



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

Aistis Augustaitis

OTO CIKLO VARIKLIO PROJEKTAVIMAS IR TYRIMAS

Baigiamasis magistro projektas

Vadovas

Prof. dr. Romualdas Dundulis

KAUNAS, 2016

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

OTO CIKLO VARIKLIO PROJEKTAVIMAS IR TYRIMAS

Baigiamasis magistro projektas

Mechanikos inžinerija (kodas 621H30001)

Vadovas

(parašas) Prof. dr. Romualdas Dundulis

(data)

Recenzentas

(parašas) dr.

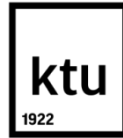
(data)

Projektą atliko

(parašas) Aistis Augustaitis

(data)

KAUNAS, 2016



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

(Fakultetas)

Aistis Augustaitis

(Studento vardas, pavardė)

Mechanikos inžinerija, 621H30001

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

„Oto ciklo variklio projektavimas ir tyrimas“

AKADEMINIO SAŽININGUMO DEKLARACIJA

20 16 m. gegužės 1 d.

Kaunas

Patvirtinu, kad mano, **Aisčio Augustaičio**, baigiamasis projektas tema „Oto ciklo variklio projektavimas ir 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

1. ĮVADAS.....	11
1.1. Darbo tikslas.....	11
1.2. Apžvalga	11
1.2.1. Vankelio rotorinis variklis.....	11
1.2.2. Vidaus degimo variklis su kumšteliu darbu veleno	12
1.2.3. Standartinės konstrukcijos vidaus degimo variklis	13
1.2.4. VDV ekonomiško gerinimo metodai	14
1.2.5. Dvitakčiai dviejų stūmoklių cilindre varikliai	16
1.2.6. VDV teorinių ir praktinių ENK verčių palyginimas	17
1.3. Apžvalgos išvados bei darbo tikslai ir uždaviniai	20
2. POCV veikimo analizė ir funkcinių parametų nustatymas	22
2.1. POCV struktūrinė schema ir veikimo analizė	22
2.2. Svarbūs POCV funkciniai kriterijai	24
2.3. POCV darbo ciklo analizė.....	25
2.4. Projektuojamo variklio SSM pagrindinių geometrinių parametų parinkimas bei darbinių tūrių nustatymas.....	27
2.5. Projektuojamo variklio SSM veikimo analizė.....	27
2.6. AS judėjimo priklausomybės ir kumštelio profilio geometrijos nustatymas	30
2.7. Skyriaus išvados.....	34
3. POCV GRANDŽIŲ KINEMATINIŲ IR DINAMINIŲ PARAMETRŲ NUSTATYMAS.....	35
3. POCV GRANDŽIŲ KINEMATINIŲ IR DINAMINIŲ PARAMETRŲ NUSTATYMAS.....	35
3.1. Kumštelio balansavimas.....	35
3.2. Sekiklio pagreičių nustatymas.....	37
3.4. Kumštelinio mechanizmo spyruoklės parinkimas.....	41
3.5. Rotorinio vožtuvo geometrinių parametų nustatymas ir įveržimo spyruoklės parinkimas	44
3.7. POCV suminio žalingo darbo, AV apsisukus du kartus, nustatymas.....	50
3.8. POCV energinio naudingumo koeficiento nustatymas	53
3.9. Smagračio inercijos momento nustatymas	56

3.10. Skyriaus išvados.....	58
4. POCV ELEMENTŲ STIPRUMO ANALIZĖ	59
4. POCV ELEMENTŲ STIPRUMO ANALIZĖ	59
4.1. Alkūninio ir kumštelio velenų sukimo momentų nustatymas	59
4.2. Pavaros, skirtos velenams sinchronizuoti, parinkimas	60
4.3. Sekiklio ausies junginio stiprumo tyrimas baigtinių elementų metodu.....	61
4.4. Kumštelinio mechanizmo guolių parinkimas.....	62
4.5. Kumštelinio mechanizmo elementų stiprumo patikrinimas baigtinių elementų metodu	64
4.6. Sekiklio apatinio koto stiprumo įvertinimas	66
4.7. Kumštelio veleno stiprumo patikrinimas	67
4.8. Skyriaus išvados.....	68
5. EKSPERIMENTINĖ ANALIZĖ IR JOS REZULTATAI	69
5.1. POCV ekonomiškumo ir išorinės charakteristikos nustatymas.....	69
5.2. Tinkamiausios uždegimo žvakės modifikacijos nustatymas	69
5.3. Rotorinio vožtuvo eksperimentinio modelio struktūrinė schema ir charakteristikos	71
5.3.1 pav. Rotorinio vožtuvo eksperimentinio modelio struktūrinė schema	72
5.3.2 pav. Rotorinio vožtuvo eksperimentinio modelio konstrukcija	73
5.4. Skyriaus išvados.....	73
IŠVADOS	74
LITERATŪROS SĄRAŠAS.....	75
SPECIFIKACIJA	79

Augustaitis, Aistis. Oto ciklo variklio projektavimas ir tyrimas. Magistro baigiamasis projektas/
vadovas Prof. dr. Romualdas Dundulis; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos
ir dizaino fakultetas.

Mokslo kryptis ir sritis: Technologijos mokslai, Mechanikos inžinerija

Reikšminiai žodžiai: modifikuoto vidaus degimo variklio (VDV) struktūrinė schema,
modifikuoto VDV darbo ciklas, pakeista VDV energinio naudingumo koeficiento nustatymo
metodika.

Kaunas, 2016. XX p.

SANTRAUKA

Daug dėmesio yra skiriama vidaus degimo variklio (VDV) energinio naudingumo koeficiento (ENK) didinimui. Įprastos konstrukcijos benzininio VDV su karbiuratoriumi praktinis maksimalus ENK yra apytiksliai lygus 25 % [22]. Yra teigiama, kad VDV teorinis ENK priklauso nuo terminio, cilindro pripildymo, mechaninio ir kuro degimo efektyvumo naudingumo koeficientų (NK) [6, 7, 64]. VDV teorinių ENK nustatymo metodai [6, 7, 64] yra abstraktūs ir mažai tikslūs. VDV teorinis ENK turėtų priklausyti nuo idealizuoto terminio, kuriame būtų įvertintas ir cilindro pripildymo veiksnys, kompresinio [31], mechaninio-kompleksinio bei nuostolių pašalinimo NK.

Baigiamojo darbo tikslai yra suprojektuoti aukšto ENK vidaus degimo variklį (POCV) su karbiuratoriumi ir pakeisti VDV teorinio ENK skaičiavimo metodiką, kuri būtų universalesnė ir tikslesnė.

Baigiamąjį darbą sudaro 5 uždaviniai:

1. Sudaryti POCV struktūrinę schemą, ciklogramą ir nustatyti funkcinius parametrus.
2. Nustatyti svarbiausius POCV nestandartinių detalių matmenis ir teorines ENK vertes, remiantis standartine ir pakeista ENK skaičiavimo metodikomis.
3. Atlikti POCV funkciškai svarbiausių junginių elementų stiprumo analizę ir parinkti standartines detales.
4. Atlikti nestandartinių POCV junginių eksperimentines analizes.
5. Suprojektuoti patobulintą Oto ciklo variklį.

POCV turės du stūmoklius: pagrindinį (PS) ir pagalbinį (AS). PS yra skriejiko-slankiklio mechanizmo dalis, o AS – jėginio sunėrimo kumštelinio mechanizmo sekiklio dalis.

Baigiamojo darbo išvados:

1. POCV su karbiuratoriumi teorinis suspaudimo laipsnis yra lygus 12. Jo suspaudimo laipsnio praktinė vertė yra lygi 10,1, įvertinus žalingų tūrių įtaką.
2. POCV išsiplėtimo takto trukmė yra apytiksliai lygi 110° alkūninio veleno (AV) posūkio kampo. Jo praktinis darbinis tūris yra apytiksliai lygus 14 cm^3 .
3. Nominalus POCV alkūninio veleno sukimosi dažnis yra lygus 2500 aps./min, o mažiausias vidutinis – 800 aps./min. Didesnis POCV alkūninio veleno sukimosi dažnis yra sunkiai pasiekiamas, nes kumštelinio mechanizmo sekiklio junginys yra sunkus ir generuos didelę inercijos nuostolių galią.
4. Standartinė vidaus degimo variklio ENK apskaičiavimo metodika buvo papildyta kompresiniu ir mechaniniu-kompleksiniu NK ir jų nustatymo būdais.
5. Teorinė projektuojamo variklio ENK vertė, esant nominaliam AV sukimosi dažniui, gali svyruoti nuo 0,20 iki 0,38. Atsižvelgiant į tai, maksimali variklio išvystoma galia gali svyruoti nuo 146,3 iki 278,0 W.

6. Teorinė projektuojamo variklio ENK vertė, esant mažiausiam AV sukimosi dažniui, gali siekti net 0,48. POCV su karbiuratoriumi maksimalus ENK gali būti didesnis beveik 2 kartus, lyginant su standartinės konstrukcijos VDV su karbiuratoriumi.
7. Buvo nustatyta efektyviausiai veikiančios, modifikuotos uždegimo žvakės konstrukcija. Atlikus bandymą su rotorinio vožtuvo eksperimentiniu modeliu, buvo nustatyta, kad mažiausias kūginių paviršių kontaktinis slėgis yra apytiksliai lygus 0,2 MPa, norint išlaikyti 10 barų dujų slėgį.
8. POCV yra mažo galios ir masės santykio. Jis gali būti padidintas beveik 2 kartus, jei POCV darbo ciklo trukmė bus sutrumpinta iki 360° AV posūkio kampo bei bus įmontuota turbina ir tiesioginio kuro įpurškimo sistema.

Augustaitis, Aistis. Design and investigation of Otto cycle engine: Master's thesis in Mechanical engineering/ supervisor assoc. prof. Romualdas Dundulis. The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

Research area and field: Technological sciences, Mechanical engineering

Key words: structural scheme of modified internal combustion engine (ICE), work cycle of modified ICE, modified energy efficiency factor evaluation method of ICE.

Kaunas, 2016. XX p.

SUMMARY

Much attention is paid for the economy improvement of internal combustion engine (ICE). The maximum energy efficiency factor (EEF) of casual design gasoline engine with a carburetor is approximately equal to 25 % [22]. There are stated, that theoretical EEF of ICE depends on the efficiency factors (EFs) of thermal, cylinder filling, mechanical and combustion perfection [6, 7, 64]. The EEF evaluation methods of ICE [6, 7, 64] are too abstract and inaccurate. The EEF of ICE should depend on the EFs of idealized thermal, which evaluates cylinder filling factor too, compression [31], complex and losses elimination.

The aim of final work is to design a modified gasoline ICE with a carburetor (MICE), which can have high EEF, and change the EEF evaluation method of ICE, which can be more versatile and accurate.

This work consists of 5 tasks:

1. To define the structural scheme, work cycle and functional parameters of the MICE.
2. To identify the base dimensions of the MICE most important parts and the EEF values using the standard and modified evaluation methods.
3. To evaluate the most important parts strengths of the MICE and select standard components.
4. To do the experimental analysis of nonstandard MICE units.
5. To design modified gasoline ICE with a carburetor.

POCV will have two pistons: main (MP) and auxiliary (AP). The MP will be a part of crank-slider mechanism and the AP – a part of tracker unit in cam mechanism with spring.

Final conclusions:

1. The theoretical compression ratio of the MICE is equal to 12. The practical compression ratio of the MICE is equal to 10.1, because of harmful volumes in combustion chamber.
2. The expansion stroke of the MICE takes approximately 110° of crankshaft rotation angle. The practical capacity of the MICE is approximately equal to 14 cm^3 .
3. The nominal crankshaft rotational speed of the MICE is equal to 2,500 rpm, and the lowest average - 800 rpm. To increase the crankshaft speed of the MICE is difficult, because the tracker unit is heavy. The tracker will generate the considerable power loss of inertia.
4. The casual evaluation method of the EEF was added with the EFs of compression and complex.
5. The EEF of the MICE can range from 0.20 to 0.38 at nominal crankshaft speed. According to this, the maximum output power of the MICE can range from 146.3 to 278.0 W.
6. The EEF of the MICE can reach 0.48 at minimum crankshaft speed. The maximum EEF of the MICE can be higher approximately 2 times in according to casual design gasoline engine.

7. The design of modified spark plug was defined, which efficiency is high enough. The test with experimental rotary valve was done. The lowest contact pressure of cone junction to ensure 10 bars gas pressure in closed chamber is 0.2 MPa.
8. The disadvantage of the MICE is a low power-to-mass ratio. It can be raised about 2 times, if the work cycle of the MICE is reduced to 360° of crankshaft rotation angle. A turbine and direct fuel injection system are needed to install also.

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

Tvirtinu:

Mechanikos inžinerijos katedros vedėjas
Vytautas Grigas

(Parašas, data)

Mechanikos inžinerijos krypties studijų
programų vadovas Kęstutis Pilkauskas

(Parašas, data)

**MAGISTRANTŪROS UNIVERSITETINIŲ STUDIJŲ BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS
Studijų programa: MECHANIKOS INŽINERIJA - 621H30001**

Patvirtinta 2016 m. Gegužės mėn. 3 d. dekanų įsakymu Nr. V 25-11-7

Išduota MDM-4/5 gr. studentui *Aisčiui, Augustaičiui*

1. Darbo tema: *Oto ciklo variklio projektavimas ir tyrimas*
Design and investigation of Otto cycle engine

2. Darbo tikslas – suprojektuoti aukšto ENK vidaus degimo variklį (POCV) su karbiuratoriumi ir pakeisti VDV teorinio ENK skaičiavimo metodiką, kuri būtų universalesnė ir tikslesnė.

3. Darbo uždaviniai

1. Sudaryti POCV struktūrinę schemą, ciklogramą ir nustatyti funkcinis parametrus.
2. Nustatyti svarbiausius POCV nestandartinių detalių matmenis ir teorines ENK vertes, remiantis standartine ir pakeista ENK skaičiavimo metodikomis.
3. Atlikti POCV funkciškai svarbiausių mazgų elementų stiprumo analizę ir parinkti standartines detales.
4. Atlikti nestandartinių POCV mazgų eksperimentines analizes.
5. Suprojektuoti patobulintą Oto ciklo variklį.

4. Specialūs reikalavimai ir sąlygos

Naudotis standartinės konstrukcijos VDV dalimis. POCV darbinis tūris turi neviršyti 25 cm³.

5. Ši užduotis yra neatskiriama baigiamojo darbo dalis

6. Darbo pateikimo (gynimui) terminas

iki

(data)

Užduotį gavau:

(studento vardas, pavardė, parašas)

(data)

Vadovas:

(pareigos, vardas, pavardė, parašas)

(data)

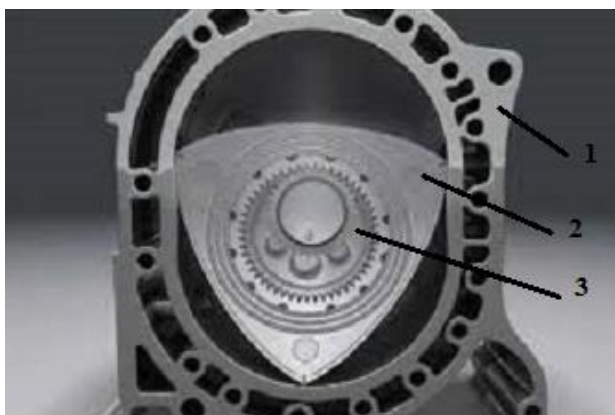
1. ĮVADAS

1.1. Darbo tikslas

Darbo tikslas yra patobulinti keturtakčio Oto ciklo variklio (POCV) konstrukciją ir padidinti jo energinį naudingumo koeficientą (ENK). Įprasto benzininio vidaus degimo variklio (VDV) su karbiuratoriumi vidutinis ENK yra apytiksliai lygus 25 % [22]. Pastarąjį naudingumo koeficientą (NK) turėtų nulemti idealizuotas terminis [6], kuris įvertina ir cilindro pripildymo veiksnį, kompresinis [31], mechaninis-kompleksinis bei nuostolių pašalinimo NK [64]. Terminis NK priklauso nuo degaus mišinio degimo greičio ir jo suspaudimo laipsnio [54], kurį nulemia kuro rūšis, jo oktaniškas arba cetaniškas skaičiai ir degaus mišinio paruošimo būdas. Variklio kompresinį NK labiausiai nulemia stūmoklio pradinis [4] ir vidutinis [46] greičiai išsiplėtimo takto metu, stūmoklio skersmens ir eigos santykis, žiedų skaičius, jų eksploatavimo trukmė ir užraktų tipai. Pastarasis koeficientas auga, didėjant alkūninio veleno sukimosi dažniui. VDV mechaninį-kompleksinį NK nulemia skriejiko-slankiklio mechanizmo (SSM) mechaninio NK maksimumo ir maksimalaus degimo kameros slėgio fazių skirtumas. Nuostolių pašalinimo NK priklauso nuo trinties, dujų ir žalingų inercijos jėgų neigiamų darbų sumos per numatytą periodą [64]. Įprastos konstrukcijos variklio SSM mechaninio NK maksimumo ir maksimalaus degimo kameros slėgio fazių skirtumas yra apytiksliai lygus 80° alkūninio veleno posūkio kampui. Atsižvelgiant į tai, mechaninio-kompleksinio ir kompresinio NK vertės labai sumažėja.

1.2. Apžvalga

1.2.1. Vankelio rotorinis variklis



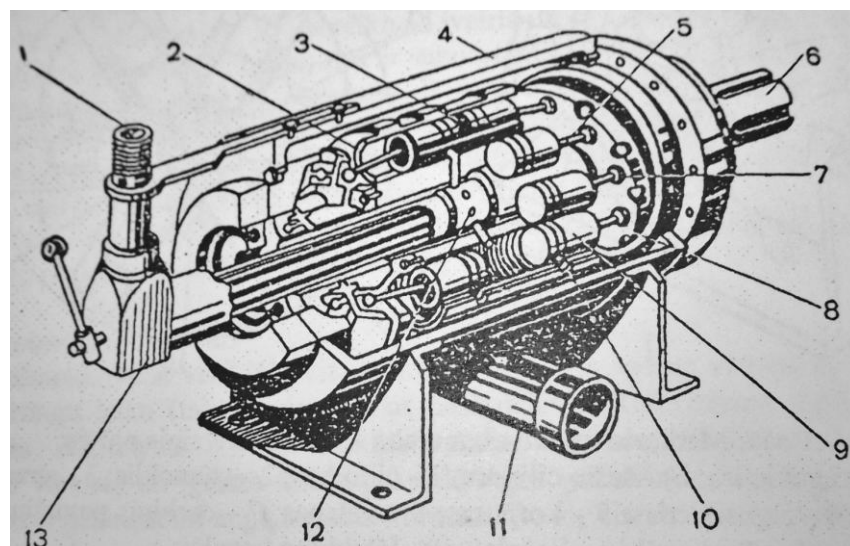
1.2.1.1 pav. Vankelio VDV [66]

1.2.1.1 paveiksle yra pavaizduotas Vankelio variklio pjūvis, kuriame yra matomi variklio cilindras (nr. 1), rotorius (nr. 2), reikalingas sukurti tris kintamo tūrio (darbo) kameras, vidinio sukabinimo krumplinė perdava ir alkūninis velenas (nr. 3). Besisukantis alkūninis velenas priverčia slinkti rotoriaus masės centrą apskritimine trajektorija. Vidinis krumpliaratis yra nejudamai įtvirtintas ir nuolat kontaktuoja su išoriniu krumpliaraičiu, kuris yra sujungtas su rotoriumi. Ekscentriškai sukamas rotorius, veikiant vidinio sukabinimo krumplinei perdavai, yra verčiamas sukėti ir apie savo ašį [66]. Atsižvelgiant į tai, variklio cilindro šoninio paviršiaus forma yra sudėtinga. Rotoriaus sukimosi dažnis yra tris kartus lėtesnis, lyginant su alkūninio veleno sukimosi dažniu [66].

Vankelio variklio privalumai yra didelis galios ir masės santykis, paprastesnė konstrukcija, nes paskirstymo mechanizmas yra nereikalingas [11], didesnis alkūninio veleno (AV) sukimosi dažnio diapazonas bei mažesnė vibracija, lyginant su įprastu stūmokliniu VDV [66]. Vankelio variklio išsiplėtimo ir suspaudimo taktai iš dalies sutampa. Atsižvelgiant į tai, Vankelio variklio AV sukimo momento pulsacija yra mažesnė, lyginant su įprastu VDV [17].

Vankelio variklio pagrindinis trūkumas yra rotoriaus šoninių sienelių trintis su korpusu. Rotorinis variklis pasižymi darbo kamerų sandarinimo nepakankamumu [56]. Šis trūkumas nulemia mažesnę rotorinio vidaus degimo variklio ENK vertę, lyginant su stūmokliniu VDV [56]. Vankelio variklio susiliečiančių detalių temperatūros yra aukštesnės, lyginant su stūmokliniu VDV [36]. Atsižvelgiant į tai, Vankelio variklio detalių dilimo greičiai yra didesni [36].

1.2.2. Vidaus degimo variklis su kumšteline darbo veleno



1.2.2.1 pav. Kumštelinis ašinis variklis (KAV) [36]

KAV (1.2.2.1 pav.) sudaro: 1 – įsiurbimo kolektorius, 2 – cilindras, 3 – darbo kamera, 4 – korpusas, 5 – strypas, 6 – darbo velenas, 7 – rutulinis lankstas, 8 – atraminė plokštė, 9 – stūmoklis,

10 – išmetimo kanalas, 11 – išmetimo kolektorius, 12 – rotorinis įsiurbimo vožtuvas, 13 – karbiuratorius.

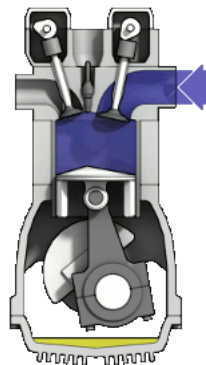
KAV cilindrai korpuse yra išdėstyti pastoviu spinduliu ir posūkio kampu (1.2.2.1 pav.). Stūmoklius ir dviejų laisvės laipsnių atraminę plokštę jungia kotai su rutuliniais lankstais. Sukamas tik darbo velenas, kuris yra jungiamas su atramine plokšte, kuri svyruoja, atkartodama besisukančio erdvinio kumštelio veikimą. Atraminės plokštumos svyravimas yra analogiškas pasvirosios plokštumos slinkimui spinduline kryptimi. Atsižvelgus į tai, KAV yra kompaktiškas. Kumšteliniai varikliai gali būti kintamo suspaudimo laipsnio [20], o tai yra labai svarbu siekiant išlaikyti aukštą ENK, esant skirtingiems darbo veleno sukimosi dažniams.

Taip pat galima ir kumštelinio spindulinio variklio konstrukcija, kuriame darbo velenas yra jungiamas su cilindrų masyvu [36]. Jų veikimo principas yra analogiškas KAV, skiriasi tik cilindrų orientavimas darbo veleno atžvilgiu. Reikia prisiminti, kad kumštelinių variklių stūmoklius veikia didelės skersinės jėgos [36]. Remiantis tuo, pastarųjų stūmoklių žiedai greičiau dėvisi [36].

Kumštelinio variklio trūkumai, lyginant su įprastu VDV, yra mažesnė ENK vertė [5, 20], mažesnis darbo veleno sukimosi dažnių diapazonas [20] ir trumpesnė eksploatacijos trukmė.

Dvitaktis KAV yra gana paprastos konstrukcijos, 19 % mažesnės masės ir 36 % mažesnio tūrio, lyginant su įprastos konstrukcijos VDV [19]. Kiti privalumai: nereikalingi paskirstymo vožtuvai, galima padidinti cilindro išsiplėtimo taktų skaičių vienam darbo veleno apsisukimui, mažesnė darbo veleno sukimo momento pulsacija ir variklio vibracijos [19].

1.2.3. Standartinės konstrukcijos vidaus degimo variklis



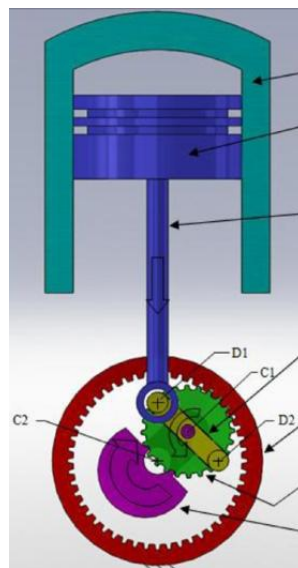
1.2.3.1 pav. VDV su SSM sandara [24]

Dažniausiai yra naudojamas keturtaktis stūmoklinis VDV, kuris yra pagrįstas skriejiko-slankiklio mechanizmo veikimu. Stūmoklio slenkamuosius svyravimus generuoja besisukantis skriejikas ir atvirkščiai. Viename cilindre turi būti ne mažiau kaip du vožtuvai (įsiurbimo ir išmetimo). Įsiurbimo vožtuvas gali būti pakeistas vienkrypčiu. Dažniausiai standartinės konstrukcijos VDV (SKVDV) yra naudojamas slankiojantis vožtuvas, kuris jungiamas su

kumšteliu, o jis su paskirstymo velenu. VDV naudojamų kumštelių mechanizmų veikimo greitis yra didelis, tad jie yra jėginio sunėrimo. Vožtuvas keturtaktyje VDV turi būti atidaromas vieną kartą, kai alkūninis velenas apsisuka du kartus. Atsižvelgiant į tai, alkūninio ir paskirstymo velenų sukimosi dažnių santykis yra lygus 2 [6]. Keturtakčio ir dvitakčio VDV darbo ciklus sudaro įsiurbimo, suspaudimo, išsiplėtimo ir išmetimo taktai [24]. Degusis mišinys Oto ciklo variklyje yra uždegamas, naudojant elektros išlydį, kurį generuoja uždegimo žvakė.

SKVDV sukimosi dažnio diapazonas yra vidutinis. SKVDV yra vienas iš ekonomiškiausių. SKVDV turi didelį slydimo porų skaičių ir pasižymi sudėtinga tepimo sistema.

1.2.4. VDV ekonomiškumo gerinimo metodai



1.2.4.1 pav. VDV su hipocikloidine pavara [53]

Skersines VDV stūmoklio reakcijos jėgas galima pašalinti skriejiko-slankiklio mechanizmą pakeitus hipocikloidine perdava (1.2.4.1 pav.). Nejudamai įtvirtinto krumpliaračio su vidiniais krumpliais ir satelitinio krumpliaračio perdavimo santykis turi būti labai tikslus ir lygus 2. Prie satelitinio krumpliaračio standžiai prijungiama svirtis, o prie jos – kotas ir stūmoklis. Stūmoklio koto ašis būna pastoviai lygiagreti cilindro ašiai, kai yra sukamas tinkamai sureguliuotos perdavos satelito vedlys.

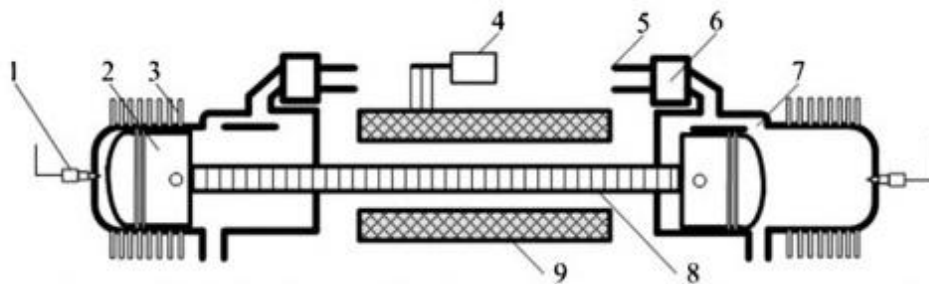
Nors stūmoklio skersinės jėgos ir sumažėjo ar visai išnyko, naudojant hipocikloidine perdava, tačiau labai padidėjo jos trinties kelias. Ši perdava turės veikti gana ekstremaliois sąlygomis, tad bus reikalingas labai geras tepimas. Atsižvelgiant į tai, perdavos vidinė ertmė turi būti užpildyta tepimo priemone. Remiantis tuo, hidraulinė pasipriešinimo jėga satelito judėjimui ir žalingas darbas labai padidės. Hipocikloidinės perdavos konstrukcija yra sudėtinga ir brangi.

Buvo nustatyta, kad VDV su pastarąja perdava kuro sąnaudos padidėjo 6 %, lyginat su SKVDV, esant toms pačioms apkrovimo sąlygomis [53].

Yra projektuojami ir bandomi 5 ir 6 taktų varikliai. Penkių taktų variklyje yra naudojami pagalbiniai cilindrai, kurie yra naudojami dujų išsiplėtimo laipsniui padidinti. Penkių taktų VDV dviem pagrindiniams cilindrims tenka vienas pagalbinis cilindras. Į jį patenka išmetamosios dujos ir yra dar labiau išplečiamos [34]. Išmetimo takto pradžioje darbo dujų slėgis būna apytiksliai lygus 4 barams [6]. Tai yra labai mažas slėgis, lyginant su maksimaliu darbo kameros slėgiu išsiplėtimo takto pradžioje. VDV suminis žalingas darbas padidėja dėl papildomo stūmoklio slydimo trinties bei išaugusio dujų tėkmės kelio.

Penkių taktų variklio masė ir tūris labai padidėja [37], o jo specifinės kuro sąnaudos beveik nesiskiria nuo SKVDV [5, 37].

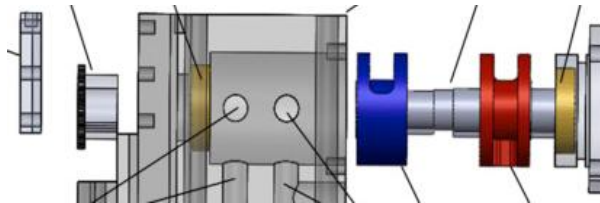
Šešių taktų VDV po 4 standartinių taktų seka įkaitinto vandens įpurškimas į likusias suslėgtas išmetamąsias dujas. Vandens skysta fazė akimirksniu virsta garu ir prasideda papildomi išsiplėtimo ir išmetimo taktai [14]. Išmetamųjų dujų šiluminė energija, kuri yra perduodama vandeniui yra gana nedidelė, o žalingų darbų suma minėtame VDV padidėja dėl papildomų taktų. Remiantis maždaug trisdešimties metų senumo tyrimų rezultatais, kada vidaus degimo variklių konstrukcijos buvo nepakankamai tobulos, teigiama, kad šešių taktų VDV gali sumažinti kuro sąnaudas 40 % [57], palyginus su SKVDV. Keturtakčio Oto ciklo variklio su karbiuratoriumi ENK tuo metu buvo lygus 20–25 % [5]. Modernaus benzininio variklio su turbina ir tiesioginiu kuro įpurškimu ENK siekia net 37 % [5]. Atsižvelgiant į tai, keturtakčio ir šešių taktų VDV energinių NK vertės šiuo metu skiriasi labai mažai [3]. Šešių taktų variklis yra sudėtingesnės konstrukcijos bei mažesnio galios ir masės santykio.



