EESTI MAAÜLIKOOL
Tehnikainstituut

Toomas Otsatalo

TAGAROOPSAHA PROJEKT

REAR BLADE PROJECT

Bakalaureusetöö
Tehnika ja tehnoloogia õppekava

Juhendaja: lektor Aare Aan, *PhD*

Tartu 2019

LÜHIKOKKUVÕTE

www.emu.ee
Eesti Maaülikool
Estonian University of Life Sciences

<table>
<tr><td colspan="2">Eesti Maaülikool
Kreutzwaldi 1, Tartu 51014</td><td colspan="2">Bakalaureusetöö lühikokkuvõte</td></tr>
<tr><td colspan="2">Autor: Toomas Otsatalo</td><td colspan="2">Õppekava: Tehnika ja tehnoloogia</td></tr>
<tr><td colspan="4">Pealkiri: Tagaroopsaha projekt</td></tr>
<tr><td>Lehekülgi: 89</td><td>Jooniseid: 15</td><td>Tabeleid: 1</td><td>Lisasid: 7</td></tr>
<tr><td colspan="4">Õppetool: Biomajandustehnoloogiate õppetool
ETIS-e teadusvaldkond ja CERC S-i kood: T420; T130
Juhendaja: Aare Aan
Kaitsmiskoht ja -aasta: Tartu, 2019</td></tr>
<tr><td colspan="4">Koostatud bakalaureusetöö on masinaehituslik projekt, mille eesmärgiks on töötada välja põllumajandusliku väiketraktori tagarippsüsteemile haagitav tagaroopsahk. Olulisteks alameesmärkideks on tagaroopsaha hõlma optimaalseima kuju ning hõlma hüdraulilise pööramislahenduse konstrueerimine. Töö käigus viidi läbi turu-uuring Eesti tootjate osas, selgitamaks välja sarnaste toodetavate tagaroopsahkade omadused. Projekteeritava tagaroopsaha konstruktsiooni väljatöötamiseks koostati lähteülesanne. Bakalaureusetöö sisulises osas teostati arvutused hõlma kuju disainimiseks, tugevusarvutused pöördtelje, raami ja teiste detailide dimensioneerimiseks ning teostati hüdrosilindrite valik. Tagaroopsaha mugavaks haakimiseks ja kasutamiseks on sahale lisatud statsionaarsed veosõrmed ja toetusjalg. Töö koostamise käigus asuti seisukohale, et optimaalseim hõlma lõiketera lõikenurk pinnase ja lume lõikamiseks on 45^{o}. Pinnase profileerimisel ja lumetõrjel on hõlma sobivaim haardenurk 45^{o}. Töö koostamise käigus kirjeldati hõlma hüdraulilise pööramise realiseerimise probleemi ning otsiti sobivat lahendust. Tagaroopsaha hõlma pööramiseks 280^{o} ulatuses, et tagada võimalus tagaroopsahka kasutada traktori edasi- ja tagasiliikumisel, konstrueeriti hõlma pööramissilindri korpuse kinnituspunkti nihutamiseks vastav mehhanism. Lahendus võimaldab hõlma lihtsalt ja mugavalt pöörata. Töö tulemusena töötati välja universaalse tagaroopsaha konstruktsioon, mis laiendab oluliselt põllumajandustraktori kasutusvõimalusi ning esitatakse soovitused tagaroopsahaga töötamise viiside kohta.</td></tr>
<tr><td colspan="4">Märksõnad: hõlma kuju, lõikenurk, hõlma pööramine</td></tr>
</table>

ABSTRACT

www.emu.ee
Eesti Maaülikool
Estonian University of Life Sciences

Estonian University of Life Sciences Kreutzwaldi 1, Tartu 51014		Abstract of Bachelor's Thesis	
Author: Toomas Otsatalo		Curriculum: Engineering and technology	
Title: Rear blade project			
Pages: 89	Figures: 15	Tables: 1	Appendixes: 7
Chair: Chair of Biosystems Engineering Field of research and (CERC S) code: T420; T130 Supervisors: Aare Aan Place and date: Tartu, 2019			

This bachelor's thesis is a mechanical engineering project the aim of which is to develop a rear blade hooked on a rear lifting mechanism of a small agricultural tractor. An important sub-aim is to develop the most optimal shape of the mouldboard of the rear blade and a hydraulic turning solution for the mouldboard. In the course of the thesis, a market survey was conducted among the Estonian manufacturers to determine the characteristics of similar manufactured rear blades. A source task was set to develop the construction of the designed rear blade. In the substantive part of the bachelor's thesis, calculations for designing the shape of the mouldboard as well strength calculations for dimensioning the rotational axis, frame and other details were made and hydraulic cylinders were selected. Stationary pulling pins and a support foot have been added to the blade for convenient hooking and using of the rear blade. Based on the design, it is believed that the most optimal cutting angle of the cutting blade of the mouldboard for cutting the soil and the snow is 45°. Upon profiling the soil and removing the snow, the most suitable entering angle of the mouldboard is 45°. In the course of writing the thesis, the realisation problem of the hydraulic turning of the mouldboard was explained and a suitable solution was searched for. In order to turn the mouldboard of the rear blade in the extent of 280° to ensure the possibility of using the rear blade when the tractor is moving forward and backward, a corresponding mechanism was constructed to shift the fixation point of the rotating cylinder housing of the mouldboard. The solution allows to turn

the mouldboard easily and conveniently. The thesis provides suggestions on how to work with the rear blade. As a result of the thesis, a universal construction of the rear blade was developed which significantly widens the usage possibilities of agricultural tractors.

Keywords: shape of mouldboard, cutting angle, turning of mouldboard

SISUKORD

LÜHIKOKKUVÕTE 2
ABSTRACT 3
SISSEJUHATUS 7
1. TAGAROOPSAHA LÄHTEÜLESANNE 9
1.1. Tagaroopsahale esitatavad tingimused 9
1.2. Traktori haakeriistadele kehtestatud liiklusalased nõuded 11
2. TURU-UURING 12
2.1. Sami AS tagasahk 180 – 50 12
2.2. Hevo Tehnika OÜ tagaroopsahk TR 1800 13
2.3. Tamsalu EPT AS lumeroop LR 1 14
2.4. Turu-uuringul käsitletud tagaroopsahkade võrdlus 15
3. TAGAROOPSAHA PROJEKTEERIMINE 16
3.1.1. Hõlma kuju ja konstruktsiooni projekteerimine 16
3.1.2. Hõlma kinnitustelje projekteerimine 21
3.1.3. Tagaroopsaha raami projekteerimine 26
4. TAGAROOPSAHA HÜDRAULIKASÜSTEEMI PROJEKTEERIMINE 34
4.1. Hüdroskeem ja hüdraulikakomponendid 34
4.2. Hüdrosilindrite dimensioneerimine ja valik 36
5. TAGAROOPSAHAGA TÖÖTAMINE 42
KOKKUVÕTE 45
KASUTATUD KIRJANDUS 46
LISAD 48
Lisa 1. Tagaroopsaha põhikoostejoonis 49
Lisa 1 järg. Tagaroopsaha põhikoostejoonis 50
Lisa 1.1. Raami toru joonis 51
Lisa 1.2. Raami puksi joonis 52
Lisa 1.3. Hõlma pöördtelje joonis 53
Lisa 1.4. Pöördtelje seibi joonis 54
Lisa 1.5. Tugitaldriku joonis 55
Lisa 1.6. Pöördtelje kinnitussõlme ülemise plaadi joonis 56
Lisa 1.7. Pöördtelje kinnitussõlme alumise plaadi joonis 57

Lisa 1.8. Pöördtelje kinnitussõlme külgmise plaadi joonis 58
Lisa 1.9. Pöördtelje kinnitussõlme tagumise plaadi joonis 59
Lisa 1.10. Raami toru plaadi joonis 60
Lisa 1.11. Veotiisli tugevdusdetaili joonis 61
Lisa 1.12. Tugevdusdetaili joonis 62
Lisa 2. Hõlma koostejoonis 63
Lisa 2.1. Hõlma joonis 64
Lisa 2.2. Lõiketera joonis 65
Lisa 2.3. Tugevdusplaadi joonis 66
Lisa 2.4. Nurkprofiili joonis 67
Lisa 3. Veotiisli koostejoonis 68
Lisa 3.1. Veotiisli toru joonis 69
Lisa 3.2. Veotiisli lati joonis 70
Lisa 3.3. Toetusjala koostejoonis 71
Lisa 3.3.1. Toetusjala toru joonis 72
Lisa 3.3.2. Toetusjala taldriku joonis 73
Lisa 4. Pööramissilindri kinnituspunkti nihutamise sõlme koostejoonis 74
Lisa 4.1. Vaheplaat I joonis 75
Lisa 4.2. Ülemise plaadi joonis 76
Lisa 4.3. Vaheplaat II joonis 77
Lisa 4.4. Sõrme joonis 78
Lisa 4.5. Tugevdusplaadi joonis 79
Lisa 4.6. Alumise plaadi joonis 80
Lisa 4.7. Silindri sõrme koostejoonis 81
Lisa 4.7.1. Silindri sõrme joonis 82
Lisa 5. Kesktõmmitsa kronsteini koostejoonis 83
Lisa 5.1. Kronsteini plaadi joonis 84
Lisa 5.2. Vaheplaadi joonis 85
Lisa 6. Pööramissilindri kolvivarre sõrme koostejoonis 86
Lisa 6.1. Sõrme joonis 87
Lisa 6.2. Sõrme tugevdusplaadi joonis 88
Lisa 7. Lihtlitsents lõputöö salvestamiseks ja üldsusele kättesaadavaks tegemiseks ning juhendaja(te) kinnitus lõputöö kaitsmisele lubamise kohta 89

SISSEJUHATUS

Käesoleva bakalaureusetöö eesmärk on projekteerida põllumajandusliku väiketraktori tagarippsüsteemile haagitav tagaroopsahk, mille hõlm on traktori hüdraulikasüsteemi abil pööratav. Bakalaureusetöö raames projekteeritava tagaroopsaha konstruktsiooni väljatöötamisel lähtutakse vedava traktori parameetritest ning samuti asjakohastest teadus- ja kirjandusallikatest. Olulist tähelepanu pööratakse tagaroopsaha hõlma optimaalseima kuju leidmisele ning hõlma pööramislahenduse väljatöötamisele. Kajastatud on traktori haakeriistadele Eestis kehtestatud liiklusalaseid nõudeid ning olulise aspektina on käsitletud operaatori mugavust tagaroopsahaga töötamisel. Kogumis on teemakäsitlus seeläbi praktiline ja aktuaalne ning esmapilgul lihtsa masina projekteerimine on valdkonnapõhise käsitluse tulemusena lahendatud uudse põhjalikkusega.

Tagaroopsahk on eelkõige ettenähtud teede ja platside lumest puhastamiseks ning pinnas- ja kruusateede tasandamiseks. Arvestades, et põllumajandustraktor kui universaalne masin on suhteliselt levinud, eelkõige maapiirkondades, on tagaroopsahk üks lihtsamaid lahendusi eelnimetatud tööoperatsioonide täitmiseks. Traktorit ei ole vajalik mingil moel täiendada tagaroopsahaga töötamiseks. Esmase turu-uuringu kohaselt ei saa kinnitada kõnealuse haakeriista tootjate paljusust Eestis. Väiketraktorile sobivate parameetritega tagaroopsahkasid, mille hõlma asendit on võimalik hüdrauliliselt muuta, pakuvad Eesti tootjatest põhitootena vähesed.

Bakalaureusetöö on jaotatud viieks erinevaks peatükiks, et tagada töö loogiline ja korrektne ülesehitus.

Esimeses peatükis koostatakse projekteeritava tagaroopsaha lähteülesanne ning määratletakse veomasina parameetrid ja võimekus, millega peab saha projekteerimisel arvestama. Samuti sõnastatakse põhilised kriteeriumid, millistele peab projekteeritav sahk vastama. Esitatakse tagaroopsaha määratlus Eesti õigusruumis ja asjakohased kehtivad nõuded.

Teises peatükis teostatakse turu-uuring väiketraktoritele sobivate ja Eestis toodetavate tagaroopsahkade väljaselgitamiseks ning nende parameetrite ja iseärasuste tuvastamiseks. Samuti teostatakse tagaroopsahkade võrdlus.

Kolmandas peatükis toimub tagaroopsaha erinevate konstruktsiooniliste lahenduste analüüs ja konstruktsiooni väljatöötamine ning teostatakse vajalikud tugevusarvutused.

Neljandas peatükis kirjeldatakse tagaroopsaha hüdraulikasüsteemi, teostatakse selle komponentide valik ja arvutused.

Viiendas peatükis kirjeldatakse tagaroopsahaga töötamisega seonduvaid aspekte ja esitatakse optimaalsed töövõtted lumetõrjel ja pinnase tasandamisel ning profileerimisel.

Töö lisadeks on projekteeritud tagaroopsaha kooste- ja detailijoonised. Tagaroopsaha projekteerimisel ja jooniste koostamisel on kasutatud joonestusprogrammi Solid Edge.

1. TAGAROOPSAHA LÄHTEÜLESANNE

1.1. Tagaroopsahale esitatavad tingimused

Käesoleva bakalaureusetöö eesmärgiks on projekteerida põllumajanduslikule väiketraktorile sobiv, standardsele 3-punkti tagarippsüsteemile haagitav hüdrauliliselt pööratava hõlmaga tagaroopsahk, mille hõlm on optimaalse kujuga lumetõrjeks ja pinnase tasandamiseks. Käesoleva töö autor omab eeltoodud kategooriasse paigutuvat ratastraktorit T-25 ning seepärast on eesmärk konstrueerida nimetatud ja sarnase võimsuse ning parameetritega tänapäevastele traktoritele sobiv tagaroopsahk.

