



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
INSENERITEADUSKOND
Ehituse ja arhitektuuri instituut

**MASINA VUNDAMENDI MODELLEERIMINE,
ARVUTAMINE JA ANALÜÜS**

**MODELLING, CALCULATION AND ANALYSIS OF THE
MACHINE FOUNDATION
MAGISTRITÖÖ**

Üliõpilane: Rauno Verbitskas

Üliõpilaskood 122090

Juhendaja: Aldur Parts, Lektor

(Tiitellehe pöördel)

AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

Lõputöö alusel ei ole varem kutse- või teaduskraadi või inseneridiplomit taotletud.

Kõik töö koostamisel kasutatud teiste autorite tööd, olulised seisukohad, kirjandusallikatest ja mujalt pärinevad andmed on viidatud.

"....." 202.....

Autor:

/ allkiri /

Töö vastab bakalaureusetöö/magistritööle esitatud nõuetele

"....." 202.....

Juhendaja:

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

"....."202... .

Kaitsmiskomisjoni esimees

/ nimi ja allkiri /

Lihtlitsents lõputöö reprodutseerimiseks ja lõputöö üldsusele kättesaadavaks tegemiseks¹

Mina Rauno Verbitskas (19.02.1988)

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose, Masina vundamendi modelleerimine, arvutamine ja analüüs,

mille juhendaja on Aldur Parts

1.1 reprodutseerimiseks lõputöö säilitamise ja elektroonse avaldamise eesmärgil, sh Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogusse lisamise eesmärgil kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;

1.2 üldsusele kättesaadavaks tegemiseks Tallinna Tehnikaülikooli veebikeskkonna kaudu, sealhulgas Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogu kaudu kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni.

2. Olen teadlik, et käesoleva lihtlitsentsi punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile.

3. Kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest ning muudest õigusaktidest tulenevaid õigusi.

¹*Lihtlitsents ei kehti juurdepääsupiirangu kehtivuse ajal, välja arvatud ülikooli õigus lõputööd reprodutseerida üksnes säilitamise eesmärgil.*

_____ (allkiri)

_____ (kuupäev)

Ehituse ja arhitektuuri instituut

LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

Üliõpilane: Rauno Verbitskas, 122090..... (nimi, üliõpilaskood)
Õppekava, peeriala: EAXM15/15, Hooned ja rajatised..... (kood ja nimetus)
Juhendaja(d): Lektor, Aldur Parts, 6202410..... (amet, nimi, telefon)
Konsultant:(nimi, amet)
..... (ettevõtte, telefon, e-post)

Lõputöö teema:

(eesti keeles) Masina vundamendi modelleerimine, arvutamine ja analüüs

(inglise keeles) Modelling, calculation and analysis of the machine foundation

Lõputöö põhieesmärgid:

1. Aru saada võnkumise olemusest konstruktsioonidest
2. Tutvuda masina vundamendi arvutusmeetoditega
3. Arvutada ja analüüsida konkreetsete andmete põhjal üks masina vundament

Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Võnkumise olemusega tutvumine lihttala näitel	30.09.2022
2.	Masina vundamentide arvutusmetoodikatega tutvumine	31.10.2022
3.	Kirjalikus osas sissejuhatus, lähteülesande kirjutamine	11.11.2022
4.	Kirjalikus osas teoreetilise osa kirjutamine	18.11.2022
5.	Konkreetse näite mudelarvutus ja lihtsustatud kontroll analüütilise arvutustega	25.11.2022
6.	Kirjalikus osas arvutuste osa kirjutamine	02.12.2022
7.	Joonised, kokkuvõtte ja lõplik valmimine	16.12.2022

Töö keel: ...eesti keel/..... **Lõputöö esitamise tähtaeg:** ".....".....202...a

Üliõpilane: Rauno Verbitskas ".....".....202...a
/allkiri/

Juhendaja: Aldur Parts ".....".....202...a
/allkiri/

Konsultant: ".....".....202...a
/allkiri/

Programmijuht: ".....".....202...a
/allkiri/

Kinnise kaitsmise ja/või lõputöö avalikustamise piirangu tingimused formuleeritakse pöördel

SISUKORD

EESSÕNA	7
Lühendite ja tähiste loetelu	8
SISSEJUHATUS	10
Töö vajalikkus.....	10
Töö eesmärk.....	10
Töö käik.....	10
1 TÖÖ ÜLESANNE	12
1.1 Seadme tööpõhimõte	12
1.2 Ventilaatori andmed	13
1.2.1 Staatilised lähteandmed	15
1.2.2 Dünaamilised lähteandmed.....	15
1.3 Pinnase andmed	16
2 TEOREETILINE OSA.....	18
2.1 Staatiline analüüs	18
2.2 Konstruktsiooni võnkumine	18
2.2.1 Omavõnkesagus.....	18
2.2.2 Materjali sumbuvus	19
2.2.3 Sundvõnkumine	21
2.2.4 Modaalanalüüs.....	23
2.2.5 Resonants	24
2.3 Pinnas dünaamilise koormuse korral.....	25
2.3.1 Pinnasevedrud	26
2.3.2 Nihkekiirus	27
2.3.3 Pinnase sumbuvus.....	28
2.4 Masinate parameetrid.....	31
2.4.1 Masina dünaamilised koormused	31
2.4.2 Rootori ekstsentrilisus	32
2.4.3 Tasakaalust väljas jõud	32
2.4.4 Tasakaalust väljas jõud käivitamise ja väljalülitimise ajal.....	32
2.4.5 Häda- ja rikkeolukorras koormused	33
2.4.6 Laagrite rikkeolukorra jõud.....	33
2.4.7 Lühiajalised pöördjõud	33
2.4.8 Liikuva osa purunemisel tekkivad jõud	33
3 Arvutusmudel.....	34
3.1 Mahulised elemendid.....	34
3.2 Esialgse vundamendi geomeetria	35

3.3 Pinnase kirjeldamine	36
3.4 Pinnasevedrude arvutus	37
3.5 Pinnase sumbuvus	38
3.6 Staatiline kontroll	39
3.7 Koormused	39
3.7.1 Vundamendi omakaal	39
3.7.2 Seadmete kaal	40
3.7.3 Dünaamilised koormused	40
3.8 Koormuskombinatsioonid	41
3.9 Staatilise arvutuste tulemused	42
3.10 Vajalike armatuuride koguse arvutamine	45
3.11 Dünaamiline arvutus	46
3.12 Modaalanalüüs.....	47
3.13 Harmooniline analüüs	49
3.14 Ajaline analüüs (Time history analysis)	51
4 Vundamendi optimeerimine.....	54
4.1 Optimeerimine, variant 2.....	54
4.2 Optimeerimine, variant 3.....	56
4.3 Variantide võrdlus.....	58
5 Arvutustulemuste kontroll.....	60
5.1 Lähteandmed	60
5.2 Pinnasesurve.....	61
5.3 Ekstsentrilisused.....	61
5.4 Pinnase omadused	63
5.5 Masina koormuste ja vundamendi inertsimomentide arvutus	64
KOKKUVÕTE	68
SUMMARY.....	70
6 Kasutatud kirjandus	72

EESSÕNA

Lõputöö teema sai välja valitud seoses Norte OÜ-s tekkinud tööülesandele. Imaveresse rajatavale Fibenol katsetehasele oli vaja projekteerida masina vundamendid. Töö eesmärgiks oli aru saada masina vundamendi dünaamilisest arvutusest ning leida viise kuidas maksimaalselt optimeerida vundamendi mahtu. Töö esimeses osas on kirjeldatud lähteandmed nii vundamendile mõjuvatest koormustest kui ka pinnaseomadustest. Lisaks on teoreetiline osa, kus põhiliselt kirjeldatakse konstruktsiooni võnkumist ning pinnast dünaamilise koormuse korral. Teises osas lahendatakse konkreetne masina vundamendi ülesande, kus tehakse nii staatiline kui dünaamiline kontroll. Edasi leitakse võimalusi vundamendi mahu optimeerimiseks.

Sooviks tänada kolleege enda ettevõttest OÜ Norte paindliku töögraafiku võimaldamise eest. Mudelarvutuste tegemisel aitas mind kolleeg Kristjan Põldsalu. Lisaks soovin tänada ettevõtet OÜ Fibenol vajalike lähteandmete jagamise eest ning lõputöö juhendajat lektor Aldur Partsi suure abi eest.

Masina vundament, võnkumine, dünaamiline arvutus, resonants, magistritöö.

Lühendite ja tähiste loetelu

A_i – pindala;

B – vundamendi laius, m;

c' – efektiivnidusus, kPa;

c_i – sumbuvuse konstant, kNsec/m;

c_{ti} – kriitiline sumbuvus, kNsec/m;

D_i – sumbuvistegur;

D_{pinnas} – mõjuva ja maksimaalse lubatava koormuse suhe;

d – kasuskõrgus;

E_0 – ülddeformatsioonimoodul, MPa;

e – ekstsentrilisus, radiaalne kaugus gravitatsiooni tsentrist pöörleva massi tsentrisse, m;

F_i – Vundamendile mõjuv jõud, kN;

f_{yk} – armatuurterase normtugevus;

f_{ctm} – betooni keskmine tõmbeugevus MPa;

f_m – sundvõnkesagedus, Hz, p/s;

f_i – omavõnkesagedus, Hz, p/s;

G – nihkemoodul, kN/m²;

g – raskuskiirendus, m/s²;

I_{ii} – inertsimoment, m⁴;

k – keha jäikus;

k_d – dünaamikategur;

k_{ti} – kriitiline pinnasevedru ,kN/m;

k_i – sängitusmoodul/vedru jäikus, kN/m³;

L – vundamendi pikkus, m;

m – keha mass, kg;

q_i – pinnasesurve

R – sisehõõrdumisest tekkiv jõud, kN;

r_0 – vundamendi aluse all pinnasega kontaktala raadius, m;

r – konstruktsiooni sisehõõrdetegur;

T – üheks täisvõnkeks kulunud aeg, s;

t – vaadeldav aeg, s;

V – ruumala m³;

v_s – nihkekiirus, m/s;

W_i – koormus, kN;

γ – mahukaal, kN/m³;

σ – sumbetegur;

ϕ' – efektiivsisehõõrdenurk, °;

ω_i – omavõnkesagedus radiaanides, rad/s;

ω_0 – sundvõnkesagedus radiaanides, rad/s;

μ – Poisson'i tegur;

ρ – pinnase tihedus, kNsec²/m⁴.

SISSEJUHATUS

Töö vajalikkus

Euroopa liidus suurenevate saastennormide ning rohepöörde tõttu on tänapäeval üha olulisem kohal konstruktsioonide optimeerimine. Masina vundamendi projekteerimisel on lisaks staatilisele kontrollile vajalik ka dünaamiline kontroll. Laialt levinud on siiski lihtsustatud meetodid nagu näiteks võtta vundamendi kogumass 3-5 korda suurem masina massist. [1] Dünaamilise võnkumise kontroll annab võimaluse kontrollida lihtsustatud meetodi õigsust ja vajadusel optimeerida vundamendi suurust ning sellega vähendada keskkonnale mõjuvat jälge. Samas võimaldab ka täpsemalt kontrollida, et masina, vundamendi ja pinnase süsteemi koostöö vastaks lubatud normidele.

Töö eesmärk

Töö eesmärk on teha läbi masina vundamendile dünaamiline arvutus ning leida mahuliselt võimalikult optimaalne lahendus. Kontrollitakse, et vundamendi siirded püsiksid lubatud tasemel ja lisaks võrreldakse omavõnkesagedusi sundvõnkesagedustega et näha võimalikke resonantsiohte. Piirnormideks on kasutatud VDI 2056, ja DIN4024 standardeid. Lihtsustatult öeldes masina vundament projekteeritakse nii, et dünaamilised jõud peavad olema suunatud läbi vundamendi pinnasesse nii, et kõikvõimalikud kahjustavad tegurid oleks elimineeritud. [2]

Töö käik

Töö esmaseks ülesandeks on aru saada võnkumise olemusest ning teha esmased arvutused lihttalaga. Seejärel uurida olemasolevaid vundamentidele tehtuid näited võnkeanalüüsist [1] ning proovida tekitada sarnane olukord ja saavutada sarnased tulemused. Vundamendi staatiliseks ja dünaamiliseks analüüsiks on vajalik tutvuda järgnevate probleemidega ning leida neile arvutuslikud lahendused:

- Pinnaseparameetrite leidmine Richart-Whitman-i teooria abil [3];
- Koormuste ja koormuskombinatsioonide koostamine Robot programmis;
- Staatilised arvutused, vundamendi ja pinnase pingete kontroll;

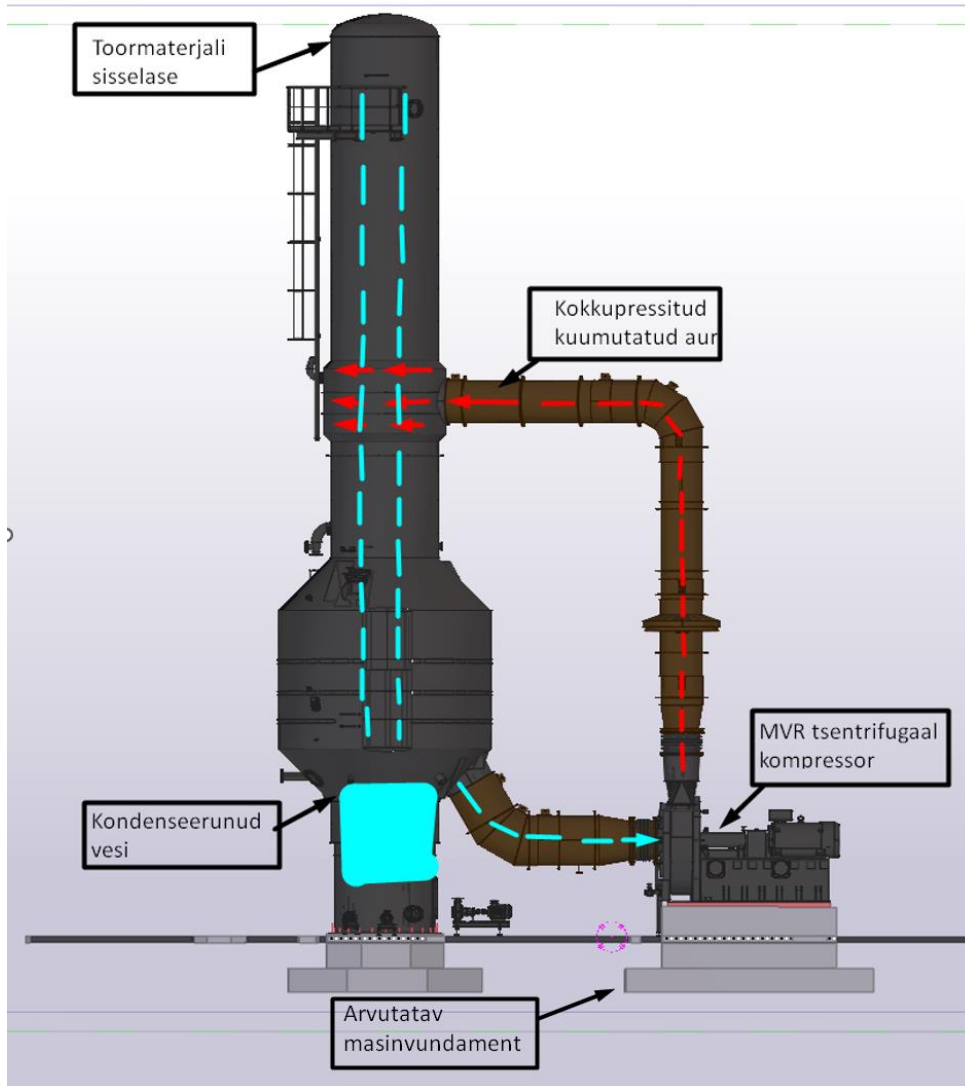
- Omavõnkesageduste leidmine ning lubatud siirete kontrolli sundvõnkumist arvesse võttes;
- Vundamendi suuruse optimeerimine ning optimeeritud vundamendile eelnevad arvutused;
- Analüütilised arvutused kontrolliks.

Kõik mudelarvutused tehakse Robot Structural Analysis 2022 programmis. Jooniste tegemisel on kasutatud Tekla Structures 2021 programmi ning lihtsamad skeemid vormistatakse Autodesk Autocad 2020-s. Analüütilised arvutused on teostatud vastavalt K.G. Bathia käsiraamatu „Foundations for industrial machines“ [1] valemite ja näidete põhjal, et kontrollida mudelarvutuse tulemusi.

1 TÖÖ ÜLESANNE

1.1 Seadme tööpõhimõte

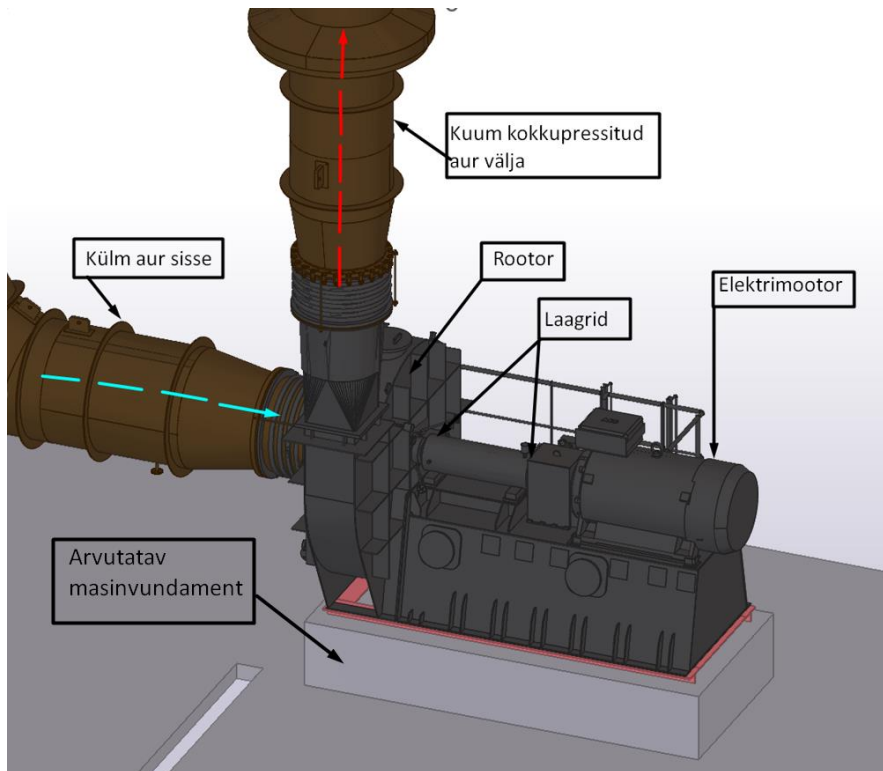
Masin, millele vundament rajatakse on ingliskeelse nimetusega „MVR evaporator“ (mechanical vapour recompression), mis on tõlkes mehaaniline aurustusprotsessi rekompresioon. Ülaosast lisatakse vedelik torudesse, millele lisatakse kuuma auru väljastpoolt torusid, seejärel tekib aurustumisprotsess ning suurema kontsentratsiooniga vedelik millest on veeaur osaliselt eemaldunud viiakse mööda torusid edasi järgmisse kambrisse. Kuumutamiseks kasutatud vedelik/aur kukub seadme alla ossa ning imetakse läbi ventilaatori. Ventilaator on suhteliselt kiire pöörlemissagedusega ning seda läbides vedelik soojeneb ja aurustub ning liigub uuesti ülespoole et soojendada torudes olevat vedelikku. Selline protsess on väga energiatõhus ning ainuke energiakulu on elektrimootorile kuluv energia. Arvutatav näide on koostatud Imaveresse rajatud katsetehase põhjal. Seal on eraldi hoone, kus on aurustusprotsessi vajalik et suhkrulahusest eraldada vett ja suurendada seeläbi kontsentratsiooni. Suurendatud kontsentratsiooniga vedelik suunatakse ühte kambrisse ning eraldunud vesi puhastatakse ning saadetakse uude ringlusse.



