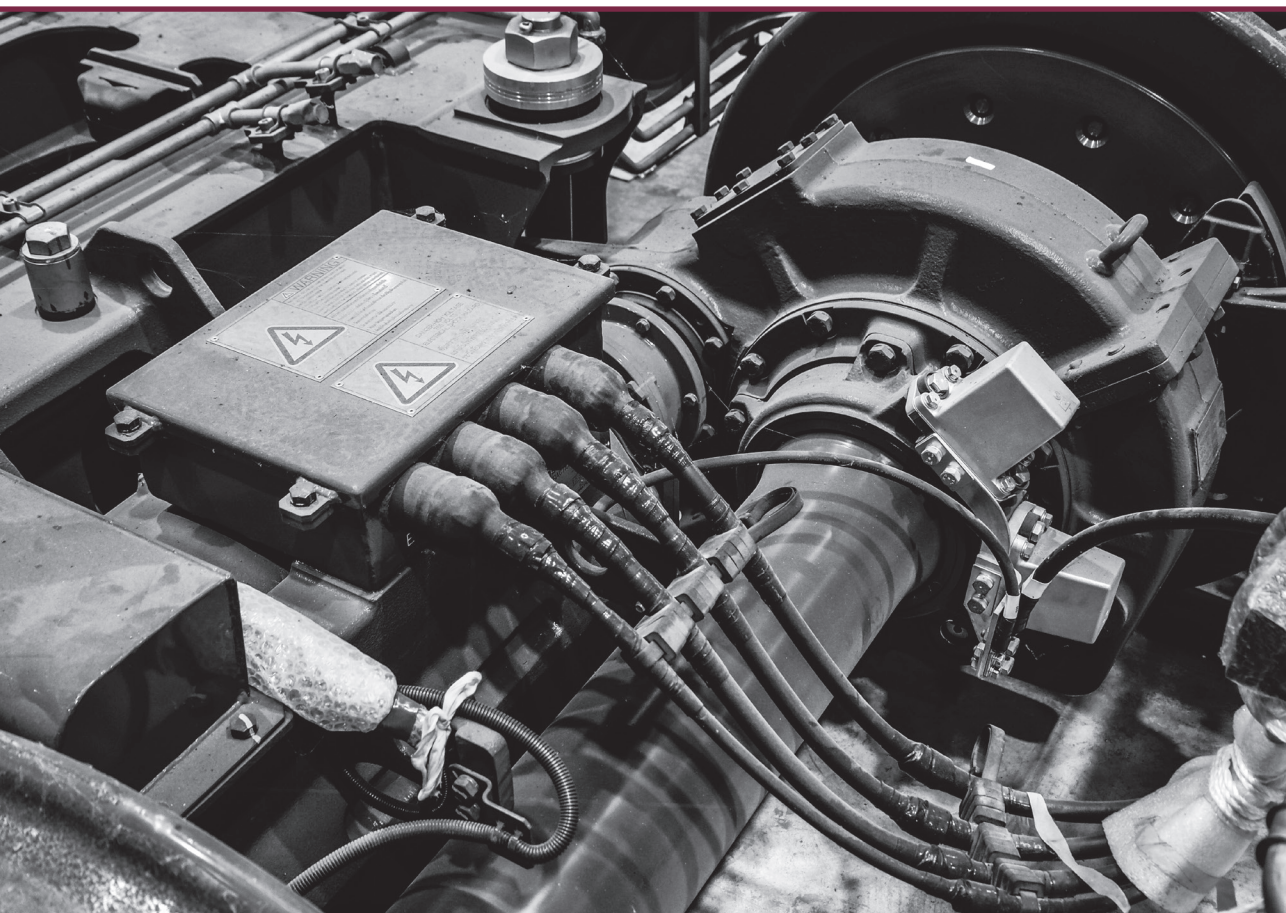


Genādijs Kobenkins

VILCES ELEKTRISKO MAŠĪNU STABILO VIBRĀCIJU-STIPRĪBAS RĀDĪTĀJU NODROŠINĀŠANA MAINĪGĀS FREKVENCES UN SLODZES REŽĪMOS

Promocijas darba kopsavilkums



RĪGAS TEHNISKĀ UNIVERSITĀTE

Datorzinātnes, informācijas tehnoloģijas un enerģētikas fakultāte
Industriālās elektronikas, elektrotehnikas un enerģētikas institūts

Genādijs Kobenkins

Doktora studiju programmas “Viedā elektroenerģētika” doktorants

VILCES ELEKTRISKO MAŠĪNU STABILO VIBRĀCIJU-STIPRĪBAS RĀDĪTĀJU NODROŠINĀŠANA MAINĪGĀS FREKVENCES UN SLODZES REŽĪMOS

Promocijas darba kopsavilkums

Zinātniskais vadītājs
profesors *Dr. sc. ing.*
ANDREJS PODGORNOVS

Zinātniskais konsultants
docents *Dr. sc. ing.*
OĻEGS SĻISKIS

Kobenkins G. Vilces elektrisko mašīnu stabilo vibrāciju-stiprības rādītāju nodrošināšana mainīgās frekvences un slodzes režīmos. Promocijas darba kopsavilkums. Rīga: RTU Izdevniecība, 2025. 53 lpp.

Publicēts saskaņā ar promocijas padomes "RTU P-05" 2024. gada 17. decembra lēmumu, protokols Nr. 105/24.

Vāka attēls no *www.shutterstock.com*.

<https://doi.org/10.7250/9789934371417>
ISBN 978-9934-37-141-7 (pdf)

PROMOCIJAS DARBS IZVIRZĪTS ZINĀTNES DOKTORA GRĀDA IEGŪŠANAI RĪGAS TEHNISKAJĀ UNIVERSITĀTĒ

Promocijas darbs zinātnes doktora (*Ph. D.*) grāda iegūšanai tiek publiski aizstāvēts 2025. gada 13. februārī plkst. 10.00 Rīgas Tehniskās universitātes Datorzinātnes, informācijas tehnoloģijas un enerģētikas fakultātē, Āzenes ielā 12/1, 306. auditorijā.

OFICIĀLIE RECENZENTI

Profesors *Dr. habil. sc. ing.* Antans Sauļus Sauhats
Rīgas Tehniskā universitāte

Profesors *Ph. D. Loránd Szabó*
Kluža-Napokas Tehniskā universitāte, Rumānija

Asociētais profesors *Ph. D. Zoltán Ádám Tamus*
Budapeštas Tehnoloģiju un ekonomikas universitāte, Ungārija

APSTIPRINĀJUMS

Apstiprinu, ka esmu izstrādājis šo promocijas darbu, kas iesniegts izskatīšanai Rīgas Tehniskajā universitātē zinātnes doktora (*Ph. D.*) grāda iegūšanai. Promocijas darbs zinātniskā grāda iegūšanai nav iesniegts nevienā citā universitātē.

Genādijs Kobenkins (paraksts)

Datums:

Promocijas darbs ir uzrakstīts angļu valodā, tajā ir ievads, piecas nodaļas, secinājumi, literatūras saraksts, 120 attēli, 28 tabulas, kopā 128 lappuses. Literatūras sarakstā ir 136 nosaukumi.

SATURS

SAĪSINĀJUMU SARAKSTS	6
DARBA VISPĀRĒJS RAKSTUROJUMS.....	7
1. NODAĻA. SITUĀCIJAS ANALĪZE UN PĒTĪJUMU VIRZIENI	13
1.1. Bieži lietotā terminoloģija iekārtu vibrāciju analīzei	14
1.2. Vibrāciju attīstības mehānismi sliežu sistēmā.....	14
1.3. Standarti un normatīvie dokumenti	16
1.4. Vilces motora kontroles un diagnostikas metožu analītiskais pārskats.....	17
1.5. Pirmās nodaļas secinājumi	17
2. NODAĻA. VILCES PIEDZIŅAS IETEKME UZ ELEKTROVILCIENU DINAMIKU	18
2.1. Elektriskā vilces piedziņas ietekme uz elektrovilciena dinamiskajām īpašībām	18
2.1.1. Vispārējā pieeja vilces piedziņas matemātiskā modeļa izstrādei. Piedziņas sistēmas analītiskais atveidojums	18
2.2. Vilces piedziņas sistēmas komponentu vibroaktivitātes analīze, pamatojoties uz elektrovilcieniem izmēģinājumu datiem	19
2.2.1. Vilces motora vibrācijas īpašības	19
2.2.2. MRB vibrācijas raksturlielumi	20
2.3. Elektrisko mašīnu dinamika	20
2.3.1. Elektrisko mašīnu dinamika magnētiskās pievilksnās kontekstā	20
2.3.2. Magnētiskās pievilksnās spēku ietekme uz aksiālajām induktora mašīnām	20
2.3.3. Indukcijas motora matemātiskais attēlojums daudzfāžu koordinātu sistēmā ar rotora ķēdes asimetriju	21
2.4. Asinhronā motora gaisa spraugas konstrukcijas un tehnoloģiskais modelis	21
2.5. Otrās nodaļas secinājumi.....	22
3. NODAĻA. VILCES MRB MEHĀNISKĀS IZTURĪBAS NOTEIKŠANA IEVĒROJOT PIEDZIŅAS DARBĪBAS APSTĀKĻUS	23
3.1. Elektrisko vilcieniem vilces piedziņas dinamika un izturība	23
3.2. Vērpes un rotācijas vibrācijas vienmasas un divmasu sistēmās.....	25
3.3. MRB komponentu statiskās izturības analīze	26
3.4. MRB konstrukcijas mehāniskā sprieguma analīze.....	28
3.4.1. Sākotnējais gultņu slodžu aprēķins	28
3.4.2. 1. režīms (rotācija uz priekšu)	29
3.4.3. 1. režīms (rotācija atpakaļgaitā)	29
3.4.4. 2. režīms (rotācija uz priekšu)	30
3.4.5. 3. režīms (rotācija uz priekšu)	30
3.5. Trešās nodaļas secinājumi	31
4. NODAĻA. DINAMISKO SLODŽU IETEKME UZ STRESU UN STRUKTŪRU NOGURUMU	32
4.1. Metāla konstrukciju stress virzošo spēku ietekmē	32
4.2. Slodžu noteikšana elastīgajos savienotājelementos	35
4.3. Ceturtās nodaļas secinājumi	37
5. NODAĻA MRB VILCES UN ENERĢĒTISKO RAKSTURLIELUMU NOTEIKŠANA ŅEMOT VĒRĀ VIBRĀCIJU AKTIVITĀTI UN PIEDZIŅAS IETEKMI	38

5.1. Dinamiskie vilces indikatori.....	38
5.2. Attiecība starp vibrācijas cēloņiem un diagnosticētajiem parametriem.....	42
REZULTĀTI UN SECINĀJUMI	49
IZMANTOTĀ LITERATŪRA	51

SAĪSINĀJUMU SARAKSTS

MRB – motorreduktoru bloks

IM – indukcijas motors

RMS – vidējā kvadrātiskā vērtība (*Root mean square*)

FFT – ātrā Furjē transformācija (*Fast Fourier transformation*)

DWT – diskrēta viļņa transformācija (*Discrete wavelet transformation*)

EMD – empīriskā režīma sadalīšanās (*Empirical mode decomposition*)

EEMD – ansambļa empīriskā režīma sadalīšanās (*ensemble Empirical mode decomposition*)

CEEMD – pilnīgas ansambļa empīriskā režīma sadalīšanās (*complete ensemble Empirical mode decomposition*)

HHT – Hilberta-Huana transformācija

IMF – iekšējās režīma funkcijas (*Intrinsic mode functions*)

IGBT – izolēts vārtu bipolārs tranzistors (*Insulated-gate bipolar transistor*)

DTC – tiešā griezes momenta kontrole (*Direct torque control*)

PWM – impulsu platuma modulācija (*Pulse width modulation*)

UMP – nelīdzsvarota magnētiskā vilkme (*Unbalanced magnetic pull*)

MMF – magnētiskais lauks (*Magnetomotive force*)

EMF – elektromotora spēks (*Electromotive force*)

EMU – elektriskā motora bloks (*Electric multiple unit*)

GEM – galīgo elementu metode

CW – pulksteņrādītāja virzienā (*Clockwise*)

CCW – pretēji pulksteņrādītāja virzienam (*Counterclockwise*)

DARBA VISPĀRĒJS RAKSTUROJUMS

Tēmas aktualitāte

Promocijas darba tēmas aktualitāti nosaka nepārtraukta pasažieru plūsmas pieauguma tendence un mūsdienu elektrificēto vilcienu pastāvīga ikdienas ekspluatācija piepilsētas un reģionālajos maršrutos. Elektriskā vilciena galvenais izpildmehānisms ir vilces elektropiedziņa, kas ir sarežģīta gan savā struktūrā, gan mehānisko, elektromehānisko un elektronisko ierīču kombinācijā, kas ir apvienotas ar augšējā un apakšējā līmeņa vadības sistēmu. Vilcienu ar asinhrono vilces piedziņu izstrādes un ieviešanas tendence, lai palielinātu ražīgumu satiksmes intensifikācijas apstākļos, nemainās. Vilces elektropiedziņa ir neatkarīga un sarežģīta sistēma, jo tajā notiekošajiem procesiem ir atšķirīgi fizikālie raksturlielumi un savstarpējā mijiedarbība. Dzelzceļa transporta un transporta elektromehāniskās iekārtas nozarē galvenais jautājums ir kvalitatīvu un uzticamu produktu izlaide, it īpaši, ja runa ir par uzņēmumiem, kas ražo elektrisko vilcienu aprīkojuma komplektus, jo vairumā gadījumu patērētājs ir ieinteresēts – elektrisko vilcienu ražotājā. Prakse rāda, ka visizplatītākā elektriskā piedziņas komplekta kombinācija parasti ir izpildmehānisms – vilces motora-reduktora vienība un vadības mehānisms – vilces pārveidotājs elektriskajiem vilcieniem, kas darbojas 3 kV tīklā. 25 kV tīklam elektriskās iekārtas komplektā var tikt iekļauts arī tā paša ražotāja vilces transformators.

Kvalitatīvu un uzticamu produktu izlaides pamatās ir atbilstība tehnoloģiskajiem procesiem saskaņā ar izstrādāto un ieviesto projektēšanas dokumentāciju, kā arī galīgās pieņemšanas pārbaudēm, kuru apjomu regulē spēkā esošie ritošā sastāva pieņemšanas un ekspluatācijas standarti. Galvenais esošo vilces piedziņu testēšanas metožu trūkums ir to vienotības trūkums un iespēja pārbaudīt to mijiedarbību tikai elektriskā vilciena sastāvā, ja runa ir par sērijveida ražošanu, nevis eksperimentālu ražošanu. Šādā gadījumā atteicu cēloņu identificēšana un novēršana kļūst ārkārtīgi sarežģīta, jo bieži vien izpildmehānismi ir grūti pieejami un nav iespējams noteikt patieso atteicu avotu.

Promocijas darba mērķis

Promocijas darba mērķis ir izpētīt vilces MRB darbības gatavību un tehnisko stāvokli rūpnīcas pieņemšanas pārbaudēs kopā ar piegādāto vadības sistēmu. Nozīmīgs uzdevums ir arī ieviest piedāvātos pirmsekspluatācijas testus ražošanas nepārtrauktības apstākļos, izveidojot metodoloģiju integrētai vilces enerģētiskās, mehāniskās izturības un vibrāciju aktivitātes kontrolei un analīzei.

Lai sasniegtu mērķi, tika atrisināti vairāki uzdevumi.

1. Izstrādāt elektromehānisko iekārtu komplekta visaptverošu testēšanas metodoloģiju, ņemot vērā ilgstošas minimālās un īslaicīgas maksimālās slodzes.
2. Izstrādāt nesošo konstrukciju elementu drošības rezervju noteikšanas metodiku, ņemot vērā piedziņas dinamiskās slodzes.
3. Analizēt iekārtu defektu ietekmi uz diagnostikas parametriem un noteikt to savstarpējo attiecību.
4. Praktiski pārbaudīt metodoloģiju rūpniecībā, pamatojoties uz ražotu produktu komplektu, t. i., testēšanai iesniegto un veiksmīgi testēto elektrisko iekārtu komplektu 1 : 1 proporcijā, līdz tas nonāk pie klienta.

Lai atrisinātu uzdevumus, tika veikta mūsdienu nesagraujošo testēšanas un diagnostikas metožu, tehniku un sistēmu analīze elektromehāniskajām iekārtām.

Darba zinātniskā novitāte

1. Izstrādāta metode vilces motorreduktora testēšanai un tehniskā stāvokļa novērtēšanai, ņemot vērā iespējamo tehnoloģisko noviržu un ražošanas neprecizitāšu rādītājus. Vilces elektromotora enerģētiskās īpašības un motora-reduktora vienības vibrāciju līmenis darbības ātruma diapazonā ir noteikti kā diagnostikas pazīmes.

2. Balstoties izveidotajā diagnostikas pazīmju un defektu vai atteicu veidu saiknē, ir piedāvāta pieeja to noteikšanai.

3. Izstrādāta metode drošības rezervju noteikšanai kritiskajiem konstrukcijas elementiem, ņemot vērā motorreduktora dinamiskās slodzes.

Darba teorētiskā un praktiskā nozīme

Iekārtu vibrācijas stāvokļa monitoringa metode ir vērsta uz ticamu pieņemšanas pārbažu rezultātu iegūšanu un vilciena elektroiekārtu kompleksa sastāvā darbojošos vilciena elektroiekārtu kompleksa tehniskā stāvokļa uzraudzības metodes ieviešanu reālās ekspluatācijas slodzēs.

Tehnika ļauj vispilnīgāk izmantot elektromotora enerģijas indikatoru informācijas saturu un reduktora motora bloka vibrācijas traucējumu līmeni testēšanas laikā, nepieciešamības gadījumā būtiski atvieglojot bojājumu noteikšanu.

Piedāvātā tehnika veidoja AS “Rīgas elektromašīnu rūpnīca” ražotā ritošā sastāva vajadzībām izstrādāto rotējošo agregātu pieņemšanas programmu pamatu.

Pētījuma metodes, rezultātu ticamība un validitāte

Prezentētie promocijas darba rezultāti iegūti, pamatojoties uz asinhrono vilces motoru funkcionālo īpašību, vilces piedziņas slodzes dinamikas un to darbības apstākļu analīzi. Tika veikta esošās metodes mehāniskās slodzes radīšanai uz motorreduktora vārpstu pārbaude laboratorijas un rūpnieciskos apstākļos. Izmantojot *LabView* programmatūras moduli, tika organizēta mehāniskā slodzes kontroles sistēma. Pamatojoties uz motorreduktora trīsdimensiju modeli ar lauka risinātāju palīdzību, tika veikti konstrukcijas maksimāli nopriegotu elementu pētījumi.

Promocijas darba izstrādes gaita izklāstīta piecās nodaļās un secinājumos.

Pirmajā nodaļā sniegts pārskats par spēkā esošajiem normatīvajiem aktiem un dokumentiem, normatīvo standartu saraksts, kas saistīti ar dzelzceļa transportam paredzēto produktu tehniskā stāvokļa izveidi un kontroli. Nodaļā sniegts arī pārskats par izmantotajām vibrācijas diagnostikas metodēm.

Otrajā nodaļā sniegta vilces elektrisko piedziņu parastās un avārijas darbības fizisko attiecību analīze. Aprakstītas vibrācijas parādību problēmas dzelzceļa transportā. Sniegts matemātisks apraksts par reduktora motora bloku kā elektriskā vilciena piedziņas daļu.

Trešajā nodaļā aprakstīta vilces piedziņas motora bloka darbība un spēki, kas uz to iedarbojas un rodas tā iekšpusē. Tiek parādīti konstrukcijas drošības robežas pārbaudes režīmi, lai turpmāk analizētu pārnese motora bloka korpusa un gultņu līdza kritisko spriegumu.

Ceturajā nodaļā, balstoties statisko un dinamisko slodžu aprēķinos, veikta motorreduktora konstrukcijas spriegumu analīze un aprēķini konstrukcijas drošības rezerves noteikšanai.

Piektajā nodaļā pārbaudīta metodika un konstatēta saistība starp testējamās iekārtas vibrācijas stāvokli un tās enerģijas rādītājiem.

Rezultātu aprobācija

Par darba rezultātiem ziņots 17 starptautiskās zinātniskās konferencēs.

1. "17th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA 2021)": Carrying out of Tests for the Functionality of the Traction Autonomous Drives in the Conditions of Industry and Serial Production, Sofia, Bulgaria: IEEE, 2021.
2. "17th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA 2021)": Carrying out of Strength Tests of Geared Motor Box as Part of a Frequency-Controlled Traction Electric Drive, Sofia, Bulgaria: IEEE, 2021.
3. "IEEE 62nd International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON 2021)": Determination of the Level of Own Vibration of Geared Motor Boxes in Industrial Conditions, Riga, Latvia: IEEE, 2021.
4. "9th International Conference on Electrical and Electronics Engineering (ICEEE 2022)": Carrying Out of Strength Control of Mutual Loaded Traction Geared Motor Boxes as a Part of Industrial Tests, Alanja, Turcija, IEEE, 2022.
5. "8th International Youth Conference on Energy (IYCE 2022)": Determination of the strength characteristics of traction gears under shock loads, Eger, Ungārija: IEEE, 2022.
6. "2nd International Conference on Electrical, Computer and Energy Technologies (ICECET 2022)": Evaluation of the Strength of Traction Geared Motor Units by Permissible Stresses and the Level of Vibration Activity, Prāga, Čehija: IEEE, 2022.
7. "3rd International Conference on Power, Energy and Electrical Engineering (PEEE2022)": The influence of dynamic loads on the vibration level of rotating units of traction drives. Barselona, Spānija: IEEE, 2022.
8. "25th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS2022)": Verification of Strength Characteristics of Traction Geared Motor Unit on Industrial Conditions, Chiangmai, Taizeme: IEEE, 2022.
9. "25th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS2022)": Strength and Vibration Activity Control of Traction Geared Motor Units, Chiangmai, Taizeme: IEEE, 2023.
10. "10th International Conference on Electrical and Electronics Engineering (ICEEE2023)": Evaluation of Vibrational Activity of Laminated Cases of Traction Electric Machines According to Actual Condition, Stambula, Turcija: IEEE, 2023.
11. "18-th International conference on electrical machines, drives and power systems (ELMA2023)": Determination of the Level of Vibroactivity of the Traction Motor-Gear Units, Varna, Bulgārija: IEEE, 2023.
12. "36th International Conference on Electrical Drives and Power Electronics (EDPE2023)": Experimental Study on the Strength of Geared Motor Units by Using Vibration Spectrum, Augstie Tatri, Slovākija: IEEE, 2023.