Ratastraktori T-25 põhilised tehnilised andmed on järgmised [20: 7, 21: 8]:

- mootori võimsus 18,4 kw;
- suurim veojõud 7000 N;
- kogukaal 1780 kg;
- traktori kogulaius tagarataste rööpme 1100 mm juures 1300 mm;
- tagarippsüsteemi tõstevõime 600 kg;
- tagarippsüsteemi ülemise tõmmitsa ühendusliigendi ava läbimõõt 25 mm;
- tagarippsüsteemi veoraudade ühendusliigendite ava läbimõõt 28 mm;
- tagarippsüsteemi veoraudade ühendusliigendite suurim kõrgus maapinnast traktori keskmise kliirensi korral 760 mm;
- hüdrosüsteemi suurim töörõhk 12 MPa.

Tagaroopsaha peamisteks kasutusvõimalusteks on pinnase tasandamine, profileerimine ja lumetõrje teedel ning platsidel. Arvestades eelpool kirjeldatud traktori piiratud võimekust, on ilmne, et projekteeritav tagaroopsahk peab tööprotsessis vajama võimalikult väikest veojõudu. Lumekihi lahtilõikamisel esinevate jõudude ja saha hõlma lõiketera asendil on otsesed põhjuslikud seosed [12: 1176]. Sellest tulenevalt on eesmärk projekteerida optimaalseimate parameetritega hõlm. Tagaroopsaha kasutamisel lumetõrjeks, eelkõige teedel, on tihti vajalik eemaldada lumekiht teekattelt ning suunata lumi tagaroopsaha hõlma abil teepeenrale või kraavi. Teede sahkamine on tähtsaim ja efektiivseim viis teede lumest puhastamisel [3: 11]. Seepärast on universaalse põllumajandustraktori kasutusvõimaluste laiendamine tagaroopsaha

abil oluline. Pinnase tasandamisel ja eelkõige pinnasteede profileerimisel on samuti vajalik tagaroopsaha hõlma abil pinnase suunamine soovitud suunas. Eeltoodust tulenevalt on ilmne, et projekteeritava tagaroopsaha hõlm peab olema saha raami suhtes seadistatav erinevate nurkade alla. Arvestades, et saha universaalsust tõstab võimalus traktori tagasikäigul sahaga lund või pinnast lükata, ilmneb, et saha hõlm peab raami ja veomasina suhtes pöörduma ligikaudu 280^{o}. Sel juhul on võimalik paigutada saha hõlm kuni 50^{o} nurga alla nii tagaroopsaha traktoriga vedamisel kui sellega tagasikäigul lükkamisel.

Tagaroopsahaga töötamisel osutub suure tõenäosusega vajalikuks hõlma asendi muutmine töö käigus korduvalt. Seepärast on traktori operaatori seisukohast arutledes mõistlik, et hõlma pööramine toimub traktori juhikabiinist hüdraulikasüsteemi toimel. Operaatori korduv väljumine ja sisenemine juhikohale kujutab endas ka teatud ohtusid ning on füüsiliselt koormav. Eeltoodut arvestades peab projekteeritava tagaroopsaha hõlma pööramine olema teostatud hüdraulikasüsteemi abil.

Projekteeritava tagaroopsaha maksimaalsele kogukaalule seab piirangud traktori rippsüsteemi tõstevõime ja samuti traktori üldine veojõud. Seega tuleb tagaroopsaha projekteerimisel arvestada tagaroopsaha hõlma laiuse ja võimaliku kogukaaluga.

Tagaroopsaha hõlma kõrguse valimisel tuleb arvestada traktori tagarippsüsteemi veoraudade käiguulatusega ehk veoraudade minimaalse ja maksimaalse kõrgusega maapinnast. Hõlma kõrgusele seab piirid tagaroopsaha raam, mis peab hõlma kohal paiknema. Liialt kõrge hõlma projekteerimisel paikneb roopsaha raam kõrgel ning sellele kinnituslahenduse konstrueerimine valitud traktori rippsüsteemi tarbeks on tülikas ja ebaotstarbekas. Samuti suureneb materjalikulu ja seeläbi tagaroopsaha kogukaal. Ebapiisava kõrgusega hõlma projekteerimisel esineb oht, et teisaldatav lumi ja pinnas paiskuva üle hõlma ning töö tulemus on mitterahuldav.

Kokkuvõtvalt seab lähteülesanne projekteerimistööle järgnevad tehnilised nõuded:

- traktori võimekuse ja parameetrite arvestamine;
- lumetõrjeks ja pinnase planeerimiseks optimaalne hõlma kuju ja mõõtmed;
- hüdrosilindri abil ligikaudu 280^{o} pööratav hõlm.

1.2. Traktori haakeriistadele kehtestatud liiklusalased nõuded

Liiklusohutuse tagamise alused ja põhinõuded ning mootorsõidukitele ja nende haagistele esitatavad nõuded Eesti teedel liiklemiseks sätestab liiklusseadus. Traktor on liiklusseaduse kohaselt rataste või roomikutega põllu- või metsatööks ettenähtud mootorsõiduk [11]. Samuti käsitleb liiklusseadus vahetatavat pukseeritavat seadeldist. Nimetatud seadeldis on põllu- või metsamajanduses kasutatav mehhanism, mille peamine otstarve on täiendada või muuta traktori funktsioone ja mis on konstrueeritud traktori haakes vedamiseks [11]. Siinkohal tuleb mõista asjaolu, et traktori haakes seadeldise vedamine tähendab olukorda, kus seade toetub liikluses osaledes ratta või rataste abil teele. Käesoleva lõputöö raames projekteeritav tagaroopsahk haagitakse traktori tagarippsüsteemi külge ning liikluses osaledes ei toetu sahk ratta või rataste abil teele. Maanteeameti poolt töö autorile novembris 2018. a e-posti teel edastatud selgituse kohaselt on traktori haakeriistade puhul tegu vahetatavate seadmete või masinatega. Viimaseid eristab seadmetest vähemalt üks liikuv, ajamisüsteemiga ühendatav komponent, mis ei ole otseselt käitatav inimjõul. Projekteeritav tagaroopsahk on lähteülesande kohaselt varustatud hüdrosilindriga pööratava hõlmaga. Kõnealuse hüdrosilindri käitamiseks tuleb kasutada traktori hüdrosüsteemi ja seega on tegu masinaga.

Liiklusseaduse kohaselt ei tohi sõiduki tegelik mass ületada registrimassi ja mis tahes telje koormus registriteljekoormust [11]. Seega tuleb tagaroopsaha projekteerimisel eeltoodud nõudega arvestada.

Traktori haakeriista haakimisel traktori külge muutub see sisuliselt traktori osaks. Traktori maksimaalne pikkus võib olla kuni 12 m ja maksimaalne laius kuni 2,55 m [19]. Lisaks tuleb arvestada, et käsitledes tagaroopsahka analoogselt veosega, tuleb masina külgpinnast rohkem kui 0,2 m väljaulatuv veos tähistada nõuetekohaselt [11].

Eeltoodud selgituste ja nõuetega on määratud traktori tagaroopsaha olemus liiklusseaduse kohaselt ning antud ette tingimused tagaroopsaha projekteerimiseks.

2. TURU-UURING

2.1. Sami AS tagasahk 180 – 50

Sami AS on Eestis tootnud erinevaid masinaid ja seadmeid alates 1991. aastast. Tänane tootevalik koosneb mitmesugustest teehooldus-, metsandus- ja kommunaalmasinatest. Teehooldusmasinate hulka kuuluvad muuhulgas erinevad lumesahad. Traktori tagarippsüsteemile haagitavaid lumesahkasid on Sami AS tootevalikus nimetatud tagasahkadeks. Seejuures on toodetavad tagasahad klassifitseeritud kolme põhigruppi: väikesed lumesahad, keskmised lumesahad ja profiseeria lumesahad [15]. Käesoleva töö käigus projekteeritava tagaroopsaha lähteülesandes nimetatud parameetritele vastab Sami AS toodangu hulgas väikeste lumesahkade seeria mudel 180-50.

Joonis 2.1. Sami AS tagasahk 180-50 [15].

Kõnealuse tagasaha põhilisteks parameetriteks on:

- töölaius 1800 mm;
- hõlma kõrgus 480 mm;
- mass 138 kg.

Tagasahk kinnitub kolmest punktist traktori rippsüsteemile, hõlma nurk saha raami suhtes on käsitsi muudetav. Sahal puudub hõlma asendi muutmise hüdrauliline lahendus, samuti ei ole hüdraulikat saha lisavarustuse nimekirjas. Tagasaha hõlm on varustatud kõvasulamist (Hardox) teraga. Parkimisasendi fikseerimiseks on tagasahal toetusjalg. Tagasaha maksumuseks on nimetatud 600 eurot koos käibemaksuga [15].

2.2. Hevo Tehnika OÜ tagaroopsahk TR 1800

Hevo Tehnika OÜ alustas tegutsemist 1991. aastal. Käesoleval ajal toodetakse erinevat põllu-, metsa-, ja kommunaaltehnikat, sealhulgas traktorite tagaroopsahkasid. Ettevõtte poolt toodetavad tagaroopsahad on jaotatud tinglikult kahte seeriasse: väiketraktorite ja suuremate traktorite seeria [5]. Väiketraktorite seeriast sobib käesoleva töö raames projekteeritava tagaroopsaha lähteülesandes nimetatud parameetritega tagaroopsahk TR 1800 laiusega 1800 mm.

Joonis 2.2. Hevo Tehnika OÜ tagaroopsahk TR 1800 [5].

Ettevõtte interneti kodulehel kajastatud tootevalikus esitatud info kohaselt on tagaroopsahad sobilikud pinnase planeerimiseks ja lumetõrjeks. Kõnealuse tagaroopsaha põhilisteks parameetriteks on:

- töölaius 1800 mm;
- hõlma kõrgus 400 mm;
- mass 100 kg.

Tagaroopsahk kinnitub kolmest punktist traktori rippsüsteemile. Tootja info kohaselt on tootevalikus käsitsi muudetava hõlma haardenurgaga ja hüdrauliliselt muudetava hõlma haardenurgaga toode. Tagasaha hõlma tera on poltidega kinnitatud ning vahetatav. Parkimisasendi fikseerimiseks ei ole tagasahal toetusjalga. Hüdraulikata tagasaha maksumuseks on nimetatud 396 eurot koos käibemaksuga [5].

2.3. Tamsalu EPT AS lumeroop LR 1

Tamsalu EPT AS liikus eraomandisse aastal 1995. Eelnevalt oli ettevõttel masinatööstuses kogemust ligikaudu 45 aastat. Tänapäeval toodetakse laias valikus põllumajandus-, metsandus- ja teehooldusmasinaid. Teehooldusmasinate hulgas pakutakse lumeroope, millised on jaotatud 5 klassi: LR 1 kuni LR 6 [17]. Kõnealused tooteklassid erinevad üksteisest peamiselt töölaiuse ja varustuse, samuti vedava traktori ettenähtud võimsuse poolest. Kõnealusest valikust sobib käesoleva töö käigus projekteeritava tagaroopsaha lähteülesandes nimetatud parameetritega eelkõige lumeroop LR 1.

Joonis 2.3. Tamsalu EPT AS lumeroop LR 1 [17].

Ettevõtte tootevalikus on see kõige kitsama hõlma laiusega lumeroop. Tegu on eelpool kirjeldatud tagaroopsahkadest mõnevõrra laiema hõlmaga lumeroobiga, kuid töö autor on seisukohal, et tegu on siiski võrreldava tootega. Ettevõtte tootekataloogis esitatud info kohaselt on lumeroop sobilik eelkõige lumetõrjeks, kuid ka kruusateede hoolduseks [17]. Kõnealuse lumeroobi põhiparameetriteks on:

- töölaius 2300 mm;
- hõlma kõrgus 480 mm;
- mass 165 kg.

Toode kinnitub kolmest punktist traktori tagarippsüsteemile. Tootekataloogi kohaselt on kõnealusel lumeroobil hõlma asendi muutmine võimalik üksnes käsitsi. Lumeroobi hõlma tera on poltidega kinnitatud ning vahetatav. Parkimisasendi fikseerimiseks on lumeroobil toetusjalg [17]. Toote maksumust ei ole nimetatud.

2.4. Turu-uuringul käsitletud tagaroopsahkade võrdlus

Turu-uuringus käsitleti kolme Eesti tootja poolt toodetavaid tagaroopsahkasid. Uuringusse haarati võimalikult sarnaste parameetritega tooted. Tulenevalt tootjate interneti kodulehtedel oleva info erisustest ja kohatistest puudustest, suheldi täpsema ja võrreldava info saamiseks tootjatega täiendavalt novembris 2019. a e-posti teel.

Tabel 1: Erinevate tootjate tagaroopsahkade parameetrite ja omaduste võrdlus [5, 15, 17]

Toode	Hõlma laius, mm	Hõlma kõrgus, mm	Hüdraulika	Tugijalg	Mass, kg	Maksumus, eur
Sami 180-50	1800	480	puudub	on	138	600
Hevo TR 1800	1800	400	puudub / lisavarustuses	puudub	100	396
Tamsalu LR 1	2300	480	puudub	on	165	teadmata

Eeltoodud tabelist nähtub, et võrreldud tagaroopsahkade peamised parameetrid on sarnased. Erandiks on Tamsalu EPT AS tagaroopsaha hõlma laius. Sami AS ja Tamsalu EPT AS tootele ei pakuta hõlma pööramiseks hüdraulikat. Visuaalsel vaatlusel on tuvastatud, et mõlemal eelnimetatud tagaroopsahal on hõlma laiusega võrreldes suhteliselt lühike raam, mistõttu on raskendatud toodetele hõlma 280^{o} võrra pööramiseks hüdraulikasüsteemi paigaldamine. Hõlm ei mahu raami alt läbi pöörama. Hevo Tehnika OÜ toote raam on oluliselt pikem, kuid raamil paiknev diagonaalne tugevdusvarras piirab hõlma pööramise hüdrosilindri paigutamist raami kohale. Täpsem info Hevo Tehnika OÜ sellekohasest lahendusest puudub. Tugijalg puudub käsitletud toodetest üksnes Hevo Tehnika OÜ tagaroopsahal. Tugijala olemasolu lihtsustab tagaroopsaha korrektset parkimist ja hoiustamist. Võrreldud tagaroopsahkade mass erineb suurtes piirides. Suurim mass on Tamsalu EPT AS tagaroopsahal. Tõenäoliselt on põhjusteks laiem hõlm ja visuaalse vaatluse põhjal tuvastatud raami konstruktsioonis kasutatud materjalide ja terasprofiilide suuremad ristlõiked ning seinapaksused. Toodete maksumused erinevad samuti oluliselt. Tamsalu EPT AS toote maksumust ei õnnestunud välja selgitada.