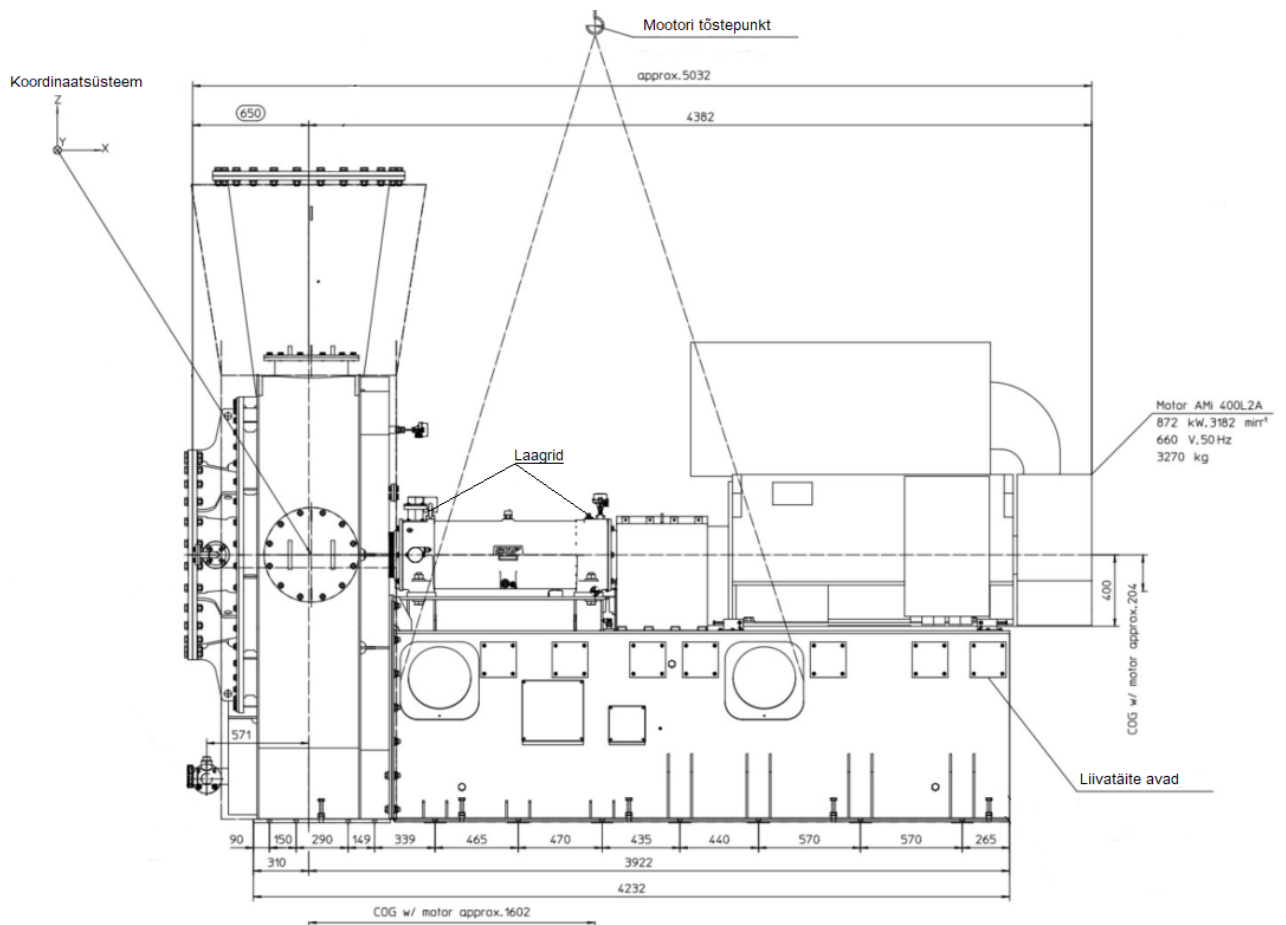
Joonis 1.1 MVR auruti tööpõhimõte

1.2 Ventilaatori andmed

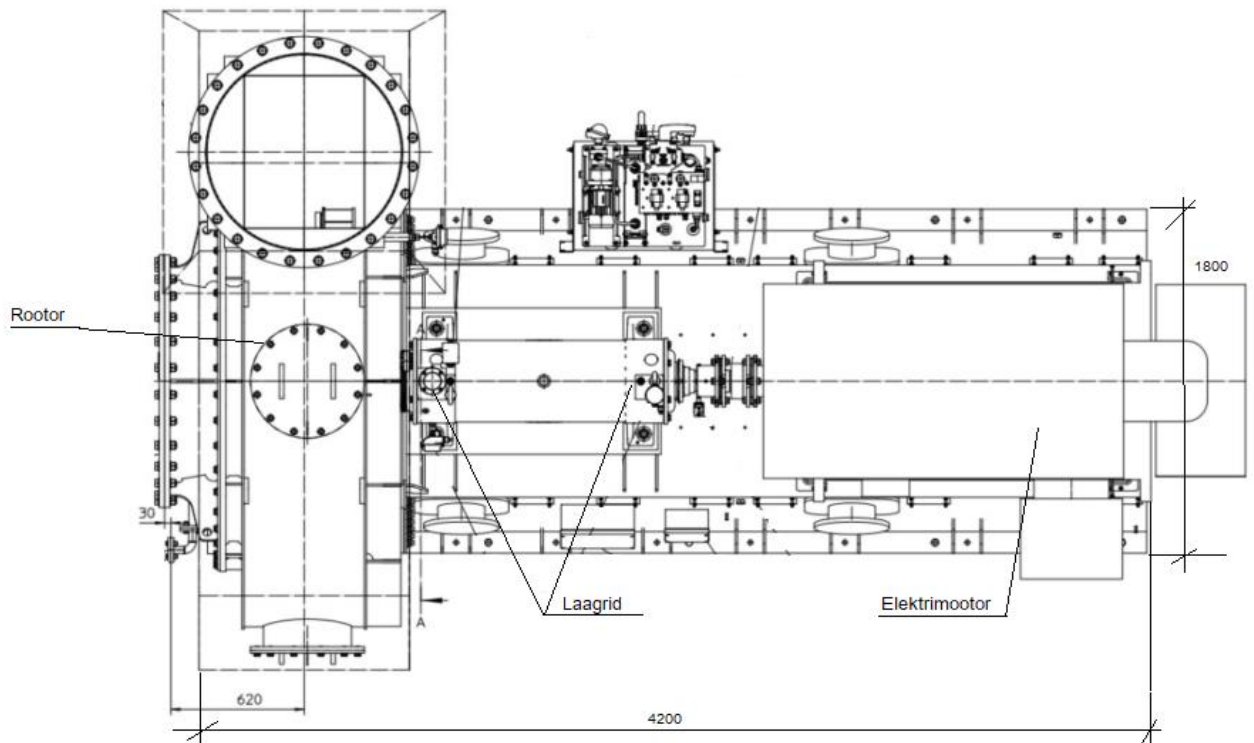
Ventilaatori andmed jaotuvad kaheks: staatilised (tabel 1.1) ja dünaamilised (tabel 1.2) koormused. Lisaks ventilaatori omakaalule tuleb arvestada ventilaatori töötamisest tekkivaid dünaamilisi koormuseid. Ventilaatori elektrimootor tekitab pöörliikumise, mis kantakse edasi rootorile. Rootorisse tuleb jahenenud veeaur, mis pöörliikumise jõul pressitakse kokku ja kuumutatakse. Kuumutatud veeaur liigub üles uude ringlusesse. Tööprotsessi käigus tekivad dünaamilised jõud: pöörlemise ekstsentrilisus, käivitamise- lühiajaline kiirendus.



Joonis 1.2 MVR ventilaatori skeem



Joonis 1.3 MVR mootori eestvaade



Joonis 1.4 MVR mootori pealtvaade

1.2.1 Staatilised lähteandmed

Seadmete kogumass vundamendile on $W_{seadmed} = 112 \text{ kN}$.

Tabel 1.1 Staatilised koormused

Staatilised koormused		
Koormus koos liivatäitega	Mootori koormus	Pöörlevate elementide koormus
Z[kN]	Z[kN]	Z[kN]
-85	-16	-11

1.2.2 Dünaamilised lähteandmed

Ventilaatori pöörlemissagedus on $f_m = 3185 \text{ p/min} = 53,1 \text{ Hz (p/s)}$. Dünaamilised koormused on toodud allpool tabelis 1.2.

Tabel 1.2 Dünaamilised koormused

Dünaamilised koormused					
Koormus-olukord	Pöörde-moment	Pöörlemise ekstsentrilisusest, tavaolukord	Pöörlemise ekstsentrilisusest, avariiolekord	Käivitamis-kiirendus	Lühiajaline kiirendus
Koormused suund	Z[kN]	Z[kN]; Y[kN]	Z[kN]; Y[kN]	Z[kN]	Z[kN]
I-II	-1,74	-2,3	-14	-10,4	-20,9
II-III	1,74	2,3	14	10,4	20,9

1.3 Pinnase andmed

Pinnase andmed on võetud puuraugust vundamendi paigutatava koha lähedalt. Pinnas koosneb pealmisest mullakihist, kruusa ja rohke liivaga savimöll ning nõrk lubjakivi.

Vastavalt geoloogia uuringule on vajalikud pinnased 5 ja 7 kirjeldatud järgmiselt:

Kiht 5. Rohke liivaga savimöll / kruusaga ja rohke liivaga savimöll (moreen, gIII). Liustikutekkeline moreenpinnas levis kogu uuringualal 1,10...2,00 meetri paksuse kihina. Moreen lamab täitepinnase (kiht 2), mulla (kiht 3) või jääjõelise möllise peenliiva (kiht 4) all, maapinnast 0,35...1,60 meetri sügavusel, abs. kõrgustel 62,95...64,15 meetrit. Moreenpinnas koosneb rohke liivaga savimöllist kuni kruusaga ja rohke liivaga savimöllist, mis on kollakaspruuni või pruuni värvi, väheplastne, poolpehme kuni sitke ja sisaldab kruusa kuni 20%. Puuraukudes BH-3 ja BH-6 oli moreenpinnas reostunud. Reostunud moreen oli üldjuhul halli, pruunikashalli või hallikaspruuni värvi ja iseloomuliku lõhnaga. Reostus oli tugevaim puuraugu BH-3 alaosas, kus moreen oli tumehalli värvi ja reostunud pinnase lõhn oli märgatavalt intensiivsem.

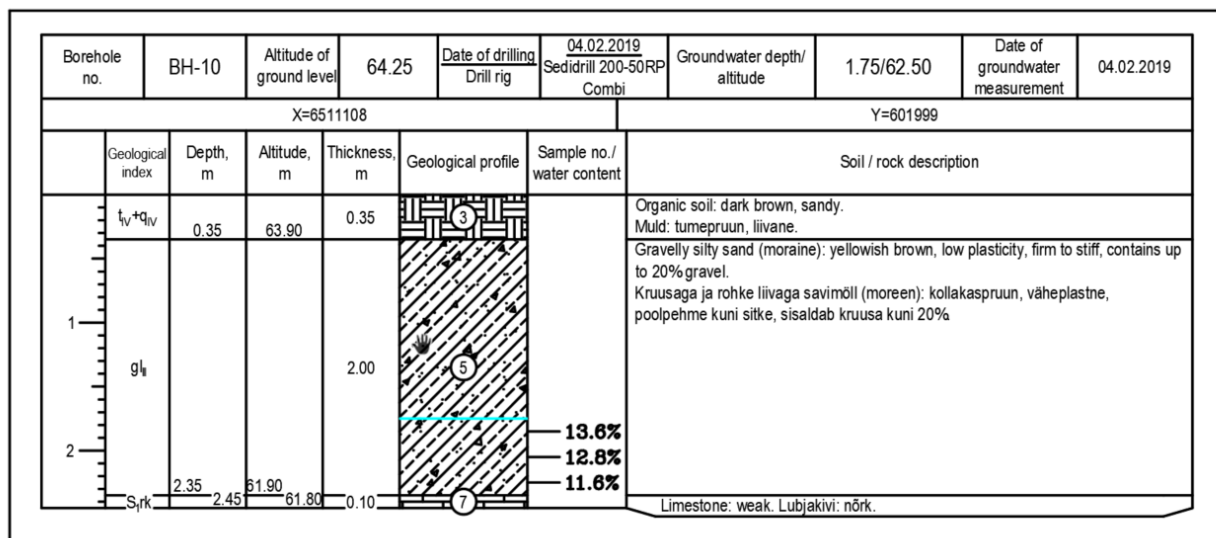
Kiht 7. Lubjakivi: nõrk (S₁rk). Lubjakivi nõrk osa esines kõikides puuraukudes. Puuraukude BH-1...4 ja BH-7...8 alal oli kihi paksus 1,00...2,05 meetrit. Puuraukudes BH-6...7 ja BH-9...12 läbiti kiht 0,10 meetri ulatuses. Nõrk lubjakivi lamab loodusliku moreeni (kiht 5) või murenenud lubjakivi (kiht 6) all, maapinnast 2,15...2,80 meetri sügavusel, abs. kõrgustel 61,70...62,20 meetrit. Puuraugu BH-4 alal oli kiht kohati tugevalt reostunud ja kohati murenenud. Murenemine on tõenäoliselt tingitud reostusest. Kiht on üldiselt kollakasbeeži värvi, väga õhukese kuni

õhukesekihiline ja sisaldab hallikaid dolomiidistunud sooni. Lisaks esineb kuni 0,15 meetri paksuseid kavernoosseid ja liivaseid vahekihte.

Allpool on lõige puuraugust joonis 1.5 ning tabel 1.3 pinnase normatiivsete näitajatega.

Tabel 1.3 Pinnase andmed

Kihi nr. pinnas	5	7
Pinnase näitaja	Kruusaga ja rohke liivaga savimõll (moreen, gIII)	Lubjakivi nõrk (S _{1rk})
Ülddeformatsioonimoodul E_0 , MPa	12	
Efektiivsisehõõrdenurk ϕ' , °	33	
Efektiivnidusus c' , kPa	4	
Kuivmahukaal γ_d , kN/m ³	19,5	
Looduslik mahukaal γ , kN/m ³	22,1	22



Joonis 1.5 Pinnase puuraugu lõige

Üldiselt on piirkonna külmumissügavus 1,4 m, lumest lahti hoitavatel teedel ja platsidel võib talvel pinnas külmetada kuni 2,0 m sügavuseni. Kõik välja eraldatud kihid on külmatundlikud. Suuremate sadude ja lumesulamise järgselt võib looduslikul moreenil asuvatesse kihtidesse koguneda ajutine ülavesi, mis püsib kuni 30 päeva. Seetõttu ei tohi vundamendi kaevikut lasta vee alla ning lisaks ei tohi vahetult vundamendi all olevat moreeni kihti läbi külmuda. Selleks tuleks kas vundament soojustada või kaevata moreeni kiht tervenisti välja ja täita killustikuga.

2 TEOREETILINE OSA

2.1 Staatiline analüüs

Staatiline analüüs on vajalik, et kontrollida vundamendi enda sisejõude väliskoormusest ning lisaks pinnases tekkivaid pingeid. Kuna vundament on suhteliselt massiivne keha, siis enda paindepinged on suhteliselt väikesed ja uurima peab pigem pinnases tekkivaid pingeid. Neid leitakse läbi etteantud masina koormuste ning ka vundamendi omakaalu. Tekitatakse erinevad koormuskombinatsioonid, kus kasutuspiirseisundi koormustega vaadeldakse maksimaalseid siirdeid ning kandepiirseisundite järgi vaadeldakse pinnases tekkivaid pingeid.

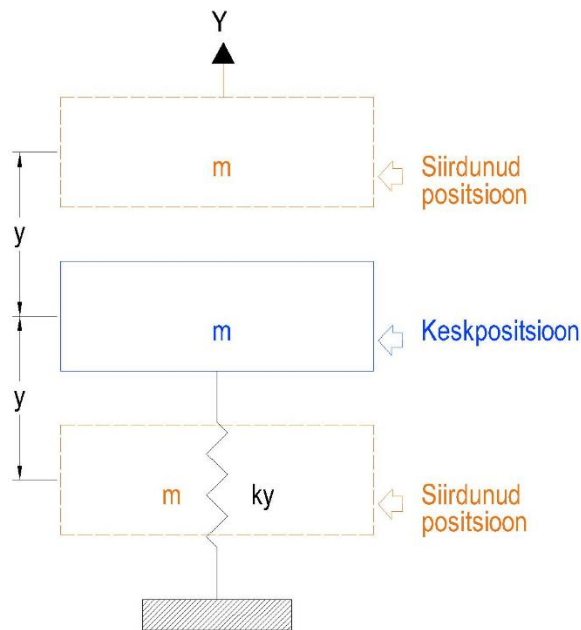
2.2 Konstruksiooni võnkumine

Dünaamiline analüüs on masina vundamendi arvutustes kõige olulisem kuna enamasti saab see vundamendi kuju valimisel määravaks. Analüüsi jaoks on vajalik teada esmalt kõiki mõjuvaid koormusi ning masina erinevate osade masse. Seejärel saab arvestada mõjuvad koormused koos massidega ning leida vundamendi omavõnkesagedused ja ühtlasi kontrollida resonantsi ohtu. Edasi saab leida sundvõnkesagedusest tekkivad siirded mis peavad olema normi piires VDI 2056 standardiga. [2]

Kui konstruksiooni pihta lüüakse, talle mõjub liikuv koormus või perioodiliselt muutuv jõud, siis teatud tingimustel tekib võnkumine. Konstruksiooni võnkumiseks nimetatakse tema perioodilist deformeerumist stabiilse tasakaaluasendi ümber. Võnkumise uurimine on oluline, kuna deformeerumisest tulenevad lisapinged ja siirded võivad osutada kaalukateks tugevus- ja jäikustingimustes. Püsival võnkumisel tekkiv muutuv pinge võib põhjustada liigsuured pinged ja stabiilsustasakaalu kadumise resonantsi tagajärjel. Võnkumise uurimisel on oluline määrata ka vabadusastmete arvu, see on lihtsistemete hulk, mis on tarvilik võnkumisvõimaluste tõkestamiseks. [4]

2.2.1 Omavõnkesagus

Omavõnkesagedus ehk ka vabavõnkumine esineb juhul kui löögi või jõuimpulsi mõjul tasakaaluolekust väljunud konstruksioon hakkab võnkuma ainuüksi selle oleku taastamisele suunatud elastsusjõu mõjul. [4]



Joonis 2.1 Vabavõnkumine

Võnkesagaduse valem on üldiselt kasutatud hertsides, mis näitab võngete arvu ühe sekundi vältel või radiaanides.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.1)$$

Kus f – võnkesagedus, Hz;

k – keha jäikus;

m – võnkuva keha mass, kg.

$$\omega_i = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.2)$$

Kus ω_i – võnkesagedus, Rad/s;

2.2.2 Materjali sumbuvus

Konstruksioonides avaldub mõju kehasisene hõõrdumine ehk nn. sisehõõrdumine, mis on seda suurem, mida ulatuslikumad on hälbed ideaalsest elastsusest. Sisehõõrdumisest tekivad jõud R väikestel deformatsioonidel on peaaegu võrdeline deformeerumise kiirusega ja suunatud liikumisele vastu: [4]

$$R = -rv = -rz' \quad (2.3)$$

Kus R – sisehõõrdumisest tekkiv jõud, kN;

r – konstruktsiooni sisehõõrdetegur;

v ja z' – keha kiirus, m/s.

Võnkumise massi m tasakaalutingimus d'Alembert'i printsiibi põhjal annab võnkumise differentsiaalvõrrandi

$$z'' + 2\delta z' + \omega^2 z = 0 \quad (2.4)$$

Kus F_0 – jõu amplituut, kN;

σ – sumbetegur;

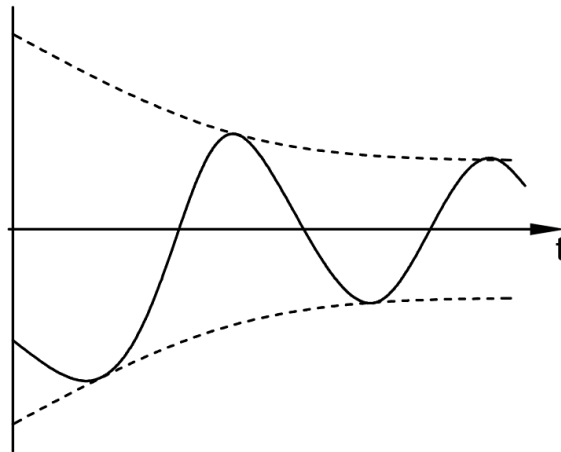
z – keha teepikkus z -suunas;

z' – keha kiirus z -suunas;

z'' – keha kiirendus z -suunas;

$$\sigma = \frac{r/m}{2} \quad (2.5)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.6)$$



Joonis 2.2 Sumbuv võnkumine

2.2.3 Sundvõnkumine

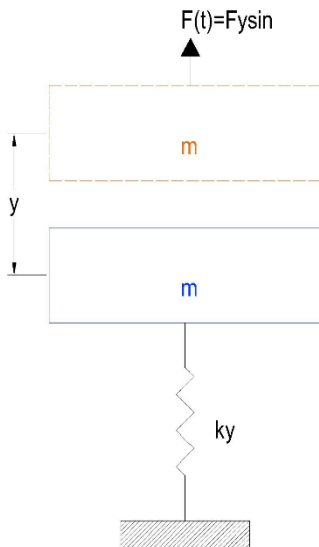
Sundvõnkumine tekib kui masspunktile mõjub lisaks staatilistele koormustele ka perioodiliselt mõjuv jõud F . Enamasti need häirivad jõud muutuvad harmooniliselt, see tähendab, neid võime esitada funktsioonina ajast järgmisel kujul: [4]

$$F = F_0 \sin \omega_0 t \quad (2.7)$$

Kus F – Perioodiliselt mõjuv jõud, kN;

ω_0 – sundvõnkumise nurksagedus, rad/s;

t – vaadeldav aeg, s.



Joonis 2.3 Sundvõnkumine

Ühe vabadusastmega süsteemi võib siis kirjeldada:

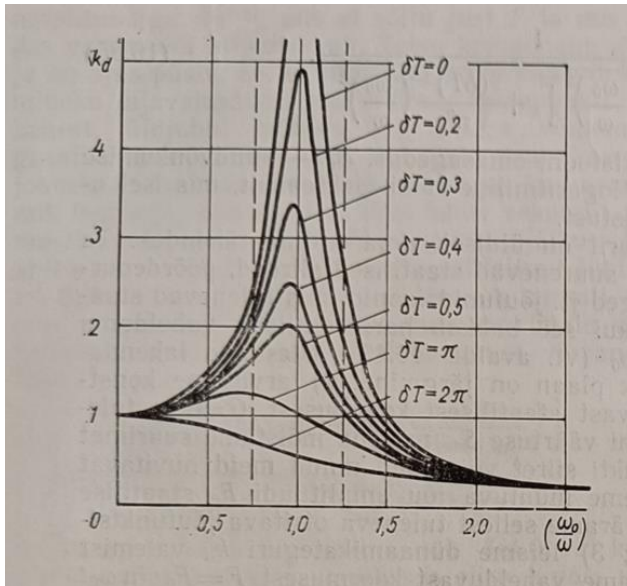
$$mz'' + \sigma z' + kz = F_0 \sin \omega_0 t \quad (2.8)$$

Sundvõnkumisel on oluline ka leida dünaamikategur k_d , mis näitab mitu korda suurenevad staatilised siirded, pöördenurgad, sisejõud, pinged.

$$k_d = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\frac{\omega_0}{\omega})^2]^2 + \frac{(\sigma T)^2}{\pi^2} (\frac{\omega_0}{\omega})^2}} \quad (2.9)$$

kus T – üheks täisvõnkeks kulunud aeg, s.

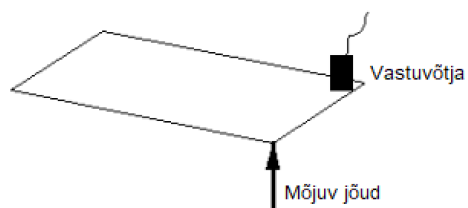
Alloleval graafikult on näha konstruktsiooni dünaamikateguri sõltuvus sundvõnkumise ja omavõnkesageduse suhtesse. Arvestatud on erinevad olukorrad kus on sumbuvus $\sigma T \approx 0 > \sigma T = 2\pi$. Graafikult 2.1 on näha resonantsi tõttu piiramatult kasvav dünaamikategur väikse ja olematu sumbuvuse korral. Sumbuvuse suurenedes väheneb ka resonantsi mõju.



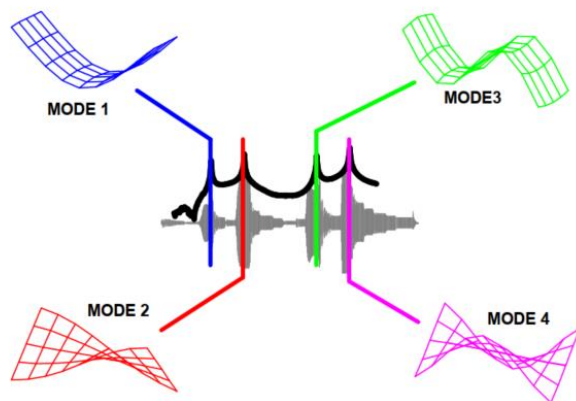
Graafik 2.1 Dünaamikateguri sõltuvus sundvõnkumise ja omavõnkesageduse suhtesse [4]

2.2.4 Modaalanalüüs

Modaalanalüüs näitab konstruktsioonis tekkivaid võnkumisi, nende sagedusi ja konstruktsiooni erinevaid kujusid (moode). Dünaamiliste jõudude mõjul tekivad konstruktsioonis erinevatel kujudel erinevad sagedused ja seda võib lihtsustatult kirjeldada vabalt toetatud plaadiga millele on lisatud koormus. Plaadile tekivad erinevate omavõnkesagedustel erinevad kujud.