13. “6th Global Power, Energy and Communication Conference (GPECOM2024)”: The Influence of Magnetic Traction Force of Geared Motor Boxes Vibration, Budapešta, Ungārija: IEEE, 2024.
14. “23rd International Symposium on Electrical Apparatus and Technologies (SIELA2024)”: The influence of the tension of the MGU casing on its dynamic characteristics, Bourgas, Bulgārija: IEEE, 2024.
15. “Conference on Advanced Topics on Measurement and Simulation (ATOMS2024)”: Effect of Magnetic Traction Force on Drive Vibration Activity, Constanta, Rumānija: IEEE, 2024.
16. “25th International Conference on Electromagnetics in Advanced Applications (ICEAA2024)”: Impact of Magnetic Traction on Drive Vibration Dynamics, Lisabona, Portugāle: IEEE, 2024.
17. “13th IEEE International Conference and Exposition on Electrical and Power Engineering (EPEi 2024)”, The Influence of Bearing Bore Wear on Power Indicators of the Traction Motor-Gear Unit, Jaši, Rumānija: IEEE, 2024.

Promocijas darba rezultāti publicēti 17 zinātniskajos rakstos.

1. Dvornikovs, I., Marinbahs, M., Kobenkins, G., Sliskis, O., Ketners, K. Carrying out of Tests for the Functionality of the Traction Autonomous Drives in the Conditions of Industry and Serial Production. In: 2021 17th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA 2021), Bulgaria, Sofia, 1–4 July, 2021. Piscataway: IEEE, 2021, pp. 189–192. ISBN 978-1-6654-1186-8. e-ISBN 978-1-6654-3582-6. Available from: doi:10.1109/ELMA52514.2021.9503099.
2. Kobenkins, G., Marinbahs, M., Burenin, V., Zarembo, J., Sliskis, O. Carrying out of Strength Tests of Geared Motor Box as Part of a Frequency-Controlled Traction Electric Drive. No: 2021 17th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA 2021), Bulgaria, Sofia, 1–4 July, 2021. Piscataway: IEEE, 2021, 185.–188. lpp. ISBN 978-1-6654-1186-8. e-ISBN 978-1-6654-3582-6. Available from: doi:10.1109/ELMA52514.2021.9502985.
3. Kobenkins, G., Marinbahs, M., Zarembo, J., Burenin, V., Bizans, A., Sliskis, O. Determination of the Level of Own Vibration of Geared Motor Boxes in Industrial Conditions. In: 2021 IEEE 62nd International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON 2021), Latvia, Riga, 15–17 November, 2021. Piscataway: IEEE, 2021, ISBN 978-1-6654-3805-6. e-ISBN 978-1-6654-3804-9. Available from: doi:10.1109/RTUCON53541.2021.9711589.
4. Kobenkins, G., Marinbahs, M., Bizans, A., Rilevs, N., Burenin, V., Sliskis, O. Carrying Out of Strength Control of Mutual Loaded Traction Geared Motor Boxes as a Part of Industrial Tests. In: 2022 9th International Conference on Electrical and Electronics Engineering (ICEEE2022), Turkey, Alanya, 29–31 March, 2022. Piscataway: IEEE, 2022, pp. 185–189. ISBN 978-1-6654-6755-1. e-ISBN 978-1-6654-6754-4. Available from: doi:10.1109/ICEEE55327.2022.9772530.
5. Marinbahs M., Kobenkins G., Pavelko V. Bizans A., Rilevs N., Sliskis O. “Determination of the Strength Characteristics of Traction Gears Under Shock Loads” In *The 8th International Youth Conference on Energy (IYCE2022)*, 6–9 July 2022, Eger, Hungary. Available from: doi: 10.1109/IYCE54153.2022.9857535.

6. Kobenkins G., Marinbahs M., Bizans A., Rilevs N., Burenin V., Sliskis O. "Evaluation of the Strength of Traction Geared Motor Units by Permissible Stresses and the Level of Vibration Activity" In *Proc. Of the International Conference on Electrical, Computer and Energy Technologies (ICECET2022)*, 20–22 July 2022, Prague, Czech Republic. Available from: doi: 10.1109/ICECET55527.2022.9872590.
7. Kobenkins G., Marinbahs M., Bizans A., Rilevs N., Sliskis O. "The influence of dynamic loads on the vibration level of rotating units of traction drives" In *Proc. 3rd International Conference on Power, Energy and Electrical Engineering (PEEE2022)* 18–20 November, 2022 Barcelona, Spain Available from: doi: 10.1016/j.egy.2022.12.114.
8. Kobenkins G., Marinbahs M., Bizans A., Sliskis O. "Verification of Strength Characteristics of Traction Geared Motor Unit on Industrial Conditions" In *Proc. of the 25th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS2022)*. 29 November–2 December, Chiang Mai, Thailand. Available from: doi: 10.1109/ICEMS56177.2022.9982859.
9. Kobenkins G., Marinbahs M., Bizans A., Sliskis O. "Strength and Vibration Activity Control of Traction Geared Motor Units" In *Proc. of the 25th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS2022)*. 29 November–2 December, Chiang Mai, Thailand. Available from: doi: 10.1109/ICEMS56177.2022.9983283.
10. Kobenkins G., Marinbahs M., Rilevs N., Sliskis O. "Evaluation of Vibrational Activity of Laminated Cases of Traction Electric Machines According to Actual Condition" In *Proc. of the 10th International Conference on Electrical and Electronics Engineering (ICEEE2023)*. 8–10 May, Istanbul, Turkey. Available from: doi: 10.1109/ICEEE59925.2023.00068.
11. Kobenkins G., Marinbahs M., Bizans A., Rilevs N., Sliskis O. "Determination of the Level of Vibroactivity of the Traction Motor-Gear Units" In *Proc. of the 18-th International conference on electrical machines, drives and power systems (ELMA2023)*: 29 June–01 July, Varna, Bulgaria. Available from: doi: 10.1109/ELMA58392.2023.10202391.
12. Kobenkins G., Marinbahs M., Rilevs N., Sliskis O. "Experimental Study on the Strength of Geared Motor Units by Using Vibration Spectrum" In *Proc. of the 36th International Conference on Electrical Drives and Power Electronics (EDPE2023)*: 25–27, The High Tatras, Slovakia. Available from: doi: 10.1109/EDPE58625.2023.10274034.
13. Kobenkins G., Marinbahs M., Rilevs N., Bizans A., Sliskis O. "The Influence of Magnetic Traction Force of Geared Motor Boxes Vibration" In *Proc. of the 6th Global Power, Energy and Communication Conference (GPECOM2024)*: 4–7 June, Budapest, Hungary. Available from: doi: 10.1109/GPECOM61896.2024.10582650.
14. Kobenkins G., Rilevs N., Marinbahs M., Podgornovs A., Bizans A., Sliskis O. "The influence of the tension of the MGU casing on its dynamic characteristics" In *Proc. of the 23rd International Symposium on Electrical Apparatus and Technologies (SIELA2024)*: 12–15 June, Bourgas, Bulgaria. Available from: doi: 10.1109/SIELA61056.2024.10637827.
15. Kobenkins G., Marinbahs M., Rilevs N., Bizans A., Sliskis O. "Effect of Magnetic Traction Force on Drive Vibration Activity" In *Proc. of the Conference on Advanced Topics on Measurement and Simulation (ATOMS2024)*: 28–30 August, Constanta, Romania. (Prezentēts 2024. gada 30. augustā).
16. Kobenkins G., Rilevs N., Marinbahs M., Bizans A., Sliskis O. "Impact of Magnetic Traction on Drive Vibration Dynamics" In *Proc. of the 25th International Conference on*

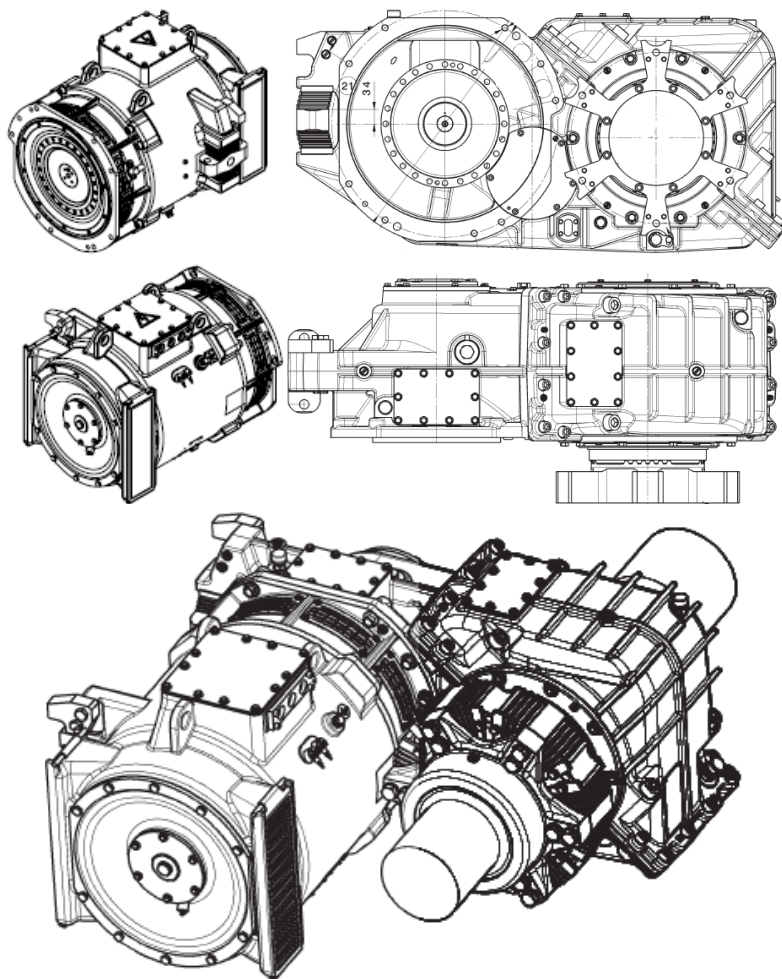
Electromagnetics in Advanced Applications (ICEAA2024): 2–6 September, Lisboa, Portugal. Available from: doi: 10.1109/ICEAA61917.2024.10701813.

17. Kobenkins G., Marinbahs M., Rilevs N., Bizans A., Sliskis O. “The Influence of Bearing Bore Wear on Power Indicators of the Traction Motor-Gear Unit” In *Proc. of the 13th IEEE International Conference and Exposition on Electrical and Power Engineering (EPEI 2024)*: 17–19 October, Jasi, Romania. (Prezentēts 2024. gada 18. oktobrī).

1. NODAĻA. SITUĀCIJAS ANALĪZE UN PĒTĪJUMU VIRZIENI

Kā tika atzīmēts *IMECO* konferencē, tehniskās izmantošanas potenciāls varētu palielināties, tā sauktais drošības faktors – par vairāk nekā 12 %, pateicoties diagnostikas rīku ieviešanai un iekārtu iepriekšējai kontrolei pirms nodošanas sērījveida ekspluatācijai. Savukārt ritošā sastāva dīkstāves un remonta laiku, pateicoties profilaktiskām kontrolēm un diagnostikas pasākumiem, var samazināt līdz 40 %. Savukārt diagnostikas pasākumu kvalitāte un pilnība, kā arī kontrolēto parametru savstarpējo saistību kopums nosaka diagnostikas pazīmju un pavadošo parādību ticamību.

Darba autors, balstoties dzelzceļa transporta motorreduktora bloka (turpmāk – MRB) vibrācijas diagnostikas metodēs (1.1. att.), definēja uzdevumu noteikt visinformatīvākās lielo defektu pazīmju kombinācijas, kas atspoguļojas frekvenču un laika domēnos. Šajā gadījumā MRB vilces un enerģijas rādītāji tiek uzrādīti hormonālā spektra frekvenču domēnā, savukārt vibrācijas vidējā kvadrātiskā vērtība tiek attēlota laika domēnā [1].



1.1. att. Vilces MRB struktūra.

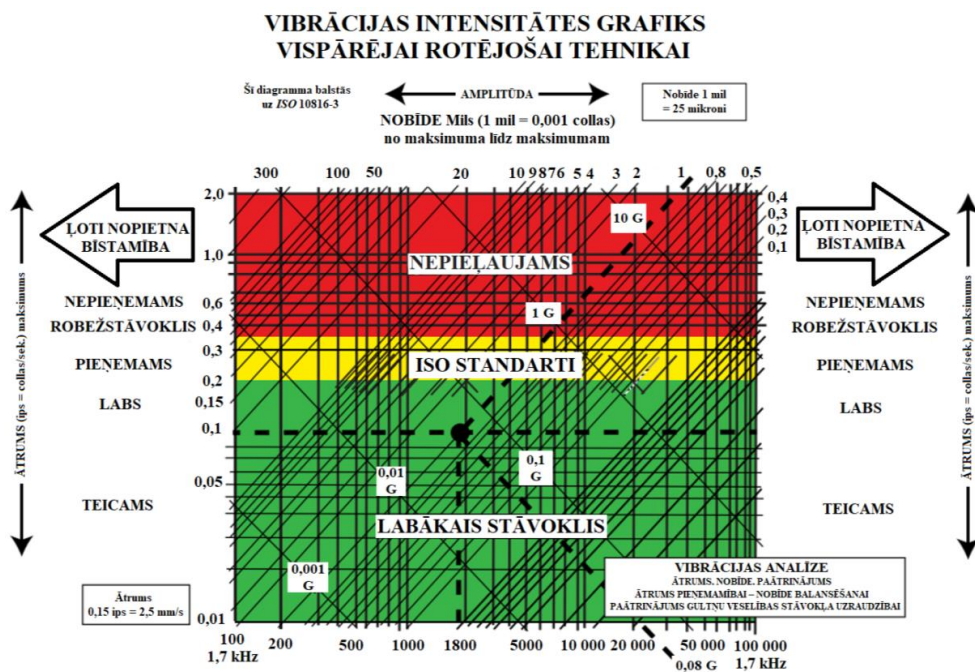
Promocijas darbā detalizēti izklāstīta izpratne par vērpes vibrācijām un to ietekmi uz dinamiskajiem procesiem, īpaši tiem, kas notiek motora gaisa spraugā. Darba neapšaubāma priekšrocība ir ne tikai laboratorijas pētījumi, bet arī eksperimenti reālā darbības režīmā. Ņemot vērā to, ka pētījums aptver dažādu veidu vilces motorus, autors analīzei piedāvā dažādas elektriskās vilces kontroles sistēmas, proti, sprieguma un frekvences pārveidotājus, strāvas pārveidotājus un pārslēgšanas slodzes.

1.1. Bieži lietotā terminoloģija iekārtu vibrāciju analīzei

Vibrācijas ātrums mēra pīķa vienībās, milimetros sekundē (mm/s). Ātruma mērījumi un vibrācijas kontrole ir visizplatītākā metode dažādu problēmu vai pieņemamības noteikšanai, piemēram, nelīdzsvarotība, novirze, valīgums (mašīnas konstrukcija, pamati vai gultņi), harmonikas un daudzas citas problēmas, kas saistītas ar mašīnu frekvenču diapazonu un citām problēmām.

Paātrinājums ir ļoti svarīgs, lai noteiktu problēmas ar gultņiem, zobratu savienojumiem vai elektriskām problēmām. Paātrinājumu mēra *G* vienībās. Vienkāršoti – milimetros sekundē/sekundē (mm/s²). Paātrinājuma dati ir vairāk informatīvi rotācijas asī kontrolei.

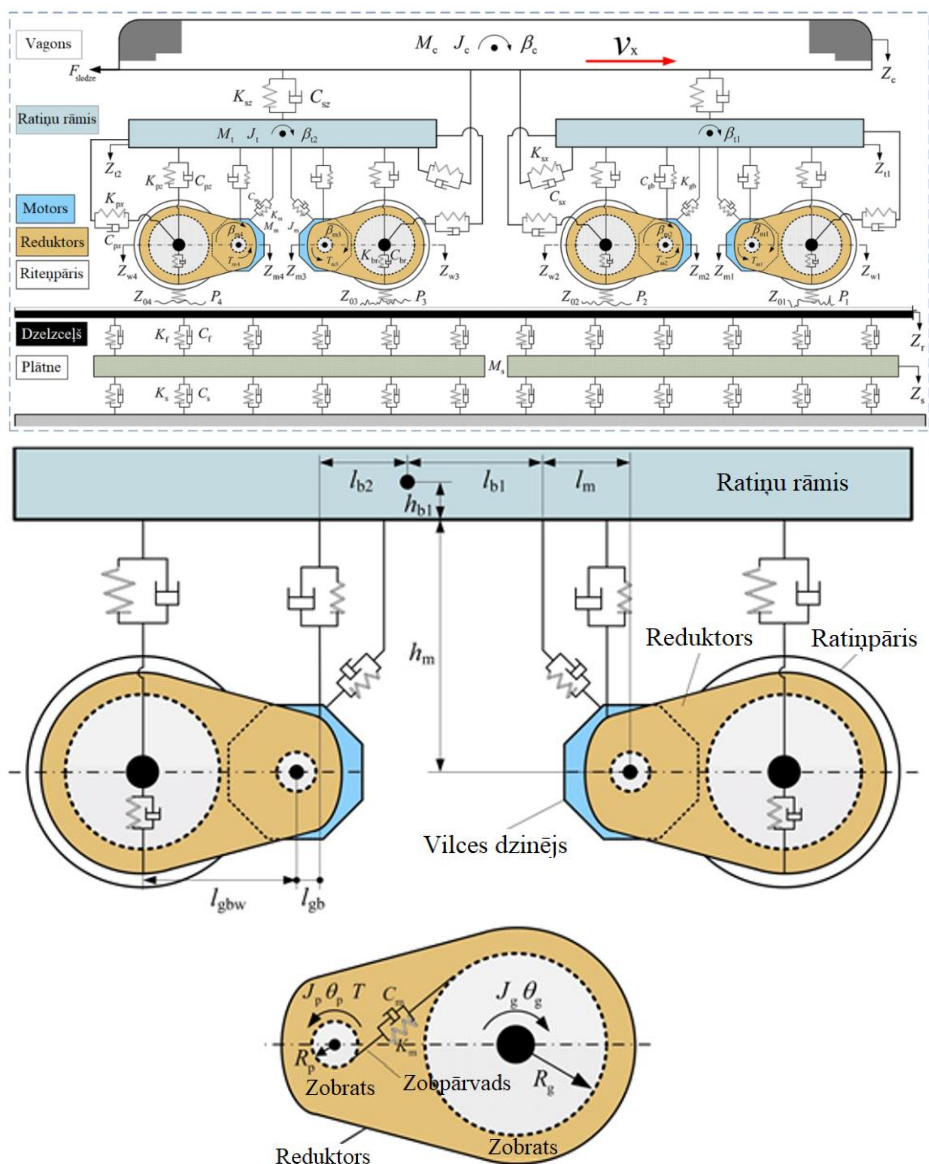
Pārvietojums tiek mērīts no maksimālās līdz maksimālajai vērtībai milimetros (mm). Pārvietojuma mērījumi tiek veikti tajos pašos trīs virzienos kā ātruma mērījumi – aksiālajā, horizontālajā un vertikālajā. Pārvietojuma mērījumi netiek izmantoti vai ieteikti kontrolei, jo to atbilstība ir atkarīga no ātruma. Pārvietojumu izmanto arī tāpēc, lai identificētu problēmas zemākas frekvences diapazonā (1.2. att.).



1.2. att. Rotējošu mašīnu vibrācijas intensitātes grafiks.

1.2. Vibrāciju attīstības mehānismi sliežu sistēmā

Kustības laikā vilciens rada kombinētu dinamisku sistēmu, izraisot vibrācijas ierosmes, galvenokārt sliežu ķēdē. Neskatoties uz vibrācijas slāpēšanas sistēmām, kas paredzētas elektrovilcienu ratiņu konstrukcijās, piemēram, amortizatoriem, atsperēm un spilveniem, kustīgais vilciens joprojām ir spēcīgs vibrācijas ierosmes avots. Savukārt riteņu pāra vienmērīgu pārvietošanos pa sliedēm ietekmē to nodilums, sliežu klājuma kvalitāte un uzbūruma stāvoklis, kam kopā piemīt arī dažas amortizējošas īpašības, kas spēj slāpēt vertikālās vibrācijas [2].



1.3. att. Elektrovilciens un sliežu savienotās dinamikas modelis ar vilces motoriem un vilces reduktoriem [3].

kur:

$K_{pz}, C_{pz}, K_{px}, C_{px}$ – primārā piekare, kas attiecas uz tērauda atsperi un amortizatoru starp ratiņu rāmi un asi;

$K_{sz}, C_{sz}, K_{sx}, C_{sx}$ – sekundārā piekare, kas attiecas uz gaisa atsperi starp ratiņu rāmi un vilciena vagonu;

T_{mi} – motorreduktora bloka pārnestais vilces griezes moments no vilces motoriem uz riteņpāriem, radot garenisko slīdēšanas spēku riteņu un sliežu kontakta vietā.

Aprakstīto mehānismu radītās vibrāciju frekvences ir atkarīgas no vilciena ātruma. 1.1. tabulā apkopots frekvenču diapazons katram vibrāciju avotam, ja vilciena ātrums ir 40 km/h, 80 km/h un 160 km/h. Lielākam ātrumam, kas raksturīgs ātrgaitas dzelzceļiem, ir iespējamas vēl augstākas frekvences, bet tās šajā tabulā nav iekļautas.

