

RĪGAS TEHNISKĀ UNIVERSITĀTE

Transporta un mašīnzinību fakultāte

Mehānikas institūts

Marina GRIŠČENKO

Doktora studiju programmas „Inženiertehnika, mehānika un mašīnbūve. Lietišķā mehānika”
doktorants

**HIDROAGREGĀTU
VIBRODIAGNOSTIKAS
PAPILDINĀŠANA AR ĢENERATORA
GAISA SPRAUGAS MONITORINGU**

Promocijas darbs

Zinātniskais vadītājs
Dr. habil. sc. ing., profesors
J. VĪBA
Dr. sc. ing., profesors
J. AUZIŅŠ

Rīga 2015

ANOTĀCIJA

Dotā darba galvenais mērķis ir papildināt standartizētu hidroagregātu vibrodiagnostikas programmu ar mūsdienīgu metodi — dinamisko gaisa spraugas monitoringu, kā arī izstrādāt novērtēšanas metodiku šādiem mērījumiem. Gaisa spraugas monitoringa eksperiments veikts diviem lēngaitas hidroģeneratoriem ar izvirzītiem poliem.

Lai sasniegtu mērķi, tika izstrādāti matemātiskie modeļi hidroagregātam un hidroģeneratora galvenajām daļām — rotoram, statoram un gaisa spraugai, lietojot tādas skaitļošanas programmas kā MathCAD un MATLAB. Eksperimenta laikā dati apstrādāti ar programmu LabVIEW. Izstrādāta metode, kā ar spektrālo diagnostiku novērtēt rotora ekscentricitāti un rotora formas novirzes no apla, ko paredzēts lietot turpmāk, lai papildinātu novērtēšanu pēc standartos pieļaujamām novirzēm un apla diagrammām.

Darbs sastāv no ievada, 8 nodaļām, secinājumiem, literatūras saraksta ar 132 citētiem darbiem, kopā 145 lappusēm, ieskaitot 63 attēlus un 49 tabulas.

ANNOTATION

The principal objective of this Thesis is to develop framework for hydropower unit generator air gap dynamic measurements on-site and to develop the evaluation methodology for particular measurements. The air gap monitoring and fault diagnosis is exemplified for two slow-speed salient-pole generators of hydropower units.

To reach the objective, mathematical modelling of hydropower unit and main parts of hydrogenerator, stator, rotor and the air gap is accomplished, using programs MathCAD, MATLAB. Experimental data was processed through the NI LabVIEW program. It has been shown that the spectrum analysis describes changes in the eccentricity and rotor shape better than the criterion method, and it should supplement the graphical analysis and standardized evaluation procedure in the future.

The given work consists of introduction, 8 chapters, conclusion, bibliography (132 sources of information sorted by name), 63 images, 49 tables, 145 pages in total.

SATURS

SAĪSINĀJUMI UN SKAIDROJUMI	6
IEVADS	9
1. HIDROAGREGĀTU VIBRODIAGNOSTIKA.....	12
1.1. Metodoloģija un pētījuma uzbūve	13
1.2. Pētījuma objekts un priekšmets	13
1.2.1 Pētījuma objekts — hidroģenerators	13
1.2.2 Pētījuma priekšmets — ģenerators gaisa sprauga	16
1.3. Gaisa spraugas monitorings.....	17
1.3.1 Ieskats gaisa spraugas monitoringa vēsturē.....	19
1.3.2 Esošo metožu trūkumi un priekšrocības	20
1.4. Iemesli gaisa spraugas nevienmērībai	21
1.4.1 Rotoru un statoru nevienmērīga izplešanās, deformācija	21
1.4.2 Ekscentricitāte un eliptiskums	21
1.4.3 Atsevišķu detaļu nodilums un defekti.....	22
1.5. Simptomi, kas liecina par gaisa spraugas nevienmērību	22
1.5.1 Gultņu vibrācija, nevienmērīga silšana un vārpstas pārvietojums.....	23
1.5.2 Statoru vibrācija un korozija.....	23
1.5.3 Īsslēgumi rotoru tinumos, magnētiskais lauks	24
1.6. Secinājumi	25
2. HIDROAGREGĀTA MATEMĀTISKAIS MODELIS	26
2.1. Hidroagregātu aprēķina metodoloģija	26
2.1.1 Galīgo elementu modelis	26
2.1.2 Svārstību sistēma ar divām masām.....	27
2.2. Darba rats kā masa Nr.1	31
2.3. Hidroģenerators kā masa Nr.2.....	34
2.4. Gultņi un sistēmas stingums.....	37

2.5. Vibrāciju vienādojumi matricu formā.....	44
2.6. Secinājumi.....	49
3. SISTĒMAS KRITISKĀS FREKVENCES	50
3.1. Vārpstas modelēšana.....	50
3.2. Vārpstas reducēto spriegumu aprēķins	51
3.3. Pašsvārstību frekvences	53
3.3.1 Pašsvārstību frekvence aksiālā virzienā	54
3.3.2 Pašsvārstību frekvence radiālā virzienā	54
3.4. Kritiskās rotācijas frekvences	55
3.4.1 Kritiskā rotācijas frekvence no vērpes	56
3.4.2 Kritiskā rotācijas frekvence no lieces	58
3.5. Secinājumi.....	64
4. GAISA SPRAUGAS MEHĀNISKĀ NEVIENMĒRĪBA	65
4.1. Ekscentrisks rotors	66
4.1.1 Slīpuma modelēšana.....	70
4.2. Ekscentrisks stators.....	71
4.3. Eliptisks rotors	72
4.4. Eliptisks stators	73
4.4.1 Statora serdes un konstrukcijas defekti	75
4.4.2 Nevienmērīga izplešanās temperatūras ietekmē	77
4.5. Secinājumi.....	79
5. MAGNĒTISKĀ LAUKA NEVIENMĒRĪBA	80
5.1. Statora un rotora tinumi un inducētais EDS	83
5.2. Sprieguma kvalitātes izmaiņas.....	85
5.3. Statora serdes 100 Hz vibrācija.....	88
5.4. Sinhrono mašīnu vibrācija no magnētiskiem spēkiem.....	90
5.5. Secinājumi.....	95

6. GAISA SPRAUGAS MĒRĪŠANA	96
6.1. Eksperimenta uzbūve	96
6.1.1 Gaisa spraugas devēju darbības princips	99
6.1.2 Gaisa spraugas devēju skaits	100
6.1.3 Hidroagregāta darba režīmi	101
6.2. Rezultāti.....	102
6.2.1 Rezultāti uz lielā mēroga	104
6.2.2 Rezultāti gaisa spraugas nevienmērībai uz rotora rasējuma	107
6.2.3 Rezultāti gaisa spraugas nevienmērībai statoram un rotoram	108
6.3. Secinājumi	109
7. GAISA SPRAUGAS NOVĒRTĒŠANA.....	111
7.1. Novērtēšana pēc standartiem.....	111
7.2. Novērtēšana pēc minimālās vērtības	118
7.3. Novērtēšana pēc vibrācijas	118
7.4. Novērtēšana pēc gaisa spraugas spektra.....	121
7.5. Novērtēšana pēc EDS spektra	124
7.6. Secinājumi	126
SECINĀJUMI UN PRIEKŠLIKUMI	128
1. PIELIKUMS — DATORPROGRAMMAS KODS	131
LITERATŪRA	135

SAĪSINĀJUMI UN SKAIDROJUMI

AB, LB — Augšas bjefs, lejas bjefs. Bjefa līmenis ir reģistrēts ūdens līmenis pirms (augšas bjefa, AB) un pēc hidrostatijas (lejas bjefa, LB). Saīsinājumi AB, LB nozīmē bjefa virzienus, kur virziens pa upes straumi, skatoties uz leju, ir lejas bjefs, bet virziens, skatoties uz augšu, ir augšas bjefs.

Balstu konstrukcijas — hidroagregāta dzelzs konstrukcijas, kas nodrošina gultņu radīto dinamisko un statisko spēku pārvadi uz hidrostatijas ēku.

BP — brīvības pakāpe, jeb kustības brīvības pakāpe (angļu val. „DoF”);

CEA — Canadian Electrical Association;

CKTI — organizācijas nosaukums no krievu val. „Центральный котлотурбинный институт (ЦКТИ)”, no angļu val. „Scientific and Production Association for research and design of power engineering equipment named after I. Polzunov JSC, former Central Boiler and Turbine Institution (CKTI)”;

DR — darba rats;

EDS, EMF — elektrodzinējspēks, angļu val. „electromagnetic force”;

FEM, GEM — galīgo elementu metode, no angļu valodas „finite element method”;

FFT — Furjē transformācija (FFT — no angļu val. „Fast Fourier transform”) ir praksē visbiežāk lietojamā spektra analīzes metode [129] Tā ir laika funkcijas transformācija uz frekvenču diapazonu. FFT lieto diskrētos laika momentos reģistrētām funkcijām. Citiem vārdiem sakot, katra periodiska funkcija $f(t)$ var būt aprakstīta kā summa no sinusoīdām (sinusu un kosinusu līknēm) ar dažādu amplitūdu un frekvenci [78];

GS — gaisa sprauga;

GG — ģeneratora gultnis;

HA — Hidroagregāts, kas sastāv no hidrauliskās turbīnas (turbīna, kuru griež krītošs ūdens) un elektriskā hidroģeneratora, ko šī turbīna darbina. Ģenerators mehānisko enerģiju pārvērš elektroenerģijā. Dotajā darbā apskatīti tikai vertikāli hidroagregāti, jeb agregāti ar vertikāli novietotu vārpstu;

Harmonika — vibrāciju sastāvdaļa, noteikta ar spektrālanalīzes palīdzību (sk. Spektrs), jeb vibrācijas signāls, kura frekvence ir vienāda ar pamata frekvences reizinājumu ar kādu veselu skaitli, teiksim, 1X, 2X, 3X utt. Piemēram, pirmā harmonika, 1X apzīmē vibrāciju ar frekvenci, kas piesaistīta iekārtas apgriezienu frekvencei (kā 1.47Hz). Augstākās harmonikas piesaistītas iekārtas apgriezienu frekvencei, kas reizināta ar veselu skaitli, piemēram, 2X ir apgriezienu frekvence, reizināta ar divi.

HES — Hidroelektrostacija, jeb elektrostacija, kas ūdens mehānisko enerģiju pārvērš elektriskajā enerģijā [1][13][14];

Izskrējiens, no angļu val. „Runout” [17] ir režīms, kad agregāts griežas inerces iespaidā, bez ūdens vai elektriska dzinējspēka. Var būt ar neiegremdētu darbaratu — pēc sinhronās kompensācijas režīma, vai ar iegremdētu darbaratu — pēc tukšgaitas vai slodzes režīmiem.

LK, KK — labais krasts, kreisais krasts ir virziens pa upes straumi, skatoties uz leju, attiecīgi, pa labi un pa kreisi;

Pīķis — vibrāciju amplitūda, maksimālā vibrācijas vērtība (no nulles līdz maksimumam) dotajā mērījumu intervālā.

Pīķis-pīķis vērtība — vibrāciju dubultā amplitūda, jeb starpība starp vibrācijas maksimālo un minimālo vērtību. Pielieto gan signāla, gan spektra analīzē.

RMS (r. m. s., no angļu val. „root mean square”) vērtība — vibrāciju signāla (pieņemot, ka signāls ir sinusoīda) vidējā kvadrātiskā vērtība, ko pielieto vibroātruma vai vibropaātrinājuma izteikšanai [24];

SK — sinhronais kompensators, un „sinhronā kompensatora režīms” ir tāds darba režīms, kad hidroagregāts strādā kā patērētājs (dzinēja režīmā), turbīnai vai darba ratam atrodoties bez ūdens (ūdens tiek izspiests no sūcāurules). Režīms nav iespējams visiem hidroagregātiem. Literatūrā sinhronā kompensatora režīmu Frensisa turbīnai sauc arī par darbu sūkņēšanas režīmā (no angļu val. „pump mode” [17]);

STO vai „CTO” — standarts par hidroelektrostaciju uzturēšanu un apkopi, kas dotajā darbā ir visbiežāk citētais normatīvais dokuments [11];

TG — turbīnas gultnis vai tukšgaitas režīms, atkarībā no konteksta;

Tukšgaita — normāls HA ekspluatācijas režīms, kad netiek ģenerēta ne aktīvā, ne reaktīvā jauda. Var būt ar ierosinātu vai neierosinātu ģeneratoru.

Tukšgaita ar ierosmi — HA darbs tukšgaitā ar ierosinātu ģeneratoru [1];

VA — Vadaparāts, jeb turbīnas mezgls, kas nodrošina ūdens ieplūdes regulēšanu turbīnā [1]. Vadaparāta atvērums, jeb vadaparāta lāpstiņu atvērums, mērāms mm vai % no pilna atvēruma.

ZOOM — kompānijas VibroSystM ražotā nepārtrauktā monitoringa sistēma, saīsinājums no angļu val. „Zero Outage On-line Monitoring System”, kas ir citētajos literatūras avotos visbiežāk pieminētā gaisa spraugas mērīšanas un kontroles sistēma.

IEVADS

Darbs ir veltīts ražošanas mašīnu — hidroagregātu, kas uzstādīti Latvijas Republikas Daugavas HES kaskādē (ar kopējo uzstādīto jaudu 1540,25 MW. [3]), vibrāciju izpētei un vibrāciju monitoringa uzlabošanai. Hidroelektrostacijās ražotā elektrība mūsdienās tiek asociēta ar jēdzieniem „zaļā enerģija”, „atjaunojamie energoresursi” un „ilgtspējīga attīstība”, tāpēc no visām rotējošām mašīnām un mehānismiem, ar kuru vibrāciju kontroli nodarbojas Tehniskās ekspertīzes dienests, pētījumam izvēlēti tieši hidroagregāti.

Tēmas aktualitāte, darba mērķis un risināmie uzdevumi

Hidroagregātu vibrāciju un ar to saistīto tēmu izpēte ir bijusi aktuāla tēma kopš 60. gadiem, kad ekspluatācijā tika pieņemtas aizvien vairāk HES mašīnu. Šādu pētījumu galvenais mērķis ir ražošanas objektu tehniskā stāvokļa uzlabošana un avārijas situāciju novēršana [116]. Hidroagregātu vibrācija ir aktuāla zinātnes joma arī mūsdienās, jo pētījumu metodika un diagnostikas iespējas nemitīgi attīstās. Promocijas darbos par hidroagregātu vibrāciju, kas sagatavoti 60.ajos gados, uzsvars ir likts uz hidroagregāta sastāvdaļu matemātiskiem modeļiem [29][114], bet mūsdienās — uz mērīšanas metodikas pilnveidošanu un rezultātu analīzi. Rezultātu kvalitatīva analīze un zināšanu uzkrāšana par katru konkrēto agregātu ir efektīvākais veids, kā nonākt no iekārtas stāvokļa monitoringa līdz pilnvērtīgai diagnostikai [116].

Nosacīti hidroagregātu monitoringa pētījumus var iedalīt divos laika posmos — pirms un pēc datortehnoloģiju attīstības. Pirms straujas datortehnoloģiju attīstības pārsvarā tika mērītas vibrācijas, temperatūra, spiediens un ūdens līmeņi [96][121][123], kā arī fiksēti tādi elektriskie parametri kā jauda, spriegums un strāva. Sākoties straujam tehnoloģijas progresam 70. gados un attīstoties nepārtrauktā monitoringa sistēmu tehnoloģijām 80. gados, zinātnieki sāka pētīt arī ģenerators gaisa spraugu, veikt daļējas izlādes mērījumus, sekot līdz kavitācijai [30]. Sekojot mūsdienu attīstības tendencēm diagnostikas jomā, dotā darba mērķis ir paplašināt esošo Daugavas HES kaskādē uzstādīto hidroagregātu vibrāciju monitoringu ar jaunu metodi — ģenerators gaisa spraugas mērīšanu un novērtēšanu.

Šobrīd ar gaisa spraugas monitoringa mērījumiem un pētniecību aktīvi nodarbojas gan uzņēmēji, gan zinātnieki [61][67][79], taču citu valstu pētījumu rezultātus un izstrādāto metodiku nevar burtiski izmantot Daugavas HES uzstādītām mašīnām, jo katrs hidroagregāts un tā vibrācija ir unikāli gan konstruktīvu iemeslu dēļ, gan tādēļ, ka tiek darbināti dažādos apstākļos [116].

Izstrādājot metodiku gaisa spraugas mērīšanai Daugavas HES kaskādē uzstādītiem hidroagregātiem, var būtiski uzlabot to vibrācijas monitoringa kvalitāti, jo gaisa spraugas nevienmērību ietekmē gandrīz katra hidroagregāta konstrukcijas sastāvdaļa. Nomērot gaisa spraugas nevienmērību, var novērtēt gan mehāniskos, gan hidrauliskos, gan elektriskos spēkus, kas darbojas uz hidroagregātu. Lai sasniegtu noteikto mērķi, un izstrādātu metodiku gaisa sprauga mērīšanai un novērtēšanai, tika noteikti sekojoši uzdevumi:

- 1) Esošās gaisa spraugas mērīšanas metodikas piemēru izpēte un izvērtēšana (1. Nodaļa);
- 2) HA matemātiskā modeļa izstrāde, kur būtu aprakstīti mehāniskie spēki, kas darbojas uz hidroagregātu, kā arī ņemtas vērā Daugavas HES kaskādē uzstādīto hidroagregātu konstruktīvās īpatnības (2. Nodaļa);
- 3) Sistēmas pašsvārstību frekvenču aprēķins un kritisko ātrumu aprēķins (3. Nodaļa);
- 4) Gaisa spraugas matemātiskā modeļa izstrāde un iespējamo mehānisko defektu apraksts (4. Nodaļa);
- 5) Aprēķina metodikas papildināšana ar elektriskiem spēkiem, kas raksturīgi hidroģeneratoriem, ņemot vērā hidroagregātiem veiktās konstruktīvās izmaiņas rekonstrukcijas laikā (5. Nodaļa);
- 6) Gaisa spraugas mērījumu veikšana hidroagregātiem ar dažādām turbīnām (Frensisa, Kaplāna) (6. Nodaļa);
- 7) Novērtēšanas metodikas izstrāde iegūtajiem rezultātiem (7. Nodaļa).

Zinātniskās novitātes un galvenie rezultāti šim darbam ir sekojoši:

- 1) Ir izstrādāts matemātisks modelis, kas apraksta gan hidroagregāta vibrācijas, gan hidroģeneratora gaisa spraugas atkarību no vibrācijām, ko turpmāk var izmantot GEM modelēšanai;
- 2) Ir secināts, kādos gadījumos gaisa sprauga ir noteikti jānomēra, kad tas ir ieteicams, un kad šādu mērījumu var neveikt;
- 3) Ir uzkrāti un sistematizēti dati par gaisa spraugas defektu īpatnībām, atkarībā no dažādu hidroagregātu konstrukcijas;
- 4) Izstrādāta rezultātu vizualizēšanas metodika, ņemot vērā hidroģeneratora rotora spieķu izvietojumu;
- 5) Izstrādāta gaisa spraugas novērtēšanas metodika, lietojot spektrālo analīzi.

Darba rezultātu realizācija un praktiskā nozīme

Darbā izstrādātā mērīšanas metodika tika praktiski pielietota, veicot hidroģeneratora gaisa spraugas mērījumus uzturēšanas pārbaužu laikā. Darba tapšanas laikā piedāvātā mērīšanas metodika tika izmēģināta diviem Daugavas HES kaskādes hidroagregātiem. Darbā var izcelt atsevišķas daļas, kurām ir izteikti praktiska nozīme:

- 1) Nodaļā 1 ir uzkrāts materiāls par gaisa spraugas defektiem, simptomiem un nevienmērīgas rotora un statora formas sekām. Informācija būs noderīga gan nākamajos mērījumos, gan tad, ja kādam no hidroagregātiem Latvijas Republikas elektroietaisēs pēc rekonstrukcijas tiks uzstādīta nepārtraukta gaisa spraugas monitoringa sistēma.
- 2) Nodaļā 2 ir detalizēti aprakstītas tās Latvijas Republikas elektroietaisēs esošo HA konstruktīvās īpatnības, kas ir svarīgas turpmākai matemātiskai un GEM modelēšanai tādās mūsdienīgās datorprogrammās kā ANSYS Rotordynamics un MSC Nastran Rotordynamics;
- 3) Izstrādātais datorprogrammas kods tika sekmīgi lietots mērīšanas datu apstrādei, un to var lietot arī turpmāk;
- 4) Nodaļā 7 izstrādātā metodika tika lietota iegūto rezultātu novērtēšanai, un to var lietot arī turpmāk.

Publikācijas un zinātniskā aprobācija

Par promocijas darba galvenajiem rezultātiem - gaisa spraugas novērtēšanas metodikas piemēriem, lietojot spektrālo analīzi, ir publicēts raksts starptautiskajā SCOPUS datubāzē citējamā žurnālā. Par citām ar darbu saistītām tēmām publicētas 11 publikācijas konferenču rakstu krājumos, no tām 7 — citējamās izdevumos. Darbs ziņots starptautiskās konferencēs Latvijā, Igaunijā, Šveicē un Krievijā.

Darba struktūra

Darbs sastāv no ievada, 7 nodaļām, secinājumiem, literatūras saraksta ar 132 citētus darbus, kopā uz 145 lappusēm, ieskaitot 63 attēlus un 49 tabulas.

1. HIDROAGREGĀTU VIBRODIAGNOSTIKA

Virkne autoru jau kopš 60. gadiem ir strādājuši ar rotora dinamiku, un grāmatas un monogrāfijas par rotējošo mašīnu aprēķiniem ir publicētas gan krievu valodā [99][98], gan angļu valodā [52][78]. Ir pieejams plašs literatūras klāsts par vārpstas izlieci rotoriem ar lieliem apgriezieniem, jeb turbomašīnām ([108],[98],[99],[100],[113],[115]), kas vispārīgos vilcienos apraksta arī hidroturbīnas vārpstas kustības dinamiku, tomēr precīzākai modelēšanai nepieciešams ņemt vērā hidroagregātu specifiku [101]. Mērīšanas sistēmu ražotāji [126] atzīmē, ka hidroagregāti ir unikāli un atšķiras no motoriem un turbomašīnām, jo tie darbojas ar zemiem apgriezieniem (nedaudz virs 100 apgr/min vai mazākiem, visbiežāk $1 \div 3$ Hz robežās [101]), un tiem parasti ir vertikāls vārpstas novietojums. Tā rezultātā hidroagregātu vibrāciju monitorings atšķiras no motoru diagnostikas paņēmieniem. Arī autori no Kanādas vēl pirms divdesmit gadiem atzīmēja, ka vienotas hidroģeneratoru teorijas izstrāde un diagnostika saistīta ar virkni neskaidrību, ko rada [57]:

- 1) Zemie agregāta apgriezieni un liels polu skaits, salīdzinot ar turbomašīnām;
- 2) Liels skaits komponentu un apakšsistēmu, kas mijiedarbojas uz HA;
- 3) Katra atsevišķa agregāta īpatnības (izmērs un konstrukcija), atkarībā no ražotāja.

Hidroagregātiem nav aktuāli rotējošo elementu aprēķini ar vairāk kā diviem diskiem. Tikmēr dažiem agregātiem ir dalīta, nevis nepārtraukta vārpsta [101], visbiežāk tie ir agregāti ar Kaplāna turbīnu, un ir svarīgi modelēt savienojumu starp turbīnas vārpstu un ģeneratora vārpstu, kā arī precīzi modelēt turbīnas un ģeneratora slīdgultņus. Kopumā visus faktorus, kas nosaka HA vibrāciju, var iedalīt trijās grupās [101]:

- 1) Balstu sistēmas stingums, kas izskatīts sadaļā 2.4, kur parādīts, ka atšķirībā no motoriem, kuriem gultņus parasti modelē kā vienu atsperi [99], HA gultņi jāmodelē kā atsperes ar reducētu stingumu, jo tie ir slīdgultņi, kuru ieliktna cietība atšķiras no korpusa cietības [101];
- 2) HA konstrukcija, kas aprakstīta nodaļā 2.;
- 3) Dinamiskās slodzes uz balstiem, kas rodas no dažādiem spēkiem. Šajā darbā ietekme no mehāniskiem spēkiem apskatīta nodaļā 2., bet ietekme no elektriskiem spēkiem — nodaļā 5.4.

Var secināt, ka lēngaitas mašīnām ir raksturīgas daudzas īpatnības, un nepieciešama īpaša, mūsdienīga pieeja to diagnostikai.

1.1. Metodoloģija un pētījuma uzbūve

Promocijas darbam tika izvēlēta „konkrētas situācijas izpēte” (no angļu valodas „Case study”, CS) tipa metodoloģija [88]. „Konkrētas situācijas izpēte” priekšrocība, salīdzinot ar laboratorijas eksperimentu, ir tā, ka no redzesloka netiek izslēgts neviens ietekmes faktors [88] (jo tiek pētīts konkrēts, reāli strādājošs objekts, nevis prototips), kas hidroagregātu diagnostikā ir īpaši svarīgi [116][30][31]. Kā galvenā kvantitatīvā metode darbam kalpoja eksperimentu sērija 2014. gadā, lai pie dažādiem darba apstākļiem nomērītu gaisa spraugu diviem hidroagregātiem ar atšķirīgu turbīnu.

1.2. Pētījuma objekts un priekšmets

Pētījuma objekts ir vertikāls hidroagregāts un hidroagregāta lēngaitas sinhronais hidroģenerators ar izvirzītiem poliem [94], bet pētījuma priekšmets — hidroģeneratora gaisa sprauga.

1.2.1 Pētījuma objekts — hidroģenerators

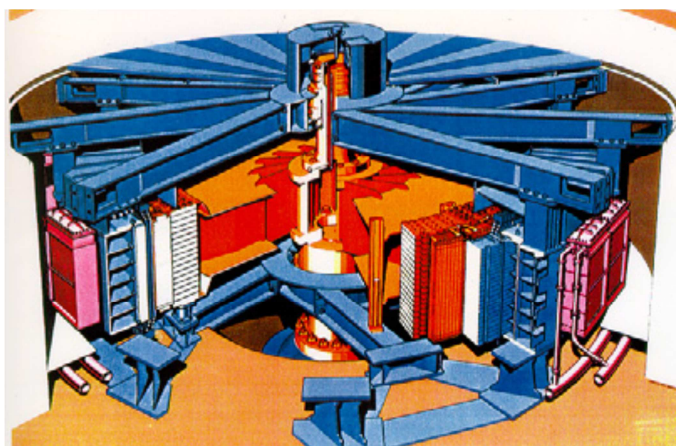
Hidroģenerators ir elektriskais sinhronais ģenerators, ko griež hidroturbīna [12]. Hidroģeneratora rotors tiek stiprināts uz vārpstas kopā ar darba ratu. Sinhronajos ģeneratoros līdzstrāva plūst caur rotora tinumiem, kas rada magnētisko lauku [13]. Griešanās līdzstrāvas lauks no rotora rada ierosmes strāvu, kas aizplūst uz statora (armatūras) tinumiem. [74]. Rotoriem ar izvirzītiem poliem parasti ir atsevišķi magnētiskā lauka poli, kas ir montēti uz rotora korpusa vai t. s. stīpas (no angļu val. „rim”, [127]), kas savukārt ir piestiprināta pie rotora vārpstas ar spieķiem, jeb t. s. zirnekli (no angļu val. „spider — a set of spokes” [127]). Izvirzīto polu rotors rada diezgan lielu gaisa plūsmas turbulenci gaisa spraugā starp rotoru un statoru, kad rotors kustas, kas rada zudumus tinumos, taču, tā kā HA apgriezieni parasti ir mazi (hidroģeneratorus uzskata par lēngaitas no angļu val. „Slow-speed” agregātiem), zudumus uzskata par nelieliem. Lai uzģenerētu tīklam nepieciešamos 50 Hz ar tādiem apgriezieniem, nepieciešams diezgan liels polu skaits. Salīdzinājumam — turboģeneratoram var būt divi polu pāri, kamēr otrā objekta HA ir 108 poli, jeb 54 polu pāri. Attiecīgi, arī ģeneratora diametram jābūt liels, lai šos polus būtu iespējams uzmontēt [74]. Tabulā 1.1 ir dots īss apkopojums par hidroagregātiem [3] un to darba rata diametriem, kuri tiek minēti pētījumā:

1.1. tabula

Apkopojums par pētīto hidroagregātu jaudu un griešanās ātrumu

	Pirmais objekts	Otrais objekts	Trešais objekts	Ceturtais objekts
Turbīnas tips	PO45-V-620	PL20-V-930	Kaplāns	PL15-V-930
Turbīnas nom. jauda, kW	92 500	66 000	17 500÷18 100	66 000
Griešanās ātrums, apgr/min	88.20	55.5	107.14	55.6
Griešanās ātrums, Hz	1.47	0.925	1.8	0.9
Darba rata diametrs, m	6.2	9.3	~4.875	9.3

Lielākai daļai darbā apskatīto HA darba rata diametrs ir lielāks par 5 metriem (sk. tabulu 1.1). Tādiem HA ir pieņemts uzstādīt nojumveida ģeneratoru ar pēdas gultni [89] [90], kas savukārt tiek stiprināts pie balsta uz turbīnas vāka. Shematisks hidroģenerators attēlojums, kas precīzi atbilst Daugavas HES uzstādītajiem agregātiem, ir parādīts 1.1. att. Vārpsta visbiežāk ir nedalīta, kaut gan atsevišķos gadījumos HA var būt dalīta turbīnas un ģenerators vārpsta [90]. Piemēram, tāda hidroagregāta konstrukcija ir Chukhna HES, Indijā [54], un trešajam objektam, Latvijā (sk. 2.1. att.). Vārpstu atbalsta divi gultņi — turbīnas un ģenerators gultnis. Ģenerators gultni mēdz uzstādīt virs ģenerators rotora Kaplāna turbīnām u. c., lai ierobežotu vārpstas gala pārvietojumu pret gultņa korpusu.



1.1. att. Hidroģenerators shematiskais attēls

Kaut arī rotora spieķi un stīpa tiek noķīlēti uzsildīti, lai konstrukcija būtu īpaši izturīga, gaisa spraugas defekti bieži vien ir saistīti tieši ar rotora spieķu un rotora stīpas defektiem, jo ekspluatācijas laikā uz rotora stīpu (kas sastāv no plāksnēm, kas ir saskrūvētas ar skrūvēm) iedarbojas tangenciālā virzienā vērstie spēki, kā rezultātā skrūves var kļūt vaļīgas. Ģenerators daļas nolietojas un nodilst, jo tiek ekspluatētos smagos darba apstākļos,

un tās ietekmē temperatūras svārstības, vibrācija, pārspriegojums u. c. faktori. Poliem un polu tinumiem statistiski aprēķinātais kalpošanas laiks ir 40 gadi. Spēki, kas izsauc balstu konstrukciju vibrāciju un vārpstas pārvietojumu, ir mehāniskas (mehāniskais disbalanss, vārpstas līnijas novirzes), hidrauliskas (hidrauliskais disbalanss, spirālkameras ietekme, tvaika pīne, plūsmas pulsācija) un elektriskas izcelsmes (elektriskais disbalanss no nevienmērīgas gaisa spraugas, statora magnētiskā lauka spēks). Kā teikts HA standartā: „*Visbiežāk uz balstu konstrukcijām iedarbojas visi spēki reizē, tikai dažādā pakāpē*” [2].

Savukārt, Xianghui Huang disertācijā apkopoja teoriju par to, ka rotoru defektus var iedalīt divās grupās [87]:

- 1) Rotoru defekti, plaisas, kas rodas no noguruma un temperatūras ietekmes. Rotoru plaisas parasti tiek atklātas vizuālas apskates laikā.
- 2) Gaisa spraugas ekscentricitāti, kas rodas no tādām mehāniskām problēmām kā gultņu defekti un vārpstas nobīde. Turbomašīnām izšķir statisko (rotora griešanās centrs ir nobīdīts, bet minimālā gaisa sprauga uz kāda pola paliek nemainīga) un dinamisko ekscentricitāti (rotora griešanās ass virziens nesakrīt ar rotoru galveno inerci asi, minimālā gaisa sprauga ir kā “seko” rotoram). Hidroagregātiem, kā likums, ekscentricitāte ir gan statiska, gan dinamiska.

Tomēr ne vienmēr defekts nozīmē avārijas stāvokli. Defekts ir tikai neatbilstība noteiktām prasībām. Šo terminu lieto kvalitātes kontroles laikā, tehniskās apskates un remonta laikā, un tas nozīmē, piemēram, detaļas nodilumu. Defekts pats par sevi nenozīmē visa HA bojājumu vai atteikumu, jo atteikumu var izraisīt vairāku defektu kopa. Defekts var būt maznozīmīgs, un būtiski neietekmēs ekspluatāciju. Tas var būt arī nozīmīgs (būtiski ietekmē ekspluatāciju) un „kritisks”, pie kura ekspluatācija vairs nav pieļaujama. Defekts var būt novēršams (tā labošana ir tehniski iespējama un ekonomiski pamatota), bet var būt arī nenovēršams. Tā, piemēram, Stefano G. Bomben, 2001, rakstā par gaisa spraugas pētījumiem vienam no HES Ontario, Kanādā apraksta situāciju, kad tika atklāts statora defekts, konkrēti, nobīde no centra, taču tā labošana atzīta par tehniski ļoti sarežģītu procedūru. Tika nolemts, ka tas ir maznozīmīgs un nenovēršams defekts, un ka stāvoklis (gaisa sprauga starp rotoru un statoru, rotoru un statora kustība) turpmāk pastiprināti jākontrolē, taču remonts nav nepieciešams [32].

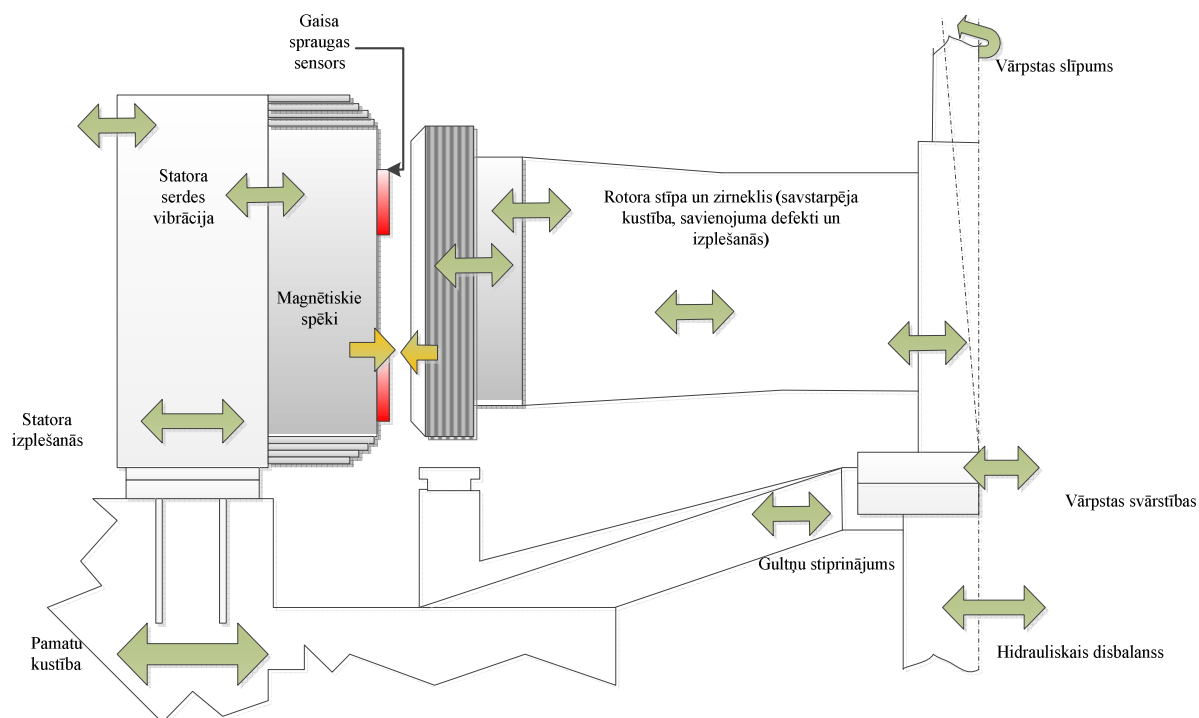
Regulāri nomērīt gaisa spraugas nevienmērību iesaka gan HA apkopes “labās prakses” kataloga autori [128], gan rekonstrukcijas izpilddokumentācijas autori [127], tāpēc gaisa sprauga ir dotā pētījuma priekšmets.

1.2.2 Pētījuma priekšmets — ģeneratora gaisa sprauga

Gaisa sprauga ir nominālais vai nomērītais attālums starp hidroģeneratora rotoru un statoru. Daugavas HES kaskādē uzstādītājiem HA gaisa sprauga ir 20 mm liela, piemēram, no rekonstrukcijas izpilddokumentācijas zināms, ka aukstā stāvoklī nominālā gaisa sprauga ir 18.4 mm, bet 20 mm, kad rotors ir iesilis un darbojas [127]. Jāatzīmē, ka citās valstīs ģeneratoriem gaisa sprauga var būt mazāka, piemēram, Ontario štatā, dažādiem HA GS mēdz būt 11 mm un 14 mm liela, Japānas VRA's Kpong HES HA gaisa sprauga ir vienāda ar 12.6 mm [67], bet atsevišķiem ģeneratoriem tā var būt lielāka, nekā Daugavas HES kaskādes HA, piemēram, Ontario, Beck HES, GS ir vienāda ar 21 mm. Kā saka kompānijas VibroSYSTM vadošie pētnieki, gaisa sprauga ir „hidroagregāta sirds” [31], jo tā ir tā vieta, kur mehāniskā enerģija tiek pārvērsta elektriskajā strāvā.

Ir kļūdaini uzskatīt, ka vertikāls hidroģenerators ir absolūti ciets ķermenis no dzelzs, vara un elektriskās izolācijas [65]. Patiesībā, tā lielo gabarītu dēļ ģeneratora izmēri var mainīties laikā, tāpēc mainās arī gaisa sprauga. Uz ģeneratoru darbojas kopā daudzi spēki, tādi kā centrālās spēki (t. s. centrifugālie spēki), t. s. termālie spēki, jo ģenerators ir pakļauts temperatūras ietekmei, vibrācija, magnētiskie spēki (tieši magnētisko spēku ietekmē statora plāksnes pietuvojās rotoram, un notika avārija Kipling HES 2. HA), spēki no būvkonstrukcijām (izmaiņas pamatos u. tml.), ģeotehniskie spēki [128]. Visi šie faktori kopā ilgtermiņā var radīt lielu ietekmi uz ģeneratora darbu. Gaisa spraugas shematisks attēlojums un faktori, kas to ietekmē parādīti 1.2. att.

Ar monitoringa palīdzību var novērst avārijas gadījumus (rotors nekad nesaskarsies ar statoru), tāpēc var izvairīties no neparedzētām izmaksām un dīkstāves, kā arī var labāk saplānot lielo hidroģeneratoru remontdarbus un to izmaksas [65]. Jāatzīmē, ka avārijas bojājumu novēršana, kad notiek rotora un statora saskaršanās mazās gaisa spraugas dēļ, var izmaksāt līdz pat 50 % no jauna ģeneratora cenas [65].



1.2. att. Faktori, kas ietekmē gaisa spraugas izmaiņas, kreisais skats

1.3. Gaisa spraugas monitorings

Pieņēmums, ka gaisa spraugas monitorings ir lietderīgs un ekonomiski pamatots papildinājums esošai hidroagregātu vibrodiagnostikas praksei, ir dotā darba galvenā pamatnostādne. Līdzīgas idejas ārzemēs citi autori izsaka jau kopš 1997. gada [32][56][58][66]. Attiecīgi, galvenais priekšlikums, kas izteikts šajā darbā, ir papildināt esošo Daugavas HES kaskādes vibrodiagnostikas programmu ar gaisa spraugas mērīšanu.

Gaisa spraugu mērīt nepieciešams gan hidroģeneratoriem, kas kalpojuši ilgu laiku, gan jauniem HA [69], gan rekonstruētiem hidroagregātiem, kuriem tas ir paredzēts saskaņā ar izpilddokumentāciju [127]. Nomērot gaisa spraugu un konstatējot, ka tā ir normas robežās, var izvairīties no lielām papildus izmaksām remontdarbiem [65].

Ja gaisa sprauga tomēr nav vienmērīga, rodas virkne problēmu, tādu kā rotora un statora vibrācija un pārkaršana un statora izolācijas bojājumi [128]. Ļaunākajā gadījumā rotors var saskarties (sākt „berzēties”) ar statoru, un stators var sākt degt. Talas un Toom, 1983, atzīmēja, ka gaisa spraugas samazinājums vien par 5 % rezultējas zīmīgā radiālo spēku pieaugumā [76]. Spēki tiek nodoti uz statora korpusu un gultņiem, kā arī gultņu balstiem, un var izraisīt to bojājumus. Līdzīgus secinājumus izteica autori no Igaunijas, kas pēta lēngaitas sinhronos vēja ģeneratorus [81]. Tie atzina, ka jau pie mazākas ekscentricitātes mainās

ģenerators inducētā sprieguma līkne un izejas strāva, kā arī palielinās mašīnas mehāniskā vibrācija [81].

Kopš 1999. gada kompānija VibroSYSTM publicē konferenču materiālus par to, kā gaisa spraugas monitorings (ar īpaši izstrādāto sistēmu ZOOM) palīdz novērst avārijas gadījumus, tā, piemēram, VibroSYSTM apraksta gadījumu, kad Igarapava HES stators un rotors gandrīz saskārās, jo skrūvēm bija nepietiekama stingrība. Par laimi, defekts tika laicīgi atklāts un novērsts [59]. No uzņēmēja GE un Bruel&Kjaer materiāliem, kas citēti HA apkopes „labās prakses” katalogā [126][128], var secināt, kādus defektus var konstatēt ar gaisa spraugu, un kādus ar vibrāciju, kā parādīts 1.2. tabulā:

1.2. tabula

Defektu noteikšana ar vibrāciju un gaisa spraugas mērīšanu

Defekts	Vibrācijas mērījums	Gaisa spraugas, rotora un statora formas mērījums
Palielināts vārpstas pārvietojums turbīnas gultnī — iespēja turbīnai saskarties blīvējuma labirintos ar nekustīgo daļu	X	X
Palielināts disbalanss — pārmērīga slodze radiāliem gultņiem, kas vēl var palielināt vārpstu pārvietojumu, līdz “kustīgais ķer nekustīgo”	X	X
Palielināta plūsmas pulsācija ar lielu frekvenci — noguruma plaisu rašanās iespēja turbīnas darba ratā	X	Nevar konstatēt
Palielināta statora serdes vibrācija — kontakta korozijas izraisīšanās serdē	X	X (konstatē, ja ir nevienmērīga statora forma)
Tvaika pīnes izraisītās neregulārās vibrācijas ar zemu frekvenci, bet lielu amplitūdu — var veicināt visu ar turbīnas vāku un gultni saistīto mezglu stiprinājumu bojājumus	X	Nevar konstatēt
Statora un rotora stieņu (no angļu val. „bars” [17]) defekti	Nevar konstatēt	X
Rotora vai statora nevienmērīga forma, nevienmērīga gaisa sprauga	Nevar konstatēt	X

Vibrāciju mērīšana saskaņā ar normatīviem [11] un gaisa spraugas monitorings var papildināt viens otru, un sniegt lielāku pārliecību, piedāvējot hidroagregātam kādu konkrētu defektu. Tas ir īpaši noderīgi arī tad, ja paredzēts veikt kārtējo iekārtas remontu, un jānosaka remontdarbu apjoms.

1.3.1 Ieskats gaisa spraugas monitoringa vēsturē

Pastāv viedoklis, ka līdz 1998. gadam pētnieki gandrīz vispār nenodarbojās ar gaisa spraugas pētniecību sinhronām mašīnām [84], taču gaisa spraugas nevienmērības izraisītas avārijas un agregātu defekti lēngaitas mašīnām aprakstītas virknē zinātnisko publikāciju jau no astoņdesmitajiem gadiem. Viena no vecākajām publikācijām ir par Grand Coulee HES [61]. Moore, 1983, publikācijā aprakstīta situācija, kad agregātam pēc septiņu mēnešu ekspluatācijas tika novērota paaugstināta polu silšana, un silšanas iemesls bijis rotora un statora saskaršanās, jo rotoram magnētisko spēku ietekmē izveidojās elipses forma, taču avāriju izdevās novērst, laicīgi konstatējot šo faktu [61].

Kopš 1980. gada, kad Peace Canyon HES HA Nr. 1 saskārās rotors ar statoru, izraisot avāriju, pētnieki Talas un Toom sāka izstrādāt bezkontakta mērīšanas sistēmu gaisa spraugas kontrolei, un jau 1983. gadā konferencē piedāvāja inovatīvu optisko dinamisko gaisa spraugas mērīšanas sistēmu, kas darbojās, nosūtot ar LED iekārtu gaismas staru uz rotoru un nosaknējot iegūtā gaismas stara garumu. Sistēmas lielākais pluss bijis tas, ka tās precizitāti neietekmēja elektromagnētisko spēku izmaiņas [76]. 1987. gada konferencē autori, demonstrēja uzlaboto monitoringa sistēmas versiju, kura jau spēja ne tikai uzrādīt analogos datus, bet arī nosūtīt uz datoru digitālos mērījumu datus [77]. Jāatzīmē, ka B.C. Hydro saņēma uzdevumu izstrādāt tādu monitoringa sistēmu noslēgtā līguma ietvaros ar CEA (Canadian Electrical Association) [76][77]. CEA, savukārt, vēlāk arī izstrādāja pirmos novērtēšanas kritērijus gaisa spraugas nevienmērībai. Jāatzīmē, ka augstāk aprakstītais 1980. gada notikums nav vienīgais gadījums vēsturē, kad novērota HA rotora un statora saskaršanās. Līdzīgu situāciju apraksta David Casselman (2001). Saskaršanās tika piefiksēta R.H. Saunders HES, Ontario, 1989. gadā, 1. HA un 14. HA, un tad šajā HES tika uzstādīta speciāla monitoringa sistēma. Arī D. Casselman atzīmēja, ka pirmā gaisa spraugas monitoringa projekta laikā tika salīdzināti optiskie un kapacitatīvie devēji, un tika atzīts, ka kapacitatīvo devēju rezultātu ticamība ir augstāka pie dažādiem HA darbības režīmiem [36].

François Lalonde 1992. gadā jau lietoja kapacitatīvos devējus, lai nomērītu s magnētiskā lauka nevienmērību gaisa spraugā [53][131]. Lai to parādītu, autori lietoja dažādas metodes:

- 1) divu polu attēlus, kas uzlikti viens uz otra;
- 2) viena pola palielinātu attēlu;
- 3) pīķa vērtības vienam apgriezienam visiem ģeneratora poliem;

- 4) magnētiskā lauka vērtības uz polārā grafika;
- 5) rezultātus vienam apgriezienam, attēlojot kopā gaisa spraugu un EDS.

Atšķirībā no šajā darbā ievietotajiem grafikiem, Lalonde publikācijā EDS nav uz citas skalas, tāpēc sakarība nav tik labi redzama. Galu galā, autori atzina, ka ar šādu kapacitatīvo devēju mērījumiem vien nav iespējams noteikt un izskaidrot hidroģeneratora vibrācijas, un labāk ir izmantot dažādus mērījumus, kas viens otru papildinātu. Autori par savu mērķi izvirzīja turpināt izstrādāt sistēmu, ar ko veikt magnētiskā lauka mērījumus [53][131], bet gaisa spraugas mērīšanas sensori drīzumā nonāca pārdošanā [125][126][30][31].

1.3.2 Esošo metožu trūkumi un priekšrocības

Par tradicionālām gaisa spraugas mērīšanas metodēm parasti uzskata mērīšanu ar kontaktējošu bīdmēru. Stefano G. Bomben, 2001, uzskaita tradicionālās metodes trūkumus [32]. Vispirms, autors atzīmē, ka mērījums ar kontaktējošu metodi aizņem daudz laika. Bieži vien rotoru nepieciešams novietot uz grīdas, mērlīdzeklis jāuzliek un jānostiprina, un tad rotors manuāli jāgriež. Pagriezt rotoru precīzi tā, lai mērlīdzekli novietotu pretī katram polam, ir ļoti sarežģīti. Autors atzīmē, citējot Ontario spēkstacijas arhīva 1999. gada mērījumu atskaiti, ka tas var aizņemt 3–4 dienas, strādājot 2–3 cilvēkiem. Turklāt, metodes rezultātā mērījums var būt neprecīzs un to ir ļoti grūti pārbaudīt, jo mērījuma metodes „atkārtojamība” ir zema. Arī G. B. Pollock un J. F. Lyles 1992. gada rakstā atzīmēja, ka statistiskie un dinamiskie gaisa spraugas mērījumu rezultāti vienmēr atšķirsies [65].

Ērtāku metodi, ar kuru gaisa spraugu var nomērīt manuāli, 2001. gada publikācijā minēja Jeffrey J. Tennant, citējot Haines 1992. gada izgudrojumu, kas tika izstrādāts priekš Arnprior HES. Dotā metode ļauj nomērīt rotora apaļo formu, kamēr stators ir noķīlēts ar „domkratu” [80]. No publikācijas var spriest, ka konkrētā metode ir īpaši ērta remontdarbu laikā, un ar to var iegūt korektu „statisko formu”. Tomēr, kā teikts HA apkopes labās prakses katalogā [128], korekti rotora un statora formu ģeneratoram, kas netiek darbināts, nomērīt nevar, jo tad nevar noteikt, kāda ietekme ir kopsummā no centrālās, magnētiskajiem spēkiem un temperatūras. Varētu teikt, ka statisks gaisa spraugas mērījums vairs neatbilst mūsdienu diagnostikas prasībām, tas nesniedz informāciju par katru polu, tam ir zema precizitāte utt.

Mūsdienīgāka pieeja ir gaisa spraugas mērījumiem lietot kapacitatīvos devējus [125][126]. Šādi devēji ir dārgāki, bet tiem arī ir ekonomiskas priekšrocības. Tā, piemēram, Eduardo Manuel da Mota Silveira (2001), apgalvoja, ka ar kapacitatīviem devējiem

mērījumus gaisa spraugai var veikt vienas dienas laikā, kamēr, darot to ar tradicionālo metodi, agregāts atrastos dīkstāvē apmēram vienu nedēļu [71]. Jāatzīmē, ka pastāv speciāla formula, pēc kuras var aprēķināt hidroagregāta operatīvas gatavības koeficientu [117], un, jo mazāks ir agregāta atrašanās laiks rezervē, jo augstāks ir šis koeficients.

Apkopojot augstāk minēto, redzams, ka gaisa spraugas mērījumi ir evolucionējuši no kontaktmērījumiem ar etaloniem līdz bezkontakta mērījumiem. Taču bezkontakta mērījumu datu iegūšana joprojām ir attīstības stadijā. Kaut arī mērīšana vairs nenotiek manuāli, datu apstrāde diagnostikas mērķiem joprojām ir laikietilpīga. Darba ietvaros paredzēts izstrādāt algoritmu, kā paātrināt šo darbību.

1.4. Iemesli gaisa spraugas nevienmērībai

Par iemeslu nevienmērīgai gaisa spraugai var kalpot ģenerators konstrukcija, ekscentricitāte, disbalanss, vārpstas līnijas nobīdes, detaļu nodilums, defekti ierosmes vai dzesēšanas sistēmā, kā arī temperatūras izmaiņas un katrs spēks (hidrauliskais, centrālās, magnētiskais), kas ietekmē hidroagregātu. Ilgtermiņā nevienmērības iemesls var būt pat tādi ārējie faktori kā HES pamatu struktūras izmaiņas [27][71].

1.4.1 Rotoru un statoru nevienmērīga izplešanās, deformācija

Talas un Toom, 1983, atzīmēja, ka hidroģenerators rotors ir „ciets”, taču tas nedaudz izplešas radiāli. Tāpat stators deformējas vairāk, to ietekmē tādi faktori kā gultņu spēles, nodilums un pat mehāniskās rezonanses [76]. Vēlāk, citā konferencē Talas un Toom, 1987, secināja, ka, mērot gaisa spraugu, kad šķiet, ka rotors ir sarāvis, patiesībā stators ir izpleties. Zināms, ka arī rotors silstot izplešas, taču daudz mazāk, salīdzinot ar statoru [77].

1.4.2 Ekscentricitāte un eliptiskums

Plašs apraksts par gaisa spraugas nevienmērības cēloņiem pieejams dažādiem avotiem par elektrodzinējiem. Nevienmērīga gaisa sprauga starp rotoru un statoru ir viens no iemesliem, kas rada ierosmes spēkus (ar elektromagnētisko izcelsmi) dzinējos [122]. Saskaņā ar balansēšanas rokasgrāmatu, gaisa spraugas nevienmērību var izraisīt rotora ekscentricitāte, ko var diagnosticēt, ja ir paaugstināta 1X harmonika, kā arī citi motoriem raksturīgie defekti, ko var atklāt pie 2X [122].

Hidroagregātu gultņiem parasti ir ļoti liela spēle, kas ir paredzēta tam, lai statoram būtu, kur izplesties, sasniedzot darba temperatūru. Rezultātā silšanas (pārejas) procesā lielo gultņu spēļu dēļ rotora rotācijas centrs var pamatīgi nobīdīties [58]. Kaut arī visiem DR tiek

veikta balansēšana, netiek izslēgts, ka ekspluatācijas laikā tam radīsies dinamiskā ekscentricitāte [116]. Analizējot vārpstas pārvietojuma spektru pirmajam HA, tika konstatēts izteikts eliptiskums, jo pārvietojuma spektrā bija izteikta 2X harmonika (pēc lieluma līdzīga 1X harmonikai), savukārt, vibrāciju spektrā 2X harmonikas amplitūda bija ļoti maza [116]. Faktiskās ekscentricitātes vērtības jaunam rekonstruētam HA var nolasīt no izpilddokumentācijas pieņemšanas pārbažu testiem [127].

1.4.3 Atsevišķu detaļu nodilums un defekti

Praksē bieži gadās situācijas, kad tieši mehāniskie defekti ir vainojami gaisa spraugas nevienmērībā. Piemēram, 1994. gadā Igarapava HA (Brazīlijā) tika atklāts gaisa spraugas samazinājums (konkrētajam HA bija netipiski maza gaisa sprauga, tikai 11 mm, līdz ar to tās samazinājums varēja izraisīt avāriju), un veica perkusijas testus, kuru rezultātā atklājās, ka stiprinājuma skrūves, ar kurām rotora stīpa skrūvējas pie spieķiem, nebija pietiekami stingri pieskrūvētas [57].

Straujš gaisa spraugas samazinājums, pieslēdzot ierosmi (šajā darbā 13.8 kV), var nozīmēt to, ka ģeneratora rotora spieķi nav pietiekami cieši piestiprinātas pie rotora stīpas [69]. Konkrētajā eksperimentā samazinājums bijis par veseliem 3 milimetriem [69]. Arī rekonstrukcijas izpilddokumentācijā ražotājs norādījis, ka rotoriem ar uzkaramiem poliem ir ļoti rūpīgi jāseko līdzi spieķu stiprinājumiem pie rotora stīpas [127], jāpārlicinās vai tajos nav plaisu un nevēlamu pārvietojumu, jo, ja spieķu stiprinājuma ķīļi ir vaļīgi, rotora forma kļūst ekscentriskā. Šādā situācijā gaisa spraugas mērījumus vislabāk var veikt, mainot režīmus no tukšgaitas bez ierosmes uz tukšgaitu ar ierosmi un uz apgriezieniem, kas pārsniedz nominālos. Tad var visērtāk konstatēt spieķu stiprinājuma defektus pie rotora stīpas [69].

