

# Proračun buke energetskog transformatora

---

Šain, Tomislav

Master's thesis / Diplomski rad

2019

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:064782>

Rights / Prava: [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-17**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

**Tomislav Šain**

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Marko Jokić, dipl. ing.

Student:

Tomislav Šain

Zagreb, 2019.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Marku Jokiću na srdačnom pristupu cjelokupnom projektu, neumoljivom zalaganju i korisnim savjetima kao i svim ostalim djelatnicima ovog fakulteta koji su mi na bilo koji način pomogli u obrazovanju. Zahvale također idu i mojoj obitelji koja mi je uvijek pružala potporu i bila uz mene kad je bilo najpotrebnije.

Tomislav Šain



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:  
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur. broj:	

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Tomislav Šain** Mat. br.: 0035195950

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Proračun buke energetskog transformatora**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Power Transformer Noise Calculation**

Opis zadatka:

Energetski transformatori pri svome radu neizbježno emitiraju visoku razinu tonalne buke, što uz niz neželjenih posljedica, poput zagađenja bukom, onemogućava njihov smještaj u naseljenim područjima. Kako je energetski transformator složen elektro-mehanički sustav, tako je i sama buka posljedica sprege elektro-magnetskih i vibro-akustičkih pojava. Točno predviđanje razine buke transformatora u fazi projektiranja je od iznimne važnosti, te je u tu svrhu razvijen čitav niz iskustvenih i numeričkih metoda.

U radu je potrebno izraditi pojednostavljeni vibro-akustički model energetskog transformatora. Navedeni model treba sadržavati pojednostavljenu jezgru, namote i kućište transformatora, kao i okolne akustičke medije poput ulja transformatora. Korištenjem pojednostavljenog modela, za zadane izmjenične elektromagnetske sile koje djeluju na namote transformatora, potrebno je odrediti razinu buke transformatora. Dobivene rezultate usporediti s rezultatima dobivenim iskustvenim metodama, te s rezultatima mjerenja (ukoliko su dostupni).

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:  
15. studenog 2018.

Datum predaje rada:  
17. siječnja 2019.

Predvideni datum obrane:  
23., 24. i 25. siječnja 2019.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Marko Jokić

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA.....	VI
POPIS OZNAKA .....	VII
SAŽETAK.....	IX
SUMMARY .....	X
1. UVOD.....	1
2. ZNAČAJKE TRANSFORMATORA .....	3
2.1. Princip rada .....	3
2.2. Namoti.....	4
2.3. Jezgra transformatora .....	6
2.4. Gubici transformatora .....	7
3. OSNOVE VIBRACIJA .....	10
3.1. Klasifikacija vibracija .....	10
3.2. Osnovne značajke harmonijskog gibanja.....	11
3.3. Sustavi sa jednim stupnjem slobode gibanja.....	12
3.3.1. Slobodne vibracije.....	13
3.3.2. Prisilne vibracije – harmonijska sila uzbude.....	15
3.4. Sustavi sa dva i više stupnjeva slobode gibanja.....	16
3.4.1. Slobodne vibracije sustava sa dva stupnja slobode gibanja.....	16
3.4.2. Prisilne prigušene vibracije sa više stupnjeva slobode gibanja.....	17
4. BUKA TRANSFORMATORA.....	19
4.1. Uzroci buke .....	19
4.2. Način mjerenja i izražavanja.....	19
5. PODACI O TRANSFORMATORU .....	20
5.1. Kućište transformatora .....	20
5.2. Cjelina unutar kućišta.....	23

---

6. POSTAVKE PRORAČUNSKOG MODELA.....	30
6.1. Definiranje materijalnih i ostalih karakteristika komponenti.....	30
6.2. Vlačne motke .....	36
6.3. Rubni uvjeti.....	36
6.4. Uzbudne sile.....	37
6.4.1. Proračun radijalne i aksijalne sile .....	38
6.5. FSI – Fluid Structure Interaction.....	40
6.6. Izlazni podaci .....	42
6.7. Umrežavanje modela.....	45
6.8. Postavke analize .....	47
7. ANALITIČKI PRORAČUN BUKE TRANSFORMATORA .....	48
8. REZULTATI MODALNE ANALIZE .....	49
9. REZULTATI HARMONIJSKE ANALIZE.....	56
9.1. Jakost zvuka (dB(A)) na glavnoj mjernoj površini .....	56
9.2. Ekvivalentna (von-Misesova) naprezanja .....	57
9.3. Pomaci.....	58
9.4. Zvučni tlak .....	60
9.5. Jakost zvuka na gornjoj površini zračnog omotača (dB(A)).....	63
10. ZAKLJUČAK.....	65
LITERATURA.....	66
PRILOZI.....	67

## POPIS SLIKA

Slika 2.1. Osnovna struktura aktivnog dijela transformatora .....	3
Slika 2.2. Profilni vodič, [9] .....	4
Slika 2.3. Dvostruki profilni vodič, [9].....	4
Slika 2.4. Trostruki profilni vodič, [9].....	5
Slika 2.5. Transponirani vodič, [9].....	5
Slika 2.6. Spiralni namot, [9].....	6
Slika 2.7. Disk namot, [9].....	6
Slika 2.8. Jednofazne jezgre, [7].....	7
Slika 2.9. Trofazne jezgre, [7] .....	7
Slika 2.10. Klasifikacija gubitaka, [7] .....	8
Slika 3.1. Distribucija energije kod matematičkog njihala.....	10
Slika 3.2. Harmonijsko gibanja u vremenskog području, [2] .....	12
Slika 3.3. Sustav sa jednim stupnjem slobode gibanja, [2] .....	12
Slika 3.4. Slobodne vibracije sa podkritičnim prigušenjem, [2].....	14
Slika 3.5. Slobodne vibracije sa nadkritičnim prigušenjem, [2].....	14
Slika 3.6. Slobodne vibracije sa kritičnim prigušenjem, [2].....	14
Slika 3.7. Ovisnost $\alpha$ i $\beta$ kod djelovanja neposredne uzbudne sile, [2] .....	16
Slika 3.8. Slobodne vibracije sustava sa dva stupnja slobode, [2] .....	17
Slika 5.1. Kućište transformatora, [10].....	21
Slika 5.2. Stvarni poklopac i proračunski model poklopca .....	22
Slika 5.3. Pojednostavljeni model kućišta .....	23
Slika 5.4. Cjelina u unutrašnjosti kućišta, [10].....	24
Slika 5.5. Model jezgre .....	25
Slika 5.6. Namot kao kombinacija tri ili jednog cilindra.....	25
Slika 5.7. Model jezgre i namota .....	26
Slika 5.8. Steznici .....	27
Slika 5.9. Tlačne ploče i klocne.....	28
Slika 5.10. Unutrašnje komponente.....	28
Slika 5.11. Vlačna motka, [10] .....	29
Slika 5.12. Komponente unutrašnjosti kućišta transformatora .....	29



---

Slika 6.1. Ulje u kotlu transformatora .....	31
Slika 6.2. Slojevi zraka numerirani prema redoslijedu dodavanja .....	31
Slika 6.3. Izometrijski prikaz zraka u okolini transformatora .....	32
Slika 6.4. Visokonaponski homogeni cilindar (lijevo) i proračunski homogeni cilindar kao spoj VN i 2 NN (desno).....	33
Slika 6.5. Statička analiza proračunskog homogenog cilindra ( $E=77\ 675\ \text{MPa}$ ) .....	34
Slika 6.6. Statička analiza proračunskog homogenog cilindra ( $E=77\ 675\ \text{MPa}$ ) .....	34
Slika 6.7. Rubni uvjeti na kućištu i stezniku .....	36
Slika 6.8. Sile u namotima, [10] .....	37
Slika 6.9. Rezultantne sile na vanjskoj stijenci namota.....	39
Slika 6.10. Namoti sa pripadnim uzbudnim silama.....	40
Slika 6.11. Acoustic FSI Interface 1 .....	41
Slika 6.12. Acoustic FSI Interface 2.....	41
Slika 6.13. Acoustic Time Frequency Plot .....	42
Slika 6.14. Tablica korekcije SPL rezultata u A-SPL rezultat, [7].....	43
Slika 6.15. Položaj mjernih točaka .....	45
Slika 6.16. Umrežavanje kućišta i dijelova unutar kućišta .....	47
Slika 8.1. Vlastita forma vibriranja (8,1557 Hz) .....	51
Slika 8.2. Vlastita forma vibriranja (14,916 Hz) .....	51
Slika 8.3. Vlastita forma vibriranja (23,212 Hz) .....	51
Slika 8.4. Vlastita forma vibriranja (28,452 Hz) .....	52
Slika 8.5. Vlastita forma vibriranja (4,2237 Hz) .....	52
Slika 8.6. Vlastita forma vibriranja (10,215 Hz) .....	52
Slika 8.7. Vlastita forma vibriranja (16,861 Hz) .....	53
Slika 8.8. Vlastita forma vibriranja (97,246 Hz) .....	53
Slika 8.9. Vlastita forma vibriranja (98,546 Hz) .....	54
Slika 8.10. Vlastita forma vibriranja (100,81 Hz) .....	54
Slika 8.11. Vlastita forma vibriranja (103,11 Hz) .....	54
Slika 8.12. Vlastita forma vibriranja (100,81 Hz) .....	55
Slika 8.13. Vlastita forma vibriranja (102,46 Hz) .....	55
Slika 8.14. Vlastita forma vibriranja (94,953 Hz) .....	55
Slika 9.1. Jakost zvuka u ovisnosti o frekvenciji uzbude, dB (A) .....	56
Slika 9.2. Ekvivalentno naprezanje kućišta pri frekvenciji 100 Hz.....	58

---

Slika 9.3. Ekvivalentno naprezanje komponenti transformatora unutar kućišta pri frekvenciji 100 Hz .....	58
Slika 9.4. Pomaci kućišta transformatora .....	59
Slika 9.5. Pomaci komponenti transformatora u unutrašnjosti kućišta .....	59
Slika 9.6. Distribucija tlaka po površinama za mjerenje jakosti zvuka .....	60
Slika 9.7. Raspodjela zvučnog tlaka u prvom sloju zraka koji je presječen horizontalnom ravninom.....	61
Slika 9.8. Raspodjela zvučnog tlaka u prvom sloju zraka koji je presječen okomitom ravninom.....	61
Slika 9.9. Raspodjela zvučnog tlaka u ulju koje je presječeno horizontalnom ravninom .....	62
Slika 9.10. Raspodjela zvučnog tlaka u ulju koje je presječeno okomitom ravninom .....	62
Slika 9.11. Mjerna površina iznad poklopca transformatora.....	63
Slika 9.12. Jakost zvuka dB(A) za mjernu površinu iznad poklopca transformatora.....	63

**POPIS TABLICA**

Tablica 5.1.	Osnovni podaci transformatora, [10] .....	20
Tablica 5.2.	Osnovne dimenzije kućišta transformatora, [10] .....	20
Tablica 5.3.	Dimenzije za modeliranje kućišta u Ansysu .....	22
Tablica 5.4.	Materijalne karakteristike čelika .....	22
Tablica 5.5.	Dimenzije modela jezgre .....	24
Tablica 5.6.	Dimenzije homogenog cilindra .....	26
Tablica 5.7.	Dimenzije steznika i prihvatnika .....	27
Tablica 5.8.	Dimenzije tlačnih ploča i klocni .....	27
Tablica 6.1.	Karakteristike ulja, [10] .....	30
Tablica 6.2.	Materijalne karakteristike čelika, S235JR, [10] .....	32
Tablica 6.3.	Materijalne karakteristike drveta za izradu klocni i tlačnih ploča, [10] .....	32
Tablica 6.4.	Materijalne karakteristike proračunskog homogenog cilindra koji predstavlja namot transformatora .....	35
Tablica 6.5.	Parametri <i>Elastic Support</i> rubnih uvjeta .....	37
Tablica 8.1.	Vlastite forme vibriranja transformatora .....	49
Tablica 9.1.	Statistika konačne mreže za harmonijsku analizu .....	56
Tablica 9.2.	Jakost zvuka za frekvencije uzbude od 95 do 105 Hz .....	57

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$A$	$m^2$	površina
$E$	$N/mm^2$	modul elastičnosti
$U_p$	V	napon primarnog namota
$U_s$	V	napon sekundarnog namota
$I_p$	A	jakost električne struje primarnog namota
$I_s$	A	jakost električne struje sekundarnog namota
$N_p$	1	broj zavoja u primaru
$N_s$	1	broj zavoja u sekundaru
$X$	m	amplituda harmonijskog gibanja
$x$	m	pomak
$\dot{x}$	m/s	brzina
$\ddot{x}$	$m/s^2$	ubrzanje
$\psi$	°	fazni kut
$\varphi$	°	nulti fazni kut
$\omega$	rad/s	kružna frekvencija
$\omega_n$	rad/s	vlastita kružna frekvencija
$\omega_{nk}$	rad/s	vlastita kružna frekvencija prigušenih vibracija
$T$	s	period harmonijskog gibanja
$f$	1/s	frekvencija harmonijskog gibanja
$F(t)$	N	vremenski promjenjiva sila
$F$	N	konstantna sila
$l$	m	duljina
$k$	N/m	krutost opruge
$c$	Ns/m	parametar prigušenja
$c_{kr}$	Ns/m	parametar kritičnog prigušenja
$m$	kg	masa
$\zeta$		bezdimenzijski koeficijent prigušenja
<b>M</b>		matrica masa
<b>K</b>		matrica krutosti

---

$\mathbf{C}$		matrica prigušenja
$\Omega$	1/s	frekvencija uzbudne sile
$\eta$		bezdimenzijska kružna frekvencija
$\alpha$		koeficijent dinamičnosti
$\beta$	°	fazni kut kašnjenja
$L_p$	dB	jakost zvuka
$p$	Pa	tlak
$c$	m/s	brzina svjetlosti
$V$	m <sup>3</sup>	volumen
$R$	m	radijus
$\Lambda$		matrica vlastitih kutnih frekvencija
$\Phi$		modalna matrica
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	gustoća
$\alpha$ i $\beta$		konstante Rayleighovog prigušenja
$c$	m/s	brzina rasprostiranja vala
$\lambda$	m	valna duljina

## SAŽETAK

Problem buke transformatora postaje važno područje za konstruktore koji rade na projektiranju istih. Zakonske regulative vrlo često postavljaju najveću dopuštenu razinu buke koju isporučitelj transformatora nastoji zadovoljiti. U ovom radu analiziran je pojednostavljeni model transformatora čiji se rezultati razine buke izravno mogu usporediti sa rezultatima mjerenja. Analiza je provedena primjenom metode konačnih elemenata. Trofazni transformator u ovom slučaju modelira se na način da bude dovoljno jednostavan za računanje, ali da istovremeno posjeduje dovoljnu razinu složenosti kako bi dao što točnije rezultate. Model može poslužiti kao temelj u koji se mogu implementirati složenije modelirane pojedine cjeline kako bi se posljedično postigla veća točnost i bolje opisala stvarna situacija.

Na samom početku rada upoznaje se sa osnovnim značajkama transformatora i vibracija. Potom slijedi modeliranje komponenti transformatora vodeći se dimenzijama dobivenim od strane proizvođača. Na to se nadovezuju postavke analize koje su ujedno glavni dio ovog rada. Posljednji dio sadrži rezultate modalne i harmonijske analize koji nose širok raspon informacija vezanih uz obrađivani problem od kojih je najkorisniji iznos jakosti zvuka.

Provedenom analizom je pokazano kako se metoda konačnih elemenata može uspješno primjenjivati za rješavanje vibroakustičkih problema među koje spadaju i problemi buke transformatora.

Ključne riječi: energetski transformator, buka energetskog transformatora, modalna analiza, harmonijska analiza, jakost zvuka, vibroakustika

## **SUMMARY**

Power transformers' noise emission has become an important field for designers which are engaged in design of power transformers. Permitted noise level is defined by the law which should be satisfied by the manufacturer. In this Master's thesis, a simplified power transformer model whose noise level results can be directly compared to the measurement results is analysed. Analysis is conducted by means of the finite element method (FEM). The three-phase transformer is here modeled in a way that it is simplified enough for numerical analysis, but at the same time possesses a sufficient level of detail to give satisfying results. This model can serve as a basis which can later include more complex models of individual entities, so that it can achieve greater accuracy and better possibility to describe the actual situation.

At the very beginning basic concepts of power transformers and vibrations are given. Then the overview of the transformer for which the analysis is carried out together with its model is given. Afterwards follow the settings of the analysis which are the main part of this thesis. The last chapter contains the results of modal and harmonic analysis that provide information on the problem being analysed. Most valuable part of the results is A-weighted sound pressure level.

The conducted analysis showed that the finite element method can be successfully applied to solve vibroacoustic problems including power transformers' noise issues.

Key words: power transformer, power transformers' noise, modal analysis, harmonic analysis, sound pressure level, vibroacoustics

## 1. UVOD

Veliki izazov modernog inženjerstva je pratiti zahtjeve tržišta u pogledu plasiranja proizvoda koji zadovoljavaju mnoštvo nerijetko oprečnih kriterija, a pri tome održavati određenu razinu inovativnosti svakom novom serijom proizvoda. Električni transformatori su pak uređaji koji već dugi niz godina ne doživljavaju neke bitne promjene niti se one nameću pred takvu kategoriju proizvoda. Promjene koje nastupaju odnose se na prilagođavanje dimenzija i težine te povećanje stupnja iskoristivosti koji je u svakom slučaju na zavidno visokoj razini. Međutim u novije vrijeme se pred konstruktore ovih uređaja sve ozbiljnije stavlja zadaća reduciranja buke koju uređaji stvaraju prilikom eksploatacije. Negativna karakteristika emitiranja buke koja se ranije uopće nije svrstavala među parametre za odabir transformatora od strane kupaca sada najednom postaje vrlo ozbiljan, često i presudan faktor kod odabira. Nezadovoljavanje garantirane razine buke dovodi do ozbiljnih novčanih penala za proizvođače što ih je i nagnalo za provođenje detaljnih istraživanja o ovom problemu.

Problem buke je specifičan stoga što je posljedica konstrukcije funkcionalnih dijelova te se teško u nekoj znatnoj mjeri može otkloniti nakon što se konstruiranje transformatora provede do kraja te budu dostupni konkretni mjerni podaci o buci. Dakle, nameće se potreba razmišljanja o buci već od samih začetaka u procesu projektiranja transformatora.

Prvi koraci ka rješavanju tog problema su bile razne empirijske formule koje su ponekad davale zadovoljavajući uvid u stanje, ali su ponekad iznosile potpuno pogrešne predikcije te se zbog toga mogu smatrati nedovoljno pouzdanima. Nedostatak računalnih resursa je s druge strane dugo predstavljao glavni ograničavajući faktor ozbiljnijeg pristupa rješavanju problema buke transformatora. Današnji pokušaji se u potpunosti oslanjaju na upotrebu programa koji se temelje na metodi konačnih elemenata, a koje pokreću radne stanice sa velikom računalnom snagom. Na taj način moguće je tijekom procesa konstruiranja preciznije pratiti utjecaj pojedinih konstrukcijskih rješenja na promjenu razine konačne buke transformatora u cjelini, ali isto tako i izraditi svojevrsni vodič za konstruiranje gdje bi se zasebne komponente transformatora testirale u stvarnom modelu te se rezultati uspoređivali sa rezultatima dobivenim uz pomoć programa. Naknadno bi se svaka cjelina mogla preoblikovati te ispitati utjecaj promjene na konačnu razinu buke.

U konačnici bi sve skupa činilo opširnu statistiku utjecaja pojedinih konstrukcijskih cjelina na konačnu buku koju ljudsko uho čuje na odgovarajućoj udaljenosti. Pred



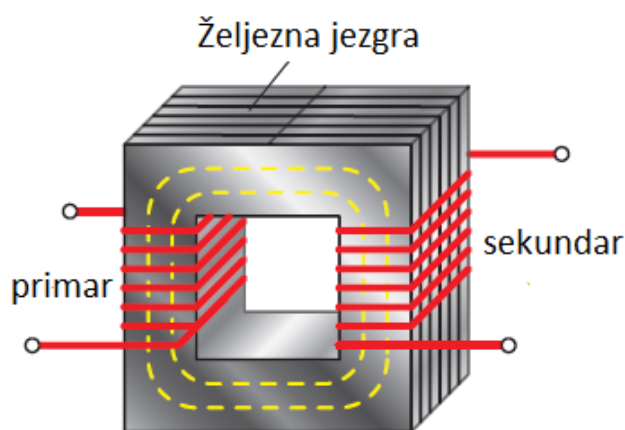
konstruktorima bi bila jasnija slika prioriteta što mijenjati kako bi se ostvarila odgovarajuća poboljšanja. Ipak, svaka promjena koja bi doprinosila smanjenju ukupne razine buke ne mora biti nužno primjenjiva zbog niza drugih razloga, prije svega tehnoloških ograničenja prilikom izrade, ali i rasta troškova.

U ovom izlaganju glavni cilj bit će izrada pojednostavljenog modela trofaznog transformatora koji će računati konačnu buku koju transformator kao velika cjelina emitira. Naknadnim izmjenama se u model mogu dodati precizniji modeli pojedinih komponenti kako bi se ostvarili čim precizniji rezultati. Velika pažnja će se pridavati kontroliranju potrebe za računalnim resursima kako bi analizu modela koji će poslužiti kao polazna točka za neke buduće, detaljnije modele bilo moguće provesti u racionalnom vremenu.

## 2. ZNAČAJKE TRANSFORMATORA

### 2.1. Princip rada

Transformator je električni uređaj koji međuinduktivno povezuje dva ili više električnih krugova izmjenične struje u konfiguraciji sa željeznom jezgrom te dva ili više bakrenih namota. Pojednostavljeni primjer strukture transformatora sa dva namota, koji se još nazivaju primar i sekundar, može se vidjeti na slici 2.1. Prijenos energije sa jednog namota transformatora na drugi temelji se na načelu elektromagnetske indukcije. Cjelokupni proces se u pravilu izvodi pri konstantnoj frekvenciji, s tim da postoje i transformatori koji rade pri promjenjivoj frekvenciji.



**Slika 2.1. Osnovna struktura aktivnog dijela transformatora**

Kada se na primarni namot narine napon koji kroz njega protjera struju dolazi do stvaranja magnetskog toka u jezgri. Budući da je i drugi namot koncentrično namotan oko jezgre kao i prvi, on posljedično reagira induciranjem napona uslijed promjene toka pri čemu se cjelokupni navedeni efekt naziva induktivna sprega.

Kod idealnog transformatora se pretpostavlja da isti magnetski tok prolazi i kroz primarni i kroz sekundarni namot što je osnovni uvjet za postavljanje jednadžbe

$$\frac{U_p}{U_s} = \frac{N_p}{N_s} = \frac{I_s}{I_p}, \quad (2.1)$$

gdje  $U$  predstavlja napon,  $N$  broj zavoja u namotu,  $I$  jakost električne struje, a indeksi  $s$  i  $p$  su oznake za sekundarni i primarni namot. Naravno, kod realnog transformatora to nije slučaj te tijekom cjelokupnog procesa dolazi do tzv. curenja magnetskog toka, a to znači kako do sekundarnog namota ne dolazi cjelokupni magnetski tok generiran na primarnom namotu.