1.1. tabula

Standarta vibrāciju aptuvenās frekvences katram no mehānismiem, ņemot vērā vilciena ātrumu

Vilciena ātrums	40 km/h	80 km/h	160 km/h
Kustīgā slodze (asu atstarpe ap 1,8 m)	3 Hz	5 Hz	11 Hz
Sliežu nelīdzenumi	$\geq 4 \text{ Hz} \leq 100 \text{ Hz}$	$\geq 2 \text{ Hz} \leq 200 \text{ Hz}$	$\geq 4 \text{ Hz} \leq 400 \text{ Hz}$
Sliežu virsmas nodilums	Ap 500 Hz	Ap 1000 Hz	Ap 2000 Hz
Riteņu virsmas nelīdzenumi	$\geq 4 \text{ Hz}$	$\geq 8 \text{ Hz}$	$\geq 15 \text{ Hz}$
Riteņu daudzstūra nodilums (ar viļņa garumu 0,1 m)	Ap 100 Hz	Ap 200 Hz	Ap 400 Hz
Ratiņu atstarpe (ap 8 m)	Ap 1 Hz	Ap 3 Hz	Ap 5 Hz
Gulšņu atstarpe (0,6 m)	Daudzkārt 16 Hz	Daudzkārt 32 Hz	Daudzkārt 64 Hz

1.3. Standarti un normatīvie dokumenti

Lielākā daļa sistēmu un iekārtu vadības ietvaru balstīti šādos norādījumos:

1) *ISO 13373–1:2002* – Mašīnu vibrācijas stāvokļa monitorings. Šīs vadlīnijas nosaka pamatprincipus vibrācijas monitorēšanai, izmantoto sensoru veidus un to uzstādīšanas vietas [4];

2) *ISO 15242–1:2015* – Vibrācijas mērīšanas metodes. Šis regulējums nosaka ritošo gultņu vibrācijas novērtēšanu un nosaka kritērijus vides apstākļiem mērījumu veikšanai [5];

3) *ISO 2041:2009* – Vibrācijas termini un definīcijas. Šis starptautiskais standarts definē galvenos terminus un jēdzienus, kas tiek lietoti vibrācijas jomā [6];

4) *ISO 20816–3:2022* – Mehāniskā vibrācija – Mašīnu vibrācijas mērīšana un novērtēšana [7];

5) *ISO 17359:2018* – Mašīnu stāvokļa monitorings un diagnostika – Vispārīgas vadlīnijas. Vairāki standarti piedāvā arī galvenās vadlīnijas datu interpretācijai un mašīnu diagnostikai:

1) *ISO 13379–1:2012* – Mašīnu stāvokļa monitorings un diagnostika – Datu interpretācijas un diagnostikas tehnikas. 1. daļa: Vispārīgas vadlīnijas [8];

2) ISO 13379–2:2015 – Mašīnu stāvokļa monitorings un diagnostika – Datu interpretācijas un diagnostikas tehnikas. 2. daļa: Datu virzīta pieeja [9].

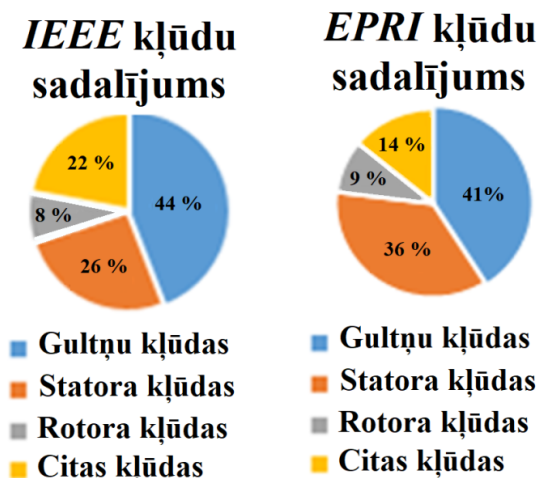
Iepriekš minētie normatīvie dokumenti parāda vibrācijas diagnostikas metožu progresīvo attīstību.

1.4. Vilces motoru kontroles un diagnostikas metožu analītiskais pārskats

Elektrotehnikas un elektronikas inženieru institūta (IEEE) un Spēka elektronikas pētniecības institūta (EPRI) dati liecina, ka vairāk nekā 40 % no visām IM kļūmēm ir saistītas ar gultņu problēmām, kā redzams 1.4. attēlā.

Šīs kļūmes ir kritiskas, jo tās palielina gan vibrāciju, gan trokšņa līmeni IM [10]. Galvenie gultņu defektu cēloņi ir materiāla nogurums, palielināts gaisa spraugas ekscentriskums, nesabalansētas slodzes, vārpstas neatbilstība, blakus esošo iekārtu vibrācijas un griezes momenta svārstības.

Galvenās statora kļūmes ir atvērti tinumu ķēžu pārrāvumi un īssavienojumi. Ķēdes pārrāvums statora tinumā izraisa pretējās secības strāvas amplitūdas palielināšanos, ko var noteikt, salīdzinot tiešās un pretējās secības strāvas amplitūdas.



1.4. att. Atteicību sadalījums saskaņā ar IEEE un EPRI.

1.5. Pirmās nodaļas secinājumi

1. Dažādu uzturēšanas stratēģiju analīze liecina, ka nepārtraukta tehniskā stāvokļa monitorēšana ir optimāla gan ekonomiskā, gan drošas ekspluatācijas ziņā.

2. Visdaudzsološākās pieejas ir tās, kas balstās strāvas un vibrācijas mērījumos, jo galvenie atteicību veidi ietekmē šos parametrus. Šie rādītāji ir ērti arī kontrolei; salīdzinoši viegli integrēt esošajās piedziņas aizsardzības sistēmās var būt tieši strāvas diagnostikas sistēmas, jo tā jau pēc noklusējuma ietver strāvas mērīšanu statora tinumos. Galvenie trūkumi strāvas metodēs ir šādi:

- nepieciešamība pēc ilgtermiņa signālu reģistrācijas;
- augsta skaitļošanas sarežģītība vadības un kontroles programmnodrošinājuma līmenī;
- nepieciešamība pēc iepriekšējiem datiem par vilces motora slīdi.

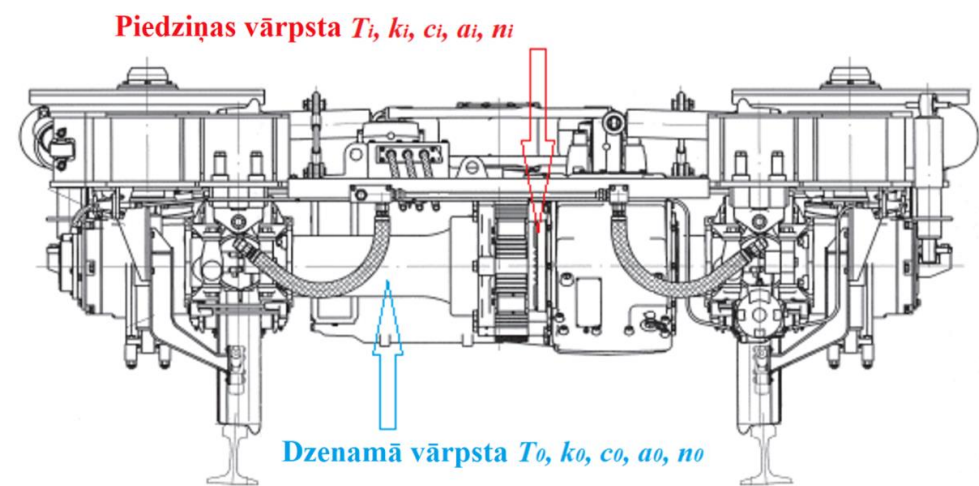
2. NODAĻA. VILCES PIEDZIŅAS IETEKME UZ ELEKTROVILCIENU DINAMIKU

2.1. Elektriskā vilces piedziņas ietekme uz elektrovilcienu dinamiskajām īpašībām

Vilcienu elektroapgādes sistēmu var attēlot ar dažādu konfigurāciju jaudas un izpildmehānismiem, kuru lomā vilcienā pilda vilces MRB. MRB ar asinhroniem vilces motoriem strāvas avots ir vilces pārveidotājs – mainīgas nesinusoidālās strāvas avots [11]. Turklāt MRB, kas atrodas uz motora ratiņiem, var atsevišķi vai pa pāriem savienot ar vilces pārveidotāja jaudas izejām. Vilcienu sastāvā var iekļaut tikai motorvagonus, taču ir arī cita iespēja – uzstādīt motora ratiņus uz katra vagona. Nesen priekšroka tika dota otrajai iespējai. Parasti pārveidotāja jaudas daļā ietilpst regulējams līdzstrāvas posms, vilces invertoru bloks, kura funkcija ir regulēt sprieguma un frekvences līmeni, un invertora vadības sistēma, kas bieži tiek realizēta, izmantojot IGBT tranzistoru moduļus [12], [13]. Turklāt pārveidotājs ir aprīkots ar apstrādes bloku atgriezeniskās saites signāliem, motoriem, bremžu sistēmām utt., kas ļauj regulēt motora rotora griezes momentu un ātrumu.

2.1.1. Vispārējā pieeja vilces piedziņas matemātiskā modeļa izstrādei. Piedziņas sistēmas analītiskais atveidojums

Mijiedarbība starp 11. un 13. harmoniku un galveno magnētisko lauku rada 12. harmonikas griezes momentu. Vienkāršotajā pārnēsēšanas sistēmā tiek ņemta vērā tīrā vērpes vibrācija.



J – visas pārvades sistēmas ekvivalenta rotācijas inerce, kas attiecināta uz riteņu asi; J_1 – kreisā riteņa inerce; J_2 – labā riteņa inerce; k_1 – ekvivalents vērpes stingums starp pārvades sistēmu un riteņu pāri; k_2 – riteņu pāra vērpes stingums; c_1 – ekvivalenta vērpes amortizācija starp pārvades sistēmu un riteņu pāri; c_2 – riteņu pāra vērpes amortizācija; T_e – elektromagnētiskais griezes moments, ko rada vilces motors; T_1 – pretgriezes moments, ko uz kreiso riteņi iedarbojas sliede; T_2 – pretgriezes moments, ko uz labo riteņi iedarbojas sliede; θ_1 – vērpes leņķa nobīde starp vilces motoru un kreiso riteņi; θ_2 – vērpes leņķa nobīde starp kreiso un labo riteņi.

2.1. att. Pārnēsējumkārbā, kas iebūvēta ratiņos, un vērpes vibrāciju shēmiskais attēlojums.

Šeit k_i un k_0 apzīmē piedziņas un piedzināmas vārpstas vērpes stingumu; c_i un c_0 – to vērpes amortizācijas koeficientus; α_i un α_0 – leņķiskās nobīdes; n_i un n_0 – to leņķiskie ātrumi (2.1. att). Griezes momenti ir T_i un T_0 , kur pārnese attiecība tiek noteikta šādi:

$$N = \frac{n_i}{n_0}. \quad (2.1)$$

Piedziņas griezes momenta dinamiskais vienādojums ir:

$$T = k(\alpha_0 - \frac{\alpha_i}{N}). \quad (2.2)$$

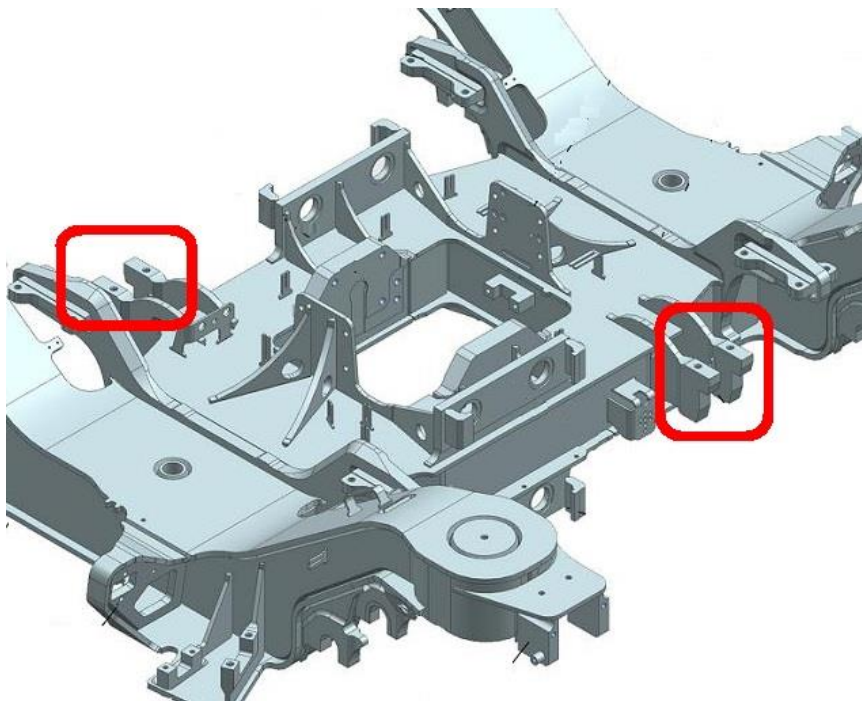
Pieņemot, ka kreisajiem un labajiem riteņiem ir vienāda rotācijas inerce, griezes vibrācijas vienādojumu pārvades sistēmā var izteikt šādi:

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c_2 \\ -c_1 & 2c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k_2 \\ -k_1 & 2k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{J_1}{J} T_e - T_1 \\ T_1 - T_2 \end{bmatrix}. \quad (2.3)$$

2.2. Vilces piedziņas sistēmas komponentu vibroaktivitātes analīze, pamatojoties uz elektrovilcienu izmēģinājumu datiem

2.2.1. Vilces motora vibrācijas īpašības

Griezes momenta pulsāciju slāpēšanai maiņstrāvas-līdzstrāvas-maiņstrāvas vilces piedziņas sistēmās tiek izmantotas divas metodes – programmatūra un aparatūra, izmantojot līdzstrāvas komponentus līdzstrāvas posmā [14], [15]. Nepilnīgu aprēķinu vai nepareizas filtra komponentu izvēles rezultātā šī metode var būt neefektīva, tādā gadījumā palielināsies motora pulsējošais griezes moments, kas jau lielākā mērā ietekmēs piekares noguruma bojājumus un MRB stiprinājumus. MRB atrodas uz motora rāmja un ir fiksēts vietās, kā redzams 2.2. attēlā.



2.2. att. Vilces MRB piekares sistēmas konfigurācija.

Pateicoties nesošo MRB elementu stiprināšanai, metinot pie ratiņu rāmja, noguruma procesi šajos savienojumos notiek vēl ātrāk, īpaši vibrācijas ietekmē un gadījumā, ja triecienabsorbcijas sistēma ir nolietota. Turklāt starp ārējiem vibrācijas traucējumu avotiem visizteiktākie ir ierosinājumi, kas tiek pārraidīti no “sliede-ritenis” kontakta [15].

2.2.2. MRB vibrācijas raksturlielumi

MRB ir paredzēts griezes momenta pārvadīšanai no motora uz motora ratiņu riteni. Parasti piepilsētas un reģionālajos elektriskajos vilcienos motora ratiņiem ir divu riteņu pāri un attiecīgi divi MRB. MRB iekšpusē motora rotors ir savienots ar pārnenumkārbas ieejas vārpstu (no mazā zobrata puses) ar izolētiem elastīgiem pussavienojumiem, kas ir pirmais solis vibrāciju slāpēšanā no piedziņas puses, pēc tam seko zobratu un gultņu sistēma. Pārnenumkārbas izejas dobā vārpsta ir savienota ar ķīļpakešu sajūgu ar riteņu pāra asi, kas ir vēl viens solis vērpes vibrāciju slāpēšanā. Salīdzinot ar riteņu pāra ass cieto sakabi ar pārnenumkārbas ieejas vārpstu, aprakstītajā gadījumā paša MRB balstiekārta un triecienu absorbcijas sistēma ir vienkāršota [16], [17].

2.3. Elektrisko mašīnu dinamika

Vilces motoros galvenais elektromagnētiskās vibrācijas avots ir radiālais elektromagnētiskais spēks, ko rada magnētiskais lauks gaisa spraugā. Pētot elektromagnētiskā spēka ierosmi, lielākā daļa pētījumu koncentrējas uz radiālā spēka ierosmi ideālās sinusoidālās ieejas strāvās. Tradicionālie elektromagnētiskā trokšņa modeļi galvenokārt koncentrējas uz radiālajiem spēkiem, bieži vien neievērojot citus elektromagnētiskā spēka komponentus, kas var samazināt simulācijas precizitāti. Tangenciālie elektromagnētiskie spēki ietekmē elektromagnētisko troksni, un modeļi, kas ietver visas trīs sastāvdaļas – radiālos, tangenciālos un aksiālos spēkus, piedāvā precīzāku un uzticamāku attēlojumu.

Rezultāti, kas tika pārbaudīti, izmantojot frekvences reakcijas analīzi [18], parādīja, ka tangenciālie spēki izraisa ievērojami lielāku tangenciālo deformāciju statora zobos nekā radiālie spēki. Frekvenču spektrā otrās kārtas griezes momenta pulsācijas frekvence ir cieši saistīta ar tangenciālajiem elektromagnētiskajiem spēkiem un būtiski ietekmē elektromagnētisko vibrāciju.

2.3.1. Elektrisko mašīnu dinamika magnētiskās pievilkšanās kontekstā

Mehāniskās vibrācijas elektriskajās mašīnās rodas mainīga magnētiskā lauka klātbūtnes dēļ. Ja starp rotoru un statoru ir nevienmērīga gaisa sprauga, ko var izraisīt rotora statiskā vai dinamiskā ekscentricitāte, elektromagnētiskais lauks rada radiālu spēku, kas iedarbojas uz rotora centru, kas vērsts uz vietu ar mazāko gaisa spraugu. Šo spēku sauc par nelīdzsvarotu magnētisko pievilkšanos (NMP).

NMP ir kā piespiedu svārstību avots hidrauliskajos ģeneratoros un asinhronajos motoros. Vilces motoros izteikta elektromagnētisko spēku ietekme uz rotora svārstībām ir saistīta gan ar daudzpolu struktūru, gan ar salīdzinoši šauru radiālo gaisa spraugu starp rotoru un statoru.

2.3.2. Magnētiskās pievilkšanās spēku ietekme uz aksiālajām induktora mašīnām

Elektromagnētiskie pievilkšanas spēki, kas rodas elektriskajās mašīnās, rodas no gaisa spraugā uzkrātās magnētiskās enerģijas izmaiņām atkarībā no kustīgās daļas pārvietošanās. Rotējošās mašīnās šo spēku tangenciālās sastāvdaļas rada elektromagnētisko griezes momentu, savukārt radiālās sastāvdaļas rada spēkus, kas darbojas perpendikulāri rotora asij. Tomēr, ja šī šķērsvirziena magnētiskā simetrija tiek salauzta, rodas UMP spēki. Šie spēki izraisa vārpstas

2.3.3. Indukcijas motora matemātiskais attēlojums daudzfāžu koordinātu sistēmā ar rotora kēdes asimetriju

Diferenciālvienādojumu sistēma n fāžu mašīnai ir izteikta šādi:

$$\begin{cases} \frac{d\Psi_s^{(1)}}{dt} = U^{(1)} - R_s \times i_s^{(1)}; \\ \quad \quad \quad \cdot \cdot \\ \frac{d\Psi_s^{(n)}}{dt} = U^{(n)} - R_s \times i_s^{(n)}; \\ \frac{d\Psi_R^{(1)}}{dt} = 0 - R_R \times i_R^{(1)}; \\ \quad \quad \quad \cdot \cdot \\ \frac{d\Psi_R^{(n)}}{dt} = 0 - R_R \times i_R^{(n)}; \end{cases} \quad (2.5)$$

U – ievades spriegums statora tinumā.

Izstrādātais matemātiskais modelis ir paredzēts indukcijas motora ar īsslēgto tinumu izpētei gadījumos, kad rotora serdes ir bojātas. Ievades sprieguma vektors ietver gan statora, gan rotora komponentes, bet, ņemot vērā to, ka motoram ir īsslēgtais tinums, ievades ietekme uz rotora kādi vienmēr būs nulle [20].

2.4. Asinhronā motora gaisa spraugas konstrukcijas un tehnoloģiskais modelis

$$\varepsilon_{max} = \frac{\varepsilon_{max}}{\gamma_{min}} \times 100\%, \quad (2.6)$$

Nevienmērīgas gaisa spraugas klātbūtne starp statoru un motora rotoru papildus asinhronā motora efektivitātes samazināšanai var ievērojami palielināt nelīdzsvarotu magnētisko spēku, kas iedarbojas uz rotoru, kas var būt vairākas reizes lielāks par aprēķinātajām vērtībām. Tajā pašā laikā tiek samazināts gultņu kalpošanas laiks, un sliktākajā gadījumā, mainot vārpstas asi, var rasties tiešs rotora un statora kontakts. Rotoru ekscentriskums ir būtisks faktors, kas ietekmē arī magnētisko troksni. Palielinoties novirzei no $0,05^\circ$ līdz $0,5^\circ$, ekvivalentā slodze var palielināties 2,6–2,9 reizes.

Lai izveidotu matemātisko modeli, tiek piedāvāta šāda izteiksme:

$$\gamma_{din} = \gamma - e_{st} \cos \varphi - z_0 \times \cos[48EJ(l^3 mp \omega^2)^{-1} \varphi]^{\frac{1}{2}}, \quad (2.7)$$

kur:

φ, z_0 – vispārinātas koordinātas, kas attiecīgi attēlo rotora griešanās leņķi (grādos) un rotora ass dinamisko ekscentriskumu attiecībā pret statoru (mm);

E – rotora vārpstas materiāla elastības modulis (kg/mm²);

J – rotora inerces moments (mm⁴);

l – attālums starp rotora balstiem (mm);

mp – rotora masa (kg);

ω – rotora rotācijas frekvence (s⁻¹);

e_{st} – rotora ass ekscentriskums attiecībā pret statora ass (statiskā ekscentriskums).

