VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS

TRANSPORTO TECHNOLOGINIŲ ĮRENGINIŲ KATEDRA

Gediminas Mikalkėnas

BMW 3 SERIJOS AUTOMOBILIO NEAUŠINAMŲ IR AUŠINAMŲ STABDŽIŲ DISKŲ TERMODINAMINIŲ PROCESŲ TYRIMAI

THERMODYNAMIC PROCESSES RESEARCH OF VENTILATED AND NON-VENTILATED DISC BRAKES OF BMW 3RD SERIES CAR

Baigiamasis magistro darbas

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas ***621E20003***

Transporto technologinių sistemų inžinerijos specializacija

Sausumos transporto inžinerijos studijų kryptis

Vilnius, 2014

Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Transporto inžinerijos fakultetas
Transporto technologinių įrenginių katedra

ISBN ISSN
Egz. sk. .....
Data .....-.....-.....

Antrosios pakopos studijų **Transporto inžinerijos** programos magistro baigiamasis darbas

Pavadinimas	**BMW3 serijos automobilio neaušinamų ir aušinamų stabdžių diskų termodinaminių procesų tyrimai**
Autorius	**Gediminas Mikalkėnas**
Vadovas	**prof. habil. dr. Marijonas Bogdevičius**

Kalba: lietuvių

Anotacija

Baigiamajame darbe tiriami 3 skirtingų stabdžių diskų termodinamiai presai. Darbo tikslas – išnagrinėti šiuolaikinio automobilio stabdžių trinkelių sąveiką su disku atliekant teorinį modeliavimą bei atliekant praktinius bandymus ir parinkti patikimus stabdžius automobiliui, kurio variklio galia kelis kartus didesnė, nei numatyta gamintojo. Tiriat termodinaminius procesus, sukurtas 286 mm skersmens neaušinamų, 286 mm skersmens aušinamų bei 325 mm skersmens aušinamų diskų matematiniai modeliai ir atliktas modeliavimas su ANSYS 14.5 programų paketu. Atliktas 286 mm aušinamų ir 325 mm aušinamų diskų eksperimentinis tyrimas, bei palyginti rezultatai ir pateiktos išvados. Darbo apimtis 55 psl. be priedų, 41 paveikslas, 7 lentelės.

Prasminiai žodžiai: Stabdžiai, termodinamika, stabdžių diskas, matematinis modeliavimas, baigtiniai elementai.

Vilnius Gediminas Technical University
Faculty of Transport Engineering
Department of Transport Technological Equipment

ISBN ISSN
Copies No. .....
Date .....-.....-.....

Master Degree Studies **Transport Engineering** study programme Master Graduation Thesis

Title	**Thermodynamic processes research of ventilated and non-ventilated disc brakes of BMW 3RD series car**
Author	**Gediminas Mikalkėnas**
Academic supervisor	**Prof Dr Habil Marijonas Bogdevičius**

Thesis language:
Lithuanian

Annotation

Final work investigated three different thermodynamic presses the brake discs. The aim - to explore a modern car brake pad interaction with the disc in the theoretical modeling and the practical tests and choose a reliable car brakes, whose engine power is several times higher than that provided by the manufacturer. Studied in thermodynamic processes developed by an uncooled 286 mm diameter, 286 mm in diameter and cooled to 325 mm diameter ventilated discs mathematical models and simulations performed with ANSYS 14.5 software package. An 286 mm and 325 mm cooled cooled disc experimental study and compare the results and conclusions. Scope of work 55 pages without additives, 41 illustrations , 7 tables.

Keywords: Brakes, thermodynamics, brake disc, mathematical modeling, finite elements.

Turinys

Įvadas ... 10

Darbo tikslas ir uždaviniai ... 10

1. Mokslo darbų nagrinėjama tematika apžvalga ... 10

1.1 Konvekcinio aušinimo įtaka stabdžių disko temperatūros pasiskirstymui cikliškai stabdant . 11

1.2 Terminis diskinių stabdžių diskų lūžimas ... 14

1.3 Stabdžio disko temperatūros pasiskirstymas vieno stabdymo metu ... 15

1.4 Skyriaus apibendrinimas ... 16

2. Stabdžių diskų matematinis modelis ... 16

2.1 Diskinių stabdžių mechanizmo modelis ... 16

2.2 Stabdžių diskų geometriniai modeliai ... 20

2.3 Stabdžių diskų termodinaminių procesų modeliavimas ... 22

2.4 Skyriaus išvados ... 27

3. Diskinių stabdžių eksperimentiniai tyrimai ... 27

3.1 Automobilio paruošimas ... 29

3.1.1 Automobilio variklio galios didinimas ... 31

3.2 Eksperimento eiga ir sąlygos ... 32

3.2.1 Priekinio darbinio stabdžio cilindro slėgio matavimas ... 33

3.3 Matavimo įranga ... 34

3.3.1 Slėgio jutiklis „Danfoss MBS 4050“ ... 34

3.3.2 Greičio ir pagreičio matavimo prietaisas „Race Technology AX22“ ... 37

3.3.3 Temperatūros matavimo prietaisas „Flir i7“ ... 38

3.3.4 Kita naudojama įranga ... 39

3.4 Eksperimentinių tyrimų rezultatai ... 42

Išvados ... 56

Literatūros šaltiniai ... 58

Priedai ... 60

Paveikslų sąrašas

1.1 pav. Temperatūros kitimas disko ir trinkelės kontakto zonos paviršiuje, kai šilumos perdavimo koeficientas h = 0–100 W/(m^{2}K), 10 W/(m^{2}K) žingsniais, stabdant 1 karta (n = 1) ir ciklinio stabdymo metu (n = 5) (Adamowicz, Grzes 2011b) 12
1.2 pav. Šilumos išsisklaidymas trinkelės – disko sistemoje. 13
1.3 pav. Trūkęs stabdžių diskas dėl terminių perkrovų. 14
1.4 pav. Temperatūros pasiskirstymas monolitinio (a) ir ventiliuojamo (b) disko atveju, pagaminto iš ketaus (Belhocine, Bouchetara, 2012) 15
2.1 pav. Diskinio stabdžių mechanizmo su slankiuoju laikikliu dinaminis modelis 17
2.2 pav. Šilumos srauto priklausomybė nuo automobilio judėjimo greičio v ir prispaudimo jėgos F 20
2.3 pav. Monolitinis 286 mm skersmens stabdžių diskas 21
2.4 pav. Aušinamas 286 mm skersmens stabdžių diskas 21
2.5 pav. Aušinamas 325 mm skersmens stabdžių diskas 22
2.6 pav. Į baigtinius elementus padalintas 286 mm aušinamas diskas 23
2.7 pav. Monolitinio disko temperatūros pasiskirstymas 24
2.8 pav. Neaušinamo 286mm disko temperatūros priklausomybė nuo laiko 24
2.9 pav. Aušinamo 286 mm disko temperatūros pasiskirstymas 25
2.10 pav. Aušinamo 286mm disko temperatūros priklausomybė nuo laiko 25
2.11 pav. Aušinamo 325 mm disko temperatūros pasiskirstymas 26
2.12 pav. Aušinamo 325 mm disko temperatūros priklausomybė nuo laiko 26
2.13 pav. Diskų paviršiaus temperatūros 27
3.1 pav. Bandomas 325 mm skersmens diskas 28
3.2 pav. Atmosferinio M50B25 variklio išorinė charakteristika 29
3.3 pav. M50B25 variklio išorinė charakteristika po galios didinimo darbų 30
3.4 pav. Variklio valdymo blokas „Megasquirt 2“ 31
3.5 pav. Variklio duomenų išrašo ištrauka 32
3.6 pav. Slėgio jutiklio stabdžių sistemoje schema: 33
3.7 pav. Slėgio jutiklis Danfoss „MBS 4050–3415–1FB04“ prijungtas prie stabdžių sistemos 34
3.8 pav. Integruotas impulsų slopintuvas 35
3.9 pav. Slėgio jutiklis „Danfoss MBS 4050–3415–1FB04“ su trišakiu ir vamzdeliais paruoštas jungimui į stabdžių sistemą 36
3.10 pav. Prietaisas „Race Technology AX22“ 38
3.11 pav. Prietaisas „Flir i7“ 39
3.12 pav. Oscilografas Meteix „MTX 1054“ 40

3.13 pav. Prietaisas „Nordic Power WT–30SN–12E“ 41
3.14 pav. Maitinimo šaltinis FESTO DIDACTIC 42
3.15 pav. Slėgio jutiklio „Danfoss MBS 4050“ jungimo elektrinė principinė schema: 42
3.16 pav. Temperatūros pasiskirstymas pirmojo bandymo metu su 286 mm disku: 44
3.17 pav. Slėgio kitimas 1 bandymo metu 45
3.18 pav. Temperatūros pasiskirstymas antrojo bandymo metu su 286 mm disku: 46
3.19 pav. Slėgio kitimas 2 bandymo metu 46
3.20 pav. Temperatūros pasiskirstymas trečiojo bandymo metu su 286 mm disku: 47
3.21 pav. Slėgio kitimas 3 bandymo metu 48
3.22 pav. Temperatūros pasiskirstymas ketvirtojo bandymo metu su 286 mm disku, kai pradinis greitis 144 km/h: 49
3.23 pav. Slėgio kitimas 4 bandymo metu 49
3.24 pav. Temperatūros pasiskirstymas penktojo bandymo metu su 325 mm disku, kai pradinis greitis 100 km/h: 50
3.23 pav. Slėgio kitimas 5 bandymo metu 51
3.24 pav. Temperatūros pasiskirstymas šeštojo bandymo metu su 325 mm disku, kai pradinis greitis 100 km/h: 52
3.23 pav. Slėgio kitimas 6 bandymo metu 52
3.24 pav. Temperatūros pasiskirstymas septintojo bandymo metu su 325 mm disku, kai pradinis greitis 100 km/h: 53
3.23 pav. Slėgio kitimas 7 bandymo metu 54
3.24 pav. Temperatūros pasiskirstymas aštuntojo bandymo metu su 325 mm disku, kai pradinis greitis 155 km/h: 55
3.23 pav. Slėgio kitimas 8 bandymo metu 55

Lentelių sąrašas

3.1 lentelė. Lengvojo automobilio ir stabdžių diskų techniniai duomenys 28
3.2 lentelė. „Danfoss MBS 4050“ jutiklio pagrindiniai techniniai duomenys 35
3.2 lentelė. Prietaiso AX22 pagrindiniai techniniai duomenys 37
3.3 lentelė. Prietaiso „Flir i7“ pagrindiniai techniniai duomenys 38
3.3 lentelė. Prietaiso „Meteix MTX 1054“ pagrindiniai techniniai duomenys 40
3.4 lentelė. Prietaiso „Nordic Power WT–30SN–12E“ pagrindiniai techniniai duomenys 41
3.5 lentelė. Automobilio bandymo rezultatai 43

Įvadas

Stabdžių sistemos paskirtis – sustabdyti transporto priemonę bet kokiomis sąlygomis. Stabdant automobilio kinetinė energija yra verčiama į trinties jėgų mechaninį darbą ir šilumą. Dėl didžiulio šilumos srauto stipriai pakyla stabdžių elementų temperatūra, ypač stabdžių disko. Netolygus temperatūros pasiskirstymas lemia termines disko perkrovas, dėl to diske atsiranda įtrūkių ir galiausiai diskas gali lūžti. Esant didelėms temperatūroms mažėja stabdymo efektyvumas bei gali užvirti stabdžių skystis. Tyrimo metu nustatoma, kokia temperatūra pasiekiama disko ir trinkelės trinties paviršiuje ir kaip temperatūra pasiskirsto.

Darbo tikslas ir uždaviniai

- Darbo tikslas – išnagrinėti BMW 3 serijos E36 automobilio, kurio variklio galingumas padidintas nuo 100 Ag iki 412 Ag stabdžių trinkelių sąveiką su disku atliekant termodinaminių procesų modeliavimą bei atliekant eksperimentinius tyrimus.

Tikslui pasiekti formuluojami uždaviniai:

1. Išanalizuoti automobilių stabdžių sistemas ir šių sistemų problemas.
2. Sudaryti stabdžių sistemos matematinį modelį įvertinant sistemos fizines mechanines savybes.
3. Atlikti matematinį termodinaminių procesų eksperimentą keičiant stabdžių disko geometrinius parametrus.
4. Atlikti natūrinius bandymus.
5. Palyginti gautus rezultatus.
6. Patikslinti stabdžių diskų matematinį modelį.

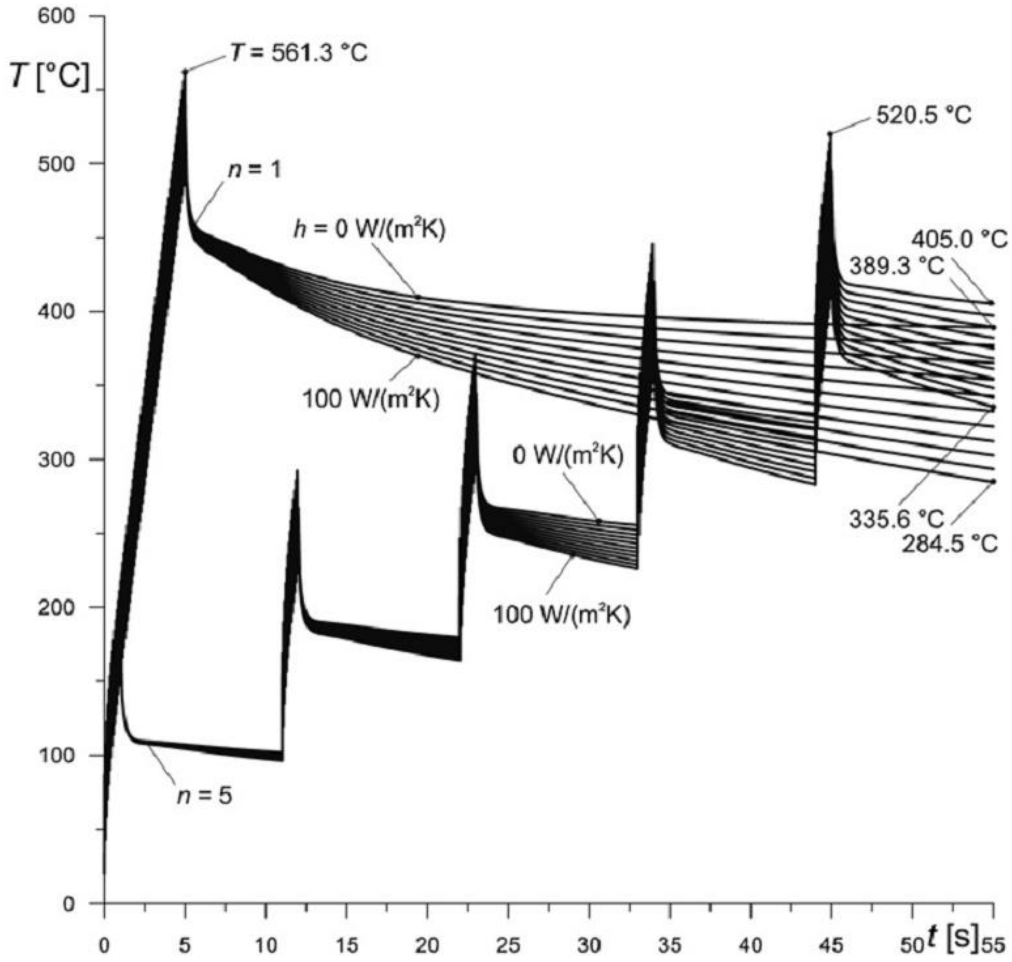
1. Mokslo darbų nagrinėjama tematika apžvalga

Fizinė sąveika tarp disko ir trinkelės stabdžių sistemoje atliktą darbą verčia į šilumą. Kol generuojama šiluma, energija išsisklaido dėl šilumos laidumo į jungiamuosius elementus per stabdžių sistemos dalis bei stebulę, dėl konvekcijos nuo atvirų paviršių, pagal Niutono dėsnius šiluma perduodama į orą bei šiluminis spinduliavimas į netoliese esančias dalis. Nors šiluminio spinduliavimo įtaka, pagal bendrą šilumos kiekį, dažnai laikoma nereikšminga esant normalaus stabdymo sąlygom (Yi *et al.* 2001; Talati, Jalalifar 2008; Talati, Jalalifar 2009), laidumas ir konvekcija užima svarbiausią vaidmenį stabdžių sistemos šilumos išsklaidyme. Be to, rotorius ir

šalia esančios detalės yra kaip laikini šilumos akumuliatoriai, todėl jie taip pat dalyvauja stabdžių aušinime ir prisideda prie tinkamo stabdžių sistemos veikimo. Nepaisant to, konvekcinio aušinimo efektyvumas gali labai stipriai svyruoti priklausomai nuo sąlygų: maišymosi, kol natūrali konvekcija, dėl oro srauto greičio trinties poros paviršiuje (laminarinis ar turbulentinis srautas), laiko po stabdymo taip pat ir stabdžių tipo (diskiniai ar būgniniai). Paprastai diskiniai stabdžiai turi plokšteles, kurios padidina aušinimo paviršiaus plotą ir sumažina perkaitimo problemą. Tačiau konvekcinis šilumos perdavimas negali užtikrinti pakankamo aušinimo stabdymo metu. Pagal Niutono dėsnį skaičiavimo tikslumas šilumos srauto intensyvumas paviršiaus riboje priklauso nuo tikslaus šilumos perdavimo koeficiento nustatymo, išskyrus temperatūros skirtumus paviršiuje. Buvo sukurta formulės nustatyti šilumos laidumo koeficientą pagal eksperimentinę oro aušinimo koreliaciją, tekant lygiagrečiais lygiais paviršiais, kurios buvo dažnai naudojamos sankabų ar stabdžių terminiams tyrimams. Esant turbulentiniam tekėjimui ir kai Prandtlio skaičius netoli vieneto, šilumos perdavimo koeficientas nepriklauso nuo greičio. Šilumos perdavimo koeficiento formulė, kuri priklauso nuo transporto priemonės greičio ir būgno skersmens, buvo pasiūlyta temperatūros analizavimui vieno ir ciklinio stabdymo metu (Adamowicz, Grzes 2011a).

1.1 Konvekcinio aušinimo įtaka stabdžių disko temperatūros pasiskirstymui ciklišk ai stabdant

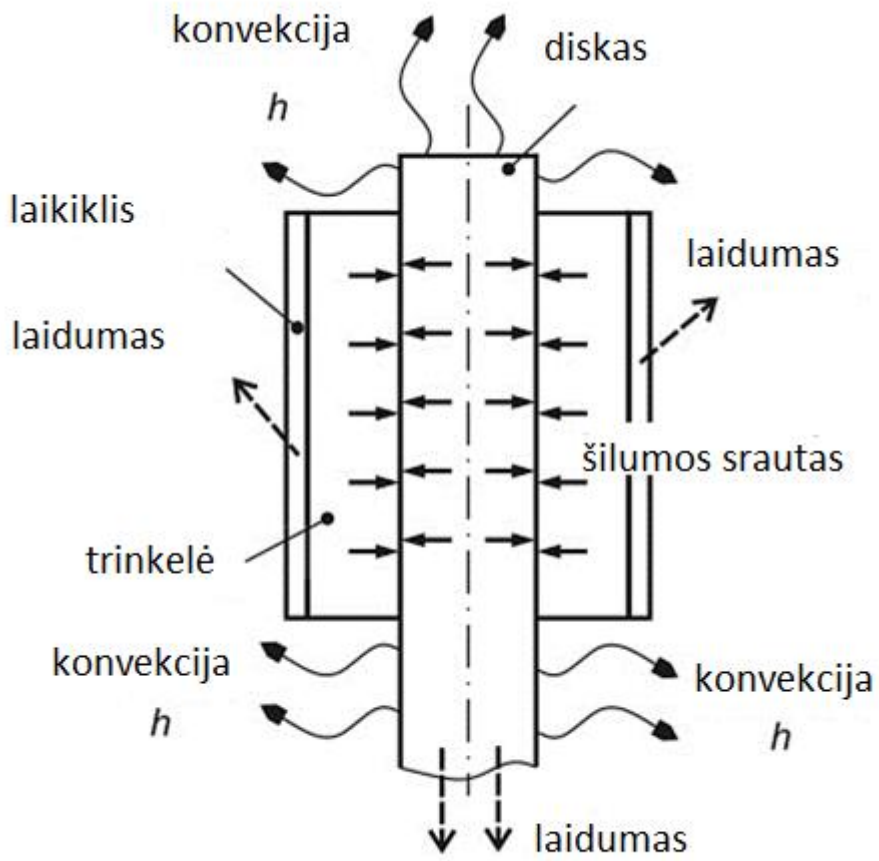
Šio tyrimo tikslas – įvertinti konvekcinio aušinimo įtaką diskinių stabdžių sistemai ciklišk ai stabdant, esant pastoviam greičiui ir taikant trimatį baigtinių elementų metodą. Trumpalaikė terminė analizė naudojama nustatyti temperatūros pasiskirstymą kontaktiniame paviršiuje.



1.1 pav. Temperatūros kitimas disko ir trinkelės kontakto zonos paviršiuje, kai šilumos perdavimo koeficientas h = 0–100 W/(m^{2}K), 10 W/(m^{2}K) žingsniais, stabdant 1 karta (n = 1) ir ciklinio stabdymo metu (n = 5) (Adamowicz, Grzes 2011b)

Problema yra nevienodas kaitimas dėl trinties abiejose disko pusėse esančių trinkelių. Norint palygint temperatūros pasiskirstymą diske esant cikliniam stabdymui, stabdymo ir aušinimo laikai po kiekvieno bandymo yra vienodi. Norint išgauti didelį tikslumą atsirandantys sunkumai yra pašalinami naudojant kodą, kuris leidžia formuoti kreives atsižvelgiant į šilumos srauto tekėjimą į diską vėlesniais momentais. Galutinė temperatūros kaita trinties paviršiuje atskleidžia platų spektrą variacijų, atskiriant kaitimo ir aušinimo periodus. Nustatyta, kad vieno stabdymo metu konvekcinis aušinimas turi nedidelę įtaką temperatūros pasiskirstymui diske, todėl negalima išvengti perkaitimo problemos tokiu atveju. Kadangi nestabdant transporto priemonės greitis išlaikomas pastovus, tai konvekcinis aušinimas stipriai sumažina temperatūrą. Vienas iš būdų nustatyti konvekcinio aušinimo įtaką stabdžių disko temperatūrai yra šilumos perdavimo koeficiento įvedimas (Bioto numeris) į šilumos pasiskirstymo santykį. Įvairių šio santykio formų ir Bioto numerio įtaka trinkelės – disko sistemos kontakto temperatūrai. Nepaisant to, kad buvo padaryta pažanga temperatūros pasiskirstymo skaičiavime skaitiniais metodais slydimo metu, remiantis fluidų judesio

lygtimi, kontakto temperatūra diske vis tiek nagrinėjama eksperimentiniais testais (Adamowicz, Grzes 2011b).



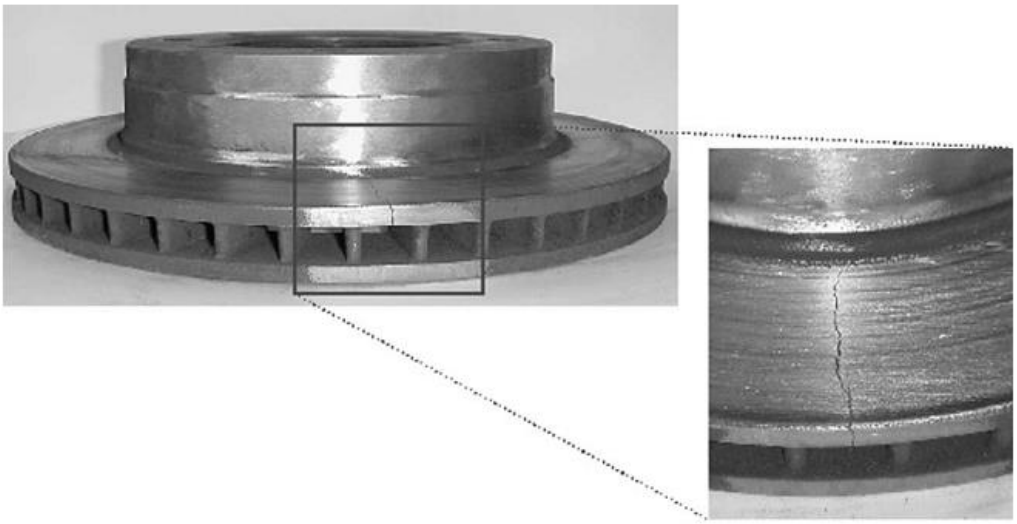
1.2 pav. Šilumos išsisklaidymas trinkelės – disko sistemoje

Šio bandymo tikslas buvo ištirti temperatūros pasiskirstymą dėl slydimo trinties. Rezultatai:

- Didžiausias temperatūrų skirtumas disko kontaktiniame paviršiuje taikomas nuolatiniam slydimui, kai naudojamos ekstremalios konvekcijos sąlygos (intervalas nuo 0 iki 100 W/(m^{2}K) yra mažiau nei 3 %. Taigi, vieno stabdymo atveju sumažėja nežymiai.
- Esant pasikartojančiam (cikliniam) stabdymui (kai perduodama toks pat energijos kiekis), didžiausia temperatūra mažėja, esant daugiau stabdymo ciklų.
- Didžiausia temperatūra, kaip ir temperatūra, pasiekiama proceso pabaigoje esant skirtingoms konvekcinio aušinimo sąlygoms (tačiau pastoviam transporto priemonės greičiui), kai aušinimo laikas 50 s, stabdymo laikas 5 s (santykis yra lygus 10), mažėja didėjant šilumos laidumo koeficientui. Šis santykis yra maždaug tiesinis bėgant laikui (Adamowicz, Grzes 2001b).