3. TAGAROOPSAHA PROJEKTEERIMINE

3.1. Hõlma projekteerimine

3.1.1. Hõlma kuju ja konstruktsiooni projekteerimine

Tagaroopsaha peamine tööorgan on hõlm. Hõlma abil lõigatakse ja teisaldatakse pinnast ning lund. Projekteerimise käigus väljatöötatud hõlma parameetrid seavad tingimused tagaroopsaha teistele detailidele. Hõlma kuju ja mõõtmed mõjutavad otseselt tagaroopsaha kasutusomadusi ning teostatud töö tulemuslikkust ja kvaliteeti. Projekteeritav tagaroopsahk on ette nähtud töötamiseks eelkõige pinnasteedel ja hoovides. Seepärast valib töö autor saha hõlma kujuks silindrilise pinna, mis tagab lume ja pinnase rullumise hõlma ees. Hõlmale haardenurga andmisel, mis on erinev 90^o –st, libiseb lahtilõigatud pinnas või lumi piki hõlma soovitud suunas [2: 232]. Projekteeritava roopsaha hõlma silindrilisuse määramisel tuleb arvestada töödeldava materjali, pinnase ja lume, lahtilõikamiseks ja teisaldamiseks sobiliku hõlma lõiketera lõikenurga ja hõlma ülemise serva nurgaga. Lõikenurk moodustub lõiketera esipinna ja töödeldava pinnase või lume pealispinna vahel [2: 232]. Roopsaha hõlma alaserva külge kinnitub lõiketera. Lõiketerale vajaliku lõikenurga andmiseks on lihtsaim viis anda hõlma alaservale sobiv kaldenurk. Seeläbi ei ole vajalik täiendavate detailide lisamine ning lõiketera kinnitub poltidega vahetult hõlma külge. Pinnase- ja lumekihi eemaldamiseks on parim lõiketera lõikenurk vahemikus 40–50^o [1: 195]. Läbiviidud eksperimentaalsete katsetuste tulemuste analüüsimisel on selgunud, et tihenenud lumeformatsioonide lahtilõikamiseks vajalikud jõud on minimaalseimad 45–50^o lõikenurga kasutamisel. Seejuures on nimetatud jõud ligikaudu 45–50% väiksemad olukorrast, kus lõiketera lõikenurk on vahemikus 60–90^o [12: 1179]. Lõikenurga suurenemisel kasvab lõikamise eritakistus ja seeläbi vajalik veojõud [2: 232].

Silindrilise hõlma optimaalseim raadius, mis väldib hõlma ummistumist, arvutatakse valemiga [23: 214]

$$r_h = \frac{h_h}{(sin\beta + cos\alpha)} \qquad (3.1.)$$

kus r_h on hõlma raadius mm;

h_h - lõiketerata hõlma kõrgus mm;

β - hõlma ülemise serva nurk ^{o};

α - hõlma alumise serva nurk ^{o}.

Töö autor valib tagaroopsaha lõiketerata hõlma kõrguseks 450 mm. Võttes arvutuste läbiviimisel hõlma alaserva nurgaks 45^o horisontaalteljest ja hõlma ülemise serva nurgaks 30^o vertikaalteljest, kujuneb hõlma optimaalseks raadiuseks:

$$r_h = \frac{450}{(sin\ 30^o + cos\ 45^o)} = 372{,}825\ mm \approx 373\ mm \qquad (3.2.)$$

Hõlma kesknurk avaldub ringjoone segmendi kõõlu pikkuse valemit teisendades [13: 28]

$$h_h = 2 \cdot r_h \cdot sin\frac{\varphi_h}{2} \qquad \rightarrow \qquad \varphi_h = 2 \cdot arcsin \cdot \frac{h_h}{2 \cdot r_h} \qquad (3.3.)$$

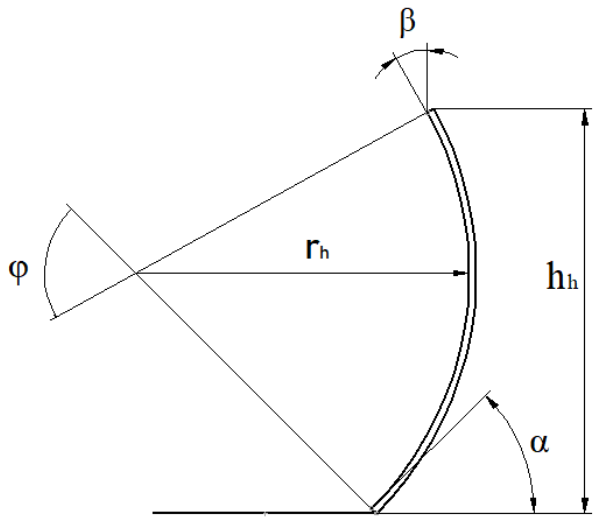
kus φ_h on hõlma kesknurk ^{o};

r_h - hõlma raadius mm;

h_h - hõlma kõrgus mm.

$$\varphi_h = 2 \cdot arcsin\frac{450}{2 \cdot 373} = 74^0 12^{'} \approx 74^o \qquad (3.4.)$$

Hõlma kuju ja eelpool nimetatud parameetrite paiknemist selgitab joonis 3.1.



Joonis 3.1. Tagaroopsaha hõlma parameetrid, kus r_h on hõlma raadius mm; h_h - lõiketerata hõlma kõrgus mm; β - hõlma ülemise serva nurk ^{o}; α - hõlma alumise serva nurk ^{o}; φ hõlma kaare kesknurk.

Projekteeritava tagaroopsaha hõlma laiuse määratlemisel tuleb arvestada veomasina parameetrite ja võimekusega. Optimaalseim hõlma haardenurk teede profileerimisel ja lumetõrjel on 40–45^o [22: 161]. Hõlma töölaius peab tagama vedava traktori rataste poolt

tihendatud lume ja pinnase eemaldamise. Tagaroopsahka vedava traktori tagarataste maksimaalseks kogulaiuseks määran 1,3 m ja roopsaha hõlma haardenurgaks liikumissuuna suhtes valin 45^o. Hõlma sobiva laiuse arvutan valemiga [13: 13]

$$sin\delta = \frac{l_t}{l_h} \rightarrow l_h = \frac{l_t}{sin\delta} \qquad (3.5.)$$

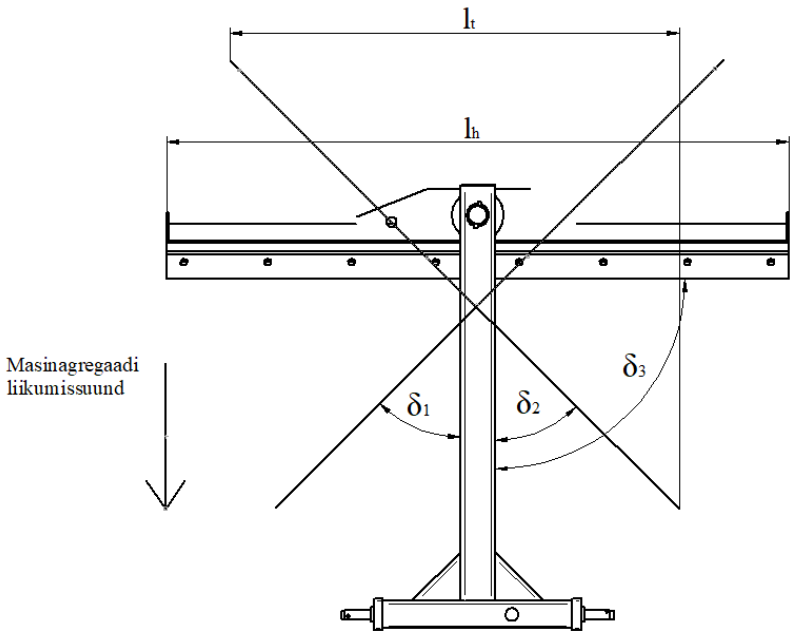
kus l_h on hõlma laius mm;

l_t - hõlma töölaius 45^o haardenurgal mm;

δ - hõlma haardenurk ^{o}.

$$l_h = \frac{1300}{sin\ 45^o} = 1838{,}477\ mm$$

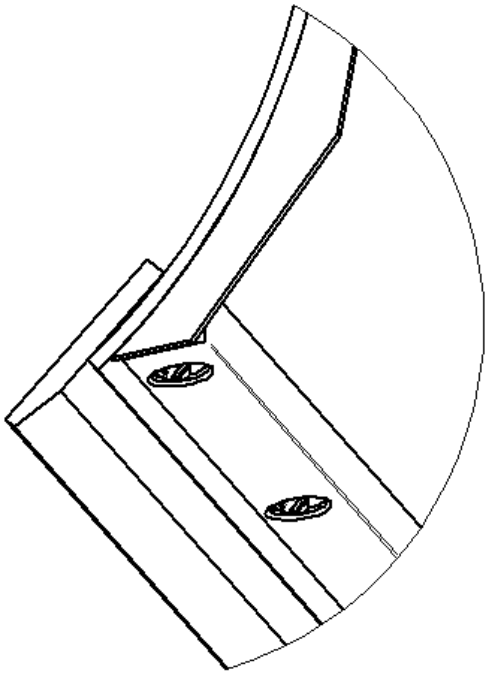
Töö autor valib hõlma laiuseks 1800 mm. Hõlma töölaiust erinevates olukordades ja haardenurkade paiknemist selgitab joonis 3.2.



Joonis 3.2. Tagaroopsaha hõlma parameetrid ja haardenurgad, kus l_h on hõlma laius; l_t – hõlma töölaius 45^o haardenurga juures; δ_1 ja δ_2 – hõlma haardenurgad 45^o; δ_3 – hõlma haardenurk hõlma 90^o -l asetusel.

Tulenevalt projekteeritava tagaroopsaha kasutusotstarbest ja vedava traktori võimekusest on põhjust eeldada, et hõlma intensiivne kulumine ja deformeerumine töö käigus on ebatõenäoline. Töö autor valib hõlma materjaliks masinaehituskonstruktsioonide terasest

S355 lehe paksusega 8 mm. Hõlma alaserva puuritakse lõiketera kinnitamiseks 8 läbivat ava. Hõlma tugevdamiseks valmistatakse ja keevitatakse hõlma tagaküljele, hõlma otstesse teraslehest S235 tugevdusplaadid, millised katavad kogu hõlma lühemad küljed. Samuti keevitatakse hõlma tagaküljele, hõlma alumise serva ja tugevdusplaatide külge, lõiketera kinnitusala tugevdamiseks terasest S235 erikülgne nurkprofiil. Nurkprofiili puuritakse hõlma lõiketera kinnitamiseks sobiva sammuga avad. Avad tagavad lõiketera kinnituspoltidele mutrite paigaldamise võimaluse. Hõlma alaserva konstruktsiooni ja lõiketera kinnitussõlme visualiseerib joonis 3.3.



Joonis 3.3. Tagaroopsaha hõlma alaserva konstruktsioon ja lõiketera kinnitussõlme disain.

Hõlma valmistamiseks vajaliku teraslehe mõõtmed arvutan valemiga [13: 28]

$$l_k = \frac{\pi \cdot r_h \cdot \varphi}{180^o} \qquad (3.6)$$

kus l_k on hõlma kaare pikkus mm;

φ - hõlma kesknurk ^{o};

r_h - hõlma raadius mm.

$$l_k = \frac{\pi \cdot 373 \cdot 74}{180} = 481{,}745\ mm \approx 482\ mm$$

Tagaroopsaha hõlma lõiketeraks valin ostutootena Järva Tarbijate Ühistu tootevalikust lõiketera mõõtmetega 110 x 12 x 2050 mm, kõvadusega HB 500 [8]. Nimetatud tera on lubatud paigaldada traktori tagaroopsaha lõiketeraks. Tera on vajalik enne kinnitamist lõigata hõlma laiusega samasse mõõtu. Kinnitamiseks on vajalik puurida terale 8 läbivat ava. Tera kinnitatakse hõlma külge kuuskantpeaga poltidega ja mutritega M10 x 45 x 1,25, tugevusklassiga 10,9.

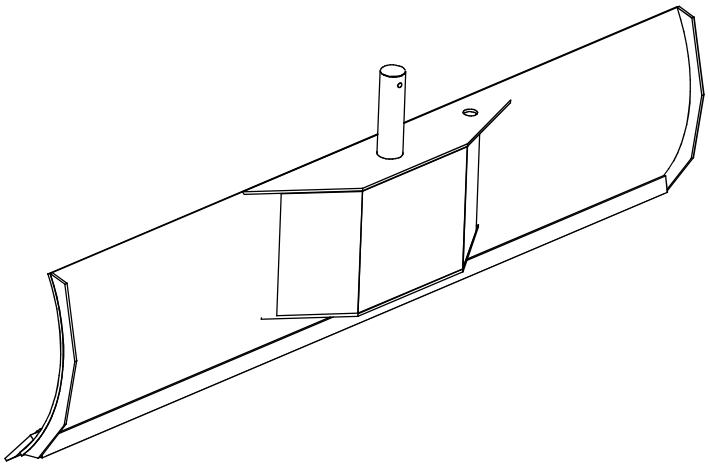
Hõlma pööramiseks ettenähtud hüdraulikasilindri säär kinnitub hõlma külge terasest sõrme abil. Sõrme kaugus hõlma tsentrist on 250 mm. Sõrm kinnitub keevisliitega hõlmale konstrueeritud teraskonstruktsioonile ja on tugevdatud terasplaatidega. Sõrme mõõtmed on arvutatud ja nimetatud käesoleva töö alajaotises 4.2. Hõlma ja selle detailide konstruktsioon ning disain on esitatud antud töö lisas 2.

