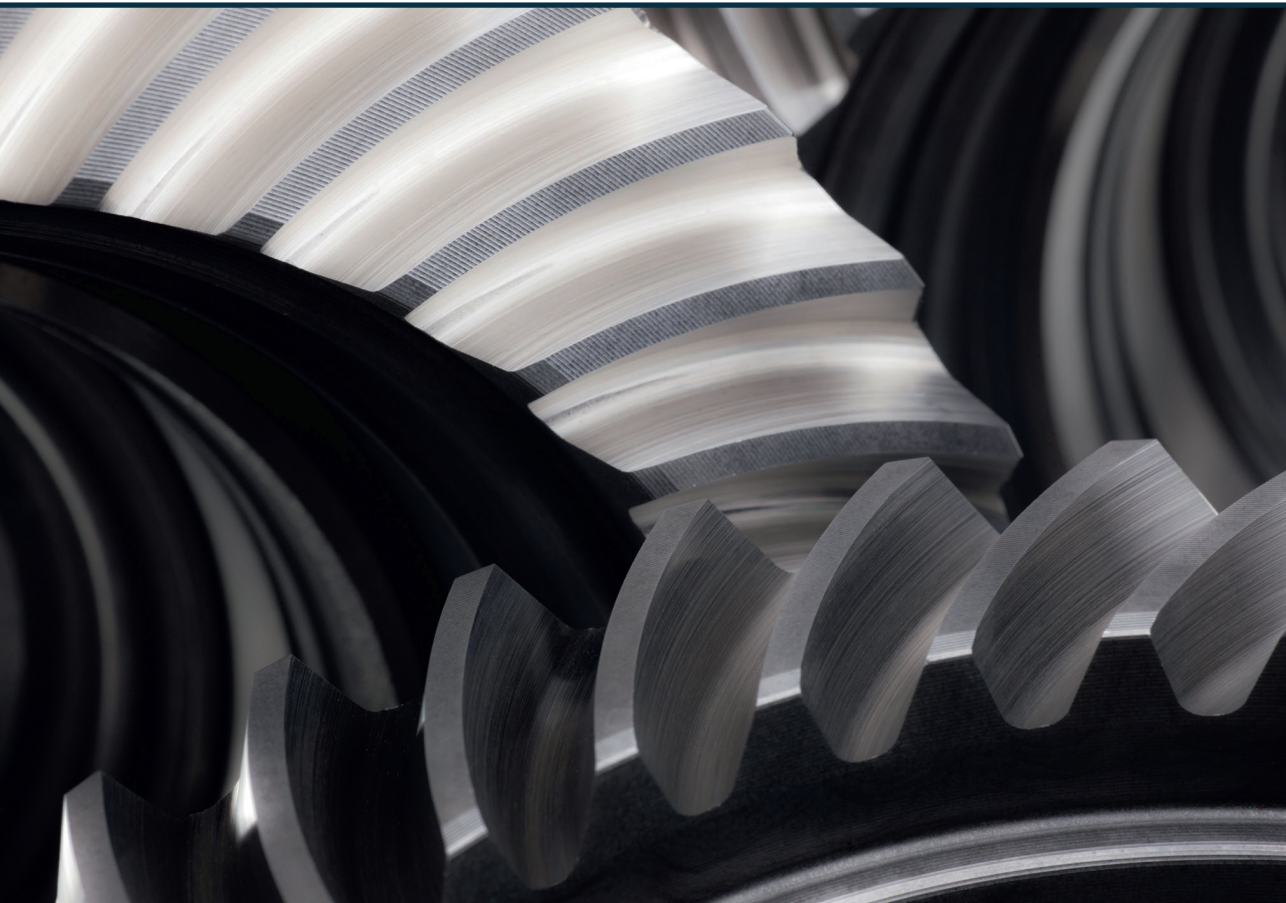


Marks Marinbahs

**VILCES ELEKTROMEHĀNISKO IEKĀRTU
DINAMIKAS, STIPRĪBAS UN TEHNISKĀ STĀVOKĻA
NOVĒRTĒJUMA PĒTĪJUMS**

Promocijas darba kopsavilkums



RĪGAS TEHNISKĀ UNIVERSITĀTE

Mašīnzinību, transporta un aeronautikas fakultāte
Aeronautikas institūts

Marks Marinbahs

Doktora studiju programmas “Transports” doktorants

VILCES ELEKTROMEHĀNISKO IEKĀRTU DINAMIKAS, STIPRĪBAS UN TEHNISKĀ STĀVOKĻA NOVĒRTĒJUMA PĒTĪJUMS

Promocijas darba kopsavilkums

Zinātniskais vadītājs
profesors *Dr. habil. sc. ing.*

VITĀLIJS PAVELKO

Zinātniskais konsultants

docents *Dr. sc. ing.*

OĻEGS SĻISKIS

RTU Izdevniecība

Rīga 2023

Marinbahs, M. Vilces elektromehānisko iekārtu dinamikas, stiprības un tehniskā stāvokļa novērtējuma pētījums. Promocijas darba kopsavilkums. Rīga: RTU Izdevniecība, 2023. 46 lpp.

Iespiests saskaņā ar promocijas padomes "P-22" 2022. gada 29. augusta lēmumu, protokols Nr. 04030-9.16.1/7.

PROMOCIJAS DARBS IZVIRZĪTS ZINĀTNES DOKTORA GRĀDA IEGŪŠANAI RĪGAS TEHNISKAJĀ UNIVERSITĀTĒ

Promocijas darbs zinātnes doktora (*Ph. D.*) grāda iegūšanai tiek publiski aizstāvēts 2023. gada 17. februārī plkst. 13:00 Rīgas Tehniskās universitātes Mašīnzinību, transporta un aeronautikas fakultātē, Ķīpsalas ielā 6b, 513. telpā.

OFICIĀLIE RECENZENTI

Profesors *Dr. sc. ing.* Guntis Strautmanis,
Rīgas Tehniskā universitāte

Profesore *Dr. sc. Nadiia Bouraou*,
National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Ukraina

Profesors *Ph. D. Igor I. Tsukrov*,
University of New Hampshire Durham, Amerikas Savienotās Valstis

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.

Marks Marinbahs (paraksts)

Datums:

Promocijas darbs ir uzrakstīts latviešu/angļu valodā, tajā ir ievads, piecas nodaļas, secinājumi, literatūras saraksts, 78 attēli, 28 tabulas, kopā 105 lappuses, ieskaitot pielikumus. Literatūras sarakstā ir 122 nosaukumi.

SATURS

DARBA VISPĀRĒJIS RAKSTUROJUMS	5
1. NODAĻA. SITUĀCIJAS ANALĪZE UN DARBA VIRZIENI	10
1.1. Vilces elektroaprīkojuma drošuma noteikšana industriālo izmēģinājumu stadijā	10
1.2. Rotējošo elektromehānisko iekārtu tehniskā stāvokļa esošo novērtēšanas un diagnostikas metožu un paņēmieni pārskats.....	10
1.3. Elektromehānisko iekārtu ar dažāda fiziska rakstura darbības procesiem vadības īpašības	11
1.4. Pirmās nodaļas galvenie rezultāti un secinājumi.....	12
2. NODAĻA. ELEKTROMEHĀNISKO IEKĀRTU TEHNISKĀ STĀVOKĻA INTEGRĒTAS KONTROLES METOŽU IZMANTOŠANA.....	13
2.1. Elektromehānisko iekārtu galveno komponentu defektu pazīmju analīze.....	13
2.2. Diagnostikas signālu apstrādes un iekārtu tehniskā stāvokļa novērtēšanas metodes..	14
2.3. Otrās nodaļas galvenie rezultāti un secinājumi	16
3. NODAĻA. VILCES DRB STATISKĀS IZTURĪBAS NOTEIKŠANA MOTORRATIŅU SASTĀVĀ	17
3.1. Elektromehāniskās piedziņas sistēmas modeļa izstrāde.....	17
3.2. DRB elementu statiskās izturības izpēte	17
3.3. DRB konstrukcijas mehānisko spriegumu aprēķins.....	20
3.4. Trešās nodaļas galvenie rezultāti un secinājumi	25
4. NODAĻA. SLODZES IETEKME UZ MOTORREDUKTORA NESOŠO BALSTELEMENTU RESURSU	26
4.1. Vilces reduktora korpusa izturības rezerves novērtējums pēc pieļaujamajiem spriegumiem	26
4.2. Konstruktīvā noguruma pretestības novērtējums	28
4.3. Ceturtās nodaļas galvenie rezultāti un secinājumi	30
5. NODAĻA. VILCES DRB VIBROAKTIVITĀTES LĪMEŅA NOTEIKŠANA, ŅEMOT VĒRĀ ELEKTROPIEDZIŅAS IETEKMI.....	32
5.1. Elektropiedziņas modeļa parametru noteikšana	32
5.2. DRB vibrācijas aktivitātes līmeņa noteikšana savstarpējās slodzes režīmā.....	38
REZULTĀTI UN SECINĀJUMI	40
LITERATŪRAS SARAKSTS	42

DARBA VISPĀRĒJS RAKSTUROJUMS

Tēmas aktualitāte

Promocijas darba tēmas aktualitāti nosaka ritošā sastāva, proti, piepilsētas un reģionālo elektrovilcienu, darba ātrumu un slodžu pastāvīgais pieaugums. Dzelzceļa iekārtās plaši tiek izmantota vilces elektriskā piedziņa, kuras elementi pēc uzstādīšanas kļūst grūti pieejami tiešai kontrolei. Ir vērojama tendence attīstīt un masveidā ekspluatēt elektrovilcienu ar asinhrono piedziņu, lai uzlabotu satiksmes intensificēšanu. Savukārt elektriskā piedziņa ir neatkarīga un sarežģīta sistēma, jo tajā notiekošajiem procesiem ir atšķirīgs fiziskais raksturs. Tāpēc, lai novērtētu elektromehānisko iekārtu mehānisko un elektrisko elementu tehnisko stāvokli, kā arī kontrolētu to tehnisko stāvokli, nododot iekārtu ekspluatācijā, ir nepieciešams veikt visaptverošas pirmsekspluatācijas pārbaudes. Iepriekš minētais īpaši attiecas uz jauniem elektrovilces komplektiem, kā arī uz sērījveida produktiem pieņemšanas testēšanas stadijā.

Patlaban plaši tiek izmantotas elektriskās piedziņas mehāniskās daļas diagnostikas metodes, kuru pamatā ir vibrācijas un akustisko parametru kontrole. Tiek izstrādātas arī elektrisko dzinēju stāvokļa kontroles metodes, kuru pamatā ir patērētās strāvas, lietderības un jaudas koeficientu kontrole. Esošo mehānisko un elektromehānisko mezglu atsevišķas kontroles metožu galvenais trūkums ir tāds, ka tajās netiek ņemta vērā piedziņas elementu, respektīvi, vilces dzinēja un reduktora kopēja dinamiskā mijiedarbības, šie mezgli parasti tiek pārbaudīti atsevišķi, piedziņas vai slodzes mehānisma vietā izmantojot stenda agregātus.

Promocijas darba mērķis

Promocijas darba mērķis ir izpētīt vilces elektromehānisko iekārtu dinamikas, stiprības un tehniskā stāvokļa novērtējuma iespējas industriālajos un nepārtrauktās ražošanas apstākļos, uzlabot pirmsekspluatācijas pārbaudes izmēģinājumu pilnīgumu un efektivitāti, pamatojoties uz metodoloģijas izveidi integrētai pieejai vilces iekārtu mehāniskās stiprības un vibrācijas aktivitātes kontrolei un analīzei.

Lai sasniegtu šo mērķi, promocijas darbā tiek risināti vairāki uzdevumi.

1. Izstrādāta metodoloģija elektromehānisko iekārtu konstrukcijas mehāniskās stiprības analīzei, pamatojoties uz to darbības apstākļiem.
2. Izstrādāta un ražošanas tehnoloģiskajā procesā ieviesta metodika iekārtas izturības rezerves noteikšanai, ņemot vērā piedziņas mehāniskās slodzes.
3. Veikta vilces iekārtu iespējamo defektu ietekmējošo diagnostikas parametru izmaiņu un savstarpējo sakarību analīze.
4. Veikta rotējošo elektromehānisko iekārtu tehniskā stāvokļa kontroles praktiskā aprobācija, pamatojoties uz vibrācijas aktivitāti.

Lai atrisinātu promocijas darbā definētos uzdevumus, tika veikta elektromehānisko iekārtu nesagraujošās testēšanas un diagnostikas metožu, paņēmieni un sistēmu izveides darba analīze.

Mehānisko un elektromehānisko iekārtu nesagraujošās testēšanas metožu un matemātisko modeļu izpēte, pamatojoties uz vibrāciju analīzi, ir daudzu pētniecības darbu priekšmets. Tomēr šajos darbos galvenokārt tiek analizēta agregātu ekspluatācijas ilgumu ietekmējošo parametru kontrole, kā arī drošuma izmaiņas prognozēšanas metodes un paņēmieni, pamatojoties tikai uz

mehāniskajiem parametriem. Tomēr nepietiekama uzmanība ir pievērsta mehānisko komponentu vibrācijas kontrolei, ievērojot elektropiedziņas komplekso darbību.

Darba zinātniskā novitāte

1. Izstrādāta rotējošo elektromehānisko iekārtu mezglu tehniskā stāvokļa novērtēšanas metodoloģija, ņemot vērā mehānisko parametru kā reālas vilces elektriskās piedziņas darbības rezultātu analīzi. Mehāniskās diagnostikas parametri ir vibrācijas paātrinājuma un vibrācijas ātruma kopējais līmenis.
2. Pamatojoties uz konstatēto saistību starp diagnostikas pazīmēm un defekta vai darbības traucējumu veidu, tiek piedāvāta pieeja tā noteikšanai.
3. Piedāvāta elektromehānisko iekārtu izturības rezerves novērtēšanas metodoloģija, kas atšķiras ar jutīgāko diagnostikas pazīmju izmantošanu ar iespēju novērtēt iekārtas izturības rezervi mainīgas ārējās slodzes apstākļos.

Darba teorētiskā un praktiskā nozīme

Darba teorētiskā un praktiskā nozīme ietver izstrādātu un pārbaudītu elektromehānisko iekārtu tehniskā stāvokļa noteikšanas metodi, kas paaugstina izmēģinājumā iegūto rezultātu ticamību un efektīvāku izmantošanu konstrukcijas drošuma analīzei. Tas dos iespēju pāriet uz automātisku vilces elektroiekārtu faktiskā stāvokļa kontroli. Pamatojoties uz pētījuma rezultātiem, izstrādāta AS "Rīgas elektromašīnbūves rūpnīca" ražoto vilces motorreduktoru bloku, kas paredzēti uzstādīšanai piepilsētas un reģionālajos elektrovilcienu motorvagonos ar projektēto ātrumu līdz 120 km/h, tehniskā stāvokļa kontroles metodika.

Pētījuma metodes, rezultātu ticamība un validitāte

Šis darbs balstīts teorētisko un eksperimentālo izstrādņu rezultātos, kas izklāstīti piecās nodaļās.

1. nodaļā, pamatojoties uz pētījumiem, sniegts pārskats par esošajām metodēm un paņēmieniem elektromehānisko iekārtu tehniskā stāvokļa monitoringam un diagnostikai. Tiek apskatīti vibrācijas kontroli reglamentējošie standarti.

2. nodaļā analizētas esošās diagnostikas signālu apstrādes metodes, kā arī galveno rotējošo vilces mehānismu defektu izpausmju pazīmes. Tiek apskatīts arī vadības objekts – elektrovilcienu motorvagona motorreduktora bloks. Galvenā uzmanība pievērsta elektromehānisko iekārtu drošuma stāvokļa noteikšanas metodikas izstrādei, ietverot tehniskā stāvokļa informācijas un mērīšanas kontrolsistēmu darbības modeļu un algoritmu, kā arī iekārtu resursa novērtēšanas paņēmienus.

3. nodaļā aprakstīta virtuālās un fiziskās pārbaudes un mērīšanas sistēmas izstrāde, iekļaujot pētījuma priekšmeta aprakstu, ievērojot elektropiedziņas vadības sistēmas aprakstu. Izstrādāts elektropiedziņas matemātiskais modelis, lai noteiktu konstrukcijas maksimālā mehāniskā sprieguma kritiskos punktus. Galvenā uzmanība ir pievērsta elektromehānisko rotējošo iekārtu kompleksas mehānisko un vilces enerģētisko parametru pārbaudes metodikas izstrādei, ietverot tehniskā stāvokļa informācijas un mērīšanas un kontroles sistēmas darbības modeli.

4. nodaļā sniegti pētāmā objekta slodzes ietekmes uz diagnostikas parametru izmaiņu ietekmējošo parametru analīzes rezultāti, kas balstīti iekārtu tehniskā stāvokļa eksperimentālā izpētē, kā arī, izmantojot matemātisko modeli, eksperimentāli pārbaudīta reduktora nesošās konstrukcijas izturības rezerve.

5. nodaļā aprakstīta metodikas praktiskā izmantošana AS “Rīgas elektromašīnbūves rūpnīca” ražošanas vidē. Apkopoti un analizēti vadības objekta (pasażieru elektrovilcienu vilces agregāti, kas paredzēti uzstādīšanai uz motorvagonu ratiņiem) dati, identificēti neaizsargātākie konstrukcijas segmenti, kam nepieciešama tieša vibroaktivitātes stāvokļa kontrole.

Pētījuma pamatā ir:

- 1) mehānisko slodžu noteikšanas, vilces agregātu nesošo konstrukciju izturības rezerves novērtēšanas un elektromehānisko iekārtu darbības novērtēšanas metode, pamatojoties uz iekārtas vibrācijas parametru saistību, mijiedarbību un sekojošu kopīgu analīzi;
- 2) iekārtu stenda testēšanas struktūra un aparatprogrammatūras ieviešana elektromehānisko iekārtu tehniskā stāvokļa noteikšanai;
- 3) eksperimentālā pētījuma rezultāti, kas apstiprina iespēju palielināt pieņemšanas-nodošanas izmēģinājumu efektivitāti un novērtēt elektromehānisko iekārtu izturības rezervi, izmantojot vibrācijas un enerģijas parametrus.