1.2.4.2 pav. HID variklio schema [35]

Pastaruoju metu daug dėmesio yra skiriama dvitakčiam hibridiniam varikliui be alkūninio veleno (1.2.4.2 pav.), kuris bus vadinamas hibridiniu inerciniu dvitakčiu varikliu (HIDV). 1.2.4.2 paveiksle yra pažymėtos šios dalys: uždegimo žvakė (nr. 1), stūmoklis (nr. 2), aušinimo briauna (nr. 3), elektrinio generatoriaus-starterio valdymo blokas (nr. 4), oro įsiurbimo kolektorius (nr. 5), kuro tiekimo sistemos mazgas (nr. 6), karterį su darbo kamera jungiantis kanalas (nr. 7), stūmoklių kotas-induktorius (nr. 8), generatoriaus-statoriaus apvijos (nr. 9). HIDV yra mažesnio galios ir masės santykio, nes jo svyravimo dažnis yra mažesnis už SKVDV alkūninio veleno sukimosi dažnį. Šio

variklio ENK vertė yra 31,5 %, kai įsiurbimo sklendė yra maksimaliai atverta, o generuojama naudinga galia yra lygi 4 kW [35]. Daugiausia sunkumų HIDV efektyviam veikimui kelia stūmoklio judesio kontrolė [44]. Šis variklis kelia dideles vibracijas [44].



1.2.4.3 Rotoriniai vožtuvai su žiedinėmis išpjovomis [41]

Slankiojantys vožtuvai gali būti pakeisti rotoriniais (1.2.4.3 pav.), kurie turi daug privalumų. Naudojant rotorinį vožtuvą, įsiurbimo slėgio nuotolis gali būti žymiai sumažintas, nes galima padidinti maksimaliai atverto vožtuvo periodą [41]. Rotorinio vožtuvo didžiausias privalumas yra tas, kad jis neturi slankiojančių dalių, o tai leidžia sumažinti vibracijų lygį ir galios nuostolį [52], kuris priklauso nuo žalingų inercijos jėgų poveikio. Rotorinio vožtuvo mazgą sudaro mažiau detalių, lyginant su slankiojančio vožtuvo junginiu.

1.2.5. Dvitakčiai dviejų stūmoklių cilindre varikliai

VDV galios ir masės santykiui bei ekonomiškumui padidinti yra taikomi dvitakčiai dviejų stūmoklių cilindre varikliai (DDSCV) [1].



1.2.5.1 DDSCV su turbina ir tiesioginio kuro įpurškimo sistema [1]

Dažniausiai tai yra VDV, kurių stūmoklių judėjimo dėsniai cilindre sutampa. DDSCV konstrukcija yra ekvivalenti dviejų dvitakčių SKVDV, sujungtų tarpusavyje galvučių bloko plokštumomis, konstrukcijai [1]. SKVDV naudojami vožtuvai dviejų stūmoklių cilindre (DSC) variklyje yra sunkiai pritaikomi, tad jie yra visiškai pašalinami [36] arba naudojami rotoriniai

vožtuvai, pavyzdžiui 6 taktų variklyje $M4+2$ [50]. Atsižvelgiant į tai, DSC variklis dažniausiai yra dvitaktis, kurio ENK vertė, įdiegus turbiną ir tiesioginio kuro įpurškimo sistemą, viršija moderniausio SKVDV energinio NK vertę [5, 46, 47].

Senesnės konstrukcijos dvitakčių variklių įsiurbiamas oras buvo maišomas su kuro dalelėmis. Dvitakčiuose varikliuose vienu metu vyksta du keturtakčio variklio taktai. Vykstant išmetimo ir įsiurbimo taktams vienu metu, dalis degiojo mišinio yra pašalinama kartu su išmetamosiomis dujomis bei gana didelė dalis išmetamųjų dujų lieka nepašalinta [32]. Pirmojo veiksnio galima išvengti, naudojant tiesioginio kuro įpurškimo sistemą, o antrojo veiksnio – naudojant turbiną, kuri pagerina darbo kameros pripildymą oru.

DDSCV yra ypatingi tuo, kad darbo kameros paviršiaus plotas yra sumažėjęs, lyginant su SKVDV, nes SKVDV galvučių blokai yra pašalinti. Remiantis tuo, galima sumažinti šiluminius variklio nuostolius [1, 54]. Be to, sumažėja trinties nuostoliai, tenkantys vienam darbo ciklui, bei pagerinamas kuro degimo energijos virsmas į mechaninę. Pastarąją savybę nulemia didesni DDSCV cilindro stūmoklių pradinis ir vidutinis suminiai greičiai išsiplėtimo takto metu, lyginant su SKVDV stūmoklio greičiu, esant tiems patiems AV sukimosi dažniams [54]. Padidėjęs stūmoklio vidutinis greitis eigos metu pagerina VDV darbo kameros kompresines savybes.

Viena iš labiausiai žinomų DDSCV vystymo kompanijų yra *Achates Power*. Ji teigia, kad dvitakčio DSC dyzelinio variklio su turbina ir tiesioginiu kuro įpurškimu ENK vertė gali būti padidinta maždaug 20 %, lyginant su ekonomiškiausių dyzelinių SKVDV energiniu NK [1]. Nors DDSCV yra ekonomiškąs bei gana didelio galios ir masės santykio, tačiau jis yra labai nekompaktiškas.

1.2.6. VDV teorinių ir praktinių ENK verčių palyginimas

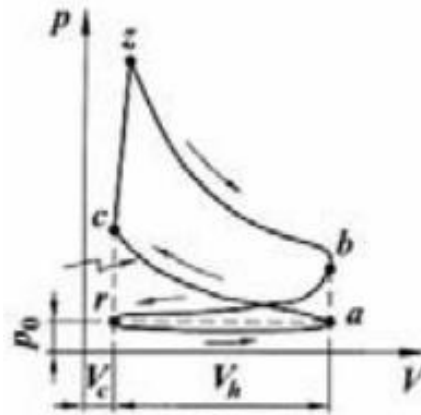
Projektuojant VDV, labai svarbu tiksliai apskaičiuoti ENK vertę. Tuomet galėtume suprasti, kurie fizikiniai dydžiai yra svarbiausi VDV ekonomiškumui gerinti bei sutaupyti projektavimui, konstravimui ir bandymams skirto laiko ir lėšų. Galima rasti keletą teorinių VDV energinio NK skaičiavimo metodikų [6, 7, 64], bet jos yra gana abstrakčios ir mažai tikslios. Galima išskirti keturis pagrindinius ENK (1.2.6.1 form.) nulemiančius narius [6, 7, 64]. Tai yra terminis, cilindro pripildymo, mechaninis ir kuro degimo efektyvumo NK. Svarbiausiu galima vadinti terminį NK (1.2.6.2 ir 1.2.6.3 form. [6]), kuris leidžia įvertinti, kokia maksimali dalis kuro degimo energijos gali virsti naudingą darbu, atsižvelgiant į VDV indikatorinę kreivę, kurią įtakoja darbo kameros suspaudimo laipsnis ir kuro rūšis (1.2.6.1 ir 1.2.6.2 pav.).

$$\eta_e = \eta_t \cdot \eta_{cil_pr} \cdot \eta_{kur_d_ef} \cdot \eta_m, \quad (1.2.6.1)$$

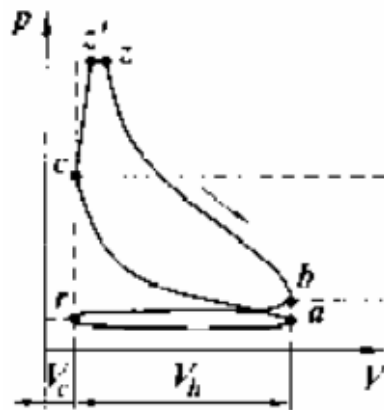
$$\eta_{t_benz} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{1-k}}, \quad (1.2.6.2)$$

$$\eta_{t_dyz} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{1-k}} \cdot \frac{\lambda_p \rho^k - 1}{\lambda_p - 1 + k\lambda_p(\rho - 1)}, \quad (1.2.6.3)$$

čia η_t – terminis NK; η_{cil_pr} – cilindro pripildymo NK; $\eta_{kur_d_ef}$ – kuro degimo efektyvumo NK; η_m – mechaninis NK; η_{t_benz} – terminis NK, degant benziniui; η_{t_dyz} – terminis NK, degant dyzelinui; ε – darbo kameros suspaudimo laipsnis; k – dviejų atomų dujų suslėgimo adiabatės rodiklis, kuris yra lygus 1,41 [6]; λ_p – maksimalaus darbo kameros ir suspaudimo takto pabaigos slėgių santykis; ρ – pirminis išsiplėtimo laipsnis.



1.2.6.1 pav. Oto ciklo indikatorinė kreivė [6]



1.2.6.2 pav. Dyzelio ciklo indikatorinė kreivė [6]

Cilindro pripildymo NK nurodo kokia dalis oro arba degiojo mišinio patenka į cilindrą, lyginant su maksimalia numatyta. Pripildant cilindrą, dujos kaista kontaktuodamos su įkaitusiomis variklio dalimis bei jų slėgis sumažėja dėl tekančio srauto kelio ir vietinių nuostolių. Atsižvelgiant į tai, oras arba degusis mišinys patekęs į cilindrą būna išretėjęs. Kuro degimo efektyvumo NK leidžia

įvertinti galimo naudingo darbo sumažėjimą dėl darbo dujų išspinduliuojamo ir variklio korpusui perduodamo šilumos kiekių. Mechaninis NK nurodo kokia dalis mechaninės energijos gali būti perduota variklio darbo velenui, lyginant su visa mechanine energija, kuri yra generuojama, degant kurui.

Panagrinėkime naujausių to paties kėbulo tipo *Volkswagen Golf* automobilių modelių ekonomiškumą. Pirmasis modelis [10] turi 1,4 litro darbinio tūrio keturtaktį benzininį variklį su turbina ir tiesioginiu kuro įpurškimu bei mechaninę 6 pavarų dėžę. Variklio maksimalus sukimo momentas yra 250 Nm, kai AV sukimosi dažnis – 1500 aps./min. Šio automobilio svoris yra 1170 kg, o kuro sąnaudos užmiesčio sąlygomis – 0,042 l/km. Kitas modelis [9] turi 1,6 litro darbinio tūrio keturtaktį dyzelinį variklį su turbina ir tiesioginiu kuro įpurškimu bei mechaninę 6 pavarų dėžę. Variklio maksimalus sukimo momentas yra 250 Nm, kai AV sukimosi dažnis – 1500 aps./min. Šio automobilio svoris yra 1180 kg, o kuro sąnaudos užmiesčio sąlygomis – 0,03 l/km. Automobiliai buvo bandyti tomis pačiomis sąlygomis, jų gabaritiniai matmenys yra tie patys, o masės ir pavarų dėžių funkcionalumas taip pat yra beveik vienodi. Abu automobiliai bandymų metu turėjo generuoti beveik vienodas galias. Jų variklių maksimalūs sukimo momentai yra vienodi ir pasiekiami, esant tiems patiems AV sukimosi dažniams. Remiantis tuo, bus laikoma, kad jų sukimo momentų priklausomybės nuo AV sukimosi dažnio sutampa. Variklių stūmoklių skersmenys ir jų eigos yra beveik vienodi.

Palyginus keturtakčių Oto ir Dyzelio ciklų variklių mechaninių (~0,85) ir cilindro pripildymo (~0,9) NK reikšmes buvo nustatyta, kad jų skirtumai yra artimi 0 [6]. Lieka palyginti terminių NK reikšmes. Teigiama, kad Dyzelio ciklo terminis NK yra 1-3 % mažesnis nei Oto ciklo, esant tam pačiam degiojo mišinio suspaudimo laipsniui [6]. Atsižvelgiant į tai, buvo pasirinkta benzininio ir dyzelinio VDV terminių NK vertes nustatyti naudojantis 1.2.6.2 formule. Benzininio variklio suspaudimo laipsnis yra 10,5 [10]. Tuomet jo terminis NK yra lygus 0,62 ir bus laikomas energiniu NK. Dyzelinio variklio suspaudimo laipsnis yra 16,2 [9]. Tuomet jo terminis NK yra lygus 0,68 ir bus laikomas energiniu NK. Abudu automobiliai turėjo atlikti beveik tuos pačius darbus, įveikdami 100 km atkarpą užmiesčio sąlygomis. Galima nustatyti teorines benzininio ir dyzelinio VDV kuro sąnaudų vertes (1.2.6.4 ir 1.2.6.5 form.), reikalingas darbui *A* atlikti.

$$V_{teor_ben_v} = \frac{A}{0,62q_{ben}\rho_{ben}}, \quad (1.2.6.4)$$

$$V_{teor_dyz_v} = \frac{A}{0,68q_{dyz}\rho_{dyz}}, \quad (1.2.6.5)$$

čia q_{ben} , q_{diz} – benzino ir dyzelino degimo šilumų koeficientai, kurie yra lygūs 46,2 MJ/kg ir 42,7 MJ/kg [45]; ρ_{ben} , ρ_{diz} – benzino ir dyzelino tankiai, kurie yra lygūs 0,75 kg/l ir 0,83 kg/l [18].

Palyginus praktines VDV kuro sąnaudų vertes buvo gauta, kad dyzelinis variklis yra 1,4 karto ekonomiškėnis už benzininį variklį. Palyginus VDV teorines kuro sąnaudų vertes buvo gauta, kad dyzelinis variklis už benzininį turėtų būti ekonomiškėnis tik 1,1 karto. Praktinių verčių santykis su teorinių verčių santykiu skiriasi maždaug 1,3 karto. Tai yra labai didelis skirtumas, kurį nulemia skirtingos variklių kuro degimo efektyvumo NK vertės [64]. Tikslios pastarojo NK vertės yra nustatomos remiantis eksperimentinėmis VDV kuro sąnaudų vertėmis.

Tokių kuro sąnaudų santykių skirtumą turėtų įtakoti skirtingos VDV indikatorinių kreivių formos (1.2.6.1 ir 1.2.6.2 pav.). Dyzelinis kuras yra lėtesnio degimo greičio, todėl maksimalus darbo kameros slėgis dyzeliniame variklyje yra pasiekiamas vėliau nei benzininiame variklyje, kai AV sukimosi dažniai ir kuro purškimo momentų fazės sutampa. Tuomet dyzelinio variklio stūmoklio pradinis ir vidutinis greičiai išsiplėtimo takto metu yra didesni nei benzininio variklio. Esant minėtoms sąlygoms, dyzelinio variklio stūmoklis gali generuoti didesnę AV sukimo momentą ir yra mažiau inertiškas nei benzininio variklio stūmoklis.

1.3. Apžvalgos išvados bei darbo tikslai ir uždaviniai

1. Standartinės VDV energinio NK skaičiavimo metodikos yra abstrakčios [7, 64] ir tiksliai skaičiavimams netinkamos.

2. Variklio ENK labai priklauso nuo stūmoklio pradinio ir vidutinio greičių išsiplėtimo takto metu [4, 54]. Į tai bus atsižvelgta, naudojant momentines santykinės stūmoklio greičio vertes minėto takto metu.

3. Remiantis VDV praktinėmis ENK vertėmis [5] ir 1.2.6 paragrafe pateiktomis teorinėmis NK vertėmis galima teigti, kad moderniausių dyzelinių variklių praktinės ENK vertės beveik pasiekė maksimalias teorines ENK vertes. Moderniausiems benzininiams varikliams pastarasis teiginys šiuo metu dar nėra tinkamas.

4. Remiantis 1.2.1-1.2.5 poskyriuose pateikta informacija buvo nuspręsta, kad labiausiai ENK vertei didinti yra tinkamas VDV, kuris yra pagrįstas SSM veikimu.

Baigiamojo darbo tikslai yra suprojektuoti aukšto ENK vidaus degimo variklį (POCV) su karbiuratoriumi ir pakeisti VDV teorinio ENK skaičiavimo metodiką, kuri būtų universalesnė ir tikslesnė.

Baigiamąjį darbą sudarys 5 uždaviniai.

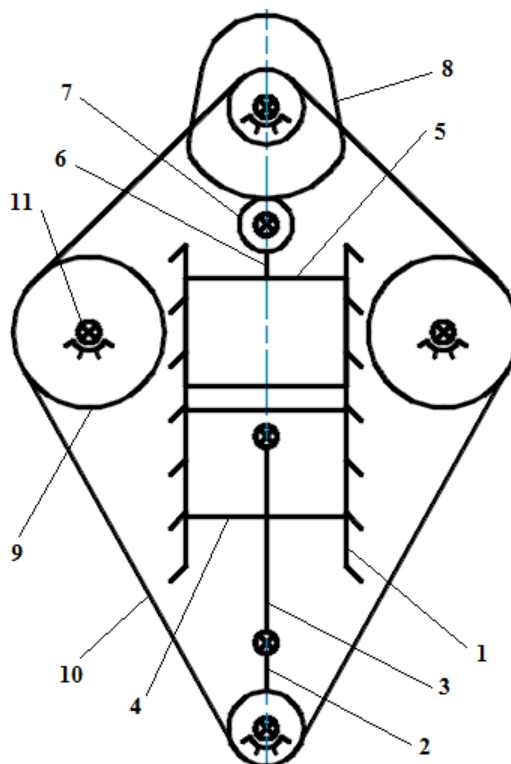
1. Sudaryti POCV struktūrinę schemą, ciklogramą ir nustatyti funkcinius parametrus.

2. Nustatyti svarbiausius POCV nestandartinių detalių matmenis ir teorines ENK vertes, remiantis standartine ir pakeista skaičiavimo metodikomis.

3. Atlikti POCV funkciškai svarbiausių junginių elementų stiprumo analizę ir parinkti standartines detales.
4. Atlikti nestandartinių POCV junginių eksperimentines analizes.
5. Suprojektuoti patobulintą Oto ciklo variklį.

2. POCV veikimo analizė ir funkcinių parametru nustatymas

2.1. POCV struktūrinė schema ir veikimo analizė



2.1.1 pav. Vieno cilindro POCV struktūrinė schema

2.1.1 paveiksle 1-u numeriu yra pažymėtas variklio cilindras, 2-u – skriejikas, alkūninis velenas (AV), 3-iu – švaistiklis, 4-u – pagrindinis stūmoklis (PS), 5-u – antrinis, pagalbinis stūmoklis (AS), 6-u – kotelis, 7-u – ritinėlis, 8-u – kumšteliis, 9-u – žvaigždė, 10-u – grandinė, 11-u – sukamoji kinematinė pora.

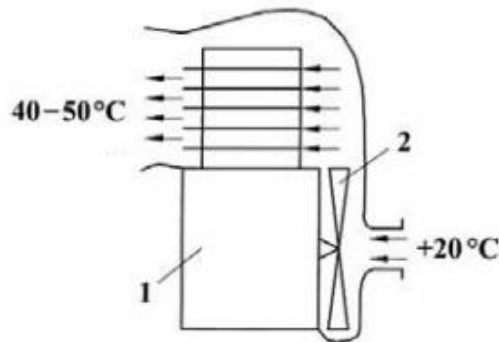
Siekiant padidinti VDV mechaninio-kompleksinio NK vertę yra svarbu, kad norimas degaus mišinio suspaudimo laipsnis būtų pasiektas maždaug tuo metu, kai PS yra pusiaukelėje nuo viršutinio mirties taško (VMT) iki apatinio mirties taško (AMT) ir tada priversti uždegimo žvakę generuoti elektros išlydį. Numatytam darbo ciklui realizuoti bus reikalingas AS, kuris tam tikrais laikotarpiais seks pagrindinį stūmoklį, o kitais laikotarpiais bus stacionarus (2.3 poskyris). Tokiai AS judėjimo funkcijai užtikrinti bus naudojamas jėginio sunėrimo plokščiasis kumštelinis mechanizmas, nes jo veikimo greitis bus didelis.

Alkūninio ir kumštelio velenų sukimosi dažnių santykis bus lygus 1. Įsiurbimo ir išmetimo vožtuvai bus rotoriniai su kūgio formos kontaktiniais paviršiais, siekiant pagerinti cilindro kompresiją (3.5 ir 5.3 poskyriai). Jie bus išdėstyti cilindro šonuose ir skirtinguose aukščiuose, kad išsiplėtimo takto pradžioje jų neveiktų didžiausi darbo kameros dujų slėgiai. Taip išdėstyti

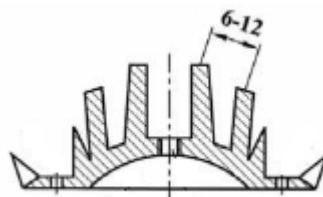
vožtuvus galima vadinti paslėptais. Pastarasis išdėstymo metodas šiek tiek apsunkins stūmoklių eigas, tačiau rotorinių vožtuvų apkrovos sąlygos bus žymiai lengvesnės ir sumažės jų slydimo trinties nuostolių galia. Alkūninio ir rotorinių vožtuvų velenų sukimosi dažnių santykis gali būti SKVDV paskirstymo mechanizmo perdavimo skaičiaus [6] kartotinis.

Įprasta uždegimo žvakė, kuri bus įsukama spinduline kryptimi į cilindrą, labai iškreips jo vidinį periferinį paviršių ir sukurs žalingą tūrį. Atsižvelgiant į tai, įprastą uždegimo žvakę reikės modifikuoti, jog jos sudarytas žalingas tūris būtų kuo mažesnis.

Degusis mišinys bus ruošiamas karbiuratoriuje. POCV sukimosi dažnį nulems oro sklendės, esančios karbiuratoriuje, atidarymo kampas. Variklis bus priverstinai aušinamas oru (2.1.2 pav.), naudojant išcentrinį ventiliatorių (nr. 2). Projektuojant oru aušinamo VDV korpusą (nr. 1) yra rekomenduojama, kad aušinimo briaunos storis būtų 2–3 mm [6], o atstumas tarp jų – 6–12 mm (2.1.3 pav.). Veikiant VDV, pro stūmoklius prasiveržia dujos [6]. Atsižvelgiant į tai, likusios dvi POCV kintamo tūrio kameros bus atviros.



2.1.2 pav. VDV su išcentrinu ventiliatoriumi [6]



2.1.3 pav. Oru aušinamos galvutės pjūvis [6]

VDV bus laisvojo tepimo. Alyva dvitakčiams varikliams bus maišoma su benzinu ir pateks į variklio vidų kartu su degiuoju mišiniu, vykstant įsiurbimo taktams. Joje būna įvairių priedų, iš kurių svarbiausi yra EP (didelio kontaktinio slėgio) ir AW (dilimą ir trinties jėgas mažinantys) priedai, kurie yra linkę sukibti su metaliniais paviršiais.

2.2. Svarbūs POCV funkciniai kriterijai

Veikiant skriejiko-slankiklio mechanizmui, kreipiančiosiose kyla skersinė reakcijos jėga. Ji nulemia PS slydimo trinties jėgos dydį ir kreipiančiųjų dilimo greitį. Ašinio SSM stūmoklio generuojamos skersinės jėgos dydis priklauso nuo kampo tarp stūmoklio judėjimo ir švaistiklio simetrijos ašių bei išilgai pastarosios ašies veikiančios jėgos dydžio. Šie kriterijai priklauso nuo dujų slėgių verčių darbo kameroje ir SSM geometrijos. Dujų slėgis suspaudimo takto pabaigoje priklauso nuo slėgio įsiurbimo takto pabaigoje ir darbo kameros suspaudimo laipsnio. POCV slėgis suspaudimo takto pabaigoje bus pasirinktas pagal benzininio VDV [8], kuris neturi tiesioginio kuro įpurškimo sistemos ir turbinos, atitinkamo slėgio vertę. Skersinės jėgos maksimali reikšmė mažėja, didėjant švaistiklio ir skriejiko ilgių santykiui. Tuomet didėja variklio gabaritiniai matmenys bei mažėja galios ir masės santykis.

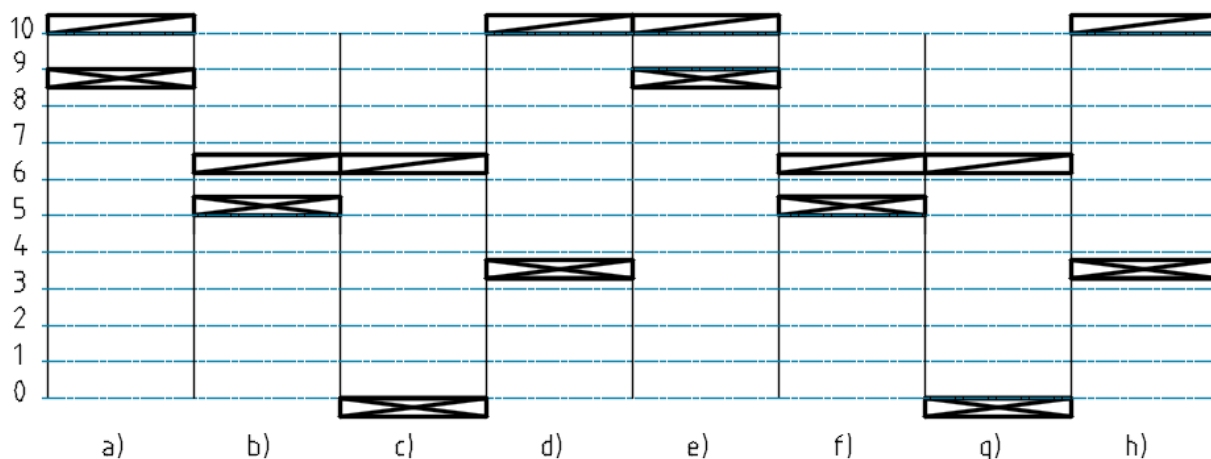
Kuo mažesnis degiojo mišinio suspaudimo laipsnis, tuo ilgiau jis dega. Esant per dideliame darbo kameros suspaudimo laipsniui, degusis mišinys gali užsidegti anksčiau nei yra generuojamas elektros išlydis. Tai yra detonacinis reiškinys, kuris sumažina variklio galią ir ilgaamžiškumą, tad yra vengtinas. Minėtą reiškinį taip pat įtakoja degiojo mišinio tėkmės slėgio nuostolis bei variklio ir oro temperatūros.

Tiksliai numanyti POCV įsiurbimo takto pabaigos slėgį ir įvertinti kompresines savybes yra sudėtinga užduotis. Siekiant užtikrinti tinkamą degiojo mišinio slėgio vertę suspaudimo takto pabaigoje, bus reguliuojamas tarpašinis atstumas tarp alkūninio ir kumštelio velenų. Naudojantis tuo, darbo kameros suspaudimo laipsnio vertę bus galima keisti.

Projektuojamas variklis bus eksperimentinis. Siekiant palengvinti jo projektavimą ir konstravimą, bus modifikuojamas *Mee*c gamintojo dvitaktis variklis, kurio darbinis tūris yra 25,4 cm³.

VDV teorinis darbinis tūris yra nustatomas PS plotą dauginant iš jo eigos. Pagalbinio stūmoklio darbinis tūris bus apskaičiuojamas analogiškai kaip ir teorinis variklio darbinis tūris. Praktinis POCV darbinis tūris yra lygus PS ir AS darbinių tūrių skirtumui.

2.3. POCV darbo ciklo analizė



2.3.1 pav. POCV ciklograma

Variklio darbo ciklą galima paaikškinti remiantis 2.3.1 paveikslu. Jį sudarys 4 pagrindiniai ir 4 pagalbiniai taktai. Darbo ciklas įvyksta AV apsisukus du kartus. PS yra pažymėtas stačiakampiu su dviem įstrižainėmis, o AS – stačiakampiu su viena įstrižaine. Pagrindinio stūmoklio eigą sudaro 9 tarpeliai, o antrinio stūmoklio eigą – 4 tarpeliai. Atstumas tarp žemiausios PS ir aukščiausios AS padėčių yra lygus 10 tarpelių. POCV suspaudimo ir išsiplėtimo laipsniai bus vienodi ir nustatomi pagal 2.3.1 formulę [6].

$$i = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}. \quad (2.3.1)$$

čia V_{\max} , V_{\min} – maksimalus ir minimalus darbo kameros tūriai.

Suspaudimo ir išsiplėtimo taktai yra politropiniai. Jų fazių slėgio vertės, kintant darbo kameros tūriui, galima nustatyti naudojantis 2.3.2 formule [6]:

$$p_{\text{takt}_1} V_{\text{takt}_1}^\gamma = p_{\text{takt}_2} V_{\text{takt}_2}^\gamma = \text{const}, \quad (2.3.2)$$

čia p_{takt_1} , V_{takt_1} – darbo kameros dujų slėgis ir tūris nagrinėjamo takto fazėje; p_{takt_2} , V_{takt_2} – darbo kameros dujų slėgis ir tūris kitoje nagrinėjamo takto fazėje; γ – politropinio proceso laipsnis, kuris priklauso nuo dujinės medžiagos cheminių ir fizikinių savybių. Buvo pasirinkta naudoti vidutinę suspaudimo takto politropės vertę [7], esant bet kuriam POCV alkūninio veleno sukimosi dažniui, kuri yra lygi 1,36.

Stūmoklių fazė *a* vaizduoja išmetimo ciklo pabaigą. Darbo kameros tūris yra ekvivalentus tarpelių skaičiui tarp stūmoklių, kuris, šiuo atveju, yra lygus 1. Slėgis darbo kameroje, tuo metu, bus laikomas lygiu 1,3 baro [6].

Fazė *b* yra įsiurbimo takto pradžia. Perėjimo iš fazės *a* į *b* metu pagalbinis stūmoklis įveikė 4 tarpelių atstumą, o pagrindinis – 3,5 tarpelių atstumą. Tuo metu vyko įsiurbimo sąlyginis prastovos taktas. Darbo kameros tūris fazėje *b* yra ekvivalentus 0,5 tarpelio atstumui.

Fazė *c* vaizduoja įsiurbimo ciklo pabaigą. Darbo kameros tūris yra ekvivalentus 6 tarpelių atstumui, o slėgis joje bus laikomas lygiu 0,8 baro, esant bet kuriam AV sukimosi dažniui. Įsiurbimo ciklo metu darbo kamera buvo pripildyta degiojo mišinio, kurio apytikslis tūris bus lygus 5 tarpelių atstumui, jei įsiurbimo takto pabaigos slėgio vertė būtų lygi išmetimo takto pabaigos slėgio vertei. Įsiurbimo taktą atitinka perėjimas iš fazės *b* į *c*, kurio metu PS įveikė 5,5 tarpelių atstumą.

Dujų tėkmės slėgio nuostolis bus laikomas maždaug du kartus didesnis nei SKVDV, nes pratęstas POCV įsiurbimo taktas truks maždaug 1,5 karto trumpesnę AV posūkio kampą, lyginant su SKVDV (3.5 poskyris). Tuomet dujų srauto greitis turėtų padidėti 1,5 karto, o tai nulems 2,1 karto didesnius srauto tėkmės slėgio nuostolius [13]. Degiojo mišinio srauto tėkmės kelias ir posūkių 90° kampu skaičius POCV bus žymiai mažesni nei SKVDV, tačiau projektuojamo variklio tikrojo įsiurbimo takto trukmė bus net 3 kartus trumpesnė (3.5 poskyris). SKVDV įsiurbimo slėgio nuostolis, kai AV sukimosi dažnis yra 2500 aps./min (3.4 poskyris), yra apytiksliai lygus 0,1 baro [6].

Fazė *d* vaizduoja pirmojo suspaudimo takto pradžia. Darbo kameros tūris ir slėgis išlieka tokie patys kaip ir pozicijoje *c*. PS ir AS įveikė 4 tarpelių atstumus, atlikus perėjimą iš fazės *c* į *d*. Tuo metu vyksta suspaudimo sąlyginis prastovos taktas.