1.2 Terminis diskinių stabdžių diskų lūžimas

Diskiniai stabdžių diskai yra pažeidžiami stiprių terminių apkrovų esant įprastam stabdymui ir labai stiprių terminių apkrovų smarkiai stabdant. Intensyvus lėtėjimas keleivinėse transporto priemonėse generuoja temperatūras iki 900 °C per sekundės dalį. Šie didžiuliai temperatūros pokyčiai turi įtakos tokiems pažeidimams: dėl terminio šoko įtrūksta paviršius ir (arba) stiprios disko plastinės deformacijos. Be terminio šoko, reikalingas palyginti mažas stiprių stabdymo ciklų skaičius, kad atsirastų makroskopiniai įtrūkiai per visą disko storį ir darbinį skersmenį. Analizė parodo terminį – mechaninį nuovargį po mažo stabdymų ciklo skaičiaus. Transporto priemonės dinamikos tyrimas buvo naudotas nustatyti šilumos srauto priklausomybės lygtį nuo stabdymo jėgų. Tada panaudota šilumos srauto lygtis, baigtinių elementų metodu skaičiuojant temperatūrų pasiskirstymą diske. Kai tik gauta stabdžių disko temperatūra, supaprastinta metalų plėtimosi analizė buvo panaudota, nustatant apkrovas, atsirandančias stipriai stabdant. Tai parodo, kad plastinės deformacijos atsiranda dėl stiprių terminių apkrovų, patiriamų stipriai stabdant. Apskaičiavus įtempių amplitudę panaudotas Coffono–Mansono dėsnis stabdymo ciklams iki gedimo nustatyti.

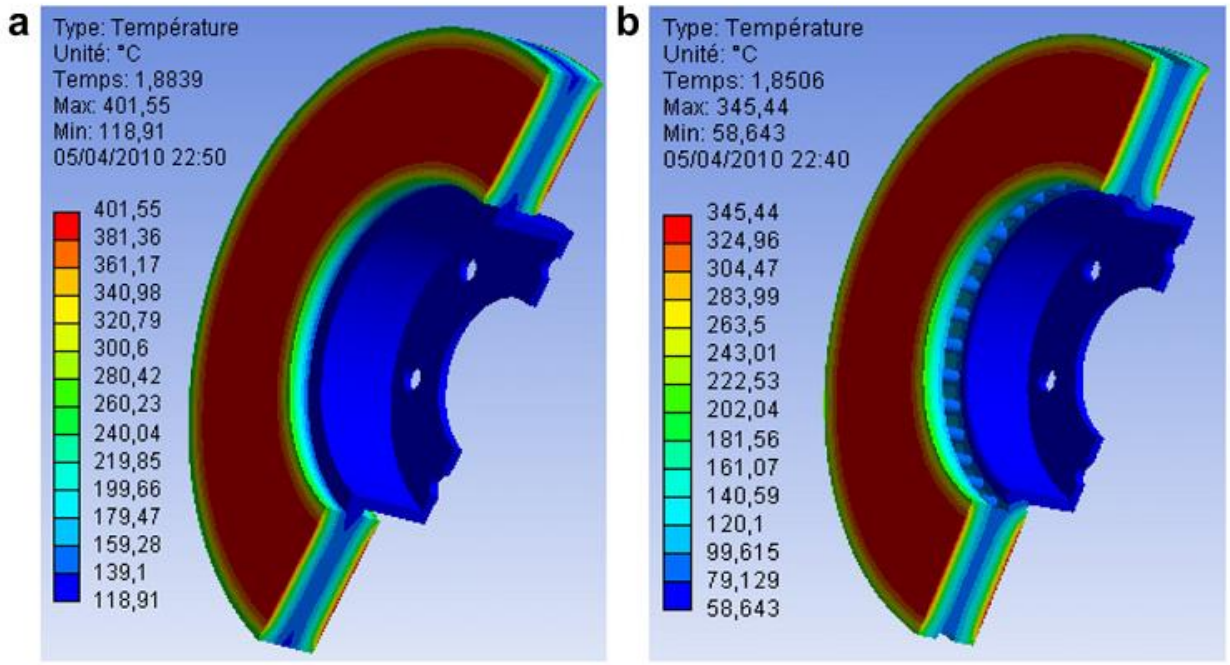


1.3 pav. Trūkęs stabdžių diskas dėl terminių perkrovų

Yra siūlomi 3 šios problemos sprendimo būdai. Tai yra: padidinti metalų takumo ribą ir atsparumą nuovargiui, sumažinti disko temperatūrą stabdant, pakeisti disko konstrukciją, kad neliktu vertimo jėgų (Thomas e*t al.* 2002).

1.3 Stabdžio disko temperatūros pasiskirstymas vieno stabdymo metu

Tiriamas ir lyginamas temperatūros pasiskirstymas dėl abipusio slydimo dviejų stabdymo sistemos narių. Stabdžių sistema nagrinėjama dvimate ir trimate baigtinių elementų technika bei šio reiškinio sudėtingumas. Pirmiausia analizuojama prieš tai sukurti modeliai, kur priimama, jog stabdant šilumos srautai trinties paviršiuje pasiskirsto tolygiai ir šiluma perduodama tik ašine kryptimi, o per antrąjį trimačiam rotoriui pritaikoma ne ašims simetrinė terminė apkrova realistiškam šilumos pasiskirstymui tirti stabdymo metu. Stabdžių sistemos darbo režimai, medžiagų terminės – fizikinės ypatybės bei matmenys buvo pritaikyti keleivinei transporto priemonei. Parinktos keturios greičio reikšmės stabdymo metu bei pritaikyta modeliams ir tiriama jų įtaka gautiems temperatūros kitimo kontaktiniame paviršiuje tūrio, atsižvelgiant į 2 atskirus baigtinius elementus. Didelis šilumos kiekis generuojamas disko – trinkeles kontakto paviršiuje avarinio stabdymo atveju neginčijamai sukelia netolygų temperatūrų pasiskirstymą rotoriuje, kur trinkelės nuolat kaitina iš abiejų pusių. Gauti rezultatai originalaus trimačio modeliavimo kodo įgyvendinama paprastoje baigtinių elementų programoje džiaugiantis supaprastintu kaitimo procesu.



1.4 pav. Temperatūros pasiskirstymas monolitinio (a) ir ventiliuojamo (b) disko atveju, pagaminto iš ketaus (Belhocine, Bouchetara 2012)

Šiame tyrime, baigtiniu elementų metodu analizuota temperatūros pasiskirstymas diskinio stabdžio sistemoje per vieną stabdymą. Stabdžių diskas buvo tikrintas be stabdžių trinkelių.

Šilumos laidumo problema buvo padalinta į dvi dalis, skirtingai sukonfigūruojant stabdžių disko baigtinių elementų modelius dėl šios problemos sudėtingumo. Iš gautų rezultatų matyti, jog temperatūra kontaktiniame disko paviršiuje modeliuojama dvimačiame modelyje ir suapvalinus rezultatus. Stabdant pastoviu pagreičiu, temperatūra staigiai kyla pradžioje, pasiekia didžiausią reikšmę ir ilgainiui sustoja žemesnėje temperatūroje, o transporto priemonės greičiui esant pastoviam po pradinio momento temperatūra didėja maždaug tiesiškai. Pilna trimatė ne ašiai simetrinė terminė apkrova suteikia informacijos apie realistišką temperatūrų kitimą išskyrus kaitimo periodą bei aušinimą pasirinktoje trinties paviršiaus vietoje esant vienam pilnam stabdymui ir stabdymui važiuojant nuo kalno kai pastovus greitis (Belhocine, Bouchetara 2012).

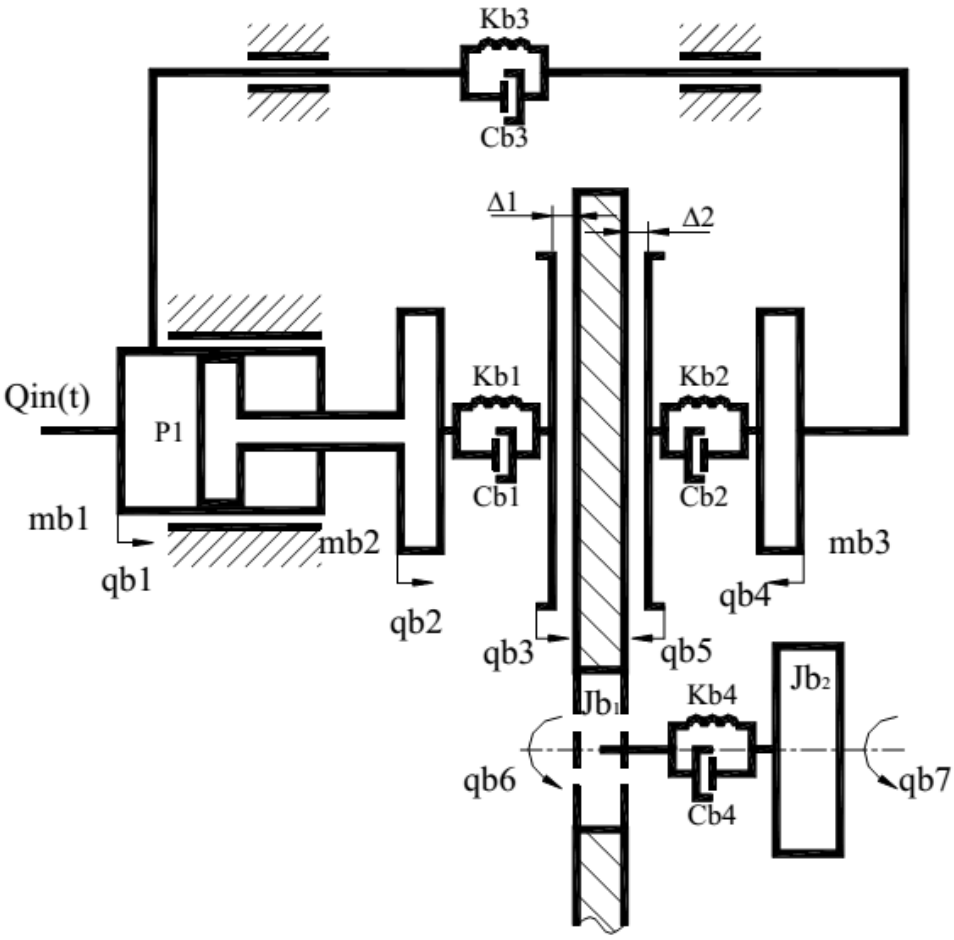
1.4 Skyriaus apibendrinimas

Nagrinėtuose mokslo darbuose apžvelgiama stabdžių diskų kaitimo, aušinimo problemos, tačiau nėra tiriama problema, kai yra perdaromi standartinių automobilių varikliai stipriai padidinant jų galingumą. Padidinus variklio galingumą atsiranda galimybė greitai didinti greitį, todėl reikia dar greičiau sustoti, kad būtų užtikrintas saugumas. Šiame darbe yra tiriama diskinių stabdžių termodinaminiai procesai, padidinus BMW 3 serijos E36 automobilio galią nuo 100 Ag iki 412 Ag.

2. Stabdžių diskų matematinis modelis

2.1 Diskinių stabdžių mechanizmo modelis

Bus naudojama hidromechaninė stabdžių sistema. Dinaminis modelis (Bogdevičius, Vladimirov, 2006):



2.1 pav. Diskinio stabdžių mechanizmo su slankiuoju laikikliu dinaminis modelis

Modelyje įvertinama: slankiosios atramos standumas, stabdžių antdėklų standumas bei slopinimas, tarpelis tarp disko ir antdėklo. Dinaminis modelis matematiškai (Bogdevičius, Vladimirov 2006):

$$m_1\ddot{q}_1 = -pS_1 - k_3\left(q_1+q_4\right) - c_3\left(\dot{q}_1+\dot{q}_4\right) - F_{fr12}sign\left(\dot{q}_1-\dot{q}_2\right) - F_{fr14}sign\left(\dot{q}_1+\dot{q}_4\right); \quad (2.1)$$

$$m_2\ddot{q}_2 = pS_1 - F_{fr12}sign\left(\dot{q}_2-\dot{q}_1\right) - F_{N1}; \quad (2.2)$$

$$F_{N1} = \begin{cases} 0, & q_3 \le \Delta_1 \\ k_1\left(q_2-\left(q_3-\Delta_1\right)\right)+c_1\left(\dot{q}_2-\dot{q}_3\right), & q_3 > \Delta_1 \end{cases}; \quad (2.3)$$

$$m_3\ddot{q}_4 = -k_3\left(q_4+q_1\right) - c_3\left(\dot{q}_4+\dot{q}_1\right) - F_{N2} - F_{fr14}sign\left(\dot{q}_1+\dot{q}_4\right); \quad (2.4)$$

$$F_{N2} = \begin{cases} 0, & q_5 \le \Delta_2 \\ k_2\left(q_4 - \left(q_5 - \Delta_2\right)\right) + c_2\left(\dot{q}_4 - \dot{q}_5\right), & q_5 > \Delta_2 \end{cases}; \quad (2.5)$$

$$\dot{p} = \frac{K(p)}{V_0 + S\left(q_2 - q_1\right)}\left(Q_{in} - S\left(\dot{q}_2 - \dot{q}_1\right)\right); \quad (2.6)$$

$$J_1\ddot{q}_6 = -M_b sign\left(\dot{q}_6\right) - k_4\left(q_6 + q_7\right) - c_4\left(\dot{q}_6 + \dot{q}_7\right); \quad (2.7)$$

$$M_b = R_a\left(F_{N1} + F_{N2}\right) f; \quad (2.8)$$

čia:

m_1 – hidraulinio cilindro masė;

m_2, m_3 – stabdžių trinkelių masės;

J_1, J_2 – disko ir padangos sukimo momentai;

k_1, k_2 ir c_1, c_2 – atitinkamų trinkelių standumo ir slopinimo koeficientai;

k_3, c_3 – slankiojančio laikiklio standumo ir slopinimo koeficientai;

Δ_1, Δ_2 – pradinis tarpelis tarp frikcinio antdėklo ir disko;

Q (t) – skysčio debitas;

F_{fr12} – trinties tarp cilindro ir stūmoklio jėga;

F_{fr14}– trinties tarp cilindro ir antdėklo jėga;

F_{N1}, F_{N2} – normalinės disko reakcijos jėgos;

S– stūmoklio skerspjūvio plotas;

V_0 – pradinis cilindro tūris;

M_b – stabdymo momentas;

R_a – vidutinis sąlyčio spindulys;

f – trinties tarp antdėklo ir disko koeficientas;

q_1, q_2,.., q_7 – sistemos taškų koordinatės.

Rato sukimosi dinamika:

$$J_2\ddot{q}_7 = -R_d F_T(\mu) - k_4(q_7 - q_6) - c_4(\dot{q}_7 - \dot{q}_6); \quad (2.9)$$

čia:

k_4, c_4 – rato standumo ir slopinimo koeficientai;

R_d – dinaminis rato spindulys:

$$R_d = R_0 + q_9 - z(t); \quad (2.10)$$

R_0 – pradinis rato spindulis;

$F_T(\mu)$ – stabdymo (traukos) jėga;

μ– padangos ir kelio trinties koeficientas (sukibimas).

Temperatūros pasiskirstymą diskiniuose stabdžiuose galima nustatyti išsprendus nestacionaraus proceso šilumos laidumo lygtį (Aladjev, Bogdevicius 2001; Aladjev, Bogdevicius, Prentkovskis 2002; Bogdevičius, Vladimirov 2006):

$$\rho c \frac{dT}{dt} = \frac{\partial}{\partial x}\left(k_x \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k_y \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k_z \frac{\partial T}{\partial z}\right); \quad (2.11)$$

čia:

ρ – medžiagos tankis;

c – specifinė šiluma;

k_x, k_y – šilumos laidumo koeficientai;

T – temperatūra.

Besitrinančių detalių paviršiuje išsiskiria šilumos srautas q, kuris turi tenkinti šias kraštines sąlygas:

$$k_x \frac{\partial T}{\partial x} l_x + k_y \frac{\partial T}{\partial y} l_y + k_z \frac{\partial T}{\partial z} l_z = q; \quad (2.12)$$

Tarp disko ir antdėklų išorinių paviršių ir aplinkos vyksta šilumos mainai:

$$k_x \frac{\partial T}{\partial x} l_x + k_y \frac{\partial T}{\partial y} l_y + k_z \frac{\partial T}{\partial z} l_z = -h(T - T_\infty); \quad (2.13)$$

čia:

h– šilumos atidavimo koeficientas;

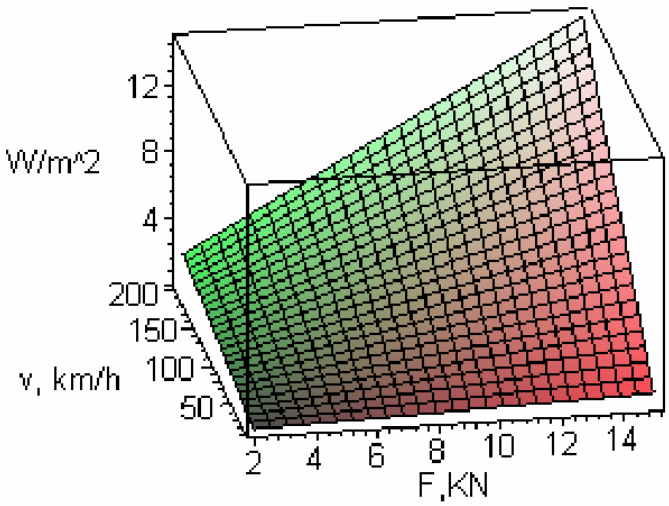
T_∞ – aplinkos temperatūra;

l_x, l_y – krypties kosinusai.

Tarp disko ir antdėklų išsiskiria šilumos srauto priklausomybė nuo automobilio greičio ir prispaudimo jėgos parodyta 6 paveiksle.

Šilumos laidumo lygtis sprendžiama pagal baigtinių elementų metodą (Bogdevičius, Vladimirov 2006; Aladjev, Bogdevicius 2001; Aladjev, Bogdevicius, Prentkovskis 2002). Bendroji lygčių sistema turi toki pavidalą:

$$[M]\{\dot{T}\} + [K]\{T\} = \{P\} \qquad (14)$$

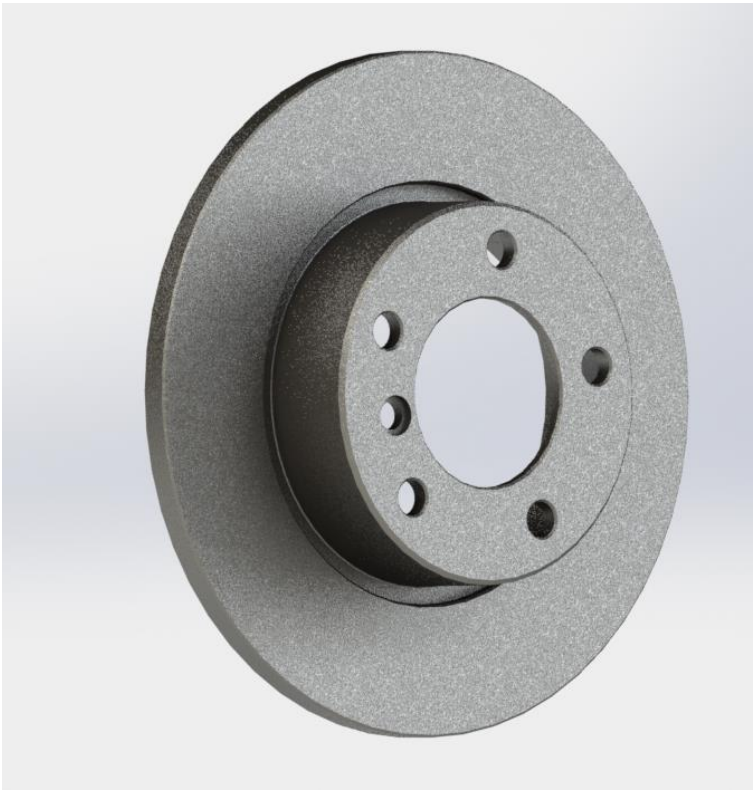


2.2 pav. Šilumos srauto priklausomybė nuo automobilio judėjimo greičio v ir prispaudimo jėgos F

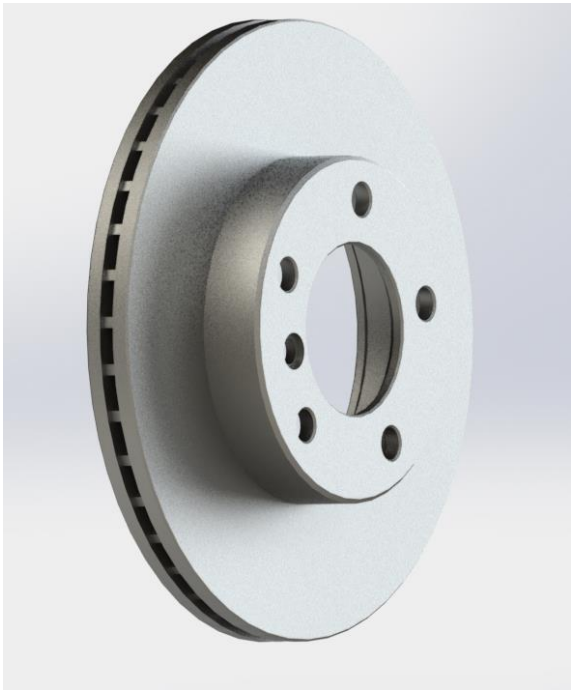
Siekiant tikslumo, modelis kuriamas su ANSYS kompiuterinio modeliavimo paketu. Norint tiksliau į vertint įvairius veiksnius atsižvelgiama į trinkelės medžiagų savybes (Belhocine, Bouchetara 2012; Ostermeyer 2003; Österle, Dmitriev 2011; Voldrich 2007).

2.2 Stabdžių diskų geometriniai modeliai

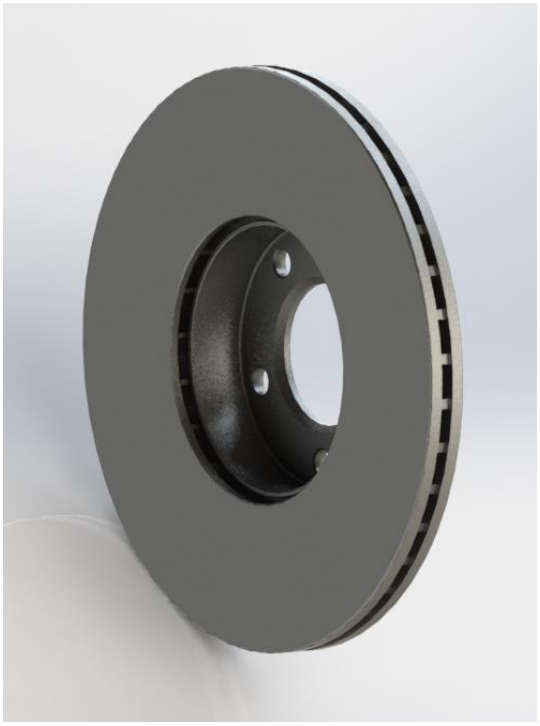
Sudaromas naudojamų diskų bei trinkelių geometrinis modelis. Modelis sudaromas su SolidWorks programų paketu. Diskų modeliai sudaryti pagal automobilio BMW 3 serijos E36 bei E46 stabdžių diskus. Modeliuojamas stabdymas nuo 105–0 km/h su automobiliu BMW 316i, kurio masė 1200kg. Diskai bus kelių tipų: monolitinis neaušinamas 286 x 12 mm (2.3 pav.), aušinamas 286 x 25 mm (2.4 pav.) ir 325 x 25 mm (2.5 pav.).



