rezultatus.

Šio darbo metu bus tiriami keturi skirtingo perdavimo santykio diferencialai. Į pasirinktą automobilį „BMW (E36) 318is“ bus montuojami 2.79:1, 3.15:1, 3.45:1, 4.10:1 perdavimo santykio diferencialai. Visi šie diferencialai yra standartiškai gamintojo montuojami į tiriamąjį automobilį. Skiriasi tik variklio galia arba tipas. Diferencialai buvo montuojami tokia seka: 2.79:1 – 318d, 3.15:1 – 325i, 3.45:1 – 318is ir 4.10:1 – 316i. Su kiekvienu iš šių diferencialų bus atliekami greitėjimo bandymai Kėdainių oro uosto pakilimo take. Bandymų tikslas – nustatyti diferencialo perdavimo poros įtaką automobilio greitėjimui ir maksimaliam greičiui. Gauti duomenys bus palyginti su teoriškai atliktų skaičiavimų rezultatais. Galiausiai bus padarytos išvados ar skirtinga perdavimo pora gali daryti įtaką automobilio greitėjimui ir kuro sąnaudoms.

1. LITERATŪROS APŽVALGA

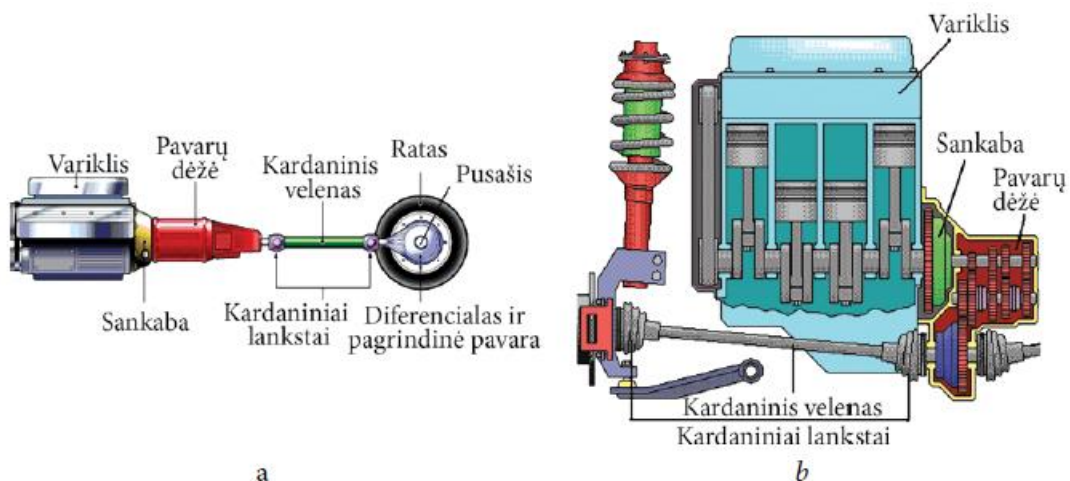
Šiame skyriuje bus aptariamasi teorinės žinios, reikalingos tinkamai atlikti pagrindinės perdavimo poros tyrimą. Rašoma apie transmisijos tipus, automobilių komponuotes, pavarų dėžes. Ypatingas dėmesys bus skiriamas diferencialams ir jų perdavimo poroms.

1.1 Transmisija

Automobilio transmisija perduoda variklio sukurtą sukamąjį momentą varantiems ratams. Ji gali keisti momento dydį ir kryptį, trumpam ar ilgam laikui leidžia atjungti variklį nuo varančiųjų ratų, švelniai sujungti variklį su varančiaisiais ratais pradedant automobiliui važiuoti arba keičiant pavaras [1].

Pagal tai, koks ryšio tarp variklio ir varančiųjų ratų būdas, automobiliuose įrengiamos šios transmisijos [1]:

- mechaninė;
- hidromechaninė;
- elektromechaninė;
- elektrinė.



1.1 pav. Automobilio transmisija [1]: a – klasikinės komponuotės, b – priekinis varantis tiltas

Mechaninės transmisijos šiuo metu gerai išstobulintos ir yra paprastos, pakankamai pigios ir patikimos, todėl plačiausiai naudojamos automobiliuose. Ateityje jas, ko gero, galėtų pakeisti

hidraulinės arba elektrinės, nes jų naudingumo koeficientas yra didesnis. Pagrindinis transmisijos elementas yra pavarų dėžė, kuri keičia transmisijos perdavimo skaičių, sujungdama tam tikras krumpliaračių poras. Dažniausiai, dėl mažesnių gamybinių kaštų, naudojama laiptinė mechaninė transmisija, kai varantysis tiltas yra priekinis. Aukštesnės klasės ir didesne galia pasižymintys automobiliai, komponuojami su transmisija, kuri suka galinės ašies ratus ir yra sudaryta iš [1]:

- sankabos;
- pavarų dėžės;
- kardaninio veleno;
- varančiojo tilto.

Varantįjį tiltą sudaro [1]:

- pagrindinė pavara;
- diferencialas;
- pusašiai, sujungti su ratais.

Hidromechaninė transmisija sudaryta iš hidrodinaminės ir mechaninės pavarų. Hidrodinaminė pavara leidžia belaiptiškai reguliuoti sukimo momentą ir sukimosi dažnį tarp variklio ir mechaninės pavarų dėžės. Hidromechaninė transmisija palengvina automobilio valdymą, tačiau yra brangesnė ir sudėtingesnė už mechaninę transmisiją [1].

Elektromechaninė ir elektrinė transmisijos yra labai panašios. Vidaus degimo variklis suka generatorių, gaminančių elektros srovę ir maitinančių elektros variklius, kurie varo automobilį. Elektromechaninėje transmisijoje generatorius ir elektros varikliai būna sumontuoti vienoje vietoje ir per mechanines pavaras sukimo momentą perduoda varantiesiems ratams. Elektrinėje transmisijoje elektros varikliai gali būti montuojami tiesiogiai prie varančiųjų ratų, o elektros energija nuo generatoriaus jiems perduodama laidais. Elektrinė transmisija dažniausiai naudojama dideliuose sunkvežimiuose [1].

Pagal perdavimo skaičiaus keitimo būdą transmisijos skirstomos į [1]:

- laiptinės;
- belaiptės;
- kombinuotąsias.

Perdavimo skaičius rodo, kiek kartų transmisija sumažina velenų sukimąsi lygindama varančiųjų ratų ir variklio alkūninio veleno kampinius greičius. Jei transmisijos perdavimo skaičius gali įgyti tik tam tikrų fiksuotų dydžių, transmisija yra laiptinė, jei šis skaičius gali būti bet kokio dydžio – belaiptė. Jeigu, važiuojant mažu greičiu, perdavimo skaičius yra bet kokio dydžio, o pasiekus tam tikrą greitį, tampa fiksuoto dydžio, tai transmisija vadinama kombinuotąja. Laiptinės transmisijos trūkumas yra laiptiškas judėjimo greičio reguliavimas. Tačiau šios transmisijos turi didelį naudingumo koeficientą, jų konstrukcija nesudėtinga, paprasta techninė priežiūra, jos patikimos, ilgai eksploatuojamos. Dėl to jos yra gana populiarios [1].

Belaiptė transmisija automatiškai keičia perduodamą sukimo momentą pagal automobilio apkrovą, o ratus sukantis momentas gali įgauti bet kokių reikšmių, jis kinta nuosekliai didėdamas arba mažėdamas. Transmisijos konstrukcija priklauso nuo automobilio tipo ir jo komponavimo schemos (1.1 lentelė). Automobilių komponavimo schemos gali būti įvairios, tai priklauso nuo gamintojo, tradicijų (1.2 pav.) [1].

1.lentelė. Automobilių transmisijos komponavimo būdai [1]

Pavaros schema	Variklio įrengimo vieta	Varantysis tiltas
Klasikinė	Automobilio priekyje	Galinis
Su priekiniais varančiaisiais ratais	Automobilio priekyje išilgai arba skersai	Priekinis
Su galiniais varančiaisiais ratais	Automobilio galinėje dalyje	Galinis
Su visais varančiaisiais ratais: a) su paskirstymo dėže; b) be paskirstymo dėžės	Automobilio priekinėje dalyje (atskiris atvejais – galinėje dalyje arba viduryje)	Priekinis ir galinis: a) galinis ir priekinis – pasirinktinai; b) priekinis ir galinis, varantis nuolat

Pagal variklio padėtį skiriami šie automobiliai [2]:

- su varikliu priekyje;
- su varikliu viduryje;
- su varikliu gale;
- su varikliu apačioje.

Pagal varančiuosius ratus automobiliai būna:

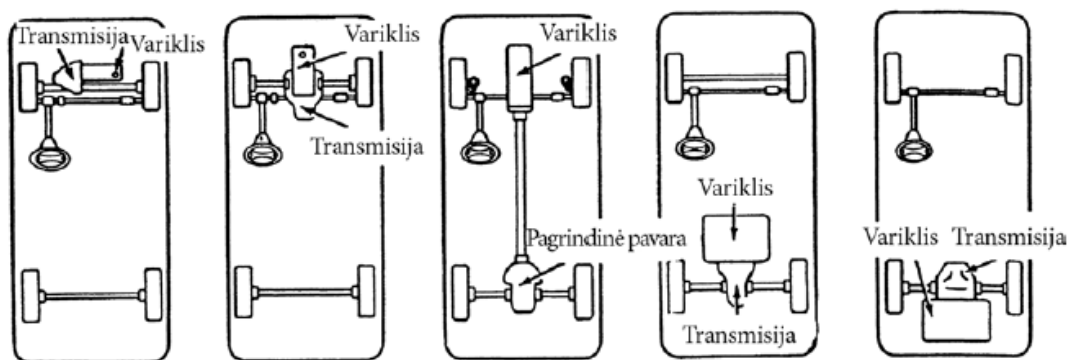
- su galiniais varančiaisiais ratais;
- su priekiniais varančiaisiais ratais;
- su visais varančiaisiais ratais.

Klasikinėje schemoje variklis, sankaba ir pavarų dėžė išdėstyti automobilio priekinėje dalyje, o galiniam varančiajam tiltui sukimo momentas perduodamas kardanine pavara. Tokia automobilio komponavimo schema turi šiuos trūkumus [1]:

1. Pablogėja automobilio salono komponavimas;
2. Padidėja automobilio masė ir ilgis;
3. Pablogėja nevisiškai pakrauto automobilio valdymas slidžiame kelyje;
4. sudėtinga pagrindinės pavaros konstrukcija.

Šios schemos privalumai [1]:

1. Maksimaliai pakrovus automobilį, tolygiai paskirstoma automobilio tiltų apkrova;
2. Paprastesnė priekinio tilto konstrukcija;
3. Geras variklio aušinimas.



1.2 pav. Lengvojo automobilio transmisijos komponavimo tipai [1]

Automobilio su priekiniais varančiaisiais ratais variklis, sankaba, pavarų dėžė, pagrindinė pavara su diferencialu yra automobilio priekinėje dalyje. Variklis gali būti įrengtas išilgai arba skersai automobilio išilginės ašies. Ši automobilio komponavimo schema yra labiau paplitusi ir turi šiuos privalumus [1]:

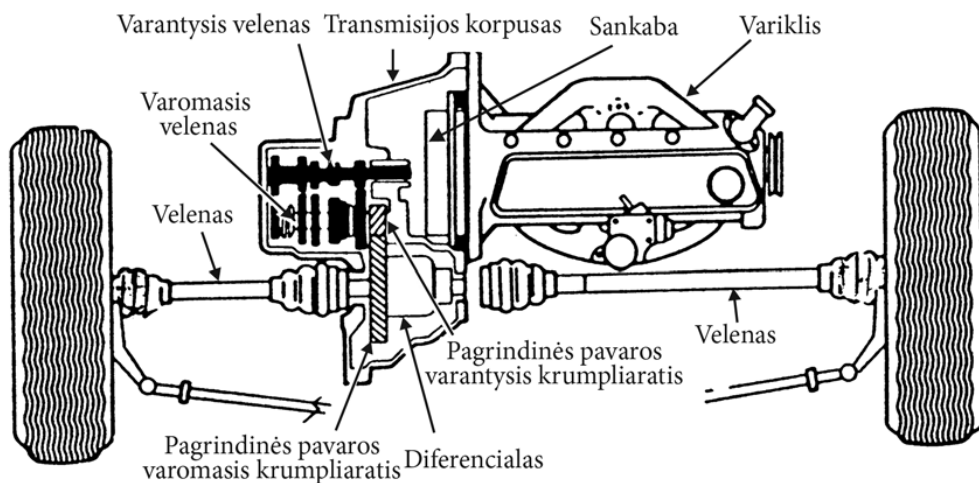
1. Geresnis automobilio valdymas;
2. Geresnis pravažumas;
3. Geresnis salono komponavimas;
4. Apkrova tolygiai paskirstoma į tiltus, kai automobilis maksimaliai pakrautas;
5. Geras variklio aušinimas.

Tačiau yra ir trūkumų [1]:

1. Sudėtinga priekinio tilto konstrukcija;
2. Labiau dyla priekinės padangos;
3. Sunkiau vairuoti, jei nėra vairo stiprintuvo.

Kai variklis, sankaba, pavarų dėžė, pagrindinė pavara su diferencialu yra automobilio galinėje dalyje, įrengti išilgai arba skersai automobilio išilginės ašies, varantysis tiltas – galinis. Ši schema nėra labai paplitusi dėl blogesnio automobilio stovumo, sudėtingos pavarų dėžės valdymo sistemos, mažo bagažinės tūrio [1].

Optimali automobilio komponavimo schema tokia: variklis įrengtas automobilio priekyje, skersai automobilio išilginės ašies, ir yra dešinėje pusėje (1.3 pav.). Tokiu atveju variklis, pavarų dėžės krumpliaračiai ir automobilio ratai sukasi viena kryptimi [1].