Rezultātu aprobācija

Par darba rezultātiem ziņots deviņās starptautiskās zinātniskās konferencēs.

1. “IEEE 59th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON 2018)”: Investigation of Autonomous Traction Motor Dynamic Using Method of Mutual Loading and Computer Simulation, Riga, Latvia: IEEE, 2018.
2. “16th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA 2019)”: Investigation of Traction Motor Dynamic Using Computer Simulation and Method of Mutual Loading of Two Pair Motors, Varna, Bulgaria: IEEE, 2019.
3. “16th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA 2019)”: Investigation of Electrical Bus Traction Motor Dynamic Using Methods of Physical and Computer Simulation, Varna, Bulgaria: IEEE, 2019.
4. “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.
5. “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.
6. “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.
7. “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, Alanya, Turkey, IEEE, 2022.
8. “8th International Youth Conference on Energy (IYCE 2022)”: Determination of the strength characteristics of traction gears under shock loads, Eger, Hungary: IEEE, 2022.

9. “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, Prague, Czech Republic: IEEE, 2022.

Promocijas darba rezultāti publicēti 12 zinātniskajos rakstos.

1. Dvornikovs, I., Marinbahs, M., Sliskis, O., Ketners, K. Investigation of Autonomous Traction Motor Dynamic Using Method of Mutual Loading and Computer Simulation. In: *2018 IEEE 59th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON 2018): Conference Proceedings*, Latvia, Riga, 12–14 November, 2018. Piscataway: IEEE, 2018, ISBN 978-1-5386-6904-4. e-ISBN 978-1-5386-6903-7. Available from: doi:10.1109/RTUCON.2018.8659827.
2. Dvornikovs, I., Marinbahs, M., Zaremba, J., Groza, E., Ketners, K. Investigation of Traction Motor Dynamic Using Computer Simulation and Method of Mutual Loading of Two Pair Motors. No: *2019 16th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA 2019)*, Bulgaria, Varna, 6–8 June, 2019. Piscataway: IEEE, 2019, ISBN 978-1-7281-1414-9. e-ISBN 978-1-7281-1413-2. Available from: doi:10.1109/ELMA.2019.8771668.
3. Sliskis, O., Dvornikovs, I., Marinbahs, M., Marks, J., Groza, E. Investigation of Electrical Bus Traction Motor Dynamic Using Methods of Physical and Computer Simulation. In: *2019 16th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA 2019)*, Bulgaria, Varna, 6–8 June, 2019. Piscataway: IEEE, 2019, ISBN 978-1-7281-1414-9. e-ISBN 978-1-7281-1413-2. Available from: doi:10.1109/ELMA.2019.8771668.
4. 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.
5. Kobenkins, G., Marinbahs, M., Burenin, V., Zaremba, 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.
6. Kobenkins, G., Marinbahs, M., Zaremba, 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.
7. 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 (ICEEE 2022)*, 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.
8. 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 (IYCE-2022)*, 6–9 July 2022, Eger, Hungary. Available from: doi: 10.1109/IYCE54153.2022.9857535.
 9. 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 (ICECET 2022)*, 20–22 July 2022, Prague, Czech Republic. Available from: doi: 10.1109/ICECET55527.2022.9872590.
 10. 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. (Prezentēts 2022. gada 20. novembrī).
 11. 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. (Prezentēts 2022. gada 1. decembrī).
 12. 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. (Prezentēts 2022. gada 2. decembrī).

1. NODAĻA. SITUĀCIJAS ANALĪZE UN DARBA VIRZIENI

1.1. Vilces elektroaprīkojuma drošuma noteikšana industriālo izmēģinājumu stadijā

Vilces mašīnu un iekārtu ekonomiskā efektivitāte ir tieši atkarīga no to tehniskā stāvokļa. Patlaban industrijā ir plaši izplatīti divi iekārtu apkopes veidi: apkope pēc atteices un apkope atbilstoši reglamentam. Tomēr tas, no vienas puses, izraisa ievērojamu agregātu, t. sk. elektrisko mašīnu konstrukciju, resursu nepietiekamu izmantošanu un, no otras puses, nepietiekami nodrošina to drošumu. Neparedzētas atteices gadījumā uzņēmumam rodas ievērojami ekonomiskie zudumi. Tomēr, kad apkope tiek veikta saskaņā ar reglamentu, tas arī rada papildu izmaksas. Tas ir saistīts ar faktu, ka jebkura “kustība” ietekmē mehānisma kinemātisko attiecību kvalitāti, kas tiek panākta ar dabisko savienojšo komponentu un detaļu piestrādi darbības laikā.

Respektīvi, svarīgākais nosacījums transporta aprīkojuma (it īpaši dzelzceļa transporta) efektīvai darbībai ir tā apakšsistēmu, no kurām galvenā ir vilces elektroiekārtas darbība bez traucējumiem. Viens no iespējamiem variantiem, kā uzturēt augstu sistēmas drošuma līmeni, ir nesagraujošās pārbaudes metožu, paņēmieni un līdzekļu izmantošana vēl industriālo izmēģinājumu posmā. Kompleksu metožu un paņēmieni izmantošana objektu veiktspējas un to tehniskās realizācijas novērtēšanai ir aktuāls uzdevums, jo tā risinājums uzlabos iekārtu kopējo ekspluatācijas efektivitāti. Vilces piedziņa ir sistēma, kas ietver mehāniskās un elektriskās apakšsistēmas, kas apvienotās ar vadības sistēmu.

Elektriskās apakšsistēmas defekti pārsvarā ir piedziņas dzinēju defekti. Biežākie elektrodzinēju defekti (šajā promocijas darbā apskatīts vilces asinhronais motors) [1] – [4]: elektrodzinēja darbība divās fāzēs; starpvijumu īssavienojums; dzinēja statora tinumu pārslodze un pārkaršana; rotora disbalanss; stieņu stiprinājuma norāvums vai atslābums vāveres ratā; nevienmērīga vai mainīga gaisa sprauga starp statoru un rotoru; statora tinumu vai izolācijas bojājumi; statora tinumu deformācija.

Promocijas darba pētījuma objekts ir vilces dzinējreduktora bloks, kas ietver asinhrono elektrodzinēju un vilces reduktoru (turpmāk tekstā DRB), kas ir elektropiedziņas pamata izpildmehānisms.

1.2. Rotējošo elektromehānisko iekārtu tehniskā stāvokļa esošo novērtēšanas un diagnostikas metožu un paņēmieni pārskats

Patlaban liela uzmanība tiek pievērsta sarežģītu tehnisko sistēmu kontrolei un diagnostikai. Par to liecina liels publikāciju skaits un starptautisko standartu *ISO / TC 108* “Vibrācija un trieciens” (*ISO 17359:2003, ISO 13380:2002, ISO 13379:2003, ISO 10816-6:1995, ISO 13373-1:2002, ISO/DIS 13373-2, ISO/DIS 15242-1, ISO 13374-1:2003*) pilnveidošana [5] – [10].

Jebkura kontroles un diagnostikas sistēma darbojas pēc noviržu principa (Salisberija princips). Šajā gadījumā tiek aprēķināta starpība starp diagnostikas parametru faktisko un atsauces vērtību, ko sauc par diagnostikas simptomu. Kļūda, ar ko tiek novērtēta diagnostikas simptoma vērtība, lielā mērā nosaka diagnozes kvalitāti un uzticamību un kontrolētā objekta prognozi.

Kontroles un diagnostikai sistēmu galvenais uzdevums ir novērtēt objektu faktisko stāvokli ekspluatācijas procesā un sniegt patiesu informāciju remonta cikla organizēšanai.

Konkrēta defekta parādīšanās vai attīstība laikā rada enerģijas pārdales starp iegūtā svārstību procesa spektra sastāvdaļām. Iegūtā informācija par svārstību ierosmes procesu fizikālajām pazīmēm un likumsakarībām elektromehāniskās sistēmas struktūrās ļauj kvalitatīvi identificēt diagnostiskās pazīmes, kuru izmaiņa viennozīmīgi liecina par konkrētiem defektiem (defektu sākšanos un attīstību vienā vai citā kinemātiskā pāri vai elektromehāniskā sistēmā) un nodrošina iespēju tos novērtēt.

1.3. Elektromehānisko iekārtu ar dažāda fiziska rakstura darbības procesiem vadības īpašības

Vilces elektriskā piedziņa ir tehniska sistēma, ko izmanto, lai pārveidotu elektrisko enerģiju mehāniskajā enerģijā, lai iedarbinātu mašīnas darba izpildmehānismu. Šajā gadījumā elektriskās piedziņas vadība veic arī šīs darbības kontroles funkciju. Tādējādi divu veidu enerģijas transformācija ir savstarpēji saistīta.

Sistēmā radušās fizikālo parametru svārstības (jaudas, spēku, momentu, ātrumu, paātrinājumu izmaiņas), ko rada gan ārēja ietekme, gan defekti, kas attīstās sistēmas elektromehāniskajā daļā, savstarpēji atspoguļojas mehāniskajos un elektriskajos raksturlielumos. Tas netieši atspoguļojas arī diagnostikas signālos, ko rada šīs dažāda fiziskā rakstura parādības. Šīs izmaiņas ir saistītas ar motora elektromagnētisko griezes momentu, ko nosaka patērētās strāvas vērtība, fāžu spriegums, kā arī rotora, statora materiāla stāvoklis, berzes apstākļi gultņu vairogos un slīdes lielums.

Patlaban praksē plaši tiek izmantotas šādas digitālo signālu apstrādes metodes, lai kontrolētu iekārtu *TS* vibrācijas diagnostikas jomā: *PIC* koeficients; kontrole pēc vibrācijas signāla spektra; pēc apliecošā spektra; pēc triecienimpulsa metodes. Vibrāciju kontroles metodi pēc vibrācijas signāla spektra praktiskās diagnostikas speciālisti parasti uzskata par galveno un efektīvāko [3].

Elektriskās strāvas signālā balstītu vadību bez tehniskām sarežģītībām var ieviest lielākajā daļā elektropiedziņas gadījumu, izmantojot strāvmaiņus, kas ir uzstādīti pārveidotājā. Strāvas signālu izmantošana ir ērta un ļauj kontrolēt vairākus elektrodzinējus. Turklāt strāvas signāla kļūdas ir homogēnas un to neietekmē ārējie faktori [11]. Tādējādi patērētās strāvas spektrālā analīze patlaban ir daudzsoļoša metode gan elektrodzinēju, gan elektromehānisko iekārtu stāvokļa novērtēšanai.

Pētījumi [11], [12] ir parādījuši, ka katrs bojājuma veids ir saistīts ar atbilstošu frekvences komponentu statora fāzes strāvā. Piemēram, asinhronā dzinēja statora strāvas frekvences komponentus var iedalīt divās atsevišķās grupās:

- 1) spektrālās sastāvdaļas: ierosmes frekvences, barošanas tīkla harmonikas; telpiskās harmonikas, kas saistītas ar tinuma telpisko izvietojumu;
- 2) anomālās spektrālās sastāvdaļas: rodas statora darbības traucējumu rezultātā; nepareizas uzstādīšanas rezultāta, kā arī pēkšņas slodzes maiņas rezultātā.

Ritošā sastāva elektriskās piedziņas vadības galvenās īpašības ir:

- 1) DRB kompleksā vadība (četri DRB uz vienu sekciju);
- 2) DRB ārējās slodzes izmaiņas sliežu ceļa nevienadīguma dēļ (t. sk. kustība augšup un lejup), kā arī nevienmērīgas slodzes (attiecībā uz pasažieru skaitu utt.);

- 3) periodiski depo tiek veikta kritiskāko mezglu stāvokļa pārbaude atbilstoši noteiktajam regulējumam.

Vibrācijas kontroles metožu un paņēmieni izmantošana dzelzceļa transportā, vagoniem pārvietojoties pa sliežu, elektriskā piedziņa ir saistīta ar nepieciešamību izolēt noderīgu diagnostikas signālu no dažādiem traucējumiem, ko izraisa, piemēram, triecieni uz gultņu balstiem sliežu nelīdzenumiem un citiem traucējumu avotu dēļ.

1.4. Pirmās nodaļas galvenie rezultāti un secinājumi

1. Iekārtu vadīšanai tiek izmantotas dažādas metodes, tehnikas, modeļi un algoritmi. Visizplatītākās transporta ritošu mezglu tehniskā stāvokļa kontroles sistēmas ir vibrācijas kontroles sistēmas.
2. Savukārt elektriskā piedziņa ir neatkarīga un sarežģīta sistēma, jo tajā notiekošajiem procesiem ir atšķirīgs fiziskais raksturs. Tāpēc, lai novērtētu elektromehānisko iekārtu mehānisko un elektrisko elementu tehnisko stāvokli, vēlams izmantot kompleksus kontroles instrumentus.
3. Esošo diagnostikas metožu, paņēmieni un uz to pamata izveidoto normatīvu dokumentu un standartu apskats liecina par augstu vibrācijas diagnostikas attīstības līmeni.
4. Lai izveidotu efektīvāku vadības paņēmieni, nepieciešams identificēt dažāda fizikālā rakstura vadāmo parametru kopumu, kā arī atrast un pamatot to savstarpējo saistību.

2. NODAĻA. ELEKTROMEĀNĪSKO IEKĀRTU TEHNISKĀ STĀVOKĻA INTEGRĒTAS KONTROLES METOŽU IZMANTOŠANA

Vilces elektromehānisko iekārtu komplektu (turpmāk – EIK) tehniskā stāvokļa kontroles metožu un paņēmieni uzdevumi paredz:

- 1) kontroles objekta tehniskā stāvokļa noteikšanu noteiktā laikā. Attiecībā uz EIK vēlams kontrolēt konkrētu mezglu vai elektriskās daļas konstrukcijas elementus, kā arī atsevišķu (mehāniskās daļas) kustību pārveidotāju stāvokli;
- 2) šo mezglu viena no iespējamiem nākotnes stāvokļiem prognozēšana.

Objekta tehniskā stāvokļa novērtēšana balstās diagnostikas pazīmju salīdzinājumā ar to sliekšņa vērtībām. Viena veida montāžas vai konstrukcijas elementa (piemēram, DRB korpusa) stāvokļa novērtēšanas gadījumā ir jānosaka konstrukcijas robežvērtības. Novērtējot EIK, kurā ir vairāku veidu mezgli vai strukturālie elementi ar dažāda fizikālā rakstura darbības procesiem, diagnostikas pazīmes robežvērtību noteikšanas uzdevums kļūst daudz sarežģītāks.

2.1. Elektromehānisko iekārtu galveno komponentu defektu pazīmju analīze

Visas galvenās defektu un elektrodzinēju normālas darbības nosacījumu traucējumu pazīmes ir apkopotas 2.1. tabulā [13].

2.1. tabula

Asinhrono dzinēju galvenie defekti

Defekts	Zemfrekvences vibrācija	Augstfrekvences vibrācija	Statora strāvas analīze
Statora tinumu defekti	+	+	+
Rotora defekti	+	+	+
Statiskais gaisa spraugas ekscentriskums	+	+	+
Dinamiskā gaisa spraugas ekscentriskums	+	+	+
Barošanas sprieguma nelīdzsvarotība	+	-	+
Nelineārie sprieguma kropļojumi	+	+	+

Kā minēts 1.1. apakšnodaļā, promocijas darba pētījuma objekts ir sērijveida DRB. AS “Rīgas elektromašīnbūves rūpnīca” tika veikta vairāku DRB (objekta detalizēts apraksts sniegts 5.1. nodaļā) paraugu darbības traucējumu un to izpausmes ārējo pazīmju (t. sk. stāvokļa parametru) analīze. Analīzes pamatā bija izmēģinājumu aktu statistiskie dati, kuros tika fiksēta informācija par konstatētajām neatbilstībām. Analīze ietver datus par laika posmu no 04.01.2018. līdz 31.01.2022.

Neskatoties uz uzskaitītajiem mehānisko bojājumu cēloņiem, lielākā daļa no tiem ir tieši saistīti ar elektrisko piedziņu. Ritošā sastāva elektroviļcienu darbības traucējumu pilnīgas ainas analīze parādīja, ka ir nepieciešams ieviest mehānisko komponentu (t. sk. riteņu pāru un vilces

DRB) tehniskā stāvokļa kontroli, jo šie elementi ir elektriski savienoti vienotā enerģijas plūsmā (elektriskā un mehāniskā), kas cirkulē elektropiedziņā. Vilces DRB galvenie raksturlielumi apkopti 5.1. tabulā.

2.2. Diagnostikas signālu apstrādes un iekārtu tehniskā stāvokļa novērtēšanas metodes

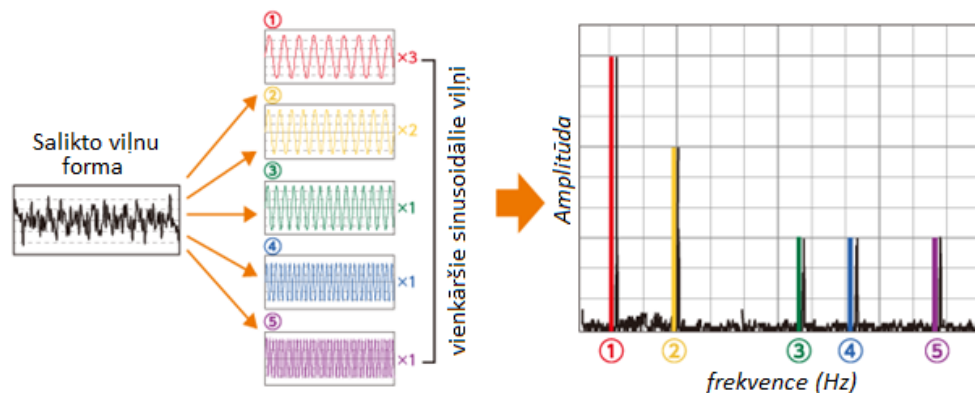
Vibrācijas kontroles pamatnoteikumi. Būtisku vibrācijas signālu frekvenču aprēķins

Patlaban galvenais vibrācijas kontroles ievades parametrs ir mezgla vibrācijas frekvences spektrs (vibrācijas ātrums, vibrācijas paātrinājums un vibrācijas nobīde). Spektrālās analīzes pamatā ir signāla frekvenču raksturīgāko un jutīgāko apgabalu atlase.