Kokkuvõtvalt on projekteeritava tagaroopsaha hõlma parameetrid järgnevad:

- hõlma kõrgus ilma lõiketerata 450 mm;
- hõlma laius 1800 mm;
- hõlma kaare pikkus 482 mm;
- hõlma silindrilise pinna raadius 373 mm;
- hõlma paksus 8 mm.

3.1.2. Hõlma kinnitustelje projekteerimine

Hõlm kinnitub projekteeritava tagaroopsaha raami külge vertikaalse telje abil. Telg kinnitub hõlma tagumise külje keskele, ulatudes hõlma ülemisest servast kõrgemale ja läbib tagaroopsaha raami pikitoru. Telje kinnitamiseks hõlma külge kasutatakse teraslehest S235 valmistatud kandurit, mis ühtlustab sõlmes tekkivaid pingeid ning jaotab need hõlma materjali suuremale pindalale. Kõnealune sõlm on visualiseeritud joonisel 3.4. ja antud töö lisas 1.



Joonis 3.4. Tagaroopsaha hõlma kinnitustelje kinnituslahenduse disain.

Hõlma kinnitustelg asetseb tööolukorras tagaroopsaha raami sees paiknevas puksis jäigalt ning seetõttu mõjub teljele põikjõud. Põikjõud tuleneb hõlma poolt avaldatavast koormusest, mis on tingitud pinnase või lume massist, hõõrdumisest ja teistest takistustest. Seepärast esinevad hõlma kinnitusteljes lõikejõud ja paindemoment ning on vajalik tugevusarvutuste teostamine. Hõlma kinnitusteljele rakendub ohtlik põikkoormus juhul, kui traktor koos tagaroopsahaga liigub ning tagaroopsaha hõlm kohtab jäika liikumatut takistust.

Järgnevalt imiteerin arvutustega olukorda, kus roopsaha hõlm takerdub takistuse tõttu ning toimub kogu masinagregaadi äkkpidurdus, misläbi lõigatakse telge põikjõudude mõjul. Traktori veeretakistuse ja tagaroopsaha veotakistuse jätan arvestamata. Hõlma kinnitustelg valmistatakse masinaehituskonstruktsiooniterasest E335, nihketugevusega 470 N/mm^2. Telje dimensioneerimiseks valin ohutusteguriks dünaamilisest koormusolukorrast tulenevalt 3. Lubatud nihkepinge arvutatakse valemiga [13: 46]

$$\tau_{s,allow} = \frac{\tau_{sB}}{\vartheta} \qquad (3.7.)$$

kus $\tau_{s,\,allow}$ on materjali lubatud nihkepinge N/mm^2;
τ_{sB} - materjali nihketugevus N/mm^2;
ν - ohutustegur.

$$\tau_{s,allow} = \frac{470}{3} = 156{,}666\ N/mm^2 \approx 157\ N/mm^2$$

Masinagregaadi maksimaalne liikumiskiirus 1. käigul 1,5 m/s [21: 8]. Liikumise seiskumine toimub 0,5 sekundi jooksul. Kiirendus on arvutatav valemiga [13: 34]

$$a_m = \frac{(v_m - v_{m0})}{t_s} \qquad (3.8.)$$

kus a_m on masinagregaadi kiirendus (aeglustus) m/s^2;
v_m - masinagregaadi liikumiskiirus m/s;
v_{m0} - masinagregaadi lõppkiirus seiskumisel m/s;
t_s - masinagregaadi seiskumisele kuluv aeg s.

$$a_m = \frac{(1{,}5 - 0)}{0{,}5} = 3\ m/s^2$$

Hüpoteetiliselt määran traktori massiks koos tagaroopsahaga, ehk liikuvaks massiks 2200 kg. Masinagregaadi inertsijõud on arvutatav valemiga [13: 36]

$$F_{mi} = m_m \cdot a_m \qquad (3.9.)$$

kus F_{mi} on masinagregaadi inertsijõud N;
m_m – masinagregaadi mass kg;
a_m – masinagregaadi kiirendus (aeglustus) pidurdusel m/s^2.

$$F_{mi} = 2200 \cdot 3 = 6600\ N$$

Traktori maksimaalne veojõud 1. käigul on 7000 N. Traktori veojõu ja inertsijõu poolt hõlma kinnitusteljele rakenduv summaarne põikjõud on arvutatav valemiga

$$F_{\text{sum}} = F_t + F_{mi} \qquad (3.10.)$$

kus F_{sum} on summaarne põikjõud N;
F_t – traktori maksimaalne veojõud N;
F_{mi} – masinagregaadi inertsijõud N.

$$F_{\text{sum}} = 7000 + 6600 = 13600\ N$$

Teljele rakenduv ning telge lõikav põikkoormus jaguneb ühe lõikepinna vahel, n = 1. Telje diameetri arvutusvalem on tuletatud telje ristlõikepindala ja lubatud nihkejõu arvutamise valemite teisendamisega [13: 46]

$$S = \frac{\pi \cdot d_t^2}{4} \tag{3.11.}$$

$$F_{\text{sum}} = S \cdot \tau_{s,allow} \tag{3.12.}$$

$$d_t \geq \sqrt{4 \cdot \frac{F_{\text{sum}}}{n \cdot \pi \cdot \tau_{s,allow}}} \tag{3.13.}$$

kus d_t on telje minimaalne läbimõõt nihkel mm;

S - telje ristlõikepindala;

F_{sum} - teljele rakenduv summaarne põikjõud N;

n - lõigete arv;

$\tau_{s,\,allow}$ - materjali lubatud nihkepinge N/mm^2.

$$d_t \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 13600}{1 \cdot \pi \cdot 157}} \geq 10{,}502\ mm \approx 11\ mm$$

Teostatud arvutustest selgub, et etteantud põikkoormust taluva telje minimaalne diameeter nihkeolukorras on suhteliselt väikese läbimõõduga.

Arvestades hõlma kinnitustelje paiknemist ja tööolukorda, võib asuda seisukohale, et konsoolse kinnitusviisi tõttu on lisaks vajalik teostada tugevusarvutused paindele. Telg peab plastselt deformeerumata ja purunemata taluma koormust 13600 N, 500 mm kaugusel kinnituskohast. Lubatud paindepinge terasel E335 vahelduval paindel on 470 N/mm^2. Teljele mõjuv paindemoment on arvutatav valemiga [13: 47]

$$M_{b,t} = F_{\text{sum}} \cdot l_t \tag{3.14.}$$

kus $M_{b,\,t}$ on teljele mõjuv paindemoment Nm;

F_{sum} – on summaarne põikjõud N;

l_t – jõuõla pikkus m.

$$M_{b,t} = 13600 \cdot 0{,}5 = 6800\ N \cdot m$$

Telje läbimõõdu arvutusvalem on tuletatud paindepinge ning telgvastupanumomendi valemi kaudu [13: 47, 13: 49]

$$\sigma_b = \frac{M_{b,t}}{W} \quad (3.15.)$$

$$W = \frac{\pi \cdot d_t^3}{32} \quad (3.16.)$$

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{M_{b,t} \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_b}} \quad (3.17.)$$

kus σ_b on materjali lubatud paindepinge N/mm^2;

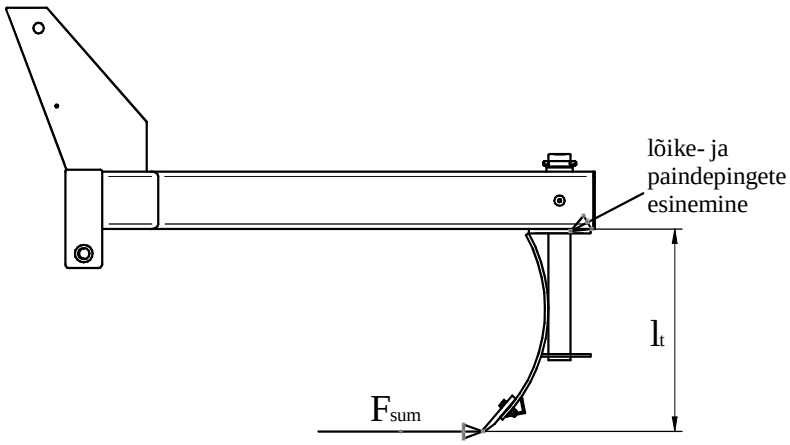
$M_{b,t}$ - teljele mõjuv paindemoment N·m;

W - ristlõike telgvastupanumoment cm^3;

d_t - võlli diameeter mm.

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{6800 \cdot 32}{\pi \cdot 470 \cdot 10^6}} \geq 0{,}05282\ m \approx 53\ mm$$

Liikumatu takistusega kohtuva hõlma takerdumisel tekkiv võlli ohtlik olukord on visualiseeritud joonisel 3.5.



Joonis 3.5. tagaroopsaha hõlma kinnitustelje koormusolukord, kus F_{sum} on teljele rakenduv summaarne koormus; l_t – jõuõlg.

Tulenevalt asjaolust, et põikjõust tingitud lõikepinged on paindepingetest üldjuhul oluliselt väiksemad, ei ole vajalik hõlma kinnitustelje arvutus paindemomendi ja põikjõu koosmõjule [9: 265].

Ülaltoodust ilmneb, et hõlma kinnitustelje dimensioneerimisel tuleb lähtuda tugevusarvutustest paindele ning valida telje läbimõõduks 53 mm. Telje disain on esitatud antud töö lisas 1.3.

Hõlma kinnitustelg fikseeritakse tagaroopsaha raamis paikneva puksi sisse telgsuunaliselt vedrutihvtiga, mille paigaldamiseks puuritakse võlli läbiv ava. Tihvti kulumise ja deformeerumise vähendamiseks paigaldatakse tihvti alla sobiv terasseib.

3.1.3. Tagaroopsaha raami projekteerimine

Projekteeritava tagaroopsaha konstruktsiooni väljatöötamisel tuleb lähtuda käesolevas töös eelnevalt seatud tingimustest. T – tähe kujuline terasraam on konstrueeritud ristkülikulise kujuga terastorudest. Tulenevalt vajadusest hõlma 280^{o} ulatuses pöörata, on vajalik projekteerida saha raam sobiva pikkusega. Raami pikkus sõltub konstrueeritud hõlma laiusest, sest hõlm peab pöörduma saha raami alt läbi takistusteta. Arvestades, et hõlma laius on 1800 mm, on sobiva raami pikitoru pikkus arvutatav valemiga

$$l_r = \frac{l_h}{2} + l_v \qquad (3.18.)$$

kus l_r on raami pikitoru pikkus mm;
l_h - hõlma laius mm;
l_v - raami pikkusvaru mm.

$$l_r = \frac{1800}{2} + 300 = 1200\ mm$$

Raami detailid valmistatakse terasest S275 ristkülikukujulisest nelikanttorust. Materjali voolepiir on 275 N/mm^2. Raami pikitoru peab taluma traktori veojõust tulenevalt edasikäigul tõmbepinget ja tagasikäigul lükkamisel survepinget. Raami pikitoru ristlõike määramiseks teostan tugevusarvutused tõmbe- ja survepingele dünaamilisel koormusel. Lubatud tõmbe- ja survejõuks määran eelpool arvutatud summaarse jõu 13600 N. Ohutustegur 2,5. Lubatud tõmbepinge arvutatakse valemiga [13: 45]

$$\sigma_{t,allow} = \frac{R_e}{v} \qquad (3.19.)$$

kus $\sigma_{t,\,allow}$ on materjali lubatud tõmbepinge N/mm^2;
R_e - materjali voolepiir N/mm^2;
ν - ohutustegur.

$$\sigma_{t,allow} = \frac{275}{2{,}5} = 110\ N/mm^2$$

Raami pikitoru valmistamiseks sobiva toru ristlõikepindala on arvutatav valemiga [13: 45]

$$S_{r,p} = \frac{F_{sum}}{\sigma_{t,allow}} \qquad (3.20.)$$

kus $S_{r,p}$ on raami pikitoru ristlõikepindala mm^2;
F_{sum} - summaarne pikijõud N;
$\sigma_{t,\,allow}$ - materjali lubatud tõmbepinge N/mm^2.

$$S_{r,p} = \frac{13600}{110} = 123{,}636\ mm^2 \approx 123{,}7\ mm^2$$

Arvestades, et nimetatud materjali lubatud tõmbe- ja survepinged on identsete väärtustega, 275 N/mm^2, ei ole vajalik teostada arvutusi toru surveolukorras ning lõplikuks ristlõikepindalaks tõmbe- ja surveolukorras võtan 123,7 mm^2.