1.5. Simptomi, kas liecina par gaisa spraugas nevienmērību

Šajā apakš sadaļā ir uzskaitīti diagnostikas simptomi, kas liecina, ka HA ģeneratoram ir nevienmērīga gaisa sprauga. Visbiežākie simptomi, kas minēti dažādu autoru darbos un attēloti 1.2. att., ir:

- 1) Vārpstas paaugstināts vibropārvietojums, konkrēti, paaugstinātas vārpstas pārvietojuma vērtības GG zonā var liecināt par neapmierinošu statora formu[30][31];
- 2) Statora rāmja svārstības un paaugstināta 2X vibrācija statora serdei [61];
- 3) Paaugstinātas amplitūdas HA gultņu vibropaātrinājuma spektra vērtībām, visbiežāk 1X vai 2X, kā arī citas paaugstinātas harmonikas, kas raksturo rotora formu, piemēram 12X, ja rotoram ir 12 spieķi u. tml.;

- 4) Īsslēgumi rotora tinumos un nevienmērīgs magnētiskais lauks;
- 5) Konstruktijas detaļu nodilums un plaisas — tinumu izolācijas nodilums, plaisas rotora pola stiprinājuma vietās u. tml.;
- 6) Rotora un statora serdes korozija. Korozija var būt uz rotora spieķiem, kā arī uz rotora stīpas, kas liecina par stiprinājuma skrūvju vaļīgumu;
- 7) Nevienmērīga konstruktijas detaļu (polu virsmas vai statora stieņu) silšana un paaugstinātas temperatūras, piemēram paaugstinātas turbīnas vai ģenerators gultņu temperatūras, kas var liecināt par spēli gultnī, [127][66], paaugstināta rotora polu silšana [61], kā arī ģenerators dzesētāja defekti (ja aukstā gaisa temperatūra mainās vairāk kā par ($> 8^{\circ}\text{F}$) [128];
- 8) gultņu bojājumi, gultņu atbalsta stiprinājumu kustība;
- 9) Netipiska HA uzvedība palaišanas laikā pie normāliem apstākļiem.

1.5.1 Gultņu vibrācija, nevienmērīga silšana un vārpstas pārvietojums

Gultņu vibrāciju un vārpstas pārvietojuma mērījums ir viena no ērtākām metodēm, kā konstatēt, vai HA nav defekti, jo šiem parametriem ir standartos noteiktās pieļaujamās vērtības [4][5][6][7]. Kā teikts HA apkopes „labās prakses” katalogā [128], nomērot vibrāciju un periodiski salīdzinot iegūtos datus, var izdarīt secinājumus ne tikai par vārpstas un elektrisko komponentu disbalansu, detaļu vaļīgumu un gultņu spēli, bet arī par nevienmērīgu statora-rotora gaisa spraugu. Kā teikts rekonstrukcijas izpildedokumentācijā, ja rotora spieķu stiprinājuma ķīļi ir vaļīgi, rotora forma kļūst ekscentriskā, un tas, savukārt, rada palielinātu vārpstas vibrāciju. Par nevienmērīgu gaisa spraugu visbiežāk liecina paaugstināta 1X gultņu vibrācija un paaugstināts vārpstas pārvietojums [114].

1.5.2 Statora vibrācija un korozija

STO standarts rekomendē rotora un statora formas novērtējumu veikt kopā ne tikai ar vārpstas pārvietojumu, gultņu temperatūras novērtējumu (sk. sadaļu 1.5.1), bet, galvenokārt, kopā ar statora serdes zemfrekvences vibrācijas novērtējumu [11]. Sekas no 100 Hz vibrācijas var būt statora un sijas kontakta korozija, kas būs redzama ap statora serdi, kā parādīts 1.3. att.:



1.3. att. Korozija uz pirmā objekta statora serdes elementiem

Statora serde ir salikta no augstas kvalitātes štancētām elektrotehniskās dzelzs plāksnēm, kas ir izolētas no visām pusēm ar karstumizturīgu laku. Plāksnes ir piestiprinātās statora korpusam ar bezdelīgastes formas stiprinājuma palīdzību. Statora serde ir nopresēta ar nemagnētiska materiāla skrūvēm un dzelzs plāksnēm. 100 Hz vibrācijas aprēķins ir pieejams nodaļās 5.3, 5.4, un aprēķinā ņemts vērā arī hidroģeneratora rievu (no angļu val. „slots” [17]) skaits.

1.5.3 Īsslēgumi rotorā tinumos, magnētiskais lauks

Ja rotorā magnētiskais lauks būs nevienmērīgs, tad rotorā tinumos būs īsslēgumi vai tinumu bojājumi, un gaisa sprauga būs nevienmērīga, turklāt šādu defektu nevarēs novērst ar balansēšanu [95]. Magnētiskā lauka ietekme tiks izskatīta darba sadaļā 5. Mūsdienās problēmas var rasties, arī uzlabojot tinumu izolāciju, ja veic tinumu izolācijas nomaiņu, piemēram, no klases B uz klasi F (B (130 deg. C); F (155 deg. C)) nepielāgojot gultņu un statora stingumu [62]. Arī autori no Kanādas iesaka veikt periodisku tinumu monitoringu [57]. Tinumu monitoringa apjomā autori iekļauj arī gaisa spraugas jēdzienu un tinumu elektrisko vienmērību. Ar šo monitoringu autori iesaka noteikt tādas fizikālos defektus kā rotorā stīpas stabilitāti un dzesēšanas sistēmas problēmas. Tinumu monitoringa atskaides rezultāti doti sadaļā 5.1.

1.6. Secinājumi

Pirmajā nodaļā dots teorētisks apskats par gaisa spraugas monitoringu, tā vēsturi un attīstību mūsdienās. Parādīts, ka hidroagregāta lielo izmēru dēļ tam praktiski nav iespējams nodrošināt ideālu centrēšanu, taču spēki, kas rodas no ģeometriskiem defektiem var nopietni ietekmēt HA darbu.

Secināts, ka pētot HA vibrācijas un rotora formas nevienmērību, vislabāk ir piemērojama konkrētu gadījumu izpētes metodoloģija.

Apskatā parādīts, ka nomērot gaisa spraugu, var atklāt lielāko daļu defektu, ko var konstatēt, nomērot vibrāciju, tomēr labāk abus mērījumus veikt kopā, jo tie papildina viens otru, un ļauj precīzāk diagnosticēt HA defektu.

Apskatā parādīts, ka mūsdienās statisks gaisa spraugas mērījums vairs neatbilst „labai” HA apkopes praksei, it īpaši, ja tas tiek veikts aukstam rotoram. Ar statistisku metodi nevar izsekot silstošu ģenerators komponentu uzvedību, turklāt parasti ar tādu metodi mērījumi tiek veikti katram otram polam, kas par 50 % samazina novērtējuma ticamību.

Nodaļā apkopoti biežāk aprakstītie iemesli gaisa spraugas nevienmērībai, un tie ir rotora un statora nevienmērīga konstrukcija vai kustība darba laikā, rotora vai statora ekscentricitāte, kā arī atsevišķu detaļu nodilums vai lūzums, nepareizs statora stiprinājums pie pamatiem, rotora spieķu un polu stiprinājuma defekti.

Nodaļā ir apkopoti simptomi, kas liecina, ka vēlams veikt gaisa spraugas monitoringu, un tie ir paaugstināta gultņu vibrācija un vārpstas pārvietojums, statora serdes vibrācija vai īsslēgumi rotora tinumos, paaugstinātas temperatūras turbīnas vai ģenerators gultņim, rotora polu silšana, korozija uz statora serdes.

2. HIDROAGREGĀTA MATEMĀTISKAIS MODELIS

Lai aprakstītu svarīgākos faktoros, kas ietekmē gaisa spraugas nevienmērību, darbā apskatītas galvenās problēmas, kas saistās ar liela diametra hidromašīnām, un kas izraisa relatīvā pārvietojuma pieaugumu starp rotora un statora centru [70], konkrēti sarežģīta centrēšana (sk. sadaļu 3.1) [101], grūtības nodrošināt vienmērīgu statora silšanu (sk. sadaļu 4.4.2) un grūtības nodrošināt vienmērīgu un pietiekamu sistēmas stingumu (sk. sadaļu 2.4). Ģenerators darbā ir atzīmēts kā elements 2 (m_2). Lai modelētu šo elementu, ir svarīgi izstrādāt arī vispārīgo hidroagregāta matemātisko modeli, jo ģenerators (m_2) un turbīnas darba rata (m_1) uzvedība lielā mērā ietekmē viena otru. Piemēram, rokasgrāmatās [97] ir aprakstīts gadījums, kad notika ģenerators rotora un statora saskaršanās tādēļ, ka Kaplāna tipa turbīnai rotors izslīdēja uz augšu. Avārijas pamatā bija agregāta darbs režīmā (pilnībā aizvērts vadaparāts un aizvērtas turbīnas lāpstiņas), kurā to nevar ekspluatēt. Mūsdienās šādi gadījumi tiek novērsti ar automatiskās vadības sistēmas iestatījumiem, taču notikums ilustrē, kā darba rats var ietekmēt ģenerators gaisa spraugu.

2.1. Hidroagregātu aprēķina metodoloģija

No agregāta rotējošajām daļām vibrācijas tiek pārnestas arī uz nekustīgajām konstrukcijām, piemēram, statora korpusu, nosedzošajiem aizsargvākiem, krustsiju u. c. Šo daļu pastiprināta vibrācijas norāda, ka ir vaļīgi to stiprinājumi, vai tie drīzumā kļūs vaļīgi [95][96]. Piemēram, statora serde pastiprināti vibrē, ja ir vaļīgas tā stiprinājuma skrūves (ar tādām parādībām saistīto vibrāciju frekvence parasti ir lielāka par 100 Hz). Tādēļ ir svarīgi matemātiskajā modelī iekļaut visas galvenās hidroagregāta konstrukcijas komponentes. Kā minēts ievadā, ātri rotējošo mašīnu aprēķinam ir veltītas vairāk publikācijas un grāmatas, nekā lēngaitas mašīnām, tāpēc no turbomašīnu teorijas var izmantot vispārīgās vadlīnijas arī hidroagregātu aprēķiniem. Tā, rokasgrāmatā [107] ir definēta vispārīga aprēķina metodika rotējošām mašīnām, kur tiek rekomendēts veikt kritisko ātrumu aprēķinu, tad rotora un balstu svārstību amplitūdu aprēķinu. Šajā darbā secība būs apgriezta, un kritiskie ātrumi tiks aprēķināti sadaļā 3.

2.1.1 Galīgo elementu modelis

Dotajā darbā netiks izstrādāts galīgo elementu modelis, un tiks lietoti gatavie datormodeļi, kas jau ir atrodami citu autoru darbos. Bettig, jau 1995. gadā izstrādāja hidroagregāta rotora matemātisko modeli [28][29], ko vēlāk izmantojuši savos pētījumos pārējie autori, piemēram Lam Dorjee, 2012 [54]. Rotora modelēšanai Bettig veltīja savas

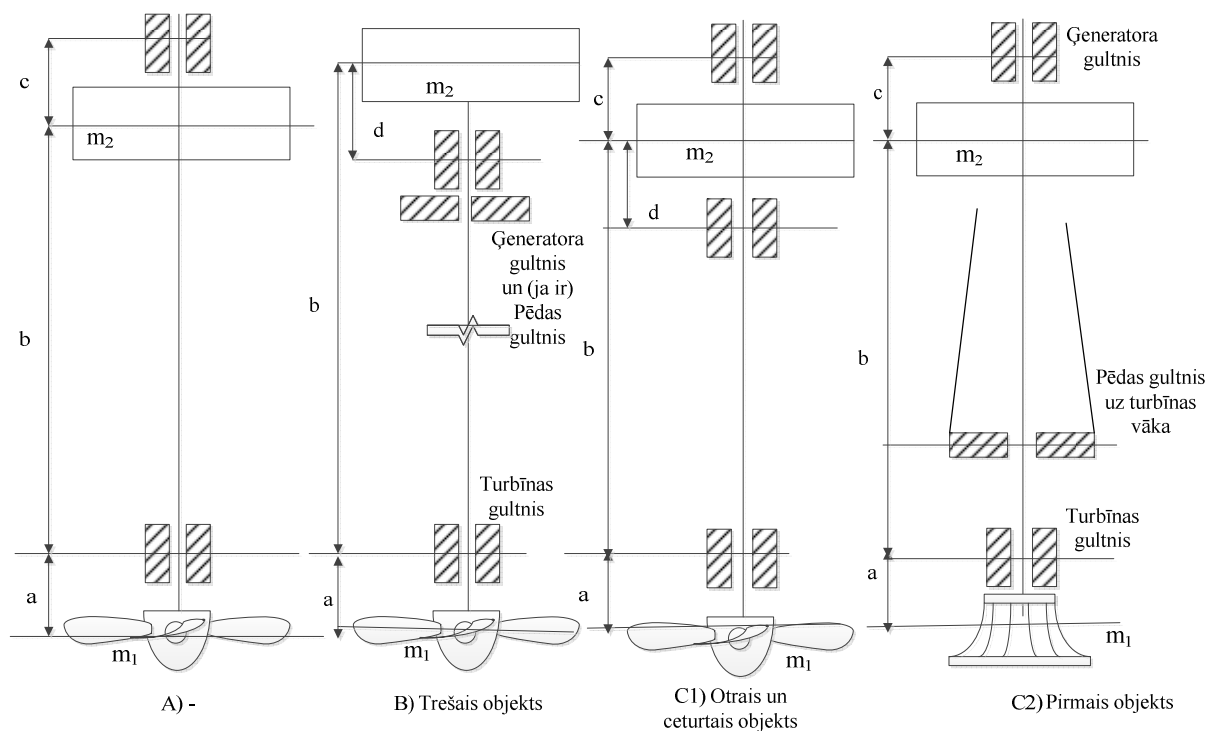
disertācijas 3. Nodaļu. Bettig modelis ir ērti lietojams tādēļ, ka autors uzskaita visas svarīgākās konstruktīvās komponentes, kas jāiekļauj GEM. Bettig iekļāva hidroagregāta rotora GEM modelī sekojošas daļas:

- 1) Vārpstu, sk. vārpstas modelēšanu sadaļā 3.1.;
- 2) Sajūgu, kas modelēta kā ļoti cieta atspere. Sajūga modelis ir aktuāls, ja HA ir dalīta vārpsta. Šāds konstruktīvs risinājums Daugavas HES kaskādē sastopams trim HA, kā parādīts 2.2. att.;
- 3) Cietu rotoru, sk. 2.3;
- 4) Atsperes, lai parādītu spēku ietekmi no gultņiem un ārējās ierosmes spēkus, sk. 2.4;
- 5) Robežnosacījumus pārvietojumam;
- 6) Disbalansa spēkus, kā masas un pašsvārstību frekvences reizinājumu.

Līdzīgi secībā elementi apskatīti arī šajā darbā. Lai gan dotie aprēķini ir paredzēti projektēšanas stadijai, un ir zināms, ka visiem hidroagregātiem ir liela rezerve kritiskam ātrumam [90], metodika ir noderīga arī ekspluatācijas stadijā, nosakot gultņu stingumu un meklējot iemeslus paaugstinātai vibrācijai. HA sākumā var konstatēt, kurām mašīnām ir novērota nevienmērīga gaisa sprauga, un tad veikt aprēķinus [107] pašsvārstību frekvencēm. Piemēram, līdzīgā secībā analīzi veica autori no Luksemburgas [26], kas 2004. gadā HydroVision konferencē prezentēja jaunas paaudzes hidroagregātu monitoringa sistēmu.

2.1.2 Svārstību sistēma ar divām masām

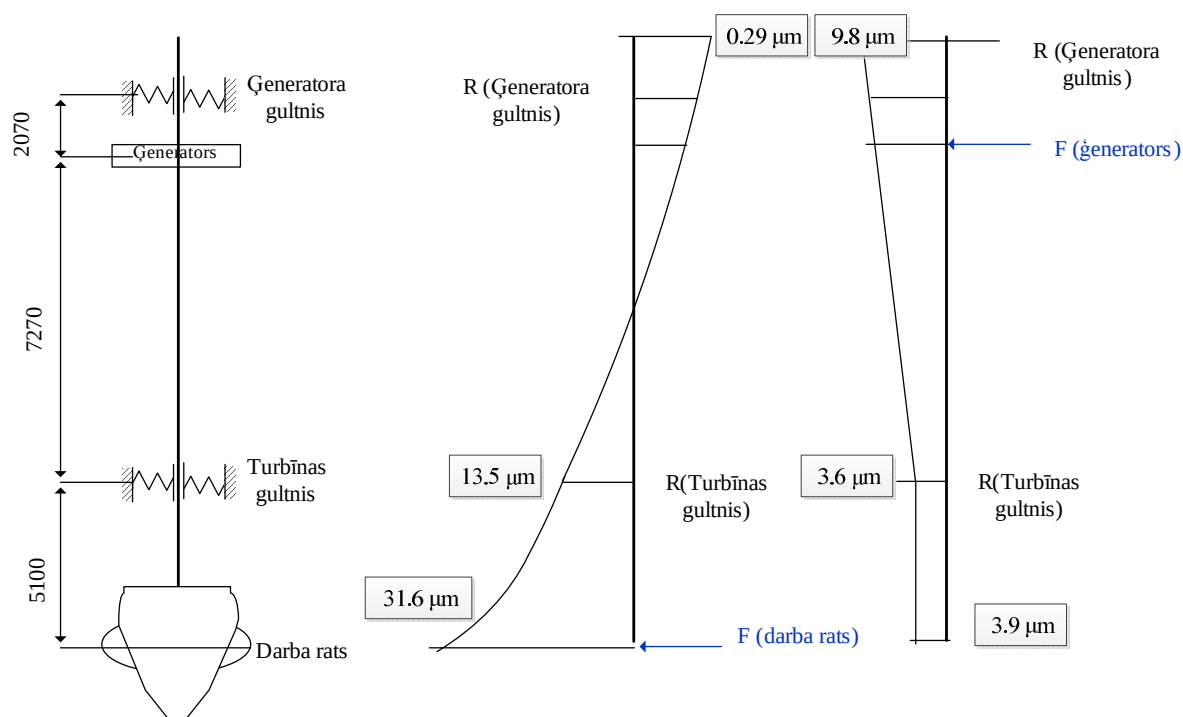
Hidroagregātu var attēlot kā svārstību sistēmu, kurai ir divi ierosmes avoti: turbīna (darba rats) un ģenerators[15], [101]. Tātad, var teikt, ka sistēmai ir divas masas — no darba rata un no ģenerators rotora. Dažreiz pētnieki HA vibrāciju aprēķinos norāda 3 masas, ja HA ir aprīkots ar ierosmes ģeneratoru. Ierosmes ģeneratori, kādreiz ir bijuši pirmajā objektā, bet tagad tie ir noņemti, tāpēc šajā darbā paliek tikai divas masas. Sistēmas kustību var aprakstīt kā mazas svārstības ap stabilo līdzsvara stāvokli [19]. Hidroagregātiem mēdz būt dažādas balstu shēmas, tomēr Latvijas elektroietaišu HA var nosacīti iedalīt dažos tipos, ka parādīts 2.1. att. [15] [101][116]:



2.1. att. Hidroagregātu aprēķina shēmas

Aprēķina shēmā A) un B) ir shēma ar diviem balstiem, ģeneratora gultņa aizvietojumu virs vai zem rotora, bet C) ir shēma ar diviem balstiem un pēdas gultni. A) ir tikai literatūrā sastopama aprēķina shēma, B) ir trešā objekta, t. s. „mazo mašīnu” aprēķina shēma, C1) otrā un ceturtā objekta aprēķina shēma, C2) ir pirmā objekta aprēķina shēma.

Kaut arī sistēmai ar trim balstiem, kas Latvijas elektroietaišu HA nav sastopama, ir zināmas priekšrocības, jo tās nodrošina lielāku rezervi šķērsvirziena pašsvārstību frekvencei, nodaļā 3.4.2. parādīts, ka arī sistēmai ar diviem balstiem rezerve nepārsniedz pieļaujamo. Izliece no katras masas ((pārvietojums gultnī) no ģeneratora m_2 un no darba rata m_1 , ja pieliktais spēks ir $\sim 10\text{kN}$, $C_{rad} = 10 \cdot 10^8 \text{ N/m}$ ir aptuveni tāda, kā parādīts 2.2. att.:



2.2. att. Shematiska vārpstas izliece ceturtajam objektam

Diferenciālo kustības vienādojumu vispārīgā formā raksta sekojošos veidos [23],[54][29],[127],[19] (sk. formulu (2.1), kur avoti minēti tādā kārtībā, kādā zemāk uzrakstīts viens un tas pats vienādojums):

$$\begin{aligned}
 M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx &= F \\
 M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku &= F_1\cos\omega t + F_1\sin\omega t \\
 [M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} &= \{f(t)\} \\
 [A]\{\ddot{x}\} + [B]\{\dot{x}\} + [C]\{x\} &= \{f(t)\} \\
 [M]\{\ddot{x}\} + [B]\{\dot{x}\} + [C]\{x\} &= \{f(t)\}
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

Kur M vai A — masa;

$\ddot{u}, \ddot{x}$ — paātrinājums;

C, B — berzes koeficients;

$\dot{u}, \dot{x}$ — ātrums;

K, C — stinguma (elastības koeficients);

u, x — pārvietojums;

$F, \{f(t)\}, F_1\cos\omega t + F_1\sin\omega t$, — harmoniska ierosmes funkcija [19] [101].

Turpmāk darbā lietošu apzīmējumus atbilstoši pēdējam (2.1) vienādojumam. Paātrinājumu, ātrumu un pārvietojumu, aizvietojo u ar x un Ω ar ω vispārīgā formā var uzrakstīt kā [21][29][54] formulu (2.2):

$$\begin{cases} x = X_1 \cos \omega t + X_2 \sin \omega t \\ \dot{x} = -X_1 \omega \sin \omega t + X_2 \omega \cos \omega t \\ \ddot{x} = -X_1 \omega^2 \cos \omega t - X_2 \omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (2.2)$$

kur X_1, X_2 ir pārvietojuma amplitūdas. Novienādojot $\sin \omega t$ un $\cos \omega t$, iegūst [29] formulu (2.3):

$$\begin{aligned} \cos \omega t: CX_1 + B\omega X_2 - M\omega^2 X_1 &= F_1 \\ \sin \omega t: CX_2 - B\omega X_1 - M\omega^2 X_2 &= F_2 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Rezultātā dinamiskās reakcijas vienādojums vispārīgā formā pēc [29][54] var uzrakstīt kā formulu (2.4):

$$\begin{bmatrix} (C - M\omega^2) & B\omega \\ -B\omega & (C - M\omega^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

Un sistēmas pašfrekvences [21][54][29] (vairāk par sistēmas pašsvārstību frekvencēm skatīt sadaļā 3.1) var uzrakstīt ar formulu (2.5):

$$u = Ue^{j\omega t}, \dot{u} = j\omega Ue^{j\omega t}, \ddot{u} = (j\omega)^2 Ue^{j\omega t} \quad (2.5)$$

Piemēram, neņemot vērā slāpēšanu, aksiālā virzienā HA svārstības var aprakstīt ar sekojošu vienādojumu (2.6) uzspiestām svārstībām [19], kur nekustīgā virsma ir pēdas gultnis:

$$[m_2]\{\ddot{x}_{z2}\} + [c_{aks}]\{x_{z2}\} = \{F\} \quad (2.6)$$

kur m_2 — ģenerators masa, dota 2.3 tabulā;

c_{aks} — aksiālais stingums, kas apskatīts sadaļā 2.4.;

x_{z2} — pārvietojums vertikālā virzienā, ko iegūst eksperimentāli. Pieļaujamā vērtība pārvietojumam vertikālā virzienā būtu zem 30 μm , bet bīstama virs 40 μm [11].

Praktisko darbu laikā, zinot vārpstas pārvietojumu un gultņu stingumu [101][116] var aprēķināt vārpstas uzspiestās svārstības katrā konkrētā hidroagregāta režīmā. Tad, lai atrastu spēkus, kas darbojas uz vārpstu, jeb vārpstas uzspiestās svārstības radiālā virzienā [101] var uzrakstīt sekojošus vienādojumus (2.7):

$$\begin{cases} \alpha_{11}F_{dr} + \alpha_{12}F_{gen} = V_{TG} \\ \alpha_{21}F_{dr} + \alpha_{22}F_{gen} = V_{GG} \end{cases} \quad (2.7)$$

kur α_{11}, α_{12} — vārpstas pārvietojums turbīnas gultņa zonā no pieliktā spēka;
 α_{21}, α_{22} — vārpstas pārvietojums ģeneratora gultņa zonā no pieliktā spēka;
 F_{dr} — spēka sastāvdaļa uz vārpstu no darba rata, sk. formulas nodaļā 2.2;
 F_{gen} — spēka sastāvdaļa uz vārpstu no ģeneratora, sk. formulas nodaļā 2.3;
 V_{TG} — kopējais pārvietojums turbīnas gultņa zonā;
 V_{GG} — kopējais pārvietojums ģeneratora gultņa zonā.

Kopumā matemātiskajā modelī, kas sadalīts divos neatkarīgos ķermeņos [51], būs sekojoši elementi, kā parādīts 2.1. tabulā:

2.1. tabula

Pamata vienādojumi HA matemātiskajam modelim

HA elements	BP	Virziens	Vienādojums pamata formā
Ģeneratoram kā masai Nr.2	Z2	Aksiāli	$[m_2]\{\ddot{x}_{z2}\} + [c_{aks}]\{x_{z2}\} = \{F_{z,gen}\}$
	X2	Radiāli	$[m_2]\{\ddot{x}_{x2}\} + [c_{rad2}]\{x_{x2}\} = \{F_{x,gen}\}$
	Y2	Radiāli	$[m_2]\{\ddot{x}_{y2}\} + [c_{rad2}]\{x_{y2}\} = \{F_{y,gen}\}$
	$\phi 2$	Rotācija	$[I_2]\{\ddot{\omega}\} + [c_{rad2}](\omega) = \{M_2\}$
Darba ratam (turbīnai) kā masai Nr.1	X1	Radiāli	$[m_1]\{\ddot{x}_{x1}\} + [c_{rad1}]\{x_{x2}\} = \{F_{x,dr}\}$
	Y1	Radiāli	$[m_1]\{\ddot{x}_{y1}\} + [c_{rad1}]\{x_{y2}\} = \{F_{y,dr}\}$
	$\phi 1$	Rotācija	$[I_1]\{\ddot{\omega}\} + [c_{rad1}](\omega) = \{M_1\}$

2.2. Darba rats kā masa Nr.1

Darba rats (hidroturbīna) ir hidroagregāta mezgls, kas ūdens hidraulisko enerģiju pārvērš mehāniskajā [13]. Izšķir vairākus tipus, tādus kā propellera, aksiāli radiālais, kausu u. c. [14][90] Dotajā darbā apskatīta sekojošas hidroturbīnas:

- 1) Kaplāna turbīna, kuras darba ratam ir lāpstīņas, ko var pagriezt par noteiktu leņķi (krievu val. „поворотно-лопастная”), mainot vadaparāta, saīsinājumā VA, atvērumu. Turbīna nosaukta par godu Austrijas inženierim, kas patentēja šādu tehnoloģiju 1912. gadā.
- 2) Frensis turbīna, kas ir aksiāli radiālais (krievu val. „радиально-осевая”) darba rats, kur ūdens kustas pa darba rata kameras (saīsinājumā DRK) līkumotu virsmu, mainot plūsmas virzienu no radiālā uz aksiālo. Nosaukta par godu Amerikāņu inženierim, kas šādu darba ratu izgudroja 1848. gadā.

- 3) Propellera tipa turbīnas — Kaplāna tipa turbīnu paveids ar mehāniski fiksētām darba rata lāpstām [1].

Eksperimentos, kuros tiek izmantota spektrālā diagnostika, ir ārkārtīgi svarīgi ņemt vērā pētāmā objekta konstruktīvās īpatnības, piemēram, zināms, ka HA ar Frensisa tipa turbīnu uz pēdas gultni tiek nodota daudz lielāka slodze, nekā HA ar Kaplāna tipa turbīnu [89]. Turklāt, tieši atsevišķu konstrukcijas elementu skaits rada konkrētās spektra harmonikas. Darba ratam svarīgākās ir turbīnas lāpstu harmonika (var būt 5X, 13X, 15X atkarībā no lāpstu skaita) un vadaparāta lāpstiņu harmonika (piemēram, 24X) [2]. Pateicoties pētniekiem no CKTI šodien zināms, ka lāpstu un lāpstiņu frekvenču vibrācijas ne tikai ir raksturīgas HA spektram, bet summējoties var arī izraisīt arī rezonanses parādību, kas ilgtermiņā nozīmēs tādus defektus kā statora kolonnu plaisas vai paaugstinātas vertikālās vibrācijas [104].

Spēki, kas darbojas uz Frensisa tipa darba ratu, detalizēti aprakstīti publikācijās [68][91] [104] [112] un parādīti 2.3. att., bet spēku FEM modeli, kas darbojas uz Kaplāna tipa darba ratu ir izstrādājis Bettig 1995. gadā pēc Alfrorda vienādojuma, kas sākotnēji tika sastādīts motoru rotoru vibrāciju aprēķinam [29]. Kā atzīmēts HA enciklopēdijā, izstrādāt precīzu analītisku modeli spēkiem, kas darbojas uz darba ratu nav reāli, taču spēku, ko rada hidrauliskais disbalanss, ar apgrieziena frekvenci (1X) var aprēķināt pēc sekojošām formulām, (2.8) [101] attiecīgi, Frensisa tipa darba ratam un Kaplāna tipa darba ratam:

$$\begin{aligned} \text{Francis: } F_{DR,max}^{1X} &= 0.08HD_1^2, kN \\ \text{Kaplāns: } F_{DR,max}^{1X} &= 0.20HD_1^2, kN \end{aligned} \quad (2.8)$$

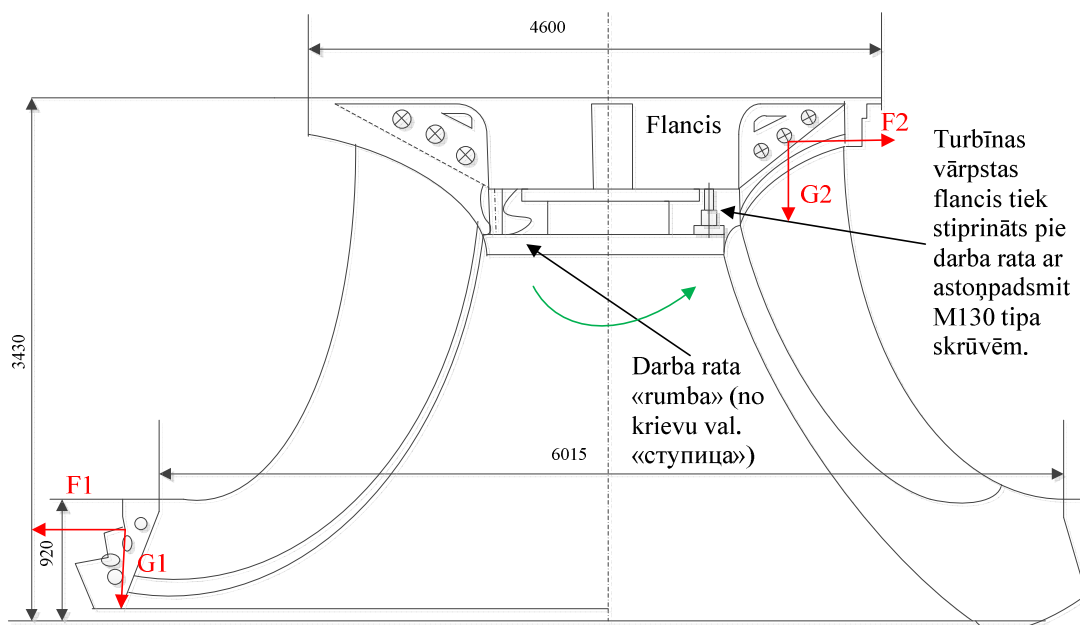
kur H — kritums, m, kas ir mainīgs lielums, aptuvenas vērtības informācijai dotas zemāk 2.2. tabulā;

D_1^2 — darba rata diametrs, m, kvadrātā, vērtības dotas 1.1. tabulā.

Maksimālie, minimālie un aprēķina kritumi Daugavas HES kaskādē

	Pirmais objekts	Otrais objekts	Trešais objekts	Ceturtais objekts
Turbīnas tips	PO45-V-620 PO45-V-600	Kaplāns	Kaplāns	PL15-V-930
Turbīnas kritums minimālais, m	29	10.7	12	
Turbīnas kritums aprēķina, m	34	12.9	13.5	11.64
Turbīnas kritums maksimālais, m	40	18	15	15

Pirmā objekta hidroagregāta Frensisa tipa darba rats rokasgrāmatā [90] tiek aprakstīts kā īpašs gadījums, jo tāds darba rats tika uzbūvēts pirmo reizi padomju laika būvniecības praksē. Tas sastāv no divām daļām, kas ir savienotas tikai ar skrūvēm, nevis no vienas daļas (2.3. att.), kā citiem līdzīgiem darba ratiem. Darba rata tips ir PO40/984 (no krievu val. „Радиально-Осевая”), tā diametrs ir 6m, bet griešanās ātrums ir 88.25 apgr/min. Saskaņā ar rokasgrāmatu [90], darba ratam ir 15 lāpstas, taču jāatzīmē, ka pēc rekonstrukcijas lāpstu skaits visiem pirmā objekta agregātiem, izņemot 1.HA un 3.HA jau ir tikai 13, un spektrālanalizē, attiecīgi, dominē 13X, nevis 15X harmonika. Darba rats pie aprēķina krituma 34 metri sasniedz jaudu 85 MW. Pēc 1984. gada rokasgrāmatas un spēki, kas darbojas uz darba ratu (ar sarkanu), izraisot disbalansu, parādīti 2.3. att.:



2.3. att. Pirmā objekta HES darba rata rasējums

Ņemot vērā darba rata konstrukciju, matemātiskajam modelim nevar pieņemt, ka darba rata masai ir tikai 1 kustības brīvības pakāpe — rotācija ap z asi. Darba ratam ir 3

kustības brīvības pakāpes: rotācija ap z asi, un kustība pa x, y, ko ierobežo slīdgultņi, kas tiek modelēti kā atsperes ar reducētu stingumu. DR kustībai pa z asi stingums nav nosakāms, tāpēc tas dotajā darbā netiek ņemts vērā, turklāt šie pārvietojumi parasti ir ļoti mazi, un, ja vibrācija ir normas robežās, tie nepārsniedz 30 μm [11].

2.3. Hidroģenerators kā masa Nr.2

Hidroģenerators sastāv no rotora un statora, kā parādīts 1.1. att., un tā raksturlielumi ir doti 2.3. tabulā [111]:

2.3. tabula

Ģeneratora rotora raksturlielumi

Objekts	Pirmais objekts	Otrais objekts	Trešais objekts	Ceturtais objekts
Ģeneratora rotora masa, tonnas	385.863	430	148	430
Ģeneratora kopējā masa, tonnas	784	850	295	850
Diametrs statoram, mm	14620	nav	8050	
Diametrs rotoram, mm	11620	8405		8405
Ģeneratora augstums		6620		6620

Zināms, ka uz rotoru pārsvarā darbojas radiālie spēki [91], tāpēc šajā sadaļā tam tiek rēķināta radiāla kustība un rotācija ap z asi [113][115]. Lai izvēlētos teoriju, pēc kuras veikt aprēķinus, jānedefinē, vai aprēķina modelim ir elastīgs vai stings (no angļu val. „rigid”) rotors. Vai rotors ir ciets, vai ne, nosaka pēc principa [122], ka, ja $\omega_{darba} > \omega_{pašsv}$, tad rotors tiek rēķināts kā elastīgs, bet, ja $\omega_{darba} < \omega_{pašsv}$, tad rotors tiek rēķināts kā ciets. Aprēķinos korekti var lietot pieņēmumu, ka rotors ir ciets. Pirmā objekta darba frekvence $\omega_{darba} = 1.47\text{Hz}$. Šķērsvirziena pašvārstību frekvences, ko vislabāk var novērot uz turbīnas gultņa, pēc CKTI metodikas, ir noteiktas kā $\omega_{pašsv} = 3,5\text{--}5,9\text{ Hz}$. Savukārt, rotora pašvārstību frekvence radiālā virzienā ir 9–11 Hz. Tātad, $1.47\text{Hz} < 3,5\text{Hz}$, jeb $\omega_{darba} < \omega_{pašsv}$. Analogiski tiek aprēķināta trešā objekta rotora cietība: $0,9\text{Hz} < 2,8\text{Hz}$, tātad $\omega_{darba} < \omega_{pašsv}$. Arī citu HA rotora aprēķinos var pieņemt, ka tas ir ciets. Kopumā elastīga rotora aprēķini biežāk tiek lietoti turboagregātiem, nekā hidroagregātiem.

Zināms, ka rotors kustas vertikāli, horizontāli un rotē ap z asi. Kustībai vertikāli aprēķina piemērs jau ir dots formulā (2.6)), un daudzi aprēķini jau ir veikti iepriekš, piemēram, zināms, ka ceturtā objekta pēdas gultnis tiek slogots ar $\sim 2.7\text{ MPa}$ [89], tāpēc šajā sadaļā tiks apskatīta tikai kustība horizontālā virzienā un rotācija.

Sistēmai ar vienu rotējošo elementu, kur gultņi ir elastīgāki, nekā vārpsta, cietā rotora [119] kustības vienādojumus, jeb disbalansa spēkus (F) horizontālā virzienā un momentus (M) [83][115] var uzrakstīt ar vienādojumiem (2.9):

$$\begin{cases} F_x = me\omega^2 \cos\omega t = \operatorname{Re}(me\omega^2 e^{j\omega t}) = \operatorname{Re}(\bar{F}_x e^{j\omega t}) \\ F_y = me\omega^2 \sin\omega t = \operatorname{Re}(-jme\omega^2 e^{j\omega t}) = \operatorname{Re}(\bar{F}_y e^{j\omega t}) \\ M_{xz} = me\omega^2 d \cos\omega t = \operatorname{Re}(me\omega^2 d e^{j\omega t}) = \operatorname{Re}(\bar{M}_{xz} e^{j\omega t}) \\ M_{yz} = me\omega^2 d \sin\omega t = \operatorname{Re}(-jme\omega^2 d e^{j\omega t}) = \operatorname{Re}(\bar{M}_{yz} e^{j\omega t}) \end{cases} \quad (2.9)$$

kur $\bar{F}_x = me\omega^2$ un $\bar{F}_y = -jme\omega^2$ ir kompleksi disbalansa spēki, kas satur informāciju par kustību (amplitūdu un fāzi) x un y virzienā. Šie spēki darbojas ķermeņa masas centra punktā,

e — distance, par kuru masas centrs ir nobīdīts no ģeometriskā rotācijas centra;

$$\bar{M}_{xz} = me\omega^2 d \quad \text{un} \quad \bar{M}_{yz} = -jme\omega^2 d; \quad x = X e^{j\omega t}; \quad y = Y e^{j\omega t}; \quad \phi = \Phi e^{j\omega t}; \quad \theta = \Theta e^{j\omega t};$$

X, Y, Φ, Θ — pārvietojumu un leņķu amplitūdas.

Rotora pārvietojuma amplitūdu varēs uzrakstīt līdzīgi kā [19], ar formulām (2.10):

$$X = \sqrt{X_r^2 + X_i^2}, Y = \sqrt{Y_r^2 + Y_i^2}, \Phi = \sqrt{\Phi_r^2 + \Phi_i^2}, \Theta = \sqrt{\Theta_r^2 + \Theta_i^2} \quad (2.10)$$

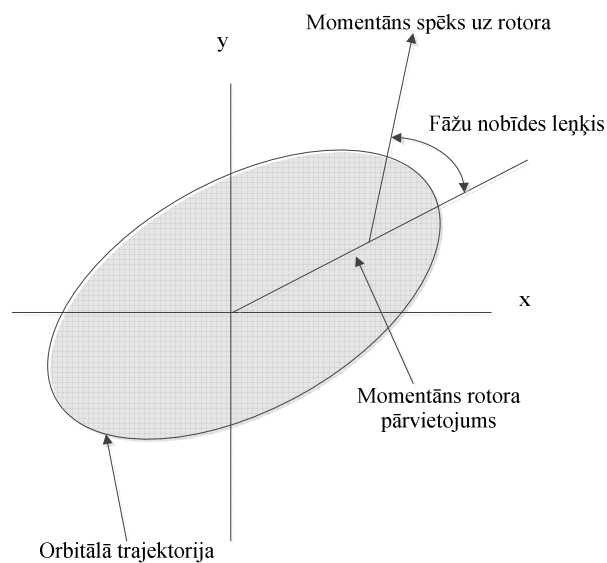
Un fāžu nobīdi var uzrakstīt kā $\tan\alpha = \frac{X_i}{X_r}$ vai ar formulu (2.11):

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{X_i}{X_r}\right), \beta = \tan^{-1}\left(\frac{Y_i}{Y_r}\right), \gamma = \tan^{-1}\left(\frac{\Phi_i}{\Phi_r}\right), \delta = \tan^{-1}\left(\frac{\Theta_i}{\Theta_r}\right) \quad (2.11)$$

No citu autoru konferenču publikācijām [36][66][79] secinu, ka ģenerators stāvokļa monitoringā lietderīgi ir kopā ar gaisa spraugas mērījumu novērtēt arī orbītu diagrammu, kurā būtu attēlots, kā mainās vārpstas kustība pēc tam, kad tiek ierosināts HA ģenerators. Rezultējošo vārpstas orbītu var uzzīmēt, izmantojot vienādojumus (2.10)–(2.12):

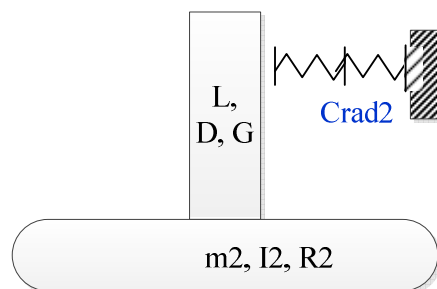
$$x = X e^{j\omega t}, y = Y e^{j\omega t} \quad (2.12)$$

Tad uz grafika būs redzamas sekojošas vērtības kā 2.4. att.:



2.4. att. Pārvietojuma orbītas modelēšanas princips

Piemērs šādai modelēšanai dots sadaļā 4.1. Modelējot rotora kustību uz ģeneratora vārpstas kā rotācijas kustību, var pieņemt, ka tas ir pildīts disks ar masu m_2 un rādiusu R , kas turas uz vārpstas ar diametru D un garumu L . Apskatīšu konkrētu gadījumu — Pirmā objekta 4.HA. Zināms, ka tā rotora masa ir aptuveni 385.86 tonnas, rādiuss $R = 8135/2 = 4067.5$ mm; ģeneratora vārpstas garums L ir aptuveni 2850 mm. G vārpstas (aprēķināts iepriekš) = 79 615 384 615.38 Pa, kā parādīts 2.5. att.:



2.5. att. Rotora aprēķina modelis, sistēmai ar vienu kustības brīvības pakāpi

Gultnis tiek modelēts kā atspere ar koeficientu c_{rad} . Zināms, ka c_{rad} var būt arī mainīgs lielums (sk. nodaļu 2.4). Sākumā diska rotācijas kustību var aprakstīt kā kustību ar vienu brīvības pakāpi ar vispārīgu Ņūtona likumu kā parādīts (2.13) formulā:

$$I_2 \ddot{\varphi} - c_{rad} \varphi = M \quad (2.13)$$

kur I_2 — rotora inerces moments;

Tā kā faktiski rotors nav homogēns disks, tā reālais inerces moments atšķiras no aprēķina inerces momenta gandrīz trīs reizes, un aprēķinos izmantošu faktisko inerces momentu, kas zināms no tehniskās specifikācijas. Ja ierosme ir nulle, kustības vienādojumu var uzrakstīt kā formulu (2.14):

$$I_2 \ddot{\varphi} + c_{rad} \varphi = 0 \quad (2.14)$$

Iegūtais vispārīgs vienādojums rotora masas kustībai [19][83] tiek aprakstīts ar formulu (2.15):

$$\ddot{\varphi} + \omega_n^2 \varphi = Q(t) \quad (2.15)$$

kur ω_n — sistēmas pašfrekvence;

$Q(t)$, jeb $f(t)$ — ārējā ierosme, $Q(t) = F \sin \omega t$.

Tādā veidā tiek iegūts lineārs nehomogēns otrās kārtas diferenciālais vienādojums kur pašsvārstību frekvenci ω_n var uzrakstīt ar formulu (2.16):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad f(t) = \frac{F_{ex}(t)}{m} \quad (2.16)$$

Lineāra nehomogēna otrās kārtas diferenciāla vienādojuma vispārīgais atrisinājums ir homogēnā vienādojuma vispārīgā atrisinājuma x_V un nehomogēnā vienādojuma partikulārā atrisinājuma x_P summa: $x = x_V + x_P$.

Lai atrastu homogēnā vienādojuma atrisinājumu, sākam pieņemt, ka ir dotas brīvas vibrācijas (bez ārējiem ierosmes spēkiem). Tad $f(t) = 0$, un paliek otrās kārtas lineārs homogēns diferenciālvienādojums $\ddot{\varphi} + \omega_n^2 \varphi = 0$ rotācijas kustībai un kustībai horizontālā virzienā $\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0$. Vispārīgi šādu vienādojumu atrisina, pieņemot, ka $\varphi = e^{\lambda t}$, $x = e^{\lambda t}$, turpmāk x . Koeficientu aprēķina pēc [19] dotiem vienādojumiem gadījumam bez slāpēšanas. Tad vispārīgo atrisinājumu var uzrakstīt formā (2.17):

$$x = x_V + x_P = C e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t + \alpha) + A \sin(\omega t + \varphi) \quad (2.17)$$

Matemātiskās modelēšanas rezultāti pieejami nodaļā 4.1.

2.4. Gultņi un sistēmas stingums

Gultņu stingums C , ir katras mehāniskās sistēmas svarīgākā sastāvdaļa [116]. Lielo slīdgultņu modelēšana ir atsevišķa aktuāla pētījumu tēma no astoņdesmitajiem gadiem [63] līdz pat mūsdienām [60], taču, lai pabeigtu matemātisko modeli, ir nepieciešams izvēlēties

kādu vispārinātu gultņu aprēķinu. Kā parādīts 2.1. att., HA ir 2 vadošie gultņi (no angļu val. „guide bearings”) un viens pēdas gultnis. Vadošie gultņi ir slīdgultņi ar gumijas ieliktni un eļļu vai ūdeni, piemēram pirmajā objektā tas ir eļļas-babīta gultnis. Gultnis sastāv no segmentiem. Apkopojums par pētījuma objektos uzstādītajiem gultņiem dots 2.4. tabulā.

2.4. tabula

Slīdgultņu tipu piemēri Daugavas HES kaskādes agregātiem

Objekts	Eļļas	Ūdens	Segmenti	Ieliktnis	Komentāri
Pirmais	X	1,3.HA	12	Babīta	Lielākās C_{g1} vērtības
Otrais		X			Mazākās C_{g1} vērtības
Trešais	X				Segmentu pēdas gultnis savienots ar GG [89]

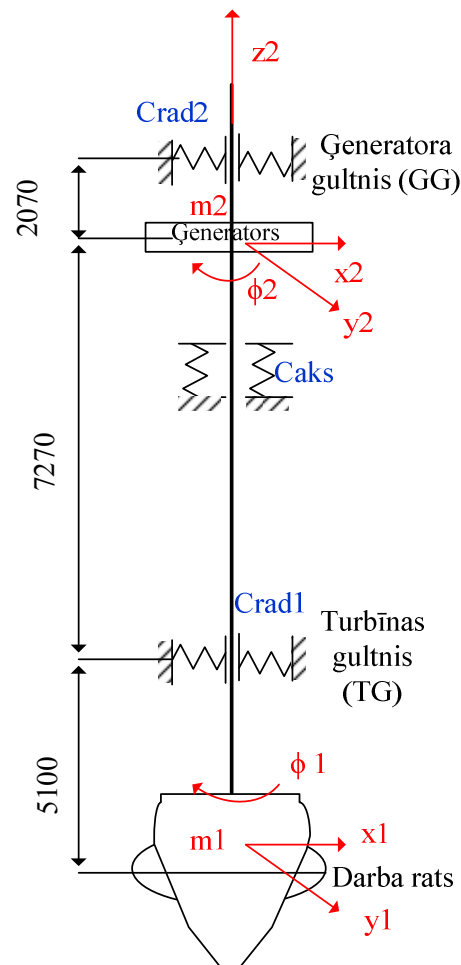
Kā parādīts 2.1. att., ģenerators gultņi var būt novietoti kā virs ģenerators (Pirmais, otrais, ceturtais objekts), tā arī zem tā (trešais objekts), taču hidroagregātiem ar diametru, lielāku par pieciem metriem, kā ieteicamu iesaka novietojumu virs ģenerators [90]. Piemēram, autori no Japānas, Okazaki Shin-ichi un Nakano Fujio, 1983. gadā publicēja rakstu par to, kādas vārpstas izsītes problēmas tiek novērotas hidroagregātam, kuram ģenerators gultnis atrodas zem, nevis virs ģenerators [67]. Tādai konstrukcijai gultņiem jābūt ar lielāku stingumu. Sākotnējais stingums $1 \div 1.7$ MN/mm nebija pietiekams, lai slāpētu radiālās vibrācijas. Konkrētajā situācijā sākotnējais gultņu stingums tika palielināts līdz 3.5 MN/mm, lai atrisinātu vārpstas izsītes problēmu.

Praksē ļoti bieži gaisa spraugas nevienmērība ir cieši saistīta ar ekscentricitātes un gultņu defektiem. CKTI atzina, ka TG stingums (pa apkārtmēru) nereti ir nevienmērīgs gan paša gultņa konstrukcijas dēļ, gan vaļīgu stiprinājumu ietekmē [101]. Kā aprakstīts publikācijā par Arrow Lakes [66], radiālā spēle turbīnas gultnī var būt par iemeslu rotora nobīdei no rotācijas centra, kad tiek pievienota ierosme, kā rezultātā gaisa sprauga paliek nevienmērīga, pieaug elektriskais disbalanss, spriegumi rotorā un statorā. Tāpēc dotās apakšnodaļas mērķis ir parādīt, ka HA gultņus ir korekti modelēt tikai kā elastīgus, nevis cietus balstus. Ir pētnieki, kas modelē HA gultņus kā cietus, jo to ieliktnis ir augsts [54], bet tas ne vienmēr ir korekti. Lai noteiktu lineāro sakarību starp spēkiem F , kas slogo sistēmu, un sistēmas reakciju (y) uz tiem, parādīts formulā (2.18):

$$C = \frac{F}{y} \quad (2.18)$$

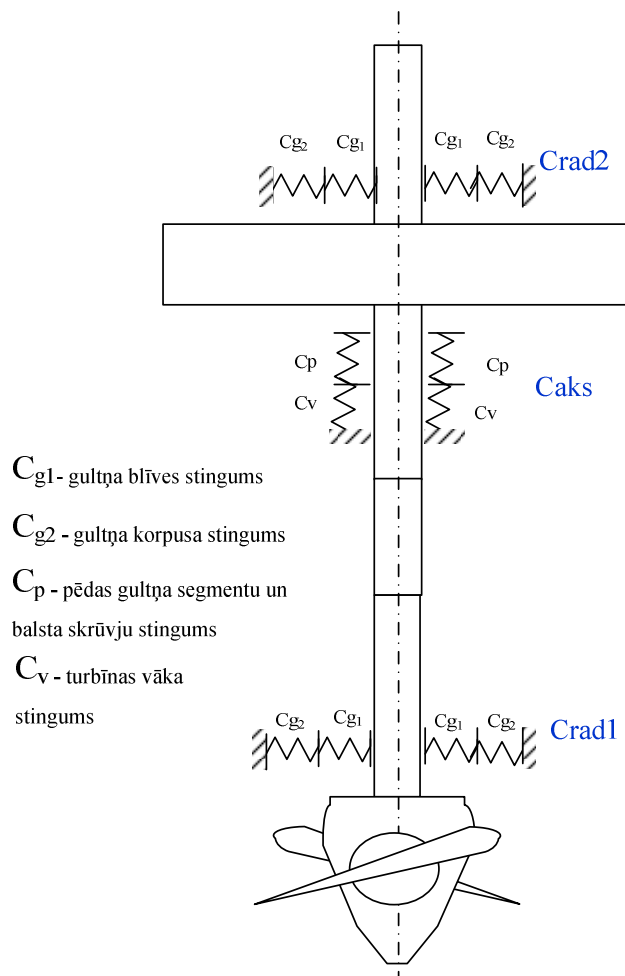
Stingumu C nosaka pēc balstu konstrukcijas stinguma un metāla konstrukcijas elementiem, turklāt to ietekmē arī statiskās slodzes uz balstu konstrukciju. Kopumā, apskatot

HA kā sistēmu, tam var nodalīt gultņu stingumu radiālā virzienā C_{rad} (kas atšķirsies TG un GG) un paša HA stingumu aksiālā virzienā C_{aks} [116], kā parādīts 2.6. att.:



2.6. att. Trešā objekta HA shēma ar gultņu stingumiem

CKTI HA speciālisti pierādīja, ka būtiski atšķiras sistēmas pašfrekvenču aprēķina rezultāts, ja gultņi ir cieti vai elastīgi. Tā, vienam un tam pašam HA pie cietiem balstiem pašsvārstību frekvence būtu 5.92 Hz, bet pie elastīgiem pašsvārstību frekvence būtu 4.43 Hz. Turklāt gultņu stingumu būtiskie ietekmē blīves nodilums un skrūvju kvalitāte, tādēļ vadošie HA pētnieki no Pēterburgas iesaka gultņus vienmēr modelēt kā atsperes ar reducēto stingumu, kā parādīts 2.7. att. [101]:



2.7. att. Trešā objekta gultņu modelēšana ar reducētu atsperu stingumu

Tad, kopējais stingums aksiālā virzienā tiks rēķināts kā (sk. 2.7. att.) reizinājums no balstu skrūvju, pēdas gultņu segmenta stinguma C_p un krustsijas vai turbīnas vāka stinguma C_v (parasti $\sim 41 \div 55 \cdot 10^8$ N/m) un radiālā virzienā kā reizinājums no gultņa un korpusa stinguma, kā aprakstīts formulās (2.19):

$$C_{aks} = \frac{C_p C_v}{C_p + C_v}; C_{rad} = \frac{C_{g1} C_{g2}}{C_{g1} + C_{g2}} \quad (2.19)$$

Kur C_{g1}, C_{g2} atrod no sekojošas izteiksmes (2.20):

$$\begin{cases} C_{g1} = \frac{F_g}{\delta_{el}} \\ C_{g2} = \frac{F_g}{A} \end{cases} \quad (2.20)$$

Kur F_g — spēks, kas darbojas uz gultni;

δ_{el} — sistēmas „eļļas/ūdens slānis pret gultņa ielikti” elastīgais pārvietojums;

A — sistēmas „gultņa korpus — turbīnas vāka” pārvietojums.

Faktiskie lielumi stingumam aksiālā virzienā, kas vēlāk tiks izmantoti sistēmas pašsvārstību frekvenču aprēķinam (sk. nodaļu 3.1), un radiālā virzienā apkopoti 2.6. un 2.7. tabulā. Tāpat, ir svarīgi ņemt vērā, ka HA stingums mainās atkarībā no darba režīma. CKTI apkopoja informāciju par gultņu stingumu pie dažādiem režīmiem pirmā objekta hidroagregātiem [116], un iegūtie rezultāti, kas vēlāk ir izmantoti aprēķiniem un modelēšanai, ir doti 2.8. tabulā, kur gultņu stingums mainās pie dažādām slodzēm, jo darba rats un ģeneratora rotors uz tiem iedarbojas, izraisot dažādus dinamiskos spēkus. Stingumus otrā objekta gultņiem var noteikt aptuveni, zinot, ka ūdens gultņiem stingums ir nedaudz mazāks, kā eļļas gultņiem, parasti ap $C_{rad1} = 2 \cdot 10^8$ N/m vai $C_{rad1} = 3 \cdot 10^8$ N/m [101], bet c_{g2} parasti ir aptuveni $(20 \div 50) \cdot 10^8$ N/m [101].

Literatūrā ir sastopami arī tādi matemātiskie modeļi, kad katrs gultņa segments tiek aprakstīts atsevišķi. Bettig, 1995, piedāvāja sarežģītāku modeli, kur spēki slīdgultnī tika rēķināti pēc Reinolda vienādojuma [29], taču aprēķins ir laikietilpīgs, un nav derīgs gultņiem ar nodilumu, palielinātu spēli vai jebkādu citu defektu. Okazaki, 1983, piedāvā vienkāršotu eļļas gultņu matemātisko modeli, kas ļauj atrast nepieciešamo stinguma koeficientu ģeneratora gultņa konstrukcijai [67]. Zinot, ka katra gultņa segmenta stingums ir c , un katrs segments ir pakļauts sākotnējai deformācijai (no skrūvēm) x_0 , pieliekot spēku F gultņa centram, iegūst segmenta pārvietojumu X , kā vienādojumā (2.21):

$$F + c(x_0 - X) + 2c(x_0 - X \sin \theta) \sin \theta = c(x_0 + X) + 2c(x_0 + X \sin \theta) \sin \theta \quad (2.21)$$

kur F — ārējās ierosmes spēks, pielikts gultņa korpusa centram

c — stingums katram korpusa segmentam

x_0 — katra segmenta sākotnējā deformācija

X — korpusa pārvietojums

θ — segmenta leņķis.