Lai iegūtos mērījumus sadalītu frekvenču spektrā un identificētu visas to frekvenču amplitūdas, kurās rodas defekti, tiek izmantota ātrās Furjē transformācijas metode (turpmāk tekstā *FFT* (angļu val. *Fast Fourier Transformation*)).

Vibrācijas var iedalīt trīs veidos, pamatojoties uz cilvēka uztveri: “lēna kustība un redzama”; “neredzama, bet jūtama pieskaroties”; “nejūtama pieskaroties, bet dzirdama kā anomāls troksnis”.

Spektrālās analīzes uzdevumu risināšana, izmantojot *FFT*, ļauj noteikt atsevišķu vibrācijas komponentu ieguldījumu kopējā vibrācijas attēlā. Ar *FFT* palīdzību vibrācijas signāls tiek sadalīts vienkāršākajās tā dažādu frekvenču un amplitūdu svārstību komponentēs [14] – [24]. *FFT* ir analīzes metode, kuras pamatā ir vibrācijas viļņu forma. Parasti viļņu formas ir sarežģītas un grūti analizējamas. *FFT* viļņu formas tiek sadalītas uz diskrētu sinusoidālu viļņu sērijuās (2.1. att. diagramma kreisajā pusē) un izdalot katru signālu atsevišķi (2.1. att. diagramma labajā pusē).



2.1. att. *FFT* grafiskā interpretācija. [18]

Jo lielāks ir mašīnas rotācijas ātrums, jo augstākas būs vibrācijas frekvences, jo lielākam jābūt izmērītajam frekvenču diapazonam ar mērķi aptvert vibrācijas augstākās frekvencēs.

Mašīnās, kas sastāv no mehānismiem, kuros ir lāpstas, zobratu savienojumi, rullīšu un lodīšu gultņi, izmērītās frekvenču diapazona maksimālo frekvenci izvēlas ar trīskārtēju reizinājumu, piemēram, no “lāpstu” skaita (tas pats attiecināms uz gultņiem un zobratu savienojumiem) ar iekārtas rotācijas ātrumu. Aprēķinos iegūtā maksimālā frekvence tiek izvēlēta kā izmērītā

frekvenču diapazona maksimālā frekvence. Parasti mērījums šādā frekvenču diapazonā ļauj iegūt visu nepieciešamo informāciju par mašīnas vai mehānisma stāvokli [24].

Lai analizētu iegūto vibrācijas signāla spektru, ir jāzina, kādas vibrācijas un ar kādu frekvenci rodas, parādoties konkrētam defektam. Visizplatītākās vibrācijas signālu spektra sastāvdaļas ir šādas [24]: reversā frekvence; harmonikas; subharmonikas; rezonanses frekvences; neharmoniskas vibrācijas; sāņjoslas vai platjoslas troksnis.

Reģistrējot zobratu radītos vibrācijas signālus, jāņem vērā to darbības galvenās raksturīgās pazīmes, kas aprakstītas [3]. Piemēram, kad parādās zobratu defekti, ne tikai palielinās zobratu harmonikas amplitūda, bet blakus zobratu frekvencei parādās arī sānu harmonikas.

Frekvences nobīde starp zobratu harmonikas galveno maksimumu un sānu harmoniku norāda, kuram pārnesei var attīstīties defekts. Ja frekvences nobīde ir vienāda ar ieejas vārpstas apgriezto frekvenci, tad defekts atrodas uz tā, ja nobīde ir vienāda ar izejas vārpstas apgriezto frekvenci, tad defekts atrodas uz attiecīgās vārpstas. Dažkārt pastāv iespēja sānu harmonikām parādīties abās vārpstās, šajā gadījumā defektīvākā būs vārpsta, kuras sānu harmoniku kopai būs lielākās amplitūdas [25].

Dažādu zobratu defektu izpaušmes frekvences ir saizes frekvences (F_z), kā arī ieejas un izejas vārpstas rotācijas frekvences (F_{r1} un F_{r2}) summa. Saizes frekvenci F_z nosaka pēc 2.1. formulas [3]:

$$F_z = Fr_n z_n, \quad (2.1.)$$

kur z_n – lielākais zobu skaits zobu pāri;

Fr_n – riteņa ar lielāko zobu skaitu rotācijas frekvence, Hz.

Harmoniskā amplitūda pie pārnesei frekvences parasti ir ļoti jutīga pret slodzi. Analizējot vibrācijas signālu spektrus, lielākā uzmanība jāpievērš [3]:

- sānu harmoniku klātbūtnei vibrācijas spektrā pie zobrata harmonikas no galvenās pārnesei frekvences, kas atrodas pa kreisi un pa labi no maksimumvērtības F_z , frekvences spektrā;
- šo pārnesei frekvences sānu harmoniku amplitūdas relatīvajam lielumam attiecībā pret galvenās zobrata frekvences maksimuma amplitūdu;
- zoba frekvences sānu harmoniku maiņas frekvences soļa vērtībai: tas ir, cik daudz tās ir nobīdītas viena pret otru un attiecībā pret galveno harmoniku;
- raksturīgā “baltā trokšņa” klātbūtnei spektrā pie zobrata frekvences, tā vidējam līmenim attiecībā pret pašas pārnesei frekvences harmoniku, relatīvajam jaudas līmenim, kas koncentrēts katrā izcīlnī;
- pīķu un “baltā trokšņa” klātbūtnei spektrā visās pārējās vibrācijas spektra frekvenču joslās, kas atrodas apgabalos, kas relatīvi var būt arī nesaistīti ar pārnesei frekvenci.

2.2. tabulā apkopoti pārnesei defekti un to frekvences vērtības [26].

Pārnesumu transmisijas defekti

Pārnesuma defekts	Pamatdefekta frekvence	Harmonikas	Defekta attīstība
Zobratu pāra nodilums (ieejas vārpstas defekts)	$F_z, F_z \pm k \cdot F_{r1}$	3 sānu harmonikas, nepāra	“Baltā trokšņa”
Zobratu pāra nodilums (izejas vārpstas defekts)	$F_z, F_z \pm k \cdot F_{r2}$	+ (4–5 sānu harmonikas)	“Baltā trokšņa”
Zobratu ekscentriskums	$F_z \pm k \cdot F_{r1}$ vai $F_z \pm k \cdot F_{r2}$	$k = 1, 2, 3, 4, 5, \dots$	Sānu harmonikas paaugstināšanos
Pārnesumu novirze	$k \cdot F_z$	$k = 1, 2, 3$	Sānu harmonikas parādīšanās
Ieplaisājis (salauzts) zobs	Laika signālu analīze	–	Oscilogrammā ir iespējams izsekot triecienamplitūdas

Uztvertā signāla maksimālā frekvence vadāmiem pārnesumiem var būt diezgan augsta. Pētītajam objektam ar maksimālo apgriezību skaitu – 4 653, frekvences vērtība sasniedz 1,94 kHz pirmajai un lielākās slodzes pārnesuma pakāpei ($z = 25$) un 860,1 Hz izejas pakāpei ($z = 61$).

2.3. Otrās nodaļas galvenie rezultāti un secinājumi

Atkarībā no diagnostikas eksperimenta veida un formas izšķir testa, funkcionālās un funkcionālās diagnostikas sistēmas. Testa diagnostikas sistēmās ietekme uz diagnosticēto objektu rodas no diagnostikas rīkiem. Funkcionālās diagnostikas sistēmās iedarbība uz diagnosticēto objektu tiek realizēta pēc funkcionēšanas darba algoritmiem.

Pēc vibrācijas signāla reģistrēšanās veida izšķir sistēmas ar paralēlo un virknes mērījumu. Kā liecina prakse, nav vēlams samazināt mērījumu punktu skaitu un līdz ar to arī vibrācijas sensoru skaitu, jo starp dažādiem mērījumu punktiem nav izteiktas korelācijas [27].

Ir iespējams palielināt diagnozes ticamību, samazinot instrumentālās, metodoloģiskās un subjektīvās kļūdas. Instrumentālo kļūdu iespējams samazināt, izmantojot vibrācijas diagnostikas sistēmā mēraparatūru ar augstākiem metroloģiskajiem raksturlielumiem. Samazināt metodoloģisko kļūdu iespējams, izmantojot modernākus algoritmus un diagnostikas tehnoloģijas. Lai novērstu subjektīvo kļūdu (cilvēcisko faktoru), ir pilnībā jāizslēdz operatora ietekme.

3. NODAĻA. VILCES DRB STATISKĀS IZTURĪBAS NOTEIKŠNA MOTORRATIŅU SASTĀVĀ

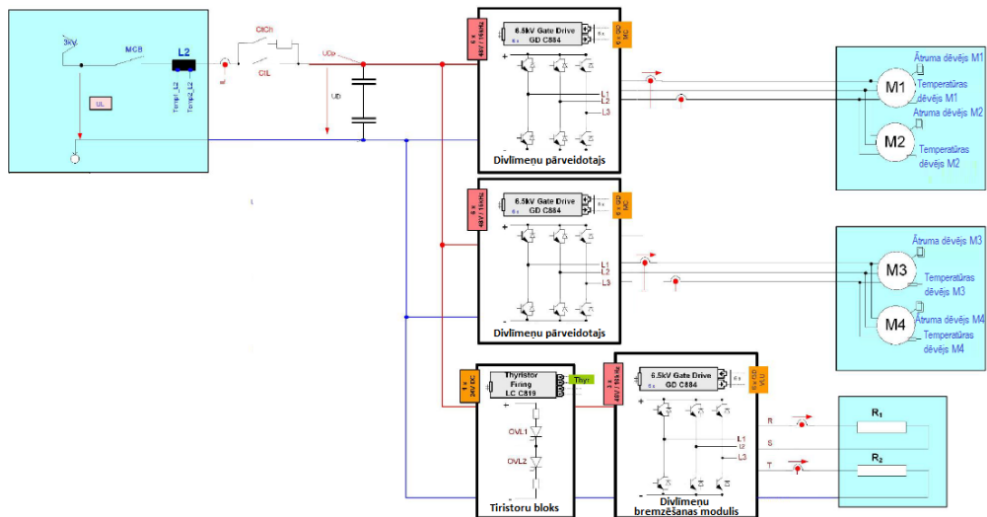
3.1. Elektromehāniskās piedziņas sistēmas modeļa izstrāde

Vilces DRB piedziņas darbība gandrīz visu laiku notiek dinamiskos režīmos. Intensīva elektriskās enerģijas pārvēršana mehāniskajā enerģijā uz vilces dzinēja vārpstas, kinētiskās enerģijas pārvešana DRB elementos un “DRB-riteņpāris” elastīgajā sistēmā nosaka slodžu nepārtrauktību. Dinamisko slodžu lielums, kas rodas DRB konstruktīvajos elementos, ir atkarīgs no piedziņas enerģijas un kinemātiskajiem raksturlielumiem: dzinēja jaudas; rotora rotācijas ātruma un paātrinājuma; rotācijas vienību inerces un ārējās ietekmes, tostarp triecienslodzes uz riteņpāra.

Lai izpētītu ārējo apstākļu un piedziņas raksturlielumu (kinemātisko un enerģētisko) ietekmi uz DRB elementu slodzi, nepieciešams izstrādāt vilces piedziņas modeli, kas ir vienota elektromehāniskā sistēma, kurā elektriskās un mehāniskās daļas atrodas dinamiskā nepārtrauktā mijiedarbībā.

3.2. DRB elementu statiskās izturības izpēte

3.1. attēlā redzama piepilsētas elektrovilcienu motorvagona funkcionālā elektriskā shēma. Katram motorvagonam (11 vagonu sastāvā ir pieci motorvagoni) ir divi motorratiņi, no kuriem katrs ietver divus DRB un kuru vadības funkciju izpilda vilces pārveidotājs.



3.1. att. Vilces DRB vadības shēmas motorvagona sastāvā [28].

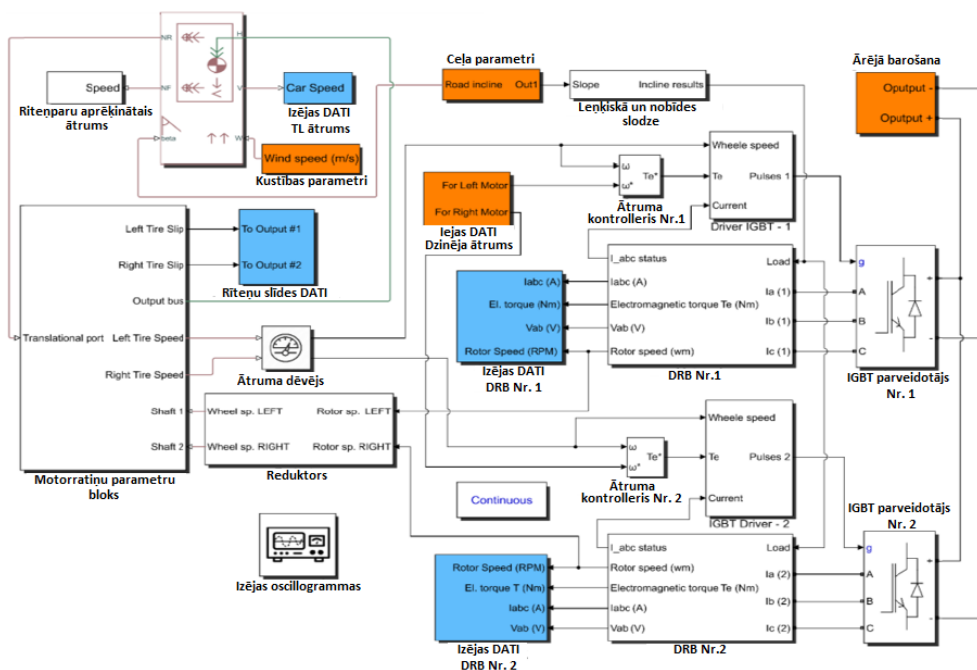
“L2” – tīkla reaktors;

“M1” un “M2” – vilces DRB motorratiņos Nr. 1; “M3” un “M4” – vilces DRB motorratiņos Nr. 2;

“R1” un “R2” – bremzēšanas rezistori.

Funkcionāli rūpniecisko izmēģinājumu ietvaros motoru sekciju izveido kā divu DRB sistēmu ar diviem asinhroniem motoriem, kas savstarpēji savienoti “dzinējs-ģenerators” sistēmā

ar dubultu vadību. Vadības funkciju izpilda vilces pārveidotāju uz *IGBT* tranzistoriem. Programmā *MATLAB Simulink* izveidotā izmēģinājumu stenda elektromehāniskās sistēmas blokshēma redzama 3.2. attēlā [28].



3.2. att. Pētāmā DRB pāra matemātiskā modeļa realizācija programmā *MATLAB Simulink*.

Atsauces signāls U_{input} tiek padots uz ātruma regulatoru VR , no kura kļūdas signāls tiek padots strāvas regulatoram IR caur I_{MAX} ierobežojošo bloku (strāvas nogriešana). Strāvas regulators IR dod atskaites signālu sprieguma regulatoram UR , no kuras izejas nonāk *IGBT* pārveidotājā, kas baro slogojoša dzinēja tinumu (“Izējas DATI / DRB Nr. 1”), kas, kontrolējot strāvu tinumā, nosaka spriegumā vērtību ķēdē. Pēc tam spriegums tiek pievadīts slodzes dzinējam (“Izējas DATI / DRB Nr. 2”), ko attēlo atgriezeniskā saite. Atgriezeniskās saites signāli, kas ir proporcionāli ātrumam, strāvai un spriegumam, caur devējiem VS , IS un US tiek pārraidīti uz attiecīgajiem regulatoriem [28] – [32].

Iegūtie pārejas procesa parametri nominālo parametru sasniegšanai savstarpēji noslogotam DRB pārim redzami 3.3. attēlā, un piedziņas vilces jaudas enerģijas raksturlielumi – 3.4. attēlā, elektrovilciens izejas griezes momenta ciklogramma – 3.5. attēlā. Modeļa sākotnējā pārbaude tika veikta divos posmos.

Pirmais posms: dzinēja iedarbināšana ar ātrumu $0,5 \omega_{nom}$ ar slodzes momentu $M_c = 0,3 M_{nom}$ un piedziņas bloķēšana ar $M_{stop} = 2 M_{nom}$. Tika reģistrētas motoru M_d , zobratu vārpstu $S_2 M_{s-g} = M_{12}$ un riteņpāru $M_{2w} = M$ maksimālās M_{max} un integrālās $\int M_d$ vērtības.

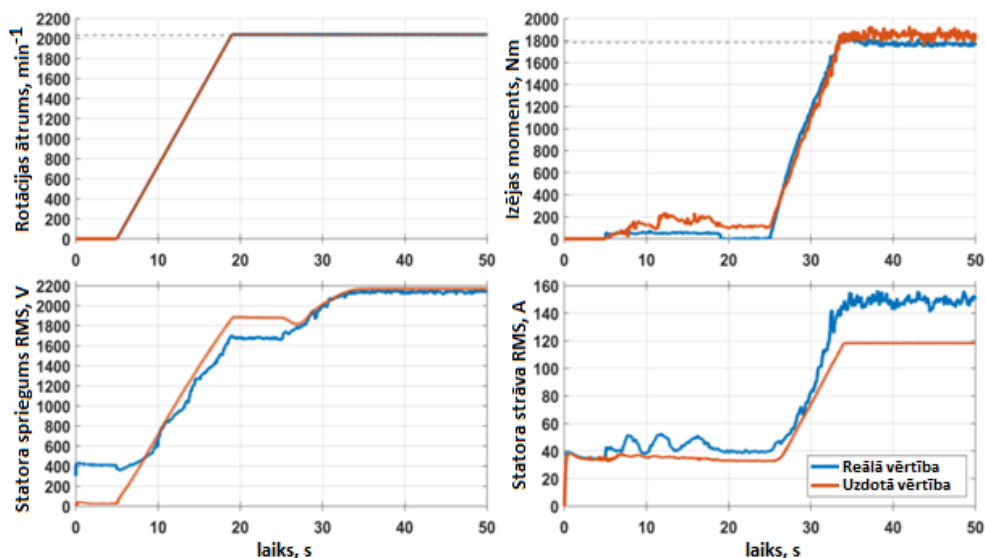
Otrais posms: motora iedarbināšana ar ātrumu $0,5 \omega_{nom}$ ar slodzes momentu $M_c = M_{nom}$ un apstāšanās ar $M_{stop} = 2 M_{nom}$.