Fazėje *e* suspaudimo ciklas jau yra įpusėjęs. Darbo kameros tūris, tuo metu, yra ekvivalentus 1 tarpelio atstumui, o slėgis joje yra apytiksliai lygus 9,1 baro (2.3.2 form.). Perėjimo iš fazės *d* į *e* metu PS nuėjo 5 tarpelių atstumą.

Fazė *f* yra suspaudimo ciklo pabaiga. Darbo kameros tūris yra ekvivalentus 0,5 tarpelio atstumui. Tada slėgis (2.3.2 form.) joje yra apytiksliai lygus 23,4 baro. Perėjimo iš fazės *e* į *f* metu AS sekė ir aplenkė PS. Tuo metu vyko antrasis suspaudimo taktas. Suspaudimo laipsnis (2.3.1 form.), palyginus darbo kameros tūrius fazėse *c* ir *f*, yra lygus 12. VDV su apskaičiuotu suspaudimo laipsniu yra taikomi praktikoje [49].

Fazėje *f* suspaustas degusis mišinys bus uždegamas elektros išlydžio ir prasidės išsiplėtimo taktas. Žvakės įsukimo ašis turės būti tarpelio tarp stūmoklių vidurio plokštumoje, kuris susidaro galutinio suspaudimo takto pabaigoje.

Išsiplėtimo takto pabaigą vaizduoja fazė *g*. Tada darbo kameros tūris yra ekvivalentus 6 tarpelių atstumui, o išsiplėtimo laipsnis (2.3.1 form.) yra lygus 12.

Fazė h vaizduoja išmetimo takto pradžia. Darbo kameros tūris šioje pozicijoje išlieka nepakitęs, lyginant su pozicija g . Perėjimas iš fazės g į h , kai PS ir AS įveikė 4 tarpelių atstumus, buvo išmetimo sąlyginis prastovos taktas.

Po fazės h vėl seka fazė a . Tuo metu PS įveikė 5 tarpelių atstumą, o AS padėtis nekito. Tai buvo išmetimo taktas.

AS judėjimo dėsniai POCV darbo ciklo pirmojoje ir antrojoje dalyse privalo sutapti, nes alkūninis ir kumštelio velenai suksis tuo pačiu dažniu. Atsižvelgiant į tai, perėjimo iš fazės a į b metu likutinės išmetamosios dujos yra šiek tiek suspaudžiamos. Tai yra žalinga ir neišvengiama. Ši savybė yra svarbi, siekiant pagerinti darbo kameros kompresiją suspaudimo ciklo metu.

2.4. Projektuojamo variklio SSM pagrindinių geometrinių parametrų parinkimas bei darbinių tūrių nustatymas

Stūmoklių skersmuo bus lygus 34 mm, alkūninio veleno tarpašinis atstumas – 14 mm, o švaistiklio ilgis – 50 mm. SSM bus ašinis, o PS maksimali eiga (2.4.1 form.) bus lygi 28 mm. POCV teorinis darbinis tūris (2.4.2 form. [6]) bus lygus 25,4 cm³.

$$s_{\max} = 2 \cdot r. \quad (2.4.1)$$

$$V_{\text{teor_darb_t}} = \frac{\pi d_{st}^2}{4} \cdot s_{\max}. \quad (2.4.2)$$

čia r – AV tarpašinis atstumas; d_{st} – stūmoklių skersmuo;

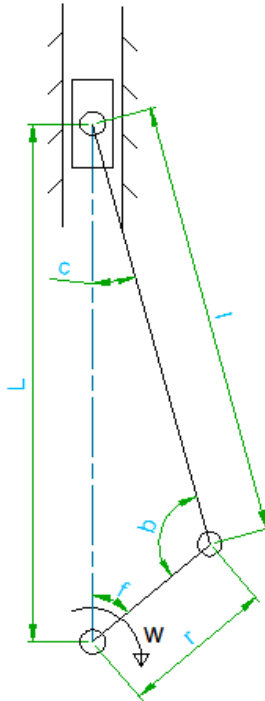
Projektuojamo variklio apytikslis praktinis darbinis tūris yra ekvivalentus 5 tarpelių atstumui, kai PS maksimali eiga – 9 tarpelių atstumui. Tuomet praktinis POCV darbinis tūris (2.4.3 form.) bus lygus 14,1 cm³.

$$V_{\text{prak_darb_t}} = V_{\text{teor_darb_t}} \cdot \frac{t_{\text{prak}}}{t_{\text{teor}}}. \quad (2.4.3)$$

čia t_{prak} – POCV praktinis darbinis tūris, kuris yra išreikštas tarpelių skaičiumi; t_{teor} – POCV teorinis darbinis tūris, kuris yra išreikštas tarpelių skaičiumi;

2.5. Projektuojamo variklio SSM veikimo analizė

Pirmiausia reikia nustatyti PS padėtis, kintant AV padėties kampui f ir kitiems SSM kampams (2.5.1 pav.).



2.5.1 pav. Skriejiko – slankiklio mechanizmas

PS atstumas nuo AV sukimosi ašies (2.5.1 form.) bus nustatomas naudojantis kosinų teorema [39]. Kampas tarp švaistiklio simetrijos ir PS judėjimo ašių (2.5.2 form.) bus nustatomas naudojantis sinusų teorema [39]. Pertvarkius 2.5.2 formulę galima gauti formulę kampui c nustatyti (2.5.3 form.). SSM slėgio perdavimo kampas bus nustatomas naudojantis 2.5.4 formule. PS poslinkis nuo AMT bus apskaičiuojamas naudojantis 2.5.5 formule. SSM mechaninis NK bus apskaičiuojamas naudojantis 2.5.7 formule. Skriejiko-slankiklio mechanizmo veikimą apibūdinančių parametrų suvestinė pateikta 2.5.1 lentelėje, kai $f \in [0^\circ, 180^\circ]$.

$$L = \sqrt{r^2 + l^2 - 2lr \cdot \cos(b)}. \quad (2.5.1)$$

$$\frac{\sin(f)}{l} = \frac{\sin(c)}{r}. \quad (2.5.2)$$

$$c = \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(f)}{l}\right). \quad (2.5.3)$$

$$b = 180^\circ - f - c = 180^\circ - f - \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(f)}{l}\right). \quad (2.5.4)$$

$$s = L - L_{\min}, \quad (2.5.5)$$

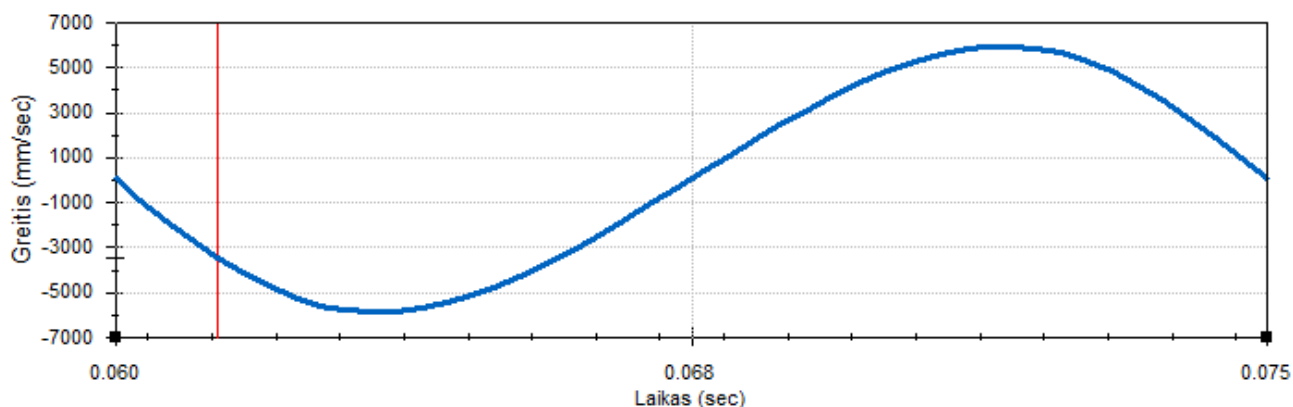
$$L_{\min} = l - r. \quad (2.5.6)$$

$$\eta_{\text{mech}} = \sin(b) \cdot \cos(c). \quad (2.5.7)$$

čia L_{\min} – mažiausias PS atstumas iki AV sukimosi ašies.

2.5.1 lent. Skriejiko – slankiklio mechanizmo duomenų lentelė

$\angle f, ^\circ$	$\angle c, ^\circ$	$\angle b, ^\circ$	η_{mech}	L, cm	s, mm
0	0,0	180,0	0,00	64,0	28,0
10	2,8	167,2	0,22	63,7	27,7
20	5,5	154,5	0,43	62,9	26,9
30	8,0	142,0	0,61	61,6	25,6
40	10,4	129,6	0,76	59,9	23,9
50	12,4	117,6	0,87	57,8	21,8
60	14,0	106,0	0,93	55,5	19,5
70	15,3	94,7	0,96	53,0	17,0
80	16,0	84,0	0,96	50,5	14,5
90	16,3	73,7	0,92	48,0	12,0
100	16,0	64,0	0,86	45,6	9,6
110	15,3	54,7	0,79	43,4	7,4
120	14,0	46,0	0,70	41,5	5,5
130	12,4	37,6	0,60	39,8	3,8
140	10,4	29,6	0,49	38,5	2,5
150	8,1	21,9	0,37	37,4	1,4
160	5,5	14,5	0,25	36,6	0,6
170	2,8	7,2	0,12	36,2	0,2
180	0,0	0,0	0,00	36,0	0,0



2.5.2 pav. PS greičio priklausomybė nuo laiko

Naudojantis pasirinkto variklio SSM pagrindiniais geometriniais matmenimis, buvo nustatyta PS greičio priklausomybė nuo laiko (2.5.2 pav.), kai AV sukimosi dažnis buvo pastovus ir lygus 4000 aps./min. Tai buvo atlikta naudojantis *Solidworks* programos *Motion Study* aplinka. Pastarajame paveiksle yra matomas PS svyravimo periodas, kurį sudaro 18 laiko intervalų. Tai reiškia, kad vienas laiko intervalas atitinka 20° AV posūkio kampą. Remiantis 2.5.2 paveikslu galima teigti, kad PS slinkdamas nuo VMT iki AMT didžiausią greitį įgyja tuomet, kai AV nuo VMT yra pasisukęs maždaug 80° .

Atsižvelgiant į 2.5.1 lentelės duomenis matome, kad didžiausia SSM mechaninio NK vertė yra pasiekama tuomet, kai AV posūkio kampas nuo VMT yra 70° – 80° intervale. PS greičio ir SSM

mechaninio NK priklausomybių nuo AV posūkio kampo ekstremumo abscisės skiriasi labai nedaug, o didžiausia mechaninio NK vertė neviršija 1. Atsižvelgiant į tai, PS momentinio santykinio greičio ir SSM mechaninio NK priklausomybes bus laikomos ekvivalenčiomis.

Stūmoklio poslinkis bet kurios fazės metu gali būti apskaičiuojamas naudojantis 2.5.8 formule. Pagrindinio stūmoklio poslinkis išsiplėtimo takto pradžioje yra lygus 17,1 mm.

$$s_f = s_{max} \cdot \frac{t_f}{t_{max}}, \quad (2.5.8)$$

čia s_{max} – stūmoklio eiga; t_f – stūmoklio poslinkis bet kurios fazės metu, kuris yra išreikštas tarpelių skaičiumi; t_{max} – stūmoklio eiga, kuri yra išreikšta tarpelių skaičiumi.

Išsiplėtimo takto pradžioje AV posūkio kampas yra apytiksliai lygus 70° , o SSM mechaninio NK vertė yra apytiksliai lygi 0,96 (2.5.1 lent.). Taigi POCV išsiplėtimo taktas truks maždaug 110° . Pastarasis kampas apytiksliai sudaro $2/3$ SKVDV alkūninio veleno posūkio kampo išsiplėtimo takto metu.

Žvelgiant į 1.2.6.1 paveiksle pavaizduotą indikatorinę kreivę matome, kad dujų slėgis išsiplėtimo takto metu (kreivė tarp z ir b taškų) greitai mažėja. Atsižvelgus į tai, svarbiausia dujų slėgį išnaudoti išsiplėtimo takto pradžioje. Kumštelio, kuris bus naudojamas POCV, sukimosi dažnis turi būti mažas, siekiant sumažinti didelės masės sekiklio riziką užstrigti, kumštelinio mechanizmo dilimo greitį bei neigiamą sekiklio inercijos jėgos darbą. Uždegimo kampo ankstinimo įtasis projektuojamam varikliui bus nereikalingas, nes jo AV sukimosi dažnių diapazonas bus mažesnis, lyginant su SKVDV.

2.6. AS judėjimo priklausomybės ir kumštelio profilio geometrijos nustatymas

Pirmiausia reikia nustatyti tikslius AV posūkio kampus POCV taktų kraštinėse fazėse (2.3.1 pav.). Fazėse a , c , e , g alkūninio veleno posūkio kampus nustatyti yra paprasta, o kitose fazėse juos reikės apskaičiuoti. Stūmoklių padėtyse f ir h fazėse sutampa su stūmoklių padėtimis b ir d fazėse, kuriose PS atstumai nuo jo AMT yra ekvivalentūs 5,5 ir 4 tarpeliams (2.3.1 pav.), o tai atitinka 17,1 ir 12,4 mm poslinkius (2.5.8 form.).

Norint rasti SSM kampą f , pirmiausia reikia apskaičiuoti kampo b reikšmę pagal 2.6.1 formulę, kuri yra nustatoma pasinaudojus 2.5.1 formule. Tada bus panaudota sinusų teorema, kurią transformavus galima sudaryti 2.6.2 formulę.

$$b = \arccos\left(-\frac{L^2 - r^2 - l^2}{2lr}\right), \quad (2.6.1)$$

$$f = \arcsin\left(\frac{l \cdot \sin(b)}{L}\right). \quad (2.6.2)$$

Reikia neužmiršti, kad d fazėje skriejikas turi būti pasisukęs daugiau negu 180° . Buvo gauta, kad fazėje b alkūninio veleno posūkio kampas yra $69,7^\circ$, o fazėje d – $271,6^\circ$. Fazėse b ir d buvo pasirinkta naudoti 70° ir 270° AV posūkio kampus.

Pereinant iš fazės a į b , AS ne tik seka, bet ir truputį pralenkia PS. Nustatant pagalbinio stūmoklio judėjimo priklausomybę nuo AV posūkio kampo yra svarbu, kad atstumas tarp stūmoklių pastoviai mažėtų. Fazėje a atstumas tarp stūmoklių yra lygus 1 tarpeliui, o tai atitinka 3,1 mm atstumą (2.5.8 form.). Fazėje b atstumas tarp stūmoklių yra lygus 0,5 tarpelio, o tai atitinka 1,55 mm atstumą (2.5.8 form.). Yra laikoma, kad stūmoklio paviršius kontaktuojantis su dujomis yra plokščias, nors praktiškai toks nebus. Svarbu atkreipti dėmesį, kad PS poslinkis didėja jam tolstant nuo alkūninio veleno ašies, o AS poslinkio dydis kinta atvirkščiai.

$$\Delta s_{PS}(f) = s_{\max} - s(f), \quad (2.6.3)$$

$$s_{tarp_st}(f) = \Delta s_0 - s_{AS}(f) + \Delta s_{PS}(f), \quad (2.6.4)$$

$$i(f) = i_{prad} \left(\frac{\Delta s_0}{\Delta s_{tarp_st}(f)} \right), \quad (2.6.5)$$

čia $\Delta s_{PS}(f)$ – PS poslinkis nuo VMT; s_{\max} – PS maksimalus poslinkis nuo AMT; $s_{tarp_st}(f)$ – tarpelis tarp stūmoklių plokštumų, kontaktuojančių su dujomis; Δs_0 – pradinis atstumas tarp stūmoklių viršutinių plokštumų, kuris yra lygus 3,1 mm; $s_{AS}(f)$ – antrinio stūmoklio poslinkis; $i(f)$ – darbo kameros suspaudimo laipsnis; i_{prad} – degiojo mišinio suspaudimo laipsnis e fazėje, kuris yra lygus 6.

2.6.1 lent. AS poslinkio ir suspaudimo laipsnio priklausomybės galutinio suspaudimo takto metu

$f, ^\circ$	$\Delta s_{PS}, \text{ mm}$	$s_{AS}, \text{ mm}$	$\Delta s_{tarp_st}, \text{ mm}$	i
0	0	0	3,1	6,0
10,0	0,3	0,4	3,0	6,2
20,0	1,1	1,3	2,9	6,4
30,0	2,4	2,7	2,8	6,6
40,0	4,1	4,5	2,7	6,9
50,0	6,2	6,8	2,5	7,4
60,0	8,5	10	1,6	11,6
70,0	11	12,55	1,55	12,0

AS judėjimo priklausomybė ir suspaudimo laipsnio kitimas suspaudimo takto metu yra pateikti 2.6.1 lentelėje (2.6.3-2.6.5 form.).

Lieka nustatyti AS eigos priklausomybę iš fazės c į d . Tam reikia vieno stūmoklio poslinkį apytiksliai prilyginti kito poslinkiui tais pačiais laikotarpiais, siekiant gauti pastoviai mažėjantį sekiklio pagreitį nukreiptą į kumštelį. Sekiklio pagreitis išmetimo sąlyginio prastovos takto pabaigoje turi būti artimas 0. Naudojantis nurodytomis savybėmis, bus nustatyta maksimaliai sumažinta maksimali spyruoklės jėga, kuri yra svarbi tinkamam kumštelinio mechanizmo (KM) veikimui. Iš fazės b į c ir iš d į e AS eiga nekinta, tad pagalbinio stūmoklio poslinkio priklausomybei (2.6.2 lent.) sudaryti minėtų taktų tarpinės fazės nebus naudojamos.

2.6.2 lent. AS judėjimo priklausomybė nuo AV posūkio kampo

$f, ^\circ$	s_{AS}, mm
0	0
10,0	0,4
20,0	1,3
30,0	2,7
40,0	4,5
50,0	6,8
60,0	10
70,0	12,55
180,0	12,55
200,0	11,7
220,0	9,3
240,0	5,7
260,0	1,8
270,0	0

Geriausiai atkartojantis kumštelio formą yra sekiklis su smailia viršūne, tačiau toks kumštelinis mechanizmas greitai dyla ir yra linkęs užstrigti, nes sąlytyje veikia dideli kontaktiniai įtempiai. Reikia neužmiršti, kad sekiklį veiks didelė pasipriešinimo judėjimui jėga dėl slėgio darbo kameroje. Siekiant sumažinti slydimo trinties neigiamą darbą, bus naudojamas sekiklis su ritinėliu-guoliu (2.1.1 pav.). Ritinėlio sąlytyje su kumštelio paviršiumi veiks riedėjimo trintis, kuri yra žymiai mažesnė už slydimo trintį.

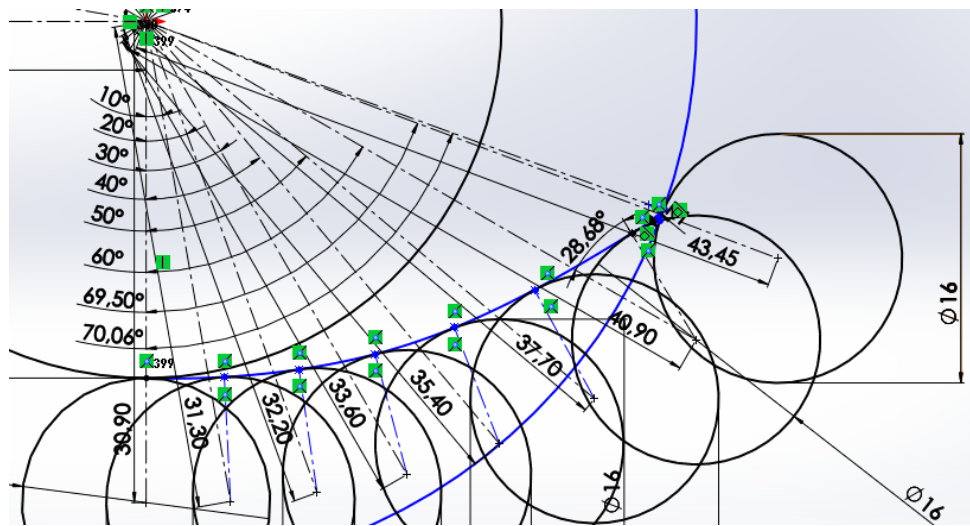
Svarbu įvertinti KM maksimalų slėgio perdavimo kampą galutinio suspaudimo takto metu. Minėtas kampas nulemia kreipiančiųjų reakcijos jėgos dydį (2.6.8 form. [47]), kumštelinio mechanizmo veikimo greitį ir jo ENK vertę.

$$R_{sk} = F_{susp_t} \cdot tg(\mathcal{Q}_{max}), \quad (2.6.8)$$

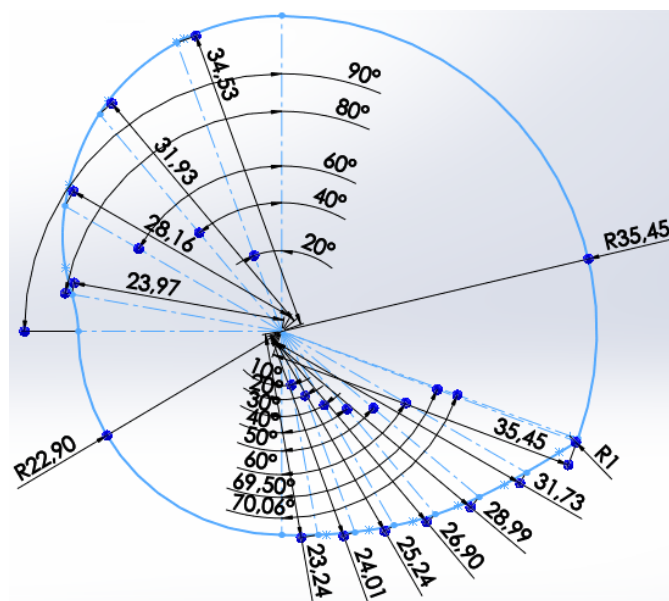
čia $F_{susp,t}$ – sekiklį veikianti pasipriešinimo judėjimui jėga suspaudimo takto metu, kai slėgio perdavimo kampas yra lygus \mathcal{G}_{max} .

Projektuojant sekiklio ritinėlio mazgą yra svarbu nustatyti mažiausią guolio ašelės skersmenį, kuris bus atsparus kirpimui. Didinant kumštelio pastovųjį ir mažinant guolio išorinį spindulius yra mažinamas maksimalus KM slėgio perdavimo kampas, tačiau didėja jo gabaritiniai matmenys. Guolio išorinis spindulys buvo pasirinktas lygiu 8 mm, o kumštelio mažiausias spindulys – 22,9 mm.

Buvo atliktas grafinis kumštelio formos redagavimas (2.6.1 pav.), siekiant išgauti sklandžią jo formą ir kuo artimesnę teorinei sekiklio judesio priklausomybę. Kumštelio storis yra pasirinktas lygiu 8 mm. Maksimalus KM slėgio kampas (2.6.1 pav.) veiks suspaudimo takto pabaigoje. Jis yra lygus $28,7^\circ$ ir neviršija nustatytos kritinės ribos [48].



2.6.1 pav. Kumštelio spindulių verčių koregavimas galutinio suspaudimo takto metu



2.6.2 pav. Kumštelio forma po grafinio redagavimo

Projektuojant kumštelio profilio formą (2.6.2 pav.) nuo 0° iki $69,5^\circ$ ir nuo 180° iki 270° buvo naudotos sklandžios kreivės. Smaili viršūnė, kai kumštelio fazės kampas yra lygus $69,5^\circ$, buvo užapvalinta 1 mm spinduliu. Pastarojo užapvalinimo pabaigos taškas yra nutolęs nuo kumštelio periferinio paviršiaus atskaitos taško apytiksliai $70,1^\circ$ posūkio kampu. Likę sklandžių linijų sujungimai su apskritiminėmis kreivėmis yra tangentiniai.

2.7. Skyriaus išvados

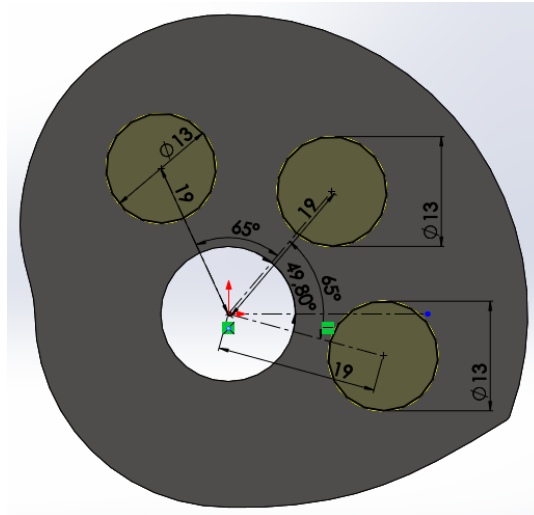
1. POCV ciklograma gali būti keičiama. Galima sumažinti išmetamųjų dujų perspaudimo laipsnį ir padidinti variklio praktinį darbinį tūrį, tačiau tai, tikriausiai, labai sumažintų variklio ENK. Minėti pakeitimai leistų padidinti POCV galios ir masės santykį. POCV reikėtų paversti dvitakčiu bei įdiegti tiesioginio kuro įpurškimo sistemą ir turbiną, norint pasiekti didžiausią variklio galios ir masės santykį ir išlaikant aukštą ENK vertę.
2. Reikėtų patikslinti dujų slėgio apskaičiavimo metodiką įsiurbimo takto pabaigoje.
3. Jėginio sunėrimo kumštelinis mechanizmas gali būti pakeistas plokščiuoju geometrinio sunėrimo kumšteliniu mechanizmu su dviem ritinėliais. Tai leistų padidinti projektuojamo variklio AV nominalų sukimosi dažnį ir palengvinti užvedimo procesą, tačiau padidėtų sekiklio su AS masė ir nuostolių galia dėl žalingų inercijos jėgų poveikio.

3. POCV GRANDŽIŲ KINEMATINIŲ IR DINAMINIŲ PARAMETRŲ NUSTATYMAS

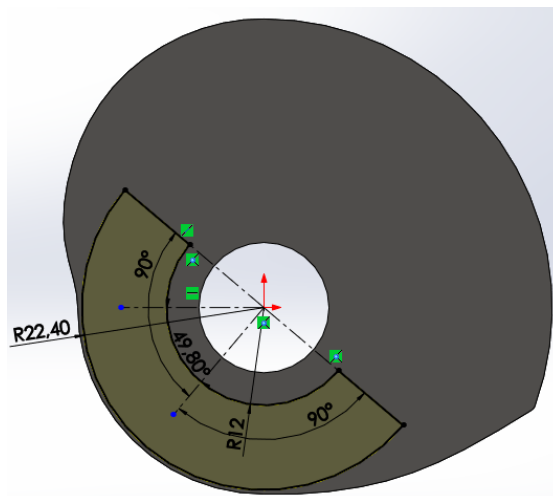
3.1. Kumštelio balansavimas

Pradinė kumštelio forma yra nesubalansuota sukimuisi (3.1.3 pav.). Vienas iš galimų ir paprasčiausių balansavimo metodų yra naudoti du vienodus nesubalansuotus kūnus greta, kurie yra pasukti 180° kampu. Šis metodas užtikrina spindulinį balansą, bet neužtikrina ašinio bei padidėja komponuotės masė, kaina ir gabaritiniai matmenys. Pastarasis metodas, šiuo atveju, yra nepriimtinas.

Kumštelis bus gaminamas iš plieno 40XM, kurio tankis yra lygus $7,8 \text{ g/cm}^3$. Jo ašinės skylės skersmuo yra pasirinktas lygiu 16 mm.



3.1.1 pav. Kumštelio masės mažinimas



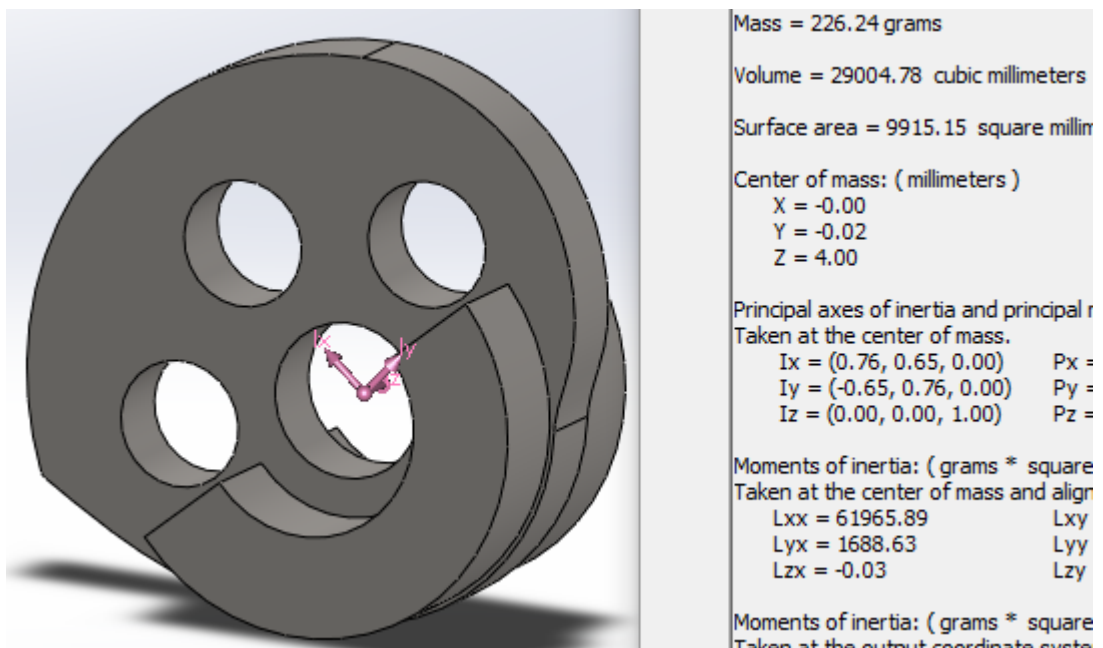
3.1.2 pav. Kumštelio masės priauginimas

Mass = 162.54 grams
 Volume = 20838.60 cubic millimeters
 Surface area = 7128.18 square millimeters
 Center of mass: (millimeters)
 X = 5.11
 Y = 6.03
 Z = 4.00

3.1.3 pav. Pradinės formos kumštelio masės centro koordinatės

Mass = 137.69 grams
 Volume = 17653.02 cubic millimeters
 Surface area = 7311.96 square millim
 Center of mass: (millimeters)
 X = 4.68
 Y = 5.51
 Z = 4.00

3.1.4 pav. Kumštelio masės centro koordinatės, po skylių suformavimo



3.1.5 pav. Galutinė kumštelio forma ir jo masės centro koordinatės

Pasinaudojus kompiuterinio projektavimo programa *Solidworks*, kumštelis buvo subalansuotas spinduline ir ašine kryptimis. Balansavimui buvo naudoti masės mažinimo (3.1.1 pav.) ir priauginimo (3.1.2 pav.) metodai. Kumštelio masės centro koordinatės pradinėje stadijoje ir po pirmojo balansavimo etapo yra parodytos 3.1.3 ir 3.1.4 paveiksluose. Kumštelio, kuriam buvo atliktas antrasis balansavimo etapas, storis padidėjo iki 28,2 mm. Pastarojo kumštelio masė yra lygi 226,2 g (3.1.5 pav.). Jo masės centro koordinatėjų nuokrypiai (3.1.5 pav.) nuo sukimosi ašies yra nykstamai maži.