## 2.2. Namoti

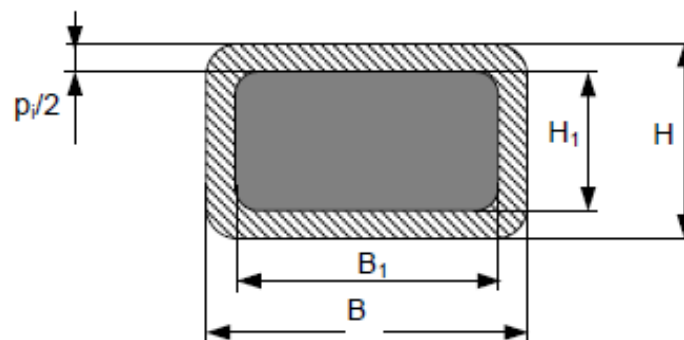
Vodiči namota su najčešće napravljeni od visokovodljivog bakra, a ponekad i od aluminija. Za potrebe povećanja čvrstoće bakra dodaje se i srebro u malim količinama.

Dva osnovna tipa vodiča koja se primjenjuju u izradi namota, prema [7], su:

- profilni vodič
- TSV – kontinuirano transponirani vodič (engl. CTC)

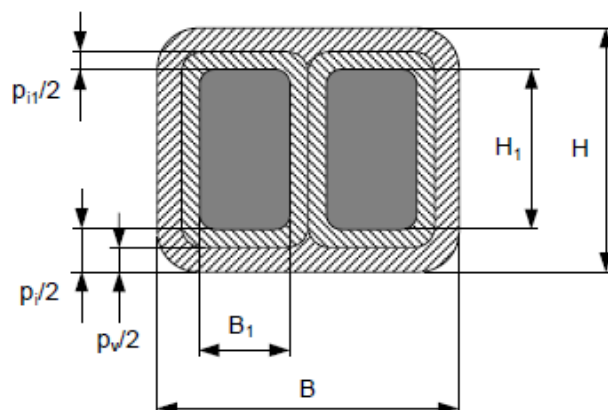
Profilni vodič je od punog bakra, a može biti izveden od jednog, dva ili tri pojedinačna vodiča. Cjelokupni vodič je izoliran sa debljim slojem papira dok su u izvedbama sa više pojedinačnih vodiča primijenjeni tanji papirni izolacijski slojevi za dodatnu izolaciju pojedinačnih vodiča jednih od drugih.

Najjednostavniji tip vodiča je obični profilni vodič, prikazan na slici 2.2. Debljina izolacije, odnosno papira određena je naponom između susjednih zavoja.

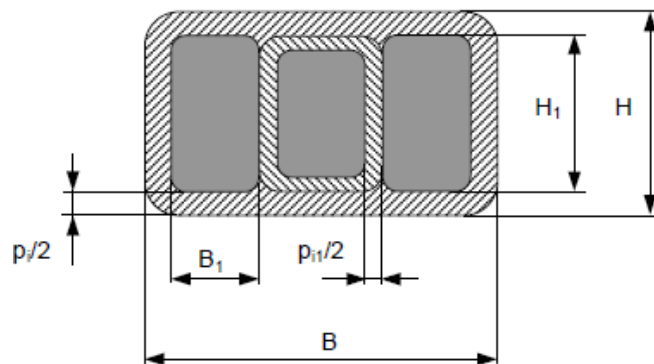


Slika 2.2. Profilni vodič, [9]

U slučajevima kada je struja prevelika za profilni vodič koriste se već spomenuti dvostruki i trostruki profilni vodiči koji su prikazani na slikama 2.3. i 2.4. Ujedno se na istim slikama može uočiti i navedeno postojanje izolacijskog papira za izolaciju pojedinačnih vodiča.

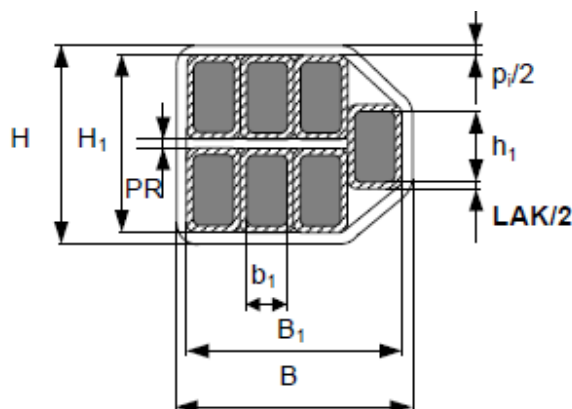


Slika 2.3. Dvostruki profilni vodič, [9]



Slika 2.4. Trostruki profilni vodič, [9]

Kontinuirano transponirani vodič sastoji se od niza temeljnih vodiča koji izmjenjuju položaj unutar vodiča, a to je omogućeno primjenom neparnog broja temeljnih vodiča pri čemu ostaje jedno slobodno mjesto u konstrukciji za izvedbu zamjene mjesta. Koriste se u slučajevima gdje su prisutne još veće struje nego kod prethodno navedenih vodiča. Ukoliko se radi o neizoliranim TSV vodičima, primjenjuju se u namotima gdje su naponska naprezanja niska, a struje visoke, dok se vodiči izolirani papirom primjenjuju u bilo kojem tipu namota. Temeljni vodiči su u oba slučaja izolirani lakom debljine 0,1 ili 0,06 mm, a ponekad su međusobno povezani epoksidnom smolom kako bi se osigurala odgovarajuća čvrstoća. Transponirani vodič prikazan je na slici 2.5.



Slika 2.5. Transponirani vodič, [9]

Namot se sastoji od većeg ili manjeg broja zavoja. Dvije najčešće izvedbe namota, prema [7], su:

- spiralni namoti
- disk namoti

Za potrebe niskonaponskih namota primjenjuje se spiralna struktura, dok se za visokonaponske namote primjenjuje disk struktura. Regulacijski namoti su najčešće spiralni, no ponekad se po potrebi izrađuju i u disk izvedbi.

Spiralni namoti su oni s jednim vodičem radijalno te vrlo često s prisutnim aksijalnim paralelama. Zbog potreba prijelaza vodiča po visini postoji određeni nagib u svakom sloju namota, a za čije određivanje postoje određena pravila kojima se potrebno voditi.

Za razliku od spiralnih, disk namoti su svi namoti koji sadržavaju više zavoja radijalno na istoj visini. Primjenu su pronašli pri visokim naponima sa većim naponskim opterećenjima te na mjestima gdje postoji velik broj zavoja u namotima. Disk namoti nemaju nagibe u pojedinačnim slojevima namota te su im posljedično električna i mehanička visina napona jednake. Primjer spiralnog namota se može vidjeti na slici 2.6., a disk namota na slici 2.7.



Slika 2.6. Spiralni namot, [9]

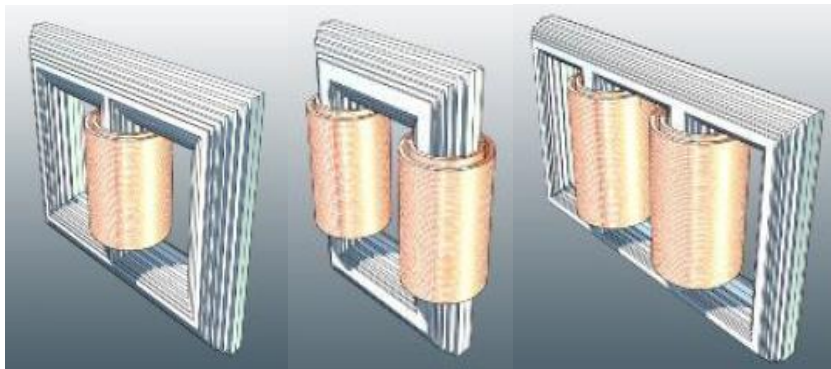


Slika 2.7. Disk namot, [9]

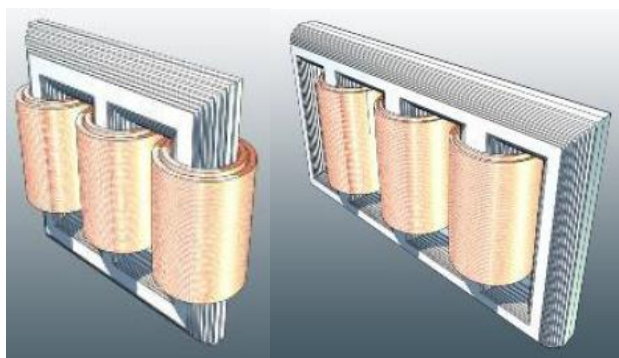
### 2.3. Jezgra transformatora

Jezgra transformatora omogućava distribuciju nastalog magnetskog toka te njegovo ulančavanje, [7]. Magnetski lim od kojeg se izrađuje jezgra sastoji se od  $Fe$  te približno 3%  $Si$ . Glavna karakteristika su mu dobra magnetska svojstva u smjeru valjanja. Jezgra se u konačnici sastoji od skupa ovakvih limova debljine od 0,23 do 0,3 mm koji su dodatno međusobno izolirani anorganskim fosfatnim premazom, a ovisno o potrebama bira se između

nekoliko različitih tipova limova. Dva glavna tipa jezgri koja se pojavljuju u transformatorima su jednofazne i trofazne jezgre, a neke najčešće izvedbe se mogu vidjeti na sljedećim slikama.



**Slika 2.8. Jednofazne jezgre, [7]**



**Slika 2.9. Trofazne jezgre, [7]**

Vještina slaganja limova ima vrlo velik utjecaj na karakteristike jezgre, a najveći naglasak ide na način spajanja limova jarma i limova stupa. Naime, na tim mjestima dolazi do pojave zračnog rasporeda te posljedično i do pojave povećanih gubitaka, zagrijavanja te buke. Stoga se u svrhu olakšavanja slaganja limova jarmovi izrađuju sa rupama koje imaju i dodatnu funkciju povećavanja mehaničke čvrstoće u poprečnom smjeru za što su zaslužni svornjaci koji prolaze kroz jarmove.

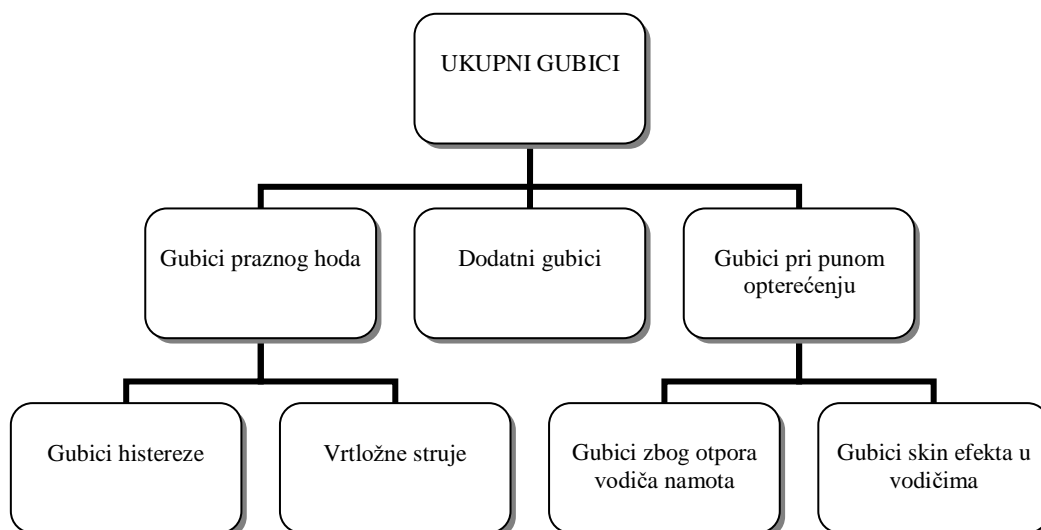
Jezgre osim limova mogu sadržavati i kanale za hlađenje, papir za izolaciju te gumu. Zadaća kanala za hlađenje je održavanje temperature jezgre ispod dozvoljenih  $140^{\circ}\text{C}$ , papira za izolaciju sprječavanje električnog kontakta između limova i nepotrebnih povećanja gubitaka, a gume smanjenje buke u praznom hodu.

#### **2.4. Gubici transformatora**

Kada se spominje idealni transformator misli se na transformator kojemu je učinkovitost 100%, odnosno transformatoru koji nema gubitaka energije. U realnim transformatorima energija se gubi u namotima i jezgri, ali i u popratnim strukturama u sklopu transformatora.

Unatoč svemu, za transformatore se s pravom može tvrditi kako su visokoučinkoviti strojevi,

za što se kao primjer mogu uzeti veliki transformatori za distribuciju električne energije koji nerijetko imaju učinkovitost iznad 98%. Prikaz strukture ukupnih gubitaka može se vidjeti u podjeli na slici 2.10.



**Slika 2.10. Klasifikacija gubitaka, [7]**

Dvije glavne skupine gubitaka u transformatoru su gubici praznog hoda i gubici pri punom opterećenju. Oni se manifestiraju kao otpadna toplina koju je potrebno odvesti kako bi se spriječilo pregrijavanje transformatora, a za tu svrhu se postavljaju rashladni sustavi odgovarajućih kapaciteta. Gubici praznog hoda predstavljaju izvore topline u jezgri, gubici pri punom opterećenju izvore topline u namotima, a dodatni gubici predstavljaju izvore topline u pojedinim ostalim metalnim dijelovima transformatora. Od sve tri navedene skupine, sa stajališta izvora topline u transformatoru najzastupljeniji je izvor topline u namotima sa približno 80% udjela. Ukoliko se radi o velikim transformatorima konstruktori najčešće pribjegavaju kombinaciji aksijalnih i radijalnih kanala za hlađenje, a u slučaju korištenja samo radijalnih kanala upotrebljavaju se usmjerivači ulja koji pospješuju proces odvođenja topline. Ulje kao rashladni medij mora cirkulirati od namota do rashladnog sustava, a za tu svrhu tradicionalno se koriste sljedeća tri modela, [7]:

- ON: Oil Natural (Ulje se kreće pomoću sile uzgona kroz cijeli sustav)
- OF: Oil Forced (Kroz rashladni sustav pumpom, a kroz namote uzgonom)
- OD: Oil Directed (Kroz cijeli sustav uz pomoć pumpe)

Nakon što ulje dođe do rashladnog sustava predaje toplinu u tzv. radijatore koji se pak mogu hladiti na više načina.

Ukoliko se radi samo o radijatorima primjena je moguća kod sustava manje snage, ali isto tako i na mjestima gdje je buka kritičan parametar. Uz to ovaj sustav ne zahtjeva dodatno napajanje. Ovi sustavi su objedinjeni pod imenom ONAN.

Za razliku od spomenutih rashladnih sustava, ONAF sustavi uključuju još i ventilatore koji za istu količinu radijatora mogu povećati učinkovitost i do 100%. Mane ovog sustava su što zahtjeva dodatno napajanje za ventilatore te mogu značajno povećati razinu buke transformatora što može predstavljati veliki problem. U tim slučajevima može se iskoristiti svojstvo nelinearnog rasta buke, odnosno korištenje većeg broja ventilatora manje dobave umjesto većeg ventilatora iste ukupne dobave.

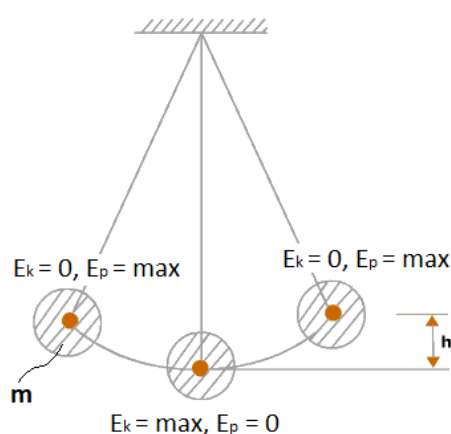
Osim ova dva rashladna sustava postoje i varijante sa sekundarnih rashladnim medijem koji odvodi toplinu sa radijatora. Ovi su sustavi i najučinkovitiji s obzirom da tekućina ima znatno viši koeficijent prijelaza topline od zraka koji struji.

Dozvoljena zagrijavanja su najčešće određena standardima, no ponekad kupci nameću vlastite zahtjeve ovisno o svojim potrebama. Već pri projektiranju transformatora pravi se kompromis početne cijene i troškova održavanja transformatora s obzirom da se uz veću jezgru sa kvalitetnijim materijalom te debljim žicama vodiča mogu itekako smanjiti gubici transformatora pri eksploataciji.



### 3. OSNOVE VIBRACIJA

Vibracije predstavljaju mehaničke oscilacije nekog vibracijskog sustava koji se u osnovi sastoji od člana u kojem se može akumulirati potencijalna energija (opruga, odnosno elastični element), člana u kojem se može akumulirati kinetička energija (masa) te člana koji omogućuje postupno rasipanje energije i iščezavanje vibracija (prigušni element). Kao ilustrativan primjer odnosa energija u vibracijskom gibanju može poslužiti idealno matematičko njihalo bez trenja prema slici 3.1.



**Slika 3.1. Distribucija energije kod matematičkog njihala**

Najčešći i najprepoznatljiviji način prikazivanja vibracija je u ovisnosti o vremenu,  $f = f(t)$ , koji se naziva i prikaz u vremenskom području, [2]. Uz njega postoje i drugi načini prikazivanja od kojih se najviše ističe prikaz u frekvencijskom području.

U svrhu opisivanja vibracija matematičkim modelima prave se odgovarajuće podjele prema određenim kriterijima i načelima što omogućava jednostavniji prijelaz od stvarnog sustava na vibracijski model. Složenost problema, dostupna metoda rješavanja i kasnija upotrebljivost rezultata dobivenih analizom izravno utječu na matematički model koji mora zadovoljiti kompromis jednostavnosti za računanje uz istovremeno prisutnu odgovarajuću razinu složenosti kako bi rezultati bili valjani i upotrebljivi.

#### 3.1. Klasifikacija vibracija

Uobičajena podjela vibracijskih sustava u inženjerskoj praksi je prema:

- broju stupnjeva slobode gibanja
- karakteru diferencijalnih jednadžbi
- načinu postanka vibracija.

Pod pojmom broja stupnjeva slobode ogleda se broj nezavisnih koordinata potrebnih za opisivanje vibracijskog sustava. Tako imamo sustave sa konačnim i beskonačnim brojem stupnjeva slobode gibanja. Kod sustava sa konačnim brojem stupnjeva slobode složenost sustava je određena brojem krutih masa međusobno povezanih elastičnim elementima koji nemaju vlastitu masu. Najistaknutiji su sustavi sa jednim stupnjem slobode iz razloga jer su najpogodniji za školske te ostale pokazne svrhe budući da se na njima može najpreglednije objasniti sva najvažnija načela vibracija, a nerijetko se i stvarni vibracijski sustavi mogu svesti na taj najjednostavniji model. Sustavi sa beskonačnim brojem stupnjeva slobode su zapravo mehanički sustavi sa kontinuirano raspodijeljenom masom kao što su štapovi, grede, nosači, ljske, itd. Pri rješavanju problema vibracija u programskim paketima se kontinuirano raspodijeljenu masu podijeli na konačan broj elemenata te se na taj način parcijalne diferencijalne jednačbe mijenjaju običnim diferencijalnim jednačbama.

Ukoliko se vibracije klasificiraju prema uzroku njihova nastanka, izdvajaju se slobodne i prisilne vibracije. Slobodne vibracije su posljedica djelovanja pobude na sustav u početnom trenutku  $t = t_0$ , nakon čega se sustav prepusti vibriranju prirodnom frekvencijom. Opisuju se homogenim diferencijalnim jednačbama. U slučaju prisilnih vibracija sustav vibrira frekvencijom uzbude nametnutom izvana. Za matematički opis tih sustava se primjenjuju nehomogene diferencijalne jednačbe. Vanjska uzbuda može biti deterministička funkcija vremena, pri čemu se mogu javiti harmonijske, periodične i neperiodične vibracije, odnosno stohastička funkcija vremena kod koje se radi o slučajnim vibracijama. Obe grupe mogu biti sustavi sa ili bez prigušenja, ovisno o tome dolazi li tijekom procesa vibriranja do rasipanja energije ili ne. Bitno je naglasiti kako su u stvarnosti svi sustavi manje ili više prigušeni, no kod postavljanja matematičkog modela nerijetko se pribjegava zanemarivanju prigušenja ukoliko je ono dovoljno malo, čime se pojednostavljuje sustav.

### 3.2. Osnovne značajke harmonijskog gibanja

Osnovni način zapisa harmonijskog gibanja u vremenskog području, prema [2], je

$$x(t) = X \sin(\omega t + \varphi) = X \sin \psi(t), \quad (3.1)$$

gdje je:  $X$  – amplituda harmonijskog gibanja,

$\psi(t)$  – fazni kut kao  $f(t)$ ,

$\varphi$  – nulti fazni kut, a

$\omega$  – kružna frekvencija.

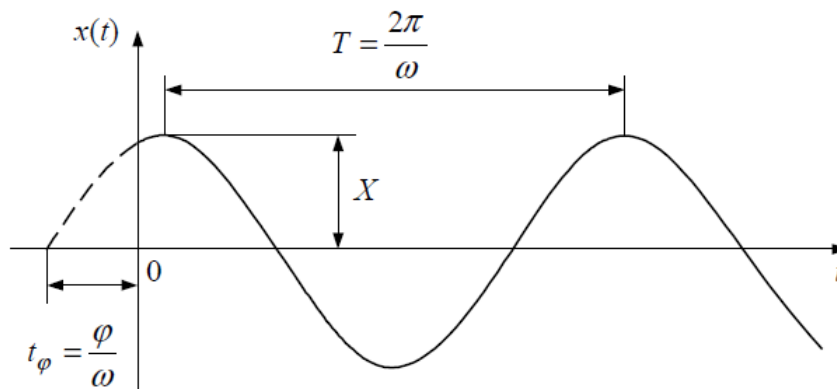
Vrijeme  $T$  je period harmonijskog gibanja i povezano je sa frekvencijom prema jednadžbi

$$T = \frac{2\pi}{\omega}, \quad (3.2)$$

dok recipročna vrijednost perioda  $T$  predstavlja frekvenciju harmonijskog gibanja,

$$f = \frac{1}{T}. \quad (3.3)$$

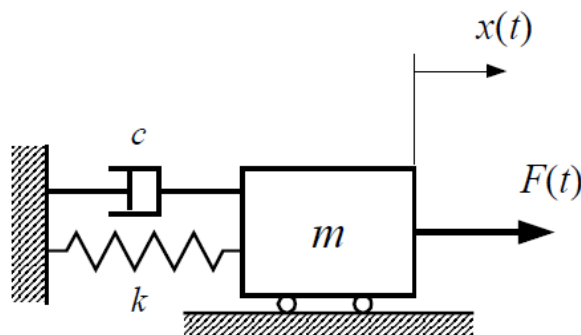
Za jasniju predodžbu odnosa navedenih veličina može poslužiti slika 3.2.



Slika 3.2. Harmonijsko gibanje u vremenskom području, [2]

### 3.3. Sustavi sa jednim stupnjem slobode gibanja

Kao što je ranije naglašeno, sustavi sa jednim stupnjem slobode su najjednostavniji sustavi za koje se može vršiti vibracijska analiza, pa je stoga jedan takav sustav prikazan na slici 3.3.



Slika 3.3. Sustav sa jednim stupnjem slobode gibanja, [2]

Osnovni članovi prikazanog sustava sa slike 3.3. su masa  $m$ , koja je nositelj stupnja slobode, zatim elastični element krutosti  $k$  te viskozno-prigušni element sa prigušenjem  $c$ . Vremenski promjenjiva sila  $F(t)$  djeluje na masu  $m$ .