Sākotnējās shēmas darbības pārbaudes rezultāti DRB pāra iedarbināšanas un apturēšanas režīmos ar dažādām slodzēm parādīja:

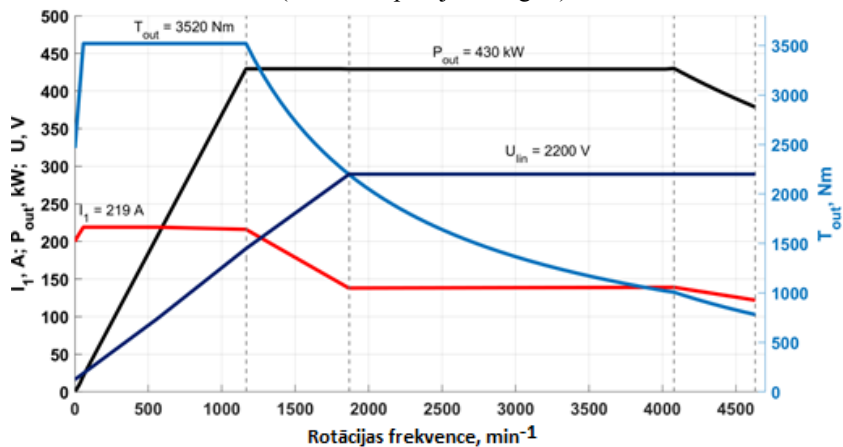
- starta režīmā ar $M_c = 0,3 M_{nom}$ dzinēja slodze ir vislielākā integrālo un maksimālo vērtību izteiksmē, to minimālās vērtības ir uz izejas vārpstu;

- sakummomentā ar $M_c = M_{nom}$ dzinēja slodze ir vislielākā, bet minimālā vērtība ir uz zobrata vārpstas S_2 ;
- slodzes, kas rodas uz zobrata vārpstas S_2 un uz riteņpāra vārpstas palaišanas režīmos ar $M_c = 0,3 M_{nom}$ un $M_c = M_{nom}$ ir salīdzināmas un praktiski neatšķiras;
- integrētie slodzes momenta rādītāji uz zobrata vārpstas S_2 bloķēšanas režīmā ir par 15–30 % lielāki, salīdzinot ar motoru, un ir atkarīgi no riteņpāra izejas vārpstas slodzes momenta;
- zobrata vārpstas S_2 integrālā slodze ir mazāka nekā riteņpāra izejas vārpstai, starpība ir 7 %, zobrata vārpstas S_2 maksimālās slodzes vērtība ir par 3 % mazāka nekā izejas vārpstai.

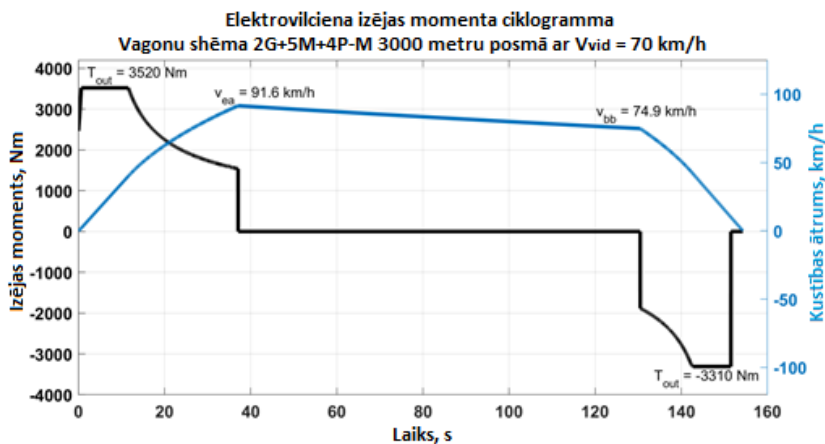
Dzinēja vārpstas ātruma, strāvas un griezes momentu oscilogrammas vilces režīmā redzamas 3.3., 3.4. un 3.5. attēlā.



3.3. att. Pārejas process, elektrodzinējam sasniedzot nominālos parametrus (DRB ir abpusēji noslogoti).



3.4. att. Elektropiedziņas vilces enerģētiskie raksturlielumi.



3.5. att. Elektrovilciena izējas momenta ciklogramma ar 380 kW DRB.

3.3. DRB konstrukcijas mehānisko spriegumu aprēķins

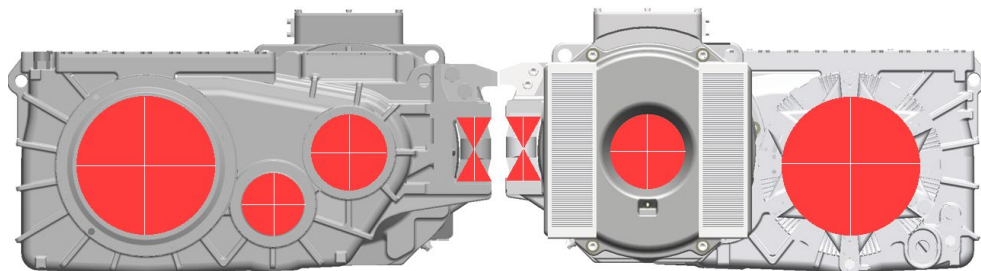
Simulācijas fizisko apstākļu noteikšana. Veiktie piedziņas izpildmehānismu elementu slodzes pētījumi, kas veikti uz DRB elektromehāniskā modeļa, ļāva noteikt maksimālās slodzes, kas rodas uz DRB korpusa dinamiskos režīmos. Tāpēc ir nepieciešams aprēķināt sprieguma – deformācijas stāvokli statiskās slodzes modelī. Šim nolūkam tiek izmantota *FEMAP* statiskās stiprības analīze. Modelis izmanto šādu koordinātu sistēmu:

- X: gareniskā ass (pozitīvs pa kreisi);
- Y: šķērsass;
- Z: vertikālā ass.

Nākamais solis ir materiāla īpašību iestatīšana. Korpusis izgatavots no strukturālā kaļamā čuguna *EN-GJS-350-22-LT* ar šādām stiprības īpašībām [33]:

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

Iegūtais modelis korpusa sprieguma – deformācijas stāvokļa analīzei redzams 3.6. attēlā.



3.6. att. DRB korpusa galīgo elementu modeļa tīkls.

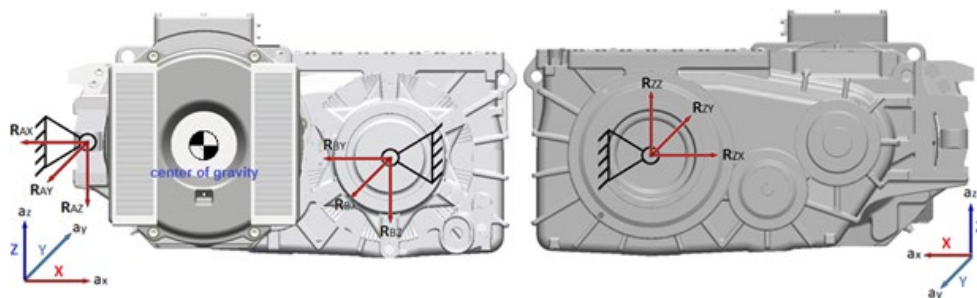
Veikto aprēķinu rezultātā, veicot tālāku analīzi, bija iespējams konstatēt, ka sēdvirsmā ir lielākā sprieguma koncentrācijas vieta.

Spēki, kas rodas zobu saķēdējuma rezultātā, rada reakcijas spēkus gultņos saskaņā ar 3.1. tabulā sniegtajiem datiem.

Modeļa ievaddati

Parametrs	Apzīmējums	Vērtība
Vilces dzinēja vārpstas jauda ilgstošajā režīmā (kW)	P_N	380
Dzinēja maksimālais palaišanas griezes moments (Nm)	M_{max}	3 551
Dzinēja nominālais palaišanas griezes moments (Nm)	M_N	1 176
Maksimālais sajūga slīdēšanas griezes moments (Nm)	M_s	11 000
Rotora ātrums, maksimālā konstruktīvā vērtība (min^{-1})	n	4 774
Paātrinājuma pielikšanas vieta	paātrinājuma virziens	paātrinājuma vērtība, g
Paātrinājums uz reduktora un dzinēja korpusiem, izturības noteikšanai (g)	vertikāli	15
	šķērsvirziena	15
	gareniski	15
Paātrinājums uz reduktora un dzinēja korpusiem, noguruma noteikšanai (g)	vertikāli	5,4
	šķērsvirziena	4,7
	gareniski	2,5

Modelis ietver vilces reduktora un dzinēja korpusu sistēmu. Statora elektriskā daļa tiek aizstāta ar svaru smaguma centrā (3.7. att.). Vilces sailentbloki tiek aizstāti ar atspēru elementiem. Galīgo elementu izmēri svārstās no 6 līdz 12 mm. Modelis ietver 773 125 elementus un 1 296 304 mezglu. Konstruktijas modelis sastāv no “TETRA 10” un “Atspēres” tipa galīgiem elementiem [33].



3.7. att. DRB stiprinājuma shēma I, II, III slodzes režīmiem.

DRB konstrukcijas statiskās stiprības noteikšanu eksperimenta ietvaros realizē trīs režīmos ar tiešo un atpakaļgaitas griešanās virzienu katrā režīmā.

I režīms (tiešais rotācijas virziens)

I režīms tiek aprēķināts dzinēja maksimālajam griezes momentam, iesākot kustību ar 3551 Nm. Griezes moments tiek pārnests uz zobratu ar šādiem spēkiem:

- tangenciālais spēks $F_t = 2M_{rot} / D_0 = 49\,891$ N;
- radiālais spēks $F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta = 18\,800$ N, kur $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 15^\circ$;
- aksiālais spēks $F_a = F_t \cdot \tan \beta = 13\,368$ N, kur $\beta = 15^\circ$ (spēku eksplikācija un D_0 izmēra grafiskais skaidrojums – 1. un 2. pielikumā).

3.2. tabulā redzamas slodzes vērtības 1., 2. un 3. pārnese gultņos koordinātu sistēmā.

Slodzes vērtības 1., 2. un 3. pakāpes gultņos koordinātu sistēmā

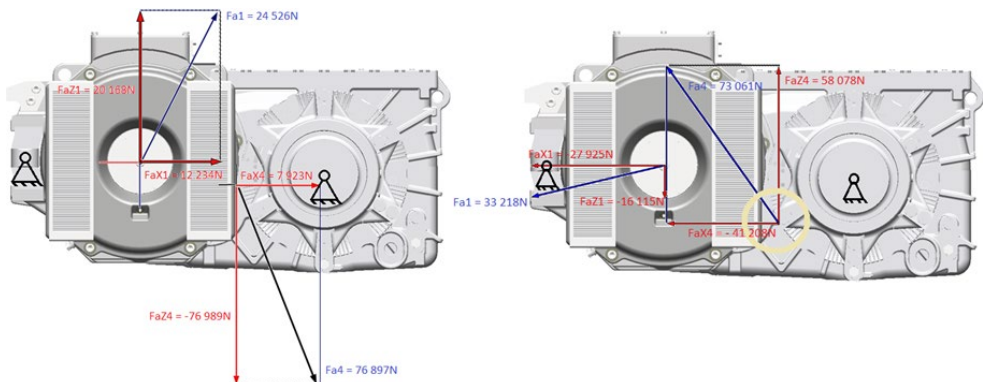
Gultņa Nr.	Spēks [N]						
	x'		y'	z'		xz'	
Virziens	tiešās rotācijas virziens	atpakaļgaitas rotācijas virziens	tiešās rotācijas virziens / atpakaļgaitas	tiešās rotācijas virziens	atpakaļgaitas rotācijas virziens	tiešās rotācijas virziens	atpakaļgaitas rotācijas virziens
1. pakāpe							
B1	11 876	-27 763	0	20 301	-15 391	23 478	31 746
B2	-31	-14 993	0	29 979	-18 283	29 973	23 649
B3	0	0	13 389 / - 13 389	0	0	0	0
2. pakāpe							
B4	7 847	-41 149	-21 060 / - 21 878	-77 050	57 861	77 436	70 982
B5	-27 093	27 361	28 832 / 19 017	-65 999	44 047	71 276	51 853
3. pakāpe							
B6	0	0	-31 293 / - 21 078	0	0	0	0
B7	0	0	10 154 / 42 221	0	0	0	0

Šīs režīms ietver arī triecienus visos X, Y un Z koordinātu virzienos ar paātrinājumiem:

$$a_x = \pm 15 \text{ g}; a_y = \pm 15 \text{ g}; a_z = \pm 15 \text{ g}.$$

I režīms (tiešās un atpakaļgaitas rotācijas virziens)

3.8. attēlā redzamas radiālās, aksiālās slodzes, kā arī gultņu inerciālā radiālā slodze un paātrinājuma spēka reakcija gultņu labirintos modelētājam I režīmam ar tiešu rotācijas virzienu.



3.8. att. Radiālā slodze 1. un 4. gultnī I režīmā.

II režīms (tiešās un atpakaļgaitas rotācijas virziens)

II režīms tiek aprēķināts dzinēja maksimālajam sākuma griezes momentam, iesākot kustību ar 11 000 Nm. Griezes moments tiek pārņemts uz zobratu ar šādiem spēkiem [33]:

- tangenciālais spēks $F_t = 2M_{\text{rot}} / D_0 = 154\,549\text{ N}$;
- radiālais spēks $F_r = F_t \cdot \tan\alpha / \cos\beta = 58\,235\text{ N}$, kur $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 15^\circ$;
- aksiālais spēks $F_a = F_t \cdot \tan\beta = 41\,411\text{ N}$, kur $\beta = 15^\circ$.

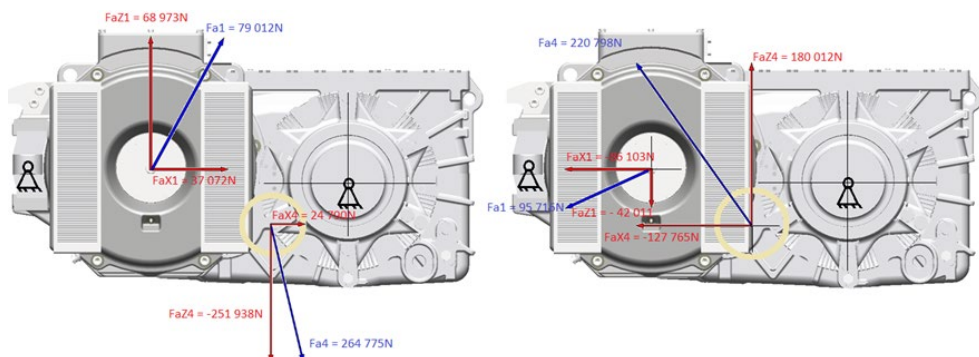
3.3. tabulā redzamas slodzes vērtības 1., 2. un 3. pārneseļa gultņos koordinātu sistēmā.

3.3. tabula

Slodzes vērtības 1., 2. un 3. pakāpes gultņos koordinātu sistēmā

Gultņa Nr.	Spēks [N]						
	x'		y'	z'		xz'	
Virziens	tiešās rotācijas virziens	atpakaļgaitas rotācijas virziens	tiešās rotācijas virziens / atpakaļgaitas rotācijas virziens	tiešās rotācijas virziens	atpakaļgaitas rotācijas virziens	tiešās rotācijas virziens	atpakaļgaitas rotācijas virziens
1. pakāpe							
B1	36 731	-86 102	0	68 531	-41 931	77 734	95 667
B2	-103	-46 513	0	90 793	-58 612	90 799	74 795
B3	0	0	41 439 / -41 439	0	0	0	0
2. pakāpe							
B4	24 317	-127 397	-65 054 / -67 979	-238 039	179 967	239 278	220 473
B5	-283 376	84 743	89 145 / 43 867	-203 534	137 399	219 931	161 436
3. pakāpe							
B6	0	0	-97 101 / -65 073	0	0	0	0
B7	0	0	31 673 / 131 117	0	0	0	0

3.9. attēlā redzamas radiālās, aksiālās slodzes, kā arī gultņu inerciālā radiālā slodze un paštrinājuma spēka reakcija gultņu labirintos modelētājam II režīmam.



3.9. att. Radiālā slodze 1. un 4. gultņī II režīmā.

III režīms (tiešās un atpakaļgaitas rotācijas virziens)

III režīms tiek aprēķināts dzinēja griezes momentam 1176 Nm ar triecieniem. Radušos spēku lielums ir vienāds ar [33]:

- tangenciālais spēks $F_t = 2M_{\text{rot}} / D_0 = 24\,953\text{ N}$;
- radiālais spēks $F_r = F_t \cdot \text{tg}\alpha / \cos\beta = 9\,402\text{ N}$, kur $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 15^\circ$;
- aksiālais spēks $F_a = F_t \cdot \text{tg}\beta = 6\,686\text{ N}$, kur $\beta = 15^\circ$.

