



**Latvijas Lauksaimniecības universitāte
Tehniskā fakultāte
Mehānikas institūts**

**Latvia University of Agriculture
Faculty of Engineering
Institute of Mechanics**

Mg.sc.ing. Jānis Lāceklis - Bertmanis

**SPIEDIENA SVĀRSTĪBU SAMAZINĀŠANAS
IESPĒJAS TRAKTORAGREGĀTA
HIDRAULISKAJĀ SISTĒMĀ**

**PRESSURE OSCILLATION REDUCTION
POSSIBILITY IN HYDRAULIC SYSTEM OF
TRACTOR AGGREGATE**

**PROMOCIJAS DARBA KOPSAVILKUMS
Dr.sc.ing. zinātniskā grāda iegūšanai**

**PROMOTION PAPER SUMMARY
for acquiring the scientific degree Dr.sc.ing.**



IEGULDĪJUMS TAVĀ NĀKOTNĒ



EIROPAS SAVIENĪBA

Promocijas darba izstrāde līdzfinansēta
no Eiropas Savienības Sociālā fonda

_____ (J. Lāceklis-Bertmanis)

**Jelgava
2014**

Darbs izpildīts Latvijas Lauksaimniecības universitātes Tehniskās fakultātes Mehānikas institūtā.

Darba zinātniskais vadītājs: profesors, Dr.sc.ing. Ēriks Kronbergs.

Oficiālie recenzenti:

Dr.sc.ing. **Andris Martinovs** – Rēzeknes augstskolas asociētais profesors.

Dr.sc.ing. **Dainis Viesturs** – Latvijas Lauksaimniecības universitātes aģentūras „Lauksaimniecības tehnikas zinātniskais institūts” vadošais pētnieks.

Dr. habil.sc.ing. **Jānis Vība** – LZA kor.loc., Rīgas Tehniskās universitātes profesors.

Promocijas darba aizstāvēšana notiks Latvijas Lauksaimniecības universitātes Lauksaimniecības nozares Inženierzinātņu apakšnozares promocijas padomes atklātā sēdē 2014. gada 11. jūnijā plkst. 10:00, Jelgavā, J. Čakstes bulv. 5, Tehniskajā fakultātē, 429. auditorijā.

Ar promocijas darbu, pielikumu un kopsavilkumu var iepazīties Latvijas Lauksaimniecības universitātes fundamentālajā bibliotēkā, Jelgavā, Lielā ielā 2.

Atsauksmes sūtit promocijas padomes sekretāram, prof., Dr.sc.ing. Imantam Ziemelim, LLU, Tehniskā fakultāte, J. Čakstes bulv. 5, Jelgava, LV-3001.

Padomes priekšsēdētājs: prof., Dr.sc.ing. Juris Priekulis.

The research is carried out at the Latvia University of Agriculture, Institute of Mechanics of the Faculty of Engineering.

The scientific advisor of the research: professor, Dr.sc.ing. Ēriks Kronbergs.

The official reviewers:

Dr.sc.ing. **Andris Martinovs** – Associate Professor of University of Rezekne.

Dr.sc.ing. **Dainis Viesturs** – Leading Researcher of the Agency of Latvia University of Agriculture „Research Institute of Agriculture Machinery”.

Dr. habil.sc.ing. **Jānis Vība** – The Corresponding Member of Latvian Academy of Sciences, The Profesor of Riga Technical University.

The promotion paper will be defended in an open meeting of the Promotion Council of the sub-branch of Engineering Sciences of the branch of Agriculture, at the Latvia University of Agriculture on 11th june, 2014 at 10.00 a.m. Venue – Jelgava, 5 J. Cakstes blvd., Faculty of Engineering, room 429.

The promotion paper, the annex and summary are available at the Fundamental library of the Latvia University of Agriculture located at 2 Lielā street, Jelgava.

References should be sent to the secretary of the Promotion Council, professor, Dr.sc.ing. Imants Ziemelis. Address – Faculty of Engineering, Latvia University of Agriculture, 5 J. Cakstes Blvd., Jelgava, LV-3001.

Head of the Council: professor, Dr.sc.ing. Juris Priekulis.

SATURS

Darba aktualitāte.....	4
Pētījumu objekts, hipotēze, mērķis un uzdevumi.....	5
Aizstāvēšanai izvirzītās tēzes.....	6
Promocijas darba aprobācija.....	6
Darba zinātniskā novitāte un praktiskās izmantošanas iespējas	8
1.Teorētiskie pētījumi.....	9
1.1.Traktoragregāta svārstību modeļa izvēle	9
1.2.Traktoragregāta hidrauliskās uzkares sistēmas mehānisma kinemātiskās shēmas analīze	10
1.3.Traktoragregāta vertikālo svārstību matemātiskais modelis	15
1.4.Traktoragregāta hidrauliskās uzkares sistēmas spiediena svārstību modelēšana ..	17
2.Eksperimentālie pētījumi	19
2.1.Eksperimentu metodikas izstrāde	20
2.2.Traktoragregāta trīspunktu uzkares hidrosistēmas darba šķidruma spiediena svārstību pētījumi	21
2.3.Hidroakumulatoru izmantošana hidrosistēmas raksturliknes izmaiņas pētījumos	22
2.4.Traktoragregāta hidrauliskās uzkares sistēmas un augstspiediena hidrosūķa spiediena svārstību pētījumi uz grunts seguma ceļa	26
3.Ekonomiskais novērtējums	27
Secinājumi	31
Kopsavilkuma norādēs izmantotie informācijas avoti	51

TABLE OF CONTENTS

Topicality of the research	32
The object, hypothesis, aim and tasks of the research.....	33
Theses for defence	34
Approbation of the research.....	34
Scientific novelty and practical application of the research.....	36
1.Theoretical research.....	37
1.1.Oscillation model selection for the tractor aggregate	37
1.2.Hydraulic hitch-system mechanism kinematic scheme analysis for the tractor aggregate	38
1.3.Vertical oscillation mathematical model for the tractor aggregate	41
1.4.Oscillation mathematical modeling for the tractor aggregate hydraulic hitch-system	44
2.Experimental research	45
2.1.Development of experiment methodology	45
2.2.Working fluid pressure oscillation experiments for the tractor aggregate three-point hydraulic hitch-system	45
2.3.Hydraulic accumulator use in the hydraulic system characteristics curve change experiments	46
2.4.Hydraulic hitch-system of the tractor aggregate and high pressure hydraulic pump pressure oscillation experiments on a gravel road	48
3.Economic evaluation	49
Conclusions	50
References used in summary	51

DARBA AKTUALITĀTE

Lauksaimniecībā plaši izmanto traktorus, kuri ir agregatēti ar uzkarināmām mašīnām un smagsvara augsnes apstrādes darba rīkiem. Traktoragregātu kustībā to hidrauliskās sistēmas izpilda darba rīku uzkares funkcijas. Lauku un ceļu virsmas reljefa izraisītās svārstības rada palielinātas spiediena svārstības hidrauliskajā sistēmā un ierobežo traktoragregāta kustības ātrumu transporta režīmā. Pārbraucienos no lauka uz lauku tiek patērtēts pat līdz 10 % no visa darba laika dienā (Kyxap, 2006). Lauku apstākļos pārsvarā sastopami grunts ceļi un bieži kravas jāpārvadā pa nelīdzeniem ceļiem, pa tīrumiem, plavām, mežiem, kur traktoragregātu kustības ātrums nepārsniedz $8 - 15 \text{ km h}^{-1}$ (Нагаткина, 1984). Uz deformējama seguma ceļiem (šķembas, grants, grunts) atkarībā no seguma pretestības vertikālai slodzei un kustības intensitātei ceļu nelīdzenumu augstums ($10 - 12 \text{ mm}$) un garums ($5 - 8 \text{ m}$) var svārstīties plašās robežās (Pommers, Liberts, 1985).

Šīs traktoragregāta svārstības ierobežo kustības ātrumu transporta režīmā gan uzkares sistēmas izturības nosacījumu, gan apgrūtinātas vadāmības dēļ, tāpēc aktuāli ir kustības ātruma palielināšanas un spiediena amplitūdu samazināšanas iespēju pētījumi.

Hidrauliskās sistēmas spiediena pulsācijas, aggregātu vibrācijas, pārejas procesi (pārslēgšana, ieslēgšana vai sūkņa atslēgšana) un hidrotriecieni, kas veidojas hidrosistēmu ekspluatācijā, pastiprina mehānismu nodilumu, daudzkārt palielina iekšējo korodēšanas procesu ātrumu, sekmē materiālu nogurumu spriegumu koncentrācijas vietās (metinātās šuvēs, aizbāžņu vietās u.c.), kā rezultātā veidojas avārijas situācijas. Vairāk nekā 70% no hidrosistēmas atteikumiem saistīti ar hidrodinamiskajiem procesiem (Яскеляян, 2008). Palielinātas hidrauliskā darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtības, kas daudzkārt pārsniedz nominālo darba spiedienu, līdzvērtīgi hidrauliskā trieciena ietekmei. Hidraulisko triecienu rezultātā, veidojas plīsumi cauruļvados, kuru ilgizturība ir atkarīga no spiediena maksimālo vērtību un sagraušanas spiediena attiecības (Тракторы..., 1986).

Moderno traktoru (piemēram, Claas Ares) hidrauliskās uzkares sistēmas tiek aprīkotas ar aktīvajām svārstību slāpēšanas sistēmām, kuru darbība pamatojas uz hidrosistēmas spiediena un augsnes apstrādes agregāta pozīcijas nepārtrauktu izmaiņu koriģēšanu attiecība pret traktora korpusu transportēšanas režīmā. Šāda tipa svārstību slāpētāju uzstādīšana agrāk ražoto traktoru hidrauliskajai sistēmai nav iespējama bez elektroniskās vadības sistēmas.

Apskatītajos literatūras avotos nav konstatēti pētījumi par dažādo smagsvara darbarīku brīvajām svārstībām hidrauliskā uzkarē pret traktora korpusu, saistībā ar visa traktoragregāta svārstībām. Nepietiekami pētītas spiediena svārstību amplitūdas traktoragregāta uzkares sistēmā transporta režīmā un spiediena svārstību amplitūdu samazināšanas iespējas. Nav eksperimentāli novērtētas pasīvās uzkares svārstību slāpēšanas sistēmas salīdzinājumā ar aktīvajām uzkares svārstību slāpēšanas sistēmām.

Promocijas darbā tiek analizēti hidrauliskās sistēmas spiediena svārstību ierosmes procesi un to amplitūdas samazināšanas iespējas modernajos traktoros, kuru hidrauliskā uzkares sistēma aprīkota ar aktīvo spiediena svārstību slāpēšanas sistēmu un arī traktoru uzkares sistēmās bez aktīvajiem svārstību slāpētājiem.

Pētījumi, kas atspoguļo traktoragregāta hidrauliskās sistēmas spiediena svārstību amplitūdu samazināšanas iespējas, ir aktuāli, jo izstrādātās rekomendācijas var paīdzināt traktoru hidrauliskās sistēmas elementu darbmūžu, uzlabot traktoru vadāmību, braukšanas komfortu un palielināt kustības ātrumu traktoragregātu pārbraucienos.

PĒTĪJUMU OBJEKTS, HIPOTĒZE, MĒRKIS UN UZDEVUMI

Pētījumu objekts - traktoragregāts, kam tiek pētīta kustības ātruma un ceļa seguma negludumu ietekme uz darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtībām hidrauliskajā uzkarē.

Pētījumu hipotēze – transporta režīmā darba šķidruma spiediena svārstību amplitūda traktoragregātu hidrauliskajā uzkares sistēmā ir atkarīga no uzkarinātā augsnes apstrādes darba rīka masas, tās sadalījuma, ceļa negludumu un kustības ātruma ietekmes. Darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu samazināšana hidrauliskajā uzkares sistēmā samazina visa traktoragregāta svārstības, nodrošinot lielāku hidrosistēmas darba mūžu, traktora kustības ātrumu un labāku vadāmību transporta režīmā.

Pētījumu mērkis – izpētīt metodes maksimālo darba šķidruma spiediena vērtību noteikšanai un samazināšanai hidrauliskajās uzkares sistēmās traktoragregātam pārvietojoties transporta režīmā.

Pētījumu uzdevumi

- Teorētiski noteikt traktoragregāta vertikālās svārstības strādājot transporta režīmā un atbilstošās darba šķidruma spiediena svārstības hidrauliskajā uzkares sistēmā.
- Izstrādāt traktoragregāta vertikālo svārstību matemātisko modeli un veikt svārstību modelēšanu.
- Eksperimentāli izpētīt darba šķidruma spiediena svārstības hidrauliskajā uzkares sistēmā traktoragregāta transporta režīmā.
- Novērtēt eksperimentālo pētījumu atbilstību modelēšanā iegūtajiem rezultātiem.
- Uz teorētisko un eksperimentālo pētījumu bāzes izstrādāt metodi darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu samazināšanai traktora hidrauliskajā uzkares sistēmā.
- Pārbaudīt un novērtēt rekomendēto metodi hidrauliskās uzkares sistēmu pilnveidošanai.

PĒTĪJUMU METODES

Darbā izmantotas analīzes, sintēzes, modelēšanas, prognozēšanas, eksperimentēšanas (ceļizmēģinājumu un laboratorijas), statistiskās un ekonomiskās novērtēšanas pētījumu metodes.

AIZSTĀVĒŠANAI IZVIRZĪTĀS TĒZES

1. Izveidotais matemātiskais modelis dod iespēju prognozēt traktoragregāta hidrauliskās uzkares sistēmas darba šķidruma spiediena svārstības transporta režīmā.
2. Traktoru aprīkojot ar dažādi lādētiem hidroakumulatoriem ir iespējams pārvietoties ar lielākiem kustības ātrumiem pie tā paša hidrosistēmas spiediena svārstību amplitūdu līmeņa, salīdzinājumā ar aktīvo svārstību slāpēšanas sistēmu.
3. Izveidotais traktoragregāta svārstību modelis programmā *Working Model 2D* transporta režīmam nodrošina ceļa iedarbes, riteņu un hidrocilindra stinguma un slāpēšanas koeficientu modelēšanu, lai noskaidrotu hidrocilindra spēka un darba šķidruma spiediena vērtības pārvietojoties ar dažādu ātrumu pa profilētu negludumu ceļu.
4. Izstrādātā izmēģinājumu metodika svārstību eksperimentālajiem pētījumiem uz profilētu negludumu ceļa ir izmantojama traktoragregātu hidrosistēmas darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu noteikšanai pie dažādiem kustības ātrumiem, noslodzēm uz hidrosistēmu un riepu spiedieniem.

PROMOCIJAS DARBA APROBĀCIJA

Publikācijas vispārātzītos recenzējamos izdevumos

1. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E. (2013) Mathematical model of tractor aggregate. In: *Proceeding of the 12th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. Jelgava: LUA, pp. 43 – 48.
2. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E. (2013) Model of hydropneumatic three point hitch. In: *Proceeding of the 12th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. Jelgava: LUA, pp. 49 – 54.
3. **Laceklis-Bertmanis J.**, Pirs V., Kronbergs E. Metla-Rozentāls A., Metla M. (2012) Hydropneumatic Suspension for Tractor Implement. In: *Proceeding of the 11th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. Jelgava: LUA, pp. 372 – 376. ISSN 1691-3043.
4. **Laceklis-Bertmanis J.**, Pirs V., Kronbergs E., Metla-Rozentāls A., Metla M. (2012) Physical model of tractor implement. In: *Proceeding of the 18th*

- International Scientific Conference „Research for Rural Development”. Volume 1, Jelgava: LUA, pp. 217 – 222.*
5. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E. (2011) Stiffness and Damping Adjustment for Tractor Hydraulic Hitch-system Model. In: *Proceeding of the 10th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. Jelgava: LUA, pp. 157 – 161.
 6. **Lacekli-Bertmanis J.**, Kakitis A., Kronbergs E., Repsa E., Smits M. (2010) Pressure Oscillation in Hydraulic Hitch-system During Implement Transport. In: *Proceeding of the International Scientific Conference “Mobile Machine”*. Kaunas: LUA, pp. 22 – 32.
 7. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E., Repsa E. (2010) Implement Transport Impact on Hitch-System Pressure Oscillation. In: *Proceeding of the 4th International Scientific Conference on “Trends On Agricultural Engineering”*, Prague: CULSP, pp. 383 – 388.
 8. **Laceklis-Bertmanis J.**, Pirs V., Jesko. Z. (2010) Investigation of Pressure Oscillation in Hydraulic Hitch-System. In: *Proceeding of the 16th International Scientific Conference „Research for Rural Development”*. Volume 1, Jelgava: LUA, pp. 95 – 99.
 9. **Laceklis-Bertmanis J.**, Repsa E., Kronbergs E. (2010) Simulation of Pressure Oscillation in Hydraulic Hitch-system. In: *Proceeding of the 9th international Scientific Conference „Engeneering for Rural Development”*. Jelgava: LUA, pp. 144 – 148.

Uzstāšanās starptautiskās zinātniskās konferencēs ar ziņojumiem

1. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E. (2013) Mathematical model of tractor aggregate. *Proceeding of the 12th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. May 23 – 24, 2013 Jelgava: LUA, Latvia.
2. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E. (2013) Model of hydropneumatic three point hitch. *Proceeding of the 12th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. May 23 – 24, 2013 Jelgava: LUA, Latvia.
3. **Laceklis-Bertmanis J.**, Pirs V., Kronbergs E. Metla-Rozentāls A., Metla M. (2012) Hydropneumatic Suspension for Tractor Implement. *11th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. May 24 – 25, 2012. Jelgava: LUA, Latvia.
4. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E. (2011) Stiffness and Damping Adjustment for Tractor Hydraulic Hitch-system Model. *10th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*, May 26 – 27, 2011. Jelgava: LUA, Latvia.
5. **Lacekli-Bertmanis J.**, Kakitis A., Kronbergs E., Repsa E., Smits M. (2010) Pressure Oscillation in Hydraulic Hitch-system During Implement Transport. *International Scientific Conference “Mobile Machine”*, Sep 23 – 24, 2010. Kaunas: LUA, Lithuania.

6. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E., Repsa E. (2010) Implement Transport Impact on Hitch-System Pressure Oscillation. *4th International Scientific Conference on “Trends On Agricultural Engineering”*, Sep 7 – 10, 2010. Prague, Czech.
7. **Laceklis-Bertmanis J.**, Pirs V., Jesko. Z. (2010) Investigation of Pressure Oscillation in Hydraulic Hitch-System. *16th International Scientific Conference „Research for Rural Development ” Volume 1*, May 19 – 21, 2010. Jelgava: LUA, Latvia.
8. **Laceklis-Bertmanis J.**, Repsa E., Kronbergs E. (2010) Simulation of Pressure Oscillation in Hydraulic Hitch-system. *9th international Scientific Conference „Engeneering for Rural Development”*, May 19 – 21, 2010. Jelgava: LUA, Latvia.