Teatud juhtudel esinevad tagaroopsaha raami pikitorus ka paindepinged. Paindepinge võib raamis tekitada traktori mass, mis kandub läbi tagarippsüsteemi vertikaalsihis jäigalt fikseeritud asendi tagaroopsaha raamile olukorras, kus tagaroopsaha hõlm toetub maapinnale. Tagaroopsaha raami pikitoru tugevusarvutusel paindele eeldan, et raam on kinnitatud traktori tagarippsüsteemile jäigalt ning toru kinnitust saab käsitleda konsoolsena. Mõjuv koondatud paindejõud esineb raami punktis, kuhu kinnitub tagaroopsaha hõlm telje abil. Arvestades, et tagaroopsaha hõlma toetuspunkt paikneb raami pikitorul kaugusel 1118 mm, on mõjuva paindejõu mõjukaugus ligikaudu 1118 mm. Mõjuvaks paindejõuks määran traktori tagateljele langevast massist 1200 kg tuleneva ligikaudse raskusjõu 12000 N. Lubatud piirpinge paindel 380 N/mm^2. Ohutusteguriks määran 2,5. Lubatud paindepinge on arvutatav valemiga [13: 44]

$$\sigma_{b,allow} = \frac{\sigma_{b,\mathrm{lim}}}{v} \qquad (3.21.)$$

kus $\sigma_{b,\ allow}$ on toru ristlõikes lubatud paindepinge N/mm^2;
$\sigma_{b,\ lim}$ - materjali lubatud paindepinge N/mm^2;
v - ohutustegur.

$$\sigma_{b,allow} = \frac{380}{2{,}5} = 152\ N/mm^2$$

Paindemoment raami pikitoru suhtes on arvutatav valemiga [13: 47]

$$M_{b,p} = F_p \cdot l_m \qquad (3.22.)$$

kus $M_{b,\ p}$ on raami pikitorus tekkiv paindemoment N·m;
F_p - raami pikitorule mõjuv paindejõud F;
l_m - koondatud paindejõu mõjukaugus m.

$$M_{b,p} = 12000 \cdot 1{,}118 = 13416\ N \cdot m$$

Raami pikitoru ristlõike valikuks vajalik ristlõike telgvastupanumoment on arvutatav valemiga [9: 198]

$$W_y \geq \frac{M_{b,t}}{\sigma_{b,allow}} \qquad (3.23)$$

kus W_y on toru telgvastupanumoment y telje suhtes cm^3;

$M_{b,t}$ - raami pikitorus tekkiv paindemoment N·m;

$\sigma_{b,allow}$ - toru ristlõikes lubatud paindepinge N/m^2.

$$W_y \geq \frac{13416}{152 \cdot 10^6} \geq 88{,}263\ m^3 = 88{,}3\ cm^3$$

Tagaroopsaha raami pikitoruks sobiva toru mõõtmed on 140 x 100 mm, seinapaksus 5 mm ja toru telgvastupanumoment on 105,3 cm^3 [4]. Raami pikitoru disain on esitatud antud töö lisas 1.1.

Tagaroopsaha raami pikitoru külge kinnitub vastak- ehk T keevisliitega ristkülikukujulisest nelikanttorust veotiisel pikkusega 550 mm. Veotiisli keskpunktile mõjub tagaroopsaha tööolukorras paindekoormus, sest summaarne paindejõud rakendub veotiislile. Veotiisel on kinnitatud traktori veoraudade külge sõrmedega, mis läbivad veoraudade kuulliigendeid. Kuulliigendid ei seo sõrmi absoluutselt jäigalt ja seetõttu tuleb veotiisli koormusolukorda käsitleda kui mõlemast otsast toetatud ja koondatud koormusega tala. Veotiisli valmistamiseks sobiva nelikanttoru ristlõike leidmiseks tuleb teostada tugevusarvutused. Lubatud paindejõuks määran eelpool arvutatud, traktori veojõust ja masinagregaadi inertsijõust koosneva, summaarse jõu 13600 N. Materjali lubatud piirpinge paindel 380 N/mm^2. Ohutusteguriks määran 2,5. Lubatud paindepinge on arvutatav valemiga 3.21

$$\sigma_{b,allow} = \frac{\sigma_{b,\lim}}{\nu}$$

kus $\sigma_{b,allow}$ on toru materjalis lubatud paindepinge N/mm^2;

$\sigma_{b,\lim}$ - materjali lubatud piirpinge paindel N/mm^2;

ν - ohutustegur.

$$\sigma_{b,allow} = \frac{380}{2{,}5} = 152\ N/mm^2$$

Paindemoment toru materjalis on arvutatav valemiga [13: 47]

$$M_{b,t} = \frac{F_{\text{sum}} \cdot l_t}{4} \qquad (3.24.)$$

kus $M_{b,t}$ on paindemoment toru materjalis N·m;

F_{sum} - paindejõud N;

l_t - veotiisli pikkus m.

$$M_{b,t} = \frac{13600 \cdot 0{,}55}{4} = 1870\ N \cdot m$$

Raami veotiisliks sobiva toru ristlõike telgvastupanumoment on arvutatav valemiga 3.23

$$W_x \geq \frac{M_{b,t}}{\sigma_{b,allow}}$$

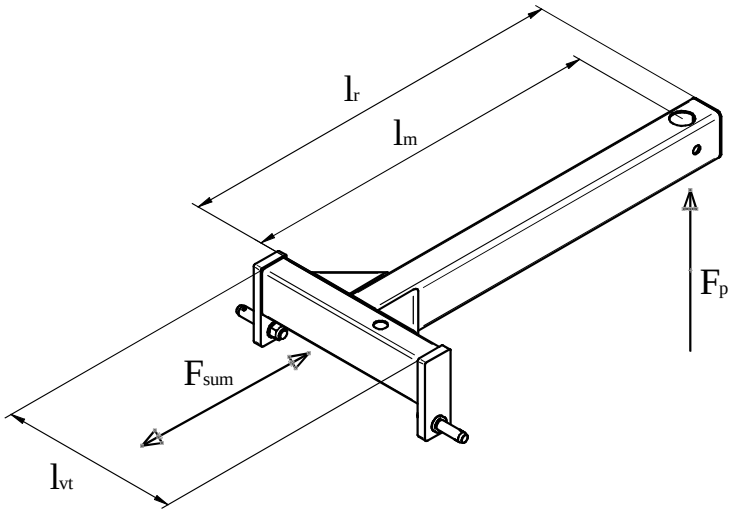
kus W_x on toru telgvastupanumoment x telje suhtes cm^3;

$M_{b,t}$ - raami veotiislis tekkiv paindemoment N·m;

$\sigma_{b,\,allow}$ - materjali lubatud piirpinge paindel.

$$W_x \geq \frac{1870}{152 \cdot 10^6} \geq 0{,}0000123\ m^3 = 12{,}3\ cm^3$$

Sobiva toru mõõtmed on 140 x 80 mm, seinapaksus 4 mm ja toru telgvastupanumoment on 45,1 cm^3 [4]. Nimetatud mõõtmetega ristkülikulise nelikanttoru valiku põhjuseks on asjaolu, et tagaroopsaha raami pikitoru ja veotiisli vertikaalsed mõõdud oleks võrdsed ja seeläbi keevisliide võimalikult tugev ning liite teostamine lihtne ja mugav. Veotiisli ja tagaroopsaha raami pikitoru ühendussõlme jäikuse suurendamiseks lisatakse täiendavalt terasplekist tugevdusdetailid. Raami konstruktsioon ja mõjuvad koormused on esitatud alljärgneval joonisel ning antud töö lisades 1 ja 3.



Joonis 3.5. Projekteeritava tagaroopsaha disain, kus l_r on raami pikitoru pikkus; l_m – paindejõu mõjukaugus; l_{vt} – veotiisli laius; F_{sum} – summaarne pikijõud; F_p - paindejõud.

Raami veotiisli otstesse kinnituvad keevisliitega plaadid, mis on ettenähtud tagaroopsaha haakimiseks vajalike sõrmede paigaldamiseks. Veosõrmed on valitud ostutootena Järva Tarbijate Ühistu tootevalikust, mõõtmetega 155 x 28 mm, [8]. Statsionaarsete veosõrmede olemasolu võimaldab tagaroopsaha kiiret ja mugavat haakimist ning traktori operaatoril ei ole vaja täiendavaid kinnitusvahendeid kaasata. Lahendus pakub tagaroopsaha haakimisel mugavust, samas ei tekita saha konstruktsioonis olulist keerukust ja materjalimahukust.

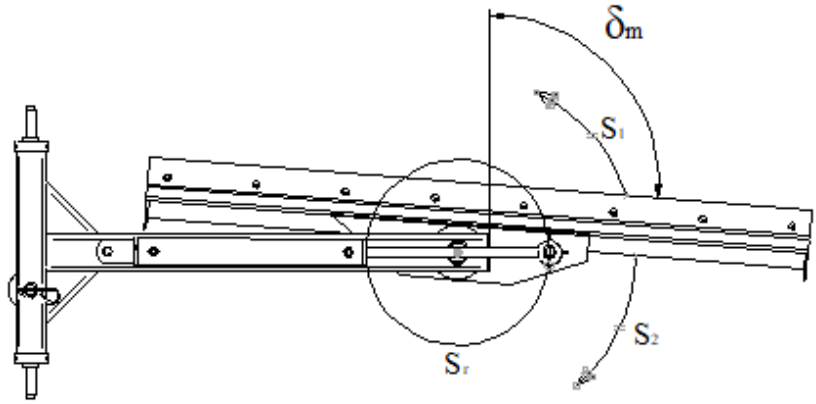
Traktori tagarippsüsteemi ülemise tõmmitsa kinnitamiseks on tagaroopsaha raamile projekteeritud 8 mm paksusega teraslehtprofiilist kronstein. Kronsteini konstruktsioon ja disain on esitatud töö lisas 5.

Veotiisli külge kinnitub tagaroopsaha parkimiseks kasutatav toetusjalg. Toetusjala kinnitus on lahendatud viisil, mis võimaldab sahaga töötamise ajaks fikseerida jala saha raami külge. Eeltoodud lahendus tagab toetusjala pideva olemasolu ja kasutusvõimaluse, sõltumata tagaroopsaha parkimise asukohast. Haakeriist püsib talle antud asendis ja ei eelda täiendavate toetusvahendite kaasamist ning võimaldab mugavat haakimist. Toetusjala konstruktsioon ja disain on esitatud töö lisas 3.3.

Tagaroopsaha hõlma kinnitamiseks on raami pikitorus, 1118 mm kaugusel veotiislist, läbiv vertikaalne ava, millisesse on paigaldatud keevisliite abil teraspuks. Puksi keskosasse kinnitub keerme abil määrdenippel sõlme määrimiseks. Määrdeniplile ligipääsuks on tagaroopsaha raami pikitorus asjakohane ava. Puksi alla, raami pikitoru külge kinnitub keevisliitega terasest tugitaldrik, et vähendada põikkoormuse mõju tagaroopsaha hõlma kinnitusvõllile. Eelnimetatud detailide disain on esitatud töö lisades 1.2. ja 1.5.

3.2.Hõlma pööramislahenduse projekteerimine

Tagaroopsaha hõlma pööramisfunktsiooni täituriks olev hüdrosilinder kinnitatakse šarniirselt tagaroopsaha raami ja hõlma vahele, moodustades tasandilise kinemaatilise suletud ahela, sarnanedes tüüpilisele väntmehhanismile. Tagaroopsaha hõlm on kinnitatud raami külge telje abil, mis lubab hõlmal vabalt pöörelda ligikaudu 280^o ulatuses. Silindri kolvi vars kinnitub hõlma külge. Varre kinnitussõlm hõlmal paikneb hõlma kinnitusteljest 250 mm kaugusel piki hõlma. Silindri korpus kinnitub tagaroopsaha raami pikitoru külge. Tulenevalt eeltoodud silindri paigutusest peab hüdrosilinder omama käiguulatust vähemalt 500 mm. Eelnimetatud lahendus võimaldab hõlma pööramist 90^o haardenurgaga asendist ligikaudu 94^o ulatuses päripäeva. Suuremat hõlma pöördenurka ei ole hüdraulikasilindri eeltoodud viisil kinnitamisel teoreetiliselt võimalik saavutada, sest hõlma üle 94^o pööramisel peab hüdrosilindri kolvivarre väljaliikumine muutuma sisseliikumiseks. Hõlmal paiknev kolvi varre kinnituspunkt liigub hõlma pööramisel tagaroopsaha raami suhtes ringjoone trajektooril ning seepärast tekib hüdrosilindri kolvivarre sisseliikumisel hõlmal võrdne võimalus pöörduda mõlemas suunas. Eeltoodust tulenevalt kujuneb hüdrosilindri kolvivarre maksimaalsel väljaulatusel hüdrosilindri asendiks tagaroopsaha raami suhtes ligikaudu 0^o ja silindri kolvivarre sisseliikumisel võib edasine hõlma pööramise suund osutuda ettearvamatuks. Eelnimetatud olukord on visualiseeritud alljärgneval joonisel.

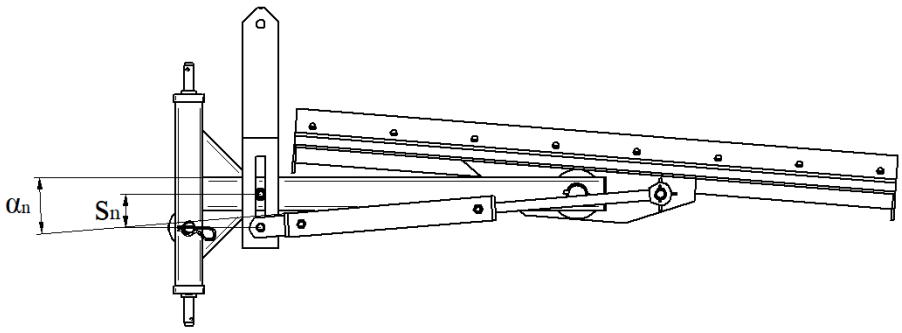


Joonis 3.6. Hõlma pööramissilindri asend kolvivarre täielikul väljasirutusel, kus S_r on hüdrosilindri kolvivarre kinnituspunkti liikumistrajektoor; S_1 ja S_2 – hõlma võimalikud liikumissuunad; δ_m – hõlma haardenurga muut.

Hüpoteetiliselt võib eeldada, et hõlma pöördliikumisest ja massist tulenevalt omab hõlm teatud hulgal kineetilist energiat. Eeltoodu kaasabil, masinagregaadi operaatori poolse traktori

hüdraulikasüsteemi oskusliku ja kiire kasutamise tulemusel ning tagaroopsaha erinevate detailide kinnitussõlmedes esinevate lõtkude tõttu on võimalik, et hõlm pöördub hüdrosilindri väljaliikumisel rohkem kui 94^o ja hõlma edasine soovitud suunas pööramine hüdrosilindri kolvivarre sisseliikumisel võib õnnestuda.