VRA's Kpong HES gultņu modelim ir 6 segmenti, bet pirmā objekta turbīnas gultņiem ir 12 segmenti. Gadījumos, kad eksperimentu rezultātā konstatēts, ka gultņiem abos virzienos vibrācijas ir līdzīgas (vibrācija vienmēr tiek mērīta divos perpendikulāros x un y virzienos, piemēram uz LK un AB), katru segmentu atsevišķi var nemodelēt. Matemātiski faktiskās reakcijas gultņos uz pieliktajiem spēkiem var aprēķināt [29] kā parādīts formulā (2.22):

$$\begin{aligned} q_1 &= Q_1 \sin \omega t \\ q_2 &= Q_2 \cos \omega t \end{aligned} \quad (2.22)$$

$$\text{kur } Q_1 = Q_2 = \frac{m_c \omega^2}{c + (g - m) \omega^2}.$$

Taču tādām lielgabarīta mašīnām kā hidroagregātiem, kas ekspluatācijā ir jau ilgu laiku un kur ietekme uz sistēmu ir ļoti daudziem faktoriem, reakcijas gultņos korekti var noteikt tikai eksperimentāli. Zinot gultņu stingumu no vienādojuma (2.18), reakcijas gultņos var uzrakstīt kā vienādojumus (2.23):

$$F_g = C_{rad} \cdot A; F_g = C_{rad} \cdot \delta_{el} \quad (2.23)$$

kur A — nomērītā gultņa korpusa vibrācijas amplitūda;

δ_{el} — nomērītā vārpstas pārvietojums konkrētā režīmā.

Hidroagregāta rotora mehāniskais disbalanss tiek pētīts pēc 1X vibrāciju spektra harmonikas [101] TG un GG korpusiem izskrējiena režīmā. 2008.g. Pirmajam objektam CKTI eksperimentāli ieguva sekojošas gultņu reakcijas F_g , kā parādīts 2.5. tabulā:

2.5. tabula

Faktiskās reakcijas gultnī no ierosmes, ņemot vērā disbalansu

Disbalanss	F_g , Reakcija gultnī· 9806, N							
	HA 4		HA 6		HA 9		HA 10	
	TG	GG	TG	GG	TG	GG	TG	GG
Mehāniskais	1,0	6,5	1,5	4,8	3,6	5,9	3,0	4,5
Hidrauliskais	0,9		1,5		2,3		2,0	
Elektriskais		-2,2		4,9		-1,7		8,5
Kopējais pie $N=90\text{MW}, H=39\text{m}$	2,2	5,7	1,8	9,3	4,7	4,7	3,5	11,4

Šādus spēkus un reakcijas jālieto matemātiskās modelēšanas laikā, lai iegūtiem rezultātiem būtu sasaiste ar faktiskām vērtībām. Papildus hidroģeneratoram jāvelta uzmanība statora modelēšanai. Saskaņā ar izpilddokumentāciju uz katru no statora pamata plāksnēm darbojas vertikāli spēki (~ 300 kN), radiāli spēki ($\sim \pm 100$ kN), tangenciāli spēki (140 kN normālos apstākļos un ± 1500 kN īsslēguma gadījumā) [127].

Tātad, HA vārpsta jāmodelē kā vārpsta uz elastīgiem balstiem ar dažādu stingumu. Ņemot vērā arī žiroskopisko efektu (pieņemot, ka rotors, svārstoties, nedaudz pagriežas slīpi par leņķi τ) [99], pagriezienu leņķus rotoram pa x un y asi var uzrakstīt ar izteiksmēm (2.24):

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt}(J\dot{\psi} + \omega J_p \chi) &= M_x = -c_{22}(\psi - \frac{y_0}{l} - \tau \cos \omega t) \\
-\frac{M_x}{\frac{l}{2}} &= \frac{c_{22}}{\frac{l}{2}} \left(\psi - \frac{y_0}{l} - \tau \cos \omega t \right) = 2c_y y_0 \\
\frac{d}{dt}(J\dot{\chi} + \omega J_p \psi) &= M_y = -c_{22}(\chi - \frac{x_0}{l} - \tau \sin \omega t) \\
-\frac{M_y}{\frac{l}{2}} &= \frac{c_{22}}{\frac{l}{2}} \left(\chi - \frac{x_0}{l} - \tau \sin \omega t \right) = 2c_x x_0
\end{aligned} \tag{2.24}$$

kur c_{22} — stingums uz vērpi;

c_x un c_y — balstu stingums, attiecīgi, x un y virzienā;

x_0 un y_0 uz asīm x un y projicētais balsta pārvietojums.

Zemāk doti faktiskie stingumi dažādiem HES agregātiem. 2.6. tabulā un 2.7. tabulā doti gultņu stingumi ceturtā objekta agregātiem, kuriem pēdas gultņa balsts atrodas uz turbīnas vāka, 2.8. tabulā doti gultņu stingumi pirmajam objektam:

2.6. tabula

Stingumu piemēri aksiālā (vertikālā) virzienā un konstrukcijas elementu pārvietojumi

Ceturtais objekts	Caks, kg/m	Cp, kg/m	Cv, kg/m	Vāka pārv. μm	Vārpstas pārv. μm
HA 5	$3,72 \cdot 10^8$	$5,84 \cdot 10^8$	$1,03 \cdot 10^9$	0,78	2,15
HA 6	$3,64 \cdot 10^8$	$7,71 \cdot 10^8$	$1,00 \cdot 10^9$	0,80	2,20
HA 7	$3,64 \cdot 10^8$	$5,67 \cdot 10^8$	$1,01 \cdot 10^9$	0,79	2,20

2.7. tabula

Gultņu eksperimentāli noteiktie stingumi radiālā virzienā $\cdot 10^8 \text{ kg/m}$

	TG			GG		
	Crad1	C_{p1}	C_{p2}	Crad2	C_{p1}	C_{p2}
Pirmais objekts 1., 3.HA		4.6 ¹				27
Ceturtais objekts 5.HA	5.3	7.9	16.2	4.9	6.2	24.0
Ceturtais objekts 6.HA	4.5	7.2	11.8	5.2	6.0	37.5

Gultņu stingums mainās laikā un atkarībā no režīmiem [116]. Piemērs, ka mainījies pirmā objekta gultņu stingums parādīts 2.8. tabulā:

¹ Faktiskās vērtības dotas ūdens gultnim, eļļas gultnim stingums ir lielāks.

2.8. tabula

Gultņu aprēķina stingums, ņemot vērā vārpstas pārvietojumu $\cdot 10^8 kg/m$

Darba režīms	Pirmais objekts 3.HA	Pirmais objekts 1.HA		Pirmais objekts 5.HA	
		2003.g.	2004.g.	2004.g.	
TG bez ierosmes	11,1	0.9	1	-	
TG ar ierosmi		1.14	1.25	4.2	8
< 40 MW		–	–	4	12.5
60-70 MW		0.7	0.99	4.9	9.1
70-75 MW	5,2	0.7	0.64	5.5	
80-82,5 MW	5,2	0.6	–	5	7.4
85 MW	7,4				
90 MW		0.55	–	9.5	5
SK	7,4	4.1	–	–	12.5

Apkopojot informāciju par eksperimentiem dažādos objektos, CKTI secināja, ka modelēšanai var pieņemt sekojošus gultņu stingumus: TG korpusam — $5 \cdot 10^8 kg/m$ un GG korpusam — $3.5 \cdot 10^8 kg/m$.

2.5. Vibrāciju vienādojumi matricu formā

Sadaļā 2.1.2 secināts, ka HA matemātiskajā modelī ir divas masas [15], 2.2. att. (2.1.2. nodaļā) redzama ceturtā objekta 5.HA shēma, ko var aprakstīt kā vārpstu ar diviem balstiem un divām masām. Vispārīgs matricu vienādojums [23] tiek sastādīts sekojoši (sk. formulu 2.25):

$$\begin{matrix} i = 1 \\ i = 2 \end{matrix} \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{H}_1 \\ \ddot{H}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{H}_1 \\ \dot{H}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_1 \\ H_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Kur m_{11} — darba rata masa;

m_{12}, m_{21} — vārpstas masa, kas savieno DR un ģeneratoru;

m_{22} — ģeneratora rotora masa;

F_1 — reakcijas turbīnas gultnī;

F_2 — reakcijas ģeneratora gultnī.

Kā aprakstīts nodaļā 2., nerimstošām svārstībām berzi var neņemt vērā, tātad matricu vienādojumu var vienkāršot līdz izteiksmei (2.26):

$$\begin{matrix} i = 1 \\ i = 2 \end{matrix} \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{H}_1 \\ \ddot{H}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_1 \\ H_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

H ir homogēnā transformācijas matrica un veidosies katrai masai kā apvienotā matrica no pārvietojuma matricas T un rotācijas ap z-asi matricas R[23], kā parādīts izteiksmē (2.27):

$$\begin{aligned}
 T_{x,y,z} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a \\ 0 & 1 & 0 & b \\ 0 & 0 & 1 & c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 + a \\ y_1 + b \\ z_1 + c \\ 1 \end{bmatrix} \\
 R_z(\varphi) &= \begin{bmatrix} \cos(\varphi) & -\sin(\varphi) & 0 & 0 \\ \sin(\varphi) & \cos(\varphi) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\
 H_{T,R} &= \begin{bmatrix} \cos(\varphi) & -\sin(\varphi) & 0 & x_1 \\ \sin(\varphi) & \cos(\varphi) & 0 & y_1 \\ 0 & 0 & 1 & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{2.27}$$

Divām rotējošām masām, matricas izskatās sekojoši (sk. formulu 2.28):

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{T}_1 \\ \ddot{R}_1 \\ \ddot{T}_2 \\ \ddot{R}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_g & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_T & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_g \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ R_2 - R_1 \\ T_2 \\ -R_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_1 \cdot l_{piev} \\ F_2 \\ F_2 \cdot l_{piev} \end{bmatrix} \tag{2.28}$$

Kur l_{piev} ir vārpstas garums, bet stinguma matrica C ir vienāda ar vienādojumu (2.29):

$$[C] = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} & 0 & 0 \\ c_{yx} & c_{yy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l^2 c_{xx} & l^2 c_{xy} \\ 0 & 0 & l^2 c_{yx} & l^2 c_{yy} \end{bmatrix} \tag{2.29}$$

Uz ceturtnā objekta HA piemēra, ņemot vērā vārpstas reālos izmērus, var uzrakstīt, kā veidosies matricas pārvietojumam horizontāli un rotācijai, kā parādīts 2.9. tabulā

Matricu sastādīšana HA rotējošām masām ar faktiskajiem vārpstas izmēriem

Kolonna 1	Kolonna 2	Kolonna 3	Kolonna 4
Darba rats $\left\{ \begin{matrix} \text{paātrin.} \\ \text{ātrums} \\ \text{pārv.} \end{matrix} \right\} = \text{BP1}$	Darba rats $\left\{ \begin{matrix} \text{paātrin.} \\ \text{ātrums} \\ \text{pārv.} \end{matrix} \right\} = \text{BP2}$	Ģenerators rotors $\left\{ \begin{matrix} \text{paātrin.} \\ \text{ātrums} \\ \text{pārv.} \end{matrix} \right\} = \text{BP3}$	Ģenerators rotors $\left\{ \begin{matrix} \text{paātrin.} \\ \text{ātrums} \\ \text{pārv.} \end{matrix} \right\} = \text{BP4}$
$\begin{bmatrix} m_{darba\ rats} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0 \\ J_{darba\ rats} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_{ģenerators} \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ J_{ģenerators} \end{bmatrix}$
$\begin{bmatrix} c_1 \\ c_1 5,1 \\ -c_1 \\ -c_1(5,1 + 7,27) \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} c_1 5,1 \\ c_1(5,1)^2 \\ -c_1(5,1 + 7,27) \\ -c_1(5,1 + 7,27)^2 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -c_1 \\ -c_1(5,1 + 7,27) \\ c_1 + c_2 \\ c_2 2,07 + c_1(7,27) \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -c_1(5,1 + 7,27) \\ -c_1(5,1 + 7,27)^2 \\ c_2 2,07 + c_1(7,27) \\ c_2(2,07)^2 + c_1(7,27)^2 \end{bmatrix}$

Vērpes kustību dalītai vārpstai var uzrakstīt kā [113] vienādojumu sistēmu (2.30):

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 = -c_1 \varphi_1 + c_1 \varphi_{11} \\ 0 = -c_1 \varphi_{11} + c_1 \varphi_1 + F_{12} \frac{D_1}{2} \\ 0 = -c_2 \varphi_{22} + c_2 \varphi_2 + F_{21} \frac{D_2}{2} \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = -(c_2 + c_3) \varphi_2 + c_2 \varphi_{12} \end{cases} \quad (2.30)$$

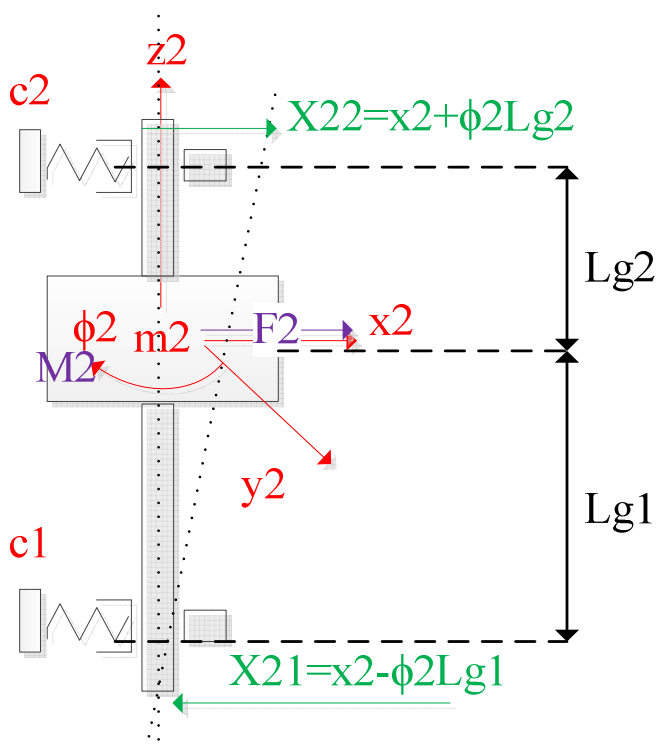
Nedalītai vārpstai, attiecīgi, vērpes kustību var uzrakstīt ar īsāku vienādojumu sistēmu (2.31):

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 = -c_1 \varphi_1 \\ 0 = -c_1 \varphi_1 + c_2 \varphi_2 \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = +(c_1 + c_2) \varphi_2 \end{cases} \quad (2.31)$$

Tātad, ja vārpstas, uz kuras novietots rotors, garumus varētu neņemt vērā, rotācijai ap z asi stingumus varētu atrast no pirmajiem vērpes vienādojumiem (2.30)–(2.31) kā $J_1 \ddot{\varphi}_1 = c_1 (\varphi_2 - \varphi_1)$; $J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_2 (-\varphi_2)$, kas apmierina vienādojumu $\varphi_1 = \varphi_2 = \dots = \varphi_n = a_1 + \omega t$, un stingumi būtu vienādi ar $J_1 \ddot{R}_1 = C_g (R_2 - R_1)$; $J_2 \ddot{R}_2 = C_g (-R_2)$, taču lielgabarīta HA, kuram ģenerators neatrodas tieši pa vidu uz vārpstas, vārpstas garums stinguma aprēķinam ir jāņem vērā.

Tāpēc, lai izteiktu sistēmas C (atsperu stinguma) matricu, sadalīšu objektu 2 neatkarīgās ķermeņu sistēmās [23][51]. Vispirms apskatīšu atsevišķi m_2 , jeb spēkus F no

ģenerators masas. Zināms, ka pārvietojumi z_2 un y_2 virzīenos ir ļoti mazi, tāpēc sākumā koncentrēšos uz divām brīvības pakāpēm no 2.8. att. — kustību pa x_2 asi un rotāciju:



2.8. att. Ģeneratora masas kustības analīze

Spēks F2, kas darbojas pa x2 asi ir aprēķināts sadaļā par vārpstas izlieci. Lg1 un Lg2 ir vārpstas garumi līdz rotācijas centram. Moments M2 — darbojas pa koordināti φ . No rasējuma 3.6. att. ir zināms, ka Lg1 = 7,270 m Lg2 = 2,070 m.

Tad spēku F2 un momentu M2 var izteikt ar vienādojumiem:

$$\begin{aligned} F2 &= -X21c1 - X22c2 = -(x2 - \phi2Lg1)c1 - (x2 + \phi2Lg2)c2 \\ &= -[(c1 + c2)x2 + (c2Lg2 - c1Lg1)\phi2] \end{aligned}$$

$$M2 = +X21c1Lg1 - X22c2Lg2 == +(x2 - \phi2Lg1)c1Lg1 - (x2 + \phi2Lg2)c2Lg2 = \\ = -[(c2Lg2 - c1Lg1)x2 + (c1Lg1^2 + c2Lg2^2 - \phi2)]$$

Pieraksts pēc otrā Nūtona likuma būtu:

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_2 = -[(c_1 + c_2)x_2 + (c_2 L g_2 - c_1 L g_1)\phi_2]$$

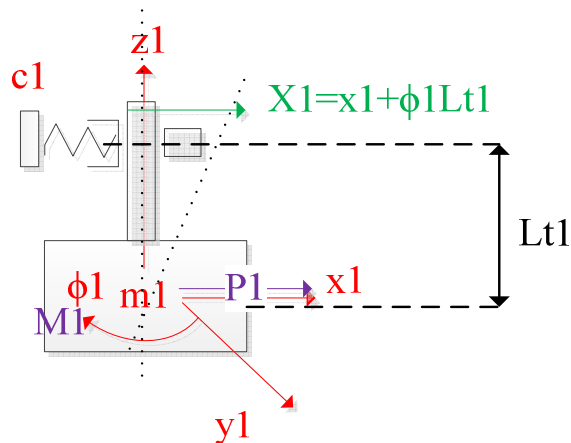
$$I_2 \ddot{\phi}_2 = M_2 = -[(c_2 L g_2 - c_1 L g_1)x_2 + (c_1 L g_1^2 + c_2 L g_2^2)\phi_2]$$

Matricu formā vienādojums izskatīsies sekojoši:

$$m\ddot{x} + cx = 0, \text{ kur}$$

$$m = \begin{bmatrix} m_2 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} c = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & c_2 L_{g2} - c_1 L_{g1} \\ c_2 L_{g2} - c_1 L_{g1} & c_1 L_{g1}^2 + c_2 L_{g2}^2 \end{bmatrix} x = \begin{bmatrix} x_2 \\ \phi_2 \end{bmatrix}$$

Tāds pats modelis tiek aprakstīts masai 1, no darba rata 2.9. att.:



2.9. att. Darba rata masas kustības analīze

No rasējuma 3.6. att. attālums $L_{t1} = 5,100 \text{ m}$, tad atrisinājums pārvietojumam un momentam būs:

$$P_1 = -X_1 c_1 = -(x_1 + \phi_1 L_{t1}) c_1 = -[(c_1) x_1 + (c_1 L_{t1}) \phi_1]$$

$$M_1 = -X_1 c_1 L_{t1} = -(x_1 + \phi_1 L_{t1}) c_1 L_{t1} = -[(c_1 L_{t1}) x_1 + (c_1 L_{t1}^2) \phi_1]$$

Attiecīgi, matricu formā kustību vienādojums masai m_1 būs:

$$m = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & I_1 \end{bmatrix} c = \begin{bmatrix} c_1 & c_1 L_{t1} \\ c_1 L_{t1} & c_1 L_{t1}^2 \end{bmatrix} x = \begin{bmatrix} x_1 \\ \phi_1 \end{bmatrix}$$

Ievietojos stinguma matricu vienādojumā, iegūst gala vienādojumus divu masu kustībai radiālā virzienā un rotācijai ap z asi, kā parādīts (2.32) izteiksmē:

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{T}_1 \\ \ddot{R}_1 \\ \ddot{T}_2 \\ \ddot{R}_2 \end{bmatrix} + \\
& \begin{bmatrix} c_1 & c_1 L t_1 & 0 & 0 \\ c_1 L t_1 & c_1 L t_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_1 + c_2 & c_2 L g_2 - c_1 L g_1 \\ 0 & 0 & c_2 L g_2 - c_1 L g_1 & c_1 L g_1^2 + c_2 L g_2^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ R_2 - R_1 \\ T_2 \\ -R_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_1 l_{piev} \\ F_2 \\ F_2 l_{piev} \end{bmatrix} \quad (2.32)
\end{aligned}$$

2.6. Secinājumi

Nodaļā ir veikta matemātiska modelēšana hidroagregātam kopumā, ņemot vērā Daugavas HES HA konstruktīvās īpatnības, kā arī sastādīti vispārīgie kustības vienādojumi, un apskatīti jau gatavi GEM modelēšanas piemēri no citu autoru darbiem.

Nodaļā parādīts, ka HA var modelēt kā sistēmu ar divām masām, bet to nevar modelēt kā sistēmu ar cietiem balstiem. Hidroagregāta gultņu modelēšana ar „cietiem balstiem” nav pieļaujama vibrodiagnostikā, jo šāds pieņēmums neļauj korekti aprēķināt vārpstas šķērsvirziena pašsvārstību frekvenci. Parādīts, ka, modelējot, jānodala atsevišķi radiālais un aksiālais sistēmas stingums.

Secināts, ka ne darba ratam, ne ģeneratoram nevar veikt modelēšanu tikai ar 1 kustības brīvības pakāpi — rotāciju ap z asi, jo hidrauliskā un elektriskā disbalansa rezultātā jāņem vērā arī pārvietojums trijos virzienos.

3. SISTĒMAS KRITISKĀS FREKVENCES

Par vārpstas kritisko frekvenci sauc tādu leņķisko rotācijas frekvenci, pie kuras elastīgie spēki, kas rodas vārpstas deformācijas rezultātā, sāk līdzsvaroties ar koncentrēto masu inerces spēkiem [120]. Ja HA rotācijas frekvence ir mazāka par kritisko, tad tas ir dinamiski stabils [120], un pēc nelielas izlieces vārpsta viegli atgriežas sākotnējā stāvoklī. Kaut arī hidroagregāts ir lēngaitas mašīna, arī tam var novērot rezonanses parādības. Piemēram, CKTI speciālista A. Konakova [104] konferences ziņojumā aprakstīta situācija Borisoglebskas HES 1.HA, kuram 2012. gadā tika veikti vibrāciju mērījumi, lai atklātu cēloni, kāpēc statora kolonnai radusies plaisa. Mērījumu laikā tika konstatēts, ka statora kolonnas pašsvārstību frekvence ir ļoti tuva hidroģeneratora vadaparāta lāpstiņu frekvencei, kā rezultātā atklāta rezonanse. Vienam no agregātiem balstu konstrukciju vibrostāvokļa un enerģētisko rādītāju mērījumu laikā pie krituma augstuma $H_t = 38.6$ m, sūkšanas augstuma $H_s = 4.2$ m, 16.02.2015 bija novērots, ka pie mazām jaudām paaugstinājās 8.82 Hz (6X) frekvence. Tas apstiprina teoriju [101], ka pie mazas noslodzes HA nevar darboties optimālā režīmā. Šajā nodaļā matemātiskais modelis tiks pabeigts ar vārpstas modelēšanu, kā arī tiks aprēķinātas kritiskās frekvences no lieces un vērpes. Rezonanses frekvences tiks atrastas no eksperimentāliem pierakstiem, aprēķinātas pēc formulām, kā arī aprēķinātas MathCAD, pielīdzinot determinantu (sistēmai ar septiņām brīvības pakāpēm) nullei un ar uzspiesto svārstību frekvences-amplitūdas diagrammu.

3.1. Vārpstas modelēšana

Vārpsta ir viena no svarīgākajām hidroturbīnas sastāvdaļām. Tā nodod vērpes momentu no darba rata ģeneratora rotoram, uztver aksiālās un radiālās slodzes. HA vārpstu var uzskatīt par „stingu”, jo vārpstas tiek projektētas tā, lai to darba apgriezienu frekvence būtu krietni mazāka par kritisko. Turbīnas vārpstas vienmēr ir ar dobu vidu. Ir HA, kas sastāv no vienas vārpstas (pirmais un otrais objekts), bet ir tādi, kas sastāv no divām vārpstām (sauktas par ģeneratora vārpstu un turbīnas vārpstu, ceturtais objekts), kas savā starpā ir savienotas ar t. s. flanci vai speciāliem ieliktniem [105][103]. Vertikālo HA turbīnas vārpsta tiek slogota ar [105]:

- 1) vērpes momentu, ko darba rats „nodod” ģeneratora rotoram;
- 2) aksiālām slodzēm, ko nosaka rotējošo elementu svārs. Pats darba rats arī tiek slogots aksiāli ar hidrodinamiskiem spēkiem, un šo slodzi uzņem pēdas gultnis;

3) hidrodinamiskām aksiālām slodzēm, kas rodas no ūdens plūsmas uz darba ratu.

HA vārpsta „strādā” pārsvarā uz vērpi un stiepi [90]. Tomēr pētnieki, modelējot HA turbīnas, ņem vērā arī lieci. Piemēram, Bettig, 1995, modelēja HA vārpstu kā stieni, kur katram galam ir 4 brīvības pakāpes. Autors modelēja vārpstu kā elementu, uz kuru darbojas aksiālie spēki, vērpes spēki, inerces momenti un bīdes deformācijas [29]. Turbomašīnām (teiksim, elektrodzinējiem) vārpstas lieces aprēķins ir tik aktuāls un tik plaši aprakstīts [107][108][113], ka to tradicionāli veic visām rotējošām mašīnām.

3.2. Vārpstas reducēto spriegumu aprēķins

Vārpstas reducētos spriegumus rēķina pēc vispārīgas formulas (3.1):

$$\sigma = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau^2} \quad (3.1)$$

kur τ^2 — vērpes spriegumi kvadrātā;
 σ_z^2 — stiepes spriegumi kvadrātā.

Vērpes spriegumus atrod no formulas (3.2):

$$\tau = M_{gr}/W_{pol} \quad (3.2)$$

kur M_{gr} — griezes moments.
 W_{pol} — polārais inerces moments

Griezes momentu rēķina pēc formulas (3.3):

$$M_{gr} = 9.55N/n \quad (3.3)$$

Kur N — turbīnas jauda, kW,
 n — apgriezienu skaits minūtē.

Polārais inerces moments, W_{pol} tiek rēķināts, ņemot vērā vārpstas sienas biezuma attiecību pret tās diametru. Atkarībā no tā izvēlas, vai lietot formulu cilindram ar biezām vai plānām sienām. Lai sienu uzskatītu par plānu, tai jābūt apmēram 10 % vai mazākai no vārpstas šķēluma laukuma. Vārpstas diametrs aprēķināts pēc nomogrammas EM20. Saskaņā ar aprēķiniem, vārpstas sieniņas biezums ir 0.21 m, kas ir 20 % no kopējā diametra 1.06m. Patiesībā sieniņas biezuma aprēķins tieši balstās uz teoriju, ka tai jābūt 20 % no diametra. Polārā inerces momenta aprēķinam lieto formulu (3.4) [90]:

$$J_p = \frac{\pi(d_{\bar{a}r}^4 - d_{iekš}^4)}{2}; J_p = \frac{\pi(R_{\bar{a}r}^4 - R_{iekš}^4)}{2}; W_p = \frac{\pi(d_{\bar{a}r}^4 - d_{iekš}^4)}{16d_{\bar{a}r}} \quad (3.4)$$

Vārpstas ārējais diametrs aprēķināts pēc rokasgrāmatu formulām [90] [105], atrasts no EM20 nomogrammas un salīdzināts ar rokasgrāmatās un rasējumos pieejamiem datiem.

Rokasgrāmatā [105] diametrs tiek rēķināts pēc formulas (3.5):

$$D_v = (105 \div 115) \left(\frac{N}{n}\right)^{0.35} \quad (3.5)$$

Kur N — turbīnas jauda, kW,

n — apgriezienu skaits minūtē.

Zemāk 3.1. tabulā dots salīdzinājums rezultātiem no dažādām metodēm. Rezultāts ir līdzīgs, bet turpmākiem aprēķiniem lietošu (kur vien iespējams) faktiskos datus:

3.1. tabula

Vārpstas diametra aprēķins pēc dažādām metodēm

Objekts	Pirmais objekts	Otrais objekts	Trešais objekts	Ceturtais objekts
Turbīnas nom. Jauda, kW	92 500.00	66 000.00	17 500.00	66 000.00
Turbīnas masa	535 000.00	884 000.00		815 000.00
Griešanās ātrums, apgr/min	88.20	55.5	107.14	55.6
Griešanās ātrums, Hz	1.47	0.925	1.8	0.9
Vārpsta				
Turbīnas Vārpstas garums, m	6.29	9.84		9.89
Turbīnas Vārpstas masa, kg	31 800.00	43 600.00		48 400.00
Vārpstas ārējais diametrs, aprēķins, m	1.31	1.37	0.68	1.37
Vārpstas ārējais diametrs, EM20,m	1.064	1.11	0.57	1.11
Vārpstas ār. diametrs, Fakts, m	1.300	1.30	0.68	1.30
Vārpstas sienas biezums, m	0.260	0.26	0.11	0.26
Vārpstas iekšējais diametrs, m	1.040	1.04	0.46	1.04
V. iekš. d. fakts, m	0.825			

Stiepes spriegumus rēķina pēc formulas (3.6):

$$\sigma_z = \frac{4P}{\pi(d_{\text{ār}}^2 - d_{\text{iekš}}^2)}; P = P_z + Gg \quad (3.6)$$

Kur P_z — slodze no ūdens, N;

G — darba rata masa, kg;

g — konstante 9.8 m/s².

Darba rata masas aprēķins veikts gan pēc ārzemju nomogrammas EM20, gan pēc [105] grāmatas. Kopumā formulas ir diezgan līdzīgas, vienīgi secinu, ka [105] aprēķinos koeficientu 2.75 noapaļoja uz 3, rezultāti apkopoti 3.2. tabulā:

3.2. tabula

Darba rata masas aprēķins pēc dažādām metodēm

Objekts	Pirmais objekts	Otrais objekts	Trešais objekts	Ceturtais objekts
Darba rata diametrs, m	6.2	9.3	4.875	9.3
Lāpstu skaits, gab	13		5	
Darba rata masa EM20, kg	91 678.15	185 002.11	26 647.21	185 002.11
Darba rata masa [105], kg	90 620.91	252 961.40	34 287.48	238 045.79
Darba rata masa, izpilddokumentācijā, kg	94 300.00	202 500.00		155 500.00
P no darba rata masas, N	924 767.10	1 985 846.63	336 245.28	1 524 934.08

Rezultātā iegūti reducētie spriegumi, kas apmierina projektēšanas nosacījumus un apkopoti 3.3. tabulā:

3.3. tabula

Slodžu aprēķins hidroagregāta vārpstai

Objekts	Pirmais objekts	Otrais objekts	Trešais objekts	Ceturtais objekts
Hidrauliskā radiālā slodze turbīnai	360 000.00	1 200 000.00		1 215 000.00
Slodze no ūdens, aprēķina, N	NA	4 670 460.00	1 069 453.13	3 892 050.00
Slodze P, kopā, N	1 284 140.00	3 184 500.00	1 405 470.40	2 738 900.00
Vērpes spriegums, τ , Mpa	39.35	44.61	31.01	44.53
Stiepes spriegums vārpstai, σ , Mpa	4.62	10.82	18.82	8.93
Polārais inerces moments W_{pol}	0.25	0.25	0.05	0.25
Reducētie spriegumi, Mpa	78.83	89.88	64.81	89.51

Slodze no vērpes τ nedrīkst pārsniegt 45 MPa, pievienie spriegumi σ var būt robežās no 85 ÷ 90MPa.

3.3. Pašvārstību frekvences

Vispārīgā formā pašvārstību frekvences katrai masai (kā diskam uz diviem elastīgiem balstiem [108]) var atrast no 2.4. nodaļas beigās dotajiem vienādojumiem [99], un tie ir vienādi ar izteiksmēm (3.7):

$$\begin{aligned} -J\lambda^2 + \frac{c_1+c_2}{2} + J_p\omega\lambda &= 0 \\ -J\lambda^2 + \frac{c_1+c_2}{2} - J_p\omega\lambda &= 0 \end{aligned} \quad (3.7)$$

kur λ — precesijas ātrums [52];

Šajā nodaļā pēc dažādām metodēm atsevišķi aprēķinātas pašsvārstību frekvences aksiālā un radiālā virzienā. Atšķirībā no turbomašīnām, precesija HA pašfrekvenču aprēķinam nav raksturīga, toties ir būtiski ņemt vērā vārpstas konstruktīvās īpatnības.

3.3.1 Pašsvārstību frekvence aksiālā virzienā

Eksperimentāli pierādīts, ka rotors kustas vertikāli ar pašfrekvenci $8 \div 12$ Hz [104]. Arī HA enciklopēdijā atzīmēts, ka HA pašsvārstību frekvence aksiālā virzienā parasti ir $8,5 \div 15,0$ Hz, un zināms, ka ceturtā objekta rotora pirmā pašsvārstības frekvence vertikālā virzienā 5. HA ir 9.1 Hz, un 6., 7. HA tā ir 8.9 Hz. Frekvenci aksiālā virzienā visbiežāk atrod eksperimentāli, bet analītiski to var noteikt [116] pēc sekojošas formulas (3.8):

$$f_{\text{pašvr.aks.}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{aks}}{m}} \quad (3.8)$$

Kur m — rotora masa, kg;

C_{aks} — stingums aksiālā virzienā, dots 3.4. tabulā:

3.4. tabula

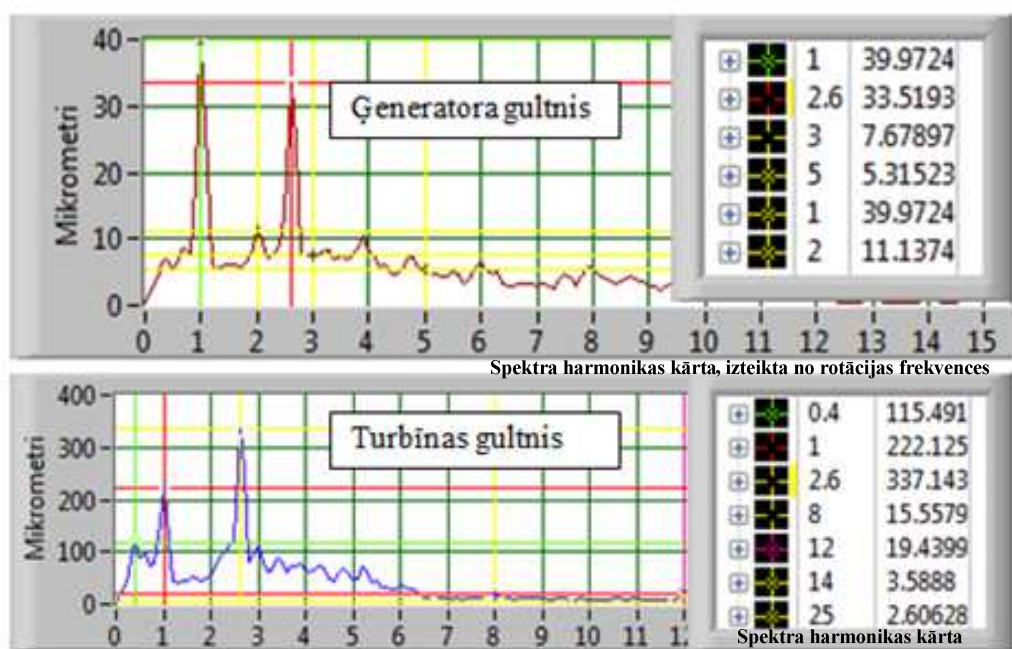
Faktiskās vērtības HA pašsvārstību frekvencēm aksiālā virzienā

	DR diametrs, m	Eksperiments, Hz	Aprēķins, Hz
Pirmais objekts	6,2	$9 \div 11$	16
Ceturtais objekts	9,3	$7,0 \div 9,0$	8,9

Pirmajā objektā, pieņemot stingumu nedaudz lielāku, nekā ceturtajā objektā, teiksim, $C_{aks} = 40 \cdot 10^8 \text{ kg/m}$ un zinot, ka rotora masa ir $M = 385863 \text{ kg}$, atrod pašsvārstību frekvenci aksiālā virzienā, kas ir vienāda ar 16.21 Hz, kas faktiski atbilst harmonikai $11X = 11 \cdot 1.47 = 16.17 \text{ Hz}$.

3.3.2 Pašsvārstību frekvence radiālā virzienā

Radiāli pašsvārstību frekvence var būt $2 \div 7$ Hz, turklāt maksimumu pašfrekvences vibrācijai radiālā virzienā varēs novērot tad, kad HA strādās ar mazākām jaudām, jo tad uz darba ratu darbojas hidrauliskie trieciena spēki [101]. Kā piemērs objektam, kur spektrālā diagrammā var novērot izteiktu radiālo pašsvārstību frekvenci, kad HA strādā ar mazu jaudu, apskatīts otrajam objektam. Agregāts strādājis ar mazu jaudu 15.5 MW (pie nom. jaudas 66 MW). Radiālo pašsvārstību frekvenci var novērot ar kārtas numuru 2.6X. No 3.1. att. redzams, ka rezonanses frekvences amplitūda TG var sasniegt līdz pat 337 μm , kā arī pārsniegt rotācijas frekvenci 1X.



3.1. att. Otrā objekta vārpstas pārvietojums režīmā ar VA 390 mm, — 10 grādiem turbīnas lāpstu pagriezienu leņķi

Radiāli kustība notiek gan pa x, gan pa y asi, un spektrālā diagrammā vērtības var nedaudz atšķirties. Zinot HA izmērus, var uzrakstīt kustības vienādojumus, no kuriem var atrast sistēmas pašsvārstību frekvences. Pēc Bettig [29], pašsvārstību frekvenci var atrast no izteiksmes (3.9):

$$f_{1,2} = \sqrt{\omega_0^2 + \frac{g^2 \omega^2}{2m^2} \left(1 \mp \sqrt{1 + \frac{4m^2 \omega_0^2}{g^2 \omega^2}}\right)} \quad (3.9)$$

Tabulā 3.5. apkopotas faktiskās vērtības HA pašsvārstību frekvencēm radiālā virzienā:

3.5. tabula

Faktiskās vērtības HA pašsvārstību frekvencēm radiālā virzienā

	DR diametrs, m	Eksperiments, Hz	Aprēķins, Hz
Pirmais objekts	6,2	3,5 ÷ 5,9	
Otrais objekts	9,3	~2,4	
Ceturtais objekts	9,3	2,5 ÷ 2,9	2,8; 4,3

3.4. Kritiskās rotācijas frekvences

Šajā sadaļā aprēķinātas kritiskās rotācijas frekvences no vērpes un stiepes.

3.4.1 Kritiskā rotācijas frekvence no vērpes

Lam Dorjee pirmo kritisko pašsvārstību frekvenci hidroagregātiem vērpēs svārstībām rēķināja [54] pēc sekojošas vienkāršas formulas (3.10):

$$\omega_n^2 = K_t \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \quad (3.10)$$

kur K_t — vērpes stingums vārpstai, tiek rēķināts kā summa no vārpstas segmentu vērpes stinguma, vērpes stingums katram segmentam tiek rēķināts kā $k_i = \frac{J_i G}{l_i}$;

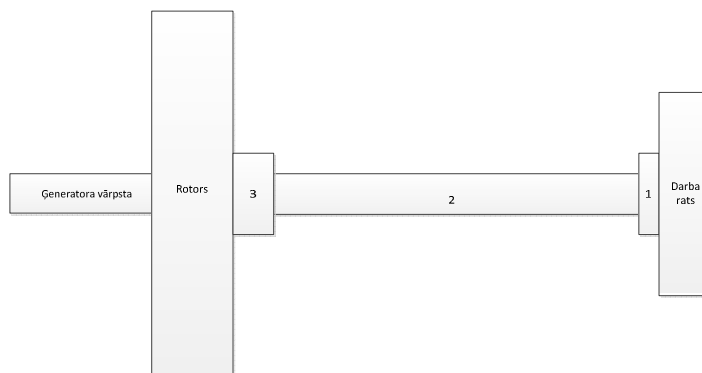
$I_1 I_2$ — disku (darba rata un rotora) inerces momenti;

G — bīdes modulis;

J_i — segmenta polārais inerces moments;

l_i — attiecīgā segmenta garums.

Rēķinot stingumu vārpstai K_t no turbīnas gultņa līdz flancim, svarīgi ir 1-3 elementu garumi, kā parādīts 3.2. att. Dotajā aprēķinā nav ņemts konstruktīvais koeficients, ko piedāvā rokasgrāmatas [90], un tiek ņemts faktiskais, nevis reducētais garums.



3.2. att. Pirmā objekta vārpstas segmentu shematisks attēlojums

Aprēķins rotācijas stingumam katrā segmentā dots 3.6. tabulā:

3.6. tabula

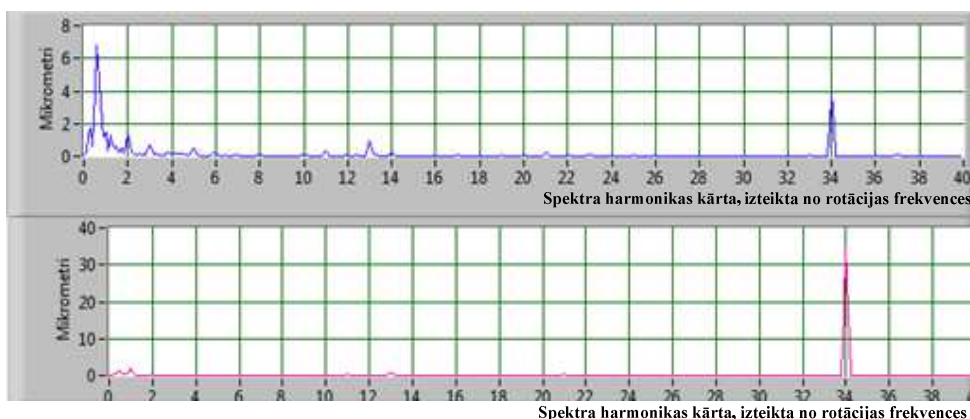
Rotācijas stinguma koeficienta aprēķins pirmā objekta vārpstas segmentiem

Elements	Garums, mm	Ārējais diametrs, mm	Iekšējais diametrs, mm	Jp	$K_t [\cdot 10^9]$
1	258	1998	1052	1.44	445.4593
2	5757	1298	1052	0.16	2.18989
3	270	1998	1052	1.44	425.6612
Kopā	6285				

Kopējais rotācijas stingums K_t tiek atrasts pēc sakarības (3.11):

$$\frac{1}{K_t} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} \quad (3.11)$$

Iegūtais rotācijas stingums $K_t = 2.16 \cdot 10^8$ kg/m pirmā objekta HA ir trīs reizes augstāks nekā Lam Dorjee HA [54], jo arī atsevišķu segmentu stingums ir lielāks 2 ÷ 3 reizes. Attiecīgi, iegūtā pašsvārstību frekvence ir 80.18 rad/s, kas ir 12.76 Hz. Ņemot vērā, ka aprēķinā netika ņemti vērā vārpstu segmentu stinguma koeficienti, kā rokasgrāmatās [90], kā arī to, ka Lam Dorjee HA aprēķinātā frekvence bija 30 Hz, uz spektrālās diagrammas jāmeklē vibrācija ar frekvenci no 10 ÷ 30 Hz. Zinot, ka $1X = 1.47$ Hz, 12.76 Hz no spektra diagrammas varētu nolasīt aptuveni pie 8.7X. 30 Hz frekvenci varētu nolasīt aptuveni pie 20X. Tādu frekvenci vislabāk varētu nolasīt no turbīnas gultņa vibrācijas. 3.3. att. Pirmā objekta mērījumiem 2014. gada martā (SK 0 MVAr režīmā, kad var novērot tīru hidraulisko spēku ietekmi uz vārpstu) spektrā uz frekvencēm no 8X līdz 22X izteikti pīķi nav redzami:



3.3. att. Pirmā objekta spektrs turbīnas gultņa radiālai vibrācijai SK 0 MVAr režīmā

Pīķis uz 34X harmonikas ir saistīts ar 68X harmoniku (polu skaits, dalīts ar divi). No spektrālās diagrammas var secināt, ka kritiskajam aprēķinam no vērpes nevajadzētu lietot vienkāršu turbomašīnu formulu, jo kritiskā pašsvārstību frekvence visdrīzāk atrodas tuvāk 1X.

Rokasgrāmatā [90] vārpstas rotācijas kritisko frekvenci pie vērpes svārstībām atrod, lietojot matemātisko modeli ar divām masām, kur viena masa ir turbīnas darba rats, bet otra masa ir ģenerators, pēc formulas (3.12):

$$n_{krit.}^{vērpes} = \frac{30}{\pi} \sqrt{G J_p (J_1 + J_2) / (J_1 J_2 l_{piev})} \quad (3.12)$$

kur G — bīdes modulis, vienāds ar $G = 79 \div 81$ GPa.

$J_1 J_2$ — Inerces momenti raksturo ķermeņa inerci rotācijas kustībā;

l_{piev} — reducētais vārpstas garums, kas tiek lietots aprēķinos [90];

Bīdes moduļa vērtība dažādos avotos atšķiras. Rokasgrāmatā [90] bīdes modulis turbīnas materiālam ir vienāds ar $G = 0.8 \cdot 10^7 \text{ MPa}$. Lam Dorjee [54] citē Nortonu, 1998, kas aprēķinos lieto bīdes moduli $G = 79 \text{ GPa}$. Rezultāti par kritisko vērpes ātrumu doti 3.7. tabulā:

3.7. tabula

Kritisko vērpes ātrumu vērtības pie dažāda bīdes moduļa

	Pirmais objekts	Otrais objekts	Trešais objekts	Ceturtais objekts
Turbīnas tips	Frensis	Kaplāns	Kaplāns	Propelleru
Darba rata rādiuss, m	3.10	4.65	2.44	4.65
Darba rata masa, kg	94 300.00	202 500.00	34 287.48	238 045.79
Rotora rādiuss, m	4.0675	4.20	3.025	4.20
Rotora masa, kg	385 863.00	430 000.00	148 000.00	430 000.00
Faktiskie apgriezieni/min	88.20	55.50	107.14	55.60
Vērpes kritiskais ātrums (80 GPa), apgr/min	142.5	80.0	136.1	75.7
Rezerve, reizes	1.6	1.4	1.3	1.4

Rezerve rotācijas kritiskajam ātrumam pēc vērpes svārstībām parasti ir pusotru līdz divas reizes liela. Saskaņā ar rokasgrāmatu [90], tik lielas rezerves turbīnas vārpstai praksē ir pilnīgi normālas. Var secināt, ka kritisko rotācijas frekvenci no vērpes korektāk ir rēķināt pēc formulas (3.12), koriģējot vērtības bīdes moduļim.

3.4.2 Kritiskā rotācijas frekvence no lieces

Vienkāršākajā gadījumā, kad diska atrodas vārpstai pa vidu, un tā masa koncentrējas vienā punktā, kritiskā rotācijas frekvence viendabīgai vārpstai [120], jeb vienam vārpstas segmentam no lieces tiek rēķināta pēc formulas (3.13):

$$\omega_{krit} = \sqrt{1/m\delta_{11}} \quad (3.13)$$

Kur δ_{11} — segmenta izliece pieliktās slodzes punktā.

m — diska masa, kg.

Kā parādīts sadaļā 2.1.2, sistēmai ir divas masas, tādēļ vienādojums kritiskai rotācijas frekvencei (bez ekscentricitātes) [120] var atrast no vienādojuma (3.14):

$$(\delta_{11}m_1\omega_{krit}^2 - 1)(\delta_{22}m_2\omega_{krit}^2 - 1) - \delta_{12}^2m_1m_2\omega_{krit}^2 = 0 \quad (3.14)$$

Bet sistēmai ar ekscentricitāti vienam diskam no vienādojuma (3.15):

$$\omega_{krit} = \sqrt{\frac{1}{\delta_{11}m + \delta_{12}(J_x - J_z)\frac{1}{k}}} \quad (3.15)$$

Kur k var pieņemt vienādu ar vārpstas segmenta garumu.

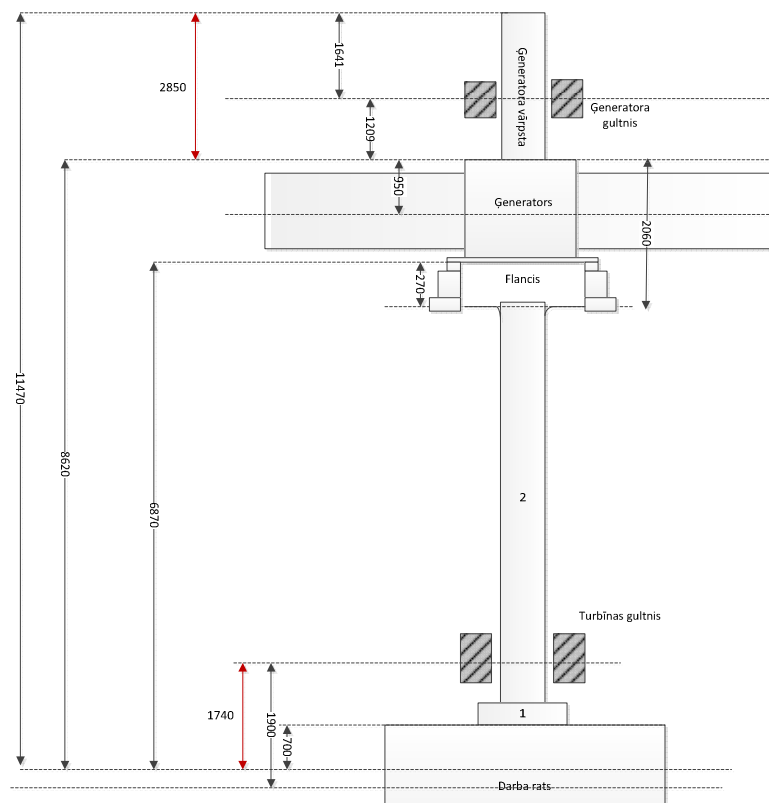
Pielāgojot Daugavas HES kaskādē uzstādītajiem HA rokasgrāmatā [90] piedāvāto metodiku, vārpstas kritiskais rotācijas ātrums no lieces tiek aprēķināts pēc formulas (3.16):

$$n_{krit} = (30/\pi) \sqrt{g \sum P_i y_i / (\sum P_i y_i^2)} \quad (3.16)$$

Kur y_i — vārpstas elastīgais pārvietojums punktos, kuros pievienotas koncentrētas masas P_i , respektīvi vietā, kur uz turbīnas vārpstas atrodas rotors un darba rats. Tad y_i ir statiskā vārpstas izliece masas ietekmē.

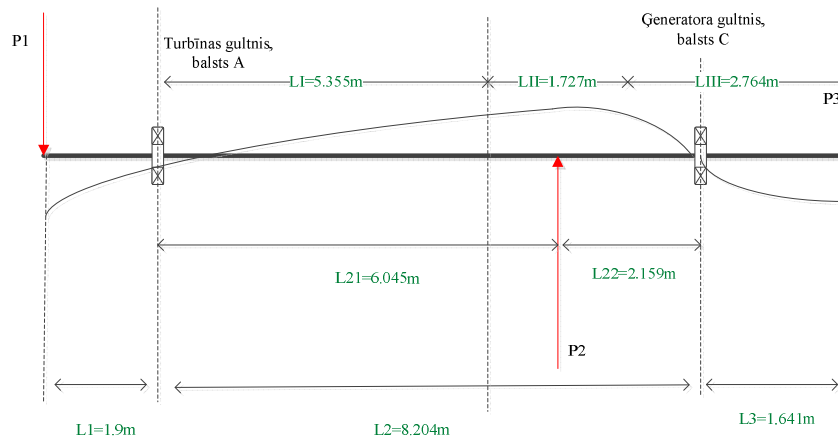
P_i - P_1 , P_2 , P_3 , P_1 = slodze no darbarata + slodze no turbīnas vārpstas segmenta (izteikts kā viena koncentrēta masa). P_2 = slodze no ģenerators + slodze no L2 vārpstas segmenta (ģenerators vārpstas, ja vārpsta ir dalīta) P_3 = slodze no L3 vārpstas segmenta.

Segmentu garumi tiek precīzi noteikti no rasējumiem, kā parādīts 3.4. att.:

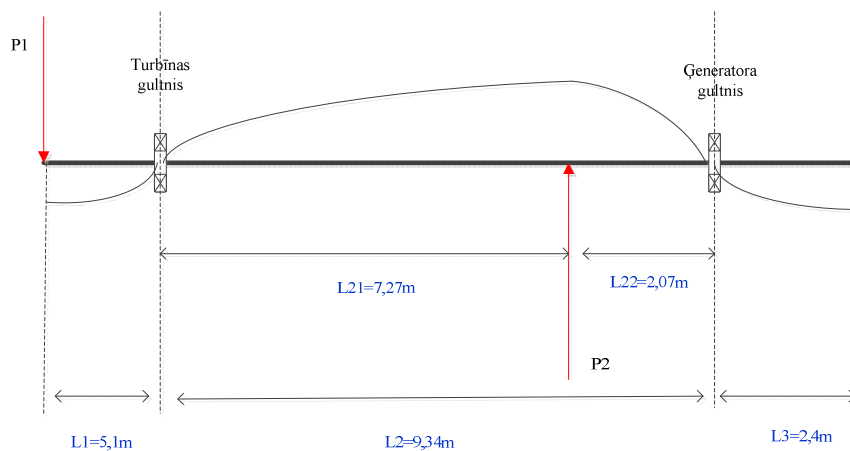


3.4. att. Vārpstas izmēri pirmā objekta 4. HA

Vārpstas izmēri nolasīti no izpilddokumentācijas rasējumiem PLA020XX-30-002-00 un XO 327 010-CYI. Kā secināts 2. Nodaļā, vārpstu var modelēt kā siju ar diviem balstiem — turbīnas gultni un ģenerators gultni, kā parādīts 3.5. att. un 3.6. att. jo trešais balsts, pēdas gultnis, uzņem galvenokārt vertikālo slodzi. Aprēķinam pieņemts, ka otrajam objektam ir līdzīgi izmēri, kā 3.6. att.:



3.5. att. Pirmā objekta agregāta balstu aprēķina shēma



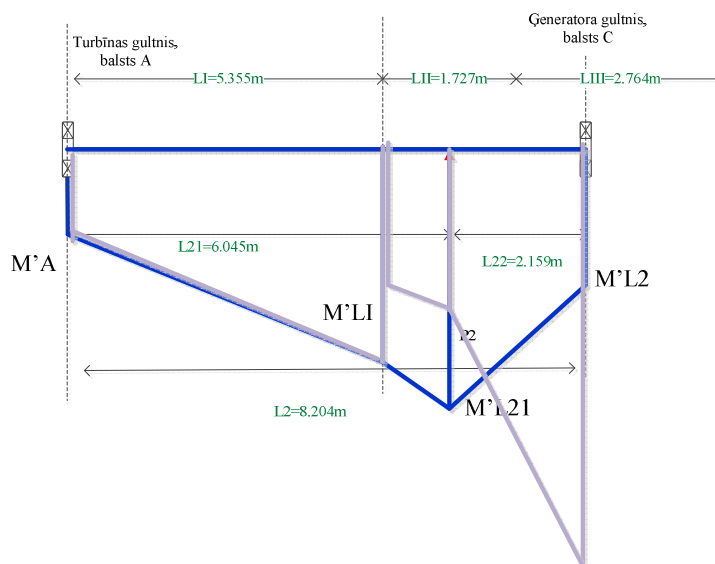
3.6. att. Ceturtā objekta balstu aprēķina shēma

Slodzes veidojas no sekojošām komponentēm:

- 1) P1 veidojas no slodzes no darba rata (P11) un slodzes no vārpstas segmenta (P12). Segmenta garumu skaita no turbīnas gultņa līdz flancim, kas savieno vārpstu ar darba ratu. Šis garums ir nedaudz mazāks, nekā 1.9 m, jo 1.9 m ir attālums no turbīnas gultņa vidus līdz darba rata gravitācijas centram. Vārpstas segmenta garums ir tikai 0.820 m.