Patents

J. Lāceklis-Bertmanis, Ē. Kronbergs. Hidropneimatiskā uzkares sistēma. Latvijas patents LV 14632B. B60G17/08, 20.02.2013. Patenti un preču zīmes. *Latvijas Republikas Patentu valdes oficiālais vēstnesis* – Nr. 2/2013. 175. Lpp.

DARBA ZINĀTNISKĀ NOVITĀTE UN PRAKTISKĀS IZMANTOŠANAS IESPĒJAS

1. Izveidots oriģināls matemātiskais modelis, kas piemērots trīspunktū uzkares hidrosistēmas darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtību noteikšanai un samazināšanai, traktoragregātam strādājot transporta režīmā.
2. Izstrādāts traktoragregāta vertikālo svārstību modelis programmā *Working Model 2D* uzkares sistēmas spiediena svārstību modelešanai, atkarībā no ceļa seguma negluduma, riteņu un hidrocilindru stinguma un slāpēšanas koeficientiem un kustības ātruma, rezultātā iegūstot hidrocilindra attīstītā spēka un darba šķidruma spiediena vērtības.
3. Izstrādāta eksperimentālo pētījumu metodika traktoragregātu trīspunktū uzkares hidrosistēmas darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu noteikšanai uz grunts un profilēta negludumu ceļa.
4. Teorētiski un eksperimentāli noskaidrota traktoragregāta trīspunktū uzkares hidrosistēmas spiediena svārstību amplitūdu vērtību izmaiņa pie dažādiem kustības ātrumiem, riepu spiedieniem, noslodzes uz uzkares sistēmu un ceļa negludumu iedarbes.
5. Teorētiski un eksperimentāli pierādīts, ka traktoragregāta uzkares hidrosistēmas elastības raksturlīknēs izmaiņa, aprīkojot hidrosistēmu ar dažādi lādētiem hidroakumulatoriem, nodrošina hidrosistēmas maksimālo spiediena vērtību samazināšanu salīdzinājumā ar aktīvajām spiediena svārstību slāpēšanas sistēmām.
6. Eksperimentāli pierādīts, ka traktora hidrauliskās uzkares sistēmas aprīkošana ar dažādi lādētiem hidroakumulatoriem ir rekomendējama drošai hidrosistēmas ekspluatācijai pie kustības ātrumiem līdz 30 km h^{-1} .

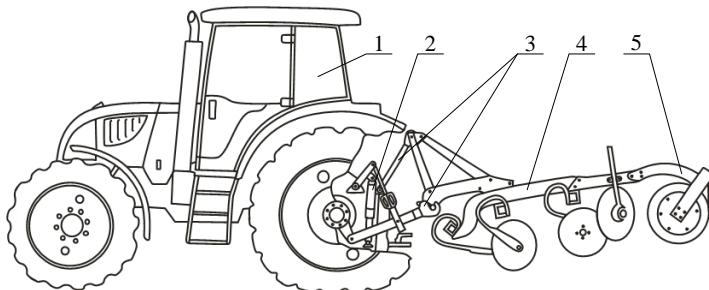
7. Eksperimentāli noteiktas noslogota un nenoslogota traktora degvielas patēriņš pie kustības ātrumiem $3 - 30 \text{ km h}^{-1}$, kas ļauj novērtēt iegūto ekonomisko efektu no traktora hidrauliskās uzkares sistēmas pārbūves un kustības ātruma palielināšanas pārbraucienos no lauku uz lauku.

1. TEORĒTISKIE PĒTĪJUMI

Teorētiskie pētījumi izriet no promocijas darba pirmajā nodaļā izvirzītajiem darba uzdevumiem. Teorētisko pētījumu mērķis ir noteikt traktoragregāta vertikālās svārstības, transportējot smagsvara augsnes apstrādes darba rīkus, un to ietekmē radušās uzkares darba šķidruma sistēmas spiediena svārstības. Izstrādāts traktoragregāta vertikālo svārstību matemātiskais modelis, uzkares sistēmas darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu noteikšanai atkarībā no ceļa seguma negluduma, riepu un hidrauliskās sistēmas elastības un slāpēšanas parametriem un kustības ātruma. Modelēšanā izmantota programma *Working Model 2D (WM 2D)* analizējot traktoragregāta svārstību ietekmi uz spiediena vērtībām traktora hidrauliskajā uzkares sistēmā.

1.1. Traktoragregāta svārstību modeļa izvēle

Traktoragregāta transporta režīmā tā uzspiesto vertikālo svārstību galvenais iemesls ir ceļa negludumi. Svārstību intensitāti nosaka ceļa virsmas mikroprofils, traktora kustības ātrums, tā aprīkojums un atsevišķo agregātu vai sistēmu īpašības. Traktoragregāta sānskats ir attēlots 1.1. attēlā.



1.1. att. Traktoragregāta sānskats / Fig. 1.1. Side view of the tractor aggregate:
1 – traktors / tractor Claas Ares 557 ATX; 2 – uzkares sistēmas hidrocilindrs / hitch-system hydrocylinder; 3 – trīspunktu uzkares sistēma / three-point hitch-system;
4 – Lemken kultivators / cultivator; 5 – Lemken gumijas rullis / rubber ring roller.

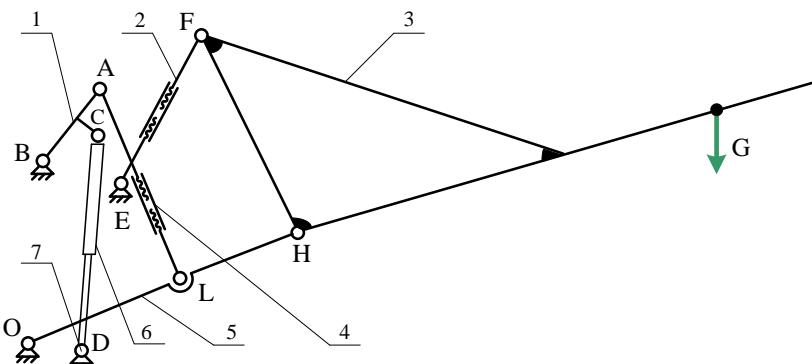
No analizētajiem transportlīdzekļu svārstību modeļiem (Robson, 1979; Williams, 1997; Yang, Suematsu, Kang, 2001; Moran, Nagai, 1994; Vetturi ect., 1996; Campos ect., 1999; Chalasani, 1986; Elbeheiry ect., 1999) var secināt, ka lai analizētu traktora un tam uzkarinātā augsnes apstrādes darba rīka vertikālās svārstības transporta režīmā ieteicams izmantot transportlīdzekļa sānskata modeli. Tā struktūra ir ērti izmantojama traktoragregāta vertikālo un leņķisko svārstību pētījumos.

Teorētiskajos pētījumos traktoragregāts tiek nomainīts ar vienkāršotu sānskata modeli, kas ir ekvivalenti reālai sistēmai. Matemātiskais modelis ir veidots traktoram, kas aprīkots ar augsnes apstrādes darba rīku. Izstrādājot modeli nepieciešams ļemt vērā tos traktoragregāta elementus, kas ietekmē tā gaitas laidenumu un svārstības: neatsperotās masas, ietverot riepu svaru, stingumu, slāpēšanas īpašības un uzkares agregāta masas, hidrauliskās uzkares elastības un slāpēšanas īpašības. Traktoragregāta sānskata modelis sastāv no korpusa, dubultiem riepu parametriem un uzkarinātā augsnes apstrādes darba rīka. Par traktoragregāta svārstību ierosmi tiek izmantots profilēts negludumu ceļš. Lai izveidotu sānskata vienkāršoto matemātisko modeli, nepieciešams veikt traktoragregāta trīspunktū hidrauliskās uzkares mehānisma mezglu kinemātiskās shēmas analīzi.

1.2. Traktoragregāta hidrauliskās uzkares sistēmas mehānisma kinemātiskās shēmas analīze

Pētījumos ietvertā traktora trīspunktu uzkares sistēma aplūkota kā plaknes sistēma. Uzkares sistēma analizēta divās dimensijās, nosakot uz uzkarī darbojošos vertikālo spēku ģeometrisko izvietojumu un veicot spēku aprēķinus.

Traktora trīspunktu uzkares sistēma sadalīta aprēķinu mezglos, kas atvieglo turpmākos aprēķinus. Kopējā hidrauliskās uzkares mehānisma un augsnes apstrādes darba rīka kinemātiskā shēma attēlotā 1.2. attēlā.



1.2. att. Traktora hidrauliskās uzkares sistēmas uzkares mehānisma un rīka kinemātiskā shēma / Fig. 1.2. Kinematic scheme of tractor hitch-system mechanism and implement:

- 1 – celšanas svira / *lifting arm*; 2 – regulējams centrālais stiepnis / *upper link (changeable)*; 3 – augsnes apstrādes darba rīks / *soil cultivation implement*;
- 4 – regulējamais stiepnis / *lift rod (changeable)*; 5 – vilktņa svira / *the lower link*;
- 6 – hidrocilindr / *hydrocylinder*; 7 – balsts / *support*.

Hidrauliskās uzkares sistēmas hidrocilindra spēku F_C nosaka no līdzsvara vienādojumiem paceltā pozīcijā. Darba šķidruma spiediena vērtība hidrocilindrā, ignorējot berzi, noteikta pēc sekojošas sakarības:

$$p = \frac{F_c}{A}, \quad (1.1)$$

kur p – darba šķidruma spiediens hidrocilindra kamerā, Pa;

F_c – spēks uz hidrocilindru, N;

A – hidrocilindra virzuļa laukums, m^2 .

Svārstību dinamiskā modeļa sastādīšanai tiek reducētas uzkares mehānisma un augsnes apstrādes darba rīka inerces īpašības uz celšanas sviru, kuru balsta hidrocilindrs. Tā kā uzkares sistēmas mehānisma dažu locekļu masas ir niecīgas, salīdzinājumā ar augsnes apstrādes darba rīka masu, tad reducē tikai augsnes apstrādes darba rīka un vilktņu inerces momentus un masas, atbilstoši 1.2. attēlam, uz celšanas sviru:

$$I_{ABC} = I_1 + m_3 \cdot \left(\frac{V_{3s}}{\omega_1} \right)^2 + I_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + I_5 \cdot \left(\frac{\omega_5}{\omega_1} \right)^2, \quad (1.2)$$

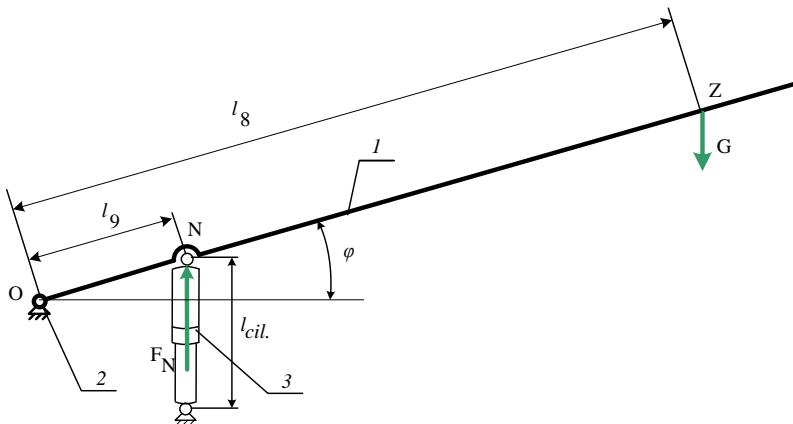
kur m_i – i -tā locekļa masa, kg;

v_i – i -tā locekļa ātrums, m s^{-1} ;

J_i – i -tā locekļa inerces moments, kg m^2 ;

ω_i – i -tā locekļa leņķiskais ātrums, s^{-1} .

Rezultātā tiek iegūta vienkāršota augsnes apstrādes darba rīka un hidrauliskās uzkares stiepņu sistēmas kinemātiskā shēma (skat. 1.3. att.).



1.3. att. Vienkāršota uzkares sistēmas kinemātiskā shēma /

Fig. 1.3. Kinematic scheme of simplified hitch-system:

1 – vienkāršotās sistēmas celšanas svira / lifting lever of simplified system; 2 – balsts / support; 3 – hidrocilindrs / hydrocylinder.

Lai izmantotu augsnes apstrādes darba rīku, kā traktoragregāta svārstību slāpētāju un vienlaicīgi samazinātu spiediena svārstību amplitūdu vērtības hidrauliskajā sistēmā, nozīmīga ir brīvo svārstību frekvence augsnes apstrādes darba rīkam attiecībā pret traktora korpusu.

Sviras kustības vienādojums pie mazām un brīvām svārstībām uzrakstāms pēc sekojošas sakarības:

$$I_O \cdot \ddot{\varphi} + c \cdot l_9^2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos^2 \varphi + k \cdot l_9^2 \cdot \varphi \cdot \cos^2 \varphi = 0, \quad (1.3)$$

kur I_O – inerces moments pret punktu O , kg m²;

c – slāpēšanas koeficiente vērtība, N s m⁻¹;

k_c – hidrocilindra stinguma koeficients, N m⁻¹.

Tā kā pie mazām svārstībām leņķa φ izmaiņas ir nelielas, pieņemam, ka $\cos^2 \varphi = const$ un apzīmējam:

$$c \cdot l_9^2 \cdot \cos^2 \varphi = C, \quad (1.4)$$

$$k_c \cdot l_9^2 \cdot \cos^2 \varphi = K.$$

Tad iegūstam:

$$I_O \cdot \ddot{\varphi} + C \cdot \varphi + K \cdot \varphi = 0. \quad (1.5)$$

Atbilstoši leņķiskā frekvence ω_l celšanas svirai (sk. 1.3. att.), svārstoties bez slāpēšanas, pret nekustīgu traktora korpusu ir:

$$\omega_l = \sqrt{\frac{K}{I_O}}. \quad (1.6)$$

No formulas (1.6) izriet, ka leņķisko frekvenci traktoragregāta uzkares sviras brīvajās svārstībās pret traktora korpusu transporta pozīcijā viennozīmīgi nosaka hidrocilindra stinguma koeficients un uz sviru reducētais uzkares sistēmas un apstrādes rīka inerces moments.

Aptuvenā hidrocilindra stinguma koeficiente vērtība izsakāma pēc sekojošas sakarības:

$$k_c = \frac{\Delta F}{\Delta x}, \quad (1.7)$$

kur ΔF – hidrocilindra spēka izmaiņa, N;

Δx – hidrocilindra kāta pārvietojums, m.

Slāpēšanas koeficiente c un stinguma koeficiente k_c vērtības ir atkarīgas no uzkares hidrocilindra virzuļa kustības un eļļas saspiežamības hidrauliskajā sistēmā. Jo mazāka hidrosistēmas stinguma koeficiente k_c vērtība, jo niecīgāka spēka izmaiņa ΔF un atbilstoši spiediena izmaiņa hidrocilindrā.

Spēka ΔF izmaiņas vērtība var tikt iegūta aprēķinu vai eksperimentu rezultātā. Spēka jeb hidrocilindru noslodzes vērtība ir atkarīga no traktoram uzkarinātā augsnēs apstrādes darba rīka pozīcijas. Pārvietojums Δx ir vienāds ar hidrauliskās sistēmas hidrocilindra virzuļa pārvietojumu pie spiediena impulsa. Pārvietojums atkarīgs no hidrocilindra eļļas tilpuma un caurulvada tilpuma kopējās izmaiņas ΔV .

Pētījumos konstatēts, ka traktora hidrauliskajās sistēmās bieži vien ir 12 – 15 % neizšķīduša gaisa, kas var samazināt tilpuma elastības moduli vairāk

kā divas reizes. Tādos gadījumos atbilstoši ir jākoriģē elastības moduļa E un $E_{c.v.}$ vērtības (Лавкис, 1990). Tad kopējā traktora hidrauliskās uzkares sistēmas hidrocilindru un lokano cauruļvadu stinguma koeficienta k_c vērtība attēlojama sekojoši:

$$k_c = \frac{\pi^2 \cdot D^4}{16 \cdot \left(\frac{V_0}{E} + \frac{V_{0,c.v.}}{E_{c.v.}} \right)}, \quad (1.8)$$

kur D – hidrocilindra diametrs, m;

V_0 un $V_{c.v.}$ – hidrocilindra un cauruļvadu tilpums, m^3 ;

E un $E_{c.v.}$ – hidrocilindra un cauruļvadu elastības modulis, kPa.

Traktoragregātam ar uzkarinātu augsnes apstrādes darba rīku, svārstoties cela negludumu ietekmē, spiediena svārstību amplitūdu vērtības uzkares hidrosistēmā ir jo lielākas, jo lielāks ir hidrosistēmas stingums (elastības modulis).

Augsnes apstrādes darba rīks var tikt pielīdzināts fizikālam svārstam ar kustīgu uzkares punktu. Šāda svārsta kustība aprakstīta svārstveida vibrogrāfa teorijā (Николаи, 1950). No tās izriet, ka svārsta brīvo svārstību frekvencei ir jābūt vairakākai par uzspiesto svārstību frekvenci, lai vibrogrāfa pagriezes leņķis būtu proporcionāls uzkares punkta vertikālam pārvietojumam. Tāpēc, lai traktoragregāta svārstībās ceļu negludumu ietekmē augsnes apstrādes darba rīks saglabātu nemainīgu stāvokli pret ceļa virsmu, ir jānodrošina tā frekvence brīvajās svārstībās pret traktora korpusu vismaz četras reizes mazāka par uzspiesto svārstību frekvenci. Vidējam transporta režīma kustības ātrumam robežas no 10 km h^{-1} līdz 15 km h^{-1} , un pie nosacījuma, ja traktors pārvietojas pa profilētu negludumu ceļa segumu ar soli 2 metri, uzspiesto svārstību leņķiskā frekvence būs robežas no $8.73 \text{ līdz } 13.09 \text{ s}^{-1}$. Atbilstošā nepieciešamā brīvo svārstību frekvence pret traktora korpusu augsnes apstrādes darba rīkam ir jāsamazina līdz $\sim 3 \text{ s}^{-1}$.

Samazinot traktoragregāta uzkares sviras un augsnes apstrādes darba rīka frekvenci brīvajās svārstībās pret traktora korpusu, ir jāsamazina hidrosistēmas stingums, kam atbilst attiecīgi mazākas darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtības hidrauliskajā sistēmā. No šīs teorijas izvirzīta hipotēze spiediena svārstību amplitūdu samazināšanai traktoragregāta uzkares sistēmā: samazinot hidrosistēmas stingumu (elastības moduli) var samazināt spiediena pieaugumu hidrauliskajā uzkares sistēmā traktoragregāta transporta režīmā. Lai ierobežotu apstrādes rīka leņķisko pārvietojumu attiecībā pret traktora rāmi ir rekomendējama nelineāra stinguma raksturlīkne hidrauliskajai sistēmai. Samazināt hidrosistēmas stingumu un iegūt nelineāru raksturlīknī iespējams, ja pievieno hidrauliskajai sistēmai hidroakumulatorus.