3.2. Sekiklio pagreičių nustatymas

Žinant sekiklio eigos priklausomybę (2.6.2 lent.) nuo AV posūkio kampo, galima nustatyti sekiklio momentinius greičius ir vidutinius pagreičius, pasinaudojus skaitiniu diferencijavimu. Skaitinis diferencijavimas buvo atliktas *Excel* programa, kuri yra *Microsoft Office* programų pakete. Skaitinis diferencijavimas yra svarbus, norint nustatyti tinkamą sekiklio judėjimo funkciją. Nuo jos priklauso sekiklio pagreičių vertės (3.2.1, 3.2.2 lent.), kurios yra svarbios, siekiant užtikrinti sklاندų kumštelinio mechanizmo veikimą.

Sekiklio poslinkių skirtumas yra nustatomas pagal 3.2.1 formulę.

$$\Delta s_{AS_i} = s_{AS_i} - s_{AS_i-1}, \quad (3.2.1)$$

$$\Delta t_{kum_i} = (\varphi_{kum_i} - \varphi_{kum_i-1}) / \omega_{nom}, \quad (3.2.2)$$

$$\omega_{nom} = \frac{n_{nom} \cdot 2\pi}{60}, \quad (3.2.3)$$

čia s_{AS_i} , φ_{kum_i} – sekiklio poslinkis ir kumštelio posūkio kampas i pozicijoje; s_{AS_i-1} , φ_{kum_i-1} – sekiklio poslinkis ir kumštelio posūkio kampas ankstesnėje nei i pozicija; Δt_{kum_i} – laikotarpis, kurio metu slankiklis pasislenka iš pozicijos $i-1$ į i ; ω_{nom} – nominalus kumštelio kampinis greitis; n_{nom} – nominalus kumštelio sukimosi dažnis (aps./min);

$$\Delta s_{AS_i} = v_{AS_i-1} \cdot \Delta t_{kum_i} + \frac{a_{AS_i} \cdot \Delta t_{kum_i}^2}{2}. \quad (3.2.4)$$

$$a_{AS_i} = \frac{2(\Delta s_{AS_i} - v_{AS_i-1} \cdot \Delta t_{kum_i})}{\Delta t_{kum_i}^2}. \quad (3.2.5)$$

$$v_{AS_i} = v_{AS_i-1} + a_{AS_i} \cdot \Delta t_{kum_i}. \quad (3.2.6)$$

Laikant, kad sekiklį veiks pastovaus dydžio pagreitis a_{AS_i} laikotarpio Δt_{kum_i} metu, o sekiklio įveiktas atstumas bus lygus Δs_{AS_i} , tai galima sudaryti 3.2.4 formulę [65]. Ją pertvarkius galima išsireikšti vidutinį AS pagreitį (3.2.5 form. [40]), kuris veiks sekiklį perėjimo iš pozicijos $i-1$ į i metu. Tuomet momentinis AS judėjimo greitis i pozicijoje yra apskaičiuojamas pagal 3.2.6 formulę [40].

Kumštelio atskaitos padėtimi (2.6.2 pav.) bus laikomas antrojo suspaudimo takto pradžia žymintis taškas. Kumštelio sukimosi kryptis sutaps su laikrodžio rodyklės sukimosi kryptimi. AS poslinkių skirtumai, kai kumštelio posūkio kampas kinta nuo 70° iki 180° ir nuo 270° iki 360° bus

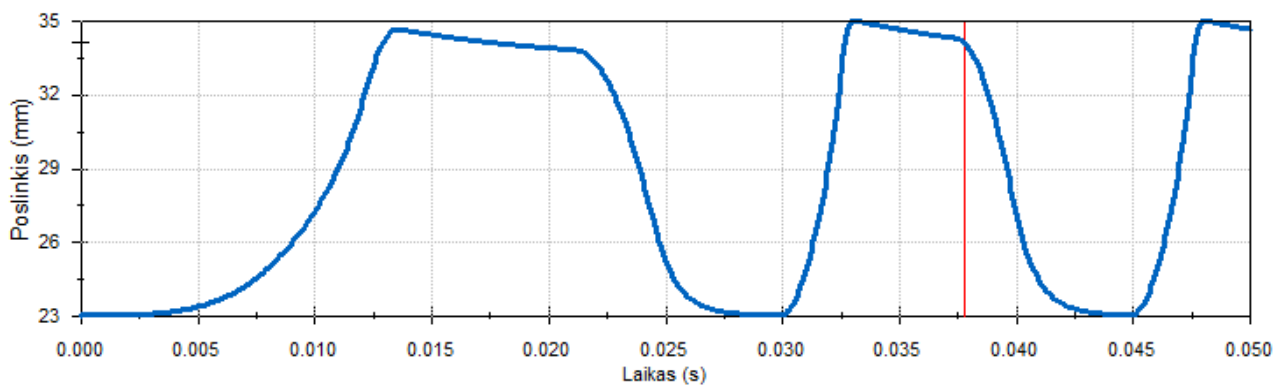
laikomi lygiais 0, nes tuomet kumštelio spinduliai yra pastovūs. AS mazgo greitis ir pagreitis tuose ruožuose artės prie 0.

3.2.1 lent. AS junginio kinematinės charakteristikos, kai $n_{nom} = 6000$ aps./min

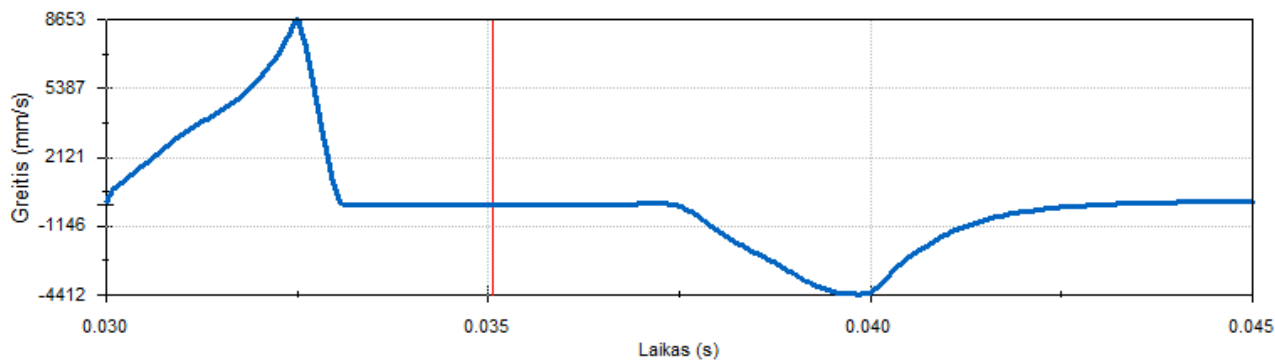
$\varphi_{kum}, ^\circ$	s_{AS}, mm	$\Delta s_{AS_i}, m$	$\Delta t_{AS}, s$	$v_{AS_i}, m/s$	$a_{AS_i}, m/s^2$
0	0	-	-	0	-
10	0,4	0,0004	0,00028	2,88	10368,0
20	1,3	0,0009	0,00028	3,60	2592,0
30	2,7	0,0014	0,00028	6,48	10368,0
40	4,5	0,0018	0,00028	6,48	0,0
50	6,8	0,0023	0,00028	10,08	12960,0
60	10	0,0032	0,00028	12,96	10368,0
70	12,55	0,00255	0,00028	5,40	-27216,0
180	12,55	-	-	0	-
200	11,7	-0,00085	0,00056	-3,06	-5508,0
220	9,3	-0,0024	0,00056	-5,58	-4536,0
240	5,7	-0,0036	0,00056	-7,38	-3240,0
260	1,8	-0,0039	0,00056	-6,66	1296,0
270	0	-0,0018	0,00028	-6,30	1296,0

3.2.2 lent. AS junginio kinematinės charakteristikos, kai $n_{nom} = 4000$ aps./min

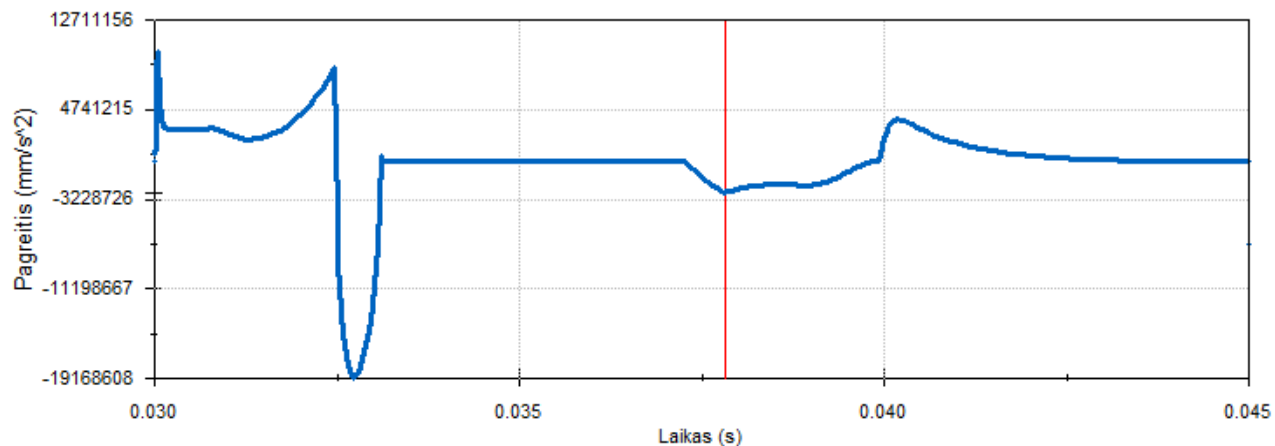
$\varphi_{kum}, ^\circ$	s_{AS}, mm	$\Delta s_{AS_i}, m$	$\Delta t_{AS}, s$	$v_{AS_i}, m/s$	$a_{AS_i}, m/s^2$
0	0	-	-	0	-
10	0,4	0,0004	0,00042	1,92	4608,0
20	1,3	0,0009	0,00042	2,40	1152,0
30	2,7	0,0014	0,00042	4,32	4608,0
40	4,5	0,0018	0,00042	4,32	0,0
50	6,8	0,0023	0,00042	6,72	5760,0
60	10	0,0032	0,00042	8,64	4608,0
70	12,55	0,00255	0,00042	3,60	-12096,0
180	12,55	-	-	0	-
200	11,7	-0,00085	0,00083	-2,04	-2448,0
220	9,3	-0,0024	0,00083	-3,72	-2016,0
240	5,7	-0,0036	0,00083	-4,92	-1440,0
260	1,8	-0,0039	0,00083	-4,44	576,0
270	0	-0,0018	0,00042	-4,20	576,0



3.2.1 pav. Sekiklio poslinkio nuo laiko priklausomybė



3.2.2 pav. Sekiklio greičio nuo laiko priklausomybė



3.2.3 pav. Sekiklio pagreičio nuo laiko priklausomybė

Sekiklio kinematiniai grafikai (3.2.1-3.2.3 pav.) buvo gauti pasinaudojus *Solidworks Motion Analysis* taikomąja programa. Sekiklio slenkamojo judesio slopinimas buvo pasirinktas lygiu 1 Ns/mm, o spyruoklės standumas – 1000 N/mm, nes tuomet kontakto tarp riedėjimo kūnų periferinių paviršių vaizdavimas, kumšteliui sukantis, buvo beveik teisingas. Kumštelio pastovus kampinis sukimosi greitis buvo 24000 °/s (4000 aps./min), kuris buvo pasiektas po 0,03 s nuo judesio simuliacijos pradžios.

Simuliaciniu būdu gauta sekiklio poslinkio amplitudė yra gana tiksli. Analitiniu ir simuliaciniu būdais gautos greičių ir pagreičių vertės šiek tiek skiriasi dėl nevienodų laiko žingsnio verčių, kurios nulemia rezultatų tikslumą. Didžiausios sekiklio pagreičio vertės yra gaunamos tuomet, kai kumštelio kintamo spindulio zona yra pakeičiama į pastovaus spindulio zoną ir atvirkščiai.

3.3. Įsiurbimo ir išmetimo kolektorių angų skersmenų nustatymas

Remiantis benzininio SKVDV konstrukciniais parametrais bus nustatomos POCV kolektorių angų skerspjūvių plotų orientacinės vertės. Pasirinktas SKVDV [27] yra 4 cilindrų ir turi po keturis vožtuvus cilindrai (du išmetimo ir du įsiurbimo) [49]. Jo cilindro darbinis tūris yra lygus 400 cm^3 , įsiurbimo vožtuvo skersmuo [33] – 30 mm, o išmetimo – 24 mm. Teigiama [68], kad maksimalus vožtuvo eigos ir jo galvutės skersmens santykis yra 0,32. Tuomet, cilindro vožtuvo eigą (3.3.1 form.) bus laikoma 7,7 mm. Naudojantis 3.3.2 formule buvo nustatyta, kad maksimaliai atvertų įsiurbimo vožtuvų, priklausančių vienam cilindrai, angų bendras plotas yra 1451 mm^2 , o maksimaliai atvertų išmetimo vožtuvų angų bendras plotas yra 1161 mm^2 .

$$s_{vozt} = d_{ism_vozt_g} \cdot k_{sant}, \quad (3.3.1)$$

$$S_{an_cil_vozt_b} = 2\pi d_{an_vozt} s_{vozt}, \quad (3.3.2)$$

$$\frac{S_{an_cil_ism}}{V_{an_cil_d_t}} = \frac{S_{POCV_cil_ism}}{V_{POCV_cil_d_t}}, \quad (3.3.3)$$

$$\frac{S_{an_cil_is}}{V_{an_cil_d_t}} = \frac{S_{POCV_cil_is}}{V_{POCV_cil_d_t}}, \quad (3.3.4)$$

$$d_{POCV_vozt} = \sqrt{\frac{4S_{POCV_cil_vozt_b}}{\pi \cdot n_{pasik_vozt}}}. \quad (3.3.5)$$

čia s_{vozt} – vožtuvo eiga; $d_{ism_vozt_g}$ – išmetimo vožtuvo galvutės skersmuo; k_{sant} – maksimalus vožtuvo eigos ir skersmens santykis; d_{an_vozt} – analizuojamo variklio įsiurbimo arba išmetimo vožtuvo skersmuo; $S_{an_cil_ism}$, $S_{an_cil_is}$ – dydžiai sutampantys su $S_{an_cil_vozt_b}$ dydžiu, kuris reiškia analizuojamo variklio maksimaliai atvertų to paties tipo vožtuvų angų bendrą plotą; $V_{an_cil_d_t}$ – analizuojamo variklio cilindro darbinis tūris; $S_{POCV_cil_ism}$, $S_{POCV_cil_is}$ – dydžiai sutampantys su $S_{POCV_cil_vozt_b}$ dydžiu, kuris reiškia POCV cilindro maksimaliai atvertų to paties tipo vožtuvų bendrą plotą; $V_{POCV_cil_d_t}$ – POCV cilindro darbinis tūris; n_{pasik_vozt} – POCV cilindre naudojamų to paties tipo vožtuvų skaičius, kuris, šiuo atveju, bus lygus 1; d_{POCV_vozt} – POCV cilindro tam tikro tipo vožtuvo angos skersmuo;

Tuomet galima sudaryti ir palyginti analizuojamo ir projektuojamo VDV cilindrų pralaidumus apibūdinančias proporcijas (3.3.3-3.3.4 form.). Naudojantis 3.3.3 formule buvo gauta, kad POCV išmetimo angos skerspjūvio plotas turėtų būti lygus $40,9 \text{ mm}^2$. Naudojantis 3.3.4 formule buvo gauta, kad POCV įsiurbimo angos skerspjūvio plotas turėtų būti lygus $51,1 \text{ mm}^2$.

Remiantis 3.5.5 formule, kuri buvo gauta transformavus apskritimo ploto formulę [39], buvo nustatyti POCV išmetimo ir įsiurbimo kolektorių angų skersmenys, kurie yra lygus 7,2 ir 8 mm.

Remiantis gautomis vertėmis, POCV įsiurbimo ir išmetimo kolektorių angų skersmenys buvo pasirinkti lygiais po 7 mm. POCV cilindro angų aukščiai yra apriboti stūmoklio žiedų žingsnio. Atsižvelgiant į tai, cilindro angos bus pleišto formos. Jo ilgis bus 10 mm, plotis – 5 mm, o šoninių briaunų užapvalinimo spindulys – 2,5 mm.

3.4. Kumštelinio mechanizmo spyruoklės parinkimas

AS junginio teigiamą pagreitį privers įgyti besisukantis kumštelis. Jėginio sunėrimo kumštelinio mechanizmo spyruoklė yra reikalinga neigiamiems sekiklio pagreičiams generuoti. Tuomet pagreičio vektoriaus rodyklės kryptis yra nukreipta į kumštelio sukimosi ašį. KM veikimą, šiuo atveju, labai įtakos darbo kameros dujų slėgis. Suspaudimo takto metu dujų slėgis priešinsis AS judesiui, o išmetimo sąlyginio prastovos takto metu – padės AS slinkti link kumštelio.

$$F_{AS} = S_{st_skr} (p_{duj} - p_{atm}), \quad (3.4.1)$$

$$S_{st_skr} = \frac{\pi d_{st}^2}{4}, \quad (3.4.2)$$

$$a_{AS} = F_{AS} / m_{AS_m}. \quad (3.4.3)$$

čia F_{AS} – dujų slėgio jėga, kuri veiks pagalbinį stūmoklį; S_{st_skr} – stūmoklio skerspjūvio plotas; p_{duj} – darbo kameros dujų slėgis; p_{atm} – atmosferinis slėgis, kuris yra lygus 1 barui; a_{AS} – AS pagreitis; m_{AS_m} – pagalbinio stūmoklio mazgo masė, kurios orientacinė reikšmė yra pasirinkta lygia 100 g.

Išmetimo takto pradžioje dujų slėgis būna apytiksliai lygus 4 barams [6]. Tuomet AS reakcijos jėga (3.4.1 form. [45]) būtų lygi 272 N ir galėtų jam suteikti 2,72 km/s² pagreitį (3.4.3 form. [40]). Ši pagreičio vertė yra pakankama tinkamam kumštelinio mechanizmo veikimui palaikyti išmetimo sąlyginio prastovos takto metu, jei kumštelio nominalus sukimosi dažnis būtų 4000 aps./min ar mažesnis.

POCV bus montuojami paslėpti vožtuvai. Įsiurbimo vožtuvas bus atidarytas tuomet, kai AV posūkio kampas iki pagrindinio stūmoklio AMT bus apytiksliai lygus 60°. Įsiurbimo taktas prasidės tuomet, kai AV posūkio kampas iki pagrindinio stūmoklio AMT bus lygus 110°. Tai reiškia, kad pastarojo takto pradžioje darbo kameros slėgis bus vakuuminis ir vers AS slinkti žemyn. Įsiurbimo takto metu išmetamosios dujos, esant atmosferiniam slėgiui, užims darbo kameros tūrį, kuris yra ekvivalentus 1,2 tarpelio (2.3.2 form.), o tai yra 3,7 mm (2.5.7 form.).

Tuomet likęs PS poslinkis iki AMT bus apytiksliai lygus 14,9 mm, o atitinkamas poslinkis iki įsiurbimo vožtuvo atvėrimo pradžios bus lygus 8,9 mm. Naudojantis 2.3.1 ir 2.3.2 formulėmis galima apskaičiuoti dujų išsiplėtimo laipsnį ir jų slėgį, laikant, kad šis termodinaminis procesas yra politropinis, kuris savo charakteristikomis bus analogiškas suspaudimo takto politropiniam vyksmui. Mažiausias slėgis darbo kameroje bus lygus 0,19 baro. Atmosferinio ir pastarojo dujų slėgių skirtumas bus lygus 0,81 baro, kuris vers AS judėti žemyn 74 N jėga (3.4.1 form.).

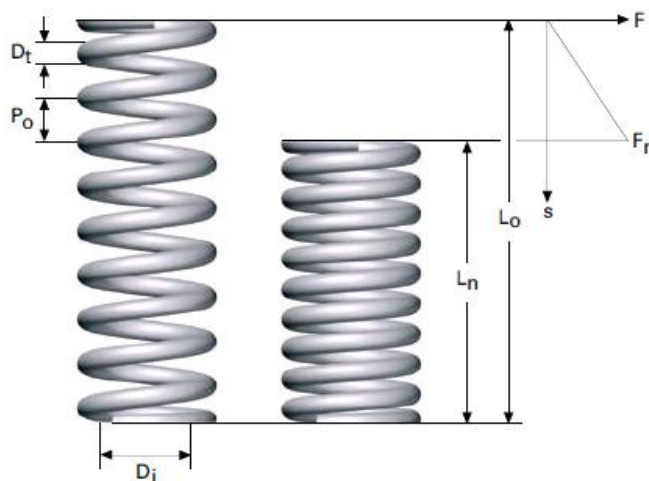
Suspaudimo takto pabaigoje sekiklis turės būti veikiamas dideliais neigiamais pagreičiais, kuriuos generuoti padės darbo kameros dujų slėgio jėga (3.4.1 form.), kuri bus lygi 2033 N. Ši jėga gali užtikrinti iki $20,33 \text{ km/s}^2$ sekiklio pagreitį. Jei tobulinamo variklio AV nominalus sukimosi dažnis būtų lygus 4000 aps./min, tai sekiklio maksimalus neigiamas pagreitis (3.2.3 pav.) įgytų $19,2 \text{ km/s}^2$ vertę.

Buvo pasirinkta naudoti gamintojo *Lesjöfors* suspaudimo spyruoklę [61], kurios vielos skersmuo yra lygus 2,5 mm, vidinis skersmuo – 12 mm, o ilgis – 45 mm (3.4.1 pav.). Ji bus pagaminta iš EN 10270-1 spyruoklinio plieno, kuris neatsileidžia iki $120 \text{ }^\circ\text{C}$. Jos standumas yra 13,8 N/mm, o ilgis, esant maksimaliai deformuotai, yra 30,1 mm. Ši spyruoklė pasižymi mažais gabaritniais matmenimis, o tai, šiuo atveju, yra labai svarbu. Geriau būtų rinktis tų pačių matmenų spyruoklę, kuri yra pagaminta iš aukštai temperatūrai atsparesnio spyruoklinio plieno, pavyzdžiui EN 10270-3-1.4310 [61]. Minėta alternatyva yra negalima.

$$F_{i_spyr} = K_i \cdot \Delta l_i, \quad (3.4.4)$$

$$\Delta l_i = l_{i_0} - l_i, \quad (3.4.5)$$

čia K_i – i -tosios spyruoklės standumas; Δl_i – i -tosios spyruoklės deformacija, l_{i_0} – neapkrautos i -tosios spyruoklės ilgis; l_i – deformuotos i -tosios spyruoklės ilgis.



3.4.1 pav. Gniuždymo spyruoklės modeliai ir matmenys [61]

Pasirinktą spyruoklę buvo nuspręsta maksimaliai deformuoti iki 30,5 mm ilgio. Tuomet jos deformacija (3.4.5 form.) bus lygi 14,5 mm, o reakcijos jėga (3.3.4 form.), įsiurbimo takto metu, bus 200 N.

Suspaudimo sąlyginio prastovos takto metu darbo kameros slėgis bus artimas atmosferiniam. Tuomet AS bus veikiamas tik spyruoklės reakcijos jėgos. Ji AS minėto takto pradžioje galėtų suteikti $2,00 \text{ km/s}^2$ neigiamą pagreitį. Ši pagreičio vertė yra šiek tiek mažesnė nei reikalinga, norint pasiekti 4000 aps./min AV sukimosi dažnį.

Vėlesni skyriai ir poskyriai patvirtins, kad POCV detalių reakcijos jėgos bei ENK labai priklauso nuo AV sukimosi dažnio, tad jo nominalią vertę bus sumažinta iki 2500 aps./min.

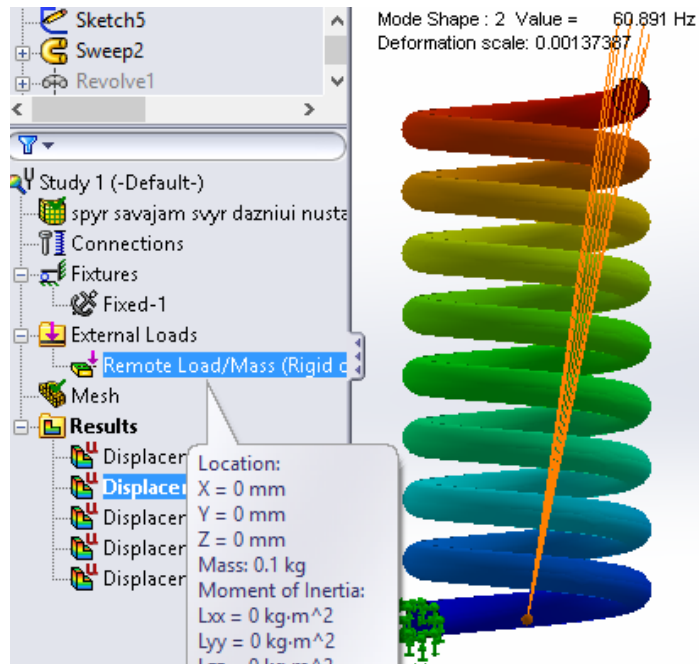
Tampriems kūnams yra būdingas rezonanso reiškiny, kuris pasireiškia sutapus išorinio ir kūno savojo virpesių dažniams ir yra vengtinas. Rezonanso metu tampriojo kūno svyravimo amplitudė labai išauga ir jis tampa nebetinkamas naudoti bei gali suirti. Pasirinkta spyruoklė bus nesuvaržyta svyravimui ašine kryptimi, tad svarbu nustatyti šio svyravimo tipo savąjį dažnį, kuris yra lygus 59,2 Hz (3.4.6 form. [45]). Tai atitinka 3552 aps./min (3.4.7 form.) alkūninio veleno sukimosi dažnį. Santykinis dažnių skirtumas bus lygus 0,30 (3.4.8 form.). Pastaroji vertė yra pakankamai didelė, tad rezonanso reiškiny bus mažai reikšmingas [55].

$$\omega_0 = 2\pi f_0 = \sqrt{K_{i_spyr} / m_{AS_m}}, \quad (3.4.6)$$

$$n_0 = 60f_0, \quad (3.4.7)$$

$$k_\omega = \frac{n_0 - n_{nom}}{n_0}, \quad (3.4.8)$$

čia f_0 , ω_0 – spyruoklės svyravimo išilgine kryptimi savasis ir kampinis dažniai; n_{nom} – AV nominalus sukimosi dažnis (aps./min);

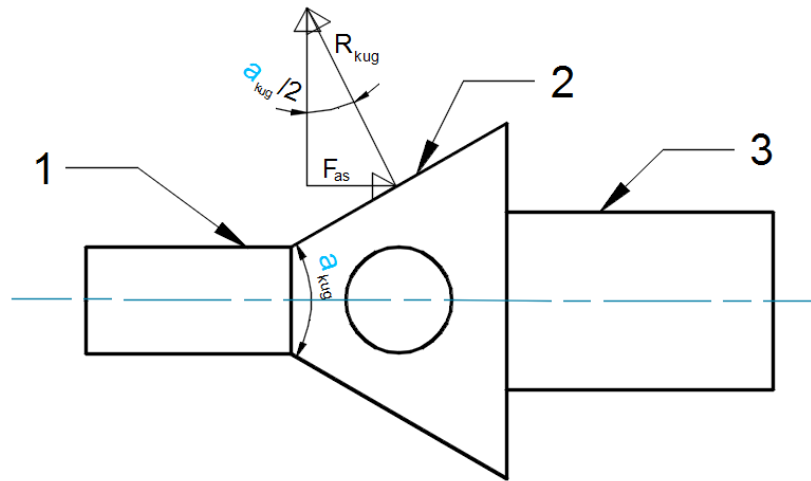


3.4.2 pav. Spyruoklės svyravimo išilgine kryptimi savojo dažnio nustatymas

Siekiant patikrinti spyruoklės savojo dažnio vertę buvo naudota *Frequency* taikomoji programa, kuri yra *Solidworks Simulation* aplinkoje. Pasirinkta spyruoklė turi dvi atramines apvijas, kurios neturi įtakos jos standumui. Atsižvelgiant į tai, spyruoklės skaičiuojamąjį modelį sudarė 8,5 apvijos ir 4,7 mm žingsnio spyruoklė [61]. Spyruoklės apatinis laisvas galas buvo visiškai suvaržytas, o viršutinis – apkrautas numanoma AS junginio mase. Atlikus tyrimą buvo nustatyta, kad sekiklio spyruoklės svyravimo išilgine kryptimi savasis dažnis yra lygus 60,9 Hz (3.4.2 pav.).

3.5. Rotorinio vožtuvo geometrinį parametrų nustatymas ir įveržimo spyruoklės parinkimas

Rotorinį vožtuvą sudarys trys dalys (3.5.1 pav.): ašis (nr. 1), darbinė-kontaktinė dalis (nr. 2) ir vožtuvo velenas (nr. 3). Vožtuvo darbinė dalis bus kūginė. Kūginė jungtis bus veikiamas ašinės krypties akcijos jėga, siekiant įveržti. Galima išgauti žymiai didesnę reakcijos jėgą, lyginant su akcijos jėga, kai yra naudojama minėta jungtis. Akcijos jėgą generuos deformuota suspaudimo spyruoklė. Atsižvelgiant į tai, įveržimo spyruoklės gabaritinius matmenis galima sumažinti. Įveržtoje kūginėje jungtyje bus sukiamas kontaktinis įtempis, kuris nulems darbo kameros sandarumo savybę, esant tam tikram dujų slėgiui. Šią savybę labai pagerina tepimas.



3.5.1 pav. Supaprastinta rotorinio vožtuvo schema

Jei paskirstymo pavaros perdavimo skaičius būtų lygus 4, tai rotorinio vožtuvo kanalas dujoms tekėti būtų tiesus. Jei paskirstymo pavaros perdavimo skaičius būtų standartinis ir lygus 2 [6], tai rotorinio vožtuvo kanalas turėtų keisti kryptį 90° kampu, o atviro vožtuvo trukmė, išreikšta AV posūkio kampu, taptų mažesne bei padidėtų vožtuvo slydimo trinties nuostolių galia. Atsižvelgus į tai, paskirstymo pavaros perdavimo skaičius buvo pasirinktas lygiu 4.

Prie vožtuvo veleno bus jungiama žvaigždė. Rotorinio vožtuvo korpusas bus stacionarus, tad vožtuvui įveržti bus naudojamas rutulinis spindulinis guolis. Guolio atraminis dangtelis nebus naudojamas, nes pakaks jo vidinio žiedo storio. Tinkamam besisukančio kūno centravimui vieno guolio neužteks. Antrasis guolis bus montuojamas ant vožtuvo veleno.