Jednadžba sustava, prema [2], glasi:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t), \quad (3.4)$$

gdje je:  $m\ddot{x}$  – inercijska sila,

$c\dot{x}$  – sila prigušenja, a

$kx$  – povratna (elastična) sila.

### 3.3.1. Slobodne vibracije

O slobodnim vibracijama govori se ukoliko je iznos sile sa slike 3.3.  $F(t) = 0$ . Nadalje, slobodne vibracije se još mogu podijeliti i prema iznosu koeficijenta prigušenja  $c$  na slobodne vibracije sa ili bez prigušenja.

#### ❖ Slobodne vibracije bez prigušenja

Jednadžba 3.4 se za ovaj slučaj zapisiva u obliku

$$m\ddot{x} + kx = 0, \quad (3.5)$$

da bi nakon definiranja vlastite (prirodne) kružne frekvencije neprigušenih vibracija izrazom

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad (3.6)$$

jednadžba (3.5) dobila oblik

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0, \quad (3.7)$$

što predstavlja linearnu diferencijalnu jednadžbu 2. reda.

#### ❖ Slobodne vibracije sa prigušenjem

Kod slobodnih vibracija sa prigušenjem najčešće se razmatraju slučajevi sa viskoznom prigušenjem, a kod njih je viskozna sila koja se stvara u prigušivaču razmjerna brzini prema izrazu  $F = c\dot{x}$ , gdje je  $c$  – koeficijent prigušenja. Jednadžba (3.4), prema [2], u tom slučaju poprima oblik

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0. \quad (3.8)$$

rješenje homogene diferencijalne jednadžbe 3.8 glasi

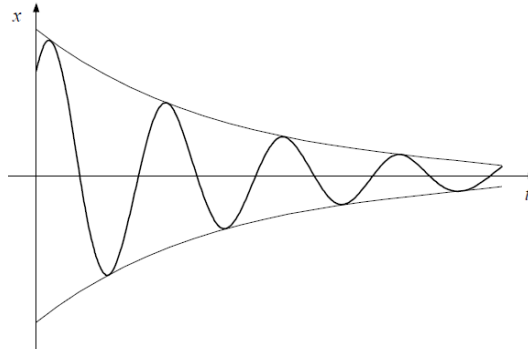
$$x = e^{-\xi\omega t} \left( A e^{i\sqrt{1-\xi^2}\omega t} + B e^{-i\sqrt{1-\xi^2}\omega t} \right), \quad (3.9)$$

gdje veličina  $\xi$  predstavlja bezdimenzijski koeficijent prigušenja, a to je u suštini omjer stvarnog i kritičnog prigušenja

$$\xi = \frac{c}{c_{kr}} = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \frac{c}{2m\omega}. \quad (3.10)$$

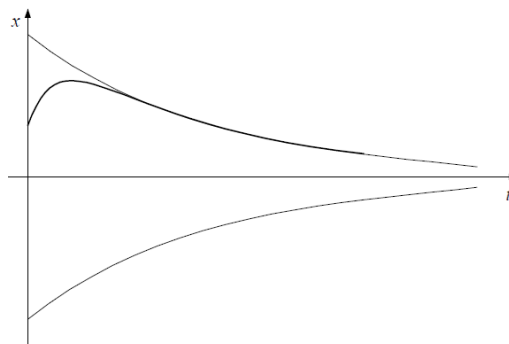
U konačnici će krivulja vibracijskog gibanja poprimiti jedan od tri karakteristična oblika ovisno o iznosu veličine  $\xi$ .

1. Vibracije s podkritičnim prigušenjem ( $\xi < 1$ )



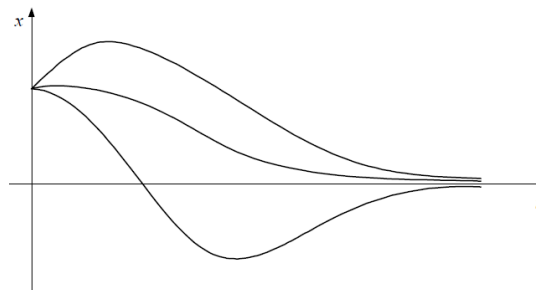
Slika 3.4. Slobodne vibracije sa podkritičnim prigušenjem, [2]

2. Vibracije sa nadkritičnim prigušenjem ( $\xi > 1$ )



Slika 3.5. Slobodne vibracije sa nadkritičnim prigušenjem, [2]

3. Vibracije sa kritičnim prigušenjem ( $\xi = 1$ )



Slika 3.6. Slobodne vibracije sa kritičnim prigušenjem, [2]

Zbog praktičnosti se izraz  $\omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$  naziva vlastita kružna frekvencija prigušenih vibracija i označava kao  $\omega_{n_k}$ , pa se stoga može pisati:

$$\omega_{n_k} = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}. \quad (3.11)$$

Iz jednadžbe (3.11) se lako uočava da za slučaj bez prigušenja korijen jednadžbe poprima vrijednost 1, pa vrijedi relacija  $\omega_{n_k} = \omega_n$ .

### 3.3.2. Prisilne vibracije – harmonijska sila uzbude

Harmonijska sila uzbude česta je u praksi, a iskazuje se kao neposredna sila, centrifugalna sila uzbude ili uzbuda dinamičkog pomaka podloge.

Neposredna sila uzbude ima oblik

$$F(t) = F_0 \cos \Omega t, \quad (3.12)$$

gdje je:  $F_0$  – amplituda sile uzbude, a

$\Omega$  – frekvencija uzbude.

Odnos frekvencije uzbude i prirodne kružne frekvencije naziva se bezdimenzijska kružna frekvencija,  $\eta = \frac{\Omega}{\omega_n}$ .

Ukoliko je sustav dodatno i prigušen, uvrštavanjem izraza (3.12) u izraz (3.4) dobiva se

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \Omega t. \quad (3.13)$$

Partikularno rješenje glasi

$$x = X \cos(\Omega t - \beta), \quad (3.14)$$

gdje je  $X$  – amplituda odziva,  $X = \frac{F_0}{k} \alpha$ .

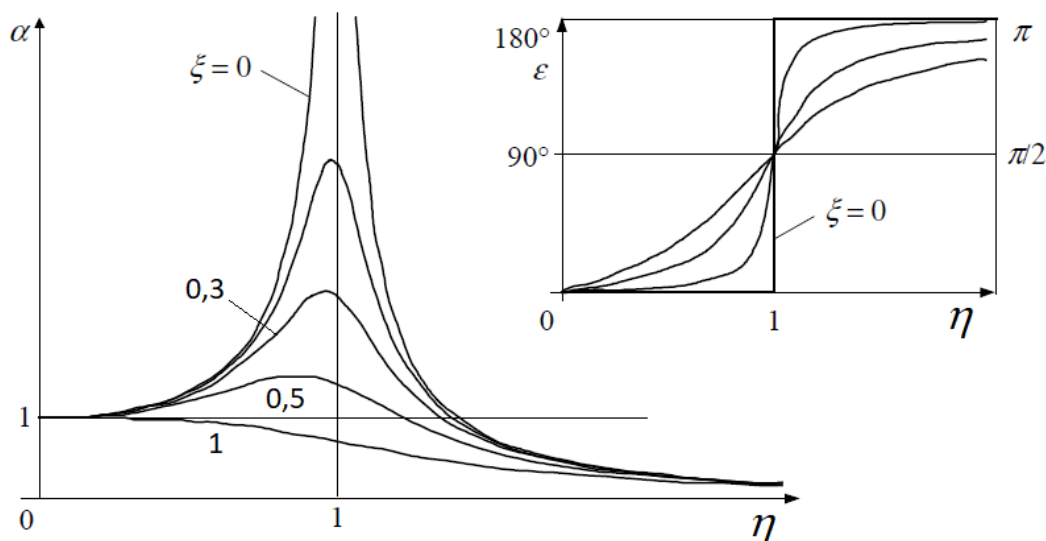
Koeficijent dinamičnosti  $\alpha$  izražava se kao

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2}}, \quad (3.15)$$

a fazni kut kašnjenja  $\beta$  kao

$$\beta = \arctan \frac{2\xi\eta}{1-\eta^2}. \quad (3.16)$$

Na slici 3.7. se može vidjeti ovisnost koeficijenta dinamičnosti i faznog kuta kašnjenja o  $\eta$  i  $\xi$ .



**Slika 3.7. Ovisnost  $\alpha$  i  $\beta$  kod djelovanja neposredne uzbudne sile, [2]**

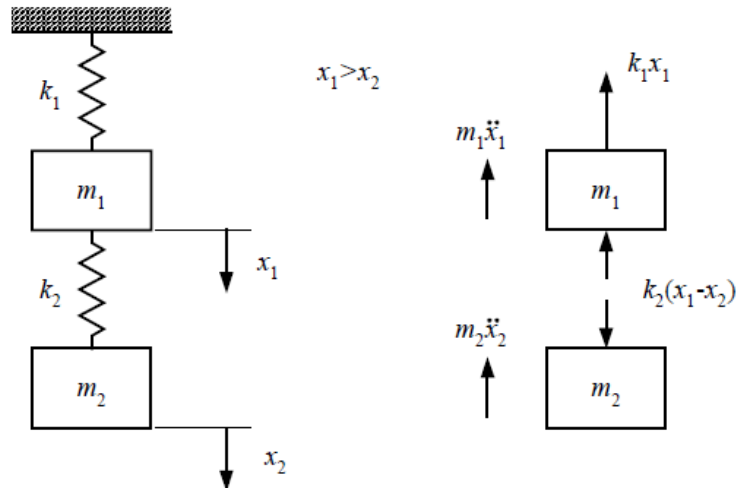
Poseban slučaj događa se u području  $\eta = 1$ , odnosno kada se frekvencija uzbude i prirodna frekvencija podudaraju ( $\Omega = \omega_n$ ), uslijed čega dolazi do rezonancije. Sa slike 3.7. se također može uočiti kako jedino u rezonanciji fazni kut kašnjenja poprima vrijednost  $90^\circ$ . Isto tako, uočljivo je i to da je upravo oko područja rezonancije najizraženije smanjenje faktora povećanja uslijed postojanja prigušenja.

### 3.4. Sustavi sa dva i više stupnjeva slobode gibanja

Sustavi koji posjeduju više od jednog stupnja slobode gibanja posjeduju posljedično i više vlastitih frekvencija. Za opisivanje takvih sustava potrebno je više nezavisnih koordinata, odnosno onoliko koliko ima i stupnjeva slobode gibanja. Za svaku vlastitu frekvenciju uspostavlja se odgovarajući odnos između amplituda nezavisnih koordinata koji čini prirodni oblik vibriranja za tu frekvenciju.

#### 3.4.1. Slobodne vibracije sustava sa dva stupnja slobode gibanja

Budući da sve značajke vibracija dobivene analizom sustava sa dva stupnja slobode gibanja mogu biti primijenjene na sustavima sa više stupnjeva slobode, za dobivanje diferencijalnih jednadžbi poslužit će sljedeći jednostavni primjer, koji nema prigušenja niti uzbudne sile. Bitno je naglasiti kako se prisilnim prigušenim vibracijama sa dva stupnja slobode gibanja može vrlo dobro opisati niz složenih dinamičkih sustava. Na slici 3.8. prikazan je jedan takav sustav.



Slika 3.8. Slobodne vibracije sustava sa dva stupnja slobode, [2]

Uvjet dinamičke ravnoteže daje dvije diferencijalne jednačbe kako slijedi:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) &= 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_2 (x_1 - x_2) &= 0. \end{aligned} \quad (3.17)$$

Ukoliko se sustav jednačbi (3.17) prevede u matrični zapis, dobiva se izraz:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (3.18)$$

odnosno prikazano simbolički:

$$[\mathbf{m}]\{\ddot{\mathbf{x}}\} + [\mathbf{k}]\{\mathbf{x}\} = \{0\}, \quad (3.19)$$

gdje je

$[\mathbf{m}]$  – matrica masa,

$[\mathbf{k}]$  – matrica krutosti,

$\{\ddot{\mathbf{x}}\}$  – vektor ubrzanja te

$\{\mathbf{x}\}$  – vektor pomaka.

Prema jednačbi (3.18) može se zaključiti kako je matrica krutosti puna i simetrična, a matrica masa dijagonalna. To sustav čini spregnutim po krutosti, a nespregnutim po inerciji.

### 3.4.2. Prisilne prigušene vibracije sa više stupnjeva slobode gibanja

Jednačba gibanja sustava sa viskoznom prigušenjem i proizvoljnom uzbuđnom silom  $F$  može se, prema [8], izraziti kao:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F}. \quad (3.20)$$



Vektor čvornih pomaka  $\mathbf{V}$  može se izraziti kao linearna kombinacija vlastitih formi tako da je:

$$\begin{aligned}\mathbf{X} &= z_1 \bar{X}_1 + z_2 \bar{X}_2 + \dots + z_n \bar{X}_n = \Phi \mathbf{z}, \\ \dot{\mathbf{X}} &= \Phi \dot{\mathbf{z}}, \quad \ddot{\mathbf{X}} = \Phi \ddot{\mathbf{z}}.\end{aligned}\quad (3.21)$$

U prethodnoj jednadžbi  $z_i$  predstavlja udio moda  $i$  u pomaku  $X$  ( $z_i$  se nazivaju i koordinate formi), a  $\Phi$  je modalna matrica čiji su stupci vlastite forme cijelog sustava. Uvrštavanjem jednadžbe (3.21) u jednadžbu (3.20) dobiva se

$$\mathbf{M}\Phi\ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{C}\Phi\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K}\Phi\mathbf{z} = \mathbf{F}. \quad (3.22)$$

Daljnjim množenjem prethodne jednadžbe sa  $\Phi^T$  dobiva se

$$\Phi^T \mathbf{M} \Phi \ddot{\mathbf{z}} + \Phi^T \mathbf{C} \Phi \dot{\mathbf{z}} + \Phi^T \mathbf{K} \Phi \mathbf{z} = \Phi^T \mathbf{F}. \quad (3.23)$$

Izrazi  $\Phi^T \mathbf{M} \Phi$  i  $\Phi^T \mathbf{K} \Phi$  predstavljaju dijagonalne matrice, dok matrica  $\Phi^T \mathbf{C} \Phi$  u općem slučaju nije dijagonalna te je sustav (3.23) spregnut po matrici  $\mathbf{C}$  koja predstavlja matricu prigušenja. Ukoliko se matrica  $\mathbf{C}$  definira na način da bude proporcionalna matricama mase,  $\mathbf{M}$  ili krutosti  $\mathbf{K}$ , sustav (3.23) postaje nezavisan pri čemu  $i$ -ta jednadžba glasi:

$$\ddot{z}_i + 2\zeta_i \omega_i \dot{z}_i + \omega_i^2 z_i = \tilde{f}_i(t), \quad (3.24)$$

gdje je  $2\zeta_i \omega_i$  modalno prigušenje.

Rayleigh uvodi proporcionalno prigušenje u formi

$$\mathbf{C} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (3.25)$$

gdje su  $\alpha$  i  $\beta$  konstante. Umnožak  $\Phi^T \mathbf{C} \Phi$  poprima oblik

$$\Phi^T \mathbf{C} \Phi = \alpha \Phi^T \mathbf{M} \Phi + \beta \Phi^T \mathbf{K} \Phi = \alpha \mathbf{I} + \beta \Lambda, \quad (3.26)$$

gdje je  $\mathbf{I}$  jedinična matrica, a matrica  $\Lambda$  glasi:

$$\Lambda = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \omega_n^2 \end{bmatrix}. \quad (3.27)$$

Jednadžba (3.24) za Rayleighovo prigušenje poprima oblik

$$\ddot{z}_i + (\alpha + \beta \omega_i^2) \dot{z}_i + \omega_i^2 z_i = \tilde{f}_i(t), \quad (3.28)$$

pri čemu je modalno prigušenje definirano jednadžbom

$$2\zeta_i \omega_i = \alpha + \beta \omega_i^2. \quad (3.29)$$

## 4. BUKA TRANSFORMATORA

### 4.1. Uzroci buke

Buka transformatora je vrlo bitna značajka transformatora koja se vrlo često mora držati ispod odgovarajuće razine koju može zahtijevati naručitelj. Glavni izvor buke predstavljaju namoti, jezgra i rashladni sustav transformatora. Dok je rješavanje problema buke rashladnog sustava relativno jednostavno, problemi buke namota i jezgre su složenije prirode.

Buka rashladnog sustava je prije svega posljedica postojanja ventilatora, dok buka pumpe u manjoj mjeri utječe na ukupni intenzitet. Što je snaga transformatora veća, popratno je prisutno i kvalitetnije hlađenje, koje pak uvjetuje ventilatore veće dobave, a to nužno dovodi i do većeg generiranja buke rashladnog sustava u cjelini. No, navedenom problemu se može lako doskočiti optimiziranjem broj ventilatora, odnosno njihovog promjera.

Buka u jezgri nastupa uslijed promjenjive jačine magnetskog polja pri čemu dolazi do pojave zvane magnetostrikcija, a karakteriziraju je naizmjenična izduživanja i skraćivanja elemenata jezgre. Sukladno tome, frekvencija buke jezgre je na dvostrukoj frekvenciji napona, odnosno na 100 ili 120 Hz.

Najdominantniji izvor buke transformatora je buka uslijed vibracija vodiča od kojih su sačinjeni namoti. Zbog konstantne promjene struje mijenjaju se i sile u koncentričnim namotima pri čemu dolazi do vibracija. Kako je cjelokupni namot uronjen u ulje vibracije se prenose na stjenku kućišta koja u dodiru sa okolnim zrakom stvara lokalne promjene tlaka koje se manifestiraju kao buka. Buka generirana na ovaj način također ima dvostruku frekvenciju napona.

### 4.2. Način mjerenja i izražavanja

Minimalni zvučni tlak koji ljudsko uho može registrirati je  $20\mu\text{Pa}$ , dok je najveći zvučni tlak prije osjeta boli otprilike  $60\text{Pa}$ . Stoga, linearna skala koja bi pokrila ljudski slušni spektar bi bila nepraktična pa se pribjegava logaritamskoj skali koja osigurava zadovoljavajuću mogućnost usporedbe različitih razina zvučnog tlaka. Kako skala ne bi bila prekompresirana u jednadžbu (4.1) implementiran je faktor 10, a tlak se u istoj jednadžbi izražava u Pa, [3].

$$L_p = 10\log_{10}(p^2) + 94 \quad [\text{dB}]. \quad (4.1)$$

Veličina  $L_p$  predstavlja jakost zvuka, a izražena je u decibelima [dB].

## 5. PODACI O TRANSFORMATORU

Transformator za koji je potrebno provesti analizu buke je transformator tvrtke *Končar Energetski Transformatori*. Pregled osnovnih podataka o transformatoru dan je u tablici 5.1.

**Tablica 5.1. Osnovni podaci transformatora, [10]**

Naziv	Dubrovnik2 150
Nazivna snaga transformatora	150 MVA
Vrsta	trofazni transformator
Prosječna jakost zvuka izmjerena na površinama udaljenim 1m od stjenke kućišta	57,1 dB (A)
Fazni kutovi struja	0°, 120°, 240°

Budući da struje u transformatoru imaju fazne pomake 0°, 120° i 240°, posljedično su i sile koje opterećuju namote transformatora, a posljedica su struje koja protječe kroz njih, pomaknute za iste fazne kutove.

Transformator se sastoji od dvije glavne skupine dijelova. To su kotao i poklopac koji sačinjavaju kućište transformatora te skupina dijelova smještena unutar kućišta, a čine ju jezgra, namoti, steznici i popratni dijelovi koji ostvaruju vezu među već pobrojanim dijelovima druge skupine.

### 5.1. Kućište transformatora

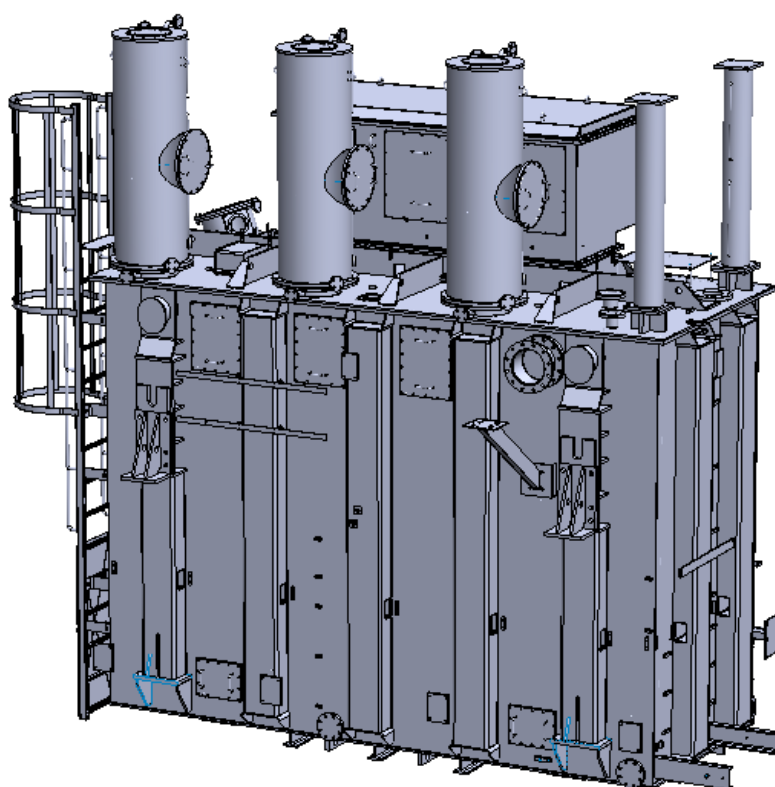
Na slici 5.1. može se vidjeti kućište, odnosno kotao i poklopac pozicionirani u stvarnom odnosu. Osnovne dimenzije stvarnog kućišta navedene su u tablici 5.2.

**Tablica 5.2. Osnovne dimenzije kućišta transformatora, [10]**

duljina kotla (longitudinalna)	4 677 mm
visina kotla	3 415 mm
dno kotla	15 mm
visina gornje prirubnice	25 mm
širina kotla	1 832 mm
debljina kotla ( $t$ )	8 mm
širina U-ukruta	300 mm

visina U-ukruta	3 145 mm
razmak između U-ukruta (slobodna površina)	600 mm

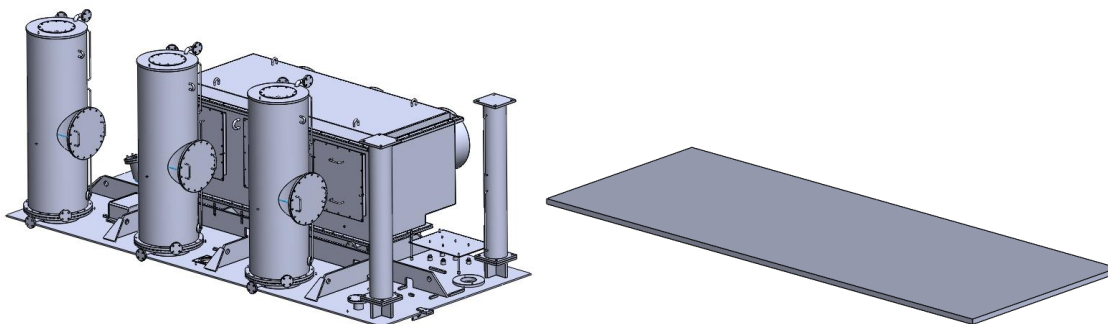
Ideja kojom se potrebno voditi pri izradi proračunskog modela kućišta je zadržavanje istih dimenzija iz tablice 5.2. uz primjenu određenih korekcija koje su opravdane ukoliko će model učiniti boljim, a taj pristup će rezultirati tablicom 5.3. koja će biti osnova za izradu modela kućišta. Kućište transformatora, kao što se može vidjeti na slici 5.1. je vrlo složena konstrukcija te će se za izradu proračunskog modela vršiti odgovarajuća pojednostavljenja, odnosno dijelovi sa kućišta koji zanemarivo utječu na buku koju transformator emitira će biti izostavljeni.