1.3 pav. Varantysis priekinis tiltas [1]

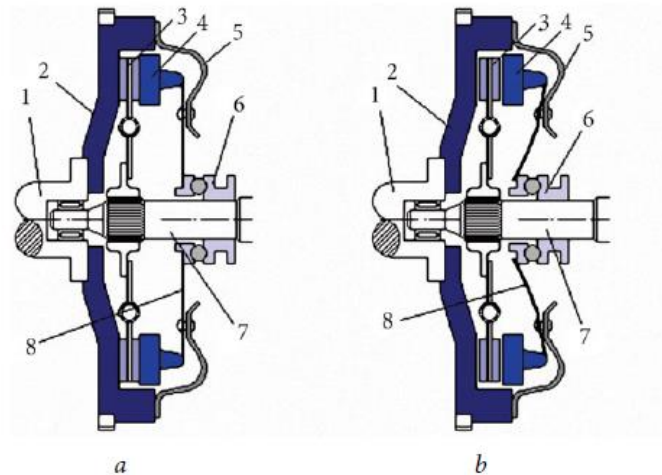
Didesnio pravažumo automobiliams (visureigiams, vilkikams, specialios paskirties, kariniams) naudojamos transmisijos su dviem, trimis ir net keturiais varančiaisiais tiltais, kuriuose neretai yra diferencialo blokavimo mechanizmai. Lengviesiems visureigiams diferencialams būna naudojamos specialios sankabos – Visco movos. Šio tipo transmisijoje sukamasis momentas gali būti perduodamas abiem tiltams nuolatos (neatjungiant priekinio tilto) ir sudaroma galimybė važiuoti su galiniu varančiuoju tiltu laikinai išjungus priekinį. Krovinių visureigių pravažumui pagerinti taikomi išorinio kabinimo ratų reduktoriai, kurie padidina prošvaisą ir sumažina ratų buksavimą. Važiuojant keliais su kieta kelio danga, priekinis tiltas turi būti išjungtas, nes gerokai didėja transmisijos mechanizmus veikiančios apkrovos ir degalų sąnaudos dėl nevienodo ratų skersmens (nevienodai nudilęs padangų protektorius, skirtingas slėgis padangose, nevienoda ratų apkrova ir kelio nelygumai). Važiuojant gruntkeliais, kai labai blogas ratų sukibimas su kelio danga, galimas diferencialo arba visų ratų blokavimas. Ratų blokavimą rekomenduojama įjungti automobiliui judant normaliu režimu, tačiau draudžiama, kai ratai buksuoja [2].

1.2 Sankaba

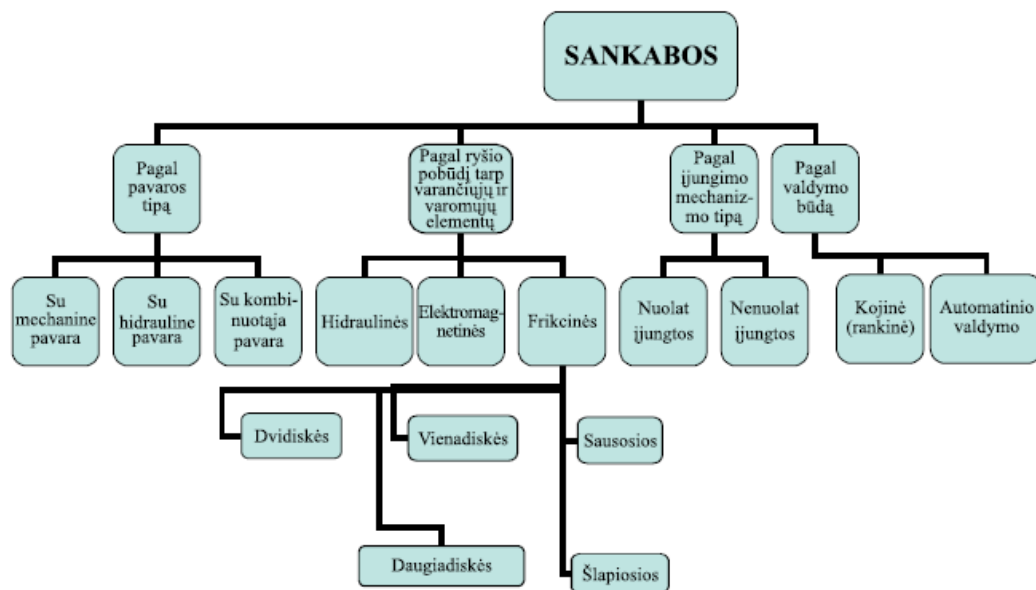
Sankabomis laikomi tokie mechanizmai, kuriuose sukamasis momentas perduodamas arba ir keičiamas jo dydis, vykstant mechaninei trinčiai tarp detalių paviršių, skysčių dinamikai ir vidinei trinčiai arba elektromagnetinių laukų sąveikai. Sankabų paskirtis – trumpam arba ilgam laikui atjungti transmisiją nuo variklio ir sklandžiai juos sujungti. Dėl sankabos veikiantis variklis sklandžiai sujungiamas su transmisija, o tai leidžia automobiliui lėtai pajudėti iš vietos. Sankaba slopina sukamuosius švytavimus (atsirandančius dėl netolygaus variklio alkūninio veleno sukimosi) ir saugo transmisiją, kad nesulūžtų, kai perduodamas labai didelis sukimo momentas (pvz., tempiant sunkią priekabą) – tada sankaba praslysta. Automobiliuose tarp variklio ir transmisijos įrengiamos išjungiamosios sankabos [2] (1.4 pav.).

Sankabą sudaro [2]:

- sankabos diskas su frikciniais antdėklais;
- spaudimo diskas, spaudžiamoji spyruoklė, sankabos gaubtas;
- išjungimo guolis.



1.4 pav. Sankabos įrengimas tarp variklio ir dėžės [2]: a – sankaba įjungta; b – sankaba išjungta; 1 – alkūninis velenas; 2 – smagratis; 3 – sankabos diskas; 4 – spaudimo diskas; 5 – sankabos gaubtas; 6 – išjungimo guolis; 7 – varomasis velenas; 8 – spaudžiamoji spyruoklė



1.5 pav. Sankabų klasifikacija [2]

Sankaba laikoma įjungta, kai ji sukimo momentą nuo variklio perduoda pavarų dėžei (automobilis važiuoja). Sankaba išjungta, kai nuspaustas sankabos pedalas, sukimo momentas neperduodamas (automobilis stovi). Sankabų klasifikacija parodyta 1.4 paveiksle. Pagal ryšio

tarp varančiųjų ir varomųjų elementų pobūdį sankabos skirstomos į frikcines, hidraulines ir elektromagnetines [2].

1.3 Pavarų dėžės

Pavarų dėžė leidžia keisti variklio perduodamo momento dydį varantiems ratams, atjungti variklį nuo transmisijos, kai automobilis stovi, ir važiuoti atbuline eiga. Pavarų dėžė – tai mechanizmas, kuriame galima sukabinti krumpliaračius ir šitaip gauti skirtingus perdavimo skaičius – laiptus [1].

Pavarų dėžė turi išnaudoti variklio galimybes – užtikrinti optimalias automobilio traukos, greičio ir degalų sąnaudų savybes. Ji turi turėti aukštą naudingumo koeficientą ir tyliai veikti. Pavaros turi būti perjungiamos lengvai ir tyliai [1].

Pagal konstrukciją ir veikimo principą pavarų dėžės klasifikuojamos [1]:

Belaiptės:

- mechaninės;
- hidraulinės;
- elektrinės.

Laiptinės:

- su nejudančiais velenais (dviejų, trijų ir daugiau velenų);
- planetinės;
- kombinuotosios;
- 3 laiptų (pavarų);
- 4 laiptų (pavarų);
- 5 laiptų (pavarų);
- daugialaiptės (daug pavarų).

Kombinuotosios:

- hidromechaninės;

- elektromechaninės.

Pavarų dėžėje sukimo momento dydį galima keisti, keičiant krumpliarčių poras. Vienas krumpliarčių poros krumpliaratis, sukantis kitą, vadinamas varančiuoju. Krumpliaratis, kuris yra sukamas varančiojo, vadinamas varomuoju. Varantysis krumpliaratis žymimas indeksais 1; 3 arba 5 ir t. t., o varomasis krumpliaratis žymimas indeksais 2; 4 arba 6 ir t. t. [1].

1.3.1 Krumpliaratinės pavarų dėžės

Dviejų velenų, 4–5 pavarų dėžės dažniausiai naudojamos lengvuosiuose automobiliuose su priekiniu varančiuoju tiltu ir automobiliuose su galiniu varančiuoju tiltu, kai variklis yra automobilio gale. Šių pavarų dėžių aukščiausia pavara dažniausiai greitinančioji. Trijų velenų pavarų dėžės naudojamos lengvuosiuose automobiliuose, pagamintuose pagal klasikinę schemą, t. y. kai variklis yra priekyje, o varo galiniai ratai. Jos taip pat naudojamos mažos ir vidutinės keliamosios galios sunkvežimiuose bei autobusuose. Šiuolaikiniuose lengvuosiuose automobiliuose naudojamos pavarų dėžės, turinčios ne mažiau kaip 5 pavaras [3].

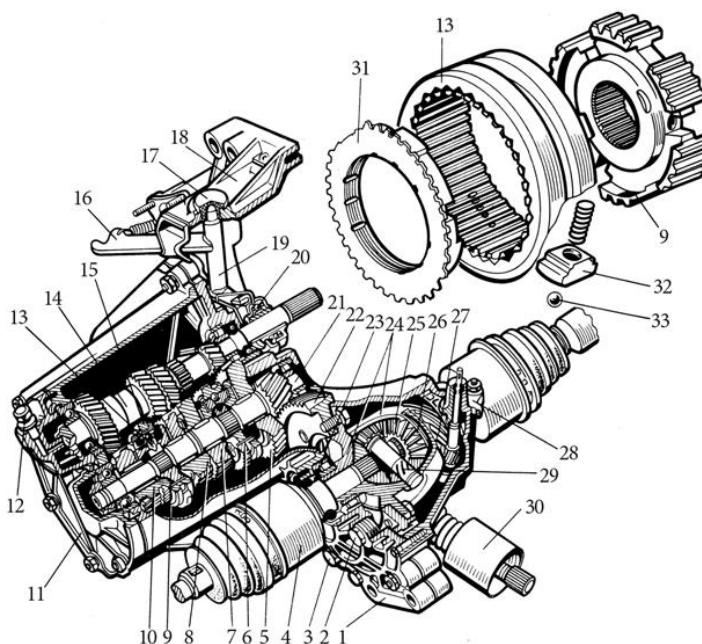
Dviejų velenų (1.6 pav.) pavarų dėžės montuojamos prie variklio kartu su sankabos karteriu, pagrindine pavara ir diferencialu. Jei pavarų dėžė įstatoma prie skersai sumontuoto variklio, naudojama cilindrinė pagrindinė pavara, kurios varantysis krumpliaratis pagamintas išvien su antriniu vėliu. Dviejų velenų pavarų dėžėse sukimo momentas perduodamas viena krumpliarčių pora, kurios perdavimo skaičius turėtų būti ne didesnis kaip 4. Antraip labai padidėja pavarų dėžė ir triukšmas, veikiant varikliui. Krumpliarčių poros, kuriose perdavimo skaičius lygus vienetui – nenaudojamos [3].

Dviejų velenų pavarų dėžės pagrindiniai privalumai [3]:

- paprasta konstrukcija;
- maža masė;
- didelis tarpinių pavarų naudingumo koeficientas.

Trijų velenų pavarų dėžėse būna tiesioginė pavara (kai perdavimo skaičius artimas arba lygus 1), kuria daugiausia važiuoja automobilis. Važiuojant tiesiogine pavara ši pavarų dėžė

veikia labai tyliai ir turi aukščiausią naudingumo koeficientą, palyginti su dviejų velenų pavarų dėže. Kitose pavarose sukimo momentas perduodamas dviem krumpliaračių poromis. Dėl to gaunamas mažesnis naudingumo koeficientas. Aukščiausios pavaros perdavimo skaičius būna greitinantysis [3].



1.6 pav. Lengvojo automobilio dviejų velenų pavarų dėžė [3]: 1 – karteris; 2 – alyvos įpylimo ir reguliavimo varžtas; 3 – alyvos išleidimo varžtas; 4 – kairės pusės velenas; 5 – I pavaros krumpliaratis; 6 – I, II ir atbulinės pavarų sinchronizatoriaus mova; 7 – II pavaros krumpliaratis; 8 – III pavaros krumpliaratis; 9 – III ir IV pavarų sinchronizatoriaus mova; 10 – V pavaros krumpliaratis; 11 – galinis dangtelis; 12 – alsuoklis; 13 – slankioji mova; 14 – pirminis velenas; 15 – šakutė; 16 – sankabos išjungimo svirtis; 17 – įvorė; 18 – sankabos karteris; 19 – sankabos išjungimo šakutė; 20 – sankabos išjungimo guolis; 21 – antrinis velenas; 22 – pagrindinės pavaros krumpliaratis; 23 – guolis; 24 – diferencialo dėžutė; 25 – palydovas; 26 – pusašio krumpliaratis; 27 – spidometro krumpliaratis; 28 – spidometro ašis; 29 – palydovų ašis; 30 – apsauginis gaubtas; 31 – blokavimo žiedas; 32 – fiksatorius; 33 – fiksatoriaus rutuliukas.

Nuo sankabos sukimo momentas perduodamas pavarų dėžės varančiajam (pirminiam) velenui, kuris per krumpliaračių porą yra nuolat susikabinęs su tarpiniu velenu. Tarpinio veleno krumpliaračiai yra nuolat susikabinę su varomojo (antrinio) veleno krumpliaračiais. Nuolatinio sujungimo varomojo veleno krumpliaračiai lengvai sukasi ant veleno. Tarpinis velenas gaminamas išvien su krumpliaračiais [3].

Vis dažniau automobiliuose su priekiniais varomaisiais ratais yra naudojamos trijų velenų, šešių pavarų dėžės[3].

Daugiavelenės pavarų dėžės naudojamos vilkikuose. Tai 5 – 6 pavarų, trijų velenų pavarų dėžės su įmontuotu ar sutapatintu papildomu reduktoriumi. Reduktorius gali būti greitinantysis arba lėtinantysis. Greitinantysis reduktorius, kitaip vadinamas dalytuvu, įtaisomas prieš pavarų dėžę. Dažniausiai dalytuvas turi 2 pavaras – tiesioginę ir greitinančiąją. Jis padidina pavarų skaičių du kartus [3].

Laiptinėse pavarų dėžėse pavaros dažniausiai perjungiamos rankiniu būdu. Senuose automobiliuose pavaros buvo perjungiamos rankiniu būdu perstumiant ir sujungiant skirtingo skersmens krumpliaračius. Šiuolaikiniuose automobiliuose naudojamos pavarų dėžės su perjungimo movomis [3].