Joonis 2.4 Lihtsustatud mudel modaalanalüüsiks [5]



Joonis 2.5 Plaadi erinevad moodid vastavalt võnkesagedustele [5]

Modaalanalüüs on võimalik läbi viia praktiliselt, kus kasutatakse tavaliselt vähendatud mudelit, et saada vajalikud omavõnkesagedused. Tihtipeale, kaasa arvatud selles lõputöös kasutatakse aga lõplike elementide meetodit et läbi viia modaalanalüüs. Vastavalt standardile DIN4024 valitakse moodide arv vastavalt sellele et kõrgeim omavõnkesagedus oleks vähemalt 10% kõrgem kui sundvõnkesagedus. Arvutatav hulk moode võiks olla:

$n = 10$, kahedimensioonilised mudelid kus arvestatakse ainult vertikaalseid siirdeid, kus sümmeetrilised vibratsioonid on arvestatud,

$n = 6$, kahedimensioonilised mudelid kus arvestatakse ainult vertikaalseid siirdeid, kus sümmeetrilised vibratsioonid ei ole arvestatud [6]

2.2.5 Resonants

Resonants on suure amplituudiga sundvõnkumine, mis tekib, kui perioodiliselt muutuva jõu sagedus ühtib konstruktsiooni enda omavõnkesagedusega. [4]

Vastavalt standardile välditakse kahte olukorda: [6]

1.) Esimese omavõnkesageduse puhul:

$$f_1 \geq 1,25f_m$$

$$f_1 \leq 0,8f_m$$

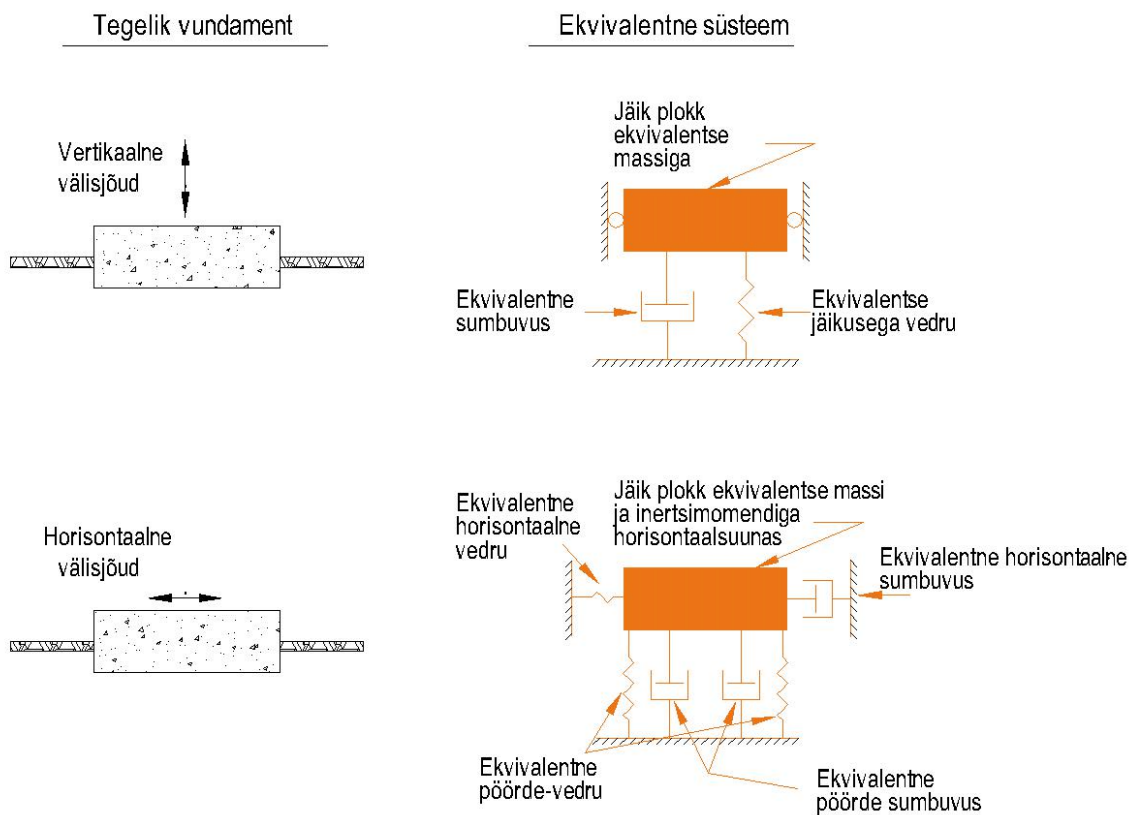
2.) Kõrgemate omavõnkesageduste puhul:

$$f_m \geq 1,1f_m$$

$$f_m \leq 0,9f_m$$

2.3 Pinnas dünaamilise koormuse korral

Kuna uuritav vundament toetub pinnasele on väga oluline pinnase omadusi mis võtavad vastu dünaamilised võnkuvad jõud. Läbi pinnase võivad võnkuvad jõud mõjutada ka teisi lähedal olevaid konstruktsioone. Vibratsioonide ja korduvkoormuste all pinnaste sisemine struktuur võib muutuda, tekitades sellega siirde (vajumi) või pinnase tugevusomaduste vähenemise. Teada on, et kohevad ja nidusused pinnased on väga vastuvõtlikud kokkusuruvusele vibratsioonide mõjul. Seetõttu vajalik eelnev pinnaste tihendamine. Katsed on näidanud, et kokkusurutavusele on kõige olulisemad parameetrid: poorsustegur, efektiivpinge, dünaamilise koormuse intensiivsus ja koormuse - või eelneva koormuse ajaline kestvus. Korduva ja lühiajaliselt tekkiva koormuse korral võib pinnast vaadelda elastse materjalina ning jäävad deformatsioonid tekkivad ainult esimeste koormustsüklite ajal. Kui pinnast vaadelda elastse materjalina on üks võimalus asendada pinnas vedrudega millel on kindel jäikus, mida edaspidi kirjeldatakse sängitusmoodulina k_i . Lisaks on vedrudel kirjeldatud ka sumbuvustegur c_i . [3]



Joonis 2.6 Ekvivalentssüsteemid

Edaspidi vaatleme lihtsustuse mõttes ühe vabadusastmega ekvivalentsed plokki milles kasutame Whitman-Richart teooriat. [3]

2.3.1 Pinnasevedrud

Pinnasevedrude konstantide määramine on ekvivalentse süsteemi kasutamisel kõige olulisem parameeter. Pinnasevedrude väärtus mõjutab maksimaalset sagedust resonantsi olukorras, liikumise suurust sagedustel alla omavõnkesageduste ja liikumise suurust resonantsiolukorras. Jälgima peab järgmiseid faktoreid:

- Toe osalise jäikuse mõju
- Pinnasevedru sõltuvus esialgselt staatilisest koormusest nagu ka dünaamilise pinge suurusest
- Pingete jaotusest kontaktalal vundamendi ja pinnase vahel
- Pinnasevedru suurus olenevalt kontaktala suurusest.

Edasistes arvutustes on kasutusel meetod, kus vedrude konstandid on saadud elastsusteooriast ja olenevad nihkekiirusest kas kohapeal mõõdetud või labori testides saadud suurustena. Pinnasevedrud on arvutatud vastavalt Barkan (1962) teooriale.

$$k_z = \frac{G}{1 - \mu} \beta_z \sqrt{BL} \quad (2.10)$$

kus k_z – vertikaalne sängitusmoodul/vedru jäikus, kN/m³;

G – nihkemoodul, kN/m²;

μ – Poisson'i tegur;

B – vundamendi laius, m;

L – vundamendi pikkus, m;

B_z – tegur mis tuleneb graafikust 2.2 L/B suhtest.

$$G = \rho(v_s)^2 \quad (2.11)$$

kus ρ – pinnase tihedus, kNsec²/m⁴;

v_s – nihkekiirus, m/s.

$$\rho = \frac{\gamma_t}{g} \quad (2.12)$$

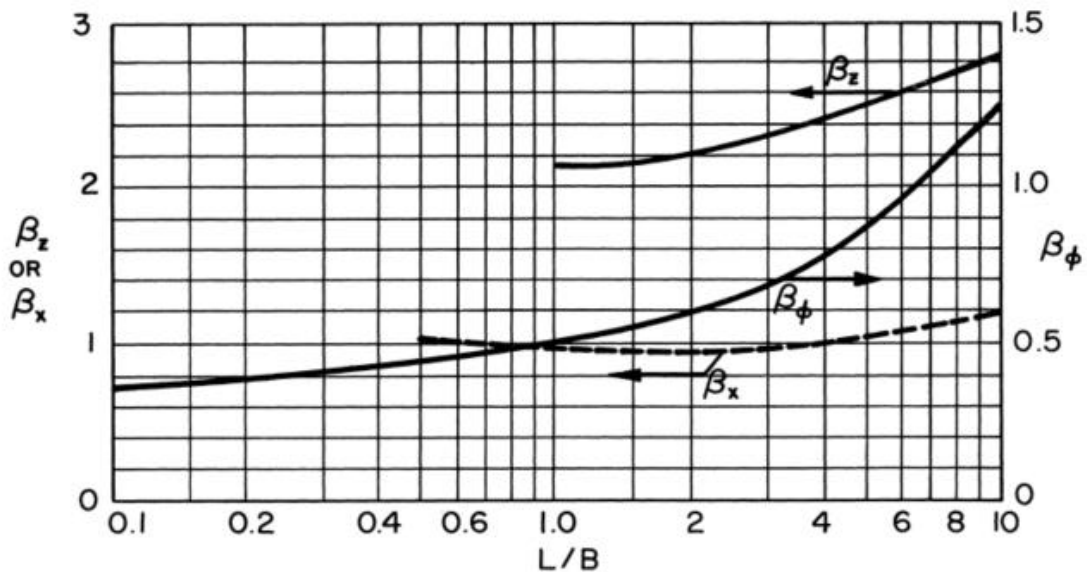
kus γ_t – pinnase mahukaal kN/m³;

g – raskuskiirendus, m/s².

$$k_x = 2(1 + \mu)G\beta_x\sqrt{BL} \quad (2.13)$$

kus k_x – horisontaalne sängitusmoodul/vedru jäikus, kN/m³;

β_x – tegur mis tuleneb graafikust 2.2 L/B suhtest.



Graafik 2.2 tegurid vastavalt pikkusel ja laiuse suhtele [3]

2.3.2 Nihkekiirus

Nihkekiirus v_s näitab lainete liikumise kiirust pinnases, mis on tavaliselt põhjustatud dünaamilisest koormusest. Mida suurem on nihkekiirus pinnases seda vähem on maa peal tunda maa värisemist. Kui nihkekiirus on teada saab juba edasi arvutada

sängitusmoodulit ja pinnase sumbuvus. Allpool on tabel 2.1 vastavalt pinnasetüüpidele keskmised nihkekiirused, mis küll varieeruvad suurtes väärtustes.

Tabel 2.1 Nihkekiirus vastavalt pinnasetüübist [7]

Pinnase tüüp	Keskmine nihkekiirus v_{sr}, m/s
Möllikas kruus, savine liiv, niiske peeneteraline ülakihi pinnas	180-750
Kruus allpool veepiiri, tihe savikas kruus, savikas liiv	760-1500
Pragunenud/lagunenud tardkivim	600-3000
Tugev savikiltkivi	750-3300
Tugev liivakivi	1500-4200
Tugev lubjakivi ja kriit	1800-6000
Tugev tardkivim (graniit, diabaas)	3600-6000
Tugev moondekivim	3000-4800

Tavaliselt leitakse pinnase nihkekiirus katseliselt ning üks tänapäeval enamkasutatavamaid katseid on Refraktsioon mikrotreemor (ReMi). Selle meetodika eeliseks on odav hind ning ei vaja puurauke. Allpool tabel 2.2 kus on välja toodud põhilised andmed selle katse kohta vastavalt John N. Louie veebiseminari järgi. [8]

Tabel 2.2 ReMi katsetehnika andmed [8]

Katse tehnika	30 m täpsus	Ühe keskmise ehitusplatsi maksumus	Sügavuse piirang	Möötmise samm	Puurauk	Parimad asukohad möötmiseks
ReMi	15%	500 \$ (500 EUR)	50-150 m	5-20 m	Ei ole	Liiklustihe piirkond (asulad)

2.3.3 Pinnase sumbuvus

Sumbuvus on pinnasele omapärane parameeter ning see mõjutab märkimisväärselt sundvõnkumise analüüsi aga põhiliselt resonantsi või selle lähedastes olukordades. Erinevatel pinnastel on erinevad sumbuvusomadused olenevalt koostisest ja teistest karakteristikutest. Maa sees olevatel vundamentidel mängib sügavus samuti suurt rolli. Pinnase sumbuvus sisaldab:

- a) geomeetriline sumbuvus;

b) materiali sumbuvus.

Kui geomeetriline sumbuvus näitab energia radiatsiooni vundamendist eemale siis materjali sumbuvus näitab energiakadu pinnase sees. Sumbuvus oleneb nii staatilisest- kui ka dünaamilisest pingest ja sundvõnkumise sagedusest. Juhul kui ei ole täpsemat infot on lubatud ka kasutada vastavalt käsiraamatule sumbuvuse koefitsienti 8-10 %. [1] Üldiselt arvutustes on geomeetrilise sumbuvuse tegur suurem kui materjali sumbuvus ning seetõttu võib viimase edasistest arvutustest hüljata. Samas juhul kui materjali ja geomeetriline sumbuvus on sarnase suurusega või geomeetriline väiksem, tuleb materjali sumbuvus arvutustesse kaasata. Allpool on Tabel 2.3 soovituslikud materjali sumbuvised erinevatel allikatelt vastavalt pinnasele.

Tabel 2.3 Soovituslikud materjali sumbuvistegurid [3]

Pinnase tüüp	Sumbuvustegur, D	Allikas
Kuiv liiv ja kruus	0,03 – 0,07	Weissmann ja Hart (1961)
Kuiv ja küllastunud liiv	0,01 – 0,03	Hall ja Richart (1963)
Kuiv liiv	0,03	Whitman (1963)
Kuiv ja küllastunud liiv ning kruus	0,05 – 0,06	Barkan (1962)
Savi	0,02 – 0,05	Barkan (1962)
Savikas liiv	0,03 – 0,10	Stevens (1966)
Kuiv liiv	0,01 – 0,03	Hardin (1965)

Täpsemalt saab arvutada geomeetrilist sumbuvist vastavalt Richart-Whitman teooriale, kus olulisel kohal on teada pinnase nihkekiirus ning selle järgi sängitusmoodul (ekvivalentsed pinnasevedrud). [9]

$$c_z = \frac{3,4r_0^2}{(1 - \mu)} \sqrt{\rho G} \quad (2.14)$$

kus c_z – sumbuvuse vertikaalne konstant, kNsec/m;

r_0 – vundamendi aluse all pinnasega kontaktala raadius, m.

$$r_0 = \sqrt{\frac{BL}{\pi}} \quad (2.15)$$

$$c_{cz} = 2\sqrt{k_{tz}m} \quad (2.16)$$

kus c_{tz} – kriitiline vertikaalne sumbuvus, kNsec/m;

k_{tz} – pinnasevedru, kN/m.

$$k_{tz} = k_z BL \quad (2.17)$$

$$c_x = \frac{18,4(1-\mu)}{7-8\mu} r_0^2 \sqrt{\rho G} \quad (2.18)$$

kus c_x – sumbuuse horisontaalne konstant, kNsec/m.

$$c_{cx} = 2\sqrt{k_{tx}m} \quad (2.19)$$

kus c_{cx} – kriitiline vertikaalne sumbuus, kNsec/m;

k_{tx} – pinnasevedru, kN/m.

$$k_{tx} = k_x BL \quad (2.20)$$

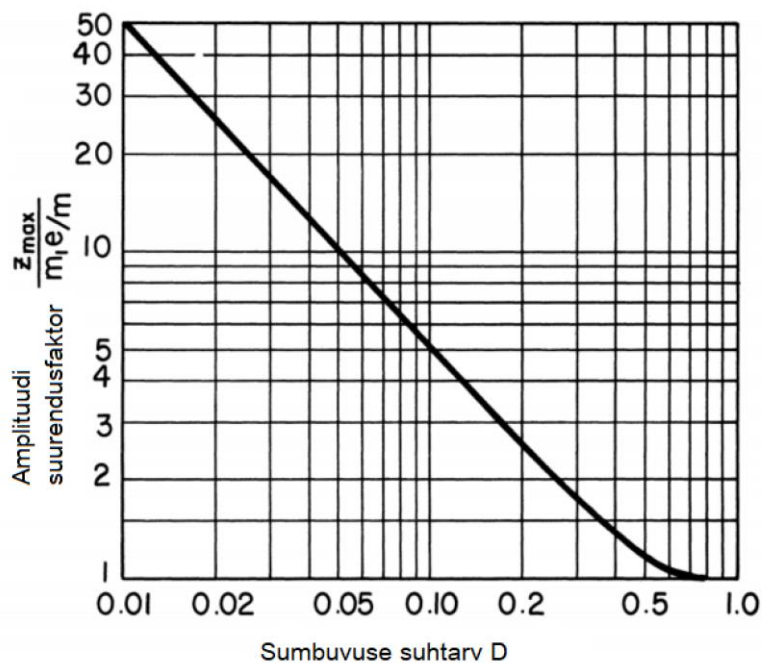
$$D_z = \frac{c_z}{c_{cz}} \quad (2.21)$$

kus D_z – vertikaalse sumbuuse suhtarv.

$$D_x = \frac{c_x}{c_{cx}} \quad (2.22)$$

kus D_x – horisontaalse sumbuuse suhtarv.

Järgnev graafik 2.3 näitab võnkuvate süsteemide sumbuuse suhtarvu mõju siiretele.



Graafik 2.3 Sumbuuse suhtarvu mõju siirdele [9]

kus m_1 – ekstsentrilise osa mass võnkuvate süsteemide, kg;

e – ekstsentrilisus, radiaalne kaugus gravitatsiooni tsentrist pöörleva massi tsentrisse, m;

m – keha mass, kg.

Siit on näha et sumbuvus avaldab suurt mõju siirdele ning mida suurem sumbuvuse tegur seda suurem ka mõju.

2.4 Masinate parameetrid

Masinate andmed nagu näiteks ergutusjõud, sagedused ja koormuste ülekanne masinalt vundamendile on väga olulised et saada õiged dünaamilised vasted. Tüüpiliselt on masinate kohta vajalik järgnev info:

1. Kogu masina mass (kaasaarvatud pöörlevad osad), pöörleva osa raadius ja selle tsentri asukoht;
2. Pöörlevate osade mass, pöörlemiskiirus, rootori keskjoone kaugus masina alumisest pinnast;
3. Masina aluse kuju ja dimensioonid, põhilised raami detailid ning kinnitusvahendid;
4. Dünaamilised koormused mis on tekitatud masina töötamise ajal.

Vundamendi tugevuse jaoks on vajalik järgmised koormused:

1. Masina staatilised koormused;
2. Dünaamilised koormused mis on konverteeritud ekvivalentseteks staatilisteks koormusteks;
3. Jõud mis tekivad häda- või rikkeolukorras nagu näiteks laagri rike, lühiajalised pöörlikumisest jõud;
4. Jõud mis tekivad paigaldus-, hooldus- ja testimiseolukorras. [1]

2.4.1 Masina dünaamilised koormused

Igal pöörleval masinal on mingil määral tasakaalutust isegi peale tasakaalustumist. Seda tasakaalutust nimetatakse rootori ekstsentrilisuseks ja rootori, ekstsentrilisuse tõttu tekitab tasakaalust väljas dünaamilist jõudu. Tasakaalust välja jõud on

funktsioon rootori massist, -ekstsentrilisusest ja -kiirusest. Neid jõude arvestatakse laagrite kõrgusel kõikvõimalikes koormuskombinatsioonides. [1]

2.4.2 Rotori ekstsentrilisus

Rooror on tasakaalustatud nõutud kvaliteedi tasemele. Vajalik kvaliteedi tase on oleneb töökiirusest ja masina kasutusest. Roorori ekstsentrilisus on võimalik arvutada:

$$e_r = \frac{e_{toode}}{\omega_0} \cdot 10^{-3} \quad (2.23)$$

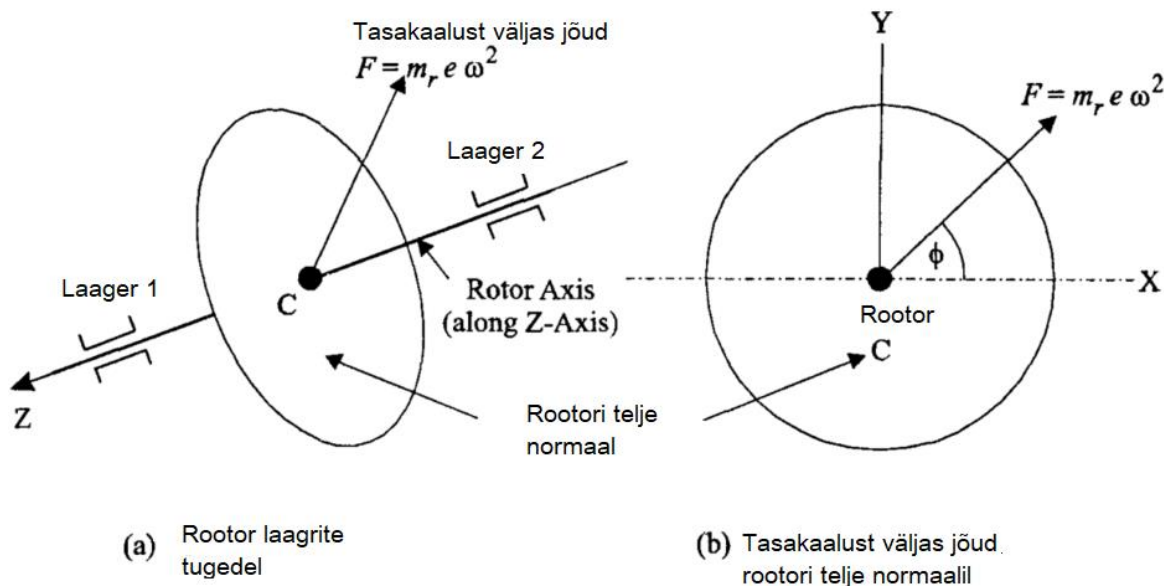
kus e_{toode} – toote ekstsentrilisus, mm;

e_r – rootori ekstsentrilisus, mm.

2.4.3 Tasakaalust väljas jõud

Roorori töö käigus tekib dünaamiline tasakaalust väljas jõud mida tekitab tsentrifugaaljõud rootori massist m_e, kg , ekstsentrilisusega e, m ja pöörlemissagedusega $\omega_0, rad/s$. [1]

$$F(t) = m_r e \omega^2 \sin \omega t \quad (2.24)$$



Joonis 2.7 Roorori skeem [1]

2.4.4 Tasakaalust väljas jõud käivitamise ja väljalülitamise ajal

Käivitamise ajal tekitab roooror dünaamilise jõudusid erinevatel kiirustel, alates nullkiirusest kuni töökiiruseeni. Sarnaselt välja lülitamise ajal tekivad dünaamilised koormused töökiirusest kuni nullkiiruseeni. Dünaamilised koormused töökiirustel

kuuluvad stabiilse süsteemi alla, kävitamise ja väljalülitamise dünaamilised koormused kuuluvad mööduva süsteemi alla. Mööduv süsteem muutub tähtsaks aladimensioneeritud vundamentide puhul, kus vundamendi omavõnkesagedused on väiksemad kui sundvõnkesagedused. Igal käivitamisel ja väljalülitamisel läbib vundament resonantsi, mida nimetatakse mööduv resonants. Kuigi tasakaalust väljas olev jõud on küllaltki väike siis see suureneb oluliselt resonantsi tõttu. [1]

2.4.5 Häda- ja rikkeolukorras koormused

Iga masin elutsükli olukorras annab edasi väga suuri jõude mis tekivad mingi osa rikke puhul. Neid olukordi arvestatakse ainult vundamendi tugevus- ehk siis staatilistes arvutustes.