2.3 pav. Monolitinis 286 mm skersmens stabdžių diskas



2.4 pav. Aušinamas 286 mm skersmens stabdžių diskas



2.5 pav. Aušinamas 325 mm skersmens stabdžių diskas

2.3 Stabdžių diskų termodinaminių procesų modeliavimas

Pirmiausia įkeliamas disko geometrinis modelis į ANSYS Workbench 14.5 programą, sukuriamas skaičiavimo modelis, sukuriamas baigtinių elementų tinklas (2.6 pav.) bei nustatomos kraštinės sąlygos. Neaušinamas diskas yra padalijamas į 18 472 baigtinius elementus ir 33 328 mazgus, aušinamas 286 mm skersmens diskas yra padalijamas į 20 772 baigtinius elementus bei 39 413 mazgus ir 325 mm diskas padalintas į 23 706 baigtinius elementus ir 44 733 mazgus.

Šilumos srautas skaičiuojamas remiantis eksperimentiniais tyrimais. Bandymų metu nustatytas vidutinis slėgis (su 286 mm diskais) p=8,3 MPa, stabdžių darbinio cilindro skersmuo d=0,054 m, trinties koeficientas tarp disko ir trinkelės parenkamas μ=0,38 remiantis (Bogdevičius, Vladimirov 2006) darbu, nes naudojamas standartinės trinkelės, kurių trinties koeficiento priklausomybės nuo temperatūros panašios. Vidutinis disko trinties spindulys r=0,11 m, rato kampinis greitis ω= 94,2 rad/s. Įvedamas koeficientas k=0,9 nusakantis, kiek išsiskiriančios šilumos tenka stabdžių diskui. Šilumos srautas skaičiuojamas taip:

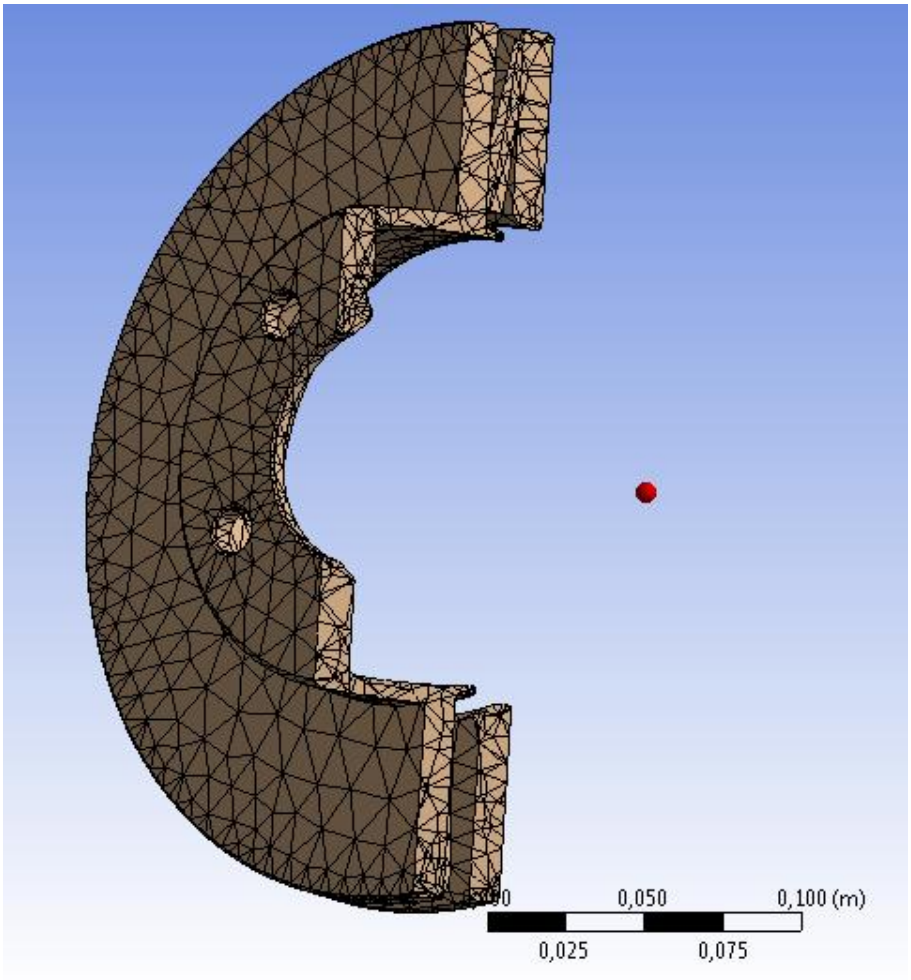
$$q = p \cdot A \cdot \mu \cdot r \cdot \omega \cdot k \cdot 2; \tag{2.14}$$

čia:

A – stabdžių darbinio cilindro plotas:

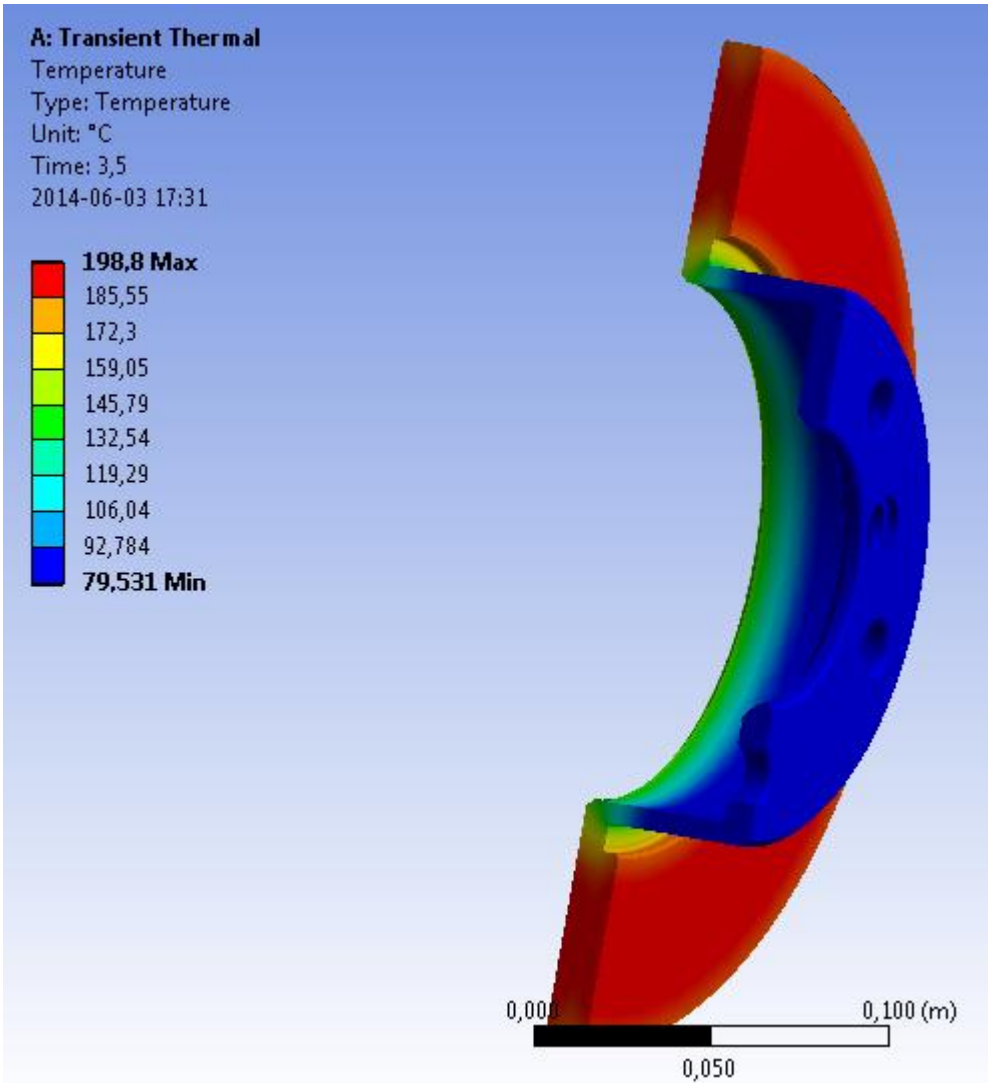
$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$q = 8,3 \cdot 10^6 \cdot 0,00229022 \cdot 0,38 \cdot 0,11 \cdot 94,2 \cdot 0,9 \cdot 2 = 134,8 \quad kW \tag{2.15}$$

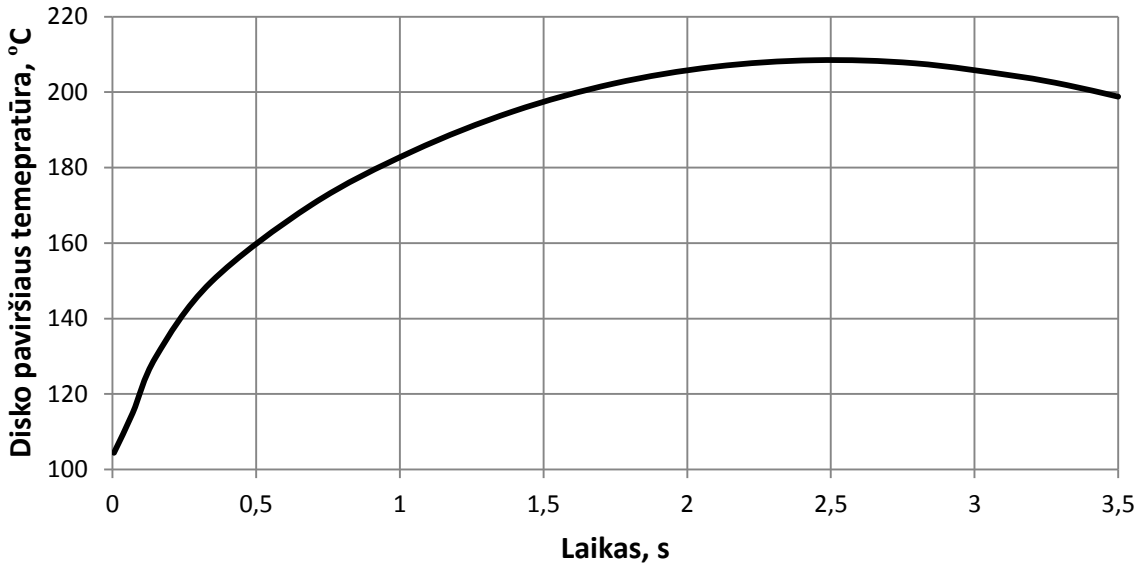


2.6 pav. Į baigtinius elementus padalintas 286 mm aušinamas diskas

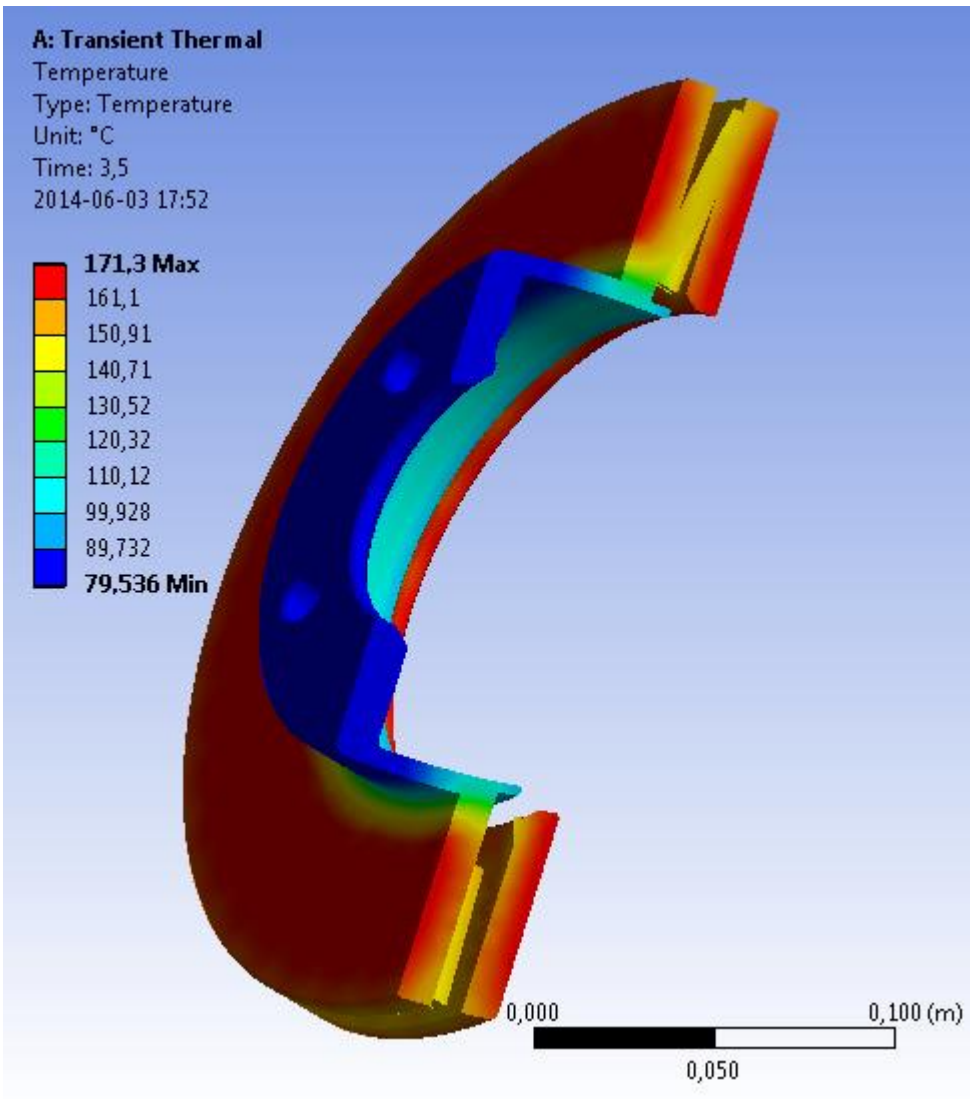
Konvekcinis aušinimas 100 W/m^{2}K (Adamowicz, Grzes 2001b), sustojus natūrali konvekcija (50 W/m^{2}K), stabdymo trukmė 3,5 s, aplinkos temperatūra 22 °C, 286 mm diskų pradinė temperatūra 82 °C, 325 mm disko 90 °C. Tai atitinka ekstremalų stabdymą nuo 105 km/h iki 0 km/h. Gauti rezultatai pavaizduoti toliau esančiuose 2.7–2.13 paveiksluose.



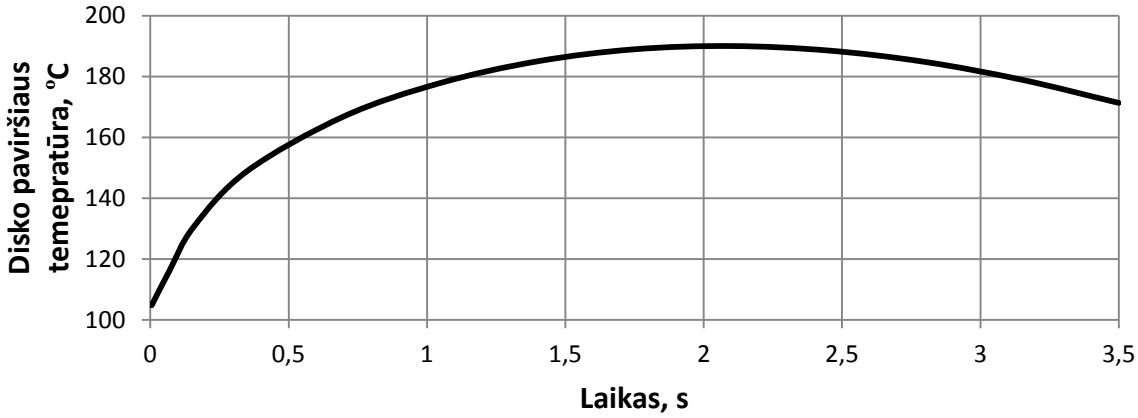
2.7 pav. Monolitinio disko temperatūros pasiskirstymas



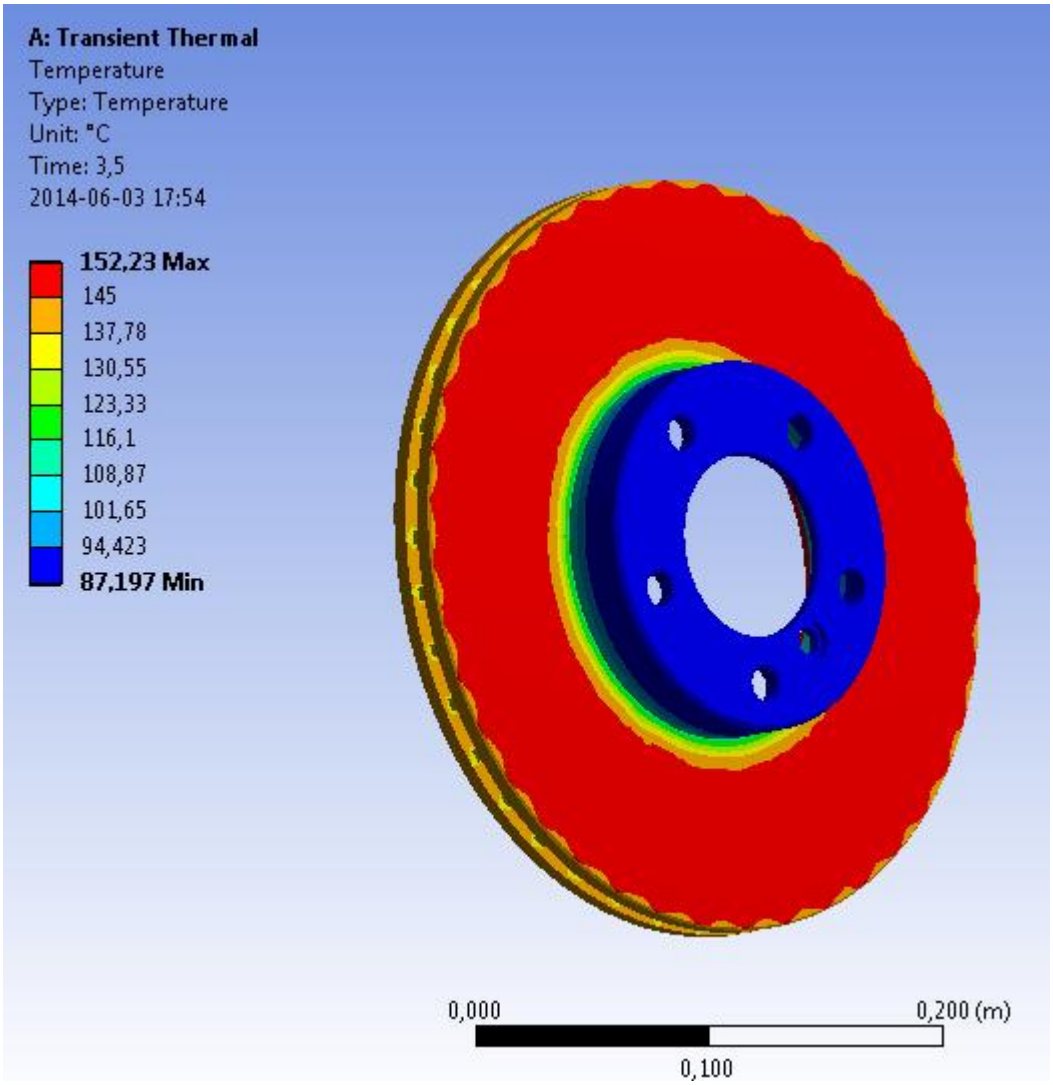
2.8 pav. Neaušinamo 286 mm disko temperatūros priklausomybė nuo laiko



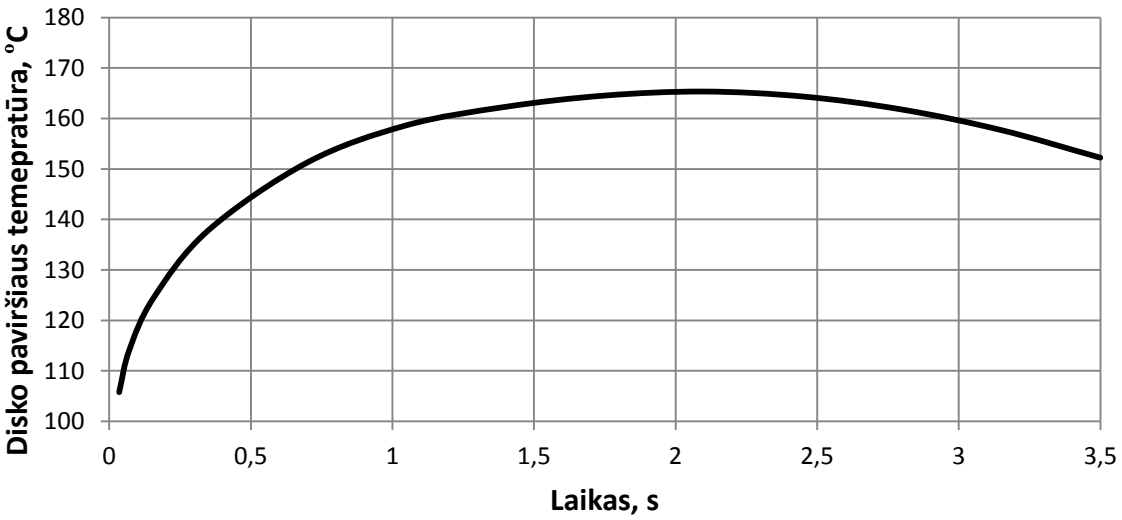
2.9 pav. Aušinamo 286 mm disko temperatūros pasiskirstymas



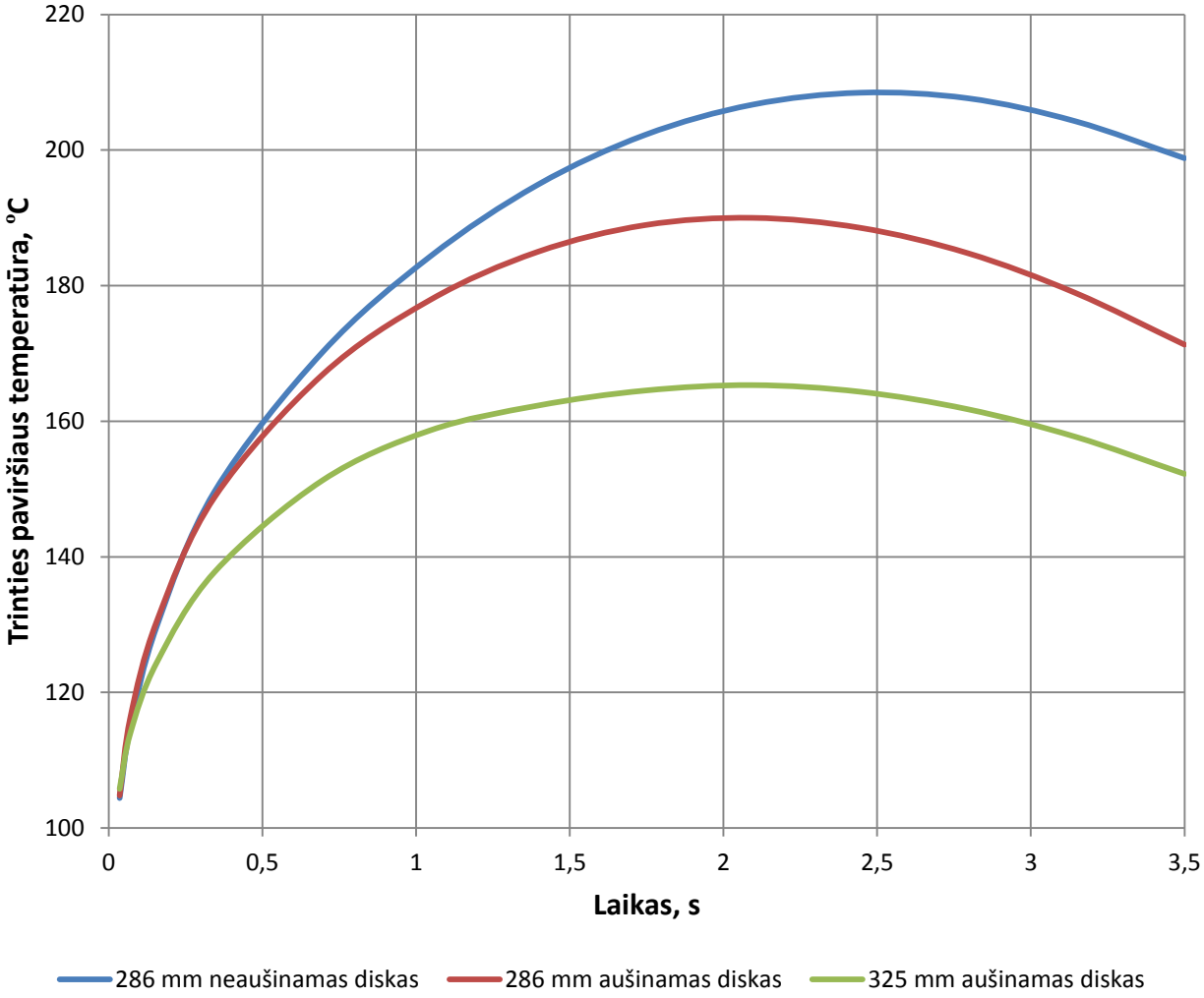
2.10 pav. Aušinamo 286 mm disko temperatūros priklausomybė nuo laiko



2.11 pav. Aušinamo 325 mm disko temperatūros pasiskirstymas



2.12 pav. Aušinamo 325 mm disko temperatūros priklausomybė nuo laiko



2.13 pav. Diskų paviršiaus temperatūros

2.4 Skyriaus išvados

Apžvelgiant rezultatus, matyti, jog labiausiai kaista mažo skersmens neaušinamų diskų, jie po stabdymo įkaista iki 198,8 °C. Tuo tarpu tokio pat skersmens aušinamas stabdžių diskas, esant tokioms pat sąlygoms, įkaista 27 °C mažiau (iki 171,3 °C). Mažiausiai kaista didžiausio skersmens diskai (325 mm), jie po stabdymo kaista 19,1 °C laipsnio mažiau, nors bandymas pradėtas esant 8 °C didesnei disko temperatūrai.