- 2) P2 veidojas no slodzes no ģeneratora P21 un slodzes no vārpstas segmenta no turbīnas gultņa līdz ģeneratora gultnim P22.
- 3) P3 ir slodze tikai no vārpstas segmenta, jo HA vairs nav ierosmes ģeneratoru.

Zinot, ka darba rata masa ir 94300 kg, $P_{11} = 924\,767.10$ N. Lai aprēķinātu slodzes no turbīnas vārpstu segmentiem un izteiktu tos kā koncentrētas slodzes, jāaprēķina arī to masa. Zinot, ka vārpstas materiāla $\rho = 8000\text{ kg/m}^3$, ka $m = \rho V$, un ka $V = V_{\text{ārējais}} - V_{\text{iekšējais}}$, kur $V_{\text{ārējais}} = \pi r^2 h$, un h konkrētajā gadījumā ir garums, nevis augstums, teiksim L_2 , atrod katra segmenta masu. $P_{12} = 203\,756.80$ N. $P_1 = P_{12} + P_{21} = 1\,128\,523.90$ N. Zinot, ka rotora masa ir 385 863 kg, $P_{21} = 3\,784\,023.40$ N, $P_{22} = 2\,038\,561.92$ N, un $P_2 = 5\,822\,585.32$ N. Analogiski, $P_3 = 407\,762.08$ N. Apkopojot aprēķinu, var teikt, ka slodzes konkrētajā aprēķina gadījumā ir aptuveni vienādas ar $P_1 = 1\,128\,523.90$ N; $P_2 = 5\,822\,585.32$ N; $P_3 = 407\,762.08$ N. Ir zināms, ka pirmā agregāta nominālie apgriezieni ir 88.20 apgr/min (9.23 rad/s) un izskrējiena apgriezieni ir 167.80 apgr/min (17.56 rad/s). Stingumi mainās sekojošos posmos: LI — Turbīnas vārpstai, dotā segmenta garums 5.355m. LII — vārpstas segments, kur ir „uzsēdināts rotors”, garums 1.727m. LIII — vārpstas segments virs rotora, garums 2.764m. Lieces momentu epīru no katras masas var uzzīmēt, kā parādīts 3.7. att.:



3.7. att. Lieces momentu epīras piemērs no darba rata un ģeneratora

No Inerces momentiem tiek aprēķināti koeficienti, lai reducētu epīras pie vienāda stinguma. Tad $\text{Alfa}_1 = J_I = 1$; $\text{Alfa}_2 = J_I/J_{II} = 0.38$; $\text{Alfa}_3 = J_I/J_{III} = 4.04$.

Turpmāk rokasgrāmatā [90] dotais aprēķins ir derīgs, pieņemot, ka balstus var modelēt kā cietus, taču darba nodaļā 2.4 parādīts, ka šāds pieņēmums nav korekts. Rēķinot kritiskās

lieces svārstības ar cietiem balstiem, rezerves koeficients ir ~ 6 reizes nominālajiem apgriezieniem, un $\sim 3 \div 4$ reizes izskrējiena apgriezieniem [90]. Literatūrā parādīts, ka diskam starp diviem cietiem balstiem var būt raksturīga vienlaicīga vārpstas centra precesija un diska leņķiskā precesija [99]. Modelējot HA ar cietiem balstiem, situāciju, kad diska rotācijas frekvence ir vienāda ar izliektās vārpstas ass rotācijas frekvenci (ko sauc par tiešo sinhrono precesiju [120]), varētu uzskatīt par neiespējamu, jo rezerve ir pietiekama liela, lai šāda situācija nerastos. Bet, rēķinot balstus kā elastīgas atsperes, rezerves koeficients pie nominālajiem apgriezieniem samazinās, un tas ir tikai ~ 2.6 reizes liels [101]. Lai veiktu šādu aprēķinu, turpmāk ieteicams lietot datormodelēšanu ar elastīgiem balstiem.

Ja būtu jāņem vērā katra vārpstas segmenta īpašības, sistēmai būtu nevis 7, bet vismaz 10 kustības brīvības pakāpes. Tad kritiskās rotācijas frekvences no lieces un vērpes varētu uzrakstīt sekojoši, kur vienādojumā (3.17) slodzes P_1 - P_3 , kuru aprēķins dots šajā sadaļā, apzīmē ar m_1 - m_3 :

$$\omega_\delta = \begin{bmatrix} m_1 \omega_{kr}^2 r_1 \delta_{F11} + (J_{z1} - J_{x1}) \omega_{kr}^2 \varphi_1 \delta_{M11} & m_1 \omega_{kr}^2 r_2 \delta_{F12} + (J_{z1} - J_{x1}) \omega_{kr}^2 \varphi_2 \delta_{M12} & m_1 \omega_{kr}^2 r_3 \delta_{F13} + (J_{z1} - J_{x1}) \omega_{kr}^2 \varphi_3 \delta_{M13} \\ m_2 \omega_{kr}^2 r_2 \delta_{F21} + (J_{z2} - J_{x2}) \omega_{kr}^2 \varphi_2 \delta_{M21} & m_2 \omega_{kr}^2 r_2 \delta_{F22} + (J_{z2} - J_{x2}) \omega_{kr}^2 \varphi_2 \delta_{M22} & m_2 \omega_{kr}^2 r_2 \delta_{F23} + (J_{z2} - J_{x2}) \omega_{kr}^2 \varphi_2 \delta_{M23} \\ m_3 \omega_{kr}^2 r_3 \delta_{F31} + (J_{z3} - J_{x3}) \omega_{kr}^2 \varphi_3 \delta_{M31} & m_3 \omega_{kr}^2 r_3 \delta_{F32} + (J_{z3} - J_{x3}) \omega_{kr}^2 \varphi_3 \delta_{M32} & m_3 \omega_{kr}^2 r_3 \delta_{F33} + (J_{z3} - J_{x3}) \omega_{kr}^2 \varphi_3 \delta_{M33} \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

$$\omega_\tau = \begin{bmatrix} m_1 \omega_{kr}^2 r_1 \tau_{F11} + (J_{z1} - J_{x1}) \omega_{kr}^2 \varphi_1 \tau_{M11} & m_1 \omega_{kr}^2 r_2 \tau_{F12} + (J_{z1} - J_{x1}) \omega_{kr}^2 \varphi_2 \tau_{M12} & m_1 \omega_{kr}^2 r_3 \tau_{F13} + (J_{z1} - J_{x1}) \omega_{kr}^2 \varphi_3 \tau_{M13} \\ m_2 \omega_{kr}^2 r_2 \tau_{F21} + (J_{z2} - J_{x2}) \omega_{kr}^2 \varphi_2 \tau_{M21} & m_2 \omega_{kr}^2 r_2 \tau_{F22} + (J_{z2} - J_{x2}) \omega_{kr}^2 \varphi_2 \tau_{M22} & m_2 \omega_{kr}^2 r_2 \tau_{F23} + (J_{z2} - J_{x2}) \omega_{kr}^2 \varphi_2 \tau_{M23} \\ m_3 \omega_{kr}^2 r_3 \tau_{F31} + (J_{z3} - J_{x3}) \omega_{kr}^2 \varphi_3 \tau_{M31} & m_3 \omega_{kr}^2 r_3 \tau_{F32} + (J_{z3} - J_{x3}) \omega_{kr}^2 \varphi_3 \tau_{M32} & m_3 \omega_{kr}^2 r_3 \tau_{F33} + (J_{z3} - J_{x3}) \omega_{kr}^2 \varphi_3 \tau_{M33} \end{bmatrix}$$

Kur δ_{Fnn} ir liece no spēka, δ_{Mnn} ir liece no momenta, τ_{Fnn} ir pagrieziņa leņķis no spēka, τ_{Mnn} ir pagrieziņa leņķis no momenta. Aprēķins ar desmit kustības brīvības pakāpēm paildzinās aprēķina gaitu, tādēļ to ieteicams lietot tikai projektēšanas stadijā, lietojot GEM modelēšanu. Apkopojot nodaļā ietvertos aprēķinus, kritiskās rotācijas frekvences p_1 — p_7 no lieces un vērpes atrod ar determinantu (3.18), to pielīdzinot nullei (kā homogēnai lineārai sistēmai ar septiņām kustības brīvības pakāpēm, ar amplitūdām a_1 — a_7):

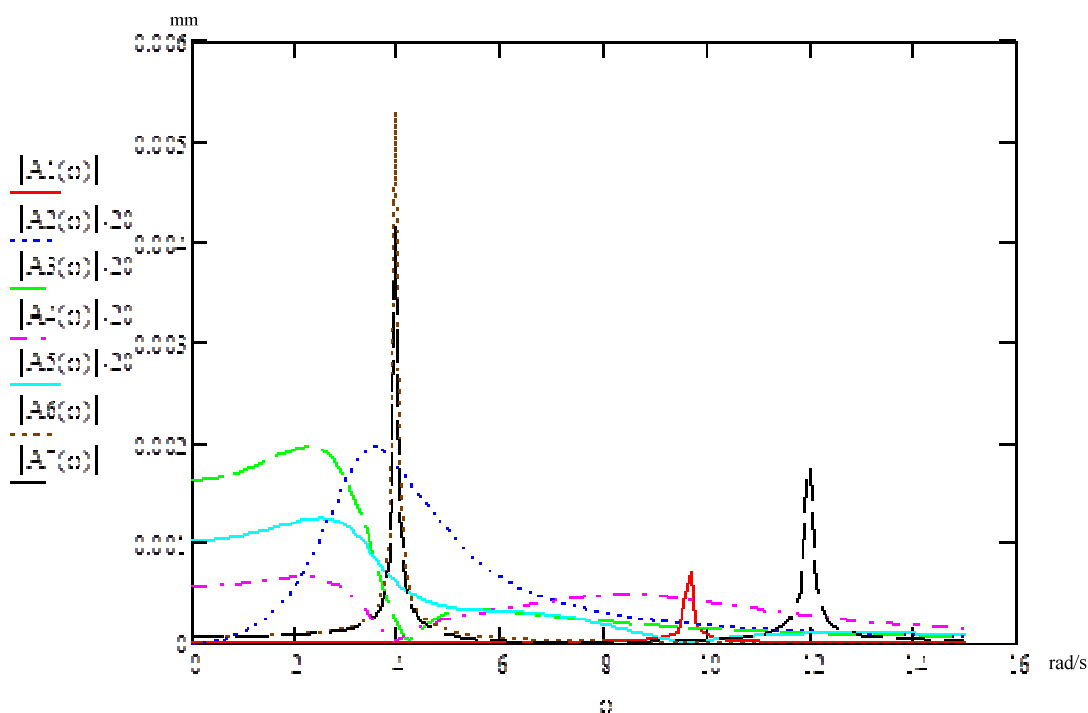
$$0 = \begin{bmatrix} a_1(-m_2 p^2 + C_{aks}) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_2(-m_2 p^2 + C_{rad2}) & a_3 C_{rad2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -a_2 C_{rad2} & a_3(-m_2 p^2 + C_{rad2}) & a_4 C_{radl} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -a_3 C_{rad2} & a_4(-m_1 p^2 + C_{radl}) & a_5 C_{radl} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -a_4 C_{radl} & a_5(-m_1 p^2 + C_{radl}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_6(-J_2 p^2 + C_{rad2}) & a_6 C_{radl} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -a_6 C_{rad2} & a_7(-J_1 p^2 + C_{radl}) \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

Tad ar MathCAD funkcijām „Given” un „Find” var atrast sistēmas kritiskās rotācijas frekvences, kā parādīts 3.8. tabulā, un iegūt rezonanses frekvenču amplitūdas, kā parādīts 3.8.att:

Piemērs kritisko frekvenču modelēšanai MathCAD ar funkcijām „Given” un „Find”

Given	
$m_2 \cdot \omega^2 \cdot A_1 - C_{aks} \cdot (A_1) = F_{gen_aks}$	Aksiālais virziens
$\left[m_2 \cdot \omega^2 \cdot A_2 - C_{rad2} \cdot (A_2) \right] - C_{rad2} \cdot (A_3) = \frac{F_{gen}}{2}$	Radiālais virziens ģeneratoram Nr.1
$m_2 \cdot \omega^2 \cdot A_3 - C_{rad2} \cdot (A_3) + A_2 \cdot C_{rad2} = \frac{F_{gen}}{2}$	Radiālais virziens ģeneratoram Nr.2
$m_1 \cdot \omega^2 \cdot A_4 - C_{rad1} \cdot (A_4) + A_3 \cdot C_{rad2} - A_5 \cdot C_{rad1} = \frac{F_{dr}}{2}$	Radiālais virziens turbīnai Nr.1
$m_1 \cdot \omega^2 \cdot A_5 - C_{rad1} \cdot (A_5) + A_4 \cdot C_{rad1} = \frac{F_{dr}}{2}$	Radiālais virziens turbīnai Nr.2
$J_2 \cdot \omega^2 \cdot A_6 + C_{rad2} \cdot (A_6) - A_6 \cdot C_{rad1} = M_{gen}$	Ģeneratora rotācija
$J_1 \cdot \omega^2 \cdot A_7 - C_{rad1} \cdot (A_7) + A_6 \cdot C_{rad2} = M_{dr}$	Turbīnas rotācija
Find (A1, A2, A3, A4, A5, A6, A7) →	Rezultāta atrašana

Attiecīgi, ierosinātu harmonisku svārstību ar frekvenci ω gadījumā, katrai kustības brīvības pakāpei no nehomogēnas lineāras vienādojumu sistēmas atrod amplitūdas $A_1(\omega)$ — $A_7(\omega)$. Piemērs amplitūdu grafikiem no lieces un vērpes kustībām parādīts 3.8. att.



3.8. att. Piemērs uzspiesto svārstību amplitūdu grafikiem un sistēmas kritisko frekvenču zonu aprēķinam no lieces un vērpes MathCAD izpildījumā

3.5. Secinājumi

Nodaļā 3 aprakstīts, ka HA rezonanse var rasties gan konstrukcijas dēļ, gan atkarībā no ekspluatācijas režīmiem. Ir aprēķinātas sistēmas pašfrekvences pēc dažādām metodēm. Parādīts, ka hidroagregāta vārpstas modelēšanā jāņem vērā sekojošas īpatnības — rotējošas mašīnas zemie apgriezieni, vertikāls vārpstas novietojums un stiprinājumu modelēšana ar reducētu stingumu.

Nodaļā 3 parādīts, ka vērpes svārstību pašsvārstību frekvence reālos mērījumos nav novērota, kas ir izskaidrojams ar HA lielo rezervi uz vērpes svārstībām.

Parādīts, ka kritisko rotācijas frekvenču uz lieci aprēķinam jālieto datormodelēšana, kur balsti ir elastīgi, jo pieņēmums, ka balsti ir stingi, nepamatoti palielina lieces pašsvārstību frekvences rezerves koeficientu $2 \div 3$ reizes.

Nodaļā sastādītas formulas turpmākajiem aprēķiniem gan pieņemot, ka vārpstai ir vienāds stingums katrā segmentā, gan pieņemot, ka stingums katrā no trijiem segmentiem atšķiras. Modelēšana ar atšķirīgu segmentu stingumu ir jālieto projektēšanas laikā.

4. GAISA SPRAUGAS MEHĀNISKĀ NEVIENMĒRĪBA

Gaisa spraugas nevienmērība var rasties gultņu mehānisko defektu un vārpstas izlieces rezultātā. Saskaņā ar 2001. gada publikācijā minētiem kritērijiem [85] gaisa spraugas nevienmērību var izteikt kā maksimālo starpību starp nomērīto gaisa spraugu jebkurā punktā un nominālo (projektēto) gaisa spraugu. Literatūrā tiek lietota [114] sekojoša formula (4.1) gaisa spraugas nevienmērībai:

$$\Delta(\varphi, t) = \frac{g(\varphi, t) - g_0}{g_0} \quad (4.1)$$

kur $g(\varphi, t)$ — nominālais gaisa spraugas lielums, šajā darbā $18.4 \text{ mm} \div 20 \text{ mm}$;

g_0 — gaisa spraugas vidējā vērtība.

Tikmēr, pašu gaisa spraugu g [114] var izteikt kā starpību starp rotora un statora rādiusu pēc formulām (4.2)–(4.4):

$$g(\varphi, t) = R_{st}(\varphi) - R_{rot}(\varphi') \quad (4.2)$$

kur φ — polārais leņķis nekustīgā (saistītā ar statoru) koordinātu sistēmā;

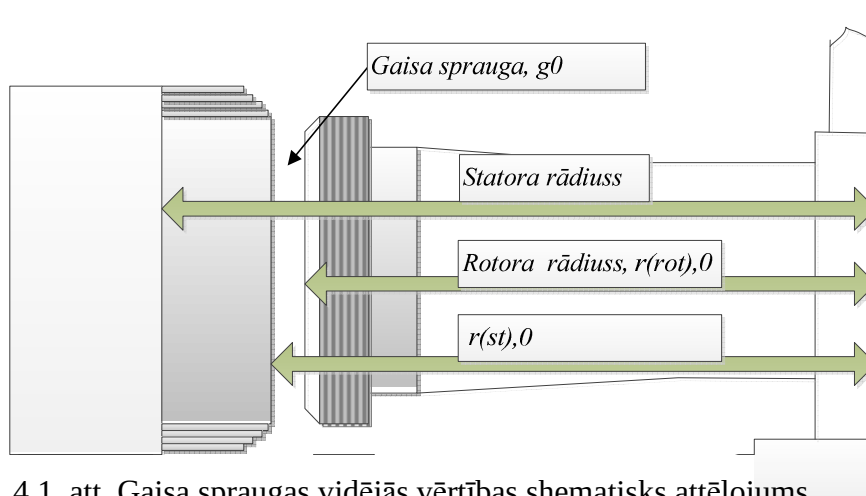
φ' — polārais leņķis kustīgajā (kopā ar rotoru) koordinātu sistēmā;

$$\varphi' = \varphi - \frac{\omega}{p} t \quad (4.3)$$

$$g_0 = r_{st,0} - r_{rot,0} \quad (4.4)$$

kur $r_{st,0}$ — statora rādiuss, jeb, korektāk — attālums no vārpstas centra līdz statora sienai (vai konkrētam statora zobam);

$r_{rot,0}$ — rotora rādiuss, jeb, korektāk — ir attālums no vārpstas centra līdz rotora pola galam (sk. 4.1. att.).



4.1. att. Gaisa spraugas vidējās vērtības shematisks attēlojums

Tad g_0 ir gaisa spraugas vērtība konkrētajā punktā. Augstāk minētā formula ir derīga tikai tad, ja rotors nav ekscentrisks. Ekscentriskam rotoram formulā jāņem vērā papildus rādītāji, kā parādīts nodaļā 4.1.

Pieņemot, ka ir nomērīta statora forma un rotora forma, kā arī no formas mērījumiem iegūti spektri, var sastādīt funkcijas (4.5), kas apraksta rotora un statora nevienmērību [114]. Augstāko iegūto harmoniku rotoram var pieņemt vienādu ar rotora polu skaitu, dotajā gadījumā ar 68X vai 108X, turpmāk vienādojumos — 68X, statoram — ar segmentu skaitu, reizinātu ar divi, turpmāk darbā 12X:

$$\begin{cases} \phi_{st}(\varphi) = \frac{R_{st}(\varphi) - r_{st,1-6}}{g_0} = \sum_{k=1}^{12} \delta_{st,k} \cos(k\varphi - \gamma_{st,k}) \\ \phi_{rot}(\varphi') = \frac{R_{rot}(\varphi') - r_{rot,0}}{g_0} = \sum_{l=1}^{68} \delta_{rot,l} \cos(l\varphi' - \gamma_{rot,l}) \end{cases} \quad (4.5)$$

kur $R_{st}(\varphi)$ — faktiskais statora rādiuss kādā punktā;

$r_{st,1-6}$ — projektētais statora rādiuss;

g_0 — gaisa spraugas vidējā vērtība;

$$\delta_{st,k} = \frac{r_{st,k}}{g_0}; \delta_{rot,l} = \frac{r_{rot,l}}{g_0}; g_0 = r_{st,0} - r_{rot,0}.$$

Tad gaisa spraugas nevienmērība ir vienāda ar funkciju starpību (4.6):

$$\begin{aligned} \Delta(\varphi, t) &= \phi_{st}(\varphi) - \phi_{rot}(\varphi') = \\ &= \sum_{k=1}^{12} \delta_{st,k} \cos(k\varphi - \gamma_{st,k}) - \sum_{l=1}^{68} \delta_{rot,l} \cos(l\varphi' - \gamma_{rot,l}) \end{aligned} \quad (4.6)$$

Teorētiskā gaisa spraugas nevienmērība ir noteikta tad, ja ir noteikti lielumi $\delta_{st,k}$ un $\delta_{rot,l}$ (projektētā vērtība, dalīta ar vidējo).

4.1. Ekscentrisks rotors

Ekscentrisks rotors ir galvenais iemesls gan HA gaisa spraugas nevienmērībai un magnētiskā lauka nesimetriskajam sadalījumam gaisa spraugā, gan paaugstinātām HA vibrācijām. Vairāki autori pēdējos desmit gados ir strādājuši ar statiskās un dinamiskās ekscentricitātes modelēšanu dažādu elektrisko mašīnu, tai skaitā sinhrono ģeneratoru, prototipiem laboratorijās [22][25][33][34][35][43][44][48][49][75][81]. Lam Dorjee parādīja, ka rotora disbalanss, ekscentricitāte un leņķiskā nobīde flancī var būt par iemeslu paaugstinātai vibrācijai turbīnas un ģenerators gultnī, kad uz HA tiek padota ierosme [54]. Būtībā gaisa spraugas ekscentricitāte ietekmē gandrīz visas vibrāciju spektra harmonikas, un visvairāk harmonikas no 1X līdz 4X [87]. Projektu gaitā, kuros tika veikta hidroagregātu

datormodelēšana, secināts, ka tikko gaisa sprauga samazinās, tā pašsvārstību frekvence pieaug un stabilitāte samazinās, bet vibrāciju amplitūda palielinās [29].

Autori no Igaunijas [47] uz vēja ģeneratora piemēra parādīja, kā gaisa spraugas formula mainās statiskās un dinamiskās ekscentricitātes gadījumā. Ja rotorā ir statiskā ekscentricitāte, tad gaisa spraugu var izteikt ar formulu (4.7):

$$g_0 = r_{st,0} - r_{rot,0} + \sqrt{r_{rot,0}^2 - (d \sin \beta_{st})^2} \quad (4.7)$$

kur d — attālums, par kuru ir nobīdījies rotācijas centrs;

β_{st} — statiskās ekscentricitātes sākotnējais leņķis.

Ja rotoram ir miksēta ekscentricitāte (gan statiskā, gan dinamiskā), kas gandrīz vienmēr arī ir raksturīga hidroģeneratoriem [47], tad gaisa spraugu var izteikt ar formulu (4.8):

$$g(t) = r_{st,0} - \delta_m g \cos(\beta_{din}) - \sqrt{r_{rot}^2 - (\delta_m g \sin(\beta_{din}))^2} \quad (4.8)$$

kur δ_m — miksētās ekscentricitātes rezultējošais nobīdes vektors;

β_{din} — laikā mainīgs leņķis;

g — projektētā gaisa sprauga, sk. 4.1. att.;

Zemāk dots piemērs MathCAD modelēšanai vienai masai ar divām kustības brīvības pakāpēm pa x un y asīm, kur r ir ekscentricitāte, saskaņā ar mērījumiem rotoram no spektra. Sākuma nosacījumi ir sekojoši, kā parādīts 4.1. tabulā:

4.1. tabula

Sākuma nosacījumi ekscentriskas sistēmas modelēšanai	
r	Ekscentricitāte, m
ω	Rotācijas ātrums, pārvērsts no Hz uz rad/s
$c1 := 3.5 \cdot 10^8$	GG stingums, kg/m
t	Modelēšanas laiks
$m := 38586$	Rotora masa, kg
$b1 := 1 \quad b2 := 1 \cdot b1$	Slāpēšanas koeficienti
$\sqrt{\frac{c1}{m}} = 45.533$	Pašsvārstību frekvences aprēķins, dotajā gadījumā pie lielāka stinguma, nekā sākuma nosacījumos, vairāk sk. sadaļā 3.1

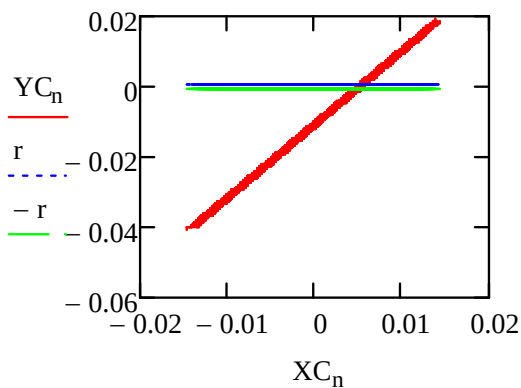
Ar MathCAD programmas palīdzību tiek atrasta izteiksme paātrinājumam, kur Vienādojuma iepriekšpēdējais elements uzrakstīts saskaņā ar (2.5) 35.lpp., „e” apzīmēts ar „r”, kā parādīts vienādojumā (4.9):

$$\begin{aligned}
& -c1 \cdot x_n - b1 \cdot vx_n - m \cdot ax + m \cdot (\omega_0)^2 \cdot r \cdot \cos(\omega_0 \cdot t_n) + 0 = 0 \\
\text{Given} \quad & -c2 \cdot y_n - b2 \cdot vy_n - m \cdot g - m \cdot ay + m \cdot (\omega_0)^2 \cdot r \cdot \sin(\omega_0 \cdot t_n) - 0 = 0 \\
\text{Find}(ax, ay) \rightarrow & \begin{pmatrix} -\frac{b1 \cdot vx_n + c1 \cdot x_n - m \cdot r \cdot \omega_0^2 \cdot \cos(\omega_0 \cdot t_n)}{m} \\ -\frac{b2 \cdot vy_n + c2 \cdot y_n + g \cdot m - m \cdot r \cdot \omega_0^2 \cdot \sin(\omega_0 \cdot t_n)}{m} \end{pmatrix}
\end{aligned} \tag{4.9}$$

Rotora pārvietojuma amplitūda tiek uzrakstīta ar formulu (2.10) no 35 lpp. Tiek definēti robežnosacījumi, kuros ievieto ar „Find” funkciju atrastos paātrinājumus, kā parādīts (4.10):

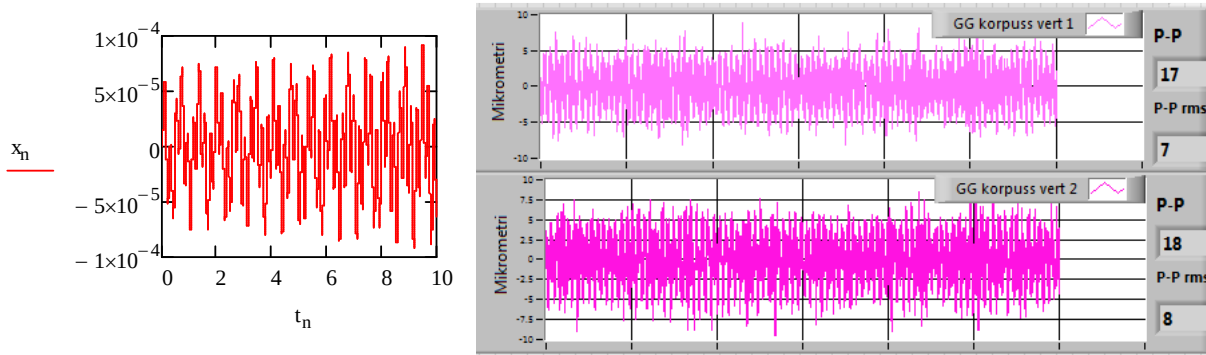
$$\begin{pmatrix} x_{n+1} \\ vx_{n+1} \\ y_{n+1} \\ vy_{n+1} \end{pmatrix} := \begin{bmatrix} x_n + s \cdot vx_n \\ vx_n + s \cdot \left(-\frac{b1 \cdot vx_n + c1 \cdot x_n - m \cdot r \cdot \omega_0^2 \cdot \cos(\omega_0 \cdot t_n)}{m} \right) \\ y_n + s \cdot vy_n \\ vy_n + s \cdot \left(-\frac{b2 \cdot vy_n + c2 \cdot y_n + g \cdot m - m \cdot r \cdot \omega_0^2 \cdot \sin(\omega_0 \cdot t_n)}{m} \right) \end{bmatrix} \tag{4.10}$$

Tiek iegūti modelēšanas grafiskie rezultāti. Rezultāts attiecībai pārvietojumam x un y virzienos ir taisne (sk. 4.2. att.), jo lēngaitas mašīnām vibrācija uz gultņa korpusa x un y virzienā parasti ir gandrīz vienāda, ja vien HA nav izteikta disbalansa:



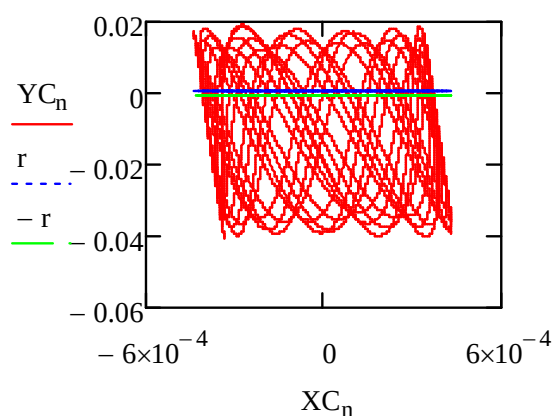
4.2. att. Pārvietojumam x un y virzienos

Pārvietojums pa x asi laikā atbilst un ir līdzīgs vibrācijai, kas tiek nomērīta reālo eksperimentu laikā, (sk. piemēru no GG vibrācijas 4.3. att.):



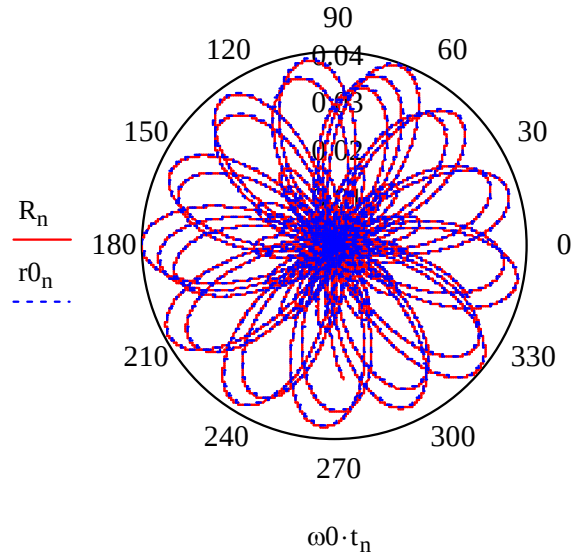
4.3. att. Pārvietojumam pa x asi laikā, aprēķināts un iegūts eksperimentāli

Tā kā faktiskā ekscentricitāte ir ļoti maza, pārvietojuma un stinguma reizinājumu grafiks ir ar cilindrisku formu. Motoram grafiks būtu orbīta, turklāt ekscentricitāte „r” varētu nebūt taisne (sk.4.4. att.):



4.4. att. Pārvietojuma un stinguma reizinājumu grafiks

Visbeidzot, tiek veikta ekscentricitātes un vārpstas kustības orbītas modelēšana (sk. 4.5. att.), kas ir svarīgs analīzes posms tieši gaisa spraugas mērījumos, kā parādīts labās prakses piemēros [66] un sadaļā 1.4.3.

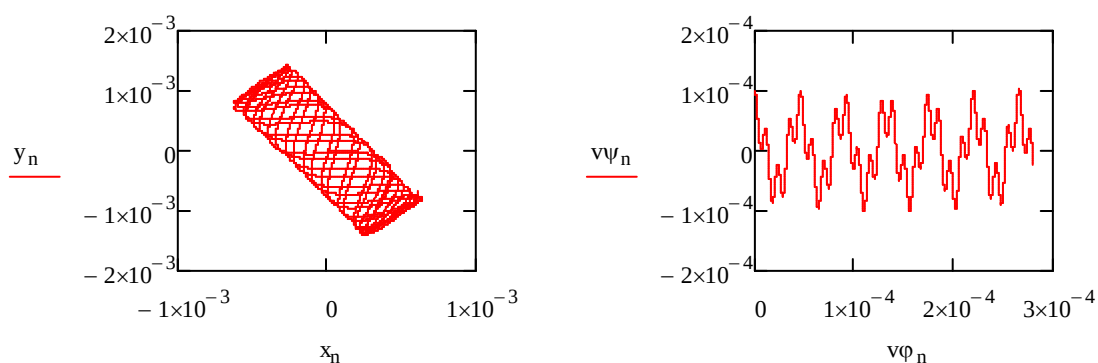


4.5. att. Vārpstas kustības orbītas modelēšana

4.1.1 Slīpuma modelēšana

Analoģiski ekscentricitātes modelēšanai, ar MathCAD programmas palīdzību modelēta ģenerators rotora kustība pēc konsoles rotora formulām [113] ar 5 brīvības pakāpēm (x_1, x_2, y_1, y_2, z_1) (sk. (4.11, 4.6. att.)), kur L = ģenerators vārpstas garums, m; r = vārpstas rādiuss, m; R = rotora rādiuss, m; m = rotora masa, kg, kā parādīts:

$$\begin{pmatrix} x_{n+1} \\ vx_{n+1} \\ y_{n+1} \\ vy_{n+1} \\ \psi_{n+1} \\ v\psi_{n+1} \\ \chi_{n+1} \\ v\chi_{n+1} \\ \varphi_{n+1} \\ v\varphi_{n+1} \end{pmatrix} := \begin{bmatrix} x_n + s \cdot vx_n \\ vx_n + \frac{s}{m} \cdot (-c11 \cdot x_n + c12 \cdot \chi_n - vx_n \cdot b) \\ y_n + s \cdot vy_n \\ vy_n + \frac{s}{m} \cdot (-c11 \cdot y_n - c12 \cdot \psi_n - b \cdot vy_n) \\ \psi_n + s \cdot v\psi_n \\ v\psi_n + \frac{s}{J} \cdot \left[-c21 \cdot y_n - c22 \cdot \psi_n - v\varphi_n \cdot J_p \cdot v\chi_n - J_p \cdot \left[\frac{1}{J_p} \cdot (M0 - k3 \cdot v\varphi_n - Mfr) \right] \cdot \chi_n - b \cdot v\psi_n \right] \\ \chi_n + s \cdot v\chi_n \\ v\chi_n + \frac{s}{J} \cdot \left[c21 \cdot x_n - c22 \cdot \chi_n + v\varphi_n \cdot J_p \cdot v\psi_n + J_p \cdot \left[\frac{1}{J_p} \cdot (M0 - k3 \cdot v\varphi_n - Mfr) \right] \cdot \psi_n - b \cdot v\chi_n \right] \\ \varphi_n + s \cdot v\varphi_n \\ v\varphi_n + \frac{s}{J_p} \cdot (M0 - k3 \cdot v\varphi_n - Mfr) \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

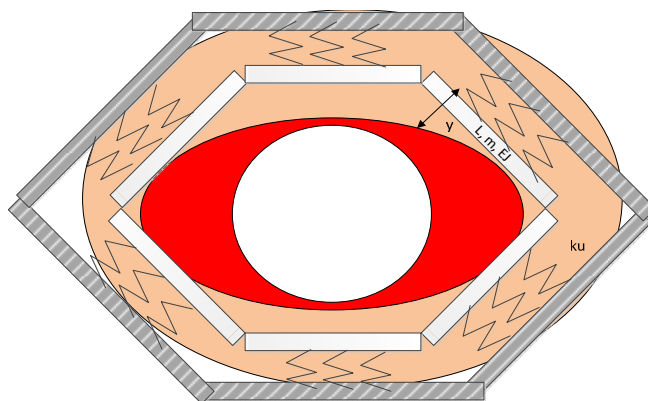


4.6. att. Slīpuma modelēšana

4.2. Ekscentrisks stators

Statora korpus uzņem tangenciāli vērsto spēku slodzi no statora serdes un vertikālo slodzi no krustsijas, kā arī statora serdes un tinumu smaguma spēku slodzi. Literatūrā ir sastopami matemātiskie modeļi, kuros pieņemts, ka stators nedeformējas. Atsevišķos pētījumos HA stators ir aprakstīts kā tievs neelastīgs gredzens [114], taču no izpildedokumentācijas zināms, ka stators tiek speciāli piestiprināts pamatam ar izjaucamiem skrūvju savienojumiem, lai pieļautu pārvietojumu radiālā virzienā, bet novērstu tangenciālo pārvietojumu, saglabājot statora formu [127].

2014. gada novembra eksperimentos pirmajam agregātam tika nomērīts statora pārvietojums, kas pierādīja, ka tas silšanas ietekmē izplešas par aptuveni 2mm. Pilnīgākai situācijas analīzei nākotnē nepieciešams nomērīt arī statora formu, jo statora ekscentricitātes gadījumā dati par viena segmenta izplešanos nesniedz visu nepieciešamo informāciju. Konkrētu gadījumu, kad notikusi hidroagregāta statora deformācija apraksta autoru kolektīvs no Japānas [67]. Autori apraksta Peace Canyon elektrostaciju, kur notika gan statora, gan rotora centra relatīvā nobīde. Šāda situācija uzmodelēta ar gaiši oranžu apli 4.7. att.:



4.7. att. Ekscentrisks un eliptisks statora grafisks attēlojums

Matemātiski eliptisks un ekscentrisks stators aprakstīts sadaļā 4.4.

4.3. Eliptisks rotors

Eliptiskums rotors ir visļauņākais gadījums rotora formas nevienmērībai, jo šāda nevienmērību izraisa vibrācijas ar paaugstinātu $2X$ amplitūdu, un tieši uz $2X$ svārstībām stators „reaģē” ar vismazāko stingumu [114]. Lam Dorjee aprakstīja gadījumu, kad HA tika konstatēta elipses rotora forma, bet pat pēc ģeneratora pārbūves vibrācija netika samazināta. Tad tika paaugstināts gultņu stingums. Taču arī tas nesamazināja vibrāciju. Lai atrisinātu problēmu, Lam Dorjee to analizēja ar GEM, ņemot vērā magnētiskos spēkus, vārpstas nobīdi, rotora disbalansu, un rotējošas masas žiroskopisko efektu [54]. Ja rotoram ir elipses forma [47], tad gaisa spraugu var izteikt ar formulu (4.12):

$$g_0(t) = r_{st} - \sqrt{\left[(r_{rot} + e)\cos\left(\frac{\omega t}{P} - \beta_{el}\right)\right]^2 + \left[(r_{rot} - e)\cos\left(\frac{\omega t}{P} - \beta_{el}\right)\right]^2} \quad (4.12)$$

kur e — elipses novirze no apla formas, ko nosaka eksperimentāli;

β_{el} — laikā mainīgs leņķis;

ω — griešanās ātrums;

P — polu skaits, dotajā darbā 68 un 108.

Augstāk minētajā formulā (4.12) statora un rotora rādiuss ir aprakstīti kā konstanti lielumi, jo vēja ģenerators laboratorijas prototips ir bijis neliels (tā gaisa sprauga bija 2.5mm, gandrīz 10 reizes mazāka, nekā HA) [47], taču lielgabarīta hidroģeneratoram šie parametri noteikti būs mainīgi. Rādiusus statoram $R_{st}(\varphi)$ un rādiusu rotoram $R_{rot}(\varphi')$ var izteikt kā funkcijas ar nemainīgo daļu un mainīgo harmoniskās funkcijas daļu [114]. Tad $r_{st,0}$ izteiktu nemainīgo daļu (projektēto daļu no rasējuma) un mainīgā daļa statoram būtu nedaudz atšķirīga katram no sešiem segmentiem, bet rotoram – atšķirīga katram polam. Rādiusu formulas praktiskam pielietojumam var saīsināt ar izteiksmēm (4.13)-(4.14):

$$R_{st}(\varphi) = r_{st,0} + \sum_{k=1}^{12} r_{st,k} \cos(k\varphi - \gamma_{st,k}) \quad (4.13)$$

$$R_{rot}(\varphi') = r_{rot,0} + \sum_{l=1}^{68} r_{rot,l} \cos(l\varphi' - \gamma_{rot,l}) \quad (4.14)$$

kur $\gamma_{st,k}$ — harmoniku sastāvdaļa, kas saistīta ar atšķirīgo magnētisko slodzi laikā, no vienādojuma priekš mainīgās slodzes laikā statoram.

Formulās mainīgās daļas ir harmoniskās rindas (sastāv no k vai l harmonikām), kas vispārīgā formā tiek pierakstītas kā izteiksme (4.15):

$$\sum_{h=1}^{\infty} \frac{1}{h} = 1 + \frac{1}{2} + \frac{1}{3} + \frac{1}{4} + \dots + \frac{1}{h} \quad (4.15)$$

Augstāk minētajās formulās (4.13)-(4.14) ekscentricitāte ir iekļauta 1X harmonikā, bet rotora un statora formas asimetrija — harmonikās, sākot ar 2X. Var pierādīt, ka rotora ekscentricitāte praktiski vienāda ar 1X spektra amplitūdu. Ja spēka darbības leņķis ir nulle (tipiska ekscentricitāte), tad formulās (2.5) un (2.6) leņķis $k\varphi - \gamma_{st,k} = 0$, tad $r_{st,k} \cos(0) = 1 \cdot r_{st,k}$, citiem vārdiem sakot, pie 0 grādu leņķa harmoniskajā rindā tiek izteikta pirmā harmonika.

Tā kā rotoram harmonikas uz katra pola nevar iegūt, tad rotoram raksturīgo spektru jāņemera uz ģenerators gultņa, piemēram, iegūstot spektru no ģenerators vārpstas pārvietojuma divos virzienos, piemēram AB un KK [101], bet magnētisko spēku pieņemot abos gadījumos vienādu, iegūstot rotora rādiusu no izteiksmes (4.16):

$$R_{rot}(\varphi') = \begin{cases} r_{rot,0} + \sum_{l=1}^{68} r_{rot,AB} \cos(l\varphi' - \gamma_{rot,l}) \\ r_{rot,0} + \sum_{l=1}^{68} r_{rot,KK} \cos(l\varphi' - \gamma_{rot,l}) \end{cases} \quad (4.16)$$

Arī dotajā gadījumā metodei ir trūkumi, jo vārpstas pārvietojuma spektrs var neprecīzi aprakstīt rotora uzvedību. Kā zināms no literatūras, rotora spieķi, polu stiprinājumi, gredzens un zirneklis var deformēties, bet vārpstas pārvietojuma mērījums to neuzrādīs. Arī šajā gadījuma vienīgais praktiskais risinājums, lai iegūtu precīzu $R_{rot}(\varphi')$, ir nomērīt dinamisko rotora formu.

4.4. Eliptisks stators

Teorētiski statoram vajadzētu izplesties vienmērīgi. Tomēr praksē ir gadījušās situācijas, kad konstatēts, ka izplešanās nav bijusi vienmērīga. Gadījumus, kad tika konstatēta izteikti eliptiska statora forma, pētnieki apraksta kopš 1986. gada [64][70][79]. André Tétreault, 2001, atzīmēja, ka tieši pie tāda defekta risks, ka rotors saskarsies ar statoru ir visaugstākais, jo magnētiskais disbalanss izraisa rotora vārpstas un stīpas vibrāciju, kā rezultātā detaļas ātrāk nodilst [79]. Savukārt, rekonstruētā HA izpildedokumentācijā teikts, ka eliptisks stators var būt galvenais iemesls rotora spieķu stiprinājumu vaļīgumam [127]. Turklāt, eliptisks stators var radīt lielus magnētiskā spēka izraisītus spēkus rotorā. Ja rotora poli ir pietiekami rotora korpusam, šie spēki var radīt ievērojamas polu stiprinājumu vibrācijas un nodilumu. Sliktākajā gadījumā var pārlūst stiprinājums starp poliem un rotora spieķiem. Eliptisks vai ekscentriskais rotors rada nevēlamus spēkus un vibrācijas statorā. Magnētiskie spēki (nevienmērīgas gaisa spraugas dēļ) veicina gultņa pārkaršanu.

Ja statoram ir seši segmenti, aprakstot sistēmu, var ieviest sešas formulas, kuru rezultāts būs nedaudz atšķirīgs katram segmentam. Saskaņā ar korporatīvām atskaitēm par statora serdes vibrāciju, pie dažādas slodzes katrs no statora segmentiem var reaģēt uz magnētiskā lauka plūsmu ar atšķirīgu vibrāciju. Rezultātā var analītiski aprakstīt statora formu, ņemot vērā vibrācijas spektru uz katra no sešiem segmentiem, iegūstot statora rādus no vienādojumu sistēmas (4.17):

$$R_{st}(\varphi) = \begin{cases} r_{st,1} + \sum_{k=1}^{12} r_{st,1} \cos(k\varphi - \gamma_{st,1}) \\ r_{st,2} + \sum_{k=1}^{12} r_{st,2} \cos(k\varphi - \gamma_{st,2}) \\ r_{st,3} + \sum_{k=1}^{12} r_{st,3} \cos(k\varphi - \gamma_{st,3}) \\ r_{st,4} + \sum_{k=1}^{12} r_{st,4} \cos(k\varphi - \gamma_{st,4}) \\ r_{st,5} + \sum_{k=1}^{12} r_{st,5} \cos(k\varphi - \gamma_{st,5}) \\ r_{st,6} + \sum_{k=1}^{12} r_{st,6} \cos(k\varphi - \gamma_{st,6}) \end{cases} \quad (4.17)$$

kur $r_{st,1} \div r_{st,6}$ — statora rādus, kas nedaudz mainās, atkarībā no režīma un temperatūras.

Katram no sešiem vienādojumiem $r_{st,1} \div r_{st,6}$ var atšķirties arī viena režīma ietvaros, jo stators, silstot, var izplesties nevienmērīgi, piemēram, segments, kurā atrodas ģeneratora izvadi, var termiski izplesties mazāk, nekā pārējie pieci segmenti.

Tad katra segmenta kustības vienādojumu [114] var uzrakstīt kā izteiksmi (4.18):

$$\frac{EJ}{L^4} \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + k_u y = 0 \quad (4.18)$$

Kur y — šķērsvirziena pārvietojums;

x — lineāra koordināta,

t — laiks;

L, m_0, EJ — stieņa raksturlielumi (garums, masa, lieces stingums);

k_u — elastīgas pamatnes koeficients.

Dotajai metodei ir būtisks trūkums — katra segmenta vibrācija atsevišķi nesniedz priekšstatu par kopējo statora formu, bet kopējo formu nomērīt ar spektru vienā punktā korekti nav iespējams (jo stators sastāv no atsevišķiem segmentiem). Tātad, precīzus datus $R_{st}(\varphi)$ var iegūt tikai nomērot tieši statora formu. Toties ar šo metodi var aprēķināt katra stieņa pašsvārstību frekvenci ω_r pēc formulas (4.19):

$$\omega_r = \sqrt{r^4 \frac{EJ}{m_0 L^4} + \frac{k_u}{m_0}} \quad (4.19)$$

r — koeficients, ko aprēķina no robežnosacījumiem.

Īsākā pierakstā formulu (4.19) var uzrakstīt kā (4.20) vai (4.21). Abas formulas sniedz ļoti līdzīgu skaitlisku rezultātu, kā parādīts tabulā 4.2.

$$\omega_j = j^2 \sqrt{\frac{EJ}{m_0 R^4}} \quad (4.20)$$

$$\omega_{stat} = \sqrt{\frac{j^2(j^2-1)^2}{j^2+1} \cdot \frac{EJ}{m_0 R^4}} \quad (4.21)$$

kur j — svārstību formas kārtā) un $j_{max} = 2p$, kur p ir mašīnas polu pāru skaits;

m_0 — serdes masa, ~260000 kg;

R — ass līnijas rādiuss ~7.31m [127];

EJ — statora serdes materiāla īpašības, statoram bez defektiem.

Statora vibrācijai un koeficientam j patiesībā var būt diezgan dažāds raksturs, atkarībā no tā, kāds viļņu skaits iedarbojas uz statoru (dotajā gadījumā — cilindrisku virsmu). Izskaitļots, ka statora serdes pašsvārstību frekvences var atrasties ļoti plašā diapazonā [114]. Statora serdes radiālo pašsvārstību frekvence var atrasties ļoti tuvu 100 Hz. Mašīnai ar 32 poliem — no 7.2 Hz līdz 127 Hz, mašīnai ar 72 poliem — sākot ar 185 Hz un virs 3100 Hz, bet mašīnai ar 96 poliem — no 13 Hz līdz 205 Hz un augstāk [114]. Laboratorijas darbos [114] parādīts, ka pašsvārstību frekvence mainās, atkarībā no spēka viļņa kārtas, un ap 100 Hz var atrasties pašsvārstību frekvence tīri radiālajām svārstībām hidroģeneratora serdei, kā rezultātā var novērot serdes svārstību rezonansi [114]. Tabulā 4.2. apkopotas aprēķina vērtības pirmā HA statora serdes pašsvārstību frekvencei.

4.2. tabula

Statora serdes pašsvārstību frekvence, darbojoties spēkam ar dažādu viļņa kārtu

j	1	2	3	4	5	6	68
ω_j (4.21), Hz	6.36	25.43	57.21	101.71	158.92	228.85	29 393.89
ω_{stat} (4.22), Hz	0.00	17.06	48.24	92.51	149.60	219.46	29 384.35

No tabulas 4.2. var secināt, ka statora pašsvārstību frekvence vistuvāk 100 Hz frekvencei atrodas tad, kad uz serdi iedarbojas spēks ar viļņa kārtu $j = 4$.

4.4.1 Statora serdes un konstrukcijas defekti

Kā minēts sadaļā 1.2.2, visas hidroģeneratora komponentes (rotors, stators un gaisa sprauga starp tiem) ir cieši saistītas. Jeffrey J. Tennant, 2001. gada publikācijā apraksta situāciju, kad rotora apaļā forma par 10 % atšķīrās no nominālās, jo bija nobīdīta no projektētā ģeometriskā rotācijas centra, un tai bija eliptiska forma, savukārt statora apaļa formai bija 37 % novirze, jo arī tas bija nobīdīts no ģeometriskā centra, turklāt lielāko nobīdi radīja defekti segmenta šuvēm [80]. Autors atzīst, ka statoriem, kas sastāv no segmentiem, un tiek montēti

stacijā, defekti šuvēm ir novērojami diezgan bieži [80], taču Wells HES bija viens no ļaunākajiem gadījumiem [80]. No izpildedokumentācijas zināms, ka minimālu deformāciju disbalansa magnētisko spēku ietekmē un apaļu formu pie dažādām temperatūrām statoram garantē pareizi izvēlētie statora korpusa un stiprinājuma plašu izmēri, kas nodrošinātu kompresijas spēkus statora serdē, kad tā temperatūra pārsniedz statora korpusa temperatūru [127], taču praksē nereti nākas saskarties ar serdes defektiem pavisam jauniem statoriem, par ko liecina paaugstināta serdes 100 Hz vibrācija.

Pastāv arī atgriezeniska saite starp rotora formu un statora vibrāciju, jo koriģējot rotora formu, var samazināt statora serdes vibrāciju [114]. Kopumā, gaisa spraugas izmaiņas var sniegt plašu informāciju par visas konstrukcijas uzvedību. Trujillo, 2001. gada rakstā pierādīja, ka gaisa sprauga var mainīties, atkarībā no sezonas, jo betona pamati reaģē uz temperatūras ietekmi [85]. Autors citē citu pētījumu (Barnes, Marla J., 2000) par hidroagregātu betona pamatu izplešanās mehānismu [27], kas paskaidro doto fenomenu. Arī statora serdes stāvokli var kontrolēt, nomērot gaisa spraugu un regulāri nomērot serdes vibrāciju. G. B. Pollock, J. F. Lyles, 1992. gada rakstā parādīja, cik svarīgi ir kontrolēt statora serdes stāvokli, uz Kipling HES 2. HA piemēra, kur statora defekti savulaik izraisīja avāriju, un rotors saskārās ar statoru, lai gan projektētā gaisa sprauga bija 14 mm [65]. Gary W. Peterson no ASV agregātu monitoringa konferencē, izmantojot kompānijas VibroSysTM metodiku, pierādīja, ka ar gaisa spraugas monitoringu var kontrolēt statora stiprinājuma defektus [64]. Autors aprakstīja gadījumu, kad statoram eliptiska forma radās tādēļ, ka statora pēdas stiprinājumam bija nepietiekami liels urbums, kā rezultātā statoram nebija iespējas brīvi izplesties, un tā forma kļuva eliptiska.

Ja statora serdes presējums nav pietiekami stingrs, vai arī savienojumi starp segmentiem izplešas vairāk, nekā paredzēts, mainās konstrukcijas materiāla īpašības, un, attiecīgi mainās arī pašsvārstību frekvence, kā parādīts 4.3. tabulā:

4.3. tabula

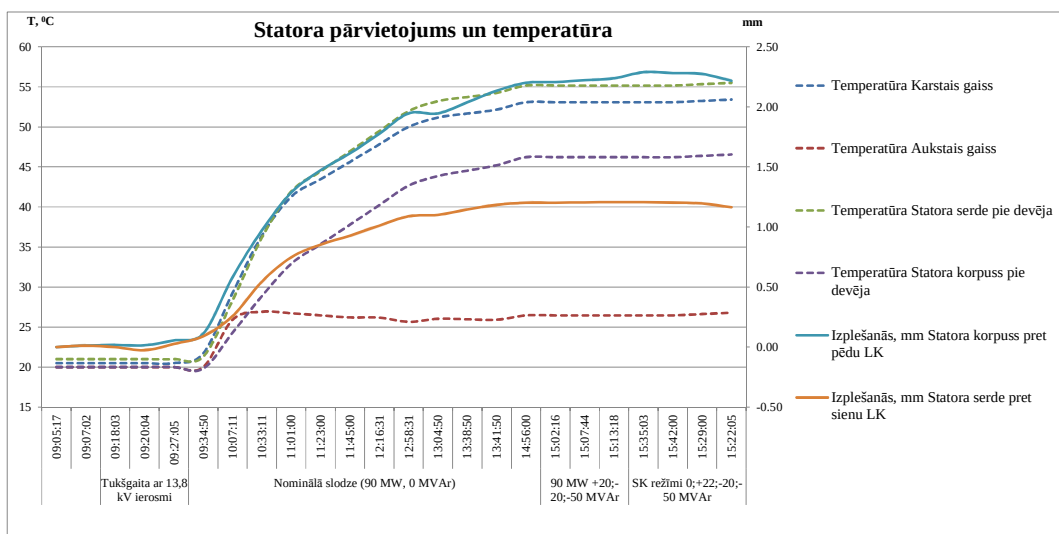
Statora serdes pašsvārstību frekvence konstrukcijai ar defektu

j	1	2	3	4	5	6	68
ω_j (4.21), Hz	3.18	12.71	28.61	50.85	79.46	114.42	14 696.94
ω_{stat} (4.22), Hz	0.00	17.06	48.24	92.51	149.60	219.46	29 384.35

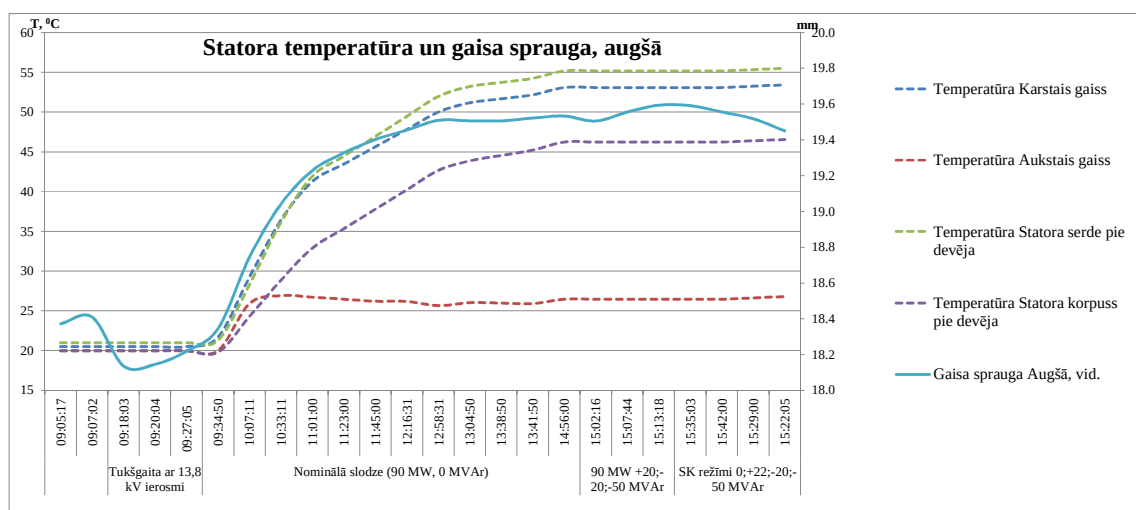
No tabulas 4.3. var secināt, ka statoram ar defektu pašsvārstību frekvence vistuvāk 100 Hz frekvencei atrodas tad, kad uz serdi iedarbojas spēks ar viļņa kārtu $j = 4 \div 6$.