Kopējo gaisa spraugas kļūdu veicinošo faktoru analīze parāda, ka vislielāko ietekmi rada rotora statiskā ekscentricitāte ($\Delta\gamma_e = 56\%$). Tam seko statora un rotora kļūdas ($\Delta\gamma_n = 35\%$) un konstrukcijas darbības faktori ($\Delta\gamma_{keq} = 9\%$).

2.5. Otrās nodaļas secinājumi

1. Harmoniskās vibrācijas, jo īpaši tās, ko rada nesinusoidālas strāvas, tieši ietekmē motoru un piedziņas sistēmas, ietekmējot ātruma izmaiņas un vibrācijas visā vilciena sastāvā.

2. Nesinusoidālās strāvas, ko rada pārveidotājs, rada harmoniskus kropļojumus, kas savukārt izraisa pulsējošus griezes momentus. Šie griezes momenti ietekmē vilciena vispārējo stabilitāti, palielinot mehāniskās vibrācijas, kas tiek izplatītas caur piedziņas sistēmu.

3. Tiešās griezes momenta kontroles sistēmas kopā ar vibrāciju analīzes modeļiem palīdz mazināt elektrisko harmoniku un mehānisko vibrāciju nelabvēlīgo ietekmi. Šīs sistēmas ir būtiskas, lai uzturētu vilces piedziņas komponentu veikspēju un izturību.

4. Elektriskās mašīnās, īpaši ar šaurām gaisa spraugām, *UMP* spēki būtiski ietekmē rotora dinamiku, veicinot mehāniskās svārstības un vibrācijas. Šie spēki ir jāņem vērā, projektējot rotoru sistēmas, lai novērstu mehāniskos bojājumus.

3. NODAĻA. VILCES MRB MEHĀNISKĀS IZTURĪBAS NOTEIKŠANA IEVĒROJOT PIEDZIŅAS DARBĪBAS APSTĀKĻUS

1. Veicot piedziņas galveno funkciju – vilces nodrošināšanu, t. i., enerģijas pārveidošanu un pārvadīšanu no avota uz piedziņas mehānismu, jārēķinās gan ar plašu griezes momenta un darbības ātrumu darbības diapazonu, gan starp darba režīmiem jāizceļ kritiskākie – kustības palaišana un vilciena pārtraukšana.

2. Vibrāciju slāpēšanas un augstfrekvences regulēšanas iespējamās ietekmes uz darbināmā objekta, jo īpaši MRB, vibrācijas stāvokli novērsana.

3. Uzticamas un drošas elektriskā ritošā sastāva ekspluatācijas nodrošināšana plašā klimatiskajā diapazonā.

Šeit jāņem vērā tas, ka vilces piedziņa pati par sevi ir spēcīgs siltuma ģenerācijas avots, kas dažos gadījumos, piemēram, piedziņas atvienošana pēc ilgstošas darbības nakšņošanas laikā, var izraisīt kondensāta veidošanos motora iekšpusē ar sekojošu izolācijas uzliesmojumu, kad tas ir ieslēgts [22], [23].

Protams, projektējot elektrovilciena vilces piedziņu, papildus galvenajam vilces enerģijas novērtējumam, t. i., kad visi paredzētie agregāti un mehānismi darbojas bez atvienošanas, tiek pieļauta pielaide pusavārijas un avārijas režīmiem, kad vilciens var pārvietoties uz remonta vietu, pasažieriem neizkāpjot, vai uz tuvāko stāvvietu pasažieru izkāpšanai.

Elektrovilciena vilces piedziņa galvenokārt tiek pakļauta slodzei, ko rada vilces griezes moments.

Kad *EMU* pārvietojas pa nelīdzenām atbalsta virsmām, tā piedziņas riteņu griezes moments būs atšķirīgs pat taisnā horizontālā posmā. Tas vēl vairāk attiecas uz izliktām atbalsta virsmas daļām. Bet, analizējot *EMU* vilces un ātruma īpašības, ir ierasts tos uzskatīt par taisnvirziena kustību, ņemot vērā atbalsta virsmas nelīdzenumus un rādīsim atšķirību starp vienas ass riteņiem. Ja nav piedziņas riteņu ārējās slīdēšanas, piedziņas asu (riteņu pāru) skaitam nav būtiskas nozīmes modelim, kas veidots, pamatojoties uz iepriekšminētajiem pieņēmumiem. Nosakot piedziņas riteņu kopējo vilces griezes momentu, ir jāņem vērā visi motora pārvarētās pretestības komponenti enerģijas pārvadīšanas procesā uz piedziņas riteņiem, kā arī enerģijas izkliede transmisijas mehānismos. Transmisijā šis griezes moments tiek pārveidots ar redukcijas elementiem (pāresumu transmisijas). Griezes momenta pārveidošanu pavada zudumi, kas tiek ņemti vērā, izmantojot mehāniskās transmisijas efektivitāti. Tajā pašā laikā daļa no elektromotora pārraidītās enerģijas tiek tērēta transmisijas rotējošo masu (daļu) paātrināšanai, kas arī ir savienotas ar piedziņas riteņiem. Tāpēc, pārvarot transmisijas masu pretestību paātrinājumam, ir jāņem vērā reduktora elementu efektivitāte.

EMU kustības režīmu nosaka visu spēku un momentu attiecība, kas uz to iedarbojas. Visu spēku analīze, kas iedarbojas uz *EMU* tās kustības laikā, liecina, ka normālos darbības apstākļos ir iespējami trīs kustības režīmi – vilce, braukšana un bremzēšana.

3.1. Elektrisko vilcienu vilces piedziņas dinamika un izturība

Katram elektrovilciena tipam, kas paredzēts konkrētam dzelzceļa tīklam un grafikam, ir iekraušanas ciklogramma, kurā ņemti vērā attālumi starp stacijām, kustības ātrums, ņemot vērā

slodzi uz atzaru, kā arī nepieciešamais laiks, lai vilciens atrastos galvenajos darba režīmos – palaišana, pārvietošanās ar nominālo ātrumu, braukšana, bremzēšana un apstāšanās.

Galvenās aprēķinātās vērtības, kas nepieciešamas vilces enerģijas aprēķinu veikšanai, ir motora jauda uz vārpstas, vilces spēks uz riteņa loka, uzsākot kustību, nepārtrauktais vilces spēks, kā arī maksimālā vilces spēka vērtība, ņemot vērā adhēzijas ierobežojumu.

Spēku zobrata mezglā un vertikālo reakciju zobrata gultņos var aprēķināt, izmantojot pārnesumkārbas ģeometriju (3.1. att.):

$$P_1 = \frac{D_w F}{D_{gw}}, \quad (3.1)$$

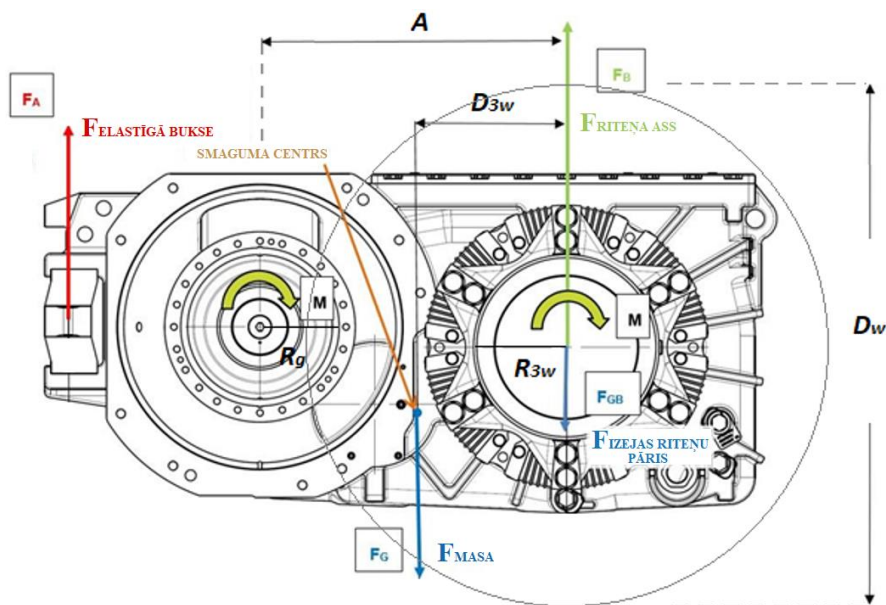
kur D_w – riteņa loka diametrs jeb rotācijas loks;

D_{gw} – lielā zobrata diametrs pamataplokā.

Garenslāņa spēki pārnesumkārbas balsta jūgā tiek noteikti šādi:

$$P = \frac{P_1}{\cos \alpha}, \quad (3.2)$$

kur $\alpha = 15^\circ$, $\cos \alpha = 0,966$.



3.1. att. Vilces piedziņas ģeometriskie izmēri.

Kad riteņu pāris pārvietojas pa sliežu ceļa nelīdzenumiem (3.2. att), pārnesumkārbas punkts O kopā ar riteņu pāri ir pakļauts vertikālam paātrinājumam $\ddot{Z}_k$. Šajā gadījumā masas centra paātrinājums tiek noteikts šādi [24]:

$$\ddot{Z}_c = \frac{\ddot{Z}_k a_c}{A}. \quad (3.3)$$

MRB korpasa inerce rada papildu slodzi uz nesošo balstu, pie kā tas ir piestiprināts un ko nosaka šādi:

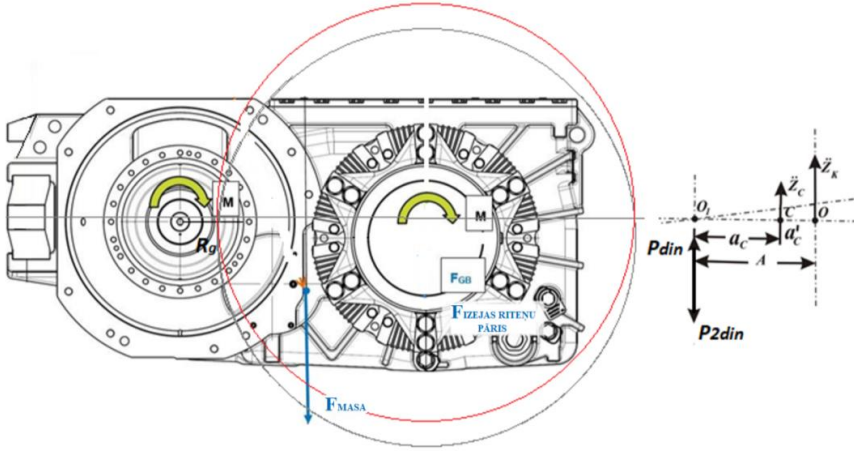
$$P_{1din} = \frac{M_k \ddot{Z}_c (A - a_c)}{A} = \frac{M_k \ddot{Z}_k a_c (A - a_c)}{A^2} = \frac{M_k \ddot{Z}_k a_c a_c'}{A^2}. \quad (3.4)$$

kur M_k – MRB masa.

MRB rotācijas paātrinājums $\ddot{\varphi} = \frac{\ddot{Z}_k}{A}$ inerce samazina slodzi uz balstu par šādu lielumu:

$$P_{din} = \frac{I_c \ddot{\varphi}}{A} = \frac{I_c \ddot{z}_k}{A^2}, \quad (3.5)$$

kur I_c – MRB korpusa inerces moments, ieskaitot zobratu un puskopumu, attiecībā pret tā masas centru.



3.2. att. Vilces MRB ietekmējošo spēku shēma, šķērsojot sliežu nelīdzenumus.

3.2. Vērpes un rotācijas vibrācijas vienmasas un divmasu sistēmās

Lai analizētu vērpes un rotācijas vibrācijas, lielāko daļu mašīnu mezglu var vienkāršot uz divmasu modeli. Šajā modelī koncentrētās masas parasti pārstāv mašīnas rotoru masas, konkrēti, motora rotoru un darbināmās mašīnas rotoru [25]. Pārnesummehānismu elementu masas tiek samazinātas līdz šīm koncentrētajām masām.

Diferenciālvienādojumi, kas apraksta šīs sistēmas vibrācijas, ir šādi:

$$\theta_1 \ddot{\varphi}_1 + b_\varphi (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_\varphi (\varphi_1 - \varphi_2) = M_1(\omega); \quad (3.6)$$

$$\theta_2 \ddot{\varphi}_2 + b_\varphi (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + C_\varphi (\varphi_2 - \varphi_1) = M_2(t), \quad (3.7)$$

kur θ_1 un θ_2 – momenti, kas saistīti ar elektrodzinēja un darbināmās mašīnas rotoriem;

C_φ un b_φ – ekvivalentie stinguma un slāpēšanas koeficienti pārvades sistēmā;

$M_1(\omega)$ – griezes moments, ko rada motors, kas atkarīgs no tā rotācijas ātruma;

$M_2(t)$ – griezes moments, ko rada pretestības spēki, kas ir atkarīgi no laika.

3.6. un 3.7. vienādojuma risinājumus var izteikt kā $\varphi_1 = \varphi_{11} \cos \omega t + \varphi_{12} \sin \omega t$ un $\varphi_2 = \varphi_{21} \cos \omega t + \varphi_{22} \sin \omega t$.

Leņķiskās nobīdes amplitūdas masām θ_1 un θ_2 tiek aprēķinātas pēc 3.8. formulas –

$$\varphi_{1a} = \sqrt{\varphi_{11}^2 + \varphi_{12}^2}; \quad \varphi_{2a} = \sqrt{\varphi_{21}^2 + \varphi_{22}^2}. \quad (3.8)$$

Tomēr, analizējot pārnesummehānismus, bieži vien ir svarīgāk noteikt relatīvo rotācijas vibrāciju amplitūdas un fāzes starp masām θ_1 un θ_2 .

Lai vienkāršotu vienādojumus, 3.6. vienādojums jādala ar θ_1 , 3.7. vienādojums – ar θ_2 . No pirmā vienādojuma atņemot otro, tiek definēta relatīvā leņķiskā nobīde –

$$\varphi_{12} = \varphi_1 - \varphi_2. \quad (3.9)$$

Šī samazināšana vienkāršo 3.6. un 3.7. vienādojumu sistēmu līdz vienam diferenciālvienādojumam, kas apraksta relatīvās rotācijas svārstības starp divām masām – θ_1 un θ_2 .

$$\ddot{\varphi}_{12} + \frac{b_{\varphi}}{\theta_{eq}} \dot{\varphi}_{12} + \frac{c_{\varphi}}{\theta_{eq}} \varphi_{12} = m_1(\omega) - m_2(t), \quad (3.10)$$

kur θ_{eq} – masas inerces ekvivalents moments, ko aprēķina šādi:

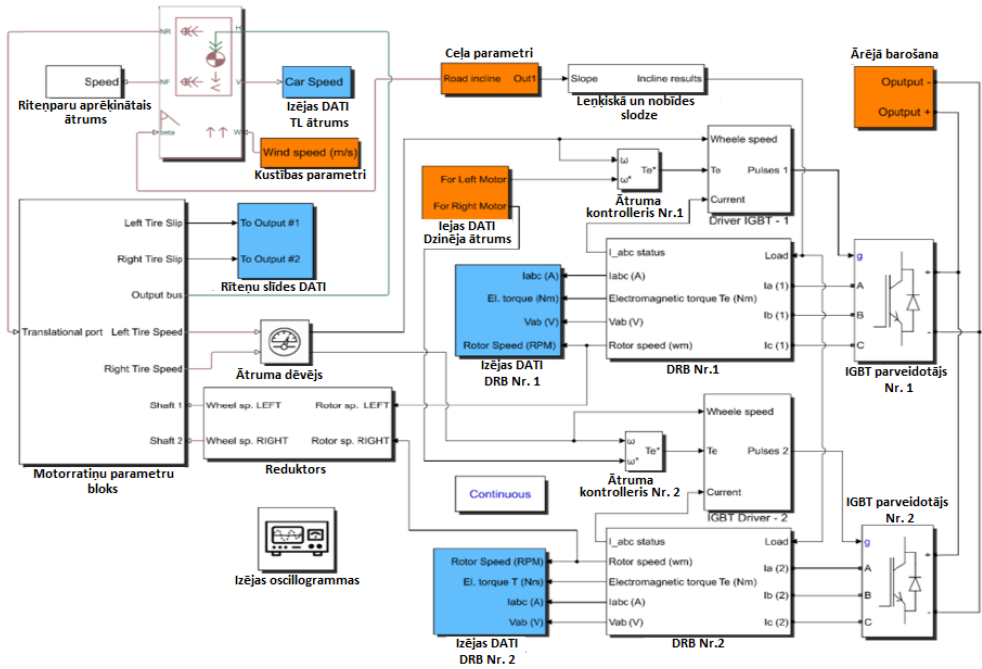
$$\theta_{eq} = \frac{\theta_1 \theta_2}{\theta_1 + \theta_2}; m_1(\omega) = \frac{M_1(\omega)}{\theta_1}; m_2(t) = \frac{M_2(t)}{\theta_2}. \quad (3.11)$$

Pieņemot, ka $\frac{b_{\varphi}}{\theta_{eq}} = 2\varepsilon_{\varphi}$; $\frac{c_{\varphi}}{\theta_{eq}} = \omega_{0\varphi}^2$, kur ε_{φ} un $\omega_{0\varphi}$ ir masas rotācijas svārstību slāpēšanas koeficients un pašfrekvence.

Brīvo vibrāciju gadījumos divmasu sistēmā masas rotē pretējos virzienos, un leņķi ir apgriezti proporcionāli to inerces momentiem – $\varphi_1/\varphi_2 = \theta_2/\theta_1$.

3.3. MRB komponentu statiskās izturības analīze

Strāvas bloka darbības prototipēšanai un reproducēšanai laboratorijas programmatūrā saražoto iekārtu agregātu turpmākai pārbaudei tika izveidots ieejas modelis *MATLAB Simulink* programmatūrā (3.3. att.).

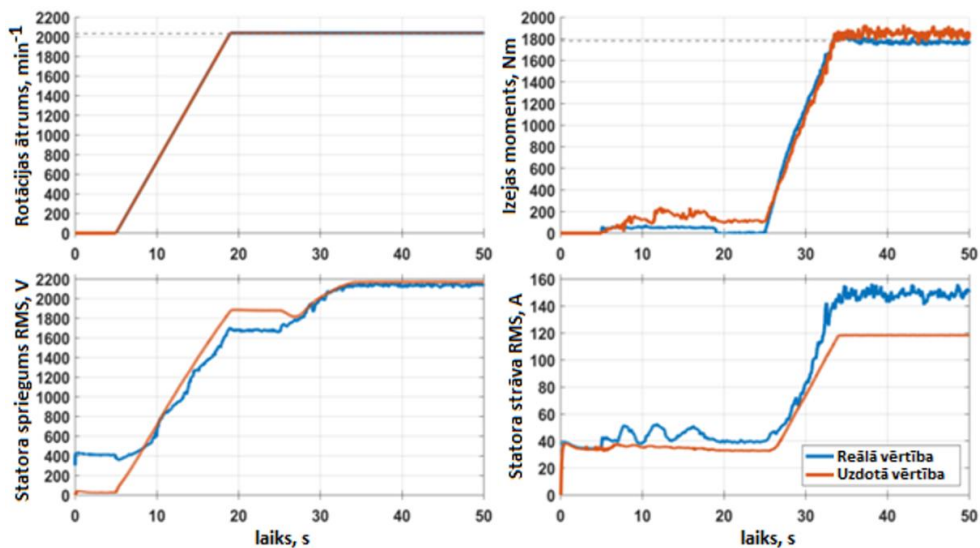


3.3. att. Pētāmās vilces sistēmas modelis un parametru identifikācija, kas veikta *MATLAB Simulink* vidē.

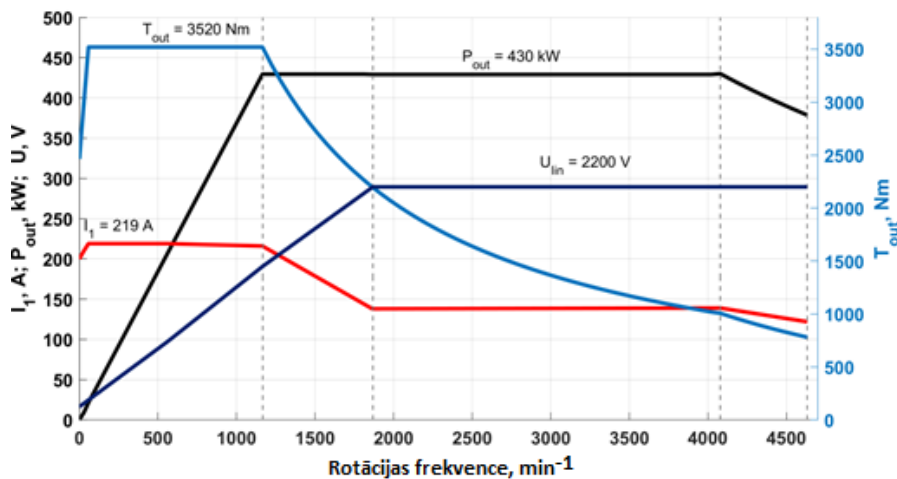
Šī testa stenda konstruēšanas metode paredz divu MRB alternatīvu savstarpēju noslogošanu saskaņā ar principu “divu mašīnu “motora ģenerators” sistēmas savstarpēja slodze” ar vadību no vilces pārveidotāja un reostata-bremžu bloka. Motora un ģenerators funkciju veic motori, kas aprīkoti ar reduktoriem. MRB izejas vārpstas ir stingri savienotas cita ar citu.