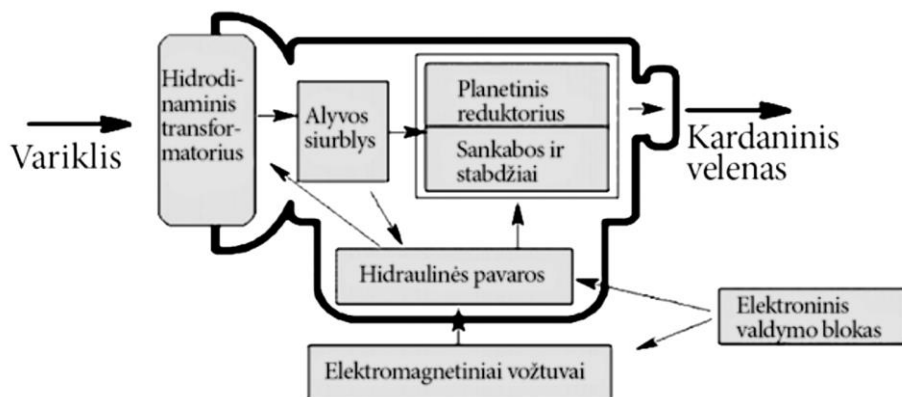
Pavaroms perjungti įtaisomas pavarų jungimo mechanizmas. Jį sudaro svirtis, ašys, šakutės, fiksatoriai, užraktai ir atbulinės eigos blokavimo mechanizmas. Pakreipiant svirtį į šonus, parenkama atitinkama šakutės ašis, pastūmus ją pirmyn arba atgal, įjungiama pvara. Viena pavarų perjungimo šakute galima jungti dvi pavaras. Fiksatorius laiko ašį ir movą neutralioje padėtyje, važiuojant jis neleidžia išsijungti pavarai. Pastačius svirtį ties viena ašimi, kitų dviejų ašių neleidžia perstumti blokavimo kaišteliai. Daugelyje automobilių pavarų perjungimo svirtis įtaisyta pavarų dėžės korpuse, kituose įtaisytas nuotolinis perjungimo mechanizmas [3].

1.3.2 Automatinės (planetinės) pavarų dėžės

Automobilį su automatinio pavarų jungimu lengviau valdyti, vairuotojas daugiau dėmesio gali skirti eismo saugumui. Tačiau automatinis pavarų dėžių valdymas yra sudėtingas, brangus ir ne toks ekonomiškas kaip mechaninis. Automatinę laiptinę transmisiją sudaro hidrodinaminis transformatorius ir planetinė pavarų dėžė (1.7 pav.). Hidrodinaminis transformatorius veikia kaip sankaba ir sukimo momento transformatorius [1].

Automatinę planetinę pavarų dėžę sudaro planetinis reduktorius, valdomas sankabomis ir stabdžiais, hidraulinė arba elektrohidraulinė valdymo pvara. Planetinio reduktoriaus pavadinimas susijęs su planetinių krumpliaračių judėjimu. Jie juda aplink centrinį krumpliaračį kaip planetos aplink Saulę. Planetinio reduktoriaus perdavimo skaičiai ir įvairios sukimosi

kryptys priklauso nuo to, sukasi ar yra sustabdytas centrinis krumpliaratis arba vedlys. Sujungus du elementus, užblokuojamas planetinis reduktorius, t. y. gaunama tiesioginė pavara [1].

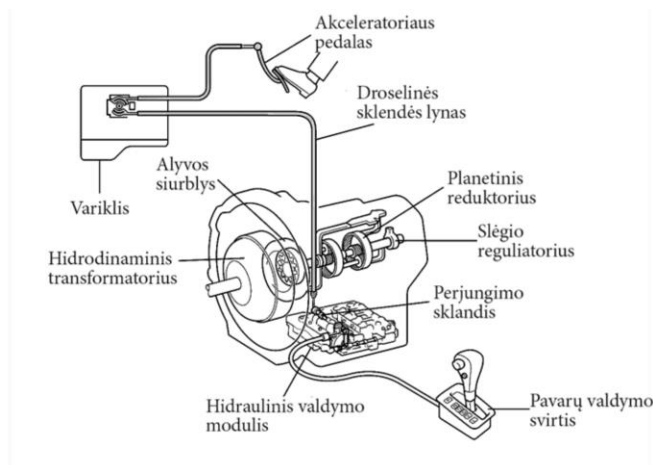


1.7 Automatinės pavarų dėžės pagrindiniai elementai [1]

Planetinės pavaros pirmą kartą buvo panaudotos 1906 m. „Cadillac“ gamintojų. Tačiau dėl netobulos konstrukcijos jos buvo užmirštos ir vėl pradėtos naudoti 1930 m. GMC. Automobiliuose naudojamos trijų ir keturių pavarų automatinės pavarų dėžės. Ketvirtoji pavara yra aukštinanti, o tai leido taupyti degalus važiuojant greitkeliais. Apie 1995 metus buvo sukurtos penkių pavarų dėžės. Tai pagerino dinamines automobilio įsibėgėjimo savybes. Šiuo metu gaminamos šešių – aštuonių pavarų automatinės dėžės lengviesiems automobiliams [1].

Seniau gamintose automatinėse pavarų dėžėse, kurios valdomos hidrauline pavara, nėra elektroninio valdymo bloko ir elektromagnetinių vožtuvų (1.8 pav.). Čia pavarų perjungimo momentas nustatomas akceleratoriaus pedalo vožtuvu, pavarų dėžės antrinio veleno sukimosi greičiu bei mišinio išretėjimu variklio įsiurbimo kolektoriuje. Pavarų dėžėje įtaisyta diafragminė kamera sujungta su variklio įsiurbimo kolektoriumi. Jos diafragma sujungta su sklandžiu, kuris hidraulinėje valdymo sistemoje reguliuoja droselinį alyvos slėgį [1].

Ant planetinės pavarų dėžės antrinio veleno užmontas išcentrinis reguliatorius. Jis valdo alyvos slėgį hidraulinėje sistemoje. Kuo greičiau važiuoja automobilis, tuo didesnis alyvos slėgis. Didesnis alyvos slėgis įjungia aukštesnę pavarą. Atsižvelgiant į droselinės sklendės padėtį ir automobilio važiavimo greitį, automatiškai jungiamos aukštesnės arba žemesnės pavaros [1].



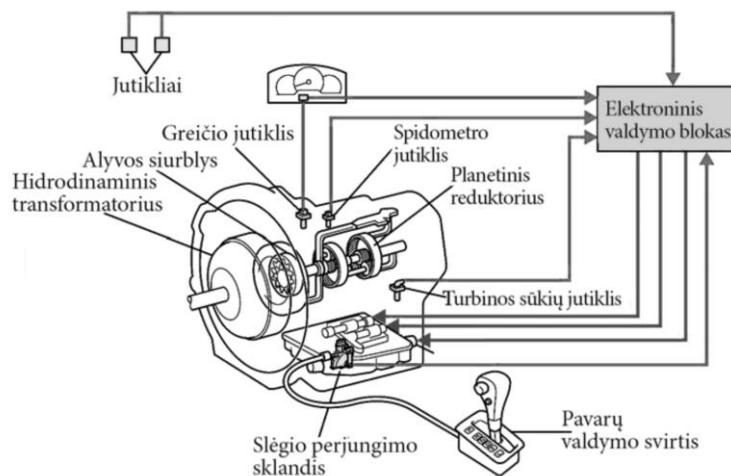
1.8 pav. Automatinės pavarų dėžės hidraulinis valdymas [1]

Šiuolaikiniuose automobiliuose naudojamas elektrohidraulinis valdymas (1.9 pav.). Jo privalumai: įmanoma panaudoti kelias pavarų perjungimo programas (pvz. sportinis, ekonominis ar žieminis režimas); tolygiai jungiamos pavaros; galima pritaikyti įvairių tipų automobiliams; gedimų nustatymo galimybė. Pavarų perjungimo programos leidžia reguliuoti automobilio valdymą, jos įvertina automobilio pagreitį, stabdžių pedalo judėjimo greitį, degalų tiekimą. Tai leidžia parinkti tinkamą pavarą reikiamu momentu [1].

Hidraulinė sistema sudaryta iš alyvos siurblio, pavarų perjungimo sklandžių, tam tikro skaičiaus elektromagnetinių vožtuvų ir valdymo sklandžių slėgiui reguliuoti. Automatinėje transmisijoje pavaros perjungiamos naudojant šiuos elementus [1]:

- hidraulinės daugiadiskės sankabas;
- vienakryptes movas.

Daugiadiskių sankabų paskirtis – automatinių pavarų dėžių krumpliaračių (planetinių reduktorių) valdymas, t. y. jų stabdymas arba sukimo momento perdavimas. Pagal tai daugiadiskės sankabos skirstomos į stabdžių ir pavaros. Stabdžių daugiadiskės sankabos būna sujungtos su pavarų dėžės korpusu. Jų paskirtis – perduoti sukimo momentą atitinkamai sujungtai pavarai arba jį nutraukti. Daugiadiskė sankaba įsijungia tuomet, kai į jos valdymo cilindą tiekama alyva. Valdymo cilindą sujungus su grįžtąja alyvos linija, lėkštinės spyruoklės stumia stūmoklį atgal ir išjungia sankabą [1].



1.9 pav. Elektrohidraulinis valdymas [1]

Lengvųjų automobilių automatinės pavarų dėžės sudaro hidrotransformatorius, planetinis laiptinio perjungimo reduktorius ir frikciniai įrenginiai (stabdžių juostos arba diskai, daugiadiskės sankabos ir movos) bei jų hidraulinės pavaros. Dėžės viduje sumontuotas ir hidraulinis siurblys, palaikantis reikiamą slėgį hidrauliniame transformatoriuje, maitinantis hidraulinę valdymo ir tepimo sistemas [1].

Automatinį pavarų perjungimą atlieka elektrohidraulinio valdymo blokas, kuris sumontuotas planetinio reduktoriaus apačioje. Elektrohidraulinio valdymo bloko elektromagnetinius vožtuvus valdo elektroninio valdymo bloko elektriniai signalai [1].

Elektroninio valdymo bloko įėjimo signalai, kurių visuma formuoja elektromagnetinių vožtuvų veiksmų (perjungimų) seką, yra šie [4]:

- vidaus degimo variklio alkūninio veleno sukimosi dažnis (iš alkūninio veleno greičio jutiklio);
- automatinės pavarų dėžės antrinio (išėjimo) veleno sukimosi dažnis arba automobilio judėjimo greitis (iš ratų greičio jutiklio);
- droselinės sklendės padėtis ir jos poslinkio greitis (iš droselinės sklendės padėties jutiklio);
- vidaus degimo variklio apkrova (iš variklio apkrovos jutiklio);
- vidaus degimo variklio temperatūra (iš variklio temperatūros jutiklio);

- automatinės pavarų dėžės alyvos temperatūra (iš automatinės pavarų dėžės alyvos temperatūros jutiklio);
- automatinės pavarų dėžės pavarų valdymo svirties padėtis (iš daugiafunkcio perjungiklio jutiklio);
- programų perjungiklio (jei toks yra) padėtis.

1.4 Varantieji tiltai

Varantieji tiltai sudaryti iš pagrindinės pavaros, diferencialo ir pusašių. Automobilis gali turėti vieną arba kelis varančiuosius tiltus.

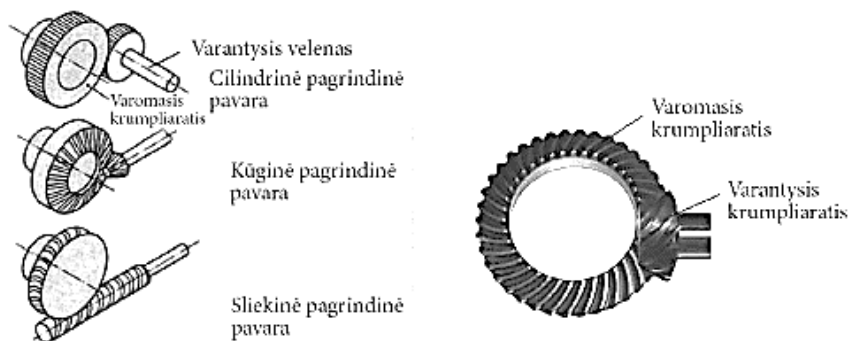
Varančiųjų ratų skaičių nusako ratų formulė, kurią sudaro du skaitmenys: pirmasis rodo, kiek iš viso yra ratų, antrasis – keli ratai varantieji. Pavyzdžiui, triašis automobilis, kurio ratų formulė 6x4, iš viso turi 6 ratus, o iš jų keturi yra varantieji. Kiekviena varančiųjų ratų pora turi savo varantįjį tiltą [2].

1.4.1 Pagrindinės pavaros

Pagrindinė pavara didina pavarų dėžės sukimo momentą ir perduoda jį 90 laipsnių kampų. Pagrindinės pavaros būna viengubos ir dvigubos. Pagrindinė pavara, sudaryta iš vienos krumpliaračių poros, vadinama vienguba, o iš dviejų krumpliaračių porų – dviguba (pastaroji dažniausiai naudojama sunkvežimiuose, kur reikia perduoti didelį sukimo momentą)[4].

Viengubos pagrindinės pavaros gali būti (4.1 pav.) [1]:

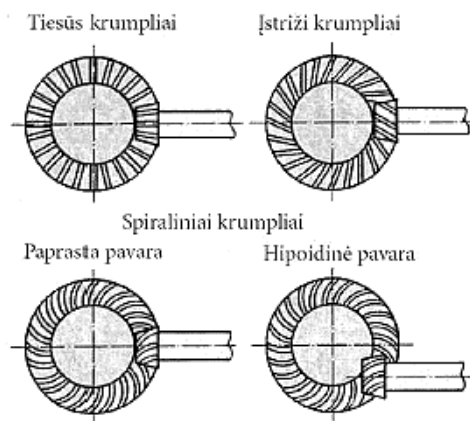
- kūginės;
- cilindrinės;
- sliekinės.



1.10 pav. Pagrindinių pavarų tipai [1]

Viengubą pagrindinę pavarą sudaro: varantysis kūginis krumpliaratis, pagamintas kartu su vėlu, ir varomasis krumpliaratis, įtaisytas ant diferencialo dėžės ir kartu su ja besisukantis kūginiuose guoliuose. Pagal krumplių formą kūginės pavaros skirstomos į (1.11 pav.) [1]:

- tiesiakrumplės;
- spiraliniais krumpliais;
- įstrižakrumplės.