2.4.6 Laagrite rikkeolukorra jõud

Mõningail juhul näiteks halva toe või ilma määrdaineta laagrites võib tekkida laagrite kinnijäämine. Selle tõttu töörežiimil olev masin võib väga väikeseks hetkeks kinni jääda. Selles olukorras tekitab rootor väga kõrgeid hetkelisi jõude. Neid jõude on keeruline hinnata aga tavaliselt on nad vahemikus 3-5 korda rootori kaal. Tugevuskontrollis võib selle tõttu lubatavat pinget suurendada 50 %. [1]

2.4.7 Lühiajalised pöördjõud

Need pöördjõud tekivad lisaks kui mootori elektrivarustus lühiajaliselt katkeb. Tugevusarvutustes peaks kasutama lubatud pinget suurendamist 25%. [1]

2.4.8 Liikuva osa purunemisel tekkivad jõud

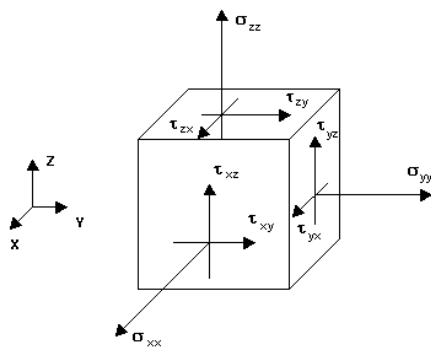
Liikuvate osadega masinatel nagu näiteks pumbad, kompressorid, ventilaatorid jne. võib tekkida olukord kus näiteks rootoris olev üks laba puruneb. Nende tõttu on oht väga suurtele koormustele. Tugevusarvutustes peaks kasutama lubatud pinget suurendamist 25%. [1]

3 Arvutusmudel

Arvutusmudel on koostatud programmis Autodesk Robot 2022. Antud programmil on väga palju võimalusi mudeli koostamiseks, kuid valitud on „volumetric structure design“ ehk tõlkes mahuline arvutusmudel. Selles moodulis on võimalik koostada lihtsalt erineva kujuga vundamente ning teha neile staatiline ja dünaamiline analüüs. Staatiline analüüsis kontrollitakse nii vundamendi taldmiku all kui ka vundamendis tekkivaid pingeid, et leida vajalik armeering. Dünaamiline analüüs koosneb omakorda modaalanalüüsist kus leitakse vundamendi omavõnkesagedus ning harmooniline analüüs, kus tasakaalust väljas jõudude mõjul leitakse vundamendi siirded. Esiälgu tehakse arvutused juba olemasoleva vundamendi suurusega. Seejärel vaadatakse kas antud vundamenti oleks võimalik optimeerida.

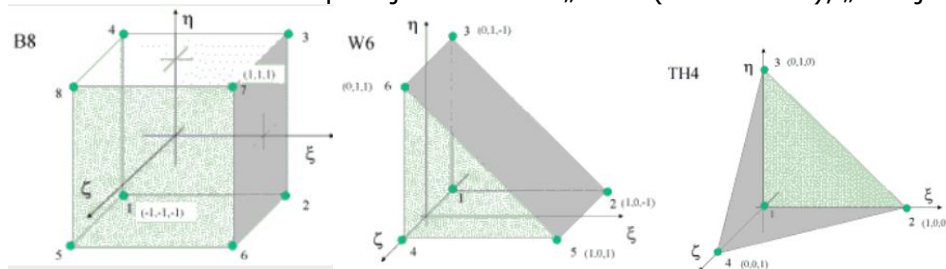
3.1 Mahulised elemendid

Nagu eelnevalt mainitud on kasutatud mahuliste elementide moodulit. Mahulisi elemente modelleeritakse isoparameetriliste mahuliste lõplike elementide abil, mille nihkevälja lähendamise põhineb esimest järku kujufunktsioonidel. Mahuliste elementide tähiste kokkulepe on skemaatiliselt esitatud alloleval joonisel. Kokkulepe on näidatud pingete kohta ja joonisel on pingetel positiivsed märgid. [10]



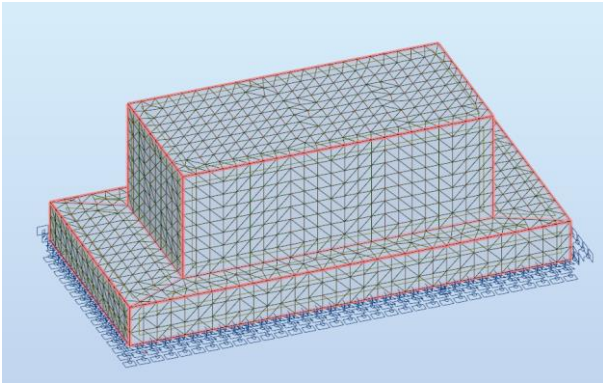
Joonis 3.1 Mahuliste elementide pingete ja nihkejõudude suunad [10]

Kasutusel on kolme tüüpi kujuelemendid „tellis“ (risttahukas), „kiil“ ja tetraeeder.



Joonis 3.2 Mahtelementide kujud [10]

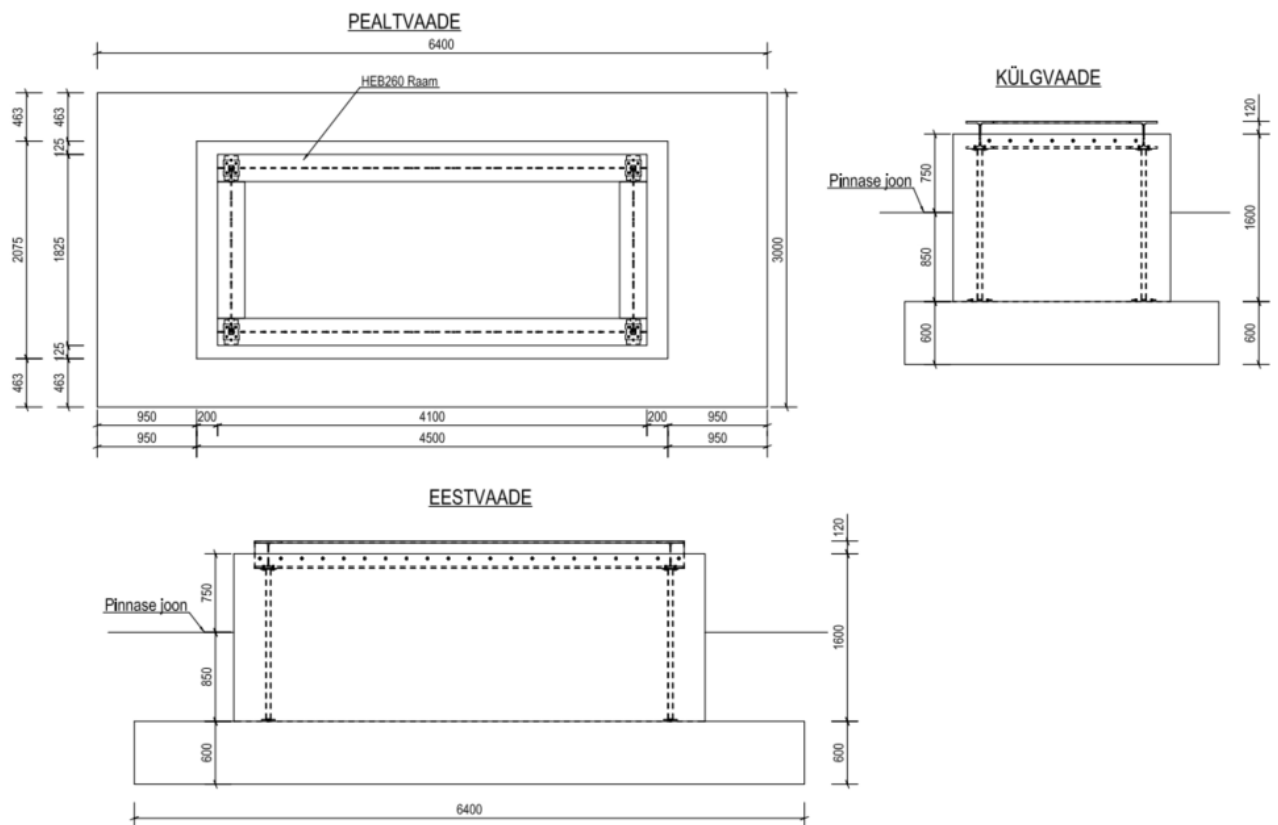
Arvutusmudelis on kasutatud kahte tüüpi elemente „kiil“ ja tetraeeder. Elemendi küljepikkuseks on valitud 0,2 m, mis tagab mudeli piisava täpsuse ja samas ei tekita arvutamisel liigset ajakulu.



Joonis 3.3 Vundament mahtelementideks jaotatud

3.2 Esialgse vundamendi geometria

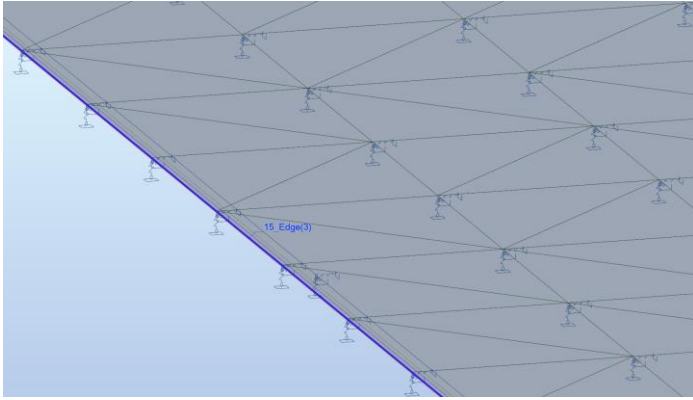
Vundament, mis on juba objektis monoliseeritud, on arvestatud lihtsustatud meetodi arvutusega. Vundamendi kogu kaal on $m_{vund} = 660 \text{ kN}$, mis on ca. 5,8 korda suurem kui MVR mootori kaal (112 kN) ning seega on täidetud lihtsustatud suuruse valik, kus vundamendi kaal võiks olla 3-5 korda suurem kui mootori kaal. Vundamendile on mootori tarnija poolt ettenähtud terasraam HEB260, mis on poolest saadik vundamendi sees ning fikseeritud lisaarmatuuridega. Vundamendi taldmiku mõõdud on 6,4x3x0,6 (PxLxK) ja kaela osa mõõdud 4,1x2,075x1,6 (PxLxK).



Joonis 3.4 Esialgse vundamendi geometria

3.3 Pinnase kirjeldamine

Pinnas on arvutusmudelil määratud kui vedruelemendid, millel on arvutatav sängitusmoodul ehk jäikus (kN/m^3). Jäikuse leidmine on kirjeldatud 2. osa teooria osa peatükis 2.3.1. Arvutusmudelil on pinnasevedrud paigutatud vundamendi taldmiku alla ning jaotuvad kõigisse mahtelementide sõlmpunktidesse. Sängitusmoodul jaotub vastavalt sõlmpunktide arvule. Arvutustes arvestatakse kolme suunalist sängitusmoodulit k_z, k_x, k_y .



Joonis 3.5 Pinnasevedrud arvutusmudelis

3.4 Pinnasevedrude arvutus

Pinnasevedrude arvutuses vastavalt Whitman-Richart teooriale on vajalik katsete põhjal saadud suurus nihkekiirus v_s . Kuna pinnase nihkekiirust ei ole teada siis on parameetris valitud Narva õlitehase tehtud uuringu põhjal analoogne suurus $v_s = 665 \text{ m/s}$, kus pinnase andmed olid sarnased. Tegurid β_x, β_z on leitud vastavalt graafikule 2.2.

Lähteandmed:

Vundamendi taldmiku pikkus $L = 6,4 \text{ m}$;

Vundamendi taldmiku laius $B = 3,0 \text{ m}$;

Nihkekiirus - $v_s = 665 \text{ m/s}$;

Poisson'i tegur $-\mu = 0,35$;

Raskuskiirendus - $g = 9,81 \text{ m/s}^2$;

Vundamendi mass - $m_{vund} = 65,77 \text{ t}$;

Mootori mass - $m_{mootor} = 11/9,81 = 1,12 \text{ t}$;

Rootori mass - $m_{rootor} = 16/9,81 = 1,63 \text{ t}$

Raami ja liivatäite mass - $m_{raam} = 85/9,81 = 8,66 \text{ t}$

Pinnase mahumass - $\gamma_t = 18 \text{ kN/m}^3$;

Taldmiku peal pinnase kaal - $M_{pinnas} = (6,4 * 3 - 4,5 * 2,075) * 0,8 * 1,8 * 9,81 = 139,3 \text{ kN}$;

Taldmiku peal pinnase kaal - $m_{pinnas} = 139,3/9,81 = 14,2$ t;

Kogu mass taldmiku all - $m_{tot} = 65,77 + 8,66 + 1,63 + 1,12 + 14,2 = 91,4$ t;

Tegurid vastavalt pikkuse ja laiuse suhtest - $\beta_x = 0,95$;

$$- \beta_z = 2,2;$$

Esmalt leitakse nihkemoodul G (2.10), mis sõltub pinnase nihkekiirusest v_s ja tihedusest ρ (2.11). Seejärel on võimalik leida nii vertikaalne kui ka horisontaalne sängitusmoodul k_x, k_z . (2.9 ja 2.12)

$$\rho = \frac{\gamma_t}{g} = \frac{18}{9,81} = 1,83 \text{ kNsec}^2/\text{m}^4$$

$$G = \rho(v_s)^2 = 1,83 \cdot (665)^2 = 810\,000 \text{ kN/m}^2$$

$$k_x = 2(1 + \mu)G\beta_x\sqrt{BL} = 2 \cdot (1 + 0,35) \cdot 810\,000 \cdot 0,95 \cdot \sqrt{3,0 \cdot 6,4} = 551\,444,1 \text{ kN/m}^3$$

$$k_z = \frac{G}{1 - \mu}\beta_z\sqrt{BL} = \frac{810\,000}{1 - 0,35} \cdot 2,2 \cdot \sqrt{3,0 \cdot 6,4} = 727\,651,5 \text{ kN/m}^3$$

3.5 Pinnase sumbuvus

Pinnase sumbuvus on leitud vastavalt peatükis 2.3.3 kirjeldatud teoreetilisele osale. Seda on võimalik kasutada ainult sundvõnkumisel siirete leidmise arvutuses „time history analysis“ inglise keelest tõlkes ajaline analüüs. Lähteandmed on samad mis eelmises peatükis ning arvutustes kasutatakse ka sängitusmoodulite suurusi. Esmalt on vaja leida vundamendi aluse pinnasega kontaktala raadius r_0 (2.14) ning seejärel sumbuvuse horisontaalse ja vertikaalse konstandid c_z, c_x (2.13 ja 2.17).

$$r_0 = \sqrt{\frac{BL}{\pi}} = \sqrt{\frac{3,0 \cdot 6,4}{3,14}} = 2,47 \text{ m}$$

$$c_z = \frac{3,4r_0^2}{(1 - \mu)}\sqrt{\rho G} = \frac{3,4 \cdot 2,47^2}{(1 - 0,35)}\sqrt{1,83 \cdot 810\,000} = 38\,973 \text{ kNsec/m}$$

$$c_x = \frac{18,4(1 - \mu)}{7 - 8\mu}r_0^2\sqrt{\rho G} = \frac{18,4 \cdot (1 - 0,35)}{7 - 8 \cdot 0,35} \cdot 2,47^2 \sqrt{1,83 \cdot 810\,000} = 8582 \text{ kNsec/m}$$

Edasi on vajalik määrata kriitilised vertikaalsed ja horisontaalsed sumbuvused c_{cz}, c_{cx} (2.15 ja 2.18). Selleks on vaja leida ka pinnasevedru jäikus joonpinnale k_{tz}, k_{tx} (2.16 ja 2.19).

$$k_{tz} = k_z BL = 727\,651,5 \cdot 3,0 \cdot 6,4 = 13\,970\,909 \text{ kN/m}$$

$$k_{tx} = k_x BL = 381\,245,3 \cdot 3,0 \cdot 6,4 = 10\,587\,727 \text{ kN/m}$$

$$c_{cz} = 2\sqrt{k_{tz}m_{tot}} = 2 \cdot \sqrt{13\,970\,909 \cdot 86,23} = 69\,418 \text{ kNsec/m}$$

$$c_{cx} = 2\sqrt{k_{tx}m_{tot}} = 2 \cdot \sqrt{10\,587\,727 \cdot 86,23} = 60\,431 \text{ kNsec/m}$$

Sumbuvuste jagatisena saab leida suhtarvud D_z, D_x (2.20 ja 2.21).

$$D_z = \frac{c_z}{c_{cz}} = \frac{38\,973}{69\,418} \cdot 100 = 56,1 \%$$

$$D_x = \frac{c_x}{c_{cx}} = \frac{8582}{60\,431} \cdot 100 = 14,2 \%$$

3.6 Staatiline kontroll

Staatilises osas kontrollitakse nii vundamendi enda pingeid kui ka pingeid pinnases vundamendi all. Staatilised sängitusmoodulid k_{sz}, k_{sx} on võetud vastavalt pinnasele. Arvutusmudelis kasutatavad lähteandmed:

Pinnase sisehõordenurk - $\phi' = 38^\circ$

Staatiline vertikaalsuunaline sängitusmoodul - $k_{sz} = 40\,000 \text{ kN/m}^3$

Staatiline horisontaalsuunaline sängitusmoodul - $k_{sx} = 20\,000 \text{ kN/m}^3$

Betooni klass - C25/30

3.7 Koormused

Staatilises kontrollis arvestatakse nii staatilisi kui ka dünaamilisi koormuseid. Siia kuuluvad vundamendi omakaal, seadme kaal, lühi- või pikaajaline vääne, tasakaalust välja tavaline või erakorraline jõud ning käivitusjõud.

3.7.1 Vundamendi omakaal

Vundamendi mass on juba eelnevalt määratud $m_{vund} = 65,77 \text{ t}$. Siit on leitav ka vundamendi omakaal (OK) $W_{vund} = 65 \cdot 9,81 = 645,2 \text{ kN}$. Omakaalule on juurde arvestatud ka pinnase kaal, $W_{pinnas} = (6,4 \cdot 3 - 4,5 \cdot 2,075) \cdot 0,8 \cdot 1,8 \cdot 9,81 = 139,3 \text{ kN}$. Selleks et arvestada ka pinnasekaalu suurendan taldmiku paksust. Leitav taldmiku paksus: $h_{taldmik_2} = h_{taldmik} + W_{pinnas}/L \cdot B \cdot \gamma_v = 0,6 + 139,3/(6,4 \cdot 3 \cdot 25) = 0,89 \text{ m} = 890 \text{ mm}$ Seega

edasistes arvutustes on taldmiku paksus 890 mm. Seega on kogu vundamendi kaal $W_{vund_2} = 645,2 + 139,3 = 784,5 \text{ kN}$

3.7.2 Seadmete kaal

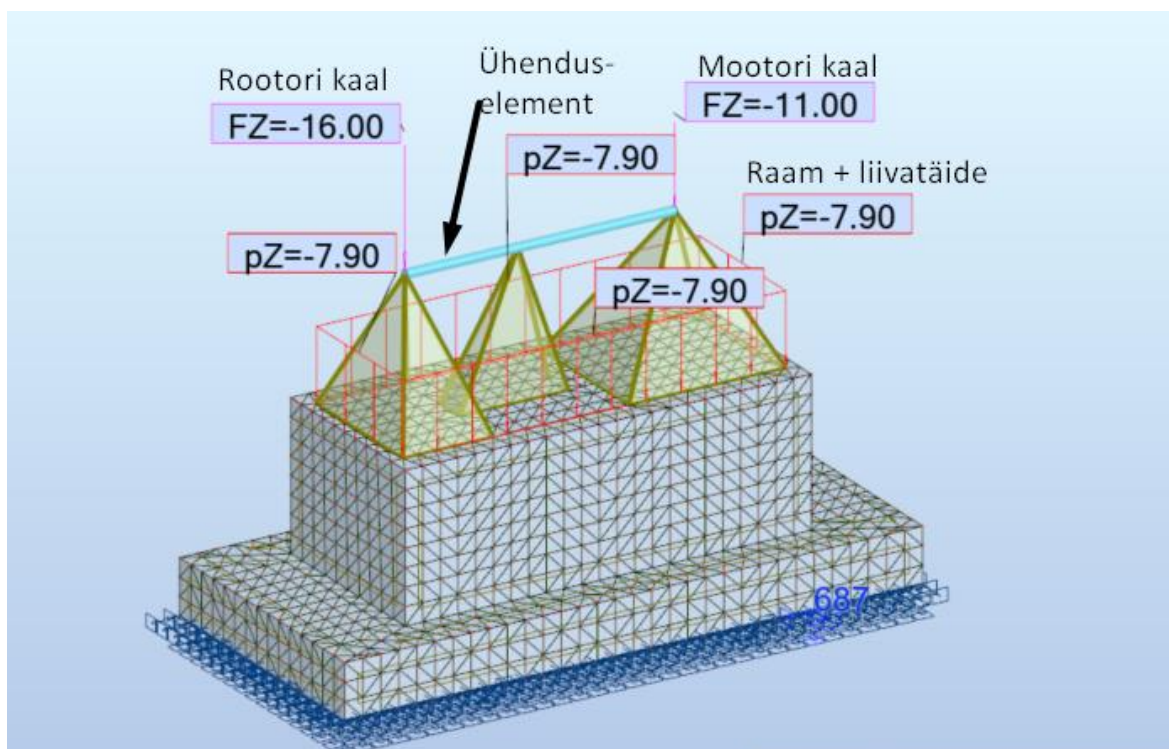
Seadmete kaal (SK) on eelnevates peatükkides kirjeldatud:

Raami kaal koos liivatäitega $W_{raam} = 85 \text{ kN}$;

Rootori kaal - $W_{rootor} = 16 \text{ kN}$;

Mootori kaal - $W_{mootor} = 11 \text{ kN}$.

Rootori ja mootori kaal mõjub vastavalt nende tsentrist ja seetõttu on nad paigutatud 1,4 m kõrgusele. Selleks et jagada võrdselt mõjuvale alale on tekitatud „rigid link“ jäik lüli. Raami ja liiva kaal mõjub allpool ning seega on teisendatud joonkoormuseks 7,9 kN/m.



Joonis 3.6 Seadmete koormused

Ühenduselement koormuste vahel on pandud terase elastsusmooduli ja ilma kaaluta, kuna selle kaal ei ole teada ja eeldatud on et see ei ole nii suur et mõjutaks arvutusi.

3.7.3 Dünaamilised koormused

Dünaamiliste koormuste alla kuuluvad lühi- ja nominaalne vääne, mis võib tekkida masina töösükli häirumisest ning ka käivitusjõud. Need jõud mõjuvad rootori juures.

Tasakaalust väljas jõud, mida arvestatakse edaspidi ka dünaamilises arvutuses mõjub laagrite juures.