No negludumu ietekmes hidrocilindrīs pārvieto eļļas plūsmu uz hidroakumulatoriem. Aprīkojot traktora hidraulisko uzkares sistēmu ar

hidrauliskajiem akumulatoriem, spiediens p tajos palielinās pēc *Boila-Mariota* likuma (Radziņš, Zars, 1964; Dirba u.c., 1980):

$$V_g^k p = \text{const}, \quad (1.9)$$

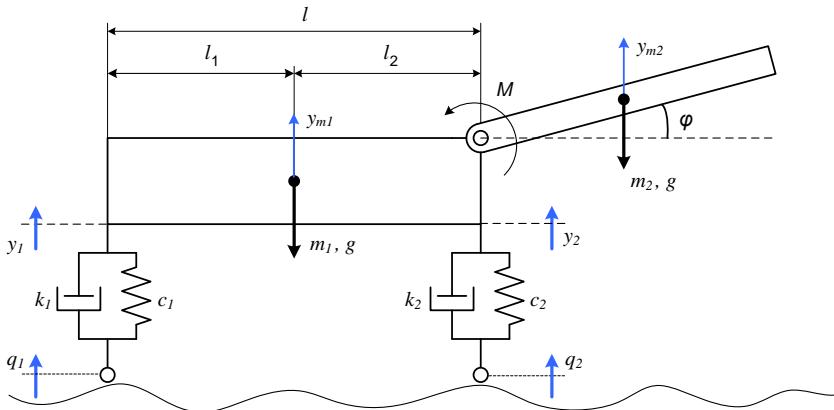
kur V_g – gāzes tilpums, m^3 ;

k – politrops pakāpes rādītājs.

Tā kā tilpuma izmaiņa hidroakumulatorā un spiediena izmaiņa hidrosistēmā saistīti ar nelineāru sakarību, tad stinguma koeficiente vērtība ir mainīga un atkarīga no hidrocilindra kāta pārvietojuma. Pieaugot spiedienam, eļļas tilpums, kas iepļūst hidroakumulatorā aizvien samazinās, tāpēc atbilstoši palielinās stinguma koeficiente vērtība hidrauliskajai uzkarei. Šī īpašība ir noderīga, jo ierobežo galīgo hidrocilindra kāta pārvietojumu svārstību procesā.

Aprēķinot hidroakumulatoru uzlādes spiedienu un to skaitu pie izvēlētā tilpuma, atkarībā no nodrošināmā stinguma koeficienta k_c , hidrocilindra un hidrolīnijas eļļas saspiežamība ir ignorēta. Teorētiski pieņemts, ka nepieciešamo brīvo svārstību frekvenci pret korpusu augsnēs apstrādes darba rīkam 3 s^{-1} nodrošina tikai hidroakumulatori. Aprēķināts, ka, lai ierobežotu spiediena svārstību amplitūdu 150 bar, hidrosistēmai jāpievieno trīs hidroakumulatori ar uzlādes spiedienu 130 bar un tilpumu 0.7 litri.

Vienkāršotā traktoragregāta vertikālo svārstību dinamiskajā modelī hidrocilindra spēka reakcija izteikta ar momentu M (1.4. att.).



1.4. att. Vienkāršots traktoragregāta vertikālo svārstību dinamiskais modelis /
Fig. 1.4. The vertical oscillation dynamic model of simplified tractor aggregate

Griezes momenta M darbība šarnīra punktā O definēta ar leņķi φ , kur spēka F iedarbība uz uzkares sistēmas hidrocilindru tiek izteikta caur griezes momentu M pēc sekojošas sakarības:

$$M = l_9 \sqrt{1 - \left(-\frac{a^2 - l_{cil.}^2 - l_9^2}{2l_{cil.} \cdot l_9} \right)^2} \cdot F. \quad (1.10)$$

Vienkāršots traktoragregāta vertikālo svārstību dinamiskais modelis ir attēlots 1.4. attēlā. Šis modelis sastāv no korpusa, uzkares ar darba rīku un divu riteņu mezgliem. Katrs ritenis ir attēlots kā atsperes un slāpētāja elementi, bet to kopējā masa ir pievienota traktora korpusa masai. Korpusam vienkāršotais augsnes apstrādes darba rīks pievienots vienā punktā un uzkares spēka reakcijas izteiktas ar momentu M .

Atbilstoši traktoragregāta vertikālo svārstību dinamiskajam modelim ir izveidots vertikālo svārstību matemātiskais modelis.

1.3. Traktoragregāta vertikālo svārstību matemātiskais modelis

Veicot traktoragregāta vertikālo svārstību modelēšanu ir izveidots matemātiskais modelis. To apraksta vienādojumu sistēma, kas savstarpēji saista vertikālos pārvietojumus ceļa negludumu ietekmē riteņu kontakta punktiem ar korpusa un uzkarinātā darba rīka pārvietojumiem un atbilstošajiem dinamiskajiem spēkiem.

Lai attēlotu traktoragregāta mehāniskās sistēmas dinamiku, tiek izmantots Otrās kārtas Lagranža vienādojums, (XueMei ect., 2012; Majewski, 2010), kas definēts sekojoši:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = Q,$$

kur L ir Lagranža funkcija, kas ir definēta kā visas sistēmas kinētiskās T un potenciālās U enerģijas starpība:

$$L(q, \dot{q}) = T(q, \dot{q}) - U(q)$$

Vispārinātās koordinātes y_1 virzienā diferenciālvienādojums, atbilstoši 1.4. attēlam, izteikts sekojoši:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{y}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial y_1} = F_1 \\ & \left(m_1 \left(\frac{l_B}{l} \right)^2 + m_2 \left(\frac{l_2}{l} \right)^2 + \frac{I_1}{l^2} + \frac{I_2}{l^2} \right) \ddot{y}_1 + \\ & + \left(-m_2 \left(\frac{l_B}{l} \right)^2 - m_2 \frac{l_B}{l} \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) + m_1 \frac{l_1 \cdot l_2}{l^2} - \frac{I_1}{l^2} - \frac{I_2}{l^2} \right) \ddot{y}_2 + \\ & + \left(-m_2 \frac{l_B^2}{l} - \frac{I_1}{l} \right) \ddot{\varphi} + c_1 \cdot y_1 + m_1 \cdot g \cdot \frac{l_1}{l} - m_2 \cdot g \cdot \frac{l_B}{l} \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) = F_1. \end{aligned}$$

Koordinātes y_2 virzienā diferenciālvienādojums, atbilstoši 1.4. attēlam, izteikts sekojoši:

$$\begin{aligned}
& \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{y}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial y_2} = F_2 \\
& \left(-m_2 \left(\frac{l_B}{l} \right)^2 - m_2 \frac{l_B}{l} \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) + m_1 \frac{l_1 \cdot l_2}{l^2} - \frac{I_1}{l^2} - \frac{I_2}{l^2} \right) \ddot{y}_1 + \\
& + \left(-m_2 \left(\frac{l_B}{l} \right)^2 + 2m_1 \frac{l_B}{l} \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) + m_2 \left(\frac{l_2}{l} \right)^2 + \frac{I_1}{l^2} + \frac{I_2}{l^2} + m_2 \right) \ddot{y}_2 + \\
& + \left(-m_2 \frac{l_B^2}{l} + m_2 \cdot l_B \cdot \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) + \frac{I_2}{l} \right) \ddot{\varphi} + \\
& + m_2 \cdot l_B \cdot \sin \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) \cdot \left(\frac{\dot{y}_2}{l} \left(\dot{\varphi} + \frac{1}{l} (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) \right) - \left(\dot{\varphi} + \frac{1}{l} (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) \right)^2 - \frac{\dot{y}_2}{l^2} \right) \\
& \cdot m_2 \cdot g \cdot \frac{l_B}{l} \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) + c_2 \cdot y_2 + m_1 \cdot g \cdot \frac{l_2}{l} + m_2 \cdot g = F_2.
\end{aligned}$$

Koordinātes φ diferenciālvienādojums atbilstoši 1.4. attēlam:

$$\begin{aligned}
& \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = M \\
& \left(-m_2 \cdot \frac{l_B^2}{l} - \frac{I_2}{l} \right) \ddot{y}_1 + \left(m_2 \cdot \frac{l_B^2}{l} + m_2 \cdot l_B \cdot \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) + \frac{I_2}{l^2} \right) \ddot{y}_2 + \\
& + \left(-m_2 \cdot l_B^2 - I_2 \right) \ddot{\varphi} + m_2 \cdot g \cdot l_B \cdot \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) = M.
\end{aligned}$$

Iedarbības spēki F_1 un F_2 ir atkarīgi no traktoragregāta kustības ātruma, negludumu augstuma, to rakstura un riteņu elastības un slāpēšanas parametriem. Traktora priekšējo un pakaļējo riteņu iedarbības spēki izteikti pēc sekojošām sakarībām:

$$F_1 = k_{r1} \cdot q_1 + c_{r1} \cdot \dot{q}_1, \quad F_2 = k_{r2} \cdot q_2 + c_{r2} \cdot \dot{q}_2, \quad (1.11)$$

kur k_{r1} un k_{r2} – priekšējo un pakaļējo riteņu stinguma koeficienti, kN s m⁻¹;

c_{r1} un c_{r2} – priekšējo un pakaļējo riteņu slāpēšanas koeficienti, kN m⁻¹;

q_1 un q_2 – priekšējo un pakaļējo riteņu negludumu vertikālā iedarbe;

\dot{q}_1 un \dot{q}_2 – priekšējo un pakaļējo riteņu vertikālas iedarbības ātrumi, m s⁻¹.

Traktora riteņa kustību pār profilētu negludumu ceļu apraksta kā sinusoīdas rakstura iedarbi:

$$q = a_n \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (1.12)$$

kur a_n – ceļa negludumu augstums, m;

ω – leņķiskā frekvence, s⁻¹;

t – laiks, s.

Ceļa iedarbes koordinātes uz priekšējiem un pakaļējiem riteņiem izteiktas sekojoši:

$$q_1 = \begin{cases} 0, ja & t < 0 \\ (a \cdot \sin(\omega_f \cdot (t + \Delta t))) & t > 0 \end{cases}, \text{ un } q_2 = \begin{cases} 0, ja & t < 0 \\ a \cdot \sin(\omega_f \cdot t) & t > 0 \end{cases}. \quad (1.13)$$

Uzspiesto svārstību frekvence ω_f izsakāma:

$$\omega_f = \frac{v \cdot 2\pi}{L}, \quad (1.14)$$

kur v – traktora kustības ātrums, m s⁻¹;

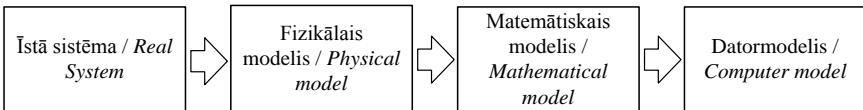
L – negludumu solis, m.

Pie nemainīga ceļa negluduma soļa L , bet ar mainīgu traktoragregāta kustības ātrumu v , iegūtas dažādas uzspiesto svārstību leņķiskās frekvences. Attiecīgi pie $L = 2\text{m}$ un $v = 0.8...3.8 \text{ m s}^{-1}$, iegūst $\omega_f = 2.6...12.0 \text{ s}^{-1}$.

Lai pārbaudītu atziņu, ka samazinot hidrosistēmas stingumu (elastības moduli) var samazināt spiediena pieaugumu hidrauliskajā uzkares sistēmā traktoragregāta transporta režīmā izmanto svārstību matemātisko modelēšanu.

1.4. Traktoragregāta hidrauliskās uzkares sistēmas spiediena svārstību modelēšana

Traktoragregāta hidrauliskās uzkares sistēmas svārstību modelēšana tiek veikta pēc 1.5. attēlā dotās shēmas, un ir iedalīta attiecīgi četros etapos. Pirmajā etapā tiek detalizēti apskatīta reālā sistēma. Tad, balstoties uz šīm zināšanām, tiek izveidots sistēmas fizikālais modelis, pēc kura līdzības tiek veidots matemātiskais modelis. Pēdējā etapā pēc modeļa vienādojumiem tiek izstrādāts datormodelis, izmantojot *Working Model 2D* programmu.



1.5. att. **Modelēšanas process** / Fig. 1.5. **Modeling process**

Ceļa negludumu modelēšanai izmantota sinusoīdas funkcija. Modelēšanas laikā ceļa negludumu amplitūda ir konstanta un negludumu solis ir vienāds ar ceļa eksperimentos izmantoto profilētu negludumu ceļu. Leņķiskā svārstību frekvence atkarīga no traktoragregāta kustības ātruma un negluduma soļa.

Ceļa negludumu funkcija programmā *WM 2D* ir nodrošināta ar pārvietojuma elementu palīdzību. Priekšējo un pakaļējo riepu pārvietojuma elementu funkcija programmā ievadīta izmantojot sakarības:

$$q_1 = b + if(a_n \cdot \sin(\omega_f \cdot (t + \Delta t)) < 0,0, (a_n \cdot \sin(\omega_f \cdot (t + \Delta t)))), \quad (1.15)$$

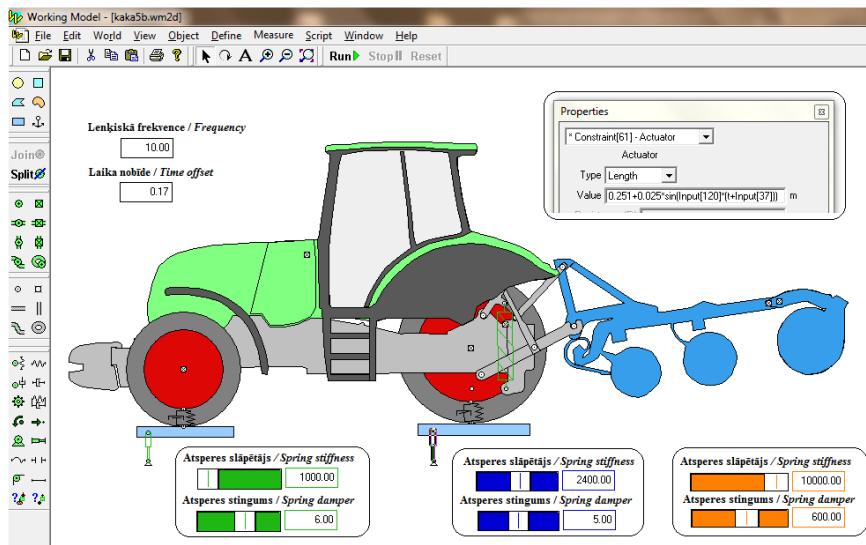
$$q_2 = b + if(a_n \cdot \sin(\omega_f \cdot t) < 0,0, (a_n \cdot \sin(\omega_f \cdot t))),$$

kur b – pārvietojuma elementa izejas stāvokļa vērtība, m;

q_1 – priekšējo riepu pārvietojuma elementu funkcija, m;

q_2 – pakaļējo riepu pārvietojuma elementu funkcija, m.

Hidrocilindru programmā WM 2D attēlo amortizācijas elements ar stinguma un slāpēšanas parametriem. Arī traktora riepas raksturo dubultoti stinguma un slāpēšanas koeficienti, kas tiešā mērā atkarīgi no agregāta kustības ātruma un riepu spiedieniem.



1.6. att. Traktoragregāta modelis ar ievades parametru blokiem /

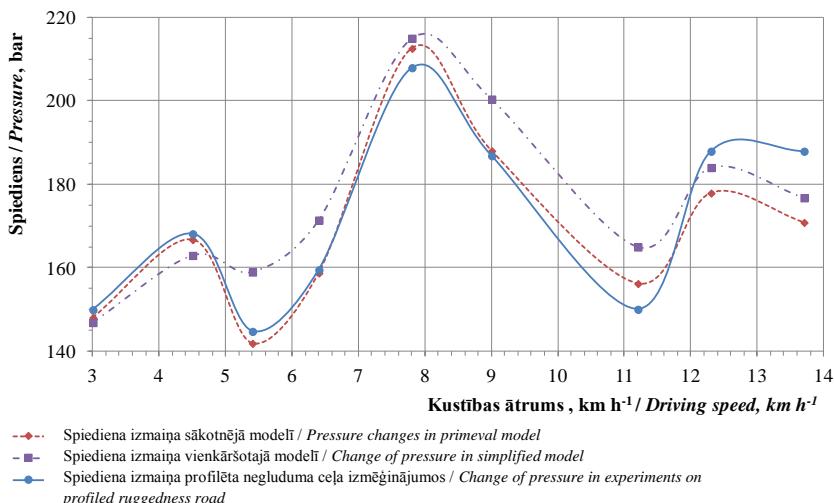
Fig. 1.6. Tractor model in working model software:

1 – kustības ātruma koriģēšanas vadības modulis / driving speed control unit; 2 – ceļa negludumu ievades parametru vadības modulis / road roughness input parameter control unit; 3 – priekšējo riepu stinguma un slāpēšanas koeficientu parametru vadības modulis / front tires stiffness and damping input parameter control unit; 4 – pakaļējo riepu stinguma un slāpēšanas koeficientu parametru vadības modulis / tractor rear tires stiffness and damping input parameter control unit; 5 – uzkares sistēmas hidrocilindra stinguma un slāpēšanas parametru vadības modulis / hitch-system stiffness and damping parameter control unit.

Izstrādātajā modelī var novērtēt hidrauliskās uzkares sistēmas svārstību samazināšanas iespējas, mainot hidrocilindra stinguma un slāpēšanas koeficientu vērtības, lai samazinātu kopējās sistēmas svārstības pie dažāda ceļa negludumu reljefa un uzkarinātā augsnēs apstrādes darba rīka. Tā kā kopējās traktoragregāta svārstības iespējams samazināt, samazinot riepu spiedienu un izmainot hidrauliskās uzkares sistēmas hidrocilindra slāpēšanas raksturlīknī, tad ievades parametru – riepu un hidrocilindra stinguma un slāpēšanas koeficientu vērtības, modelī izveidotas ar iespēju mainīt to vērtību modelēšanas procesā.

Teorētiskā modeļa darbības pārbaude veikta, lietojot ievades parametrus, kas atbilst eksperimentālajos pētījumos izmantotam traktoram – *Claas Ares*

557 ATX un augsnes apstrādes darba rīkam – *Lemken* kultivatoram un gumijas rullim, kā arī vienkāršotā uzkares slogošanas rīka parametriem. Modelējot iegūtās spiediena svārstību amplitūdu vērtības abiem modeļiem salīdzinātas ar eksperimentu rezultātiem kustībā pa profilētu negludumu ceļu (skat. 1.7. att.). Maksimālās darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtības traktora hidrauliskajā uzkares sistēmā sākotnējā modelēšanā ir pie kustības ātruma 7.8 km h^{-1} un sasniedz 215 bar, bet pie tā paša kustības ātruma sasniedz 212 bar, ja tiek izmantots vienkāršotais modelis.