1.11 pav. Pagrindinių pavarų krumpliaratinės pavaros [1]

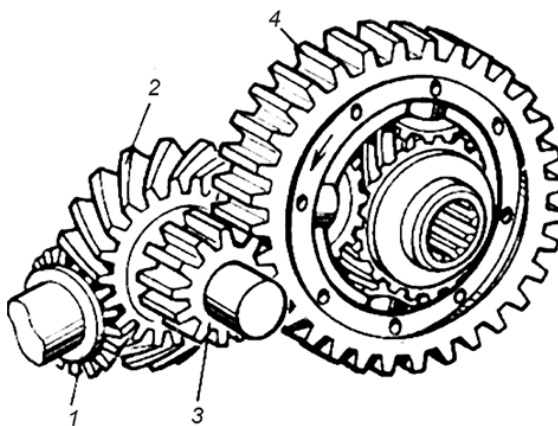
Kūginių krumpliaraičių pora, kai varančiojo ir varomojo krumpliaraičių ašys nesutampa, vadinama hipoidine. Hipoidinės pavaros ilgaamžiškos, veikia lygiai ir be triukšmo. Perduodant sukimo momentą, yra daugiau susikabinusių krumplių, palyginti su kitomis pavaromis. Todėl hipoidinės pavaros gali perduoti didesnę sukimo momentą. Varančiojo krumpliaraičio ašis yra žemiau už varomojo krumpliaraičio ašį, todėl pavarų dėžė ir variklis montuojami žemiau. Tai pažemina automobilio masių centrą ir padidina automobilio pastovumą. Hipoidinių pavarų

krumpliai riedėdami slysta, todėl ši pavara turi būti tepama specialia hipoidine alyva, į kurią pridėta dilimą mažinančių priedų. Be to, hipoidinėse pavarose reikia labai tiksliai reguliuoti guolius ir krumpliaračių sukibimą [1].

Kartais pagrindinės pavaros būna sliekinės, tačiau jų gamyba brangi, sudėtinga sureguliuoti krumpliaračių susikabinimą, mažas naudingumo koeficientas. Jos dažniausiai įrengiamos specialios paskirties automobiliuose, jų didelis perdavimo skaičius (12:1–15:1) [1].

Kai variklis automobilyje įmontuotas skersai, nereikia keisti sukimo momento perdavimo krypties. Tada galima naudoti cilindrinės įstrižakrumplės pavaras. Jos yra pigesnės, lengviau reguliuojamos. Dažniausiai tokios pavaros ir būna pavarų dėžėse. Mažasis varantysis krumpliaratis yra gaminamas išvien su pavarų dėžės antriniu vėliu [1].

Dvigubos pagrindinės pavaros yra skirstomos į centrinės ir atskirtinės. Dviguba pagrindinė centrinė pavara būna viename korpusė (1.12 pav.) [1].



1.12 pav. Dviguba pagrindinė centrinė pavara: pirma krumpliaračių pora [1]: 1 – mažasis varantysis krumpliaratis; 2 – didysis varomasis krumpliaratis; antra krumpliaračių pora: 3 – varantysis krumpliaratis; 4 – varomasis krumpliaratis

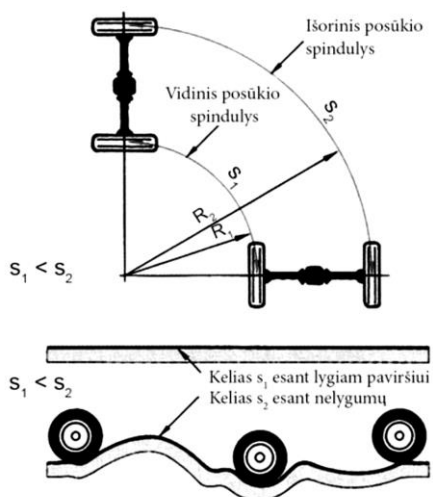
Dviguba pagrindinė atskirtinė pavara sudaryta iš centrinės krumpliaračių poros ir ratų krumpliaračių poros. Šios poros būna skirtinguose korpusuose ir skirtingose vietose. Jos naudojamos didelės keliamosios galios kroviniuose automobiliuose. Atskirtinė dviguba pavara leidžia išdalyti sukimo momentą – taip apsaugomi pusašiai nuo per didelės apkrovos. Pagrindinės dvigubos atskirtinės pavaros trūkumas – sukanč ar užbuksavus automobiliui, labai padidėja krumpliaračių kampiniai greičiai. Todėl reikalinga sudėtingesnė tepimo sistema,

papildomi techniniai sprendimai, mažinantys trintį. Ratų krumpliaračių pora būna planetinė. Planetinis ratų reduktorius yra nedidelis ir turi didelį perdavimo skaičių [1].

Perkrautas varantysis tiltas pažeidžiamas, pvz., netinkamai perjungiant pavaras, prikabinus labai sunkią priekabą. Tuomet galimi guolių bei krumpliaračių gedimai. Alyva turi būti keičiama gamintojo nurodytais intervalais [1].

1.4.2 Diferencialai ir jų blokavimo būdai

Automobiliui važiuojant tiesiu keliu visi ratai per tą patį laiką nurieda vienodą atstumą. Kelio posūkyje išoriniai ratai nurieda didesnę kelią negu vidiniai (1.13 pav.). Lėčiau besisukantis vidinis varantysis ratas prasisuka, todėl smarkiau dyla jo padangos, daugiau eikvojama variklio galios, sunkiau automobilį valdyti posūkyje. Ratai posūkyje neprasisuka, kartu su pagrindine pavara įtaisius diferencialą. Tuomet sukimo momentą varantieji ratai perduoda pusašiai, ir varantieji ratai gali suktis skirtingu greičiu. Skirtingais greičiais varantieji ratai sukasi šiais atvejais: važiuojant nelygumais ir posūkiuose [1].



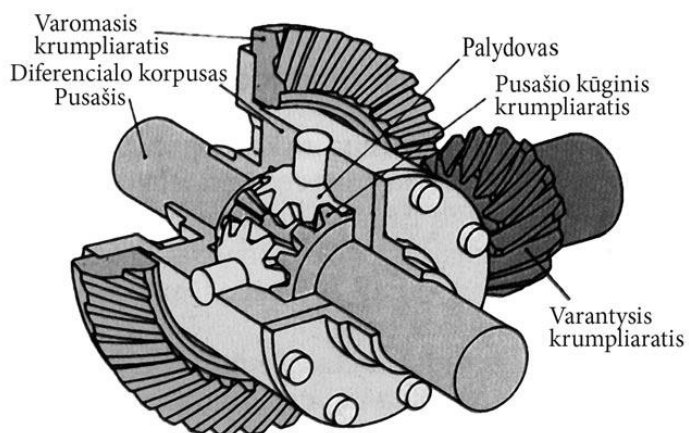
1.13 pav. Skirtingų kelių ilgių posūkyje ir nelygiame kelyje:

S – kelio ilgis; R – posūkio spindulys [1]

Varantysis ratas, riedantis ilgesniuoju keliu, sukasi didesniais sūkliais. Varomasis pagrindinės pavaros krumpliaratis standžiai sujungiamas su diferencialo dėžute varžtais arba kniedėmis (1.14 pav.). Diferencialo dėžutėje ant ašies, vadinamos palydovų ašimi, sukasi krumpliaračiai, vadinami palydovais, susijungę su kairiojo ir dešiniojo ratų pusašių krumpliaračiais. Kartu su pagrindinės pavaros varomuoju krumpliaraičiu sukasi ir diferencialo dėžutė, vadinasi, kartu sukasi ir ašis su palydovais [1].

Važiuojant lygiu keliu tiesiai abu automobilio ratus veikia vienodos pasipriešinimo jėgos, todėl abiejų pusašių krumpliaračių krumplius veikia vienodos jėgos. Palydovai nesisuka apie savo ašis – yra pusiausviri. Vadinasi, visos diferencialo detalės sukasi kaip vienas ištisinis mazgas, taigi ir pusašiai su ratais, sukasi vienodu greičiu [1].

Automobiliui sukant vidinį ratą veikia didesnė kelio pasipriešinimo jėga negu išorinį, todėl pusašio krumpliaraičio, sujungto su vidiniu ratu, krumplius ima veikti didesnė jėga (1.13 pav.). Palydovų pusiausvyra sutrinka, jie pradeda riedėti pusašio krumpliaraičiu, sujungtu su vidiniu ratu. Riedėdami jie kartu sukasi apie savo ašis, didesniu greičiu sukdami antrojo pusašio krumpliaratį. Automobilio vidinio rato sukimosi greitis sumažėja, o išorinio – padidėja, todėl automobilis posūkį įveikia neslystant ratams [1].

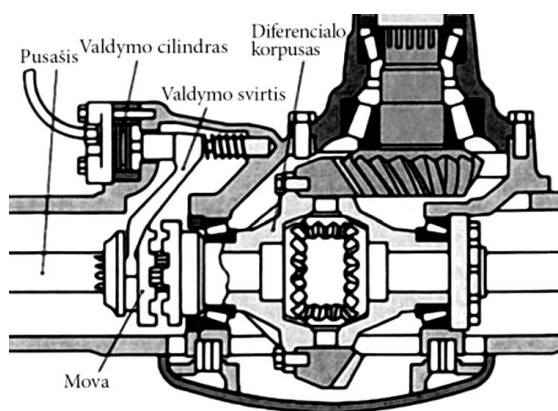


1.14 pav. Diferencialo konstrukcija [1]

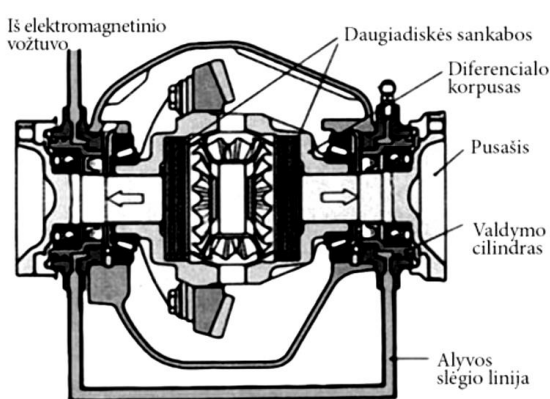
Diferencialas jam perduotą sukimo momentą paskirsto tolygiai abiem vienos ašies varantiems ratams. Tačiau, kartais ši savybė trukdo automobiliui įveikti sunkesnius kelio ruožus. Pavyzdžiui, vienam iš varančiųjų ratų užvažiavus ant slidaus kelio ruožo, antrasis ratas negali perduoti reikiamo sukimo momento [1].

Padidinus variklio perduodamą sukimo momentą, varantysis ratas, stovintis ant slidaus kelio paviršiaus, pradės slysti, o antrasis nepajėgs išjudinti taip įstrigusio automobilio. Jei vienas ratas pradės slysti važiuojant, automobilis gali imti slysti šonu. Kad automobilių traukos savybės būtų geresnės, vietoj paprastų krumpliaratinių diferencialų naudojami didelės trinties užsiblokuojantys diferencialai bei diferencialo blokavimo mechanizmas [1].

Diferencialo blokavimas pagerina jo veikimą esant sudėtingoms važiavimo sąlygoms, kai vienas varantysis ratas praranda sukibimą su paviršiumi ir slysta. Užblokavus diferencialą sukimo momentą galima perduoti geresnes sukibimo sąlygas turinčiam ratui [4].



1.15 pav. Valdomas diferencialo blokavimas [1]



1.16 pav. Automatinis diferencialo blokavimas [1]

Diferencialas yra užblokuojamas tada, kai jo korpusas sujungiamas su vienu pusašių arba abu pusašiai sujungiami (4.6 ir 4.7 pav.). Pagal valdymo būdą blokavimas būna [1]:

- įjungiamas;
- automatinis;
- savaiminis.

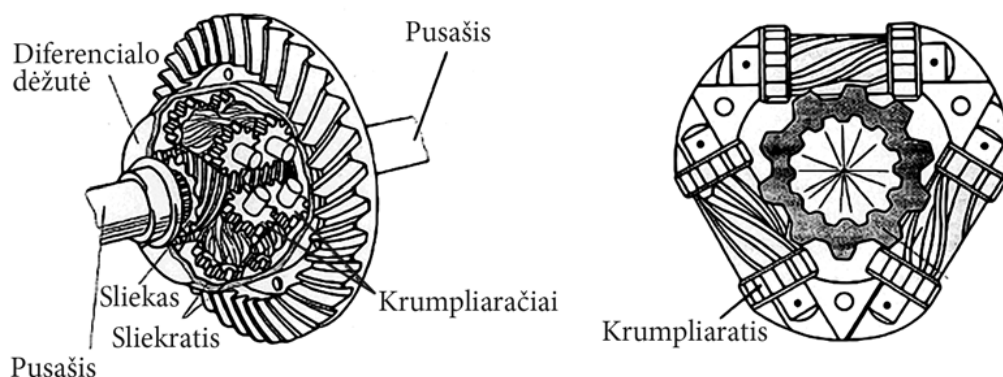
Pusašis su diferencialo korpusu gali būti sujungiamas movomis arba daugiadiskėmis sankabomis.

Blokavimas mova galimas tik esant nedideliam sukimosi dažnių skirtumui. Pagerėjus važiavimo sąlygoms, blokavimas turi būti tuoj pat išjungtas. Blokavimas mova dažniausiai naudojamas kroviniuose automobiliuose [3].

Naudojant automatinį diferencialo blokavimą, pusašis su diferencialo korpusu sujungiamas daugiadiske sankaba (1.16 pav.). Reikalinga hidraulinė spaudimo jėga. Radialinis siurblys tiekia alyvą į hidraulinį akumuliatorių, kuriame palaikomas reikiamas slėgis. Elektroninis valdymo blokas gauna signalus iš daviklių, priklausančių ABS valdymo sistemai. Automatinis diferencialo blokavimo mechanizmas išsijungia automobiliui viršijus 30 km/h greitį bei stabdant ir nekliudomai leidžia veikti ABS valdymo sistemai. Diferencialo blokavimo dydis gali siekti iki 100% [1].

Automatiškai užsiblokuojantys diferencialai dažniausiai naudojami sportiniuose automobiliuose (blokavimo dydis nuo 50 iki 70 %). Blokavimo dydis 50 % reiškia, jog diferencialas užblokuojamas taip, kad ratų sukimo momentų skirtumas bus 50 % [4].