**Slika 5.1. Kućište transformatora, [10]**

Poklopac kućišta će biti modeliran kao ploča bez ikakvih dodataka koji postoje na poklopcu stvarnog transformatora. Ovo pojednostavljenje će imati veliki doprinos jednostavnosti modela, ali bi narušilo njegovu točnost zbog gubitka mase koju su izostavljeni dijelovi sa poklopca imali. Stoga se debljina modelirane ploče koja predstavlja poklopac postavlja na iznos koji uz primjenu stvarnog materijala poklopca nadoknađuje izgublenu masu izostavljenih dijelova te model poklopca aproksimiran pločom u konačnici ima identičnu masu kao poklopac realnog transformatora. Konkretno, masa stvarnog poklopca sa svim dodacima prema slici 5.2. iznosi 2800 kg, pa prema tome ploča sa iste slike treba imati

debljinu 42 mm kako bi imala istu masu iznosa 2800 kg, uz uvjet da je zadržala dimenzije širine i duljine iz tablice 5.2. koje vrijede za stvarni poklopac i kotao kućišta.



**Slika 5.2. Stvarni poklopac i proračunski model poklopca**

Kotao kućišta je u osnovi šuplji kvadar sa mnoštvom dodataka na vanjskim površinama. Kako je prijenos vibracija iz unutrašnjosti na okolinu najizraženiji upravo na tim stjenkama, potreba uzimanja u obzir dodataka na njima se gubi ukoliko neznatno utječu na krutost ili masu koje su ključne veličine za vibracije tih stjenki. Budući da u ovom slučaju na krutost i masu u najvećoj mjeri utječu U-ukrute, ostali dodaci će se zanemariti. Pogodna činjenica je što su upravo U-ukrute najjednostavniji dodaci na stjenkama kotla u pogledu modeliranja te neće znatno doprinosti geometrijskoj složenosti konačnog modela. Bitno je naglasiti i kako je sa kotla izostavljeno dno, o čemu će biti riječi u 6. poglavlju.

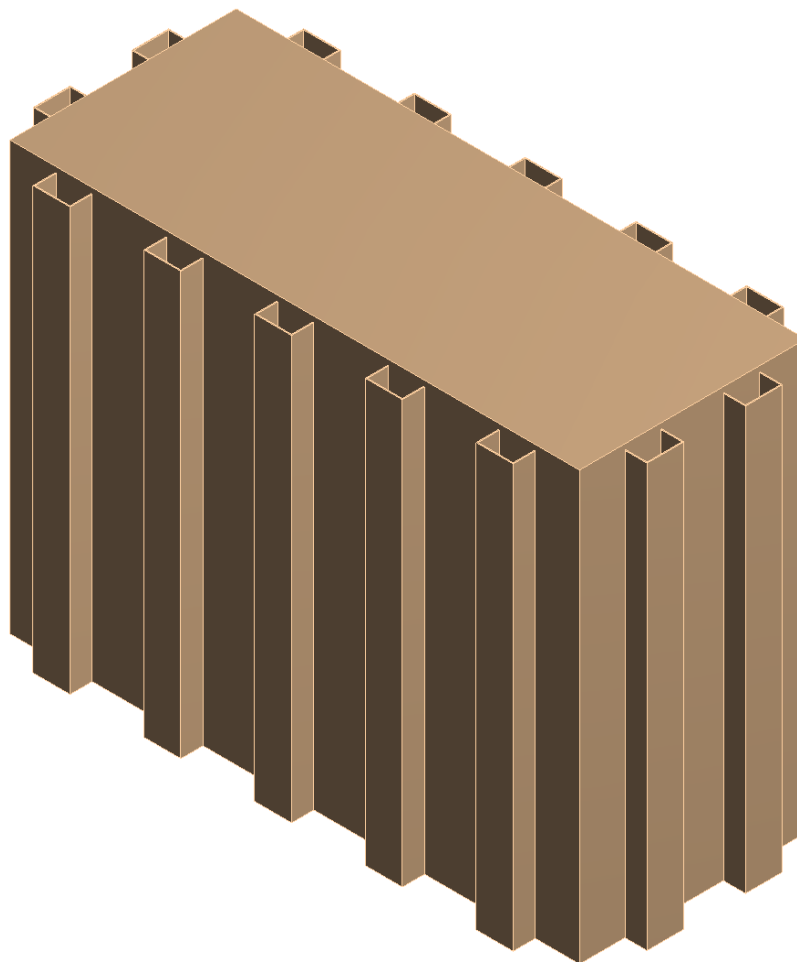
**Tablica 5.3. Dimenzije za modeliranje kućišta u Ansysu**

Kotao	duljina	4 677 mm
	širina	1 832 mm
	visina	3 415 mm
	debljina stjenke	8 mm
Poklopac	visina	42 mm
U-profil	dimenzije	300x180x8 mm
	razmak između U-profila	600 mm

Tablica 5.3. sadrži sve dimenzije potrebne za modeliranje kućišta prema slici 5.3. Materijal kućišta je čelik, S235 JR sa materijalnim karakteristikama prema tablici 5.4.

**Tablica 5.4. Materijalne karakteristike čelika**

Gustoća (kg/m <sup>3</sup> )	Modul elastičnosti (MPa)
7 800	210 000

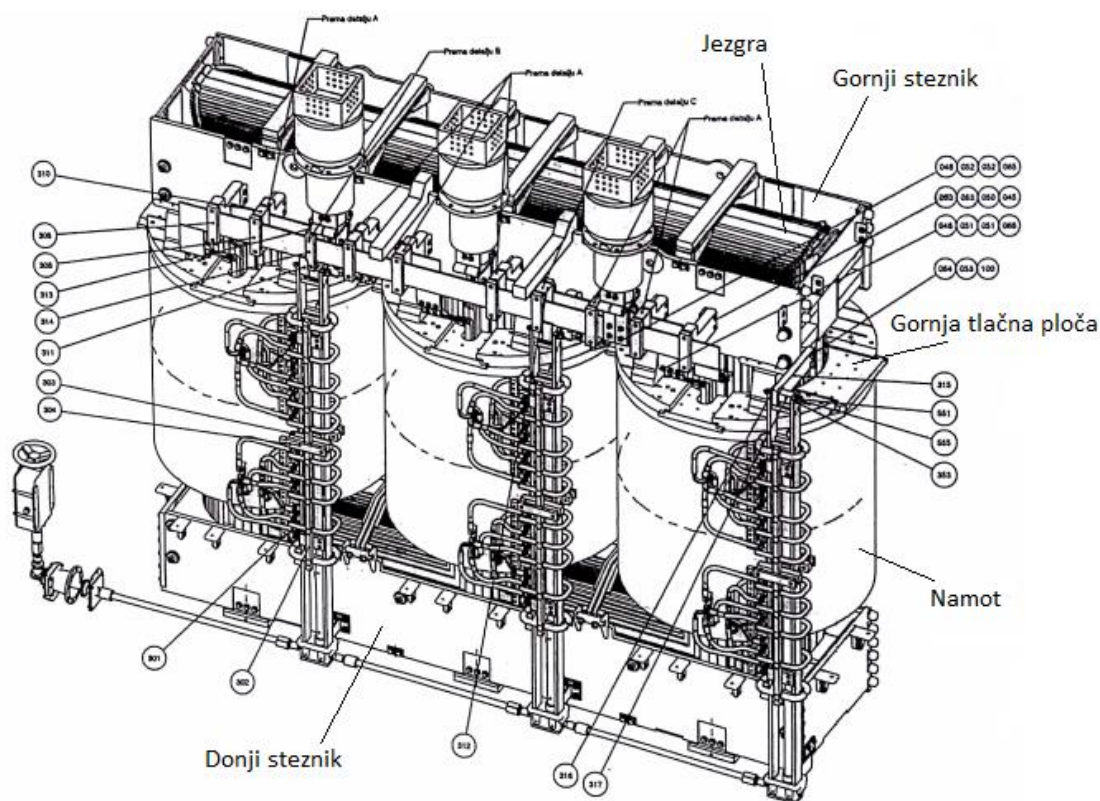


**Slika 5.3. Pojednostavljeni model kućišta**

## **5.2. Cjelina unutar kućišta**

Druga skupina dijelova transformatora su svi dijelovi koji se nalaze unutar kućišta uronjeni u ulje, a sa kućištem su vezani na odgovarajući način. Velika složenost ove cjeline ponovo nameće potrebu primjene odgovarajućih pojednostavljenja u modeliranju geometrije kako bi model u konačnici što vjernije predstavio stvarnu geometriju uz što manje zahtjeve za računalnim resursima tijekom procesa računanja.

Na slici 5.4. može se vidjeti prikaz svih komponenti u unutrašnjosti kućišta. Također se uočava i prisutnost cijevi rashladnog sustava kao i nekih drugih komponenti čiji bi doprinos rezultatima analize buke bio zanemariv, a doprinos složenosti analize izrazito značajan. Takvi dijelovi će biti izostavljeni iz pojednostavljenog proračunskog modela.



Slika 5.4. Cjelina u unutrašnjosti kućišta, [10]

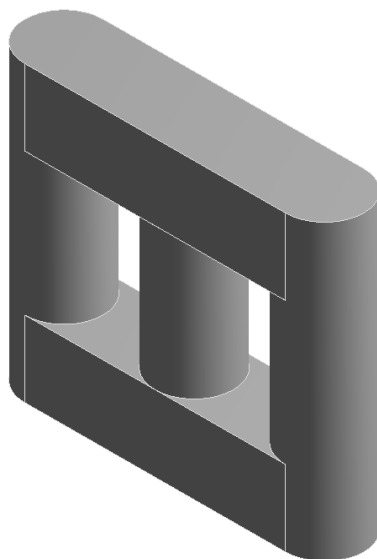
- Jezgra i namoti:

Jezgra i namoti su funkcionalno srž transformatora i ujedno glavni izvori vibracija. Općenito su i jezgra i namoti iznimno složene cjeline. Konkretno, jezgra se sastoji od niza tankih limova različitih površina koji se naslanjaju jedan na drugi. Upravo takva konstrukcija jezgre i dovodi do vibracija uslijed magnetrostrikcije, kako je ranije navedeno. Za potrebe analize koja se provodi jezgra se može prikazati kao jedno čvrsto tijelo koje će imati vanjske gabarite kao i jezgra iz realnog transformatora sastavljena od mnoštva limova. Budući da je utjecaj magnetrostrikcije teško unijeti u program, a bez njega jezgra modelirana od mnoštva limova gubi funkciju, ovime se postiže odličan kompromis u pogledu pojednostavljenja modela uz istovremeno zadovoljavanje točnosti. Dimenzije potrebne za modeliranje jezgre dane su u tablici 5.5.

Tablica 5.5. Dimenzije modela jezgre

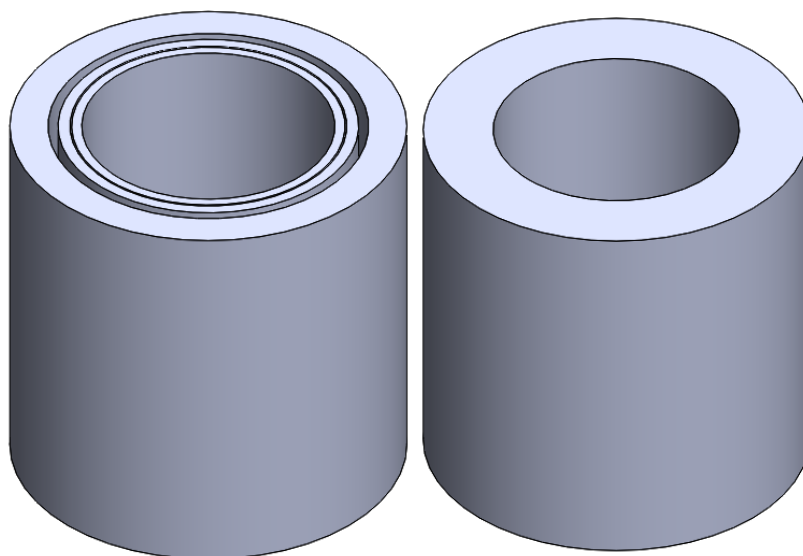
Jezgra	promjer stupa jezgre	877 mm
	visina jezgre	3 331 mm
	razmak između stupova	1 468 mm
	visina stupova	1 611 mm

Model jezgre koji se dobije koristeći se navedenim dimenzijama iz tablice 5.5. prikazan je na slici 5.5.



**Slika 5.5. Model jezgre**

Kod namota se primjenjuje sličan kompromis kao i kod jezgre, a uzrok je opet izrazito složena geometrija. Svaki namot će se aproksimirati jednim homogenim cilindrom koji će se opteretiti ekvivalentnim opterećenjem kojem su izloženi pojedinačni vodiči kod stvarnog namota. Homogeni cilindar će obuhvaćati jedan visokonaponski (VN) namot te dva niskonaponska (NN) namota. Na slici 5.6. prikazan je namot kao jedan homogeni cilindar koji obuhvaća jedan VN i dva NN namota (desno), dok je na lijevoj strani iste slike prikazan namot koji je sačinjen od tri cilindra od kojih vanjski predstavlja VN namot, dok dva unutarnja cilindra predstavljaju NN namote.



**Slika 5.6. Namot kao kombinacija tri ili jednog cilindra**

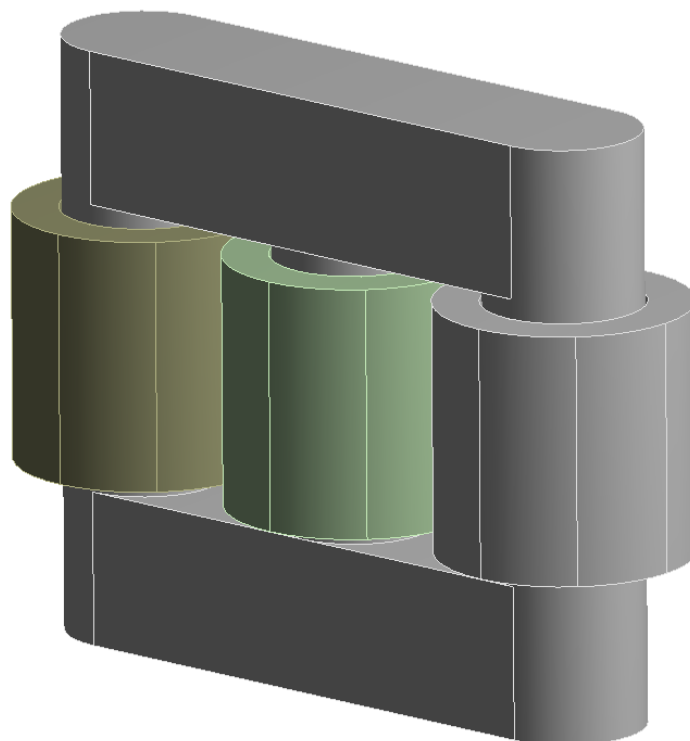


Za potrebe ove analize koristit će se aproksimacija sa jednim cilindrom (VN + 2 NN) prikazana na desnoj strani slike 5.6. s tim da će pojedina fizikalna svojstva biti korigirana prema odgovarajućim proračunima kako bi homogeni cilindar imao krutost i težinu koja odgovara stvarnom namotu, a detaljniji prikaz navedenih proračuna bit će napravljen u poglavlju 6. U tablici 5.6. dane su dimenzije za modeliranje homogenog cilindra koji će se koristiti za proračun.

**Tablica 5.6. Dimenzije homogenog cilindra**

Namot	vanjski promjer	1 425 mm
	unutarnji promjer	909 mm
	visina namota	1 400 mm

Na slici 5.7. prikazan je položaj namota u odnosu na jezgru. Budući da se radi u trofaznom transformatoru, postoje tri ista namota svaki postavljen na odgovarajući stup jezgre.



**Slika 5.7. Model jezgre i namota**

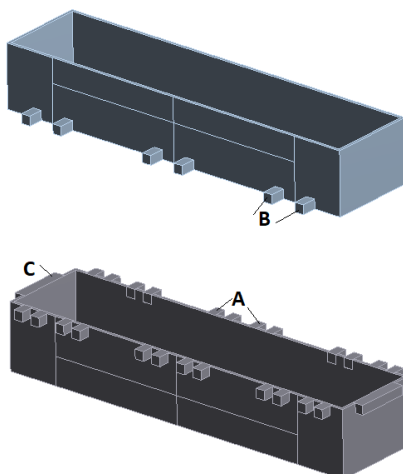
- Tlačna ploča, steznici i klocne:

Steznici transformatora zaduženi su za ostvarivanje veze kućišta transformatora sa namotima. Ipak, namoti se ne naslanjaju izravno na njih, nego se za tu svrhu postavljaju drvene tlačne ploče i drvene klocne.

Steznici su prikazani na slici 5.8., dok su dimenzije za njihovo modeliranje navedene u tablici 5.7.

**Tablica 5.7. Dimenzije steznika i prihvatnika**

Steznik gornji	duljina x širina x visina	3 976 x 969 x 580,5 mm
	debljina stjenke	30 mm
Steznik donji	duljina x širina x visina	3 976 x 969 x 615,5 mm
	debljina stjenke	30 mm
Prihvatnici za klocne A	duljina x širina x visina	150 x 100x 100 mm
Prihvatnici za klocne B	duljina x širina x visina	200 x 100x 100 mm
Prihvatnici za klocne C	duljina x širina x visina	590 x 120 x 100 mm

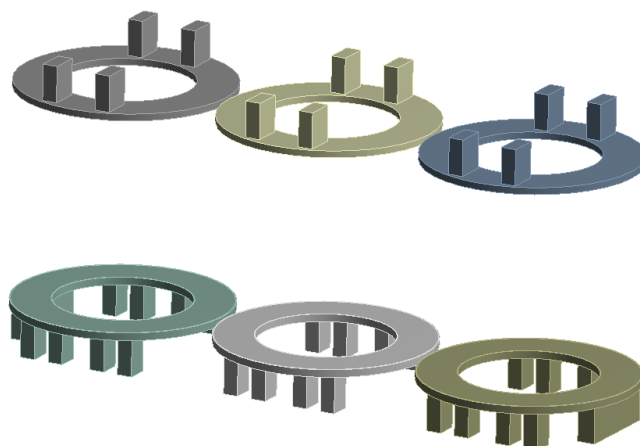


**Slika 5.8. Steznici**

Tlačne ploče, zajedno sa klocnima prikazane su na slici 5.9. Dimenzije potrebne za modeliranje dane su u tablici 5.8.

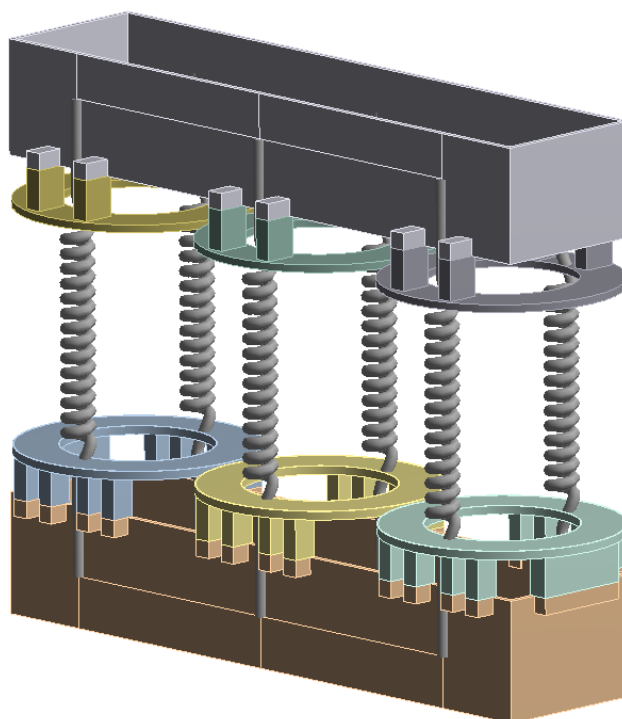
**Tablica 5.8. Dimenzije tlačnih ploča i klocni**

Tlačne ploče	vanjski promjer	900 mm
	unutarnji promjer	1 440 mm
Gornja tlačna ploča	visina	45 mm
Donja tlačna ploča	visina	50 mm
Klocne A	duljina x širina x visina	150 x 100x 240 mm
Klocne B	duljina x širina x visina	200 x 100x 240 mm
Klocne C	duljina x širina x visina	590 x 120 x 240 mm



**Slika 5.9. Tlačne ploče i klocne**

Prikaz međusobnog odnosa u prostoru steznika, tlačnih ploča i klocni može se vidjeti na slici 5.10. Na slici se također mogu vidjeti opruge koje predstavljaju vlačne motke iz realnog transformatora.



**Slika 5.10. Unutrašnje komponente**

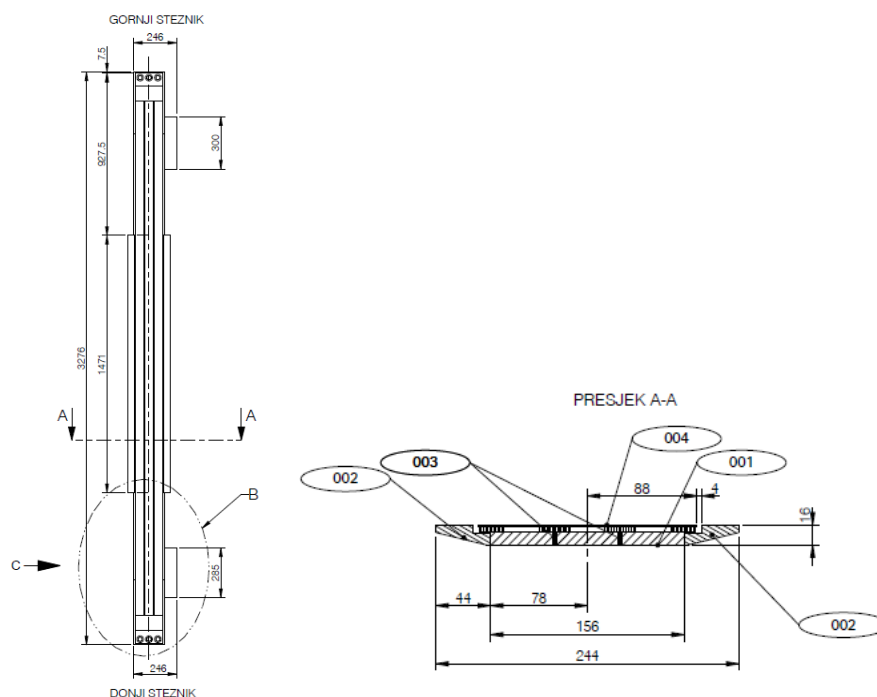
Zadaća motki je osigurati postojanje prednaprezanja koje je nametnuto na namote u smjeru okomite osi z. Ukupni montažni pritisak na svaki namot iznosi 6 MPa, a postiže se izlaganjem gornje površine namota montažnoj sili od 980 kN. Materijal vlačnih motki je čelik S235JR, a oprugama je potrebno dodijeliti krutost koja će odgovarati aksijalnoj krutosti već spomenutih vlačnih motki čija je geometrija prikazana na slici 5.11. Krutost vlačnih motki računa se prema izrazu:

$$k = \frac{AE}{l} = \frac{1560 \cdot 210000}{3276} = 100000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}, \quad (5.1)$$

gdje je:  $A$  – površina presjeka motke

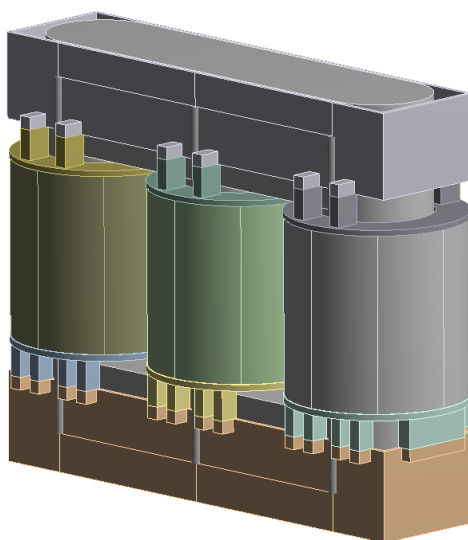
$l$  – duljina motke, a

$E$  – modul elastičnosti materijala motke.