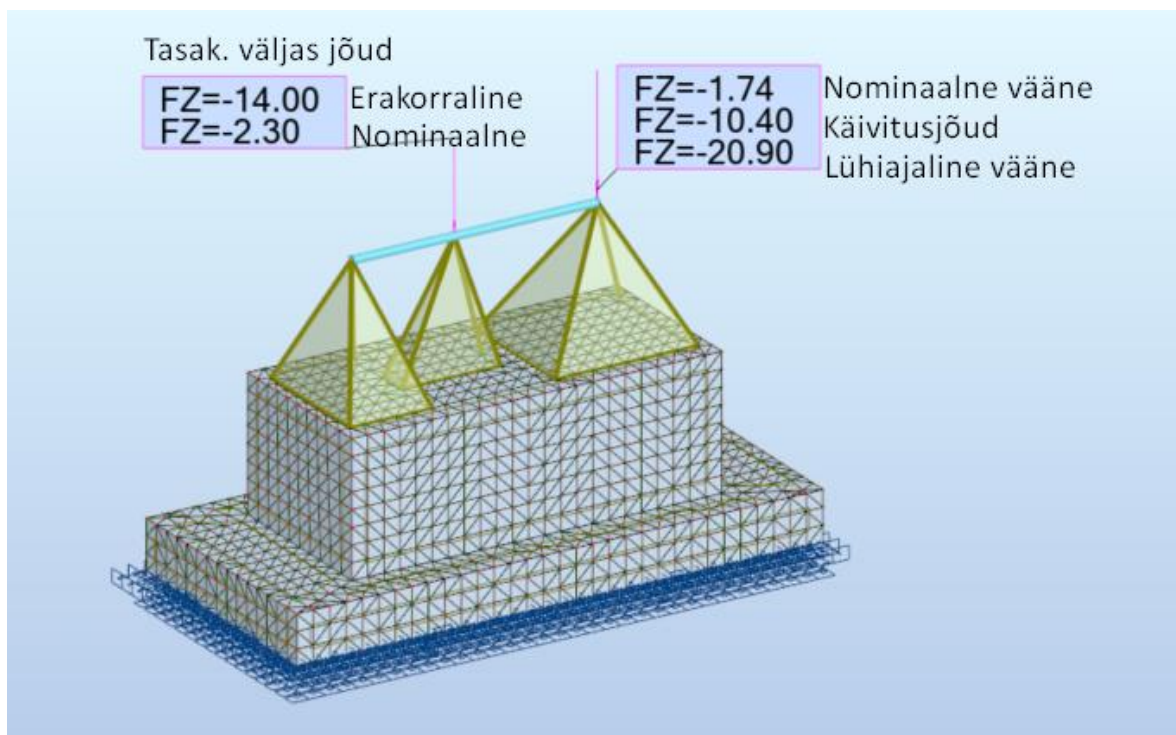
Nominaalne vääne (VN) - $W_{dv1} = 1,74$ kN

Lühiajaline vääne (VL)- $W_{dv2} = 20,9$ kN

Tasakaalust väljas jõud nominaalne (TVN) - $W_{tasak1} = 2,3$ kN

Tasakaalust väljas jõud erakorraline (TVE) - $W_{tasak2} = 14$ kN

Käivitusjõud (KJ) - $W_{käivitus} = 10,4$ kN



Joonis 3.7 Dünaamilised jõud

3.8 Koormuskombinatsioonid

Koormused on koondatud tabelisse ja lisatud on ka lühendatud tähis.

Tabel 3.1 Koormused

Olukord	Tähis	Koormuse tüüp	Koormuse iseloom	Koormuse suurus, kN
1	OK	Omakaal	Staatiline	645,2
2	SK	Seadme koormus	Staatiline	112
3	VN	Nominaalne vääne	Nominaalne	1,74

4	VL	Lühiajaline vääne	Erakorraline	20,9
5	TVN	Tasakaalust väljas nominaalne	Nominaalne	2,3
6	TVE	Tasakaalust väljas erakorraline	Erakorraline	14
7	KJ	Käivitusjõud	Nominaalne	10,4

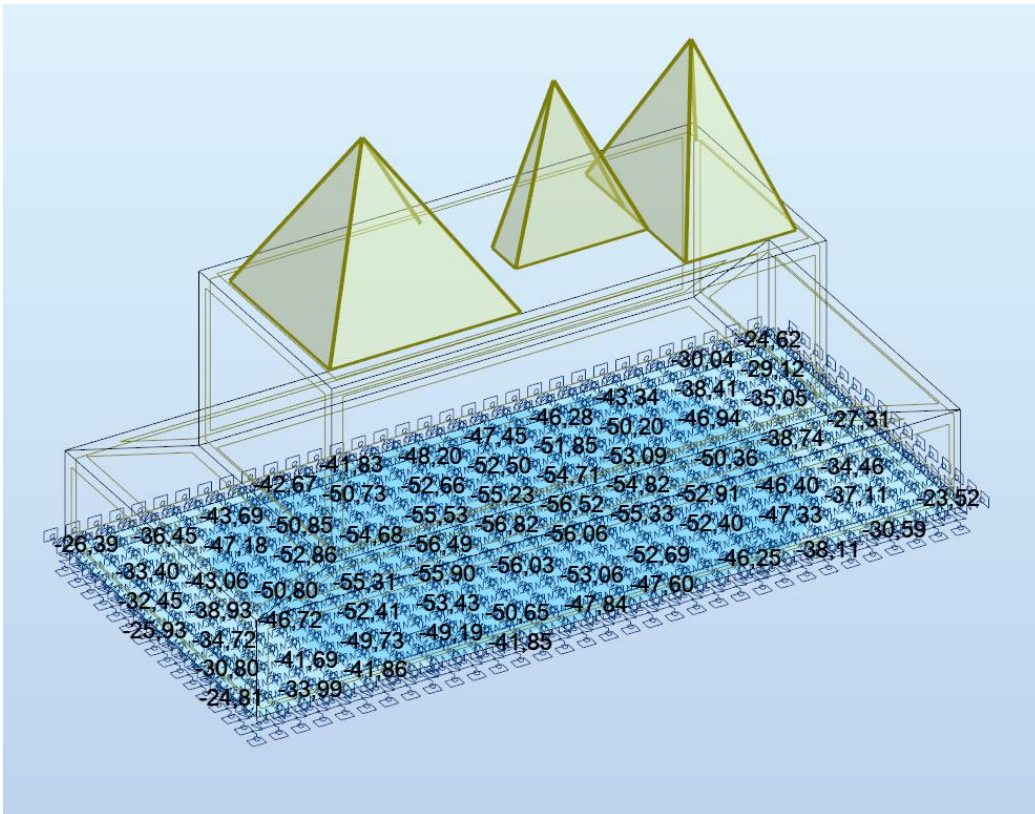
Vastavalt eelmises peatükis toodud lühendite järgi on tehtud koormuskombinatsioonid. Nominaalsed ja staatiliste koormustega on lisatud kombinatsioonidesse varutegurid (vastavalt 1,2 omakaal ja 1,5 muutuv koormus). Erakorralised koormused on pandud koormuskombinatsioonidesse, kus kõik varutegurid on 1,0.

Tabel 3.2 Staatilised koormuskombinatsioonid

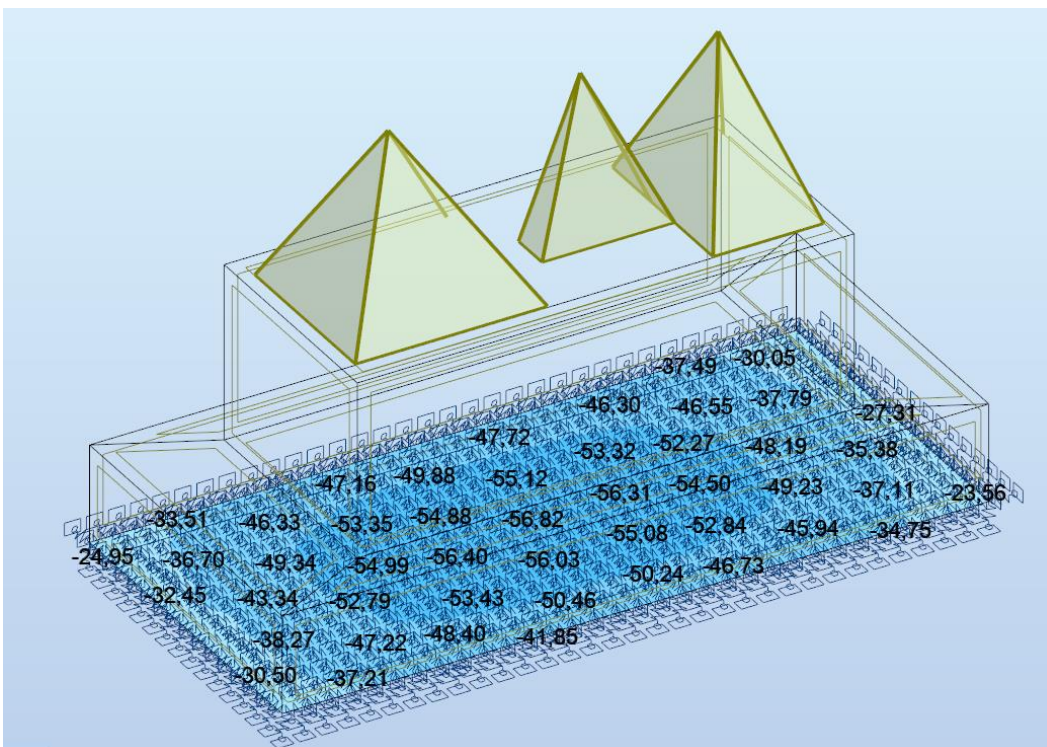
Kombinatsioon	Määramine	Komb. tüüp	Komb. iseloom
8	1,2OK+1,2SK	ULS	Omakaal
9	1,2OK+1,2SK+1,5VN+1,5TVN+1,5KJ	ULS	Nominaalne
10	1,0OK+1,0SK+1,0VL+1,0TVE+1,0KJ	ULS	Nominaalne
11	1,0OK+1,0SK+1,0VN+1,0TVN+1,0KJ	ULS	Erakorraline
12	1,0OK+1,0SK+1,0VN+1,0TVN+1,0KJ	SLS	Nominaalne

3.9 Staatilise arvutuste tulemused

Vundament on jäik ning massiivne keha, mistõttu selle ristlõike paindepinged on tühised. Pikiarmatuur tuleb lisada, et tagada minimaalseid armatuuri koguse nõudeid ja vältida praegude tekkimist mahukahanisest. Vundamendiploki pingete analüüsi tulemused näitavad väga madalaid tõmbepinge väärtuseid (positiivsed väärtused). Allpool on välja toodud maksimaalsed pinged pinnasele.



Joonis 3.8 Surve pinnasele, ULS koormuskombinatsioonid

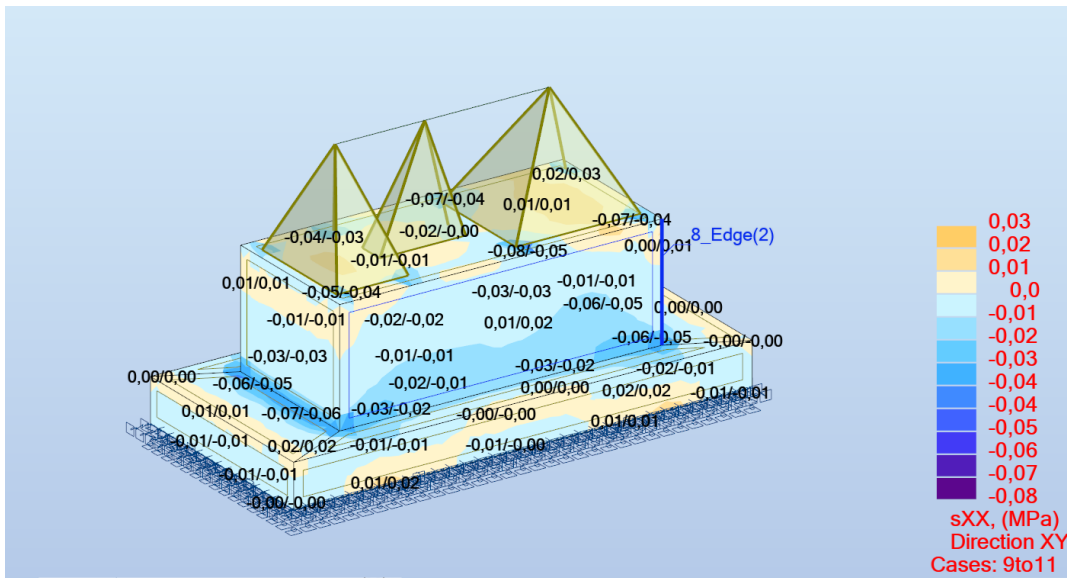


Joonis 3.9 Surve pinnasele, SLS koormuskombinatsioonid

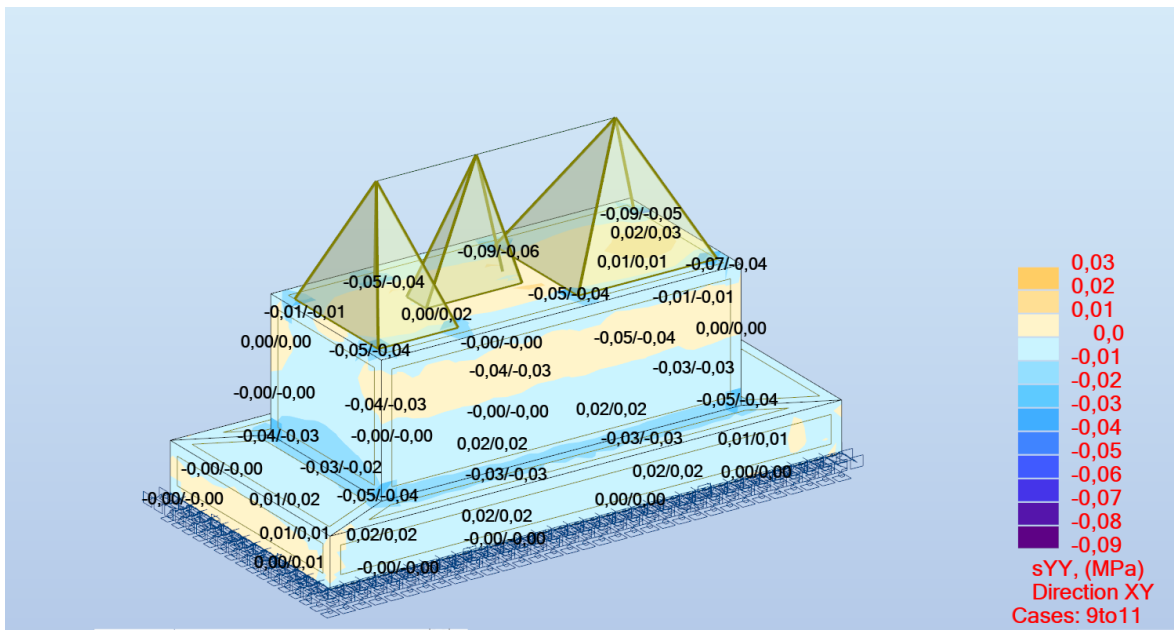
Maksimaalne surve kandepiiriseisundi (ULS) kombinatsioonidest: $68,5 \text{ kN/m}^2$

Maksimaalne surve kasutuspiiriseisundi (SLS) kombinatsioonidest: $56,8 \text{ kN/m}^2 < 400 \text{ kN/m}^2$

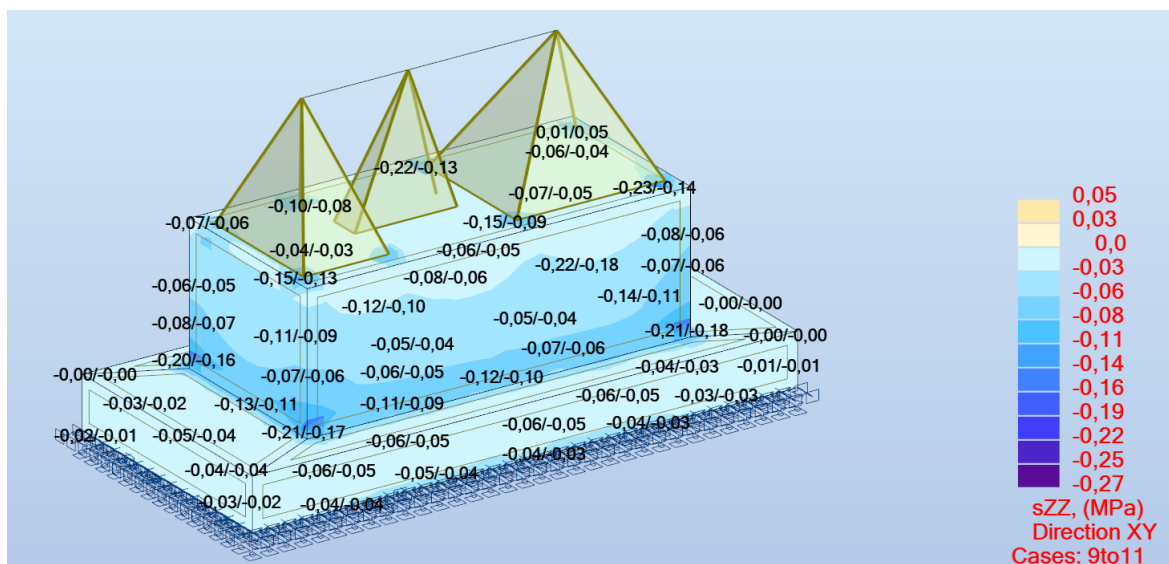
Keskmine surve kandepiirseisundi (ULS) kombinatsioonidest: 45,0 kN/m²
 Keskmine surve kasutuspiirseisundi (SLS) kombinatsioonidest: 48 kN/m²
 Edasi on leitud pinged vundamendis.



Joonis 3.10 Tõmbepinge sXX (positiivsed väärtused) ULS



Joonis 3.11 Tõmbepinge sYY (positiivsed väärtused) ULS



Joonis 3.12 Tõmbepinge sZZ (positiivsed väärtused) ULS

Tabel 3.3 Maksimaalsed pinged ULS kombinatsioonides

	sXX, MPa	sYY, MPa	sZZ, MPa	
MAX	0,01	0,02	0,02	→ Tõmbepinge
Massiivkeha	16	16	16	
Sõlm	1722	1672	1089	
Kombinatsioon	9(C)	9 (C)	10 (C)	
MIN	-0,07	-0,09	-0,25	→ Survepinge
Massiivkeha	16	16	15	
Sõlm	1563	1321	1456	
Case/Olukord	10 (C)	10 (C)	10 (C)	

3.10 Vajalike armatuuride koguse arvutamine

Tabelist 3.3 on näha, et tõmbepinge maksimaalne väärtus vundamendis on $\sigma_{yy} = 0,02$ MPa.

Lisaks on vajalik leida minimaalne tõmbearmatuuri kogus vastavalt tõmbearmatuuri vähima ristlõikepindala valemile. Lähteandmed:

C25/30 betooni keskmine tõmbetugevus - $f_{ctm} = 2,2$ MPa

Tõmbetsooni keskmine laius - $b_t = 2075$ mm

Kasuskõrgus - $d = 2200 - 70 = 2130$ mm

Armatuurterase B500B normtugevus - $f_{yk} = 500$ MPa

$$A_{s,min} = 0,26 \frac{f_{ctm}}{f_{yk}} b_t d \geq 0,0013 b_t d \quad (3.1)$$

$$A_{s,min} = 0,26 \cdot \frac{2,2}{500} \cdot 2075 \cdot 2130 = 5056,2 \text{ mm}^2 \leq 0,0013 \cdot 2075 \cdot 2130 = 5745,7 \text{ mm}^2$$

Valin välispindade armeerimiseks minimaalse armatuurvõrgu $\emptyset 20/\emptyset 20/250/250$, kus töötav armatuur on sammuga 250 mm mõlemas suunas.

Töötava armatuuri ristlõikepindala $A_s = \pi D^2/4 = 3,14 \cdot 20^2/4 = 314,0 \text{ mm}^2$. Siit saab leida ka tõmbetsooni keskmisele laiusele paigutuva ristlõike pindala $A_{s1} = (314 \cdot 3000/250) + 314 + 201 \cdot 9 = 3768 + 314 + 1809 = 5891 \text{ mm}^2$

Kontrollin maksimaalse tõmbepingega $\sigma_{yy} = 0,02 \text{ MPa}$ armatuurvõrgu sobivust.

Ühe armatuuri ristlõikepindala $A_s = 314,0 \text{ mm}^2$

Armatuurterase arvutuslik tõmbetugevus $f_{yd} = 500/1,15 = 435 \text{ MPa}$

Ühe varda $\emptyset 20$ tõmbetugevus $N_{rd} = f_{yd} \cdot A_s = 435 \cdot 314 = 136\,590 \text{ N}$

Maksimaalne tõmbetugevuse väärtus 200×400 sammuga $\emptyset 20$ ristlõike jaoks $N_{sd} = 0,02 \cdot 200 \cdot 400 = 1600 \text{ N} < N_{rd} = 136\,590 \text{ N}$

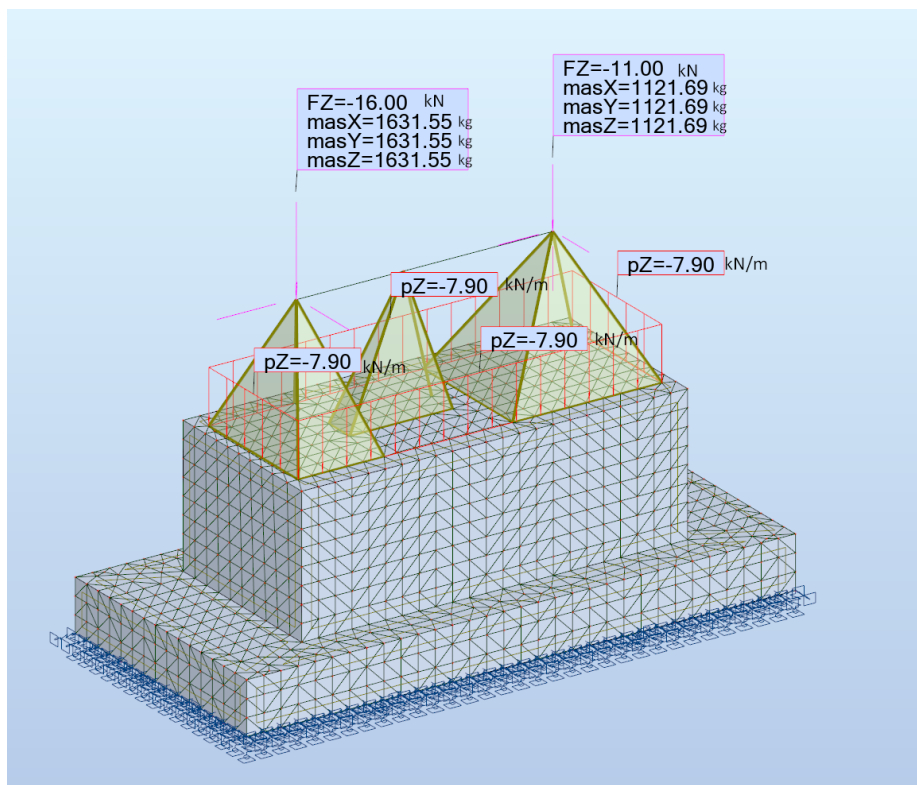
Seega on kandevõime tagatud. Kuna vundament on suhteliselt kõrge paigaldada ka keskossa $\emptyset 16/\emptyset 16/600/600$ armatuurvõrk.

3.11 Dünaamiline arvutus

Dünaamiline arvutus süsteemile seadmed+vundament+pinnas viidi läbi selleks et saada teada vibratsiooni võnkesagedus ja amplituut eksploatatsiooniolukorras tasakaalustamata pöörlevate masside puhul. Dünaamilise analüüsi teostamisel on vaadeldud järgneva süsteemi käitumist: vibreeriv seade – vundament- ümbritsev pinnas. Modaalanalüüsi abil on saadud omavõnkesageduse režiimid. Nii nagu eelnevas peatükis teoorias on kirjeldatud ei ole soovitatav olla vahemikus $0,8f_m \leq f_n \leq 1,25f_m$, kus nii nagu eelnevalt kirjeldatud on f_m omavõnkesagedus ja f_n sundvõnkesagedus. Rootori pöörlemissagedus normaaltingimustes on $f_m = 3185 \text{ p/min} = 53,1 \text{ Hz (p/s)}$. Edaspidi leitakse modaalanalüüsis omavõnkesagedused ja harmoonilises analüüsis vundamendi tekkivad siirded võnkuvast liikumisest. Lisaks tehakse „Time history analysis“ ehk ajaline analüüs, mis arvestab ka masina käivitamist ning lisaks on võimalik ka lisada pinnasele eelnevalt välja arvatud sumbuvus.