Sliekiniuose diferencialuose („Torsen“ tipo) sukimo momentas perduodamas ir paskirstomas pusašiams naudojant sliekines pavaras (1.16 pav.). Sliekiniai diferencialai naudojami kaip tarpratiniai ir tarpašiniai [1].



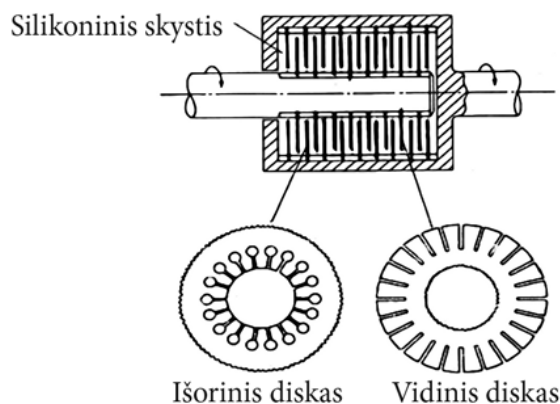
1.17 pav. Savaime užsiblokuojantis „Torsen“ diferencialas [1]

Sukimo momentas nuo diferencialo korpuso perduodamas sliekinių krumpliaračių ašims ir sliekiniams krumpliaračiams. Kiekviena gretimų sliekinių krumpliaračių pora sujungta cilindriniais krumpliaračiais. Perduodant vienodus sukimo momentus abiem ratams sliekiniai krumpliaračiai nesisuka apie savo ašis. Ratams sukantis skirtingais sūkliais ima suktis sliekiniai krumpliaračiai. Tuomet, tarp slieko ir sliekinių krumpliaračių pradeda veikti trinties jėgos. Jų dydis priklauso nuo sraigto žingsnio. Posūkyje trinties jėgos nėra didelės; didėjant ratų sukimosi dažnio skirtumui didėja ir trinties jėgos. Sliekinių diferencialų blokavimo dydis būna apie 60 % [1].

Automobiliuose su visais varančiaisiais ratais yra įrengiamas tarpuašinis diferencialas. Šis diferencialas leidžia varančiųjų tiltų ratams sukis skirtingu greičiu. Toks automobilis turi tris diferencialus. Juo galima važiuoti neatjungus vieno iš varančiųjų tiltų [1].

Kai kuriuose automobiliuose su visais varančiaisiais ratais vietoje tarpuašinio diferencialo pradėta naudoti klampioji mova. Tai daugiadiskė sankabėlė, pripildyta klampaus silikoninio skysčio [1].

Vieni sankabos diskai pagaminti su skylutėmis, o kiti – su įpjovomis (1.17 pav.). Diskai suspausti taip, kad perduotų apie 25 % sukimo momento, einančio nuo skirstymo dėžės. Kai kinematinis greičių nesutapimas tarp priekinių ir galinių varančiųjų ratų nedidelis, mova šiek tiek praslysta ir leidžia priekinių ir galinių tiltų ratams sukis skirtingu greičiu. Užvažiavus ant slidaus kelio priekiniai ratai pradeda slysti. Klampiosios movos diskai taip pat pradeda slysti ir kaisti. Kai silikoninio skysčio klampa padidėja, mova galiniams varantiesiems ratams perduoda didelį sukimo momentą.



1.18 pav. Klampioji mova [1]

Movos diskams slystant, silikoninio skysčio klampa padidėja per 0,2 sekundės. Tokia klampioji mova dažniausiai įtaisoma kardaninio veleno gale. Kartais ji naudojama tarpuašiniam diferencialui blokuoti [1].

Teorinėje dalyje aptarti transmisijos tipai, automobilių komponuotės, pavarų dėžės. Apžvelgta varančiųjų tiltų konstrukcija, diferencialo ir pagrindinės perdavimo poros funkcija.

2. TYRIMŲ METODIKA

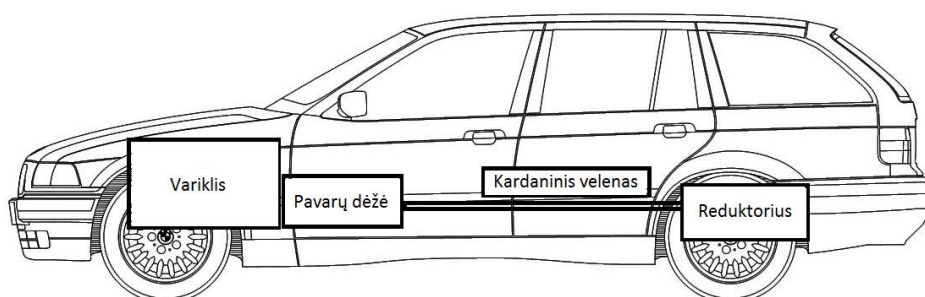
Susipažinus su tyrimo teorine dalimi, darbe bus atlikti praktiniai bandymai. Šiame skyriuje pristatytas tyrimams pasirinktas lengvasis automobilis ir bandymų vieta. Eksperimento metu bus atliekami 4 perdavimo porų greitėjimo ir maksimalaus greičio tyrimai. Taip pat eksperimentiniu būdu prie užduotų sąlygų bus nustatyti darbiniai variklio sūčiai su kiekviena diferencialo perdavimo pora.

Tiksliems matavimų rezultatams nustatyti naudojama „DL 1“ duomenų registravimo sistema su GPS imtuvu ir akselerometru.. Duomenys bus apdorojami naudojant specialią programinę įrangą „Analysis V8“.

2.1 Tiriamojo automobilio charakteristikos

Bandymams atlikti pasirinktas lengvasis automobilis „BMW E36 318is“. Būtent šis automobilis pasirinktas todėl, kad yra vis dar pakankamai populiarus, lengvai modifikuojamas ir lengva rasti atsarginių dalių. Galima išskirti pagrindinę priežastį – platus reduktorių pasirinkimas, pritaikomas perdavimo porų skaičius svyruoja nuo 2.79 : 1 iki 4.10 : 1.

Naudotas automobilis buvo pagamintas 1992 m., universalio kūbulu, klasikinės komponuotės t.y variklis ir pavarų dėžė priekyje, o varantieji ratai – galiniai. Įmontuotas benzininis keturių cilindrų variklis, 1796 cm³ darbinio tūrio, turintis 140 AG (103 kW) prie 6000 aps/min. ir 175 Nm prie 4500 aps/min. Sukamąjį momentą galiniams ratams perduoda 5 laipsnių mechaninė pavarų dėžė. Gamintojo nurodomas maksimalus greitis – 213 km/h. Kėbulo bendrasis svoris – 1355 kg.



2.1 pav. Automobilio komponuotė [5]

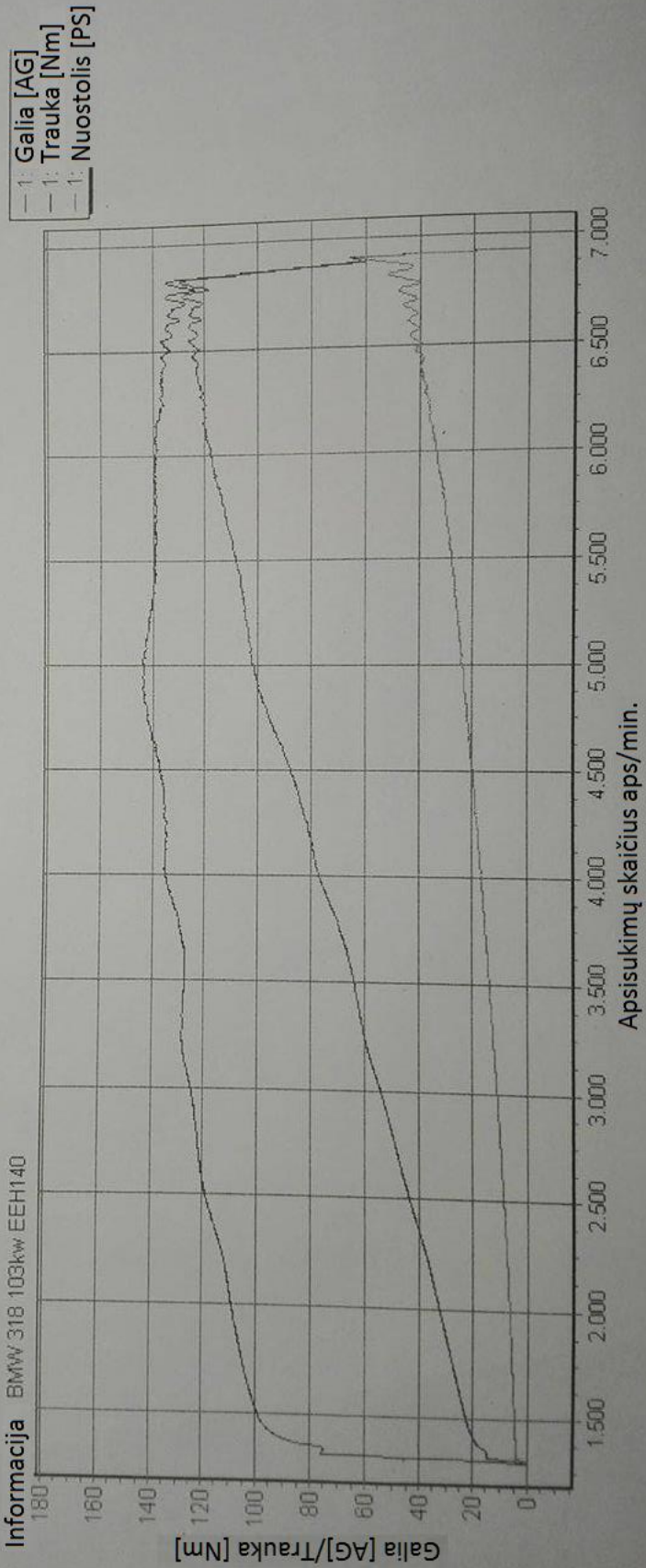
Norint gauti kiek įmanoma tikslesnius bandymų rezultatus, automobilio galia buvo išmatuota traukos stende (2.2 pav.).

Gauti matavimų rezultatai parodė, kad dabar automobilis turi 131 AG ir 145 Nm. Tad matyti, jog per 24 eksploatacijos metus buvo prarastos 9 AG ir 30 Nm.

Nors gamintojas pateikia maksimalų 213 km/h greitį, bandymo metu buvo pasiekti 233 km/h. Tačiau, šis greitis buvo pasiektas galios matavimo stende, kuomet nebuvo oro pasipriešinimo.

VIMOTA CHIP TUNING Taikos pr.94A 4 korpusas , Kaunas, LT tel.867474448 2016.04.16
 Bank1: Pmax= 131 (6799) Nmax= 145 (5007) t1

Informacija BMW 318 103kw EEH140



2.2 pav. Automobilio „BMW E36 318is“ variklio galios kreivė

Automobilis „BMW E36“ gali būti komplektuojamas su tokio perdavimo reduktoriais [6]:

1 lentelė. Reduktorių perdavimo porų santykiai

Benzininiu varikliu ir mechanine pavarų dėže		Dyzelininiu varikliu ir mechanine pavarų dėže	
316i	3.38	318tds	2.79
318i	3.45	325td	2.56
318is	3.45	325tds	2.56
320i	3.45		
323i	2.93		
325i	3.15		
328i	2.93		
M3	3.23		
Benzininiu varikliu ir automatine pavarų dėže		Dyzelininiu varikliu ir automatine pavarų dėže	
316iA	4.10	325tdA	3.23
318iA	4.10		
318isA	4.10		
323iA	3.91		
325iA	3.91		
328iA	3.91		

„BMW E36 318is“ mechaninės pavarų dėžės perdavimai:

2 lentelė. Mechaninės pavarų dėžės perdavimų santykiai

1	4.23
2	2.52
3	1.66
4	1.22
5	1.00
R	4.04

2.2 Tyrimo vieta

Norint atlikti lengvojo automobilio pagreičio ir greičio priklausomybių nuo perdavimo poros tyrimus reikia, ypatingai didelių ir geros dangos erdvių. Eksperimentiniams tyrimams atlikti buvo pasirinktas Kėdainių oro uosto pakilimo takas. Takas yra pakankamai lygus, jo ilgis siekia apie 2 kilometrus. Taip pat ši vieta retai lankoma vietinių gyventojų, tad tai pakankamai saugi bandymų teritorija.



2.3 pav. Kėdainių oro uosto pakilimo takas

2.3 Matavimo įranga

Automobilį veikiančios jėgos bus matuojamos specialia „DL 1“ duomenų registravimo sistema (2.4 pav.), kuri įrašinėja duomenis apie transporto priemonę, jai važiuojant. GPS imtuvai ir akselerometrai teikia duomenis apie automobilio greitį, padėtį, laiką ir jį veikiančias jėgas. Ši informacija įrašinėjama į atminties kortelę. Gauti duomenys apdorojami naudojant specialią programinę įrangą „Analysis V8“. Programinės įrangos dėka, gautus rezultatus galima

analizuoti 0.1s tikslumu. Šiame tyrime tokio tikslumo nereikia, duomenys bus pateikiami 0.5 s tikslumu. Gauti rezultatai pateikiami grafike, nes taip lengviau įžvelgti skirtumus.



2.4 pav. GPS duomenų registravimo sistema „DL 1“

2.4 Tiriamosios perdavimo poros

„BMW E36“ automobilio modelyje buvo naudojama didelė variacija diferencialų su skirtingomis perdavimo poromis ir skirtingu praslydimu blokavimu. Kaip jau minėta anksčiau, perdavimo koeficientas gali svyruoti nuo 2.79 iki 4.10, o diferencialas gali būti atviras (praslydimas nėra neblokuojamas) arba blokuotas. Diferencialas gali būti blokuotas nuo 25 iki 50 %. visa tai priklauso nuo automobilio komplektacijos. Norint gauti kiek įmanoma tikslesnius duomenis, tyrimo metu bus naudojami tik atviro tipo diferencialai.

Atviro tipo diferencialai (2.5 pav.) pasižymi prastesniu ratų sukibimu su kelio danga, tačiau blokuoti reduktoriai automobiliuose naudojami kaip papildoma įranga, tad šio tipo reduktoriai sutinkami rečiau ir yra brangesni.