1.7. att. Spiediena vidējās vērtības traktora uzkares sistēmas hidrocilindrā /
Fig. 1.7. Pressure average values in the hydraulic cylinder of the tractor hitch-system

Starpība starp eksperimentālajiem un modelēšanas rezultātiem ir robežas no 2 līdz 10%. Šī starpība var veidoties riepu stinguma un slāpēšanas parametru neatbilstībai modelēšanā un turpmākajos izmēģinājumos var tikt novērsta. Tādēļ traktoragregāta modelēšana programmā WM 2D ir rekomendēta darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu pētījumiem, izmainot hidrauliskās sistēmas parametrus.

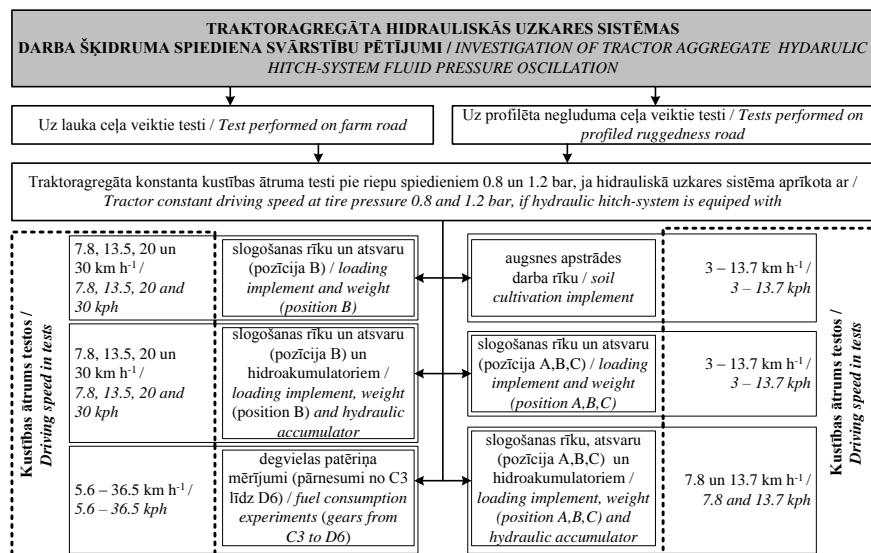
2. EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI

Eksperimentāli tika noteikta traktoragregāta hidrosistēmas spiediena svārstību amplitūdu izmaiņa atkarībā no kustības ātruma, ceļa negluduma un spiedieniem riepās. Tika noteiktas darba šķidruma spiedienu samazināšanas iespējas traktora hidrauliskajā uzkares sistēmā, izmantojot pasīvās un aktīvās spiediena svārstību amplitūdu samazināšanas metodes. Eksperimenti tika veikti uz profilētu negludumu ceļa pie kustības ātrumiem no 3 līdz 14 km h^{-1} , lai nodrošinātu vienādus ierosmes nosacījumus dažādiem traktoragregāta

hidrauliskās uzkares sistēmas stinguma un slāpēšanas parametriem. Lielākam kustības ātrumu diapazonam $7.8 - 30 \text{ km h}^{-1}$ eksperimenti veikti pa grunts ceļa segumu, un hidrosistēmas uzkares slogošanai izmantots izveidotais uzkares slogošanas rīks ar maināmu atsvara pozīciju. Degvielas patēriņš tika noteikts, lai novērtētu traktoragregāta palielināta transporta ātruma ekonomisko ieguvumu, izmantojot rekomendētās uzkares hidrauliskās sistēmas izmaiņas.

2.1. Eksperimentu metodikas izstrāde

Izstrādāta eksperimentu metodika paredz traktora un tam uzkarinātā augsnes apstrādes darba rīku testēšanu, lietojot LLU TF MI hidrauliskās laboratorijas un Spēkratu institūta traktoru un automobilu tehniskā servisa laboratorijas tehnisko aprīkojumu. Šāda izmēģinājumu metodika nepieciešama, lai būtu iespējams salīdzināt dažādu eksperimentālo testu rezultātus, kas iegūti dažādos laika periodos, izmantojot atšķirīgas hidrauliskās sistēmas regulējumus un atšķirīgas noslodzes uz traktora uzkares sistēmu, vai pat veicot eksperimentus ar dažādiem traktoriem. Eksperimentālo testu shēma attēlota (skat. 2.1. att.).



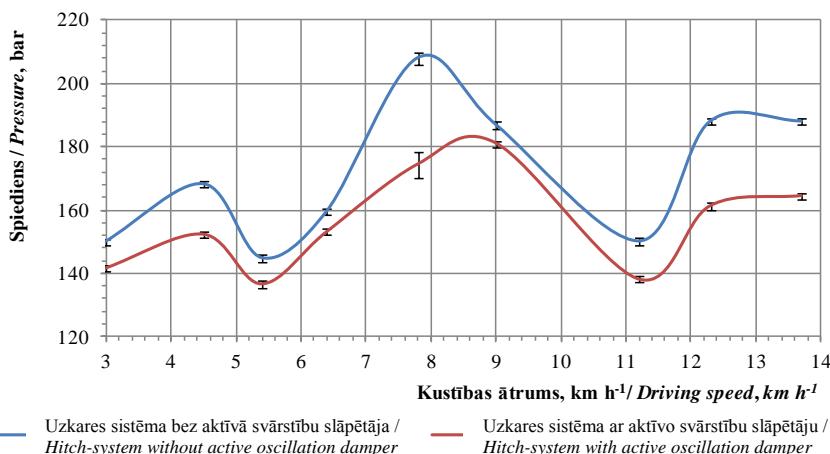
2.1. att. Traktora uzkares hidrosistēmas darba šķidruma spiediena svārstību testu blokshēma / Fig. 2.1. The block scheme of pressure oscillation for the tractor hitch-system

Kā redzams no 2.1. attēla traktora hidrosistēmas spiediena svārstību pētījumi var tikt realizēti gan grunts ceļa apstākļos, gan arī uz profilēta negluduma ceļa. Izstrādājot šo izmēģinājumu metodiku, apskatītas abas iespējas.

2.2. Traktoragregāta trīspunktu uzkares hidrosistēmas darba šķidruma spiediena svārstību pētījumi

Traktora *Claas Ares 557 ATX* hidrosistēmas spiediena izmaiņu testēšanā izvēlēti deviņi konstantas kustības ātrumi no 3 līdz 14 km h^{-1} . Katra konstanta ātruma testa ilgums atkarīgs no traktoragregāta kustības ātruma. Lai nodrošinātu konstantu kustības ātrumu traktora motora kloķvārpstas rotācijas frekvenci ar rokas vadības sviru ieregulē atbilstošā pozīcijā un tiek ieslēgts atbilstošais pārnesums.

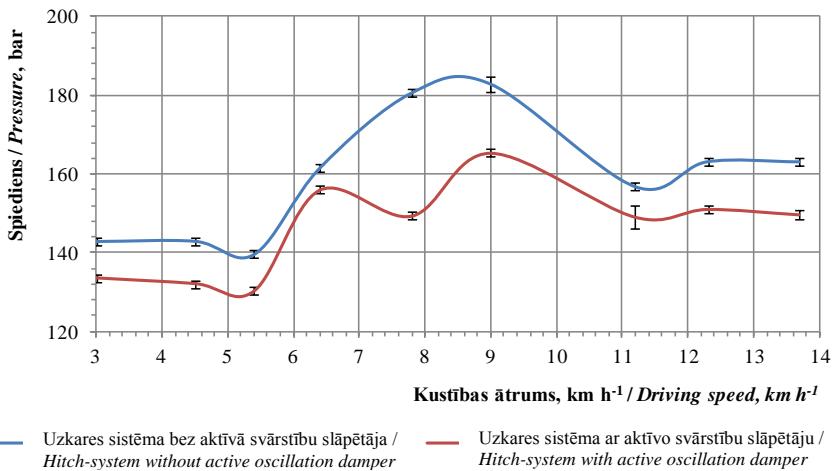
Traktora hidrosistēmas spiediena svārstību amplitūdu vērtības pie dažādiem riepu spiedieniem un kustības ātrumiem attēlotas 2.2. un 2.3. attēlos. 2.2. attēla raksturā līknes, kas iegūtas traktoragregātam pārvietojoties pa profilētu negludumu ceļu ar kustības ātrumu līdz 5 km h^{-1} , pie riepu spiediena 1.2 bar, traktoragregāta vadāmība laba un hidrosistēmas spiediena svārstību amplitūdu vidējās vērtības svārstījās robežās no 140 – 170 bar. Palielinot traktoragregāta kustības ātrumu no $5 - 8 \text{ km h}^{-1}$, spiediens uzkares sistēmā palielinājās un sasniedza 210 bar pie kustības ātruma 7.8 km h^{-1} . Pie šī kustības ātruma traktoragregāta vadāmība pasliktinājās un tika novērots, ka priekšējie riteņi atraujas no ceļa seguma un traktoragregāts paliek nevadāms.



2.2. att. **Traktoragregāta hidrauliskās uzkares sistēmas darba šķidruma maksimālās spiediena svārstību amplitūdu vidējās vērtības, ja gaisa spiediens riepās ir 1.2 bar / Fig. 2.2. The maximum average pressure oscillation in the hydraulic cylinder of the tractor hydraulic hitch-system at tire pressure 1.2 bar**

Spiediena līkne (skat. 2.2. att.) raksturo darba šķidruma spiediena izmaiņu hidrosistēmā pie riepu spiediena 1.2 bar: ja netiek izmantots hidrauliskās uzkares sistēmas aktīvais svārstību slāpētājs, tad hidrosistēmas maksimālās spiediena svārstību amplitūdu vidējās vērtības sasniedz 210 bar, bet, ja aktīvais svārstību slāpētājs tiek izmantots, samazinās līdz 180 bar.

Samazinot traktoragregāta riepu spiedienu no 1.2 līdz 0.8 bar (skat. 2.3. att.), hidrosistēmas maksimālās spiediena svārstību amplitūdu vērtības sasniedz 185 bar, bet pie tā paša riepu spiediena, izmantojot aktīvo svārstību slāpētāju, nepārsniedz 165 bar.

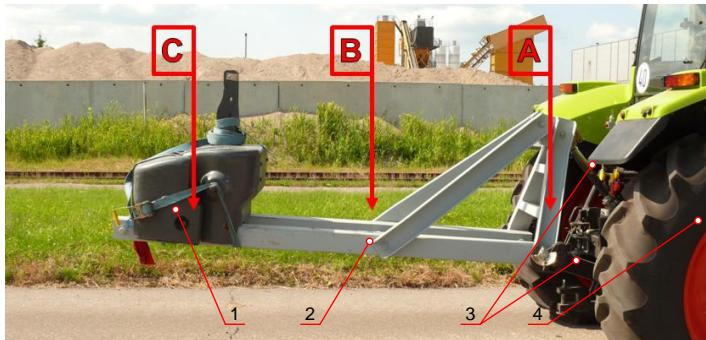


2.3. att. Traktoragregāta hidrauliskās uzkares sistēmas darba šķidruma maksimālās spiediena svārstību amplitūdu vidējās vērtības, ja gaisa spiediens riepās ir 0.8 bar / Fig. 2.3. *The maximum average pressure oscillation in the hydraulic cylinder of the tractor hydraulic hitch-system at tire pressure 0.8 bar*

Maksimālie darba šķidruma spiedieni, kas novērojami pie kustības ātruma 7.8 km h^{-1} un riepu spiediena 1.2 bar, raksturo traktoragregāta svārstību rezonansi, kad traktoragregāta pašsvārstību frekvence sakrīt ar ceļa negludumu ierosmes svārstību frekvenci, līdz ar to, lai maksimāli samazinātu darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu, nepieciešams izmainīt hidrauliskās uzkares sistēmas parametrus, samazinot traktora korpusa svārstības un uzlabojot braukšanas komfortu un agregāta vadāmību.

2.3. Hidroakumulatoru izmantošana hidrosistēmas raksturlīknēs izmaiņas pētījumos

Tā kā augsnes apstrādes darba rīku klāsts, to svars un izpildījums ir dažāds, ir izveidots uzkares slogošanas rīks (skat. 2.4. att.), lai novērotu traktora trīspunktu uzkares sistēmas hidrocilindra darba šķidruma spiedienus pie dažādiem atsvara novietojumiem attiecībā pret korpusu. Sākotnēji veikti eksperimenti bez hidroakumulatoru pievienošanas, bet pēc tam izmantojot hidroakumulatorus ar dažādu uzlādes spiedienu. Šajos izmēģinājumos izmantoti gumijas membrānas tipa hidroakumulatori. Pirms hidroakumulatoru uzstādīšanas jāizvēlas to novietošanas vieta, tā lai ērti varētu tiem pieķūt un pievadīt darba šķidruma plūsmu.

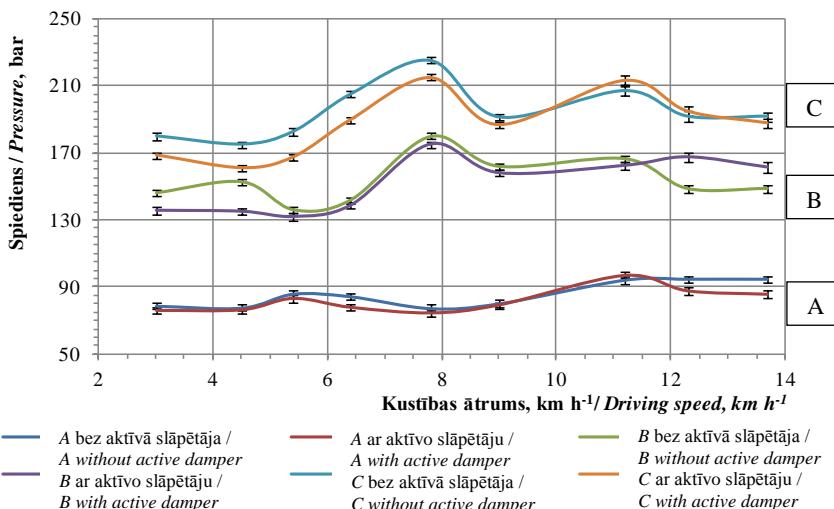


2.4.att. Slogošanas rīka novietojums uz traktoragregāta uzkares sistēmas /

Fig. 2.4. Loading implement on the tractor hitch-system:

1 – atsvars / weight; 2 – palīgiiekārta / loading implement; 3 – trīspunktu hidrauliskā uzkares sistēma / three point hydraulic hitch-system; 4 – traktors / tractor Claas Ares 557 ATX; A, B un C – atsvara novietošanas pozīcijas / position of weight.

Pie dažādiem riepu spiedieniem, atsvara novietojuma (A, B un C) un kustības ātruma ($3 - 13.8 \text{ km h}^{-1}$) iegūtas spiediena svārstību amplitūdu vērtību raksturlīknes, kas attēlotas 2.5. un 2.6. attēlā.

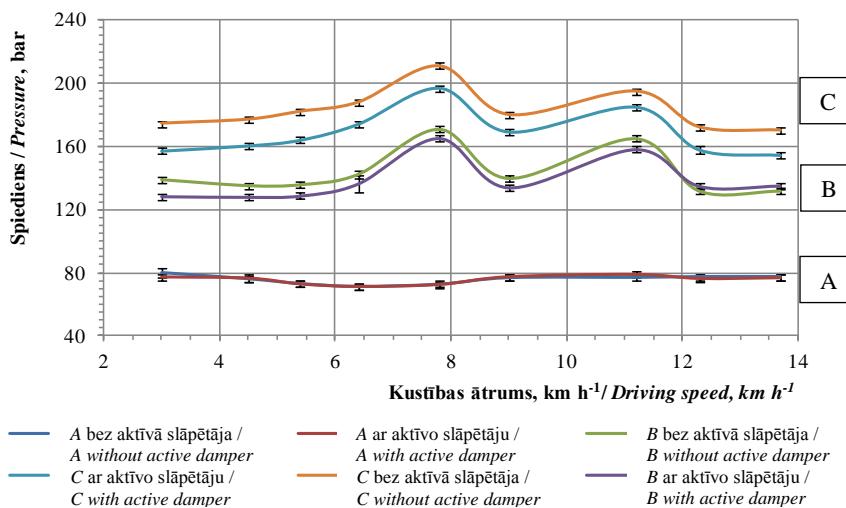


2.5. att. Darba šķidruma maksimālo spiedienu vidējās vērtības traktora hidrauliskajā uzkares sistēmā pie riepu spiediena 1.2 bar un atsvara novietojuma A, B un C / Fig. 2.5. Maximal average pressure oscillations in the tractor hydraulic hitch-system at tire pressure 01.2 bar and different weight positions A, B and C

Ja netiek izmantota traktorā iebūvētā aktīvā spiediena svārstību slāpēšanas sistēma, tad hidrosistēmas maksimālais spiediens ir 210 bar, pie kustības ātruma 6.4 km h^{-1} , bet, ja aktīvā spiediena svārstību slāpēšanas sistēma ir izmantota,

spiediena amplitūdu svārstības samazinās līdz 197 bar, pie tā paša riepu spiediena. Pie kustības ātruma 11.2 km h^{-1} un tā paša riepu spiediena, hidrosistēmas spiediens ir 195 bar. Izvietojot atsvaru pozīcijā *B* maksimālais spiediens hidrauliskajā uzkares sistēmā sasniedz 171 bar, pie kustības ātruma 7.8 km h^{-1} un riepu spiediena 0.8 bar, bet pie kustības ātruma 11.2 km h^{-1} un tā paša riepu spiediena palielinās līdz 165 bar. Izvietojot atsvaru pozīcijā *A* spiediens hidrauliskajā sistēmā visā kustības diapazonā ir robežās no $70 - 80$ bar.

Samazinot traktora riepu spiedienu no 1.2 bar līdz 0.8 bar un novietojot atsvaru pozīcijā *C* un, ja netiek izmantota aktīvā spiediena svārstību slāpēšanas sistēma, maksimālās darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtības hidrauliskajā uzkares sistēmā samazinās par 6.6 %, bet ja aktīvā spiediena svārstību slāpēšanas sistēma ir izmantota, tad pie tiem pašiem parametriem samazinās līdz 6.0 %. Novietojot atsvaru pozīcijā *B* un, ja netiek izmantots aktīvais spiedienu svārstību slāpētājs, maksimālās darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtības traktora hidrauliskajā uzkares sistēmā samazinās par 6.4 %, bet, ja tiek izmantots aktīvais spiedienu svārstību slāpētājs, darba šķidruma spiediena svārstību amplitūda pie tiem pašiem parametriem samazinās par 6.1 %. Novietojot atsvaru pozīcijā *A* un pie tiem pašiem parametriem darba šķidruma spiediena svārstību amplitūda samazinās par 25 %.