3.12 Modaalanalüüs

Modaalanalüüsis on arvestatud seadmete mõjuvaid jõude (olukord 2, kN), ning lisaks on seadmete koormused konverteeritud massideks (kg), millega koos jõud mõjuvad. Arvestatakse massina ka vundamendi omakaalu (olukord 1, kg).

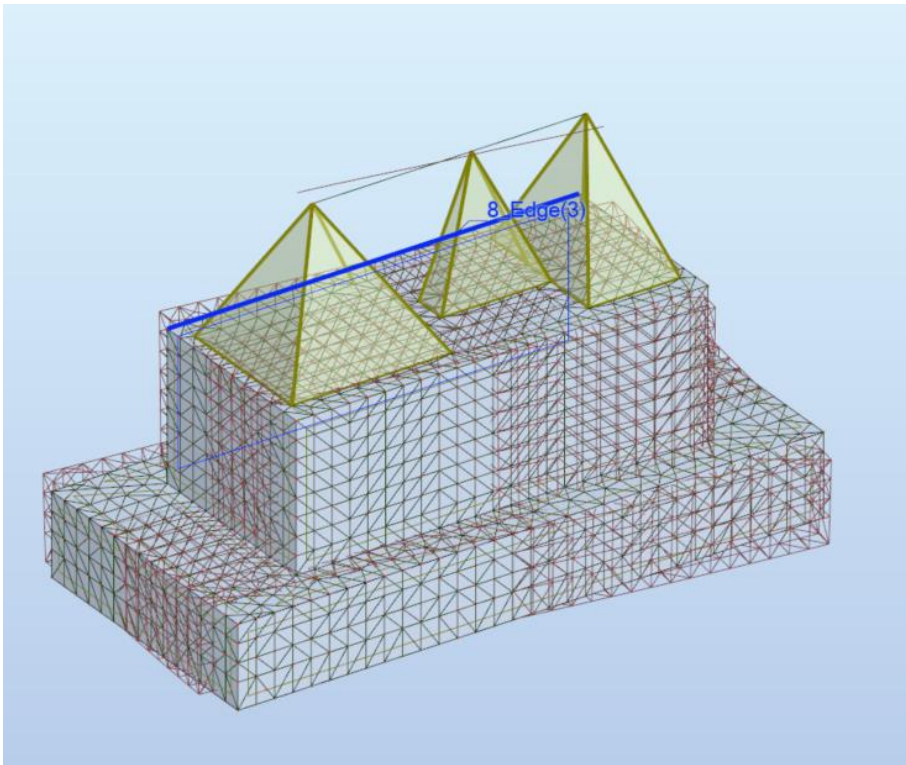


Joonis 3.13 Modaalanalüüsi koormused, massid

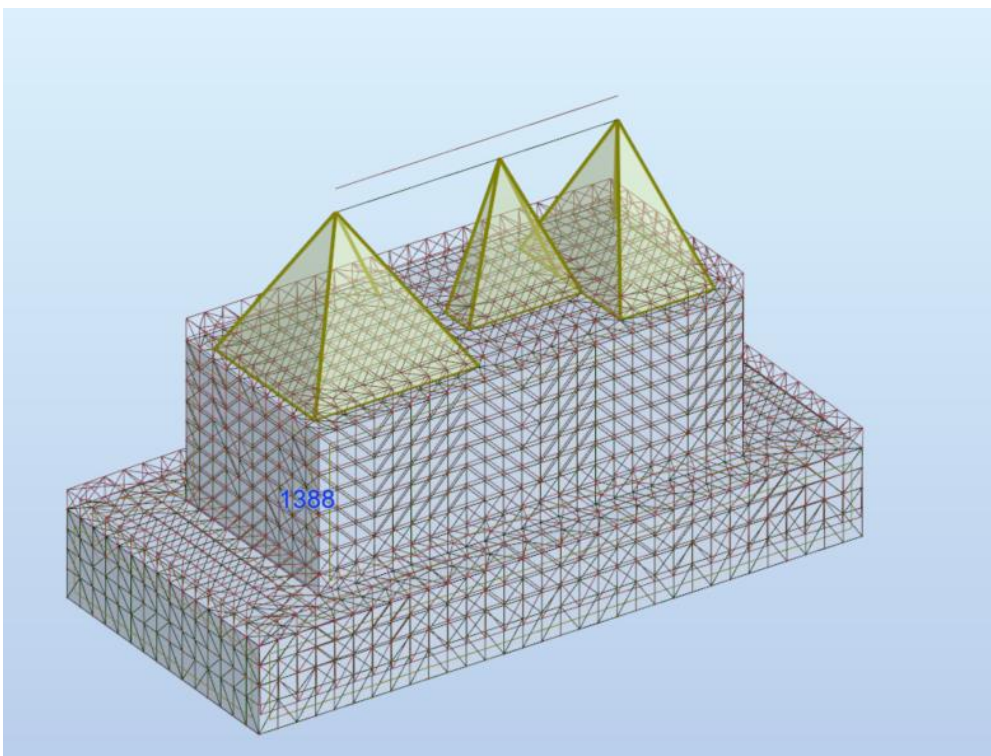
Tabel 3.4 Modaalanalüüsi tulemused

Mood	Omvõnkesagedus, Hz	Kogu mass UX, UY, UZ, kg	Erinevus võrreldes sundvõnkumisega $f_m = 53,1$ Hz
1	27,57	922219,65	48,1 %
2	40,85	922219,65	23,1 %
3	58,51	922219,65	10,2 %
4	60,72	922219,65	14,3 %
5	77,2	922219,65	45,4 %
6	83,66	922219,65	57,6 %
7	156,24	922219,65	194,2 %
8	160,30	922219,65	202,4 %
9	201,01	922219,65	278,5 %
10	201,44	922219,65	279,4 %

Tabelist on näha, et resonantsis on kolmas mood 10,2 % ja neljas mood 14,3 %. Seetõttu on vajalik kindlasti teha harmooniline analüüs et leida siirded. Lisaks oleks soovitatav teha ka ajaline analüüs et võtta arvesse pinnase sumbuvus. Allpool on kolmanda ja neljanda moodi kujud võnkumisel.



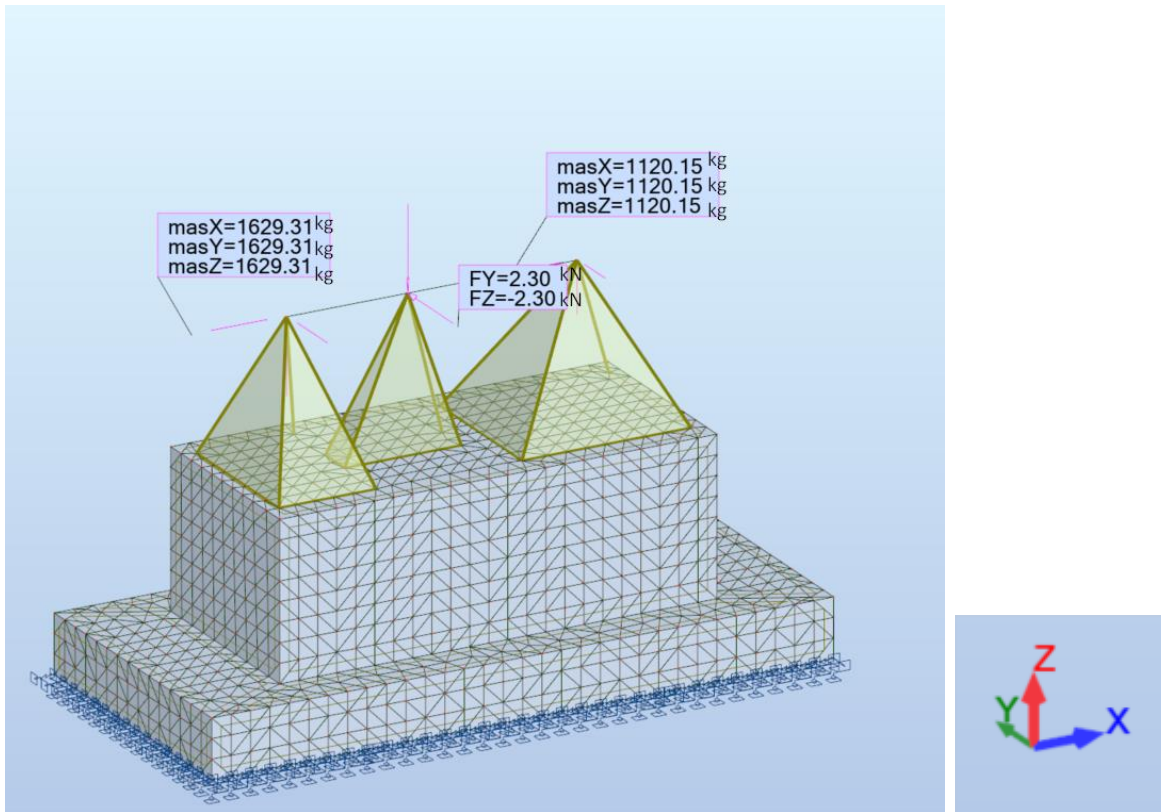
Joonis 3.14 Mood 3 (10,2 Hz) deformeeritud kuju



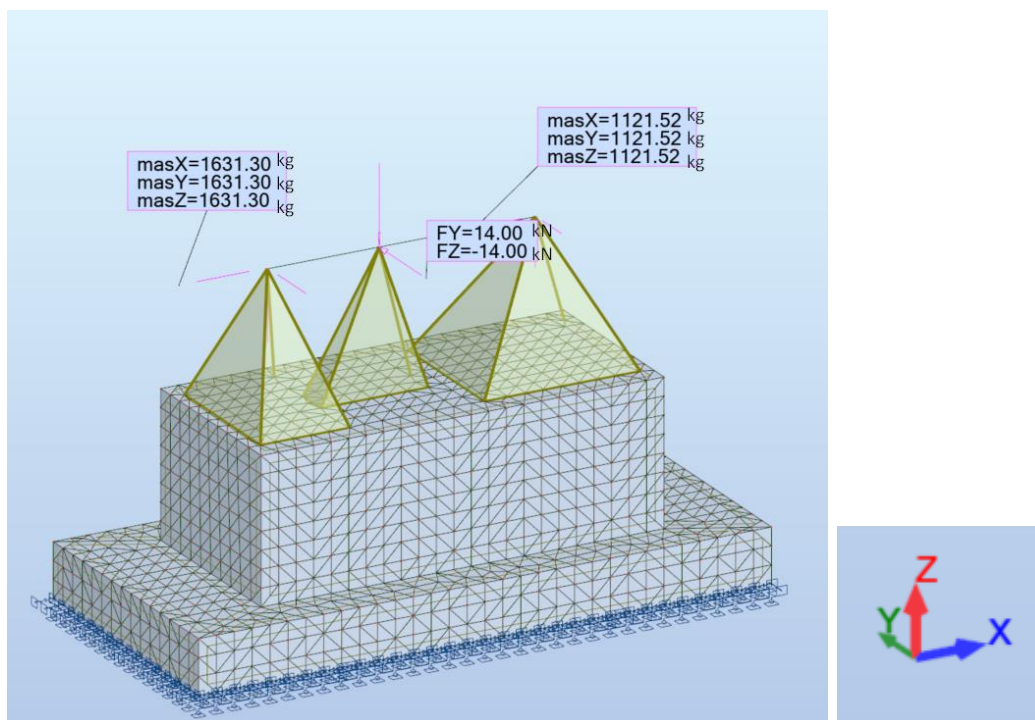
Joonis 3.15 Mood 4 (14,3 Hz) deformeeritud kuju

3.13 Harmooniline analüüs

Harmoonilises analüüsis vaadeldakse tasakaalustamata pöörlevate jõudude ekstsentrilisuste tekitatavaid jõudusid nominaal- ja erakorralises olukorras. Kasutatud on norme vastavalt standarditele DIN4024 ja VDI2060 [6], [2]. Arvestatud on tasakaalust väljas olevate jõududega (olukord 5 ja 6, kN), ning võnkuvaks massiks on seadme koormus (olukord 2, kg) ning vundamendi omakaal (olukord 1, kg). Sundvõnkumise pöörlemissagedus on $f_m = 3185 \text{ p/min} = 53,1 \text{ Hz (p/s)}$.



Joonis 3.16 Rotor tasakaalust väljas, nominaalolukord

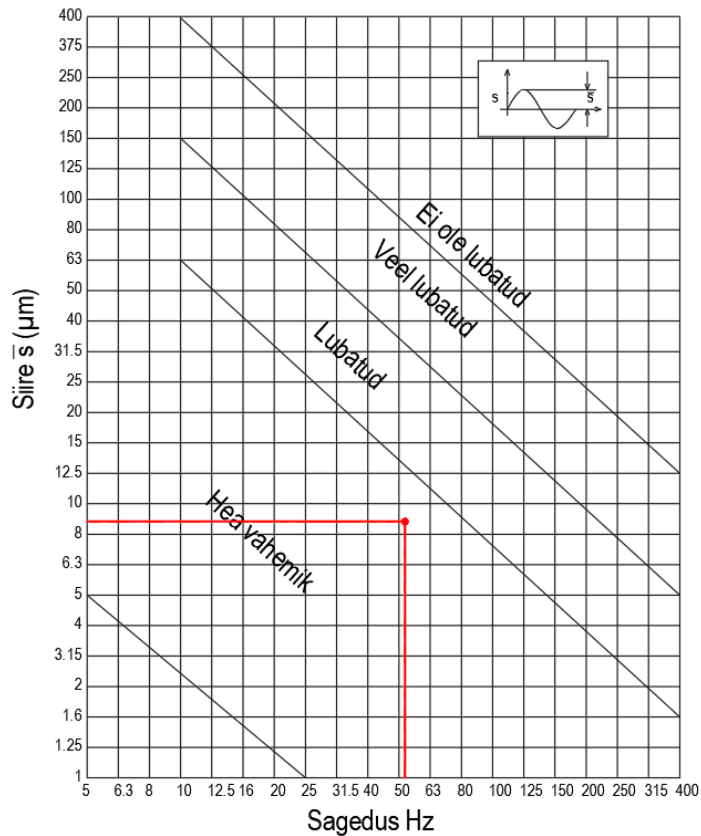


Joonis 3.17 Rootor tasakaalust väljas, erakorraline olukord

Järgnevalt on toodud maksimaalsed siirded harmoonilisest analüüsist.

Tabel 3.5 Harmoonilise analüüsi tulemused, siirded

Olukord	Maksimaalne siire UX, mm	Maksimaalne siire UY, mm	Maksimaalne siire UZ, mm
Harmooniline analüüs, nominaalne olukord	+0,0003/-0,0003	+0,0014/-0,0014	+0,0010/-0,0010
Harmooniline analüüs, erakorraline olukord	+0,0019/-0,0019	+0,0086/-0,0086	+0,0063/-0,0063

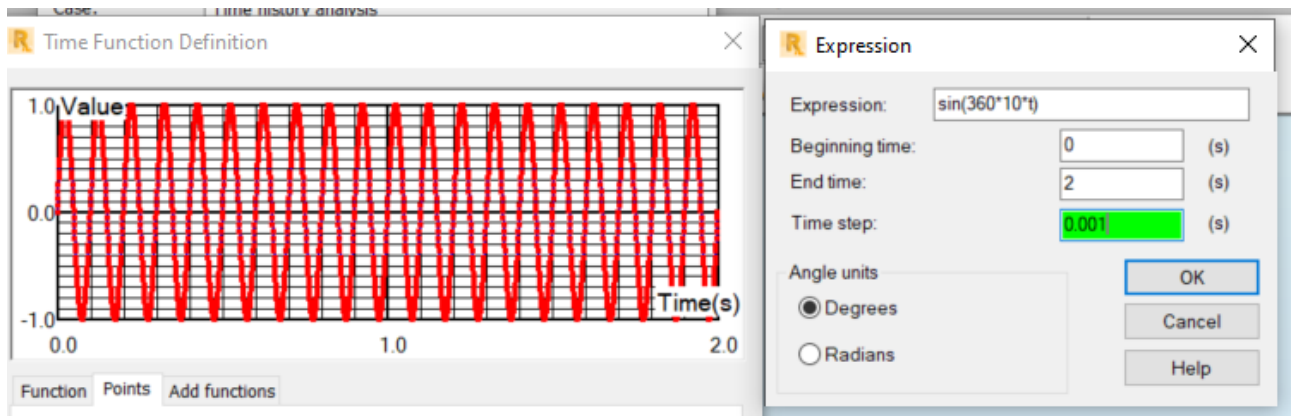


Graafik 3.1 Vastavalt VDI2056 Erakorraline olukord UY suunas

Nagu graafikult näha siis siire on suhteliselt tühine võrreldes lubatud vahemikke. Vaadeldud on ainult erakorralise olukorra UY siiret kuna teised on veel väiksemad ja ei mahu enam graafikusse.

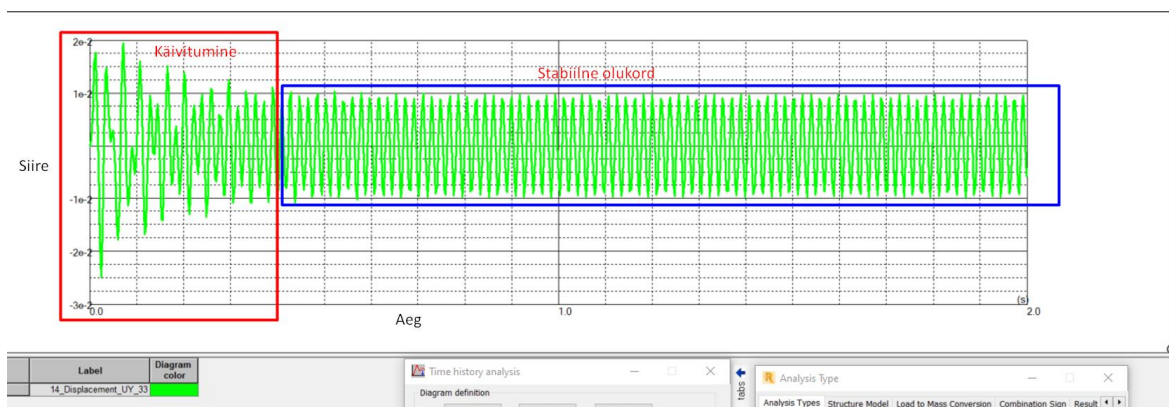
3.14 Ajaline analüüs (Time history analysis)

Ajaline analüüs teostatakse et kontrollida lisaks harmoonilisele analüüsile ka pinnasesumbuvust. Kui pinnasesumbuvust mitte arvestada siis peaks tulemused tulema analoogsed harmoonilise analüüsiga. Lähteandmed on samad, lisanduvad vaid sumbuuse vertikaalne ja horisontaalne konstant $c_z = 38\,973\text{ kNsec/m}$ ja $c_x = 8582\text{ kNsec/m}$. Harmoonilises analüüsis lisatakse võnkesagedus siinus- või koonusfunktsioonina.



Joonis 3.18 Näide 10 Hz sagedusega siinusfunktsioon

Kuna ajaline analüüs arvestab ka käivitamise hetke, siis võrreldes harmoonilise analüüsiga on siin esialgu siirded suuremad kuna sundvõnkesageduseni jõudmiseks läbib masin ka resonantsiolukorra. Samas kui lisada mõlemasse arvutusse väike sumbuvus 3 %, siis ajalises analüüsis peale algust stabiilses osas on siirded harmoonilise analüüsiga samad. Järgnevalt on toodud graafik Y-suunas vastavalt sundvõngetele.

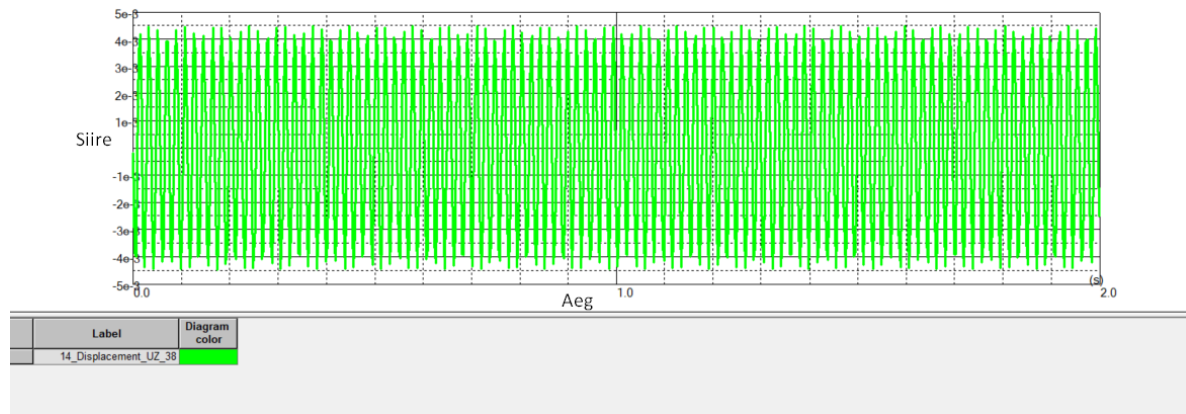


Joonis 3.19 Ajalises analüüsis Y-suunas siirded

Kuna on teada et kaks moodi olukorda võivad tekitada resonantsi on võimalik ka lisada pinnasevedrudele sumbuvus, mis on eelnevates peatükkides arvatud. Lisades pinnasevedrudele sumbuvus on näha et tänu sellele on vähenenud ka siirded. Pinnasevedrude sumbuvus vähendab ka käivitamisrežiimi mõju, seega võib arvestada maksimaalseid siirdeid tulemustest.

Tabel 3.6 Ajalise analüüsi siirded pinnase sumbuvusega

Olukord	Maksimaalne siire UX, mm	Maksimaalne siire UY, mm	Maksimaalne siire UZ, mm
Ajaline analüüs, erakorraline olukord, käivitus	+0,0006/-0,0006	+0,0107/-0,0107	+0,0045/-0,0045



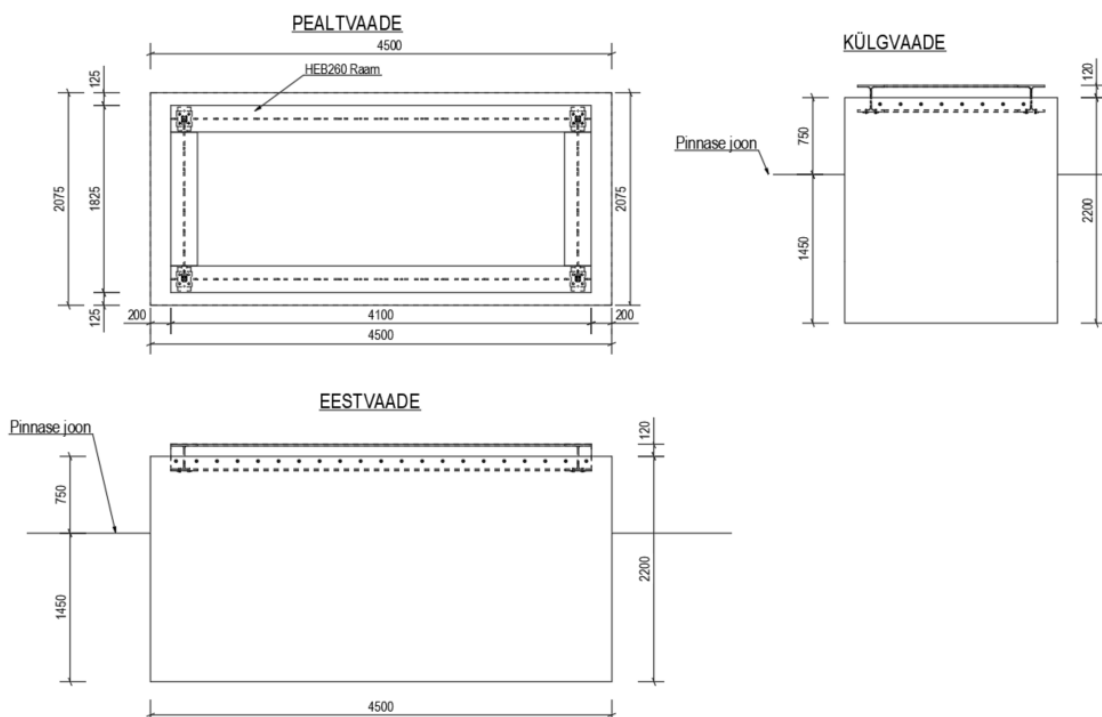
Joonis 3.20 Ajalises analüüsis Z-suunas siirded koos pinnasesumbuvusega

4 Vundamendi optimeerimine

Kuna vundamendil on vaadeldes siirdeid jäänud ka varu siis on järgnevalt tehtud lisaks kaks arvutust, kus on vähendatud vundamentide mõõtmeid. Mõlemate vähendatud vundamentidel on mahud sarnased.