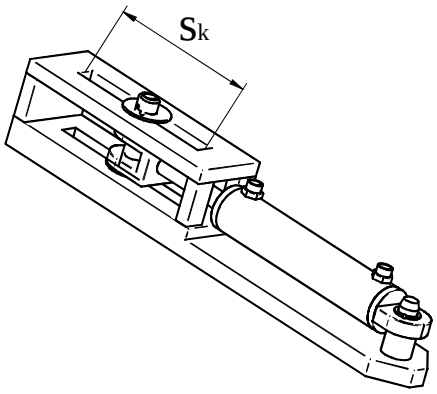
Projekteeritava tagaroopsaha üheks lähtetingimuseks on seatud hõlma tõrgeteta pööramine hüdraulikasüsteemi abil ligikaudu 280^o ulatuses, et võimaldada töötamist traktori edasikäigul ja tagasikäigul. Seepärast on vajalik projekteerida hõlma pööramise lahendus, mis välistab juhuslikkuse ja ei sea masinagregaadi operaatori oskustele kõrgendatud nõudmisi. Juhul, kui jätame eelpool nimetatud soodsad asjaolud arvestamata, ei ole masinagregaadi operaatoril võimalik hüdrosilindri kolvivarre sisseliikumisega üheselt määrata hõlma pööramissuunda. Eeltoodud juhuslikkuse välistamiseks ja operaatori tööprotsessi lihtsustamiseks projekteeritakse tagaroopsaha hõlma pööramissilindri kinnitussõlm raamile viisil, mis võimaldab kinnituspunkti nihutada külgsuunas, raami pikitelje suhtes 90^o nurga all. Kinnituspunkti nihutamine toimub hüdrosilindri abil. Seejuures tuleb kinnituspunkti asendit nihutada samas suunas hõlma pööramise suunaga. Kinnituspunkti külgsuunas nihutamine muudab hõlma pööramissilindri paiknemist, andes silindri asendile teravnurga raami suhtes. Eeltooduga on välditud hüdrosilindri kolvivarre sisseliikumisel hõlma pööramissuuna juhuslikkus ja tagaroopsaha hõlm pöördub soovitud suunas. Eelpool kirjeldatud lahendust visualiseerib järgnev joonis ning töö lisa 4.



Joonis 3.7. Hõlma pööramissilindri kinnituspunkti nihutamine, kus s_n on hõlma pööramissilindri korpuse kinnituspunkti siire; α_n hõlma pööramissilindri paiknemisnurk kinnituspunkti nihkumise järgselt.

Hõlma pööramise hüdrosilindri kinnituspunkti nihutamine on projekteeritud mõlemas suunas 100 mm võrra, koguliikumisega 200 mm. Nimetatud siire tagab hüdrosilindri asendi muutuse

saha raami suhtes ligikaudu 5^o. Arvestades, et tagaroopsaha hõlma pööramine rohkem kui 94^o toimub eelkõige olukorras, kus hõlm ei ole pinnase või lumega kontaktis, on hõlma pööramisel esinevad takistused väikesed. Seepärast on võimalik, et pööramissilindri kinnituspunkti raamil nihutamine võib põhjustada hõlma pöördumise soovitud suunale vastassuunas. Eeltoodud olukorra vältimiseks on võimalik toetada tagaroopsaha hõlm pinnasele ja seeläbi vältida hõlma pöördumist mittesoovitud suunas. Nimetatud funktsionaalsuse realiseerimiseks on vajalik valmistada mehhanism, kus hõlma pööramise hüdrosilindri korpuse kinnitusaas ja pööramissilindri kinnituspunkti nihutava hüdrosilindri kolvivarre aasad paiknevad kahe paralleelse plaadi vahel. Plaatides on ristkülikulise geomeetriaga pilud. Kinnitussõrm läbib mõlemad plaatidel olevad pilud ja hüdrosilindrite aasad. Hõlma pööramissilindri kinnituspunkti nihutava hüdrosilindri sääre kinnitusaas paigaldatakse mehaanilise kulumise vältimiseks terasseibide vahele. Sõrm fikseeritakse telgsuunalise nihkumise vältimiseks vedrutihvtiga. Eelpool nimetatud konstruktsiooni visualiseerib alljärgnev joonis ja töö lisa 4.



Joonis 3.8. Pööramissilindri korpuse kinnituspunkti nihutamise mehhanism, kus S_k on kinnituspunkti kogusiire.

Mehhanism kinnitatakse saha raami pikitorule keevisliitega. Pööramissilindri kinnitussõrme liigutav hüdrosilinder kinnitub mehhanismi alumisele plaadile sõrme abil. Arvestades tagaroopsaha hõlma pööramissilindri kinnituspunkti paiknemist, sõlmes esinevaid hõõrdumisi ning seeläbi kinnituspunkti paigalhoidmisel ja nihutamisel esinevate koormuste suundi ja iseloomu, ei vaja kinnitussõlme liigutava hüdrosilindri kinnitusdetailid tugevusarvutuse läbiviimist.

4. TAGAROOPSAHA HÜDRAULIKASÜSTEEMI PROJEKTEERIMINE

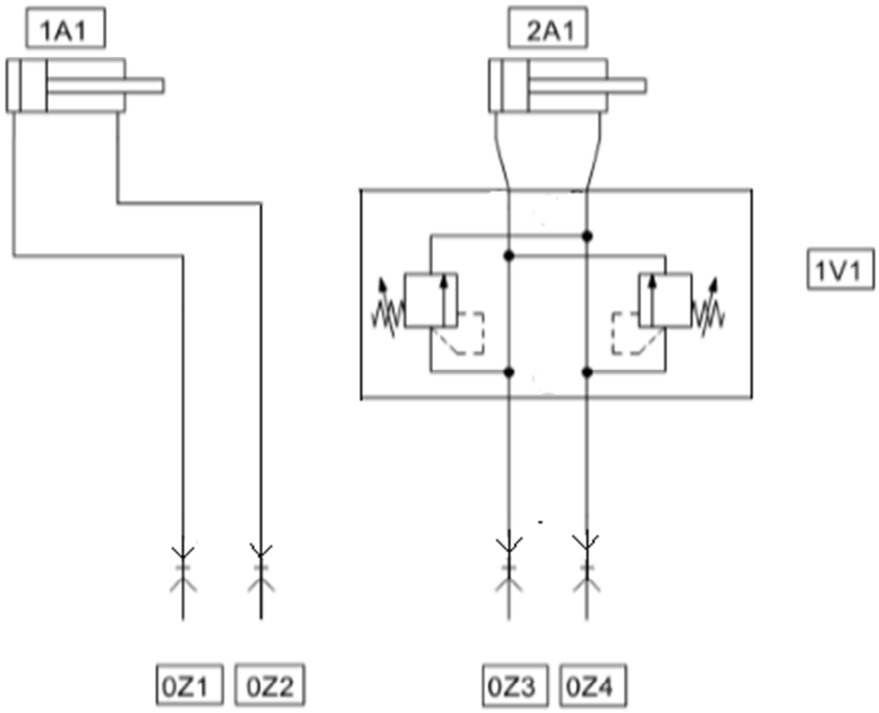
4.1. Hüdroskeem ja hüdraulikakomponendid

Projekteeritava tagaroopsaha hüdraulikasüsteem koosneb ühendusvoolikutest, pööramissilindri rõhupiirajast, hõlma pööramissilindrist, pööramissilindri kinnituspunkti liigutamise silindrist ja vajalikest liitmikest. Traktori surveliinide ühendamiseks ettenähtud ühendusvoolikud on varustatud standardsete kiirliitmikega. Ühendamata olukorras on liitmike tööpinnad suletud tolmukaitsekorkidega. Ühendusvoolikud on kinnitatud tagaroopsaha raami külge klambritega, et vältida voolikute ja hüdroõli kaalust ning liikumisest tulevat koormust ühendusliitmikele. Samuti väldivad klambrid voolikute juhuslikku paiknemist ning langemist maapinnale.

Hõlma pööramise hüdrosilindri kaitseks on toiteliinidele projekteeritud kahepoolne rõhupiiraja, mis rakendub juhul, kui tagaroopsaha hõlma serv kohtab liikumisel liikumatut takistust. Rõhupiiraja on reguleeritud töörõhule 24 MPa, mis väldib hüdrosilindri purunemise. Koormuse suurenedes ületatakse silindri kolvi poolt etteantud töörõhk ning rõhupiiraja võimaldab hüdroõlil voolata kolvi ülerõhu poolelt kolvi vastaspoolele. Hüdrosilindri kolvivars saab telgsuunalise liikumise ja seeläbi välditakse hüdrosilindri, tagaroopsaha ja traktori konstruktsiooni purunemist või traktori liikumissuuna muutust. Rõhupiiraja valiku teostan ostutootena Hydroscand Service OÜ tootevalikust, toode V0440 [7].

Hüdrosilindrid on tulenevalt tagaroopsaha konstruktsioonist kahepoolse toimega. Hüdrosilindrid kui süsteemi täiturid ühendatakse traktori surveliinidega sobivate voolikutega, milliste valiku teostan ostutootena ettevõtte Hydropower OÜ tootevalikust, voolikud Powerflex 1004-0006, töörõhuga kuni 330 bar [6].

Hüdraulikasüsteem ja selle komponendid on visualiseeritud skemaatiliselt alljärgneval joonisel.



Joonis 4.1. Tagaroopsaha hüdroskeem, kus 1A1 on pöördesilindri korpuse kinnituspunkti liigutamise sõlme hüdrosilinder; 2A1 – hõlma pööramise hüdrosilinder; 1V1 – rõhupiiraja; 0Z1, 0Z2, 0Z3, 0Z4 – surveliinide kiirliitmikud.

4.2. Hüdrosilindrite dimensioneerimine ja valik

Pööramisfunktsiooni teostava hüdrosilindri dimensioneerimiseks on vajalik teostada arvutused silindrile mõjuvate pikijõudude ja kinnitussõrmedele mõjuvate põikjõudude osas. Silinder paikneb tagaroopsaha raami ja hõlma vahel, moodustades skemaatiliselt täisnurkse kolmnurga diagonaali. Seetõttu ei paikne hüdrosilinder parima survenurga suhtes ideaalses asendis. Käesoleva töö autor asub seisukohale, et hüdrosilindrile ja tema kolvivarre kinnituspunktile on ohtlikeim olukord, kus tagaroopsaha raami suhtes 90^o nurga all oleva hõlma kaugeim serv, kohtab liikumisel jäika liikumatut takistust. Silindrile rakendub olenevalt tööolukorrast tõmbe- või survejõud. Silindri varre kinnituspunktile mõjuva jõu arvutuste aluseks võtan ülalpool nimetatud traktori veojõust ja inertsijõust koosneva summaarse jõu 13600 N. Mõjuvad jõud hüdrosilindri kolvivarre kinnituspunktis on võimalik arvutada valemiga [13: 37]

$$F_k = \frac{F_{\text{sum}} \cdot l_1}{l_2} \qquad (4.1.)$$

kus F_k on jõud silindri kolvivarre kinnitussõrmes N;

l_1 - summaarse jõu mõjumiskaugus hõlmal N;

l_2 - silindri sääre sõrme kaugus hõlma pöörlemisteljest m;

F_{sum} - hõlmale mõjuv summaarne jõud N.

$$F_k = \frac{13600 \cdot 0{,}9}{0{,}25} = 48960\ N$$

Hüdrosilindri kolvivarre kinnitussõrm on kinnitatud tagaroopsaha hõlmale konsoolsena ja seepärast on vajalik sõrme dimensioneerimiseks teostada tugevusarvutused paindele. Sõrm valmistatakse ruudukujulise ristlõikega masinaehituskonstruktsioonterasest E335, vahelduval paindel on lubatud paindepinge 470 N/mm^2. Sõrmele mõjuv paindemoment on arvutatav valemiga 3.14

$$M_{b,s} = F_k \cdot l_{t,s}$$

kus $M_{b,s}$ on sõrmele mõjuv paindemoment N·m;

F_k - jõud silindri kolvivarre kinnitussõrmes N;

$l_{t,s}$ - jõuõla pikkus m.

$$M_{b,s} = 48960 \cdot 0{,}209 = 10232{,}64\ N \cdot m \approx 10233\ N \cdot m$$

Sõrme läbimõõdu arvutusvalem on tuletatud paindepinge ning telgvastupanumomendi valemi kaudu [13: 47, 13: 49]

$$\sigma_b = \frac{M_{b,s}}{W} \quad (4.2.)$$

$$W = \frac{h_s^3}{6} \quad (4.3.)$$

$$h_s \geq \sqrt[3]{\frac{M_{b,s} \cdot 6}{\sigma_b}} \quad (4.4.)$$

kus σ_b on materjali lubatud paindepinge N/mm^2;
$M_{b,s}$ - sõrmele mõjuv paindemoment N·m;
W - ristlõike telgvastupanumoment cm^3;
h_s - silindri sääre sõrme külje pikkus mm.

$$h_s \geq \sqrt[3]{\frac{10233 \cdot 6}{470 \cdot 10^6}} \geq 0{,}0507\ m \approx 51\ mm$$

Eeltoodud arvutuste alusel on silindri kolvivarre kinnitussõrme minimaalne lubatud külje pikkus 51 mm. Käesoleva töö autori hinnangul osutub otstarbekaks projekteerida nimetatud sõrm ruudukujulisest terasprofiilist küljepikkusega 30 mm ning lisada sõrme tugevdamiseks 6 mm läbimõõduga lehtterasprofiilist tugevdusplaadid, mis kinnitatakse keevisliitega vertikaalselt sõrme iga külje keskele ja horisontaalselt hõlma külge. Sõrmele mõjuv paindepinge on lisaks piiratud asjaoluga, et hõlma pööramissilinder on varustatud kaitseklapiga, mis rõhu ületamisel võimaldab hüdrosilindri säärel telgsuunalist liikumist. Nimetatud sõrme konstruktsioon ja disain on esitatud töö lisas 6.