2.6. att. Darba šķidruma maksimālo spiedienu vidējās vērtības traktora hidrauliskajā uzkares sistēmā pie riepu spiediena 0.8 bar un atsvara novietojuma *A*, *B* un *C* / Fig. 2.6. Maximal average pressure oscillation in the tractor hydraulic hitch system at tire pressure 0.8 bar and different weight positions *A*, *B* and *C*

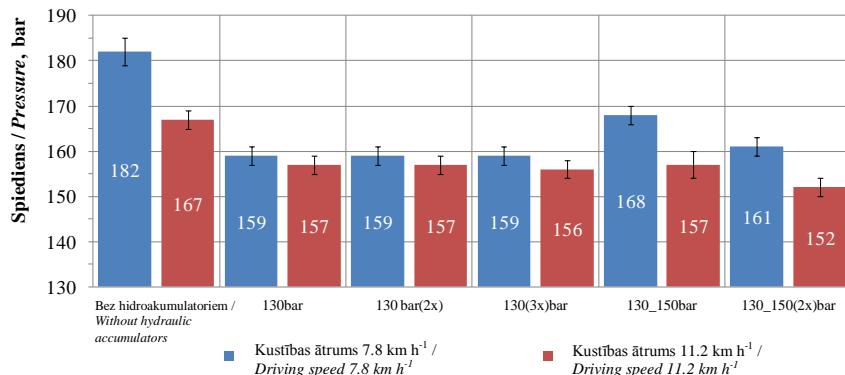
Vidējais hidrocilindra kāta pārvietojums visos eksperimentos bez hidroakumulatoriem bija robežās no 0.5 līdz 5 mm, kas atkarīgs no darba

šķidruma spiediena hidrauliskajā cilindrā un atsvara novietojuma uz uzkares slogošanas rīka.

Lai izmainītu traktoragregāta hidrauliskās uzkares sistēmas slāpēšanas raksturlīkni un samazinātu hidrauliskās sistēmas darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu, hidrosistēma ir jāaprīko ar dažādi uzlādētiem hidroakumulatoriem. Salīdzinot iepriekšējos rezultātus, kad traktora hidrauliskās uzkares sistēmas slogošanai izmantots augsnes apstrādes darba rīks (*Lemken* kultivātors un gumijas rullis) ar izveidoto uzkares slogošanas rīku, kam ir maināma atsvara pozīcija, noskaidrots, ka līdzīgākā darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu izmaiņas raksturlīkne ir ja atsvars novietots pozīcijā B.

Hidrosistēmas maksimālie darba šķidruma spiedieni, kas būtu jāsamazina, ir pie kustības ātrumiem 7.8 km h^{-1} un 11.2 km h^{-1} . Traktora hidrauliskās uzkares sistēmas darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu raksturlīknes, pie riepu spiediena 1.2 bar un kustības ātrumiem 7.8 km h^{-1} , attēlotas 2.7. attēlā.

Maksimālais darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtību samazinājums pie kustības ātruma 7.8 km h^{-1} ir 14.5%, ja hidrosistēma aprīkota ar trijiem hidroakumulatoriem, kas uzlādēti ar spiedienu 130 bar. Šis samazinājums apstiprina teorētiskajā aprēķinā iegūto rezultātu par nepieciešamo 0.7 litri tilpuma hidroakumulatoru skaitu. Pie kustības ātruma 11.2 km h^{-1} un tā paša riepu spiediena iegūts lielākais spiediena samazinājums par 9.9 %, ja hidrosistēma aprīkota ar vienu hidroakumulatoru, kas uzlādēts ar 130 bar un diviem ar 150 bar.



2.7. att. Darba šķidruma spiediena maksimālo amplitūdu vidējās vērtības traktora hidrauliskajā uzkares sistēmā pie riepu spiediena 1.2 bar un dažādi lādētiem hidroakumulatoriem / Fig. 2.7. Maximal average pressure in the hydraulic cylinder of the tractor hydraulic hitch-system at tire pressure 0.8 bar and differently charged hydropneumatic accumulators

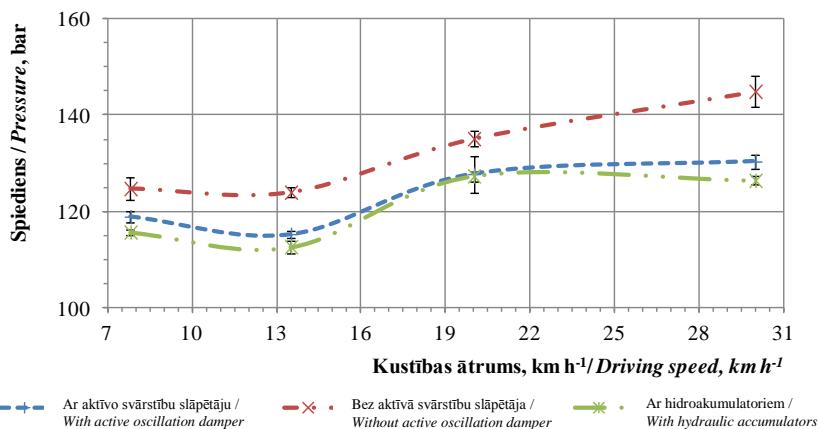
Visos eksperimentos ar uzkares slogošanas rīku un pievienotiem hidroakumulatoriem hidrauliskajā sistēmā uz profilēto negludumu ceļa pie

kustības ātrumiem 7.8 un 11.2 km h^{-1} vadāmība ir apmierinoša un priekšējo riteņu atraušanās no ceļa nav novērota.

2.4. Traktoragregāta hidrauliskās uzkares sistēmas un augstspiediena hidrosūkņa spiediena svārstību pētījumi uz grunts seguma ceļa

Izmantojot uzkares slogošanas rīku (skat. 2.4. att.) ar atsvara novietojumu (pozīcijā B), hidroakumulatori ir uzlādēti ar 100 bar spiedienu. Eksperimentos ceļa posms izvēlēts gadījuma rakstura ar kopējo garumu 500 metri. Izvēlētā ceļa nelīdzenumu platumus un garums svārstās plašās robežās. Nelīdzenumu dziļums ir no 0.2 līdz 0.1 m, bet garums un platumus ir robežās no 0.1 līdz 1.2 m.

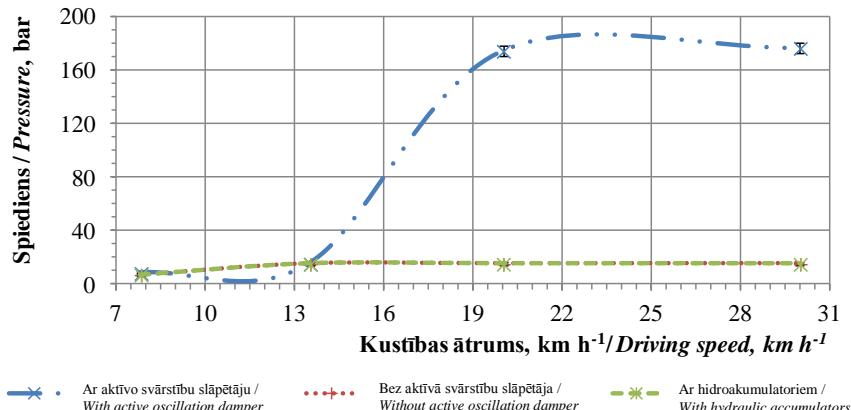
Statiskā stāvoklī spiediens hidrauliskās uzkares sistēmas hidrocilindrā ir aptuveni 95 bar, bet pie augstspiediena sūkņa 8 bar (sūknis ir atslogotā pozīcijā). Ja netiek darbināta hidrauliskā uzkares sistēma, spiediens augstspiediena sūknī tiek kontrolēts ar drošības vārstu jeb pārlūdes vārstu. Atplūstošās eļļas daļa no sūkņa tiek padota uz rezervuāru, bet otra daļa padota transmisijas komponenšu eļļošanai. Izvēlēti četri konstantas kustības ātruma testi: 7.8, 13.7, 20 un 30 km h^{-1} .



2.8. att. Spiediena izmaiņu raksturlīknes hidrocilindrā pie riepu spiediena 1.2 bar /
Fig. 2.8. Characteristic curves of pressure changes in hydraulic cylinder by tire pressure 1.2 bar

Ja tiek izmantoti trīs vienādi uzlādēti hidroakumulatori (3×100 bar), tad maksimālās darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtības (sk. 2.9. att.) hidrosistēmas hidrocilindrā ir 127 bar, pie kustības ātruma 20 km h^{-1} . Visos eksperimentos traktoragregāta transporta režīmā uz grunts ceļa ar braukšanas ātrumu līdz 30 km h^{-1} ir konstatēts, ka maksimālās darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtības hidrocilindrā ir variantam bez svārstību slāpēšanas sistēmas, bet minimālās ir lietojot hidrauliskajai uzkares sistēmai pievienotos hidroakumulatorus (2.8. att.).

Sērijeveida aktīvā svārstību slāpētāja ieslēgšana *Class Ares 557 ATX* traktoragregāta transporta režīmā ($20 - 30 \text{ km h}^{-1}$) ļauj samazināt darba šķidruma maksimālās spiediena svārstību amplitūdu vērtības pie hidrocilindra ($130 \pm 2 \text{ bar}$), bet izraisa darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu (2.9. att.) līdz $176 \pm 2 \text{ bar}$ pie sūkņa, bet, ja netiek izmantota aktīvā spiediena svārstību slāpēšanas sistēma augstspiediena sūknis ir atslogotā pozīcijā (darba šķidruma spiediena svārstību amplitūda pie augstspiediena sūkņa ir 15 bar).



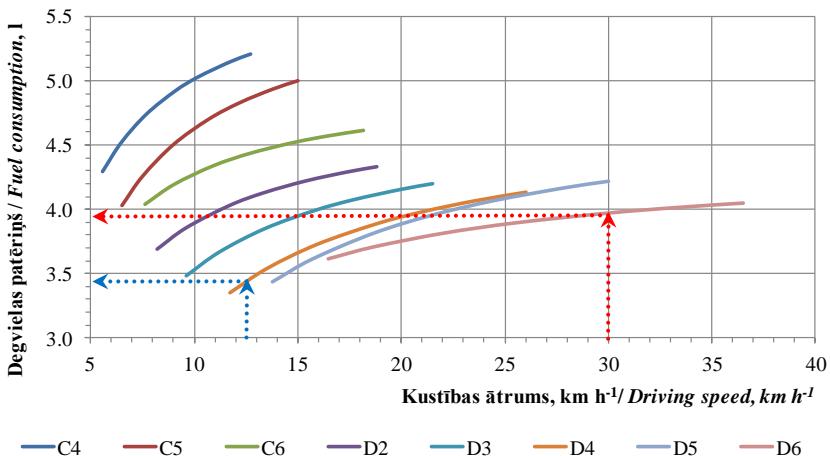
2.9. att. Darba šķidruma spiediena maksimālās vērtības hidrosistēmas augstspiediena sūkņa kontūrā, ja gaisa spiediens riepās ir 1.2 bar / Fig. 2.9. Maximal average pressure in the hydraulic hitch-system of high-pressure pump circuit by tire pressure 1.2 bar

Hidroakumulatoru pieslēgšana uzkares hidrosistēmā ļauj samazināt maksimālās darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtības par 13 % pie lielākiem kustības ātrumiem ($20 - 30 \text{ km h}^{-1}$) salīdzinājumā ar traktoragregātu, kura uzkares hidrosistēma nav aprīkota ar svārstību slāpētāju. Atšķirībā no aktīvās svārstību slāpēšanas sistēmas palielinātajām spiediena amplitūdām sūkņa kontūrā $176 \pm 2 \text{ bar}$, izmantojot hidroakumulatorus sūkņa kontūrs tiek ieslēgts atslogotā pozīcijā ar spiedienu 15 bar. Tāpēc hidroakumulatoru pieslēgšana ir rekomendējama traktoragregātu hidrauliskajām uzkares sistēmām kustībai transporta režīmā pie palielinātiem ātrumiem līdz 30 km h^{-1} .

3. EKONOMISKAIS NOVĒRTĒJUMS

Ekonomiskā novērtējuma mērķis ir aprēķināt ieguvumu no traktoragregāta kustības ātruma palielināšanas transportējot smagsvara augsnes apstrādes darba rīkus no lauka uz lauku. Priekšrocība no kustības ātruma palielinājuma ir ietaupītais augsnes apstrādes darba rīku transportēšanas laiks saimniecības robežās, kuru var izmantot pamatdarbu veikšanai, bet trūkums ir degvielas patēriņa pieaugums pie palielināta kustības ātruma. Ekonomiskais novērtējums ir

veikts vidējam transporta attālumam ~ 10 km, analizējot traktoragregāta kustības ātruma palielināšanu pārbraucienos no lauka uz lauku. Eksperimentāli noskaidrots slogota traktoragregāta degvielas patēriņš 10 km (3.1. att.) garā grunts ceļa posmā pie kustības ātruma no 5 – 37 km h⁻¹.



3.1. att. Noslogota traktora ieslēgtā pārnesuma un kustības ātruma ietekme uz degvielas patēriņu pie nobrauktā ceļa posma garuma 10 km / Fig. 3.1. Driving speed and selected gear impact on the fuel consumption for driving distance 10 km

Lai veiktu 10 km lielu attālumu, pie kustības ātruma 12.5 km h⁻¹, tiek patērētas 0.8 h un 3.35 l degvielas pie ieslēgtā pārnesuma D4, bet pie kustības ātruma 30 km h⁻¹ tiek patērēts 0.33 h, taču degvielas patēriņš palielinās par 0.6 l.

Patērētais laiks pārbraucienos no lauka uz lauku (Kyxap, 2006):

$$T_{PB} = 0.05 \dots 0.1 \cdot T_{DL}. \quad (3.2)$$

Pie 8 stundu darba laika (dienā) pēc formulas (3.2) pārbraucieniem patērētais laiks ir 0.8 h. Pārbrauciena laiks atkarīgs no traktora klases un tam uzkarināmā agregāta konfigurācijas. Traktoragregāta darba ražīgums aršanas darbiem ir 0.72 ha h⁻¹ un izmaksas uz hektāru ir 57.17 EUR. No ietaupītā laika var apart 6.72 ha. Izmaksas šo hektāru aparšanai būtu 384.18 EUR. Uzcenojums tiek pieņemts vidēji 15 % no aparto hektāru izmaksām.

No ietaupītā laika (9.33 h) uz darba algu rēķina tiek iegūta ekonomija mēnesī, kas sastāda 66.38 EUR, ja strādnieka algas stundas likme ar nodokliem ir 7 EUR. Peļņa mēnesī no izmantotā laika, ja tiek veikti aršanas darbi, ir 57.17 EUR. Kopējā peļņa mēnesī (sakarības (4.13)) no ietaupītā laika izmantošanas un transportēšanas kustības ātruma palielinājuma, atskaitot papildus degvielas izdevumus 7.21 EUR, ir 116.34 EUR mēnesī.

Traktoragregāta hidrauliskās uzkares sistēmas pārbūves izmaksu novērtējums. Ekspluatācijas izmaksas sevī ietver trīspunktu hidrauliskās uzkares sistēmas aprīkošanu ar hidroakumulatoriem un izdevumus tehniskajām

apkopēm. Izmaksu iedalījums patstāvīgajās un mainīgajās ir atkarīgs no laika perioda, kurā izmaksas tiek analizētas (Priekulis, 2008; Vītola, Soopa, 2002).

Kopējās traktora hidrosistēmas pārbūves izmaksas aprēķina pēc sakarības:

$$\sum I_{Piel..} = I_m + I_r + I_{uzt.}, \quad (3.3)$$

kur I_m – materiālu izmaksas, EUR;

I_r – montāžas un izgatavošanas izmaksas, EUR;

$I_{uzt.}$ – ekspluatācijas izmaksas, EUR.

Materiālu un pakalpojumu izmaksas uz 18.01.2014. ar PVN attēlotas 3.1. un 3.2. tabulās.

3.1. tabula. Hidroakumulatoru pievienošanai nepieciešamo materiālu cenas /

Table 3.1. The necessary material costs for adding hydraulic accumulators

Nr. p.k. / No.	Materiāli / Materials	Mērvienība / Unit of measurement	Daudzums / Quantity	Cena, EUR / Price, EUR	Summa, EUR / Amount, EUR
1.	Šļūtene / Hose	m	1	11.66	11.66
2.	Trejgabals / T-piece	gab. / piece	1	8.37	8.37
3.	Starpgabals / The piece	gab. / piece	6	1.51	9.06
4.	Hidroakumulatori / Hydroaccumulator	gab. / piece	4	110.03	440.12
5.	Hidroakumulatoru uzlādēšana / Hydroaccumulator charging	gab. / piece	4	20.57	82.28
6.	Kvadrāta velmējums 43x43 / Rolled steel square tubing 43x43	m	0.2	8.23	1.65
7.	Bultskrūves M8x1.25 / Screw- bolt M8x1.25	gab. / piece	8	0.03	0.24
Kopā / Total:					553.38

3.2. tabula. Hidroakumulatoru nostiprināšanas mezglu darbu izmaksas /

Table 3.2. The operating costs of hydraulic accumulator assembly

Nr. p.k. / No.	Darba veids / Kind of work	Laiks h / Time, h	Izcenojums EUR h ⁻¹ / Price, EUR h ⁻¹	Summa, EUR / Amount, EUR
1.	Hidroakumulatoru pievienošanas starpgabala izgatavošana / Production of unit for connecting of hydroaccumulators	8	5	40

3.2. tabulas turpinājums / continuation of the table 3.2.

2.	Hidroakumulatora nostiprināšanas balsta izveide un montāža / <i>Production and mounting of unit for hydroaccumulator support</i>	8	5	40
3.	Trejgabala un hidroakumulatoru pievienošana traktora hidrauliskajai sistēmai / <i>Attaching the T-piece and hydroaccumulator to tractor hydraulic system</i>	4	5	20
Kopā / Total:				100

Ieguldījuma atmaksāšanās laiks tiek noteikts, kā paredzamais gadu vai mēnešu skaits, kas nepieciešams pilnīgai ieguldījumu izmaksai. Tas ir laika posms līdz tam brīdim, kad kapitāla ieguldījuma izmaksas ir pilnībā segtas ar peļņu, kas gūta ar šiem ieguldījumiem. Atmaksas periodu aprēķina pēc formulas:

$$G_{\text{periods}} = G_{\text{PMSPA}} + \frac{I_{\text{NVAMS}}}{I_{\text{NLIAML}}}, \quad (3.4)$$

kur G_{PMSPA} – pilns mēnešu skaits pirms atmaksāšanās;

I_{NVAMS} – nekompensētā vērtība uz atmaksāšanās mēneša sākuma, EUR;

I_{NLIAML} – naudas līdzekļu ienākums atmaksāšanās mēneša laikā, EUR.