Slika 5.11. Vlačna motka, [10]

Ukupan broj vlačnih motki u transformatoru je šest, odnosno dvije motke po svakom namotu, a vijcima su pričvršćene za gornji i donji steznik. Na slici 5.12. prikazane su sve komponente unutrašnjosti kućišta.



Slika 5.12. Komponente unutrašnjosti kućišta transformatora

## 6. POSTAVKE PRORAČUNSKOG MODELA

Cjelokupna analiza buke vrši se u programskom paketu ANSYS 16.0 sa *Acoustic Extension* R160\_v160.2 dodatkom. Već kod modeliranja geometrije se moralo paziti na puno sitnih detalja koji bi potencijalno mogli otežati zadatak računala kad se analiza pokrene pa se i kod postavki analize taj kriterij ne smije zanemariti. Međutim, glavni zadatak i dalje ostaje izraditi što je moguće vjerniji prikaz stvarnog ponašanja transformatora u domeni koja se obrađuje.

Analize koje će biti provedene su modalna (*Modal Analyses*) i harmonijska (*Harmonic Response Analyses*) analiza. Modalna analiza služi za dobivanje vlastitih formi vibriranja cjelokupnog sustava koji se u ovom slučaju sastoji od čvrstih tijela čija je okolina ispunjena fluidom koji je u interakciji sa navedenim čvrstim tijelima. Harmonijska analiza će poslužiti za dobivanje ponašanja cjelokupnog sustava sa linearnom karakteristikom uslijed odgovarajućeg opterećenja koje je harmonijskog karaktera, odnosno periodično se mijenja u vremenu. Rezultati harmonijske analize se iskazuju u odnosu na frekvenciju uzbude koja je zbog linearnog karaktera sustava ujedno i frekvencija koju posjeduje cjelokupni sustav.

### 6.1. Definiranje materijalnih i ostalih karakteristika komponenti

Nakon završenog modeliranja svih pojedinih dijelova potrebno je u model dodati akustične medije. U ovom slučaju imamo ulje koje se nalazi unutar kućišta te tri sloja zraka čija će uloga biti pojašnjena u nastavku ovog poglavlja. Sve akustične medije dodajemo u izborniku *Geometry* pomoću opcije *Enclosure*, a potrebno je jedino odabrati oblik medija i označiti tijela s kojima pojedini medij dolazi u kontakt. Osim toga, valja istaknuti kako je u opcijama svih akustičnih medija postavka *Acoustic-Structural Coupled Body Options* podešena na *Coupled With Symmetric Algorithm*.

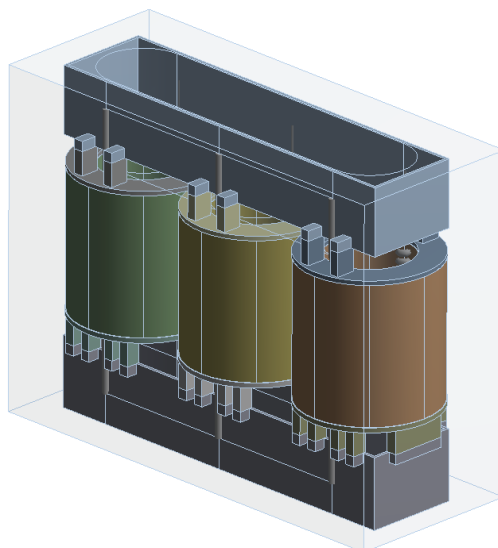
- Akustični medij – Ulje

Ulje je medij koji se u izradi transformatora gotovo redovno koristi za popunjavanje kotla u kojem su smještene funkcionalne komponente. Od mnoštva materijalnih karakteristika izdvajaju se tri najbitnije za potrebe analize, a navedene su u tablici 6.1.

**Tablica 6.1. Karakteristike ulja, [10]**

Gustoća (kg/m <sup>3</sup> )	Bulkov modul (Pa)	Brzina zvuka (m/s)
875	1,69E+9	1 390,17

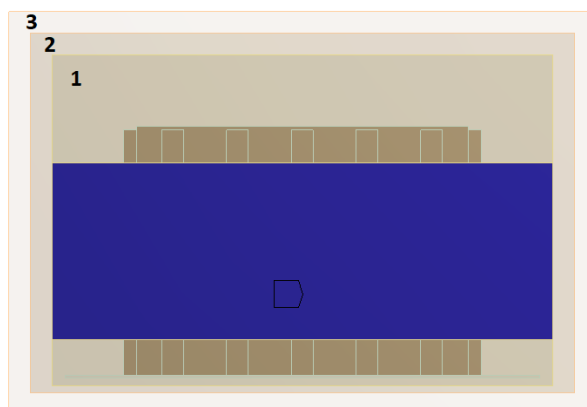
U ovom slučaju ulje koje popunjava kotao dolazi u interakciju sa svim komponentama smještenim unutar kotla i postavljeno je na način kako prikazuje slika 6.1.



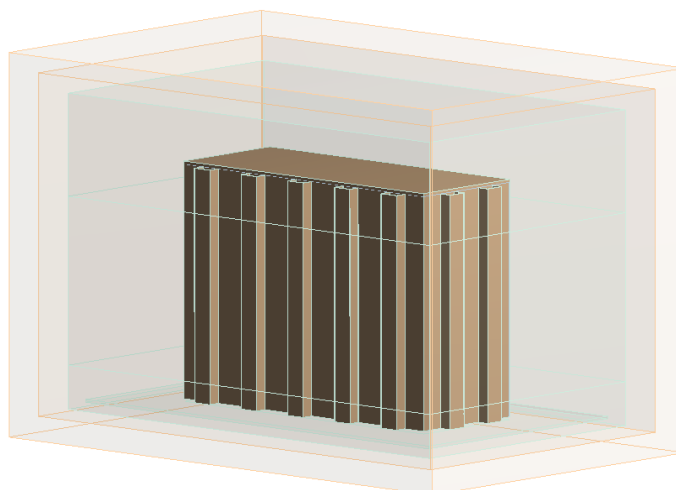
**Slika 6.1. Ulje u kotlu transformatora**

- Akustični medij – Zrak

Zrak se dodaje u tri navrata. Oznake pojedinog sloja zraka se mogu vidjeti na slici 6.2. prema redoslijedu dodavanja, a izometrijski prikaz slojeva na slici 6.3. Vanjske površine prvog sloja zraka će poslužiti za postavljanje mjernih instrumenata, a na slici 6.2. su označene plavom bojom. Drugi sloj zraka ima funkciju odvajanja mjernih površina od trećeg sloja zraka koji će biti preinačen u *Perfectly Matched Layer* (PML). PML predstavlja materijal koji upija sve valove koji dolaze do njega bez ikakve refleksije. Kako bi se postigla odgovarajuća numerička točnost potrebno je koristiti najmanje tri elementa po debljini PML regije. Bitno je naglasiti kako je bilo kakav oblik pobude u području PML regije nedopušten. Da bi se osigurala potpuna apsorpcija svih valova dodaje se nulti tlak na vanjske površine PML-a.



**Slika 6.2. Slojevi zraka numerirani prema redoslijedu dodavanja**



**Slika 6.3. Izometrijski prikaz zraka u okolini transformatora**

- Kotao, poklopac i steznici

Za sve tri komponente dodijeljen je materijal čelik, S235JR, sa karakteristikama koje su navedene u tablici 6.2.

**Tablica 6.2. Materijalne karakteristike čelika, S235JR, [10]**

Gustoća (kg/m <sup>3</sup> )	Modul elast. (GPa)	Poasonov faktor	Bulkov modul (GPa)
7 850	210	0,3	167

- Klocne i ploče

Klocne i ploče su izrađene od drveta, ali različitih karakteristika. Materijal gornjih klocni je usklađen sa materijalom gornjih ploča (KP 20214), dok je materijal donjih klocni usklađen sa materijalom donjih ploča (KP 20222). Karakteristike ovih materijala navedene su u tablici 6.3., a preuzete su iz [10].

**Tablica 6.3. Materijalne karakteristike drveta za izradu klocni i tlačnih ploča, [10]**

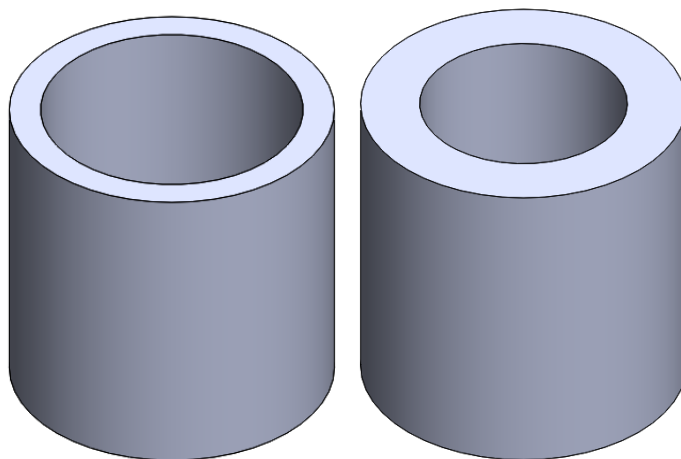
	Gustoća (kg/m <sup>3</sup> )	Modul elastičnosti (GPa)
KP 20214	1,25	17
KP 20222	1	11

- Namoti

Namoti su u stvarnom transformatoru izrađeni od bakra koji ima gustoću 8920 kg/m<sup>3</sup> i modul elastičnosti iznosa 110 GPa. Budući da homogeni cilindar koji predstavlja sklop namota u modelu mora u karakteristike uključiti i drvene umetke za distanciranje vodiča, kao i šupljine, modul elastičnosti i gustoća se posljedično razlikuju od ranije navedenih za čisti bakar.

### A. Računanje ekvivalentne krutosti

Za određivanje krutosti poslužit će statička analiza. Kako je već rečeno, namot transformatora se sastoji od visokonaponskog i dva niskonaponska namota. Za jasniju predodžbu o odnosu namota može poslužiti slika 5.6.



**Slika 6.4. Visokonaponski homogeni cilindar (lijevo) i proračunski homogeni cilindar kao spoj VN i 2 NN (desno)**

Za određivanje krutosti homogenog cilindra koji se koristi u proračunu vršit će se usporedba statičkog pomaka njega sa statičkim pomakom izdvojenog visokonaponskog cilindra opterećenog istim opterećenjem. Odnose dimenzija navedenih cilindara prikazuje slika 6.4. Naime, cilj je dobiti krutost homogenog cilindra korištenog u proračunu takvog iznosa da statički pomak njegove vanjske površine odgovara statičkom pomaku vanjske površine visokonaponskog homogenog namota.

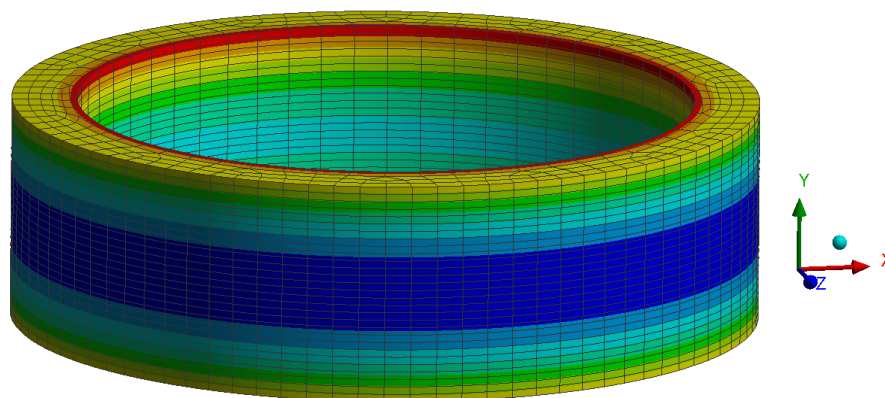
Kako je i visokonaponski namot u stvarnosti sastavljen od vodiča napravljenih od bakra, bit će potrebno prvo odrediti njegov modul elastičnosti koji se mora razlikovati od modula čistog bakra, jer on osim vodiča uključuje i ostale dijelove između vodiča koji su izrađeni od drveta i papira. Podatak za modul elastičnosti visokonaponskog homogenog cilindra preuzima se iz [6]. Prema tim podacima modul elastičnosti visokonaponskog homogenog cilindra ima iznos 77 675 MPa. Primjenom tog modula elastičnosti uz opterećenje iznosa  $0,0139588 \text{ N/mm}^2$  na vanjskoj stjenki u radijalnom smjeru, radijalni pomak stjenke iznosio je  $7,9107 \cdot 10^{-7} \text{ m}$ .

Kad se istim tlakom iznosa  $0,0139588 \text{ N/mm}^2$  optereti i proračunski homogeni cilindar koji je spoj VN i 2 NN namota, dobiva se srednji pomak vanjske stjenke iznosa  $2,8498 \cdot 10^{-7} \text{ m}$ . Osjetno manji iznos pomaka bio je i očekivan s obzirom da je unutarnji promjer ovog cilindra manji, pa posljedično cilindar sadrži više materijala koji pruža veći otpor opterećenju. Prikaz statički opterećenog proračunskog homogenog cilindra dan je na slici 6.5.



F: 0,909 sa E=77675  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: m  
 Time: 1  
 18.12.2018. 14:21

3,1092e-7 Max  
 3,0515e-7  
 2,9939e-7  
 2,9363e-7  
 2,8786e-7  
 2,821e-7  
 2,7633e-7  
 2,7057e-7  
 2,6481e-7  
 2,5904e-7 Min



**Slika 6.5. Statička analiza proračunskog homogenog cilindra (E=77 675 MPa)**

Budući da su pomaci i modul elastičnosti linearno povezani, računa se koeficijent odnosa pomaka za visokonaponski homogeni cilindar i pomaka za proračunski homogeni cilindar koji predstavlja kombinaciju visokonaponskog i dva niskonaponska namota, a koji će poslije poslužiti za uspostavljanje veze između modula elastičnosti navedenih cilindara.

$$\text{koeficijent}(k) = \frac{7,9107}{2,8498} = 2,77588 \quad (6.1)$$

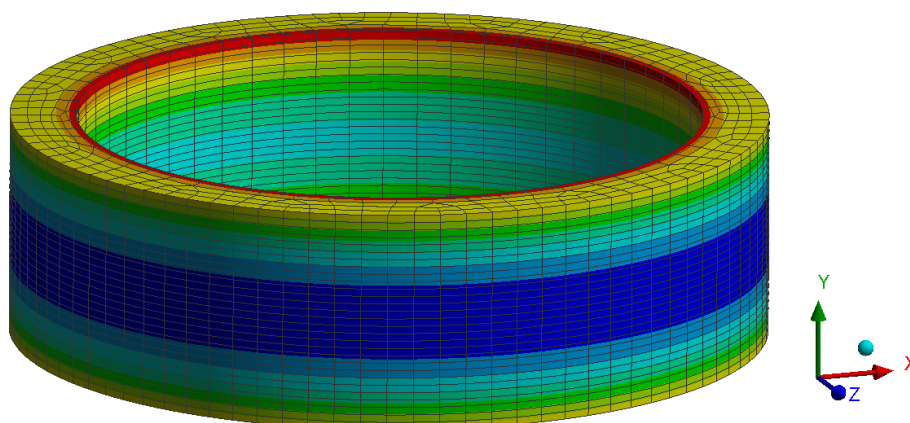
Primjenom izračunatog koeficijenta računa se potrebni iznos modula elastičnosti proračunskog homogenog cilindra:

$$E_{\text{proračunskog homogenog cilindra}} = \frac{77675}{2,77588} = 27982 \text{ MPa.} \quad (6.2)$$

Nakon uvrštavanja dobivenog rezultata iz jednadžbe (6.2) u materijalne karakteristike proračunskog homogenog cilindra, dobivaju se rezultati sa slike 6.6.

G: Copy of 0,909 sa E=27982  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: m  
 Time: 1  
 18.12.2018. 12:58

8,6307e-7 Max  
 8,4707e-7  
 8,3107e-7  
 8,1507e-7  
 7,9907e-7  
 7,8307e-7  
 7,6707e-7  
 7,5107e-7  
 7,3507e-7  
 7,1907e-7 Min



**Slika 6.6. Statička analiza proračunskog homogenog cilindra (E=77 675 MPa)**

Opet se uočava varijacija pomaka vanjske površine po visini cilindra, pa će biti potrebno izračunati srednju vrijednost pomaka da bi se usporedila točnost rezultata sa rezultatima visokonaponskog homogenog cilindra. Nakon provedene kalkulacije dobiva se srednja vrijednost pomaka u iznosu  $7,9107 \cdot 10^{-7}$  m, što potvrđuje točnost izračunatog modula jer je identične pomake imao i visokonaponski homogeni cilindar.

### B. Računanje ekvivalentne gustoće

Masa visokonaponskog i dva niskonaponska cilindra ukupno iznosi 5700 kg. Ta brojka je dobivena sa gustoćom čistog bakra iznosa  $8920 \text{ kg/m}^3$  pri čemu u volumen za računanje ulazi isključivo bakar. Već je navedeno kako u volumen proračunskog homogenog cilindra koji je kombinacija visokonaponskog i niskonaponskih namota ulaze i drvene pločice, kao i šupljine ispunjene zrakom.

Volumen proračunskog homogenog cilindra prema podacima iz tablice 5.6. iznosi:

$$V = \left[ \left( \frac{1425}{2} \right)^2 - \left( \frac{909}{2} \right)^2 \right] \pi \cdot 1400 = 1,3242 \text{ m}^3. \quad (6.3)$$

Odgovarajući iznos gustoće dobiva se dijeljenjem poznate mase sa izračunatim volumenom iz jednadžbe (6.3):

$$\rho_{\text{proračunskog homogenog cilindra}} = \frac{5700}{1,3242} = 4304 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}. \quad (6.4)$$

U konačnici, karakteristike materijala proračunskog homogenog cilindra su dane u tablici 6.4.

**Tablica 6.4. Materijalne karakteristike proračunskog homogenog cilindra koji predstavlja namot transformatora**

	Gustoća ( $\text{kg/m}^3$ )	Modul elastičnosti (MPa)
Stvarni vodič	8920	110000
Proračunski homogeni cilindar	4304	27982

- Jezgra

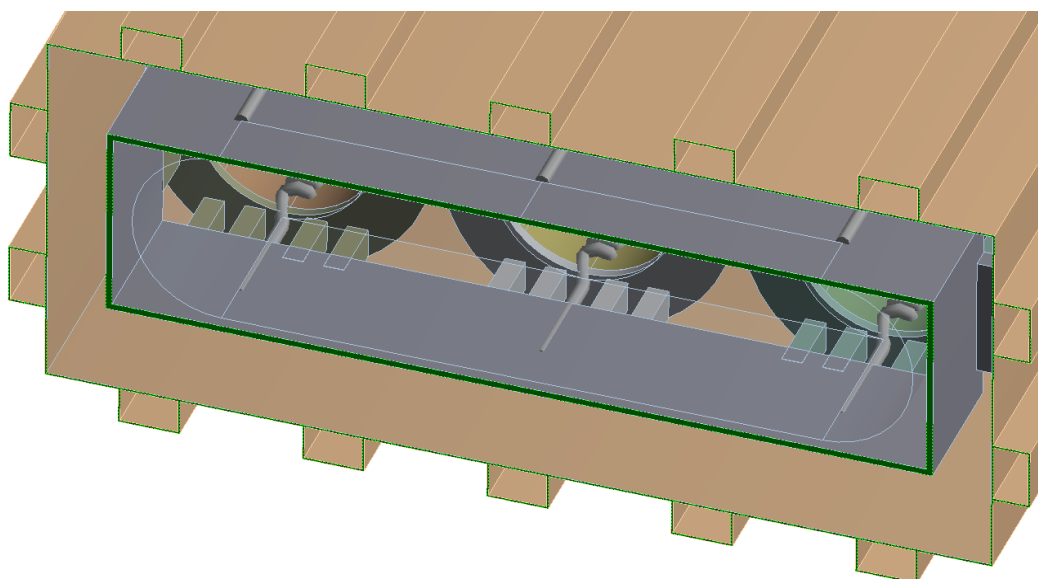
Već je navedeno na koji način jezgra u stvarnom transformatoru doprinosi ukupnim vibracijama te kako se to sve u krajnosti manifestira u korist povećanja buke. Složenost analize koja bi uključivala takav model jezgre je prevelik ograničavajući čimbenik pa se iz tog razloga jezgra modelira iz jednog komada, ali se primjenjuje opcija *Suppress*, koja od jezgre pravi idealno reflektirajuću površinu. Ista opcija je primijenjena i na podlogu na kojoj se nalazi transformator, tako da je i ona idealno reflektirajuća površina.

## 6.2. Vlačne motke

Uloga vlačnih motki je već naglašena u ranijim poglavljima kao i materijal od kojih su izrađene. Opruge koje predstavljaju vlačne motke imaju krutost iznosa 100 000 N/mm koja je izračunata u jednadžbi (5.1), a ekvivalentna je aksijalnoj krutosti vlačnih motki. Prednaprezanje vlačnih motki također je implementirano, a iznos je 490 kN na svakoj opruzi.

## 6.3. Rubni uvjeti

Rubni uvjeti dodijeljeni su na donje površine kućišta i steznika. Radi se o rubnim uvjetima pomaka te *Elastic Support* uvjetu. Rubni uvjet *Elastic Support* odabran je iz razloga što se nastojala ostvariti elastična veza na mjestu gdje bi uklještenje bilo previše kruto te bi u model unijelo pogreške. Površine na koje su postavljeni uvjeti označene su na slici 6.7.