Nors skirtingų pagrindinės perdavimo poros variacijų yra daug, bandymams pasirinktos tik 4. Didesnį porų skaičių tirti nėra tikslo, kadangi skirtumai minimalūs. Bandymams pasirinktos standartinė, didžiausia, mažiausia ir vidutinio perdavimo koeficiento poros.

Automobilio dinamikos pokyčiams įvertinti, pasirinktos šios 4 diferencialo perdavimo poros:

- 2.79:1 – pati „lėčiausia“ pora, gamintojo montuojama į automobilius, turinčius dyzelinius variklius, kurie pasižymi dideliu sukimo momentu.
- 3.15:1 – pora, standartiškai montuojama į galingus, benzininiu varikliu aprūpintus automobilius.
- 3.45:1 – perdavimas, originaliai montuojamas gamintojo į tyrimui naudojamą automobilį „BMW (E36) 318is“.
- 4.10:1 – pora, montuojama į silpnus, benzininį variklį su automatine pavarų dėže turinčius automobilius.

Keičiant šias pagrindines perdavimo poras, automobiliui suteikiamos skirtingos dinaminės savybės.



2.5 pav. Atviro tipo diferencialas

Diferencialus su perdavimo poromis galima pritaikyti ir nuo kitų automobilių. Tokiu būdu perdavimo koeficientas gali kisti nuo 2.56:1 iki 4.44:1. Patys reduktoriai nuo kitų modelių netinka, tinka tik patys diferencialai. Į tiriamąjį automobilį gali būti pritaikyti diferencialai nuo „BMW E28“, „E34“, „E30“, „E32“, „E38“ Deja, tokio tipo darbą gali atlikti tik gerai kvalifikuoti meistrai – reikia tinkamai suveržti guolius ir suvesti dantračių porų tarpelius. Būtent, dėl šios priežasties ir naudojami tik standartiškai į „BMW E36“ montuoti reduktoriai.

3. NATŪRINIAI TYRIMAI

Šiame skyriuje pateikiami 4 diferencialų tyrimų metu gauti rezultatai. Pateikiami kiekvienos perdavimo poros individualūs greitėjimo ir maksimalaus greičio grafikai. Taip pat nustatytos automobilio variklio darbinės apskukos, esant tam tikroms sąlygoms.

3.1 Diferencialas su 2.79:1 perdavimo pora

Diferencialai su 2.79:1 perdavimo pora buvo naudojami tik 4 cilindrų dyzelinius variklius turinčiuose automobiliuose. Šie varikliai nepasižymi labai dideliu sukimo momentu. Todėl reduktoriai su šiuo perdavimu, gaminami tik maži (168 korpusu). Mažas korpusas reiškia, kad dangtelis veržiamas 6 varžtais ir komplektuojamas su 26 mm skersmens pusašiais. Šiame korpuse naudojamas mažesnis diferencialas, ko pasekoje atlaikomos mažesnės apkrovos.



3.1 pav. 2.79:1 perdavimo poros pagreičio kitimo grafikas



3.2 pav. 2.79:1 perdavimo poros maksimalaus greičio kitimo grafikas

Iš grafikuose pateiktų duomenų matome, kad didžiausias pasiektas pagreitis buvo 0.477 G. Deja, automobilis nepasiekė maksimalaus greičio, buvo panaudotos tik 4 pavaros. Didžiausias pasiektas greitis – 175 km/h.

Išmatuotas maksimalus greitis skirtingomis pavaromis:

- 1 pavana – 64km/h;
- 2 pavana – 109 km/h;
- 3 pavana – 162 km/h.

Variklio apsukų priklausomybė nuo greičio:

- 3 pavana, 50 km/h – 1950 aps/min.
- 4 pavana, 50 km/h – 1400 aps/min.
- 4 pavana, 90 km/h – 2550 aps/min.
- 5 pavana, 90 km/h – 2000 aps/min.

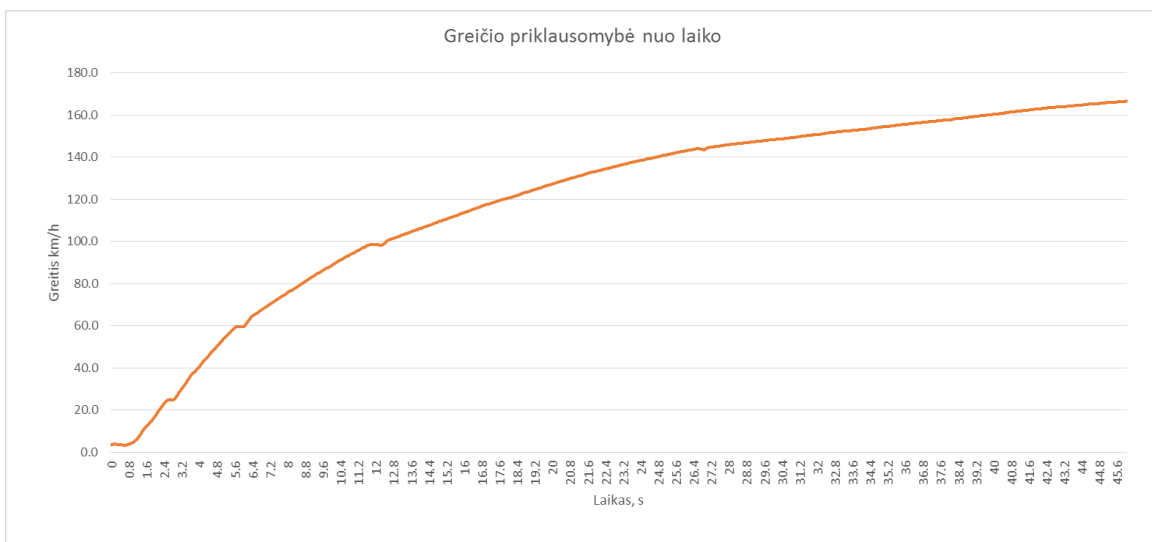
3.2 Diferencialas su 3.15:1 perdavimo pora

Diferencialai su 3.15:1 perdavimo pora buvo naudojami tik 6 cilindrų variklį turinčiuose automobiliuose (t.y 2.5, 2.8 tūrio varikliuose). Šie automobiliai pritaikyti didesnėms apkrovoms. Todėl reduktoriai su šiuo perdavimu buvo gaminami vidutinio dydžio (188 korpusu). Vidutinis

korpusas reiškia, kad dangtelis veržiamas 8 varžtais ir komplektuojamas su 38 mm skersmens pusašiais.



3.3 pav. 3.15:1 perdavimo poros pagreičio kitimo grafikas



3.4 pav. 3.15:1 perdavimo poros maksimalaus greičio kitimo grafikas

Iš grafikuose pateiktų duomenų matyti – didžiausias pasiektas pagreitis buvo 0.504 G. Deja, kaip ir pirmuoju atveju, tiriamasis automobilis neišvystė maksimalaus greičio. Buvo panaudotos taip pat tik 4 pavaros. Didžiausias pasiektas greitis – 166 km/h.

Išmatuotas maksimalus greitis skirtingomis pavaromis:

- 1 pavana – 59 km/h;
- 2 pavana – 98 km/h;
- 3 pavana – 144 km/h.

Variklio apsukų priklausomybė nuo greičio:

- 3 pavana, 50 km/h – 2100 aps/min.
- 4 pavana, 50 km/h – 1550 aps/min.
- 4 pavana, 90 km/h – 2900 aps/min.
- 5 pavana, 90 km/h – 2400 aps/min.

3.3 Diferencialas su 3.45:1 perdavimo pora

Diferencialai su 3.45:1 perdavimo pora buvo naudojami tik 4 cilindrų benzininius variklius turinčiuose automobiliuose. Šie varikliai nepasižymėjo labai didele galia. Todėl reduktoriai su šiuo perdavimu buvo gaminami tik maži (168 korpusu). Mažas korpusas reiškia, kad dangtelis veržiamas 6 varžtais ir komplektuojamas su 26 mm skersmens pusašiais. Šiame korpuse naudojamas mažiausias „BMW“ gamintas diferencialas, pritaikytas dirbti su 66 – 103 kW varikliais.



3.5 pav. 3.45:1 perdavimo poros pagreičio kitimo grafikas



3.6 pav. 3.45:1 perdavimo poros maksimalaus greičio kitimo grafikas

Pagal grafikuose pateiktus duomenis matome, kad didžiausias pasiektas pagreitis buvo 0.54 G. Deja, nepavyko išvystyti maksimalaus greičio, buvo panaudotos 5 pavaros. Didžiausias pasiektas greitis – 181 km/h.

Išmatuotas maksimalus greitis skirtingomis pavaromis:

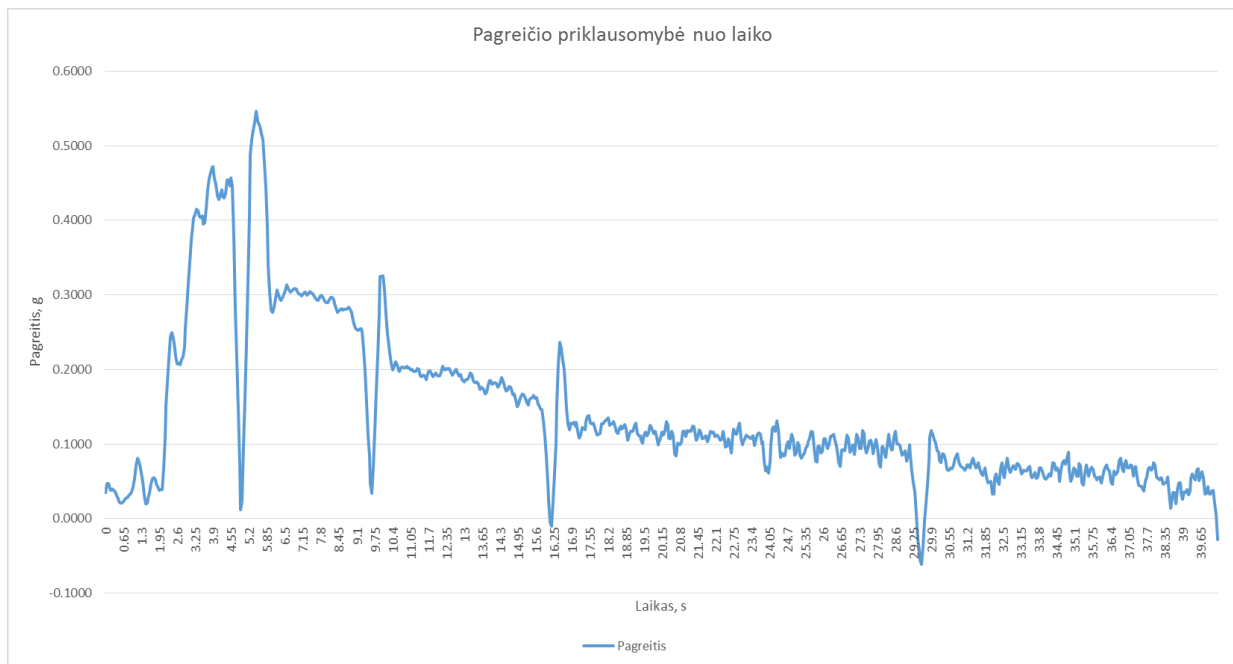
- 1 pavana – 56km/h;
- 2 pavana – 91 km/h;
- 3 pavana – 135 km/h;
- 4 pavana – 177 km/h.

Variklio apskukų priklausomybė nuo greičio:

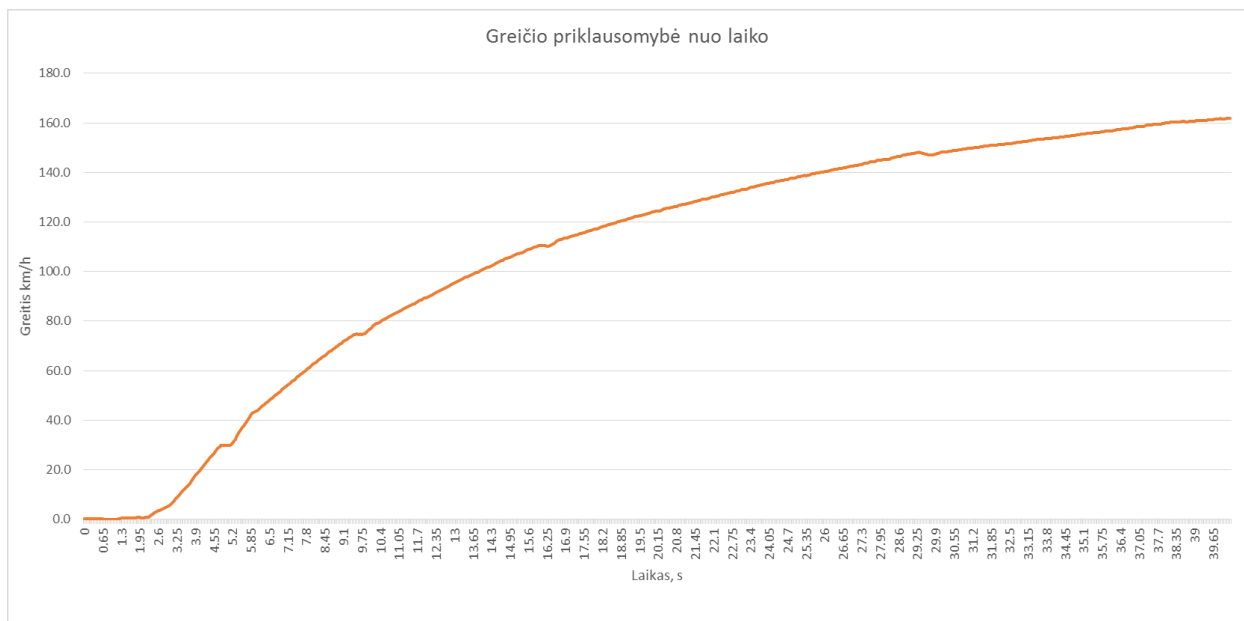
- 3 pavana, 50 km/h – 2200 aps/min.
- 4 pavana, 50 km/h – 1800 aps/min.
- 4 pavana, 90 km/h – 3100 aps/min.
- 5 pavana, 90 km/h – 2500 aps/min.

3.4 Diferencialas su 4.10:1 perdavimo pora

Diferencialai su 4.10:1 perdavimo pora buvo naudojami tik 4 cilindrų benzininius variklius su automatine pavarų dėže turinčiuose automobiliuose. Šie varikliai nepasižymėjo labai didele galia. Todėl reduktoriai su šiuo perdavimu buvo gaminami tik maži (168 korpusu).