3. Diskinių stabdžių eksperimentiniai tyrimai

Eksperimentinių tyrimų tikslas – nustatyti lengvojo automobilio BMW 316i ekstremalaus stabdymo parametrus: išilginį lėtėjimo pagreitį, slėgį priekinio rato darbo cilindre, pradinį greitį, disko paviršiaus temperatūrą. Gauti duomenys reikalingi matematiniam modeliui patikrinti bei patikslinti.

Ekstremalus stabdymas – tai stabdymas sukuriant didžiausią galimą stabdymo pagreitį esamomis sąlygomis. Ekstremalaus stabdymo bandymai buvo atlikti Thomas *et al.* (2002) bandant, kiek ekstremalaus stabdymo ciklų atlaikys stabdžių diskas, kol pasireikš ryškūs termomechaninio nuovargio požymiai. Šio bandymo tikslas – nelaukti disko lūžimų, tačiau išmatuoti temperatūrą, kuri yra pasiekiama trinkelės–disko trinties paviršiuje. Bus bandoma 3 kartus su įvairiais stabdžių diskais. Automobilis pasirenkamas BMW 316i su stabdžių antiblokavimo sistema (toliau – ABS). Automobilio ir stabdžių duomenys pateikiami 3.1 lentelėje.

3.1 lentelė. Lengvojo automobilio ir stabdžių diskų techniniai duomenys

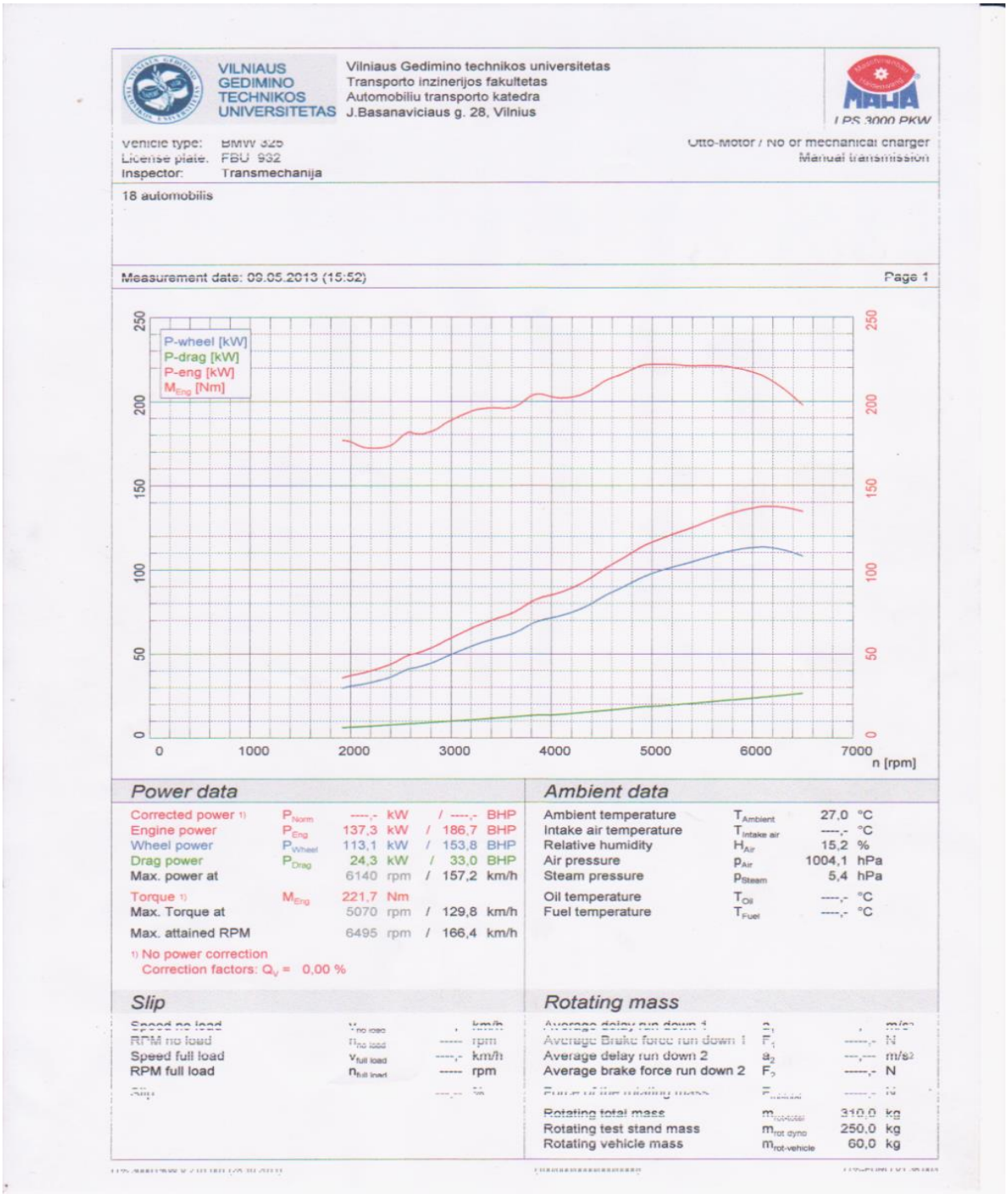
Eil. Nr.	Automobilio markė	ABS	Disko skersmuo, mm	Disko darbinis storis, mm	Aušinamas diskas
1.	BMW 316i / 303 kW / 1995	+	286	12	–
2.	BMW 316i / 303 kW / 1995	+	286	22	+
3.	BMW 316i / 303 kW / 1995	+	325	25	+



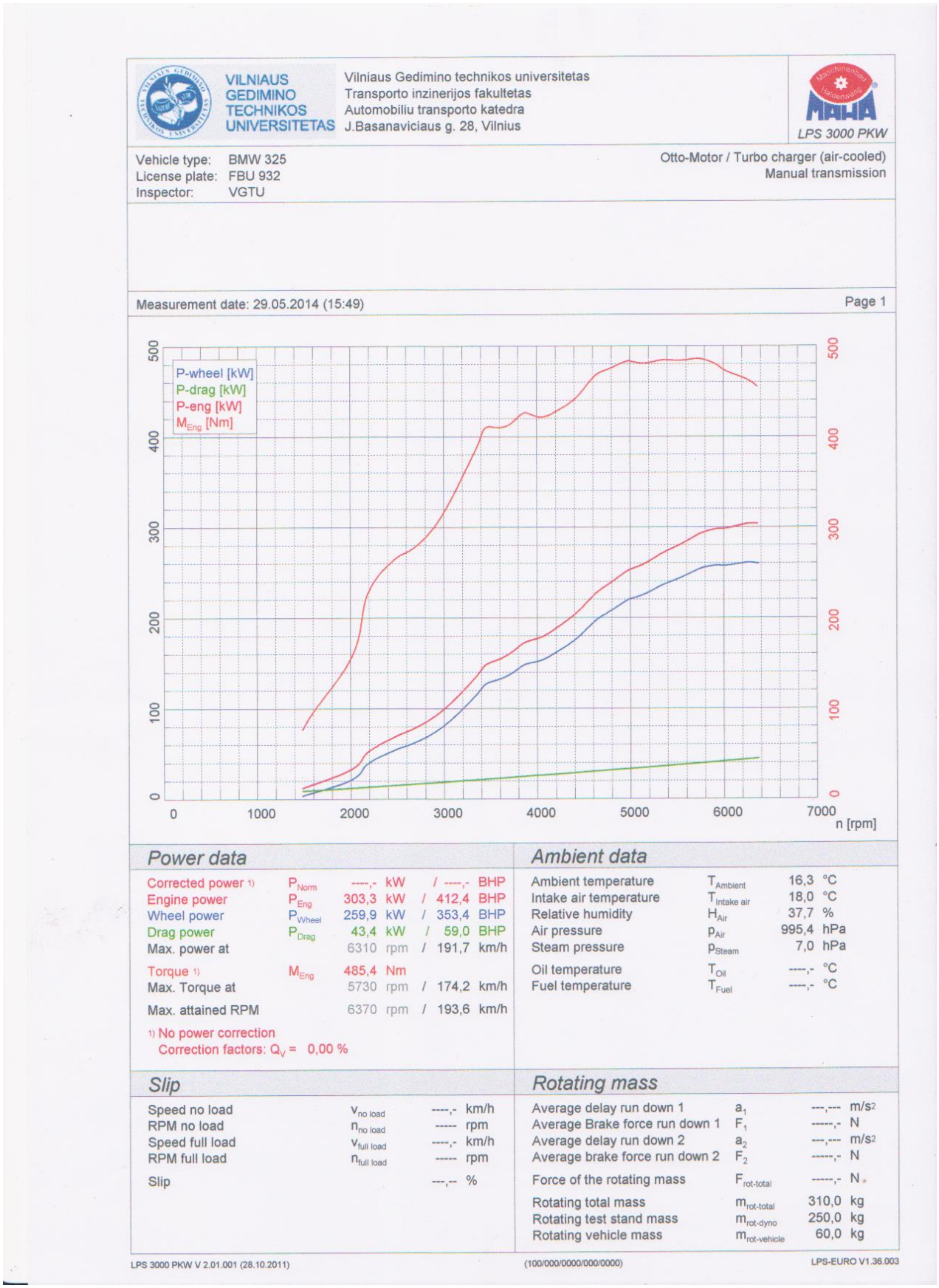
3.1 pav. Bandomas 325 mm skersmens diskas

3.1 Automobilio paruošimas

Bazinis modelis yra BMW 316i E36/5 1995 m gamybos su 4 cilindrų 1,6 l darbinio tūrio 75 kW M43B16 varikliu. Variklis keičiamas į 6 cilindrų 2,5 l darbinio tūrio 141 kW M50B25 variklį (3.2 pav. sukimo momento charakteristika), kartu keičiant pagrindinius pakabos mazgus bei priekinius stabdžius komplektuojamus su 2,5 M50B25 varikliu (3.1 pav.). Kitas etapas yra galios didinimas panaudojant turbokompresorių. Galia didinama iki 303 kW (3.3 pav.).



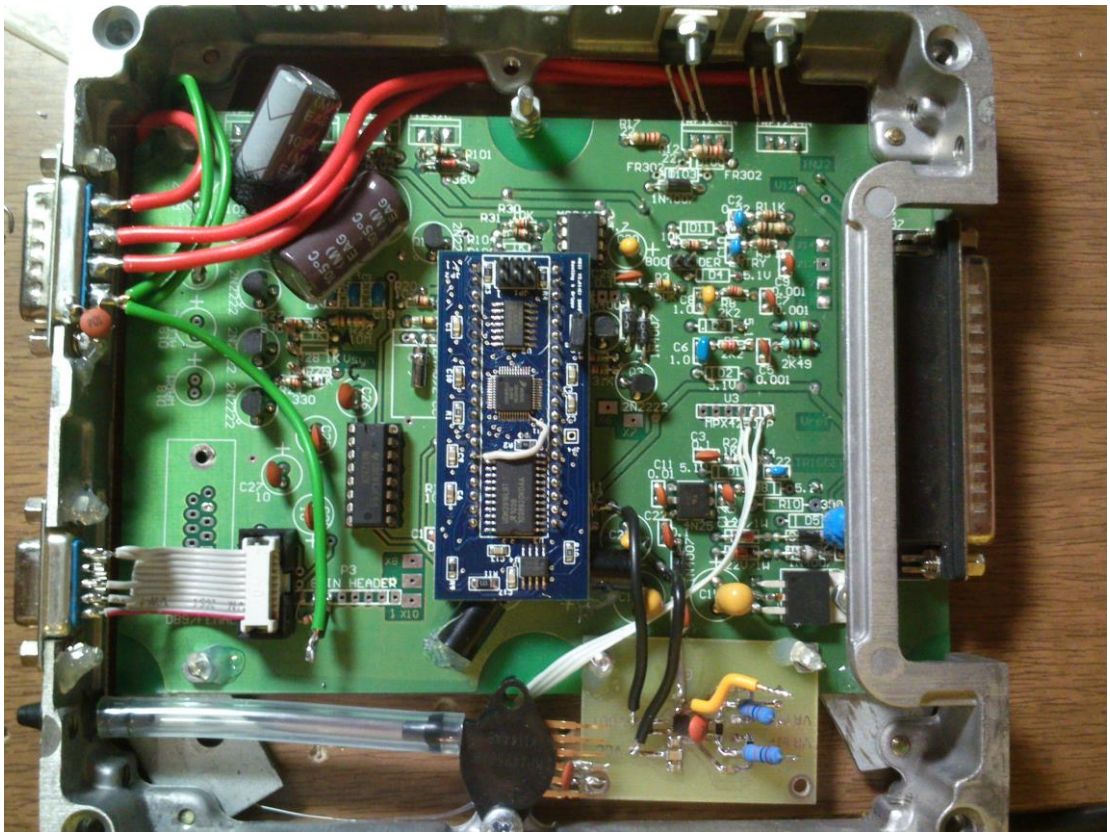
3.2 pav. Atmosferinio M50B25 variklio išorinė charakteristika



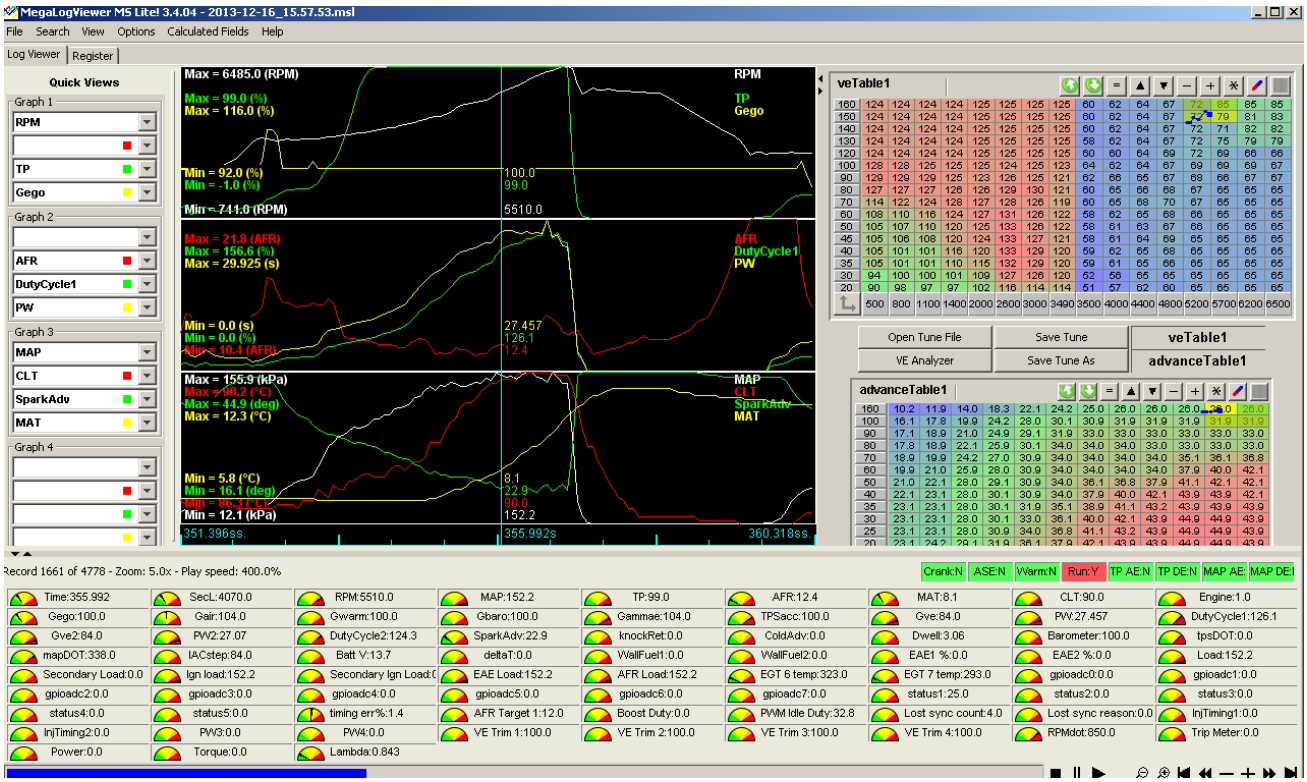
3.3 pav. M50B25 variklio išorinė charakteristika po galios didinimo darbų

3.1.1 Automobilio variklio galios didinimas

Pirmiausia parenkamas turbokompresorius. Tai yra KKK K27 turbokompresorius su kompresoriumi, kurio 50 mm įėjimas (angl. *inducer*) ir 76 mm išėjimas (angl. *exducer*), padalinto įėjimo turbina, kurios įėjimo sparnuotės skersmuo 76 mm (angl. *inducer*) ir 64 mm išėjimas (angl. *exducer*). Pagamintas išmetimo kolektorius taip pat padalintas (angl. *twin scroll*), montuojamas išorinis AUDI MC variklio praleidimo vožtuvas 35 mm skersmens bei laisva (išmetimo sistemoje nėra jokių pertvarų) 76 mm skersmens išmetimo sistema su 2 rezonatoriais. Padidinus oro kiekį, būtina padidinti degalų kiekį, tam naudojami pralaidesni 885 cm^3/min purkštukai, našesnis degalų siurblys bei variklio valdymo blokas. Programuojamas valdymo blokas pagamintas „Megasquirt 2“ pagrindu ir įmontuotas 250 kPa absoliutinio slėgio jutiklis. Naudojami degalai yra bioetanolis (E85).



3.4 pav. Variklio valdymo blokas „Megasquirt 2“



3.5 pav. Variklio M50B25 duomenų išrašo ištrauka

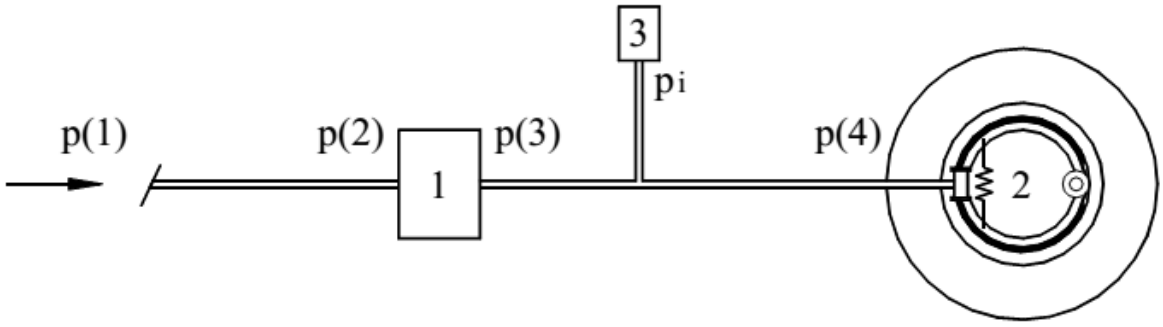
Uždegimo sistema naudojama standartinė, žvakės pakeistos į tinkamo kaitrumo NGK BKR7E, keičiami komutatoriai į izoliuotos užtūros bipoliarius tranzistorius IRGB41C40L. Pripūtimo slėgis 0,7 bar. Variklio darbo parametrai matomi 3.5 pav.

3.2 Eksperimento eiga ir sąlygos

1) Automobilis buvo bandomas esant 105 ir 150 km/h pradiniam judėjimo greičiui. Kiekvienu atveju pasiekus atitinkamą greitį buvo stabdoma darbiniu stabdžiu. Stabdžių pedalas laikomas nuspaustas iki visiško automobilio sustojimo.
2) Prieš stabdymą ir po stabdymo matuojama stabdžių disko temperatūra.
3) Automobilio apkrova visų bandymų metu vienoda – vairuotojas ir keleivis.
4) Bandymai atliekami su 286 mm aušinamais ir 325 mm aušinamais diskais.
5) Bandymai atliekami po 3 kartus nuo 105 km/h ir po 1 kartą nuo 150 km/h.
6) Visais atvejais fiksuojamas stabdymo pagreitis ir slėgis darbiniame cilindre bei stabdymo trukmė.
7) Visais atvejais naudojama ABS.
8) Išmatuotas oro slėgis padangose.

3.2.1 Priekinio darbinio stabdžio cilindro slėgio matavimas

Bandymų metu buvo matuojamas slėgis priekinių stabdžių darbiniame cilindre p_i. Automobilio BMW 316i stabdžių sistema eksperimento metu buvo modifikuota įmontuojant į magistralinius vamzdelius trišakį tarp ABS bloko ir darbinio cilindro. Iš galų buvo prijungta magistralė, iš viršaus slėgio jutiklis „Danfoss MBS 4050–3415–1FB04“. Matavimo metu slėgis priekinėse padangose buvo po 2,8 bar, galinėse po 2,5 bar, padangų dydis 215/45R17.

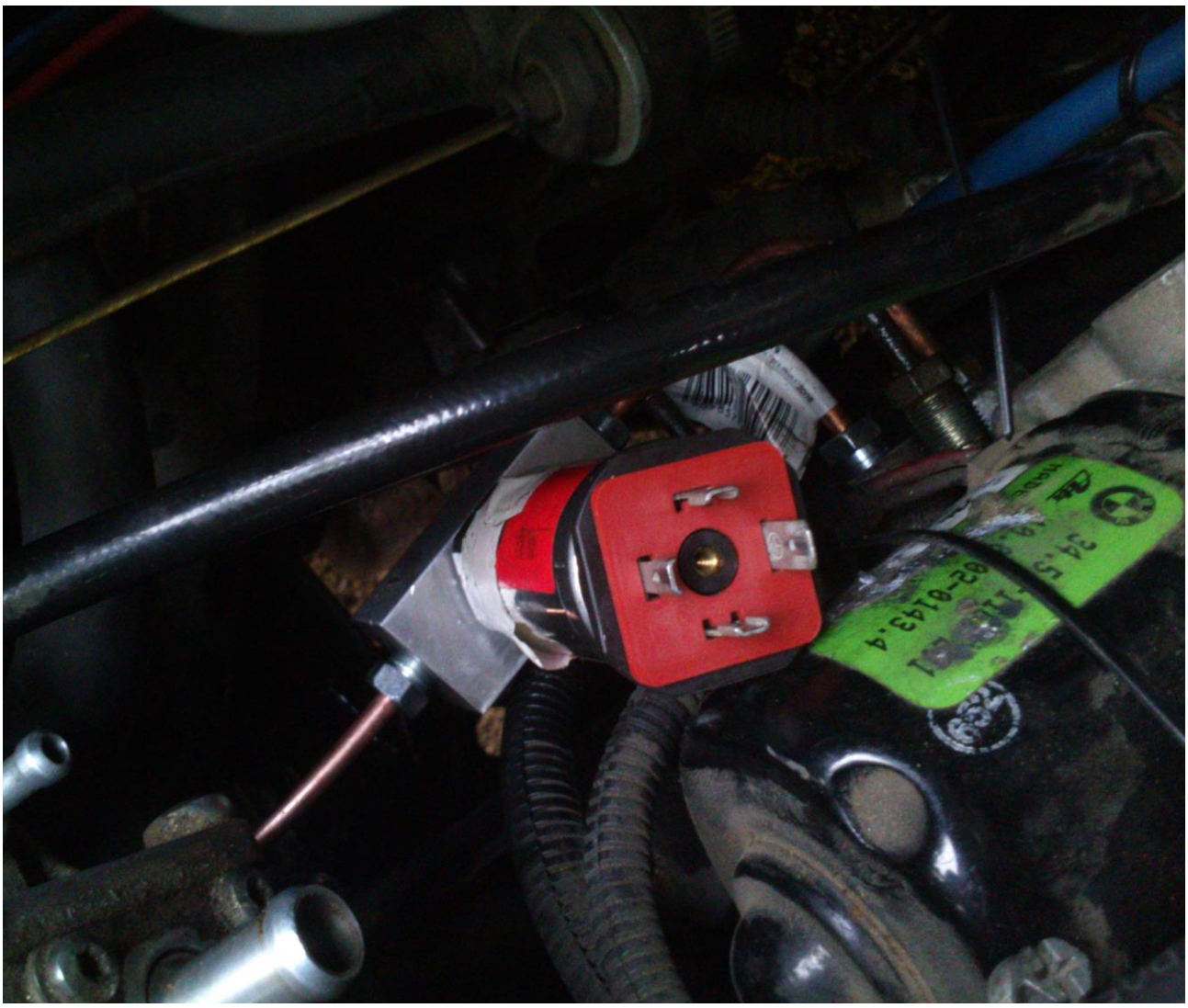


3.6 pav. Slėgio jutiklio stabdžių sistemoje schema:
1 – ABS blokas; 2 – darbinis stabdžių cilindras; 3 – slėgio jutiklis

Slėgio matavimo eiga ir sąlygos:

1) Priimama, jog trišakio slėgio nuostoliai yra mažesni už matavimo paklaidas, todėl išmatuotas slėgis yra lygus stabdžių cilindro slėgiui.
2) Slėgis matuojamas skaitmeniniu oscilografu „Meteix MTX 1054“, prijungtu prie kompiuterio „DELL Inspiron 8600“ naudojant USB sąsają ir programų paketą SCOPEin@BOX V2.02.