**Slika 6.7. Rubni uvjeti na kućištu i stezniku**

Rubni uvjet *Elastic Support* odnosi se na pravac koji je okomit na površinu za koju se dodjeljuje, a na obadvije površine je također dodijeljen i rubni uvjet pomaka koji karakterizira nulti pomak u svim pravcima osim u pravcu okomitom na površinu za koju je rubni uvjet dodijeljen. Iznos parametra *Elastic Support Stiffness* naveden je u tablici 6.5. Oni se računaju na način da se aksijalna krutost tijela u pravcu okomitom na površine dodjeljivanja uvjeta, u ovom slučaju kućišta i steznika, podijeli sa tom istom površinom dodjeljivanja. Potrebni parametar elastičnosti za kućište se računa prema jednadžbi (6.5):

$$E'_k = \frac{A_k E}{l_k} = \frac{E}{l_k} = \frac{210000}{3415} = 61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^3}, \quad (6.5)$$

a parametar elastičnosti za steznik prema jednadžbi (6.6):

$$E'_s = \frac{A_s E}{l_s} = \frac{E}{l_s} = \frac{210000}{615,5} = 341 \frac{\text{N}}{\text{mm}^3}, \quad (6.6)$$

gdje je  $l_k$  visina kotla prema tablici 5.3., a  $l_s$  visina donjeg steznika prema tablici 5.7. Izračunati parametri navedeni su i u tablici 6.5.

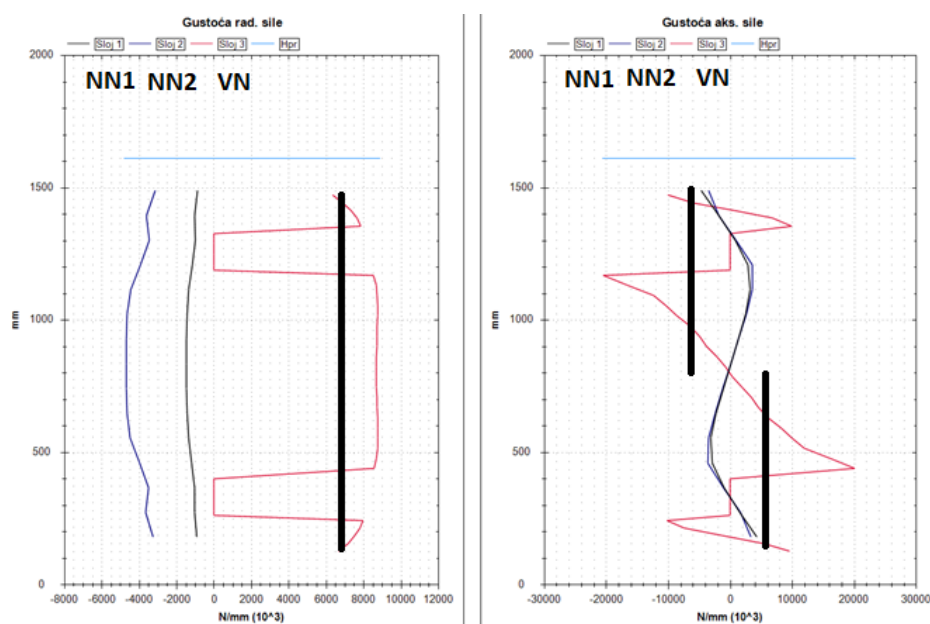
**Tablica 6.5. Parametri *Elastic Support* rubnih uvjeta**

	<i>Elastic Support Stiffness</i> (N/mm <sup>3</sup> )
Kućište	61
Steznik	341

#### 6.4. Uzbudne sile

Ranije je navedeno kako analiza harmonijskog odziva podrazumijeva i uzbuđu koja se harmonično mijenja u vremenu. Osim toga, za svako opterećenje moguće je dodati i fazni kut koji je isti za sve sile na jednom namotu, ali je različit za svaki namot. Fazni kutovi pojedinih namota se međusobno razlikuju za 120°, odnosno iznose redom: 0°, 120° i 240°.

Sile u namotima dobivene proračunima prikazane su na slici 6.8., [10]. Treba napomenuti da se zapravo radi o gustoći cirkularne sile u namotima po njihovoj visini, zasebno za svaki od tri namota. Sile se odnose za stanje kratkog spoja za koje su i napravljena mjerenja.



**Slika 6.8. Sile u namotima, [10]**

Crvena linija na lijevom dijelu slike predstavlja gustoću cirkularne sile po visini visokonaponskog namota za računanje cirkularne sile, dok desni dio slike predstavlja gustoću cirkularne sile po visini za računanje aksijalne sile na visokonaponskom namotu. Kako bi se

mogao dodijeliti jednak iznos gustoće cirkularne sile po cijeloj visini namota potrebno je uprosječiti vrijednost na slici 6.8. Crna podebljana linija predstavlja taj iznos. Sile za niskonaponske namote se neće uzimati u obzir jer se proračunski model namota sastoji samo od jednog cilindra kojemu je krutost prilagođena krutosti visokonaponskog namota. U realnom transformatoru upravo visokonaponski namot ima najveći utjecaj na buku.

#### 6.4.1. Proračun radijalne i aksijalne sile

Prosječan iznos gustoće cirkularne sile po visini namota za računanje cirkularne sile prema slici 6.8. iznosi 6580 N/mm. Za dobivanje tlaka u radijalnom smjeru na vanjsku stijenku cilindra koristi se izraz (6.1):

$$p_r = \frac{6580 \cdot 0,003023}{2} \cdot \frac{1}{R} = 0,0139588 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.1)$$

gdje je  $R = 712,5$  mm vanjski polumjer cilindra prema tablici 5.6.

Koeficijent 0,003023 služi za transformaciju gustoće cirkularne sile u cirkularnu silu, [10]. Tlak nije moguće zadati na površine različitih tijela koja se nalaze unutar *Multibody* modela okružena drugim tijelima ili fluidima koja su također dio istog *Multibody* sustava. Stoga je ukupni tlak na vanjsku površinu cilindra potrebno podijeliti na odgovarajući broj okomitih uzdužnih linija koje se pružaju po toj površini. Četiri linije bi vjerojatno bile dovoljno dobra aproksimacija, ali kako bi se izbjegle poteškoće nastale lokaliziranjem navedenih sila pogodnije je odabrati podjelu na osam uzdužnih linija koje su međusobno pomaknute za kut od 45°. Postupak pronalaska prosječne vrijednosti za aksijalne sile sa slike 6.8. zahtjeva dodatnu podjelu svake okomite linije na dva jednaka dijela iz razloga što bi postupak pronalaska prosječne vrijednosti za cijelu liniju doveo do međusobnog poništavanja aksijalnih sila i one bi potpuno iščeznule. Stoga će se i ukupna radijalna sila podijeliti na šesnaest dijelova kako bi se u konačnici radijalne i aksijalne sile mogle dodijeliti skupa za svaku polovicu linije.

Za pretvaranje tlaka u radijalnu silu podijeljenu na šesnaest uzdužnih okomitih linija po obodu namota provodi se izračun prema jednadžbi (6.2):

$$F_R = \frac{p \cdot A}{16} = \frac{0,0139588 \cdot 1425 \cdot 1400 \cdot \pi}{16} = 5468 \text{ N}, \quad (6.2)$$

gdje je  $A$  površina vanjske stijenke cilindra koja se računa kao umnožak opsega cilindra na vanjskom radijusu i visine cilindra.

Prosječan iznos sile po visini namota za računanje aksijalne sile prema slici 6.8. iznosi 5700 N/mm. Za dobivanje tlaka na vanjskoj površini cilindra usmjerenog u pravcu uzdužne osi cilindra  $z$  koristi se izraz (6.3):

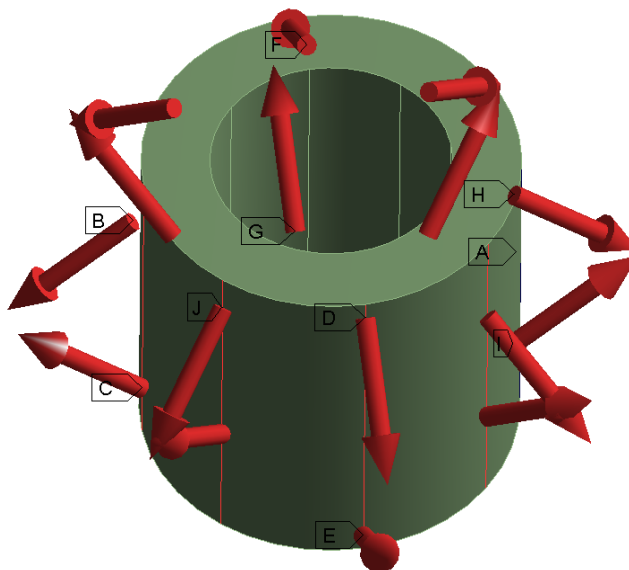
$$p_z = \frac{5700 \cdot 0,003023}{2} \cdot \frac{1}{R} = 0,012092 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.3)$$

gdje je  $R$  ponovo vanjski polumjer cilindra prema tablici 5.6.

Za pretvaranje tlaka u aksijalnu silu podijeljenu na šesnaest uzdužnih okomitih linija po obodu namota pri čemu su sile na gornjim polovicama linija suprotno usmjerene od sila na donjim polovicama linija provodi se izračun prema jednadžbi (6.4):

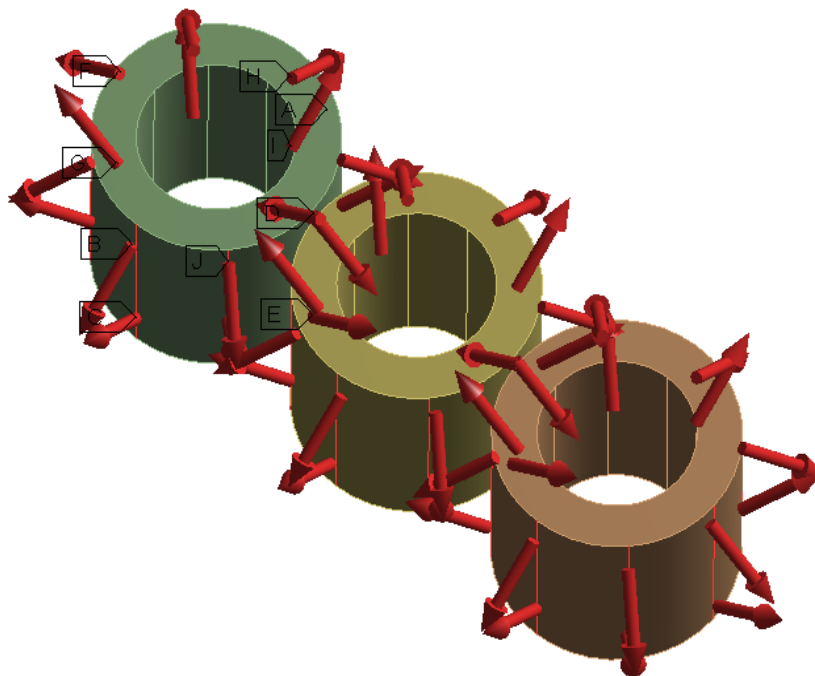
$$F_z = \frac{p \cdot A}{16} = \frac{0,012092 \cdot 1425 \cdot 1400 \cdot \pi}{16} = 4736 \text{ N}. \quad (6.4)$$

Na slici 6.9. prikazane su sve uzbudne sile na jednom namotu sa koje je moguće dobiti dojam udjela radijalne i aksijalne komponente sile u rezultatnoj uzbuđi namota. Aksijalne sile koje djeluju na cilindar međusobno se poništavaju pri čemu dolazi do naizmjeničnog stlačivanja i rastezanja cilindra zbog čega nije potrebno voditi brigu o preuzimanju aksijalne sile sa cilindra.



**Slika 6.9. Rezultantne sile na vanjskoj stijenci namota**

Na slici 6.10. prikazana su sva tri namota sa pripadnim uzbuđnim silama. Već je navedeno da je prisutan višefazni sustav izmjeničnih struja jednakih frekvencija i međusobno pomaknutih faza, odnosno prvi namot ima fazni kut  $0^\circ$ , drugi namot fazni kut  $120^\circ$ , a treći namot fazni kut iznosa  $240^\circ$ .



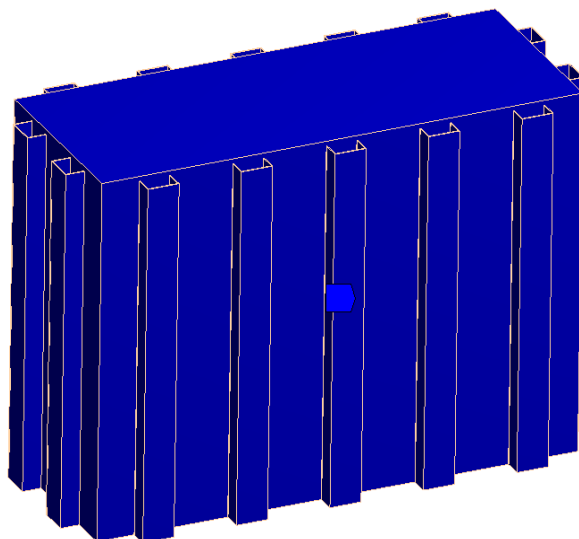
Slika 6.10. Namoti sa pripadnim uzbudnim silama

## 6.5. FSI – Fluid Structure Interaction

*Fluid Structure Interaction (FSI)* odnosi se na slučajeve kada u kontaktu imamo akustički medij i čvrsto tijelo. Ranije je naglašeno kako je za sve akustične medije postavka *Acoustic-Structural Coupled Body Options* podešena na *Coupled With Symmetric Algorithm*. FSI problem bi se mogao riješiti i na drugačiji, manje efikasan način. Naime, postoji mogućnost da se na površinama čvrstog tijela prvo formira tanki sloj fluida, a potom se na taj tanki sloj formira ostatak akustičnog medija. Tanki sloj bi u tom slučaju u postavkama opciju *Acoustic-Structural Coupled Body Options* imao podešenu na *Coupled With Unsymmetric Algorithm*, dok bi se za preostali fluid ta postavka ostavila na *Uncoupled Algorithm*. Prednost *Symmetric* postavke je u 50% većoj brzini računanja te aproksimativno dva puta manjim zahtjevima za memorijom, stoga se odabire ona ispred *Unsymmetric* postavke. *Symmetric* elementi se ne mogu kombinirati sa *Unsymmetric* elementima, stoga svi fluidi moraju biti podešeni na postavku *Symmetric* ukoliko se ona želi koristiti.

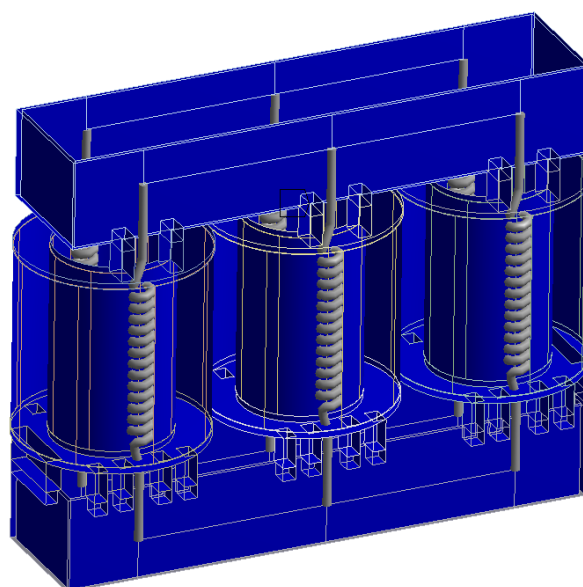
Dvije skupine *Acoustic FSI Interface* uvjeta su uključene u model, a prva od njih se odnosi na sve površine kućišta koje su u kontaktu sa fluidom. S vanjske strane to je zrak, a sa unutarne ulje. Navedeni uvjet jednako funkcioniše bez obzira što se radi o različitim medijima, tako da dodatne postavke nije potrebno definirati. Na slici 6.11. prikazane su površine kućišta na koje je nametnut navedeni uvjet. Bitno je istaknuti kako površine sa donje strane kućišta ne ulaze u

odabir jer su u kontaktu sa *Suppressed* medijem koji predstavlja idealno reflektirajuću podlogu. Iako se to na slici ne vidi, površine sa unutarnje strane kućišta koje su u kontaktu sa uljem su također uključene u ovu postavku. Ukupno se radi o 108 površina, od kojih je samo pet sa unutarnje strane koje imaju kontakt sa uljem, dok preostale 103 površine sa vanjske strane imaju kontakt sa okolnim zrakom.



**Slika 6.11. Acoustic FSI Interface 1**

Drugi *Acoustic FSI Interface* uvjet dodijeljen je za sve površine unutar kućišta osim za donje površine donjeg steznika. One su kao i donje površine kućišta u kontaktu sa *Suppressed* podlogom, a ne sa akustičkim medijem. Sve ostale površine u kontaktu su sa uljem unutar kućišta, a prikazuje ih slika 6.12.

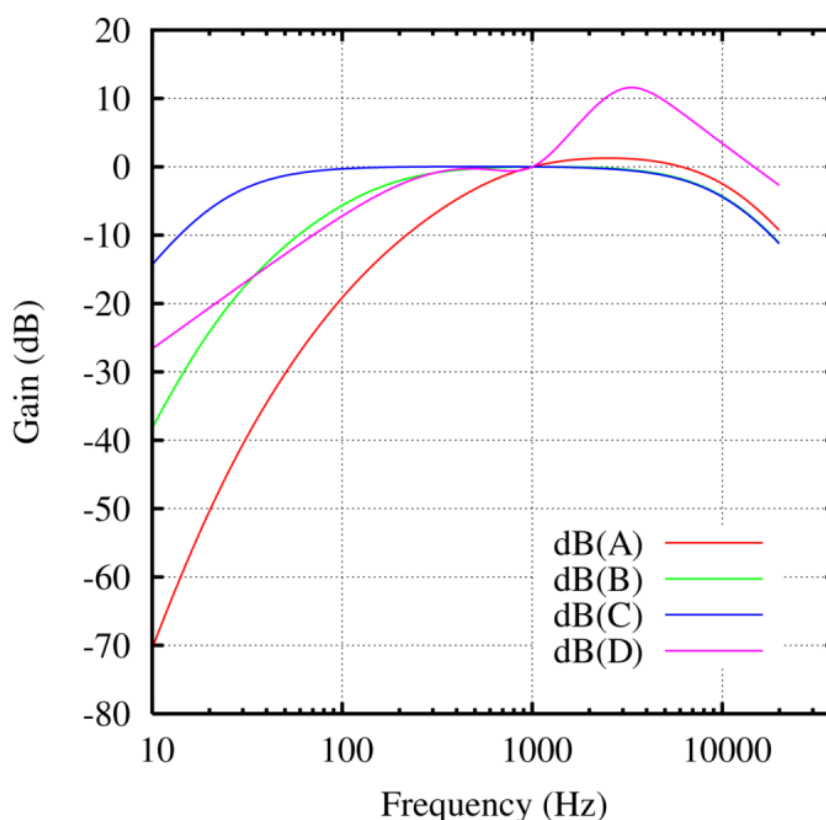


**Slika 6.12. Acoustic FSI Interface 2**





Kako je rezultat mjerenja s kojim se treba usporediti rezultat izražen preko A-SPL, potrebno je ovdje odabrati isti izlazni podatak. Postoji mogućnost i da se kao rezultat ispiše SPL koji se uz pomoć odgovarajuće tablice preračunava u A-SPL. Naime, osnovna razlika između ove dvije vrste mjerenja je ta što A-SPL kao ulazne podatke koristi podatke mjerenja SPL metodom, ali ih filtrira na način da odbacuje sve frekvencije koje ljudsko uho ne može čuti. U konačnici, rezultat A-SPL mjerne metode je zvuk koji bi u identičnom iznosu čulo i ljudsko uho. Ukoliko bi se raspolagalo rezultatima SPL mjerne metode, oni su uz pomoć dijagrama sa slike 6.14. vrlo jednostavno prebace u A-SPL rezultate.



**Slika 6.14. Tablica korekcije SPL rezultata u A-SPL rezultat, [7]**

Tako za frekvenciju od 100 Hz razlika između SPL i A-SPL rezultata iznosi 20 dB. Ukoliko se rezultati trebaju izraziti samo za jednu ili nekoliko frekvencija, ova metoda preračunavanja može vrlo dobro poslužiti. Ukoliko treba prikazati rezultate za veći raspon frekvencija, preračunavanje postaje nepraktično pa je velika prednost ukoliko se A-SPL dijagram može izravno dobiti.

Rezultati dobiveni na ovaj način mogu poslužiti za računanje zvučne snage. To je rezultat koji je uvijek isti bez obzira na kojim površinama se mjere rezultati, stoga je dosta praktičan i na neki način predstavlja općeniti izlazni podatak za usporedbu mjerenja.

- Zvučni tlak (*Acoustic Pressure*)

Izlazni podaci ovog rezultata daju uvid u distribuciju tlaka prouzročenog vibracijama po promatranom prostoru. Ovaj se rezultat teško može iskoristiti za usporedbu sa rezultatima mjerenja, ali može jasno prikazati sve prednosti prethodno obrađene metode mjerenja. Na temelju *Acoustic Pressure* rezultata izradit će se niz prikaza iznosa tlaka po različitim presjecima transformatora. One mogu poslužiti za razumijevanje širenja lokalnog poremećaja tlaka od mjesta pobude prema stjenkama, ali i za okvirnu validaciju rezultata A-SPL dijagrama ukoliko se presječna ravnina poklapa sa površinom koja je uključena u *Acoustic Time Frequency Plot*. Rezultat se iskazuje za samo jednu frekvenciju koju je potrebno predodrediti u postavkama. Za svaku drugu frekvenciju potrebno je dodati novu naredbu.

Osim tlaka, na ovaj način je moguće dobiti distribuciju niza drugih, potencijalno korisnih veličina, u koje spadaju:

- temperatura
- brzina
- ubrzanje
- sile.

- Ekvivalentno (von-Mises) naprezanje

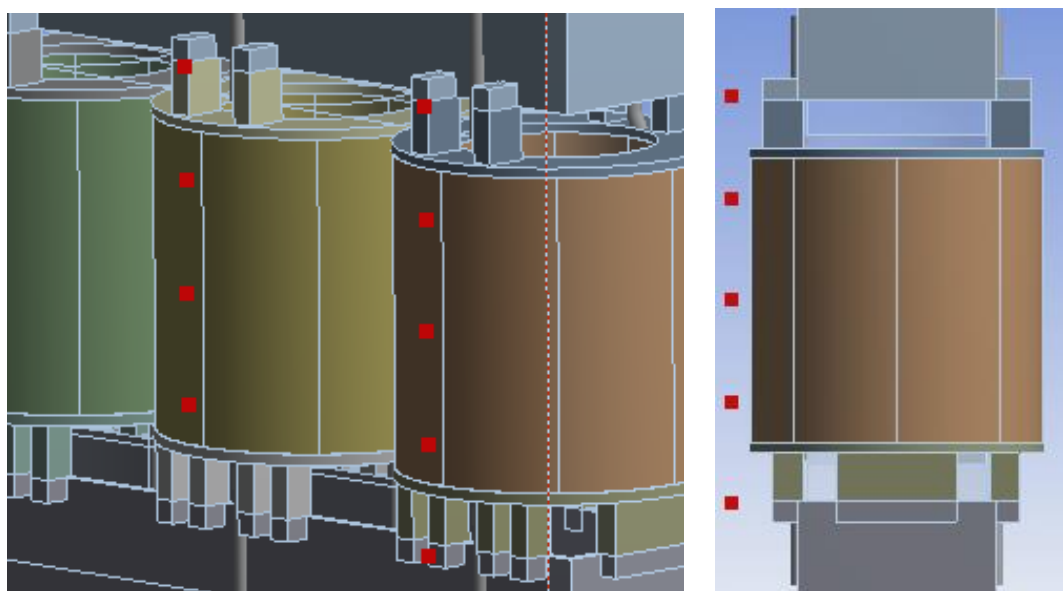
Ekvivalentno naprezanje je rezultat koji je uvijek poželjno imati na raspolaganju kako bi se dobio jasan uvid koji dijelovi konstrukcije podnose najveća naprezanja te u skladu sa potrebama intervenirati kako bi se otklonila opasnost. Budući da su transformatori specifično opterećene konstrukcije, malo je vjerojatno da će doći do bilo kakvog kolapsa uslijed prevelikih naprezanja, ali se može lakše uočiti probleme sa krutošću pojedinih područja te u skladu sa potrebama poduzeti odgovarajuće izmjene. Kod ove naredbe je također potrebno predodrediti frekvenciju za koju se traži rezultat, a osim ekvivalentnog naprezanja moguće je dobiti i naprezanja u pojedinačnim smjerovima.