4.4.2 Nevienmērīga izplešanās temperatūras ietekmē

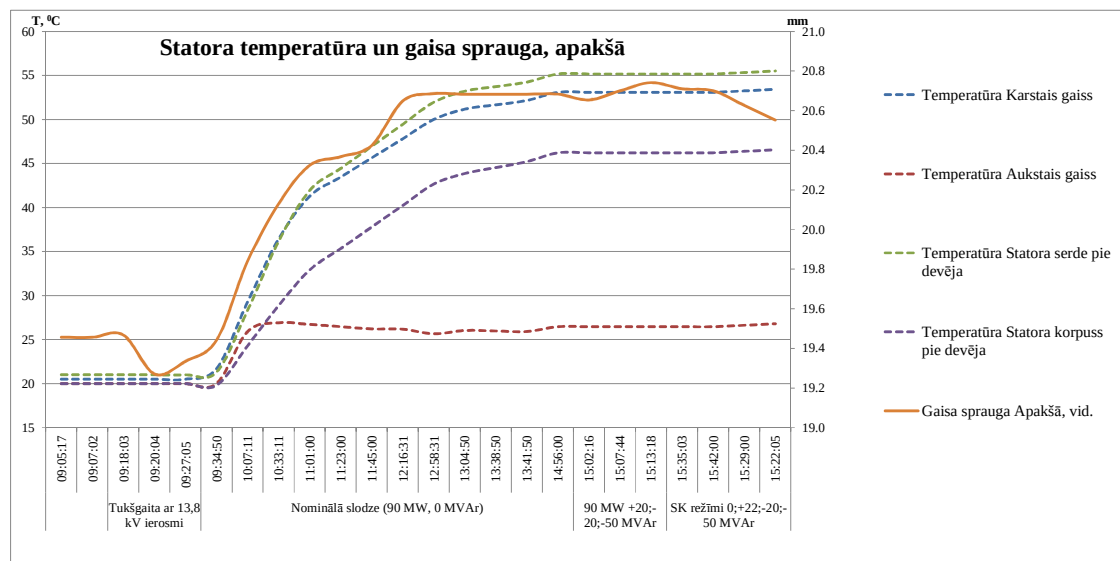
Gaisa spraugas izmaiņa notiek temperatūras ietekmē [61][114], tāpēc šajā sadaļā veikti statora serdes un korpusa temperatūras mērījumi, lai novērotu statora uzvedību silšanas laikā vienā segmentā. Papildus no automātiskās vadības sistēmas SCADA tika nolasīta informācija par statora tinumu un visu sešu segmentu silšanu eksperimenta laikā. No SCADA sistēmas datiem secināts, ka 26.11.2014 silšana visos segmentos notikusi salīdzinoši vienmērīgi. Reālas vērtības gaisa spraugas izmaiņai un statora sienas pārvietojumam silšanas laikā dotas 4.8. att., 4.9. att. un 4.10. att.:



4.8. att. Statora izplešanās temperatūras ietekmē



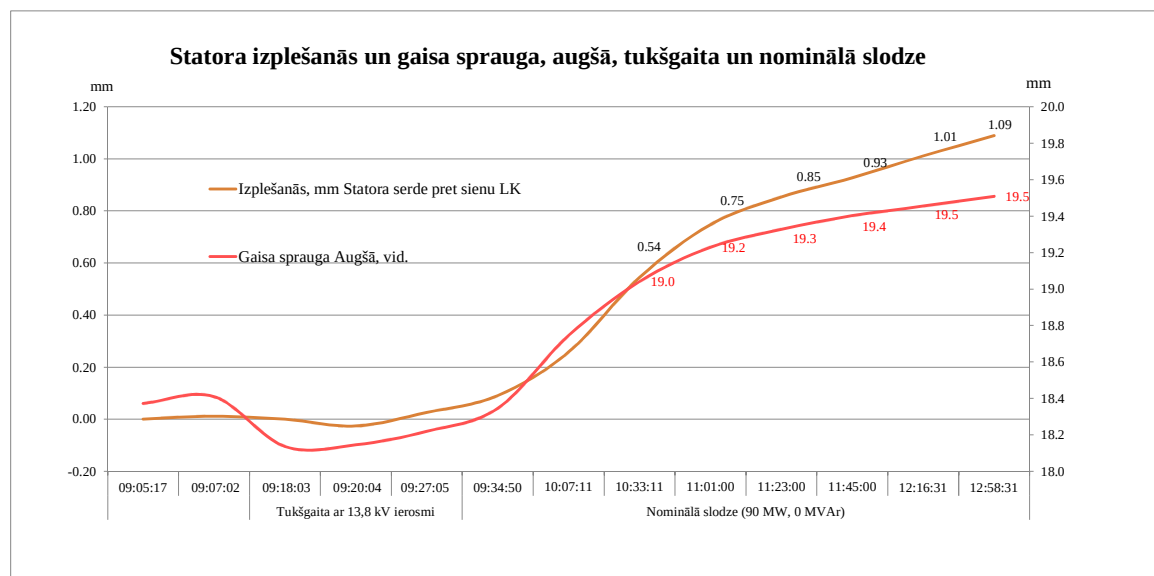
4.9. att. Gaisa spraugas izmaiņas temperatūras ietekmē, augšā



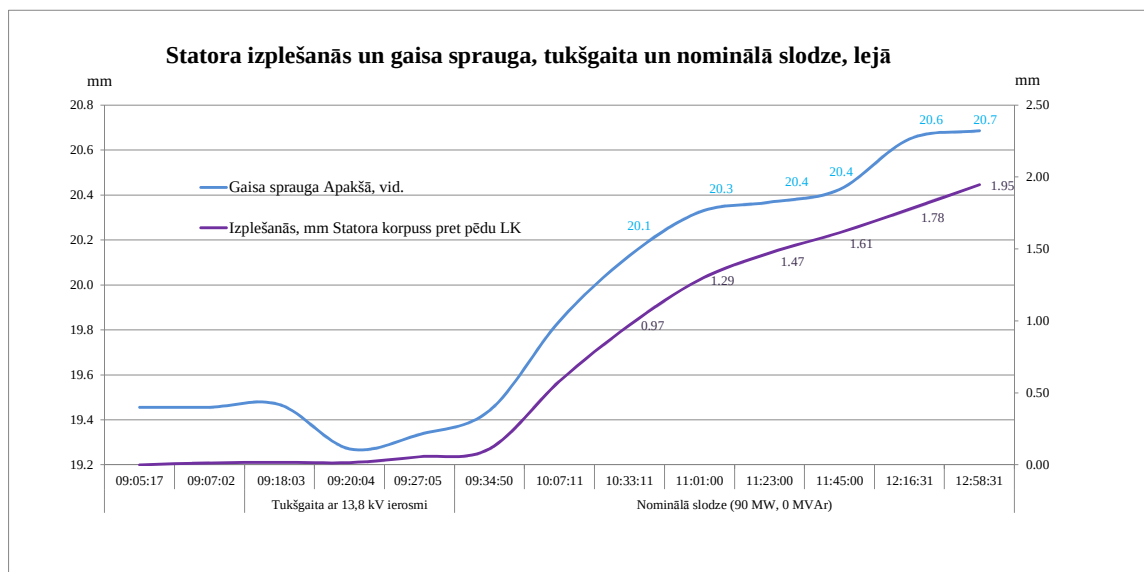
4.10. att. Pirmā objekta gaisa spraugas izmaiņas temperatūras ietekmē, apakšā

Saskaņā ar (Trujillo, 2001) [85], ja gaisa sprauga silšanas laikā daudz (relatīvi) nemainās, tas vēl nenozīmē, ka nenotiek rotora un statora izplešanās, tas drīzāk nozīmē, ka rotors un stators silstot izplešas proporcionāli. Attiecīgi, ja izmaiņas ir novērojamas, tad silšana nav tik vienmērīga.

Parasti, temperatūrai augot, statora vibrācija samazinās [114]. Jāatzīst, ka tāda parādība eksperimentu laikā netika novērota, kas liecina, ka statoram izteiktu mehānisko defektu nav, bet var secināt, ka pastāv sakarība starp statora korpusa izplešanos silšanas laikā un gaisa spraugas vidējās vērtības izmaiņu, tāpēc uz grafikiem zemāk attēloti salīdzinājumi gaisa spragai augšā ar statora izplešanos, kas nomērīta uz prizmas (serde pret sienu), sk. 4.11. att. un gaisa spragai apakšā ar statora izplešanos, kas nomērīta pret pēdu, sk. 4.12. att.:



4.11. att. Pirmā objekta gaisa spraugas izmaiņas, statoram izplešoties, augšā



4.12. att. Pirmā objekta gaisa spraugas izmaiņas, statoram izplešoties, lejā

Sakarība silstot ir attēlota tikai tukšgaitas režīmos un režīmā ar nominālo slodzi (90 MW, 0 MVar), jo šādā režīmā agregāta pārvietojums un gaisa sprauga tika mērīti ilgāk par četrām stundām. Pārējie režīmi ilga no piecām līdz divdesmit minūtēm.

4.5. Secinājumi

Dotajā nodaļā izstrādāts gaisa spraugas matemātiskais modelis, aprakstīti rotora un statora formas defekti (eliptiska statora serde, gultņu nodilums un rotora disbalanss), un secināts, ka hidroģeneratora statoru nevar korekti modelēt kā homogēnu gredzenu, un modelī jāņem vērā statora segmentu skaits.

No statora serdes pašsvārstību frekvenču aprēķina secināts, ka serdes pašsvārstību frekvence var atrasties pietiekami tuvu 100 Hz vibrāciju frekvencei, lai izsauktu rezonanses parādību. Jaunam statoram, kuram plāksnes ir labi nopresētas, pašsvārstību frekvence vistuvāk 100 Hz atrodas, kad uz segmentiem darbojas spēks ar ceturto viļņa kārtu, bet statoram, kura konstrukcija vairs nav tik labā stāvoklī, pašsvārstību frekvenci tuvu 100 Hz var izraisīt spēks arī ar sesto viļņa kārtu (kas sakrīt ar statora segmentu skaitu).

5. MAGNĒTISKĀ LAUKA NEVIENMĒRĪBA

Dotajā nodaļā tiks parādīts, ka hidroģeneratora rotora formas un gaisa spraugas, magnētiskā lauka nevienmērība un balstu konstrukciju vibrācija, kā arī statora serdes vibrācija ir cieši saistītas, un ietekmē viena otru. Autori no Horvātijas 2003. gadā secinājuši, ka, mainot rotora polu izvirzījumu, var sekmīgi mazināt ģeneratora vārpstas vibrāciju [55]. Savukārt, elektrisko disbalansu, kas radies nevienmērīgas rotora formas rezultātā, var noteikt pēc straujas ģeneratora gultņa vibrācijas paaugstināšanās tukšgaitas režīmā, ieslēdzot ierosmi [116]. Analogiska informācija atrodama HA enciklopēdijā [101].

Hidroagregātiem nereti tiek novērota paaugstināta vibrācija gaisa spraugā, kaut arī netiek konstatētas rotora vai statora deformācijas [53]. Arī Horvātijas monitoringa sistēma [26] uzrāda, ka starp gaisa spraugu un EDS ir ļoti cieša sakarība. Tā, François Lalonde izvirzīja hipotēzi, ka paaugstinātas vibrācijas rada magnētiskais lauks, jeb magnētiskais disbalanss, un sāka izstrādāt metodiku, kā to varētu visērtāk konstatēt tieši hidroģeneratoram. Autors uzskaita dažādas metodes, atlasītas no visām esošām metodēm, kā veikt mērījumus hidroģeneratora rotoram, bet metode, ko autors izvēlas darbam kā optimālo, līdzinās šajā darbā lietotajai Meggitt mērīšanas sistēmai — pie statora starp poliem tiek pielīmēta kapacitatīva plakanā plāksne, kas nomēra katra pola magnētisko raksturlielni [53].

Rokasgrāmatās [123] ir pieejams arī matemātiskais modelis vibrācijas komponentei, kas rodas tieši elektrisko spēku ietekmē. Elektrisko spēku izcelsmes pamatā ir spēku nevienmērīgs sadalījums gaisa spraugā starp rotoru un statoru, un to vislabāk var konstatēt, mainot HA režīmu no tukšgaitas uz režīmu ar ierosmi. Elektriskais spēks $F_T(N)$, gaisa spraugā ir atkarīgs no magnētiskā lauka indukcijas B , kā parādīts vienādojumā (5.1):

$$F_T = \frac{S}{2\mu_0} B^2 \quad (5.1)$$

kur S — pola laukums, m^2 ;

$\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ ir magnētiskā konstante, N/A^2 ;

B — magnētiskā lauka indukcija, Teslas

Taču tikpat labi spēku F_T var izteikt kā summu no dažādiem mehāniskiem spēkiem var uzrakstīt ar izteiksmi (5.2) [123]:

$$F_T = F_0 + F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 + F_7 + F_8 + F_9 \quad (5.2)$$

kur F_0 — nemainīgs magnētiskais spēks gaisa spraugā, vienmērīgs pa visu diametru;

F_1 — spēks, kas rodas no tā, ka poliem nedaudz atšķiras augstums;

$F_2 + F_3$ — spēki, ko nosaka svārstību harmoniskās sastāvdaļas, ko ietekmē statora formas nevienmērība. Šie spēki uz katra statora punkta ir nemainīgi, bet uz rotora tie mainās, mainoties griešanās ātrumam. Šo spēku kopsumma ir vērsta vienā virzienā. Tā velk vārpstu uz vienu pusi, un ietekmē vienus un tos pašus vadošā gultņa segmentus (blakus esošo segmentu grupu). Tā rodas ekscentricitāte no nevienmērīgas statora formas.

$F_4 + F_5$ — spēki, ko nosaka svārstību harmoniskās sastāvdaļas, ko ietekmē rotora formas nevienmērība. Uz katru statora punktu tie iedarbojas ar frekvenci, kas vienāda ar griešanās frekvenci (1X) vai to reizinājumu ar veseliem skaitļiem.

$F_5 + F_6 + F_7 + F_8 + F_9$ — citi spēki ar polu frekvenci (100Hz) vai rotācijas frekvenci (1X).

Lam Dorjee, atsaucoties uz vibrācijas rokasgrāmatu (Taylor, 1994) secinājis, ka 1X nozīmē mehānisko disbalansu un magnētiskie spēki to līdzsvaro [54], bet vēlāk autors citēja Freise & Jordan, 1962 (ko, savukārt, citēja Von Kaehne, 1963) darbu, kurā secināts, ka nevienmērīga gaisa sprauga (kas ir ekscentricitātes tiešs rezultāts) rada trīs harmonikas laukus gaisa spraugā, kas ne tikai izjauc magnētiskās pievilkšanās vienmērību, bet pat rada rotora un statora deformācijas no vibrācijām. Ja magnētisko spēku ietekmē rotoram veidojas eliptiska forma (kad agregāts ir darbā), tad to apstiprinās arī paaugstināta statora radiāla vibrācija pie 2X (100 Hz vai 120Hz) frekvences [61].

Ja augšā un apakšā gaisa sprauga ir aptuveni vienāda, tas nozīmē, ka stators un rotors ir nocentrēti vertikāli, un nav vārpstas izliece [85] (sadaļā 6.2.1 un 6.2.2 parādīts, ka nevienam HA vērtības augšā un apakšā nebija vienādas), bet Dubravas HES gaisa spraugas pētījumu rezultātā ir secināts, ka HA vārpstas svārstības, ko izraisa nepareiza rotora centrēšana var efektīvi mazināt, mainot magnētisko lauku, kas iet cauri rotora poliem [55], savukārt citi autori iesaka metodiku, kā atklāt rotora defektus, nomērot magnētisko lauku [37].

Zināms, „ka sinhronām mašīnām magnētiskais lauks un rotors telpā rotē ar vienādām sinhronām rotācijas frekvencēm” [16] [20], taču praksē novērotas situācijas, kad statora un rotora neapaļas formas rezultātā magnētiskā lauka griešanās frekvence bijusi lielāka, nekā mehāniskās griešanās frekvence [70]. No rekonstrukcijas izpilddokumentācijas zināms, ka eliptisks stators var radīt lielus magnētiskā spēka izraisītus spēkus rotorā, un šie spēki var radīt ievērojamas polu stiprinājumu vibrācijas un nodilumu [127]. Sliktākajā gadījumā var pārlūst stiprinājums starp poliem un rotora spieķiem, turklāt magnētiskie spēki nevienādās gaisa spraugas dēļ veicina gultņu pārkaršanu.

Okazaki Shin-ichi un Nakano Fujio, 1983. gada publikācijā izstrādāja matemātisko modeli, lai parādītu, kā lieci ietekmē ģenerators magnētiskie spēki. Modelī parādīta vārpstas izliece VRA's Kpong HES projekta hidroģeneratoram, kuram gultnis atradās zem, nevis virs ģenerators [67]. Agregātiem, kuriem GG ir virs ģenerators, izliece no magnētiskā spēka būs analogiska izliecei no F (ģenerators), kā parādīts iepriekš 2.2. att. Autori no Kanādas izteica hipotēzi, ka, ja rotors statorā nav iecentrēts korekti, tad, pieslēdzot ierosmi, magnētiskais lauks pievilks rotoru un tā vārpstu turp, kur gaisa sprauga ir vismazākā [57]. Šāda situācija aprakstīta rakstā, kad Peace Canyon elektrostacijā hidroagregāta rotors nedaudz saskārās ar statoru, jo ģenerators stiprinājumi (kronšteini) apakšā nebija pietiekami stingri, lai pretotos magnētiskās pievilkšanās spēkam [70].

Pieņemot, ka gaisa sprauga var būt arī nevienmērīga, Bettig magnētisko spēku rēķināja pēc formulas (5.3):

$$F_M = \frac{10^7}{8\pi} A_G B_{vid}^2 C \frac{e}{g} \quad (5.3)$$

kur A_G — gaisa spraugas laukums, ņemot vērā statora augstumu, pa kuru plūst magnētiskais lauks (m^2);

B_{vid}^2 — vidējais magnētiskā lauka blīvums (Wb/m^2);

C — Kārtera koeficients, kas atkarīgs no rievu skaita;

e — rotora ekscentricitāte (m);

g — vidējā gaisa sprauga (m).

Spēkus, kas izraisa 1X un 68X, jeb 100Hz vibrāciju, var aprēķināt no formulas (5.4) [114]:

$$\begin{aligned} q_{statora,k} &= Q_0 \frac{r_{stat,k}}{g_0} \cos(k'\varphi + 2\omega t) \\ q_{rotora,k} &= Q_0 \frac{r_{rot,k}}{g_0} \cos(l\varphi - l\frac{\omega}{p}t) \end{aligned} \quad (5.4)$$

kur k — statora formas harmonikas, $k' = k - 2p$

l — rotora formas harmonikas;

$r_{stat,k}$ un $r_{rot,k}$ — svārstību amplitūdas konkrētām harmonikām;

g_0 — gaisa spraugas vidējais lielums;

$r_{st,k}$ un $r_{rot,l}$ — statora un rotora svārstību harmonikas, kuru būtība paskaidrota sadaļā par gaisa spraugas matemātisko modeli 4.3.

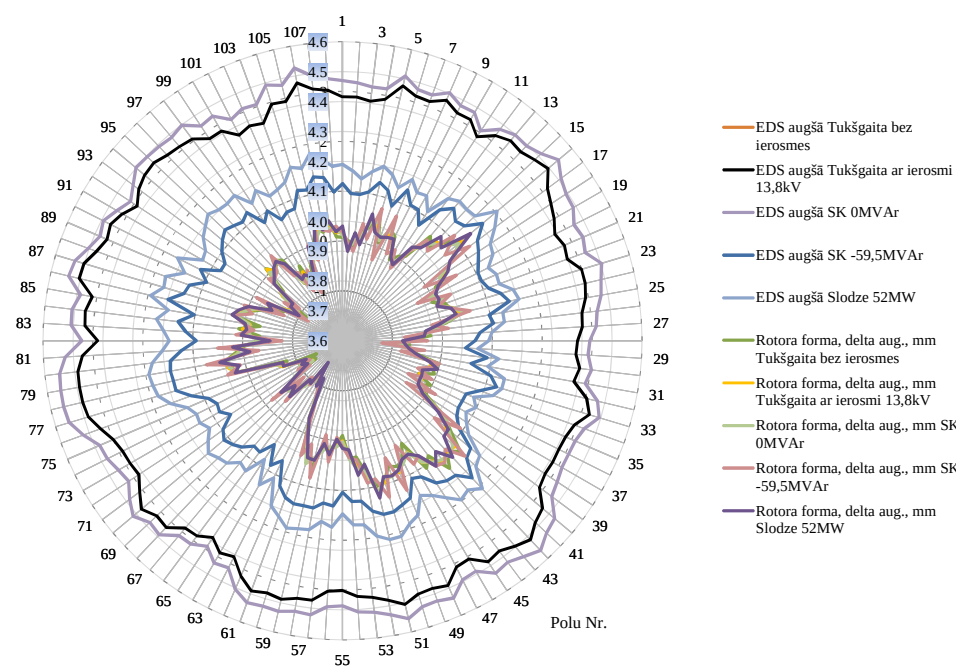
Līdzīgus vienādojumus autori līdz pat mūsdienām izmanto, lai aprēķinātu magnētiskos spēkus rotējošai mašīnai, aizvietojot augstāk minētajās formulā (5.4) $\frac{r_{st,k}}{g_0}$ un $\frac{r_{rot,l}}{g_0}$ ar ekscentricitāti e .

Ja gaisa sprauga ir nevienmērīga, rodas papildus spēki, kurus var aprēķināt, reizinot spēkus, kas rodas pie vienmērīgas gaisa spraugas, ar nevienmērību, jeb starpību starp nominālo un faktisko nomērīto vidējo GS lielumu [114]. Diemžēl, praksē viens no šiem lielumiem parasti nav zināms, jo viens un tas pats HA nevar būt vienlaicīgi ar vienmērīgu un nevienmērīgu GS.

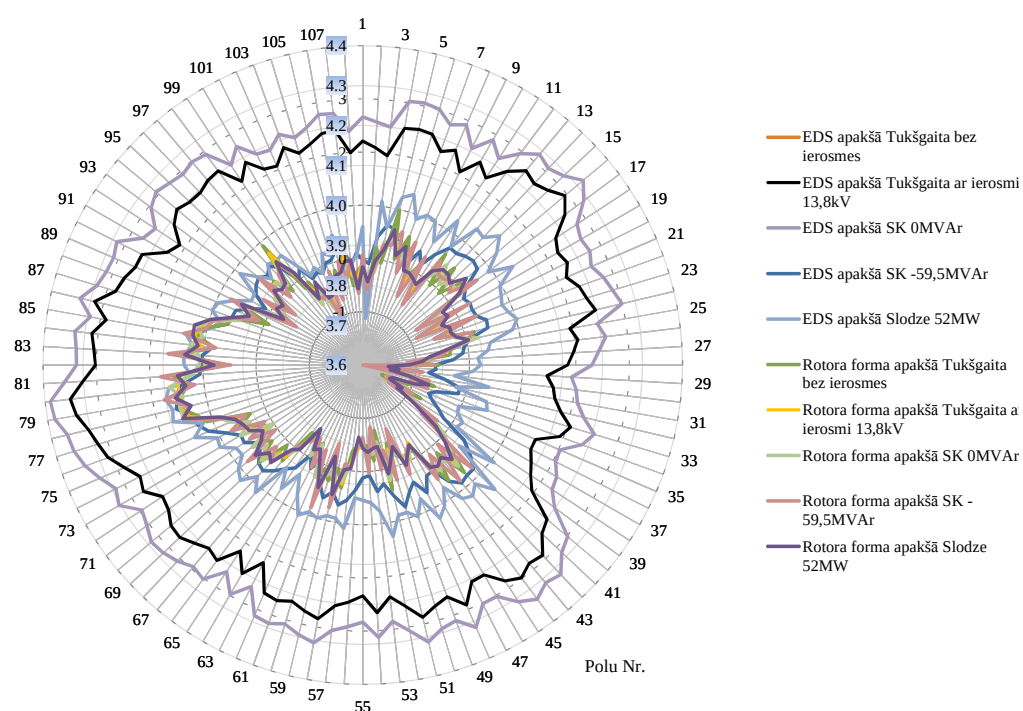
Autori no Igaunijas [47] rakstā par lēngaitas vēja ģeneratoriem atzīmēja, ka, ja gaisa sprauga ir vienmērīga, tad radiālo spēku summa, ko rada visi magnēti uz rotora, ir nulle. Taču, ja sprauga nav vienmērīga, magnētiskā plūsma būs asimetriska, un faktiskie elektriskās mašīnas parametri nesakrītīs ar projektētajiem parametriem. Piemēram, var mainīties izejas spriegums, strāva, kā arī mašīnas jauda var svārstīties vairāk, nekā paredzēts. Jaudas svārstības, savukārt, rada nevienmērīgu slodzes sadalījumu, kā rezultātā ģeneratorā rodas „karstie punkti”, un ātrāk nodilst tinumu izolācija. Autori parādīja, ka statistiskās ekscentricitātes gadījumā magnētiskie spēki gaisa spraugā zīmīgi izmainās, savukārt inducētais EDS uz katra tinuma var būt atšķirīgs, tomēr kopumā mašīnai ar ekscentricitāti tā EDS vidējā kvadrātiskā vērtība būs lielāka, nekā mašīnai bez ekscentricitātes. Kā teikts raksta rezultātu sadaļā [47], kad „gaisa sprauga ir nevienmērīga, tad arī EDS paliks nevienmērīgs”. Šis fenomens novērots arī pirmā objekta hidroģeneratoriem, un līdzīgs secinājums izdarīts, gatavojot publikāciju par sprieguma kvalitāti [40].

5.1. Statora un rotora tinumi un inducētais EDS

Statora tinumi ir viena no svarīgākām sastāvdaļām HA, jo tieši statoru tinumā plūst simetriska trīsfāzu strāva, kas nodrošina sinhronās mašīnas darbu ģeneratora režīmā [16][20]. Eksperimentāli ir pierādīts, ka rotējošām mašīnām pastāv sakarība starp ekscentricitāti un īsslēgumiem statora un rotora tinumos [46][49]. Dotā darba ietvaros tapušajā publikācijā parādīts [40], ka rotora formai un EDS ir līdzīgas līknes, un nomērot EDS un rotora formu, var secināt, vai tinumos nav īsslēgumu. Attēlos zemāk 5.1. att. un 5.2. parādīts, ka HA labā stāvoklī formas ir līdzīgas:



5.1. att. Otrā objekta rotora formas un EDS rezultāti devējam augšā



5.2. att. Otrā objekta rotora formas un EDS rezultāti devējam lejā

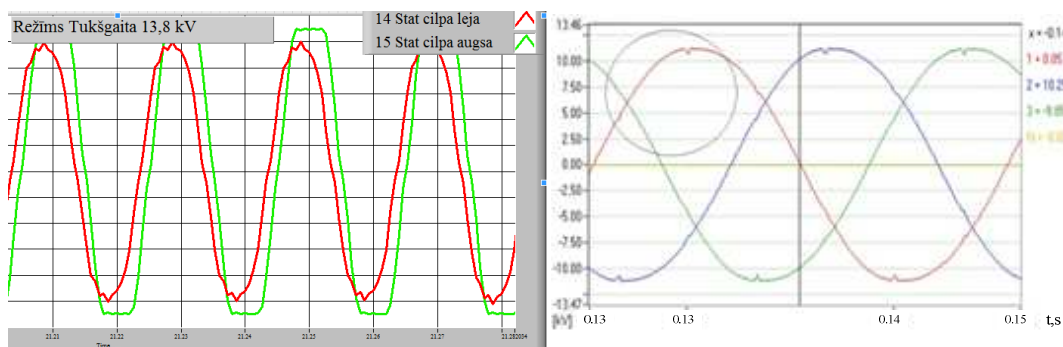
Taču aprēķinātais kalpošanas laiks statora tinumiem ir tikai 17 gadi [60], un kā galvenais bojājumu iemesls tiek minēts tinumu izolācijas materiālu novecošana. Tā kā slogota ģeneratora statora trīsfāzu strāva rada rotējošu magnētisko lauku [16], defekti statora konstrukcijā rezultēsies arī magnētiskā lauka nevienmērībā.

Mēnesi pēc GS eksperimenta veikšanas tika veikta arī ģeneratora rotora polu tinumu pilnās pretestības mērīšana, kuras laikā konstatēts, ka rotora poliem starpvijumu īsslēgumu nav. Protokolā atzīts, ka spēcīgi vibrē polu Nr. 7,11,19,35,40,47,55,75,76,79,84 tinumi, un vibrē arī tinumi poliem Nr. 25,28,41,48,56,88, taču tas nebūtu pietiekams pamatojums, lai rastos tik nopietns defekts sprieguma raksturlīknē. Tinumu temperatūra 26.11.2014 mērījumu laikā pievienota sadaļā 4.4.2, un var secināt, ka silšana notikusi vienmērīgi. Kopā otrā objekta 3. HA tika remontēti 17 poli, papildus tika demontēti poli Nr.77, 78 un 80, lai veiktu tīrīšanu ar sauso ledu.

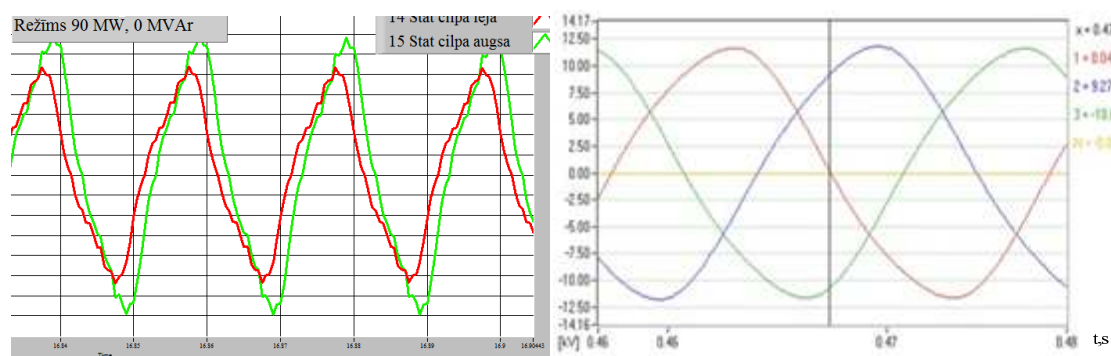
5.2. Sprieguma kvalitātes izmaiņas

HA tiek darbināti ar mērķi saražot elektrību, un sprieguma kvalitāte ir rādītājs, kas raksturo gala produkta kvalitāti, un, ja uz kāda ģeneratora pola vai tinuma ir defekts, tas rada kropļojumu sprieguma sinusoīdā (turpmāk tekstā sauktu par sprieguma kvalitātes raksturlīkni). Savulaik, kad kapacitatīvie sensori vēl nebija tik plaši pieejami, elektriskā disbalansa iemeslus HA ieteica meklēt, nomērot EDS [101]. Ants Kallaste ar kolēģiem rakstā [47] par vēja ģeneratora uzbūvi analīzes sadaļā atzīmēja, ka inducētais EDS var izraisīt izmaiņas spriegumu raksturlīknē, taču varbūtība, ka tas notiks, ir lielāka tad, ja ģeneratora tinumi ir konstruēti paralēli, nevis virknē.

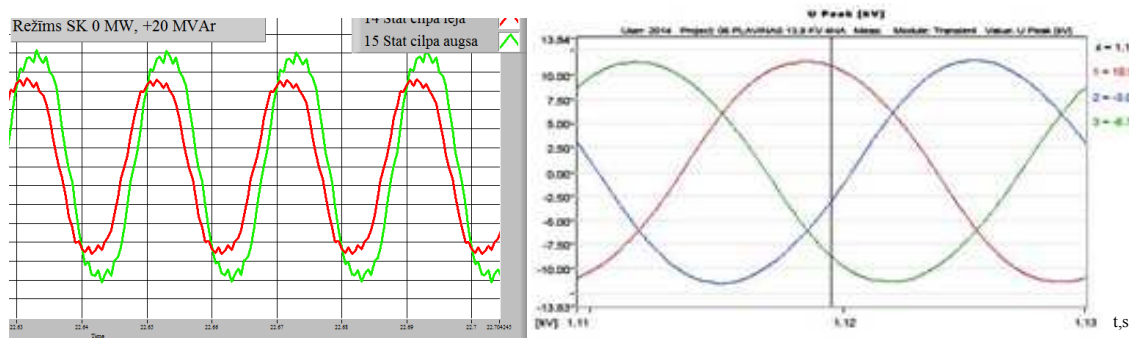
No mācību līdzekļiem zināms, ka sinhronā ģeneratora spaiļu spriegumu nosaka ierosmes tinuma un statora tinuma magnētiskā strāva, izkliedes magnētiskā plūsma un sprieguma kritums statora tinuma aktīvajā pretestībā [16]. Kad ierosmes tinuma magnētiskās strāvas spēks rada galveno magnētisko plūsmu, tiek inducēts tukšgaitas EDS, un, lai inducētais EDS būtu līdzīgs sinusoīdai, jāpanāk, lai arī indukcijas sadalījums gaisa spraugā būtu tuvs sinusoīdai [16]. Pētnieki laboratorijā ir pierādījuši, ka, ja sinhronajam ģeneratoram piemīt ekscentricitāte, tad sprieguma raksturlīkne būs nevienmērīga, un visvairāk kropļojumu raksturlīknei varēs novērot statistiskās ekscentricitātes gadījumā [44]. Attēlos zemāk parādīti praktisko mērījumu rezultāti, kur EDS līkne ir pēc formas līdzīga sprieguma kvalitātes līknei, un abas mainās, mainoties HA režīmam. EDS cilpu līknes un sprieguma sinusoīdu līknes pie dažādiem režīmiem ir līdzīgas. Vēlamajai formai — sinusoīdai — līknes visvairāk līdzinās TG un SK režīmos (sk. 5.3. att. 5.4. att. 5.5. att.), bet trīsstūrim — režīmos ar aktīvo jaudu (sk. 5.4. att.):



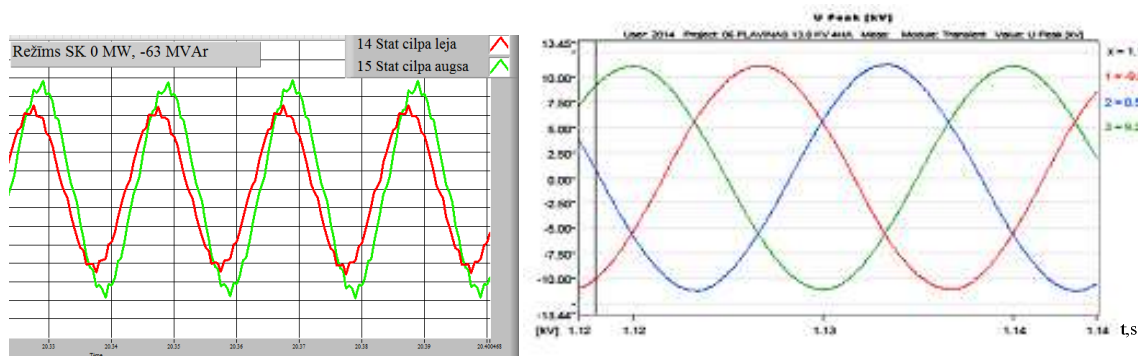
5.3. att. EDS grafiks un sprieguma sinusoīda režīmā Tukšgaita ar ierosmi



5.4. att. EDS grafiks un sprieguma sinusoīda režīmā 90 MW, 0MVar



5.5. att. EDS grafiks un sprieguma sinusoīda režīmā SK0,+20MVar

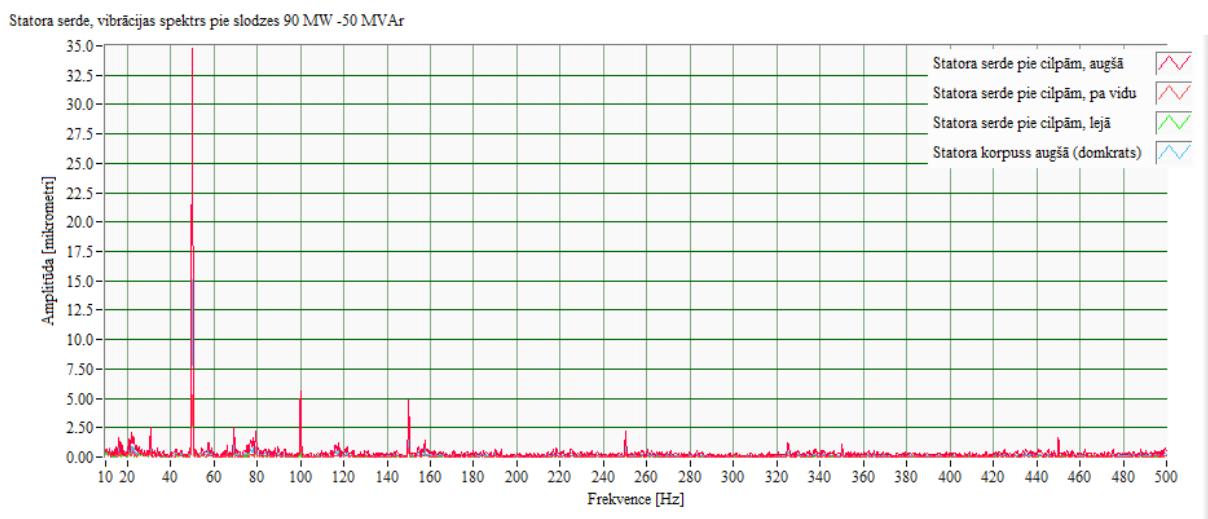


5.6. att. EDS grafiks un sprieguma sinusoīda režīmā SK0,-63MVar

Sprieguma sinusoīdās tukšgaitas režīmā (sk. 5.3. att.) ir izteikti novērojams iekritums [40]. Tā kā izvirzīto polu mašīnās indukcijas sadalījumu, kas līdzīgs sinusoīdai, nodrošina

rotora polu kurpes, jeb rotora polu uzgaļa forma, kā arī polu pārklājuma koeficienta k_f vērtība [16], sākotnēji tika secināts, ka iekritums varēja rasties, jo uz kāda pola ir defekts [40]. Pagaidām šī hipotēze nav apstiprinājusies. Iespējams, iekritums izskaidrojams vienkāršāk — ar frekvenču pārveidotāja nekorektu darbību.

Spektrs tika sagatavots arī statora serdes vibrācijai, kā parādīts 5.7:



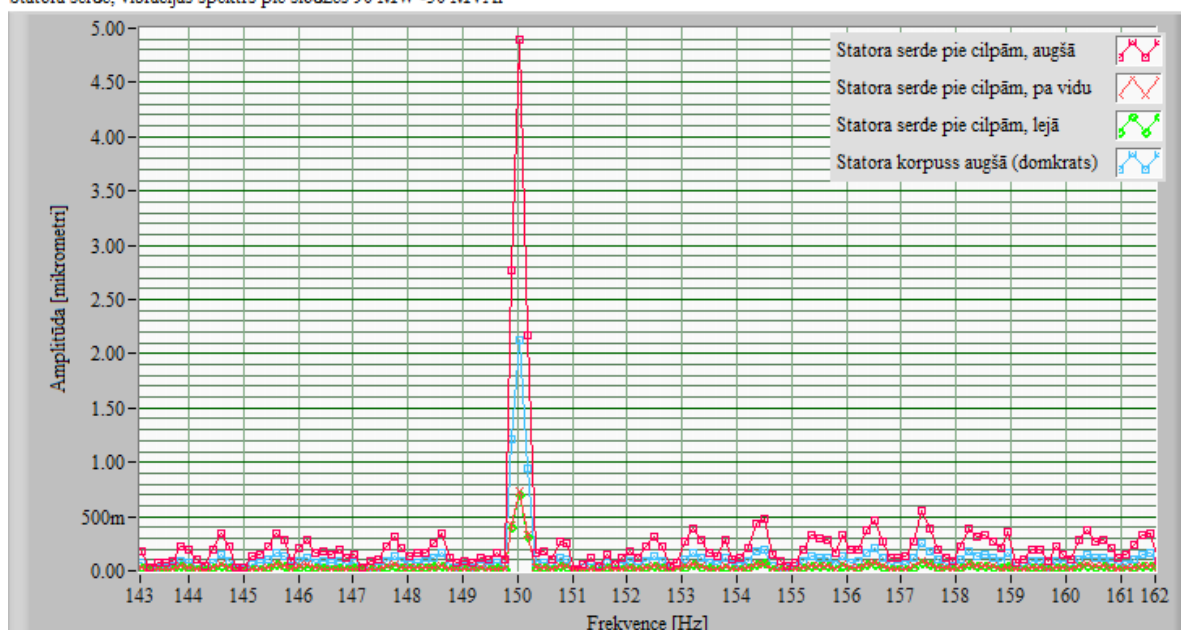
5.7. att. Statora serdes vibrācija

5.7 50 Hz ir daudz lielāka amplitūda nekā 100 Hz harmonikai. Tas nozīmē, ka viss nomērītais statora serdes spektrs radies no elektriskā lauka, nevis mehāniskās kustības ietekmē, un turpmāk statora serdes mērījumiem signāla filtra apakšējai robežai jābūt lielākai par 50 Hz. Lai atrastu sprieguma kvalitātes un vibrāciju sakarību, spektram uzlikts cits filtrs, un iegūts, ka jā statora serdei visiem 4 devējiem ir pīķis uz 150 Hz un 250 Hz, kas ir 50 Hz reizinājums ar 3 un 5.

Piemērojot filtru, var novērot, ka spektram ir paaugstināta harmonika pie 150 Hz (sk. 5.8. att.).

Nepāra harmonikas no strāvas nozīmē, ka rotora formai ir zināma nevienmērība. Jau 1997. gada rakstā [84] ir teikts, ka, ja gaisa sprauga ir vienmērīga, tad spektrā būs novērojamas tikai pāra harmonikas, bet, ja nevienmērība pastāv, varēs novērot arī nepāra harmonikas [84].

Statora serde, vibrācijas spektrs pie slodzes 90 MW -50 MVar

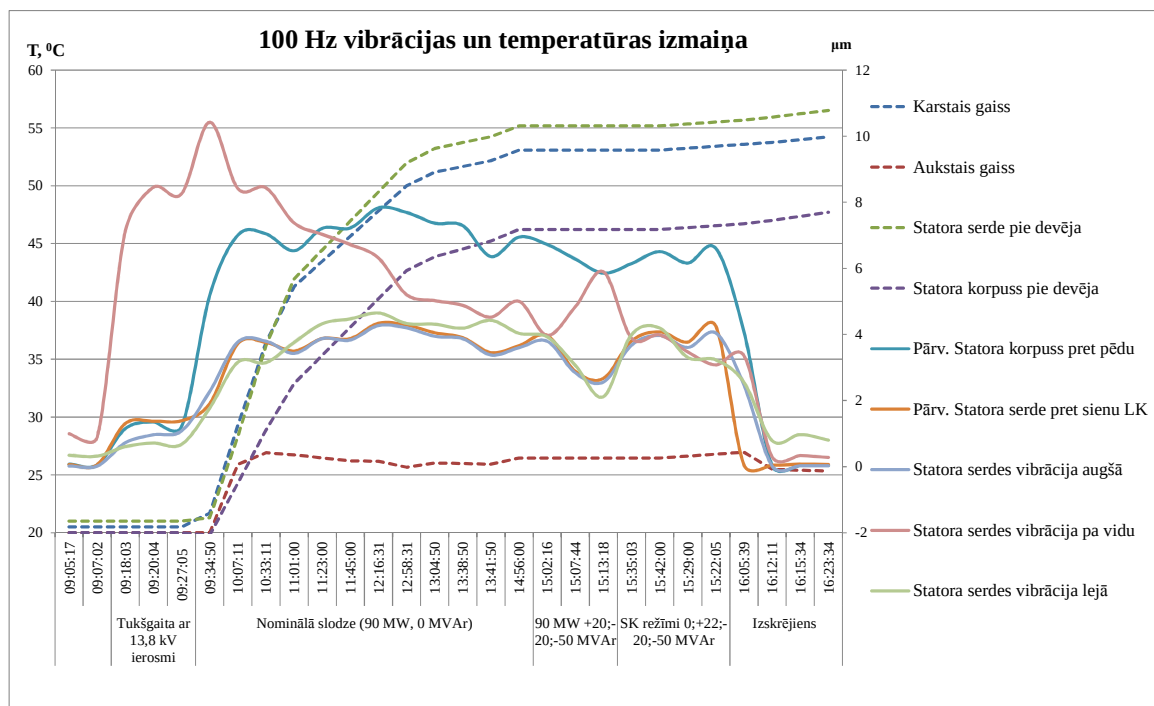


5.8. att. Statora serdes vibrācija pie 150 Hz

5.3. Statora serdes 100 Hz vibrācija

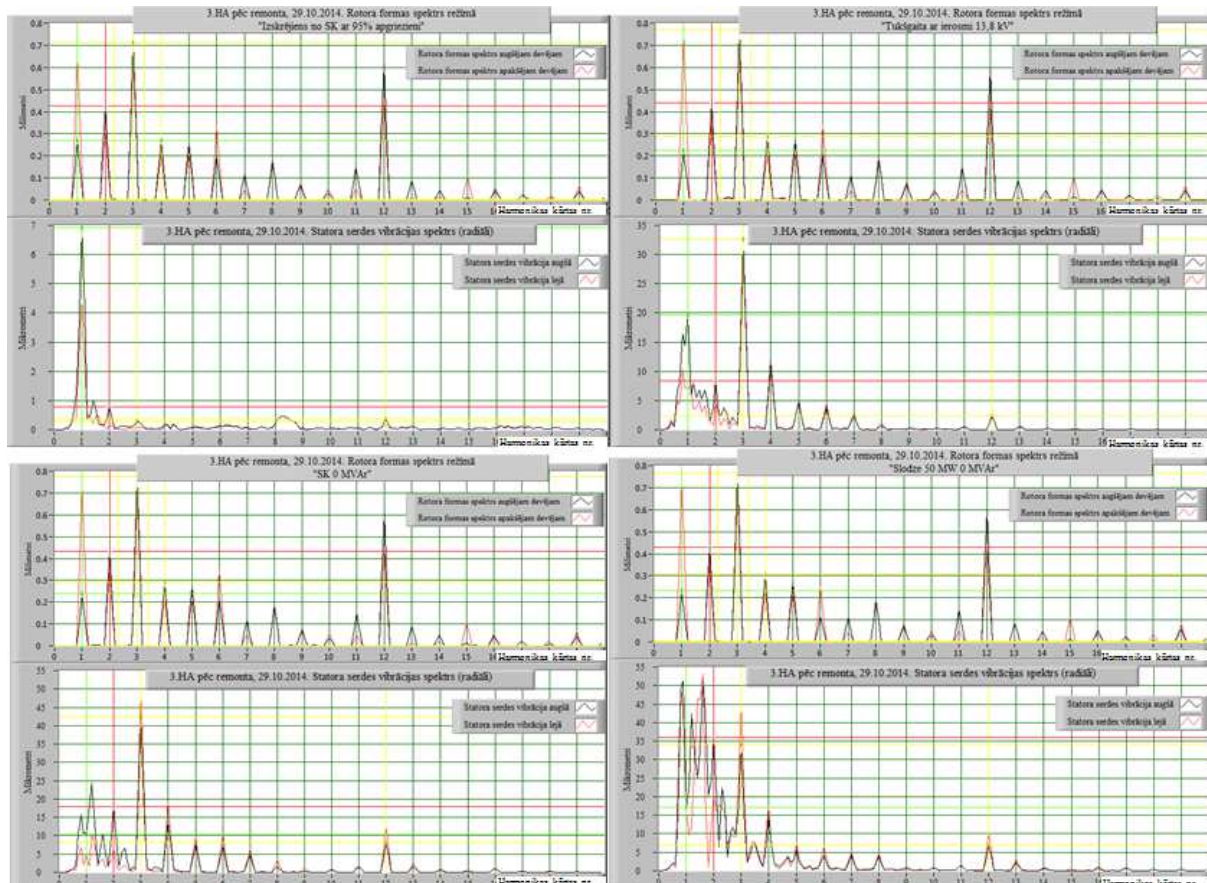
Gaisa spraugas mērījums ir nepieciešams, lai identificētu HA 100 Hz vibrāciju cēloni, jo, ja HA nav izteiktu konstruktīvo defektu (par to, ka statoram nav izteiktu konstruktīvu defektu un nav bojājumu segmentu savienojuma vietās var spriest pēc tā, ka nav novērojama paaugstināta 100 Hz vibrācija TG režīmā), visticamāk, 100 Hz vibrācija pieaug tieši nevienmērīgas magnētiskās plūsmas rezultātā [114]. Eksperimentu laikā atsevišķi apskatīta 100 Hz vibrācija temperatūras ietekmē, taču 5.9. att., kur temperatūras grafiki attēloti ar raustītu līniju, parādīts, ka 100 Hz vibrācijas pieaugums bija novērojams, mainoties darba režīmiem, nevis temperatūrai:

No izpilddokumentācijas zināms, ka statora atbalsta plāksnēs iemontētas vadīklas, kas pieļauj statora pārvietošanos termiskās izplešanās rezultātā. Tas nodrošina, ka spēks, kas darbojas starp statora korpusu un serdi nerasnēgs lielumu, pie kura sākas statora serdes dzelzs plāksņu deformācija. Tomēr ražotājs apgalvo, ka berzes spēki savienojumu vietās ir pietiekami, lai novērstu statora šūpošanos magnētiskā disbalansa spēku ietekmē [127].



5.9. att. Statora serdes 100 Hz vibrācijas izmaiņa temperatūras ietekmē

Salīdzinot statora vibrācijas spektru ar gaisa spraugas spektru 5.10. att., 100 Hz spektram dažādos režīmos kādu konkrētu sakarību novērot nevar:



5.10. att. Papildus režīmi serdes 100 Hz uz formas salīdzinājumam

HA formas spektrs gandrīz nemainās, kas liecina par vienmērīgu silšanu, bet statora serdes spektra 1X–12X harmonikas mainās atkarībā no režīmiem. Pieslēdzot ierosmi, pieaug 3X harmonika, bet režīmā ar aktīvo jaudu pieaug vibrācija ar nenoteiktu frekvenci (starp 50 Hz un 100 Hz).

5.4. Sinhrono mašīnu vibrācija no magnētiskiem spēkiem

Magnētiskā lauka izraisīto vibrāciju rezultātā var rasties statora serdes stiprinājuma bojājumi HA statora korpusā, un ļaunākajā gadījumā magnētisko spēku ietekmē aktīvais tērauds nobīdīsies uz statora nesošās konstrukcijas pusi, un neizturēs metinātās šuves [114].

Rezultējošais EM lauks no statora un rotora rada vibrāciju, kurai nošķir galvenā magnētiskā lauka ierosinātās vibrācijas un subharmonikas [16][82]. Galveno magnētisko plūsmu atsevišķi var nomērīt režīmā „tukšgaita ar ierosmi 13.8kV”, kad statora tinumā neplūst strāva, un, attiecīgi, magnētisko plūsmu hidroģeneratorā rada tikai ierosmes tinumu strāva. Tad lielākā plūsmas daļa noslēdzas caur gaisa spraugu un ir saķēdēta ar enkura tinumu [16]. Ir autori, kas uzskata, ka sinhronām mašīnām var rēķināt tikai galveno magnētisko plūsmu [16], bet ir arī autori, kas uzskata, ka tieši rievu skaits (un magnētiskā lauka subharmonikas, kas rodas no dažādas konstrukcijas) ir svarīgākais parametrs sinhrono mašīnu vibrāciju aprēķinā [37]. Pastāv viedoklis, ka kādreiz, kad sinhrono mašīnu rievu skaits bija neliels (bija pāra skaits rievu uz polu un fāzi), statora vibrācija pie 100 Hz nebija aktuāla problēma, bet tagad, kopš hidroģeneratoru jauda ir pieaugusi (un attiecīgi pieaudzis arī rievu skaits), tāda problēma ir novērojama aizvien biežāk [124]. Saskaņā ar esošo aprēķina metodiku [109][124], hidroģeneratoru paaugstinātās statoru vibrācijas lielākā daļā gadījumu rodas no tā, ka mijiedarbojas ierosmes lauka galvenais (pamata) vilnis un enkura reakcijas [16] subharmonikas, kuras ir atkarīgas no rievu skaita uz katru polu un fāzi. Jo lielāka strāva tiek padota uz statoru, jo lielāka ir šī vibrācija [124].

Zemāk detalizēti izskatīts, kāda vibrācija HA ģeneratorā rodas no magnētiskajiem spēkiem, ņemot vērā agregāta konstrukciju un rievu nepāra skaitu uz polu un fāzi. Par piemēru ņemts pirmā objekta HA, kura ģeneratora tips pēc rekonstrukcijas ir SAV 1191/147/68, kur 1191 — ārējais diametrs, cm, 147 — aktīvā tērauda garums, cm, 68 — polu skaits, bet rievu skaits ir 504 [127]. Rievu skaits 504 dalās ar 3 (fāzi), un sanāk pāra skaitlis 168, bet nedalās ar 68. Dalīšanas rezultāts ir 7.4.

Apkopojot augstāk minētās teorijas, var teikt, ka magnētisko vibrāciju sinhronām mašīnām rēķina sekojošām secībā:

- 1) Aprēķina vibrāciju pie 100 Hz. Citiem vārdiem sakot, aprēķina rezultējošā statora un rotora lauka pamata viļņa vibrāciju. Pamata vilnis ir vienāds ar tīkla strāvas divkārtšo frekvenci, jeb 2ω , mūsu gadījumā tie ir 100 Hz, dažiem avotiem, piemēram no Kanādas, tā būs 120 Hz, jo to HA tīkla frekvence ir 60 Hz. Šādu vibrāciju izraisa spēka viļņi ar kārtu $r = 2p$, kur p ir polu skaits.
- 2) Aprēķina augstākās frekvences, jeb subharmonikas. Augstākās frekvences rodas, kad mijiedarbojas jebkuri divi rotējošie indukcijas viļņi (B_v un B_μ). B_v rada statora EDS, bet B_μ rada rotora EDS. Ne visas augstākās frekvences ir jāņem vērā, bet tikai tās, kas rada garākos spēka viļņus. To, kuri lauki izraisīs spēka vilni ar vislielāko amplitūdu, var noteikt no polu skaita (pāra vai nepāra), kā parādīts aprēķinā zemāk.