Gauti duomenys apdorojami su „MS Excel“ programine įranga.

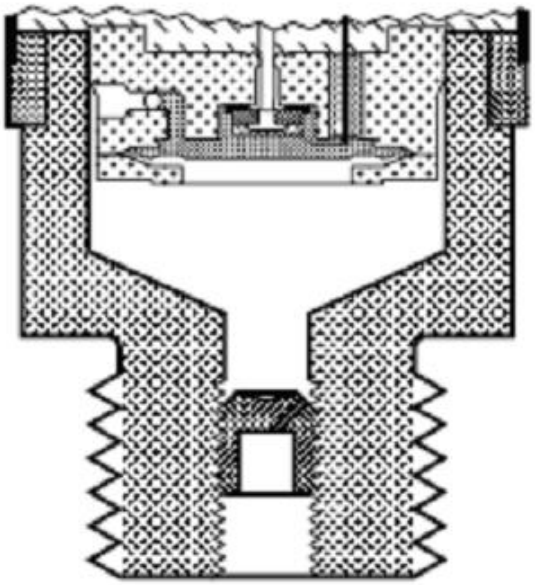


3.7 pav. Slėgio jutiklis Danfoss „MBS 4050–3415–1FB04“ prijungtas prie stabdžių sistemos

3.3 Matavimo įranga

3.3.1 Slėgio jutiklis „Danfoss MBS 4050“

Slėgio matavimui stabdžių sistemoje su ABS naudojamas jutiklis „Danfoss MBS 4050“ (3.9 pav). „Danfoss MBS 4050“ jutiklis turi integruotą impulsų slopintuvą, kuris leidžia jutikliui patikimai veikti esant sunkioms sąlygoms. Jutiklis skirtas naudoti hidraulikoje, kur labai dažni hidrauliniai smūgiai ir kavitacija. Dėl šių reiškinių nominalus slėgis daug kartų viršijamas. Integruotas impulsų slopintuvas yra įvorė, įmontuota tarp matuojamos terpės ir jutiklio jautriojo elemento (3.8 pav). Jutiklis, įjungtas į sistemą, pavaizduotas 3.7 pav.



3.8 pav. Integruotas impulsų slopintuvas

3.2 lentelė. „Danfoss MBS 4050“ jutiklio pagrindiniai techniniai duomenys

Pagrindinės charakteristikos	
Tikslumas	±0,3 % matavimo srities MS (tipinis) ±0,8 % MS (maksimalus)
Netiesiškumas	<0,2 % MS
Matavimo histerezė	≤0,1 % MS
Temperatūrinis poveikis	≤0,1% MS/10K
Reagavimo laikas	≤4 ms
Statinis leistinas slėgis	1500 bar
Matavimo diapazonas	0÷250 bar
Elektrinės charakteristikos	
Išėjimo signalas	0÷10 VDC
Maitinimo įtampa	15÷30 VDC
Naudojama srovė	< 8 mA
Priklausomybė nuo maitinimo įtampos	<0,05% MS/10V
Išėjimo varža	≤25 Ω
Aktyvios apkrovos varža	RL ≥15kΩ
Aplinkos sąlygos	
Darbo temperatūra	nuo –40 °C iki + 85 °C

3.2 lentelės pabaiga

Temperatūros kompensacija	nuo 0 °C iki + 80 °C
Transportavimo temperatūra	nuo –50 °C iki + 85 °C
Elektromagnetinė emisija	EN 61000–6–3
Elektromagnetinis atsparumas	EN 61000–6–2
Izoliacijos varža	>100 MΩ esant 100 V
Mechaninės charakteristikos	
Su matuojama terpe kontaktuojančios dalys	DIN 17440–1.4404 (AISI 316 L)
Korpusas	DIN 17440–1.4404 (AISI 316 L)
Prijungimas	DIN 3852–G ¼ ANBR, O–ring
Elektrinė jungtis	EN 175301–803, Pg9
Masė	0,2–0,3 kg



3.9 pav. Slėgio jutiklis „Danfoss MBS 4050–3415–1FB04“ su trišakiu ir vamzdeliais paruoštas jungimui į stabdžių sistemą

3.3.2 Greičio ir pagreičio matavimo prietaisas „Race Technology AX22“

Greičiui ir pagreičiui matuoti naudojamas „Race Technology AX22“ prietaisas. Greičio matavimui naudojama palydovinė navigacijos sistema, duomenys atnaujinami 5 kartus per sekundę. Pagrindiniai šio prietaiso parametrai 3.3 lentelėje.

3.2 lentelė. Prietaiso AX22 pagrindiniai techniniai duomenys

Ekrano tipas	20 x 2 simbolių, STN tipo su LED apšvietimu
Atmintis	Compact flash I tipo, naudojamas FAT16 failų sistema. Mažiausia kortelės talpa 32 MB, didžiausia 2 GB.
GPS	5 Hz dažniu atnaujinama pozicija, greitis, pozicijos ir greičio paklaida be interpoliacijos.
GPS nuoseklioji sąsaja	Gaunami GPS duomenys gali būti konfigūruojami su AK, RMC ir GGA standartinis išėjimas NMEA pranešimams 1 Hz dažniu.
AX22 nuoseklioji sąsaja	Realaus laiko duomenys siunčiami 115 kbaud sparta.
Akselerometrai	3 ašių, tikslus skaitmeninis išėjimas. Garantuojamas 2 G kitimas visomis kryptimis esant tikslumui geresniam nei 0,005 G.
Greitis	Gaunamas iš GPS ir išilginio pagreičio. Duomenys yra derinami naudojant statistinį filtrą, savaime optimimizuojasi kiekvieną laiko momentą.
Pozicija	Suskaičiuota programine įranga naudojant GPS ir akselerometrų duomenis
Maitinimas	12 V nominali įtampa, naudojama srovė apie 150 mA. Toleruojamos įtampos maždaug nuo 9 V iki 18 V.
GPS radijo dažnio jungtis	SMA tipo jungtis su 3,3 V antenos maitinimui.



3.10 pav. Prietaisas „Race Technology AX22“

3.3.3 Temperatūros matavimo prietaisas „Flir i7“

Temperatūros matavimui naudojamas „Flir i7“ termovizorius. Nustatomas spinduliuotės koeficientas ε=0,3 ir visų bandymų metu išlaikomas toks pat. Pagrindiniai šio prietaiso parametrai 3.3 lentelėje.

3.3 lentelė. Prietaiso „Flir i7“ pagrindiniai techniniai duomenys

Ekranas	140 x 140 taškų, 2,8 colio spalvotas LCD
Iš viso taškų	19600
Terminis jautrumas	< 0,1 ºC
Tikslumas	+/– 2 % arba 2 ºC
Matavimo ribos	Nuo –20 º C iki 250 ºC
Matymo kampas	29º x 29º
Fokusavimas	Laisvas fokusavimas
Jutiklis	Neaušinamas mikrobolometras

3.3 lentelės pabaiga

Atnaujinimo dažnis	9 Hz
Emisijos koeficientas	0,1–1 reguliuojamas
Failo tipas	JPG (> 5000)
Akumuliatorius	Ličio jonų, veikimo laikas daugiau kaip 5 valandos
Matmenys	223 x 79 x 85 mm
Svoris	365 g
Kritimas	Atlaiko kritimą iš 2 m aukščio
Smūgis	Iki 25 G, pagal IEC 60068–2–29
Vibracija	Iki 2 G, pagal IEC 60068–2–6



3.11 pav. Prietaisas „Flir i7“

3.3.4 Kita naudojama įranga

Slėgio stabdžių sistemoje jutiklio duomenims nuskaityti naudojamas „Meteix MTX 1054“ skaitmeninis oscilografas, 24V Festo maitinimo blokas (išėjimas 24V 4,5 A, maitinimas nuo

85 V iki 240 V) ir įtampos keitiklis iš 12 V į 230 V „Nordic Power WT–30SN–12E“. Šiuo keitikliu buvo maitinamas oscilografas ir slėgio jutiklio maitinimo blokas. Principinė elektrinė schema pavaizduota 3.14 pav.

3.3 lentelė. Prietaiso „Meteix MTX 1054“ pagrindiniai techniniai duomenys

Vartotojo sąsaja	
Ekrano reikalavimai	Minimali raiška 1024 x 768
Vaizdavimo režimas	8 x 10 div, daugialangis režimas (valdymo panelė, takelis, dydis, FFT ir t. t.)
Vertikalus kreipimas	
Vertikalus kreipimas	2,5 mV – 100 V/div, iki 250 µV naudojant vertikalų išplėtimą
Dažnis	150 Mhz
Kanalai	4, 1 klasės, bendras įžeminimas
Horizontalus kreipimas	
Horizontalus kreipimas	35 padėtys nuo 1 ns iki 200 s/div
Skaitmeninis įrašymas	
Signalo diskretizavimas	10 bitų ASK, iki 200 milijonų atskaitų/s
Įrašo trukmė	50 000 taškų
Valdymo prievadas	USB



3.12 pav. Oscilografas Meteix „MTX 1054“

3.4 lentelė. Prietaiso „Nordic Power WT–30SN–12E“ pagrindiniai techniniai duomenys

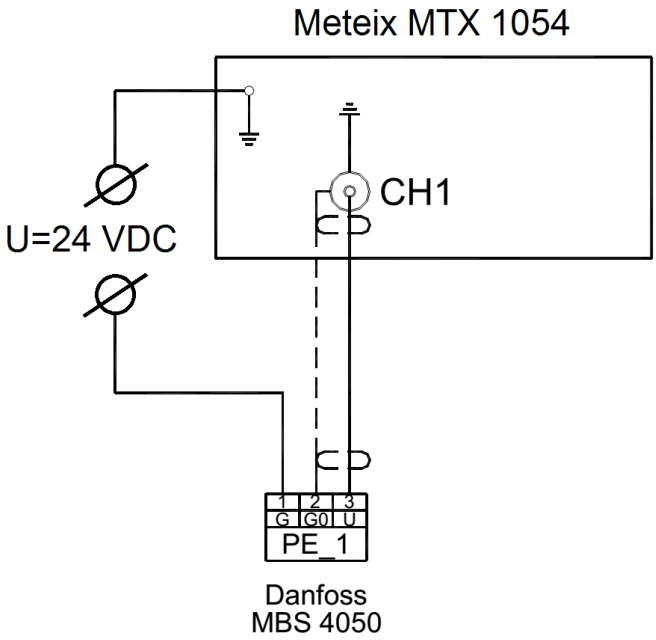
Pagrindinės charakteristikos	
Išėjimo galia	300W
Trumpalaikė galia	500W
Išėjimo įtampa	230V +/– 3 %
Išėjimo dažnis	50 Hz +/– 1 %
Išėjimo signalo forma	Gryna sinusoidė
Bedras harmonikų iškraipymas (THD)	3 %
Iėjimo įtampos ribos	10,5 V ~ 16,5 V
Maksimalus naudingumo koeficientas	88 %
Naudojama srovė be apkrovos	< 0,7 A
Maksimali įėjimo įtampa	40 A
Baterijos iškrovos įspėjimas	10.5 V
Baterijos iškrovos apsauga	10 V
Matmenys (ilgis x plotis x aukštis)	215 x 147 x 66 mm
Masė	1,32 kg
Saugos sertifikatas	EN60950–1 : 2001 EN60950–1 : 2001+A11 : 2004



3.13 pav. Prietaisas „Nordic Power WT–30SN–12E“



3.14 pav. Maitinimo šaltinis FESTO DIDACTIC



3.15 pav. Slėgio jutiklio „Danfoss MBS 4050“ jungimo elektrinė principinė schema: PE_1 – slėgio jutiklis; oscilografas „Meteix MTX 1054“; U – 24V Festo maitinimo blokas.

3.4 Eksperimentinių tyrimų rezultatai

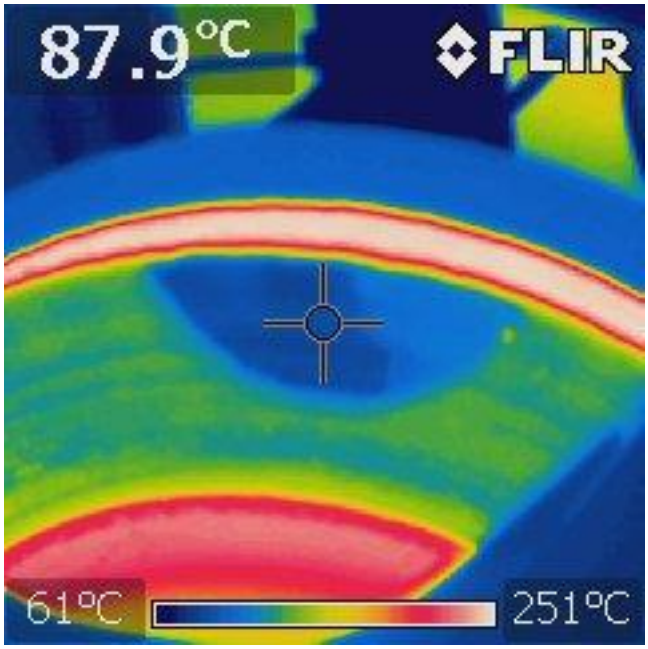
Bandymo metu matuojamas automobilio pagreitis, greitis, slėgis stabdžių sistemoje stabdymo metu ir disko temperatūra prieš ir po bandymo.

3.5 lentelė. Automobilio bandymo rezultatai

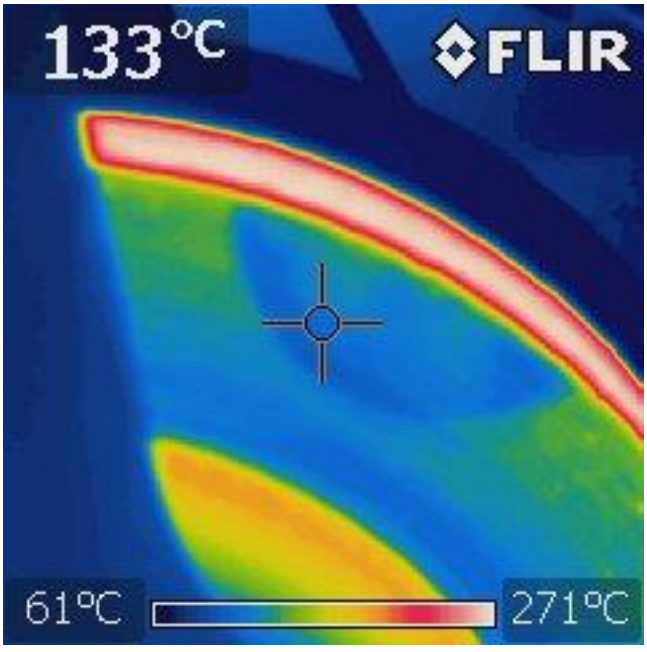
Bandy–mo numeris	Disko skersmuo, mm	Tempera–tūra prieš bandymą, º C	Tempera–tūra po bandymo, º C	Tempera–tūros skirtumas, º C	Pradinis greitis, km/h	Maksimalus pagreitis, m/s^2	Maksimalus slėgis, MPa
1	286	87,9	133	45,1	104	–10,7	11,97
2	286	82,7	138	55,3	107	–11,4	13,84
3	286	69,1	126	56,1	104	–10,9	13,3
4	286	72,1	171	98,9	144	–9,5	14,16
5	325	95,1	129	33,9	107	–11,1	12,52
6	325	82,4	116	33,6	104	–11,3	10,65
7	325	103	131	28	100	–11,2	11,82
8	325	71,5	176	104,5	155	–9,8	11,22

Bandymai buvo atliekami tame pačiame kelio ruože esant sausai asfaltbetonio dangai. Dangos šiurkštumas buvo panašus, išskyrus 8 bandymą, kurio metu danga buvo mažiau šiurkšti, nei kitais atvejais, o tai lėmė mažesnį pagreitį. 4 ir 8 bandymai buvo atliekami siekiant patikrinti, kaip stabdžių diskai susitvarko su didesnėmis apkrovomis bei dėl pavojingumo nebuvo kartota po 3 kartus, kaip atliekant bandymus esant 105 km/h greičiui. Vidutinis temperatūros pakilimas stabdant nuo 105 km/h iki 0 km/h su 286 mm aušinamais diskais 52,2 ºC (teorinio modeliavimo metu temperatūros pakilimas buvo 89,3 °C, įvertinus laiką nuo sustojimo iki matavimo 51,9 °C), su 325 mm aušinamais diskais 31,8 ºC (teorinio modeliavimo metu gautas 62,2 °C temperatūrų skirtumas, įvertinus laiką nuo sustojimo iki matavimo 33,4 °C). Disko paviršiaus temperatūra matuota maždaug po 40 s po visiško automobilio sustojimo, dėl ko diskas šiek tiek atvėso per tą laiką. Todėl buvo atliktas papildomas stabdžių diskų termodinaminių procesų modeliavimas, temperatūros kitimui per 40 s nustatyti. Modeliavimas atliktas su ANSYS Workbench 14.5 programų paketu, esant natūraliai konvekcijai (50 W/m^2K). Temperatūros kitimo grafikai 1 priede. ABS sistemos veikimas akivaizdžiai matomas 3.17 pav. Atliekant 4 bandymą pastebėta, jog stipriai sumažėjo trinties koeficientas tarp stabdžių disko ir trinkelės. Taip pat po šio bandymo stabdžių disko spalva pasikeitė: iš gana blizgaus plieno paviršius pasidarė melsvas. Tai reiškia, kad esant dideliam greičiui disko paviršiaus temperatūra buvo labai aukšta, dėl to sumažėjęs trinties koeficientas tarp disko ir trinkelės sumažino ir lėtėjimo pagreitį nuo vidutiniškai -11 m/s^2 iki -9,5 m/s^2. Nors ir stabdžių pedalas buvo spaudžiamas labai stipriai, ABS sistema beveik neveikė, slėgis sistemoje

buvo pats didžiausias ir siekė 14,16 MPa (3.23 pav). Tai rodo, jog esant itin ekstremalioms sąlygoms, 286 mm nėra pakankamai efektyvūs. Taip pat dėl disko paviršiaus perkaitimo nebuvo tikslūs temperatūros matavimai.

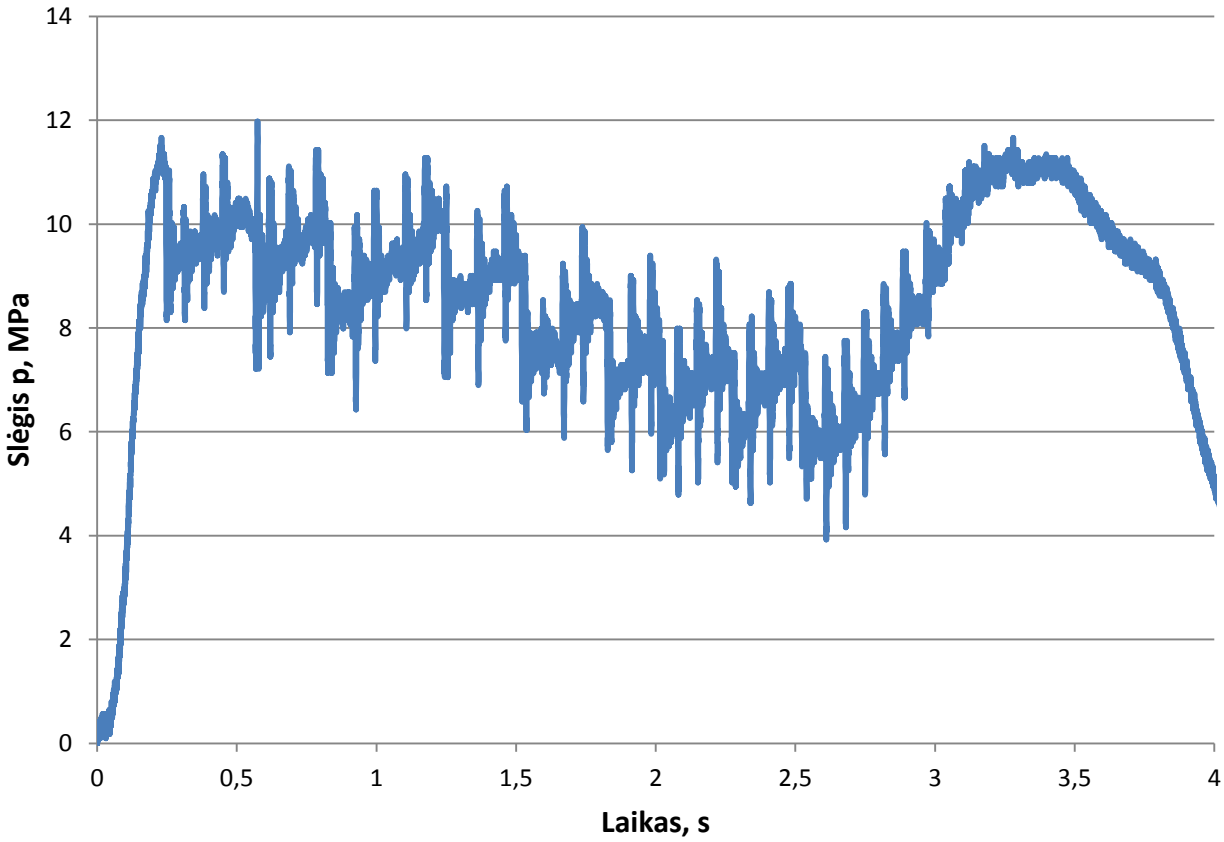


a)

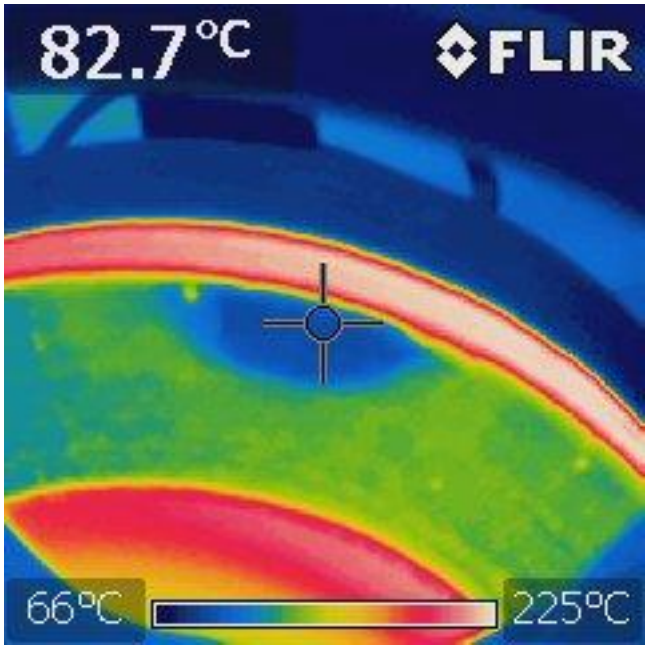


b)