Svarbu nustatyti atviro rotorinio vožtuvo trukmę, išreikštą alkūninio veleno posūkio kampu. Rotorinio vožtuvo kūginės dalies vidutinis skersmuo buvo pasirinktas lygiu 22 mm, o jo angos skersmuo bus lygus 7 mm. Tuomet atviro vožtuvo trukmė bus lygi 299° AV posūkio kampo (3.5.1 form.). Mažiausia reikiama atviro įsiurbimo vožtuvo trukmė yra apytiksliai lygi 60° , atsižvelgiant į PS poslinkį, atitinkantį 6 mm atkarpą nuo jo AMT. Atitinkama išmetimo vožtuvo trukmė yra lygi 90° , nes tiek trunka išmetimo taktas, kurio metu cilindro išmetimo anga yra atverta. Įsiurbimo ir išmetimo taktai gali persidengti su sąlyginiais prastovos taktais, nors tuomet darbo kameros tūriai beveik nekinta. Atsižvelgiant į tai, maksimali galima atviro įsiurbimo vožtuvo trukmė yra apytiksliai lygi 120° AV posūkio kampo, o atitinkama išmetimo vožtuvo trukmė yra apytiksliai lygi 135° . Atvertų vožtuvų trukmė neviršija 720° ir užtikrina maksimalias galimas įsiurbimo ir išmetimo taktų trukmes, kurioms praėjus cilindro angos yra uždengiamos stūmoklių. Maksimaliai atvertų vožtuvų fazės bus sutapdintos su AS viršutiniu mirties tašku ir pagrindinio stūmoklio AMT. Paskirstymo mechanizmo veikimo klaidų nebuvo pastebėta, tad pasirinktas kūginės dalies vidutinis skersmuo yra laikomas tinkamu naudoti.

$$\varphi_{alk_v} = \arcsin\left(\frac{d_{vozt_ang}}{d_{kug_vid}}\right) \cdot 4 \cdot i_{pask_pav}, \quad (3.5.1)$$

čia d_{vozt_ang} – vožtuvo kiaurymės, angos skersmuo; d_{kug_vid} – vožtuvo kūginės dalies vidutinis skersmuo; i_{pask_pav} – paskirstymo pavaros perdavimo skaičius.

Vožtuvo kūginės dalies plotis l_{kug} buvo pasirinktas lygiu 12 mm. Atlikus bandymus buvo nustatyta (5.3 poskyris), kad 10 barų dujų slėgį vožtuvas su pritrinta kūgine jungtimi yra pajėgus išlaikyti, kai kontaktinis slėgis yra lygus 0,2 MPa. Siekiant sumažinti rotorinio vožtuvo junginio ašinę surinkimo paklaidą, kurią nulemia gamybos paklaidos ir padidina pritrinimo operacijos taikymas, buvo nuspręsta kūgio kampą α_{kug} rinktis lygų 60°. Rizika rotoriniam vožtuvui įstrigti didėja, kai kūgio kampas mažėja. Vožtuvui įstrigus, kūginės jungties paviršiai gali būti negrįžtamai sugadinti. Kūgio paviršiaus plotas (3.5.2 form.) bus lygus 881 mm². Tuomet rotorinio vožtuvo ašinė įveržimo jėga (3.5.4 form.) bus lygi 88,1 N.

$$S_{kug_son} = \pi d_{kug_vid} \cdot l_{kug_sud} - \frac{\pi d_{vozt_ang}^2}{2}, \quad (3.5.2)$$

$$l_{kug_sud} = l_{kug} / \cos(\alpha_{kug} / 2), \quad (3.5.3)$$

$$F_{kug_as} = S_{kug_son} \cdot p_{kug_kont} \cdot \sin(\alpha_{kug} / 2), \quad (3.5.4)$$

čia l_{kug_sud} – kūgio sudaromosios ilgis; l_{kug} – kūginės jungties plotis; α_{kug} – kūgio kampas; p_{kug_kont} – kūginės jungties kontaktinis slėgis;

Rotorinio vožtuvo sukimo momentas bus gana mažas. Atsižvelgiant į tai, vožtuvo guolių stiprumo ir ilgaamžiškumo tikrinti nebūtina.

Kūginės jungties paviršiai bus tepami laisvuju būdu tepalu, kuris pasižymės didele klampa. Varikliui įšilus tepalas suskystės bei geriau drėkins paviršius, tačiau turėtų išlikti pakankamai klampus ir mažu intensyvumu trykšti už kūginės jungties zonos. Rotorinis vožtuvas ir jo korpusas bus gaminami iš ketaus [10], siekiant maksimaliai sumažinti užstrigimo riziką.

Buvo pasirinkta naudoti gamintojo *Lesjöfors* suspaudimo spyruoklę [61], kurios vielos skersmuo bus 2 mm, vidinis skersmuo – 9 mm, ilgis – 20 mm, medžiaga – spyruoklinis plienas EN 10270-1, standumas 23,6 N/mm. Tuomet jos deformacija (3.4.4 form.) bus lygi 3,7 mm. Taip pat galima rinktis spyruoklę iš medžiagos EN 10270-3-1.4310, kuri sumažintų spyruoklės atsileidimo tikimybę. Guminės įvorės, šiuo atveju, netinka dėl numanomos aukštos vožtuvo mazgo temperatūros, nepaisant to, kad jų bendras storis būtų žymiai mažesnis nei spyruoklės ilgis.

Vožtuvo spyruoklė bus beveik nesuvaržyta svyravimui ašine kryptimi. Spyruoklės ašinę jėgą atitinka 9,0 kg masės kūno svorio jėga (3.4.3 form.), kai laisvojo kritimo pagreičio vertė yra lygi 9,8 m/s². Naudojantis 3.4.6-3.4.8 formulėmis buvo nustatyta, kad kritinis AV sukimosi dažnis, netinkamas pasirinktai vožtuvo spyruoklei naudoti, yra lygus 489 aps./min.

3.6. Darbo kameros dujų slėgio padidėjimo koeficiento pasirinkimas ir patikrinimas

VDV darbo kameros dujų slėgio padidėjimo koeficientas reiškia išsiplėtimo takto pradžios ir suspaudimo takto pabaigos slėgių santykį. Teigiama, kad benzininio VDV maksimalus darbo kameros slėgis gali kisti nuo 6 iki 12 MPa [7]. Tikslų slėgio padidėjimo koeficientą galima nustatyti, pasinaudojus termodinamikos teorija.

$$p_{takt}(f) = \frac{K_{takt}}{V_{takt}(f)^\gamma}, \quad (3.6.1)$$

$$K_{takt} = p_{takt}(f) \cdot V_{takt}(f)^\gamma, \quad (3.6.2)$$

$$A_{takt_duj} = \int_{V_{takt_min}}^{V_{takt_max}} p_{takt}(f) dV_{takt}(f), \quad (3.6.3)$$

čia $p_{takt}(f)$, $V_{takt}(f)$ – dujų slėgis ir tūris, esant bet kuriai nagrinėjamo takto fazei; K_{takt} – politropinio takto konstanta (3.6.2 form.); V_{takt_min} , V_{takt_max} – minimalus ir maksimalus darbo kameros tūriai takto metu (pakeista 2.4.2 form.).

Slėgio padidėjimo koeficientas λ buvo pasirinktas lygiu 3,5. Tuomet POCV maksimalus darbo kameros slėgis būtų lygus 81,9 barams. Rekomenduojama politropinio išsiplėtimo takto laipsnio vertė gali kisti nuo 1,23 iki 1,3 [7]. Pastarasis laipsnis buvo pasirinktas lygiu 1,26. Svarbu nustatyti menamą darbo kameros tūrį, kai išsiplėtimo takto pabaigos slėgis tampa lygus 0. Minėtas tūris būtų lygus begalybei. Atmosferos slėgio pasipriešinimo jėga, šiuo atveju, nebus vertinama. Naudojantis 3.6.1-3.6.3 formulėmis buvo nustatyta, kad didžiausias galimas darbas išsiplėtimo takto metu, būtų lygus 44,1 J.

Jei dujos suspaudimo takto pabaigoje galėtų išsiplėsti iki be galo didelio tūrio, kai darbo kameros slėgis taptų lygus 0, tai būtų galima įvertinti suspaudimo takto metu atlikto darbo ir vidinės dujų energijos įsiurbimo takto pabaigoje sumą. Politropės laipsnis, šiuo atveju, bus lygus suspaudimo takto politropės laipsniui. Atmosferos slėgio pasipriešinimo jėga, šiuo atveju, taip pat nebus vertinama. Naudojantis 3.6.1-3.6.3 formulėmis buvo nustatyta, kad pastaroji energija yra lygi 9,1 J.

Norint apskaičiuoti energijos darbo kameroje prieaugį išsiplėtimo takto pradžioje, kuri nulėmė benzino degimo šilumos išsiskyrimas, pirmiausia reikia nustatyti degiojo mišinio tūri įsiurbimo takto pabaigoje, kai minėto takto pabaigos sąlygos yra pakeičiamos normaliomis. Esant normalioms sąlygoms [60] dujų slėgis yra atmosferinis, o temperatūra – 273 K. Išmetimo takto pabaigoje dujų temperatūra siekia 1000 K, o slėgis – 1,3 baro [6], kai jų tūris yra ekvivalentus vienam tarpeliui, o tai yra $2,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ (pakeista 2.4.2 form.). Naudojantis Klapeirono lygtimi [45], buvo nustatyta, kad esant normalioms sąlygoms, likusių išmetamųjų dujų tūris (3.6.4 form.) būtų lygus $1,0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$.

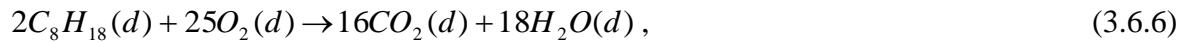
$$V_2 = \frac{p_1 V_1 T_2}{T_1 p_2}, \quad (3.6.4)$$

čia p_1, V_1, T_1 – išmetamųjų dujų slėgis, tūris ir temperatūra išmetimo takto pabaigoje; p_2, V_2, T_2 – išmetamųjų dujų slėgis, tūris ir temperatūra, esant normalioms sąlygoms;

Dujų tūris ir slėgis įsiurbimo takto pabaigoje yra žinomi, o temperatūrą bus laikoma lygia 373 K. Dujų tūris (3.6.4 form.), esant normalioms sąlygoms, įsiurbimo takto pabaigoje bus lygus $9,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$. Tuomet degiojo mišinio tūris, esant normalioms sąlygoms, bus lygus $8,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ (3.6.5 form.).

Išmetamąsias dujas sudaro anglies dioksido (44 g/mol, 3.6.7 form.) ir vandens garų (18 g/mol, 3.6.7 form.) dujinės terpės [28], kurių santykiniai molių kiekiai (koncentracijos) yra beveik vienodi, atsižvelgus į benzino degimo cheminę reakcijos lygtį (3.6.6 form.). Minėtų dujų vidutinė molinė masė yra apytiksliai lygi 30 g/mol. Didžiąją dalį degiojo mišinio tūrio užima oras (3.6.6 form.), kurio apytikslė molinė masė yra lygi 29 g/mol, atsižvelgus į orą sudarančių dujų molines mases ir jų koncentracijas [51]. Esant toms pačioms aplinkos sąlygoms, visų dujų moliniai tūriai yra vienodi. Tai reiškia, kad išmetamųjų ir įsiurbtų dujų tūriai, esant normalioms sąlygoms, yra ekvivalentūs jų moliniams kiekiams (3.6.8 form. [45]). Nagrinėjamų dujų vidutinės molinės mases galima laikyti vienodomis. Tuomet išmetamųjų ir įsiurbtų dujų mases galima laikyti ekvivalentias jų tūriams (3.6.8 form.), esant toms pačioms aplinkos sąlygoms. Bus laikoma, kad išmetamųjų dujų savitosios šilumos koeficientas yra 1,4 karto didesnis nei įsiurbtų dujų [45, 67]. Norint patikrinti pasirinktą dujų temperatūrą įsiurbimo takto pabaigoje, galima taikyti šilumos mainų balanso lygtį (3.6.9 form. [45]), kurią galima pakeisti į 3.6.10 formulėje pateiktą lygtį. Nustačius tikrąją dujų temperatūros vertę įsiurbimo takto pabaigoje ir palyginus su pasirinkta, buvo gautas labai mažas skirtumas, tad pastaroji vertė buvo parinkta teisingai.

$$V_{\text{deg_miš_n_s}} = V_{\text{isurb_pab_n_s}} - V_{\text{ism_pab_n_s}}, \quad (3.6.5)$$



$$M(CO_2) = M(C) + M(O) \cdot 2, \quad (3.6.7)$$

$$n = \frac{V}{V_{mol}} = \frac{m}{M}, \quad (3.6.8)$$

$$c_1 m_1 \Delta T_1 = c_2 m_2 \Delta T_2, \quad (3.6.9)$$

$$\frac{c_1}{c_2} \cdot V_{ism_pab_n_s} \cdot \Delta T_1 = V_{isiurb_pab_n_s} \cdot \Delta T_2, \quad (3.6.10)$$

čia $V_{isiurb_pab_n_s}$ – degiojo mišinio tūris įsiurbimo takto pabaigoje, esant normalioms sąlygoms;
 $V_{ism_pab_n_s}$ – dujų tūris išmetimo takto pabaigoje, esant normalioms sąlygoms; C_8H_{18} , O_2 ,
 CO_2 , H_2O – benzino, deguonies, anglies dioksido ir vandens molekulių cheminės išraiškos;
 $M(C)$, $M(O)$, $M(H)$ – anglies, deguonies ir vandenilio atomų molinės masės [45], kurios yra
lygios 12, 16 ir 1 g/mol; n – dujų molinis kiekis (mol); V , m – dujų tūris ir masė; V_{mol} , M – dujų
molinis tūris, kuris normaliomis sąlygomis yra lygus 22,4 l/mol [38], ir molinė masė; c_1 , m_1 , ΔT_1 –
išmetamųjų dujų savitosios šilumos koeficientas, masė ir temperatūros pokytis; c_2 , m_2 , ΔT_2 –
degiojo mišinio savitosios šilumos koeficientas, masė ir temperatūros pokytis, kai pradinė oro
temperatūra yra normali (273 K).

Remiantis 3.6.6 formulėje pateikta chemine formule, galima teigti, kad subalansuotame degiajame mišinyje (stechiometriniame) deguonies dujų tūris turi būti 12,5 karto didesnis nei benzino dujų. Teigiama, kad 21 % oro tūrio sudaro deguonies dujos [51], tuomet stehiometriniame mišinyje oro tūris turi būti net 59,5 karto didesnis už benzino dujų tūrį, esant toms pačioms aplinkos sąlygoms. Tada nustatytam degiojo mišinio tūriui, kuris yra laikomas subalansuotu, bus reikalingas $1,5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$ benzino dujų tūris (3.6.11 form.). Benzino dujų molinis kiekis (3.6.8 form.) bus lygus 6,7 μmol . Benzino molinė masė (3.6.7 form.) yra lygi 114 g/mol, tuomet jo dujų masė (3.6.8 form.) bus lygi $7,6 \cdot 10^{-7} \text{ kg}$. Benzino degimo šiluma (3.6.12 form. [38]) bus lygi 35,1 J.

$$V_{benz_d_n_s} = \frac{V_{deg_mis_n_s}}{K_V + 1}, \quad (3.6.11)$$

$$Q_{benz_deg} = m_{benz} \cdot q_{benz}, \quad (3.6.12)$$

čia K_V – oro ir benzino dujų tūrių santykis stehiometriniame degiajame mišinyje; m_{benz} – benzino masė degiajame mišinyje.

Idealizuotų išsiplėtimo darbų, įvykus ir neįvykus degiojo mišinio uždegimo procesams, skirtumas yra lygus 35,0 J. Pastaroji vertė yra labai artima degiajame mišinyje buvusio benzino

degimo šilumai. Atsižvelgus į tai, buvo nuspręsta, kad slėgio padidėjimo koeficiento vertė yra parinkta teisingai.

3.7. POCV suminio žalingo darbo, AV apsisukus du kartus, nustatymas

Didžiausia VDV darbo veleno sukimosi dažnio pulsacija kyla tuomet, kai jo vidutinis sukimosi dažnis yra mažiausias ir yra svarbus, norint nustatyti variklio smagračio inercijos momentą. Suminis žalingas darbas yra gaunamas, sudedant didžiausių trinties nuostolių ir žalingų inercijų jėgų darbus, kai AV apsisuka du kartus. Labiausiai suminę trinties nuostolių galią įtakoja slydimo poros.

Benzininio SKVDV minimalus alkūninio veleno sukimosi dažnis yra apytiksliai lygus 1000 aps./min, tačiau jo maksimalus sukimosi dažnis gali siekti maždaug 8000 aps./min ir daugiau. Kuo didesnis stūmoklio vidutinis slinkimo greitis, tuo geresnės darbo kameros kompresinės savybės. POCV maksimalus sukimosi dažnis bus santykinai mažas ir dideliu stūmoklių žiedų dilimo greičiu nepasižymės, tad jo minimalus vidutinis sukimosi dažnis bus pasirinktas lygiu 800 aps./min. Mažėjant AV sukimosi dažniui, uždegimo žvakės elektros išlydžio galia taip pat mažėja. Atsižvelgiant į tai, minėta galia gali tapti mažesnė, lyginant su reikalinga suspaustam degiajam mišiniui uždegti.

Žalingą inercijos jėgą generuos slankiojantis sekiklio mazgas. Sekiklio kreipiančiojo mechanizmo riedėjimo guolių išoriniai žiedai ir jų riedėjimo kūnai taip pat generuos žalingas inercijos jėgas, bet jos nebus vertinamos dėl nykstamai mažų inercijos momentų reikšmių. Slydimo trintis vyraus tarp stūmoklių žiedų ir cilindro bei vožtuvų sąrankų kūginėse jungtyse. Daugelis POCV judesio porų bus riedėjimo, tad jų žalingi darbai bus taip pat labai maži.

Sekiklio mazgo maksimali teigiamo greičio reikšmė bus apytiksliai lygi 8,7 m/s, kai kumštelio sukimosi dažnis yra lygus 4000 aps./min (3.2.2 pav.), o maksimalaus neigiamo greičio modulis – 4,4 m/s. Palyginus 3.2.1 ir 3.2.2 lentelėse pateiktus duomenis buvo nustatyta, kad POCV alkūninio veleno sukimosi dažnio ir maksimalaus sekiklio greičio priklausomybė yra tiesinė. Sekiklio junginio inercijos neigiamas darbas (3.7.1 form. [40]), kai AV suksis minimaliu vidutiniu sukimosi dažniu, bus lygus 0,38 J.

$$A_{in_AS_m} = m_{AS_m} \cdot \left(v_{sek_t\ max_4000} \cdot \frac{n_{min}}{4000} \right)^2 + m_{AS_m} \cdot \left(v_{sek_n\ max_4000} \cdot \frac{n_{min}}{4000} \right)^2. \quad (3.7.1)$$

čia $v_{sek_t\max_4000}$ – maksimalus teigiamas sekiklio greitis, kai AV sukimosi dažnis yra 4000 aps./min; $v_{sek_n\max_4000}$ – maksimalaus neigiamo sekiklio greičio modulis, kai AV sukimosi dažnis yra 4000 aps./min, n_{\min} – minimalus vidutinis AV sukimosi dažnis.

Stūmoklio žiedo kontaktinis slėgis bus lygus 0,13 MPa, kuris buvo nustatytas naudojantis 3.7.2 formule [7].

$$p_{\dot{z}} = 0,141E \frac{s/t}{(d_{st}/t)^4}, \quad (3.7.2)$$

čia t – žiedo plotis (spinduline kryptimi), kuris yra lygus 1,3 mm; s – užrakto tarpelio dydis, kurio rekomenduojamas dydis yra nuo $3t$ iki $4t$, o buvo pasirinktas $3,5t$.

Slydimo trinties koeficientas tarp suteptų ketinių paviršių yra lygus 0,07 [25]. Pagrindinis ir pagalbinis stūmokliai turės po du žiedus. Stūmoklio žiedo prispaudimo jėga (3.7.3 form.) bus lygi 20,8 N, o slydimo trinties jėga (3.7.4 form. [40]) – 1,5 N. Tuomet suminis žiedų slydimo trinties neigiamas darbas (3.7.5 form. [40]), AV apsisukus 2 kartus, bus lygus 0,49 J.

$$F_{st_z} = p_{\dot{z}} \cdot \pi d_{st} h_{\dot{z}}, \quad (3.7.3)$$

$$R_{st_tr} = F_{st_z} \cdot \mu_{sl}, \quad (3.7.4)$$

$$A_{sum_st_z} = n_{\dot{z}} \cdot R_{st_tr} \cdot (s_{PS_z} + s_{AS_z}), \quad (3.7.5)$$

čia $h_{\dot{z}}$ – žiedo storis; μ_{sl} – slydimo trinties koeficientas; $s_{PS_st_z}$ – PS žiedo slydimo kelias, kuris yra lygus 0,112 m; $s_{AS_st_z}$ – AS žiedo slydimo kelias, kuris yra lygus 0,050 m; $n_{\dot{z}}$ – vieno stūmoklio žiedų skaičius.

Rotorinio vožtuvo kūginio paviršiaus reakcijos jėgos dydis (3.7.6 form.) bus lygus 176,2 N. Rotorinis vožtuvas suksis keturis kartus lėčiau nei AV, tai jo slydimo kelias (3.7.7 form.) bus lygus 0,035 m. Tuomet dviejų rotorinių vožtuvų neigiamas žalingas darbas (3.7.8 form.), AV apsisukus 2 kartus, bus lygus 0,86 J.

$$R_{v_kug} = S_{kug_pav} \cdot P_{kug_kont}, \quad (3.7.6)$$

$$s_{vozt} = \pi d_{kug_vid} / 2, \quad (3.7.7)$$

$$A_{sum_vozt_z} = n_{vozt} \cdot R_{v_kug} \cdot \mu_{sl} \cdot s_{vozt}, \quad (3.7.8)$$

čia n_{vozt} – vožtuvų skaičius.

Suspaudimo ciklo metu darbo kameros slėgis priklauso nuo jos tūrio pagal 3.6.1 formulėje pateiktą priklausomybę. Tuomet neigiamas darbas A_{mis_susp} (3.6.3 form.), suspaudžiant degų mišinį, yra lygus 4,39 J.

Išmetamųjų dujų papildomo suspaudimo darbas A_{duj_persp} , remiantis 3.6.1-3.6.3 formulėmis, bus lygus 0,28 J. Apskaičiuojant PS pasipriešinimo judėjimui darbą, kai vyksta įsiurbimo taktas, buvo pasinaudota 3.6.1-3.6.3 formulėmis ir įvertintas aplinkos atmosferinis slėgis. Pastarasis neigiamas darbas A_{vak_pas} bus lygus 0,32 J.

Svarbu įvertinti ir stūmoklių skersines jėgas bei jų sukeltus slydimo trinties nuostolius. POCV taktai keičiasi maždaug kas 90°, o SSM kampo c reikšmė kinta nuo 0° iki 16°. Vidutinė PS slydimo jėgos vertė pasirinkto takto metu bus nustatyta naudojantis 3.7.9 formule. PS slydimo darbas pasirinkto takto metu bus nustatyta naudojantis 3.7.10 formule.

$$F_{PS_sl_takt} = \frac{S_{st_skr} (p_{takt_min} + p_{takt_max}) \mu_{sl}}{2} \cdot \frac{tg(16^{\circ})}{2}, \quad (3.7.9)$$

$$A_{PS_sl_takt} = F_{PS_sl_takt} \cdot s_{PS_takt}, \quad (3.7.10)$$

čia p_{takt_min} – mažiausias dujų slėgis pasirinkto takto metu; p_{takt_max} – didžiausias dujų slėgis pasirinkto takto metu; s_{PS_takt} – PS poslinkis pasirinkto takto metu;

Išsiplėtimo takto metu neigiamas PS slydimo jėgos darbas (3.7.9-3.7.10 form.) yra lygus 0,66 J, pirmojo suspaudimo takto metu (3.7.9-3.7.10 form.) – 0,07 J, antrojo suspaudimo takto metu (3.7.9-3.7.10 form.) – 0,16 J, išmetimo sąlyginio prastovos takto metu (3.7.9-3.7.10 form.) – 0,04 J, įsiurbimo sąlyginio prastovos takto metu (3.7.9-3.7.10 form.) – 0,02 J, likusių trijų taktų metu (3.7.9-3.7.10 form.) – 0,04 J. Suminis neigiamas PS slydimo darbas A_{PS_sl} , AV apsisukus 2 kartus, yra lygus 0,99 J.

AS atliks keturias eigas, kai AV apsisuks 2 kartus. Maksimalus slėgio kampas AS eigos metu bus laikomas lygiu 30°, o mažiausias – 0°. Tuomet vidutinė AS slydimo jėgos vertė pasirinkto takto metu bus nustatyta naudojantis 3.7.11 formule. AS slydimo darbas pasirinkto takto metu bus nustatytas naudojantis 3.7.12 formule ir laikant, kad viršutinės ir apatinės sekiklio dalių ilgai yra vienodi (4.3 poskyris).

$$F_{AS_sl_takt} = \frac{S_{st_skr} (p_{takt_min} + p_{takt_max}) \mu_{sl}}{2} \cdot \frac{tg(30^{\circ})}{2}, \quad (3.7.11)$$

$$A_{AS_sl_takt} = F_{AS_sl_takt} \cdot s_{AS_max}, \quad (3.7.12)$$

čia s_{AS_max} – pagalbinių stūmoklių eiga;

Antrojo suspaudimo takto metu AS neigiamas slydimo darbas (3.7.11-3.7.12 form.) yra lygus 0,38 J, išmetimo sąlyginio prastovos takto metu (3.7.11-3.7.12 form.) – 0,09 J, įsiurbimo sąlyginio prastovos takto metu (3.7.11-3.7.12 form.) – 0,05 J, suspaudimo sąlyginio prastovos takto metu (3.7.11-3.7.12 form.) – 0,02 J. Suminis neigiamas AS slydimo darbas A_{AS_sl} , AV apsisukus 2 kartus, yra lygus 0,54 J.

Suminis žalingas mechaninis darbas (3.7.13 form.), kai AV apsisuka 2 kartus, bus lygus 3,26 J. Suminis žalingas dujų darbas, kai AV apsisuka 2 kartus, bus lygus 4,99 J.

$$A_{z_mech_sum} = A_{in_AS_m} + A_{sum_st_z} + A_{sum_vozt_z} + A_{PS_sl} + A_{AS_sl}. \quad (3.7.13)$$

$$A_{z_duj_sum} = A_{duj_persp} + A_{vak_pas} + A_{mis_susp}. \quad (3.7.14)$$

$$A_{z_sum} = A_{z_mech_sum} + A_{z_duj_sum}. \quad (3.7.15)$$

Suminė žalingų darbų suma (3.7.15 form.), AV apsisukus du kartus, bus lygi 8,25 J.

Kumštelio spyruoklės deformavimo darbas įgis ir teigiamą, ir neigiamą ženklą, besisukant alkūniniam velenui. Pastarasis darbas bus lygus 1,42 J.

$$A_{spyr_def} = K_1(2\Delta l_1 - s_{AS_max}) \cdot s_{AS_max} / 2. \quad (3.7.16)$$

čia Δl_1 – sekiklio spyruoklės maksimali pasirinkta deformacija;

Kumštelio spyruoklės deformavimo darbas neviršija 20 % suminės žalingų darbų sumos A_{z_sum} , tad bus laikoma, kad jis yra nereikšmingas AV sukimosi dažnio tolygumui.

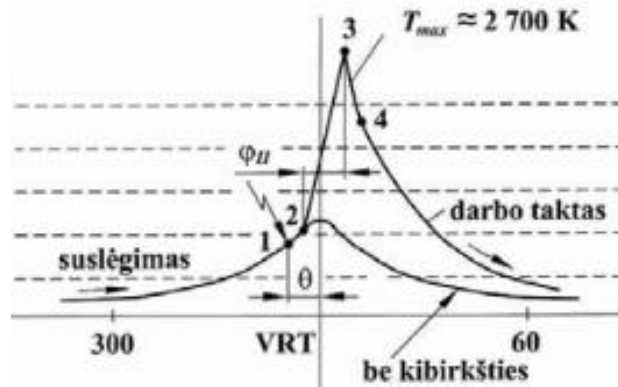
3.8. POCV energinio naudingumo koeficiento nustatymas

Naudingas dujų išsiplėtimo darbas (3.6.1-3.6.3 form.) yra lygus 21,0 J. Tuomet terminis POCV naudingumo koeficientas (3.8.1 form.) yra lygus 0,60.

$$\eta_{term} = \frac{A_{naud}}{Q_{benz_deg}}. \quad (3.8.1)$$

čia A_{naud} – naudingas dujų darbas.

VDV ekonomiškumas priklauso ir nuo jo kompresinių savybių. Variklio kompresinį NK galima gauti palyginus teorinę ir praktinę ENK vertes. SKVDV kompresinio NK apytikslė vertė buvo lygi 1. POCV abi darbo kameros apskritimines plokštumas sandarins stūmokliai su žiedais, kai SKVDV reikia sandarinti tik vieną darbo kameros apskritiminę plokštumą. Atsižvelgiant į tai, POCV kompresinės savybės nėra tokios geros, lyginant su SKVDV, tačiau darbo kameros dujų slėgio sumažinimo greitis pastarajame VDV yra žymiai mažesnis nei projektuojamame variklyje. Ši savybė pagerina POCV darbo kameros kompresines savybes. Tuomet POCV kompresinio NK vertė, esant bet kuriam AV sukimosi dažniui, bus taip pat laikoma lygia 1.



3.8.1 pav. Indikatorinė benzininio variklio kreivė degiojo mišinio užsiliepsnojimo metu [6]

POCV mechaninio-kompleksinio NK vertei nustatyti bus sudaryta 3.8.1 lentelė, kurioje bus sumuojami etapiniai darbai, kai SSM mechaninio NK reikšmė kinta priklausomai nuo AV posūkio kampo (2.5.1 lent.) ir yra pastoviai lygi 1.