Augstākās frekvences, ko izraisa magnētiskais lauks no gaisa spraugas nevienmērības, var sadalīt sekojoši:

- 1) Harmoniskās rotora un statora asimetrijas sastāvdaļas ar zemiem kārtas numuriem;
- 2) Rotora formas augstākās harmonikas;
- 3) Statora formas augstākās harmonikas;

Galvenā (pamata) lauka vilnis tiek rēķināts, zinot, ka $r = 2p = 68$, $R_{st} = 731$ cm, statora rādiuss, $h_{st} = 147$ cm, aktīvā tērauda garums. Tad no izteiksmes (5.5) var aprēķināt statora deformējamību:

$$\lambda_{stat} = \frac{12R_{st}^2}{1,3 \cdot 10^7 \cdot h_{st}^3} \frac{68^2 + 1}{68^2(68^2 - 1)^2} = 7.29 \cdot 10^{-15} \text{ cm/N} \quad (5.5)$$

Pilnā mehāniskā pretestība tiek aprēķināta no formulas (5.6):

$$z_{st} = 628 \cdot 0.25 \cdot 10^{-2} - \frac{1}{628\lambda_{stat}} \quad (5.6)$$

Ierosmes spēks tiek aprēķināts no formulas (5.7):

$$p_1 = 20B_\delta^2 \quad (5.7)$$

Vibrācija (vibroātrums) tiek aprēķināta no formulas (5.8):

$$\dot{y} = abs\left(\frac{p_1}{z_{st}}\right) = 5 \cdot 10^{-11} \text{ cm/s} = 5 \cdot 10^{-6} \mu\text{m/s} \quad (5.8)$$

Arī subharmonikas tiek rēķinātas, ņemot vērā katra HA konstruktīvās īpatnības. Izskatot parametrus esošiem enkura tinumiem, secināts, ka ģeneratoram ir divkārtša tinumu

sistēma, tāpat kā lielākai daļai citu HA bijušajās PSRS valstīs [132]. Harmoniku polu pāru skaits tādā gadījumā tiek aprēķināts pēc formulas (5.9):

$$\nu = \left(\frac{6k}{d} + 1\right)p \text{ pie } k = \pm 1; \pm 2; \pm 3; .. \quad (5.9)$$

kur d — daļa no koeficienta $q = b + c/d$,

q — vesels rievu skaits uz polu un fāzi.

Vēlreiz apkopojot visus augstāk dotos ģenerators parametrus, zinot, ka ģeneratoram ir 504 rievas, 68 poli, 3 fāzes, aprēķinu, ka q ir vienāds $q = 2\frac{24}{51}$, tad $b = 2$; $c = 24$; $d = 51$. Ievietojot (5.9) formulā k vērtības, atrodo harmoniku polu pāru skaitu ν . Līdzīgi tiek aprēķinātas arī μ vērtības, un tiek sastādīta rezultātu tabula, kur abi viļņi ir saskaitīti kopā, kā parādīts 5.1. un 5.2. tabulā.

5.1. tabula

Rezultātu tabula vibrācijai, ko ierosina magnētiskie viļņi ar dažādu kārtu pirmajam objektam

		0	-1	1	-2	2	-3	3	-4	4	-5	5
	ν μ	34	-170	238	-374	442	-578	646	-782	850	-986	1054
0	34	68	-136	272	-340	476	-544	680	-748	884	-952	1088
-1	-470	-436	-640	-232	-844	-28	-1048	176	-1252	380	-1456	584
1	538	572	368	776	164	980	-40	1184	-244	1388	-448	1592
-2	-974	-940	-1144	-736	-1348	-532	-1552	-328	-1756	-124	-1960	80
2	1042	1076	872	1280	668	1484	464	1688	260	1892	56	2096
-3	-1478	-1444	-1648	-1240	-1852	-1036	-2056	-832	-2260	-628	-2464	-424
3	1546	1580	1376	1784	1172	1988	968	2192	764	2396	560	2600
-4	-1982	-1948	-2152	-1744	-2356	-1540	-2560	-1336	-2764	-1132	-2968	-928
4	2050	2084	1880	2288	1676	2492	1472	2696	1268	2900	1064	3104
-5	-2486	-2452	-2656	-2248	-2860	-2044	-3064	-1840	-3268	-1636	-3472	-1432
5	2554	2588	2384	2792	2180	2996	1976	3200	1772	3404	1568	3608

5.2. tabula

Rezultātu tabula vibrācijai, ko ierosina magnētiskie viļņi ar dažādu kārtu otrajam objektam

		0	-1	1	-2	2	-3	3	-4	4	-5	5
	$\begin{array}{c} \nu \\ \mu \end{array}$	54	-270	378	-594	702	-918	1026	-1242	1350	-1566	1674
0	54	108	-216	432	-540	756	-864	1080	-1188	1404	-1512	1728
-1	-450	-396	-720	-72	-1044	252	-1368	576	-1692	900	-2016	1224
1	558	612	288	936	-36	1260	-360	1584	-684	1908	-1008	2232
-2	-954	-900	-1224	-576	-1548	-252	-1872	72	-2196	396	-2520	720
2	1062	1116	792	1440	468	1764	144	2088	-180	2412	-504	2736
-3	-1458	-1404	-1728	-1080	-2052	-756	-2376	-432	-2700	-108	-3024	216
3	1566	1620	1296	1944	972	2268	648	2592	324	2916	0	3240
-4	-1962	-1908	-2232	-1584	-2556	-1260	-2880	-936	-3204	-612	-3528	-288
4	2070	2124	1800	2448	1476	2772	1152	3096	828	3420	504	3744
-5	-2466	-2412	-2736	-2088	-3060	-1764	-3384	-1440	-3708	-1116	-4032	-792
5	2574	2628	2304	2952	1980	3276	1656	3600	1332	3924	1008	4248

No rezultātu tabulas izvēlos desmit mazākās (absolūtās) vērtības. Harmonikas kārtas, ν' , un subharmonikas (decimāldaļa) var atrast sekojoši no vienādojuma (5.10):

$$\nu' = \frac{\nu}{p}, \quad (5.10)$$

kur $p = 34$.

Tabulā 5.3. un 5.4. . apkopotas visas harmonikas kārtas:

5.3. tabula

Aprēķinātas harmonikas kārtas pirmajam objektam

k	-1	1	-2	2	-3	3	-4	4	-5	5
ν	30	38	26	42	22	46	18	50	14	54
ν'	15/17	1 2/17	13/17	1 4/17	11/17	1 6/17	9/17	1 8/17	7/17	1 10/17
Harmonika		1		1		1		1		1
Subharmonikas	15/17	2/17	13/17	4/17	11/17	6/17	9/17	8/17	7/17	10/17

5.4. tabula

Aprēķinātas harmonikas kārtas otrajam objektam

k	-1	1	-2	2	-3	3	-4	4	-5	5
ν	30	38	26	42	22	46	18	50	14	54
ν'	0.8823 53	1.1176 47	0.7647 06	1.2352 94	0.6470 59	1.3529 41	0.5294 12	1.4705 88	0.4117 65	1.5882 35

Zināms, ka vislielākā ietekme būs no subharmonikām, kuru kārtas skaitlis ir vistuvāk pamata harmonikai, tātad 15/17. Statora, kuram ir trīsfāzu divkāršais tinums, galvenais lauks, vai, pareizāk sakot, svārstību viļņu skaits, tiek rēķināts pēc izteiksmes (5.11):

$$r = 6kp/d \quad (5.11)$$

Rezultāti svārstību viļņu skaitam doti 5.5. un 5.6. tabulā, bet rezultāti aprēķinātajam vibroātrumam doti 5.7. tabulā tikai pirmajam objektam, jo otrajam objektam uz doto momentu nav zināms precīzs skaits rievu uz polu un fāzi.

5.5. tabula

Rezultāti svārstību viļņu skaitam pirmajam objektam

k	0	-1	1	-2	2	-3	3	-4	4	-5	5
r	0	-4	4	-8	8	-12	12	-16	16	-20	20

5.6. tabula

Rezultāti svārstību viļņu skaitam otrajam objektam

k	0	-1	1	-2	2	-3	3	-4	4	-5	5
r	0	-4	4	-8	8	-12	12	-16	16	-20	20

5.7. tabula

Rezultāti vibroātrumam no magnētiskā lauka pirmajam objektam

r	-4	4	-8	8	-12	12	-16	16	-20	20
λ	7.33E-10	7.3E-10	4E-11	4E-11	7.6E-12	7.6E-12	2.4E-12	2.4E-12	9.778E-13	9.78E-13
pilna meh. pretestība	-2171566	-2E+06	-4E+07	-4E+07	-2E+08	-2E+08	-7E+08	-6.64E+08	-1.63E+09	-1.63E+09
Vibrācija	2.41E-07	2.4E-07	1.3E-08	1.3E-08	2.5E-09	2.5E-09	7.9E-10	7.88E-10	3.213E-10	3.21E-10
Vibrācija, $\mu\text{m/s}$	0.024096	0.0241	0.00131	0.00131	0.00025	0.00025	7.9E-05	7.88E-05	3.213E-05	3.21E-05

Aprēķinātās vibrācijas vērtības 5.7. tabulā ir mazas, salīdzinot ar faktiskām vērtībām, kuras mērījumu laikā bija vislielākās SK režīmā. Arī saskaņā ar korporatīvo atskaiti, pirmajam objektam novērota paaugstināta 4., 5. HA statora serdes 100 Hz vibrācija tieši S.K.

režīmā. 4. HA statora serdes vibrācija SK režīmos bieži pārsniedz 5 mm/s līmeni trijos virzienos. Nesen uzmontētie 6. HA devēji uzrāda, ka paaugstināta vibrācija ir aukstam ģeneratoram neilgi pēc ieslēgšanas. Vēlāk vibrācija samazinās.

Papildus var aprēķināt statora izlīdzinošās strāvas, kas rodas nevienmērīgas gaisa spraugas rezultātā. Tādā veidā nevienmērīga gaisa sprauga izmaina HA magnētisko spēku, kas izraisa elektrisko disbalansu un vibrācijas.

5.5. Secinājumi

Dotajā nodaļā aprakstīti magnētiskie spēki, kas darbojas uz hidroģeneratoru.

Parādīts, ka viens no svarīgākajiem pasākumiem HA monitoringā ir sekot līdzi tam, lai rotors atrastos statora centrā, tādējādi nodrošinot, ka magnētiskais pievilkšanās spēks ir minimāls.

Izteikta hipotēze, ka, ja sprieguma kvalitātes līknē ir iekritums, kā pirmā objekta „TG ar 13.8 kV ierosmi” režīmā vai arī uz kāda pola samazinās EDS vērtība, tas var liecināt par pola defektu, frekvenču pārveidotāju defektu vai īsslēgumu tinumā, taču jāatzīmē, ka darbs ar īsslēgumiem tinumos nav normāls. Ja EDS un forma sakrīt, tas nozīmē, ka īsslēgumu nav, ko apliecina arī tinumu vibrāciju mērījumu protokols.

Magnētisko spēku modelī parādīts, ka, lai novērstu statora serdes 100 Hz vibrāciju, dažreiz nebūs pietiekami nopresēt statora serdes dzelzs plāksnes, lai mainītu rezonanses frekvenci. Pēc presēšanas var būt nepieciešama statora un rotora centrēšana vai izolācija nomaiņa, lai mazinātu ietekmi no izlīdzinošās strāvas.

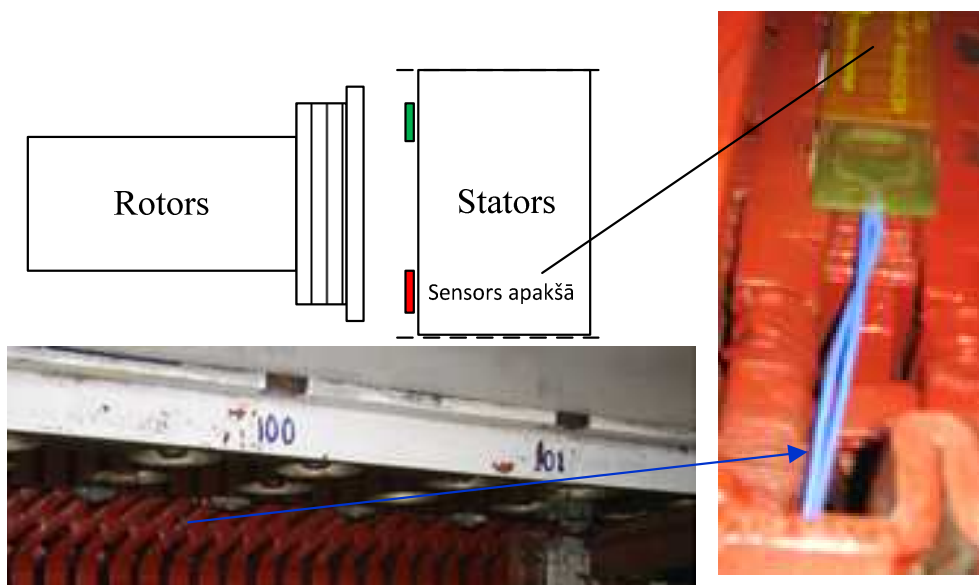
Aprēķinos parādīts, ka vibroātrums, ko HA ar lielu skaitu rievu izraisa enkura reakcija un subharmonikas, ir lielāks, nekā tas, ko izraisa galvenais magnētiskais lauks, bet kopumā galvenā magnētiskā lauka un visu izraisīto subharmoniku summa nesasniedz pat vienu mikrometru, kas ir ļoti maza vērtība, salīdzinot ar pieļaujamo un ar faktiski nomērīto vibrāciju.

6. GAISA SPRAUGAS MĒRĪŠANA

Dotā darba ietvaros diviem HA (pirmā objekta 4. HA un otrā objekta 3. HA) tika nomērīta rotora forma, EDS, vibrācija (kas regulāri jākontrolē saskaņā ar normatīviem dokumentiem [1][2][9][10][11]) un temperatūra (sk. 4.4.2), kā arī reģistrēti iekārtas apgriezieni. 4. HA mērījumi veikti 2014. gada pavasarī un rudenī, un agregātam šajā posmā nav veiktas nekādas konstruktīvās izmaiņas. Arī 3. HA mērījumi veikti 2014. gada pavasarī un rudenī, taču laika posmā starp mērījumiem HA bijis uzturēšanas remonts. Pirmā objekta mērījumi nodrošināja pārbaudi rezultātu atkārtojamībai, bet otrā objekta mērījumi ļāva analizēt viena HA tehniskā stāvokļa atšķirību pirms un pēc remontdarbiem.

6.1. Eksperimenta uzbūve

Eksperimenta ietvaros tika nomērīta rotora forma. Statora forma netika mērīta, jo eksperimentu veikšanas laikā vēl nebija pieejams tehnisks risinājums, kā novietot mērīšanas sistēmu uz rotora. Rotora formas devēja pievienojuma vieta parādīta 6.1. att. Pirms devēju uzlīmēšanas uz statora, pievienojuma vieta tika notīrīta ar lupatu, kas samitrināta ar spirtu saturošu šķidrumu.



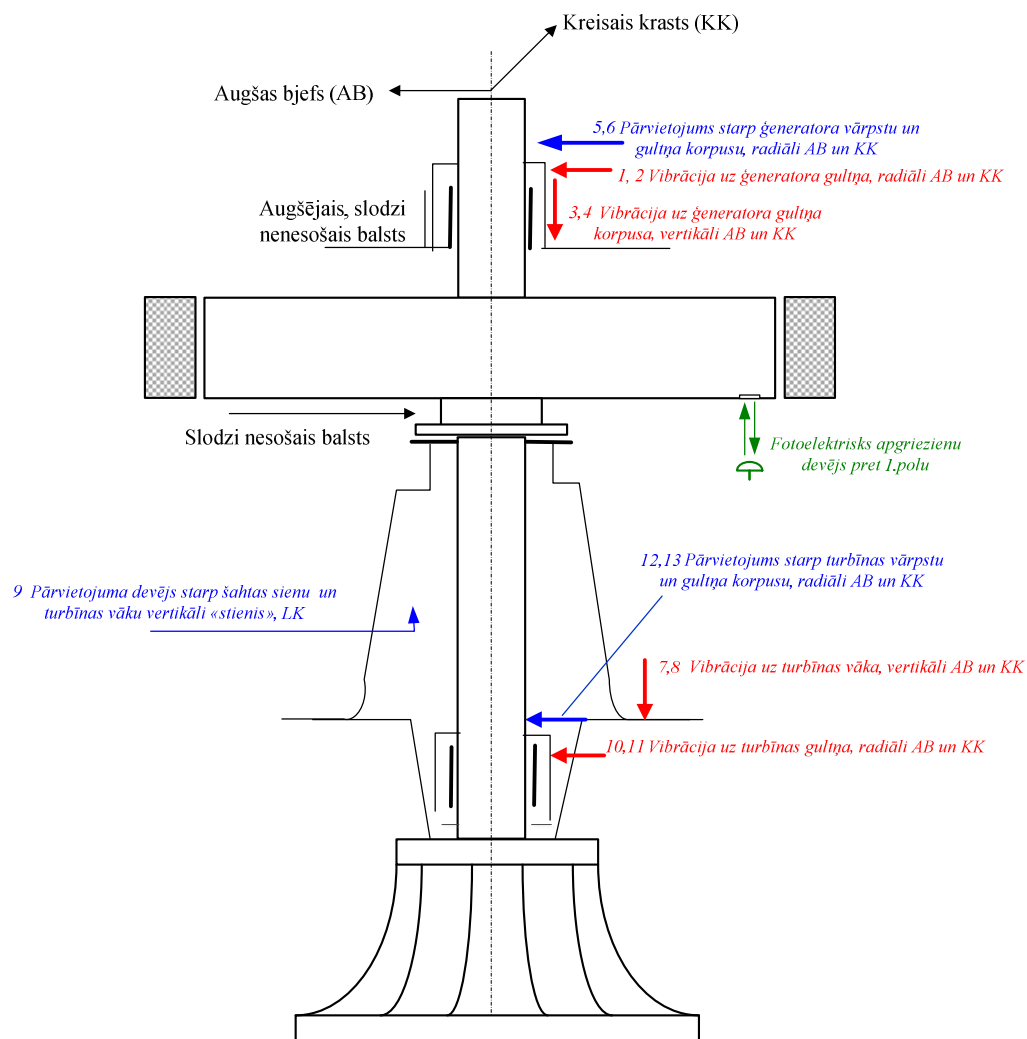
6.1. att. Gaisa spraugas devēja pielīmēšanas vieta rotora apakšā otrajā objektā

Tika reģistrēts arī EDS cilpās, jo 70. gados pētnieki ieteica mērīt gaisa spraugu tieši ar EDS [114], un šāda iespēja bija jāizvērtē. Kaut arī no nolasītām EDS vērtībām nevarēja iegūt gaisa spraugas absolūtās vērtības, metode izrādījās samērā precīza pie nosacījuma, ka iekārtai nav bojāti tinumi.

Visbeidzot, tika nomērītas HA vibrācija un vibropārvietojums. Tā kā hidroģeneratori darbojas ar nelielu apgriezību skaitu un ģenerē zemas frekvences vibrāciju, mērījumus un vērtēšanu veic vibropārvietojumam [24]. Vibrāciju mērījumos tika izmantoti vibropārveidotāji — akselerometri (absolūtā paātrinājuma mērīšanai) [24], Brüel&Kjær portatīvais kalibrators, Brüel&Kjær divi 4-kanālu signālu kondicionēšanas un barošanas bloki NEXUS, savukārt, mērīšanas aparātūra nodrošināja signāla divkāršu integrēšanu pārvietojuma iegūšanai [24]. Izmantoti arī tiešā pārvietojuma (attāluma mērīšanas) devēji, un nomērīti vārpstas relatīvie pārvietojumi [24]. Mērot pārvietojumu starp gultņa korpusu un vārpstu, vārpstas pārvietojuma devēji uzstādīti ģeneratora un turbīnas radiālajiem gultņiem uz gultņu korpusa vienā plaknē ar vibrāciju devējiem. Mērījumu vietas fotogrāfijas veidā ilustrētas otrajam objektam (sk. 6.2. att.) un shematiskā veidā pirmajam objektam (sk. 6.3. att.).



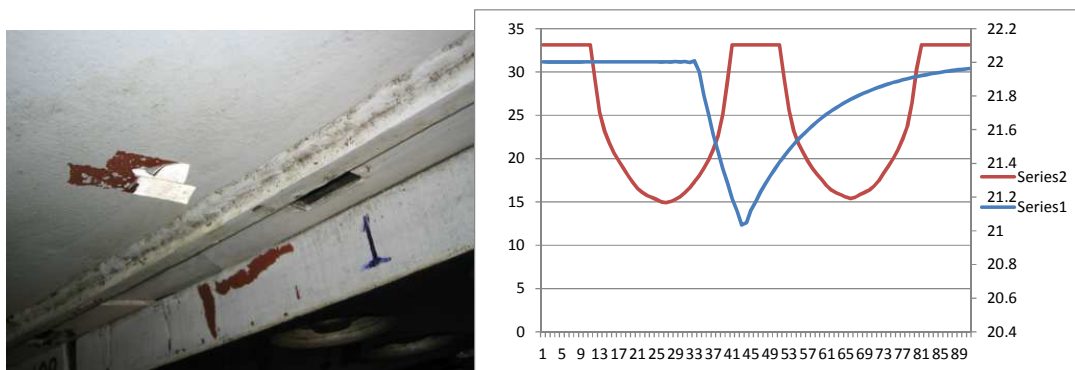
6.2. att. Otrā objekta mērījumu vietas uz ģeneratora gultņa



6.3. att. Vibrācijas un pārvietojuma shematisks devēju novietojuma piemērs

Viena apgrieziena, jeb pirmā pola reģistrēšanai hidroagregāta griešanās laikā tika izmantots foto elektrisks apgriezienu devējs SKF Laser Tachometer Kit CMAC 5030K.

6.4. att. zemāk redzama uzlīme, ko reģistrē apgriezienu devējs, kā arī ar zilu līniju grafikā parādīts, kā uztvertais signāls tiek reģistrēts datu apstrādes laikā.



6.4. att. Otrā objekta ģenerators rotora pirmais pols ar atstarojošām uzlīmēm un nolasīta pirmā pola atzīme datu apstrādes laikā

No MSC Excel programmas grafika zilās līnijas novietojuma var secināt, ka tahometra uzlīme neatrodas precīzi uz rotora pola, jo poli atzīmēti ar sarkanu līniju. Zinot rotora griešanās virzienu (labais), noteikts, ka datu kopēšana vienmēr jāsāk ar 108 polu, nevis ar pirmo. Šāda darbība izslēgs iespēju kļūdīties, nosakot defekta vietu pēc apļa diagrammas, ja uz kāda no konkrētiem poliem visos režīmos būs izteikti lielāka vai mazāka gaisa sprauga.

6.1.1 Gaisa spraugas devēju darbības princips

Devēju darbības princips ir svarīgs, lai izstrādātu precīzu mērīšanas metodiku. G.B. Pollock un J. F. Lyles 1992. gadā publicēja rakstu, kurā salīdzināja gan Talas un Toom izstrādātos optiskos devējus, gan jaunus kapacitatīvos devējus (ko pirmie aprakstīja Menard, P., J. M. Bourgeois, Bissonnette un Cloutie) [65]. Autori atzina, ka kapacitatīvie devēji ir labāk piemēroti, lai nomērītu dinamisko gaisa spraugu. HA speciālisti no Kanādas, 1994. gadā izteica viedokli, ka dinamiski pētīt gaisa spraugas izmaiņas ir lietderīgi, bet pārāk dārgi [57], bet mūsdienās autori izstrādā aizvien jaunus sensorus gaisa spraugas dinamiskai mērīšanai, un pēdējie pētījumi koncentrējas uz devējiem, kuru pievienošanai pat nebūs nepieciešams apstādināt agregātu [38].

Ar kapacitīvo sensoru gaisa spraugu nomēra, reģistrējot mainīgo kapacitīvo strāvu starp pasīvo sensoru un poliem. Sensora viena plāksne ir pielīmēta pie statora. Otra plāksne ir tuvāk polam. Starp plāksnēm ir izolācijas materiāls. Pati gaisa sprauga izpilda dielektriska kondensatora funkciju [65]. Precīzāks devēju apraksts pieejams F. Lalonde 1987. gada 23. jūnija patentā, kur pieejama gan devēja elektriskā shēma, gan izklāsts par tā darbības principu [131]. Mūsdienīgāka sensora versija aprakstīta M. Bissonnette 2006. gada 20. jūnija patentā [130], kur ir atrodams sīkāks apraksts un shematisks attēlojums par principu, kā devējs pārvērš reģistrēto signālu no voltiem uz milimetriem. Konkrēto pielietoto devēju attēli un darbības diapazoni pieejami ražotāja katalogā [125].

Taču ir arī autori, kas priekšroku dod induktīviem sensoriem, nevis kapacitatīvajiem [72],[73]. Zinātnieki no Brazīlijas Marcus Eugenio S. De Almeida e Jose Carlos Borgmann, (2005) veltīja publikāciju tam, lai salīdzinātu vibrācijas rezultātus, kas iegūti no trim dažādiem devējiem [39]. Viens no tiem līdzinājās kapacitīvai plāksnei, un vēl viens līdzinājās EDS cilpām. Bet, tā kā tie ir vibrāciju rezultāti, devēji tika novietoti uz dažādiem gultņiem (viens uz ģeneratora gultņa, cits uz turbīnas gultņa), un rezultātu nesakritība varēja rasties atšķirīgā novietojuma dēļ. Dotā eksperimenta ietvaros, mērot gaisa spraugu, EDS cilpu devēji

un kapacitīvās plāksnes atradās gandrīz vienā un tajā pašā vietā, tāpēc rezultātu sakritība bija daudz labāka.

G. B. Pollock un J. F. Lyles, 1992, ieteica novietot četrus devējus vienā plaknē statoram augšā, jo pieņēma, ka augšā stators un rotors ir kustīgāks, nekā lejā [65]. Kā parādīts 4.4.2. nodaļā, pirmā objekta HA konstrukcija ir pilnīgi pretēja. Augšā konstrukcija ir nekustīgāka, ko pierāda temperatūras un pārvietojuma mērījumi, tāpēc devējus vienmēr jānovieto gan augšā, gan apakšā. Shematiski gaisa spraugas devēja novietojums parādīts iepriekš 6.1. att.

6.1.2 Gaisa spraugas devēju skaits

Dotajā eksperimentā izmantoti divi gaisa spraugas devēji, jo tāds bijis pieejamo iekārtu skaits, tomēr eksperimenta datu apstrādes laikā tika secināts, ka ar lielāku devēju skaitu diagnostiku varētu veikt precīzāk. Monitoringa sistēmas ražotājs GE iesaka izvēlēties devēju skaitu, atkarībā no rotora diametra [126], bet VibroSYSTEM publikācijā atsevišķā pielikumā parādīti piemēri, kāpēc būtu jālieto vismaz četri devēji [59] un kādi rezultāti ir sagaidāmi no katra no četriem devējiem pie dažādas ģeneratora formas. Ir autori, kas uzskata, ka minimālais devēju skaits, lai veiktu korektu novērtējumu ir 20 un 15 devēji [72],[73], taču tad nepieciešama datu apstrādes iekārta ar 20 ieejas kanāliem, bet šajā eksperimentā izmantota National Instruments datu apstrādes un uzkrāšanas iekārta uz PXI 1031 platformas ar 16-kanālu datu apstrādes karti, kur tika ielasīti ne tikai rotora formas, bet arī vibrācijas mērījumi. Nepieciešamību lietot lielu sensoru skaitu idejas autori pamato ar to, ka tādā veidā var nomērīt harmonikas, kas ir augstākas par 5X [72],[73], lai gan citiem pētniekiem bija izdevies iegūt 17X un 19X harmonikas, lietojot tikai vienu sensoru laboratorijas apstākļos [84].

Arī G. B. Pollock un J. F. Lyles (1992) publikācijās diskutēja par to, cik sensoru ir nepieciešams, lai korekti nomērītu gaisa spraugu [65]. Autori atzina, ka astoņi un 12 (četri un seši, reiz divi) devēji var sniegt pilnīgāku informāciju par rotora formu un ekscentricitāti. Pamatojoties uz to, citi autori izvēlējušies tieši šādu sensoru skaitu eksperimentiem. Piemēram, Randy Wallman komanda kāda HA monitoringa sistēmā Kanādā uzstādīja astoņus sensorus uz statora vienā plaknē [86]. Daži autori, piemēram, Trujillo, 2001, uzskata, ka katrā galā nepieciešams uzstādīt sešus devējus, jo statoram ir seši segmenti [85], taču rezultātu grafikos tik un tā parādās tikai četras rezultātu līknes. Tai pašā laikā vēl G. B. Pollock un J. F. Lyles atzina, ka, ja aptuvena rotora forma jau ir zināma no statistiskiem mērījumiem, lai ietaupītu monitoringa sistēmas izmaksas, var iztikt ar četriem sensoriem vienā plaknē [65].

Jāatzīmē, ka lielākai daļai hidroagregātu LR elektroietaisēs statistiski mērījumi ir veikti remontdarbu laikā vai pēc rekonstrukcijas [127], tāpēc aptuvena rotora forma ir zināma. Savukārt, Stefano G. Bomben, 2001, apraksta situāciju, kad uz rotora tika uzstādīti četri devēji, bet viens no tiem eksperimenta laikā nedarbojās. Rezultātā eksperimentu veica ar trīs devējiem. Autors uzskata, ka arī ar trīs devējiem rezultāts ir pietiekami precīzs, ja iepriekš nav novērots kāds defekts [32].

Dotā darba rezultātā secināts, ka precīzākai diagnostikai ir vērts iegādāties divus papildus gaisa spraugas mērīšanas devējus. Tad četri devēji tiktu secīgi novietoti vispirms uz rotora augšā, tad uz rotora apakšā, kā arī uz statora augšā, un uz statora apakšā, kas nodrošinātu maksimāli precīzu mērījumu gaitu.

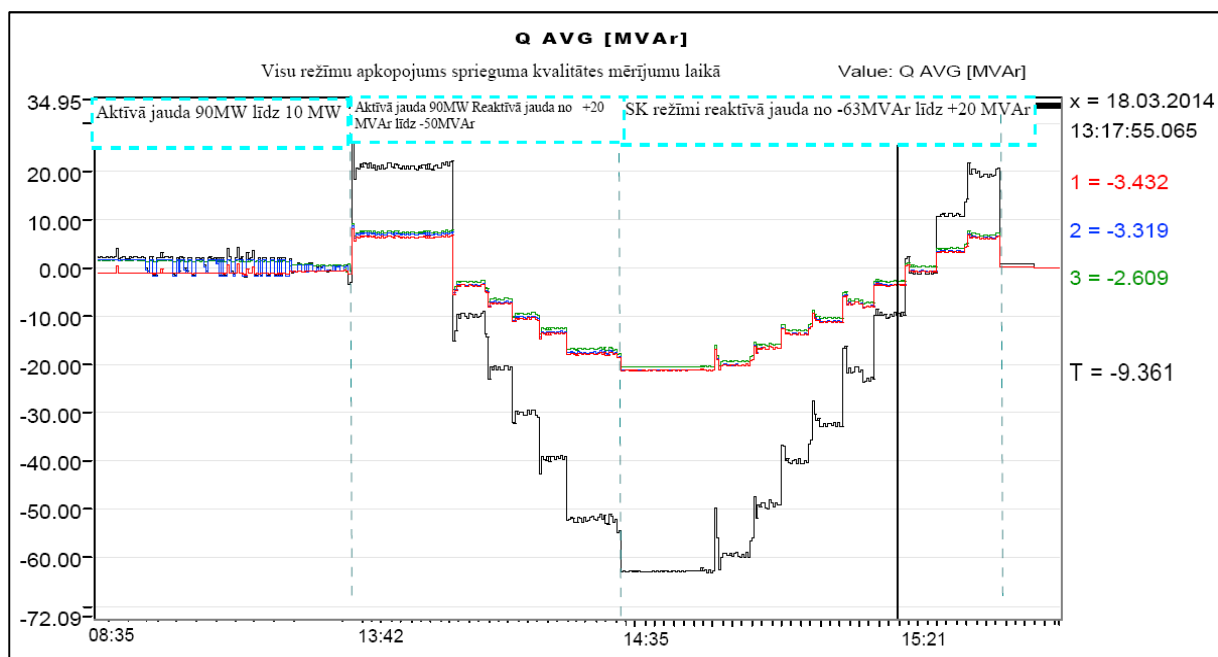
6.1.3 Hidroagregāta darba režīmi

Parasti HA darbam izvēlas t. s. optimālos režīmus, bet diagnostikas mērķiem agregātu darbina tādos režīmos, kuros var vislabāk konstatēt kādu defektu [18][116]. Vibrācijai nepieciešamie režīmi doti CTO pielikumā „i” punktā i.3.2.9. [11], savukārt gaisa spraugu standarts [11] iesaka mērīt sekojošos režīmos:

- 1) Tukšgaita bez ierosmes un ar ierosmi;
- 2) Izskrējiena režīmā (sk. Agregāta izskrējienis);

Kā zināms no rokasgrāmatas [123] 7.3. nodaļas, elektriskos ierosmes spēkus, ko ietekmē gaisa spraugas nevienmērība, var vislabāk atklāt, pārejot no režīma „tukšgaita bez ierosmes” un režīmu „tukšgaita ar ierosmi”. Analogiska informācija dota arī CTO pielikumā i. p.i.3.1.4. [11] Ja ierosmes spēki ir lieli, tad pārejot uz režīmu ar ierosmi, strauji pieaugs turbīnas vārpstas izsīte un vibrācija uz turbīnas vāka, it īpaši, ja pēdas gultņa balsti atrodas uz turbīnas vāka. Tādēļ visos eksperimentos tika iekļauts gan režīms „tukšgaita bez ierosmes”, gan režīms „tukšgaita ar ierosmi”. Arī citi autori iesaka sekot līdz vārpstas pārvietojumam pirms un pēc ierosmes [57]. Trujillo, 2000 [85] piedāvāja mērīt gaisa spraugu režīmos izskrējienis, TG, tad TG ar ierosmi, sinhronizācija, pilna slodze, ģenerators režīmā ar maksimālo reaktīvo jaudu (dotajā darbā — 90 MW -50 MVar) un sinhronā kompensatora režīmā ar maksimālo reaktīvo jaudu (dotajā darbā — SK -50 MVar). Patiešām, lai pārliecinātos, ka ierosmes spēkiem nav hidrauliska izcelsme, agregātam jāveic mērījumi sinhronā kompensatora režīmā [123] [11].

VibroSYSTM speciālisti mērījumos izmantojuši arī režīmus ar apgriezieniem, kas pārsniedz nominālos vai ar apgriezieniem, kas ir zemākiem par nominālajiem, piemēram 50 % no nominālajiem [86]. Autori apgalvo, ka režīms ar apgriezieniem, kas lielāki par nominālajiem, ir bijis sevišķi noderīgs, lai konstatētu, vai rotora stiprinājumi nav vaļīgi. Piemērs visiem režīmiem, kas papildus tukšgaitas režīmiem, izmantoti eksperimenta laikā pirmajā objektā, parādīti 6.5. att.:



6.5. att. Pirmā objekta darba režīmi mērījumu dienā 18.03.2014

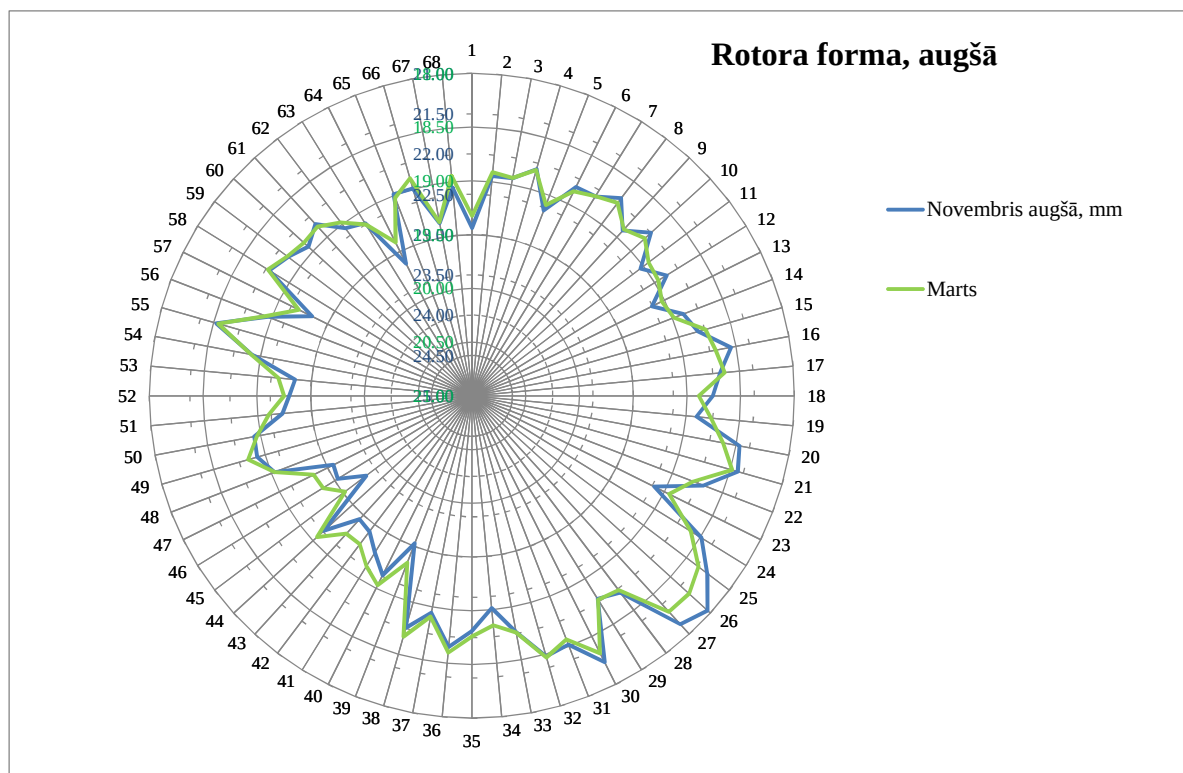
6.2. Rezultāti

Sākumā tiek salīdzināti pirmajā objektā iegūtie dati, jo agregātam abu eksperimentu rezultātā būtu jābūt vienlīdz labā tehniskā stāvoklī. Salīdzinot 2014. gada novembra datus ar 2014.gada martā iegūtajiem datiem rotora formas nevienmērībai, redzams, ka režīmā „Tukšgaita ar ierosmi” rezultāts gandrīz neatšķiras. Režīmos ar aktīvo jaudu 90MW un dažādu reaktīvo jaudu atšķirība nav lielāka par ~1 %. SK režīmos atšķirības ir lielākas, līdz pat ~2 %, bet atšķirība varēja rasties, jo 2014. g. marta mērījumos bija 10 mērījumi SK režīmos, bet novembrī tikai četri, un, attiecīgi, pāreja starp tiem martā bija ilgāka. Aprēķinot vidējo rotora formas nevienmērību visos SK režīmos, atšķirība ir mazāka par 0.5 %, kas ir mērījumu kļūdas robežās, kā parādīts 6.1. tabulā

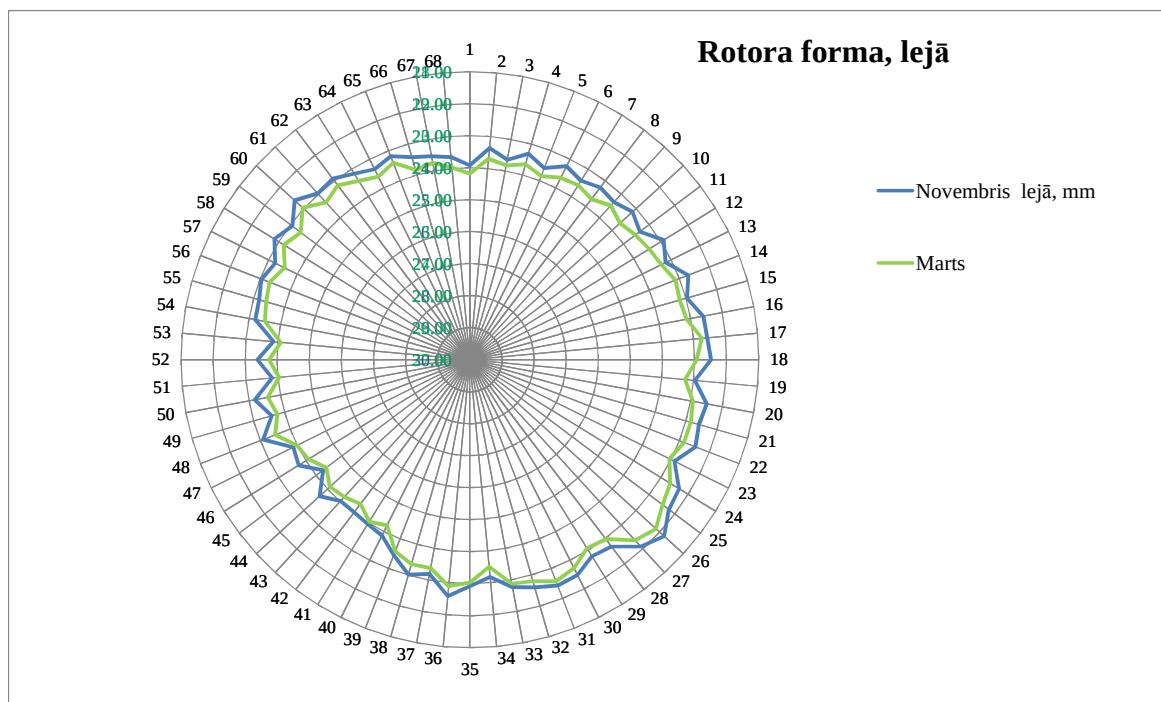
4. HA Rotoras formas nevienmērības salīdzinājums, 18.03.2014 un 26.11.2014

Režīms	Augšā		Lejā		Atšķirība	
	$\Delta_{\text{rot}}, \%$ (2.), Novembris	$\Delta_{\text{rot}}, \%$ (2.), Marts	$\Delta_{\text{rot}}, \%$ (2.)	$\Delta_{\text{rot}}, \%$ (2.), Marts	Augšā	Lejā
Tukšgaita 13,8 kV	3.7 %	3.8 %	5.0 %	4.8 %	-0.1 %	0.2 %
Nominālā slodze (90 MW, 0 MVar)	4.2 %	3.8 %	4.9 %	4.2 %	0.4 %	0.7 %
90 MW +20 MVar	4.6 %	4.0 %	5.4 %	4.4 %	0.6 %	0.9 %
90 MW -20 MVar	4.4 %	3.5 %	5.1 %	4.6 %	0.9 %	0.5 %
90 MW -50 MVar	4.7 %	4.3 %	5.2 %	5.0 %	0.3 %	0.2 %
SK 0 MVar	4.7 %	5.1 %	5.5 %	4.9 %	-0.4 %	0.6 %
SK +22 MVar	5.0 %	4.6 %	6.0 %	4.0 %	0.3 %	2.0 %
SK -20 MVar	4.0 %	4.1 %	4.6 %	6.7 %	0.0 %	-2.2 %
SK -50 MVar	3.4 %	4.9 %	4.1 %	5.3 %	-1.5 %	-1.3 %
SK režīmos, vidēji	4.3 %	4.7 %	5.0 %	5.2 %	-0.4 %	-0.2 %

Zinot, ka 0.5 % ir mērījumu kļūdas robeža, un noapaļojot iegūtos rezultātus, milimetros, līdz diviem cipariem aiz komata, bet procentus — līdz vesalam skaitlim, var secināt, ka augšā rotoras formas nevienmērība ir 4 % ÷ 5 %, bet lejā formas nevienmērība ir 5 %. Rezultāti apkopoti 6.6. att. un 6.7. att.:



6.6. att. Rotoras formas salīdzinājums martā un novembrī devējam augšā

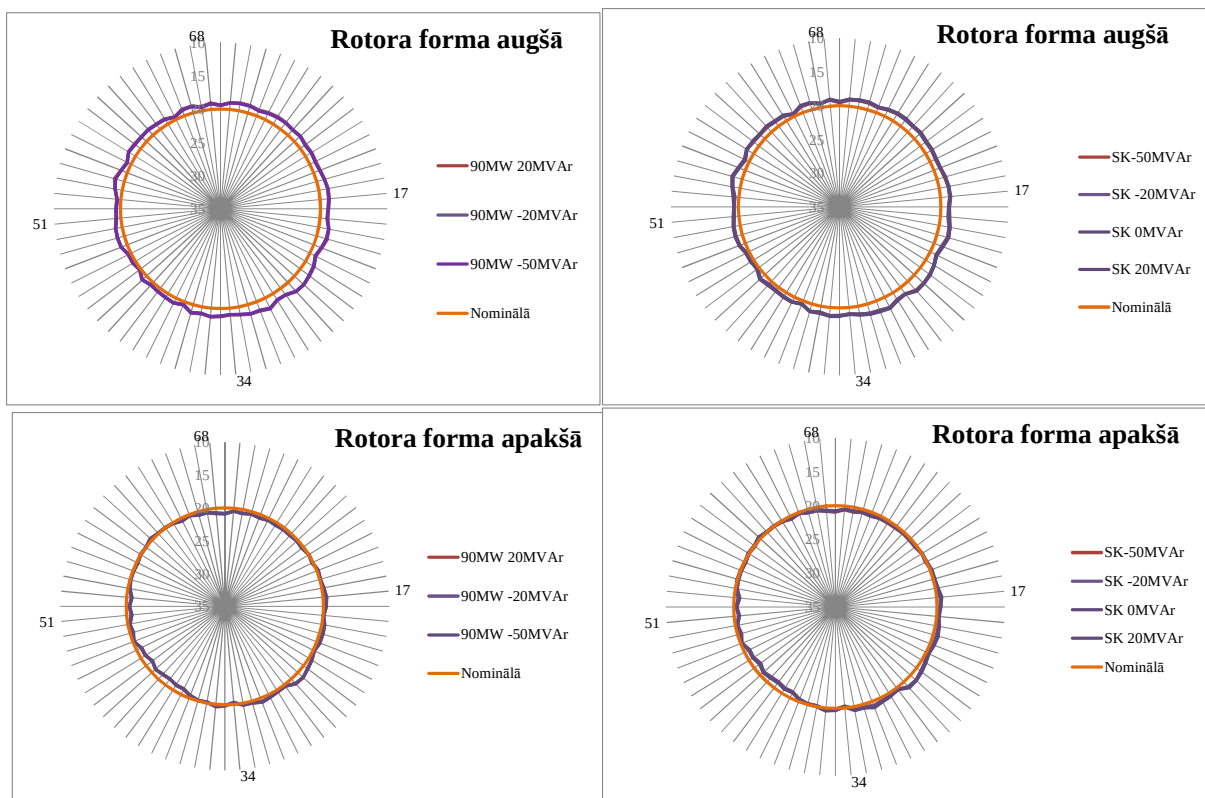


6.7. att. Rotor formas salīdzinājums martā un novembrī devējam lejā

Absolūtā vērtība 6.6. att. un 6.7. att. katram mēnesim nedaudz atšķiras, jo novembrī tika uzlabota mērīšanas metodika un lietots cits signāla ieraksta kanāls. Kā parādīts vēlāk 7.5. tabulā, novērtēšanu šī atšķirība neietekmēja.

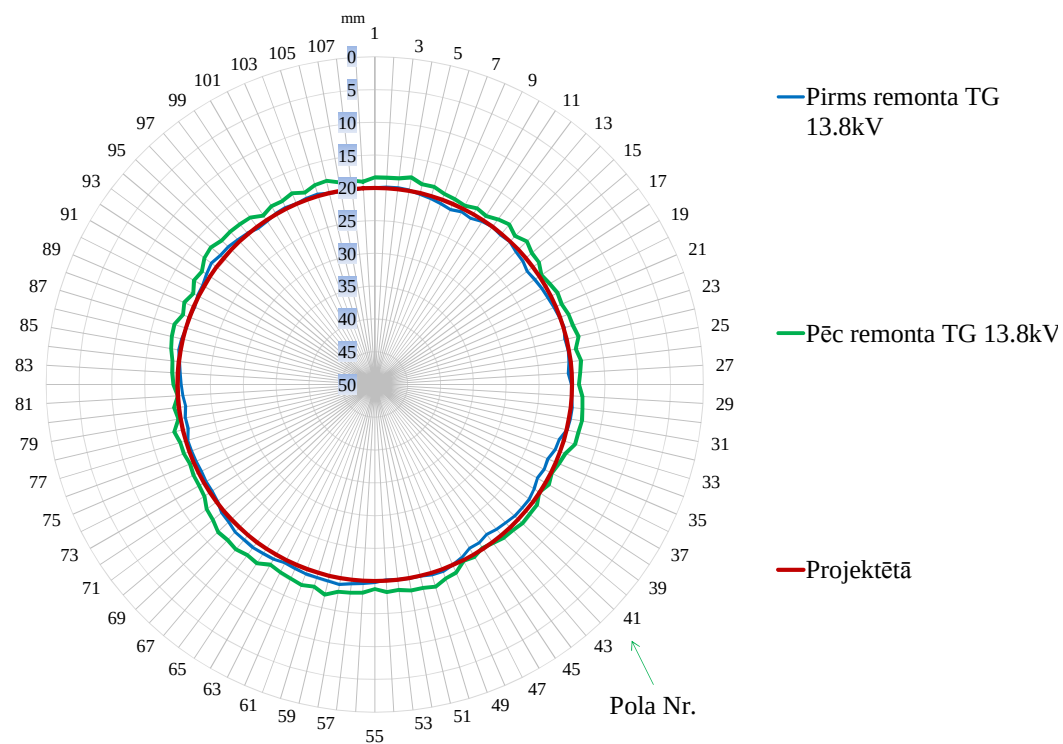
6.2.1 Rezultāti uz lielā mēroga

Publikācijās, kurās autori lieto attēlus no HA nepārtrauktām monitoringa sistēmām, gaisa spraugu un rotora formu visbiežāk attēlo ar ļoti mazu mērogu [26][30][31][36][79]. Šajā sadaļā būs parādīts, ka darbs ar mazu mērogu ļauj labāk novērtēt novirzes no formas ilgtermiņā. Piemērs rezultātu attēlošanai uz maza mēroga dots 6.8. att.:

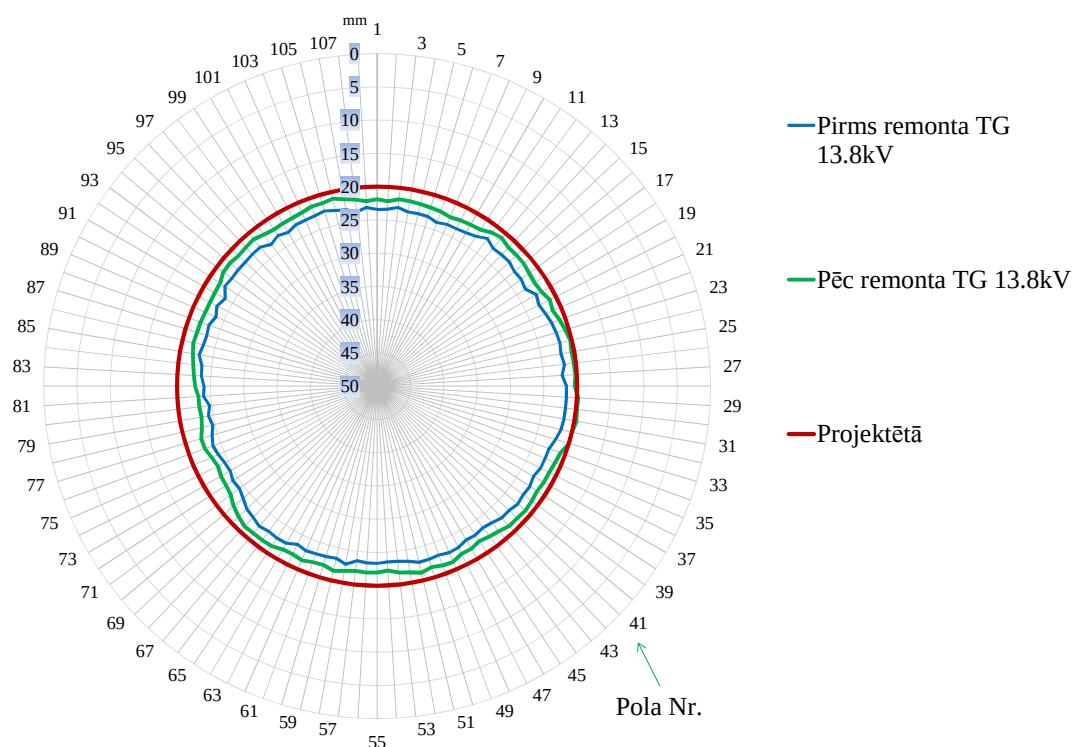


6.8. att. Pirmā objekta rotora formas attēli uz maza mēroga

Tādā mērogā var secināt, ka augšai nav eliptiska forma. Analīzei labāk grafikus augšējam un apakšējam devējam novietot blakus, nevis uz vienas polārās diagrammas, jo uz vienas diagrammas jālieto dubultās assis, un rezultāti tad vairs nav tik uzskatāmi. Analógiskā veidā tika sagatavoti grafiki otrajam objektam 6.9. att. un 6.10. att.:



6.9. att. Otrā objekta rotora forma un gaisa sprauga augšā



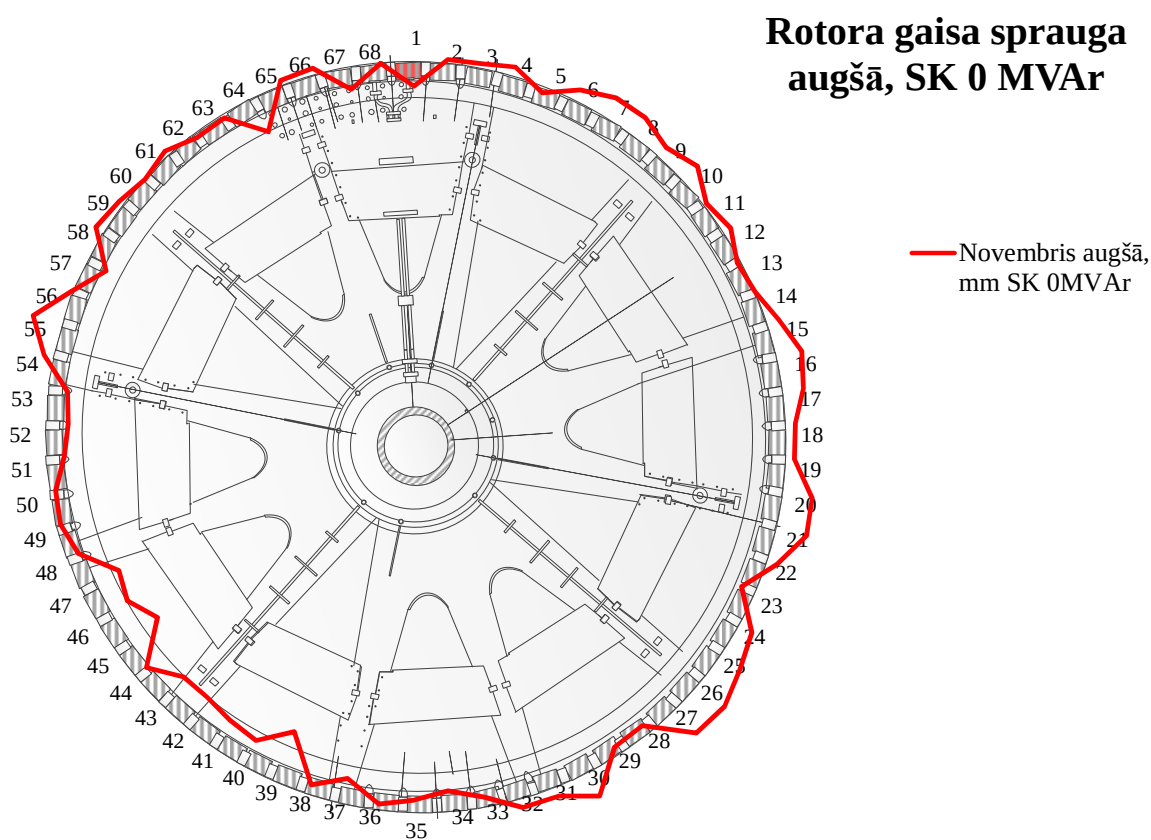
6.10. att. Otrā objekta rotora forma un gaisa sprauga lejā

Tomēr polāro diagrammu analīze ir subjektīva, piemēram, mēroga izmaiņas padara attēlu otrā objekta gadījumā labāku, nekā rotora forma ir patiesībā, bet pirmā objekta

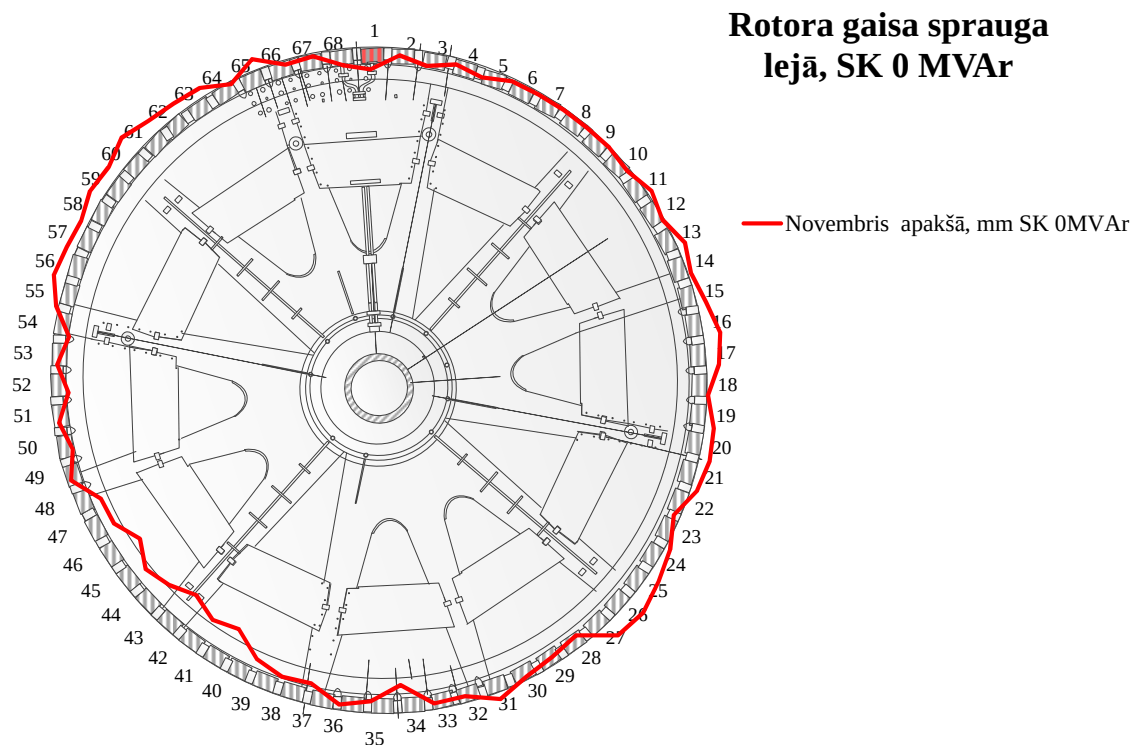
gadījumā — sliktāku, vairāk eliptisku, nekā tā ir patiesībā. Turklāt no šāda attēla ir grūti secināt, kādēļ uz konkrētiem poliem vērtības ir mazākas, un vai mazas vērtības automātiski norāda uz defektu, tādēļ tika meklēts risinājums, kā grafikus padarīt uzskatamākus, un polārā diagramma novietota uz rotora rasējuma.