- Usmjereni i ukupni pomaci

Već je naglašeno kako vibracije vanjske stjenke kućišta uzrokuju lokalne promjene tlaka koje se manifestiraju kao buka. Stoga je korisno imati uvid u intenzitet pomaka tijekom vibracija, a na raspolaganju je moguće imati ukupne pomake te pomake u smjeru svake od tri osi zasebno. Ponovo je potrebno predodrediti samo jednu frekvenciju za koju će program ispisati rezultate.

- Acoustic Far Field Microphone

Ova vrsta rezultata praktična je ukoliko se želi imati detaljni uvid u niz parametara u točno određenoj točki. Postoji mogućnost zadavanja u sfernim i kartezijevim koordinatama kako bi se izbjegle situacije prezahtjevnog pronalaska koordinata neke točke u nepogodnom koordinatnom sustavu. Budući da je u ovom proračunskom modelu odabrana najjednostavnija aproksimacija namota u vidu modeliranja punog cilindra koji predstavlja spoj visokonaponskog i niskonaponskog namota, što je ranije detaljno objašnjeno, bilo bi vrlo praktično napraviti podlogu za usporedbu ove aproksimacije namota sa nekom detaljnijom, čime bi se utvrdila eventualna potreba za izmjenom u nekom budućem, poboljšanom modelu. Stoga se na udaljenosti 100 mm od vanjske stjenke cilindra koji predstavlja namot, na sredini, gledano po visini postavlja prva mjerna točka. Dodatno se još u oba okomita smjera dodaju po dvije točke na udaljenosti po 500 mm jedna od druge. Isti postupak se po potrebi može ponoviti i na preostala dva namota. Za jasniju predodžbu napisanog poslužit će slika 6.15. na kojoj su mjerne točke postavljene na ukupno dva namota.



**Slika 6.15. Položaj mjernih točaka**

Za potrebe usporedbe rezultata iz nekog detaljnijeg modela namota može se koristiti bilo koja vrsta rezultata dostupna u opcijama. Budući da je A-SPL najpraktičniji parametar, ove mjerne točke će u postavkama rezultata imati odabranu upravo tu vrstu rezultata.

## 6.7. Umrežavanje modela

Umrežavanje je korak gdje se može generirati velika pogreška u rezultatima bez obzira koliko je model zapravo dobar. Drastično povećanje u zahtjevima za računalnim resursima je glavni

ograničavajući faktor pri usitnjavanju mreže koji nameće potrebu racionalnog smanjenja veličine elemenata samo na mjestima gdje je potrebno.

Valna duljina uvjetuje određene postavke prilikom umrežavanja. Najprije ju je potrebno izračunati za odgovarajuću frekvenciju iz jednadžbe (6.5):

$$\lambda = \frac{c}{f}, \quad (6.5)$$

gdje  $c$  predstavlja brzinu kojom se val rasprostire u određenom mediju, a  $f$  predstavlja frekvenciju tog vala.

Nakon uvrštavanja potrebnih parametara u jednadžbu (6.5) dobiva se tražena valna duljina, a iznosi:

$$\lambda = \frac{343}{100} = 3,43 \text{ m}. \quad (6.6)$$

Ukoliko se koriste linearni konačni elementi potrebno je najmanje 12 elemenata po valnoj dužini, odnosno najmanje 6 elemenata ukoliko se koriste kvadratni konačni elementi koji imaju dodatne čvorove na polovici svake stranice.

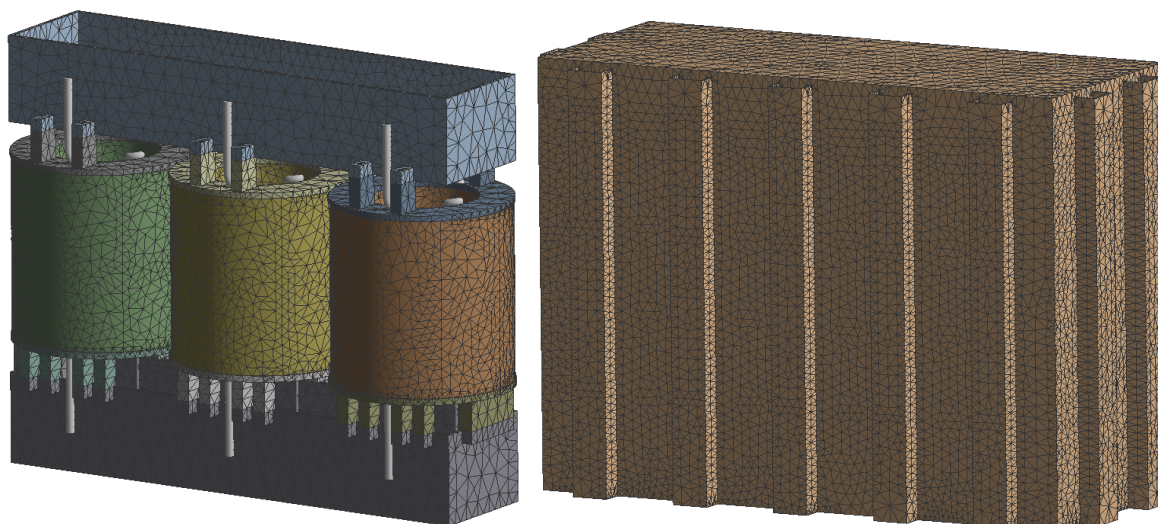
Dakle, da bi upotreba linearnih konačnih elemenata bila ispravna, prosječna veličina konačnih elemenata u području zraka bi trebala biti manja ili jednaka iznosu:

$$ke_{linearni} = \frac{3,43}{12} = 0,2858 \text{ m}. \quad (6.7)$$

Za upotrebu kvadratnih konačnih elemenata dopuštena veličina je dvostruko veća.

Nadalje, PML također postavlja odgovarajuće zahtjeve u pogledu usitnjavanja mreže. Kako bi se osiguralo potpuno iščezavanje buke unutar PML regije ona mora sadržavati najmanje 3 elementa po svojoj debljini. Kako je debljina regije 300 mm, veličina konačnih elemenata iznosa 100 mm će zadovoljiti ovaj zahtjev.

Umrežavanje modela kao što je ovaj, gdje su čvrsta tijela uronjena u fluid te još dodatno okružena drugim fluidom povlači za sobom izrazito velik broj konačnih elemenata pri pokušaju dobivanja čim sitnije mreže. Kako najgrublja mreža koja bi zadovoljila uvjet PML regije ima veličinu elemenata 100 mm, upravo će se ta veličina elemenata i koristiti za umrežavanje. Program će ostatak okolnog zraka modelirati ovom veličinom elemenata samo na kontaktnim površinama sa drugim tijelima, dok će unutrašnjost velikog volumena biti umrežena malo grubljom mrežom kako bi se ukupni broj elemenata čim više reducirao, ali ujedno i zadovoljio uvjet iz jednadžbe (6.7).



**Slika 6.16. Umrežavanje kućišta i dijelova unutar kućišta**

### 6.8. Postavke analize

Posljednji korak u postavkama proračunskog modela su postavke analize. U njoj je potrebno zadati prigušenje sustava, koje u ovom slučaju iznosi 2% i konstantno je za sve forme. Zadaje se u izborniku *Analysis settings, Damping Controls, Constant Damping Ratio*.

Zatim, u izborniku *Output Controls* potrebno je stavku *General Miscellaneous* prebaciti na *Yes*, a u izborniku *Analysis Data Management* stavku *Save MAPDL db* također prebaciti na *Yes*. Ove dvije radnje će omogućiti naknadno ispisivanje proizvoljnih rezultata bez ograničenja.

Važna stavka cjelokupne analize je i frekvencijski raspon za koji će se provesti proračun. Harmonijska analiza podrazumijeva postojanje uzbude na odgovarajućoj frekvenciji, a upravo se u opcijama postavki analize prilagođava željeni interval kao i broj koraka u tom intervalu. Već na samom početku razlaganja zadatka bio je poznat podatak da je cjelokupni odziv sustava na frekvenciji 100 Hz. No, kako je metoda konačnih elemenata podložna greškama, potrebno je ipak odabrati odgovarajući interval kako bi se dobio uvid u ponašanje sustava za niz frekvencija prije i nakon frekvencije iznosa 100 Hz. Stoga se iznos najniže frekvencije postavlja na vrijednost 85 Hz, a iznos najviše frekvencije na vrijednost 115 Hz. Broj koraka unutar intervala se postavlja na vrijednost 30 kako bi se ostvario konstantan prirast frekvencije od 1 Hz prilikom računanja.

## 7. ANALITIČKI PRORAČUN BUKE TRANSFORMATORA

Pri radu transformatora u kratkom spoju (pod opterećenjem) nazivne frekvencije 50Hz, najveći utjecaj na ukupni iznos buke ima prvi parni harmonik (100 Hz). Reiplingerova formula služi za grubu procjenu tog iznosa, a u obzir, prema [9], uzima nazivnu snagu transformatora  $S_r$  kao i efektivnu snagu  $S_p$ , koja u ovom slučaju iznosi 1 MVA .

$$L_{WA,lr} = 39 + 18 \log \frac{S_r}{S_p}. \quad (6.8)$$

Prema jednadžbi (6.8), uz podatke iz tablice 5.1 računa se jakost zvuka transformatora za koji se vrši analiza prema jednadžbi (6.9):

$$L_{WA,lr} = 39 + 18 \log \frac{150}{1} = 78,1696 \text{ dB}. \quad (6.9)$$

Reiplingerova formula je u određenim slučajevima vrlo nepouzdana metoda računanja na koju se teško može osloniti pa se često prave detaljni statistički podaci koji se temelje na usporedbama rezultata mjerenja sa rezultatima dobivenih ovom metodom. Nakon uočavanja određenih pravilnosti pri toj usporedbi može se izvršiti odgovarajuća izmjena u jednadžbi (6.8) kako bi ona u konačnici davala čim točnije rezultate. Osim toga, nastoji se razlučiti na koji način u jednadžbu uključiti sve važnije utjecajne faktore čime bi se dodatno smanjila devijacija između izmjerenih vrijednosti i onih dobivenih u procesu projektiranja.

Ukoliko transformator radi na nazivnoj frekvenciji iznosa 60 Hz, prvi parni harmonik je na frekvenciji 120 Hz. Reiplingerova jednadžba za ovaj slučaj se razlikuje u odnosu na jednadžbu za transformatore koji rade na nazivnoj frekvenciji 50 Hz, a glasi:

$$L_{WA,lr} = 44 + 18 \log \frac{S_r}{S_p}. \quad (6.10)$$

I ova jednadžba ima sve iste nedostatke kao i prethodna pa je također podložna odgovarajućim izmjenama i prilagodbama. Valja istaknuti kako razlike između mjerenih i projektiranih vrijednosti ovim metodama nerijetko premašuju i 6 dB.

## 8. REZULTATI MODALNE ANALIZE

Budući da kod modalne analize PML nema nikakvu funkciju, tako i njegov uvjet koji nameće u pogledu umrežavanja također gubi smisao. Mreža kojom je umrežen model ima prosječnu veličinu elementa 120 mm. U konačnici to daje 498 755 konačnih elemenata te 742 700 pripadnih čvorova.

Od postavki modalne analize vrijedi istaknuti:

- *Range minimum: >0 Hz*
- *Range maximum: 120 Hz*
- *Solver Type: Unsymmetric*
- *Contact Summary: Program Controlled*
- Vlastite forme vibriranja kućišta

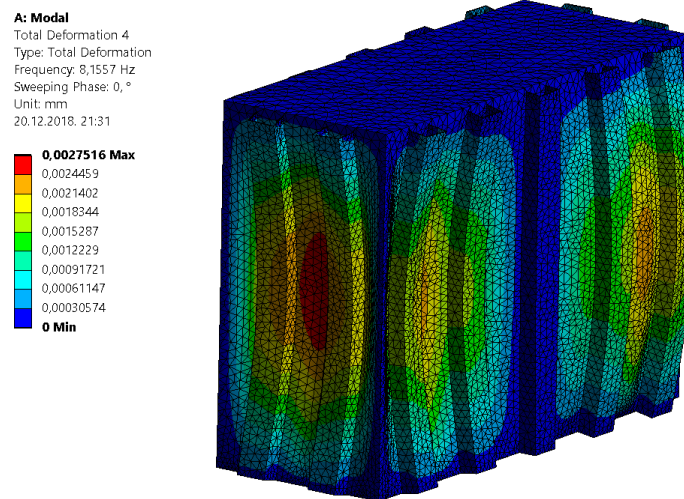
Najznačajnije forme vibriranja kućišta transformatora skupa sa pripadnim podacima o amplitudama te iznosom frekvencije će biti prikazani na narednim slikama, a u tablici 8.1. će biti prikazani iznosi frekvencija svih formi vibriranja.

**Tablica 8.1. Vlastite forme vibriranja transformatora**

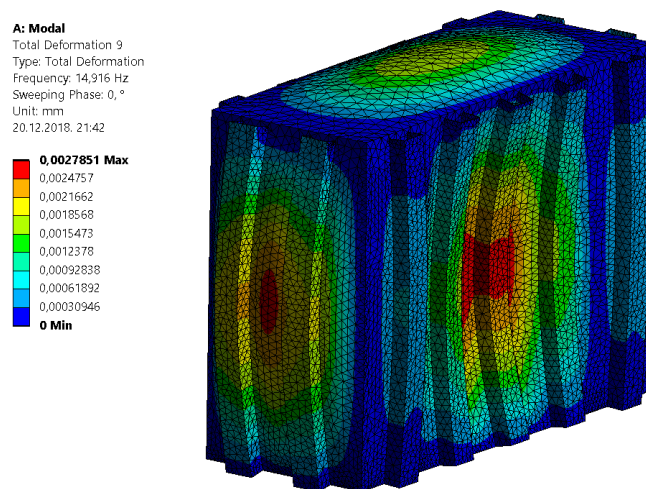
	Frekvencija (Hz)		Frekvencija (Hz)		Frekvencija (Hz)
1.	4,2237	12.	17,269	23.	29,689
2.	8,1557	13.	19,825	24.	30,091
3.	8,2644	14.	20,394	25.	30,188
4.	10,215	15.	21,868	26.	30,288
5.	12,249	16.	23,212	27.	32,782
6.	12,893	17.	24,49	28.	33,73
7.	14,916	18.	24,88	29.	35,202
8.	15,368	19.	27,452	30.	35,524
9.	15,602	20.	27,732	31.	35,973
10.	15,611	21.	28,684	32.	38,505
11.	16,861	22.	29,562	33.	38,866



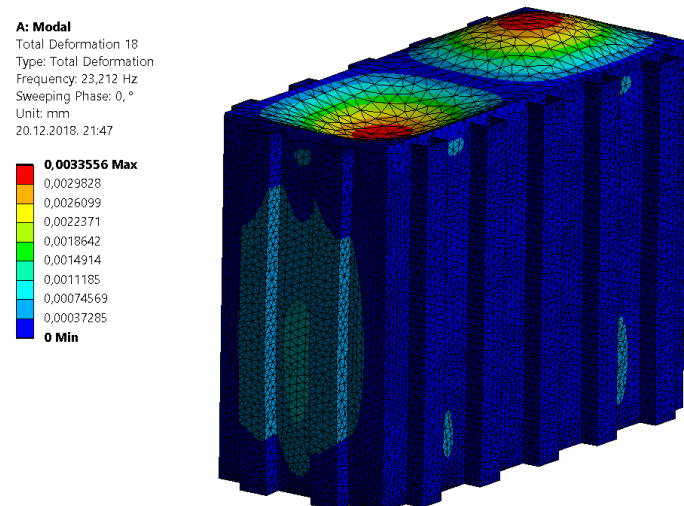
34.	40,568	62.	69,003	90.	92,109
35.	40,599	63.	69,35	91.	93,452
36.	41,351	64.	69,465	92.	94,47
37.	41,528	65.	70,071	93.	94,554
38.	41,707	66.	70,886	94.	94,953
39.	43,169	67.	71,159	95.	96,311
40.	43,321	68.	72,603	96.	96,966
41.	46,041	69.	74,523	97.	97,246
42.	47,743	70.	75,068	98.	97,797
43.	48,135	71.	75,566	99.	98,546
44.	49,053	72.	77,189	100.	100,81
45.	52,652	73.	77,697	101.	102,46
46.	53,919	74.	78,777	102.	103,11
47.	55,757	75.	79,878	103.	103,42
48.	56,047	76.	80,364	104.	104,05
49.	59,012	77.	80,88	105.	104,53
50.	59,47	78.	81,661	106.	106,04
51.	59,93	79.	82,044	107.	107,35
52.	60,301	80.	83,076	108.	108,51
53.	62,149	81.	83,6	109.	109,15
54.	62,392	82.	84,137	110.	109,67
55.	62,448	83.	84,551	111.	110,63
56.	63,267	84.	84,752	112.	111,91
57.	64,707	85.	85,832	113.	114,17
58.	64,89	86.	87,028	114.	114,75
59.	65,795	87.	87,681	115.	115,13
60.	67,675	88.	88,736	116.	116,01
61.	68,197	89.	89,079	117.	116,37



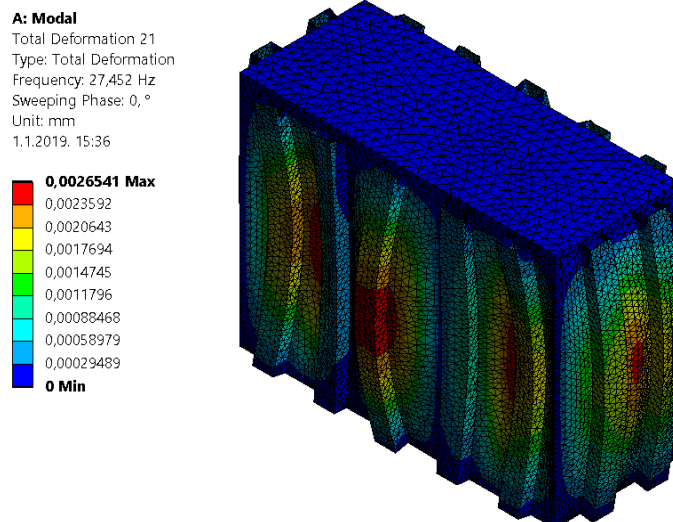
**Slika 8.1. Vlastita forma vibriranja (8,1557 Hz)**



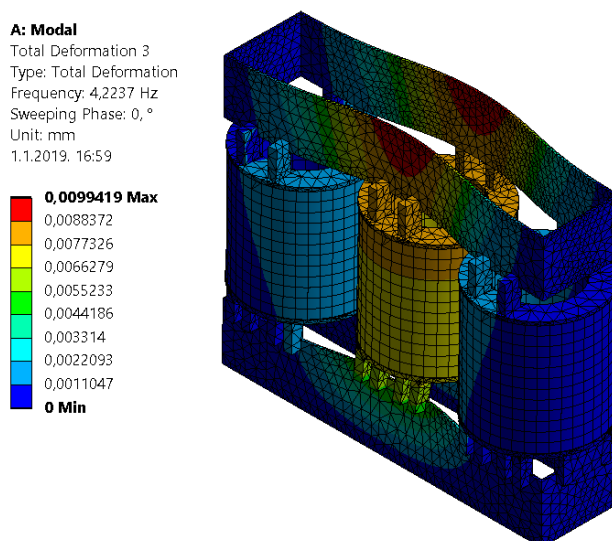
**Slika 8.2. Vlastita forma vibriranja (14,916 Hz)**



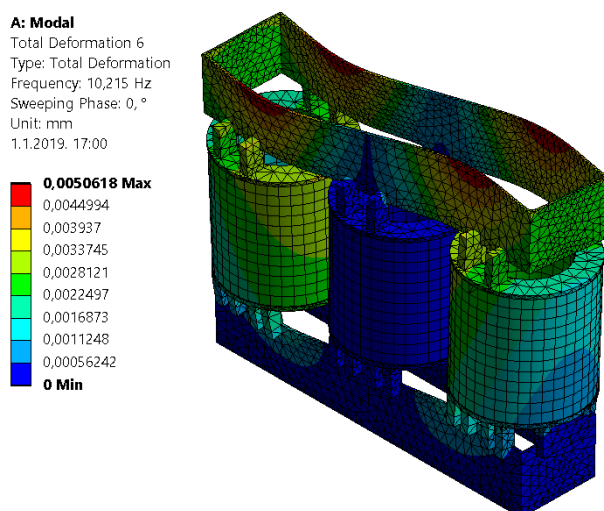
**Slika 8.3. Vlastita forma vibriranja (23,212 Hz)**



Slika 8.4. Vlastita forma vibriranja (28,452 Hz)



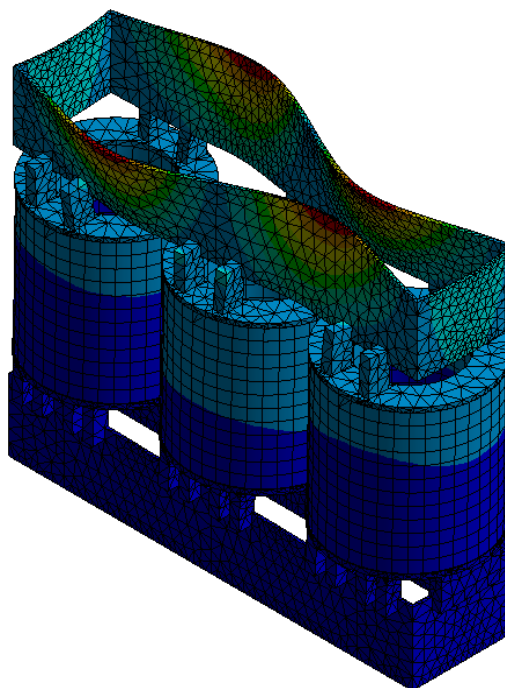
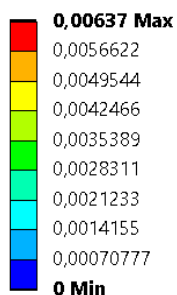
Slika 8.5. Vlastita forma vibriranja (4,2237 Hz)



Slika 8.6. Vlastita forma vibriranja (10,215 Hz)

**A: Modal**

Total Deformation 13  
Type: Total Deformation  
Frequency: 16,861 Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: mm  
1.1.2019. 17:01

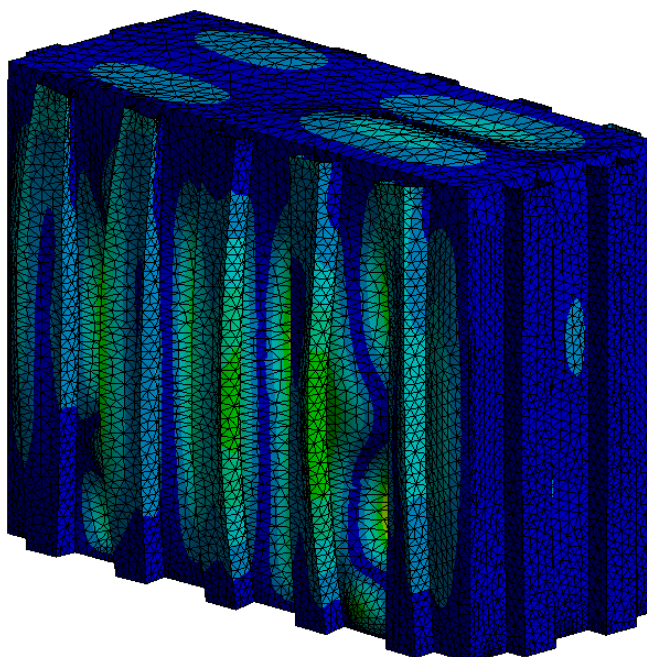
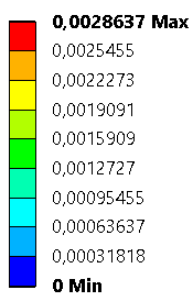


**Slika 8.7. Vlastita forma vibriranja (16,861 Hz)**

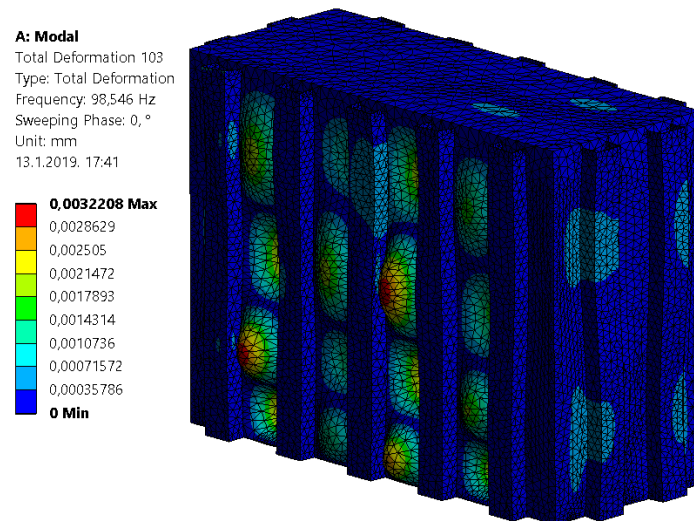
Na prethodnim slikama prikazane su forme vibriranja kućišta i komponenti unutar njega koje se javljaju pri najnižim frekvencijama. Na slikama koje slijede bit će prikazane forme vibriranja koje se javljaju za frekvencije u blizini frekvencije uzbude koja iznosi 100 Hz.