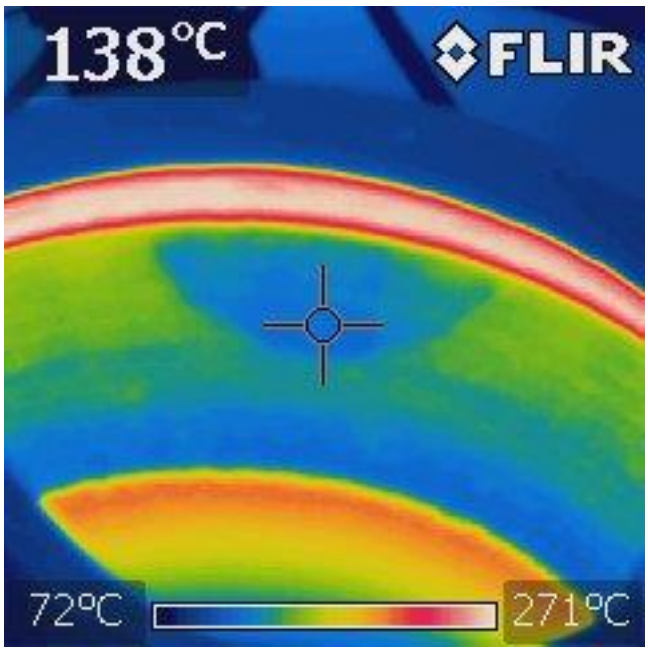
3.16 pav. Temperatūros pasiskirstymas pirmojo bandymo metu su 286 mm disku:
a – prieš bandymą; b – po bandymo



3.17 pav. Slėgio kitimas 1 bandymo metu

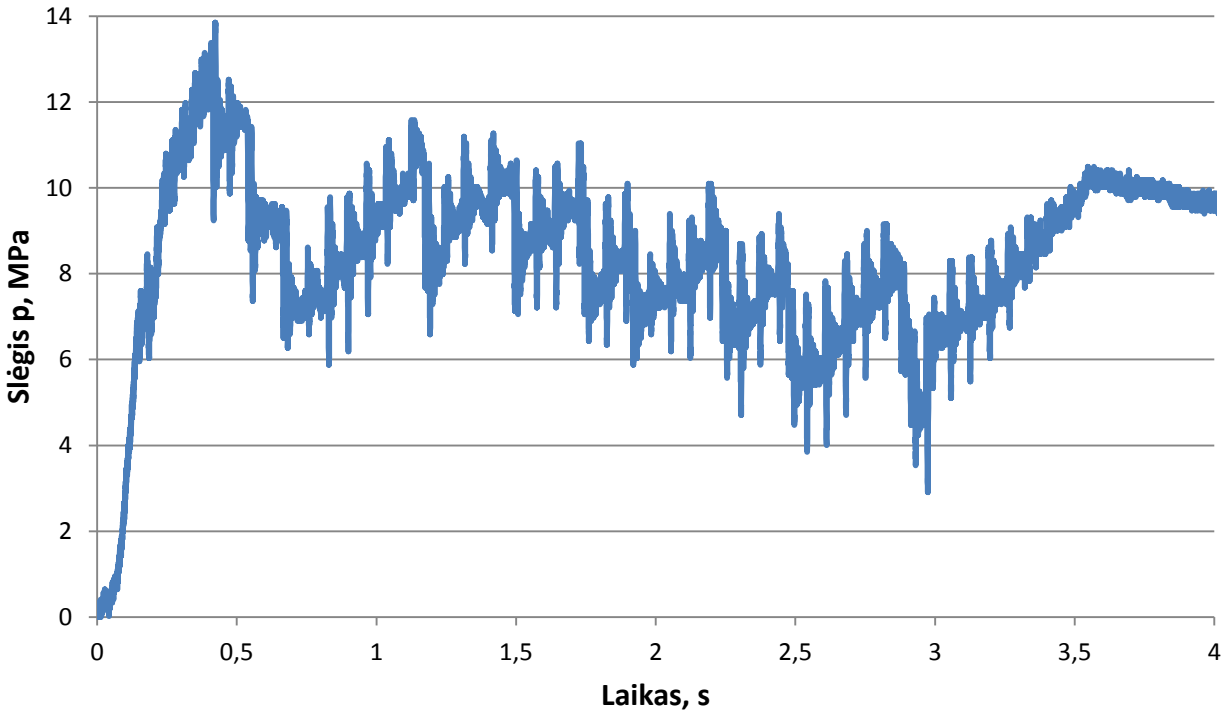


a)

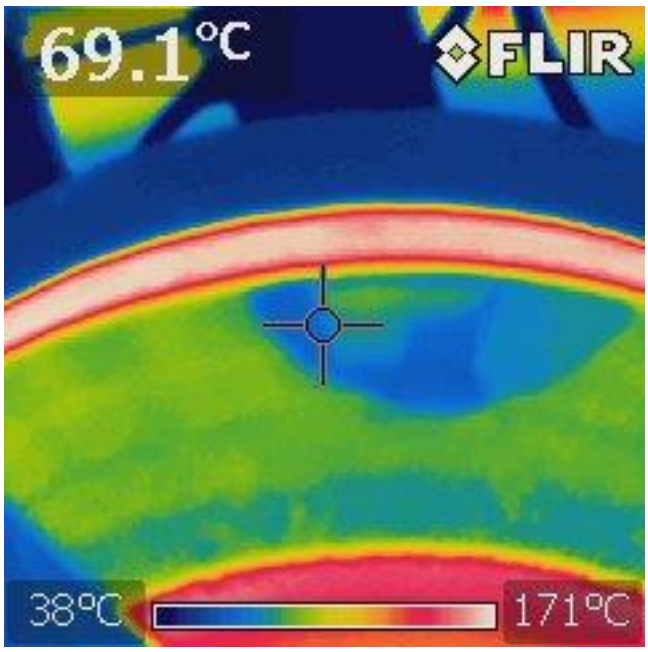


b)

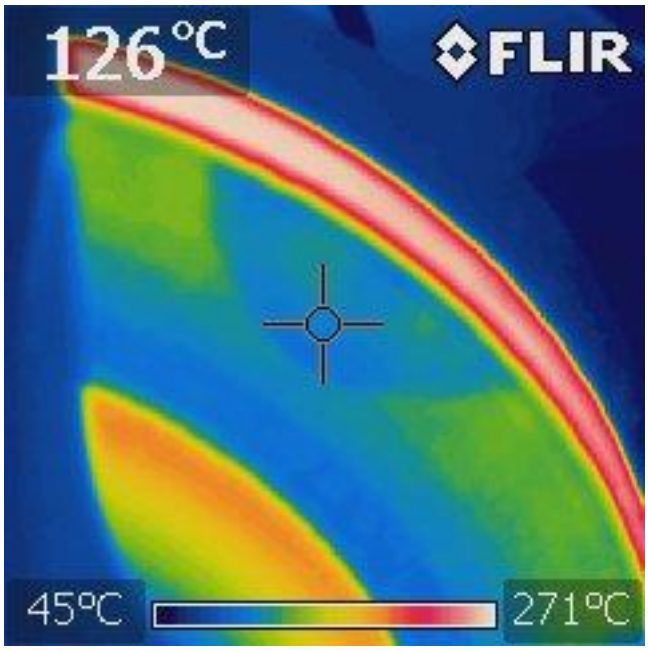
3.18 pav. Temperatūros pasiskirstymas antrojo bandymo metu su 286 mm disku:
a – prieš bandymą; b – po bandymo



3.19 pav. Slėgio kitimas 2 bandymo metu

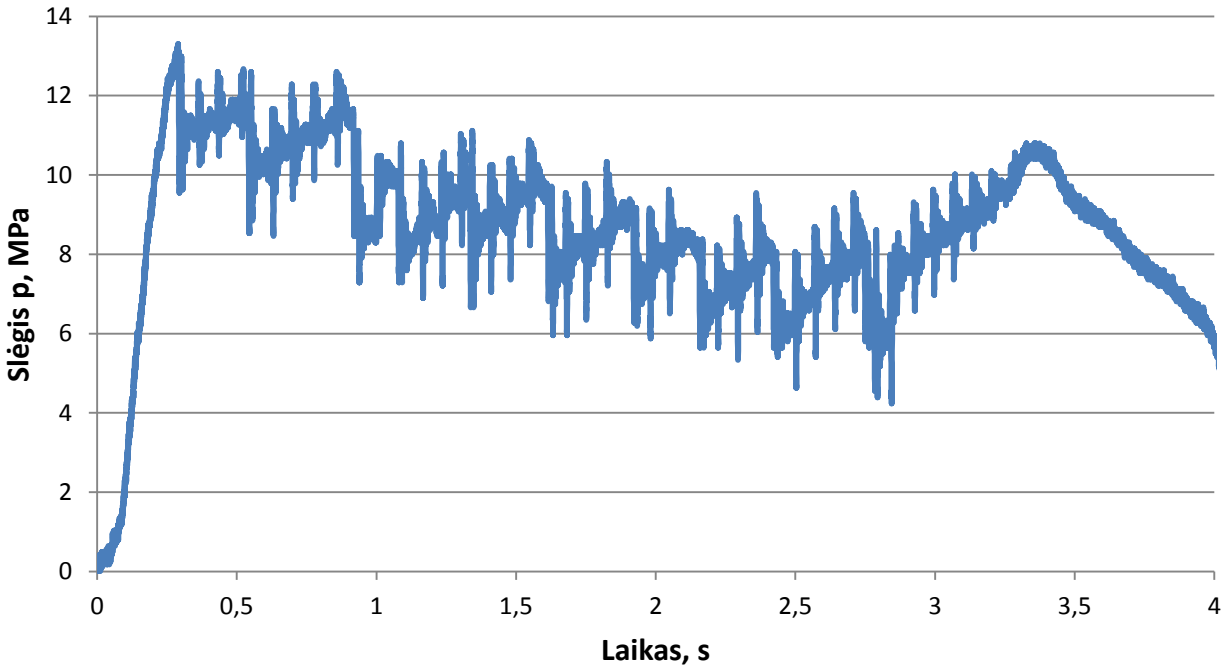


a)

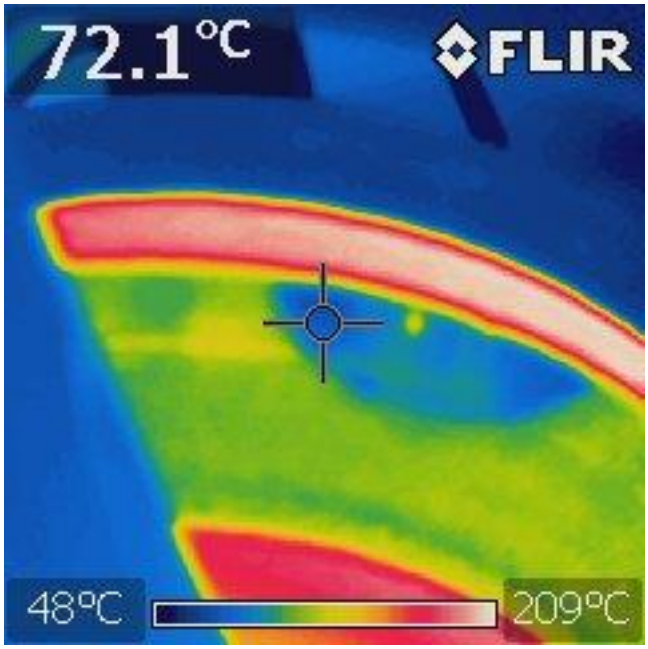


b)

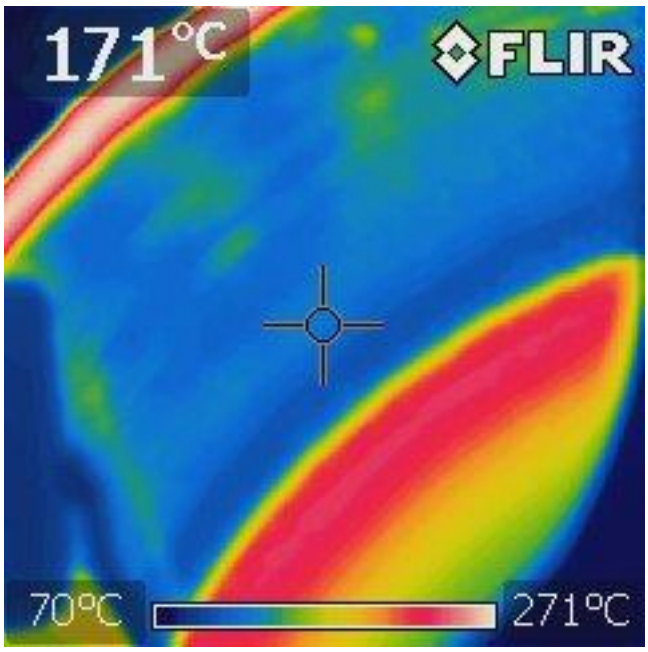
3.20 pav. Temperatūros pasiskirstymas trečiojo bandymo metu su 286 mm disku: a – prieš bandymą; b – po bandymo



3.21 pav. Slėgio kitimas 3 bandymo metu



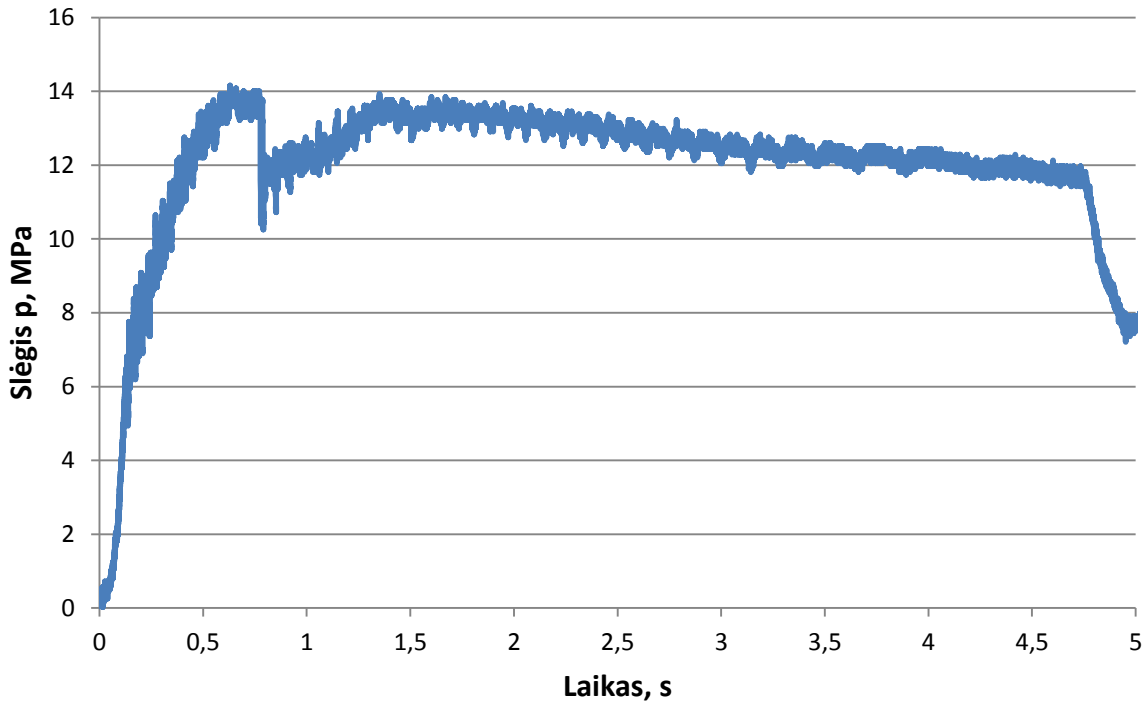
a)



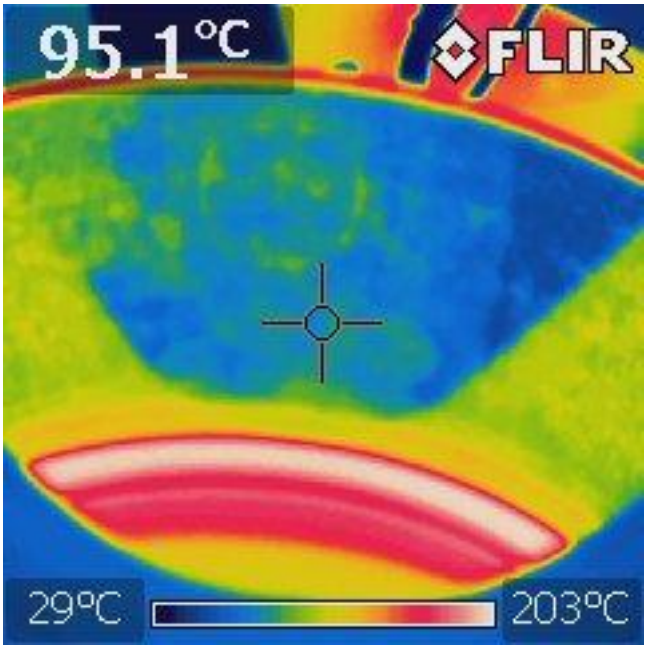
b)

3.22 pav. Temperatūros pasiskirstymas ketvirtojo bandymo metu su 286 mm disku, kai pradinis greitis 144 km/h:

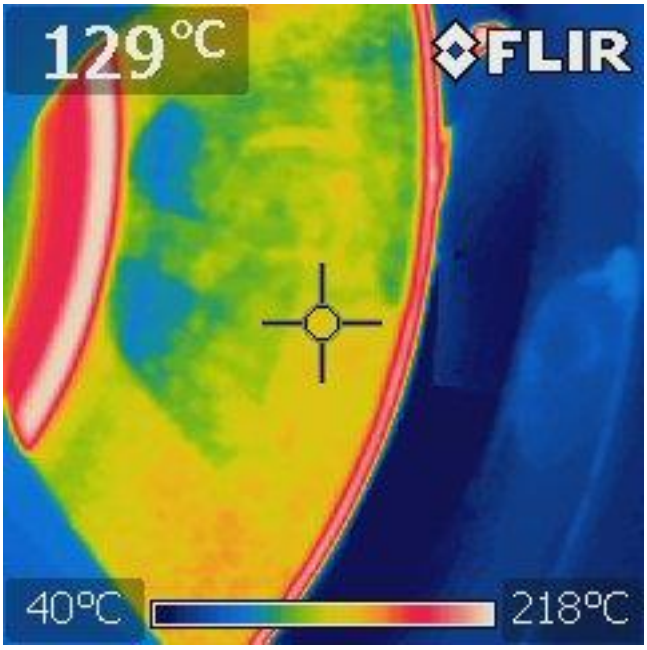
a – prieš bandymą; b – po bandymo



3.23 pav. Slėgio kitimas 4 bandymo metu



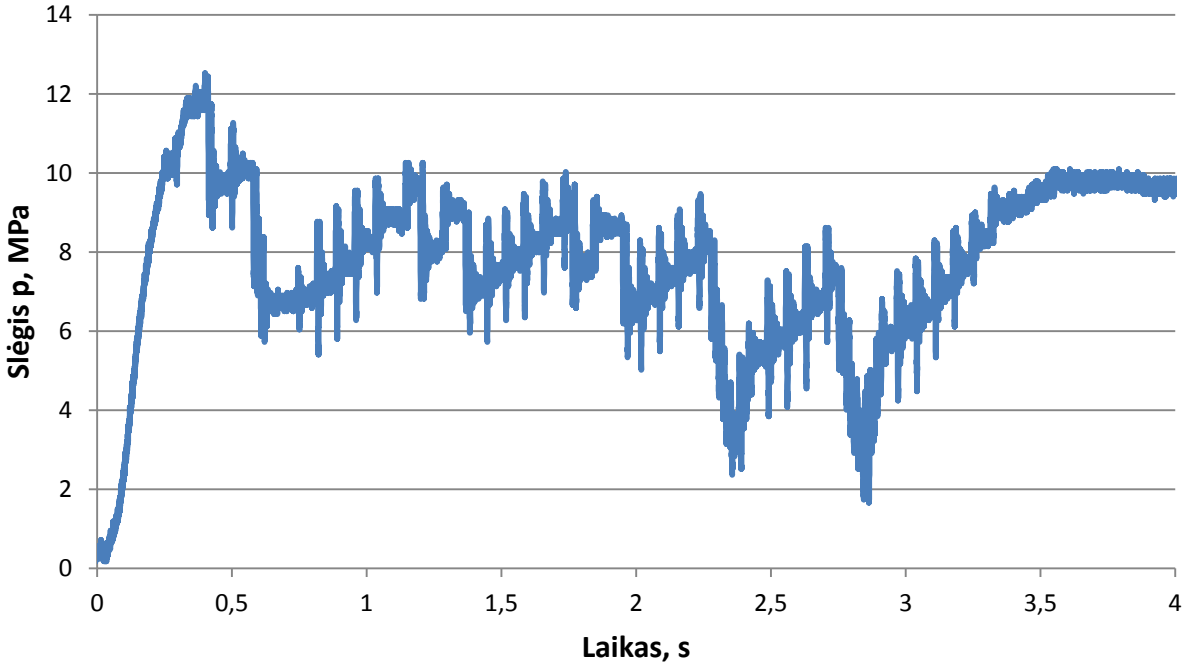
a)



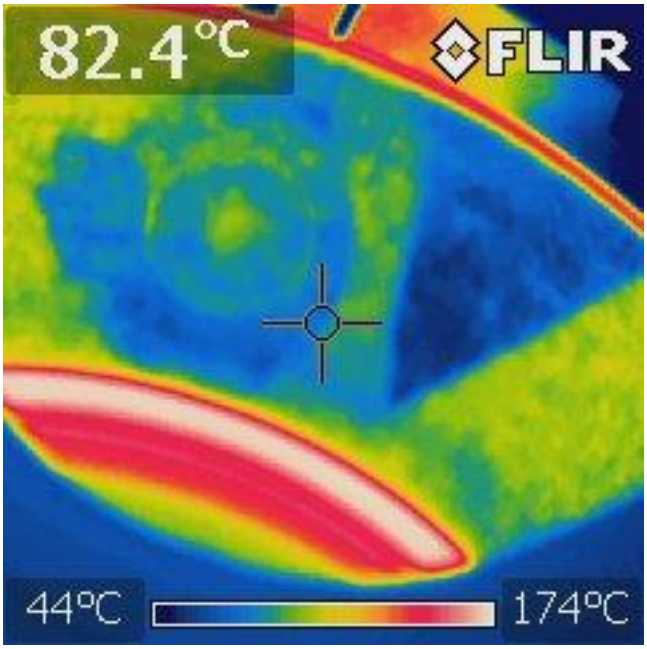
b)

3.24 pav. Temperatūros pasiskirstymas penktojo bandymo metu su 325 mm disku, kai pradinis greitis 100 km/h:

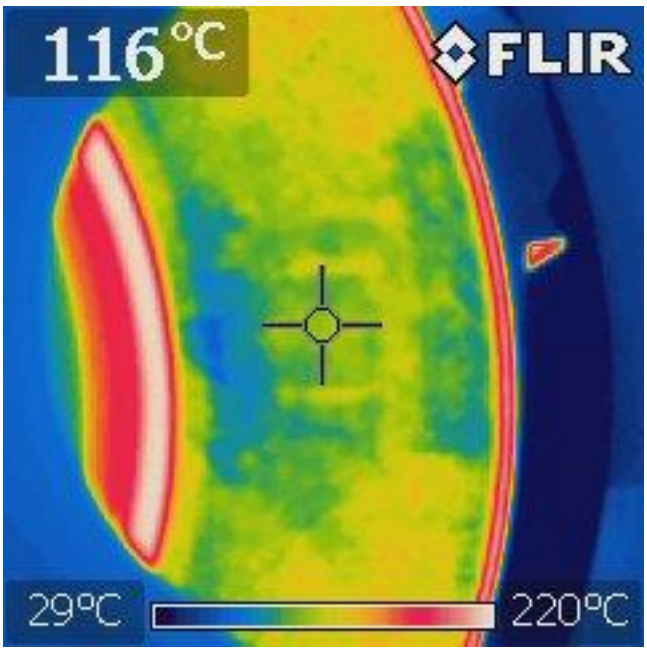
a – prieš bandymą; b – po bandymo



3.23 pav. Slėgio kitimas 5 bandymo metu



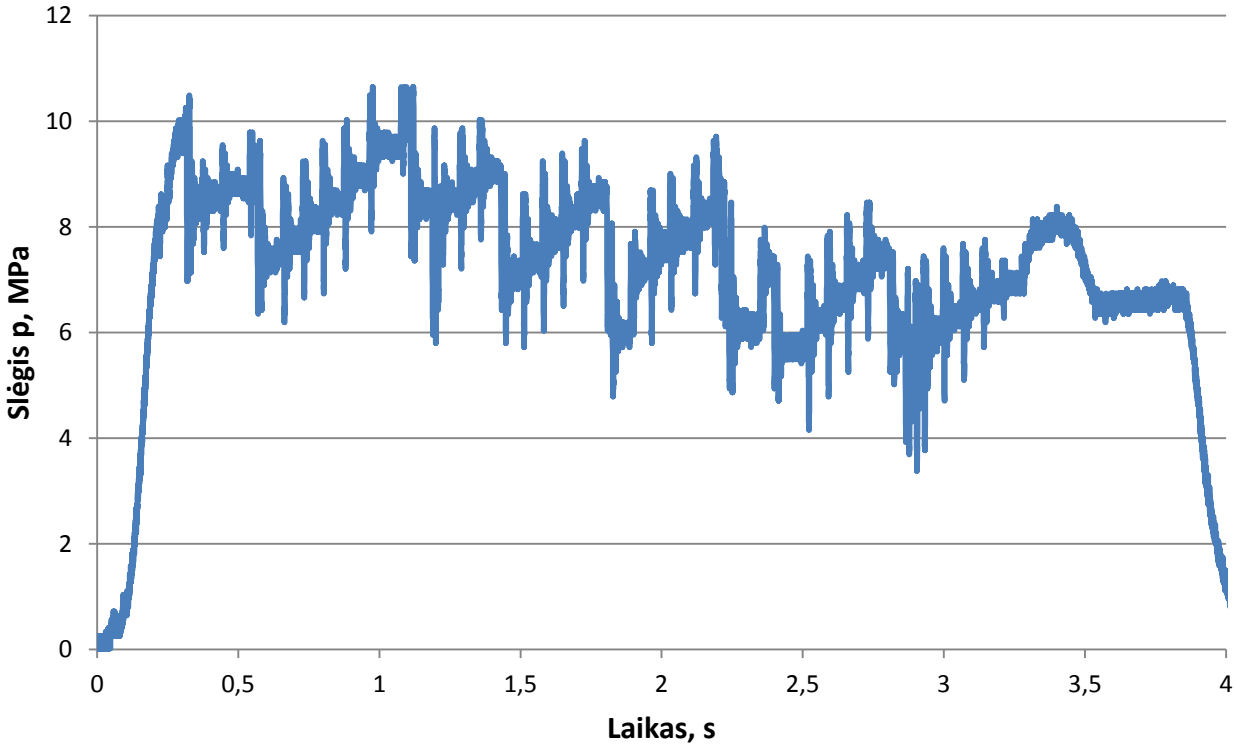
a)



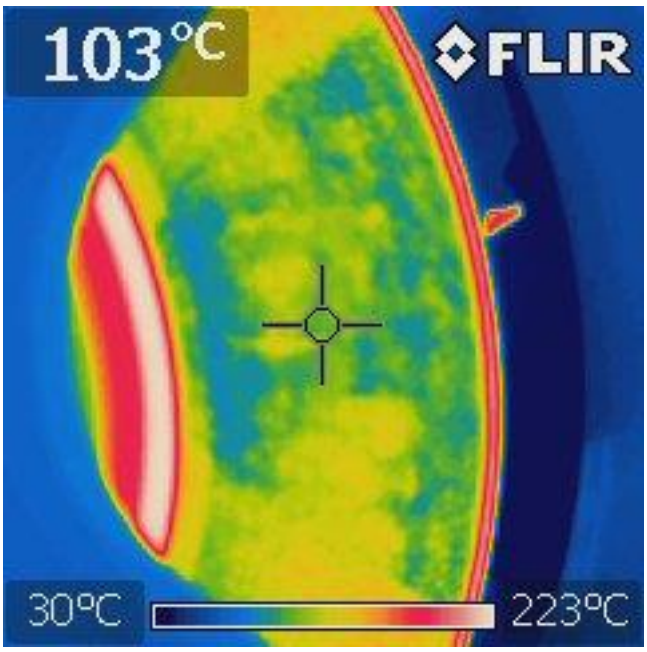
b)

3.24 pav. Temperatūros pasiskirstymas šeštojo bandymo metu su 325 mm disku, kai pradinis greitis 100 km/h:

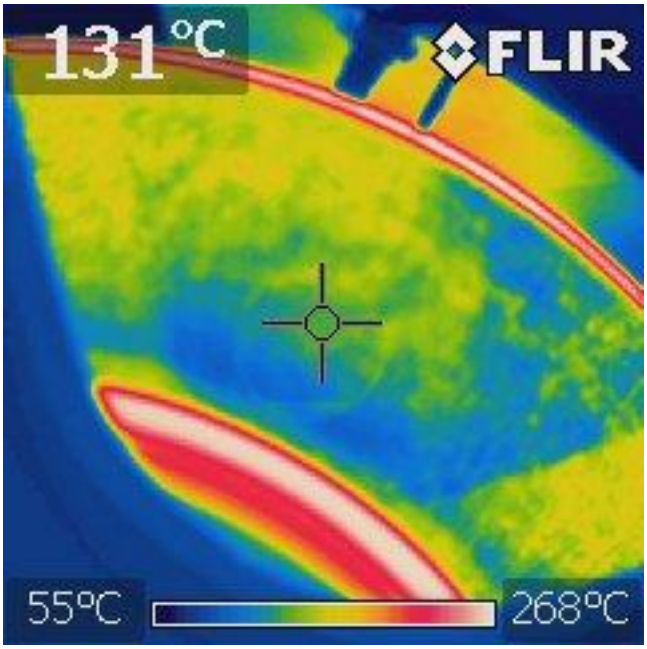
a – prieš bandymą; b – po bandymo



3.23 pav. Slėgio kitimas 6 bandymo metu



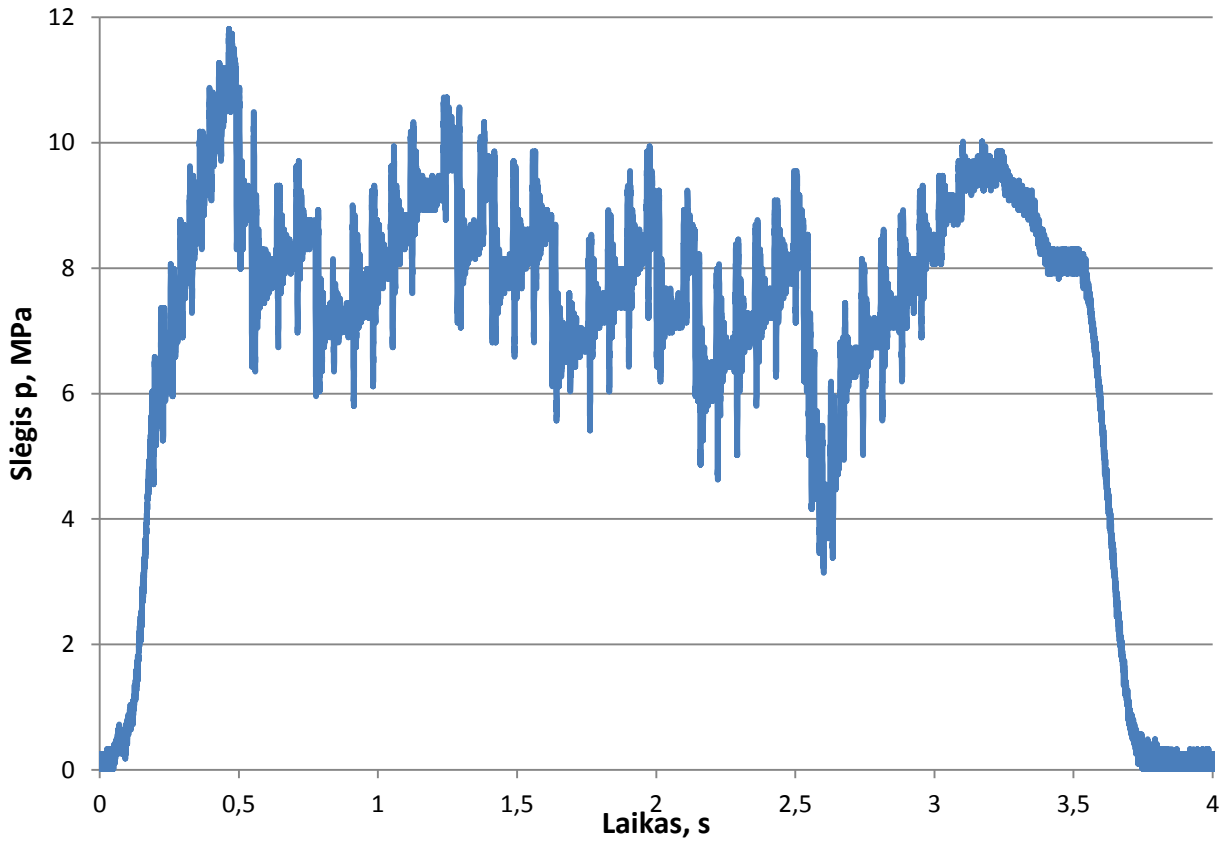
a)



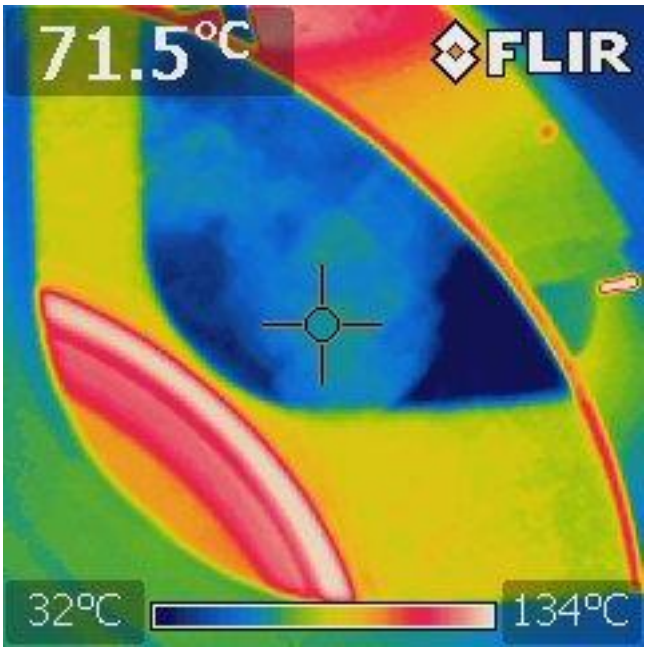
b)

3.24 pav. Temperatūros pasiskirstymas septintojo bandymo metu su 325 mm disku, kai pradinis greitis 100 km/h:

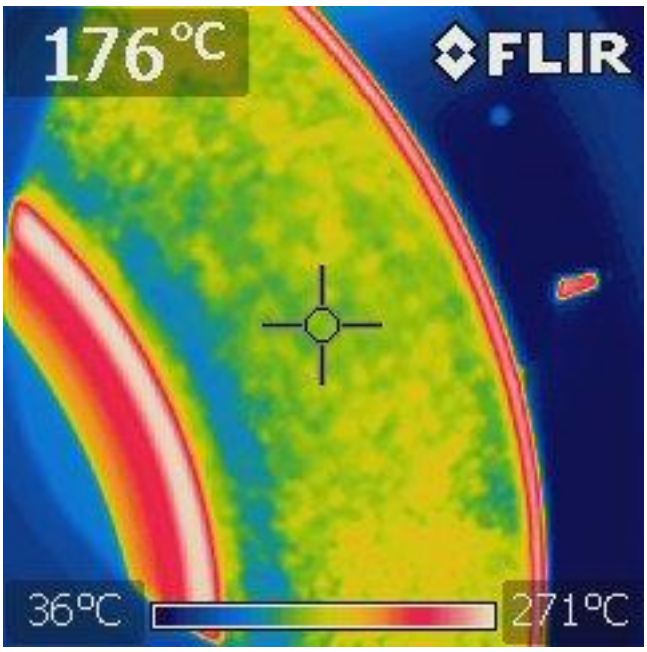
a – prieš bandymą; b – po bandymo



3.23 pav. Slėgio kitimas 7 bandymo metu



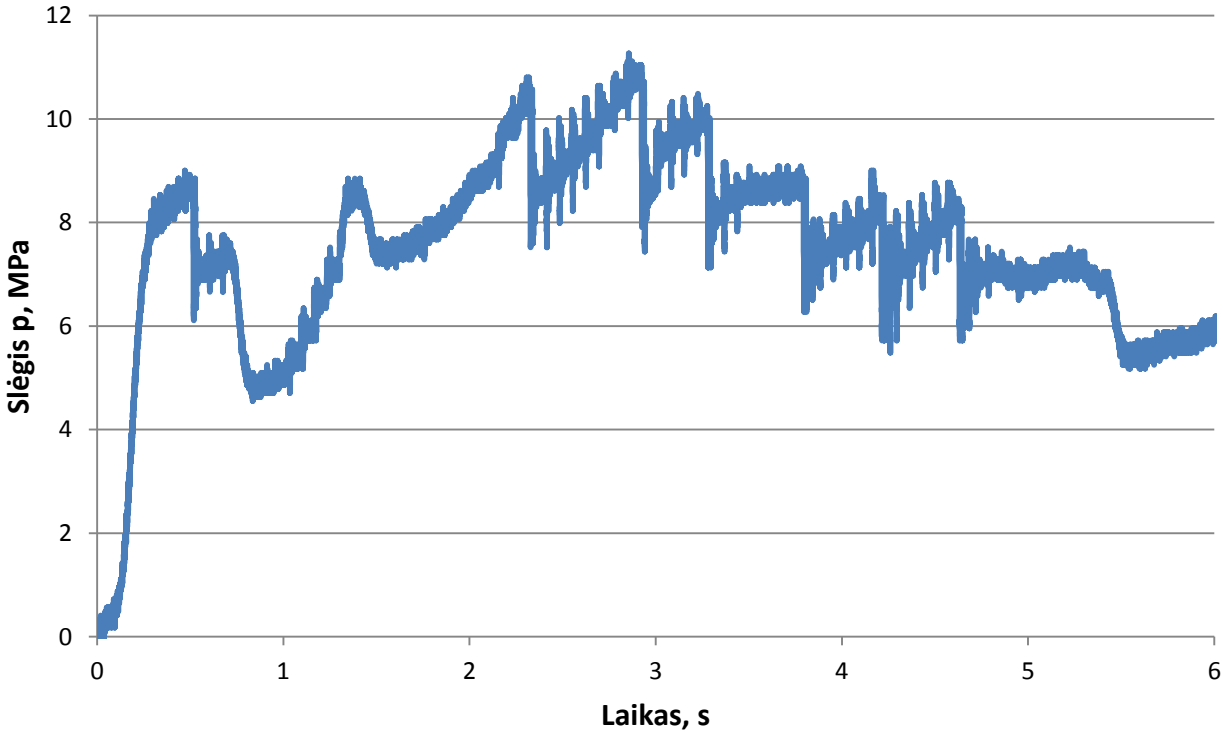
a)



b)

3.24 pav. Temperatūros pasiskirstymas aštuntojo bandymo metu su 325 mm disku, kai pradinis greitis 155 km/h:

a – prieš bandymą; b – po bandymo



3.23 pav. Slėgio kitimas 8 bandymo metu

Išvados

Darbe ištirta BMW 3 serijos E36 automobilio, kurio galia padidinta nuo 100 Ag iki 412 Ag, priekinių diskinių stabdžių termodinaminiai procesai. Matematiniai termodinaminių procesų tyrimai atlikti su 286 mm skersmens neaušinamais diskais, 286 mm skersmens aušinamais ir 325 mm skersmens aušinamais stabdžių diskais. Tyrimų metu buvo sukurti stabdžių diskų matematiniai modeliai su ANSYS Workbench 14.5 programų paketu. Modeliai leidžia nagrinėti termodinaminius procesus įvairiais ekstremalaus stabdymo atvejais. Modeliuojamas stabdymas nuo 105 km/h iki 0 km/h. Eksperimentiniai tyrimai atlikti naudojant 286 mm skersmens aušinamus ir 325 mm skersmens aušinamus stabdžių diskus.

Atlikus teorinius ir eksperimentinius ekstremaliai stabdomo automobilio stabdžių diskų termodinaminių procesų tyrimus, suformuluotos šios išvados:

1. Matematinio eksperimento metu nustatyta, kad labiausiai kaista 286 mm neaušinami diskai, jie nuo 82 °C prieš bandymą įkaista iki 198,8 °C modeliuojant stabdymą nuo 105 km/h iki 0 km/h. Tokio pat skersmens aušinamas diskas, esant tokioms pat sąlygoms, įkaista 27,5 °C mažiau (iki 171,3 °C). Mažiausiai kaista 325 mm skersmens diskai, jie po stabdymo kaista dar 19,1 °C mažiau (iki 152,2 °C), nors bandymas pradėtas esant 8 °C didesnei disko temperatūrai.
2. Atlikus eksperimentinius stabdžių diskų termodinaminių procesų tyrimus nustatyta, jog vidutinis temperatūros pakilimas stabdant nuo 105 km/h iki 0 km/h su 286 mm skersmens aušinamais diskais yra 52,2 ºC (vidutiniškai temperatūra pakyla iki 132,3 ºC) , su 325 mm skersmens aušinamais diskais 31,8 ºC (vidutiniškai temperatūra pakyla iki 125,3 ºC).
3. Palyginus teorinius ir natūrinius stabdžių diskų termodinaminių procesų tyrimų rezultatus nustatyta 37,1 ºC temperatūros skirtumas su 286 mm skersmens aušinamais diskais ir 26,9 ºC su 325 mm skersmens aušinamais diskais.
4. Atliktas papildomas stabdžių diskų termodinaminių procesų modeliavimas, įvertinantis laiką nuo sustojimo iki temperatūros matavimo, kurio metu diskas po stabdymo aušta esant natūralios konvekcijos sąlygoms (konvekcijos koeficientas 50 W/m^2). 286 mm skersmens aušinamas diskas per 40 s atvėso iki 133,9 °C, 325 mm skersmens diskas atvėso iki 123,4 °C.
5. Vidutinis temperatūros pakilimas stabdant nuo 105 km/h iki 0 km/h su 286 mm aušinamais diskais 52,2 ºC (teorinio modeliavimo metu temperatūros pakilimas buvo 89,3 °C, įvertinus laiką nuo sustojimo iki matavimo 51,9 °C), su 325 mm aušinamais diskais 31,8 ºC (teorinio modeliavimo metu gautas 62,2 °C temperatūrų skirtumas, įvertinus laiką nuo sustojimo iki matavimo 33,4 °C).
6. Atliekant 4 bandymą su 286 mm aušinamu disku nuo 144 km/h iki 0 km/h pastebėta, jog sumažėjo lėtėjimo pagreitis nuo vidutiniškai -11 m/s^2 iki -9,5 m/s^2. Pagrečio sumažėjimą lėmė

sumažėjęs trinties koeficientas tarp stabdžių disko ir trinkelės. Stabdžių pedalas buvo spaudžiamas stipriausiai iš visų bandymų, nes slėgis sistemoje buvo pats didžiausias ir siekė 14,16 MPa, tačiau ABS sistema beveik neveikė dėl nepakankamo stabdymo momento. Taip pat po šio bandymo metu stabdžių disko spalva pasikeitė: iš blizgaus plieno paviršius pasidarė melsvas. Tai reiškia, kad esant dideliam greičiui disko paviršiaus temperatūra buvo labai aukšta, dėl kurios sumažėjo trinties koeficientas ir padidėjo stabdymo kelias.

Literatūros šaltiniai

Adamowicz, A.; Grzes, P. 2011. Analysis of disc brake temperature distribution during single braking under non–axisymmetric load, in *Applied Thermal Engineering, Volume 31, Issues 6–7, May 2011, Pages 1003–1012.*

Adamowicz, A.; Grzes, P. 2011. Influence of convective cooling on a disc brake temperature distribution during repetitive braking, in *Applied Thermal Engineering, Volume 31, Issues 14–15, October 2011, Pages 2177–2185.*

Belhocine, A.; Bouchetara, M. 2012. Thermomechanical modelling of dry contacts in automotive disc brake, in *International Journal of Thermal Sciences, Volume 60, October 2012, Pages 161–170.*

ISO 21994:2007, *Passenger cars — Stopping distance at straight–line braking with ABS — Open–loop test method*

Yi Y.–B., Barber J. R., Hartsock D. L. 2001. Thermoelastic instabilities in automotive disc brakesefinite element analysis and experimental verification. In: Proc. 3rd Contact Mechanics International Symposium, Peniche, Portugal, 2001.

Österle, W.; Dmitriev, A.I. 2011. Functionality of conventional brake friction materials – Perceptions from findings observed at different length scales, in *Wear, Volume 271, Issues 9–10, 29 July 2011, Pages 2198–2207.*

Ostermeyer, G.P. 2003. On the dynamics of the friction coefficient, in *Wear, Volume 271, Issues 11–12, 2 September 2011, Pages 2751–2758.*

Talati F., Jalalifar S. 2009. Analysis of heat conduction in a disk brake system, Heat and Mass Transfer 45 (8) (2009) 1047–1059.

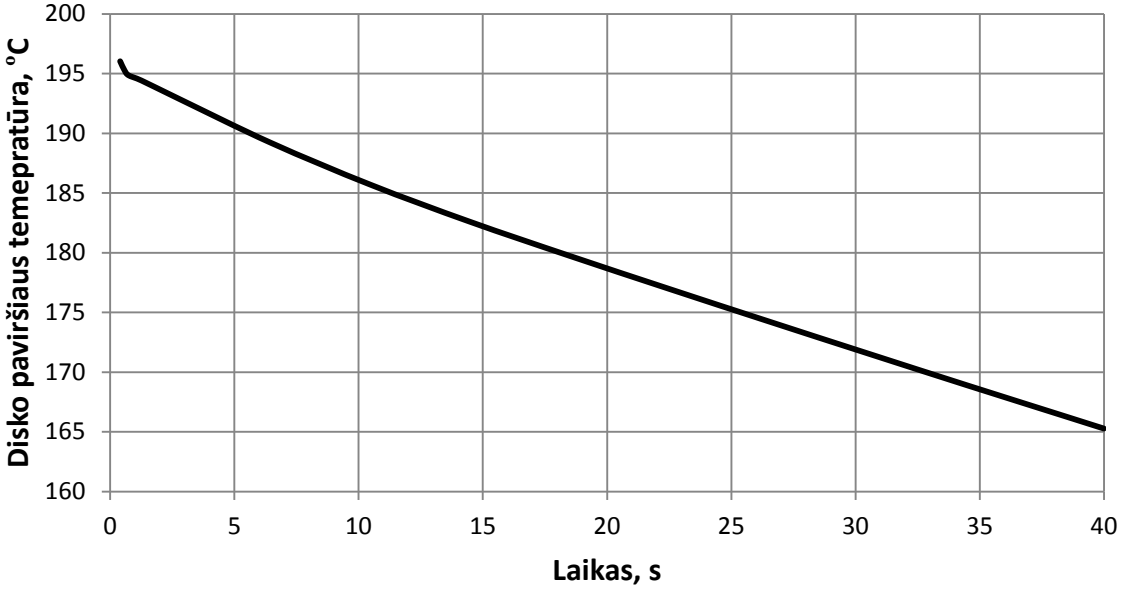
Talati F., Jalalifar S. 2008. Investigation of heat transfer phenomena in a ventilated disk brake rotor with straight radial rounded vanes, Journal of Applied Sciences 8 (20) (2008) 3583–3592.