Ātruma regulators VR, saņēmis vadības signālu U_{input} , pārraida to uz strāvas regulatoru IR caur strāvas ierobežošanas un nogriešanas bloku *IMAX*. Sprieguma regulators UR saņem atskaites signālu no IR, un izejas signāls tiek padots uz *IGBT* invertoru [26]–[28]. Tas pats

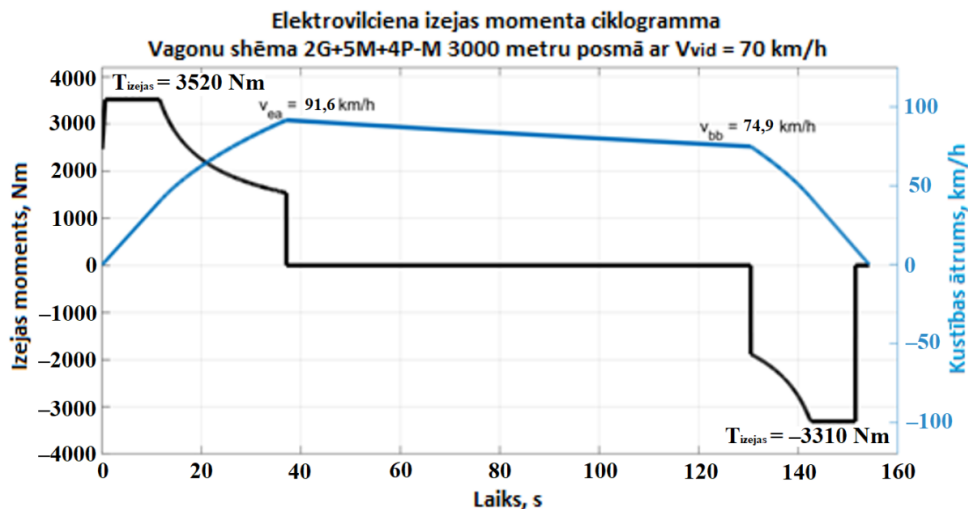
IGBT invertors apgādā noslogoto motoru. Iekraušanas motoram savukārt ir atgriezeniskā saite par EDF (3.4., 3.5. un 3.6. att).



3.4. att. Pārejas process, motoram sasniedzot nominālos parametrus.



3.5. att. Vilces piedziņas enerģētiskie raksturlielumi.



3.6. att. Griezmes momenta ciklogramma.

3.4. MRB konstrukcijas mehāniskā sprieguma analīze

Ņemot vērā MRB ražošanas tehnoloģiju, ir jāuzsver, ka tā ietver vairāku veidu izmantoto materiālu sagatavošanu un apstrādi. Motora un pārsūmības korpusi ir izgatavoti no tērauda vai augstas kvalitātes čuguna ar sekojošu termisko apstrādi un rūdīšanu. Statora kodols ir presēta ar lādiņu metināta konstrukcija. Katram elementam ir savi mehānisko spriegumu koncentrācijas punkti, parasti vietās ar krasām šķērsriezuma izmaiņām. Stress var uzkrāties arī vietās ar bedrēm, šķembām un ilgstošas ekspluatācijas rezultātā arī nodiluma vietās. Par visvairāk lietoto metodi, kas sevi pierādījusi mašīnbūves nozarē, ir kļuvusi galīgo elementu metode (GEM), kuras izmantošanas iespēja ir ieviesta visās lielākajās automatiskās projektēšanas sistēmās, nemaz nerunājot par specializētajiem lauka risinājumiem [29], [30].

Lai noteiktu drošības rezervi un identificētu mehāniskās slodzes ziņā visneaizsargātākās vietas, kuru kritiskais stāvoklis var būtiski saasināties pie dinamiskām slodzēm un mainīgiem vibrācijas līmeņiem, ir nepieciešams priekšstats par objekta uzvedību, īpašs MRB sprieguma un deformācijas apstākļos.

Modelis izmanto šādu koordinātu sistēmu:

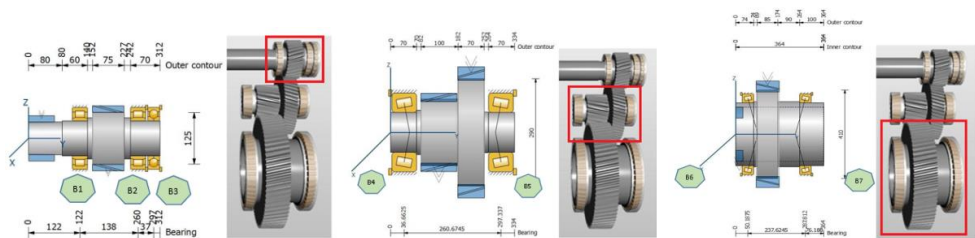
- spēks, kas darbojas gar X asi, tiek definēts kā tangenciālais spēks $F_t(N)$;
- spēks, kas darbojas gar Y asi, tiek definēts kā aksiālais spēks $F_r(N)$;
- spēks, kas darbojas gar Z asi, tiek definēts kā radiālais spēks $F_x(N)$.

Nākamais posms ietver materiālu īpašību specifikāciju. MRB korpusi ir izgatavoti no konstruktīvā kaļamā čuguna *EN-GJS-350-22-LT*, kam raksturīgi šādi izturības parametri:

- elastības modulis $E = 169\,000$ MPa;
- Puasona koeficients $\mu = 0,275$;
- plūstamības robeža $\sigma_y = 220$ MPa.

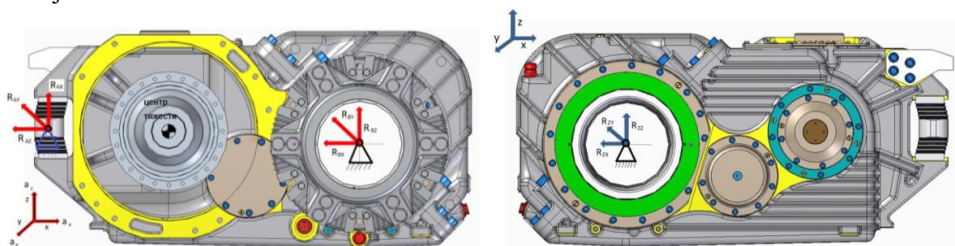
3.4.1. Sākotnējais gultņu slodžu aprēķins

Lai pārbaudītu izvēlēto gultņu atbilstību, tika veikts aprēķins, lai novērtētu to izvēles precizitāti saskaņā ar *DIN 3990:1987* standartiem. Ievades parametri gan pirmā, gan otrā posma aprēķiniem redzami 3.7. attēlā.



3.7. att. Gultņu shēma. a) Ievades vārpsta; b) piedziņas vārpsta; c) izejas vārpsta.

3.8. attēlā redzams, ka piekares stiprinājuma punktā, ko attēlo gumijas auklas amortizators, rotācijas ierobežojums ir fiksēts. Rotācijas ierobežojumi tiek piemēroti arī gultņu vietās. Rotora masas paātrinājuma radītie spēki tiek pārnesti gultņos, izmantojot reakcijas spēkus. Spēki, ko rada zobratu ieslēgšanās, rada reakcijas spēkus gultņos. Balstu reakcijas nosaka, izmantojot līdzsvara vienādojumu – ārējo spēku momentu summa attiecībā pret attiecīgo balstu un reakcijas momentu otrā balstā ir vienāda ar nulli.

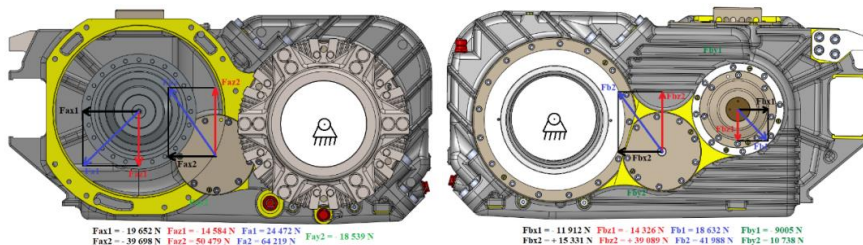


3.8. att. Montāžas konfigurācija 1.–3. projekt režīmam. Stingrība: horizontāli – 1000 N/mm; vertikāli – 35 000 N/mm; aksiāli – 1900 N/mm.

3.4.2. 1. režīms (rotācija uz priekšu)

1. režīmā aprēķins tiek veikts, ņemot vērā maksimālo dzinēja griezes momentu, kas ir 2702 Nm, uzsākot kustību (3.9. att). Griezes moments tiek pārnests uz zobratu šādu spēku veidā:

- tangenciālais spēks $F_t = 2M_{rot}/D_0 = 39\,004\text{ N}$;
- radiālais spēks $F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta = 14\,570\text{ N}$, kur $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 13^\circ$;
- aksiālais spēks $F_a = F_t \cdot \tan \beta = 9005\text{ N}$, kur $\beta = 13^\circ$.

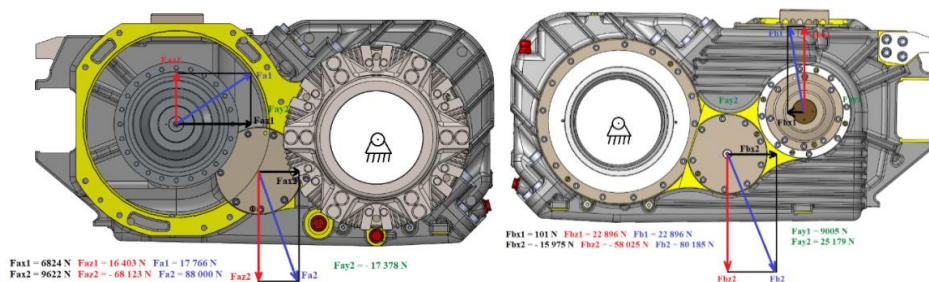


3.9. att. Slodzes uz 1., 2., 3., 4. un 5. gultņa 1. darbības režīmā.

3.4.3. 1. režīms (rotācija atpakaļgaitā)

Atpakaļejošās rotācijas laikā kombinētais spēks, kas darbojas uz korpusu pie pirmā gultņa sēžas x-z plaknē, tiek sadalīts 60° slodzes leņķī. Papildus tam ir aksiālā slodze, kas tiek pielikta

pie pārnesumkārbas korpusa gultņa sēžas, kā redzams 3.10. attēlā.



3.10. att. Slodzes uz 1., 2., 3., 4. un 5. gultņa 1. darbības režīmā.

3.4.4. 2. režīms (rotācija uz priekšu)

2. režīmā aprēķini balstīti maksimālajā starta griezes momentā 11 000 Nm. Šis griezes moments tiek pārņemts uz zobratu šādu spēku veidā:

- tangenciālais spēks $F_t = 2M_{\text{rot}}/D_0 = 155\,845$ N;
- radiālais spēks $F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta = 59\,336$ N, kur $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 13^\circ$;
- aksiālais spēks $F_a = F_t \cdot \tan \beta = 36\,672$ N, kur $\beta = 13^\circ$.

Gultņu slodzes vērtības pirmajā posmā apkopotas 3.1. tabulā, savukārt 3.2. tabulā iekļautas gultņu slodzes vērtības otrajā posmā.

3.1. tabula

Slodžu vērtības gultņos pirmajā zobrata posmā

Gultnis	Spēks [N]						
	x'		y'	z'		xz'	
Virziens	Uz priekšu	Atpakaļgaitā	Uz priekšu / atpakaļgaitā	Uz priekšu	Atpakaļgaitā	Uz priekšu	Atpakaļgaitā
P1	-82 075	30 467	0	-50 593	74 258	96 415	80 265
P2	-46 424	-2277	0	-61 706	91 127	77 219	91 155
P3	0	0	-36 659 / 36 659	0	0	0	0

3.2. tabula

Slodžu vērtības gultņos otrajā zobrata posmā

Gultnis	Spēks [N]						
	x'		y'	z'		xz'	
Virziens	Uz priekšu	Atpakaļgaitā	Uz priekšu / atpakaļgaitā	Uz priekšu	Atpakaļgaitā	Uz priekšu	Atpakaļgaitā
P4	-161 508	39 460	-80 084 / -78 772	205 536	-279 230	261 461	282 004
P5	82 409	-65 324	48 328 / 110 529	161 365	-232 071	173 013	241 089

3.4.5. 3. režīms (rotācija uz priekšu)

3. režīms tiek aprēķināts motoram ar griezes momentu līdz 1211 Nm un iekļauj triecienus visos koordinātu virzienos:

- tangenciālais spēks $F_t = 2M_{\text{rot}}/D_0 = 17\,487$ N;

- radiālais spēks $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 6\,532\text{ N}$, kur $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 13^\circ$;
- aksiālais spēks $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 4\,037\text{ N}$, kur $\beta = 13^\circ$.

Papildus tam 3. režīms iekļauj triecienus visos koordinātu virzienos:

$a_x = \pm 2,5\text{ g}$ (trieciens gareniskajā virzienā);

$a_y = \pm 4,7\text{ g}$ (trieciens aksiālajā virzienā);

$a_z = \pm 5,4\text{ g}$ (trieciens vertikālajā virzienā).

3.3. un 3.4. tabulā norādītas slodzes vērtības uz pirmā un otrā posma gultņiem koordinātu sistēmā.

3.3. tabula

Slodžu vērtības gultņos pirmajā zobrata posmā

Bearing	Spēks [N]						
	x'		y'	z'		xz'	
Virziens	Uz priekšu	Atpakaļgaitā	Uz priekšu / atpakaļgaitā	Uz priekšu	Atpakaļgaitā	Uz priekšu	Atpakaļgaitā
P1	2 904	−8 847	0	5 963	−7 967	6 623	11 906
P2	200	−5 299	0	10 691	−5 980	10 692	7 975
P3	0	0	4036 / −4036	0	0	0	0

3.4. tabula

Slodžu vērtības gultņos otrajā zobrata posmā

Bearing	Spēks [N]						
	x'		y'	z'		xz'	
Virziens	Uz priekšu	Atpakaļgaitā	Uz priekšu / atpakaļgaitā	Uz priekšu	Atpakaļgaitā	Uz priekšu	Atpakaļgaitā
P4	4 337	−17 825	−7 796 / −8 205	−30 759	22 444	31 063	28 661
P5	−7 184	6 905	11 292 / 4 709	−28 186	17 293	27 154	18 621

3.5. Trešās nodaļas secinājumi

Šajā nodaļā sniegta visaptveroša elektrisko dzelzceļa transportlīdzekļu vilces transmisijas sistēmu nodiluma analīze. Pētījumā galvenā uzmanība pievērsta elektrovilcienu vilces piedziņu ekspluatācijas apstākļiem, dinamikai un izturībai, ņemot vērā dažādus faktorus, kas ietekmē pārneseņu sistēmu nodilumu un veiktspēju.

1. Dinamiskie spēki, kas iedarbojas uz vilces sistēmām, piemēram, sliekšņu ceļa vibrācijas, sānu vibrācijas un leņķiskās kustības, rada ievērojamu slodzi transmisijai. Laika gaitā tas izraisa ievērojamu nodilumu un nogurumu, saīsinot sastāvdaļu kalpošanas laiku.

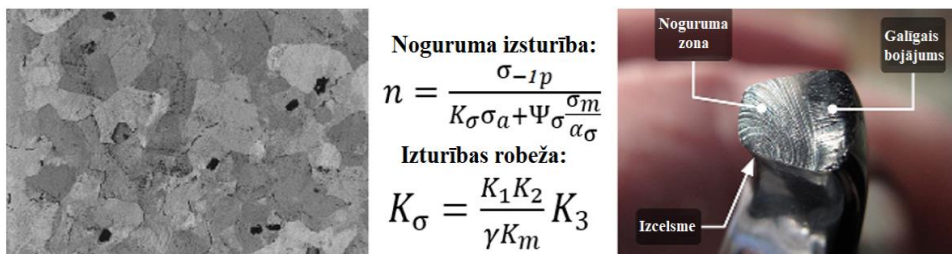
2. MRB zobratu nodilums, it īpaši, ja jauni pārneseņi ir savienoti pārī ar nodilušiem riteņiem, ievērojami palielina dinamiskās slodzes. Šis palielinātais spriegums negatīvi ietekmē piedziņas sistēmas darbību.

3. Nodaļā tiek izmantota galīgo elementu analīze, lai noteiktu MRB konstrukcijas kritiskās zonas, kurās rodas sprieguma koncentrācijas. Šī analīze palīdz noteikt iespējamās kritiskās punktus un laikus izstrādāt uzlabojumus, lai paaugstinātu MRB konstrukcijas drošumu.

4. NODAĻA. DINAMISKO SLODŽU IETEKME UZ STRESU UN STRUKTŪRU NOGURUMU

4.1. Metāla konstrukciju stress virzošo spēku ietekmē

Ja ir histogramma, kas attēlo sprieguma amplitūdas vērtību sadalījumu, kas raksturo detaļas sprieguma stāvokli paredzamajā kalpošanas laikā, un ja nav materiāla noguruma līknes parametru, noguruma stiprības novērtējums jāveic, izmantojot datus, kas redzami 4.1. attēlā.



σ_{-1p} – izturības robeža standarta parauga spriedzes kompresijas slodzes apstākļos ar simetrisku ciklu, saskaņā ar ISO 10816, $\sigma_{-1p} = 182 \text{ MPa}$;

K_{σ} – koeficients, kas ņem vērā izturības robežas samazinājumu konstrukcijai salīdzinājumā ar standarta parauga izturības robežu (spriedzes koncentrācijas koeficients);

σ_a – spriedzes amplitūda (maksimālā koncentrācijas zonā) ciklā, MPa;

σ_m – vidējā spriedze ciklā, MPa;

Ψ_{σ} – koeficients, kas ņem vērā cikla asimetrijas ietekmi, pieņemot, ka $\Psi_{\sigma} = 0,3$, ja $\sigma_m > 0$, un $\Psi_{\sigma} = 0$, ja $\sigma_m < 0$;

α_{σ} – teorētiskais spriedzes koncentrācijas faktors, pieņemot, ka 1,0.

K_1 – koeficients, kas ņem vērā materiāla nevienādīgumu. Velmētiem, kaltiem un presētiem komponentiem $K_1 = 1,1$, bet liektiem komponentiem $K_1 = 1,25$;

K_2 – koeficients, kas ņem vērā iekšējo spriedžu ietekmi daļā, atkarībā no lielākās daļas šķēsgriezuma dimensijas. Piemēram, dimensijām no 250 līdz 1000 mm, koeficients svārstās no 1,0 to 1,2;

K_m – koeficients, kas ņem vērā daļas virsmas apstrādi, atkarībā no apstrādes metodes:

- 1,0 – pulētām virsmām;
- 0,9 – virsmām pēc smalkas apstrādes;
- 0,8 – virsmām pēc rupjas apstrādes, virsmas ar skalām un tērauda liešanas virsmām pēc smilšu strūklas apstrādes;

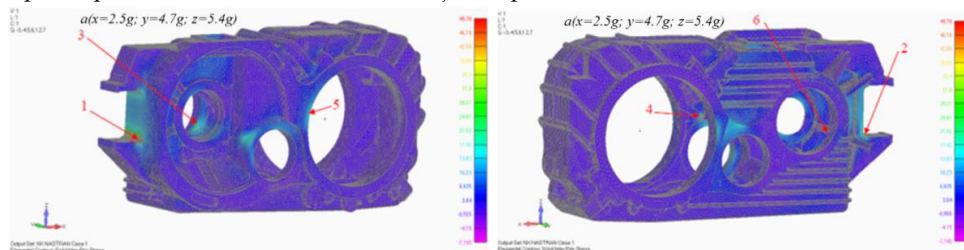
γ – koeficients, kas ņem vērā izmēru faktoru, izvēlēts atkarībā no lielākās šķēsgriezuma izmēra h :

- 0,8 – sekcijām līdz 100 mm iekļaujot;
- 0,75 – sekcijām no 100 līdz 250 mm iekļaujot;
- 0,7 – sekcijām, kuru augstums pārsniedz 250 mm;

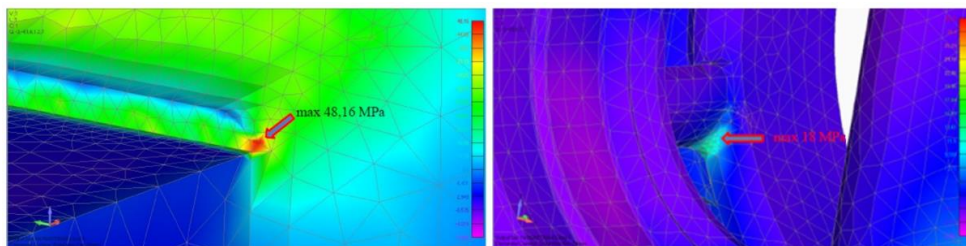
K_3 – korekcijas faktors, kas tiek izmantots metināto savienojumu zonām.

4.1.att. Noguruma pretestības novērtējums.

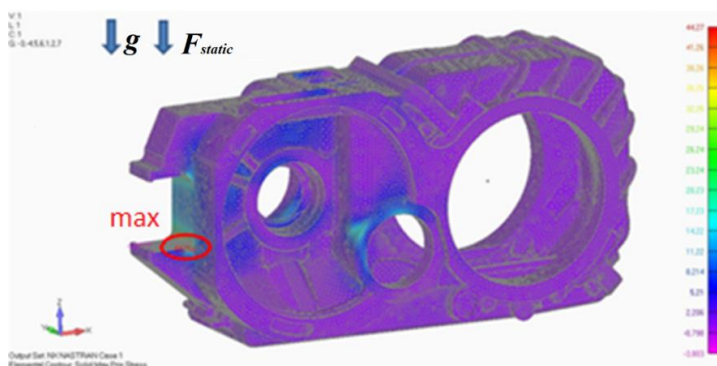
Lai novērtētu MRB konstrukcijas maksimālos spriegumus, kā vislabākais no nepieciešamo stiprības parametru nodrošināšanas viedokļa tiek piedāvāts 3. režīms [29].



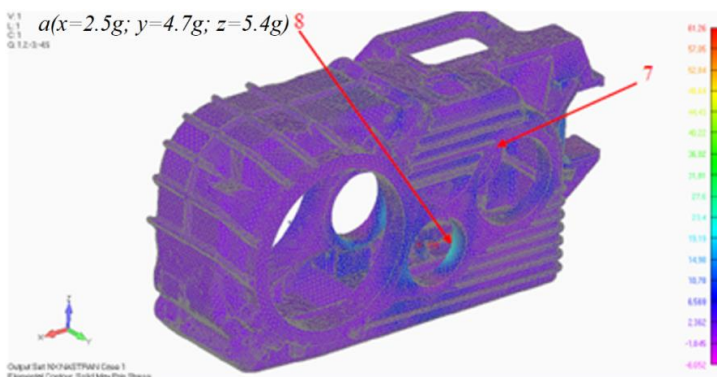
4.2. att. 3. režīma maksimālais galvenais spriegums [MPa], rotācija uz priekšu.