3.7 pav. 4.10:1 perdavimo poros pagreičio kitimo grafikas



3.8 pav. 4.10:1 perdavimo poros maksimalaus greičio kitimo grafikas

Pagal grafikuose pateiktus duomenis matome, jog didžiausias pasiektas pagreitis buvo 0.55 G. Bandymų metu 5 pavara pasiektas maksimalus automobilio greitis – 162 km/h.

Išmatuotas maksimalus greitis skirtingomis pavaromis:

- 1 pavana – 30 km/h;
- 2 pavana – 75 km/h;
- 3 pavana – 110 km/h;
- 4 pavana – 148 km/h;
- 5 pavana – 162 km/h.

Variklio apsukų priklausomybė nuo greičio:

- 3 pavana, 50 km/h – 2800 aps/min.
- 4 pavana, 50 km/h – 2000 aps/min.
- 4 pavana, 90 km/h – 3800 aps/min.
- 5 pavana, 90 km/h – 3100 aps/min.

Atlikti praktiniai 4 pagrindinių perdavimo porų tyrimai. Iš gautų grafikų galima matyti pagreičius, veikiančius automobilį ir maksimalius greičius kiekviena pavana. Apibendrinant galima teigti, jog optimaliausias diferencialas šiam automobiliui – 3.45:1. 3.15:1 perdavimo poros charakteristika labai panaši į pastarąją. Skirtumai minimalūs. Su 2.76:1 diferencialo perdavimo koeficientu automobilis įsibėgėja lėčiausiai, tačiau automobilio variklis mažiau apkraunamas. Paskutinytis tirtas reduktorius su 4.10:1 perdavimu akceleracija lenkia visus, tačiau nusileidžia maksimaliu greičiu. Toks reduktorius patartinas naudoti tik sportui pritaikytame automobilyje.

4. TEORINIAI SKAIČIAVIMAI

4.1 Diferencialas su 2.79:1 perdavimo pora

Maksimalus greitis skirtingomis pavaromis:

$$V = \frac{0.105 \times r_{st} \times n_v}{U_{pp} \times U_{pi}}$$

r_{st} – rato statinis – 0.31m.,

n_v – maksimalios apskukos,

U_{pp} – pagrindinė pavara,

U_{pi} – pavara.

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{2.79 \times 4.23} = 17.38 \text{ m/s} = 62.5 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{2.79 \times 2.52} = 29.13 \text{ m/s} = 105 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{2.79 \times 1.66} = 44.29 \text{ m/s} = 159.5 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{2.79 \times 1.22} = 60.31 \text{ m/s} = 217 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{2.79 \times 1} = 73.5 \text{ m/s} = 264.6 \text{ km/h}$$

Variklio apskukų priklausomybė nuo greičio:

$$n_v = \frac{U_{pp} \times U_{pi} \times V}{0.105 \times r_{st}}$$

$$n_3 = \frac{2.79 \times 1.66 \times 13.89}{0.105 \times 0.31} = 1976 \text{ aps/min.}$$

$$n_4 = \frac{2.79 \times 1.22 \times 13.89}{0.105 \times 0.31} = 1452 \text{ aps/min.}$$

$$n_4 = \frac{2.79 \times 1.22 \times 25}{0.105 \times 0.31} = 2614 \text{ aps/min.}$$

$$n_5 = \frac{2.79 \times 1 \times 25}{0.105 \times 0.31} = 2142 \text{ aps/min.}$$

4.2 Diferencialas su 3.15:1 perdavimo pora

Maksimalus greitis skirtingomis pavaromis:

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{3.15 \times 4.23} = 15.38 \text{ m/s} = 55 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{3.15 \times 2.52} = 25.83 \text{ m/s} = 93 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{3.15 \times 1.66} = 39.21 \text{ m/s} = 141 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{3.15 \times 1.22} = 53.4 \text{ m/s} = 192 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{3.15 \times 1} = 65.1 \text{ m/s} = 234 \text{ km/h}$$

Variklio apsukų priklausomybė nuo greičio:

$$n_3 = \frac{3.15 \times 1.66 \times 13.89}{0.105 \times 0.31} = 2231 \text{ aps/min.}$$

$$n_4 = \frac{3.15 \times 1.22 \times 13.89}{0.105 \times 0.31} = 1639 \text{ aps/min.}$$

$$n_4 = \frac{3.15 \times 1.22 \times 25}{0.105 \times 0.31} = 2951 \text{ aps/min.}$$

$$n_5 = \frac{3.15 \times 1 \times 25}{0.105 \times 0.31} = 2419 \text{ aps/min.}$$

4.3 Diferencialas su 3.45:1 perdavimo pora

Maksimalus greitis skirtingomis pavaromis:

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{3.45 \times 4.23} = 14.06 \text{ m/s} = 50 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{3.45 \times 2.52} = 23.59 \text{ m/s} = 85 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{3.45 \times 1.66} = 35.81 \text{ m/s} = 129 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{3.45 \times 1.22} = 48.72 \text{ m/s} = 175 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{3.45 \times 1} = 59.44 \text{ m/s} = 214 \text{ km/h}$$

Variklio apsukų priklausomybė nuo greičio:

$$n_3 = \frac{3.45 \times 1.66 \times 13.89}{0.105 \times 0.31} = 2443 \text{ aps/min.}$$

$$n_4 = \frac{3.45 \times 1.22 \times 13.89}{0.105 \times 0.31} = 1796 \text{ aps/min.}$$

$$n_4 = \frac{3.45 \times 1.22 \times 25}{0.105 \times 0.31} = 3232 \text{ aps/min.}$$

$$n_5 = \frac{3.45 \times 1 \times 25}{0.105 \times 0.31} = 2649 \text{ aps/min.}$$

4.4 Diferencialas su 4.10:1 perdavimo pora

Maksimalus greitis skirtingomis pavaromis:

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{4.10 \times 4.23} = 11.82 \text{ m/s} = 42 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{4.10 \times 2.52} = 19.85 \text{ m/s} = 71 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{4.10 \times 1.66} = 30.13 \text{ m/s} = 108 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{4.10 \times 1.22} = 40.99 \text{ m/s} = 147 \text{ km/h}$$

$$V = \frac{0.105 \times 0.31 \times 6300}{4.10 \times 1} = 50 \text{ m/s} = 180 \text{ km/h}$$

Variklio apsukų priklausomybė nuo greičio:

$$n_3 = \frac{4.10 \times 1.66 \times 13.89}{0.105 \times 0.31} = 2904 \text{ aps/min.}$$

$$n_4 = \frac{4.10 \times 1.22 \times 13.89}{0.105 \times 0.31} = 2134 \text{ aps/min.}$$

$$n_4 = \frac{4.10 \times 1.22 \times 25}{0.105 \times 0.31} = 3841 \text{ aps/min.}$$

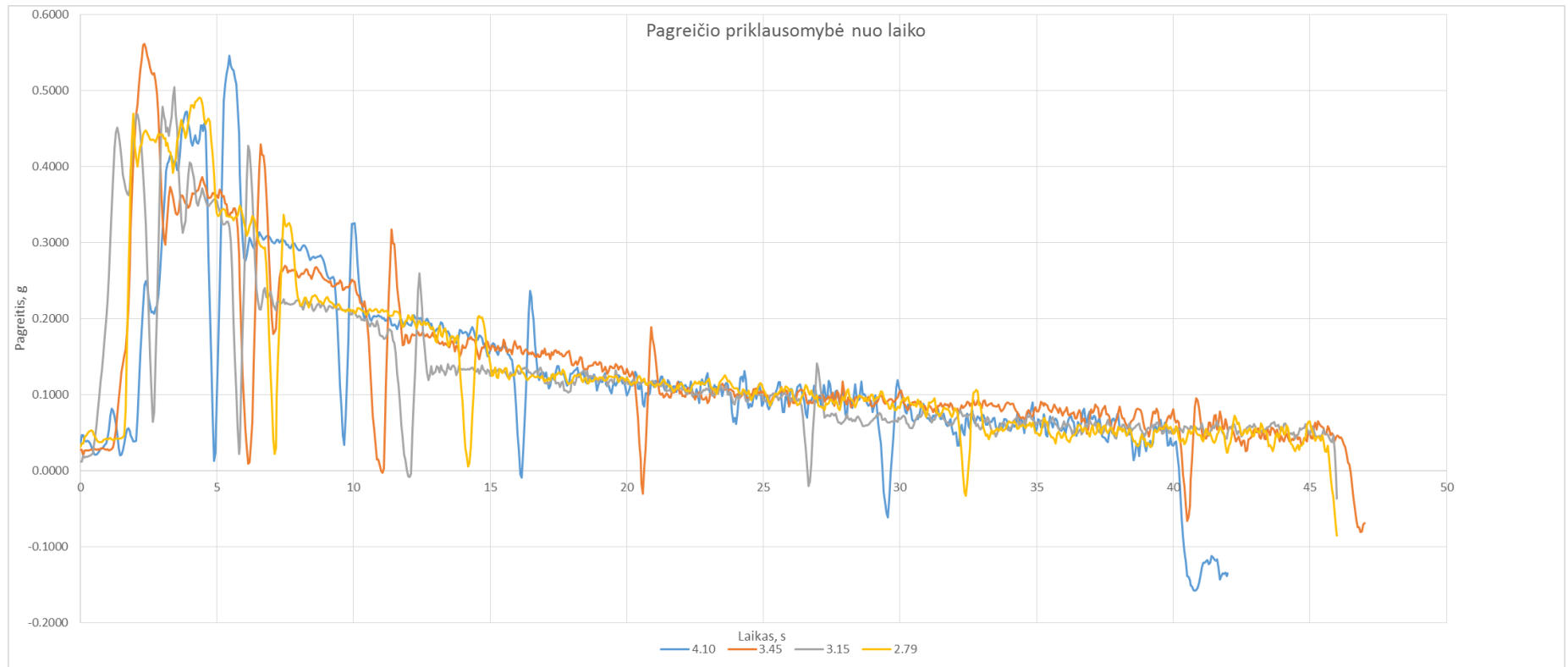
$$n_5 = \frac{4.10 \times 1 \times 25}{0.105 \times 0.31} = 3149 \text{ aps/min.}$$

Atlikti teoriniai skaičiavimai, rodantys kiekvienos perdavimo poros maksimalius greičius 1 – 5 pavara. Taip pat nustatyti variklio sūkliai, automobiliui važiuojant 3 pavara – 50 km/h, 4 pavara – 50 ir 90 km/h ir 5 pavara – 90 km/h.

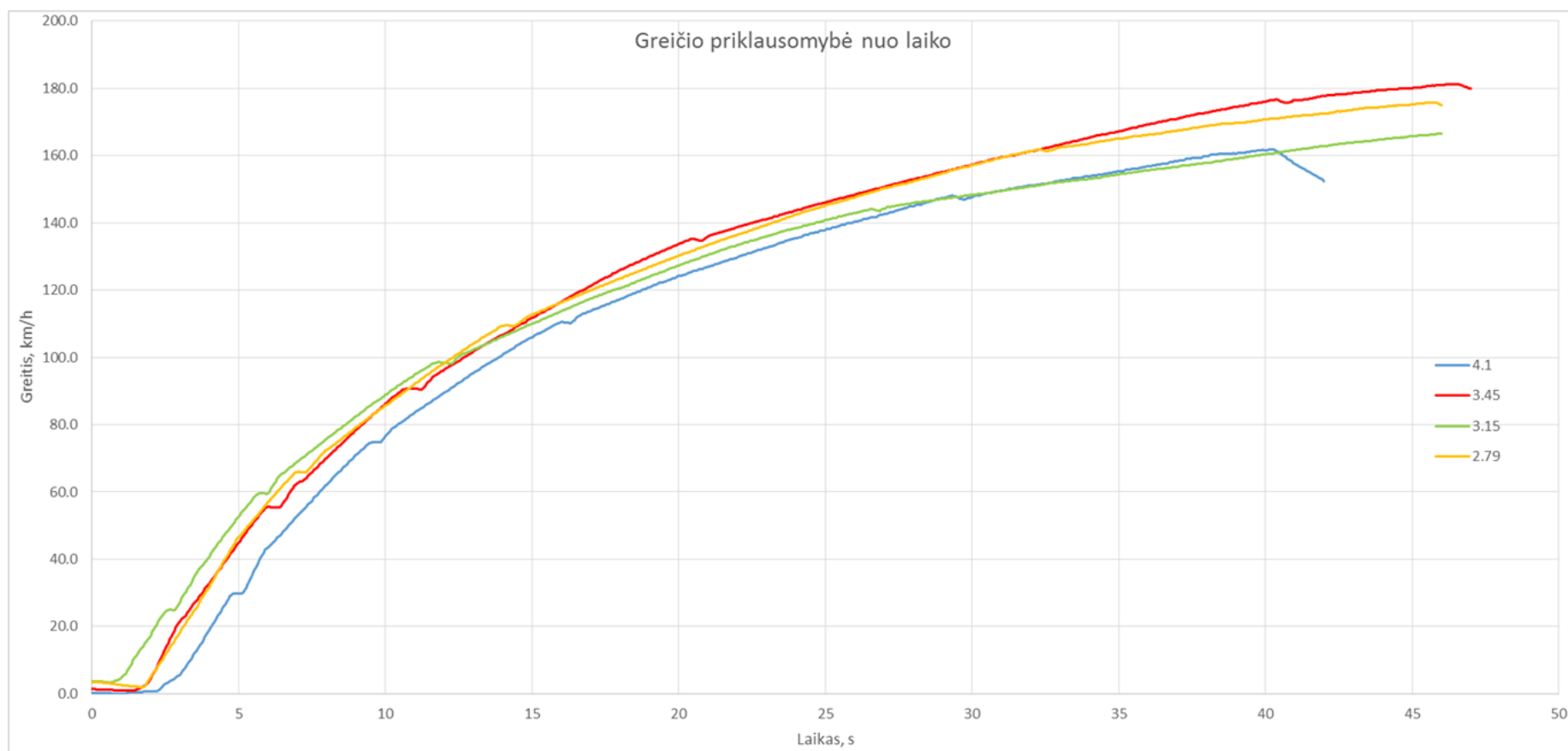
2.79:1 perdavimo pora pasižymėjo didžiausiais maksimaliais greičiais kiekviena pavara, bei didžiausiu išvystomu greičiu - 264.6 km/h. Mažiausi greičiai kiekviena pavara ir mažiausias maksimalus automobilio greitis (180 km/h) buvo pasiektas su 4.10:1 perdavimo pora.