Remiantis 3.8.1 paveikslu galima teigti, kad SKVDV išsiplėtimo taktas prasideda tuomet, kai AV posūkio kampas nuo VMT yra apytiksliai lygus 10° . Tuo metu, kai stūmoklis yra VMT, dujų slėgis darbo kameroje jau yra žymiai padidėjęs. Atsižvelgiant į tai, degiojo mišinio degimo trukmė bus laikoma lygia 0° AV posūkio kampo. Tuomet POCV išsiplėtimo taktas prasidės tuomet, kai skriejiko posūkio kampas nuo VMT bus lygus 70° .

$$V_i = \frac{V_{\min}}{\Delta s_{tarp_st_f70}} \cdot (\Delta s_{tarp_st_f70} + s_{f70} - s_i), \quad (3.8.2)$$

$$p_{vid_i} = \frac{p_{mom_i} + p_{mom_i-1}}{2}, \quad (3.8.3)$$

$$\Delta V_i = V_i - V_{i-1}, \quad (3.8.4)$$

$$\eta_{mech_vid_i} = (\eta_{mech_i} + \eta_{mech_i-1}) / 2, \quad (3.8.5)$$

$$A_i = p_{vid_i} \cdot \Delta V_i \cdot \eta_{mech_vid_i}, \quad (3.8.6)$$

$$A_{\max_i} = p_{\text{vid}_i} \cdot \Delta V_i, \quad (3.8.7)$$

$$A_{\text{sum}} = \sum A_i, \quad (3.8.8)$$

$$A_{\text{sum}_{\max}} = \sum A_{\max_i}, \quad (3.8.9)$$

$$\eta_{\text{mech}_{\text{komp}}} = A_{\text{sum}} / A_{\text{sum}_{\max}}, \quad (3.8.10)$$

čia V_i – darbo kameros tūris i -toje fazėje; V_{\min} – mažiausias darbo kameros tūris; $\Delta s_{\text{tarp}_{st-f70}}$ – tarpelis tarp stūmoklių (2.6.1 lent.), kai AV posūkio kampas nuo VMT yra lygus 70° ; s_{f70} – PS poslinkis, kai AV posūkio kampas nuo VMT yra lygus 70° ; p_{vid_i} – vidutinis dujų slėgis tarp $i-1$ ir i -tosios fazių; p_{mom_i} – dujų slėgis i -toje fazėje; ΔV_i – darbo kameros tūrio pokytis, lyginant $i-1$ ir i -tąją fazes; $\eta_{\text{mech}_{\text{vid}_i}}$ – vidutinis SSM mechaninis NK tarp fazių $i-1$ ir i -tosios; A_i – naudingas dujų išsiplėtimo darbas, kai po fazės $i-1$ seka i -toji; A_{\max_i} – didžiausias galimas naudingas dujų išsiplėtimo darbas, kai po fazės $i-1$ seka i -toji; A_{sum} – A_i verčių suma; $A_{\text{sum}_{\max}}$ – A_{\max_i} verčių suma; $\eta_{\text{mech}_{\text{komp}}}$ – VDV mechaninis-kompleksinis NK;

3.8.1 lent. Atliekamų darbų įverčiai, dujoms degimo kameroje plečiantis

$f, ^\circ$	s_i, mm	V_i, cm^3	$p_{\text{mom}_i}, \text{MPa}$	$p_{\text{vid}_i}, \text{MPa}$	$\Delta V_i, \text{cm}^3$	η_{mech_i}	$\eta_{\text{mech}_{\text{vid}_i}}$	A_i, J	A_{\max_i}, J
70	17,0	1,4	8,15			0,96			
80	14,5	3,7	2,43	5,29	2,3	0,96	0,96	11,52	12,00
90	12,0	5,9	1,33	1,88	2,3	0,92	0,94	4,00	4,26
100	9,6	8,1	0,89	1,11	2,2	0,86	0,89	2,15	2,42
110	7,4	10,1	0,68	0,79	2,0	0,79	0,83	1,30	1,57
120	5,5	11,8	0,56	0,62	1,7	0,70	0,75	0,79	1,06
130	3,8	13,4	0,48	0,52	1,5	0,60	0,65	0,52	0,80
140	2,5	14,6	0,43	0,45	1,2	0,49	0,55	0,29	0,53
150	1,4	15,6	0,39	0,41	1,0	0,37	0,43	0,18	0,41
160	0,6	16,3	0,37	0,38	0,7	0,25	0,31	0,09	0,28
170	0,2	16,7	0,36	0,37	0,4	0,12	0,19	0,02	0,13
180	0,0	16,8	0,36	0,36	0,2	0	0,06	0,00	0,07
$A_{\text{sum}}, A_{\text{sum}_{\max}} \text{ (J)}$								20,87	23,53

POCV mechaninis-kompleksinis NK (3.8.10 form.) bus lygus 0,89. Bendras POCV naudingumo koeficientas (3.8.11 form.), neatsižvelgiant į nuostolių pašalinimo NK, bus lygus 0,53. Tada variklio mechaninis darbas (3.8.12 form.), skriejikui apsisukus du kartus, yra lygus 18,6 J. Nuostolių pašalinimo NK (3.8.13 form.) bus lygus 0,55.

$$\eta_{\text{bend}} = \eta_{\text{term}} \cdot \eta_{\text{komp}} \cdot \eta_{\text{mech}_{\text{komp}}}, \quad (3.8.11)$$

$$A_{\text{var}_{\text{mech}}} = Q_{\text{benz}_{\text{deg}}} \cdot \eta_{\text{bend}}, \quad (3.8.12)$$

$$\eta_{nuost_el} = 1 - \frac{A_{z_sum}}{A_{var_mech}}, \quad (3.8.13)$$

$$\eta_E = \eta_{bend} \cdot \eta_{nuost_el}, \quad (3.8.14)$$

Tobulinamo variklio ENK (3.8.14 form.), esant mažiausiam AV sukimosi dažniui, bus lygus 0,29. Pakartojus naudingumo koeficientų skaičiavimus, esant nominaliam AV sukimosi dažniui, ENK vertė tampa lygi 0,20.

POCV galia, esant minimaliam AV sukimosi dažniui, turėtų būti 67,9 W (3.8.15 form. [40]), o esant maksimaliam AV sukimosi dažniui – 146,3 W (3.8.15 form.).

$$P_{var_n} = \frac{Q_{benz_deg} \cdot n}{60 \cdot 2} \cdot \eta_{bendr_n}, \quad (3.8.15)$$

čia P_{var_n} – projektuojamo variklio galia, kai AV sukimosi dažnis yra lygus n (aps./min); η_E – projektuojamo variklio ENK, kai AV sukimosi dažnis yra lygus n ;

Politropinių procesų laipsnių vertės buvo pasirinktos laisvai, o tai yra mažai tikslu. POCV pagrindinio stūmoklio greitis, kai AV pasisuka 10° nuo išsiplėtimo takto pradžios fazės, yra maždaug 8 kartus didesnis nei SKVDV. Jei AV posūkio kampo periodas būtų mažinamas, tai stūmoklių greičių santykis didėtų ir artėtų prie begalybės. Atsižvelgiant į tai, POCV išsiplėtimo taktas bus laikomas adiabatiniu, o jo laipsnio vertė bus prilyginta dviejų atomų dujų adiabatinio proceso laipsnio vertei [6]. Remiantis tuo, kad didžiąją dalį darbo dujų sudarys dviejų atomų azoto dujos, kurių tūrio dalis ore yra 78 % [51]. Buvo nustatyta nauja darbo kameros slėgio padidėjimo koeficiento vertė, kuri tapo lygi 5,5, ir pakartotas projektuojamo variklio ENK apskaičiavimo metodas. Projektuojamo variklio ENK įgijo 0,48 vertę, esant mažiausiam vidutiniam AV sukimosi dažniui, ir 0,38 vertę, esant nominaliam AV sukimosi dažniui. Vėlesniuose skaičiavimuose bus naudojama senoji λ dydžio vertė.

3.9. Smagračio inercijos momento nustatymas

AV sukimosi dažnio pulsacijos koeficientas, esant mažiausiam vidutiniam jo sukimosi dažniui, buvo pasirinktas lygiu 0,325. Tuomet AV sukimosi dažnio pokytis (3.9.1 form.) bus lygus 260 aps./min.

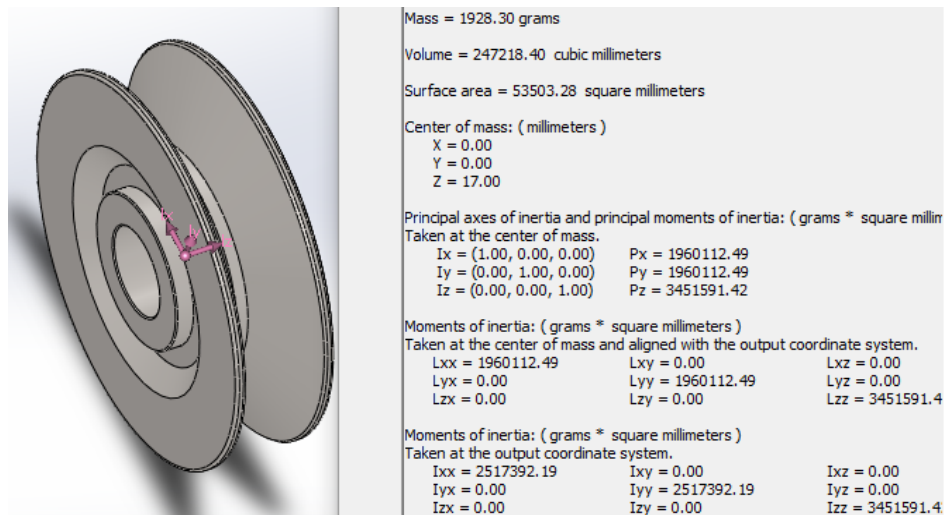
$$k_{pul} = \frac{\Delta n}{n_{min}}, \quad (3.9.1)$$

$$\Delta E_{smag_sum} = \frac{I_{smag_sum}}{2} \left(\left(\frac{n_{min_v} \cdot 2\pi}{60} \right)^2 - \left(\frac{n_{min_a} \cdot 2\pi}{60} \right)^2 \right), \quad (3.9.2)$$

$$I_{smag_sum} = I_{smag_pagr} + I_{vent_ind} + I_{kumst}, \quad (3.9.3)$$

čia k_{pul} – AV sukimosi dažnio pulsacijos koeficientas; Δn – AV sukimosi dažnio pokytis; ΔE_{smag_sum} – smagračių komplekso kinetinės energijos pokytis; I_{smag_sum} – smagračių suminis inercijos momentas; n_{min_v} – mažiausio vidutinio AV sukimosi dažnio viršutinė riba, kuri bus lygi 930 aps./min; n_{min_a} – mažiausio vidutinio AV sukimosi dažnio apatinė riba, kuri bus lygi 670 aps./min; I_{vent_ind} – ventiliatoriaus-induktoriaus inercijos momentas; I_{kumst} – kumštelio inercijos momentas; I_{smag_pagr} – pagrindinio smagračio inercijos momentas.

POCV ventiliatorius-induktorius ir kumštelis turės pakankamai didelius inercijos momentus, kurių vertės bus panaudotos, apskaičiuojant smagračių suminį inercijos momentą. Ventiliatorius-induktorius yra iš aliuminio liejinio, o jo inercijos momentas yra $7 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Kumštelis bus iš plieno, o jo inercijos momentas bus lygus $11 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Smagračių komplekso kinetinės energijos pokytis buvo prilygintas POCV suminiam žalingam darbui A_{z_sum} ir apskaičiuotas suminis inercijos momentas (pertvarkyta 3.9.2 form. [40]). Pagrindinio smagračio inercijos momentas (pertvarkyta 3.9.3 form.) turi būti lygus $3,44 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.



3.9.1 pav. Smagračio parametrai

Naudojantis *Solidworks* programine įranga buvo nustatytas standartinio plieninio skridinio inercijos momentas apie sukimosi ašį (3.9.1 pav.), kuris yra $3,45 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Skridinio išorinis skersmuo yra 130 mm, ašinės skylės skersmuo – 30 mm, plotis – 34 mm. Pastarasis inercijos

momentas yra didesnis nei analitiškai apskaičiuotas. Atsižvelgus į tai, pasirinktas skridinys bus naudojamas kaip pagrindinis smagratis, kurio masė yra 1,93 kg.

3.10. Skyriaus išvados

1. Tobulinamo variklio cilindro angų skersmenis riboja žingsnio ilgis tarp stūmoklio žiedų. Stūmokliui slenkant greta cilindro angos, bent vienas jo žiedas turi kontaktuoti su cilindru visu periferiniu paviršiumi.
2. Norint nustatyti tobulinamo variklio AV nominalų sukimosi dažnį yra svarbūs KM spyruoklės gabaritiniai matmenys, jos maksimali leidžiama reakcijos jėga ir savasis virpėjimo dažnis ašine kryptimi, nustacius jos apkrovos sąlygas. Minėtas savasis dažnis yra vengtinas ir negali būti viršytas, nes galėtų sukelti nepataisomų padarinių.
3. Rotorinio vožtuvo spyruoklė pasižymės pastovia deformacija. Atsižvelgiant į tai, jos savasis virpėjimo dažnis ašine kryptimi, veikiant pasyviai sunkio jėgai, yra mažai reikšmingas.
4. Tikslesnė VDV darbo kameros dujų slėgio padidėjimo koeficiento vertė būtų gauta, jei pradinė aplinkos oro temperatūra būtų laikyta standartine, kuri yra lygi 293 K (20 °C). Šis pokytis yra mažai reikšmingas.
5. VDV išsiplėtimo taktą reikėtų laikyti adiabatiniu, o jo laipsnio vertę prilyginti dviejų atomų dujų adiabatinio proceso laipsnio vertei, kuri yra lygi 1,41.
6. Reikėtų sukurti tikslesnę kompresinio NK nustatymo metodiką, kuri priklausytų nuo stūmoklio vidutinio aktyvių žiedų skaičiaus, jų pločių, užraktų tipų, eksploataavimo trukmės bei pradinio ir vidutinio PS greičių išsiplėtimo takto metu.

4. POCV ELEMENTŲ STIPRUMO ANALIZĖ

4.1. Alkūninio ir kumštelio velenų sukimo momentų nustatymas

Veikiant didžiausiam dujų slėgiui darbo kameroje, stūmoklio maksimali ašinė jėga (3.4.1 form.) bus lygi 7,43 kN. Tuomet maksimalus AV sukimo momentas (4.1.1 form. [40]) bus lygus 107,5 Nm. Maksimali sekiklio pasipriešinimo judėjimui žemyn jėga (4.1.2 form.) suspaudimo takto pabaigoje bus apytiksliai lygi 2,68 kN. Kumštelio veleno numanomas maksimalus sukimo momentas (4.1.4 form.) bus lygus 65,6 Nm.

$$T_{\max_AV} = F_{PS_max} / \cos(c_{f70}) \cdot \sin(b_{f70}) \cdot r, \quad (4.1.1)$$

$$F_{AS_susp_t_max} = F_{AS_max} / \lambda + F_{sppyr_max} + m_{AS} \cdot a_{AS_max_teig_2500}, \quad (4.1.2)$$

$$a_{AS_max_teig_2500} = a_{AS_max_teig_4000} \left(\frac{2500}{4000} \right)^2, \quad (4.1.3)$$

$$T_{\max_kumst_v} = F_{AS_susp_t_max} (tg(\mathcal{Q}_{\max}) \cdot r_{kumst_max} + \sin(\mathcal{Q}_{\max}) \cdot r_{is_sek_guol}), \quad (4.1.4)$$

čia F_{PS_max} , F_{AS_max} – maksimali stūmoklio ašinė jėga; b_{f70} , c_{f70} – SSM kampų b ir c dydžiai (2.5.1 lent.), kai AV posūkio kampas nuo VMT yra lygus 70° ; $a_{AS_max_teig_4000}$ – maksimalus teigiamas sekiklio mazgo pagreitis suspaudimo takto pabaigoje, kai AV sukimosi dažnis yra lygus 4000 aps./min, kuris bus laikomas lygiu 9 km/s^2 (3.2.3 pav.); r_{kumst_max} – maksimalus kumštelio spindulys (2.6.2 pav.); \mathcal{Q}_{\max} – maksimalus kumštelinio mechanizmo slėgio kampas suspaudimo takto pabaigoje, kuris bus laikomas lygiu 30° ; $r_{is_sek_guol}$ – sekiklio junginio guolio išorinis spindulys, kuris yra pasirinktas lygiu 8 mm (2.6 poskyris).

Didžiausias sukimo momentas veiks AV. Velenus veikiančių varančiųjų ir varomųjų momentų sumos turi būti lygios. Alkūninio ir kumštelio (pagrindinių) velenų galų ilgius iki guolių bus stengiamasi maksimaliai sumažinti. Atsižvelgiant į tai, bus laikoma, kad jų skersinės jėgos turės mažai įtakos jų stiprumui ir bus nevertinamos. Velenai bus gaminami iš vidutinio anglingumo plieno C45, kurio maksimalių tangentinių įtempimų riba (4.1.5 form. [21]) bus lygi 250 MPa. Velene kylantys maksimalūs tangentiniai įtempiai, veikiant sukimo momentui, yra apskaičiuojami pagal 4.1.6 formulę [21]. Ją pertvarkius buvo nustatyta, kad mažiausias leidžiamas pagrindinio veleno skersmuo bus lygus 13,0 mm.

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_y}{2}. \quad (4.1.5)$$

$$\tau_{\max} \geq \frac{16T_{\max_AV}}{\pi d_{AV}^3}. \quad (4.1.6)$$

čia σ_y – plieno C45 takumo ribos normaliniai įtempiai, kurie yra lygūs 500 MPa [23]; d_{AV} – AV galo skersmuo.

Alkūninio ir kumštelio velenų galų skersmenys bus vienodi ir lygūs 14 mm. Perdavos elementams fiksuoti su pagrindiniais velenais bus naudojami apvalaus profilio pleištai, kurių skersmuo bus 4 mm, nes didesnis labai paveiktų jų stiprumo savybes [21]. Pleišto ilgis turi būti nedidesnis už perdavos elemento plotį, tad buvo pasirinktas lygiu 10 mm. Pleiščių atsparumo kirpimui sąlyga yra nurodyta 4.1.7 formulėje.

$$\tau_{leist} \geq \frac{2T_{\max_AV} \cdot k_{ats}}{d_{AV} \cdot n_{pl} \cdot S_{pl}}, \quad (4.1.7)$$

$$S_{pl} = l_{pl} \cdot d_{pl}, \quad (4.1.8)$$

čia n_{pl} – pleiščių skaičius; S_{pl} – pleišto kirpimo plotas (4.1.8 form.); l_{pl} , d_{pl} – pleišto ilgis ir skersmuo; k_{ats} – atsargos koeficientas, kuris buvo pasirinktas lygiu 1,5;

Pleiščių skaičius (pervarkyta 4.1.7 form.), kuris yra reikalingas perdavimo elementui ir pagrindiniam velenui fiksuoti, bus lygus 2.

4.2. Pavaros, skirtos velenams sinchronizuoti, parinkimas

Siekiant užtikrinti tinkamą tobulinamo variklio veikimą, reikės sinchronizuoti pagrindinius ir paskirstymo (rotorinių vožtuvų) velenus. Sinchronizuotai pavarai galima būtų naudoti vien krumpliaračius, tačiau jų skaičius išaugtų mažiausiai iki 5 bei jų atstumai tarp ašių turi būti labai tikslūs, tad šis variantas buvo atmestas.

Vienpakopė grandininė perdava yra negalima, nes paskirstymo veleno žvaigždės dalijamasis skersmuo turi būti 4 kartus didesnis nei pagrindinio veleno žvaigždės, kai atstumas tarp rotorinių vožtuvų bus apytiksliai lygus 70 mm [65]. Vienpakopė diržinė perdava yra negalima dėl per mažo diržo stiprumo [62]. Naudoti dvi ar daugiau tos pačios perdavos pakopas yra brangu ir netechnologiška. Atsižvelgus į tai, buvo nuspręsta, kad sinchronizuota pavara turės 3 perdavų pakopas.

Pagrindiniams velenams sinchronizuoti bus naudojama grandininė perdava, nes bus perduodamas didelis sukimo momentas. Reikiamam alkūninio ir paskirstymo velenų perdavimo skaičiui pasiekti bus naudojama krumplinė perdava. Krumpliaračių atstumą tarp ašių bus galima

reguluoti, siekiant užtikrinti tikslų perdavimo skaičių. Rekomenduojama, kad mažiausio krumpliaračio dantų skaičius būtų nemažesnis nei 20. Priešingu atveju labai padidėja skirtumas tarp praktinio ir teorinio krumpliaračio dalijamųjų skersmenų. Bus naudojami įprasto tikslumo krumpliaračiai, kuriems reikės taikyti šlifavimo operacijas, siekiant išgauti tikslų perdavimo skaičių. Išėjimo krumpliaračio ir paskirstymo velenų sukimosi dažnių santykis bus lygus 1, kuris bus užtikrintas, naudojant grandininę perdavą.

Pirmajai grandininei perdavai yra pasirinkta 1/2 colio žingsnio ir 12 dantų žvaigždė, kuri pagal AISI standartą yra žymima 41B12. Pastarosios žvaigždės dalijamasis skersmuo yra 1,932 colio [42], o tai yra 49,1 mm, nes colis yra lygus 25,4 mm [12]. Grandinei įtempti bus naudojama 6 dantų žvaigždė. Grandinė bus veikiamą 4,38 kN maksimalia tempimo jėga (4.2.1 form.).

$$F_{gr_maks} = 2T_{max_AV} / d_{zvaig_12d}, \quad (4.2.1)$$

$$k_{ats} = F_{gr_ntr} / F_{gr_maks}, \quad (4.2.2)$$

čia d_{zvaig_12d} – 41B12 žvaigždės dalijamojo apskritimo skersmuo; F_{gr_ntr} – grandinės nutraukimo jėga; F_{gr_maks} – maksimali grandinės tempimo jėga, veikiant perdavai.

41 numerio grandinės nutraukimo jėga yra lygi 1500 svarų [63], o tai yra 6,68 kN, nes 1 svaras yra lygus 4,45 N [15]. Grandinės perdavos elementai yra parinkti teisingai, nes grandinės stiprumo atsargos koeficientas yra lygus 1,53 (4.2.2 form. [37]).

4.3. Sekiklio ausies junginio stiprumo tyrimas baigtinių elementų metodu

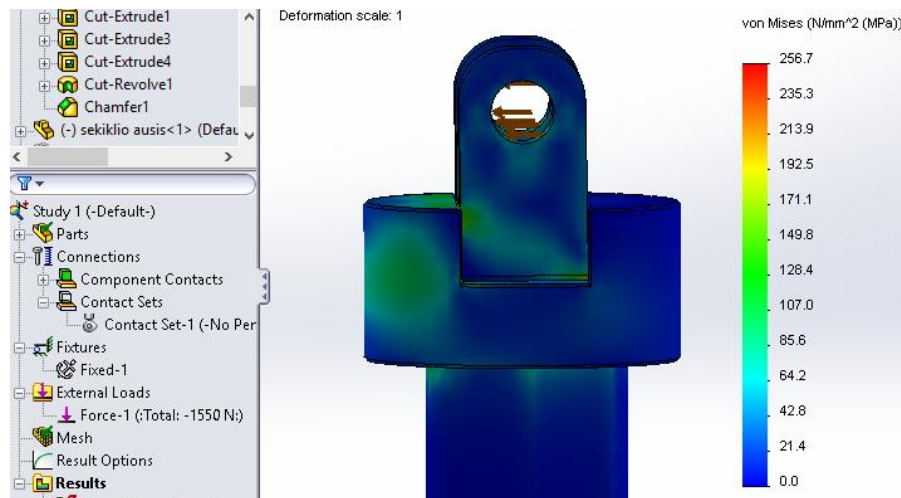
Sekiklio maksimali skersinė jėga (4.3.1 form.), kuri veiks sekiklio mazgo guolį, bus lygi 1,55 kN.

$$F_{sek_guol_sk} = F_{AS_susp_t_max} \cdot tg(\vartheta_{max}), \quad (4.3.1)$$

Ausis pasižymės mažais gabaritinais matmenimis ir bus sujungta su sekiklio viršutiniu kotu (4.3.1 pav.). Jis turės spindulinį stačiakampio formos griovelį, kuris bus reikalingas ausiai patikimai pritvirtinti. Siekiant sumažinti sekiklio masę, jo viršutinis kotas bus laiptuotas. Siekiant tiksliau įvertinti ausies ir viršutinio koto sujungime kylančius kontaktinius įtempimus bei pastarųjų elementų stiprumus, buvo pasinaudota baigtinių elementų metodu. Tai buvo atlikta, naudojantis *Static* taikomąja programa, kuri yra *Solidworks Simulation* aplinkoje.

Skaičiuojamąjį modelį sudarys sekiklio ausis ir viršutinis kotas (4.3.1 pav.). Sekiklio maksimali skersinė jėga (*External Loads: Force-1*) veiks guolio ašelės tvirtinimo zonoje. Viršutinis

kotas buvo įtvirtintas stacionariai (*Fixtures: Fixed-1*), panaudojus apatinę ašinę skylę, kuri bus reikalinga apatiniam kotui prijungti. Ausies ir viršutinio koto paviršių sąlyčio tipas yra be įsiskverbimo (*Contact Set-1: No penetration*).



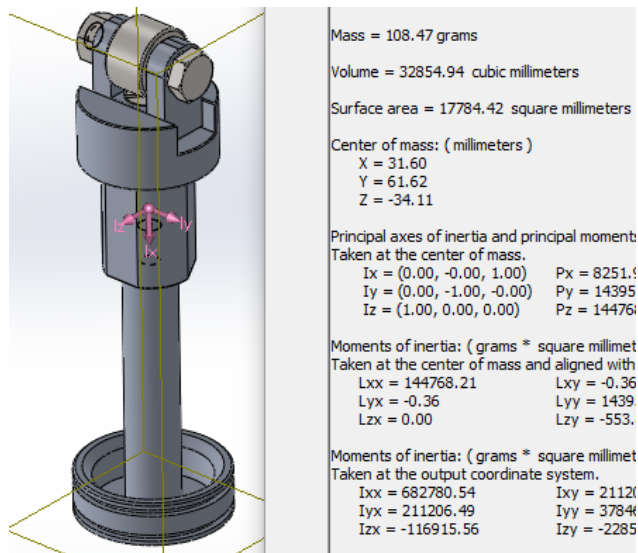
4.3.1 pav. Ekvivalentiniai įtempiai viršutiniame sekiklio mazge

Atlikus stiprumo analizę buvo nustatyta, kad maksimalūs ekvivalentiniai įtempiai yra apytiksliai lygūs 257 MPa, kai skaičiuojamasis modelis yra maksimaliai apkrautas. Remiantis 4.3.1 pav. galima pastebėti, kad maksimalūs ekvivalentiniai įtempiai yra vietiniai ir turi mažiau svarbos nei įtempiai, veikiantys didesnėse detalių zonose, kurių vidutinė vertė yra 130 MPa. Skaičiuojamojo modelio detalės bus gaminamos iš 6082-T6 aliuminio lydinio, kurio takumo riba yra 270 MPa [2]. Atsižvelgus į tai, viršutinio sekiklio ir ausies geometriniai matmenys yra tinkami, nes jų stiprumai yra pakankami.

4.4. Kumštelinio mechanizmo guolių parinkimas

Veleno atstumai nuo kumštelio masės centro iki spindulinių guolių bus vienodi. Minėti guoliai bus veikiami vienodų dydžių spindulinėmis jėgomis (4.4.1 form.), kurios bus lygios 3,72 kN.

$$F_{kumst_vel_guol} = F_{AS_max} / 2. \quad (4.4.1)$$

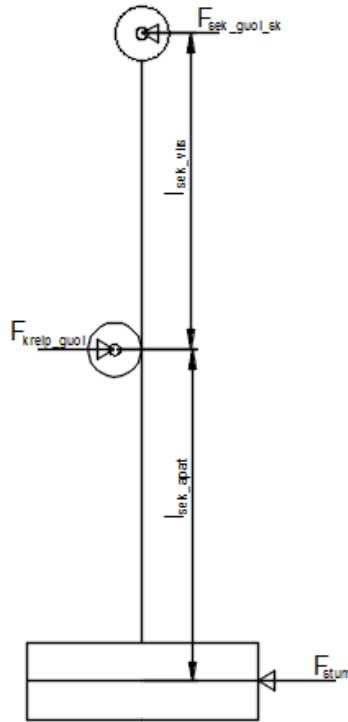


4.4.1 pav. Surinktas sekiklis

Sekiklio junginio guolio maksimali spindulinė jėga F_{AS_max} bus lygi PS maksimaliai ašinei jėgai. Sekiklio kotą (4.4.1 pav.) kreips trys spinduliniai riedėjimo guoliai išdėstyti kas 120° apie jo slinkimo ašį. Sekiklio viršutinio koto periferinis paviršius bus frezuojamas, siekiant sudaryti linijinius kontaktus su kreipiančiųjų guolių išoriniais žiedais. Sekiklio apatinės dalies ilgį sudarys pusė AS aukščio, atsargos atstumas, spyruoklės atraminio žiedo plotis, spyruoklės su pradine įvarža ilgis, atsargos atstumas ir numanomas kreipiančiojo guolio spindulys, kurie atitinkamai bus lygūs: 6, 2, 3, 43, 2 ir 5 mm. Jų suma yra lygi 61 mm. Sekiklio viršutinės dalies ilgį sudarys numanomas kreipiančiojo guolio spindulys, sekiklio eiga, atsargos atstumas, sekiklio ausies atramos aukštis ir ausies aukštis iki tvirtinimo skylės ašies, kurie yra lygūs: 5, 12,5, 2, 8 ir 16 mm. Jų suma yra lygi 43,5 mm. Naudojantis virtualiųjų poslinkių metodu [40], kai sekiklio apatinis galas yra laikomas sukamąja kinematine pora (4.4.2 pav.), galima apskaičiuoti kreipiančiojo mechanizmo guolio spindulinę reakcijos jėgą (4.4.2 form.), kuri bus lygi 2,20 kN.

$$F_{kreip_guol} = F_{sek_guol_max} (l_{sek_apat} + l_{sek_virs}) / (l_{sek_apat} + s_{AS_max}), \quad (4.4.2)$$

čia l_{sek_apat} – sekiklio apatinės dalies ilgis; l_{sek_virs} – sekiklio viršutinės dalies ilgis;



4.4.2. Sekiklio junginį veikiančios skersinės jėgos

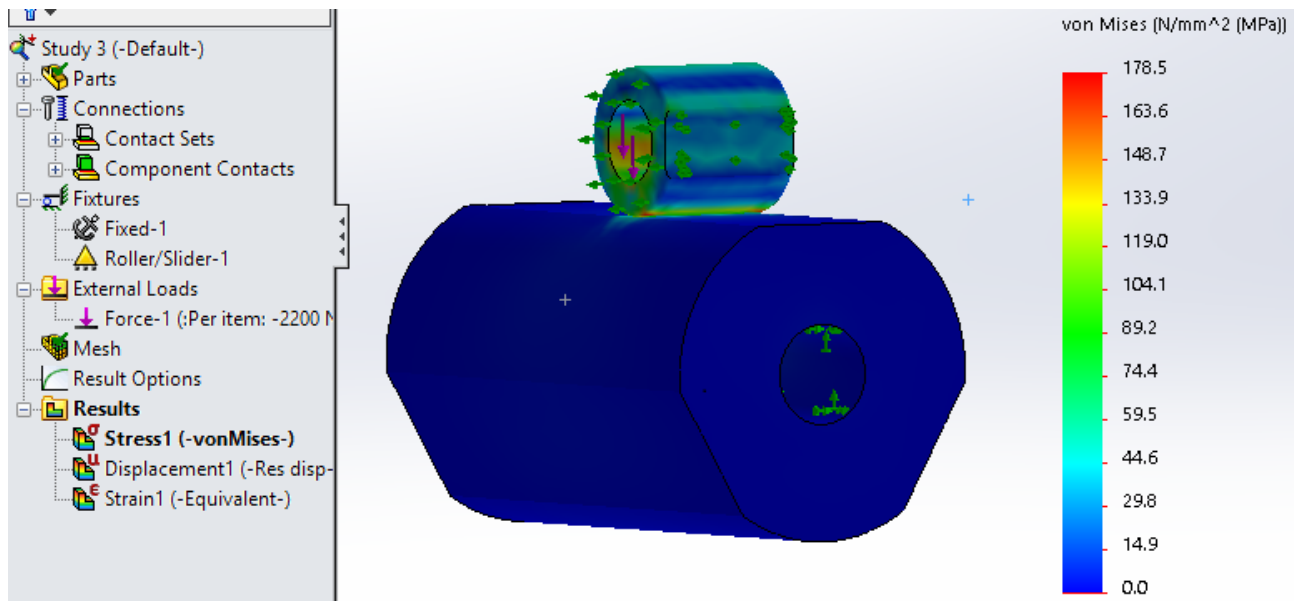
Kumštelio veleno rutulinio spindulinio guolio matmenys bus 20 (vid. skersmuo) x 42 (išor. skersmuo) x 12 (plotis) mm. Jo statinės apkrovos koeficiento vertė yra 5,0 kN [59]. Sekiklio mazgo guolis bus adatinis spindulinis be separatoriaus ir vidinio žiedo, kurio matmenys yra 10 x 16 x 10, o kodas: FH-1010 arba 941/10. Jo statinės apkrovos koeficiento vertė yra 10,8 kN [26], o maksimalus sukimosi dažnis – 11000 aps./min. Sekiklio kreipiančiojo mechanizmo guolis bus adatinis spindulinis be vidinio žiedo, kurio matmenys yra 5 x 9 x 9. Šis guolis yra SKF gamintojo ir žymimas HK-0509, kurio dinaminės apkrovos koeficiento vertė – 2,38 kN [58]. Jį galima būtų pakeisti F-0608 (dar žymimas 30941/6) guoliu [26], tačiau jį sunku gauti. Minėti guoliai yra tinkami naudoti, nes jų statinių arba dinaminių apkrovų atsargos koeficientai (4.2.2 form.) yra didesni už 1 [21].