Šis režīms ietver triecienu visos X, Y un Z koordinātu virzienos ar paātrinājumiem:

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

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

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

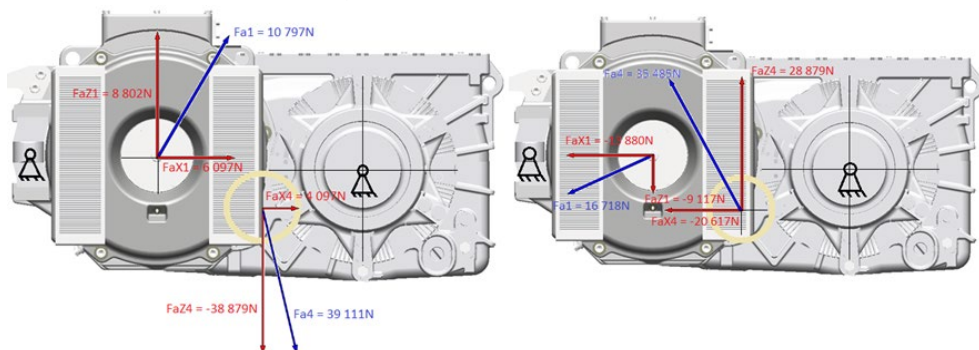
3.4. tabulā redzamas slodzes vērtības 1., 2. un 3. pārnesuma gultņos koordinātu sistēmā.

3.4. tabula

Slodzes vērtības 1., 2. un 3. pakāpes gultņos koordinātu sistēmā

Gultņa Nr.	Spēks [N]						
	x'		y'	z'		xz'	
Virziens	tiesās rotācijas virziens	atpakaļgaitas rotācijas virziens	tiesās rotācijas virziens / atpakaļgaitas rotācijas virziens	tiesās rotācijas virziens	atpakaļgaitas rotācijas virziens	tiesās rotācijas virziens	atpakaļgaitas rotācijas virziens
1. pakāpe							
B1	6 103	-14 179	0	9 102	-9 143	10 757	16 701
B2	-102	-7 573	0	15 997	-8 759	15 625	11 687
B3	0	0	6 902 / -6 902	0	0	0	0
2. pakāpe							
B4	4 079	-20 876	-10 729 / -10 998	-38 943	28 876	39 046	35 514
B5	-13 543	13 734	14 703 / 7 103	-33 477	21 918	35 984	26 001
3. pakāpe							
B6	0	0	-16 901 / -11 002	0	0	0	0
B7	0	0	32 137 / 21 993	0	0	0	0

3.10. attēlā redzamas radiālās, aksiālās slodzes, kā arī gultņu inerciālā radiālā slodze un paātrinājuma spēka reakcija gultņu labirintos modelētājam III režīmam.



3.10. att. Radiālā slodze 1. un 4. gultņī III režīmā.

3.4. Trešās nodaļas galvenie rezultāti un secinājumi

1. Izstrādāts vilces piedziņas modelis, kas ir vienota elektromehāniska sistēma, kurā elektriskās un mehāniskās daļas atrodas nepārtrauktā mijiedarbībā.
2. Izstrādātais modelis ļauj pētīt maksimālās un integrālās slodzes rādītājus uz visvairāk noslogotajiem transmisijas elementiem – zobratu vārpstām: primārā vārpsta i_1 : $z = 25$, $m = 5,5$; starpvārpsta i_2 : $z = 26$, $m = 7$; i_3 : $z = 56$, $m = 5,5$; izejas vārpsta i_4 : $z = 61$, $m = 7$.
3. Simulācijas laikā tika konstatēts, ka zobratu vārpstas integrālās slodzes vērtība $z = 61$, $m = 7$ ir par 24,7 % mazāka nekā primārajā posmā. Primārā vārpsta $z = 25$, $m = 5,5$ ir visvairāk noslogotais elements piedziņas pānesumkārbā.
4. Izstrādāts pānesumkārbas korpusa galīgo elementu modelis zobrata vārpstas griešanās punktos. Atrastas maksimālo slodžu vietas, spriegumu aprēķins tiek veikts, ņemot vērā maksimālās vērtības. Maksimālie spriegumi ir koncentrēti 7. gultņa rotācijas sēdvietas zonā. Modeļa ticamību apliecina analītisks risinājums.

4. NODAĻA. SLODZES IETEKME UZ MOTORREDUKTORA NESOŠO BALSTELEMENTU RESURSU

4.1. Vilces reduktora korpusa izturības rezerves novērtējums pēc pieļaujamiem spriegumiem

Piedzīņas darbībai galvenokārt ietver divi režīmi paātrināšanas un bremzēšanas. Slodzes, kas šajos režīmos rodas uz DRB elementiem, nosaka to nodiluma intensitāti. Tāpēc ir jāzina mehāniska sprieguma lielums, kas parādās uz DRB elementiem, kad tiek konstatētas norādītās slodzes, un korpusa spēja pretoties sabrukšanai. Tālāk tiek aplūkota slodzes maiņa uz DRB korpusa dažādos darbības režīmos, kā viens no pārbaudes režīmiem ir riteņpāra bloķēšana. Analīzē tika izmantots izstrādātais elektropiedzīņas modelis un reduktora korpusa galīgo elementu modelis.

Spriegumu aprēķini uz zobrata vārpstas posma parādīja, ka to vērtības svārstās no 6 686N līdz 41 411N un ir atkarīgas no mehānisma darbības režīmiem. Lai novērtētu slodžu ietekmes pakāpi uz korpusa resursu, ir jānosaka elementa spēja izturēt noguruma atteici dažādos mehānisma līmeņos.

Izturības rezerves jeb stiprības novērtējums pēc pieļaujamiem spriegumiem tiek veikts, aprēķinot iespējami nelabvēlīgākās vienlaikus darbojošos standarta slodžu kombinācijas gadījumiem atbilstoši projektēšanas režīmiem. Kopējie spriegumi, kas iegūti aprēķina rezultātā, nedrīkst pārsniegt 4.1. tabulā redzamās pieļaujamās vērtības attiecīgajiem simulētajiem režīmiem (σ_y – EN-GJS-350-22-LT materiāla plūstamības robeža saskaņā ar EN 1563-2011).

4.1. tabula

Pieļaujamie spriegumi DRB korpusa elementos

Imitācijas režīma Nr.	Konstruktīvo elementu pieļaujamais spriegums
I režīms	$0,9 \sigma_y$
II režīms	$0,9 \sigma_y$
III režīms	$0,9 \sigma_y$

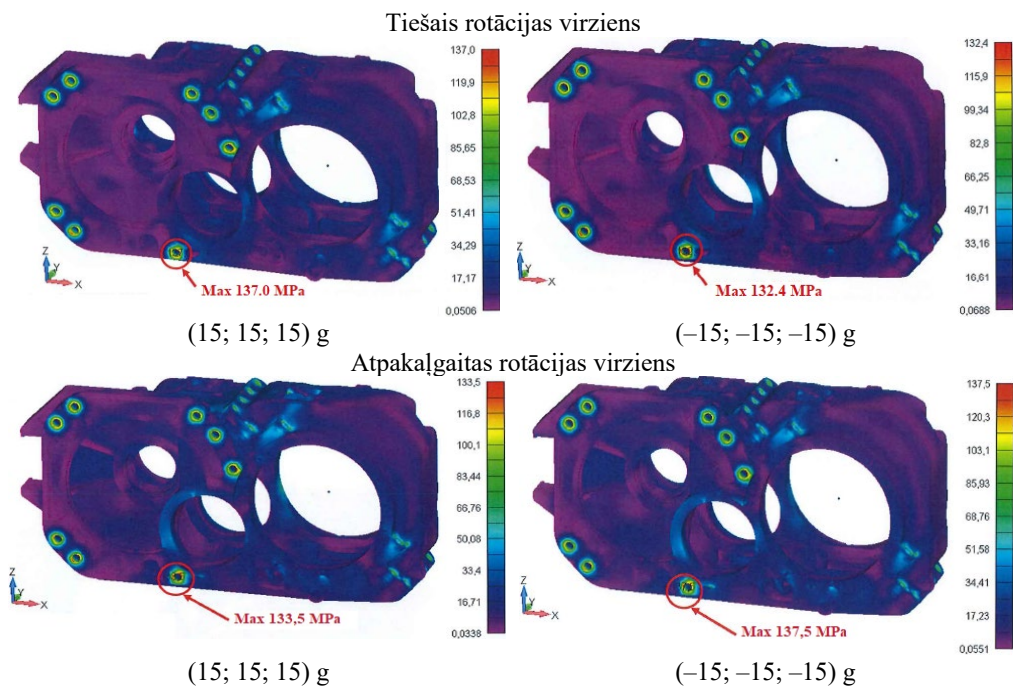
DRB korpusa ekvivalentās sprieguma vērtības I un II režīmā redzamas 4.1. un 4.2. attēlā. Izejas dati un aprēķinātie drošības koeficienti I, II un III režīmam – 4.2., 4.3. un 4.4. tabulā [33].

4.2. tabula

Ekvivalenti spriegumi un drošības rezerve I režīmā. Rotācijas virziens: tiešais

σ_{eq}	σ_y	$0,9\sigma_y$	Drošības rezerve $0,9\sigma_y / \sigma_{eq}$
(15; 15; 15) g	137,0	220	1,445
(-15; -15; -15) g	132,4	220	1,495
(-15; -15; 15) g	134,7	220	1,470
(-15; 15; 15) g	133,9	220	1,479
(15; -15; 15) g	139,9	220	1,415
(15; 15; -15) g	134,9	220	1,468
(15; -15; -15) g	138,3	220	1,432
(-15; 15; -15) g	132,2	220	1,498

Drošības rezerves minimālā vērtība I režīmā $n = 0,1$.

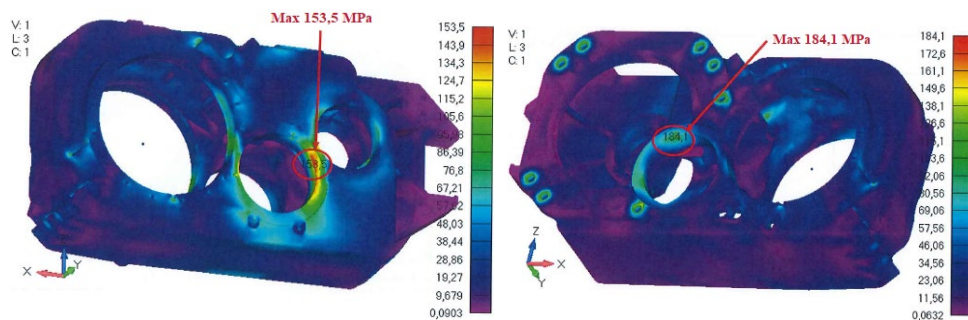


4.1. att. Ekvivalenti korpusa spriegumi I režīmā tiešas un atpakaļgaitas rotācijas virzienam.

4.3. tabula

Ekvivalenti spriegumi un drošības rezerve I režīmā. Rotācijas virziens: atpakaļgaitas
Drošības rezerves minimālā vērtība I režīmā $n = 0,1$.

σ_{ekv}		σ_y	$0,9\sigma_y$	Drošības rezerve $0,9\sigma_y / \sigma_{\text{eq}}$
(15; 15; 15) g	133,5	220	198	1,483
(-15; -15; -15) g	137,5	220	198	1,440
(-15; -15; 15) g	137,7	220	198	1,438
(-15; 15; 15) g	141,3	220	198	1,401
(15; -15; 15) g	135,9	220	198	1,457
(15; 15; -15) g	134,2	220	198	1,475
(15; -15; -15) g	137,1	220	198	1,444
(-15; 15; -15) g	138,1	220	198	1,434



Ekvivalenti spriegumi un drošības rezerve II režīmā

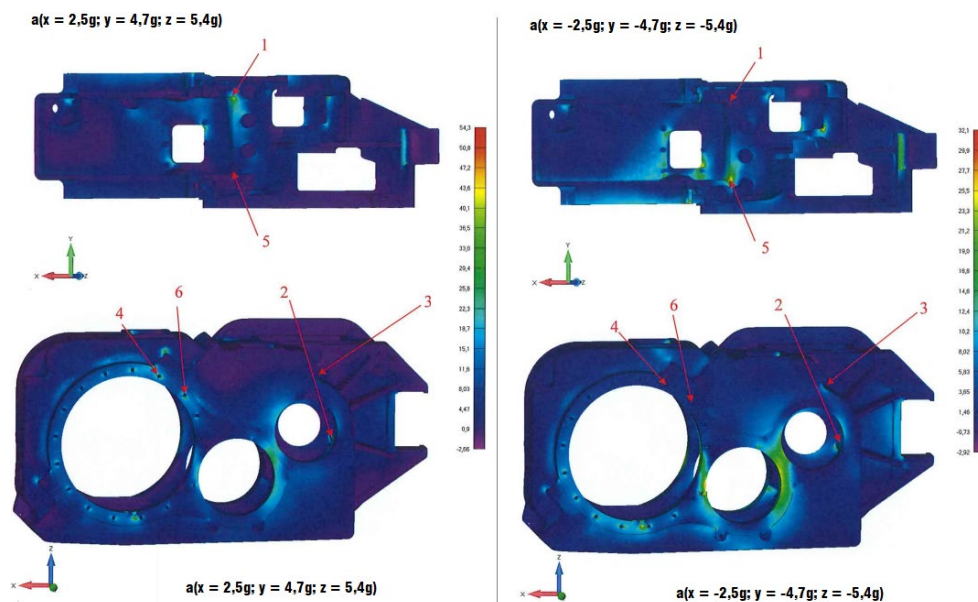
σ_{eq}		σ_y	$0,9\sigma_y$	Safety factor $0,9\sigma_y / \sigma_q$
Tiešā rotācija	153,5	220	198	1,291
Atpakaļgaitas rotācija	184,1	220	198	1,083

Drošības rezerves minimālā vērtība II režīmā $n = 0,1$.

4.2. Konstruktīvā noguruma pretestības novērtējums

Nesošo elementu noguruma pretestības novērtējums tiek veikts atkarībā no pieejamās informācijas par elementa noslogojumu un materiāla noguruma raksturlielnes parametriem.

4.3. attēlā redzami DRB korpusa galvenie maksimālie spēki III režīmā tiešā rotācijas virzienā [33].



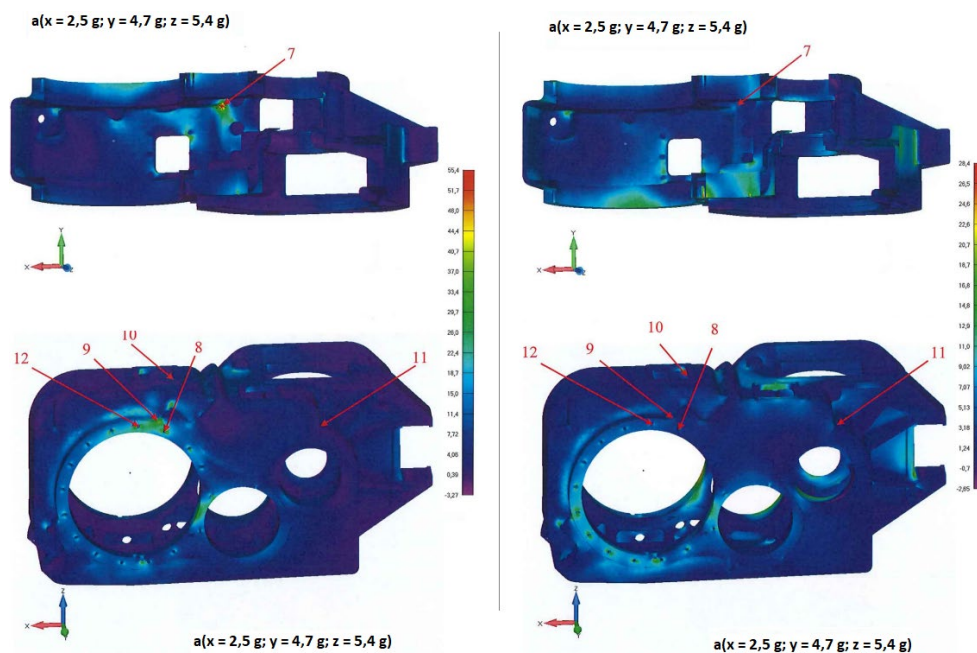
4.3. att. Maksimālie DRB korpusa spēki III režīmā tiešās rotācijas virzienā.

Noguruma drošības rezerves vērtības, kas aprēķinātas tiešās rotācijas virzienam 1., 2., 3., 4., 5. un 6. punktā, apkopotas 4.5. tabulā.

Noguruma pretestības drošības rezerves aprēķinātās vērtības.
Tiešās rotācijas virziens

Rādītājs	Vērtības					
Sprieguma punkts Nr. (MAX)	1	2	3	4	5	6
σ_{\max}	55,9	75,2	49,9	41,8	35,8	42,1
σ_{\min}	-3,8	18,1	3,4	1,1	-3,3	4,9
$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$	26,05	46,65	26,65	21,45	16,25	23,5
$\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_m$	29,85	28,55	23,25	20,35	19,55	18,60
ψ_σ	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
α_σ	1	1	1	1	1	1
K_σ	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
n	2,55	2,41	2,85	3,64	3,95	3,87

4.4. attēlā redzami DRB korpusa galvenie maksimālie spēki III režīmā atpakaļgaitas rotācijas virzienā [33].



4.4. att. Maksimālie DRB korpusa spēki III režīmā atpakaļgaitas rotācijas virzienā.

Noguruma drošības rezerves vērtības, kas aprēķinātas tiešās rotācijas virzienam 7., 8., 9., 10., 11. un 12. punktā, apkopotas Tabulā 4.6. tabulā.

Noguruma pretestības drošības rezerves aprēķinātās vērtības.
Tiešās rotācijas virziens

Rādītājs	Vērtības					
	7	8	9	10	11	12
Sprieguma punkts Nr. (MAX)						
σ_{\max}	80,9	55,1	54,6	46,7	41,1	54,6
σ_{\min}	11,0	6,7	6,8	-0,3	-5,3	11,6
$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$	45,95	30,9	30,7	23,2	17,9	33,1
$\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_m$	34,95	24,2	23,9	23,5	23,2	21,5
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	2,05	2,97	3,01	3,24	3,37	3,25

4.3. Ceturtās nodaļas galvenie rezultāti un secinājumi

Darba I režīmam minimālā pieļaujamā drošības robeža stiprības atbilstoši aprēķina pieļaujamiem spriegumiem ir $[n] > 1,0$. Imitācijas režīmu dati apkopoti 4.7. tabulā.