Ieguldījumu atmaksāšanās pa periodiem (mēnešiem) ieskaitot uzturēšanās izdevumus attēlota 3.3. tabulā.

3.3. tabula. Ieguldījumu atmaksāšanās pa mēnešiem /
Table 3.3. Expenses payback time through month

Periods, mēneši / Period, month	Prognozētā naudas plūsma, EUR / <i>Prognosticate cash flow, EUR</i>	Hidroakumulatoru ekspluatācijas izmaksas, EUR / <i>Exploitation expenses of hydroaccumulator, EUR</i>	Uzkrātā naudas plūsma, EUR / <i>Cumulative cash flow, EUR</i>
0	– 653.38	0.00	– 653.38
1	123.99	– 40.00	– 569.39
2	123.99	0.00	– 445.40
3	123.99	– 40.00	– 361.41
4	123.99	0.00	– 237.42
5	123.99	0.00	– 113.43
6	123.99	0.00	+ 10.56

Ieguldījumi traktora hidrosistēmas spiediena svārstību amplitūdas samazināšanai, uzstādot hidroakumulatorus, atmaksāsies pēc 5 darba mēnešiem un 2.7 darba dienām.

SECINĀJUMI

1. Teorētisko sakarību analīzes rezultātā ir izveidots traktoragregāta vertikālo svārstību sānskata dinamiskais modelis, kuram atbilstoši izstrādāta matemātiskā modela vienādojumu sistēma traktoragregāta kustības modelēšanai pa profilētu negludumu ceļu.
2. Traktoragregāta vertikālo svārstību matemātiskais modelis izstrādāts datorprogrammā *WM 2D* kustības modelēšanai pa profilētu negludumu ceļu ar dažādiem kustības ātrumiem un modelēšanas rezultātā teorētiski noteiktas darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtības pie kustības ātrumiem līdz 14 km h^{-1} .
3. Eksperimentālos pētījumos ir apstiprināta teorētiskajos pētījumos izvirzītā hipotēze, par hidrosistēmas darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu samazināšanas iespēju uzkares sistēmā, augsnē apstrādes darba rīka transportēšanas darbos, samazinot apstrādes darba rīka frekvenci svārstībās pret traktora korpusu ar hidroakumulatoru pievienošanu un sistēmas stinguma regulēšanu.
4. Eksperimentos traktoragregāta transporta režīmā uz grunts ceļa ar braukšanas ātrumu līdz 30 km h^{-1} konstatēts, ka maksimālās darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdas hidrocilindrā (145 bar) ir variantam bez svārstību slāpēšanas sistēmas, bet minimālās (127 bar) ir lietojot hidrauliskajai sistēmai pievienotus hidroakumulatorus.
5. Starpība starp eksperimentāli un modelēšanā noteiktajām darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu vērtībām uzkares sistēmā pie dažādiem traktoragregāta kustības ātrumiem ir robežas no $2 - 10\%$. Tādēļ traktoragregāta svārstību modelēšana programmā *WM 2D* ir rekomendējama darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu samazināšanas iespēju pētījumiem izmainot hidrauliskās sistēmas stinguma un slāpēšanas parametru vērtības.
6. Eksperimentāli noteikts degvielas patēriņa palielinājums, palielinot traktoragregāta kustības ātrumu augsnē apstrādes darba rīku transportēšanas darbos, atkarībā no ieslēgtā pārnesuma un motora klokvārpstas rotācijas frekvences. Konstatēts, ka traktoragregāta (*Claas Ares 557 ATX*) pārvietojoties transporta režīmā 100 km distance pie kustības ātruma 16.5 km h^{-1} tiek patēriņts laiks 6.06 h un 36l degvielas, bet pie kustības ātruma 30 km h^{-1} tiek patēriņts laiks 3.33 h un 39.5l degvielas.
7. Kopējā peļņa mēnesī no traktoragregāta (*Claas Ares 557 ATX*) transportēšanas darba kustības ātruma palielinājuma no 12.5 līdz 30 km h^{-1} un ietaupītā laika izmantošanas ir 116.34 EUR mēnesī. Ieguldījumi traktora hidrosistēmas darba šķidruma spiediena svārstību amplitūdu samazināšanai, izmantojot hidroakumulatorus atmaksāsies pēc ~ 6 darba mēnešiem.

TOPICALITY OF THE RESEARCH

Tractors that are equipped with attachable tools and heavyweight tillage tools are widely used in agriculture. During movement of tractor aggregate, their hydraulic systems are performing functions of a tool hitch-system. Field and road roughness provoked oscillations create increased pressure oscillations in hydraulic system and limits driving speed for tractor aggregate in transportation regime. During displacements from a field to field, as far as 10 % of all days working time is consumed (Kyxap, 2006). In rural areas mostly gravel roads are widespread and regularly loads are transported by rough roads, fields, meadows, forests, where driving speed does not exceed $8 - 15 \text{ km h}^{-1}$ (Нагаткина, 1984). On a deformable surface road (macadam, gravel, soil), depending on surface resistance vertical load and movement intensity on the road, roughness height (10 – 12 mm) and length (5 – 8 m) can change in a wide range (Pommers, Liberts, 1985).

These tractor aggregate oscillations limit driving speed in transportation regime, because of hitch-system durability and troubled controllability, that is why driving speed increase and pressure oscillation amplitude reduction study is topical.

Hydraulic system pressure oscillations, aggregate vibrations, transition processes (switchover, pump switching on or off) and hydraulic impact, that emerges during hydraulic system exploitation, cause excessive material wear, many times increases inner corrosion speed, causes material tear and wear in tension concentration places (welding seams, plug parts etc.), that cause emergency situations. More than 70 % of hydraulic system refusals are connected with hydrodynamic processes (Яскеляин, 2008). Increased hydraulic working fluid pressure oscillation amplitude values, that many times exceed nominal working pressure, are comparable to hydraulic impact influence. As a result of hydraulic impact, ruptures are developing in piping, which durability is depending on maximal values of pressure and failure pressure ratio (Тракторы ..., 1986).

Modern tractor (for example *Claas Ares*) hydraulic hitch-systems are equipped with active oscillation damper systems, which operation is based on a hydraulic system pressure and tillage tool position continued adjustment against the tractor frame in the transportation regime. This type of oscillation damper installation on a hydraulic hitch-system of earlier produced tractor is not possible without electronic management system.

In reviewed literature sources, there are no found studies about different heavyweight tillage tool free oscillations against tractor frame in hydraulic hitch-system influence to all tractor aggregate oscillations. Oscillation amplitude changes in a hitch-system of tractor aggregate during the transport regime and pressure oscillation amplitude reduction is not researched enough. Passive hitch-system oscillation damper systems are not experimentally evaluated against active hitch-system oscillation damper systems.

In this promotion paper hydraulic system oscillation amplitude initiation processes and its amplitude reduction possibilities are analyzed for modern tractors, which hydraulic hitch-systems are equipped with active pressure oscillation reducing systems and also for tractors which hitch-systems are without active oscillation damper.

Research about reducing possibilities of hydraulic hitch-system pressure oscillation amplitude for tractor aggregate is topical, because given recommendations can extend hydraulic system lifetime, provide higher driving speed and better driving quality in the transport regime.

THE OBJECT, HYPOTHESIS, AIM AND TASKS OF THE RESEARCH

Experiment object – tractor aggregate, which driving speed and rough road surface impact on working fluid pressure oscillation amplitude in the hydraulic hitch-system is analyzed.

Research hypothesis – working fluid pressure oscillation amplitude in the hydraulic hitch-system for the tractor aggregate in the transport regime depends on soil-tilling tool mass, its distribution, road roughness and driving speed. Working fluid pressure oscillation amplitude reduction in the hydraulic hitch-system reduces oscillations for the tractor aggregate and provides longer lifetime of the hydraulic system, higher driving speed and better driving quality in the transport regime.

The aim of the research – to establish methods for working fluid maximal pressure value determination and reduction in hydraulic hitch-systems for the tractor aggregate in the transport regime.

To reach aim of the work, following tasks are set forth

- To determinate theoretically vertical oscillations for the tractor aggregate working in the transport regime and corresponding working fluid pressure oscillations in the hydraulic hitch-system.
- To create vertical oscillation mathematical model for the tractor aggregate and to do oscillation modeling.
- To test working fluid pressure oscillations in the hydraulic hitch-system for the tractor aggregate in the transportation regime.
- To evaluate experimental research compliance with in modeling acquired results.
- To create a method, based on the theoretical and experimental result base, for working fluid pressure oscillation amplitude reduction in the tractor hydraulic hitch-system.
- To examine and evaluate recommended method for the hydraulic system improvement.

RESEARCH METHODS

Analysis, synthesis, modeling, prognostication, experiment (on-road and laboratory), static and economic evaluation methods are used in this research.

THESES FOR DEFENCE

1. Created mathematical model allows to prognosticate working fluid pressure oscillations in the hydraulic hitch-system for the tractor aggregate in the transport regime.
2. Compared to active oscillation damping system, it is possible to drive with higher speeds at the same hydraulic system pressure oscillation amplitude level, if the tractor is equipped with differently loaded hydraulic accumulators.
3. Created tractor aggregate oscillation model for the transportation regime in software *Working Model 2D*, provides road impact, tire and hydraulic cylinder stiffness and damping coefficient modeling, as a result hydraulic cylinder force and working fluid pressure values can be obtained for the tractor in a motion, with different speeds on the profiled roughness road.
4. Created experiment methodology for oscillation experimental research on the profiled roughness road, can be used for working fluid pressure oscillation amplitude determination in the hydraulic system for the tractor aggregate at different driving speeds, loads on hydraulic system and tire pressures.

APPROBATION OF THE RESEARCH

Generally recognized reviewed scientific publications

1. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E. (2013) Mathematical model of tractor aggregate. In: *Proceeding of the 12th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. Jelgava: LUA, pp. 43 – 48.
2. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E. (2013) Model of hydropneumatic three point hitch. In: *Proceeding of the 12th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. Jelgava: LUA, pp. 49 – 54.
3. **Laceklis-Bertmanis J.**, Pirs V., Kronbergs E. Metla-Rozentāls A., Metla M. (2012) Hydropneumatic Suspension for Tractor Implement. In: *Proceeding of the 11th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. Jelgava: LUA, pp. 372 – 376. ISSN 1691-3043.
4. **Laceklis-Bertmanis J.**, Pirs V., Kronbergs E., Metla-Rozentals A., Metla M. (2012) Physical model of tractor implement. In: *Proceeding of the 18th*

- International Scientific Conference „Research for Rural Development”.* Volume 1, Jelgava: LUA, pp. 217 – 222.
5. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E. (2011) Stiffness and Damping Adjustment for Tractor Hydraulic Hitch-system Model. In: *Proceeding of the 10th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. Jelgava: LUA, pp. 157 – 161.
 6. **Lacekli-Bertmanis J.**, Kakitis A., Kronbergs E., Repsa E., Smits M. (2010) Pressure Oscillation in Hydraulic Hitch-system During Implement Transport. In: *Proceeding of the International Scientific Conference “Mobile Machine”*. Kaunas: LUA, pp. 22 – 32.
 7. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E., Repsa E. (2010) Implement Transport Impact on Hitch-System Pressure Oscillation. In: *Proceeding of the 4th International Scientific Conference on “Trends On Agricultural Engineering”*, Prague: CULSP, pp. 383 – 388.
 8. **Laceklis-Bertmanis J.**, Pirs V., Jesko. Z. (2010) Investigation of Pressure Oscillation in Hydraulic Hitch-System. In: *Proceeding of the 16th International Scientific Conference „Research for Rural Development”*. Volume 1, Jelgava: LUA, pp. 95 – 99.
 9. **Laceklis-Bertmanis J.**, Repsa E., Kronbergs E. (2010) Simulation of Pressure Oscillation in Hydraulic Hitch-system. In: *Proceeding of the 9th international Scientific Conference „Engeneering for Rural Development”*. Jelgava: LUA, pp. 144 – 148.

Reports at the international scientific conferences

1. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E. (2013) Mathematical model of tractor aggregate. *Proceeding of the 12th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. May 23 – 24, 2013 Jelgava: LUA, Latvia.
2. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E. (2013) Model of hydropneumatic three point hitch. *Proceeding of the 12th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. May 23 – 24, 2013 Jelgava: LUA, Latvia.
3. **Laceklis-Bertmanis J.**, Pirs V., Kronbergs E. Metla-Rozentāls A., Metla M. (2012) Hydropneumatic Suspension for Tractor Implement. *11th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*. May 24 – 25, 2012. Jelgava: LUA, Latvia.
4. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E. (2011) Stiffness and Damping Adjustment for Tractor Hydraulic Hitch-system Model. *10th International Scientific Conference „Engineering for Rural Development”*, May 26 – 27, 2011. Jelgava: LUA, Latvia.
5. **Lacekli-Bertmanis J.**, Kakitis A., Kronbergs E., Repsa E., Smits M. (2010) Pressure Oscillation in Hydraulic Hitch-system During Implement Transport. *International Scientific Conference “Mobile Machine”*, Sep 23 – 24, 2010. Kaunas: LUA, Lithuania.

6. **Laceklis-Bertmanis J.**, Kronbergs E., Repsa E. (2010) Implement Transport Impact on Hitch-System Pressure Oscillation. *4th International Scientific Conference on “Trends On Agricultural Engineering”*, Sep 7 – 10, 2010. Prague, Czech.
7. **Laceklis-Bertmanis J.**, Pirs V., Jesko. Z. (2010) Investigation of Pressure Oscillation in Hydraulic Hitch-System. *16th International Scientific Conference „Research for Rural Development ” Volume 1*, May 19 – 21, 2010. Jelgava: LUA, Latvia.
8. **Laceklis-Bertmanis J.**, Repsa E., Kronbergs E. (2010) Simulation of Pressure Oscillation in Hydraulic Hitch-system. *9th international Scientific Conference „Engeneering for Rural Development”*, May 19 – 21, 2010. Jelgava: LUA, Latvia.

Claimed patent

J. Lāceklis-Bertmanis, Ē. Kronbergs. Hydropneumatic hitch system. Patent of Latvia LV 14632B. B60G17/08, 20.02.2013. Patents and trademarks. *The Official Gazette of the Patent Office of the Republic of Latvia*—Nr.2/2013.p.175.

SCIENTIFIC NOVELTY AND PRACTICAL APPLICATION OF THE RESEARCH

1. An original mathematical model was created, which is suitable for working fluid pressure oscillation amplitude value determination and reduction in three-point hydraulic hitch-system of the tractor aggregate working in the transport regime.
2. Tractor aggregate vertical oscillation model was created in software *Working Model 2D* for system pressure oscillation simulation, depending on road surface roughness, tire and hydraulic cylinder stiffness and damping coefficients and movement speed, resulting in obtained hydraulic cylinder developed force and working fluid pressure values.
3. Methodology have been created for the experimental determination of working fluid pressure oscillation amplitude in the three-point hydraulic hitch-system for the tractor aggregate on the gravel and profiled roughness road.
4. Theoretically and experimentally have been determined pressure oscillation amplitude changes in the three-point hydraulic hitch-system for the tractor aggregate at different driving speeds, tire pressures, load and hitch-system and road roughness impact.
5. Theoretically and experimentally has been proven that hydraulic hitch-system elasticity characteristics curve change for the tractor aggregate, by equipping hydraulic system with differently loaded hydraulic accumulators, provide hydraulic system maximal pressure value decrease, compared to active pressure oscillation damping systems.

6. Experimentally has been proven that equipping tractor hydraulic hitch-system with differently loaded hydraulic accumulators is recommendable for safe hydraulic system exploitation by different driving speeds up to 30 km h^{-1} .
7. Loaded and unloaded tractor fuel consumption by speeds $3 - 30 \text{ km h}^{-1}$ has been determined, which allows to determine gained economic effect from the tractors hydraulic hitch-system reconstruction and driving speed increase in the trips from field to field.

1. THEORETICAL RESEARCH

Theoretic study emerges from tasks set in the first chapter of promotion paper. Aim of the theoretic study is to analyze tractor aggregate vertical oscillations, while transporting heavyweight tillage tools, and their created working fluid pressure oscillations in the hitch-system. Vertical oscillation mathematical model was created for the tractor aggregate working fluid pressure oscillation amplitude determination in hitch-system, depending on road surface roughness, tire and hydraulic system elasticity and damping parameters and movement speed. *Working Model 2D* software was used for analyzing tractor aggregate oscillation impact on the pressure values in the tractor hydraulic hitch-system.

1.1. Oscillation model selection for the tractor aggregate

For the tractor aggregate in the transport regime, its main cause of forced vertical oscillation is road roughness. Oscillation intensity is influenced by road surface microprofile, tractor driving speed, its equipment and individual aggregate or system characteristics. Side view of tractor aggregate is shown in Fig. 1.1.

From analyzed vehicle oscillation models (Robson, 1979; Williams, 1997; Yang, Suematsu, Kang, 2001; Moran, Nagai, 1994; Vetturi ect., 1996; Campos ect., 1999; Chalasani, 1986; Elbeheiry ect., 1999) it was determined that for analyzing tractor and its tillage tool vertical oscillations, it is recommended to use the vehicle side view model. Its structure can easily be used for the tractor aggregate vertical and angular oscillation studies.

In the theoretical research tractor aggregate is substituted by simplified side view model, which is equivalent to the real system. Mathematical model is created for a tractor that is equipped with tillage tool. By creation of model, it is necessary to take in consideration those tractor aggregate elements that influence its running smoothness and oscillations: unsprung mass, including tire weight, stiffness, damping characteristics and hitch-system aggregate masses, hydraulic hitch-system elasticity and damping characteristics.

Side view of tractor aggregate consists of the body, double tire parameters and attached tillage tool. Profiled roughness road is used for the tractor aggregate

oscillation excitation. To create side view simplified mathematical model it is necessary to analyze the kinematic scheme of the tractor aggregate three-point hydraulic hitch-system mechanism components.

1.2. Hydraulic hitch-system mechanism kinematic scheme analysis for the tractor aggregate

Study containing tractor three-point hitch-system is reviewed as plane system. Hitch-system is analyzed into two dimensions, determining on hitch-system influencing vertical force geometrical location and conducting force calculations.

Tractors three-point hitch-system is divided in calculation components, which eases further calculations. Total hydraulic hitch-system mechanism and tillage tool kinematic scheme is shown in Fig. 1.2.