Hüdrosilindri korpuse kinnitussõrme dimensioneerimiseks on vajalik määrata piki silindrit mõjuv jõud. Silindri ja mõjuva jõu vaheline nurk hõlma 90^o paiknemise olukorras arvutatakse valemiga [13: 13]

$$\alpha_s = \tan^{-1}\frac{l_2}{l_3} \quad (4.5.)$$

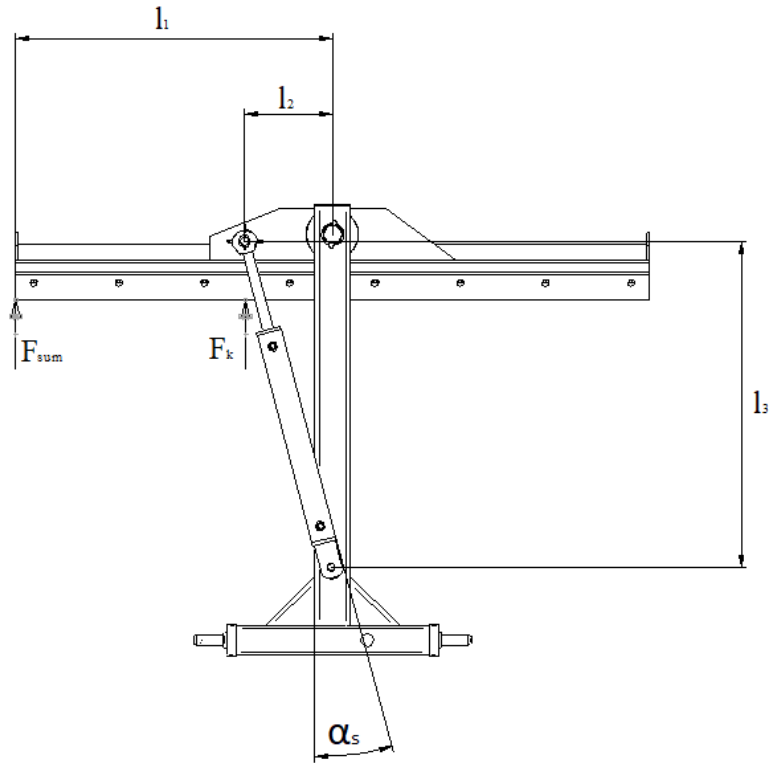
kus α_s on silindri asendinurk ^{o};

l_3 - silindri korpuse kinnituspunkti kaugus hõlmast m;

l_2 - silindri sääre sõrme kaugus hõlma pöörlemisteljest m.

$$\alpha_s = \tan^{-1}\frac{0{,}25}{0{,}93} = 15^o 4' \approx 15^o$$

Hüdrosilindri paiknemist, kinnituspunktide asukohti ja mõjuvaid jõude on selgitatud alljärgneval joonisel.



Joonis 4.2. Hõlma pööramiseks ettenähtud hüdrosilindri paiknemine ja mõjuvad jõud, kus F_{sum} on hõlmale mõjuv summaarne jõud; F_k - jõud silindri kolvivarre kinnitussõrmes; l_1 - summaarse jõu mõjumiskaugus hõlmal; l_2 - silindri sääre sõrme kaugus hõlma pöörlemisteljest; l_3 - silindri korpuse kinnituspunkti kaugus hõlmast.

Silindri kinnitussõrm valmistatakse masinaehituslikust konstruktsioonterasest E335, nihketugevusega 470 N/mm^2. Ohutusteguriks valin dünaamilisest koormusolukorrast tulenevalt 3. Lubatud nihkepinge arvutatakse valemiga 3.7

$$\tau_{s,allow} = \frac{\tau_{sB}}{\vartheta}$$

kus $\tau_{s,\,allow}$ on materjali lubatud nihkepinge N/mm^2;

τ_{sB} - materjali nihketugevus N/mm^2;

ν - ohutustegur.

$$\tau_{s,allow} = \frac{470}{3} = 156{,}666\ N/mm^2 \approx 157\ N/mm^2$$

Silindri korpuse kinnituspunktis silindri kinnitussõrmele mõjuv lõikejõud arvutatakse valemiga [13: 13]

$$F_{s,r} = \frac{F_k}{cos\alpha_s} \qquad (4.6.)$$

kus $F_{s,r}$ on pööramissilindri kinnituspunktile raamil mõjuv jõud N;

F_k - jõud silindri sääre kinnitussõrmes N;

α_s - silindri asendinurk ^{o}.

$$F_{s,r} = \frac{48960}{cos\ 15} = 50687{,}121\ N \approx 50687\ N$$

Nimetatud kinnitussõrm töötab kahelõikelises olukorras ning sõrme läbimõõt arvutatakse valemiga [13: 46]:

$$d_{s,k,s} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{s,r}}{2 \cdot \pi \cdot \tau_{s,allow}}} \qquad (4.7.)$$

kus $d_{s,k,s}$ on pööramissilindri kinnitussõrme läbimõõt mm;

$F_{s,r}$ - pööramissilindri kinnituspunktile raamil mõjuv jõud N;

$\tau_{s,\ allow}$ - materjali lubatud nihkepinge N/mm^2.

$$d_{s,k,s} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 50687}{2 \cdot \pi \cdot 157}} = 14{,}336\ mm \approx 14{,}5\ mm$$

Eeltoodust tulenevalt on projekteerimise käigus vajalik seada hõlma pööramissilindri korpuse kinnitussõrme minimaalseks läbimõõduks 14,5 mm. Sõrme disain on esitatud töö lisas 4.4.

Pööramissilindri kolvi läbimõõdu arvutamiseks võtan eelduseks järgmised andmed:

- traktori hüdraulikasüsteemi maksimaalne töörõhk P = 12 Mpa = 12000000 Pa;
- silindri mehaaniline kasutegur η = 0,85;
- silindri poolt arendatav jõud F_{sil} = 25000 N.

Pööramissilinder on kahepoolse toimega ja peab arendama mõlemas suunas ettenähtud jõudu, seega dimensioneerin hüdrosilindri kolvivarre poolse kolvi rõngaspinna pindala järgi. Silindri kolvi minimaalne vajalik ristlõikepindala on arvutatav valemiga: [16: 123]

$$A_s = \frac{F_{sil}}{P_t \cdot \eta} \tag{4.8.}$$

kus A_s on kolvi ristlõikepindala mm^2;
F_{sil} - silindri poolt arendatav jõud N;
P_t - hüdrosüsteemi töörõhk Pa;
η - silindri mehaaniline kasutegur.

$$A_s = \frac{25000}{12000000 \cdot 0{,}85} = 0{,}00245\ m^2 = 2450\ mm^2$$

Arvutatud pindala on silindri kolvi varre poolse külje pindala ning silindri kolvi läbimõõdu arvutamiseks on vajalik leida kolvivarre läbimõõt ja ristlõikepindala. Kolvivarre abil ülekantav telgsuunaline jõud põhjustab kolvivarres pikipainde ehk nõtke [16: 120]. Kolvivarre vaba nõtkepikkus on 500 mm. Terase elastsusmoodul on 210000 N/mm^2. Ohutusteguriks valin 3. Etteantud koormust 25000 N taluva kolvivarre läbimõõt on arvutatav lubatud nõtkejõu ja silindrilise ristlõikepinna inertsimomendi arvutamise valemite teisendamisel [13: 46, 13: 49]

$$F_{kv,allow} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_{kv}^2 \cdot \nu} \tag{4.9.}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d_{kv}^4}{64} \tag{4.10.}$$

$$d_{kv} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot l_{kv}^2 \cdot \nu \cdot F_{kv,allow}}{\pi^3 \cdot E}} \tag{4.11.}$$

kus $F_{kv,\ allow}$ on kolvivarre lubatud nõtkejõud N;
E - terase elastsusmoodul N/mm^2;
I - ristlõike inertsimoment cm^4;
d_{kv} - kolvi varre läbimõõt mm;
ν - ohutustegur;
l_{kv} - kolvi varre vaba nõtkepikkus mm.

$$d_{kv} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 250000 \cdot 3 \cdot 25000}{\pi^3 \cdot 210000}} = 20{,}719\ mm \approx 20{,}8\ mm$$

Eeltoodust tulenevalt on arvutatud kolvivarre ristlõikepindala seega 340 mm^2.

Hüdrosilindri kolvi minimaalne läbimõõt avaldub eelnevalt arvutatud kolvivarre poolse kolvi tööpinna ristlõikepindala ja kolvivarre ristlõikepindala kaudu [13: 27]:

$$d_k \geq \sqrt{\frac{4 \cdot (A_{kv} + A_s)}{\pi}} \qquad (4.12.)$$

kus d_k on hüdrosilindri kolvi läbimõõt mm;

A_{kv} - hüdrosilindri kolvivarre ristlõikepindala mm^2;

A_s - hüdrosilindri kolvi ristlõikepindala mm^2.

$$d_k \geq \sqrt{\frac{4 \cdot (340 + 2450)}{\pi}} = 59{,}601\ mm \approx 60\ mm$$

Teostatud arvutustest nähtub, et tagaroopsaha hõlma pööramiseks sobiva hüdrosilindri kolvi läbimõõt on minimaalselt 60 mm ja kolvivarre minimaalne läbimõõt 20,8 mm. Silindri valik teostatakse ettevõtte Hydropower OÜ valikust [6]. Sobiva kahepoolse toimega hüdrosilindri MCL60 parameetrid on:

- kolvi läbimõõt 60 mm;
- kolvivarre läbimõõt 30 mm;
- kolvikäik 500 mm;
- paigalduspikkus 730 mm;
- kinnitusaasade silmade läbimõõt 25 mm;
- toiteliinide ühendused sisekeere G3/8.

Hõlma pööramissilindri kinnituspunkti nihutamiseks raamil on vajalik hüdrosilinder kolvikäiguga 200 mm. Silindri valik teostatakse ettevõtte Hydropower OÜ valikust [6]. Sobiva kahepoolse toimega hüdrosilindri MCL50 parameetrid on:

- kolvi läbimõõt 50 mm;
- kolvivarre läbimõõt 25 mm;
- kolvikäik 200 mm;

- paigalduspikkus 410 mm;
- kinnitusaasade silmade läbimõõt 25 mm;
- toiteliinide ühendused sisekeere G3/8.

Eeltooduga on tagaroopsaha hüdraulikasüsteemi tarbeks hüdrosilindrite dimensioneerimine ja valik teostatud.

5. TAGAROOPSAHAGA TÖÖTAMINE

Projekteeritud tagaroopsahk kinnitatakse traktori hüdraulilisele tagarippsüsteemile kolmest punktist. Seejuures peavad rippseadme kinemaatilised parameetrid olema valitud viisil, mis tagavad tagaroopsaha tehnoloogilise tööprotsessi normaalse täitmise [14: 33]. Rippsüsteemi ülemise tõmmitsa pikkuse reguleerimisega saab tagaroopsaha raamile anda horisontaalse paigutuse, et tagada hõlma lõiketera projekteeritud lõikenurk. Hüdrovoolikute ühendamisel tuleb jälgida, et liitmikud oleks tolmu- jms vabad. Olenevalt teostatavast tööprotsessist tuleb kasutada tagarippsüsteemi veoraudade fikseeritud kõrgust või veoraudade ujuvasendit, kasutades traktori hüdrojaguri vastavat positsiooni.

Pinnase tasandamisel ja teisaldamisel, samuti lume teisaldamisel üksnes traktori liikumissuunas, paikneb tagaroopsaha hõlm traktori liikumissuunaga risti, so 90^o nurga all. Nimetatud juhul surutakse pinnast ja lund üksnes saha ees. Pinnase ja lume suunamiseks külgsuunas on vajalik hõlma asendi muutmine. Asendi muutmiseks tuleb muuta hõlma pööramissilindri pikkust. Pinnas ja lumi libiseb piki hõlma üksnes juhul, kui hõlma haardenurk δ on roopsaha pikitelgjoone suhtes väiksem kui 90^o (vt joonis 5.1). Eestis on kasutusel parempoolne liiklus [11]. Sõidukid paiknevad teel parempoolses reas. Tee pikitelgjoon jääb sõiduki liikumissuuna suhtes vasakule. Pinnasteede tasandamisel suunatakse pinnas tee põikprofiili taastamisel tee pikitelgjoone suunas, st parempoolse liiklusega teel vasakule. Seepärast paikneb pinnasteede tasandamisel tagaroopsaha hõlma haardenurk roopsaha liikumissuuna suhtes paremal (vt joonis 5.1). Optimaalseim hõlma haardenurk teede profileerimisel on $40–45^o$ [22: 161]. Taolise seadistamisega tagatakse pinnase või kruusa kandumine tee pikitelgjoone suunas ja seeläbi tagatakse sõidutee vajalik põikprofiil. Tee sõiduraja põikprofiil on üldjuhul telgjoonest kaldega teepeenra suunas, et tagada vee äravool teekattelt [18]. Projekteeritud tagaroopsahale on võimalik põikkalle anda traktori tagarippsüsteemi veoraudadele erineva vertikaalkõrguse andmisega. Seejuures tuleb arvestada, et pinnast lõikava hõlma haardenurga muutmine põhjustab hõlma põikkalde muutuse. Nimetatud põhjuslik seos ei sõltu hõlma kujust ja mõõtmetest. Seepärast on täpse ja soovitud tulemuse tagamiseks vajalik hõlma põikkallet muuta olenevalt hõlma haardenurgast. Teoreetiliste arvutuste ja praktiliste katsetega on tõestatud, et juhul kui hõlma põikkalde soovitud väärtused on vahemikus $– 30^o$ kuni 30^o ja hõlma haardenurk on vahemikus 30^o kuni 150^o, avaldub hõlma korrigeeritud põikkaldenurk valemist [10: 6]

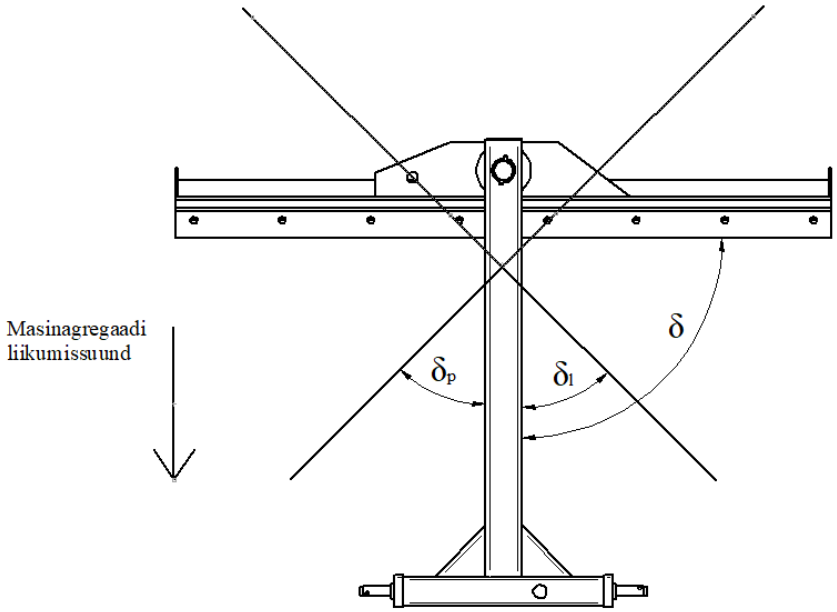
$$\gamma_k = \gamma \cdot sin\ \delta \qquad (5.1.)$$

kus γ_k on hõlma korrigeeritud põikkaldenurk ^{o};

γ - hõlma esialgne põikkaldenurk ^{o};

δ - hõlma haardenurk ^{o}.