4.7. tabula

Pieļaujamo spriegumu drošības rezerves vērtības

Imitācijas režīma parametri	n_{\min}	$[n]$ aprēķinātā vērtība	Konstrukcijas drošuma rezerve
I režīms (tiešās rotācijas virziens)			
(15, 15, 15) g	1	1,445	pietiekama
(-15, -15, -15) g	1	1,595	pietiekama
(-15, -15, 15) g	1	1,47	pietiekama
(-15, 15, 15) g	1	1,479	pietiekama
(15, -15, 15) g	1	1,415	pietiekama
(15, 15, -15) g	1	1,468	pietiekama
(15, -15, -15) g	1	1,432	pietiekama
(-15, 15, -15) g	1	1,98	pietiekama
11 000 Nm	1	1,291	pietiekama
I režīms (atpakaļgaitas rotācijas virziens)			
(15, 15, 15) g	1	1,483	pietiekama
(-15, -15, -15) g	1	1,44	pietiekama
(-15, -15, 15) g	1	1,438	pietiekama
(-15, 15, 15) g	1	1,401	pietiekama
(15, -15, 15) g	1	1,457	pietiekama
(15, 15, -15) g	1	1,475	pietiekama
(15, -15, -15) g	1	1,444	pietiekama
(-15, 15, -15) g	1	1,434	pietiekama
11 000 Nm	1	1,083	pietiekama

Lai aprēķinātu izturības vērtību pie pieļaujamiem spriegumiem, minimālā aprēķinātā drošības robeža ir $n = 1,4$, kas ir lielāka par minimālo pieļaujamo vērtību. DRB korpusa konstrukcija atbilst *GOST R 55513* prasībām. Aprēķinātajam III režīmam saskaņā ar nesošo elementu noguruma pretestības novērtējumu minimālā pieļaujamā drošības robeža ir $[n] > 2,0$. Dati par noguruma vērtībām aprēķinu punktos apkopoti 4.8. tabulā.

Pieļaujamo spriegumu drošības rezerves vērtības

Imitācijas režīma parametri	n_{\min}	$[n]$ aprēķinātā vērtība	Konstrukcijas drošuma rezerve
I režīms (tiešās rotācijas virziens)			
1	2	2,55	pietiekama
2	2	2,41	pietiekama
3	2	2,85	pietiekama
4	2	3,64	pietiekama
5	2	3,95	pietiekama
6	2	3,87	pietiekama
I režīms (atpakļgaitas rotācijas virziens)			
7	2	2,05	pietiekama
8	2	2,97	pietiekama
9	2	3,01	pietiekama
10	2	3,24	pietiekama
11	2	3,37	pietiekama
12	2	3,25	pietiekama

Pārējiem aprēķinātajiem noguruma stiprības punktiem minimālā drošības rezerve ir augstāka par minimālo pieļaujamo vērtību, novērtējot noguruma pretestību, kas atbilst noguruma prasībām saskaņā ar normatīvo dokumentiem.

5. NODAĻA. VILCES DRB VIBROAKTIVITĀTES LĪMENA NOTEIKŠANA, ŅEMOT VĒRĀ ELEKTROPIEDZIŅAS IETEKMI

5.1. Elektropiedziņas modeļa parametru noteikšana

Ritošā sastāva normālai darbībai ir nepieciešams, lai rezonanses frekvences labākajā gadījumā būtu ārpus ekspluatācijas ātruma diapazona vai ātrumā, kas konkrētā gadījumā mazāks par 60 km/h. Lai novirzītu rezonansi uz ātrumu, kas mazāks par 60 km/h, ir nepieciešams, lai DRB un ratiņu dabiskā frekvence būtu mazāka par 50 Hz. Nav pieļaujama arī dzinēja rotora atlikušas disbalanses vērtību ietekme ātrumu diapazonā, kas atbilst vilciena kustības ātrumam līdz 120 km/h jeb 155 Hz.

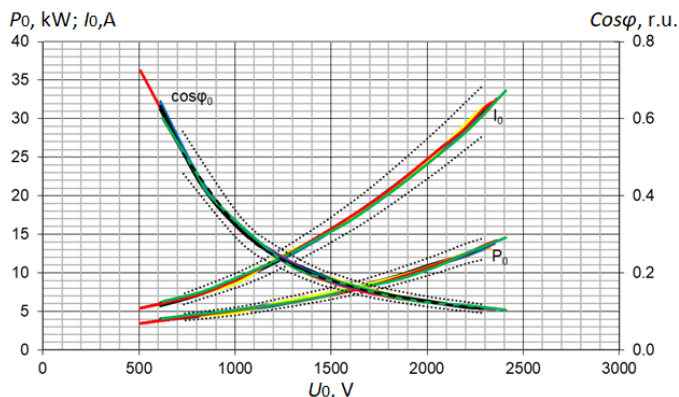
Lai analizētu vibrācijas traucējumus no DRB puses, tika veikta sistēmas “ratiņu rāmis-DRB” svārstību vienādojumu analīze, lai noteiktu līdzvērtīgu metodi DRB fiksēšanai uz vibrācijas pārbaudes stenda. Šādos apstākļos DRB svārstības pa X, Y, Z koordinātām būs neatkarīgas, mainoties DRB fiksācijas punktu koordinātām.

Vilces dzinēja enerģētiskie parametri to ievadīšanai *MATLAB/Simulink* modelī **nesapārota un nenoslogota DRB** pašvibrācijas pārbaudei apkopoti 5.1. tabulā, dzinēja raksturlielumi tukšgaitā redzami 5.1. attēlā.

5.1. tabula

DRB tukšgaitas enerģētiskie raksturlielumi pie 155,1 Hz

U_0	I_{0_min}	I_{0_max}	P_{0_min}	P_{0_max}	$\cos\varphi_{min}$	$\cos\varphi_{max}$
V	A	A	kW	kW	r.u.	r.u.
2280	27,6	34,1	11,7	14,4	0,096	0,119
2200	26,0	32,2	11,2	13,8	0,101	0,125
2020	22,6	27,9	9,8	12,1	0,111	0,137
1725	17,4	21,5	7,8	9,6	0,135	0,166
1525	14,3	17,7	6,7	8,3	0,159	0,196
1425	12,9	16,0	6,2	7,7	0,173	0,214
1225	10,4	12,8	5,4	6,6	0,216	0,267
1025	8,3	10,2	4,6	5,6	0,282	0,348
725	5,9	7,2	3,8	4,7	0,461	0,569



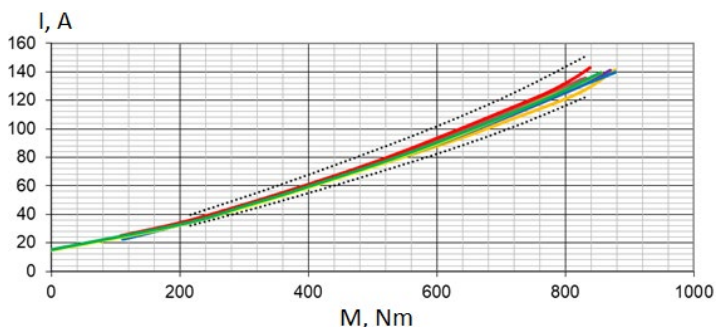
5.1. att. Nenoslogota DRB raksturlielumi pie 155,1 Hz.

Vilces dzinēja enerģētiskie parametri to ievadīšanai *MATLAB/Simulink* modelī **savstarpēji sapārōta un noslogota divu DRB** vibrācijas pārbaudei apkopoti 5.2. tabulā, dzinēja raksturlielumi slodzes režīmā redzami 5.2. attēlā.

5.2. tabula

DRB slodzes enerģētiskie raksturlielumi pie 155,1 Hz

M	I_{\min}	I_{\max}	$\cos\phi_{\min}$	$\cos\phi_{\max}$	s_{\min}	s_{\max}	η_{\min}	η_{\max}
Nm	A	A	r.v.	r.v.	%	%	%	%
217	32,3	39,8	0,767	0,947	0,20	0,27	87,1	95,5
318	44,4	54,8	0,795	0,982	0,30	0,41	89,3	98,0
418	57,3	70,7	0,802	0,990	0,40	0,53	89,9	98,6
520	71,0	87,7	0,798	0,985	0,54	0,67	90,2	99,0
622	85,7	105	0,788	0,972	0,65	0,80	90,3	99,0
726	102	126	0,769	0,950	0,80	0,99	89,9	98,5
831	122	150	0,739	0,913	0,99	1,23	89,4	98,0



5.2. att. DRB raksturlielumi slodzes režīmā pie 155,1 Hz.

Tiek veikta DRB vibrācijas amplitūdas – frekvences raksturlielumu izpēte. Izstrādātā tehnika paredzēta izmantošanai vibrācijas raksturlielumu izpētes stendā. Pamatojoties uz iegūtajiem mērījumiem, tika veikta rezultātu analīze, kas parādīja elektromehāniskās rezonanses esamību un rotora disbalansi.

DRB elektriski ir savienots ar vilces pārveidotāju, kas pēc būtības ir spēcīgs harmoniku avots ar vienmērīgu vilces motoru barošanas sprieguma regulēšanu vilces režīmā un vienmērīgu invertora pretEDS regulēšanu rekuperācijas bremsēšanas režīmā.

Pārbaude ar palielinātu griešanās ātrumu tika veikta ar ātrumu $(5600 \pm 30) \text{ min}^{-1}$ laika periodā $(2 \pm 0,1) \text{ min}$.

Dzinēja vibrācijas līmeņa mērīšana tika veikta tukšgaitas režīmā ar vienmērīgu ātrumu diapazonā no $(800 \pm 30) \text{ min}^{-1}$ līdz $(4650 \pm 30) \text{ min}^{-1}$ uz gultņa vairoga divās koordinātēs X (horizontālā ass) un Y (vertikālā ass), dzinēja barošana tiek nodrošināta ar vilces pārveidotāja palīdzību. Vibrācijas ātruma vidējā kvadrātiskā vērtība norādītajā rotācijas ātrumu diapazonā nedrīkst būt lielāka par 2,2 mm/s.

Pašu DRB vibrācijas līmenis tika noteikts, kontrolējot rotāciju ar vilces pārveidotāja palīdzību ar nominālo darba līdžstrāvas spriegumu 3 kV un impulsu platuma modulācija (*IPM*; angļu val. *pulse-width modulation PWM*) frekvences vērtību – 2 kHz.

Laī noteiktu vibrācijas aktivitātes līmeni, *ISO 10816* standarts ļauj izmantot vienu no šādām vērtībām [29]:

- vibrācijas nobīde, μm ;
- ātruma vibrācija, mm/s ;
- vibrācijas paātrinājums, m/s^2 .

Saskaņā ar *ISO 10816* prasībām maksimālais izmērītais vibrācijas līmenis nedrīkst pārsniegt 5 mm/s vērtību šķērsvirzienā pret izejas vārpstu un $2,5 \text{ mm/s}$ virzienā gar izejas vārpstu. Visām sastāvdaļām bez bojājumiem jāiztur vibrācijas un triecieni, saskaņā ar *M27 GOST 30631*, t. i. sinusoidālo vibrāciju ar maksimālo paātrinājuma amplitūdu 150 m/s^2 frekvenču diapazonā no $0,5$ līdz 100 Hz . Pieņemts, ka norādītie parametri atbilst triecienu iedarbībai no riteņu pāra puses uz DRB ķīļplāksņu sajūgu [9].

DRB pieņemšanas-nodošanas izmēģinājumi ietver trīs identiskus ciklus. Tādi parametri kā vibrācijas līmenis, troksnis, motora un pārnesekārības gultņu sildīšanas temperatūra tiek reģistrēti pēdējā – trešajā ciklā. Šajā testēšanas posmā galvenais uzdevums ir noteikt DRB pašvibrācijas aktivitāti un noteikt iespējamo rezonansi, izmantojot spektrālo analīzi.

Dinamisko izmēģinājumu apjoms ietver trīs ciklus, no kuriem katram ir divi ātruma režīmi – pie nepārtraukta ātruma $3000 \text{ min}^{-1} \pm 10 \text{ min}^{-1}$ pulksteņrādītāja virzienā un pretēji pulksteņrādītāja virzienam (*CW/CCW*). Pēc tam rotācijas ātrumu palielina līdz maksimālajam $4653 \text{ min}^{-1} \pm 10 \text{ min}^{-1}$ un turpina izmēģinājumus diviem griešanās virzieniem.

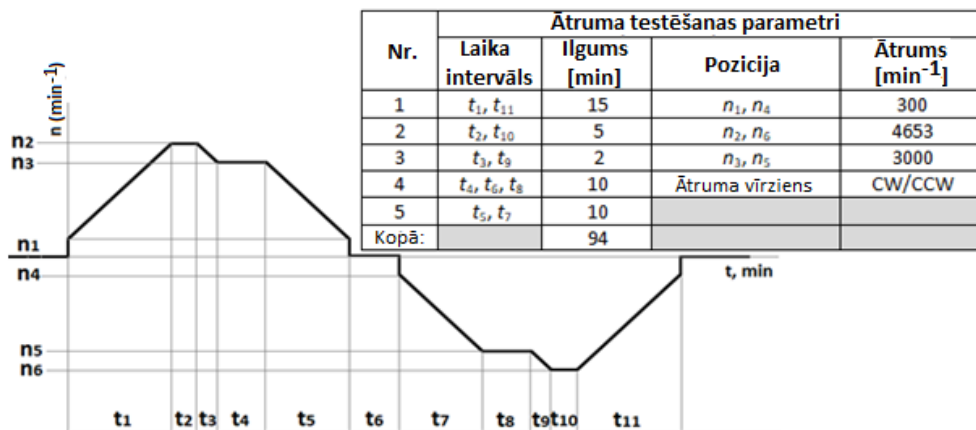
Spēka pārbaudes stendā ietilpst:

- testējamais DRB (promocijas darba izmantota DRB prototipa parametri ir: pārnese pakāpju skaits – 2; pārnesekaitlis – 5,25; maksimālais ieejas griezes moments – 3580 Nm ; jauda – 370 kW);
- vilces pārveidotājs, kas ļauj realizēt vilces piedziņas vadības režīmus, kura jaudas regulators tiek vadīts ar *TMS320F28335* mikroprocesora palīdzību;
- autonomais vibrācijas līmeņa analizators *SKF CMXA 80*;
- *YOKOGAWA WT1800* tipa jaudas analizators, kas savienots ar vilces pārveidotāja izejas signāliem;
- personālais dators testēšanas stenda kontrolei.

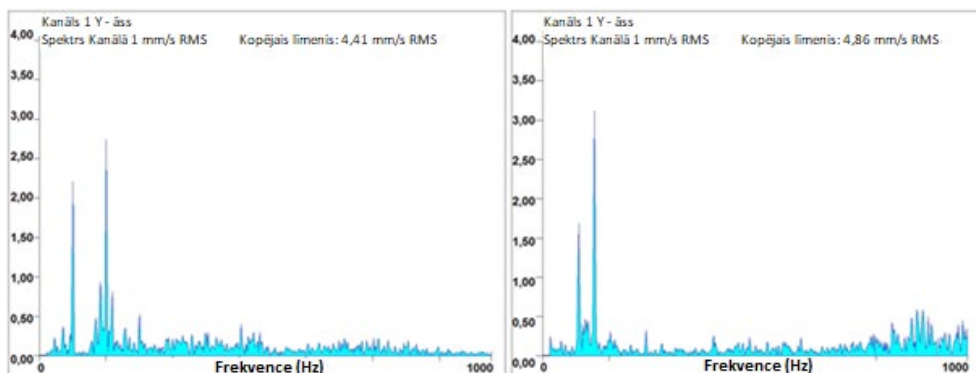
Vibrācijas ātruma *RMS* (angļu val. *root mean square RMS*) vērtības izmaiņas tiek veiktas šādā režīmā *CW* un *CCW* virzieniem: paātrinājums – maksimālais konstrukcijas ātrums – maksimālā ātruma uzturēšana – bremsēšana – izskrējiena – apstāšanās (5.3. att.).

Īstermiņa vibrācijas maksimālās *RMS* vērtības parādīšanās ir pieļaujama, kad tiek sasniegts projektētais ātrums un sākotnējā motora pārejas brīdī uz bremsēšanas režīmu [27].

Izmēģinājumu cikls atbilst nepārtrauktajam režīmam *S1* ar mainīgu slodzes vērtību. Nākamajā piemērā ir aplūkots gadījums, kad konstatēta novirze no ražošanas tehnoloģijas, kas identificēta, izmantojot šajā promocijas darbā aprakstīto metodoloģiju. Samazinoties rotora ātrumam brīvgaitas (jeb izskrējiena) režīmā, vibrācija nevar būt atkarīga no vilces pārveidotāja vadības sistēmas *IPM* un nav saistīta ar DRB slodzi. Tajā pašā laikā brīvgaitas režīmā var noteikt iespējamo rezonanses klātbūtni. 5.4. attēlā redzama izteikta vilces motora rezonanse pie maksimāli konstruktīva un pie nominālā ātruma. Spektrālās analīzes rezultāti veikti ar ātrās Furjē transformācijas palīdzību. Vibrācijas signāla sadalīšana rada no ātruma atkarīgus dzinēja parametrus, no ātruma neatkarīgus komponentus un ar ātrumu saistītas nulles harmonikas. Pēdējās divas sastāvdaļas ir saistītas ar pārveidotāja ietekmi [32, 33].



5.3. att. DRB dinamiskās pašvibrācijas pilna cikla izmēģinājumu diagramma.