6.2.2 Rezultāti gaisa spraugas nevienmērībai uz rotora rasējuma

Lai novērtētu gaisa spraugas vērtību katram polam, tika sagatavotas polārās diagrammas ar mazāku skalu, un polārās diagrammas novietotas uz rotora spieķiem, kā parādīts 6.11. att. un 6.12. att.:



6.11. att. Rotora forma uz rotora spieķiem devējam augšā



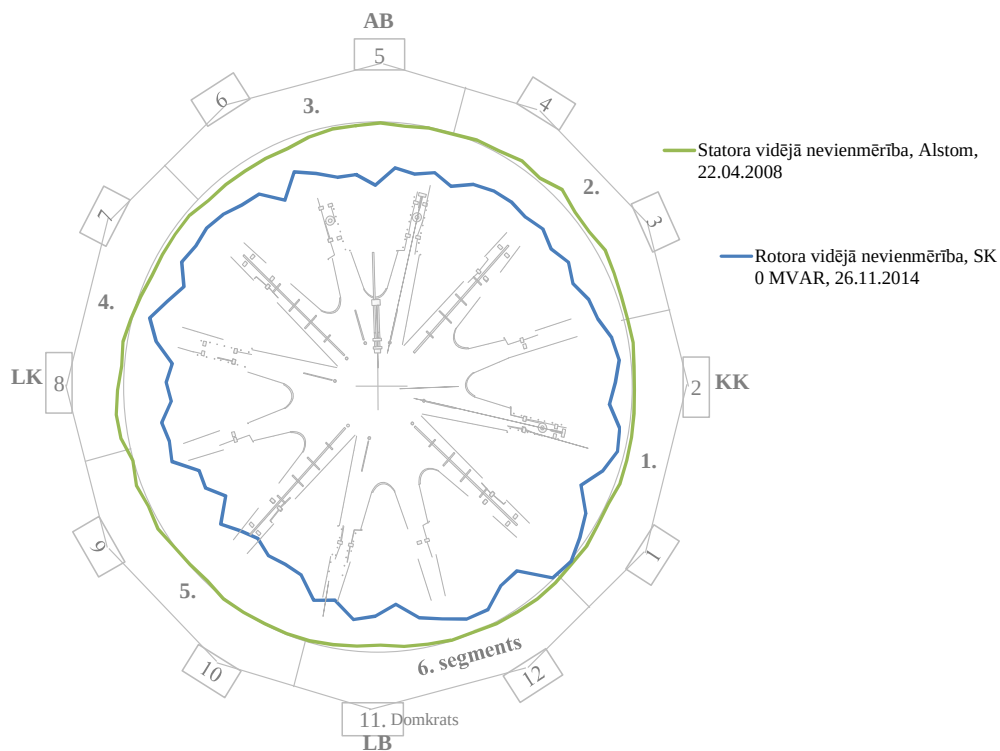
6.12. att. Rotora forma uz rotora spieķiem devējam lejā

No polārām diagrammām var secināt, ka HA nav ne kritiskas ekscentricitātes, ne kritiskas eliptiskas formas, kas apstiprina novērtēšanas rezultātus, tomēr var redzēt, ka lejā rotoram eliptiska forma ir raksturīga vairāk, nekā augšā. Rotora formas rezultāti jāliek uz spieķiem, jo bieži vien minimālās gaisa spraugas vērtības tiek novērotas tieši uz poliem, kas atrodas vistuvāk rotora spieķiem, jo tie ir cieši nostiprināti, un tos nevar remonta laikā piekoriģēt tik viegli, kā citus polus [56].

6.2.3 Rezultāti gaisa spraugas nevienmērībai statoram un rotoram

Izmantojot Alstom XO 304 100-CYI protokolu, tika iegūta statora forma [127]. Rezultāts apvienots ar SK 0 MVar režīmā nomērīto vērtību rotora formai 2014. gada novembrī.

No protokola zināms, ka statora vidējā eliptiska forma 2008. gadā bija 1.41 % no 20 mm [127]. Stators vistuvāk rotoram ir pirmajā segmentā, sestajā segmentā un pa vidu starp trešo un ceturto segmentu. Rotors vistuvāk statoram ir no 17. līdz 32. polam (sk. 6.13. att.).



6.13. att. Statora un rotora forma pirmā objekta 4.HA

Zinot, kāds ir lielākais statora un rotora izvirzījums, var noteikt, kāda ir garantētā gaisa sprauga. Augšā statora vislielākais izvirzījums ir uz 43. un 44. pola, vienāds ar 0.76 mm. Rotoram augšā vislielākais izvirzījums reģistrēts 26. polam, un ir vienāds ar 1.07 mm. Lejā statora vislielākais izvirzījums ir uz 35. pola, vienāds ar 1.10 mm. Rotoram lejā vislielākais izvirzījums reģistrēts 26. polam, un ir vienāds ar 1.32 mm. Garantētās gaisa spraugas aprēķins dots novērtēšanas sadaļā p. 7.2.

6.3. Secinājumi

Šajā nodaļā aprakstīts eksperiments, kas veikts rotora formas mērīšanai pirmajā un otrajā objektā. Darba gaitā secināts, ka, lai pēc gaisa spraugas mērījumu veikšanas pilnīgāk veiktu defektu diagnostiku, būtu nepieciešams lietot vismaz 4 devējus vienā plaknē.

Sadaļā parādīts, kā mainās rotora ekscentricitāte atkarībā no režīma. Secināts, ka mērījumi jāveic režīmos „tukšgaitā ar ierosmi” un „tukšgaitā bez ierosmes”, „SK 0 MVAR”.

No iegūtajiem rezultātiem secināts, ka pirmajā objektā statoram jau no uzstādīšanas sākuma bija nedaudz eliptiska forma, bet otrā objekta rotora forma palika izteikti eliptiska pēc remonta, kā arī otrā objekta agregātam vairāk raksturīga nobīde no centra.

Secināts, ka, lai novērtētu eliptisko formu, gaisa sprauga jāattēlo mērogā no 10 mm līdz 35mm (pie nominālās 20 mm). Ja statoram ir izteikta eliptiska forma, jāpārbauda, vai statora serdes vibrācijas spektra 2X harmonika ir paaugstināta, kas šo pieņēmumu apstiprinās. Rotorā forma jāattēlo uz spieķiem, jo mazākās vērtības uz rotora spieķiem ir izskaidrojamas, un var nebūt tik bīstamas, kā uzrāda kopējais novērtējums.

7. GAISA SPRAUGAS NOVĒRTĒŠANA

Viens no vecākajiem avotiem, kas piedāvā HA gaisa spraugas novērtēšanas kritēriju, ir 1972. gada grāmata par hidroturbīnu ekspluatāciju [95]. Autors citē ieteikumus no rūpnīcas „Электросила”, ka pieļautai novirze no nominālās gaisa spraugas mašīnai ar izvirzītiem poliem nevajadzētu pārsniegt 10–15 %. Autors secināja, ka, ja gaisa spraugas nevienmērība pārsniedz 10–15 %, jāveic rotora centrēšana un jāpārbauda polu stiprinājumi [95].

7.1. Novērtēšana pēc standartiem

Laika gaitā pieļaujamie lielumi gaisa spraugas nevienmērībai ir samazinājušies. 1965. gada elektrisko mašīnu projektēšanas standartā pieļaujamā nevienmērība ir 20 % [114], bet mūsdienu standarta versijā, jeb tā septītajā izdevumā, pieļaujamā vērtība jau ir tikai 10 %. Šajā sadaļā tiks apskatītas dažādas gaisa spraugas novērtēšanas iespējas. STO 2011. gada versijā teikts, ka pieļaujamā rotora formas nevienmērība ir vien 3 %, un statoram — 5 %, bet 8 % nevienmērība rotoram un 15 % nevienmērība statoram jau var nozīmēt avāriju [11]. Pēc STO 70238424.27.140.001-2011 Pielikuma „Ф” un tabulu Φ.1 Δ_{rot} , jeb Rotora formas nevienmērība, %, tiek aprēķināta, ņemot vērā maksimālo nomērīto gaisa spraugu attiecīgajā režīmā un vidējo gaisa spraugas vērtību no 68 poliem, kā parādīts (7.1.) formulā:

$$\Delta_{rot} = [(A_{rot.maks.} - (\delta_{rot.vid.})/(\delta_{rot.vid.})]100 \% \quad (7.1)$$

Saskaņā ar STO, šī formula der, ja rezultāts uz blakus esošiem poliem neatšķiras vairāk kā par $10 \div 15 \%$, respektīvi, ja gaisa spraugas nevienmērība nepārsniedz 15 %. Zināms, ka nelielas atšķirības gaisa spraugā ($\sim 0,13$ mm) ir pieļaujamās un izskaidrojamas vārpstas pārvietojumu un statora serdes vibrāciju [66]. Savukārt, pēc CEA [8], Δ_{rot} , Rotora formas nevienmērība, %, tiek aprēķināta, ņemot vērā projektēto gaisa spraugas lielumu (20 mm) un starpību starp maksimālo un minimālo nomērīto rotora ārējo rādiusu, kā parādīts (7.2) formulā:

$$\Delta_{rot} = [(A_{rot.maks.} - (A_{rot.min.})/(20)]100 \% \quad (7.2)$$

Tāpat, Gaisa spraugas nevienmērība, (pēc CEA [8]), %, tiek aprēķināta, ņemot vērā projektēto gaisa spraugas lielumu (20mm) un maksimālo vai minimālo nomērīto gaisa spraugas vērtību (uz kāda no 68 vai 108 poliem). Maksimālo vai minimālo vērtību izvēlas, izvērtējot, kurai ir lielākā novirze no projektētās pēc formulas (7.3):

$$\Delta_{gs} = [abs(20 - (A_{rot.maks.}))/ (20)]100 \% \quad (7.3)$$

Jāatzīmē, ka avārija var nenotikt arī pie kritiskām vērtībām. Jeffrey J. Tennant, 2001. gada publikācijā apraksta situāciju, kad vienam no hidroagregātiem Ontario nomērītā gaisa sprauga par 46 % atšķīrās no projektētās, tomēr avārija nenotika [80]. Rakstā demonstrēti rotora un statora gaisa spraugas rezultāti, un var redzēt, ka statora forma līdzinās vairāk taisnstūrim ar noapaļotiem galiem, nevis aplim. Jāpiebilst, ka stacijas personāls jau pirms gaisa spraugas mērījumiem bija informēts par to, ka rotora formai nepieciešami uzlabojumi, jo uz rotora spieķiem bija novērojama korozija (sk.p. 1.5), un gaisa spraugas mērījumi tika veikti, lai apstiprinātu aizdomas par to, ka forma nav apaļa [80]. Novērtēšanu pēc STO un CEA publicētiem materiāliem var apkopot sekojošā 7.1. tabulā:

7.1. tabula

Rotora formas nevienmērības novērtējums

CTO	CEA	Novērtējums
< 3 %	6 %	Apmierinoši
3–8 %	6 %–8 %	Neapmierinoši
> 8 %	> 10 %	Nepieļaujami

Tikmēr eksperti vibrāciju mērījumu jomā VibroSystM, pamatojoties uz savu pieredzi, ir uzkrājuši un izstrādājuši kritērijus gaisa spraugas novērtēšanai. Salīdzinot ar CEA [8], pieļaujamais procents atšķiras, jo, acīmredzot, ir ņemtas vērā agregātu konstruktīvās īpatnības. Līdzīgas pieļaujamās vērtības 1997. gadā pieminēja Claude Major u. c., [56], un rotora formai novērtējums neatšķiras no CEA, bet gaisa spraugas nevienmērībai nedaudz atšķiras, kā parādīts 7.2. tabulā:

7.2. tabula

Gaisa spraugas nevienmērības novērtējuma salīdzinājums

CEA	VibroSystM, Claude Major	Novērtējums
10 %	13 %	Apmierinoši
15 %	20 %	Neapmierinoši
20 %	30 %	Nepieļaujami

Šādas atšķirības liek secināt, ka gaisa spraugas nevienmērības kritērijus var nedaudz mainīt katram agregātam, atkarībā no tā jaudas un konstrukcijas, tāpat kā HA ar atšķirīgiem gultņiem un apgriezieniem tiek noteiktas dažādas pieļaujamās vibrācijas vērtības [11].

Gaisa spraugas nevienmērība, Δ_{gs} tika rēķināta pēc formulas (7.3) un vērtēta, saskaņā ar CEA kritērijiem. Rotoras formas nevienmērība Δ_{rot} rēķināta pēc formulas (7.1) un (7.2) un vērtēta gan pēc CTO kritērijiem, gan CEA kritērijiem. No 5.1. Atsevišķi pēc formulām (7.1), (7.2), un (7.3) tika novērtēti rotoras formas rezultāti, kas 2008. gadā iegūti pēc HA rekonstrukcijas. Ja vērtē vidējo vērtību starp nomērīto gaisa spraugu augšā un apakšā, tad rotoras formas nevienmērība ir apmierinoša, kā parādīts tabulā 7.5, un pārsniedz pieļaujamās vērtības tikai par ~0.1 % atsevišķos režīmos. Vērtības, kas pārsniedz pieļaujamo, atzīmētas ar dzeltenu krāsu, bet vērtības, kas skaitās bīstamas, atzīmētas ar sarkanu krāsu.

Dotā darba ietvaros ir atklāts, ka novērtējums būtiski atšķiras tad, ja vērtē atsevišķi rotoras formu augšā un lejā un tad, ja vērtē vidējo matemātisko vērtību. Vērtējot vidējo matemātisko vērtību, novērtējums var būt apmierinošs (sk. 7.5. tabulu), bet vērtējot atsevišķi formu augšā un apakšā — neapmierinošs. Piemērs, vērtējot rotoras formu atsevišķi augšā pirmajam objektam, dots 7.3. tabulā, bet apakšā — 7.4. tabulā:

7.3. tabula

Rezultāti rotoras formai augšā							
Režīms	MAX	Novirze, % no 20mm	MIN	VID	Δ_{rot} , % (7.1)	Δ_{rot} , % (7.2)	Δ_{gs} , % (7.3)
Tukšgaita bez ierosmes	19.11	4 %	17.67	18.37	4.0 %	7.2 %	11.7 %
	19.20	4 %	17.71	18.41	4.3 %	7.5 %	11.5 %
Tukšgaita 13,8 kV	18.96	5 %	17.36	18.14	4.6 %	8.0 %	13.2 %
	18.82	6 %	17.37	18.15	3.7 %	7.2 %	13.1 %
	18.95	5 %	17.46	18.22	4.0 %	7.4 %	12.7 %
Nominālā slodze (90 MW, 0 MVar)	19.19	4 %	17.53	18.35	4.6 %	8.3 %	12.4 %
	19.61	2 %	17.89	18.75	4.6 %	8.6 %	10.6 %
	19.88	1 %	18.16	19.04	4.4 %	8.6 %	9.2 %
	20.04	0 %	18.40	19.23	4.2 %	8.2 %	8.0 %
	20.18	1 %	18.49	19.33	4.4 %	8.4 %	7.5 %
	20.24	1 %	18.52	19.40	4.3 %	8.6 %	7.4 %
	20.29	1 %	18.61	19.46	4.3 %	8.4 %	7.0 %
Nominālā slodze (90 MW, 0 MVar)	20.34	2 %	18.68	19.51	4.3 %	8.3 %	6.6 %
	20.32	2 %	18.68	19.51	4.2 %	8.2 %	6.6 %
	19.81	1 %	18.07	18.91	4.7 %	8.7 %	9.7 %
	19.81	1 %	18.07	18.91	4.7 %	8.7 %	9.7 %
	19.77	1 %	18.04	18.93	4.4 %	8.7 %	9.8 %
	19.80	1 %	18.06	18.94	4.6 %	8.7 %	9.7 %
90 MW +20 MVar	19.78	1 %	18.05	18.91	4.6 %	8.6 %	9.8 %
90 MW -20 MVar	19.79	1 %	18.10	18.96	4.4 %	8.5 %	9.5 %
90 MW -50 MVar	19.88	1 %	18.09	19.00	4.7 %	9.0 %	9.5 %
SK 0 MVar	19.81	1 %	18.17	18.92	4.7 %	8.2 %	9.1 %
SK +22 MVar	19.79	1 %	18.12	18.86	5.0 %	8.3 %	9.4 %

7.3. tabulas turpinājums

SK -20 MVar	19.73	1 %	18.11	18.96	4.0 %	8.1 %	9.5 %
SK -50 MVar	19.64	2 %	18.04	19.00	3.4 %	8.0 %	9.8 %
Izskrējiens	19.88	1 %	17.93	19.00	4.6 %	9.7 %	10.4 %
	20.22	1 %	18.69	19.44	4.0 %	7.6 %	6.5 %
	20.41	2 %	18.85	19.56	4.3 %	7.8 %	5.8 %
	20.40	2 %	18.88	19.59	4.1 %	7.6 %	5.6 %
Salīdzinājums ar Alstom mērījumu protokolu XO304 200-CYI							
Alstom, 2008-04-22							
	22.00	10 %	20.60	21.28	3.4 %	7.0 %	3.0 %

7.4. tabula

Rezultāti rotora formai lejā

Režīms	MAX	MIN	VID	Δrot, % (8.1)	Δrot, % (8.2)	Δgs, % (8.3)
Tukšgaita bez ierosmes	20.23	18.48	19.46	4.0 %	8.8 %	7.6 %
	20.25	18.49	19.46	4.1 %	8.8 %	7.6 %
Tukšgaita 13,8 kV	20.27	18.53	19.47	4.1 %	8.7 %	7.4 %
	20.24	18.20	19.27	5.0 %	10.2 %	9.0 %
	20.35	18.20	19.33	5.2 %	10.7 %	9.0 %
Nominālā slodze (90 MW, 0 MVar)	20.47	18.32	19.44	5.3 %	10.7 %	8.4 %
	20.82	18.66	19.84	5.0 %	10.8 %	6.7 %
	21.14	18.91	20.13	5.0 %	11.2 %	5.4 %
	21.39	19.12	20.32	5.2 %	11.4 %	4.4 %
	21.39	19.18	20.37	5.0 %	11.0 %	4.1 %
	21.42	19.26	20.42	4.9 %	10.8 %	3.7 %
	21.66	19.46	20.65	4.9 %	11.0 %	2.7 %
	21.69	19.49	20.69	4.9 %	11.0 %	2.5 %
	21.70	19.49	20.68	4.9 %	11.0 %	2.5 %
	21.19	18.86	20.13	5.3 %	11.6 %	5.7 %
Nominālā slodze (90 MW, 0 MVar)	21.20	18.87	20.12	5.4 %	11.7 %	5.7 %
	21.27	18.81	20.12	5.7 %	12.3 %	6.0 %
	21.15	18.92	20.13	5.1 %	11.1 %	5.4 %
90 MW +20 MVar	21.17	18.87	20.10	5.4 %	11.5 %	5.7 %
90 MW -20 MVar	21.16	18.94	20.14	5.1 %	11.1 %	5.3 %
90 MW -50 MVar	21.24	18.90	20.18	5.2 %	11.7 %	5.5 %
SK 0 MVar	21.17	18.91	20.07	5.5 %	11.3 %	5.4 %
SK +22 MVar	21.20	18.91	19.99	6.0 %	11.5 %	5.4 %
SK -20 MVar	21.06	18.89	20.14	4.6 %	10.9 %	5.6 %
SK -50 MVar	20.97	18.82	20.15	4.1 %	10.7 %	5.9 %

7.4. tabulas turpinājums

Izskrējiens	21.23	18.91	20.09	5.7 %	11.6 %	5.5 %
	21.52	19.34	20.56	4.7 %	10.9 %	3.3 %
	21.69	19.46	20.68	4.9 %	11.2 %	2.7 %
	21.86	19.55	20.72	5.5 %	11.5 %	2.2 %
Salīdzinājums ar Alstom mērījumu protokolu XO304 200-CYI						
	22.90	21.10	22.10	3.6 %	9.0 %	5.5 %

HA rekonstrukcijas katalogā ir informācija, ka statora poli mēdz liekties vienā galā, un tas ir viens no pamatdarbiem HA remontu laikā [62], tā ka šī parādība ir diezgan izplatīta, un tas izskaidro dažādas vērtības augšā un apakšā. Piemērs, vērtējot vidējo vērtību pirmajam objektam, dots 7.5. tabulā:

7.5. tabula

Gaisa spraugas un rotora formas nevienmērība, vidējā vērtība, 26.11.2014

Režīms	Augšā, vidēji	Lejā, vidēji	Vidējā vērtība = (augšā + lejā)/2	Δ_{rot} , % (8.1)	Δ_{rot} , % (8.2)	Δ_{gs} , % (8.3)
Tukšgaita bez ierosmes	18.37	19.46	18.91	2.9 %	5.4 %	5.4 %
	18.41	19.46	18.93	2.8 %	5.2 %	5.3 %
Tukšgaita 13,8 kV	18.14	19.47	18.80	3.5 %	6.7 %	6.0 %
	18.15	19.27	18.71	3.0 %	5.6 %	6.5 %
	18.22	19.33	18.78	3.0 %	5.6 %	6.1 %
Nominālā slodze (90 MW, 0 MVar)	18.35	19.44	18.89	2.9 %	5.5 %	5.5 %
	18.75	19.84	19.29	2.8 %	5.5 %	3.5 %
	19.04	20.13	19.59	2.8 %	5.4 %	2.1 %
	19.23	20.32	19.78	2.8 %	5.5 %	1.1 %
Nominālā slodze (90 MW, 0 MVar)	19.33	20.37	19.85	2.6 %	5.2 %	0.8 %
	19.40	20.42	19.91	2.6 %	5.1 %	0.4 %
	19.46	20.65	20.05	3.0 %	6.0 %	0.3 %
	19.51	20.69	20.10	2.9 %	5.9 %	0.5 %
	19.51	20.68	20.09	2.9 %	5.9 %	0.5 %
	18.91	20.13	19.52	3.1 %	6.1 %	2.4 %
	18.91	20.12	19.52	3.1 %	6.1 %	2.4 %
	18.93	20.12	19.53	3.1 %	6.0 %	2.4 %
	18.94	20.13	19.53	3.0 %	5.9 %	2.3 %
90 MW +20 MVar	18.91	20.10	19.50	3.0 %	5.9 %	2.5 %
90 MW -20 MVar	18.96	20.14	19.55	3.0 %	5.9 %	2.2 %
90 MW -50 MVar	19.00	20.18	19.59	3.0 %	5.9 %	2.0 %
SK 0 MVar	18.92	20.07	19.50	2.9 %	5.7 %	2.5 %

7.5. tabulas turpinājums

SK +22 MVar	18.86	19.99	19.43	2.9 %	5.7 %	2.9 %
SK -20 MVar	18.96	20.14	19.55	3.0 %	5.9 %	2.2 %
SK -50 MVar	19.00	20.15	19.57	2.9 %	5.8 %	2.1 %
Izskrējiens	19.00	20.09	19.54	2.8 %	5.5 %	2.3 %
	19.44	20.56	20.00	2.8 %	5.6 %	0.0 %
	19.56	20.68	20.12	2.8 %	5.6 %	0.6 %
	19.59	20.72	20.15	2.8 %	5.6 %	0.8 %
Salīdzinājums ar Alstom mērījumu protokolu XO304 200-CYI						
Alstom, 2008-04-22	MAX	MIN	VID	$\Delta_{\text{rot}}, \%$ (2.)	$\Delta_{\text{rot}}, \%$ (3.)	$\Delta_{\text{gs}}, \%$ (4.)
	22.35	20.95	21.69	3.0 %	7.0 %	4.8 %

No Tabulas 7.5. var secināt, ka, ja vērtēta tiek nevis vidējā vērtība, bet atsevišķi rotora formas nevienmērība augšā un lejā, rotora formas nevienmērība pārsniedz pieļaujamo vidēji par vienu vai diviem procentiem. Gaisa spraugas nevienmērība, savukārt, ir normas robežās.

Lai pārliicinātos par šo efektu, analogiski kā pirmajam objektam, arī otrā objekta rotora forma sākumā tiek novērtēta augšā (7.6. tabula) un apakšā (7.7. tabula), un tad novērtēta vidējā vērtība no abiem mērījumiem (7.8. tabula):

7.6. tabula

Rezultāti rotora formai, pirms un pēc remonta, augšā

Režīms pirms remonta	MAX	Novirze, % no 20mm	MIN	VID	$\Delta_{\text{rot}}, \%$ (8.1)	$\Delta_{\text{rot}}, \%$ (8.2)	$\Delta_{\text{gs}}, \%$ (8.3)
Tukšgaita bez ierosmes	22.20	11 %	19.45	20.78	6.8 %	13.8 %	11.0 %
Tukšgaita 13,8 kV	21.47	7 %	18.98	20.13	6.6 %	12.5 %	7.3 %

7.6.tabulas turpinājums

SK 0MVar	21.49	7 %	19.03	20.17	6.5 %	12.3 %	7.4 %
SK -50MVar	21.62	8 %	18.89	20.26	6.7 %	13.7 %	8.1 %
Režīmi pēc remonta							
Tukšgaita bez ierosmes	20.97	5 %	17.82	19.43	7.9 %	15.7 %	4.9 %
Tukšgaita 12,4 kV	20.28	1 %	17.30	18.83	7.7 %	14.9 %	1.4 %
Tukšgaita 13,8 kV	20.15	1 %	17.03	18.62	8.2 %	15.6 %	0.7 %
Slodze 40MW	20.73	4 %	17.87	19.30	7.4 %	14.3 %	3.7 %
Slodze 45MW	20.96	5 %	17.79	19.34	8.4 %	15.8 %	4.8 %
Slodze 50MW	20.73	4 %	17.14	18.99	9.2 %	17.9 %	3.6 %
Slodze 65MW	20.62	3 %	17.43	18.98	8.6 %	16.0 %	3.1 %
Slodze 78MW	20.56	3 %	17.47	19.03	8.1 %	15.4 %	2.8 %
SK 0MVar	20.56	3 %	17.45	19.09	7.7 %	15.6 %	2.8 %
SK -50MVar	20.72	4 %	17.54	19.17	8.1 %	15.9 %	3.6 %
Izskrējiens (95 %)	21.17	6 %	17.78	19.60	8.0 %	16.9 %	5.9 %

7.7. tabula

Rezultāti rotora formai, pirms un pēc remonta, lejā

Režīms pirms remonta	MAX	Novirze, % no 20mm	MIN	VID	Δ rot, % (8.1)	Δ rot, % (8.2)	Δ gs, % (8.3)
Tukšgaita bez ierosmes	25.44	27 %	22.11	23.67	7.5 %	16.6 %	27.2 %
Tukšgaita 13,8 kV	24.70	24 %	21.55	23.05	7.2 %	15.8 %	23.5 %
SK 0MVar	24.75	24 %	21.51	23.11	7.1 %	16.2 %	23.7 %
SK -50MVar	25.23	26 %	21.43	23.23	8.6 %	19.0 %	26.1 %
Režīms pēc remonta							
Tukšgaita bez ierosmes	23.88	19 %	20.35	22.28	7.2 %	17.6 %	19.4 %
Tukšgaita 12,4 kV	23.62	18 %	19.97	21.78	8.4 %	18.3 %	18.1 %
Tukšgaita 13,8 kV	23.27	16 %	19.65	21.58	7.8 %	18.1 %	16.4 %
Slodze 40MW	24.08	20 %	20.48	22.25	8.3 %	18.0 %	20.4 %
Slodze 45MW	24.07	20 %	20.47	22.28	8.0 %	18.0 %	20.3 %
Slodze 50MW	23.71	19 %	20.04	22.01	7.7 %	18.3 %	18.5 %
Slodze 65MW	23.73	19 %	20.17	21.97	8.0 %	17.8 %	18.7 %
Slodze 78MW	23.65	18 %	19.99	22.01	7.5 %	18.3 %	18.3 %
SK 0MVar	23.77	19 %	19.94	22.03	7.9 %	19.2 %	18.8 %
SK -50MVar	23.83	19 %	20.00	22.07	7.9 %	19.1 %	19.1 %
Izskrējiens (95 %)	24.20	21 %	20.66	22.43	7.9 %	17.7 %	21.0 %

7.8. tabula

Vidējā rotora formas vērtība pirms un pēc remonta

Režīms pirms remonta	Augšā, vidēji	Lejā, vidēji	Vidējā vērtība = (augšā + lejā)/2	Δ rot, % (8.1)	Δ rot, % (8.2)	Δ gs, % (8.3)
Tukšgaita bez ierosmes	20.78	23.67	22.23	6.5 %	14.4 %	11.1 %
Tukšgaita 13,8 kV	20.13	23.05	21.59	6.8 %	14.6 %	8.0 %
SK 0MVar	20.17	23.11	21.64	6.8 %	14.7 %	8.2 %
SK -50MVar	20.26	23.23	21.75	6.8 %	14.8 %	8.7 %
Režīms pēc remonta						
Tukšgaita bez ierosmes	19.43	22.28	20.86	6.8 %	14.2 %	4.3 %
Tukšgaita 12,4 kV	18.83	21.78	20.30	7.3 %	14.8 %	1.5 %
Tukšgaita 13,8 kV	18.62	21.58	20.10	7.4 %	14.8 %	0.5 %
Slodze 40MW	19.30	22.25	20.77	7.1 %	14.7 %	3.9 %
Slodze 45MW	19.34	22.28	20.81	7.1 %	14.7 %	4.1 %
Slodze 50MW	18.99	22.01	20.50	7.4 %	15.1 %	2.5 %
Slodze 65MW	18.98	21.97	20.47	7.3 %	14.9 %	2.4 %
Slodze 78MW	19.03	22.01	20.52	7.3 %	14.9 %	2.6 %
SK 0MVar	19.09	22.03	20.56	7.1 %	14.7 %	2.8 %
SK -50MVar	19.17	22.07	20.62	7.0 %	14.5 %	3.1 %
Izskrējiens (95 %)	19.60	22.43	21.01	6.7 %	14.2 %	5.1 %

Otrā objekta piemērs pierāda, ka, ja nevienmērība ir kritiska, to varēs konstatēt arī no vidējās vērtības novērtējuma, jo uzlabojums nav tiks liels, lai varētu „palaist garām” nopietnu defektu. Tātad, monitoringam un novērtēšanai var lietot vidējo vērtību, bet diagnostikai vairāk informācijas var iegūt, apstrādājot vērtības atsevišķi augšā un lejā. Kā arī var secināt, ka nav būtiskas atšķirības, kādā režīmā tiek veikti mērījumi, jo novērtējums ir līdzīgs visos iespējamajos HA režīmos.

7.2. Novērtēšana pēc minimālās vērtības

Zinot, kāds ir lielākais statora un rotora izvirzījums, var noteikt, kāda ir garantētā gaisa sprauga. Šajā nodaļā tiks parādīts, kā informāciju no polārās diagrammas (sk.p. 6.2.3) var lietot garantētās gaisa spraugas aprēķinam.

Augšā statora vislielākais izvirzījums ir uz 43. un 44. pola, vienāds ar 0.76 mm. Rotoram augšā vislielākais izvirzījums reģistrēts 26. polam, un ir vienāds ar 1.07 mm. Garantētā gaisa sprauga augšā ir 18.17 mm.

Apakšā statora vislielākais izvirzījums ir uz 35. pola, vienāds ar 1.10 mm. Rotoram apakšā vislielākais izvirzījums reģistrēts 26. polam, un ir vienāds ar 1.32 mm. Garantētā gaisa sprauga apakšā ir 17.58 mm.

7.3. Novērtēšana pēc vibrācijas

Klasiskajā vibrodiagnostikas teorijā informāciju par rotējošas mašīnas ekscentricitāti var nolasīt no spektra diagrammas 1X harmonikas [92][93][110][118]. Sakarība starp rotējošas mašīnas ekscentricitāti un vibrāciju uz laboratorijas prototipiem vislabāk ir izpētīta turbo mašīnām [45][119][122], taču dažos avotos ir atsevišķas idejas arī par HA vibrāciju un ekscentricitātes sakarību. Pārsvārā arī HA ekscentricitāte tiek diagnosticēta pēc pieauguma spektra 1X harmonikā [95], taču par nevienmērīgu statora formu var spriest arī no 2X harmonikas [116]. Savukārt, VibroSysTM speciālisti novērojuši, ka ekscentriskam rotoram (ar augstu 1X harmoniku un zemu 2X harmoniku, un tai pašā laikā izteikti eliptisku formu) var novērot nevienmērīgu magnētisko plūsmu, kas ir paaugstinātās vārpstas vibrācijas iemesls [86]. Arī CTO 17330282.27.140.001-2011 punktā Φ.2.1 [11] teikts, ka nevienmērīgas rotora formas rezultātā parasti pieaug HA dzelzs konstrukciju vibrācija, kā arī novērojama GG un TG segmentu paaugstināta silšana. Zemāk salīdzināta vibrācija pirmā objekta HA, kuram vidējā rotora formas nevienmērība ir normas robežās un otrā objekta HA, kuram tā pārsniedz pieļaujamo vērtību.

Uz ģenerators gultņa otrajam objektam vibrācijas vērtības ir lielākas, taču abiem HA tās ir normas robežās [11], kā redzams no 7.9.–7.14. tabulas:

7.9. tabula

Otrā objekta 3. HA vibrācija pirms remonta 28.03.2014, 14.8m kritums

Darba režīms	Ģeneratora gultnis radiāli, vibrācija, μm					
	KK			LB		
Jauda, MW	Pik-Pik	P-P no RMS	1X	Pik-Pik	P-P no RMS	1X
T. g. bez ierosmes 100 % apgr.	55	23	18	47	24	21
T.g. Ar ierosmi 13,8kV	83	46	40	70	33	29
S.K. 0MVA _r	47	38	37	42	29	27
Izskrējieni no S.K. 95 %	33	22	22	32	22	22

7.10. tabula

Otrā objekta 3.HA vibrācija pēc remonta

Darba režīms		Ģeneratora gultnis radiāli, vibrācija, μm					
Vadaparāta atvērums, mm	Režīms	KK			LB		
		Pik-Pik	P-P no rms	Frekvenču sastāvdaļa	Pik-Pik	P-P no rms	Frekvenču sastāvdaļa
				1X			1X
90	Tukšgaita bez ierosmes	54	28	25	42	24	22
100	Tukšgaita 13,8 kV	79	53	52	59	34	31
0	SK 0 MVA _r	56	49	49	53	33	32
0	Izskrējieni no SK 95,8 %	36	25	25	34	22	22

7.11. tabula

Pirmā objekta 4.HA vibrācija 2014. gada martā

Vadaparāta atvērums, mm	Agregāta jauda, MW	Statora temperatūra, °C	Kritums, m	Vadaparāta atvērums, %	P-P	RMS	1X
110	Tukšgaita ar ier. 13.8kV	48	34.12	23	55	21	5
0	SK 0MVA _r	44.75	33.6	0	11	5	4
0	Izskrējieni pēc apstādināšanas	43.52	33.66	0	6	3	0

Uz turbīnas gultņa vibrācijas atkarību no neregulāras rotora formas var redzēt labāk, jo otrā objekta vibrācijas vērtības pie slodzes jau pārsniedz pieļaujamās:

7.12. tabula

Otrā objekta 3.HA vibrācija pirms remonta 28.03.2014, 14.8m kritums

Eksperimenta Nr.	Darba režīms		Turbīnas gultņa korpuss radiāli, vibrācija mm									
	Jauda, MW	Servomotorā gājiens, mm	KK					LB				
			Kopējā vibrācija		Frekvenču sastāvdaļas			Kopējā vibrācija		Frekvenču sastāvdaļas		
			Pik-Pik	P-P no RMS	1X 0,93 Hz	2-3 Hz	4X 3,7Hz	Pik-Pik	P-P no RMS	1X 0,93 Hz	2-3 Hz	4X 3,7Hz
1	78	990	176	95	79		16	177	93	66		19
2	69	900	151	81	68		8	118	57	32		5
3	65	928	120	67	53		14	103	55	31		5
4	60	885	119	62	47		14	100	49	25		10
5	55	842	122	62	48		14	96	47	22		11
6	50	810	116	60	49		17	94	44	20		12
7	45	770	120	63	51		19	97	45	23		13
8	40	725	120	61	47		19	96	41	24		10

7.13. tabula

Otrā objekta hidroagregāta Nr. 3 balstu konstrukciju vibrostāvokļa noteikšana pēc remonta

Eksperimenta Nr.	Darba režīms			Turbīnas gultņa korpuss radiāli, vibrācija, μm					
	Vadaparāta atvērumš, mm	Lāpsu leņķis, °	Režīms	KK			LB		
				Pik-Pik	P-P no rms	Frekvenču sastāvdaļas	Pik-Pik	P-P no rms	Frekvenču sastāvdaļas
						1X			1X
1	715	-3	Slodze 40 MW	147	73	61	106	56	45
2	756	-0.5	45 MW	126	72	73	113	61	50
3	790	+2	50 MW	155	75	66	115	62	53
4	792	+1	52 MW	132	73	65	103	60	52
5	865	+6	60 MW	135	73	64	118	64	56
6	910	+8.5	65 MW	135	75	67	129	69	60
7	940	+10.5	69 MW	146	79	71	138	77	69
8	1040	+15	78 MW	173	102	91	175	102	92
9	90	-14	Tukšgaita bez ierosmes	72	35	24	87	42	22
10	100	-14	Tukšgaita 12,4 kV	94	49	34	93	45	25
11	100	-14	Tukšgaita 13,8 kV	103	47	36	81	40	26
12	0	-14	SK 0 MVar	35	26	25	27	16	14
13	0	-14	SK -50 MVar	38	28	28	29	17	16
14	0	+9	Izskrējiens no SK 95,8 %	28	15	14	23	13	12
15	0	+9	Izskrējiens no SK 80 %	16	7	7	14	6	5
16	0	+9	Izskrējiens no SK 60 %	12	5	2	10	4	2

7.14. tabula

Pirmā objekta 4. HA vibrācija, nomērīta uz turbīnas gultņa

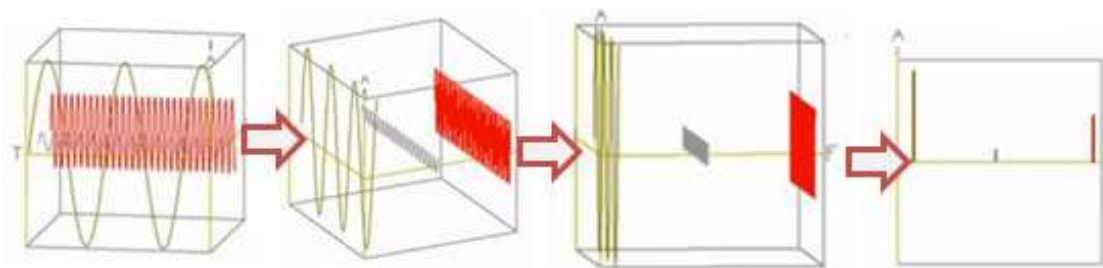
Vadaparāta atvērums, mm	Agregāta jauda, MW	Statora temperatūra, °C	Kritums, m	Vadaparāta atvērums, %	P-P	RMS	1X
110	Tukšg.ar ier. 13.8kV	48	34.12	23	477	177	30
0	SK 0MVA _r	44.75	33.6	0	23	11	2
0	Izskrējiens pēc apstādināšanas	43.52	33.66	0	15	8	0

Vārpstas pārvietojuma vērtības abiem agregātiem salīdzināt nevar, jo otrā objekta HA pēc ekspluatācijas instrukcijas pieļaujamās vārpstas pārvietojuma vērtības, mērot uz turbīnas gultņa, ir lielākas ($< 1300 \mu\text{m}$), nekā eļļas-babīta gultnim pirmajā objektā ($< 265 \mu\text{m}$).

7.4. Novērtēšana pēc gaisa spraugas spektra

Šajā sadaļā būs aprakstīta jauna mērīšanas metodika, kas ir galvenā dotā darba publicētā zinātniskā novitāte [42].

Ar spektru šajā nodaļā saprot signālu, kas sadalīts pa frekvenču komponentēm. Uz spektra grafika horizontālās ass tiek atzīmēta svārstību frekvence, bet uz vertikālās ass redzama svārstību amplitūda pie dotās frekvences. Tāpēc spektra grafiku mēdz saukt arī par amplitūdas — frekvenču raksturlīkni (sk. 7.1. att.). Analizējot frekvences, tiek atrasts problēmas cēlonis, bet amplitūdas vērtība ļauj novērtēt problēmas nozīmīgumu [24][78].



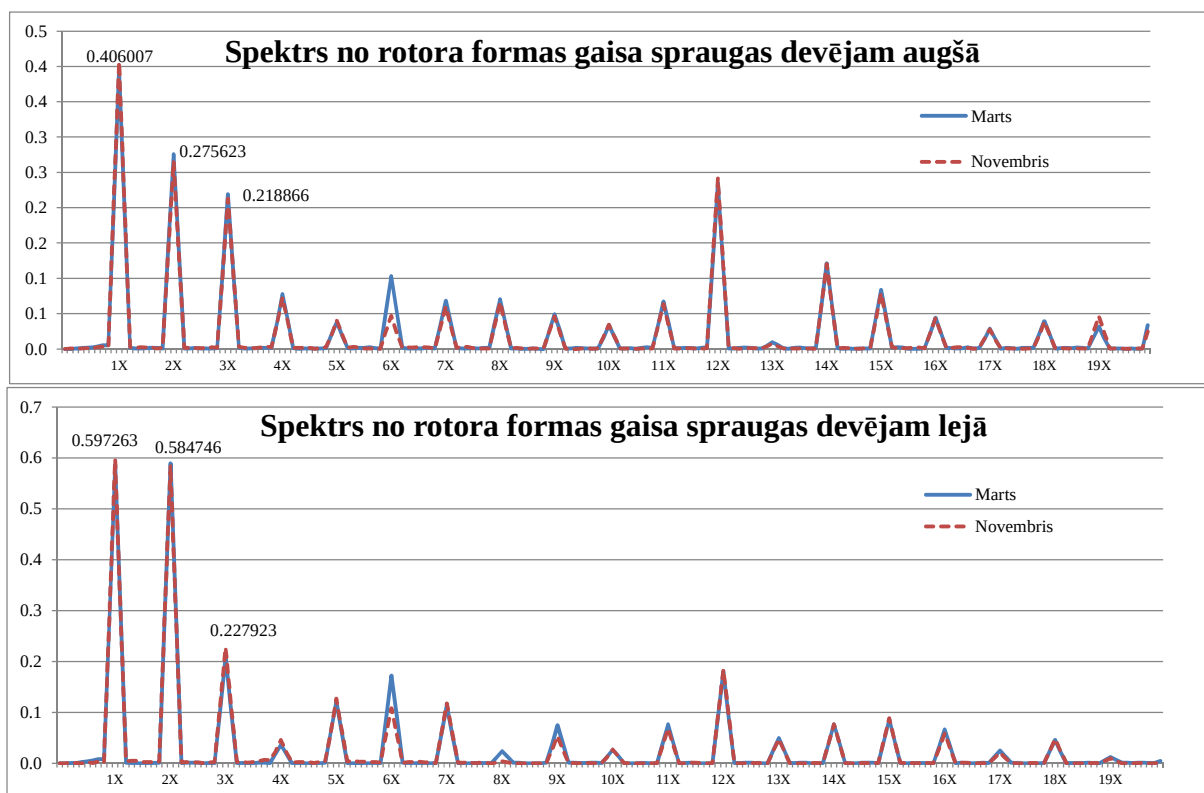
7.1. att. Spektra grafika veidošanās, piemērs trim mērījumiem

Pētot optimālo apgriezienu skaitu, grafiski apstrādāts gaisa spraugas mērījuma rezultāts pie dažādiem režīmiem. Kaut arī dotais rezultāts sniedz uzskatāmu informāciju par konkrēto gaisa spraugas vērtību uz katra pola dažādos režīmos, to ir grūti analizēt. Lai veiktu situācijas analīzi, nepieciešams novērtēt ne tikai katru polu, bet arī situāciju kopumā. Pamatojoties uz STO punktu $\Phi.2.1$ [11], iegūtie rotora formas rezultāti tika sadalīti Furjē

rindā [42], kur 1X- ekscentricitāte; 2X — elipses forma; 3X — trīsstūrainība; 4X — kvadrātainība.

Tad, aprēķinot harmonikas amplitūdu, un izdalot to ar nominālo gaisa spraugu, iegūst procentuālo vērtību, pēc kuras, var veikt novērtēšanu tāpat kā pēc STO. Līdzīga novērtēšana dota dokumentācijā [127]. Alstom atskaitēs Nr. XO304 100-CYI un XO304 200-CYI uzrāda konkrētus novērtēšanas kritērijus jaunam ģeneratoram [127]. Diemžēl mērījumi pēc rekonstrukcijas veikti no LK atzīmes, nevis no pirmā pola (tādam mērījumam, kur tiek noteikts katrs pols, nepieciešama papildus aparātūra, piemēram, apgriezīenu mērītājs, kā aprakstīts iepriekšējā sadaļā 6.1, turklāt šādam mērījumam datu apstrāde aizņem nedaudz ilgāku laiku), tādēļ ar Alstom salīdzināt var tikai kopējo novērtējumu. No rezultātiem var secināt, ka jau toreiz rotoram bija nedaudz eliptiska forma.

Iegūtie spektra rezultāti marta un novembra mērījumiem praktiski neatšķiras. Spriežot pēc spektra 7.2. att., kas iegūts rotora formai režīmā 90MW 0 MVar, rotora forma apakšā varētu būt nedaudz eliptiska, par ko liecina 2X harmonika apakšējā devēja spektra grafikā. To apstiprina Alstom XO304 200-CYI protokols [127], kur rotoram eliptiska forma lejā ir izteiktāka (1.55 % no GS), nekā augšā (0.61 % no GS, apkopojums pieejams 7.15. tabulā).



7.2. att. Pirmā objekta 4.HA rotora formas, jeb gaisa spraugas spektrs

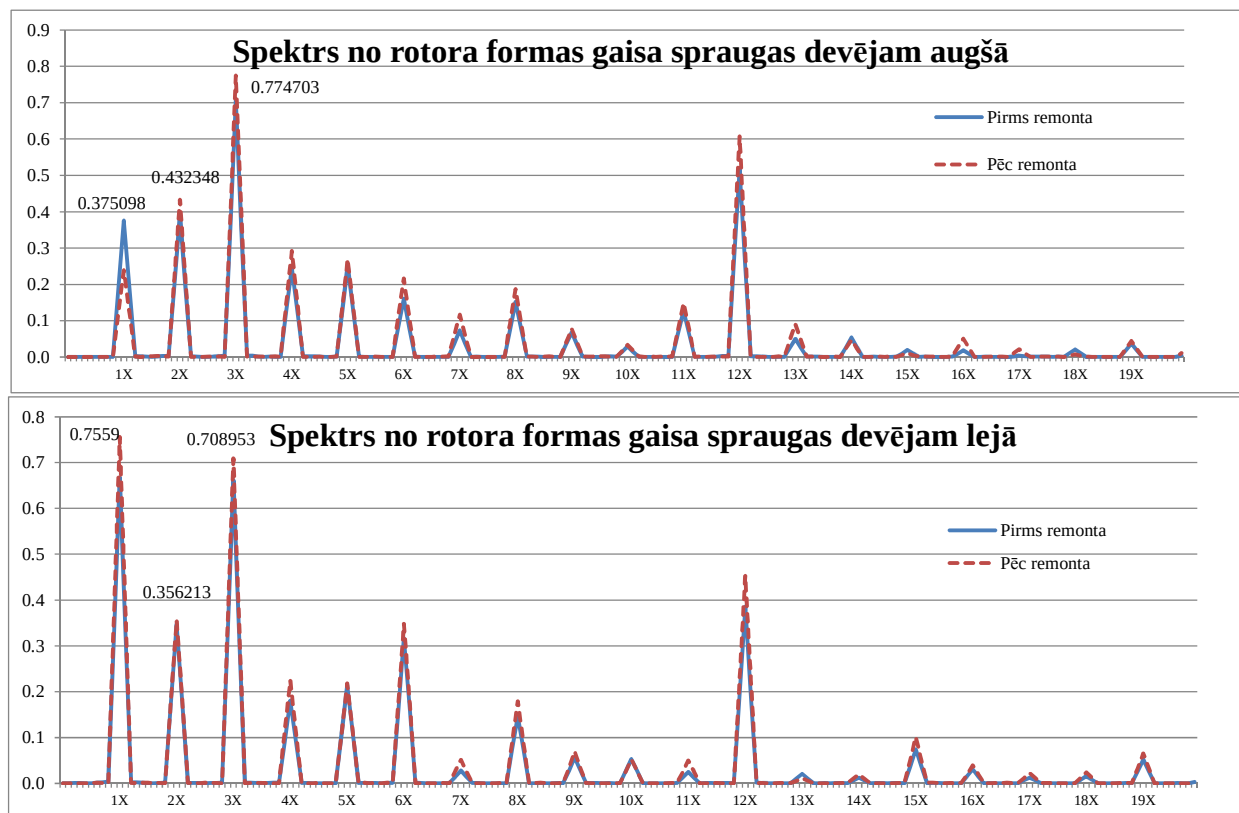
7.15. tabulā ir aprēķinātas rotora formas novirzes ar nominālo gaisa spraugu 20 mm 90MW 0MVAr režīmā. Ekscentricitāte un eliptiska forma nedaudz pārsniedz pieļaujamos 2 % (5.) [127], taču kopumā rotora formas nevienmērība vērtējama kā „apmierinoša”, jo tam vairs nevar piemērot tikpat stingrus kritērijus kā HA uzreiz pēc rekonstrukcijas. Atšķirības var būt arī mērīšanas režīmā — 2014g. tika mērīta dinamiskā forma, 2008. gada protokolā nav atrodamas konkrētas norādes uz režīmu.

7.15. tabula

Salīdzinājums rotora formas novirzei 2008. gadā pēc rekonstrukcijas un 2014.gadā

Spektra harmonika	Rādītājs	Pieļaujamā novirze no nominālās GS	Novirze, 22.04.2008	Aprēķinātā novirze, 26.11.2014	Novirze, 22.04.2008	Aprēķinātā novirze, 26.11.2014
			Augšā		Lejā	
1X	Ekscentricitāte	2 %	1.62 %	2.03 %	1.92 %	2.99 %
2X	Elipses forma	2 %	0.61 %	1.38 %	1.55 %	2.95 %
3X	Trīsstūra forma	3 %	0.33 %	1.09 %	0.12 %	1.14 %
4X	Kvadrāta forma	3 %	0.29 %	0.39 %	0.41 %	0.23 %

Otrā objekta gaisa spraugas spektra rezultāti 7.3. att. pirms un pēc remonta atšķiras par aptuveni 0.2 mm no GS.



7.3. att. Otrā objekta 3. HA rotora formas spektrs pirms un pēc remonta

Otrā objekta HA jau no apla diagrammām 6.9. att. un 6.10. att. var redzēt, ka atšķiras rotora forma augšā un apakšā gan pirms remonta, gan pēc remonta. Augšai dominē trešā un ceturtā harmonika. Apakšai dominē pirmā harmonikas, kas nozīmē ekscentricitāti. Problēma pirms remonta bija pat mazāk izteikta, bet acīmredzot, ka pēc remonta kļuva vairāk izteikta, jo augšā tika novērsta ekscentricitāte, bet apakšā ne. No spektrālām diagrammām var secināt, ka otrā objekta 3. HA izskrējienā ir liels 1X, kas nozīmē, ka formas nevienmērība rodas no balstu vibrācijas, pie tukšgaitas bez ierosmes pieaug 8X harmonika, kas apraksta hidrauliskā disbalansa ietekmi. Spektra 12X harmonika veidojas, jo rotoram ir 12 spieķi, tā ir augstākā harmonika, kas veidojas no HA konstrukcijas, un nenorāda uz kādu defektu. Var secināt ka harmonika 3X veidojas elektriskā disbalansa ietekmē, jo tukšgaitas režīmā tā ir mazāka, nekā jaudas režīmos. Apkopojums SK 0MVAr režīmā dots 7.16. tabulā, kur ekscentricitātes rezultāts rotora formai lejā gandrīz divas reizes pārsniedz pieļaujamo:

7.16. tabula

Salīdzinājums otrā objekta 3. HA rotora formas novirzei pirms un pēc remonta

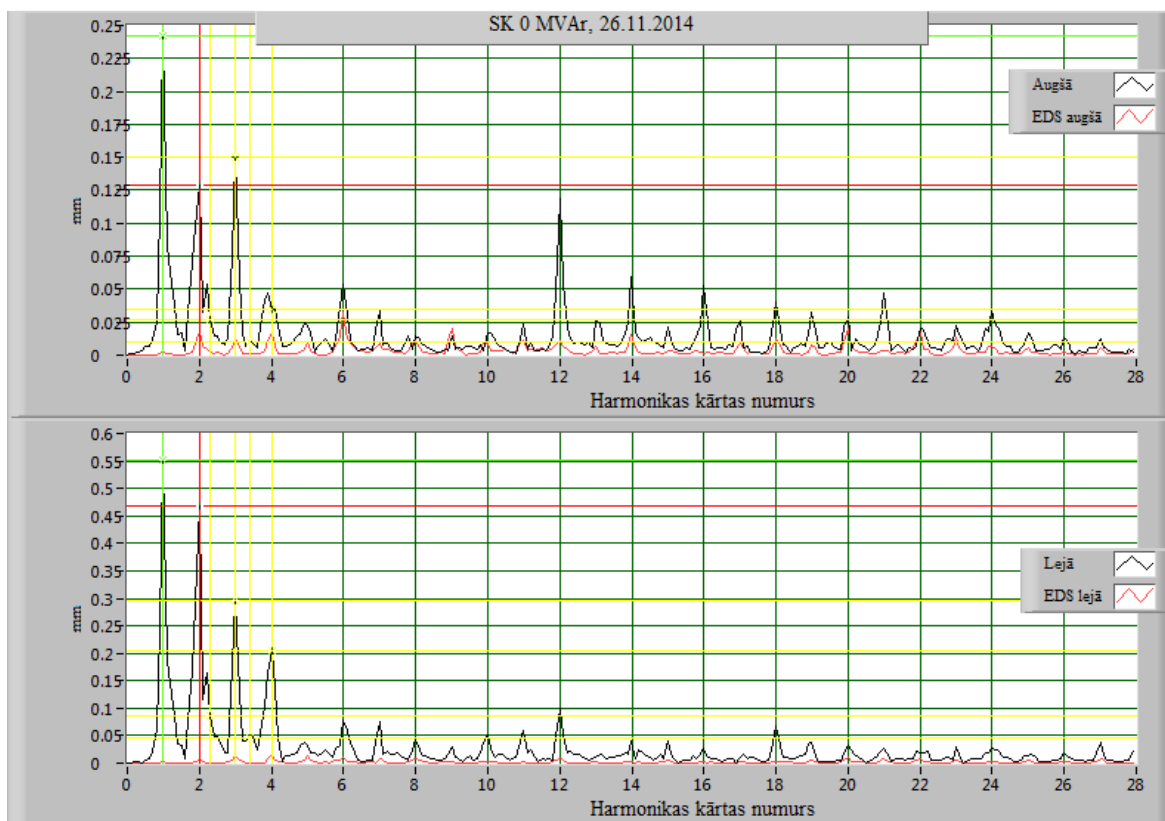
Spektra harmonika	Rādītājs	Pieļaujamā novirze	Pirms remonta	Pēc remonta	Pirms remonta	Pēc remonta
			Augšā		Lejā	
1X	Ekscentricitāte	2 %	1.88 %	1.19 %	3.34 %	3.78 %
2X	Elipses forma	2 %	1.97 %	2.16 %	1.73 %	1.78 %
3X	Trīsstūra forma	3 %	3.53 %	3.87 %	3.31 %	3.54 %
4X	Kvadrāta forma	3 %	1.23 %	1.46 %	0.90 %	1.12 %

Šajā sadaļā ir pierādīts, ka Furjē transformācijas ir ērta metode, kā novērtēt gaisa spraugas nevienmērību, un, kaut arī šai metodei nav atrasti standartizēti novērtēšanas kritēriji HA, kas jau kādu laiku ir ekspluatācijā, tā ļauj ērti sekot līdz situācijas izmaiņai gan ilgtermiņā, gan īstermiņā, pārbaudot gaisa spraugas vienmērību pēc veiktajiem remontdarbiem.