4.3. att. Maksimālais galvenais spriegums [MPa] 3. režīma 1. un 6. punktā, rotācija uz priekšu.



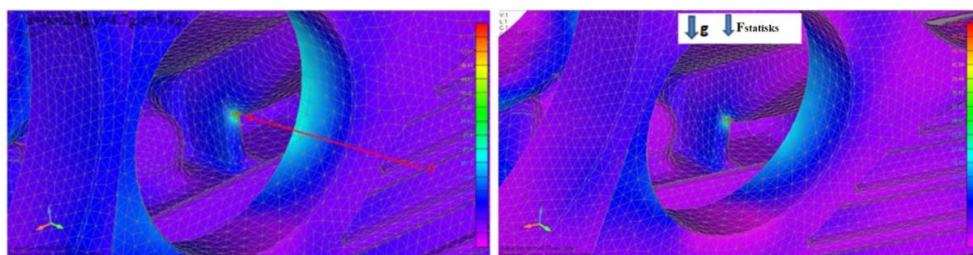
4.4. att. 3. režīma maksimālais galvenais spriegums [MPa], rotācija uz priekšu.



4.5. att. 3. režīma maksimālais galvenais spriegums [MPa], rotācija atpakaļgaitā.

Atpakaļgaitā rotācijas režīms. Noguruma spēka drošības faktors

Rādītāja nosaukums (apzīmējums)	Vērtības					
Sprieguma punkta numurs	1	2	3	4	5	6
$\sigma_{\max}(12,5; 4; 13,5) \text{ g}$	49,78	21,20	26,36	33,35	11,32	17,1
$\sigma_{\min}(-12,5; -4; -13,5) \text{ g}$	40,98	-3,64	4,04	22,42	-3,65	-15,8
$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$	45,38	8,78	15,2	27,88	3,84	0,65
$\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_m$	4,4	12,42	11,16	5,47	7,48	16,45
Ψ_σ	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
α_σ	1	1	1	1	1	1
K_σ	1,82	1,82	1,82	1,82	1,82	1,82
n	8,42	7,21	10,37	9,93	12,34	6,04



4.6. att. 3. režīma maksimālais galvenais spriegums [MPa], rotācija atpakaļgaitā.

Noguruma pretestības drošības rezerves aprēķinātās vērtības – rotācija atpakaļgaitā

Rādītāja nosaukums (apzīmējums)	Vērtības		
Sprieguma punkta numurs	7	8	9
$\sigma_{\max}(12,5; 4; 13,5) \text{ g}$	26,4	23,4	61,26
$\sigma_{\min}(-12,5; -4; -13,5) \text{ g}$	-2	11,7	43,73
$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$	12,2	17,55	52,49
$\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_m$	14,2	5,85	8,76
Ψ_σ	0,3	0,3	0,3
α_σ	1	1	1
K_σ	1,82	1,82	1,82
n	6,16	11,44	5,75

Aprēķinātajam 1. režīmam minimālā pieļaujamā drošības rezerve, aprēķinot stiprību pēc pieļaujamiem spriegumiem, ir $[n] > 1,0$.

Minimālie pieļaujamie spriegumi saskaņā ar *ISO 10816* pieļauj drošības koeficientus, kas norādīti 4.3. tabulā.

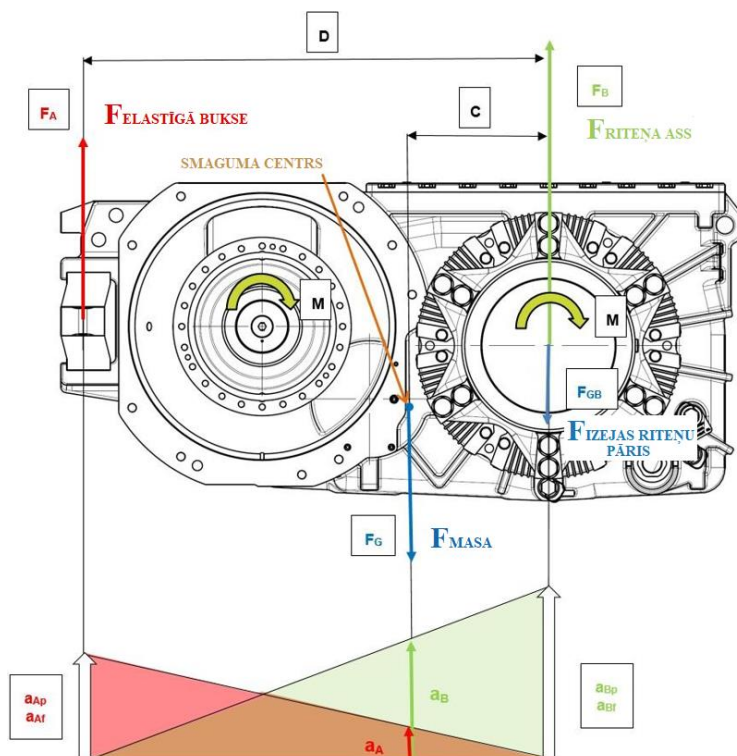
Pieļaujamo spriegumu drošības rezerves vērtības

Aprēķina režīms	n_{min} (aprēķinātais)	$[n]$	Drošības rezerve izvēlētajai konstrukcijai
3. režīms (rotācija uz priekšu)			
1	2	8,42	pietiekams
2	2	7,21	pietiekams
3	2	10,37	pietiekams
4	2	9,93	pietiekams
5	2	12,34	pietiekams
6	2	6,04	pietiekams
3. režīms (rotācija atpakaļgaitā)			
7	2	6,16	pietiekams
8	2	11,44	pietiekams
9	2	5,75	pietiekams

4.2. Slodžu noteikšana elastīgajos savienotājelementos

MRB ir piestiprināta pie motora ar skrūvju savienojumu. Ritenis ir piestiprināts ar sakabi pie izejas vārpstas. MRB balstās divos elastīgos gultņos zobrata pusē un uz gumijas ķīļsavienojuma izejas vārpstas pusē. Viena kardāniskā sakabe pieļauj aksiālo, radiālo un leņķisko novirzi [31].

Triecienspēki, kas iedarbojas uz pārnēsūmkārību, triecienspēku aprēķinā tiek uzskatīti tikai par vertikālo paātrinājumu, šķērsvirziena un garenvirziena paātrinājumu spēki ir niecīgi. Darbojošos spēku vispārīgā aprēķina shēma redzama 4.7. attēlā.



4.7. att. Slodžu sadalījuma diagramma, kur F_A – spēks elastīgajās uzdevās; F_B – spēks riteņa asī; F_G – gravitācijas spēks.

Rumbas mežgliem ar centra urbumu diametru tiek lietota radiālā pārvietojuma vērtība 0,1575 mm. Atbilstošā kopējā slodze tiek pielikta skrūvju caurumiem svirās. Sakabei ir jānodrošina izejas griezes momenta pārvade, kas ir 72580,6 Nm (ievades īsslēguma griezes moments 11000 Nm). Motora vilces griezes moments ir 2702 Nm, kas atbilst 17828 Nm sakabei, kā parādīts 4.4. tabulā.

4.4. tabula

Gumijas ķīļa sakabes slodzes parametri

Ievades griezes moments [Nm]	Attiecība i [1]	Izejas griezes moments [Nm]	Diametrs [mm]	Tangenciālais spēks no 1 gumijas ķīļa [N]
11000	6598	72580,6	383,7	63053
2702	6598	17828	383,7	15488

Analīzēs tiek izmantota saķēde pa maksimālo virsmu, realitātē šī vērtība samazinās vārpstas un raupjuma ietekmē.

1. slodzes režīms. Maksimālās deformācijas enerģijas kritērijs (vai arī von Mises kritērijs) 333 MPa. Drošības koeficients līdz plūstamības robežai – 1,26.

2. slodzes režīms. Maksimālās deformācijas enerģijas kritērijs 345 MPa. Drošības koeficients līdz plūstamības robežai – 1,22.

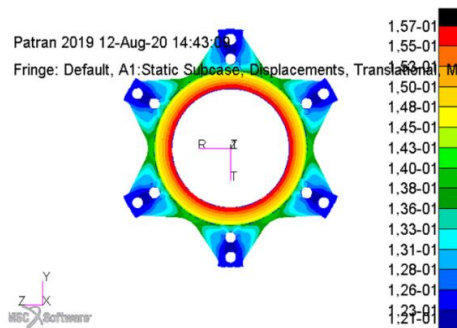
3. slodzes režīms. Maksimālās deformācijas enerģijas kritērijs 330 MPa. Drošības koeficients līdz plūstamības robežai – 1,27.

Vilces griezes momentam ir nenozīmīga ietekme uz spriegumu, kā redzams 4.5. tabulā un 4.8., 4.9., 4.10. attēlā.

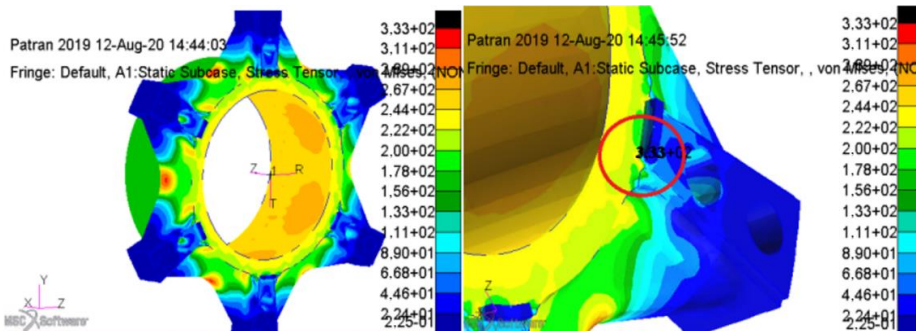
4.5. tabula

Drošības koeficienta vērtības atbilstoši kritērijiem

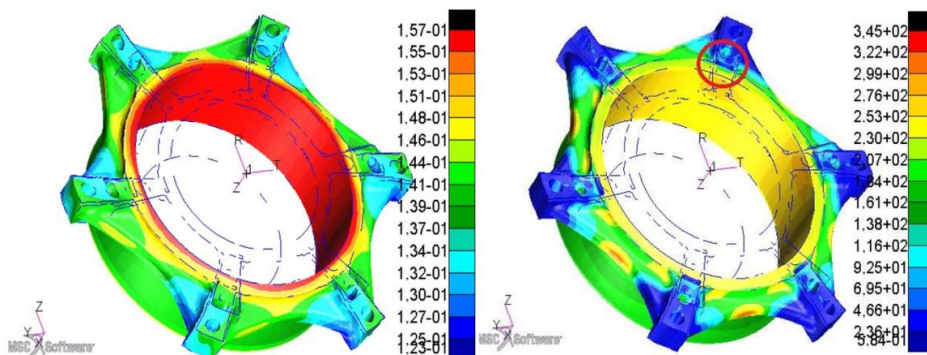
Slodzes gadījums	Analīzes veids	Spriedze [MPa]	Drošība [1]	Drošības kritēriji
LC1	statiskā	333	Līdz plūstamības robežai $k = \frac{420}{333} = 1,26$ Līdz izturības robežai 333 MPa < 700 MPa Celms $\varepsilon = 0,161\%$	$\sigma < R_m$ $\varepsilon < 4\%$
LC12	statiskā	345	Līdz plūstamības robežai $k = \frac{420}{345} = 1,22$ Līdz izturības robežai 333 MPa < 700 MPa Celms $\varepsilon = 0,161\%$	$\sigma < R_m$ $\varepsilon < 4\%$
LC3	noguruma	330	Līdz plūstamības robežai $k = \frac{420}{330} = 1,27$ Līdz izturības robežai 333 MPa < 700 MPa Celms $\varepsilon = 0,161\%$	Minimāls 1,0



4.8. att. 1. slodzes režīms.



4.9. att. 2. slodzes režīms.



4.10. att. 3. slodzes režīms.

4.3. Ceturtās nodaļas secinājumi

Nodaļā sniegta analīze par MRB konstrukcijas atbilstību minimālajiem pieļaujamajiem spriegumiem saskaņā ar *ISO 10816* pieļaujamajām drošības koeficienta vērtībām. Noteiktās maksimālās sprieguma koncentrācijas vietas ir izšķirošas turpmākai MRB vibrācijas stāvokļa analīzei ar mainīgiem konstrukcijas un enerģijas parametriem.

Jāatzīmē, ka vilces motoru ražošanas tehnoloģija paredz iespēju rāmjus izgatavot nevis kā lietas detaļas, bet kā metinātas konstrukcijas. Šis fakts neietekmē aprēķinu metodes piemērojamību, jo trīsdimensiju projektēšanas vide tiek izmantota abos gadījumos.

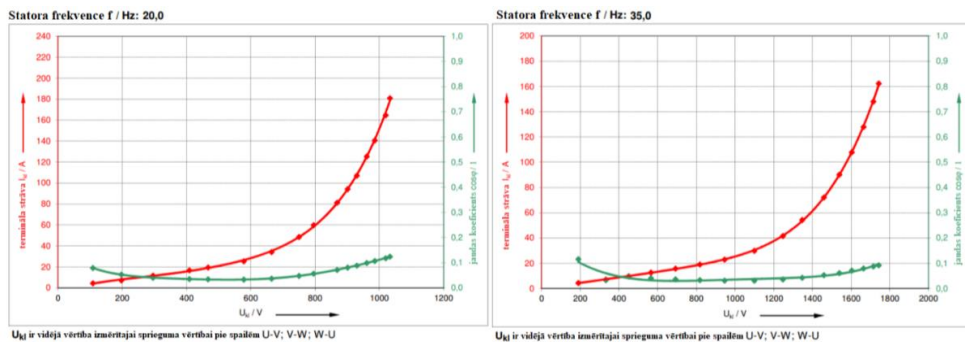
5. NODAĻA. MRB VILCES UN ENERĢĒTISKO RAKSTURLIELUMU NOTEIKŠANA, ŅEMOT VĒRĀ VIBRĀCIJU AKTIVITĀTI UN PIEDZIŅAS IETEKMI

5.1. Dinamiskie vilces indikatori

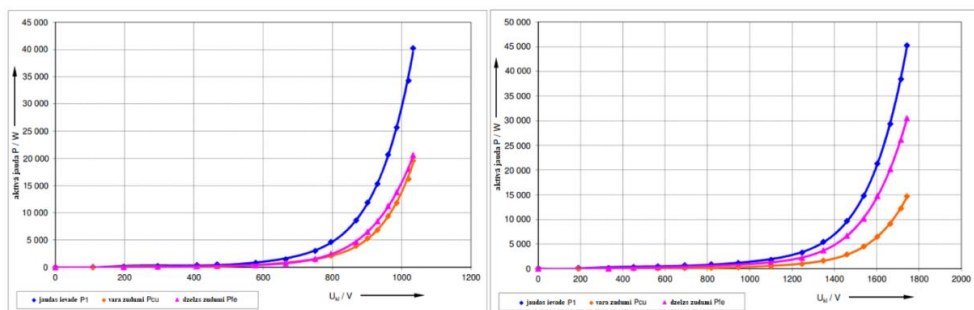
MRB darbības vilces un enerģētiskie parametri, lai noteiktu MRB vibrācijas aktivitāti ilgstošā savstarpējās noslodzes režīmā, tika noteikti, izmantojot *MATLAB/Simulink* datorprogrammatūru. Pētījuma mērķis ir noteikt MRB vibrācijas raksturlielumu atkarību no enerģētisko raksturlielumu izmaiņām motorā, lai identificētu tā neatbilstības cēloņus nepieciešamajiem parametriem pieņemšanas-nodošanas izmēģinājumu posmā.

Izstrādātajā testēšanas metodē tiek izmantoti divi frekvences pārveidotāji, kas veic dubultu enerģijas pārveidi. Pirmkārt, no tīkla piegādātais spriegums tiek iztaisnots, izlīdzināts un pēc tam apgriezts, lai darbinātu motorus. Taisngrieži ir nekontrolēti (diodes tilts), un invertori tiek kontrolēti (*IGBT* tranzistori). Starp taisngriežiem un invertoriem ir līdzstrāvas saites, kas ir apvienotas vienā sistēmā. Savstarpējās slodzes režīma ieviešana tiek veikta, iestatot dažādas barošanas sprieguma frekvences pārbaudītajām elektromašīnām. Šajā gadījumā viena no elektriskajām mašīnām darbojas motora režīmā, otra – ģenerators režīmā. Ģenerators radītā elektriskā enerģija caur līdzstrāvas saiti tiek pārsūtīta uz motoru. Šajā gadījumā enerģija, kas nepieciešama, lai kompensētu zaudējumus abās mašīnās, tiek patērēta no tīkla [31].

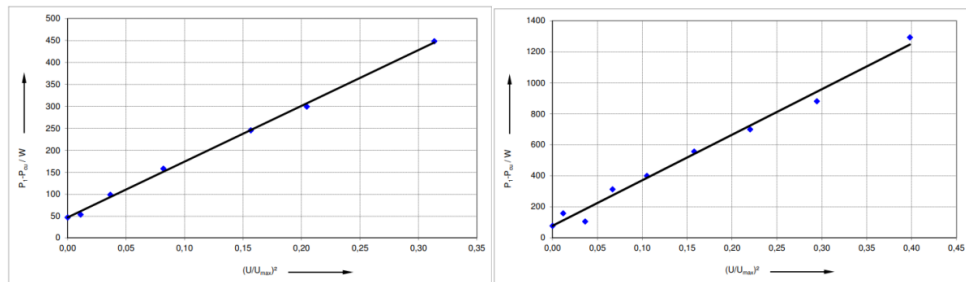
Vilces MRB raksturlielumi, kas iegūti eksperimentāli, pārbaudot tā pašvibrāciju līmeni frekvenču diapazonā no 20 Hz līdz 62 Hz, atbilst 5.1., 5.2., 5.3., 5.4., 5.5. un 5.6. attēlā redzamajiem.



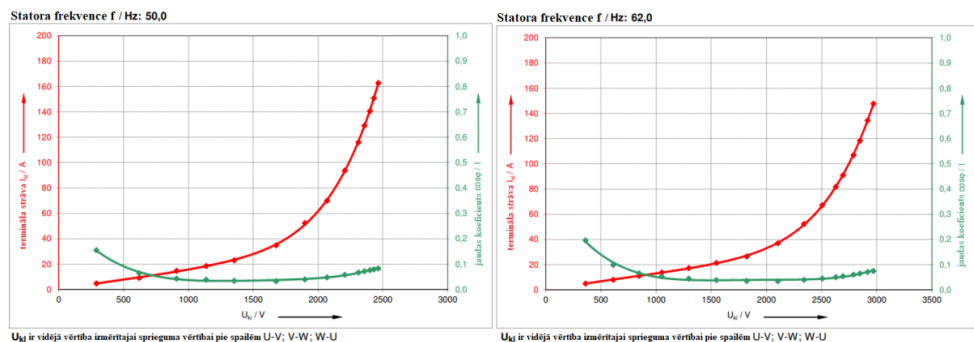
5.1. att. Tukšgaitas režīms. Strāvas, jaudas koeficienta un sprieguma raksturlieknes pie 20 Hz un 35 Hz (f – aprēķinātā vidējā izmērītās frekvences vērtība).



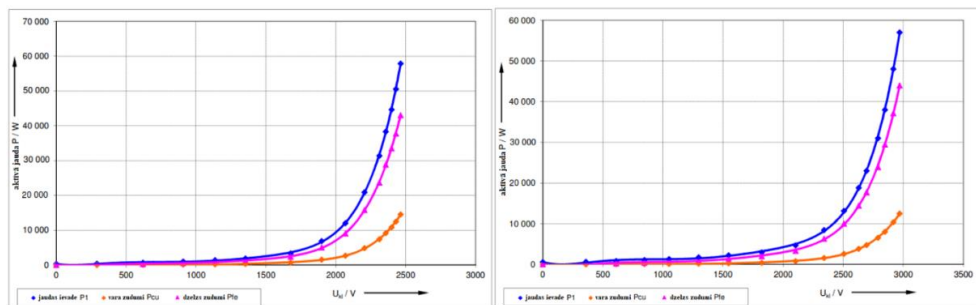
5.2. att. Jaudas un sprieguma raksturlīknes pie 20 Hz un 35 Hz.



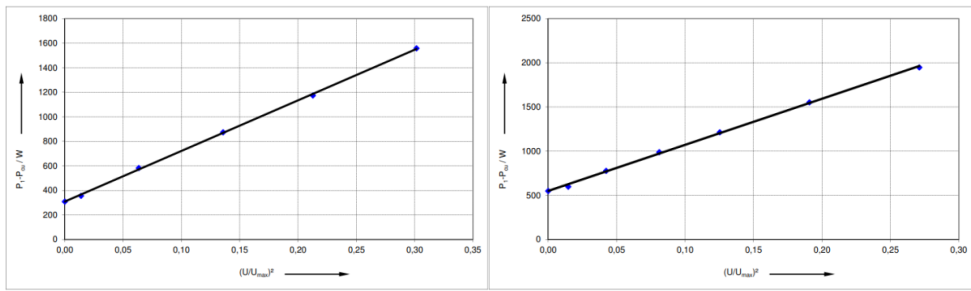
5.3. att. Mehāniskie zudumi pie 20 Hz un 35 Hz. Mehāniskie zudumi tika noteikti, ekstrapolējot $P_1 - P_{Cu}$ tukšgaitā līdz 0 V. P_{meh} / W : 47 pie 20 Hz un P_{meh} / W : 77 pie 35 Hz.



5.4. att. Tukšgaitas režīms. Strāvas, jaudas koeficienta un sprieguma raksturlīknes pie 50 Hz un 62 Hz.