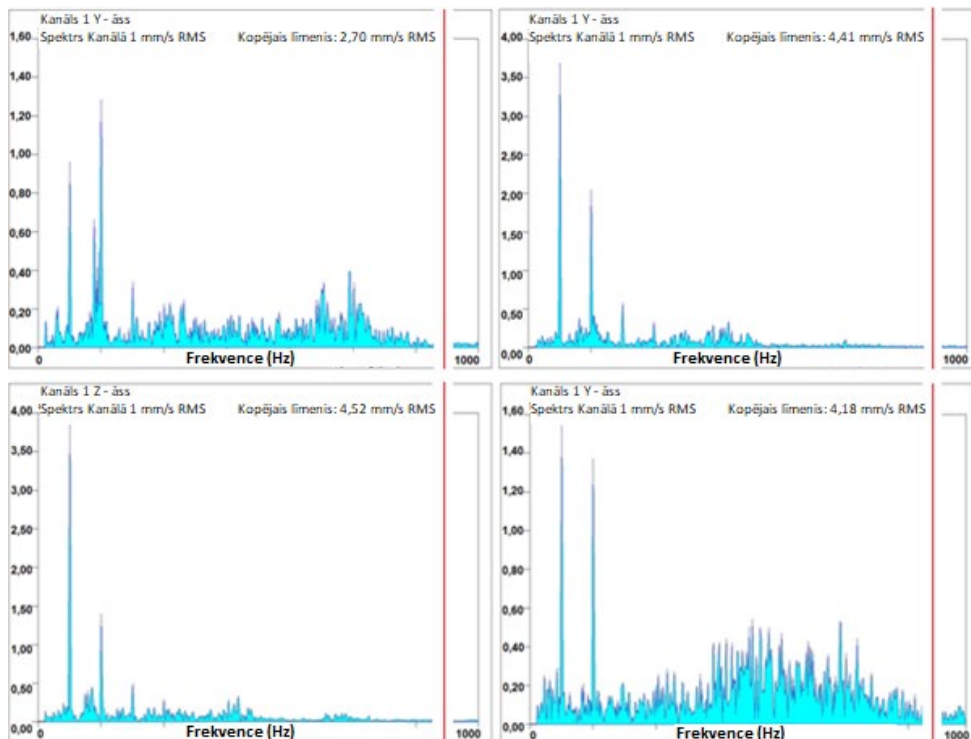
5.4. att. Vibrācijas ātruma viļņu forma pie maksimālā $4\,653\ \text{min}^{-1}$ un nominālā $3\,000\ \text{min}^{-1}$ ātruma.

Rotācijas ātrumam $4\,653\ \text{min}^{-1}$, diapazonā no 50,0 līdz 100,0 Hz (solis 1,75 Hz), *RMS* vibrācijas ātruma ir fiksēta palielināšanās līdz 4,41 mm/s Y ass virzienā. Rotācijas ātrumam $4653\ \text{min}^{-1}$, diapazonā no 50,0 līdz 75,0 Hz (solis 1,75 Hz), *RMS* vibrācijas ātruma palielināšanās ir fiksēta līdz 4,86 mm/s arī Y ass virzienā.

Noskaidrojot iespējamās rezonances parādīšanās iemeslus, tika atklāts rotora vārpstas termiskās apstrādes tehnoloģijas pārkāpums, tika veikta arī vārpstas stinguma modelēšana šiem apstākļiem. Lai nodrošinātu vārpstas pamatcietību, tehnoloģiskais process paredz mehāniskās slodzes noņemšanu uz vārpstu ar augstas temperatūras rūdišanu pie $70\ ^\circ\text{C}$ 24 stundu laikā. Vilces motora vārpstai ir viens balsts, un tā ir savienota ar DRB vārpstu ar flanča diafragmas savienojumu. Rotora vārpstai ir atbalsta vienas rindas lodīšu gultnis, kas neuzņem aksiālās slodzes. Vārpstas izliece rotora vidū tiek definēta kā $f = f_g + f_d + f_m$, kur f_g – vārpstas izliece gravitācijas ietekmē, f_d – vārpstas izliece transmisijas reakcijas dēļ, f_m – vārpstas izliece magnētiskās vilkmes ietekmē [30].

Sakarā ar to, ka vārpstas profilam ir pakāpveida konfigurācija, to var attēlot ar sekcijām, un inerces momentu katram var noteikt saskaņā ar $J_i = \pi d_i^4 / 64$, kur d_i – sekcijas diametrs. Vārpstas izliece rotora serdes vidū gravitācijas ietekmē ir $f_g = (G / 3El^2) \cdot (a^2 S_b + b^2 S_a) \cdot 10^6 = 0,0049\ \text{mm}$, kur G – rotora gravitācijas spēks (svars) [10]; $E = 2,12 \cdot 10^{11}\ \text{Pa}$ – elastības modulis 20XH3A tēraudam; a , b un l – rotora vārpstas sekcijas, m. Vārpstas stingrību nosaka kā $k =$

$G/f_g = 0,55 \cdot 10^6$ kgs/cm. Īpatnējais magnētiskais spēks ir $0,0213 \cdot 10^6$ kgs/cm, un līdzsvara stāvokļa magnētiskais pievilkšanas spēks ir 3 210 N. Turklāt DRB vibrācijas paātrinājuma fiksētā vērtība, kas atbilst testa režīmiem, tiks norādīta ar autovibrācijas paātrinājuma, vibrācijas ātruma spektrs – ar *IPM* vektorvadību. 5.5. attēlā redzams vibrācijas ātruma līmenis pie $3\ 000\ \text{min}^{-1}$ uz X, Y, Z asīm no dzinēja puses un uz Y ass no reduktora puses.

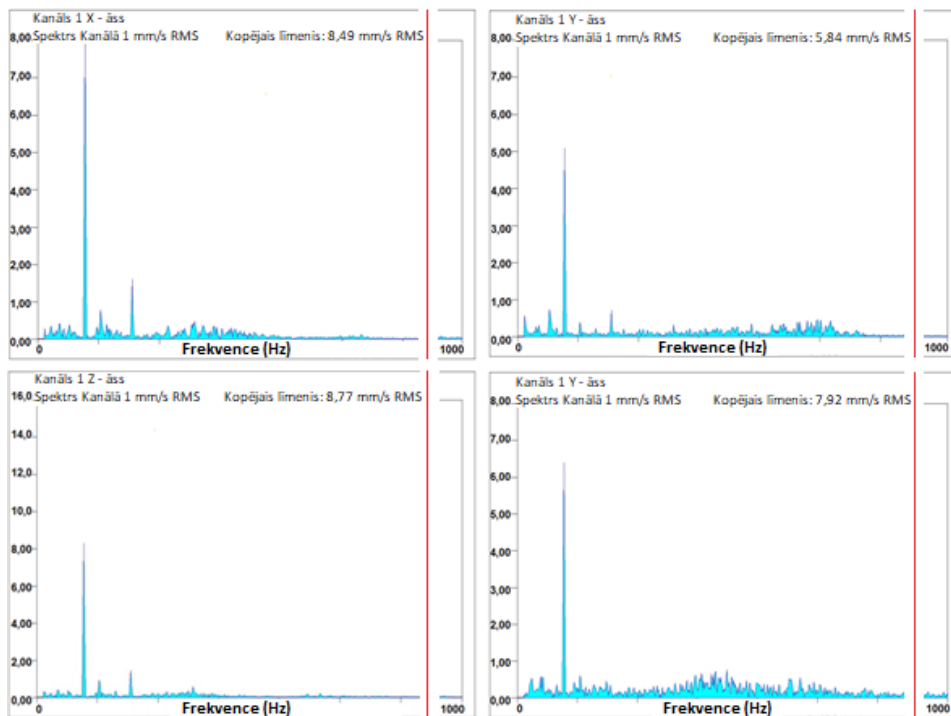


5.5. att. DRB vibrācijas ātruma līmenis pie $3\ 000\ \text{min}^{-1}$ uz X, Y, Z asīm no dzinēja puses un uz Y ass no reduktora puses.

Fiksētās vibrācijas ātruma vērtības uz Y ass $3\ 000\ \text{min}^{-1}$ dzinēja gultņa vairoga un reduktora pusē veidoja 4,52 mm/s un 4,18 mm/s, kas ir 1,5 reizes vairāk nekā pieļaujamā vērtība – 2,8 mm/s. 5.6. attēlā redzams vibrācijas ātruma līmenis pie $4\ 653\ \text{min}^{-1}$ uz X, Y, Z asīm dzinēja pusē un uz Y ass reduktora.

Fiksētās vibrācijas ātruma vērtības uz Y ass bija 5,84 mm/s un 7,92 mm/s, kas vairāk nekā divas reizes pārsniedz pieļaujamo robežu – 2,8 mm/s. Mērījumi tiek veikti 21 kontrolpunktam uz vilces dzinēja un reduktora korpusiem pa X, Y un Z asīm pie griešanās ātrumiem $3\ 000\ \text{min}^{-1}$ un $4\ 653\ \text{min}^{-1}$.

Asinhronā dzinēja ātrums ir apgriezti proporcionāls slodzei, tomēr, kad tas ir savienots ar reduktoru, ir iespējamās noteiktas ātruma svārstības. Tātad tika novērots, ka, palielinoties sistēmas “rotors-DRB vārpsta” rotācijas ātrumam no $3\ 000\ \text{min}^{-1}$ līdz $4\ 653\ \text{min}^{-1}$, vibrācijas paātrinājuma vērtības kontroles punktos palielinās par vidēji 1,32 mm/s un 3,74 mm/s attiecīgi.



5.6. att. DRB vibrācijas ātruma līmenis pie 4653 min^{-1} uz X, Y, Z asīm no dzinēja puses un uz Y ass no reduktora puses.

Aprakstītā defekta iemesls ir tāds, ka reduktora korpusa vibrācija gan noslogotā stāvoklī, gan pašas vibrācijas noteikšanas gadījumā tiek pārnesta uz reduktoru caur elastīgu rites gultni. Notiek ļoti spēcīga reduktora ierosme dažādu laika ziņā mainīgu parametru, piemēram, zoba zobrata stinguma, berzes spēku un pašgriezes momentu, kā arī gultņu spēku dēļ; tādējādi izraisot ātruma svārstības [16].

Reduktora starpvārpstas vibrācijas aktivitāte var būt visinformatīvākā, konstatējot DRB defektus pie zemām slodzēm un tukšgaitas gadījumā. Visas pārējās sastāvdaļas mainās patvaļīgi atkarībā no slodzes.

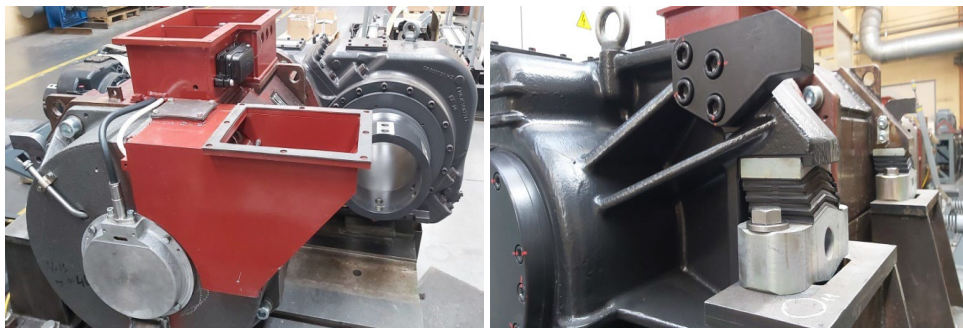
5.5. un 5.6. attēlā redzami vibrācijas signālu spektri diapazonā no 0 Hz līdz 1 000 Hz. Frekvenču diapazons ir ļoti svarīgs transmisijas reduktora izpētei. Uz Y ass ir fiksēts vibrācijas aktivitātes līmenis, tāpēc var spriest par tangenciālo spēku darbību, kas rodas dzinēja magnētiskajā laukā. DRB vibroaktivitātes ierosme var rasties griezes momenta pulsācijas dēļ slēgtā ķēdē starp frekvences pārveidotāju un DRB [28], [30].

Laika harmonikas ģenerē frekvenču pārveidotājs, pārslēdzot spēka pusvadītājus, kas savukārt var pastiprināt vērpes vibrācijas. 5.7. attēlā redzams vispārējs DRB skats uz izmēģinājumu platformas ar atsperu piekari.

Salīdzinot DRB vibroaktivitātes spektrālās analīzes rezultātus un vadības shēmu, var pieņemt, ka DRB vibrācijas aktivitātes līmenis samazinās, kad zem slodzes vienlaikus atrodas divi DRB, kas ir savstarpēji cieši savienoti.

Elektromagnētiskos procesus dzinējā nosaka magnētiskais lauks gaisa spraugā, ko rada strāvas, kas plūst Y ass virzienā. Plūsmas sadalījums dzinēja gaisa spraugā un to izmaiņas laikā galu galā ietekmē vilces motora un DRB kopumā vilces enerģētiskus raksturlielumus, kā arī tā vadāmību.

Turklāt mainīgā gaisa sprauga novērš gaisa konvekciju un tāpēc negatīvi ietekmē termiskos procesus tinumā, palielinot relatīvo temperatūras starpību starp statora tinuma pieres un rievu daļu.



5.7. att. Skats uz DRB no dzinēja un no reduktora puses.

5.2. DRB vibrācijas aktivitātes līmeņa noteikšana savstarpējās slodzes režīmā

Vilces pārveidotāja vadības kontrolieris nodrošina tāda modeļa vadības sistēmas kontroli, kas vienlaikus atpazīst un apstrādā divu dzinēju atgriezeniskus signālus.

Modelī ir iestatīti elektrodzinēja ātruma raksturlielumi, kas saista “palaišanas-bremzēšanas” signālu ar griezes momentu kā vārpstas leņķiskā ātruma funkciju. Informācija par rotācijas ātrumu ω līdz vektora vadības sistēmai nonāk ar atgriezeniskās saites signāla palīdzību no rotora stāvokļa dēvēja. Pārbaudīto dzinēju vilces enerģētiskie raksturlielumi redzami 3.7. attēlā. Atgriezeniskās saites kontrolei ātruma devējs pārraida informāciju par motora rotora ātrumu regulatoram, kas ir *PI* regulators ar paātrinājuma ātruma ierobežojumiem un attēlo etalonu griezes momentu. Novērotājs novērtē griezes momentu un magnētisko plūsmu saskaņā ar izmērītajām strāvām un spriegumiem, pamatojoties uz ekvivalentām d-q ķēdēm [31] – [34].

Elektriskās un mehāniskās sistēmas ir savienotas dzinēja rotorā. Elektriskā apakšsistēma ģenerē elektromagnētisko momentu, kas ir ievada pamatparametrs mehāniskajā apakšsistēmā. Elektromagnētiskais griezes moments pie motora izejas ir viena no ieejām mehāniskā stāvokļa blokam (otrs ievads ir mehāniskās slodzes griezes moments). Amortizācijas momenti un stinguma momenti rodas gar vārpstu sakabēs, vārpstas segmentos un gultņos.

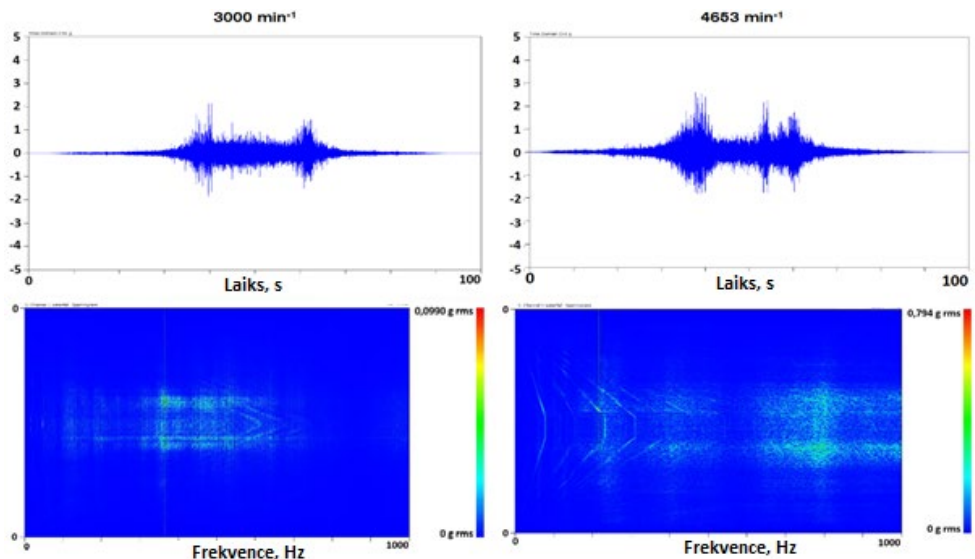
Lai noteiktu DRB vibrācijas ātruma vērtību zem slodzes, tiek savienoti divi identiski DRB, kuru vārpstas ir savienotas ar sakabi, un pati divu DRB sistēma ir uzstādīta uz triecienu absorbējošas platformas, kā redzams 5.8. attēlā. DRB vibrācijas aktivitātes testa režīmu parametri zem slodzes ir tādi paši, kā norādīts 5.3. attēlā. Savienotā stāvoklī tiek nodrošināta vilces dzinēju abu rullīšu gultņu vidējā pozīcija.



5.8. att. DRB testēšanas stends ar savstarpēju slodzes funkciju.

Vibrācijas ātruma autospektra izmaiņu raksturlielumi ar *IPM* vektorvadību ar konstantu frekvenci savienoto DRB vārpstu griešanās ātrumiem – $3\,000\text{ min}^{-1}$ un $4\,653\text{ min}^{-1}$ redzami 5.8. attēlā. Kopējais vibrācijas paātrinājuma līmenis frekvenču diapazonā $0 - 1\,000\text{ Hz}$ ir $0,0990\text{ g}$ pie $3\,000\text{ min}^{-1}$ un $0,794\text{ g}$ pie $4\,653\text{ min}^{-1}$, kā arī vibrācijas ātrums frekvenču diapazonā $0...1\,000\text{ Hz}$ ir $1,28\text{ mm/s}$ pie $3\,000\text{ min}^{-1}$ un $1,89\text{ mm/s}$ pie $4\,653\text{ min}^{-1}$.

Spektrogramma ir nepieciešama gadījumos, kad vibrācijas frekvence mainās laika gaitā. Spektrogramma sadala domēna datus laikā, ņemot vērā laika periodu *FFT* spektrā, kā redzams 5.9. attēlā. Pēc tam šīs *FFT* sērijas tiek pārklātas, lai vizualizētu, kā laika gaitā mainās gan vibrācijas signāla amplitūda, gan frekvence. Spektrogrammas izmantošana ļauj iegūt daudz dziļāku izpratni par vibrācijas profilu un tā izmaiņām laika gaitā.