Hydraulic hitch-system hydraulic cylinder force F_c is determined from equilibrium equations in implement upper position. Working fluid pressure value in the hydraulic cylinder, not taking friction into consideration, is determined by the following equation:

$$p = \frac{F_c}{A}, \quad (1.1)$$

where p – working fluid pressure in the hydraulic cylinder chamber, Pa;

F_c – force on the hydraulic cylinder, N;

A – area of the hydraulic cylinder, m^2 .

Hitch-system mechanism and tillage tool inertia characteristics on a lifting arm, which is supported by the hydraulic cylinder, are reduced for creation of oscillation dynamic model. Because some member masses of hitch-system mechanism are insignificant compared to the tillage tool mass, only tillage tool and lower link moments of inertia and masses are reduced, accordingly to Fig. 1.2., on lifting arm:

$$I_{ABC} = I_1 + m_3 \cdot \left(\frac{V_{3s}}{\omega_1} \right)^2 + I_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + I_5 \cdot \left(\frac{\omega_5}{\omega_1} \right)^2, \quad (1.2)$$

where m_i – mass of the i -th member, kg;

v_i – speed of the i -th member, m s^{-1} ;

J_i – moment of inertia of the i -th member, kg m^2 ;

ω_i – angular speed of the i -th member, s^{-1} .

As a result simplified tillage tool and hydraulic hitch-system link system kinematic scheme is obtained (see Fig. 1.3.).

For tillage tool use as tractor aggregate oscillation damper and simultaneously lowering pressure oscillation amplitude values in the hydraulic system, very important is free oscillation frequency for tillage tool against tractor body.

Lifting lever movement equation at small and free oscillations can be defined by following equation:

$$I_O \cdot \ddot{\varphi} + c \cdot l_g^2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos^2 \varphi + k \cdot l_g^2 \cdot \varphi \cdot \cos^2 \varphi = 0, \quad (1.3)$$

where I_O – moment of inertia against the point O , kg m^2 ;

c – damping coefficient value, N s m^{-1} ;

k_c – stiffness coefficient of the hydraulic cylinder, N m^{-1} .

Because angle φ changes are little at small oscillations, we presume that $\cos^2 \varphi = \text{const}$ and we mark:

$$\begin{aligned} c \cdot l_g^2 \cdot \cos^2 \varphi &= C, \\ k_c \cdot l_g^2 \cdot \cos^2 \varphi &= K. \end{aligned} \quad (1.4)$$

Then we obtain:

$$I_O \cdot \ddot{\varphi} + C \cdot \dot{\varphi} + K \cdot \varphi = 0. \quad (1.5)$$

Accordingly angular frequency ω_1 for lifting arm (see Fig. 1.3.) by oscillating without damping against solid tractor body is:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K}{I_O}}. \quad (1.6)$$

From equation (1.4) it is clear that the angular frequency for tractor aggregate hitch-system lifting arm at free oscillations against tractor body in the transportation mode, is unambiguous determined by the hydraulic cylinder stiffness coefficient and reduced hitch system and tillage tool moment of inertia.

Approximate hydraulic cylinder stiffness coefficient value can be determined by following equation:

$$k_c = \frac{\Delta F}{\Delta x}, \quad (1.7)$$

where ΔF – force change of the hydraulic cylinder, N ;

Δx – displacement of the hydraulic cylinder rod, m .

Damping coefficient c and stiffness coefficient k_c values are depending on the hitch-system hydraulic cylinder piston movement and oil compressibility into the hydraulic system. The smaller hydraulic cylinder stiffness coefficient k_c value, the smaller force change ΔF and accordingly pressure changes in the hydraulic cylinder.

Value change of force ΔF can be obtained by calculations or experiment results. Force or load value of the hydraulic cylinder is depending on the tillage tool position on the tractor hitch-system. Displacement Δx is equal with the hydraulic cylinder piston displacement by pressure impulse. This displacement is depending on oil volume of hydraulic cylinder and total change of the hydraulic line volume ΔV .

Study shows that frequently there is 12 – 15 % of insoluble air in the tractor hydraulic systems, which can reduce volume of elasticity module for more than 2 times. In these situations elasticity module E and $E_{c.v.}$ values (Лавкис, 1990) need to be adjusted. Then total tractors hydraulic hitch-system hydraulic cylinder and flexible hydraulic line stiffness coefficient k_c value is:

$$k_c = \frac{\pi^2 \cdot D^4}{16 \cdot \left(\frac{V_0}{E} + \frac{V_{0,c.v.}}{E_{c.v.}} \right)}, \quad (1.8)$$

where D – diameter of the hydraulic cylinder, m;
 $V_0, V_{c.v.}$ – volume of the hydraulic cylinder and hydraulic lines, m^3 ;
 $E, E_{c.v.}$ – elasticity module of the hydraulic cylinder and hydraulic lines, kPa.

For the tractor aggregate with attached tillage tool during oscillations, due to road roughness, the bigger is stiffness (elasticity module) for the hydraulic system, then higher are pressure oscillation amplitude values in the hydraulic hitch-system.

Tillage tool can be considered as a physical pendulum with moving hitch-system point. This pendulum movement is described in pendulum type vibrograph theory (Николай, 1950). From it results, that the pendulum free oscillation frequency has to be several times smaller than forced oscillation frequency, then the vibrograph turning angle could be proportional to the pivot point vertical displacement. Therefore, for the tractor aggregate oscillations due to road roughness impact, for the tillage tool to remain its fixed position against the road surface, it needs to provide its frequency in free oscillations against the tractor body at least four times smaller than forced oscillation frequency.

For average transport regime within driving speeds from 10 km h^{-1} to 15 km h^{-1} and by condition that it is driven on profiled roughness road surface with step 2 meters, forced oscillation angular frequency will be within borders from 8.73 to 13.09 s^{-1} . For tillage tool corresponding free oscillation frequency against the tractor body needs to be reduced to $\sim 3 \text{ s}^{-1}$.

By reducing frequency of the tractor aggregate hitch-system levers and tillage tool in free oscillations against the tractor body, hydraulic cylinder stiffness coefficient needs to be reduced, accordingly corresponds smaller pressure oscillation amplitude in the hydraulic system. From this theory, a hypothesis was set for pressure oscillation amplitude reduction: by reducing stiffness coefficient (elasticity module) of the hydraulic system, pressure increase can be reduced in the hydraulic hitch-system for the tractor aggregate during the transport regime. To restrict tillage tool angular displacement against the tractor body, a non-linear stiffness curve is recommendable for the hydraulic system. It is possible to reduce stiffness of the hydraulic system and gain non-linear curve, if hydraulic accumulators are being added to the hydraulic system.

From roughness impact, the hydraulic cylinder is moving oil flow to hydraulic accumulators. Equipping tractors hydraulic hitch-system with hydraulic accumulators, pressure p for them increases by *Boil-Mariot* law (Radziņš, Zars, 1964; Dirba u.c., 1980):

$$V_g^k p = \text{const}, \quad (1.9)$$

where V_g – volume of gas, m^3 ;
 k – polytropic grade index.

Because volume change in the hydraulic accumulator and pressure change in the hydraulic system is connected with non-linear relationship, then stiffness coefficient value is alternating and depending on displacement of the hydraulic cylinder rod. By increasing pressure, oil volume, which is flowing into the hydraulic accumulator, is constantly reducing, therefore accordingly increases stiffness coefficient value for the hydraulic hitch-system. This characteristic is useful, because limits final hydraulic cylinder rod displacement during oscillation process.

By calculating hydraulic accumulator charging pressure and their count at chosen volume, depending on provided stiffness coefficient k_c , hydraulic cylinder and hydraulic line compressibility is ignored. Theoretically it was assumed that needed free oscillation frequency 3 s^{-1} against frame of tillage tool is provided only by hydraulic accumulators. It is calculated that for limiting pressure oscillation amplitude to 150 bar in hydraulic system, three hydraulic accumulators necessary to be added with charged pressure 130 bar and volume 0.7 liters.

In the simplified tractor aggregate vertical oscillation dynamic model, force reaction of the hydraulic cylinder is formulated as moment M (see Fig. 1.4.). Action of torque moment M at pivot point O is defined by angle φ , where force F influence on the hitch-systems hydraulic cylinder is formulated through torque moment M by following equation:

$$M = l_9 \sqrt{1 - \left(-\frac{a^2 - l_{cil.}^2 - l_9^2}{2l_{cil.} \cdot l_9} \right)^2} \cdot F. \quad (1.10)$$

Simplified tractor aggregate vertical oscillation dynamic model is shown in Fig. 1.4. This model consists of body, hitch-system with tillage tool and two wheel units. Each wheel is illustrated as spring and damper elements, but their total mass is added to total tractors body mass. Simplified tillage tool is attached to the frame in one point and hitch-system force reactions are formulated with moment M .

A vertical oscillation mathematical model is created accordingly for the tractor aggregate vertical oscillation dynamic model.

1.3. Vertical oscillation mathematical model for the tractor aggregate

Mathematical model was created during vertical oscillation modeling for the tractor aggregate. It is described by equation system, which due to road roughness, correlative connects vertical displacements for wheel contact points with body and attached tillage tools displacements and correspondent dynamic forces.

To show dynamics of the tractor aggregate mechanical system, second degree Lagrange equation was used, (XueMei ect., 2012; Majewski, 2010), which is defined as follows:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = Q,$$

where L is Lagrange function, which is defined as whole systems kinematic T and potential U energy difference.

$$L(q, \dot{q}) = T(q, \dot{q}) - U(q)$$

Differential equation for generalized coordinates in y_1 direction, accordingly to Fig. 1.4. was formulated as follows:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{y}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial y_1} = F_1 \\ & \left(m_1 \left(\frac{l_B}{l} \right)^2 + m_2 \left(\frac{l_2}{l} \right)^2 + \frac{I_1}{l^2} + \frac{I_2}{l^2} \right) \ddot{y}_1 + \\ & + \left(-m_2 \left(\frac{l_B}{l} \right)^2 - m_2 \frac{l_B}{l} \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) + m_1 \frac{l_1 \cdot l_2}{l^2} - \frac{I_1}{l^2} - \frac{I_2}{l^2} \right) \ddot{y}_2 + \\ & + \left(-m_2 \frac{l_B^2}{l} - \frac{I_1}{l} \right) \ddot{\varphi} + c_1 \cdot y_1 + m_1 \cdot g \cdot \frac{l_1}{l} - m_2 \cdot g \cdot \frac{l_B}{l} \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) = F_1. \end{aligned}$$

Differential equation for coordinates in y_2 direction, accordingly to Fig. 1.4.:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{y}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial y_2} = F_2 \\ & \left(-m_2 \left(\frac{l_B}{l} \right)^2 - m_2 \frac{l_B}{l} \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) + m_1 \frac{l_1 \cdot l_2}{l^2} - \frac{I_1}{l^2} - \frac{I_2}{l^2} \right) \ddot{y}_1 + \\ & + \left(-m_2 \left(\frac{l_B}{l} \right)^2 + 2m_1 \frac{l_B}{l} \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) + m_2 \left(\frac{l_2}{l} \right)^2 + \frac{I_1}{l^2} + \frac{I_2}{l^2} + m_2 \right) \ddot{y}_2 + \\ & + \left(-m_2 \frac{l_B^2}{l} + m_2 \cdot l_B \cdot \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) + \frac{I_2}{l} \right) \ddot{\varphi} + \\ & + m_2 \cdot l_B \cdot \sin \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) \cdot \left(\frac{\dot{y}_2}{l} \left(\dot{\varphi} + \frac{1}{l} (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) \right) - \left(\dot{\varphi} + \frac{1}{l} (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) \right)^2 - \frac{\dot{y}_2}{l^2} \right) \\ & \cdot m_2 \cdot g \cdot \frac{l_B}{l} \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) + c_2 \cdot y_2 + m_1 \cdot g \cdot \frac{l_2}{l} + m_2 \cdot g = F_2. \end{aligned}$$

Differential equation for coordinate φ , accordingly to Fig. 1.4.:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = M$$

$$\left(-m_2 \cdot \frac{l_B^2}{l} - \frac{I_2}{l} \right) \ddot{y}_1 + \left(m_2 \cdot \frac{l_B^2}{l} + m_2 \cdot l_B \cdot \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) + \frac{I_2}{l^2} \right) \ddot{y}_2 +$$

$$+ \left(-m_2 \cdot l_B^2 - I_2 \right) \ddot{\varphi} + m_2 \cdot g \cdot l_B \cdot \cos \left(\varphi + \frac{1}{l} (y_2 - y_1) \right) = M.$$

Influence forces F_1 and F_2 are depending on driving speed of the tractor aggregate, roughness height, their characteristics and elasticity and damping parameters of the wheel. Tractor front and rear wheel influence forces are defined by following equations:

$$F_1 = k_{r1} \cdot q_1 + c_{r1} \cdot \dot{q}_1, \quad F_2 = k_{r2} \cdot q_2 + c_{r2} \cdot \dot{q}_2, \quad (1.11)$$

where k_{r1}, k_{r2} – stiffness coefficients of front and rear wheels, kN s m^{-1} ;

c_{r1}, c_{r2} – damping coefficients of front and rear wheels, kN m^{-1} ;

q_1, q_2 – roughness vertical action of front and rear wheels;

\dot{q}_1, \dot{q}_2 – vertical influence speeds of front and rear wheels, m s^{-1} .

Tractor wheel movement over profiled roughness road can be described as sinusoid character action:

$$q = a_n \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (1.12)$$

where a_n – height of the road roughness, m;

ω – angular frequency, s^{-1} ;

t – time, s.

Road action coordinate on front and rear wheels is formulated as follows:

$$q_1 = \begin{cases} 0, & ja \\ (a \cdot \sin(\omega_f \cdot (t + \Delta t))) & t > 0 \end{cases} \text{ and } q_2 = \begin{cases} 0, & ja \\ a \cdot \sin(\omega_f \cdot t) & t > 0 \end{cases}. \quad (1.13)$$

Forced oscillation frequency ω_f can be formulated:

$$\omega_f = \frac{v \cdot 2\pi}{L}, \quad (1.14)$$

where v – tractors driving speed, m s^{-1} ;

L – step of the road roughness, m.

By constant step of road roughness L , but varying driving speed v of the tractor aggregate, various forced oscillation angular frequencies were gained. Accordingly by $L = 2\text{m}$, $v = 0.8 \dots 3.8 \text{ m s}^{-1}$ we obtain $\omega_f = 2.6 \dots 12.0 \text{ s}^{-1}$.

To check hypothesis that by reducing stiffness (elasticity module) for the hydraulic system, pressure growth into the hydraulic hitch-system can be reduced for the tractor aggregate in transportation regime, oscillation mathematical modeling is used.

1.4. Oscillation mathematical modeling for the tractor aggregate hydraulic hitch-system

Oscillation modeling for the tractor aggregate hydraulic system was carried out by in Fig. 1.5. shown scheme, and is divided into four stages. In the first stage, real system is being described very detailly. Then, based on this knowledge, physical model is crated, by which analogy mathematical model is created. In the final stage simulation model is created by model equations, using *Working Model 2D (WM 2D)* software.

Sinusoid function was used for road roughness modeling. During modeling road roughness amplitude is constant and step of the roughness is the same as in the profiled roughness road experiments. Oscillation frequency is depending on driving speed of the tractor aggregate and step of the roughness road.

Road roughness function in *WM 2D* software is provided with a help of displacement elements. Displacement element functions of front and rear tires are defined in software by following equations:

$$\begin{aligned} q_1 &= b + if(a_n \cdot \sin(\omega_f \cdot (t + \Delta t)) < 0, 0, (a_n \cdot \sin(\omega_f \cdot (t + \Delta t)))), \\ q_2 &= b + if(a_n \cdot \sin(\omega_f \cdot t) < 0, 0, (a_n \cdot \sin(\omega_f \cdot t))), \end{aligned} \quad (1.15)$$

where b – output position value of the displacement element, m;

q_1 – displacement element function of the front tire, m;

q_2 – displacement element function of the rear tire, m.

Stiffness and damping parameters of hydraulic cylinder is visualized as suspension element in the software *WM 2D*. Tractor tires are characterized with double stiffness and damping coefficients that in direct way are depending on displacement speed of the aggregate and the pressure of tires.

Oscillation reduction possibilities of the hydraulic hitch-system can be observed in created model, by changing stiffness and damping coefficient values of the hydraulic cylinder, to reduce total oscillations of system by different road roughness terrain and attached tillage tool. Because total oscillations for the tractor aggregate can be reduced by lowering tire pressure and changing characteristics curve of the hydraulic hitch-system hydraulic cylinder damping, then input parameters – tire and hydraulic cylinder stiffness and damping coefficient values in the model are created with possibility to change it values during modeling process.

Theoretical model verification was done by using input parameters that correspond to the tractor being used in experiments – *Claas Ares 557 ATX* and tillage tool – *Lemken* cultivator and rubber ring roller, and also simplified loading tool parameter of hitch-system. During simulation gained pressure oscillation amplitude value results for both models were compared to experiment results during driving on profiled roughness road (see Fig. 1.7.). A maximal working fluid pressure oscillation amplitude value in the tractors hydraulic hitch-system was reached by driving speed 7.8 km h^{-1} and reaches 215 bar, but it reaches 212 bar if simplified model was used.

Difference between experimental and simulation results is within 2 to 10 %. This difference may be created by tire stiffness and damping parameters inadequacy in simulation process and in further experiments can be eliminated. That is reason why software *WM 2D* is recommended for the working fluid pressure oscillation amplitude simulation experiments, by changing hydraulic system parameters for the tractor aggregate.

2. EXPERIMENTAL RESEARCH

Experimentally have been determined pressure oscillation amplitude change affected from driving speed, road roughness and tire pressure for the hydraulic system of the tractor aggregate. Pressure reduction possibilities were determined in the hydraulic hitch-system of the tractor aggregate, using passive and active pressure amplitude reduction methods. Experiments were carried out on the profiled roughness road by driving speed $3 - 14 \text{ km h}^{-1}$, to support the same excitation parameters for different stiffness and damping parameters of the tractor aggregate hydraulic hitch-system. For higher driving speeds $7.8 - 30 \text{ km h}^{-1}$, experiments were carried out on a gravel road section, using created hydraulic hitch-system loading tool with changeable weight position. Fuel consumption was determined to evaluate increased driving speed economic gain for the tractor aggregate, using recommended changes in the hydraulic hitch-system.

2.1. Development of experiment methodology

Created experiment methodology is suitable for the tractor and its attached tillage tool experiments, using technical equipment of the Latvia university of agriculture, Faculty of engineering, Institute of Mechanics hydraulic laboratory and the Motor Vehicle Institute tractor and automobile technical service laboratory. This experiment methodology is needed to be able to compare different experimental test results, which are acquired in different time periods, using different settings of the hydraulic system, different loads on the hydraulic hitch-system, or even doing experiments with different tractors. Experimental test scheme is shown in Fig. 2.1.