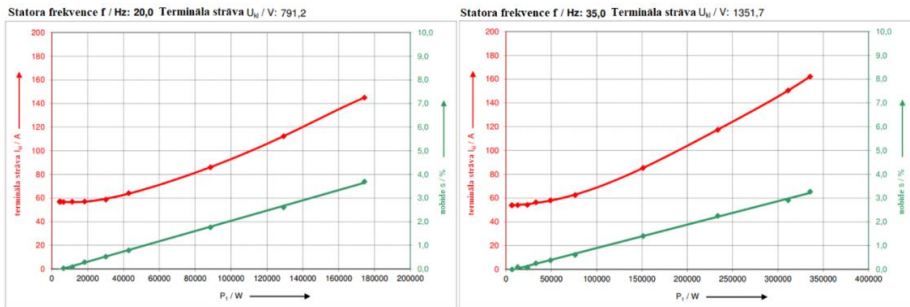


5.5. att. Jaudas un sprieguma raksturlīknes pie 50 Hz un 62 Hz.

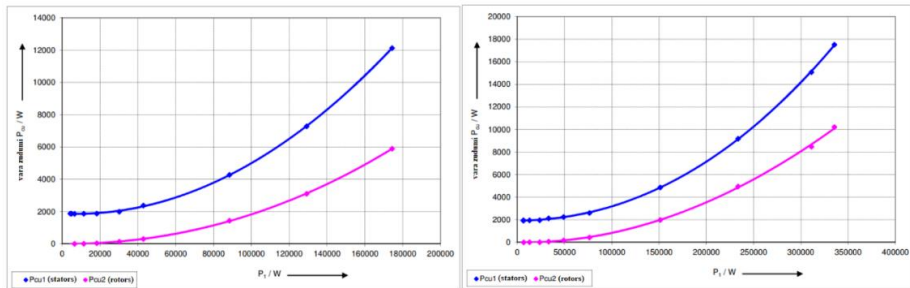


5.6. att. Mehāniskie zudumi pie 50 Hz un 62 Hz. Mehāniskie zudumi tika noteikti, ekstrapolējot $P_1 - P_{Cu}$ tukšgaitā līdz 0 V. P_{mech} / W : 308 pie 50 Hz un P_{mech} / W : 548 pie 62 Hz.

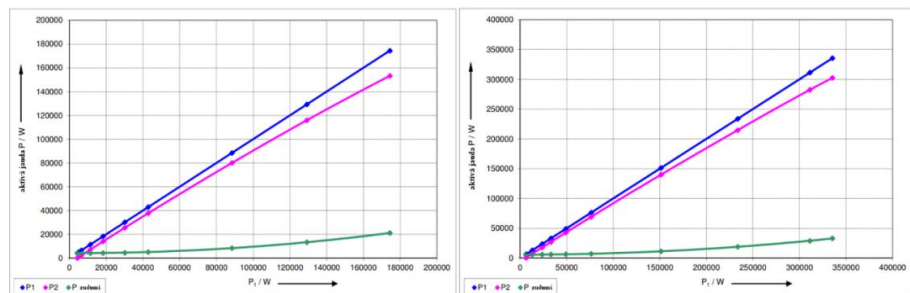
Eksperimentāli iegūtie vilces MRB raksturlielumi, lai pārbaudītu tā vibrācijas aktivitāti un iespējamās izmaiņas enerģētiskajos raksturlielos zem slodzes frekvenču diapazonā, redzami 5.7., 5.8., 5.9., 5.10., 5.11., 5.12., 5.13. un 5.14. attēlā.



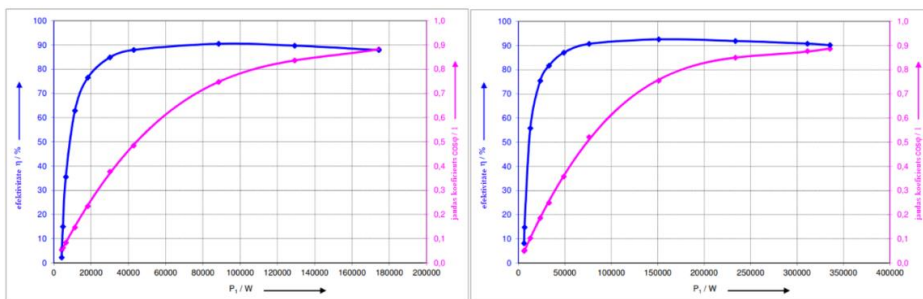
5.7. att. Slodzes režīms. Strāvas, slīdes un jaudas raksturlielnes pie 20 Hz un 35 Hz.



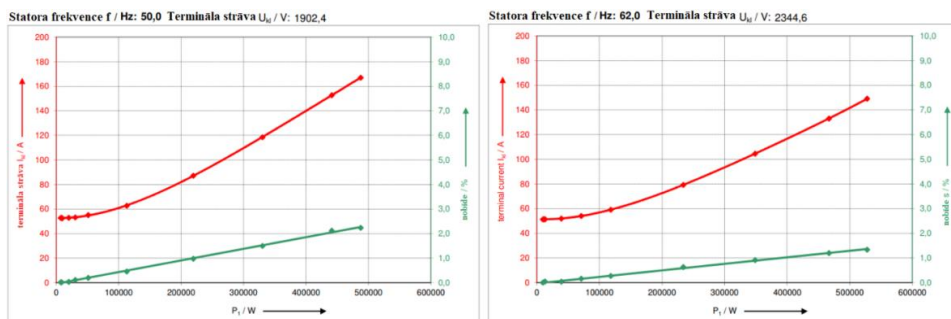
5.8. att. Vara zudumu un jaudas raksturlielnes pie 20 Hz un 35 Hz.



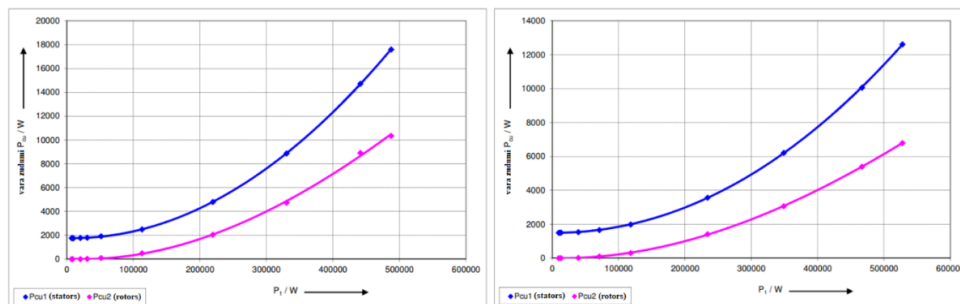
5.9. att. Jaudas raksturlielnes pie 20 Hz un 35 Hz.



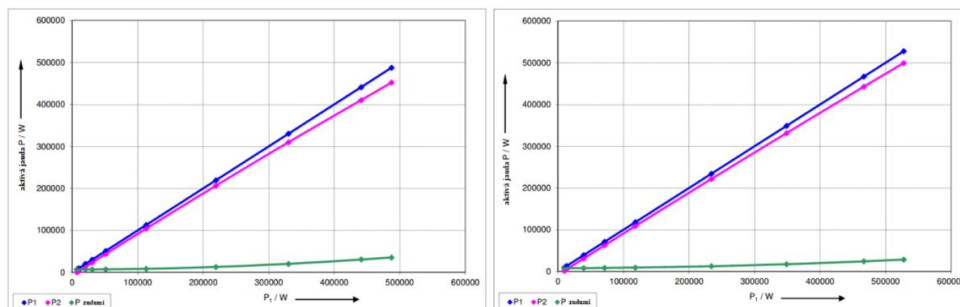
5.10. att. Lietderības, jaudas koeficientu un jaudas raksturlieknes pie 20 Hz un 35 Hz.



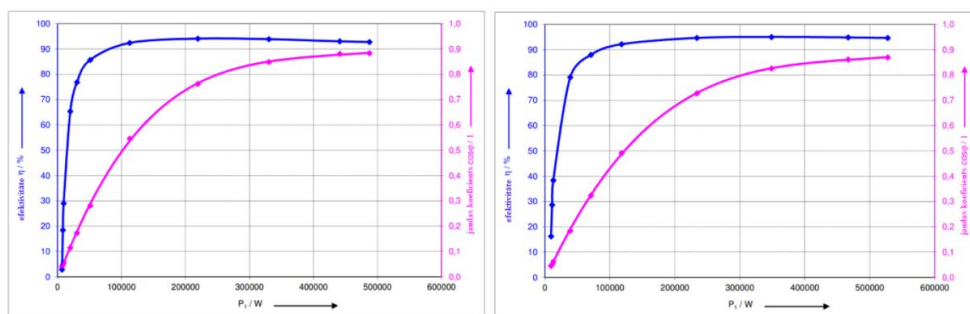
5.11. att. Slodzes raksturlielumi. Strāvas, slīdes un jaudas raksturlieknes pie 50 Hz un 62 Hz.



5.12. att. Vara zudumu un jaudas raksturlieknes pie 50 Hz un 62 Hz.



5.13. att. Jaudas raksturlieknes pie 50 Hz un 62 Hz.



5.14. att. Lietderības, jaudas koeficientu un jaudas raksturlieknes pie 50 Hz un 62 Hz.

5.2. Attiecība starp vibrācijas cēloņiem un diagnosticētajiem parametriem

Motora gaitas vilces un enerģijas parametri MRB vibrācijas aktivitātes noteikšanai ilgstošas savstarpējās slodzes režīmā tika noteikti, izmantojot *MATLAB/Simulink*. Pētījuma mērķis ir noteikt MRB vibrācijas raksturlielumu atkarību vienlaikus ar motora enerģētisko raksturlielumu izmaiņām, lai pieņemšanas testu stadijā identificētu tā neatbilstības cēloņus nepieciešamajiem parametriem.

Izstrādātājā testēšanas metodē tika izmantoti divi frekvences pārveidotāji, kas veic dubultu enerģijas pārveidi. Pirmkārt, no tīkla piegādātais spriegums tika iztaisnots, izlīdzināts un pēc tam apgriezts, lai darbinātu motorus. Taisngrieži bija nekontrolēti (diodes tilts), un invertori tika kontrolēti (*IGBT* tranzistori). Starp taisngriežiem un invertoriem bija līdzstrāvas saites, kas apvienotas vienā sistēmā. Savstarpējās slodzes režīma ieviešana tika veikta, iestatot dažādas barošanas sprieguma frekvences pārbaudītajām elektromašīnām. Šajā gadījumā viena no elektriskajām mašīnām darbojās motora režīmā, savukārt otra – ģenerators režīmā. Ģenerators radītā elektriskā enerģija caur līdzstrāvas saiti tika pārsūtīta uz motoru. Šajā gadījumā enerģija, kas nepieciešama, lai kompensētu zaudējumus abās mašīnās, tika patērēta no tīkla.

Pārbaudes laikā vienlaikus tika izmantoti divi identiski MRB. Frekvences pārveidotāji tika izmantoti kā vadības saite papildu elektrisko mašīnu vietā. Elektroenerģija tika pārsūtīta tieši uz pārbaudāmo MRB, salīdzinot ar ķēdēm, kas nodrošina elektroenerģijas pārvadi tīklā, kas samazina strāvu un spriegumu augstāku harmoniku ietekmi uz tīklu.

Atšķirībā no testēšanas ar rūpniecisko spriegumu frekvenci ir iespējama abpusēja slodzes ieviešana pie jebkuras atšķirības barošanas sprieguma frekvencēs, kas iestatītas uz frekvences pārveidotājiem.

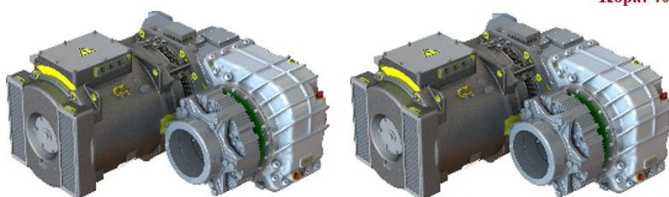
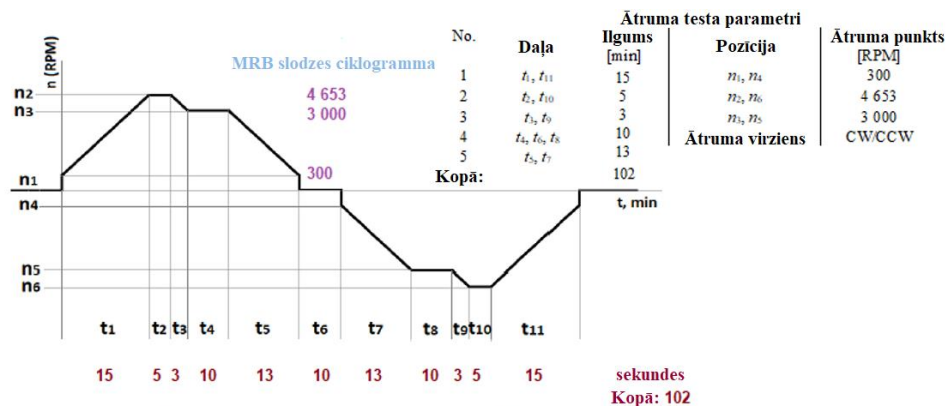
Saskaņā ar *ISO 10816* izstrādājuma mehāniskās stabilitātes pārbaudes ietvaros ir ieteicams veikt autonomu vilces motora pārbaudi, lai noteiktu tā vibrācijas aktivitāti vismaz vienam no standartā norādītajiem daudzumiem [31]:

- vibrācijas pārvietojums, mikrometros (μm);
- vibrācijas ātrums, milimetros sekundē (mm/s);
- vibrācijas paātrinājums, metros sekundē ik sekundi (m/s^2).

Saskaņā ar *ISO 10816* maksimālais mēramais vibrācijas līmenis ir līdz 5 mm/s virzienā, kas ir šķērsenisks pret izejas vārpstu, un 2,5 mm/s gar izejas vārpstas virzienu.

Visām komponentēm ir jāiztur vibrācijas un triecieni bez bojājumiem, sinusoidālai vibrācijai ir maksimālā paātrinājuma amplitūda 150 m/s^2 frekvenču diapazonā no 0,5 Hz līdz 100 Hz.

Norādītais trieciens tika pieņemts kā iedarbojošs no riteņu pāra uz ķīļa sakabi [32].
Testa cikls un laboratorijas aprīkojuma pilnīgums redzams 5.15. attēlā.



Viens (pašvibrācijai), otrs (savstarpējai slodzei) pārbaudītas MRB vienības:
pakāpe 2; pārsēsumu skaits 5,25; Maksimālais griezes moments 380 Nm; P_{nom} 370 kW



Viļces pārveidotājs ar
TMS320F28335 mikroprocesoru



SKF CMXA 80 vibrācijas analizators

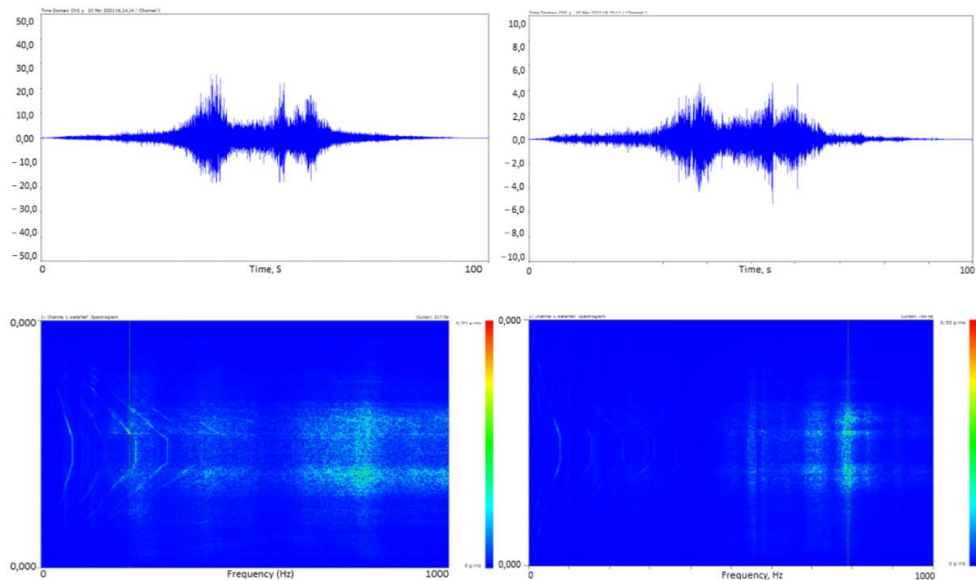
YOKOGAWA WT1800 jaudas analizators



5.15. att. Pārbaudes cikls un laboratorijas aprīkojums [26].

5.16. un 5.17. attēlā redzami vibrācijas paātrinājuma spektri pie MRB nominālā rotācijas ātruma, kas ir 3000 min^{-1} tukšgaitā, ar mehāniski atvienotu MRB un savstarpējās slodzes režīmā. Ir acīmredzams, ka vibrācijas traucējumu raksturs skaidri atkārto MRB noslodzes ciklogrammu, kas redzama 5.15. attēlā.

Spektrālās analīzes rezultāti tika iegūti, izmantojot ātrās Furjē transformācijas metodi. Vibrācijas signāla sadalīšanās rezultātā rodas no MRB ātruma atkarīgas secības, no ātruma neatkarīgas secības un ar ātrumu saistītas nulles harmonikas. Pēdējās divas komponentes rodas invertora dēļ [32].

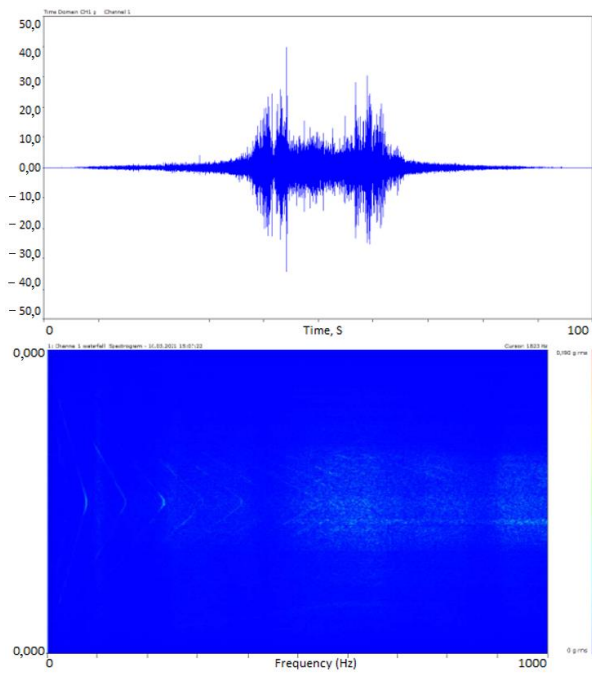


5.16. att. Viļņu forma un spektrogramma pie rotora nominālā ātruma 3000 min^{-1} Y ass virzienā (kreisā puse) bez slodzes un savstarpējās slodzes režīmā (labajā pusē).

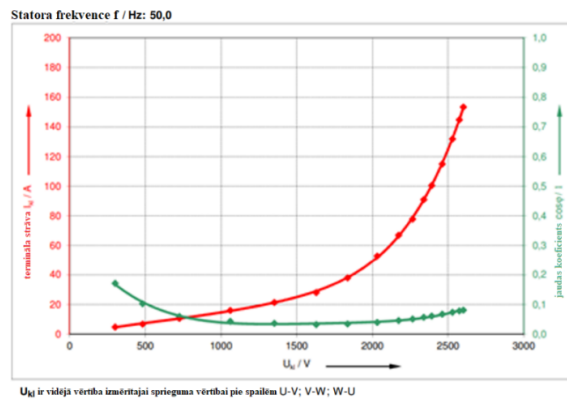
Tajā pašā laikā tukšgaitas režīmā var noteikt rezonanses klātbūtni. 5.17. attēlā redzama izteikta MRB vibroaktivitāte, kad rotora ātrums ir konstruktīvās ātruma robežās un pie nominālā ātruma.

Pie rotācijas ātruma 3000 min^{-1} diapazonā no $50,0 \text{ Hz}$ līdz $100,0 \text{ Hz}$ (solis $1,75 \text{ Hz}$) ir fiksēts RMS vibrācijas ātruma pieaugums līdz 40 mm/s Y ass virzienā. Pie maksimālā rotācijas ātruma 4653 min^{-1} diapazonā no $50,0 \text{ Hz}$ līdz $75,0 \text{ Hz}$ (solis $1,75 \text{ Hz}$) situācija pasliktinājās, tika fiksēts RMS vibrācijas ātruma pieaugums līdz 50 mm/s Y ass virzienā. Iepriekšējās nodaļās definētie pieņēmumi par gultņu stiprinājumu sēdvietas ģeometrijas lomu un MRB starplikas starp atloka un gultņa asu koaksiālītāti tika apstiprināti, izjaucot MRB. Nosakot iespējamās paaugstinātās vibrācijas cēloņus, tika atklāts gultņa vairoga un MRB atloka apstrādes tehnoloģijas pārkāpums abu elementu centru centru nobīdes ziņā [33].

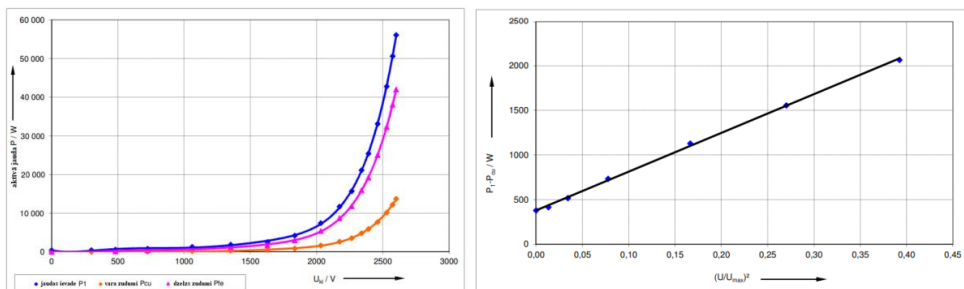
Tajā pašā laikā enerģijas parametri tika pārrēķināti attiecībā pret pārveidotāja reģistrētajām oscilogrammām; tie redzami 5.18. un 5.19. attēlā.