4.1 Optimeerimine, variant 2

Variandil on muudetud kuju ühtseks risttahukaks, ehk taldmiku osa on ära kaotatud. Vundamendi mõõdud on 4,1x2,075x2,2 (PxLxK). Järgnevates tabelites on välja toodud Pinnasevedrude omadused vastavalt muutunud vundamendile on sängitusmoodulid $k_x = 828\,421 \text{ kN/m}^3$, $k_z = 1\,093\,133 \text{ kN/m}^3$ ning sumbuvustegurid $c_x = 5713 \text{ kNsec/m}$, $c_z = 17\,269 \text{ kNsec/m}$. Veel on tabelites ka dünaamiliste arvutuste tulemused, modaalanalüüs, harmoonilise analüüsi siirded, ning ajalise analüüsi siirded.



Joonis 4.1 Variant 2 geometria

Tabel 4.1 Modaalanalüüsi tulemused, variant 2

Mood	Omapõnkesagedus, Hz	Kogu mass UX, UY, UZ, kg	Erinevus võrreldes sundvõnkumisega $f_m = 53,1 \text{ Hz}$
1	23,89	63 490,24	60,6 %

2	34,09	63 490,24	35,8 %
3	50,01	63 490,24	5,8 %
4	62,84	63 490,24	18,3 %
5	80,95	63 490,24	52,4 %
6	93,55	63 490,24	76,4 %
7	157,53	63 490,24	96,3 %
8	182,07	63 490,24	242,9 %
9	236,36	63 490,24	345,1 %
10	248,45	63 490,24	367,9 %

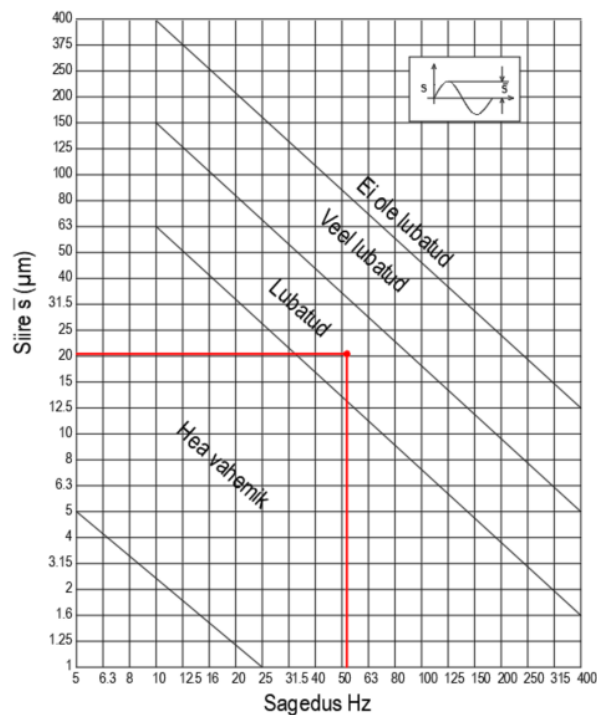
Tulemustest on näha et mood 3 ja 4 on resonantsis, ehk vaja on kontrollida ka siirdeid.

Tabel 4.2 Harmoonilise analüüsi tulemused, siirded, variant 2

Olukord	Maksimaalne siire UX, mm	Maksimaalne siire UY, mm	Maksimaalne siire UZ, mm
Harmooniline analüüs, nominaalne olukord	+0,0006/-0,0006	+0,0021/-0,0021	+0,0011/-0,0011
Harmooniline analüüs, erakorraline olukord	+0,0036/-0,0036	+0,0227/-0,0227	+0,0067/-0,0067

Tabel 4.3 Ajalise analüüsi siirded pinnase sumbuusega, variant 2

Olukord	Maksimaalne siire UX, mm	Maksimaalne siire UY, mm	Maksimaalne siire UZ, mm
Ajaline analüüs, erakorraline olukord, käivitus	+0,0010/-0,0010	+0,0205/-0,0205	+0,0048/-0,0048

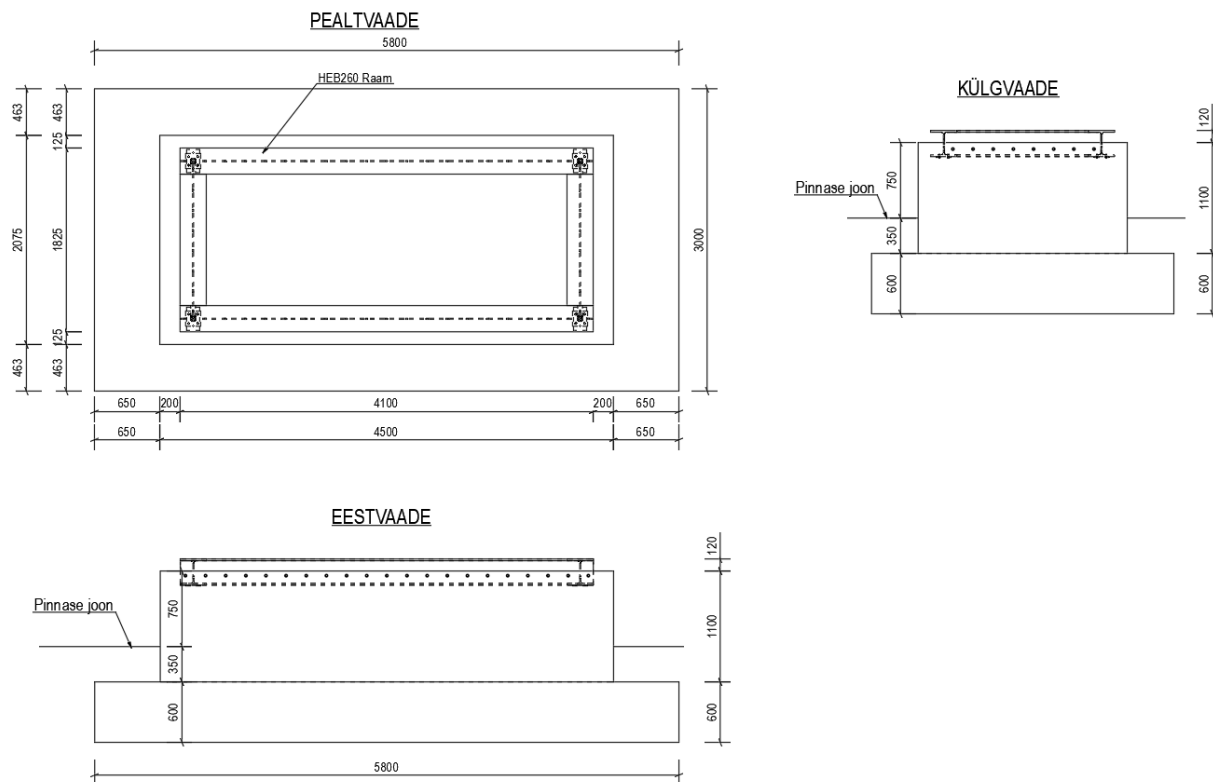


Graafik 4.1 Vastavalt VDI2056 Erakorraline olukord UY suunas, 2. variant

4.2 Optimeerimine, variant 3

Kolmandal variandil on muudetud taldmiku pikkust väiksemaks 5,8x3x0,6 m (PxLxK). Lisaks on vähendatud vundamendi sügavust 0,5 m võrra. Vundamendi taldmik jääb küll külmumissügavusest ülespoole (-0,95 m), kuid vundament rajatakse hoone sisse kus külmumissügavust ei pea arvestama. Ära tuleb märkida et vundamenti ei tohi ehitada külmal ajal ega tohi ehituse ajal jätta pikemaks ajaks külma kätte.

Pinnasevedrude omadused vastavalt muutunud vundamendile on sängitusmoodulid $k_x = 579265 \text{ kN/m}^3$, $k_z = 764362 \text{ kN/m}^3$ ning sumbuvustegurid $c_x = 8170 \text{ kNsec/m}$, $c_z = 35319 \text{ kNsec/m}$. Järgnevas tabelites on dünaamiliste arvutuste tulemused, modaalanalüüs, harmoonilise analüüsi siirded, ning ajalise analüüsi siirded.



Joonis 4.2 Variant 3 geometria

Tabel 4.4 Modaalanalüüs 3. variant

Mood	Omvõnkesagedus, Hz	Kogu mass UX, UY, UZ, kg	Erinevus võrreldes sundvõnkumisega $f_m = 53,1$ Hz
1	35,89	68 167,16	32,4 %
2	47,27	68 167,16	10,9 %
3	63,67	68 167,16	19,9 %
4	68,66	68 167,16	29,3 %
5	83,82	68 167,16	57,8 %
6	92,83	68 167,16	74,8 %
7	152,21	68 167,16	186,6 %
8	163,49	68 167,16	207,9 %
9	224,79	68 167,16	323,3 %
10	225,50	68 167,16	324,7 %

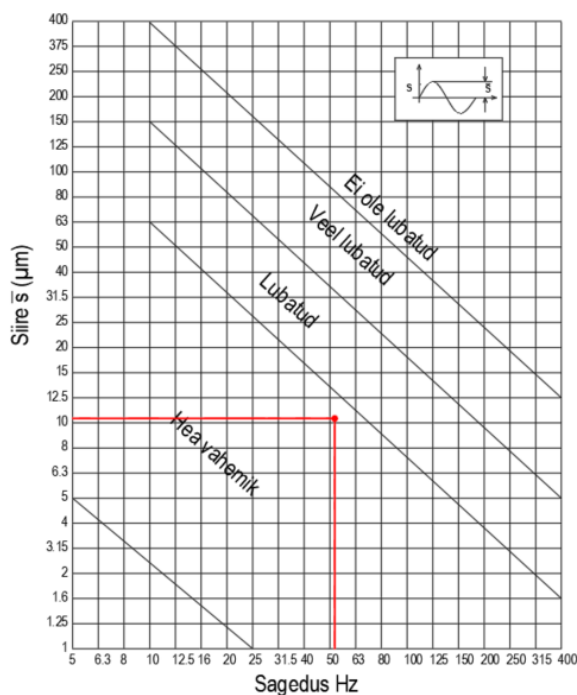
Tulemustest on näha et mood 2 ja 3 on resonantsis, ehk vaja on kontrollida ka siirdeid.

Tabel 4.5 5 Harmoonilise analüüsi tulemused, siirded, variant 3

Olukord	Maksimaalne siire UX, mm	Maksimaalne siire UY, mm	Maksimaalne siire UZ, mm
Harmooniline analüüs, nominaalne olukord	+0,0003/-0,0003	+0,0023/-0,0023	+0,0012/-0,0012
Harmooniline analüüs, erakorraline olukord	+0,0020/-0,0020	+0,0141/-0,0141	+0,0073/-0,0073

Tabel 4.6 Ajalise analüüsi siirded pinnase sumbuusega, variant 3

Olukord	Maksimaalne siire UX, mm	Maksimaalne siire UY, mm	Maksimaalne siire UZ, mm
Ajaline analüüs, erakorraline olukord, käivitus	+0,0008/-0,0008	+0,0131/-0,0131	+0,0046/-0,0046



Graafik 4.2 Vastavalt VDI2056 Erakorraline olukord UY suunas, 3. variant

4.3 Variantide võrdlus

Järgnevalt on välja toodud kolme variandi erinevused. Võrreldud on omavõnkesageduste ja sundvõnkesageduste suhteid ehk resonantsiohtu ($\leq 20-25\%$), tasakaalust väljas olevate jõudude tekitatud siirdeid ning mahtusid.

Tabel 4.7 Kolme variandi võrdlus

Variant	Kõige suurem resonantsioht %	Siirded sundvõnkumisest(ajaline analüüs, eriakorraline, UY), mm	Vundamendi maht, m³
1.	10,2 %	0,0107	26,59
2.	5,8 %	0,0205	20,67
3.	10,9 %	0,0131	20,84

Võrdlustabelist on näha et kõige paremad tulemused on esimesel variandil. Seda oli ka arvata, kuna betooni maht ning taldmiku suurus on kõige suurem. Vaadates järgmises peatükis analüütilist arvutust siis betooni maht ja koormused küll vähendavad omavõnkesagedusi, kuid samas on vaja täita ka konstruktiivsed ja arvutuslikud nõuded et vundament oleks jäik. Teisel variandil on tehtud vundament ühtseks risttahukaks. Kuna tallaalune osa on vähenenud on suurenenud ka oluliselt resonantsioht ja siirded. Kolmandas variandis on toodud vundament kõrgemale ja vähendatud taldmiku suurust nii et mahud oleks teise variandiga võrdsed. Näha on, et resonantsioht on väiksem ning samas ka maksimaalsed siirded eriolukorras on väiksemad. Selle analüüsi tulemusel oleks kõige optimaalsem teine variant ning vundamendi mahtu võrreldes esialgsega saaks vähendada 5,75 m³(14,4 t).

5 Arvutustulemuste kontroll

Arvutustulemustele on tehtud analüütiliste arvutustega kontroll. Kontroll on tehtud variant 2 järgi ning võrreldakse nii modaalanalüüsiga saadud omavõnkesagedusi kui ka harmoonilise ja ajalise analüüsiga saadud siirded. [1]

5.1 Lähteandmed

Vundamendi pikkus $L = 4,5$ m;

Vundamendi laius $B = 2,08$ m;

Vundamendi kõrgus $H = 2,20$ m;

Vundamendi sügavus maa sees $h_1 = 1,45$ m;

Raskuskiirendus - $g = 9,81$ m/s²;

Vundamendi taldmiku pindala - $A_{vund} = LB = 4,5 \cdot 2,08 = 9,36$ m²;

Vundamendi ruumala - $V_{vund} = LBH = 4,5 \cdot 2,075 \cdot 2,2 = 20,54$ m³;

Vundamendi betooni mahukaal = $\gamma_v = 25$ kN/m³;

Pinnase mahukaal - $\gamma_\tau = 18$ kN/m³;

Vundamendi mass - $m_{vund} = V_{vund} \cdot \gamma_v / g = 20,54 \cdot 25 / 9,81 = 52,3$ t;

Mootori mass - $m_{mootor} = 16 / 9,81 = 1,63$ t;

Rootori mass - $m_{rootor} = 11 / 9,81 = 1,12$ t

Raami ja liivatäite mass - $m_{raam} = 85 / 9,81 = 8,66$ t

Vundamendi kaal - $W_{vund} = V_{vund} \cdot \gamma_v = 20,54 \cdot 25 = 513,5$ kN;

Vundamendi mass - $m_{vund} = V_{vund} \cdot \gamma_v / g = 20,54 \cdot 25 / 9,81 = 52,34$ t;

Mootori kaal - $W_{mootor} = 16$ kN;

Rootori mass - $W_{rootor} = 11$ kN;

Raami ja liivatäite kaal - $W_{raam} = 85$ kN;

Seadmete kaal kokku- $W_{seadmed} = 85 + 11 + 16 = 112 \text{ kN}$;

Kogu kaal, vundament + seadmed - $W_{kokku} = 513,5 + 11 + 16 + 85 = 625,5 \text{ kN}$

Kogu mass, vundament + seadmed - $m_{kokku} = 52,34 + 8,66 + 1,12 + 1,63 = 63,75 \text{ t}$

5.2 Pinnasesurve

Järgnevalt on leitud pinnasesurve, mis peaks jääma lubatud pinnasesurvele nii palju väiksemaks et varu teistele koormustele oleks minimaalselt 30 %.

$$q_{pinnas} = \frac{W_{kokku}}{A_{vund}} = \frac{625,5}{9,39} = 66,6 \text{ kN/m}^2 \quad (5.1)$$

kus q_{pinnas} – Vundamendilt ja seadmetelt mõjuv koormus pinnasele, kN/m².

$$D_{pinnas} = \frac{q_{pinnas}}{q_{pmax}} = \frac{66,6}{400} = 0,17 = 17 \% \leq 30 \% \quad (5.2)$$

kus q_{pmax} – Maksimaalne lubatud koormus pinnasele, kN/m²;

D_{pinnas} – mõjuva ja maksimaalse lubatava koormuse suhe.

5.3 Ekstsentrilisused

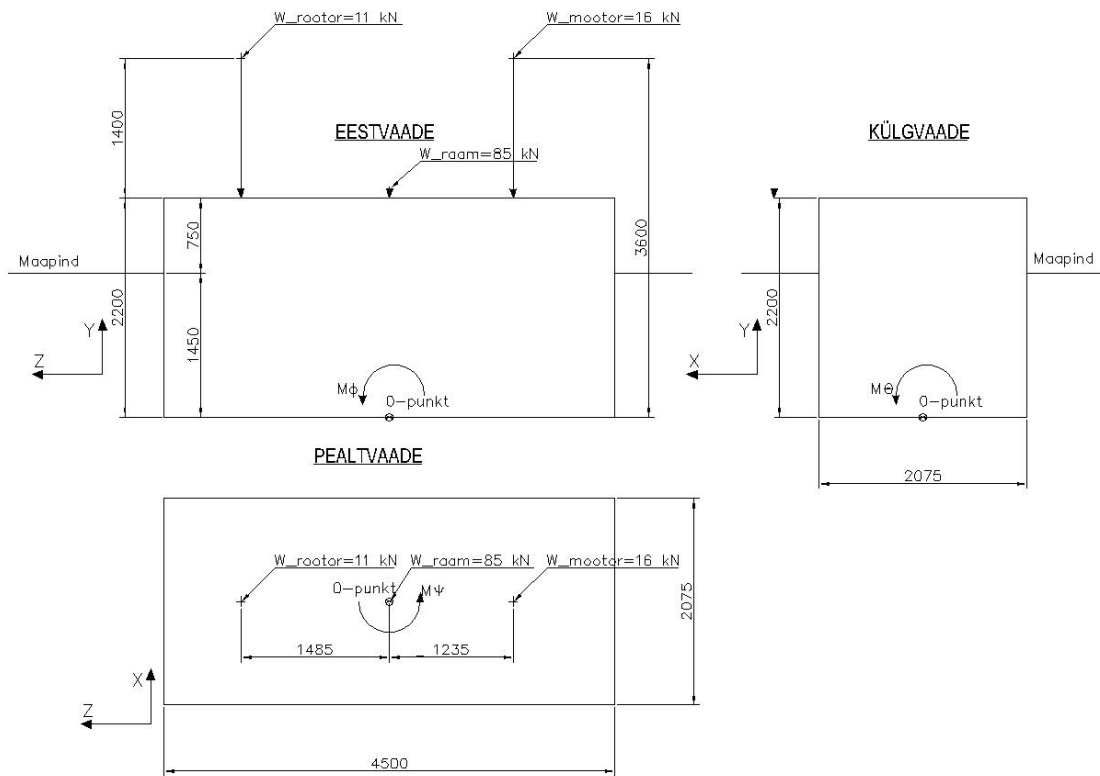
Võrreldes mudelarvutusega kus seadmete koormused olid paigutatud ettenähtud ala peale on siin arvutustes võetud koormus nende tsentrisse. Kasutatud on 0-punkti mis asub taldmiku all ja keskel ning koormuste asukohad on alljärgneva tabeli järgi:

Tabel 5.1 Koormuste asukohad nullpunkti suhtes

	Roor, W_{roor}, m	Mootor, W_{mootor}, m	Raam+Liiv, W_{raam}, m
Koormus	11	16	85
Koordinaat võrreldes nullpunktiga			
X _i	0	0	0
Y _i	3,6	3,6	2,2
Z _i	1,485	-1,235	0

Tabel 5.2 Vundamendiploki tsentri asukoht võrreldes nullpunktiga

Plokk	x	y	z	x _i	y _i	z _i
1	2,075	2,2	4,1	0	1,1	0



Joonis 5.1 Koormuste asukohad nullpunkti suhtes

Järgnevalt on leitud seadmete koormuste tsentrid \bar{x}_{m0} , \bar{y}_{m0} , \bar{z}_{m0} nullpunkti suhtes.

$$\begin{aligned} \sum W_{seadmed} x_i &= \text{abs}[W_{rootor} x_i + W_{mootor} x_i + W_{raam} x_i] \\ &= \text{abs}[11 \cdot 0 + 16 \cdot 0 + 85 \cdot 0] = 0 \end{aligned} \quad (5.3)$$

$$\begin{aligned} \sum W_{seadmed} y_i &= \text{abs}[W_{rootor} y_i + W_{mootor} y_i + W_{raam} y_i] \\ &= \text{abs}[11 \cdot 3,6 + 16 \cdot 3,6 + 85 \cdot 2,2] = 284,2 \text{ kN} \end{aligned} \quad (5.4)$$

$$\begin{aligned} \sum W_{seadmed} z_i &= \text{abs}[W_{rootor} z_i + W_{mootor} z_i + W_{raam} z_i] \\ &= \text{abs}[11 \cdot 1,485 + 16 \cdot -1,235 + 85 \cdot 0] \\ &= 3,43 \text{ kN} \end{aligned} \quad (5.5)$$

$$\bar{x}_{m0} = \frac{\sum W_{seadmed} x_i}{\sum W_{seadmed}} = \frac{0}{112} = 0 \quad (5.6)$$

$$\bar{y}_{m0} = \frac{\sum W_{seadmed} y_i}{\sum W_{seadmed}} = \frac{284,2}{112} = 2,54 \quad (5.7)$$

$$\bar{z}_{m0} = \frac{\sum W_{seadmed} z_i}{\sum W_{seadmed}} = \frac{3,43}{112} = 0,03 \quad (5.8)$$

Järgnevalt on leitud vundamendiploki tšenter $\bar{x}_{f0}, \bar{y}_{f0}, \bar{z}_{f0}$ nullpunkti suhtes.

$$\sum W_{vund} x_i = 513,5 \cdot 0 = 0 \quad (5.9)$$

$$\sum W_{vund} y_i = 513,5 \cdot 1,1 = 564,9 \text{ kN} \quad (5.10)$$

$$\sum W_{vund} z_i = 513,5 \cdot 0 = 0 \quad (5.11)$$

$$\bar{x}_{f0} = \frac{\sum W_{vund} x_i}{\sum W_{vund}} = \frac{0}{513,5} = 0 \quad (5.12)$$

$$\bar{y}_{f0} = \frac{\sum W_{vund} y_i}{\sum W_{vund}} = \frac{564,9}{513,5} = 1,1 \quad (5.13)$$

$$\bar{z}_{f0} = \frac{\sum W_{vund} z_i}{\sum W_{vund}} = \frac{0}{513,5} = 0 \quad (5.14)$$

Järgmisena leitakse seadmete+vundamentide tšenter nullpunkti suhtes \bar{x}_0, \bar{y}_0 ja \bar{z}_0 .