As it is seen in Fig. 2.1., pressure oscillation experiments for the tractor hydraulic system can be realized both on gravel road and on profiled roughness road. During development of this methodology, both possibilities were taken into account.

2.2. Working fluid pressure oscillation experiments for the tractor aggregate three-point hydraulic hitch-system

Nine constant driving speeds: $3 - 14 \text{ km h}^{-1}$ were chosen for pressure oscillation experiments in the tractor *Claas Ares 557 ATX* hydraulic system.

Every constant speed test time depends on driving speed of the tractor aggregate. To ensure constant rotation frequency for the tractor engine, it is regulated manually by the lever, by selecting needed position and then selecting corresponding gear.

Pressure oscillation amplitude values for the tractor hydraulic system for different tire pressures and driving speeds, are shown in Fig. 2.2. and 2.3.. Characteristic curves in Fig. 2.2., were obtained for the tractor aggregate by driving on the profiled roughness road with driving speed up to 5 km h^{-1} , with tire pressure 1.2 bar, steerability of the tractor aggregate was good and pressure oscillation amplitude average values for the hydraulic system were oscillating from 140 – 170 bar. By increasing driving speed of the tractor aggregate from $5 - 8 \text{ km h}^{-1}$, pressure in the hydraulic hitch-system was increasing and reached 210 bar, for driving speed 7.8 km h^{-1} . By this speed, tractor aggregate steerability was worsening and there was observed a situation when front wheels were come off the ground and the tractor aggregate was getting uncontrollable.

Pressure characteristics curve (see Fig. 2.2) describes pressure changes in the hydraulic system at tire pressure 1.2 bar: if no active oscillation damper is used for the hydraulic hitch-system, then maximal pressure oscillation amplitude average values reach 210 bar in the hydraulic system, but if active oscillation damper is being used, than pressure values reduces to 180 bar.

Reducing tire pressure from 1.2 to 0.8 bar for the tractor aggregate (see Fig. 2.3.), maximal pressure oscillation amplitude values for the hydraulic system reach 185 bar, but using active oscillation damper with the same tire pressure, does not exceed 165 bar.

Maximal pressure for working fluid, which is observed with driving speed 7.8 km h^{-1} and tire pressure 1.2 bar, describes oscillation resonance for the tractor aggregate, when tractor aggregate self-excited oscillation frequency matches with road roughness excitation, therefore to maximally reduce pressure oscillation amplitude of working fluid, it is needed to change parameters of the hydraulic hitch-system, by reducing tractor body oscillations and improving driving comfort and controllability of the aggregate.

2.3. Hydraulic accumulator use in the hydraulic system characteristics curve change experiments

Because tillage tool range, weight and construction is different, a hitch-system loading tool was created (see Fig. 2.4.) to observe hydraulic cylinder working fluid pressures of the tractor three-point hitch-system by different weight distribution against frame. First experiments were carried out without adding hydraulic accumulators, but after that: using hydraulic accumulators with differently charged pressure. Rubber membrane type hydraulic accumulators were used for this experiment. Before equipping with hydraulic accumulators, adequate spot for mounting need to be found, so that they have an easy access and working fluid supply.

With different tire pressure, position of weight (*A*, *B* and *C*) and driving speed ($3 - 13.8 \text{ km h}^{-1}$) obtained pressure oscillation amplitude values are shown in Fig. 2.5. and 2.6..

If tractor onboard active pressure oscillation dumping system is not being used, then maximal pressure for the hydraulic system is 210 bar with driving speed 6.4 km h^{-1} , but if active pressure oscillation dumping system is being used, pressure amplitude oscillations reduce to 197 bar, with the same tire pressure. With driving speed 11.2 km h^{-1} and same tire pressure, pressure in the hydraulic system reach 195 bar. Positioning weight in position *B*, maximal pressure in the hydraulic hitch-system reach 171 bar with driving speed 7.8 km h^{-1} and tire pressure 0.8 bar, but with driving speed 11.2 km h^{-1} and same tire pressure, pressure increases to 165 bar. Moving weight to position *A*, pressure in the hydraulic system is in limits from 70 to 80 bar.

By reducing tractor tire pressure from 1.2 to 0.8 bar and moving weight into *C* position, if active pressure oscillation damping system is not being used, maximal working fluid pressure oscillation amplitude values in the hydraulic hitch-system reduce by 6.6 %, but if active pressure oscillation damping system is used, then pressure reduces by 6 % with the same parameters. Placing weight in position *B* and if active pressure oscillation damping system is not being used, maximal working fluid pressure oscillation amplitude values in the tractor hydraulic hitch-system reduces by 6.4 %, but if active pressure oscillation damping system is used, working fluid pressure oscillation amplitude values reduce by 6.1 % with the same parameters. Positioning weight in *A* position, with the same parameters working fluid pressure oscillation amplitude reduces by 25 %.

Average displacement of the hydraulic cylinder rod in all experiments is from 0.5 to 5 mm, which depends on working fluid pressure in the hydraulic cylinder and weight position on the hitch-system loading tool.

To change damping characteristics curve for the tractor aggregate hydraulic hitch-system and reduce hydraulic system working fluid pressure oscillation amplitude, hydraulic system needs to be equipped with differently charged hydraulic accumulators.

Comparing previous results, when for the tractor hydraulic hitch-system loading was used tillage tool (*Lemken* cultivator and rubber ring roller) with created hitch-system loading tool, which has changeable weight position, it was determined, that most similar working fluid pressure oscillation amplitude change characteristics curve was when weight was in position *B*.

Maximal working fluid pressure that should be reduced in the hydraulic system is for driving speed 7.8 and 11.2 km h^{-1} . Working fluid pressure oscillation characteristic curves for the tractor hydraulic hitch-system, by tire pressure 1.2 bar and driving speed 7.8 and 11.2 km h^{-1} , are shown in Fig. 2.7.

Maximal working fluid pressure oscillation amplitude value reduction for driving speed 7.8 km h^{-1} is 14.5%, if hydraulic system is equipped with three hydraulic accumulators that are charged at 130 bar. This reduction verifies in

theoretical calculation gained result of needed 0.7 liter volume count of hydraulic accumulators. By driving speed $11.2 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ and same tire pressure, the biggest pressure reduction by 9.9 % was gained, if the hydraulic system is equipped with one hydraulic accumulator that is charged with 130 bar and two with 150 bar.

In all experiments with the hitch-system loading implement and to hydraulic system attached hydraulic accumulators, on a profiled roughness road by driving speed 7.8 and $11.2 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, steerability is satisfactory and front tire coming off the ground is not observed.

2.4. Hydraulic hitch-system of the tractor aggregate and high pressure hydraulic pump pressure oscillation experiments on a gravel road

Using hitch-system loading tool (see Fig 2.4.) with weight positioning (in *B* position), hydraulic accumulators are charged with 100 bar pressure. Experimental road section was chosen circumstantial with total length of 500 meters. Roughness width and length for chosen road oscillate in a wide margins. Roughness depth is from 0.2 to 0.1 m, but length and width is in margins from 0.1 to 1.2 m.

Pressure in the hydraulic cylinder of the hitch-system is around 95 bar in static position, but 8 bar at high pressure pump (pump is in unloaded position). If hydraulic hitch-system is not being operated, pressure at high pressure pump is being controlled by safety valve or overflow valve. Some returning oil quantity from pump is forwarded to reservoir, some is forwarded for oiling of transmission components. Four constant driving speed tests were chosen: 7.8 , 13.7 , 20 and $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

If three the same charged hydraulic accumulators (3×100 bar) are being used, maximal working fluid pressure oscillation value (see Fig. 2.9.) in the hydraulic cylinder of the hydraulic system is 127 bar, by driving speed $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. In all experiments on a gravel road for the tractor aggregate with driving speed up to $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, it was observed that maximal working fluid pressure oscillation amplitude values in the hydraulic cylinder, are for version without oscillation damping system, but minimal values are by using hydraulic accumulators attached to the hydraulic hitch-system (Fig. 2.8.).

Switching on built-in active oscillation damping for the *Class Ares 557 ATX* tractor aggregate in the transport regime ($20 - 30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$) allows to reduce working fluid maximal pressure oscillation amplitude values at the hydraulic cylinder (130 ± 2 bar), but creates working fluid pressure oscillation amplitude (Fig. 2.9.) up to 176 ± 2 bar at the pump, but if active pressure oscillation damping system is not being used – the high pressure pump is in unloaded position (working fluid pressure oscillation amplitude at the high pressure pump is 15 bar).

Adding hydraulic accumulators to the hydraulic hitch-system allows reducing maximal working fluid pressure oscillation amplitude changes for 13 % by bigger driving speeds ($20 - 30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$) as compared with the tractor

aggregate, which hydraulic hitch-system is not equipped with pressure damper. Unlike from active damping system caused increased pressure amplitudes in pump contour (176 ± 2 bar), usage of hydraulic accumulators allows to change pump contour position to unloaded regime with pressure 15 bar. That is why adding of hydraulic accumulators is recommended for the tractor aggregate hydraulic hitch-system during the transportation regime with increased driving speed up to 30 km h^{-1} .

3. ECONOMIC EVALUATION

The aim of the economic evaluation is to calculate the gain from the increase of tractor aggregate speed, during transportation of heavy tillage tool from a field to field. Advantage from driving speed increase is saved time for the tillage tool transportation around farm, which can be used for main work, however the disadvantage is that there is increased fuel consumption by increased driving speed. Economic evaluation was done for average transportation distance $\sim 10 \text{ km}$, analyzing increase of speed during displacements from a field to field. Fuel consumption for the loaded tractor aggregate was experimentally determined for 10 km long (see Fig. 3.1.) gravel road by driving speed $5 - 37 \text{ km h}^{-1}$.

To finish 10 km distance by driving at 12.5 km h^{-1} speed, it takes 0.8 h and 3.35 liters of fuel in *D4* gear, but at 30 km h^{-1} , it takes 0.33 h, but fuel consumption increases by 0.6 liters.

Time consumed during trips from a field to field (Kyxap, 2006):

$$T_{PB} = 0.05...0.1 \cdot T_{DL}. \quad (3.2)$$

At 8 hour long working day, using formulae 3.2., time for trip is 0.8 h. Trip time depends on tractor class and configuration of its attached tool. Labor productivity for plowing job is 0.72 ha h^{-1} and expenses on one hectare are 57.17 EUR. During saved time, an extra 6.72 ha can be plowed. Expenses for these extra hectares would sum up to 384.18 EUR. Average markup is 15 % of plowed hectare expenses.

Saved time (9.33 h) for one month allows to save 66.38 EUR from salary, if one hour rate for worker is 7 EUR. Profit from usage time during plowing per one month is 57.27 EUR. Total profit (formulae 4.13.) from saved time and increased driving speed in the transport regime, excluding extra fuel consumption cost of 7.21 EUR, is 116.34 EUR per one month.

Reconstruction cost assessment for the hydraulic hitch-system of the tractor aggregate. Exploitation costs include equipping hydraulic hitch-system with hydraulic accumulators and maintenance costs. Expense division into fixed and variable costs is depending on time period, for which expenses are being calculated (Priekulis, 2008; Vītola, Soopa, 2002).

Total reconstruction cost for tractor hydraulic system is calculated by equation:

$$\sum I_{Piel..} = I_m + I_r + I_{uzt}, \quad (3.3)$$

where I_m – material cost, EUR;

I_r – mounting and producing costs, EUR;

I_{uzt} – exploitation cost, EUR.

Material and service costs on 18.01.2014. with VAT are summarized in Tables 3.1. and 3.2..

Investment payback time is determined as prognosticated year or month count that is needed to pay off the full investment. It is a period of time until moment, when capital investment costs are fully paid off by profit that are gained with these investments. Payback time is determined by formulae:

$$G_{periods} = G_{PMSPA} + \frac{I_{NVAMS}}{I_{NLIAML}}, \quad (3.4)$$

where G_{PMSPA} – full month count before payoff;

I_{NVAMS} – uncompensated value at the start of payoff month, EUR;

I_{NLIAML} – money income in whole payoff month, EUR.

Investment payback trough period (months), including maintenance costs, are showed in Table 3.3. Investment for tractor hydraulic system pressure oscillation reduction, by installing hydraulic accumulators, will pay off in 5 working months and 2.7 working days.

CONCLUSIONS

1. Tractor aggregate vertical oscillation side view dynamic model was created from theoretical connection study results, and mathematical model equation system for the tractor aggregate movement modeling on a profiled roughness road was created accordingly.
2. Tractor aggregate vertical oscillation mathematical model was created in WM 2D software for movement simulation on a profiled roughness road with different driving speeds, and as a result of simulation, theoretical working fluid pressure oscillation amplitude values were determined by driving speeds up to 14 km h^{-1} .
3. Hypothesis, which was set as a result of theoretical studies about working fluid pressure oscillation amplitude reduction possibility in hydraulic hitch-system during tillage tool transportation, by reducing tillage tools frequency in oscillations against tractor body, was confirmed in experimental studies by adding hydraulic accumulators and adjusting system stiffness.
4. In experiments on the gravel road for the tractor aggregate in the transport regime with driving speed up to 30 km h^{-1} , it was established that maximal working fluid pressure oscillation amplitude in the hydraulic cylinder (145 bar) is for version without oscillation damping, but minimal (127 bar) is by adding hydraulic accumulators to the hydraulic system.

5. Difference between experimentally and by simulation obtained working fluid pressure oscillation amplitude values in hitch-system are in 2 – 10 % limits for different driving speeds of the tractor aggregate. That is why tractor aggregate oscillation modeling in WM 2D software is recommended for working fluid pressure oscillation amplitude reduction possibility study, changing stiffness and damping coefficient parameters of the hydraulic system.
6. Fuel consumption increase was determined experimentally, by increasing tractor aggregate driving speed in the tillage tool transportation regime, and it depends on chosen gear and rotation frequency of the engine crankshaft. It was established that for tractor aggregate (*Claas Ares 557 ATX*) in the transportation regime for 100 km distance with driving speed 16.5 km h^{-1} it took 6.06 h and 36 l of fuel, but with driving speed 30 km h^{-1} , it took 3,33 h and 39.5 l of fuel.
7. Total profit for the tractor aggregate (*Claas Ares 557 ATX*) in transportation regime, from increasing driving speed from 12.5 to 30 km h^{-1} and saving time, is 116.34 EUR per month. Investment for working fluid pressure oscillation amplitude reduction in the tractor hydraulic system, using hydraulic accumulators, will payoff after ~ 6 working months.

KOPSAVILKUMA NORĀDĒS IZMANTOTIE INFORMĀCIJAS AVOTI

REFERENCES USED IN SUMMARY

1. Campos J., Davis L., Lewis F.L., Ikenaga, S., Scully, S., Evans, M. (1999). Active suspension control of ground vehicle heave and pitch motions. In: *Proceedings of the 7th IEEE Mediterranean Control Conference on Control and Automation*, Haifa, Israel, 1999, p. 11.
2. Chalasani R.M. (1986) Ride Performance Potential of Active Suspension Systems-Part II: Comprehensive Analysis Based on a Full-Car Model,” *ASME Symposium on Simulationand Control of Ground Vehicles and Transportation Systems*, AMD-vol. 80, DSC-vol. 2., 1986 pp. 205–234.
3. Dirba V., Uiska J., Zars V. (1970) Hidraulika un hidrauliskās mašīnas. Zvaigzne 1980. 451lpp.
4. Elbeheiry E. M., Karnopp D. C., Elaraby M. E., Abdelraaouf A. M. (1996) Suboptimal Control Design of Active and Passive Suspensions Based on a Full Car Model, *Vehicle System Dynamics*, vol. 26, 1996, pp. 197-222.
5. Majewski T. (2010) The property of dynamic eliminator for vehicle vibrations. *Mechanism and Machine Theory* 45 (2010) 1449-1461.
6. Moran A., Nagai M. (1994). Optimal active control of nonlinear vehicle suspension using neural networks. *JSME International Journal, Series C* 37, pp. 707–718.

7. Vetturi D., Gadola M., Cambiaghi, D., Manzo, L. (1996). Semi-active strategies for racing car suspension control. In: *Proceding of 2nd Motorsports Engineering Conference and Exposition SAE Technical Papers*, No. 962553, Dearborn, USA, 1996.
8. XueMei S., Yaxu V., Jiuchen F., Qiuxiao Y. (2012). Reserch of simulation on the effect of suspension damping on vehicle ride. In: *International conference on future electrical power and energy system. SciVerse ScienceDirect*. Energy Procedia 17 (2012) 145-151.
9. Yang J., Suematsu Y., Kang Z. (2001). Two-degree-of-freedom controller to reduce the vibration of vehicle engine-body system. In: *Proceeding of the IEEE Transactions on Control Systems Technology, volume 9*, Mar. 2001. pp. 295–317.
10. Тракторы и сельскохозяйственные машины. Рукова высокого давления армированные. Правила монтажа и эксплуатации. М.: Машино., 1982.13с.
11. Лавкис З.В. (1990) Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет. – М.: Агропромиздат, 1990. - 239 с.
12. Нагаткина М. И. (1984). Типовые нормы выработки и расходы топлива на тракторно-транспортные работы в сельском хозяйстве. – М.: Агропромиздат, 1989. – 384 с.
13. Николаи Е.Л. (1950) Теоретическая механика. Часть2. Государственное издательство техника-теоретической литературы. – М.: Ленинград., 1950, – 482 с.
14. Кухар И.В. (2006). Машины и механизмы сабово-паркового и ландшафтного строительства. Учебное пособие по курсовому проектированию. Красноярск: СибГТУ, 2006, – 124 с.
15. Williams R.A. 1997. Automotive active suspensions, Part 1: Basic principles. *Journal of Automobile Engineering*, vol. 211 nr. 6, June 1, 1997, pp. 415–426.
16. Robson J.D. (1979) Road surface description and vehicle response. *International Journal of Vehicle Design* 9, St. Helier, Jersey, England, 1979, pp. 25–35.
17. Pommers J., Liberts G. (1985) Automobiļa teorija. Rīga: Zvaigzne, 1985, – 245 lpp.
18. Priekulis J. (2008) Lopkopības mehanizācija. Jelgava: LLU, 2008, – 355 lpp.
19. Radziņš V., Zars V. (1964) Hidrauliskās mašīnas un mehānismi. Rīga, LVI, 1964, 510 lpp.
20. Vītola Ī., Soopa A. (2002) Vadības grāmatvedība, Jelgava, LLU, 2002, 222 lpp.
21. Яскеляин А.В. (2008) Исследование гидравлического удара в жидкости при колебаниях трубопровода Проблемы прочности и пластичности: Межвуз. сб. Нижегород. ун-т. – 2008. – Вып. 70. – с. 62–70.