Thomas J. Mackin, Steven C. Noe, K.J. Ball, B.C. Bedell, D.P. Bim–Merle, M.C. Bingaman, D.M. Bomleny, G.J. Chemlir, D.B. Clayton, H.A. Evans, R. Gau, J.L. Hart, J.S. Karney, B.P. Kiple, R.C. Kaluga, P. Kung, A.K. Law, D. Lim, R.C. Merema, B.M. Miller, *et al. 2002.* Thermal cracking in disc brakes, in *Engineering Failure Analysis, Volume 9, Issue 1, February 2002, Pages 63–76.*

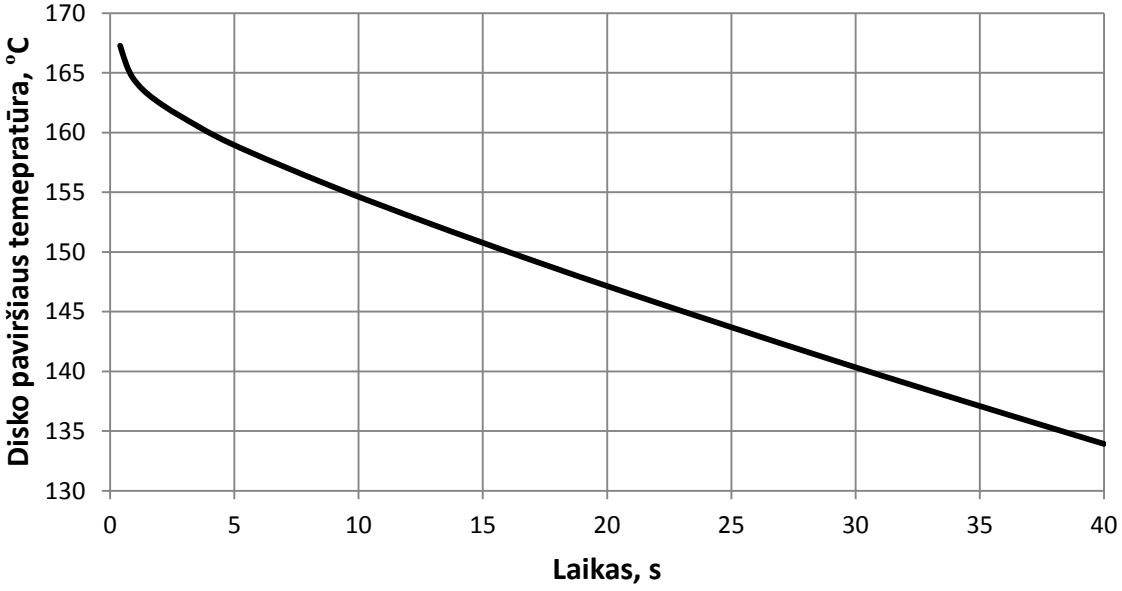
Voldrich, J.; 2007. Frictionally excited thermoelastic instability in disc brakes—Transient problem in the full contact regime, in *International Journal of Mechanical Sciences*, *Volume 49, Issue 2*, *February 2007*, *Pages 129–137*.

Priedai

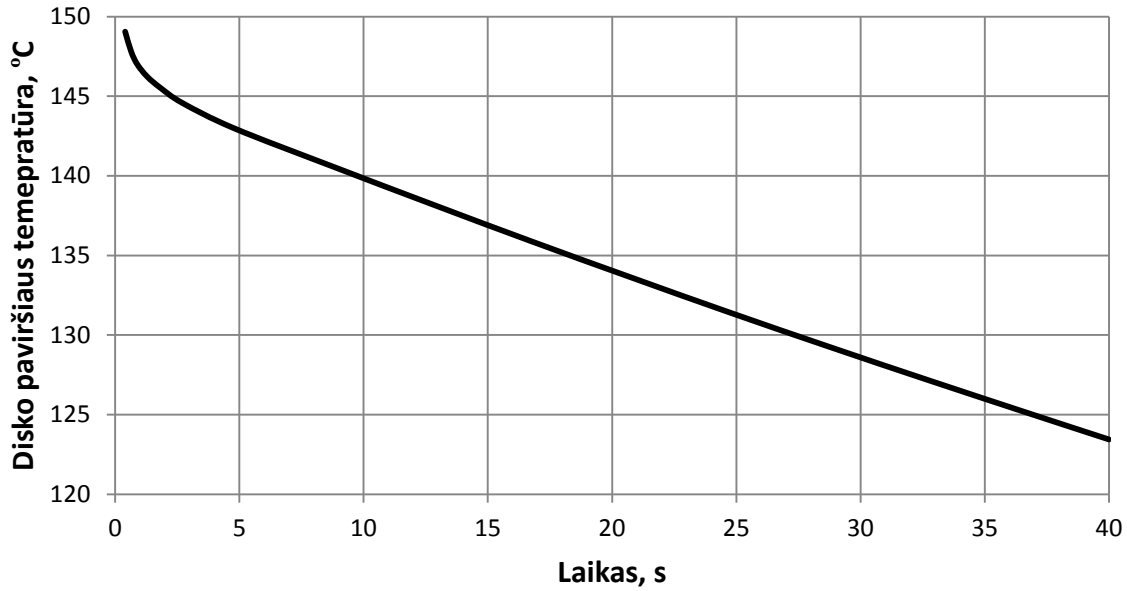
1 priedas



1 pav. 286 mm neaušinamo disko paviršiaus temperatūros kitimas po stabdymo



2 pav. 286 mm aušinamo disko paviršiaus temperatūros kitimas po stabdymo



3 pav. 325 mm aušinamo disko paviršiaus temperatūros kitimas po stabdymo

2 PRIEDAS

AUTOMOBILIO NEAUŠINAMŲ IR AUŠINAMŲ STABDŽIŲ DISKŲ TERMODINAMINIŲ PROCESŲ TYRIMAI

Gediminas Mikalkėnas [1], Marijonas Bogdevičius [2]
Vilniaus Gedimino technikos universitetas
El. paštas:[1]gediminas.mikalkenas@stud.vgtu.lt; [2]marijonas.bogdevicius@vgtu.lt

Santrauka. Nagrinėjama automobilių stabdžių diskų kaitimo problema. Apžvelgti eksperimentiniai ir teoriniai mokslo darbai. Panaudojant baigtinių elementų metodą, sprendžiama šilumos laidumo lygtis. Atliktas skaitinis aušinamų ir neaušinamų stabdžių diskų termodinaminių procesų tyrimas. Ištirti 286 mm skersmens neaušinamas diskas, 286 mm skersmens aušinamas ir 325 mm skersmens aušinamas diskai. Išnagrinėtas besitrinančių paviršių nestacionarus termodinaminis procesas ir nustatyta, kad neaušinamo disko trinties paviršiaus temperatūra pasiekia 500 ºC, aušinamo 286 mm skersmens disko - 397 ºC, aušinamo 325 mm skersmens disko - 284 ºC. Skaičiavimai atlikti panaudojant ANSYS programinį matematinį paketą.

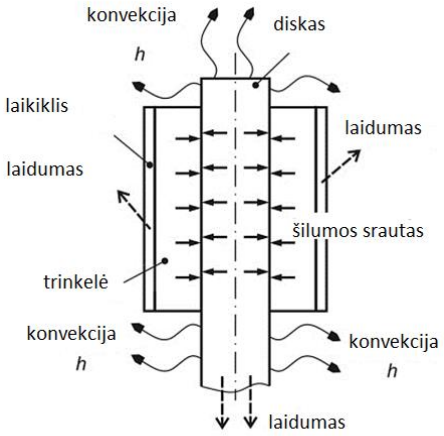
Reikšminiai žodžiai: stabdžiai, termodinamika, diskas, modeliavimas, baigtiniai elementai

Įvadas

Stabdžių sistemos paskirtis – sustabdyti transporto priemonę bet kokiomis sąlygomis. Stabdant automobilio kinetinė energija yra verčiama į trinties jėgų mechaninį darbą ir šilumą. Dėl didžiulio šilumos srauto stipriai pakyla stabdžių elementų temperatūra, ypač stabdžių disko. Netolygus temperatūros pasiskirstymas lemia termines disko perkrovas, dėl to diske atsiranda įtrūkiai ir galiausiai diskas gali lūžti. Esant didelėms temperatūroms mažėja stabdymo efektyvumas bei gali užvirti stabdžių skystis. Tyrimo metu nustatoma kokia temperatūra pasiekiama disko ir trinkelės trinties paviršiuje ir kaip temperatūra pasiskirsto.

Mokslo darbų apžvalga

Stabdžių sistemoje, tarp disko ir trinkelės išsiskiria šiluma, kuri išsisklaido stabdžių sistemos elementuose. Esant normalaus stabdymo sąlygoms šiluminis spinduliavimas dažniausiai neturi daug įtakos disko temperatūrai, tačiau laidumas ir konvekcija yra labai svarbi (1 pav.) (Yi Y.-B., Barber J.R., Hartsock D.L. 2001;Talati F., Jalalifar S. 2008; Talati F., Jalalifar S. 2009).

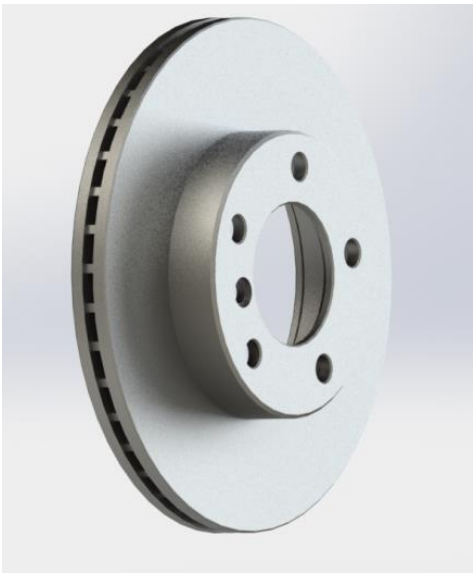


1 pav. Šilumos išsisklaidymas disko – trinkelės sistemoje (Adamowicz, A.; Grzes, P. 2001b)

Diskas ir šalia esančios detalės yra kaip laikini šilumos akumuliatoriai, todėl jie taip pat dalyvauja stabdžių aušinime ir prisideda prie tinkamo stabdžių sistemos veikimo. Konvekcinio aušinimo efektyvumas labai stipriai kinta priklausomai nuo sąlygų: natūralios konvekcijos intensyvumo, oro srauto greičio trinties poros paviršiuje, laiko tarp stabdymų bei stabdžių tipo (diskiniai ar būgniniai). Dažnai stabdžių diskai gaminami su ertmėmis orui, dėl kurių padidėja paviršiaus plotas ir pagerėja aušinimas (Adamowicz, A.; Grzes, P. 2011a; Voldrich, J.; 2007).

Stabdžių diskų termodinaminių procesų modeliavimas

Sudaromas naudojamų diskų bei trinkelių geometrinis modelis (2 pav.). Modelis sudaromas su SolidWorks programų paketu. Diskų modeliai sudaryti pagal automobilio BMW 3 serijos (kėbulų kodai E36 bei E46) stabdžių diskus. Padidinto skersmens (E46) diskai bus naudojami E36 automobilyje, kuriame tokie diskai nebuvo naudojami gamintojo.



2 pav. Aušinamas 286 mm diametro stabdžių diskas

Temperatūros pasiskirstymą diskiniuose stabdžiuose galima nustatyti išsprendus nestacionaraus termodinaminio proceso šilumos laidumo lygtį (Aladjev V., Bogdevicius M. 2001; Aladjev V., Bogdevicius M., Prentkovskis O. 2002; Bogdevičius, M.; Vladimirov, O. 2006):

$$\rho c \frac{dT}{dt} = \frac{\partial}{\partial x}\left(k_x \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k_y \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k_z \frac{\partial T}{\partial z}\right) \quad (1)$$

čia:

ρ– medžiagos tankis; c– specifinė šiluma;

k_x, k_y, k_z – šilumos laidumo koeficientai;

T – temperatūra.

Besitrinančių detalių paviršiuje išsiskiria šilumos srautas q, kuris turi tenkinti šias kraštines sąlygas:

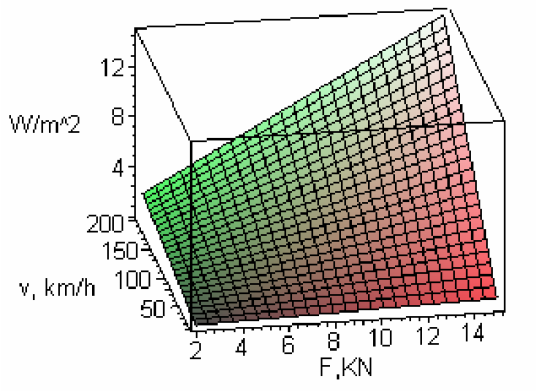
$$k_x \frac{\partial T}{\partial x} l_x + k_y \frac{\partial T}{\partial y} l_y + k_z \frac{\partial T}{\partial z} l_z = q \quad (2)$$

$$k_x \frac{\partial T}{\partial x} l_x + k_y \frac{\partial T}{\partial y} l_y + k_z \frac{\partial T}{\partial z} l_z = -h(T - T_\infty) \quad (3)$$

čia: k – šilumos atidavimo koeficientas; T_∞ – aplinkos temperatūra, l_x, l_y, l_z– krypties kosinusai.

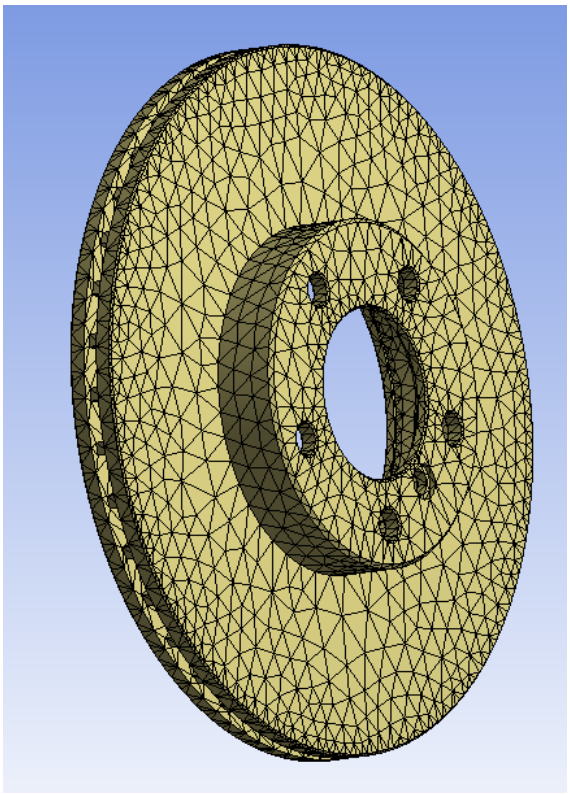
Tarp disko ir trinkelių antdėklų išsiskiriančio šilumos srauto q priklausomybė nuo automobilio greičio ir prispaudimo jėgos parodyta 3 paveiksle.

Šilumos laidumo lygtis sprendžiama panaudojant baigtinių elementų metodą (Bogdevičius, M.; Vladimirov, O. 2006; Aladjev V., Bogdevičius M. 2001; Aladjev V., Bogdevičius M., Prentkovskis O. 2002; Belhocine, A.; Bouchetara, M. 2012).



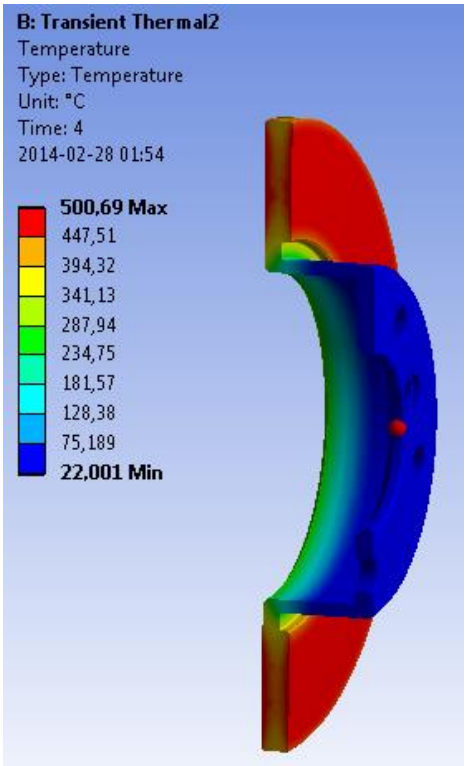
3 pav. Šilumos srauto priklausomybė nuo automobilio judėjimo greičio ir prispaudimo jėgos F

Modeliavimui naudojama ANSYS Workbench 14.5 programinė įranga. Diskai buvo padalinti į baigtinius elementus. Neaušinamas 286 mm skersmens diskas padalintas į 18472 elementus ir 33328 mazgus, aušinamas 286 mm diskas padalintas į 20772 elementus ir 39412 mazgus, o 325 mm skersmens diskas į 23706 elementus ir 44733 mazgus (pavaizduota 4 paveiksle). Visi diskai pagaminti iš ketaus. Įvestos kraštinės sąlygos: aplinkos temperatūra 22 ºC, bandymo trukmė 8s, šilumos srautas 105,0 KW.



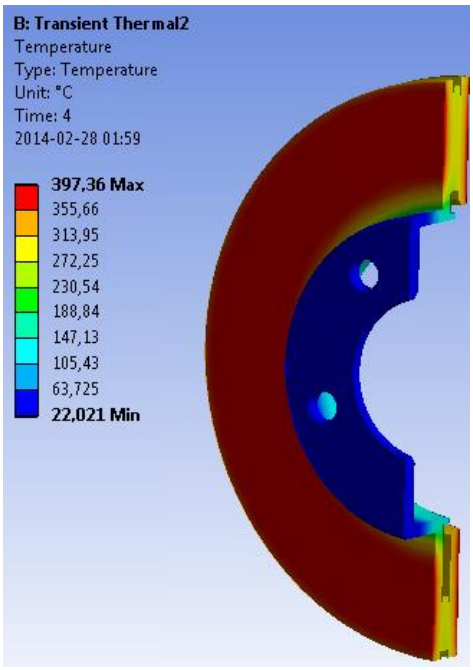
4 pav. Suformuotas 325 mm disko baigtinių elementu tinklas

Modeliuojant stabdymą su neaušinamu automobilio BMW 3 serijos E36 286 mm skersmens disku pasiekiama 500 ºC temperatūra trinties paviršiuje, 5 paveiksle matomas temperatūros pasiskirstymas.



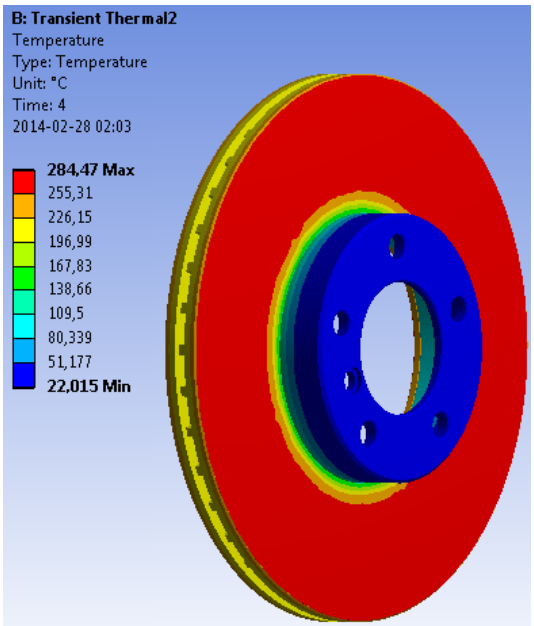
5 pav. Temperatūros pasiskirstymas 286 mm skersmens neaušinamame diske

Pakeitus geometrinį modelį į 286 mm aušinamo diską ir esant tokiam pat šilumos srautui, buvo gauti rezultatai 6 paveiksle. Didžiausia temperatūra nukrito iki 397 ºC.



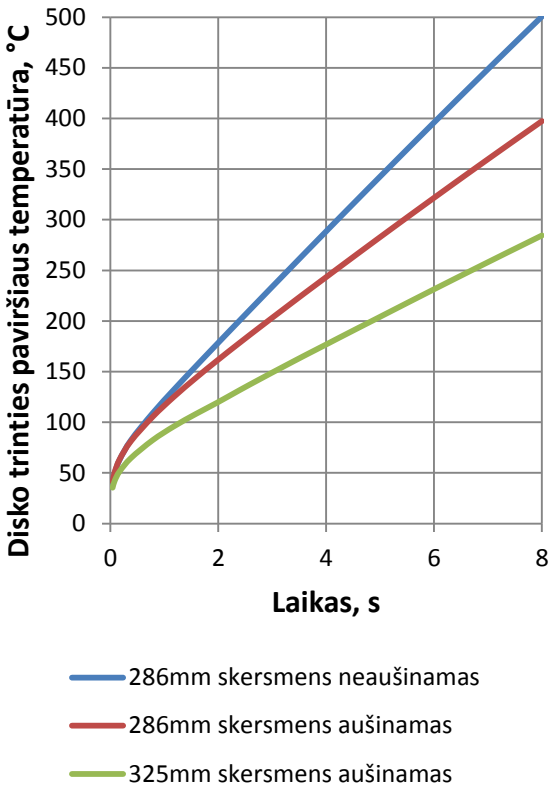
6 pav. Temperatūros pasiskirstymas 286 mm skersmens aušinamame diske

Toliau buvo bandomas automobilio BMW 3 serijos E46 aušinamas 325mm stabdžių diskas, kurio trinties paviršiuje temperatūra nukrito iki 284 ºC (7 pav.).



7 pav. Temperatūros pasiskirstymas 325 mm skersmens aušinamame diske

Kadangi visos sąlygos identiškos, galima lyginti gautus rezultatus. Matoma tendencija, jog aušinami diskai mažiau įkaista. Neaušinamą diską pakeitus į aušinamą didžiausia disko paviršiaus temperatūra sumažėjo 103 ºC. Padidinus aušinamo disko diametrą nuo 286mmm iki 325mm gauta 113 ºC mažesnė trinties paviršiaus temperatūra. Temperatūros kitimas stabdymo metu pavaizduotas 8 paveiksle.



8 pav. Stabdžių diskų temperatūros kitimas stabdymo metu

Išvados

Atlikus stabdžių diskų termodinaminių procesų matematinį modeliavimą, matoma, kad labiausiai kaista 286 mm skersmens neaušinami diskai, kurie po stabdymo įkaista iki 500 °C. Tuo tarpu tokio pat diametro aušinamas diskas, esant tokioms pat sąlygoms įkaista 103 °C mažiau (iki 397 °C). Didesnio diametro diskai (325 mm) po stabdymo kaista 113 °C laipsniais mažiau ir pasiekia 284 °C temperatūrą.)

Literatūra

Adamowicz, A.; Grzes, P. 2011. Analysis of disc brake temperature distribution during single braking under non-axisymmetric load, in *Applied Thermal Engineering, Volume 31, Issues 6–7, May 2011, Pages 1003-1012.*

Adamowicz, A.; Grzes, P. 2011. Influence of convective cooling on a disc brake temperature distribution during repetitive braking, in *Applied Thermal Engineering, Volume 31, Issues 14–15, October 2011, Pages 2177-2185.*

Aladjev V., Bogdevicius M. 2001. Maple 6: Solution of the Mathematical, Statistical and Engineering – Physical Problems. Moscow: Laboratory of Basic Knolegdes, 2001, p.864 (in Russian).

Aladjev V., Bogdevicius M., Prentkovskis O. 2002. New software for mathematical package Maple of releases 6,7 and 8. Monograph. Vilnius: Technika, 2002, 404 p.

Belhocine, A.; Bouchetara, M. 2012. Thermomechanical modelling of dry contacts in automotive disc brake, in

International Journal of Thermal Sciences, Volume 60, October 2012, Pages 161-170.

Bogdevičius, M.; Vladimirov, O. 2006. EFFICIENCY OF A BRAKING PROCESS EVALUATING THE ROUGHNESS OF ROAD SURFACE, in *TRANSPORT 2006, Vol XXI, No 1, 3-7.*

Yi Y.-B., Barber J.R., Hartsock D.L. 2001. Thermo elastic instabilities in automotive disc brakes finite element analysis and experimental verification. In: Proc. 3rd Contact Mechanic sInternational Symposium, Peniche, Portugal, 2001.

Österle, W.; Dmitriev, A.I. 2011. Functionality of conventional brake friction materials – Perceptions from findings observed at different length scales, in *Wear, Volume 271, Issues 9–10, 29 July 2011, Pages 2198-2207.*

Ostermeyer, G.P. 2003. On the dynamics of the friction coefficient, in *Wear, Volume 271, Issues 11–12, 2 September 2011, Pages 2751-2758.*

Talati F., Jalalifar S. 2009. Analysis of heat conduction in a disk brake system, Heat and Mass Transfer 45 (8) (2009) 1047-1059.

Talati F., Jalalifar S. 2008. Investigation of heat transfer phenomena in a ventilated disk brake rotor with straight radial rounded vanes, Journal of Applied Sciences 8 (20) (2008) 3583 - 3592.

Thomas J. Mackin, Steven C. Noe, K.J. Ball, B.C. Bedell, D.P. Bim-Merle, M.C. Bingaman, D.M. Bomleny, G.J. Chemlir, D.B. Clayton, H.A. Evans, R. Gau, J.L. Hart, J.S. Karney, B.P. Kiple, R.C. Kaluga, P. Kung, A.K. Law, D. Lim, R.C. Merema, B.M. Miller, *et al. 2002*. Thermal cracking in disc brakes, in *Engineering Failure Analysis, Volume 9, Issue 1, February 2002, Pages 63-76.*

Voldrich, J.; 2007. Frictionally excited thermo elastic instability in disc brakes —Transient problem in the full contact regime, in *International Journal of Mechanical Sciences, Volume 49, Issue 2, February 2007, Pages 129-137.*