5.17. att. Vibrācijas ātruma viļņu forma pie nemainīga ātruma 3000 min⁻¹.



5.18. att. Tukšgaitas tests. Strāvas, jaudas koeficienta un sprieguma raksturlīknes pie 50 Hz.



5.19. att. Jaudas, sprieguma un mehānisko zudumu raksturlīknes pie 50 Hz. Mehāniskie zudumi tika noteikti, ekstrapolējot P_1 - P_{Cu} tukšgaitā līdz 0 V. P_{meh} / W : 378.

Vibrācijas ātruma vērtības, kas eksperimenta laikā reģistrētas Y ass virzienā, t. i., gar vārpstas asi, ir vairākas reizes lielākas nekā vērtības, kuru robeža ir noteikta ISO 10816 ar ātrumu 2,8 mm/s gan rotora rotācijas nominālajai, gan maksimālajai vērtībai. Papildus dotajām vērtībām MRB vibrācijas aktivitātes līmenis tika fiksēts 21 punktā un trīs plaknēs gan no motora balsta vairoga puses, gan no vilces pārnēsmaķārbas 1. pakāpes gultņa puses.

Asinhronajā motora ātrums ir apgriezti proporcionāls slodzei, un, kad tas tiek pārņemts caur reduktoru, tiek novērota noteikta ātruma svārstība. Tādējādi tika novērots, ka, palielinoties MRB rotora vārpstas rotācijas frekvencei no 3000 min⁻¹ līdz 4653 min⁻¹, palielinās vibrācijas ātruma vērtības kontrolpunktos.

Zobrata vidējo zobratu vibrācijas aktivitāte ir mazāk informatīva, jo to var izraisīt acīmredzams zobratu mehānisma defekts, piemēram, novirze vai saskares virsmas defekti. Savukārt vairuma defektu sekas ir virsmu sadursme vienai pret otru jeb impulsa lēcieni slodzē uz elementiem, kas nodod griezes momentu uz dzenošo vārpstu (rotoru). Pēc tam slodzes lēcieni tiek pārņemti uz mehāniskās transmisijas gultņiem un impulsa vibrācijas ierosmi tajos.

Slodzes un iespējamā nodiluma apraksts gultņu stiprinājumu sēdvietās, kas dots 3. un 4. nodaļā, un rezultējošās izmaiņas MRB enerģētiskos parametros labāk atspoguļo gultņa vairoga un motora savienojuma atloka nesaskaņotību starp motoru un reduktoru.

Ir reģistrēts vibrācijas aktivitātes līmenis Y asī, tādēļ var pieņemt, ka darbojas tangenciālie spēki, kas rodas motora magnētiskajā laukā [33], [34].

Gan elektromagnētisko, gan elektrodinamisko svārstību spēku darbības iezīme ir to telpiskā viļņa raksturs. Motoros bez defektiem svārstību spēki (radiālie un tangenciālie), kas iedarbojas uz rotoru, ir nulle. Tangenciālie elektrodinamiskie spēki, kas iedarbojas uz statoru, arī ir nulle. Zemas kārtas elektromagnētiskie radiālie svārstību spēki saliec statoru, radot dubultfrekvences un dubultas telpiskās kārtības radiālo svārstību vilni.

Motora elektromagnētiskās sistēmas uzticamība ir atkarīga no magnētiskā lauka simetrijas, ko nosaka tinumu simetrija, gaisa spraugu simetrija starp rotoru un statoru, tinumu magnetomotīves spēku vienādības, kā arī mašīnas elementu stiprinājuma stāvoklis un elektrisko tinumu izolācija. Gaisa spraugu asimetrija motorā izraisa elektromagnētisko spēku parādīšanos starp rotoru un statoru samazinātās spraugas zonā, pārslogojot gultņus un samazinot to kalpošanas laiku, un tajā pašā zonā notiek magnētiskās ķēdes zobu magnētiskais piesātinājums, gar kuru magnētiskā plūsma apiet elektromotora tinuma pagriezienus. Vibrācijas līmenis izpaužas elektromagnētisko spēku frekvencē un spraugā esošā magnētiskā lauka rotācijas frekvencē. 5.20. un 5.21. attēlā redzama vispārējā MRB ierīce uz platformas ar atsperu balstiekārtu.

MRB vibrāciju komponentu lielums ir atkarīgs no svārstību spēku lieluma un svārstību sistēmas stingrības. Lieli svārstību spēki ir elektromagnētiski, kas iedarbojas starp rotoru un statoru radiālā virzienā, t. i., saliec mašīnas korpusu atbilstoši magnētiskā lauka sarežģītajai telpiskajai formai. Magnētiskā lauka formai un statora deformācijai ir leņķiskā simetrija, un to raksturo svārstību secība, kas ir vienāda ar telpisko viļņu skaitu, kas atbilst motora statora apkārtmēra garumam.



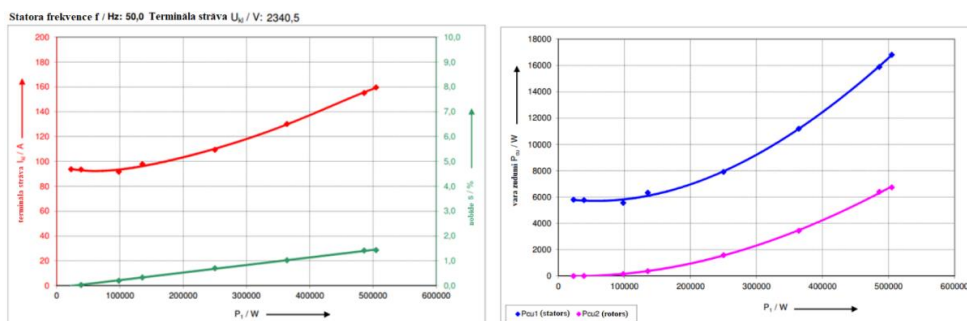
5.20. att. MRB izvietojums uz testa platformas, lai noteiktu tā pašvibrācijas.

Ja elektromagnētiskā sistēma ir bojāta, notiek magnētiskā lauka asimetrija gaisa spraugā un pirmās kārtas magnētiskie spēki sāk darboties, pārvietojot rotoru attiecībā pret statoru. Šāda nobīde izraisa situāciju, ka aksiālie spēki, mēģinot atgriezt rotoru neitrālā stāvoklī, rada ievērojamu aksiālo vibrāciju barošanas tīkla frekvencē vai rotora rotācijas frekvencē atkarībā no berzes veida šķēršļa aksiālajai nobīdei.

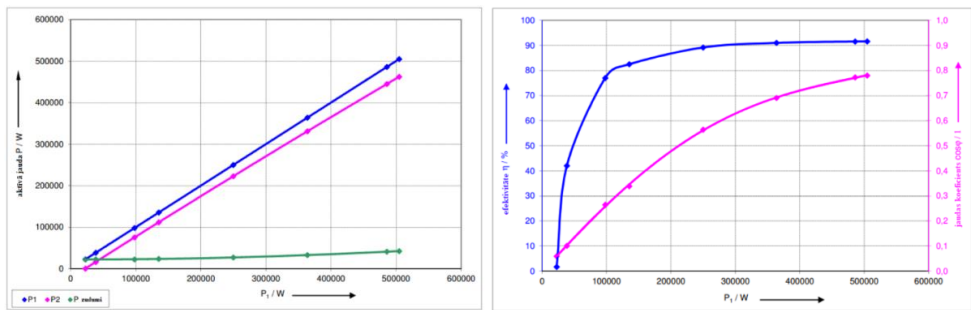


5.21. att. MRB izvietojums uz platformas savstarpējās noslodzes režīmā.

Savstarpējās noslodzes gadījumā iegūtie jaudas, zudumu, jaudas koeficienta un piedziņas efektivitātes rezultāti tika iegūti arī ar oscilogrāfijas palīdzību, kā redzams 5.22. un 5.23. attēlā.



5.22. att. Slodzes raksturlielumi. Strāvas, slīdes un jaudas, vara zudumu raksturliņķnes pie 50 Hz.



5.23. att. Jaudas, lietderības un jaudas koeficientu raksturlīknes pie 50 Hz.

No iepriekš minētā ir skaidrs, ka, palielinoties vibrācijas ātruma vērtībai vertikālajā virzienā Y, to mērot uz gultņa vairoga un MRB atloka tukšgaitas režīmā, noslogotā stāvoklī, kā arī rotora brīvsgaitas režīmā, kas ir visinformatīvākais – MRB balsta struktūru nesaskaņotības, vārpstas pārvietošanās attiecībā pret asi, un tā sekas ir gaisa spraugas izmaiņas. Veiktajā pētījumā ir noteikts, ka gaisa spraugas vienmērīguma izmaiņas visnegatīvāk izpaužas mehānisko zudumu pieaugumā un slīdes samazinājumā, par vairāk nekā 10 % samazinot piedziņas jaudas koeficientu, līdz ar to samazinot piedziņas lietderības koeficientu kopumā. Pētījuma mērķis bija noteikt MRB vibrācijas aktivitāti, kas ir obligāts parametrs, veicot vilces MRB pieņemšanas-nodošanas izmēģinājumus, tās izmantošanas iespējamību kā galveno brāķēšanas pazīmi, un, ņemot vērā vibrācijas aktivitātes raksturu un vērtību, kā noteicošo faktoru MRB detaļu vai tās montāžas zemās kvalitātes novērtēšanā.

REZULTĀTI UN SECINĀJUMI

Promocijas darbā izpētītas iespējas novērtēt sērijveidā ražotu vilces motora un reduktora bloku tehnisko stāvokli un gatavību piegādei, balstoties vibrācijas izturības izmēģinājumos un vilces, un enerģētiskajos rādītājos. Viens no pētījumā īstenotajiem uzdevumiem bija iespēja ieviest piedāvāto metodiku rūpnieciskos apstākļos un nepārtrauktas ražošanas procesā.

Tika izstrādāta metodika, kas palielina pieņemšanas-nodošanas izmēģinājumu uzticamību, izmantojot integrētu pieeju vilces un enerģētisko parametru, mehāniskās izturības un vilces piedziņas vibrācijas aktivitātes kontrolei un analīzei.

Izstrādātā metodika balstās reālās tehnoloģiskā ražošanas procesa iezīmēs, kā arī reālos iekārtu ekspluatācijas apstākļos, ņemot vērā vilces piedziņas mehāniskās slodzes.

Promocijas darba tēmas izpētes gaitā tika veikts maksimālo spriegumu zonu stiprības aprēķins MRB dažādās slodzēs, tostarp triecienslodzēs. Tika veikta vilces MRB nesošās konstrukcijas drošības rezerves analīze. Pamatojoties uz aprēķinu rezultātiem, izmantojot fizisku eksperimentu, tika noteikts reduktora konstrukcijas vibrācijas aktivitātes līmenis kā daļa no MRB, ķedes vārdībā izmantojot frekvenču pārveidotāju. Eksperimentāli noteiktie MRB vibrācijas aktivitātes rādītāji noslogotā stāvoklī ļauj apstiprināt konstrukcijas stabilitāti pret traucējumu ietekmi, ko izraisa vilces piedziņas elektromagnētiskās īpašības.

Metodika tika pārbaudīta, izmantojot gan MRB etalonparaugu, gan paraugu, kas neatbilst produkta tehniskajiem noteikumiem.

Tādējādi MRB, kur elektrodzinēja atloka un gultņa vairoga ģeometrija nodrošina vidējo stāvokli gan motora rullīšu gultņim, kas ir vislabvēlīgākais vibrācijas aktivitātes samazināšanai, gan rotora vidējo stāvokli un tā simetrisko izvietojumu, tika noteikta virkne sakarību.

Noteicošais faktors MRB vilces enerģijas un vibrācijas izturīgo parametru uzraudzībai ir vibrācijas ātruma līmeņa izmaiņu dinamika un līdz ar to slīdēšanas pasliktināšanās, mehānisko zudumu palielināšanās, ievērojams jaudas koeficienta un efektivitātes samazinājums. Konstatēts, ka vibrācija ir nepārtraukta laikā un atbilst platjoslas reģiona spektram.

Vairāki svarīgāki normatīvie dokumenti nosaka kopējās vibrācijas līmeņa uzraudzību standarta frekvenču joslā – no 10 Hz līdz 1000 Hz. Tomēr vairumā gadījumu viena vai vairākas kļūmju frekvences (frekvences, kurās vibrācijas pieaugums liecina par konkrēta defekta esamību vai attīstību) atrodas ārpus uzraudzītā frekvenču diapazona. Tādējādi pat ievērojams komponentu amplitūdu pieaugums pie šīm frekvencēm neizraisa kopējā vibrācijas līmeņa izmaiņas standarta frekvenču joslā, kas tiek uzraudzīta saskaņā ar normatīvo dokumentu prasībām. Bojājumi, kas rodas frekvencēs ārpus aplūkojamā frekvenču diapazona, ietver vairākus elektromagnētiskus defektus, piemēram, gaisa spraugas ekscentriskumu, zobratu defektus utt.

Kopējā vibrācijas līmeņa vērtība ir diezgan informatīva, bet raksturo visu galveno uzraugamā mezgla komponentu kombinēto vibrācijas aktivitāti – rotoru “līdzsvara” pakāpi, izlīdzinājuma kvalitāti, atbalsta sistēmas stāvokli utt. Daži defekti ne vienmēr izraisa ievērojamu kopējā vibrācijas līmeņa paaugstināšanos. Lai novērstu avārijas atteices un savlaicīgu šāda veida bojājumu atklāšanu, vienlaikus ar vispārējā līmeņa uzraudzību ir nepieciešams analizēt vibrācijas ātruma spektru, ko mēra šķērsvirzienā un vertikālā virzienā.

Šis darbs ir turpinājums rotējošo elektrisko mašīnu un vilces agregātu vibrācijas aktivitātes pētījumam.

No ekonomiskās lietderības viedokļa var izcelt to, ka elektropiedziņas galaklienti visbiežāk ir vagonu būvniecības uzņēmumi, daudz retāk – remontuzņēmumi, kas ir ieinteresēti saņemt jau pārbaudītu un uzstādīšanai gatavu produktu, vēlams no viena ražotāja, kas ievērojami samazina laiku un attiecīgi elektrisko vilcienu nodošanu ekspluatācijā un testēšanas izmaksas. Piedāvātā metode MRB darbības traucējumu cēloņu noteikšanai ir īpaši vērsta uz vilces elektriskās piedziņas pilnīgu piegādi.

IZMANTOTĀ LITERATŪRA

1. Holopainen T. P., Niiranen J., Jörg P., Andreo D. “Electric Motors and Drives in Torsional Vibration Analysis and Design”, Proceedings of the Forty-Second Turbomachinery Symposium, Houston, Texas, October 1–3, 2013.
2. Paul de Vos. “Railway Induced Vibration – State of the Art Report”, UIC-ETC (Railway Technical Publications), 2017.
3. Zhang T., Jin T., Zhou Z., Chen Z., Wang K. “Dynamic modeling of a metro vehicle considering the motor–gearbox transmission system under traction conditions”, *Mech. Sci.*, 13, 603–617, <https://doi.org/10.5194/ms-13-603-2022>, 2022.
4. ISO 13373-1:2002 – Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 1: General procedures, Edition 1, 2002.
5. ISO 15242-1:2015 – Rolling bearings – Measuring methods for vibration – Part 1: Fundamentals, Edition 2, 2015.
6. GOST 24346-80 – Vibration Terms and definitions, Moscow Standartinform, 2010.
7. ISO 20816-3:2022 – Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration. Part 3: Industrial machinery with a power rating above 15 kW and operating speeds between 120 r/min and 30 000 r/min, Edition 1, 2022.
8. ISO 13379-1:2012 – Condition monitoring and diagnostics of machines – Data interpretation and diagnostics techniques. Part 1: General guidelines, Edition 1, 2012.
9. ISO 13379-2:2015 – Condition monitoring and diagnostics of machines – Data interpretation and diagnostics techniques. Part 2. Data driven approach, Edition 1, 2015.
10. Nabhan A., Nouby M., Sami A. M., Mousa M. O. “Bearing fault detection techniques – a review”, *Turkish Journal of Engineering, Sciences and Technology*, 2015.
11. Wang X., Peng T. F., Wu P. B., Cui L. T. “Influence of electrical part of traction transmission on dynamic characteristics of railway vehicles based on electromechanical coupling model”, *Scientific Reports*, Volume 11, 2021.
12. Wang H., Núñez A., Liu Z., Zhang D., Dollevoet R. “A Bayesian network approach for condition monitoring of high-speed railway catenaries”, *Transactions on Intelligent Transportation Systems*, Volume 21, 2020.
13. Wang, B., Xie S., Jiang C., Song Q., Sun S., Wang X. “An investigation into the fatigue failure of metro vehicle bogie frame”, *Engineering Failure Analysis*, Volume 118, 2020.
14. Wu Q., Wang B., Spiriyagin M., Cole C. “Curving resistance from wheel-rail interface”, *Vehicle System Dynamics*, Volume 60, Issue 3, 2020.
15. Mao L., Wang W. J., Liu Z., Yang G., Song C., Qu S. “Research on causes of fatigue cracking in the motor hangers of high-speed trains induced by current Buctuation”, *Engineering Failure Analysis*, 2021.
16. Wang Z., Yin Z., Allen P., Wang R., Xiong Q., Zhu Y. “Dynamic analysis of enhanced gear transmissions in the vehicle-track coupled dynamic system of a high-speed train”, *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Volume 60, Issue 8, 2022.
17. Wang Z., Cheng Y., Mei G., Zhang W., Huang G., Yin Z. “Torsional vibration analysis of the gear transmission system of high-speed trains with wheel defects”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers-Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2019.

18. Bogdevičius M., Karpenko M., Bogdevičius P. "Determination of rheological model coefficients of pipeline composite material layers based on spectrum analysis and optimization", *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2021.
19. Touhami O., Noureddine L., Ibtouen R., Fadel M. "Modeling of the induction machine for the diagnosis of rotor defects. Part. II. Simulation and experimental results", *IEEE Industrial Electronics Society*, 2005.
20. Баннов Д. "Метод диагностики обрывов стержней ротора в асинхронных электродвигателях на основе регрессионного анализа модуля результирующего вектора тока статора", *Известия Томского политехнического университета, Инжиниринг георесурсов*, 2022.
21. Mazur D., Trojnar M. "Modelling of electrical and mechanical phenomenon in induction motors with air-gap eccentricity", *Renewable Energy and Power Quality Journal*, 2003.
22. Хоменко, А. "Разработка системного метода управления вибрационным состоянием подвижного состава", *Иркутск*, 2000.
23. Goolak S., Liubarskyi B., Lukoševičius V., Keršys R., Keršys A. "Operational Diagnostics System for Asymmetric Emergency Modes in Traction Drives with Direct Torque Control", *Applied Sciences*, 2023.
24. Вульфсон И. "Краткий курс теории механических колебаний", *Библиотека ВНТР*, 2017.
25. Куцубина Н., Санников А. "Теория виброзащиты и акустической динамики машин", Учебное пособие, Министерство образования и науки РФ, Урал. гос. лесотехн. ун-т. – Екатеринбург, 2014.
26. Dvornikov I., Marinbahs M., Kobenkins G., Sliskis O., Ketners K. "Carrying Out of Tests for the Functionality of the Traction Autonomous Drives in the Conditions of Industry and Serial Production", *17th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA)*, Bulgaria, 2021.
27. Kobenkins G., Marinbahs M., Burenin V., Zarembo J., Bizans A., Sliskis O. "Determination of the Level of Own Vibration of Geared Motor Boxes in Industrial Conditions" *IEEE 62nd International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON)*, Latvia, 2021.
28. Kobenkins, G., Marinbahs, M., Bizans, A., Rilevs, N., Burenin, V., Sliskis, O. "Carrying Out of Strength Control of Mutual Loaded Traction Geared Motor Boxes as a Part of Industrial Tests", *9th International Conference on Electrical and Electronics Engineering (ICEEE)*, Turkey, 2022.
29. WIKOV MGI // EG2Tv 08-805209-01, Calculation of the strength of the gearbox housing, Hronov, 2019, p. 49.
30. Ehya, H., Lyng Rødal, G., Nysveen, A., Nilssen, R. "Condition Monitoring of Wound Field Synchronous Generator under Inter-turn Short Circuit Fault utilizing Vibration Signal", *23rd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Hamamatsu, Japan, 2020.
31. Sharma, V. "A Review on Vibration-Based Fault Diagnosis Techniques for Wind Turbine Gearboxes Operating Under Nonstationary Conditions", *Journal of The Institution of Engineers*, 2021.
32. Dvornikov, I., Marinbahs, M., Sliskis, O., Ketners, K. "Investigation of autonomous traction motor dynamic using the method of mutual loading and computer simulation",

- IEEE 59th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON), Latvia, 2018.
33. Marinbals, M., Kobenkins, G., Pavelko, V. Bizans, A., Rilevs, N., Sliskis, O. "Determination of the Strength Characteristics of Traction Gears Under Shock Loads", International Youth Conference on Energy (IYCE-2022), Hungary, 2022.
 34. Gierlak, P., Burghardt, A., Szybicki, D., Szuster, M., Muszynska, M. "On-line manipulator tool condition monitoring based on vibration analysis", Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 89, 2017.



Genādijs Kobenkins dzimis 1996. gadā Rīgā. Rīgas Tehniskajā universitātē (RTU) ieguvis bakalaura grādu elektrozinātnē (2018), inženiera kvalifikāciju enerģētikā un elektrotehnikā (2019) un maģistra grādu enerģētikā un elektrotehnikā (2020). Kopš 2018. gada strādā AS "Rīgas elektromašīnbūves rūpnīca" par konstruktoru Elektrisko mašīnu konstruktoru birojā. Kopš 2021. gada ir RTU zinātniskais asistents. Piedalījies vairākās starptautiskās konferencēs un simpozijos, prezentējot jaunākos pētījumus elektrisko mašīnu vibrāciju jomā. Zinātniskās intereses saistītas ar elektrisko mašīnu konstruēšanas, izmēģinājumu un ekspluatācijas problēmu atklāšanu un risināšanu.