Atsižvelgus į sekiklio junginio guolio maksimalų leidžiamą sukimosi dažnį, AV sukimosi dažnis turi būti ne didesnis nei 2900 aps./min, kai yra žinomos minėto guolio ir kumštelio išorinių perimetrų vertės.

4.5. Kumštelinio mechanizmo elementų stiprumo patikrinimas baigtinių elementų metodu

Svarbu įvertinti maksimalių kontaktinių įtempių vertę sekiklio ir kreipiančiojo guolio kontakto zonoje. Naudojantis *Static* taikomąja programa, kuri yra *Solidworks Simulation* aplinkoje, buvo sudarytas kontaktinio uždavinio skaičiuojamasis modelis (4.5.1 pav.). Guolis buvo pakeistas ritinėliu, kuris turės periferinio paviršiaus nuodrožą, siekiant tinkamai suvaržyti.

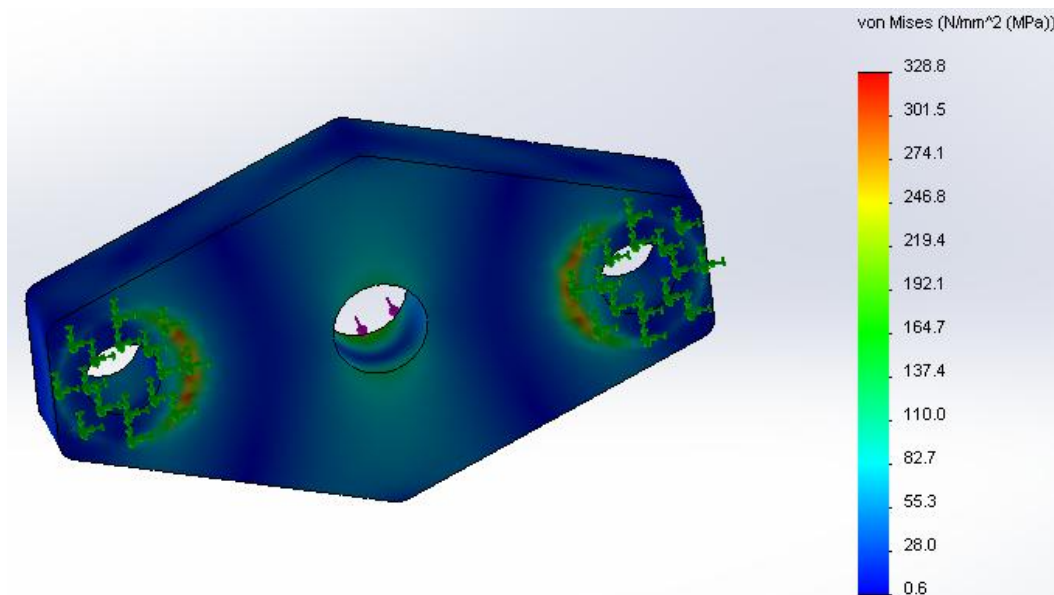
Maksimali nustatyta kreipiančiojo guolio spindulinė apkrova (4.5.1 pav.) veiks ritinėlio ašinės skylės paviršių (*External Loads: Force-1*). Sekiklio viršutinis kotas buvo įtvirtintas stacionariai (*Fixtures: Fixed-1*), panaudojus ašines skylės. Siekiant užtikrinti tik vieną ritinėlio laisvės laipsnį (slenkamąjį), jo nuodrožos ir šoninis paviršiai buvo suvaržyti normaline kryptimi (*Fixtures: Roller/Slider-1*). Kontaktinių paviršių sąlyčio tipas yra sujungti (*Contact Set-1: Bonded*). Kreipiančiojo guolio plotis yra lygus 9 mm, tačiau jis turi dvi šonines užapvalinimo briaunas, kurių spinduliai yra po 0,4 mm [58].



4.5.1 pav. Kontaktiniai įtempiai sekiklio kreipiančiojoje dalyje

Atlikus stiprumo analizę (4.5.1 pav.) buvo nustatyta, kad maksimalūs kontaktiniai įtempiai yra apytiksliai lygūs 179 MPa. Šis įtempis neviršija aliuminio lydinio 6082-T6 takumo ribos, tad sekiklio kreipiantysis mechanizmas yra suprojektuotas teisingai.

Kumštelio veleno laikiklio stiprumo analizei buvo naudota ta pati taikomoji programa. Laikiklis (4.5.2 pav.) bus sujungtas centrine skylė su pakeistos geometrijos M16 srieginiu varžtu, o jis su POCV korpusu. Remiantis tuo, plokščias paviršius apie centrinę skylę buvo apkrautas maksimalia AS ašine jėga, kuri yra lygi 7,43 kN. Kitos dvi skylės bus reikalingos laikikliui su guolių korpusais sujungti, naudojant M8 sriegio varžtus. Atsižvelgiant į tai, plokšti paviršiai greta laikiklio šoninių skylių buvo įtvirtinti stacionariai.



4.5.2 pav. Ekvivalentiniai įtempiai kumštelio veleno laikiklyje

Atlikus laikiklio stiprumo analizę buvo nustatyta, kad didžiausi ekvivalentiniai įtempiai veikia laikiklio kontakto zonoje (4.5.2 pav.) ir yra mažai svarbūs, nes gali sukelti tik vietines deformacijas. Maksimalus laikiklio lenkimo momentas yra generuojamas prie centrinės skylės. Didžiausi ekvivalentiniai įtempiai toje zonoje yra apytiksliai lygūs 160 MPa. Laikiklis bus veikiamas kintamo dydžio (cikline) apkrova, tai jo medžiagos takumo riba turėtų būti bent 2 kartus didesnė, lyginant su pastarųjų ekvivalentinių įtempių verte. Laikiklio medžiaga bus konstrukcinis plienas S460, kurio takumo riba yra 380 MPa.

4.6. Sekiklio apatinio koto stiprumo įvertinimas

Sekiklio apatinio koto skersmuo yra pasirinktas lygiu 12 mm. Sekiklio koto atsparumas klūpdymui gali būti nustatytas, naudojantis 4.6.1 formulėje nurodyta sąlyga [16]. Šiuo atveju, koto tvirtinimo koeficiento vertė būtų lygi 0,7, nes sekiklio apatinį galą reikėtų laikyti įtvirtintą standžiai, o kitas galas yra įtvirtintas lankstine jungtimi [16]. 4.6.1 formulėje nurodyta sąlyga yra tenkinama, tad sekiklio apatinio koto atsparumas klūpdymui yra pakankamas.

Apatinio koto maksimalus lenkimo momentas (4.6.2 form.) yra lygus 35,3 Nm. Jo skerspjūvio atsparumo momentas (4.6.3 form. [21]) yra lygus $1,70 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$. Apatinio koto maksimalūs normaliniai įtempiai (4.6.4 form. [21]), įvertinus lenkimo sąlygą, bus lygūs 207,6 MPa. Sekiklio apatinis kotas (4.6.1 pav.) bus gaminamas iš aliuminio lydinio 6082-T6, siekiant sumažinti sekiklio junginio masę. AS ir PS yra pagaminti iš aukštai temperatūrai atsparaus aliuminio lydinio, turinčio didesnę silicio masės dalį.

$$\mu_{tv} l_{sek_apat} \leq 10d_{sek_apat}, \quad (4.6.1)$$

$$M_{sek_apat_max} = F_{sek_guol_sk} \cdot \frac{l_{sek_virs} - S_{AS_max}}{l_{sek_apat} + S_{AS_max}} \cdot l'_{sek_apat}, \quad (4.6.2)$$

$$W_{sek_apat_x,y} = \pi d_{sek_apat}^3 / 32, \quad (4.6.3)$$

$$\sigma_{sek_apat} = M_{sek_apat_max} / W_{sek_apat_x,y}. \quad (4.6.4)$$

čia μ_{tv} – kūno tvirtinimo koeficientas, kurį nulemia suvaržymo sąlygos; d_{sek_apat} – sekiklio apatinio koto skersmuo; l'_{sek_apat} – sekiklio apatinės dalies ilgis nuo AS vidurio plokštumos iki spyruoklės su pradine deformacija viršutinės plokštumos, kuris yra lygus 54 mm;

4.7. Kumštelio veleno stiprumo patikrinimas

Kumštelio veleno skersmuo yra pasirinktas lygiu 16 mm. Velenas su kumšteliu bus fiksuojami apvalaus profilio spinduliniu pleištu, kuris kirs veleną dviejose vietose. Pleišto medžiaga bus vidutinio anglingumo plienas C45. Tangentinė pleišto kirpimo jėga bus lygi 8,21 kN (4.7.1 form.). Tuomet pleišto dviejų skerspjūvių plotas turi būti ne mažesnis nei 32,8 mm² (4.7.2 form.). Atsižvelgiant į tai, minimalus pleišto skersmuo būtų lygus 4,6 mm (4.7.3 form.). Pleišto skersmuo yra pasirinktas lygiu 5 mm.

$$F_{tg} = 2T_{AS_max} / d_{kum_vel}, \quad (4.7.1)$$

$$S_{skr_sum} = F_{tg} / \tau_{max}, \quad (4.7.2)$$

$$d_{kum_v_pl_min} = \sqrt{2S_{skrs_um} / \pi}, \quad (4.7.3)$$

čia d_{kum_vel} – kumštelio veleno skersmuo.

Nustatant kumštelio veleno stiprumą, bus laikoma, kad maksimalus sukimo momentas ir maksimali skersinė jėga veiks tuo pačiu metu, nors iš tikrųjų taip nėra. Kumštelio veleno su kiauryme stiprumas bus laikomas pakankamu, jei šio veleno be kiaurymės stiprumo atsargos koeficientas bus ne mažesnis už standartinę vertę, kuri yra lygi 1,5. Pleišto ir veleno skersmenų santykis yra gana mažas, tad bus laikoma, kad pasirinkto atsargos koeficiento vertė yra pakankama.

Atstumas tarp kumštelio veleno guolių vidurinių plokštumų buvo pasirinktas lygiu 42 mm. Maksimalus veleno lenkimo momentas veiks minėtos zonos vidurio skerspjūvyje. Veleno lenkimo momentas toje vietoje bus lygus 78,0 Nm (4.7.4 form.). Kumštelio veleno ašinis atsparumo momentas yra lygus 0,4·10⁶ m³ (pakeista 4.6.3 form.). Tuomet maksimalūs veleno normaliniai įtempiai yra lygūs 195,0 MPa (red. 4.6.4 form.). Kumštelio veleno polinis atsparumo momentas

(4.7.5 form. [21]) yra lygus $0,8 \cdot 10^6 \text{ m}^3$. Veleno maksimalūs tangentiniai įtempiai, įvertinus sukimo sąlygą, yra lygūs 82,0 MPa (4.7.6 form. [21]). Veleno kylantys tangentiniai įtempiai, įvertinus kirpimo sąlygą, yra lygūs 18,5 MPa (4.7.7 form.). Kumštelio veleno maksimalūs ekvivalentiniai įtempiai yra lygūs 280,0 MPa (4.7.8 form. [21]).

$$M_{kum_v} = F_{kumst_vel_guol} \cdot l_{tarp_guol} / 2, \quad (4.7.4)$$

$$W_{kum_v_pol} = \frac{\pi d_{kum_vel}^3}{16}, \quad (4.7.5)$$

$$\tau_{suk} = T_{AS_max} / W_{kum_v_pol}, \quad (4.7.6)$$

$$\tau_{kirp} = 2F_{AS_max} / (\pi d_{kum_v}^2), \quad (4.7.7)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_{lenk}^2 + 4(\tau_{suk} + \tau_{kirp})^2}, \quad (4.7.8)$$

čia l_{tarp_guol} – atstumas tarp kumštelio veleno guolių vidurio plokštumų; σ_{lenk} – maksimalūs kumštelio veleno normaliniai įtempiai, įvertinus lenkimo sąlygą.

Kumštelio veleno be spindulinės kiaurymės atsargos koeficientas yra lygus 1,79 (4.2.2 form.), tad jo su spinduline kiauryme stiprumas yra laikomas pakankamu.

4.8. Skyriaus išvados

1. Labai padidėja tobulinamo variklio AV sukimo momentas išsiplėtimo takto pradžioje, kai AV yra pasisukęs 70° nuo VMT. Atsižvelgiant į tai, AV kakliuko, prie kurio bus montuojama žvaigždė, skersmuo turi būti padidintas, jog tenkintų stiprumo sukimui sąlygą.
2. Siekiant sumažinti sekiklio inercijos nuostolių galią, buvo pasirinkta jo detales gaminti iš aliuminio lydinio 6082-T6, kuris pasižymi dideliais takumo ribos įtempiais ir mažu tankiu.
3. Siekiant maksimaliai sumažinti POCV nuostolių galią, slydimo trinties poros, kur galima, buvo pakeistos riedėjimo trinties poromis. Pasirinktų guolių matmenys ir jų atsargos koeficientai yra maži, siekiant sumažinti variklio gabaritinius matmenis.

5. EKSPERIMENTINĖ ANALIZĖ IR JOS REZULTATAI

5.1. POCV ekonomiško ir išorinės charakteristikos nustatymas

POCV ekonomiškas gali būti nustatytas, naudojantis elektros generatoriumi, kuris būtų prijungtas prie vandens kaitinimo ritės. POCV sunaudotas energijos kiekis būtų nustatytas, išmatavus sunaudotą benzino kiekį ir padaugintas jį iš benzino degimo šilumos koeficiento. Atliktas naudingas darbas būtų lygus energijos kiekiui, kuris buvo sunaudotas vandeniui šildyti. Reikia neužmiršti įvertinti elektros generatoriaus ir kaitinimo ritės ENK verčių. Vykdamas tiriamąją dalį, projektuojamo variklio AV sukimosi dažnis būtų palaikomas gana pastovus ir nustatomas pagal elektros generatoriaus indukuojamą įtampą, remiantis jo įtampos-dažnio charakteristika. Nustačius POCV atlikto naudingo darbo vertę ir vidutinį AV sukimosi dažnį, būtų galima apskaičiuoti jo vidutinį sukimo momentą, žinant eksperimento trukmę. Atlikus keletą tokių eksperimentų, būtų galima nustatyti POCV išorinę charakteristiką. VDV išorinė charakteristika yra AV sukimo momento priklausomybė nuo jo sukimosi dažnio.

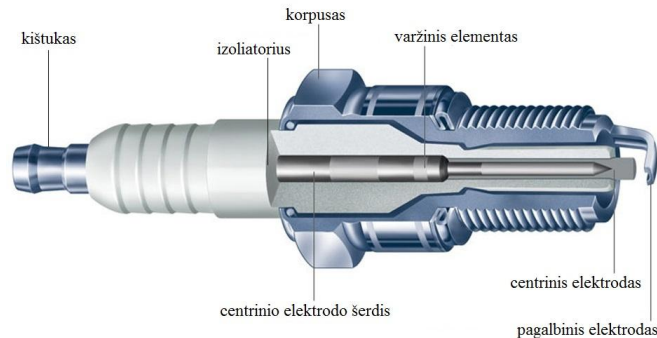
5.2. Tinkamiausios uždegimo žvakės modifikacijos nustatymas

Įprastą VDV uždegimo žvakę sudaro keturi pagrindiniai elementai (5.2.1 pav.): kištukas, centrinis elektrodas, keraminis izoliatorius ir korpusas, kuris yra sujungtas su liežuvėliu (pagalbinis elektrodas). Ji yra netinkama naudoti POCV, nes bendras žalingas oro tūris yra apytiksliai lygus 0,72 ml. Jį sudaro oro tūriai, kurie yra srieginio kakliuko viduje ir prie liežuvėlio. Pastarąjį oro tūrį riboja kakliuko ir pagalbinio elektrodo galinės plokštumos. Slankiojant stūmokliams, žvakę projektuojamo variklio darbo kameroje bus tai atidengta, tai uždengta. Įprastos žvakės žalingas tūris sudaro 51 % POCV minimalaus darbo kameros tūrio. Gauta vertė nulemtų POCV maksimalaus suspaudimo laipsnio vertės sumažėjimą maždaug 1,5 karto, o tai yra netoleruotina, nes labai sumažės POCV ekonomiškas.

Modifikuotos uždegimo žvakės buvo bandomos gamintojo *Meeec* dvitakčiame variklyje, kurio darbinis tūris yra 25,4 ml. Modifikuotos žvakės veikimo efektyvumas buvo vertinamas, nustatant laikotarpį, per kurį variklio AV sukimosi dažnis pakinta nuo 1000 iki 7000 aps./min. Tyrimo metu buvo naudoti tachometras ir chronometras. Rekomenduojamas uždegimo žvakės tarpelis turi būti ne mažesnis nei 0,4 mm ir ne didesnis nei 0,8 mm [60].

Norint sumažinti uždegimo žvakės žalingą tūrį, liežuvėlis turi būti pašalintas. Jis bus pakeistas specialia įvare.

Mažiausią žalingą žvakės tūrį galėtų užtikrinti aklina įvorė. Pagalbinis žvakės elektrodas būtų galinė įvorės sienelė. Sienelės centro storis turėtų būti kuo mažesnis, siekiant padidinti tos zonos elektrinę varžą. Elektros išlydžio metu sienelės centro temperatūra labai padidėtų ir uždegtų suspaustą degųjų mišinį. Sienelės storis negali būti labai mažas, nes jį veiks dujų slėgis bei elektrinė erozija. Aprašytą uždegimo žvakę buvo pasirinkta vadinti impulsine pakaitinimo žvake.



5.2.1 pav. Įprastos VDV uždegimo žvakės dalinis pjūvis [43]

Uždegimo žvakę galima modifikuoti taip, kad ji generuotų spindulinės krypties elektros išlydžius. Tuomet srieginio kakliuko ir centrinio elektrodo galines plokštumas būtina sutaptinti, įpresuojant įvorę. Paprasčiausia yra išgauti pastovaus storio žiedo formos angą tarp centrinio elektrodo ir įvorės kakliuko. Remiantis tuo, būtų generuojamas didelis kiekis elektrinių išlydžių tuo pačiu metu, kurie būtų mažos galios ir neefektyvūs. Atsižvelgiant į tai, žvakę galima modifikuoti taip, kad būtų generuojamas tik vienas spindulinės krypties elektros išlydis. Tuomet reikiamo dydžio tarpelį reikėtų suformuoti mažo kampo žiedinėje dalyje.



5.2.2 Efektyviausios modifikuotos uždegimo žvakės komponentai

Bandant impulsinę pakaitinimo ir spindulinio elektros išlydžio žvakes, VDV užvesti nepavyko, tad jų konstrukcijos yra netinkamos. Atsižvelgus į pastarųjų uždegimo žvakių numanomas kritines klaidas, buvo nuspręsta grįžti prie ašinės krypties elektros išlydžio bei sujungti

išlydžio ir darbo kameras (5.2.2 pav.). Pastarosios koncepcijos uždegimo žvakė veikė gana gerai. Didinant kamerų sujungimo kanalų, esančių galinėje įvorės sienelėje, bendrą skerspjūvio plotą, tikriausiai, didėtų jos veikimo efektyvumas, tačiau didėtų ir žalingas tūris. Atsižvelgiant į tai, buvo bandyta ir pasirinkta naudoti du simetriškai išdėstytus jungimo kanalus, kurių skersmenys yra po 2,5 mm, o atstumas tarp ašių – 4,5 mm.

Centrinio elektrodo skersmuo yra lygus 2,4 mm. Įvorės galinės sienelės mažiausias segmento plotis, skirtas elektrodui uždengti, bus 2 mm. Pastarojo dydžio vertė bus laikoma pakankama, nes įprastos uždegimo žvakės kartais turi panašių defektų, kurie yra mažai svarbūs. Naudojantis pastarąja modifikuota uždegimo žvake, žalingą tūrį galima sumažinti maždaug iki 0,07 ml, kuris sudarys tik 5 % POCV minimalaus darbo kameros tūrio.

5.3. Rotorinio vožtuvo eksperimentinio modelio struktūrinė schema ir charakteristikos

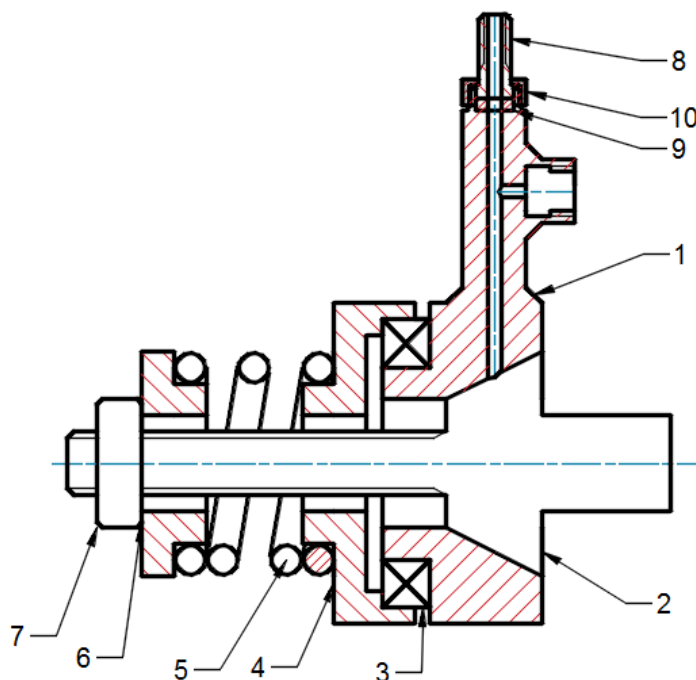
SKVDV dažniausiai yra naudojamas slankiojantis vožtuvas, kuris kerta darbo kameros paviršių. Tai dar galima pavadinti skverbimusi į darbo kamerą. Vožtuvai POCV yra būtini, tačiau slankiojantis-įsiskverbiantis vožtuvas yra netinkamas naudoti. POCV vožtuvo mechanizmo išėjimo grandis turės funkcionuoti kolektoriuje ir užtikrinti kuo mažesnę darbo kameros žalingą tūrį, kai vožtuvas yra uždarytas. Tai gali būti atlikta, naudojant slenkamo arba sukamo tipų vožtuvus.

Rotorinis vožtuvas VDV yra beveik nenaudojamas, nes nulemia trinties nuostolių galios padidėjimą. Atsižvelgiant į tai, duomenų apie VDV rotorinį vožtuvą yra mažai ir jie yra mažai informatyvūs [52]. Nepaisant to, POCV bus naudojamas pastarasis vožtuvas, nes jo junginio konstrukcija yra žymiai paprastesnė bei mažesnių gabaritinių matmenų. Rotorinio vožtuvo išdilimui kompensuoti bei sandarinimo savybėms pagerinti buvo pasirinkta naudoti kūgio formos kontaktinius paviršius.

Rotorinio vožtuvo sandarinimo savybes turėtų nulemti kontaktinių paviršių šiurkštumas, tepimo medžiaga, slydimo greitis ir vidutiniai kontaktiniai įtempiai. Kontaktiniai paviršiai bus tiksliai nutekinti, o po to pritrinti abrazyvinėmis pastomis. Baigiamoji pritrinimo operacija bus atlikta, naudojant poliravimo pastą. Tepimas tarp kontaktinių paviršių yra svarbus, nes galima sumažinti dilimo greitį, užsikirtimo tikimybę, slydimo trinties nuostolių galią bei pagerinti sandarinimo savybes. Sąlyčio zonos temperatūra bus gana aukšta. Siekiant sumažinti tepimo medžiagos nutekėjimo greitį, bus naudojamas didelės klampos Solidolo G 3 tepalas [30].

Rotorinio vožtuvo eksperimentinį modelį (5.3.1 pav.) sudaro vožtuvas (nr. 2), jo korpusas (nr. 1), rutulinis spindulinis guolis (nr. 3), atraminis dangtelis (nr. 4), spyruoklė (nr. 5), įveržimo dangtelis (nr. 6), veržlė (nr. 7), vienkryptis vožtuvas (nr. 8), kietos gumos tarpinė (nr. 9), veržlė-

dangtelis (nr. 10). Anga su vidiniu sriegiu, esanti vožtuvo korpuso kakliuke, yra skirta monometruui montuoti.

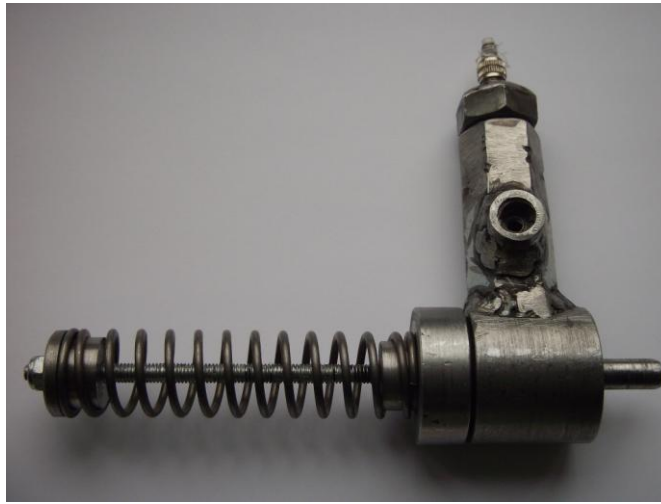


5.3.1 pav. Rotorinio vožtuvo eksperimentinio modelio struktūrinė schema

Projektuojant rotorinį vožtuvą, kūgio vidurinės plokštumos skersmuo buvo pasirinktas lygiu 22 mm. Pastarasis dydis eksperimentiniame vožtuvo modelyje buvo lygus 14 mm, o maksimalus sukimosi dažnis – 3000 aps./min. Atsižvelgiant į tai, projektuojamo variklio ir eksperimentinio vožtuvų vidutiniai slydimo greičiai yra panašūs (5.3.1 form.). Pirmojo suspaudimo takto pabaigoje ir įsiurbimo vožtuvo atidengimo metu, vykstant išsiplėtimo taktui, dujų slėgiai bus apytiksliai lygūs 10 barų (2.3.2 form.).

$$v_{vozt_slyd} = \frac{\pi d_{kug_vid} \cdot n_{suk}}{60}, \quad (5.3.1)$$

čia n_{suk} – vožtuvo sukimosi dažnis (aps./min).



5.3.2 pav. Rotorinio vožtuvo eksperimentinio modelio konstrukcija

Atlikus bandymą su rotorinio vožtuvo eksperimentiniu modeliu (5.3.2 pav.), buvo nustatyta, kad mažiausias kūginių paviršių kontaktinis slėgis yra lygus 0,2 MPa (3.5.2-3.5.4 form.), norint išlaikyti 10 barų dujų slėgį.

Eksperimentinio modelio kūgio kampas buvo 4°. Pastarojo modelio korpusas ir vožtuvas buvo pagaminti iš konstrukcinio plieno. Surinkimo metu ir po pritrynimo operacijų buvo pastebėtos didelės vožtuvo ašinio pozicionavimo paklaidos. Kontaktiniai paviršiai buvo mažo kietumo ir neatsparūs pjovimui, tad pasiekti aukšto jų paviršiaus glotnumo nepavyko. Bandymų metu vožtuvas buvo kelis kartus užstrigęs, nors kontaktiniai paviršiai buvo tepami. Siekiant išvengti tokių pasekmių, vožtuvą ir jo korpusą būtina gaminti iš kietų medžiagų bei padidinti kūgio viršūnės kampą.

5.4. Skyriaus išvados

1. Pasirinktos modifikuotos uždegimo žvakės veikimo efektyvumas yra geras.
2. Reikėtų pagaminti ir išbandyti kokybiškesnį rotorinio vožtuvo eksperimentinį modelį. Medžiagos, iš kurių bus gaminami vožtuvas ir jo korpusas POCV ir eksperimentiniam modeliui, turi sutapti ir būti didelio kietumo, siekiant kokybiškai pritrinti sąlyčio kūginius paviršius. Eksperimentinio modelio korpuso kakliuko kanalo skersmuo turi būti to paties dydžio kaip ir POCV kolektorių skersmuo.
3. Siekiant maksimaliai padidinti vidaus degimo variklio ENK, rotorinį vožtuvą reikėtų pakeisti slankiojančiu vožtuvu.

IŠVADOS

1. POCV su karbiuratoriumi teorinis suspaudimo laipsnis yra lygus 12. Suspaudimo laipsnio praktinė vertė yra lygi 10,1, įvertinus žalingų tūrių įtaką.
2. Išsiplėtimo takto trukmė yra apytiksliai lygi 110° POCV alkūninio veleno (AV) posūkio kampo. Projektuojamo variklio praktinis darbinis tūris yra apytiksliai lygus 14 cm^3 .
3. Nominalus POCV alkūninio veleno sukimosi dažnis yra lygus 2500 aps./min, o mažiausias vidutinis – 800 aps./min. Didesnis projektuojamo variklio AV sukimosi dažnis yra sunkiai pasiekiamas, nes kumštelinio mechanizmo sekiklio junginys yra sunkus ir generuos didelę inercijos nuostolių galią.
4. Standartinė vidaus degimo variklio ENK apskaičiavimo metodika buvo papildyta kompresiniu ir mechaniniu-kompleksiniu NK ir jų nustatymo būdais.
5. Teorinė projektuojamo variklio ENK vertė, esant nominaliam AV sukimosi dažniui, gali svyruoti nuo 0,20 iki 0,38. Atsižvelgiant į tai, maksimali POCV išvystoma galia gali svyruoti nuo 146,3 iki 278,0 W.
6. Teorinė projektuojamo variklio ENK vertė, esant mažiausiam AV sukimosi dažniui, gali siekti net 0,48. POCV su karbiuratoriumi maksimalus ENK gali būti didesnis beveik 2 kartus, lyginant su standartinės konstrukcijos VDV su karbiuratoriumi.
7. Buvo nustatyta efektyviausiai veikiančios, modifikuotos uždegimo žvakės konstrukcija. Atlikus bandymą su rotorinio vožtuvo eksperimentiniu modeliu, buvo nustatyta, kad mažiausias kūginių paviršių kontaktinis slėgis yra apytiksliai lygus 0,2 MPa, norint išlaikyti 10 barų dujų slėgį.
8. POCV yra mažo galios ir masės santykio. Jis gali būti padidintas beveik 2 kartus, jei POCV darbo ciklo trukmė bus sutrumpinta iki 360° AV posūkio kampo bei bus įmontuota turbina ir tiesioginio kuro įpurškimo sistema.