5. REZULTATŲ PALYGINIMAS

Šiame skyriuje lyginami teoriniai ir natūriniai duomenys, tyrimo metu gauti rezultatai pateikiami grafiškai ir lentelių pavidalu.



5.1 pav. Tirtų perdavimo porų palyginimas



5.2 pav. Tirtų perdavimo porų maksimalaus greičio palyginimas

Pagal grafike pateiktus duomenis matome, jog 2.79:1 perdavimo pora nepasižymi geromis dinaminėmis savybėmis. Trauka 1, 2 pavara yra ganėtinai gera, vėliau automobilis bėgėjasi tolygiai, tačiau lėčiausiai iš visų. Maksimalūs greičiai kiekviena pavara didžiausi. Teorinis maksimalus greitis net 267 km/h.

3.15:1 diferencialas dinaminėmis savybėmis lenkia pastarąją porą, tačiau smarkiai juntamų pokyčių neįžvelgiama. Teoriškai perdavimo pora nedaug nusileidžia 2.79:1, tačiau praktinių bandymų metu matome, jog didesnis maksimalus greitis pasiekiamas tik 1, 2 pavara, vėliau ima pirmauti lėtesnė pora.

3.45:1 pora 1 pavara parodo ryškiai geresnes traukos galimybes nei pastarosios poros. Traukos pokytis juntamas ir likusiomis pavaromis. Aiškiai matoma, kad šis diferencialas yra pritaikytas dirbti su šiuo varikliu. Vienintelis trūkumas – automobiliu važiuojant daugiau nei 90 km/h greičiu jaučiamas diskomfortas dėl aukštais sūkiomis dirbančio variklio.

4.10:1 diferencialas pasižymi geromis bėgėjimosi savybėmis. Su šia komponuote automobilis pasiekia didžiausius pagreičius 1 – 3 pavara. Automobilis tampa jautresnis akceleratoriaus pedalui, tačiau tai įtakoja komfortą ir ekonomiją. Variklis pagrinde dirba aukštų apsukų diapazone. Maksimalus pasiekiamas greitis – 160 km/h.

Toliau buvo palyginti teoriniai ir praktiniai skaičiavimai. Pateiktose lentelėse ir grafike galima pamatyti maksimalių greičių ir apsukų priklausomybių skirtumus, atsižvelgiant į naudojamą pagrindinę perdavimo porą.

3 lentelė. Apsukų priklausomybė nuo reduktoriaus perdavimo poros

Pora	3 pavara, 50 km/h		4 pavara, 50km/h		4 pavara, 90km/h		5 pavara, 90 km/h	
	Apskaičiuota	Išmatuota	Apskaičiuota	Išmatuota	Apskaičiuota	Išmatuota	Apskaičiuota	Išmatuota
2.79	1976	1950	1452	1400	2614	2550	2142	2000
3.15	2231	2100	1639	1550	2951	2900	2419	2400
3.45	2443	2200	1796	1800	3232	3100	2649	2500
4.10	2904	2800	2134	2000	3841	3800	3149	3100

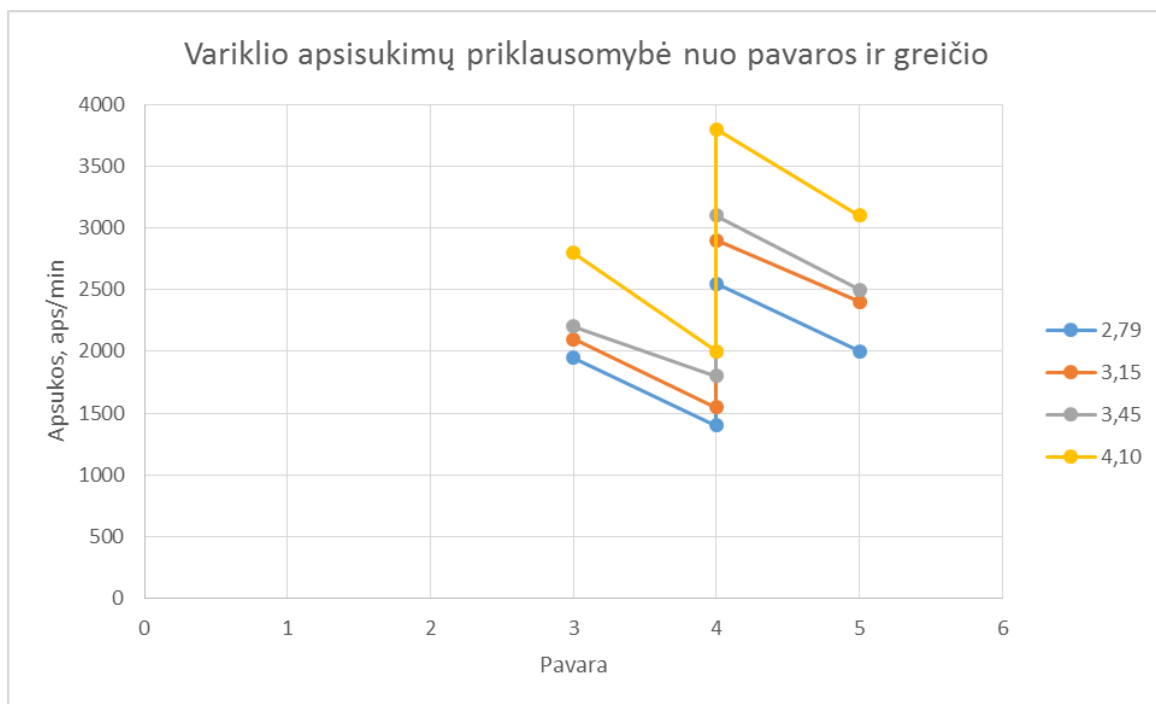
Iš lentelės matome, jog apskaičiuoti duomenys nedaug skiriasi nuo išmatuotų, galima teigti, jog gauti duomenys yra teisingi. Didžiausia gauta paklaida – 243 aps/min. Eksploatuojant automobilį tokia paklaida neįmanoma.

4 lentelė. Maksimalus greitis skirtingomis pavaromis

Perdavimo pora	Pavara	Apskaičiuota	Išmatuota
2,79	1	62	64
	2	105	109
	3	160	162
	4	217	-
	5	265	-
3,15			
	1	55	59
	2	93	98
	3	141	144
	4	192	-
	5	234	-
3,45			
	1	50	56
	2	85	91
	3	129	135
	4	175	177
	5	214	-
4,10			
	1	42	30
	2	71	75
	3	108	110
	4	147	148
	5	180	162

Remiantis 4 lentelės duomenimis, galima teigti, jog apskaičiuoti duomenys sutampa su praktiniu būdu gautomis apsukų reikšmėmis. Paklaidos labai mažos, išskyrus 4.10:1 diferencialo 5 pavarą gautus duomenis. Teoriškai gautas maksimalus greitis yra 180 km/h, o tyrimo metu išmatuotas tik 162 km/h greitis. Šios paklaidos paaiškinimas gali būti nebent tai, kad tyrimo metu automobiliui buvo išmatuota galia, nustatytas 9AG ir 30Nm praradimas.

Žemiau esančiame grafike pateikiama variklio sūkių priklausomybė nuo diferencialo perdavimo poros, automobilio greičio ir naudojamos pavaros. Pateikti rezultatai važiuojant 3 pavarą 50 km/h, 4 pavarą 50 km/h, 4 pavarą 90 km/h ir 5 pavarą 90 km/h greičiu.



5.3 Pav. Variklio sūkių priklausomybės nuo pavaros ir greičio grafikas

Iš gautų duomenų aiškiai matoma, jog mažiausiomis apsukomis dirba variklis su 2.79:1 perdavimo pora. Tačiau, dėl žemų apsukų, gali būti juntamas galios stygius. Kaip ir anksčiau minėta, geriausiai subalansuota dinamiškumo/ekonomiškumo pora – 3.45:1. Darbinės apsukos yra tinkamos važinėti mieste. Aukščiausiais sūkiomis dirba variklis su 4.10:1 pora, tai lemia geras dinamines savybes, tačiau kasdieniniam naudojimui toks diferencialas nerekomenduojamas. Jis tiktų lenktynių trasoje, kai variklis privalo dirbti maksimalia galia.

5. TYRIMO APIBENDRINIMAS

Tai pakankamai unikalus bandymas, kurio metu išsiaiškinami skirtumai tarp pagrindinės perdavimo poros koeficientų. Tokio tipo tyrimas bus naudingas vartotojams, kurių netenkina esamos automobilio dinaminės savybės. Atsižvelgiant į gautus rezultatus, transporto priemonės savininkas savo nuožiūra gali pasirinkti kitą perdavimo porą ir sąlyginai nedidelėmis investicijomis pagerinti automobilio funkcionalumą.

Taip pat tyrimo metu nustatyta, jog teoriškai ir praktiškai gauti duomenys pasižymi labai mažomis paklaidomis. Tad prieš atliekant diferencialo perdavimo poros keitimą, rekomenduotina atlikti skaičiavimus ir patikrinti ar automobilis atitiks užduotas sąlygas.

6. IŠVADOS

Tyrimo metu atlikti užsibrėžti tikslai: išanalizuoti transmisijos tipai ir konstrukcija, susipažinta su diferencialo veikimu. Apibūdintas tiriamasis automobilis, tyrimo vieta ir bandymams skirta matavimo įranga. Parinkti ir į automobilį iš eilės sumontuoti 2.79:1, 3.15:1, 3.45:1, 4.10:1 perdavimo santykio diferencialai. Atlikti pagreičio, maksimalaus greičio ir variklio darbinių sūkių tyrimai:

1. Diferencialas su 2.79:1 perdavimo pora nepasižymi geromis dinaminėmis savybėmis. Trauka 1, 2 pavara yra pakankamai gera, automobilis bėgėjasi tolygiai, tačiau lėčiau nei kiti. Maksimalūs greičiai kiekviena pavara didžiausi – pagreitis mažiausias. Teorinis maksimalus greitis net 267 km/h. Praktiškai to išmatuoti nepavyko. Šis diferencialas rekomenduotinas naudoti automobiliuose, kurie didžiąją laiko dalį eksploatuojami užmiestyje ar ilgose kelionėse.
2. 3.15:1 diferencialas dinaminėmis savybėmis pranašesnis už anksčiau minėtą porą, bet dideli pokyčiai nenustatyti. Teoriškai perdavimo pora pasižymi geresnėmis greitėjimo savybėmis nei 2.79:1, tačiau praktinių bandymų metu nustatyta, jog didesnis maksimalus greitis pasiekiamas tik 1,2 pavara.
3. 3.45:1 pora 1 pavara parodo ženkliai geresnes traukos galimybes nei pastarosios dvi poros. Traukos pokytis juntamas ir likusiomis pavaromis. Aiškiai matoma, kad šis diferencialas yra pritaikytas dirbti su šiuo varikliu. Tai geriausiai subalansuota dinamikos/ekonomikos pora. Vienintelis trūkumas – automobiliu, važiuojant didesniu nei 90 km/h greičiu jaučiamas diskomfortas dėl aukštais sūkais dirbančio variklio.
4. 4.10:1 diferencialas pasižymi geromis bėgėjimosi savybėmis. Su šia komponuote pasiekiami didžiausi pagrečiai 1 – 3 pavara (iki 0.55 G). Automobilis tampa jautresnis akseleruojant, tačiau nuo to kenčia komfortas ir ekonomija. Variklis pagrinde dirba aukštomis apsukomis. Tokio tipo diferencialas rekomenduojamas naudoti tik automobiliuose, pritaikytuose sportui.
5. Variklio darbinių sūkių tyrimo metu atlikus teorinius skaičiavimus galima daryti išvadą, kad duomenys sutampa su praktiniu būdu gautomis apsukų reikšmėmis. Paklaidos labai mažos, didžiausia paklaida – 243 aps/min., t.y 10% netikslumas.

6. Maksimalaus greičio skirtingomis pavaromis tyrimo metu apskaičiuoti teoriniai greičiai ir palyginti su praktiniais. Paklaidos labai mažos – iki 6 km/h., t.y 11%. Vienintelis niuansas – 4.10 diferencialo 5 pavara gautų duomenų. Teoriškai gautas maksimalus greitis yra 180 km/h, o tyrimo metu išmatuotas tik 162 km/h greitis. Šios paklaidos paaiškinimas gali būti nebent tai, kad bandymo metu automobiliui buvo išmatuota galia, nustatytas 9 AG ir 30 Nm praradimas.

7. LITERATŪRA

1. KAIKARIS, P. BRUŽAS, A. BASAKIRSKAS, A. MAČIULIS, A. Automobilių remontininko rengimas. 3 knyga. Vilnius. 2008m. ISBN 978-9955-748-21-2.
2. BUTELIAUSKAS, S. Automobilių sandara ir priežiūra: mokomoji knyga. Vilnius. 2008m. ISBN 978-9955-423-71-3.
3. ERJAVEC, J. TechOne: Manual transmissions. Columbus, Ohio. 2004m. [žiūrėta 2016-05-10]. ISBN 1-4018-3400-0. Prieiga per internetą:
<https://books.google.lt/books?id=ca8HOKz6l0MC&pg=PA166&dq=final+drive&hl=lt&sa=X&ved=0ahUKEwiwvbPghefMAhVlkSwKHRGIBZMQ6AEIITAB#v=onepage&q=final%20drive&f=false>
4. NAUNHEIMER, H. BERTSCHE, B. RYBORZ, J. NOVAK, W. Automotive transmissions. New York. 2011m. [žiūrėta 2016-05-01]. ISBN 978-3-642-16213-8. Prieiga per internetą: <https://books.google.lt/books?id=AffNYW-3yZYC&pg=PA479&dq=final+drive&hl=lt&sa=X&ved=0ahUKEwiwvbPghefMAhVlkSwKHRGIBZMQ6AEILzAD#v=onepage&q=final%20drive&f=false>
5. BMW dalių katalogas, brėžiniai [interaktyvus]. 2009 [žiūrėta 2016-03-25]. Prieiga per: <http://bmwfans.info/>
6. Diferencialai [interaktyvus]. 2005 [žiūrėta 2016-03-25]. Prieiga per: <http://www.bokchoys.com/differential/GearRatios.htm>