$$\bar{x}_0 = \frac{\sum (W_{seadmed} \bar{x}_{m0} + W_{vund} \bar{x}_{f0})}{\sum (W_{seadmed} + W_{vund})} = \frac{112 \cdot 0 + 513,5 \cdot 0}{112 + 513,5} = 0 \quad (5.15)$$

$$\bar{y}_0 = \frac{\sum (W_{seadmed} \bar{y}_{m0} + W_{vund} \bar{y}_{f0})}{\sum (W_{seadmed} + W_{vund})} = \frac{112 \cdot 2,54 + 513,5 \cdot 1,1}{112 + 513,5} = 1,36 \quad (5.16)$$

$$\bar{z}_0 = \frac{\sum (W_{seadmed} \bar{z}_{m0} + W_{vund} \bar{z}_{f0})}{\sum (W_{seadmed} + W_{vund})} = \frac{112 \cdot 0,03 + 513,5 \cdot 0}{112 + 513,5} = 0,0055 \quad (5.17)$$

Edasi on leitud ekstsentrilisused e_x, e_x x-telje ja y-telje suhtes. Ekstsentrilisus peab jääma alla 5 %.

$$e_x = \frac{\bar{x}_0}{B} = \frac{0}{2,08} \cdot 100 = 0 \% < 5 \% \quad (5.18)$$

$$e_z = \frac{\bar{y}_0}{L} = \frac{0,01}{4,5} \cdot 100 = 12 \% < 5 \% \quad (5.19)$$

5.4 Pinnase omadused

Arvestatud on eelnevalt leitud pinnasevedrude omadused vertikaal- ja külgsuunas suunas $k_x = k_z = 828\,421 \text{ kN/m}^3$, $k_y = 1\,093\,133 \text{ kN/m}^3$. Lisaks on leitud pöördsuunas pinnasevedrude omadused, tähised vastavalt joonis Joonis 5.2 tähistele.

$$k_{\theta} = k_{\varphi} = 2k_y = 2 \cdot 1\,093\,133 = 2\,186\,266 \text{ kN/m}^3 \quad (5.20)$$

$$k_{\psi} = 0,75k_y = 0,75 \cdot 1\,093\,133 = 819\,850 \text{ kN/m}^3 \quad (5.21)$$

Edasi leitakse pinnasevedru jäikus joonpinnale $k_{tz}, k_{tx}, k_{ty}, k_{\theta}, k_{\varphi}, k_{\psi}$. Pöördejäikuste leidmiseks on esmalt vaja leida vundamendi inertsimoment ümber x, y ja z-telje I_{xx}, I_{zz}, I_{yy} .

$$I_{xx} = \frac{1}{12}BL^3 = \frac{1}{12} \cdot 2,075 \cdot 4,5^3 = 15,76 \text{ m}^4 \quad (5.22)$$

$$I_{zz} = \frac{1}{12}B^3L = \frac{1}{12} \cdot 2,075^3 \cdot 4,5 = 3,35 \text{ m}^4 \quad (5.23)$$

$$I_{yy} = I_{xx} + I_{zz} = 15,76 + 3,35 = 19,11 \text{ m}^4 \quad (5.24)$$

$$k_{tz} = k_{tx} = k_z A_{vund} = 828\,421 \cdot 9,36 = 7\,754\,020 \text{ kN/m} \quad (5.25)$$

$$k_{ty} = k_y A_{vund} = 1\,093\,133 \cdot 9,36 = 10\,231\,724 \text{ kN/m} \quad (5.26)$$

$$k_{t\theta} = k_{\theta} I_{xx} = 2\,186\,222 \cdot 15,76 = 34\,454\,859 \frac{\text{kNm}}{\text{rad}} \quad (5.27)$$

$$k_{t\varphi} = k_{\varphi} I_{zz} = 2\,186\,222 \cdot 3,35 = 7\,323\,845 \frac{\text{kNm}}{\text{rad}} \quad (5.28)$$

$$k_{t\psi} = k_{\psi} I_{yy} = 819\,850 \cdot 19,11 = 15\,667\,334 \frac{\text{kNm}}{\text{rad}} \quad (5.29)$$

5.5 Masina koormuste ja vundamendi inertsimomentide arvutus

Esmalt on vajalik leida masina koormuste inertsimoment $M_{m0x_masin}, M_{m0y_masin}, M_{m0z_masin}$ vundamendi nullpunkti suhtes igas telje sihis.

$$\begin{aligned} M_{m0x_masin} &= \sum[(m_i(y_i^2 + z_i^2))] = 1,63(-1,235^2 + 3,6^2) + 1,12(1,485^2 + 3,6^2) + 8,66(0^2 + 2,2^2) \\ &= 82,57 \text{ t} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{m0y_masin} &= \sum[(m_i(x_i^2 + z_i^2))] = 1,63(-1,235^2 + 0^2) + 1,12(1,485^2 + 0^2) + 8,66(0^2 + 0^2) \\ &= 4,96 \text{ t} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{m0z_masin} &= \sum[(m_i(x_i^2 + y_i^2))] = 1,63(3,6^2 + 0^2) + 1,12(3,6^2 + 0^2) + 8,66(2,2^2 + 0^2) \\ &= 77,61 \text{ t} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

Seejärel vundamendiploki inertsimoment $M_{m0x_vund}, M_{m0y_vund}, M_{m0z_vund}$ vundamendi nullpunkti suhtes igas sihis.

$$\begin{aligned}
 M_{m0x_vund} &= \sum \left[\left(\frac{m_i}{12} \right) (y^2 + z^2) + m_i (y_i^2 + z_i^2) \right] & (5.30) \\
 &= \frac{52,34}{12} \cdot (2,2^2 + 4,1^2) + 52,34 \cdot (1,1^2 + 0^2) \\
 &= 157,8 \text{ t} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{m0y_vund} &= \sum \left[\left(\frac{m_i}{12} \right) (x^2 + z^2) + m_i (x_i^2 + z_i^2) \right] & (5.31) \\
 &= \frac{52,34}{12} \cdot (2,075^2 + 4,1^2) + 52,34 \cdot (0^2 + 0^2) = 92,1 \text{ t} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{m0z_vund} &= \sum \left[\left(\frac{m_i}{12} \right) (y^2 + x^2) + m_i (y_i^2 + x_i^2) \right] & (5.32) \\
 &= \frac{52,34}{12} \cdot (2,2^2 + 2,075^2) + 52,34 \cdot (1,1^2 + 0^2) \\
 &= 103,2 \text{ t} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

Järgnevalt on leitud kogu inertsimoment (masin+vundament) M_{m0x} , M_{m0y} , M_{m0z} ümber nullpunkti.

$$M_{m0x} = M_{m0x_masin} + M_{m0x_vund} = 82,57 + 157,8 = 240,37 \text{ t} \cdot \text{m}^2 \quad (5.33)$$

$$M_{m0y} = M_{m0y_masin} + M_{m0y_vund} = 4,96 + 92,1 = 97,06 \text{ t} \cdot \text{m}^2 \quad (5.34)$$

$$M_{m0z} = M_{m0z_masin} + M_{m0z_vund} = 77,61 + 103,2 = 180,81 \text{ t} \cdot \text{m}^2 \quad (5.35)$$

Edasi on leitud seadmete+vundamenti inertsimoment ümber üldise vundamendi ploki tsenterpunkti M_{mx} , M_{my} , M_{mz} .

$$\begin{aligned}
 M_{mx} &= M_{m0x} - m(\bar{y}_0^2 + \bar{z}_0^2) = 240,37 - 63,75 \cdot (0,0055^2 + 1,36^2) & (5.36) \\
 &= 122,5 \text{ t} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

$$M_{my} = M_{m0y} - m(\bar{x}_0^2 + \bar{z}_0^2) = 97,06 - 63,75 \cdot (0 + 0,0055^2) = 97,1 \text{ t} \cdot \text{m}^2 \quad (5.37)$$

$$M_{mz} = M_{m0z} - m(\bar{y}_0^2 + \bar{x}_0^2) = 180,81 - 63,75 \cdot (1,36^2 + 0^2) = 62,9 \text{ t} \cdot \text{m}^2 \quad (5.38)$$

Suhted üleüldise nullpunkti inertsimomendi nullpunkti inertsimomendi, γ_x , γ_y , γ_z .

$$\gamma_x = \frac{M_{mx}}{M_{m0x}} = \frac{122,5}{240,37} = 0,51 \quad (5.39)$$

$$\gamma_y = \frac{M_{my}}{M_{m0y}} = \frac{97,1}{97,06} = 1 \quad (5.40)$$

$$\gamma_z = \frac{M_{mz}}{M_{m0z}} = \frac{62,9}{180,81} = 0,35 \quad (5.41)$$

Edasi saab leida omavõnkesagedused nii igas otse- ja pöördsuunas ω_x , ω_y , ω_z , ω_θ , ω_ψ , ω_φ .

$$\omega_x = \omega_z = \sqrt{\frac{k_{tx}}{m}} = \sqrt{\frac{7\,754\,020}{63,75}} = 348,75 \frac{\text{rad}}{\text{s}}; f_x = f_z = 55,5 \text{ Hz} \quad (5.42)$$

$$\omega_y = \sqrt{\frac{k_{ty}}{m}} = \sqrt{\frac{10\,231\,724}{63,75}} = 400,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}; f_y = 63,8 \text{ Hz} \quad (5.43)$$

$$\omega_\theta = \sqrt{\frac{k_{t\theta}}{M_{m0x}}} = \sqrt{\frac{34\,454\,859}{240,37}} = 378,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}; f_\theta = 60,3 \text{ Hz} \quad (5.44)$$

$$\omega_\psi = \sqrt{\frac{k_{t\psi}}{M_{m0y}}} = \sqrt{\frac{15\,667\,334}{97,06}} = 471,0 \frac{\text{rad}}{\text{s}}; f_\psi = 75,0 \text{ Hz} \quad (5.45)$$

$$\omega_\phi = \sqrt{\frac{k_{t\phi}}{M_{m0z}}} = \sqrt{\frac{7\,323\,845}{180,81}} = 201,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}; f_\phi = 32,0 \text{ Hz} \quad (5.46)$$

Edasi saab leida ühendatud omavõnkesagedused :

- Mood mis vastab x & ϕ siirdele (x-y teljestik)
- Mood mis vastab z & θ siirdele (y-z teljestik)

Omavõnkesagedused mis vastavad x & ϕ siirdele on vastavalt valemitele:

$$\begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{1}{2\gamma_z} (\omega_x^2 + \omega_\phi^2) - \frac{1}{2\gamma_z} \sqrt{(\omega_x^2 + \omega_\phi^2)^2 - 4\gamma_z \omega_x^2 \omega_\phi^2} & (5.47) \\ &= \frac{1}{2 \cdot 0,35} (348,75^2 + 201,3^2) \\ &\quad - \frac{1}{2 \cdot 0,35} \sqrt{(348,75^2 + 201,3^2)^2 - 4 \cdot 0,35 \cdot 348,75^2 \cdot 201,3^2} \\ &= 231\,640,4 - 198\,936,6 = 32\,704,4 \\ \omega_1 &= \sqrt{32\,704,4} = 162,0 \frac{\text{rad}}{\text{s}}; f_1 = 25,8 \text{ Hz} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \omega_2^2 &= \frac{1}{2\gamma_z} (\omega_x^2 + \omega_\phi^2) + \frac{1}{2\gamma_z} \sqrt{(\omega_x^2 + \omega_\phi^2)^2 - 4\gamma_z \omega_x^2 \omega_\phi^2} & (5.48) \\ &= \frac{1}{2 \cdot 0,35} (348,75^2 + 201,3^2) \\ &\quad - \frac{1}{2 \cdot 0,35} \sqrt{(348,75^2 + 201,3^2)^2 - 4 \cdot 0,35 \cdot 348,75^2 \cdot 201,3^2} \\ &= 231\,640,4 + 198\,936,6 = 430\,577 \\ \omega_2 &= \sqrt{430\,577} = 656,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}; f_2 = 104,5 \text{ Hz} \end{aligned}$$

Omavõnkesagedused mis vastavad z & θ siirdele on vastavalt valemitele:

$$\begin{aligned}\omega_1^2 &= \frac{1}{2\gamma_x}(\omega_z^2 + \omega_\theta^2) - \frac{1}{2\gamma_x}\sqrt{(\omega_z^2 + \omega_\theta^2)^2 - 4\gamma_x\omega_z^2\omega_\theta^2} & (5.49) \\ &= \frac{1}{2 \cdot 0,51}(348,75^2 + 378,6^2) \\ &\quad - \frac{1}{2 \cdot 0,51}\sqrt{(348,75^2 + 378,6^2)^2 - 4 \cdot 0,51 \cdot 348,75^2 \cdot 378,6^2} \\ &= 259\,769 - 182\,472,7 = 77\,269,3 \\ \omega_1 &= \sqrt{77\,269,3} = 263,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}}; ; f_1 = 42,0 \text{ Hz}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\omega_2^2 &= \frac{1}{2\gamma_x}(\omega_z^2 + \omega_\theta^2) + \frac{1}{2\gamma_x}\sqrt{(\omega_z^2 + \omega_\theta^2)^2 - 4\gamma_x\omega_z^2\omega_\theta^2} & (5.50) \\ &= \frac{1}{2 \cdot 0,51}(348,75^2 + 378,6^2) \\ &\quad + \frac{1}{2 \cdot 0,51}\sqrt{(348,75^2 + 378,6^2)^2 - 4 \cdot 0,51 \cdot 348,75^2 \cdot 378,6^2} \\ &= 259\,769 + 182\,472,7 = 442\,241,7 \\ \omega_2 &= \sqrt{442\,241,7}; ; f_2 = 665,0 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 105,9 \text{ Hz}\end{aligned}$$

Lõplikud omavõnkesageduse ja toodud on välja kuus esimest:

Tabel 5.3 Analüütilise- ja mudelarvutuse omavõnkesageduste võrdlus

Mood	Analüütiliselt arvatud, Rad/s	Mudelarvutus, Rad/s	Analüütiliselt arvatud, Hz	Mudelarvutus, Hz	Erinevus analüütilise- ja mudelarvutus
1.	162,0	150,0	25,8	23,89	8,0 %
2.	278,0	226,6	42,0	36,09	16,4 %
3.	378,6	314	55,5	50,01	1,11 %
4.	401,8	395,0	60,3	62,84	4,2 %
5.	471,0	508,4	75,0	80,95	8,0 %
6.	652,6	587,5	104,5	93,55	11,7 %

Kuna omavõnkesageduste erinevus analüütilise- ja mudelarvutusel jääb vahemikku 4,2-16,4 % võib tulemustega rahule jääda. Erinevused võivad tulla analüütilise arvutuse lihtsustustest kui ka arvutuse koostaja vähesest kogemusest kõiki parameetreid õigesti sisestada ja arvestada.

KOKKUVÕTE

Käesoleva lõputöö eesmärgiks oli aru saada võnkuvate süsteemide olemusest. Koostati arvutusmudel olemasoleva vundamendi parameetrite põhjal ning teostati täpsustatud staatilised ja dünaamilised arvutused ja kontrollid. Lisaks leiti võimalusi vundamendi mahu optimeerimiseks.

Töö esimeses peatükis on kirjeldatud nii MVR ventilaatori tööpõhimõtet kui ka kogu aurutussüsteemi. Välja on toodud seadmete andmed ja koormused ning koormuste mõjumise asukohad. Lisaks on kirjeldatud pinnasetingimusi. Teises peatükis on täpsemalt lahti kirjutatud seadme vundamendi arvutamiseks vajaminev teoreetiline osa. See hõlmab siis esialgu staatilist kontrolli, kus kontrollitakse pingeid ning edasi dünaamilist kontrolli. Masina vundamentide arvutustes ja kontrollides on tavaliselt põhirõhk dünaamilistel arvutustel. Need hõlmasid täpsemaid seletusi omavõnkesagedustele, materjali kui ka pinnase sumbuvusele, pinnase kirjeldamist dünaamilises olukorras ning sundvõnkumisel tekkivaid siirdeid. Lisaks on peatükis kirjeldatud ka seadmete tekitatavaid võimalikke dünaamilisi jõudusid.

Kolmandas peatükis on esmalt kirjeldatud mudelarvutuse programmi (Robot Structural Analysis 2022) ja selle mooduli (mahuline mudel inglise keeles volumetric structure) valikut. Seejärel on leitud Whitman-Richart arvutusmetoodika abil pinnasevedrude jäikus ning sumbuvus. Staatilise kontrolli jaoks on kirjeldatud nii staatilisi- kui ka dünaamilisi koormuseid ning koostatud on koormuskombinatsioonid. Dünaamilises arvutuses on esmalt leitud masina enda koormuste põhjal omavõnkesagedused ning võrreldud sundvõnkesagedustega, (53,1 Hz) et leida võimalikke olukordi kus tekib resonantsioht. Harmoonilises ja ajalises analüüsis juba lisati süsteemi ka sundvõnkumine ning arvestati rootori pöörlemisel tasakaalust väljas tekkivate jõududega. Nende jõudude mõjul leiti tekkivad siirded. Tulemused vastavasid normidele ja vundamendil oli arvestatav varu.

Neljandas peatükis pakuti välja kaks mahuliselt optimaalsemat vundamendi kuju. Esimesel variandil kaotati taldmiku osa ja vundament oli ühtne risttahukas. Teisel variandil vähendati vundamendi sügavust ja taldmiku suurust. Mõlemad optimeeritud kujud olid sarnase mahuga ja ca. 6 m³ väiksema ruumalaga kui algne vundament (26,59 m³). Tulemuseks saadi et kõige optimaalsem on teine variant. Põhjuseks on taldmiku osa alles jätmine, mille tõttu tekib pinnasest täiendav kaal ja vundament on stabiilsem. Lisaks on kokkupuuteala pinnasega suurem, mis vähendab dünaamiliste koormuste mõju. Viiendas peatükis tehti esimesele optimeeritud kujule analüütiline arvutus vastavalt K.G. Bathia käsiraamatu [1] näidete ja valemite põhjal. Valiti

risttahuka kuju kuna tänu sellele oli üks vundamendiplokk ja arvutusmahud väiksemad. Tulemustes võrreldi omavõnkesagedusi mudelarvutustega ning erinevused varieerusid 4,2-16,4 %.

Tööle püstitatud eesmärk aru saada dünaamiliste koormuste olemusest masina vundamentidel ning teha läbi põhjalikum arvutus sai täidetud. Probleemseks kohaks osutus pinnase kirjeldamine. Valiti viis, kus pinnas on asendatud kindla jäikuse ja sumbuusega vedrudega. Whitman-Richart-i teooria abil saab need välja arvutada aga see eeldab, et on teada nihkekiirus v_s , mis on vastavalt objektile katseliselt mõõdetav. Juhul kui katseid ei ole tehtud, on võimalus vaadelda pinnasekihte ja tuletada analoogselt nende järgi nihkekiirus aga siis on kindlasti arvutustäpsus väiksem. Väga olulisel kohal on ka teada ning õigetes mõjumispunktides rakendada masina dünaamilisi ja staatilisi koormuseid. Nii nagu on kirjeldatud peatükis 2.3.3, et pinnase sumbuvus mõjutab põhiliselt resonantsi või selle lähedastes olukordades, tuli ka arvutustest välja sama loogika. Arvutades ilma pinnase sumbuuseta olid siirded hüppeliselt suuremad resonantsi olukorras (käivitamisel). Sumbuvuse lisamisel muutusid siirded ühtlasemaks (väiksemaks) käivitamise olukorras ning üleüldiselt siirded stabiilses tööolekus oluliselt ei erinenud.

SUMMARY

The aim of this master thesis was to understand the nature of vibrating systems. A calculation model was created based on the parameters of the existing foundation, and detailed static and dynamic calculations and checks were performed. In addition, options were found to optimize the volume of the foundation.

The first chapter of the thesis describes the working principle of the MVR fan as well as the entire evaporation system. The data and loads of the equipment and the locations of the load are presented. In addition, the soil conditions are described. In the second chapter, the theoretical part required for calculating the machine foundation is described in more detail. This then includes first the static calculation where the stresses are found then the dynamic calculation. In machine foundation calculations and checks, dynamic calculations are usually the focus. These included more detailed natural vibration frequencies, damping of the material and the soil, description of the soil in a dynamic situation, and deformation from forced vibrations. In addition, the chapter also describes the possible dynamic forces generated by the machine.

The third chapter first describes the model calculation program (Robot Structural Analysis 2022) and its module volumetric structure. Then, the stiffness and damping of the soil springs have been found using the Whitman-Richart calculation methodology. For static calculation, both static and dynamic loads are described, and load combinations are done. In the dynamic calculation, natural vibration frequencies are first found based on the machine's own loads and compared with forced vibration frequencies (53.1 Hz) to find possible situations where there is a risk of resonance. In the harmonic and time history analysis, forced vibration was already added to the system and the forces out of balance during the rotation of the rotor were considered. Under the influence of these forces, emergent deformations were found. The results corresponded to the norms and the foundation had a considerable safety factor.

In the fourth chapter, two optimal foundation shapes were proposed. In the first variant, wider bottom part was removed, and the foundation was a uniform cuboid. In the second variant, the depth of the foundation and the size of the bottom part were reduced. Both optimized shapes were of similar volume and approx. 6 m³ with a smaller volume than the original foundation (26.59 m³). The result was that the second option is the most optimal. The reason is to keep bottom part of the foundation, due to which additional weight is created from the soil and the foundation is more stable. In addition, the contact area with the soil is larger, which reduces the impact of dynamic loads. In the fifth chapter, an analytical calculation was made for

the first optimized variant according to K.G. Bathia handbook's examples and formulas [1]. The cuboid shape was chosen because it is one foundation block, and the calculation volumes were smaller. In the results, natural vibration frequencies were compared with model calculations, and the differences varied from 4.2 to 16.4 %.

The goal set for the work was to understand the nature of dynamic loads on the machine foundations and to carry out a more detailed calculation. The description of the soil turned out to be a problem. A method was chosen where the soil is replaced by springs with specific stiffness and damping. They can be calculated using the Whitman-Richert theory, but it assumes that the shear wave velocity speed v_s is known. It can be measured only experimentally on site. If no tests have been carried out, it is possible to look at the soil layers and derive the shear wave velocity rate by analogy. Then the calculation accuracy will certainly be lower. It is also very important to know and apply the dynamic and static loads of the machine at the correct impact points. Just as it was described in chapter 2.3.3 the damping of the soil mainly affects resonance or in situations close to it. The same logic emerged from the calculations. When calculated without soil damping, the deformations were exponentially larger in the resonance situation (at start-up). When damping was added, the deformation became more uniform (smaller) in the start-up condition. Overall, the deformations did not differ significantly in the steady state.

6 Kasutatud kirjandus

- [1] K. G. Bathia, Foundations for industrial machines, New Delhi, 2008.
- [2] VDI 2056, 1964.
- [3] R. V. Whitman ja F. E. Richart, Jr., Design procedures for dynamically loaded foundations, Michigan, 1967.
- [4] A. Jürgenson, Tugevusõpetus, 1985.
- [5] P. Avitabile, „Experimental modal analysis“.
- [6] „DIN 4024,“ 1988.
- [7] J. Jia, Dynamic and Cyclic Properties of Soils, 2018.
- [8] John.N.Louie, „Veebiseminar: Lecture 5: Refraction Microtremor 1,“ 2015.
[Võrgumaterjal]. Available:
<https://www.youtube.com/watch?v=G4sek2DVOQ8&t=713s>.
- [9] J. F. E. Richart, J. J. R. Hall ja R. D. Woods, Vibrations of Soils and Foundations, 1970.
- [10] R. A. help, Robot Autodesk help.