5.9. att. Viļņu formas un viļņu krituma spektrogrammas pie rotora ātruma $3\,000\text{ min}^{-1}$ un $4\,653\text{ min}^{-1}$ Y ass virzienā.

REZULTĀTI UN SECINĀJUMI

Promocijas darba gaitā tika izpētītas vilces motorreduktora bloka dinamikas, mehāniskās izturības un tehniskā stāvokļa novērtējuma iespējas industriālajos nepārtrauktās ražošanas apstākļos. Tika izstrādāta metodoloģija, kas paaugstina pirmseksploatacijas izmēģinājumu ticamību, pamatojoties uz integrēto pieeju vilces iekārtu mehāniskās izturības un vibrācijas aktivitātes kontroli un analīzi.

Izstrādātā metodoloģija balstās reālās ražošanas tehnoloģiskā procesa īpatnībās, kā arī iekārtu reālos darba apstākļos, ņemot vērā piedziņas mehāniskās slodzes.

Promocijas darba pētījuma gaitā tika veikts reduktora maksimālā sprieguma zonu izturības aprēķins pie dažādām slodzēm, tai skaitā – triecienslodzēm. Tika veikta vilces mehānisma nesošās konstrukcijas izturības rezerves analīze. Saskaņā ar aprēķinu rezultātiem, izmantojot fizisku eksperimentu, tika noteikts reduktora konstrukcijas vibrācijas aktivitātes līmenis DRB sastāvā ar sprieguma un frekvences pārveidotāju. Eksperimentāli noteiktie reduktora vibrācijas aktivitātes rādītāji noslogotā stāvoklī ļauj apstiprināt konstrukcijas modelēto izturību un stabilitāti ārējo tīri mehānisko un elektromehānisko traucējumu ietekmei, ko izraisa vilces piedziņas elektromagnētiskas parādības.

No eksperimenta izriet, ka ir ieteicams veikt autonomu vienbalsta vilces dzinēju mehāniskās izturības pārbaudi pirms to savienošanas ar reduktoru. Veiktie izmēģinājumi attiecas uz DRB, kura atloka un pārnēsotājspēka korpusa ģeometrija nodrošina dzinēja rullīšu gultņa vidējo stāvokli, kas ir vislabvēlīgākā pozīcija no vibrācijas aktivitātes samazināšanas viedokļa. Kad rullīši tiek pārvietoti attiecībā pret vidējo stāvokli, vibrācijas aktivitātes rādītāji pasliktināsies, savukārt gultņu silšanas temperatūra palielināsies.

Rotējošās sistēmas “dzinēja rotors-reduktora ieejas vārpsta” rezonanses klātbūtne griešanās ātrumu diapazonā, kas ir tuvu nominālajam, izraisa ilgstošus noturīgus svārstību procesus pie DRB izejas vārpstas un palielinātu vibrāciju. Galvenais uzdevums DRB projektēšanā un ražošanas procesā ir izslēgt rezonanses frekvences no nominālo darbības ātrumu diapazona.

Mainīgais vibrācijas ātruma līmenis Y ass virzienā ir noteicošā vērtība, kontrolējot DRB stiprības-vibrācijas, trokšņa un termiskos parametrus. Iegūtie dati ļauj identificēt DRB konstrukcijas bīstamās rezonanses zonu no elektromehāniskās rezonanses viedokļa un ieteikt DRB mezglu stāvokļa kontroles veidu.

Lai novērtētu DRB mezglu stiprības pakāpi, tika veikts korpusa vibroaktivitātes amplitūdas-frekvenču raksturlielumu eksperimentāls novērtējums. Vibrācijas frekvences robežvērtības DRB veido 26–33 % no maksimāli pieļaujamās vērtības.

Var konstatēt, ka vibrācija ir nepārtraukta laikā un tai atbilst platjoslas apgabala spektrs. Papildus vibrācijai, ko rada ārējie cēloņi (piemēram, slīdes), vibrācijas, kas rodas piedziņas darbības laikā, iedarbojas uz elektrovilcienu riteņa-motora bloku, kas noteiktos apstākļos izraisa triecienu vibrācijas, un tas ievērojami palielina tā lokālo daļu vibrāciju amplitūdu.

Eksperimenta gaitā tiek iegūti vibrācijas aktivitātes rezultāti piepilsētās elektrovilcienu DRB vilces režīmā un ar triecienslodzes ietekmi.

Veiktie eksperimentālie mērījumi apstiprina aprēķināto DRB izturību un nosaka triecienslodžu frekvenču spektru.

Reduktora korpusa vibrācija gan noslogotā stāvoklī, gan pašas vibrācijas noteikšanas gadījumā tiek pārnesta uz reduktoru caur elastīgu rites gultni. Tiek konstatēta jaudīgāka pārnēsotājspēka ierosme, pateicoties laikā mainīgiem parametriem, t. i., zoba zobrata stingums,

berzes spēki un pašgriezies momenti, kā arī gultņu spēki, tādējādi izraisot ātruma svārstības. Piemēram, vibrācijas līmenis, kas fiksēts uz Y ass, var būt saistīts ar bīdes spēkiem, kas rodas dzinēja magnētiskajā laukā. Arī esošā DRB vibrācijas ierosme var rasties griezes momenta pulsācijas dēļ slēgtā ķēdē starp frekvences pārveidotāju un DRB pāri. Frekvences pārveidotājs generē laika harmonikas, pārslēdzot spēka pusvadītājus, respektīvi *IGBT* tranzistorus, kas savukārt pastiprinā vērpes vibrācijas.

Apskatītā DRB konstrukcija atbilst drošuma prasībām attiecībā uz kritiskajiem mehāniskās stingrības un īslaicīgas triecienslodzes parametriem. Tomēr, ņemot vērā to, ka parasti DRB konstrukcijām ir liels skaits bultskrūvju savienojumu, katrai saražotajai DRB vienībai ir jāveic pilna cikla pieņemšanas-nodošanas izmēģinājumi, lai pārbaudītu vibrācijas aktivitātes līmeni, kas arī DRB ekspluatācijas laikā ir jākontrolē atbilstoši reglamentam.

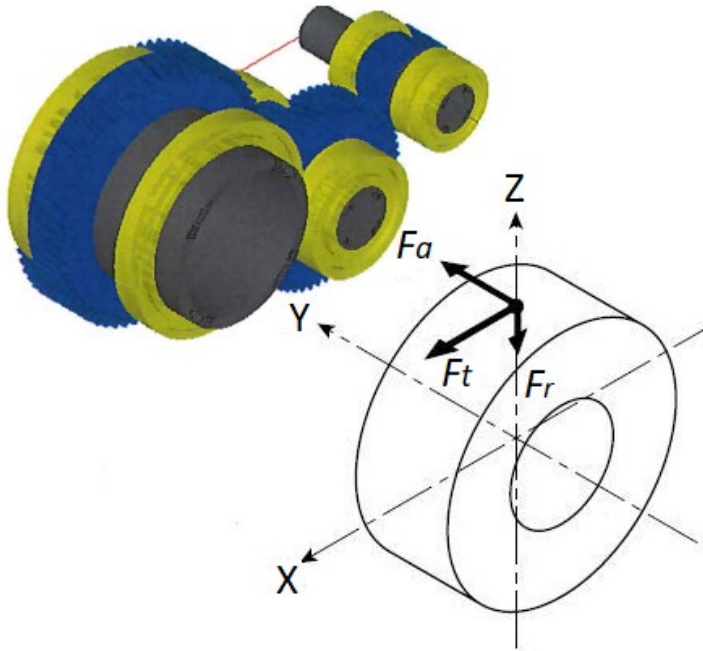
DRB čuguna korpuss ar aksiālo balstpiekari un vilces dzinēja vārpstas flanču stiprinājums pie reduktora korpusa pilnā mērā nodrošina konstrukcijas stingrību un atbilst maksimālām ārējām mehāniskām ietekmēm. Pie augsta vibrācijas līmeņa un atsevišķiem triecieniem DRB darbību raksturo palielināti reduktora zobratu un vilces dzinēja gultņa nodilumi.

LITERATŪRAS SARAKSTS

1. Горелик, А. Л. Методы распознавания / А. Л. Горелик, В. А. Скрипкин. – М.: Высшая школа, 1977. – 22 с.
2. Sendhil Kumar, S.; Senthil Kumar, M. Condition monitoring of rotating machinery through vibration analysis. *J. Sci. Ind. Res.* 2014, 73, 258–261.
3. Русов, В. А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам / В. А. Русов. – Пермь: Изд-во «Вибро-Центр», 2012. – 244 с.
4. Hou, D.; Qi, H.; Luo, H.; Wang, C.; Yang, J. Comparative study on the use of acoustic emission and vibration analyses for the bearing fault diagnosis of high-speed trains. *Struct. Health Monit.* 2021, 14759217211036025. <https://doi.org/10.1177/14759217211036025>.
5. ISO 17359:2018 Condition monitoring and diagnostics of machines – General guidelines, p. 29.
6. ISO 13380:2002 Condition monitoring and diagnostics of machines – General guidelines on using performance parameters, p. 19.
7. ISO 13379-1:2012 Condition monitoring and diagnostics of machines – Data interpretation and diagnostics techniques — Part 1: General guidelines, p. 33.
8. ISO 10816-8:2014 Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, p. 27.
9. ISO 13373-1:2002 Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 1: General procedures, rev. 2018, p. 51.
10. ISO 15242-1:2015 Rolling bearings – Measuring methods for vibration – Part 1: Fundamentals, rev. 2021, p. 16.
11. ISO 13374-3:2012 Condition monitoring and diagnostics of machines – Data processing, communication and presentation – Part 3: Communication, rev. 2017, p. 21.
12. Сиротин, Д. В. Использование параметров токового сигнала электродвигателя для оценки технического состояния электромеханического оборудования / Д. В. Сиротин // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки, 2006. – С. 57–62.
13. Чернов, А. В. Обработка диагностической информации при оценке технического состояния электроприводной арматуры АЭС / А. В. Чернов, О. Ю. Пугачёва, Е. А. Абидова // ИВД, 2011. – №3. – С. 337–342.
14. Gelman, L.; Kolbe, S.; Shaw, B.; Vaidhianathasamy, M. Novel adaptation of the spectral kurtosis for vibration diagnosis of gearboxes in non-stationary conditions. *Insight Non-Destr. Test. Cond. Monit.* 2017, 59, 434–439. <https://doi.org/10.1784/insi.2017.59.8.434>.
15. Isham, M. F.; Leong, M. S.; Hee, L. M.; Ahmad, Z. A. B. Iterative variational mode decomposition and extreme learning machine for gearbox diagnosis based on vibration signals. *J. Mech. Eng. Sci.* 2019, 13, 4477–4492. <https://doi.org/10.15282/jmes.13.1.2019.10.0380>.
16. Mauricio, A.; Zhou, L.; Mba, D.; Gryllias, K. Vibration-Based Condition Monitoring of Helicopter Gearboxes Based on Cyclostationary Analysis. *J. Eng. Gas Turbines Power* 2020, 142, 031010. <https://doi.org/10.1115/1.4044453>.
17. Барков, А. В. Идентификация состояния механизмов с узлами вращения по результатам вибрационного мониторинга и контроля температуры. Методика

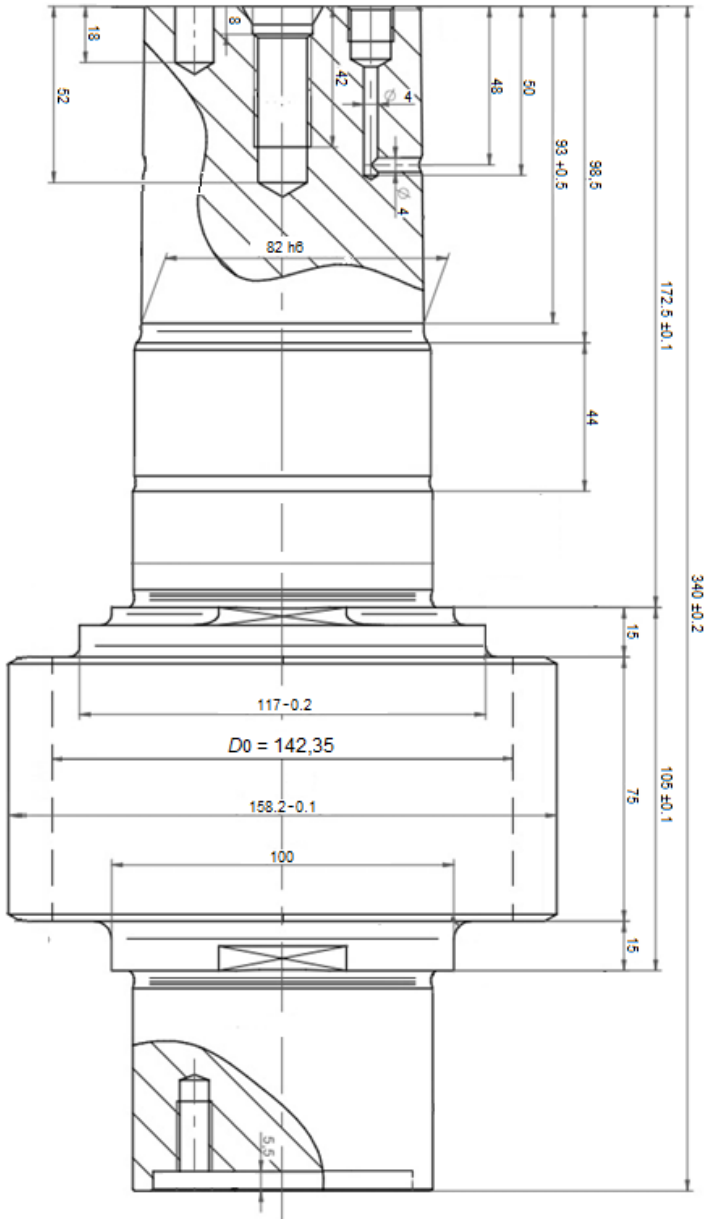
- МВ.03.7826741252./23.12.2011 / А. В. Барков, Н. А. Баркова, Д. В. Грищенко. – Санкт-Петербург, 2011. – 80 с.
18. All about Vibration Measuring Systems. Vibration Technical guide // el. resource: https://www.imv-tec.eu/pr/vibration_measuring/chapter03/ (last visit: 12.08.2022).
 19. Huang, S.; Zheng, J.; Pan, H.; Tong, J. Order-statistic filtering Fourier decomposition and its application to rolling bearing fault diagnosis. *JVC J. Vib. Control* 2021, 0, 1–16. <https://doi.org/10.1177/1077546321997598>.
 20. Hartono, D.; Halim, D.; Roberts, G. W. Gear fault diagnosis using the general linear chirplet transform with vibration and acoustic measurements. *J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control* 2019, 38, 36–52. <https://doi.org/10.1177/1461348418811717>.
 21. Guoji, S.; McLaughlin, S.; Yongcheng, X.; White, P. Theoretical and experimental analysis of bispectrum of vibration signals for fault diagnosis of gears. *Mech. Syst. Signal Process.* 2014, 43, 76–89. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2013.08.023>.
 22. Kawada, M.; Yamada, K.; Yamashita, K. Fundamental Study on Vibration Diagnosis for High Speed Rotational Machine using Wavelet Transform. *IEEJ Trans. Power Energy* 2003, 123, 1229–1241. <https://doi.org/10.1541/ieejpes.123.1229>.
 23. Stander, C. J.; Heyns, P. S.; Schoombie, W. Using vibration monitoring for local fault detection on gears operating under fluctuating load conditions. *Mech. Syst. Signal Process.* 2002, 16, 1005–1024. <https://doi.org/10.1006/mssp.2002.1479>.
 24. Ocak, H.; Loparo, K. A. A new bearing fault detection and diagnosis scheme based on hidden Markov modeling of vibration signals. In *Proceedings of the ICASSP, IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing-Proceedings, Salt Lake City, UT, USA, 7–11 May 2001; Volume 5, pp. 3141–3144.* <https://doi.org/10.1109/ICASSP.2001.940324>.
 25. Betta, G.; Liguori, C.; Paolillo, A.; Pietrosanto, A. A DSP-based FFT-analyzer for the fault diagnosis of rotating machine based on vibration analysis. *IEEE Trans. Instrum. Meas.* 2002, 51, 1316–1321. <https://doi.org/10.1109/TIM.2002.807987>.
 26. Русов, В. А. Спектральная вибродиагностика / В. А. Русов. – Пермь: Изд-во «Вибро-Центр», 1996. – 176 с.
 27. Зайцев, А. В. Определение возможности уменьшения числа датчиков вибрации при диагностировании колесно-моторных блоков электропоезда / А. В. Зайцев, А. А. Лагаев, В. Н. Костюков // *Наука, образование, бизнес: регион. науч. – практ. конф. – Омск, 2009. – С. 154 – 157.*
 28. Dvornikov I., Marinbahs M., Sliskis O., Ketners K. “Investigation of autonomous traction motor dynamic using method of mutual loading and computer simulation” in *2018 IEEE 59th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON)*, Riga, Latvia, 2018.
 29. Kobenkins G., Marinbahs M., Burenin V., Zarembo J., Sliskis O. “Carrying Out of Strengh Tests of Geared Motor Box as Part of a Frequency-Controlled Traction Electric Drive” in *2021 17th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA)*, Sofia, Bulgaria, 2021.
 30. 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” in *2021 17th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA)*, Sofia, Bulgaria, 2021.

31. 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" in *2021 IEEE 62nd International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON)*, Riga, Latvia, 2021.
32. 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 (ICEEE)*, Alanya, Turkey, 2022.
33. WIKOV MGI // Technical report, Hronov 2020, p. 57.
33. 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 (IYCE-2022), 6–9 July 2022, Eger, Hungary.
34. 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 (ICECET 2022), 20–22 July 2022, Prague, Czech Republic.



Spēku, kas iedarbojas uz zobratiem, virziens.

Spēks, kas darbojas X ass virzienā – tangenciālais spēks F_t (N),
spēks, kas darbojas Y ass virzienā – aksiālais spēks F_a (N),
spēks, kas darbojas Z ass virzienā – radiālais spēks F_x (N).



Soļa apļa diametrs D_0 .