LITERATŪROS SĄRAŠAS

1. *Achates power. Our formula* [interaktyvus]. Prieiga per: www.achatespower.com/our-formula/opposed-piston/ [žiūrėta 2016-02-02].
2. *Aircraft materials* [interaktyvus]. Prieiga per: <http://www.aircraftmaterials.com/data/aluminium/6082.html> [žiūrėta 2016-02-24].
3. ARABACI E., ICINGUR Y., SOLMAZ H., UYUMAZ A., YILMAZ E. Experimental investigation of the effects of direct water injection parameters on engine performance in a six stroke engine. *Energy conversion and management journal*, 2015-07-01. DOI: 10.1016/j.enconman.2015.03.045
4. BADESCU V. Optimal piston motion for maximum net output work of Daniel cam engines with low heat rejection. *Energy conversion and management journal*, 2015-09. DOI: 10.1016/j.enconman.2015.05.020
5. *Brake specific fuel consumption* [interaktyvus]. Nuoroda: https://en.wikipedia.org/wiki/Brake_specific_fuel_consumption [žiūrėta 2016-02-03].
6. BUTKUS A. *Vidaus degimo varikliai*. Vilnius: Technika, 2007
7. BUTKUS A. *Vidaus degimo variklių projektavimo pagrindai*. Vilnius: Technika, 2009
8. *Cars-data. Citroen C4 coupe 1.6 Vti Image 2008 – 2010* [interaktyvus]. Prieiga per: <http://www.cars-data.com/en/citroen-c4-coupe-1.6-vti-image-specs/9826> [žiūrėta 2016-02-11].
9. *Cars-data. Volkswagen Golf 1.6 TDI 110hp BlueMotion Edition 2014 – 2015* [interaktyvus]. Prieiga per: www.cars-data.com/en/volkswagen-golf-1.6-tdi-110hp-bluemotion-edition-specs/62105 [žiūrėta 2016-02-01].
10. *Cars-data. Volkswagen Golf 1.4 TSI 150hp ACT Highline 2014 – 2016* [interaktyvus]. Prieiga per: <http://www.cars-data.com/en/volkswagen-golf-1.4-tsi-150hp-act-highline-specs/65359> [žiūrėta 2016-02-01].
11. CHEN H., PAN C. Y., XU X. J., DENG H., HAN C. Analysis on structural characteristics of rotors in twin-rotor cylinder-embedded piston engine. *Central South University journal*, 2013-12. DOI: 10.1007/s11771-014-2175-1
12. *Colis* [interaktyvus]. Prieiga per: <https://lt.wikipedia.org/wiki/Colis> [žiūrėta 2016-02-23].
13. *Compressed Air Pressure Drop in Pipes Lines* [interaktyvus]. Prieiga per: http://www.engineeringtoolbox.com/pressure-drop-compressed-air-pipes-d_852.html [žiūrėta 2016-02-15].
14. CONKLIN J. C., SZYBIST J. P. A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery. *Energy journal*, 2010. DOI: 10.1016/j.energy.2009.12.012
15. *Conversion of Measurement Units* [interaktyvus]. Prieiga per: <http://www.convertunits.com/from/lbs/to/newtons> [žiūrėta 2016-02-23].
16. DAUNYS M. *Ciklinis stiprumas ir ilgaamžiškumas*. Kaunas: Technologija, 2005

17. DENG H., PAN C. Y., XU X. J., ZHANG X. Mathematical modeling and analysis of gas torque in twin-rotor piston engine. Central South University journal, 2013-12. DOI: 10.1007/s11771-013-1879-y
18. *Diesel fuel*. Prieiga per: https://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_fuel [žiūrėta 2016-02-01].
19. *Duke engines pure power. Frequently asked question*. Prieiga per: <http://www.dukeengines.com/technology/faq/#advantages> [žiūrėta 2015-02-18].
20. *Duke engines pure power. More about the Duke*. Prieiga per: <http://www.dukeengines.com/technology/more-about-the-duke-engine> [žiūrėta 2015-02-18].
21. DULEVIČIUS J., EIDUKYNAS V., LIUTKEVIČIUS M., NAGINEVIČIENĖ L., PALIONIS A., PILKAUSKAS K., ŽIEDELIS S., ŽILIUKAS P. Mašinų elementai. Skaičiavimas ir konstravimas. Kaunas: Technologija, 2000
22. *Engine efficiency*. Prieiga per: http://en.wikipedia.org/wiki/Engine_efficiency#Gasoline_.28petrol.29_engines [žiūrėta 2015-03-19].
23. *European Steel and Alloy Grades / Numbers*. Prieiga per: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=152 [žiūrėta 2016-02-24].
24. *Four stroke engine*. Prieiga per: http://en.wikipedia.org/wiki/Four-stroke_engine [žiūrėta 2015-04-12].
25. *Friction and coefficients of friction*. Prieiga per: http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html [žiūrėta 2015-02-26].
26. *Full complement drawn cup needle bearings*. Prieiga per: <http://www.hartfordtechnologies.com/PDFs/FICmpNdl.pdf> [žiūrėta 2016-02-24].
27. *GA16DE*. Prieiga per: <https://en.wikipedia.org/wiki/GA16DE> [žiūrėta 2016-02-10].
28. *Gasoline*. Prieiga per: <https://en.wikipedia.org/wiki/Gasoline> [žiūrėta 2016-02-13].
29. GENTA G., MORELLO L., CAVALLINO F., FILTRI L. The motor car. Past, Present and Future. Book of mechanical engineering series, 2004
30. *Grease Solidol G 3*. Prieiga per: <http://agrinol.ua/en/catalog/smazki/grease-agrinol-solidol-g-3/> [žiūrėta 2016-03-03].
31. HANIPAK M. R., MIKALSEN R., ROSKILLY A. P. Recent commercial free piston engine developments for automotive applications. Applied thermal engineering journal, 2015-01-22. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2014.09.039
32. *How two-stroke engines work. Disadvantages of the two-stroke*. Prieiga per: <http://science.howstuffworks.com/transport/engines-equipment/two-stroke6> [žiūrėta 2016-02-02].
33. YEOMANS R. *Older small block issues. Nissan GA16DE exhaust valve specifications* [paskelbta 2013-01-02]. Prieiga per: http://www.thisoldtractor.com/moto_guzzi_small_blocks_older_small_block_issues_.html [žiūrėta 2016-02-10].

34. *Ilmor engineering*. Prieiga per: <http://www.ilmor.co.uk/capabilities/5-stroke-engine> [žiūrėta 2016-02-03].
35. JIA B., ZUO Z., TIAN G., FENG H., ROSKILLY A. P. Development and validation of a free piston engine generator numerical model. *Energy conversion and Management journal*, 2015-02. DOI:10.1016/j.enconman.2014.11.054
36. JURKAUSKAS A. *Transporto priemonių varikliai*. Kaunas: Technologija, 2005
37. KEROMNES A., DELAPORTE B., SCHMITZ G., MOGNE L. LE Development and validation of a 5 stroke engine for range extenders and application. *Energy conversion and management journal*, 2014. DOI:10.1016/j.enconman.2014.03.025
38. KIAUŠINIENĖ G., BUIVINIENĖ G., IVAŠKEVIČIENĖ L., STULPINAS B., PETROŠEVIČIŪTĖ O. *Bendroji chemija*. Vilnius: Mintis, 1974
39. KILIENĖ S., ŽIAUKIENĖ S. *Matematikos formulių rinkinys moksleiviams ir studentams*. Kaunas: Naujasis lankas, 2008
40. LEONIDAS S., BARADOKAS P., MICHNEVIČ E. *Teorinės mechanikos pagrindai*. Vilnius: Technika, 2011
41. LIU C. M., YOU J. J., SUNG C. K., HUANG C. Y. Modified intake and exhaust system for piston type compressed air engines. *Energy journal*, 2015-11. DOI:10.1016/j.energy.2015.07.085
42. *Martin Sprocket & Gear 41B12*. Prieiga per: <https://www.motionindustries.com/productDetail.jsp?sku=00164131> [žiūrėta 2016-02-22].
43. *Mechanical engineering. Spark plug section*. Nuoroda: <http://mechanical-engg.com/forum/gallery/image/747-spark-plug-section/> [žiūrėta 2016-03-01].
44. MIKALSEN R., ROSKILLY A. P. A review of free-piston engine history and applications. *Applied thermal engineering journal*, 2007-03-15. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2007.03.015
45. MOCKUS V. *Fizikos žinynas moksleiviams*. Šiauliai, 2002
46. NAIK S., JOHNSON D., KOSZEWNİK J., FROMM L., REDON F., REGNER H., FUQUA K. Practical applications of opposed-piston engine technology to reduce fuel consumption and emissions. *SAE international journal*, 2013-11-27. DOI:10.4271/2013-01-2754
47. NAIK S., REDON F., REGNER G., KOSZEWNİK J. Opposed-piston 2-stroke multicylinder engine dynamometer demonstration. *SAE Technical paper*, 2015. DOI:10.4271/2015-26-0038
48. NAUJOKAITIS S., POCIUS Z., KUMPIKAS A., TOLOČKA R. *Mechanizmų ir mašinų teorija*. Vilnius: Mokslo ir enciklopedijų leidykla, 1994,
49. *Nissan Sunny 1.6 LX 1991 – 1993*. Prieiga per: <http://www.cars-data.com/en/nissan-sunny-1.6-lx-specs/28204> [žiūrėta 2016-02-10].

50. *Opposed-piston engine*. Prieiga per: https://en.wikipedia.org/wiki/Opposed_piston_engine [žiūrėta 2016-02-02].
51. *Oras*. Prieiga per: <https://lt.wikipedia.org/wiki/Oras> [žiūrėta 2016-02-13].
52. PALMISANO R., H. D. NG* Design analysis and comparison between standard and rotary parting systems for IC engine. *Automotive Technology journal*, 2012. DOI:10.1007/s12239-012-0015-6
53. PRIYESH R., SANGRAM R. Analysis and simulation of Wiseman hypocycloid engine. *Cogent engineering journal*, 2014-11. DOI:10.1080/23311916.2014.988402
54. REGNER G., KOSZEWNIK J., VENUGOPAL R. Optimizing combustion in an opposed-piston two stroke diesel engine. Prieiga per: http://achatespower.com/wp-content/uploads/2015/04/optimizing_combustion_in_an_op2s.pdf [žiūrėta 2016-03-01].
55. *Resonance*. Prieiga per: <http://www.vinayakgarg.com/resonance/> [žiūrėta 2016-02-29].
56. ROSE S. W., YANG D. C. H. Wide and multiple apex seals for the rotary engine. *Mechanism and machine theory journal*, 2014-04. DOI:10.1016/j.mechmachtheory.2013.12.011
57. *Six stroke engine*. Prieiga per: https://en.wikipedia.org/wiki/Six-stroke_engine [žiūrėta 2016-02-03].
58. *SKF drawn cup needle roller bearings parameters*. Prieiga per: <http://www.skf.com/binary/56-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf> [žiūrėta 2016-02-24].
59. *SKF single row, deep groove ball bearings parameters*. Prieiga per: <http://www.skf.com/pk/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?highlightid=619%2F6> [žiūrėta 2016-02-24].
60. *Spark plug gap settings*. Prieiga per: <http://www.gsparkplug.com/shop/spark-plug-gap-settings/> [žiūrėta 2016-03-02].
61. *Standart stock springs catalogue*. Prieiga per: http://www.lesjoforsab.com/teknisk-information/standard_stock_springs_catalogue_13_-_english_id1107.pdf [žiūrėta 2016-02-12].
62. *Timing Belt Pulleys for Small Transmission Applications*. Prieiga per: <http://www.sdp-si.com/products/Timing-Belt-Pulleys/index.php> [žiūrėta 2016-02-22].
63. *Timken Drives LLC 41 RIV PRC ROLLER CHAIN*. Prieiga per: <https://www.motionindustries.com/productDetail.jsp?sku=02421828> [žiūrėta 2016-02-22].
64. TSCHÖHE H., MOLLENHAUER K. *Handbook of diesel engines*. Springer, 2010
65. *Tsubaki sprocket catalog*. Prieiga per: http://www.ustsubaki.com/pdf/110916_sprocket_catalog.pdf [žiūrėta 2016-02-22].
66. *Wankel engine*. Prieiga per: http://en.wikipedia.org/wiki/Wankel_engine [žiūrėta 2015-02-18].
67. *Water Vapor - Specific Heat*. Prieiga per: http://www.engineeringtoolbox.com/water-vapor-d_979.html [žiūrėta 2016-03-02].
68. *Why is the maximum valve lift in engines generally limited to 32% of cylinder bore (diameter)?*. Prieiga per: <https://www.quora.com/Why-is-the-maximum-valve-lift-in-engines-generally-limited-to-12-of-cylinder-bore-diameter> [žiūrėta 2016-02-10].

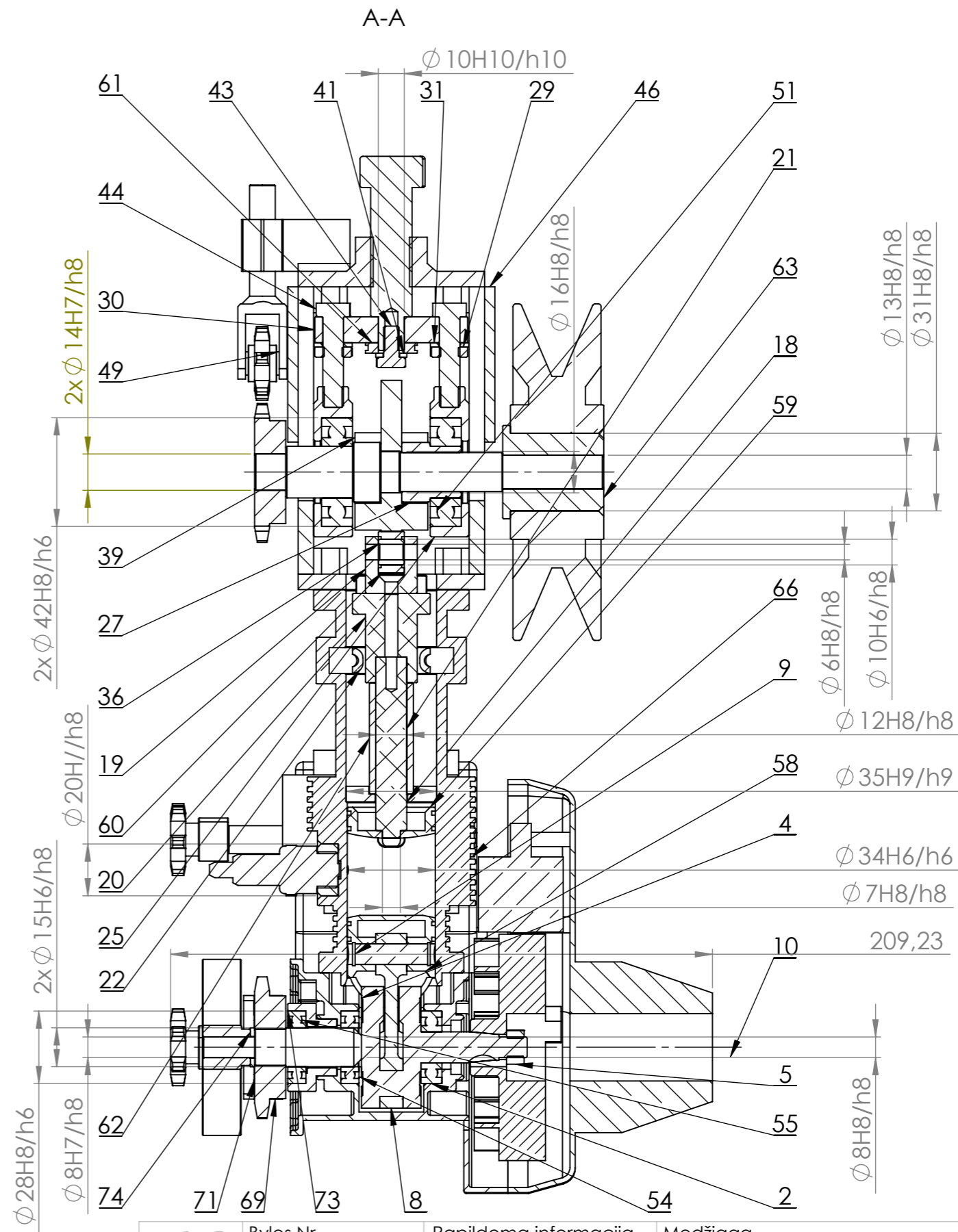
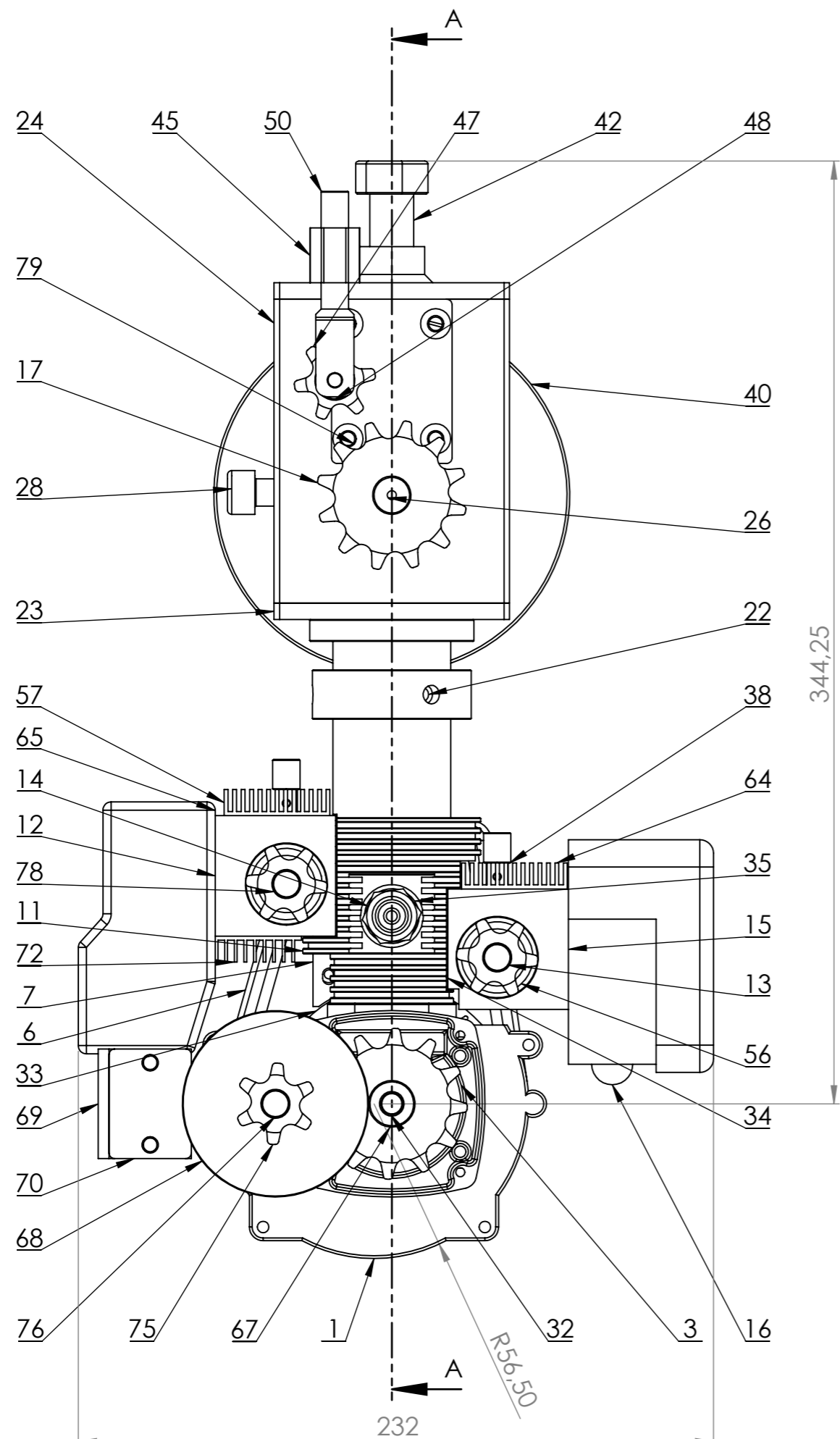
SPECIFIKACIJA

Formatas	Zona	Pozicija	Žymėjimas	Pavadinimas	Kiekis	Pastaba	
				<u>Dokumentacija</u>			
A3			TIK.K.AA.00.00.000 SB	Surinkimo brėžinys			
				<u>Detalės</u>			
A4	3		TIK.K.AA.00.00.003	Alkūninio veleno korpuso 2 dalis	1		
A4	4		TIK.K.AA.00.00.004	Alkūninis velenas	1		
A4	6		TIK.K.AA.00.00.006	Sankabos korpusas	1		
A4	11		TIK.K.AA.00.00.011	Cilindras	1		
A4	12		TIK.K.AA.00.00.012	Išmetimo vožtuvo korpusas	1		
A4	13		TIK.K.AA.00.00.013	Rotorinis vožtuvas	2		
A4	14		TIK.K.AA.00.00.014	Uždegimo žvakė	1		
A4	15		TIK.K.AA.00.00.015	Įsiurbimo vožtuvo korpusas	1		
A4	17		TIK.K.AA.00.00.017	41B12 žvaigždė	2		
A4	18		TIK.K.AA.00.00.018	Sekiklio spyruoklės atraminis žiedas	1		
A4	19		TIK.K.AA.00.00.019	Sekiklio ausis	1		
A4	20		TIK.K.AA.00.00.020	Viršutinė sekiklio dalis	1		
A4	21		TIK.K.AA.00.00.021	Apatinė sekiklio dalis	1		
A4	22		TIK.K.AA.00.00.022	Kreipiančiojo mechanizmo ausis	3		
A4	23		TIK.K.AA.00.00.023	Kumštelinio mechanizmo pagrindo plokštė	1		
A4	24		TIK.K.AA.00.00.024	Kumštelinio mechanizmo korpusas	1		
A4	25		TIK.K.AA.00.00.025	Kumštelio veleno guolykla	2		
A4	26		TIK.K.AA.00.00.026	Kumštelio velenas	1		
A4	27		TIK.K.AA.00.00.027	Kumštelio veleno įvorė	1		
A4	30		TIK.K.AA.00.00.030	Kumštelinio mechanizmo laikiklis	1		
A4	32		TIK.K.AA.00.00.032	Alkūninio veleno jungtis	1		
A4	33		TIK.K.AA.00.00.033	Ventiliatorius-induktorius	1		
A4	34		TIK.K.AA.00.00.034	Vožtuvo korpuso tarpinė	2		
A4	35		TIK.K.AA.00.00.035	Uždegimo žvakės įvorė	1		
A4	36		TIK.K.AA.00.00.036	Sekiklio ausies įvorė	1		
A4	38		TIK.K.AA.00.00.038	Tepalo rezervuaras	2		
P.	Lap	Dokum. Nr.	Parašas	Data			
Student.							
Vadovas		R. Dundulis					
Konsul.							
TIK.K.AA.00.00.000							
Modifikuotas vidaus degimo variklis					Litera	Lapas	Lapų
						1	4
degimo variklis					<i>KTU, MA-</i>		

Formatas	Zona	Pozicija	Žymėjimas	Pavadinimas	Kiekis	Pastaba		
A4		39	TIK.K.AA.00.00.039	Kumštelis	1			
A4		40	TIK.K.AA.00.00.040	Smagratis	1			
A4		42	TIK.K.AA.00.00.042	Modifikuotas varžtas M16x65	1			
A4		45	TIK.K.AA.00.00.045	Kumštelinio mechanizmo viršutinė plokštė	1			
A4		46	TIK.K.AA.00.00.046	Kumštelinio mechanizmo korpuso dangtelis 1	1			
A4		47	TIK.K.AA.00.00.047	41B6 žvaigždė įtempimui	1			
A4		50	TIK.K.AA.00.00.050	Grandinės įveržiklis	1			
A4		54	TIK.K.AA.00.00.054	Alkūninio veleno tarpinė	1			
A4		57	TIK.K.AA.00.00.057	Išmetimo korpuso radiatorius 1	1			
A4		58	TIK.K.AA.00.00.058	Pagrindinis stūmoklis	1			
A4		59	TIK.K.AA.00.00.059	Pagalbinis stūmoklis	1			
A4		63	TIK.K.AA.00.00.063	Smagračio flančas	1			
A4		64	TIK.K.AA.00.00.064	Įsiurbimo korpuso radiatorius	1			
A4		66	TIK.K.AA.00.00.066	Veržlė M6-3	2			
A4		67	TIK.K.AA.00.00.067	M1 Z17 krumpliaratis	1			
A4		68	TIK.K.AA.00.00.068	M1 Z68 krumpliaratis	1			
A4		69	TIK.K.AA.00.00.069	Krumpliarachio tvirtinimas	1			
A4		70	TIK.K.AA.00.00.070	Krumpliarachio tvirtinimo dangtelis	1			
A4		71	TIK.K.AA.00.00.071	Krumpliarachio laikiklis	1			
A4		72	TIK.K.AA.00.00.072	Išmetimo korpuso radiatorius 2	1			
A4		73	TIK.K.AA.00.00.073	Alkūninio veleno guolykla	1			
A4		75	TIK.K.AA.00.00.075	41B6 žvaigždė jungiama su krumpliarachiu	1			
A4		76	TIK.K.AA.00.00.076	Krumpliarachio ašelė	1			
A4		78	TIK.K.AA.00.00.078	41B6 žvaigždė	2			
A4		79	TIK.K.AA.00.00.079	Kumštelinio mechanizmo korpuso dangtelis 2	1			
A4		83	TIK.K.AA.00.00.083	Modifikuotas varžtas ISO 4762 M8-25	3			
A4		84	TIK.K.AA.00.00.084	Modifikuotas varžtas ISO 4017 M6-12	4			
A4		91	TIK.K.AA.00.00.091	Pleištas kumšteliumi	1			
A4		92	TIK.K.AA.00.00.092	Pleištas veleniui	6			
A4		93	TIK.K.AA.00.00.093	Pleištas krumpliarachiu	1			
A4		94	TIK.K.AA.00.00.094	Ašelė kreipiančiojo mechanizmo ausiai	3			
A4		95	TIK.K.AA.00.00.095	Ašelė sekiklio ausiai	1			
A4		96	TIK.K.AA.00.00.096	Ašelė grandinės įveržikliui	1			
			TIK.K.AA.00.00.000					
P.	Lap	Dokum. Nr.	Parašas	Data				
Student.					Litera	Lapas	Lapų	
Vadovas	R. Dundulis						2	4
Konsul.					Modifikuotas vidaus degimo variklis			
					<i>KTU, MA-</i>			

Formatas	Zona	Pozicija	Žymėjimas	Pavadinimas	Kiekis	Pastaba
				<u>Standartiniai gaminiai</u>		
		1		Alkūninio veleno korpuso 1 dalis	1	
		2		Guolis ISO 15 RBB-1012	1	
		5		Veržlė ISO 8673 M8x1	1	
		7		Uždegimo ritė	1	
		8		Švaistiklis	1	
		9		Stūmoklio pirštas	1	
		10		Išėjimo velenas	1	
		16		Karbiuratorius	1	
		28		Varžtas ISO 4762 M10-35	2	
		29		Veržlė ISO 4032 M8	2	
		31		Spyruoklinė poveržlė DIN 128 A8	2	
		37		Guolis SKF HK 0509	3	
		41		Spyruoklinė poveržlė DIN 128 A6	1	
		43		Varžtas ISO 4017 M6-12	16	
		44		Varžtas ISO 4017 M8-35	2	
		48		Guolis SKF 691/5	2	
		49		Poveržlė ISO 7092 5	3	
		51		Guolis ISO 15 RBB-1020	2	
		52		Suspaudimo spyruoklė 9x2x20	2	
		53		Guolis ISO 15 RBB-289	2	
		55		Guolis ISO 15 RBB-1915	2	
		56		Guolis ISO 15 RBB-1917	2	
		60		Guolis FH-1010	1	
		61		Guolis ISO 104-701020	1	
		62		Suspaudimo spyruoklė 12x2,5x45	1	
		65		Duslintuvas	1	
		74		Poveržlė ISO 7092 8	1	
		77		Guolis ISO 15 RBB-1810	2	
		80		Varžtas ISO 4017 M4-8	4	
		81		Varžtas ISO 4766 M6-6	2	
		82		Varžtas ISO 4017 M6-16	3	
		85		Varžtas ISO 7046-1 M6-8	4	
		86		Varžtas ISO 7046-1 M5-40	1	
				TIK.K.AA.00.00.000		
P.	Lap	Dokum. Nr.	Parašas	Data		
Student.					Litera	Lapas
Vadovas	R. Dundulis					3
Konsul.						4
					Modifikuotas vidaus degimo variklis	
					<i>KTU, MA-</i>	

Formatas	Zona	Pozicija	Žymėjimas	Pavadinimas	Kiekis	Pastaba
		87		Varžtas ISO 7046-1 M5-50	4	
		88		Varžtas ISO 4762 M5-50	4	
		89		Varžtas ISO 4762 M5-16	12	
		90		Varžtas ISO 4762 M3-8	1	
		97		Veržlė ISO 10511 M16	1	
		98		Veržlė ISO 10511 M10	3	
		99		Veržlė ISO 10511 M6	2	
		100		Veržlė ISO 10511 M5	7	
		101		Spyruoklinė poveržlė DIN 128 A10	1	
		102		Veržlė ISO 4032 M10	2	
		103		Poveržlė ISO 10669-3-L	1	
		104		Poveržlė ISO 10669-4 -L	2	
		105		Veržlė ISO 10511 M8	3	
				TIK.K.AA.00.00.000		
P.	Lap	Dokum. Nr.	Parašas	Data		
Student.					Litera	Lapas
Vadovas	R. Dundulis					4
Konsul.						4
					Modifikuotas vidaus degimo variklis	
					<i>KTU, MA-</i>	



Nenurodytos matmenų, padėties ir formos nuokrypos pagal LST EN 22768-mK

Bylos Nr.	Papildoma informacija	Medžiaga	Mastelis 1:2
Atsakinga žinyba TIK	Konsultantas	Dokumento tipas Surinkimo brėžinys	Dokumento statusas Tvirtinamas
Savininkas KTU MDM-4/5	Rengė A. Augustaitis Tvirtino R. Dundulis	Antraštė Modifikuotas vidaus degimo variklis	TIK.K.AA.00.00.000
		Laida	Data 2016-03-23
		Kalba Lt	Lapas 1