7.5. Novērtēšana pēc EDS spektra

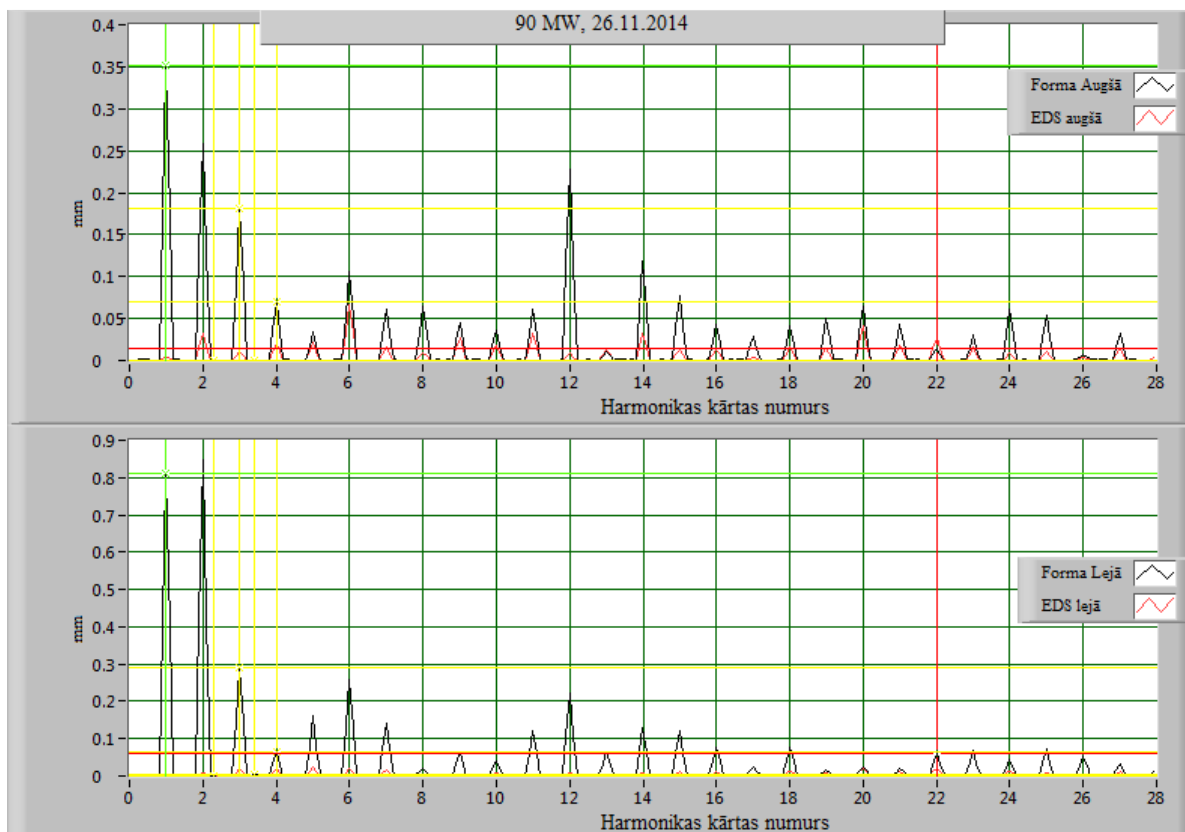
Brazīlijas pētnieki arī Marcus Eugenio S. De Almeida e Jose Carlos Borgmann, (2005) EDS cilpu ģenerēto signālu arī attēloja uz spektrālās diagrammas [39], un pētīja, vai rezultāts sakrīt ar kapacitīvā signāla spektru. Autori parādīja, ka spektrs no EDS cilpām nav tik uzskatāms, kā spektrs no rotora formas. EDS spektra harmonikām ir mazāka amplitūda, taču proporcionāli tās ir līdzīgas spektra harmonikām no kapacitīvā sensora.

Eksperiments pirmajā objektā 4.HA 2014. gada novembra formas mērījumam apstiprināja šo pieņēmumu. 7.4. att. dots rezultāts formas un EDS spektram pie SK 0 MVar. EDS 7.4. att. ir sarkans, gaisa spraugas spektrs — melns. Redzams, ka sarkanās līnijas harmonikas ir ar ļoti mazu amplitūdu, un nesniedz kvalitatīvu informāciju analīzei.



7.4. att. Pirmā objekta rotora formas un EDS spektra salīdzinājums režīmā SK 0 MVar

Režīmā bez aktīvās jaudas, tātad bez strāvas (SK 0 MVar), visas harmonikas no EDS cilpām (sarkana līnija) ir mazas, bet, pieslēdzot aktīvo jaudu, vairākas harmonikas pieaug. Rezultāts režīmā ar slodzi dots 7.5. att., kur EDS spektra harmonikas 6X un 20X ir ar lielāku amplitūdu. Šis secinājums var būt noderīgs turpmāk, analizējot tieši elektrisko un magnētisko disbalansu. Konkrēti, ieslēdzot aktīvo jaudu, augšējam devējam zīmīgi pieauga 6X, 11X, 14X, 20X un 22X harmonikas, bet devējam lejā nedaudz pieauga tikai 5X, 6X un 22X. Tas ļauj secināt, ka rotoram augšā elektriskais disbalanss ir lielāks nekā apakšā. Tātad, var novērtēt, cik liela ir elektriskā disbalansa ietekme, salīdzinot ar mehānisko.



7.5. att. Pirmā objekta rotora formas un EDS spektra salīdzinājums režīmā ar pilnu slodzi

Sadaļā parādīts, ka spektrālā diagnostika ir ātra un ērta metode, kā novērtēt rotora formu. Ar spektrālo analīzi kopējo novērtējumu var veikt arī, neizmērojot formu katram polam, taču šāda metodika der tikai rotoram bez defektiem. Defektu noteikšanai konkrētā pola vērtības ir svarīgas, jo ļauj noteikt nevienmērības cēloni.

Sadaļā secināts, ka, ja HA iepriekš nav konstatēti rotora formas defekti, kārtējai novērtēšanai var izmantot tikai dažus režīmus, tādus kā SK 0 MVAr un tukšgaita ar ierosmi.

7.6. Secinājumi

Šajā sadaļā ir izskatīta atbilde uz jautājumu: „Kā novērtēt rotora formu un gaisa spraugas nevienmērību?” Sadaļā parādīts, ka laika gaitā, parādoties labākai mērīšanas tehnikai, pieļaujamās vērtības gaisa spraugas nevienmērībai ir samazinājušās par 10 %.

Secināts, ka novērtējot GS nevienmērību pēc vibrācijas, var iegūt tikai aptuvenus rezultātus no vibrācijas turbīnas gultnī. Tomēr HA ar apmierinošu formu var būt paaugstinātas vibrācijas turbīnas gultnī, tāpēc tiešas sakarības starp rotora formu un vibrāciju nav. Gultņu vibrācijas spektra 1X harmonika var apstiprināt rotora ekscentricitāti, taču tad 1X jāpārsniedz normatīvos noteiktais robežlielums.

Secināts, ka vērtējot GS vidējo vērtību, novērtējums, ir labāks, nekā novērtējot atsevišķi rezultātus no augšējā un apakšējā devēja mērījuma. Šādi novērtēšanu ieteicams veikt, ja par pieļaujamo kritēriju izvēlas robežlielumus no standarta. Taču ilgtermiņā uzkrātie dati par polārās diagrammas izmaiņām var sniegt vairāk informācijas par HA uzvedību, nekā vidējās procentuālās novirzes palielinājums.

Uz otrā objekta 3.HA piemēra parādīts, ka, nomērot rotora formu, gaisa spraugu pirms un pēc remonta, var spriest par remonta kvalitāti. Gaisa spraugas spektrs ir īpaši ērts diagnostikas instruments, kad jānovērtē un jāsalīdzina hidroģeneratora stāvoklis pirms un pēc remonta, bet to var lietot arī regulāram HA monitoringam.

.

SECINĀJUMI UN PRIEKŠLIKUMI

Darbs satur risinājumus par uzdevumiem, kas tika izvirzīti, lai sekmīgi papildinātu Daugavas HES kaskādes HA vibrodiagnostiku ar gaisa spraugas monitoringu. Risinot šos uzdevumus, izstrādāti matemātiskie modeļi gan HA kopumā, gan atsevišķi gaisa spraugai, veikti gan teorētiski, gan uz eksperimentiem pamatoti aprēķini.

Darba uzdevumā ietilpa esošās gaisa spraugas mērīšanas metodikas piemēru izpēte un izvērtēšana, kuras laikā secināts, ka nomērot gaisa spraugu, var atklāt lielāko daļu defektu, ko var konstatēt, nomērot vibrāciju, tomēr labāk abus mērījumus veikt kopā, jo tie papildina viens otru, un ļauj precīzāk diagnosticēt HA defektu. 1. Nodaļā parādīts, ka statisks gaisa spraugas mērījums nenodrošina pilnvērtīgu HA diagnostiku, un vēlams gaisa spraugu mērīt dinamiski. 1. Nodaļā apkopoti biežāk aprakstītie iemesli gaisa spraugas nevienmērībai, un tie ir rotora un statora nevienmērīga konstrukcija, rotora vai statora ekscentricitāte, kā arī atsevišķu detaļu nodilums vai lūzums, kā arī ir apkopoti simptomi, kas liecina, ka vēlams veikt gaisa spraugas monitoringu, un tie ir paaugstināta gultņu vibrāciju vai vārpstas pārvietojušs, statora serdes vibrācija, konstrukcijas korozija vai īsslēgumi rotora tinumos, kā arī paaugstināta konstrukcijas elementu silšana.

Darba otrajā nodaļā veikta HA matemātiska modelēšana, ņemot vērā Daugavas HES HA konstruktīvās īpatnības, sadaļās par darba ratu un hidroģeneratora masu pamatots, kāpēc katrai rotējošai masai modelī jāapraksta četras kustības brīvības pakāpes, un sastādīti vispārīgie kustības vienādojumi matricu formā, apskatīti GEM modelēšanas piemēri. Secināts, ka matemātiskajam modelim nav pieļaujami gultņus modelēt kā cietus balstus vai vienu elastīgo elementu. Veikta matemātiska modelēšana atsevišķi radiālam un aksiālam sistēmas stingumam.

Nodaļā 3 ir aprēķinātas sistēmas pašfrekvences pēc vērpes un lieces svārstībām, un salīdzinātas dažādas metodes pašfrekvenču aprēķinam. Parādīts, kā mainās kritiskā rotācijas frekvence uz vērpi, atkarībā no bīdes moduļa un secināts, ka kritisko rotācijas frekvenču uz lieci aprēķinam jālieto datormodelēšana, kur balsti ir elastīgi, jo pieņēmums, ka balsti ir stingi, nepamatoti palielina lieces pašsvārstību frekvences rezerves koeficientu $2 \div 3$ reizes.

Ceturtajā nodaļā ir izstrādāts gaisa spraugas matemātiskais modelis un aprakstīti rotora un statora formas mehāniskie defekti. Secināts, ka eliptiska statora serde, gultņu nodilums un rotora disbalanss ir biežākie iemesli, kāpēc HA rodas statiskā ekscentricitāte, tādēļ nav

pieļaujams ģenerators statoru modelēt kā homogēnu gredzenu. Izskaitļots, ka nepietiekamu kompresijas spēku gadījumā statora serdes pašsvārstību frekvence var atrasties tuvu 100 Hz, kas var izraisīt rezonanses parādību.

Piektajā nodaļā ir aprakstīta magnētisko spēku ietekme uz hidroģeneratoru, kā arī apskatīta magnētisko spēku izraisītā statora serdes 100 Hz vibrācijas sasaiste ar gaisa spraugas nevienmērību. Pamatojoties uz vibrāciju aprēķinu no magnētiskā lauka secināts, ka rekonstrukcijas rezultātā palielināts ģenerators rievu skaits, taču vibrāciju subharmonikas, ko šāda konstrukcija ierosina, nav galvenais iemesls statora paaugstinātai vibrācijai. Konstatēts, ka ticamāks iemesls 100 Hz vibrācijai rekonstruētiem HA ir izolācijas bojājums starp statora serdes plāksnēm. Izpētīta gaisa spraugas nevienmērības un EDS saistība ar ģenerēta sprieguma kvalitāti.

Sestā nodaļa veltīta datorprogrammas koda izstrādei, kas ļautu nolasīt vibrāciju un gaisa spraugas mērījumu rezultātus eksperimentu laikā, kā arī tos pēc iespējas precīzāk apstrādāt. Secināts, ka korektam rezultātam nepieciešams reģistrēt vidējo vērtību no astoņiem rotora formas mērījumiem, kā arī parādīts, pēc kāda principa jāuzstāda signālu filtra augšējā un apakšējā robeža.

Darba septītajā nodaļā ir demonstrēti eksperimentālo mērījumu rezultāti diviem hidroagregātiem. HA ar Frensisa tipa turbīnu mērījumi veikti divreiz, 2014. gada martā un novembrī, un rezultāti gandrīz neatšķiras. HA ar Kaplāna tipa turbīnu mērījumi veikti pirms un pēc apkopes remonta, un rezultāti atšķiras. Izteikts priekšlikums, ka turpmākiem mērījumiem vēlams lietot četrus kapacitīvos devējus. Secināts, ka nav konkrēta režīma, kurā vislabāk veikt rotora formas mērījumus, jo diagnosticēt defektus vislabāk var, pētot atšķirību HA uzvedībā pie dažādiem režīmiem.

Astotajā nodaļā veikta eksperimentālo rezultātu novērtēšana un gaisa spraugas nevienmērības analīze. Novērtēšanas metodikas izstrādes laikā secināts, ka novērtējot vidējo vērtību, rezultāts būs labāks, nekā novērtējot vērtības atsevišķi rezultātam no devējiem augšā un lejā. Secināts, ka vidējo vērtību var lietot monitoringa laikā, bet diagnostikas mērķiem jāvērtē katrs pols augšā un lejā atsevišķi. Secināts, ka pilnvērtīgai novērtēšanai nākamajos eksperimentos vēlams veikt arī statora formas mērījumu. Parādīts, ka rezultātu polāro diagrammu vislabāk ir attēlot uz rotora spieķiem. Nodaļā izstrādāta jauna novērtēšanas metodika, kuras pamatā ir gaisa spraugas spektra analīze. Parādīts, ka dotā metodika ir ērts

instruments, kā novērtēt HA tehnisko stāvokļa izmaiņas laika gaitā vai pirms un pēc remontdarbiem.

Kopumā darbā ir aprakstīti konkrēti soļi, kā papildināt esošo vibrodiagnostikas programmu Daugavas HES kaskādē uzstādītajiem HA ar gaisa spraugas monitoringu. Darba rezultātus var izmantot turpmāk arī GEM modelēšanai datorprogrammās, nepārtrauktās monitoringa sistēmas plānošanai un datu analīzei, kā arī normatīvu ieviešanai HA gaisa spraugas nevienmērībai. Dotajā darbā nav apskatīta kavitācija un attiecīgā turbīnas lāpstu vibrācija, turbīnas un ģeneratora vibrāciju mijiedarbība, kā arī pamatu, uz kuriem konstruēta hidroelektrostacija, kvalitāte. Šīs ir tēmas, kurām ieteicams veltīt pētījumus Daugavas HES kaskādes HA turpmāk.

1. PIELIKUMS — DATORPROGRAMMAS KODS

Mērīšanas eksperimentam jāapstrādā dati, kas iegūti no National Instruments datu apstrādes un uzkrāšanas iekārtas uz PXI 1031 platformas ar 16-kanālu datu apstrādes karti 4498 un programmatūras paketēm Labview 8.5, Sound and vibration suite 5.0, National Instruments NI cDAQ-9188 moduļu šīnām ar diviem NI 9219 4-kanālu ADC moduļiem. Datu apstrādei izveidots kods uz National Instruments LabVIEW programmas. LabVIEW (no angļu val. „LabVIEW- Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench”) lasītāju uzbūvi apskatīti iepriekšējos darbos [18][41][42], kur ir aprakstīta principiāla shēma, kā notiek datu apstrāde. Dotajā darbā signālu apstrādes princips netiks vēlreiz izskatīts, bet būs doti daži blokshēmu piemēri konkrētā eksperimenta veikšanai.

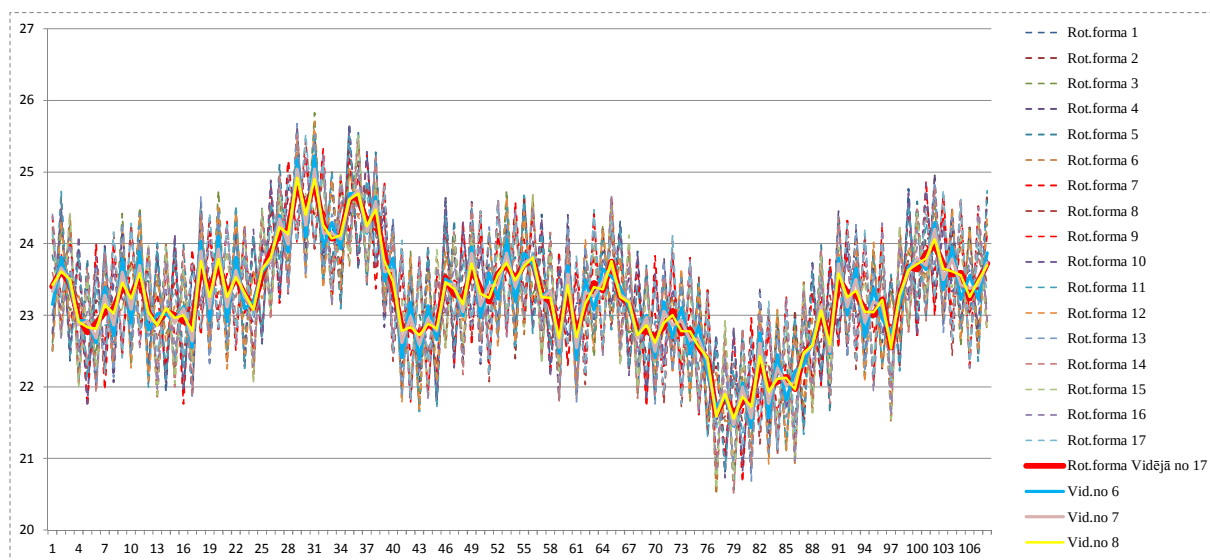
Svarīgākais solis korektai eksperimenta datu apstrādei ir filtra izvēle. Zemākā filtra robeža ir piesaistīta HA apgriezīgu frekvencei, savukārt augstākā filtra robeža ir 30÷40 Hz, jo tas ir diapazons, kurā darbojas novērtēšanas kritēriji [11]. Augstākai precizitātei filtra augstāko robežu var aprēķināt kā reizinājumu no apgriezīgu frekvences, vadaparāta lāpstiņu skaita, un darba ratu lāpstu skaita [116]. Par piemēru, pirmā objekta augstākā filtra robeža tad būtu 458.64÷529.2 Hz, taču novērtēšanas kritēriji tik augstām frekvencēm vēl neeksistē.

Izstrādājot kodu, jātiecas uz to, lai tas ietilptu uz vienas lapas, jo LabVIEW nav samazināšanas un palielināšanas funkcijas. Lai to panāktu, jāveido apakšuzdevumi, jeb apakšprojekti. Apakškomandu izveide ļauj būtiski uzlabot koda izskatu un pārskatāmību. Darba gaitā tika nodalīti lasītāji:

- 1) Pīķu nolasīšanai;
- 2) Spektra nolasīšanai;
- 3) Gaisa spraugas nolasīšanai.

Vairāk kodu piemēru var atrast iepriekšējās publikācijās [41][42].

Dokumentācijā norādīts, ka gaisa spraugas devēja precizitāte ir 5 %, jeb 1 mm [125], savukārt mērījumu laikā konstatēts, ka atšķirība starp mērījumiem (atkārtojamības kļūda) nav lielāka par 0.5 %. Lai sasniegtu tādu precizitāti, jāņem vidējā vērtība no astoņiem apgriezieniem. Grafiski uz P1.1. att. parādīti viena mērījuma 17 apgriezieni pēc kārtas:



P1.1. att. Rotora formas rezultāts vidējai vērtībai no 17 apgriezieniem

Sākotnēji mērījumos tika aprēķināta vidējā vērtība no 5 apgriezieniem, taču P1.1. tabulā parādīts, ka rezultāts ir pārāk atšķirīgs:

P1.1. tabula

Standartnovirzes aprēķins rotora formai

Apgrieziens pēc kārtas	1	2	3	4	5
Vidējā vērtība TG13.8kV	23.04229	23.0647	23.0445	23.06416	23.02297
Min. vērtība TG13.8kV	20.7737	20.599	20.8742	20.561	20.7828
Standartnovirze tg13.8kV	0.966773	1.004089	0.977611	1.009115	0.9789
Standartnovirze TG13.8kV 5 mērījumiem	0.982975				

Pēc formulas (P1.1) tika izrēķināts, ka 95 % ticamībai un B 5 % nepieciešams veikt 8 mērījumus [50]:

$$n = \left(\frac{z_{\alpha/2} \sigma}{B} \right)^2 \quad (P1.1)$$

Kur B — kļūdas robeža.

Piemēram, lai iegūtu B = 10 %, būs nepieciešams mērījumu skaits n = 100, attiecīgi, lai iegūtu B = 5 %, būs nepieciešams mērījumu skaits n = 400, lai iegūtu B = 3 % būs nepieciešams mērījumu skaits n = 1000, bet priekš B = 1 % jau ļoti liels mērījumu skaits n = 10000.

Sākotnējie optimālo apgrieziena skaita meklējumi tika veikti režīmā SK 0 MVar, un rezultāts no vidējām vērtībām parāda, ka režīmā „tukšgaita bez ierosmes” atšķirība ir mazāka. Spriežot pēc P1.2. tabulas, precīzākiem rezultātiem jāreģistrē 6÷8 apgriezieni. Var secināt, ka

5 apgriezieni ir par maz, lai iegūtu minimālo kļūdas procentu, taču vairāk par 8 apgriezieniem reģistrēt nav lietderīgi, jo tikai 9 pīķiem no 108 minimumi ir pie 12 ÷ 17 apgriezienu, kā parādīts P1.2. tabulā:

P1.2. tabula

Maksimālās novirzes aprēķins apgriezienu skaitam

Apgrieziens pēc kārtas	1	2	3	4	5	Vid.
Vidējā vērtība tg13.8kV	23.04229	23.0647	23.0445	23.06416	23.02297	27.04772
Min.vērtība tg13.8kV	20.7737	20.599	20.8742	20.561	20.7828	25.52326
Tukšgaita 13.8kV	-9.85%	-10.69%	-9.42%	-10.85%	-9.73%	-5.64%
slodze 52MW (salīdzin.)	-10.4%	-9.2%	-11.0%	-10.2%	-10.1%	-7.3%
Standartnovirze tg13.8kV	0.966773	1.004089	0.977611	1.009115	0.9789	0.987298
Standartnovirze tg13.8kV 5 mērījumiem	0.982975					
B	6.48%	Pēc MAX procentuālās novirzes				
Pie 95% confidence mērījumi	884.3355					
108 poliem nepieciešamais mērījumu skaits	8					

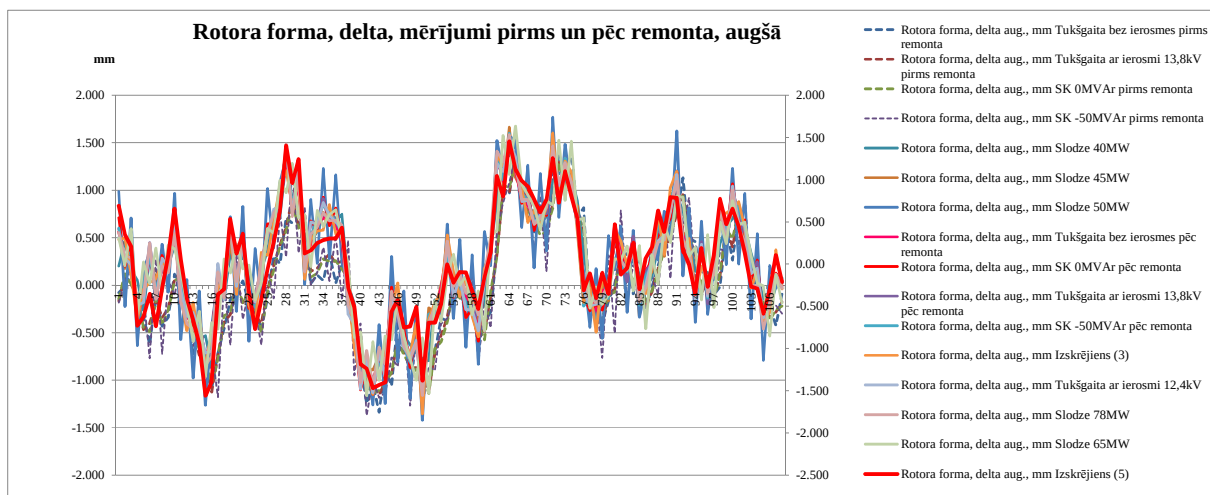
Apkopojot visus nomērītos režīmus un rotora formas standartnovirzes tajos (daži režīmi doti P1.3. tabulā, var teikt, ka korektam mērījumam nepieciešams ņemt vidējo vērtību no astoņiem apgriezieniem).

P1.3. tabula

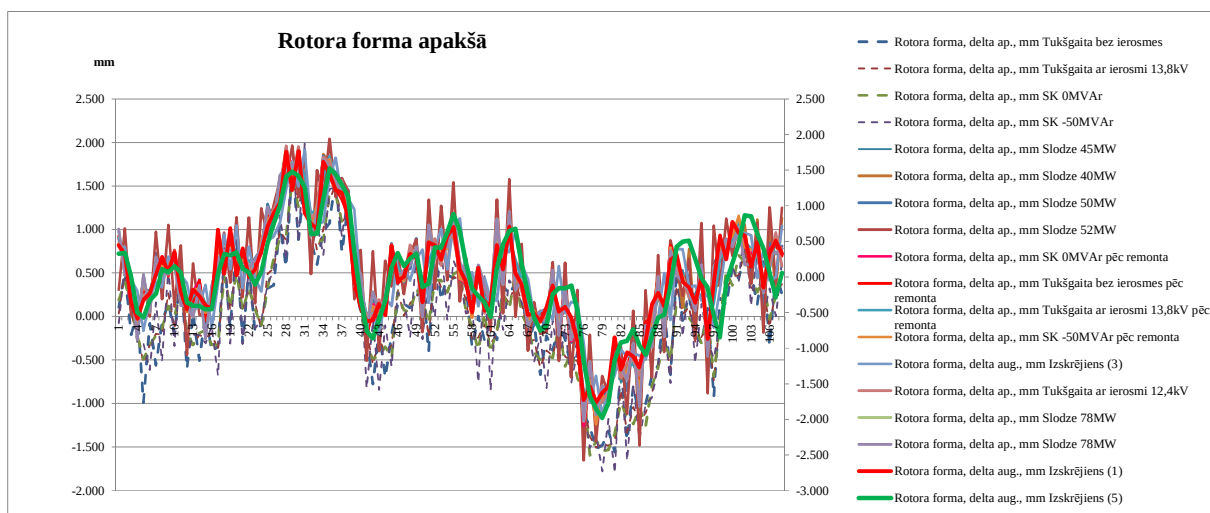
Apkopojums par nepieciešamo apgriezienu skaitu dažādos režīmos

Režīms FORMAI	Apgriezieni no (6.1) formulas	Apgriezieni, manuāli atrasts minimums
Tukšgaita bez ierosmes	6	6
Tukšgaita ar ierosmi 13,8kV	8	6–7
SK 0MVar	8	6–8
SK -59,5MVar	8	6
Slodze 52MW	8	6–8

Zemāk P1.2. att. un P1.3. att. parādīts, kā rotora forma (vidējā vērtība no astoņiem apgriezieniem) uz katra pola izskatās dažādos režīmos. Pirms remonta rotora forma attēlota ar raustītu līniju, pēc remonta — ar nepārtrauktu līniju:



P1.2. att. Rotor formas rezultāts no 8 apgriezieniem augšā



P1.3. att. Rotor formas rezultāts no 8 apgriezieniem lejā

No grafikiem P1.2. att. un P1.3. att. secināts, ka, apstrādājot vidējo vērtību no astoņiem apgriezieniem, var iegūt korektu gaisa spraugas rezultātu.

LITERATŪRA

- [1] LEK 084. 2005. Hidroagregātu ekspluatācijas noteikumi.
- [2] LEK 057. 2008. Metodiskie norādījumi hidroagregātu vibrāciju pārbaudēm.
- [3] Licence Nr. 11006. 2001. Nosacījumi Elektroenerģijas ražošanai.
- [4] ISO 10816-1:1995. Mehāniskā vibrācija — vibrāciju vērtējums, mērot uz nerotējošām daļām. Vispārīgie norādījumi.
- [5] ISO 10816-5:2000. Mehāniskā vibrācija — vibrāciju vērtējums, mērot uz nerotējošām daļām – Mašīnu kompleksi hidrospēkstacijās un sūkņu stacijās.
- [6] LVS ISO 7919-1. Bez turpatpakaļkustības mašīnu mehāniskā vibrācija. Rotējošu vārpstu mērījumi un vērtēšanas kritēriji. 1.daļa. Vispārējie norādījumi.
- [7] LVS ISO 7919-5. Bez turpatpakaļkustības mašīnu mehāniskā vibrācija. Rotējošu vārpstu mērījumi un vērtēšanas kritēriji. 5.daļa. Mašīnu kompleksi hidrospēkstacijās un sūkņu stacijās.
- [8] Guide for Erection Tolerances and Shaft System Alignment. 1989. Canadian Electrical Association, (CEA) (Guide technique-Division Études et Normalisation, VP Ingénierie HQ).
- [9] РД 34.31.3030-96. 1996. Методические указания по эксплуатационному контролю вибрационного состояния конструктивных узлов гидроагрегатов, Москва.
- [10] РД 34.20.501-95. 2000. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации, СПб: Десна, 352 lpp.
- [11] STO 17330282.27.140.001-2006. Methods for Evaluating the Technical Condition of Major Hydroelectric Plant Equipment (Krievu valodā: Стандарт ОАО РАО “Методики оценки технического состояния основного оборудования гидроэлектростанций”).
- [12] ГОСТ 5616-89. Генераторы и генераторы-двигатели электрические гидротурбинные. Общие технические условия.
- [13] ГОСТ 26945-86. Турбины гидравлические вертикальные. Общие технические требования.
- [14] ГОСТ 27528-87. Турбины гидравлические поворотно-лопастные, радиально-осевые. Типы. Основные параметры.
- [15] РТМ 108.020.11-85. Турбины гидравлические. Методика расчета вибраций гидроагрегатов (взамен РТМ 24.023.04-71, РТМ 24.020.11-72). НПО ЦКТИ.

- [16] Dirba J., Ketners K., Levins N., Pugačevs V. Transporta elektriskās mašīnas: mācību līdzeklis. – Rīga: Jumava, 2002. – 344 lpp.
- [17] Dirveiks A., Saveljevs P., Staltmanis I., Timmermanis K., Zviedris A. Angļu — latviešu enerģētikas un elektrotehnikas vārdnīca. – Rīga: Pētergailis, 1995. – 143 lpp.
- [18] Griščenko M. Hidroagregātu vibrāciju mērījumu apkopošana un apstrāde un rekomendācijas izstrāde darba režīmu ierobežošanai atkarībā no vibrācijām. Maģistra darbs. 2011. – 125 lpp.
- [19] Kepe O., Vība J. Teorētiskā mehānika. – Rīga: Zvaigzne, 1982. – 577 lpp.
- [20] Ranka G., Elektriskās mašīnas: mācību līdzeklis. – Rīga: Latvijas dzelzceļš, 1996. – 248 lpp.
- [21] O. Ozols, A. Strēķis, J. Vasermanis, A. Muižnieks. Teorētiskās mehānikas kurss. – Rīga: Latvijas valsts izdevniecība, 1966. – 616 lpp.
- [22] Al-Nuaimand N. A., Toliyat H. A. A novel method for modeling dynamic air gap Eccentricity in salient pole synchronous machines based on modified winding Function theory// IEEE Trans. Energy Conversion. – 1998. – Vol. 13, Nr. 2. – 156. – 162. pp.
- [23] Bajd T., Mihelj M., Lenarčič J., Stanovnik A., Munih M. Robotics.Vol. 43. – Springer Netherlands, 2010. – 152 p.
- [24] Broch J. T. Mechanical Vibration and Shock Measurements. – Denmark: Bruel&Kjaer, 1984. – 370 p.
- [25] Babaei M. et al. A detailed analytical model of a salient-pole synchronous generator under dynamic eccentricity fault// Magnetics, IEEE Transactions. – 2011. – Nr. 47.4. – 764.–771. pp.
- [26] Bajic B. A new generation of hydrounit monitors// HydroVision Conference. – Montréal, Québec, Canada, 2004.
- [27] Barnes M. J. Resolving Concrete Expansion Problems at Hydro Projects// Hydro Review. – 2000. – Volume 19, Nr. 3. – 26.–30. pp.
- [28] Bettig B.P, Han R.P.S. Modeling the Lateral Vibration of Hydraulic Turbine Generator Rotors// Journal of Vibration and Acoustics. – 1999. – Vol. 121. – 322.–327. pp.
- [29] Bettig B.P. Development of an Interactive Object-Oriented Program to Model Hydraulic Turbine-Generator Lateral Vibrations for Machine Health Monitoring. Master Thesis. University of Manitoba, Winnipeg, Canada, 1995. – 231 p.

- [30] Bissonnette M. R., Stevenson A., Wallman R. Case Studies of Problems Diagnosed Using On-Line Machine Monitoring on Hydro-Generating Machines// HydroVision, 2006.
- [31] Bissonnette M. R., Jackson L. 10 Case studies of on-line monitoring & diagnostics on hydroelectric machinery// Dobbie Conference, Boston MA, 1999.
- [32] Bomben S. G., Brian I. P. Pre-outage installation of the air gap monitoring system reduces outage time and saves money// User Conference on Machine Condition Monitoring, Orlando, Florida, USA –2001.
- [33] Bruzzese C., Giordani A., Rossiand A., Santini E. Synchronous generator eccentricities modeling by improved MWFA and fault signature evaluation in no load E.M.F.s and current spectra// International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion. – 2008. – 200.–205. pp.
- [34] Bruzzese C., Hong J., Lee S. B., Kraland C., Haumer A. Detection of air gap eccentricity for permanent magnet synchronous motors based on the d-axis inductance// Proc.of 2011 IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives. – 2011. – 378.–384. pp.
- [35] Canha D., Cronje W. A., Meyerand A. S., Hoffe S. J. Methods for diagnosing Static eccentricity in a 2 pole synchronous generator// IEEE PowerTech Conference, Lausanne. – 2007. – 2162.–2167. pp.
- [36] Casselman D., Eastman K., Bissonnette M. R. Generator On-line Monitoring at R.H. Saunders GS Interpretation and Application// Waterpower XII. – 2001.
- [37] Chadebec O., Bui V. P., Granjon P., Rouve L. L., LeBihan N., Coulomb J. L. Rotor fault detection of electrical machines by low frequency Magnetic stray field analysis// IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives. – 2005. – 1.–6. pp.
- [38] Chelvan I. T. Non-Invasive Detection of Air Gap Eccentricity in Synchronous Machines Using Current Signature Analysis. University of Victoria, ProQUEST Dissertation and Thesis. – 2012. – 219 p.
- [39] Eugenio D. A. M. S., Borgmann J. Carlos. Garantindo Precisao na Leitura da Vibricao de um Hidrogerador Atraves do Uso de Sensores de Proximidade Capacitivos, Rewritten by VibroSYSTEM as Capacitive vs. Eddy-Current Proximity Probes. – 2005.
- [40] Griscenko M., Elmanis-Helmanis R., Skopans U. Power generator mechanical faults effects on electric power quality// Proceedings of Electric Power Quality and Supply Reliability Conference. – Rakvere: IEEE, 2014. – 143.–147. pp.

- [41] Griscenko M., Kulikovskis G. Vibration monitoring of power generation systems, using built-in MATLAB functions for data analysis// Proceedings of LLU EFRD conference. – 2014. – 162.–167. pp.
- [42] Griscenko M., Elmanis-Helmanis R. Eccentricity of Slow-Speed Salient-Pole Generator: Analysis based on Air Gap Spectrum// Latvian Journal of Physics and Technical Sciences. – 2015. – Vol.52, Iss.1. – 26.–37. pp.
- [43] Guerrero J. H. C., Salinas D. O. Modelling and dynamic simulation of a salient-pole synchronous generator with eccentricity// Proceedings of 2010 Electric Power Quality and Supply Reliability Conference. – 2010. – Nr.182. – 99.–104. pp.
- [44] Guerrero J. H. C., Salinas D. O. Experimental analysis of eccentricity in salient-pole synchronous machines. Part I: prototype design, construction and tests// Proceedings of 2010 International Conf. On Advances in Energy Engineering. – 2010. – 5.–8. pp.
- [45] Gruwell D. R., Zeidan F. Y. Vibration and Eccentricity Measurements Combined with Rotordynamic Analyses on a Six Bearing Turbine Generator// Proceedings of the Twenty-Seventh Turbomachinery Symposium. – 1998.
- [46] Htsui J. S., Stein J. Shaft Signals of Salient-Pole Synchronous Machines for Eccentricity and Shorted-Field-Coil Detections// IEEE Trans. On Energy Conversion. – 1994. – Vol. 9., Nr. 3, – 572. –578. pp.
- [47] Kallaste A., Belahcen A., Kilk A., Vaimann T. Analysis of the eccentricity in a low-speed slotless permanent-magnet wind generator// Proceedings of 8th International Conference 2012 Electric Power Quality and Supply Reliability. – Tartu, 2012. – 47. – 52. pp.
- [48] Kangro R., Vaimann T., Kallaste A., Belahcen A. Air-Gap Eccentricity Analysis of Slow-Speed Slotless Permanent Magnet Synchronous Generator// Proceedings of Electric Power Quality and Supply Reliability Conference PQ 2014. – Rakvere, 2014. – 225. – 228. pp.
- [49] Karlsson M. et al. Rotor dynamic analysis of an eccentric hydropower generator with damper winding for reactive load// Journal of applied mechanics. – 2007. – Vol. 74.6. –1178. –1186. pp.
- [50] Keller G. Managerial statistics. – UK: South-Western Cengage Learning, 2012. – 899 p.
- [51] Krodkiewski J.M., Mechanical Vibration, Mechanics 4, Unit 2. – Australia: The University of Melbourne, 2008. – 247 p.

- [52] Lalanne M., Ferraris G. Rotordynamics Predictions in Engineering. – New York: John Wiley&Sons, 1998. – 600 p.
- [53] Lalonde F. Magnetic field measurement// Hydropower'92. – Rotterdam: Broch & Lysne, 1992. – 505.–510. pp.
- [54] Dorjee L. Analysing Inherent Vibration Problems of a Vertical Hydro-electric Turbine Machine. – India: University of Brunswick, ProQUEST Dissertation and Thesis, 2003. – 141 p.
- [55] Magic D., Bajic B., Dvekar D. Shaft vibration suppression by manipulating the poles// Proceedings of HydroVision Conference. Dubrovnik: Croatia, 2003.
- [56] Major C., Gilles A., Houle Y. Benefits of On-line Monitoring System in Operating and Refurbishing Generators at Rapide-des-Iles Powerplant// Proceeding of Conference Updating and refurbishing hydro powerplants VI. – Monreal, Canada, 1997.
- [57] Mechefske C.K, Stephens M.J, Turner G.A., Macdonald J.A., Palylyk R.A., Pollock R, Franklin D.E. A comprehensive condition monitoring system for hydro-electric generating units// INSIGHT. – 1994. – Vol. 36, No.4. – 238. –245. pp.
- [58] Metcalf G., Wallman R., White E. Dynamic air gap testing during recommissioning of units G-22, G-23 and G-24 at Grand Coulee Dam// VibroSystM Inc. Publications, 1997.
- [59] Metzker R. J. I., Bissonnette M. R., Tétreault A., Lin J. Avoiding major damage on a new hydrogenerator by monitoring air gap at Igarapava H.E.P.P.// VibroSystM Inc. Publications, 1999.
- [60] Moodie C. A. S. An investigation into the condition monitoring of large slow speed slew bearings. PhD thesis. – Univeristy of Wollongong, 2009.
- [61] Moore V. A. Experience with Large Hydro-Generators at Grand Coulee// Power Apparatus and Systems, IEEE Transactions. – 1983. – Vol. PAS-102, Iss.10. – 3265. – 3270. pp.
- [62] Moudy Howard. Hydro Generator Up Grades// North West Hydro Association Technical Seminar. – 2014, pieejams: <http://www.national-electric-coil.com>
- [63] Petermann J. E., Alley W. T., Harvison R. C. Alignment, Plumbing and Bearing Adjustments for Vertical-Shaft Hydroelectric Generating Units// IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems. – 1978. – Vol.:PAS-97, Iss.4. – 1208. –1216. pp.
- [64] Peterson G. W. Use of air gap monitoring to diagnose stator egg shape problem on Unit 7 at Thomson Falls Hydroelectric Plant// User Conference on Machine Condition Monitoring. – Orlando, Florida, 2001.

- [65] Pollock G.B., Lyles J.F. Vertical hydraulic generators experience with dynamic air gap monitoring// IEEE Transactions on Energy Conversion. – 1992. – Vol. 7, No. 4. – 660. –668. pp.
- [66] Rolim F., Tetreault A., Marshall R. Air gap monitoring system key element to correctly diagnose generator problems// II ENAM. – Brazil, 2004.
- [67] Okazaki S., Fujio N. Excessive Shaft Throw Problem Of Generators For Kpong Generating Station, VRA, Ghana// IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems. – 1983. – Vol.PAS-102, Iss.9. – 3226. –3231. pp.
- [68] Saeed R. A., Galybin A. N., Popov V. 3D fluid–structure modelling and vibration analysis for fault diagnosis of Francis turbine using multiple ANN and multiple ANFIS// Mechanical Systems and Signal Processing, Elsevier. – 2013. – Vol.34. – 259.–276. pp.
- [69] Sakuma P. M., Fogaça A. J. N., Nogarolli O. Salto caxias – a rotor rim shrinking problem detected by air gap monitoring system at commissioning //User Conference on Machine Condition Monitoring. – Orlando, Florida, USA – 2001.
- [70] Sawatani K., Kenzo S., Shigeru O. Stator Frame Deformation Problem in Large Diameter Hydro-Generators// IEEE Transactions on Energy Conversion. – 1986. – Vol.EC-1, Iss.1. – 33. –38. pp.
- [71] Silveira E., Campos A. T., Leite C., Soares M. Benefits of an on-line monitoring system installed in a hydrogenerators submitted to alkali-aggregate reaction effects// User Conference on Machine Condition Monitoring. – Orlando, Florida, USA – 2001.
- [72] Simond J. J., Xuan M. T., Wetter R., Keller S. A novel air-gap monitoring System for large low speed hydro-generators// Proceedings of IEEE Power Engineering Society General Meeting. – 2006. – 1. –8. pp.
- [73] Simond J. J., Xuan M. T., Wetter R. An Innovative Inductive Air-Gap Monitoring for Large Low Speed Hydro-Generators// Proceedings of the 2008 International Conference on Electrical Machines. – 2008. – Paper ID 760
- [74] Stone Greg C., Edward A. Electrical Insulation for Rotating Machines: Design, Evaluation, Aging, Testing, and Repair. – US: John Wiley & Sons, 2004. – 392 p.
- [75] Tabatabaei J., Faiz H., Lesaniand M., Nabavi-Razavi T. Modelling and simulation of a salient-pole synchronous generator with dynamic eccentricity using modified winding function theory// IEEE Trans. Magnetics. – 2004. – Vol. 40, No. 3. – 1550.–1555. pp.

- [76] Talas P., Toom P.O. Dynamic measurement and analysis of air gap variations in large hydroelectric generators// IEEE Trans. on Power Apparatus and System. – 1983. – Vol.PAS-102, No.9. – 3098.–3106. pp.
- [77] Talas P., Franklin D.E., Toom P.O., Palylyk R.A. Application of an On-Line Air Gap Monitor for Hydroelectric Generator Protection and Problem Diagnosis// IEEE Transactions on Energy Conversion. – 1987. – Vol.EC-2, Iss.4. – 526. –533. pp.
- [78] Taylor J.I. The Vibration Analysis Handbook, 2nd edition. – Tampa: Vibration Consultants, 2003. – 375 p.
- [79] Tétreault A. Wellington G. On-line Condition Monitoring Solutions for JIRAU and SANTO ANTÔNIO Hydroelectric Projects// VibroSystM Inc. Publications, 2001. <http://vibrosystem.com/wp-content/uploads/PA010-a.pdf>
- [80] Tennant Jeffrey J., 2001, Determination and correction of rotor and stator shapes using air gap monitoring system at Wells GS, User Conference on Machine Condition Monitoring, Orlando, Florida, USA –2001.
- [81] Tiirats T., Pabut O., Kallaste A., Herranen H., Naar H., Vaimann T. Analysis of Mechanical Vibrations Caused by Eccentricity in a Slow-Speed Slotless Permanent Magnet Generator// Proceedings of Electric Power Quality and Supply Reliability Conference. – Rakvere: IEEE, 2014. – 237. – 241. pp.
- [82] Timar P. L. Noise and Vibration of Electrical Machines. – NewYork: Elsevier Science, 1989. – 340 p.
- [83] Tiwari R. Analysis of simple rotor systems, Course Theory & Practice of Rotor Dynamics, Department of Mechanical Engineering, IIT Guwahati, 2008.
- [84] Toliyat H. A, Al-Nuaim N. A. Simulation and detection of dynamic air-gap Eccentricity in salient-pole synchronous machines// IEEE Trans. Industry Applications. – 1999. – Vol. 35, No. 1. – 86. –93. pp.
- [85] Trujillo J. A. Experience with air gap monitoring at the Rocky Mountain pumped-storage hydroelectric plant// User Conference on Machine Condition Monitoring, Orlando, Florida, USA, 2001.
- [86] Wallman R. ZOOM air gap monitoring at Thompson Falls GS// Electric Machines and Drives. – 1999. – 812.–814. pp.
- [87] Xianghui H. Diagnostics of air gap eccentricity in closed loop drive-connected induction motors. ProQUEST Dissertation and Thesis. 2005. – 131 p.

- [88] Yin R. K. Case study research, Design and Methods, Fifth Edition. London: SAGE publications, 2013. – 312 p.
- [89] Александров А.Е. Подпятники гидроагрегатов. – Москва: Энергия, 1975. – 289 с.
- [90] Андреев В.Б. Броновский Г.А., Веремеенко И.С. Справочник по гидротурбинам. – Ленинград: Машиностроение, 1984. – 495 с.
- [91] Бабаченко Ю. В., Авдюшенко А. Ю. Расчетное исследование радиальных сил, действующих на ротор радиально-осевой гидротурбины// Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2013. – Том 15, №4(2). – 547. – 552. с.
- [92] Барков А. В., Баркова Н. А., Азовцев А. Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. - Санкт-Петербург: СПбГМТУ, 1997. – 159 с.
- [93] Баркова Н.А., Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудования: Учеб. пособие. – Санкт-Петербург: СЕВЗАПУЧЦЕНТР, 2013. – 160 с.
- [94] Вольдек А. И. Электрические машины. Учебник для студентов высш. техн. учебн. заведений. – Ленинград: Энергия, 1978. – 832 с.
- [95] Владиславлев Л.А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций. - Москва: Энергия, 1972. – 176 с.
- [96] Владиславлев Л.А. Надежность гидротурбин. – Москва: Энергия, 1970. – 96 с.
- [97] Гальперин М.И. Монтаж и эксплуатация поворотных-лопастных гидротурбин. – Москва: Энергия, 1979. – 201 с.
- [98] Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. – Москва: Машиностроение, 2000. – 344 с.
- [99] Диментберг Ф.М., Шаталов К.Т., Гусаров А.А. Колебания машин. – Москва: Машиностроение, 1964. – 308 с.
- [100] Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. – Москва: Издательство Академии Наук СССР, 1959. – 248 с.
- [101] Иванченко И.П., Прокопенко А.Н.. Вибрационная диагностика гидротурбин. В кн. Диагностика турбинного оборудования электрических станций. Под ред. Л.А. Хоменка. – Санкт-Петербург: ПЭИПК. – 2004. – 223.–262. с.
- [102] Каялин П.Л. Опыт модернизации гидроагрегатов Плявиньской ГЭС// Гидротехническое строительство. – 2006. – №2. – 22.–26. с.

- [103] Ковалев Н. Н. Справочник по гидротурбинам. – Ленинград: Машиностроение, 1984. – 498 с.
- [104] Конаков А. А. Исследование вибраций лопастной и лопаточной частот в гидротурбинах// Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. – Санкт-Петербург: Издательство Политехнического университета, 2014. – 117. – 123. с.
- [105] Кривченко Г.И. Гидравлические машины. Турбины и насосы. Учебник для вузов. – Москва: Энергия, 1978. – 320 с.
- [106] Кальменс В. Я. Обеспечение вибронадёжности роторных машин на основе методов подобия и моделирования. – Санкт-Петербург: СЗПИ, 1992. – 373 с.
- [107] Кельзон Анатолий Саулович, Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин. – Ленинград: Машиностроение, 1977. – 288 с.
- [108] Кельзон А. С., Циманский Ю. П., Яковлев В. И. Динамика роторов в упругих опорах. – Москва: Наука, 1982. – 280 с.
- [109] Кучер В. Я. Вибрация и шум электрических машин, письменные лекции. – Санкт-Петербург: СЗТУ, 2004. – 55 с.
- [110] Лукьянов А.В. Классификатор вибродиагностических признаков дефектов роторных машин. Справочное пособие. – Иркутск: ИрГТУ, 1999. - 228 с.
- [111] Неклепаев Б.Н., Крючков И.П. Электрическая часть электростанций и подстанций. Справочные материалы для курсового и дипломного проектирования. – Москва: Энергоатомиздат, 1989. – 605 с.
- [112] Панов К.А. Экспериментальное исследование напряжений в лопастях РО турбин// Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. – Санкт-Петербург: Издательство Политехнического университета, 2014. – 152.– 160. с.
- [113] Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Ленинград: Машиностроение, 1976. – 320 с.
- [114] Петров Ю. В. Исследование вибраций статоров крупных гидрогенераторов, возбуждаемых силами магнитного притяжения. – Москва: ВНИИЭ, 1976. – 208 с.

- [115] Позняк Э. Л. Колебания роторов. В кн.: Вибрации в технике, в 6-ти т. – Москва: Машиностроение, 1980. – 130.–189. с.
- [116] Прокопенко А. Н. Расчётно – экспериментальное обоснование зависимости вибрационных характеристик гидроагрегатов от конструктивных и режимных факторов. – Санкт-Петербург: СПГПУ, 2014. – 221 с.
- [117] Пуцын Н.В. Оценка технического состояния гидротурбинного оборудования Иркутской ГЭС после сверхдлительного периода эксплуатации// Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. – Санкт-Петербург: Издательство Политехнического университета, 2014. – 173. – 183. с.
- [118] Розенберг Г.Ш., Мадорский Е.З., Таджибаев А.И. Вибродиагностика. – Санкт-Петербург: ПЭИПК, 2003. – 284 с.
- [119] Русов В. А. Спектральная вибродиагностика. – Пермь: НИИУМС, 1996. – 176 с.
- [120] Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств: Учебник для вузов. – Ленинград: Машиностроение, 1983. – 447 с.
- [121] Тиме В. А. Оптимизация технико-экономических параметров гидротурбин. – Ленинград: Машиностроение, 1976. – 272 с.
- [122] Урьев Е. В. Вибрационная надежность и диагностика турбомашин. Часть 1. Вибрация и балансировка. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2003. – 200 с.
- [123] Штерн Е. П. Справочник по эксплуатации и ремонту гидротурбинного оборудования. – Москва: Энергоатомиздат, 1985. – 259 с.
- [124] Шубов И. Г. Шум и вибрация электрических машин, 2-е изд. – Ленинград: Энергоатомиздат, 1986. – 208 с.
- [125] Gaisa spraugas mērišanas iekārta: http://www.meggitt.com/resources/meggitt-review-2012/pdf/Meggitt_Review_winter2011-12.pdf
- [126] GE Energy (2005). Condition Monitoring Solutions for Hydro. Pieejams: http://www.ge-mcs.com/download/monitoring/GEA13978_L.pdf
- [127] Alstom, 2008, General documentation for Power Hydro generators
- [128] MESA ASSOCIATES Inc, 2012, Best Practice Catalog. Pieejams: <http://hydropower.ornl.gov/docs/HAP/BestPracticeCatComp.pdf>
- [129] SKF Vibration Analysis Level II kursa konspekti.

- [130] Patents Nr. US 7,064,559 B2, 2006, Marc Bissonnette, Jean Pronovost, Marius Cloutier, pieejams:
[https://www.google.com/patents/US7064559?dq=ininventor: %22Marius+Cloutier %22&hl=en&sa=X&ei=MJzAVPfkEsfnywP4uoLoAw&ved=0CDgQ6AEwBDgK](https://www.google.com/patents/US7064559?dq=ininventor:%22Marius+Cloutier%22&hl=en&sa=X&ei=MJzAVPfkEsfnywP4uoLoAw&ved=0CDgQ6AEwBDgK)
- [131] Patents Nr. 4,675,670, 1987, Francois Lalonde, Jean Marc Bourgeois, Marius Cloutier, pieejams:
https://www.google.com/patents/US4675670?dq=4,675,670,+1987&hl=en&sa=X&ei=XYH9VMtxyf_LA_7_gKgI&ved=0CB4Q6AEwAA
- [132] Гандшу В.М. Модернизация возбuditелей синхронных генераторов, Pieejams
<http://elcut.ru/publications/gandshou4.pdf> [Lasīts 21.11.2014]