Lumetõrjel on vajalik lume teisaldamine üldjuhul sõiduteelt kraavi või teepeenrale. Seepärast paikneb hõlma haardenurk lumetõrjel roopsaha liikumissuuna suhtes vasakul (vt joonis 5.1). Optimaalseim hõlma haardenurk teede lumetõrjel on 40–50^o [22: 165].



Joonis 5.1. Tagaroopsaha hõlma haardenurgad, kus δ on hõlma haardenurk 90^o asetusel; δ_p - hõlma haardenurk ^{o} pinnastee tasandamisel; δ_l - hõlma haardenurk ^{o} teede lumetõrjel.

Koheva lume eemaldamisel on soovitatav masinagregaadi suurem liikumiskiirus. Sel juhul paiskub lumi kaugemale ning suureneb masinagregaadi läbivus ja tootlikkus [2: 275].

Hõlma pööramiseks 180^o võrra tuleb anda hõlma pööramissilindri kolvivarrele plussasend, nihutada pööramissilindri korpuse kinnituspunkti tagaroopsaha raamil hõlma pööramise suunas. Järgnevalt on vajalik pööramissilindri varrele anda sisseliikumiskäsk ja seeläbi pöördub hõlm soovitud suunas.

KOKKUVÕTE

Käesoleva bakalaureusetöö eesmärk oli projekteerida põllumajandusliku väiketraktori tagarippsüsteemile haagitav tagaroopsahk, mille hõlm on traktori hüdraulikasüsteemi abil pööratav. Töö koostamisel seati oluliseks alameesmärgiks tagaroopsaha hõlma optimaalseima kuju ning hõlma pööramislahenduse väljatöötamine. Tagaroopsahk on eelkõige ette nähtud teede ja platside lumest puhastamiseks ning pinnas- ja kruusateede tasandamiseks ja profileerimiseks, olles traktorit kasutades üks lihtsamaid lahendusi eelnimetatud tööoperatsioonide täitmiseks.

Tagaroopsaha projekteerimisel lähtuti vedava traktori tehnilistest parameetritest ning samuti Eestis kehtivatest liiklusalastest ja traktoriga haagitavatele masinatele kehtivatest õigusaktidest. Tänases õigusruumis on tagaroopsaha näol tegemist traktori külge haagitava masinaga.

Teostatud turu-uuringu käigus selgus, et tagaroopsahkade tootjate hulk Eestis ei ole suur. Töös käsitleti kolme sarnast toodet. Hüdrauliliselt pööratava hõlmaga tagaroopsahk on tootevalikus neist ühel tootjal.

Tagaroopsaha konstruktsiooni projekteerimise käigus teostati mitmeid tugevusarvutusi ning dimensioneeriti detaile ja hüdraulikakomponente. Samuti analüüsiti erialakirjanduses esitatud teoreetilisi seisukohti. Eeltoodu alusel projekteeriti tagaroopsahale optimaalse kujuga hõlm, mis tagab väikese eritakistuse pinnase või lume lõikamisel, väldib hõlma ummistumist ning tagab seeläbi kvaliteetse tulemuse teehooldusel. Projekteeritud hõlma lõiketera lõikenurk on 45^{o}. Erialakirjandusele toetudes saab kinnitada, et tihenenud lumeformatsioonide lahtilõikamiseks vajalikud jõud on minimaalseimad lõiketera 45–50^{o} lõikenurga kasutamisel. Seejuures on nimetatud jõud ligikaudu 45–50% väiksemad olukorrast, kus lõiketera lõikenurk on vahemikus 60–90^{o}. Lõikenurga suurenemisel kasvab lõikamise eritakistus ja seeläbi ka vajalik veojõud. Optimaalseim hõlma haardenurk teede profileerimisel ja lumetõrjel on 40–45^{o}. Eeltoodust lähtuvalt ning arvestades vedava traktori kogulaiust, on projekteeritud tagaroopsaha hõlma laiuseks määratud 1800 mm. Tagaroopsaha hõlma kinnitustelg on dimensioneeritud piisava tugevusvaruga, vältimaks ootamatu äkkpidurduse tulemusel deformatsiooni või purunemist. Samuti on teostatud tugevusarvutused tagaroopsaha raamile, sh olukorras, kus traktori tagateljele langev koormus rakendub tagaroopsaha raamile. Projekteeritava tagaroopsaha lähtetingimuseks seatud hõlma tõrgeteta pööramise võimalus 280^{o} ulatuses hüdraulikasüsteemi abil lahendati viisil, mis ei sea masinagregaadi operaatori

oskustele kõrgendatud nõudmisi ning ei eelda juhuslikke soodsaid tingimusi. Hõlma pööramissilindri korpuse kinnituspunkti nihutamise kaasabil on tagatud tagaroopsaha hõlma pöördumine ligikaudu 280^{o} osas. Seeläbi on tagatud tagaroopsaha efektiivne töö traktori edasi- ja tagasikäigul. Hõlma pööramiseks ja pööramissilindri kinnituspunkti nihutamiseks on dimensioneeritud ja valitud hüdrosilindrid ostutoodetena. Hõlma pööramissilinder on ülekoormuse eest kaitstud rõhupiirajaga. Ühendusvoolikute fikseerimiseks on tagaroopsaha raamil klambrid, mis väldivad koormuse teket liitmikele, paigutavad voolikud korrektselt raamile ning tulemuseks on visuaalselt korrektne teostus. Tagaroopsaha konstruktsioon ja disain on esitatud töö lisades 1 – 6.

Bakalaureusetöös on esitatud tagaroopsahaga töötamiseks mõningad seisukohad ja soovitused. Tagaroopsaha kui traktori haakeriista haakimisel on esmatähtis, et traktori rippseadme kinemaatilised parameetrid on valitud viisil, mis tagavad tagaroopsaha tehnoloogilise tööprotsessi normaalse täitmise. Pinnasteede profileerimisel ja lumetõrjel tuleb kasutada hõlma haardenurka vahemikus 40–45^{o}, seejuures paikneb haardenurk tagaroopsaha erineval küljel. Projekteeritud tagaroopsahale on võimalik anda põikkalle traktori tagarippsüsteemi veoraudade seadistamisega teineteise suhtes erinevale vertikaalkõrgusele. Seejuures tuleb arvestada, et pinnast lõikava hõlma haardenurga muutmine põhjustab hõlma põikkalde muutuse. Teoreetiliste arvutuste ja praktiliste katsetega on tõestatud, et juhul kui hõlma põikkalde soovitud väärtused on vahemikus – 30^{o} kuni 30^{o} ja hõlma haardenurk on vahemikus 30^{o} kuni 150^{o}, avaldub hõlma korrigeeritud põikkaldenurk valemist 5.1.

Bakalaureusetöö teemakäsitlus on praktiline ja aktuaalne ning esmapilgul lihtsa masina projekteerimine on valdkonnapõhise sisulise käsitluse tulemusena lahendatud uudse põhjalikkusega. Püstitatud eesmärgid saavutati sellekohaste tehniliste lahenduste väljatöötamise kaudu.

KASUTATUD KIRJANDUS

1. **Borštšov, T.** (1969). Mullatöömasinad. Tallinn: Valgus. 320 lk.
2. Buldooserid, skreeperid, greiderid. (1976). /Tõlk. A. Ora. Tallinn: Valgus. 311 lk.
3. **Cuelho, E., Harwood, J., Akin, M., Adams, E.** (2010). Establishing Best Practices of Removing Snow and Ice from California Roadways. Bozeman: Western Transportation Institute, College of Engineering Montana State University. [on-line] http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.259.9619&rep=rep1&type=pdf (14.04.2019).
4. Frelok AS. Tootekataloog. [veebileht] http://www.frelok.ee/products_est.pdf (3.03.2019)
5. Hevo Tehnika OÜ. Tagaroopsahk. [veebileht] http://hevo.ee/et/tagaroopsahk (26.02.2019)
6. Hydropower OÜ. Tooted. [veebileht] http://www. hydropower. ee/kataloogid/ hydrosilindrid. pdf (02.04.2019)
7. Hydroscand AS. Tooted. [veebileht] http://www.hydroscand-service.ee/Details/ 04V0440? lang=et (05.04.2019)
8. Järva Tarbijate Ühistu. Tarvikud ja varuosad. [veebileht] https://www.tooriistamarket.ee/ et/tooted/t%C3%B5steseadmete-tarvikud (16.03.2019)
9. **Klauson, A., Metsaveer, J., Põdra, P., Raukas, U.** (2017). Tugevusõpetus. Tallinn: Tallinna Tehnikaülikooli kirjastus. 639 lk.
10. **Korytov, M. S., Shcherbakov, V. S., Titenko, V. V.** (2019). Effect of the angles of the earth-moving machine moldboard on the cross slope of the graded surface. - *Journal of Physics: Conference Series* 1210(1): 012070. [on-line] https://www. researchgate.net/publication/332860671_Effect_of_the_angles_of_the_earth_moving_machine _moldboard_on_the_cross_slope_of_the_graded_surface (6.05.2019).
11. Liiklusseadus. (vastu võetud 17.06.2010, viimati jõustunud 02.07.2018). - *Riigi Teataja* https://www.riigiteataja.ee/akt/122062018010 (12.11.2018).
12. **Lysyannikov, A. V., Shram, V. G., Lysyannikova, N. N.** (2016). The Optimal Parameters of Installation of the Snow Removing Blade. - *Procedia Engineering* Nr.150. [on-line] https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/ S1877705816315491 (9.04.2019).
13. Mehaanikainseneri käsiraamat. (2012). /Toim. P. Kulu, E. Hendre**.** Tallinn: Tallinna Tehnikaülikooli Kirjastus. 491 lk.
14. **Olt, J.** (2015). Põllundustehnika I: Põllundusmasinad. Tartu: Eesti Maaülikooli tehnikainstituut. 208 lk.
15. Sami AS. Väikesed lumesahad. [veebileht] http://sami.ee/vaikesed-lumesahad/ (25.02.2019)
16. **Soots, R.** (2009). Hüdraulika ja hüdroseadmed. Tallinn: Tallinna Tehnikakõrgkool. 150 lk.

17. Tamsalu EPT AS. Tootekataloog. [veebileht] https://tamsaluept.ee/tootekataloog teehooldusmasinad-metsamasinad-haagised/#page/5 (3.03.2019)

18. Tee seisundinõuded. (vastu võetud 14.07.2015, viimati jõustunud 05.11.2018). – *Riigi Teataja* https://www.riigiteataja.ee/akt/102112018003 (7.05.2019).

19. Traktori, liikurmasina ja nende haagiste tehnonõuded, nõuded varustusele ning tehnonõuetele vastavuse kontrollimise tingimused ja kord. (vastu võetud 08.06.2011, viimati jõustunud 01.06.2018). - *Riigi Teataja* https://www.riigiteataja.ee/akt/ 104052018018 (12.11.2018).

20. Õun, A., Õun, O. (1994). Traktorid T 25A. Tallinn: Valgus. 159 lk.

21. Ватуля, Н. Н. (1969). Трактор Т-25. Харъков: Прапор. 198 с.

22. Ронинсон, Э. Г. (1986). Автогрейдеры. Москва: Высшая школа. 223 с.

23. Федоров, Д. И. (1990). Рабочие органы землеройных машин. Москва: Машиностроение. 368 с.

LISAD

Lisa 7. Lihtlitsents lõputöö salvestamiseks ja üldsusele kättesaadavaks tegemiseks ning juhendaja(te) kinnitus lõputöö kaitsmisele lubamise kohta

Mina, Toomas Otsatalo,

sünniaeg 12.11.1977.a,

1. annan Eesti Maaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda koostatud lõputöö Tagaroopsaha projekt,

   mille juhendaja on Aare Aan,

1.1. salvestamiseks säilitamise eesmärgil,
1.2. digiarhiivi DSpace lisamiseks ja
1.3. veebikeskkonnas üldsusele kättesaadavaks tegemiseks

kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;

2. olen teadlik, et punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile;
3. kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest tulenevaid õigusi.

Lõputöö autor _____
(*allkiri*)

Tartu, 24.05.2019

Juhendaja(te) kinnitus lõputöö kaitsmisele lubamise kohta

Luban lõputöö kaitsmisele.

_____ 24.05.2019
(*juhendaja nimi ja allkiri*)