**A: Modal**

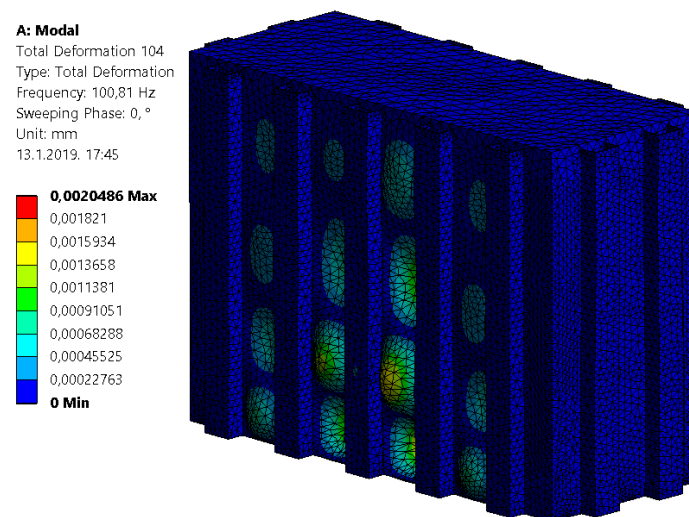
Total Deformation 101  
Type: Total Deformation  
Frequency: 97,246 Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: mm  
13.1.2019. 17:38



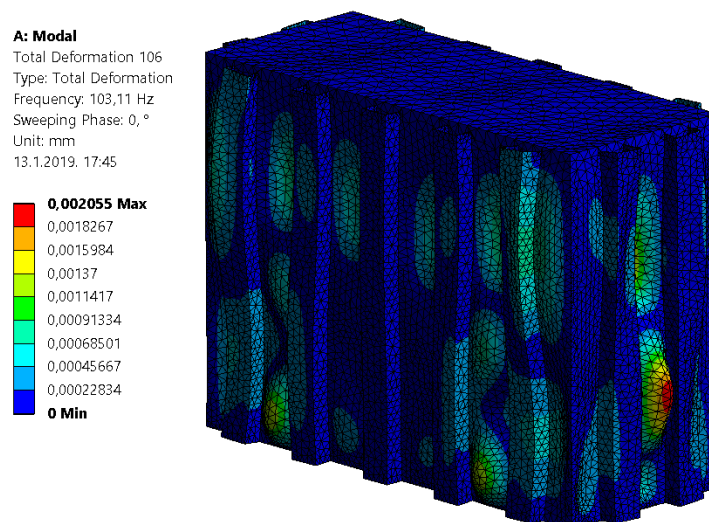
**Slika 8.8. Vlastita forma vibriranja (97,246 Hz)**



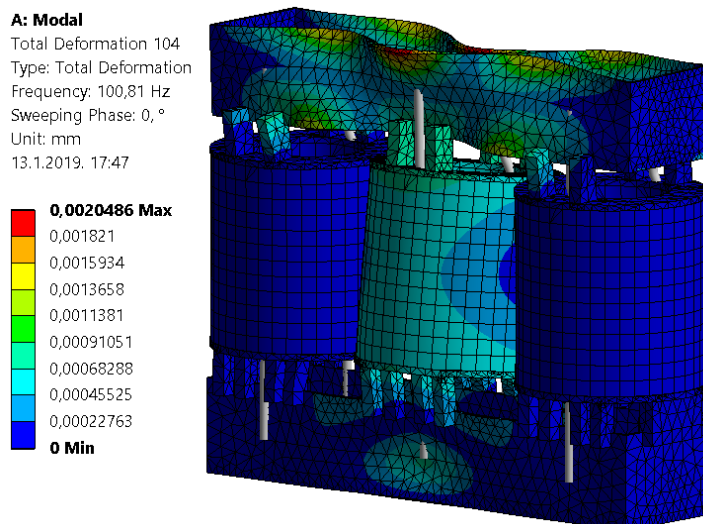
Slika 8.9. Vlastita forma vibriranja (98,546 Hz)



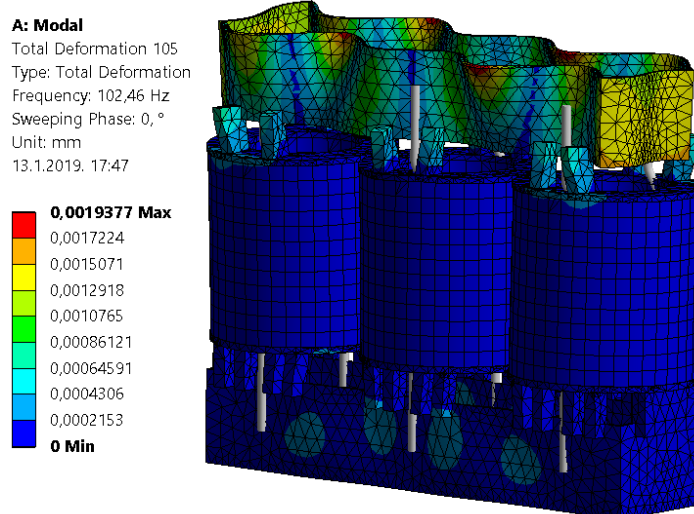
Slika 8.10. Vlastita forma vibriranja (100,81 Hz)



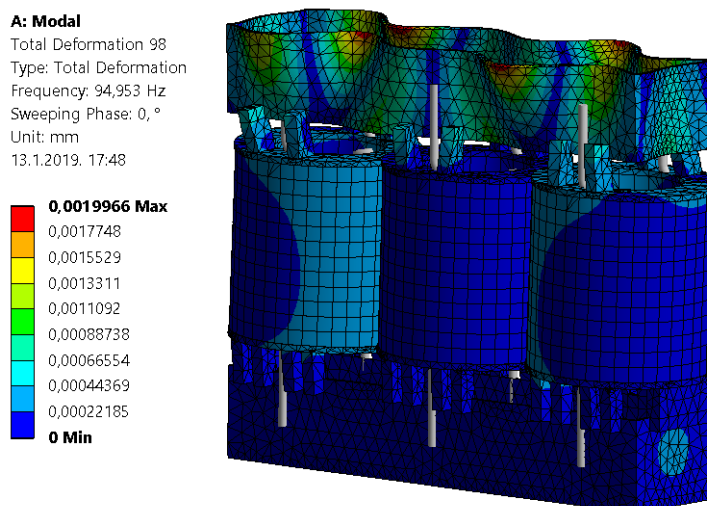
Slika 8.11. Vlastita forma vibriranja (103,11 Hz)



Slika 8.12. Vlastita forma vibriranja (100,81 Hz)



Slika 8.13. Vlastita forma vibriranja (102,46 Hz)



Slika 8.14. Vlastita forma vibriranja (94,953 Hz)

## 9. REZULTATI HARMONIJSKE ANALIZE

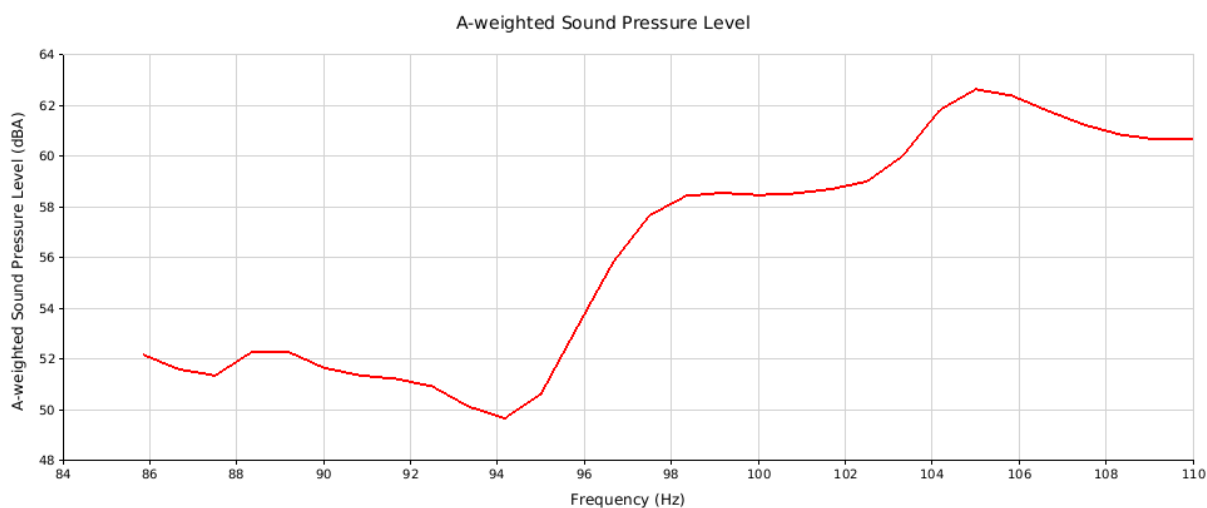
Prosječna veličina konačnih elemenata u harmonijskoj analizi je 100 mm. Na ovaj način je zadovoljen uvjet postojanja minimalno tri elementa po debljini PML regije što je već ranije navedeno. Kratka statistika o mreži cjelokupnog modela iznesena je u tablici 9.1.

**Tablica 9.1. Statistika konačne mreže za harmonijsku analizu**

Veličina konačnih elemenata	Broj čvorova	Broj konačnih elemenata
100 mm	951 855	672 933

### 9.1. Jakost zvuka (dB(A)) na glavnoj mjernoj površini

Rezultat intenziteta ili jakosti zvuka je najbitniji rezultat cjelokupne analize. Njega se izravno može usporediti sa rezultatom mjerenja koji je poznat kako bi se dobila jasna slika koliko je model kvalitetno opisao stvarno stanje. U poglavlju 6.6. detaljno je objašnjen postupak odabira mjernih površina na kojima će se mjeriti iznosi zvučnog tlaka koji će se potom preračunavati u jakost zvuka pri čemu se koristi filtriranje rezultata A filterom. Također je objašnjen i razlog zbog kojeg se za izračun jakosti zvuka koriste vrijednosti dobivene iz većeg broja točaka sa mjerne površine. Model je bio izložen mnogim pojednostavljenjima te konačni rezultat uvijek treba razmatrati sa oprezom. Na slici 9.1. prikazan je dijagram ovisnosti jakosti zvuka (dB(A)) o frekvenciji uzbude.



**Slika 9.1. Jakost zvuka u ovisnosti o frekvenciji uzbude, dB (A)**

U tablici 9.2. detaljno su prikazane vrijednosti jakosti zvuka za frekvencije u rasponu od 95 do 105 Hz.

**Tablica 9.2. Jakost zvuka za frekvencije uzbude od 95 do 105 Hz**

Frekvencija [Hz]	Jakost zvuka [dB]
95	50,6418
95,833	53,2662
96,667	55,8499
97,5	57,6826
98,333	58,4435
99,167	58,5677
100	58,4817
100,83	58,5461
101,67	58,7138
102,5	59,0169
103,33	60,0354
104,17	61,8282
105	62,6507

Rezultati mjerenja su za frekvenciju 100 Hz dali jakost zvuka iznosa 57,1 dB. Kada se ta vrijednost uspoređi sa vrijednošću jakosti zvuka za istu frekvenciju iz tablice 9.2., može se doći do razlike rezultata koja iznosi:

$$R = 58,4817 - 57,1 = 1,3817 \text{ dB.} \quad (9.1)$$

Rezultat je to koji je iznimno dobar te pokazuje kako ova vrsta analize buke transformatora ima veliki potencijal davati pouzdane i korisne rezultate.

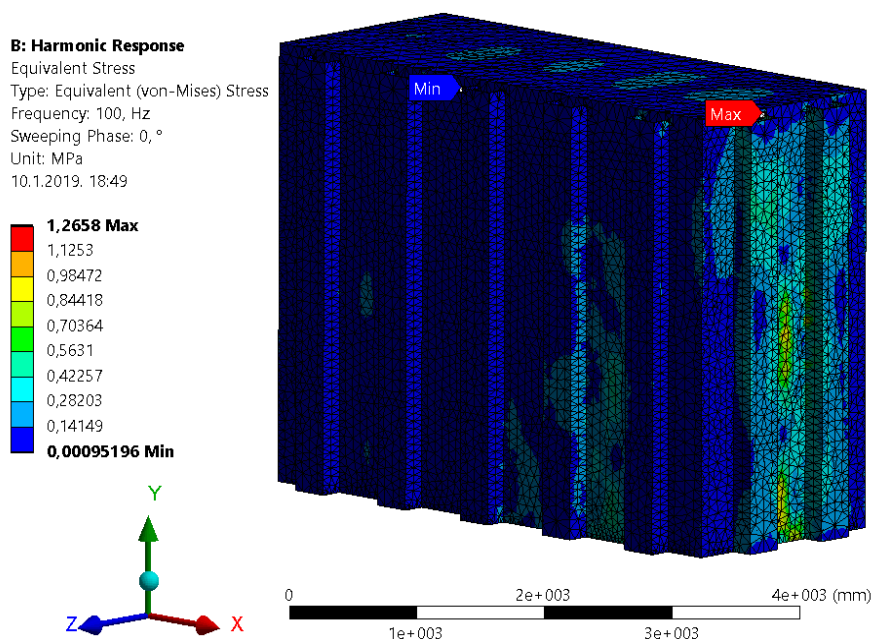
## 9.2. Ekvivalentna (von-Misesova) naprežanja

Frekvencija za koju je prikazana raspodjela von-Misesovih naprežanja ima iznos 100 Hz. Ulje i zrak koji okružuju kućište su izostavljeni iz prikaza. Kao što je bilo pretpostavljeno u 5. poglavlju, naprežanja su zanemariva u pogledu opasnosti od nezadovoljavanja kriterija čvrstoće komponenti transformatora.

Najveća naprežanja na kućištu primjetna su na mjestima gdje završavaju U-ukrute, dok su od unutrašnjih komponenti najviše opterećeni steznici na prijelazima sa glatkih površina na prihvatnike klocni. Sve navedeno može se vidjeti na slikama 9.2. i 9.3. koje sadrže i oznake mjesta sa najvećim i najmanjim naprežanjem.

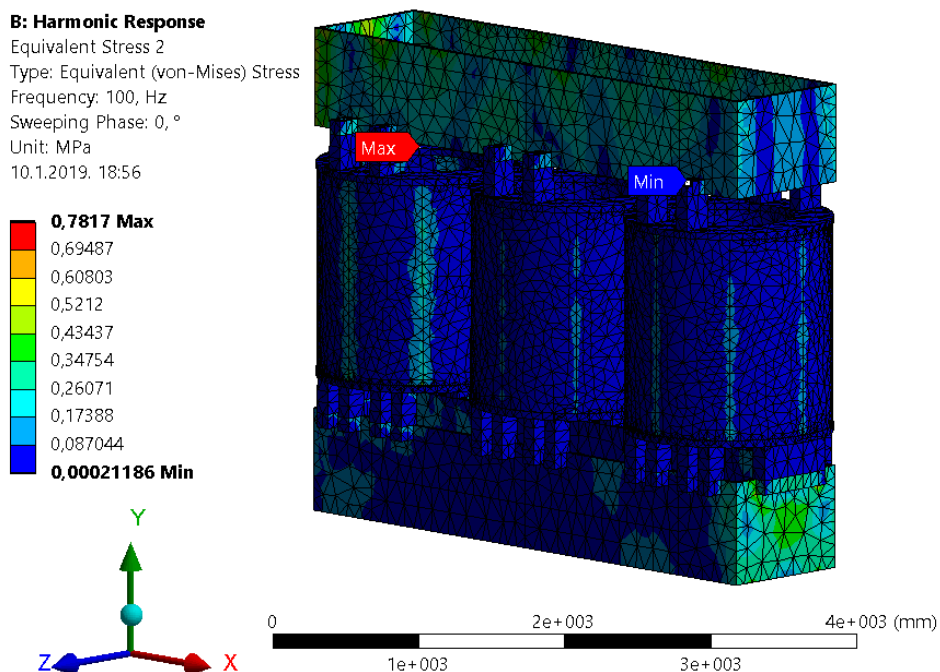


Na slici 9.2. prikazano je ekvivalentno naprezanje kućišta transformatora.



**Slika 9.2. Ekvivalentno naprezanje kućišta pri frekvenciji 100 Hz**

Na slici 9.3. prikazano je naprezanje komponenti transformatora u unutrašnjosti kućišta.



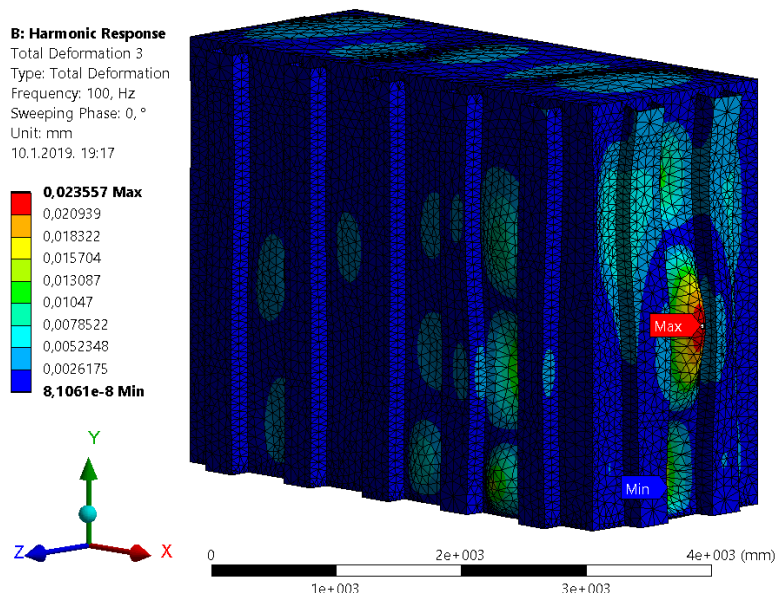
**Slika 9.3. Ekvivalentno naprezanje komponenti transformatora unutar kućišta pri frekvenciji 100 Hz**

### 9.3. Pomaci

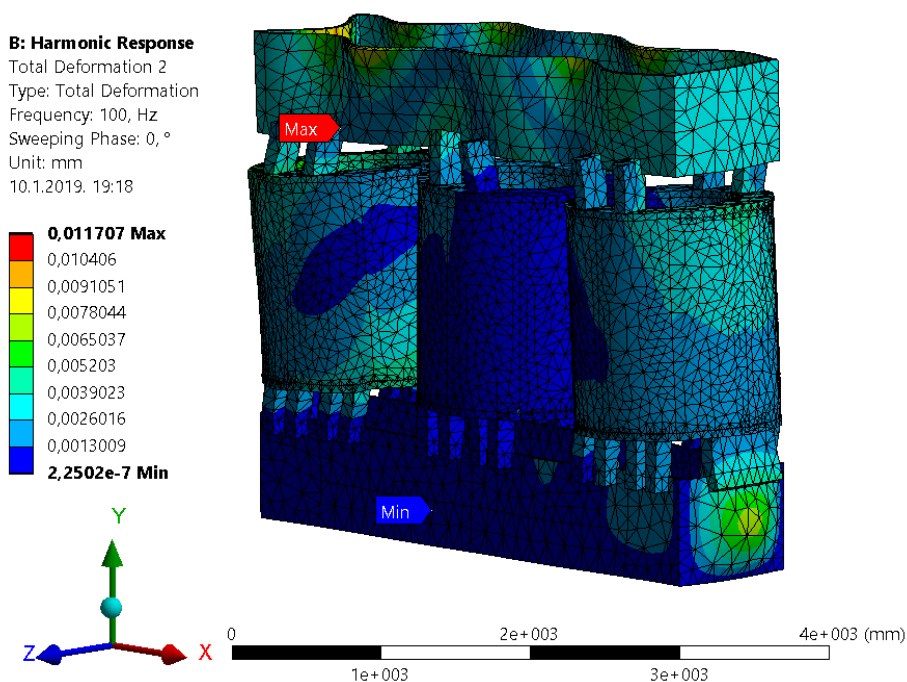
Slika 9.4. prikazuje ukupne pomake kućišta transformatora, a slika 9.5. prikazuje ukupne pomake komponenti transformatora u unutrašnjosti kućišta. Ponovo se rezultati odnose na

frekvenciju iznosa 100 Hz, a okolni fluid, u ovom slučaju ulje u koji su uronjene prikazane komponente je izostavljen zbog preglednosti.

Slično kao i kod naprezanja, najveći pomaci javljaju se ponovo na kućištu transformatora. To je i razumljivo s obzirom da stjenke kućišta imaju debljinu svega 8 mm, dok su kod unutrašnjih komponenti najtanji steznici sa debljinom 30 mm. Također je očekivano kako će mjesto sa najvećim pomacima kod kućišta biti negdje između U-ukruta, što se može jasno uočiti na slici 9.4.



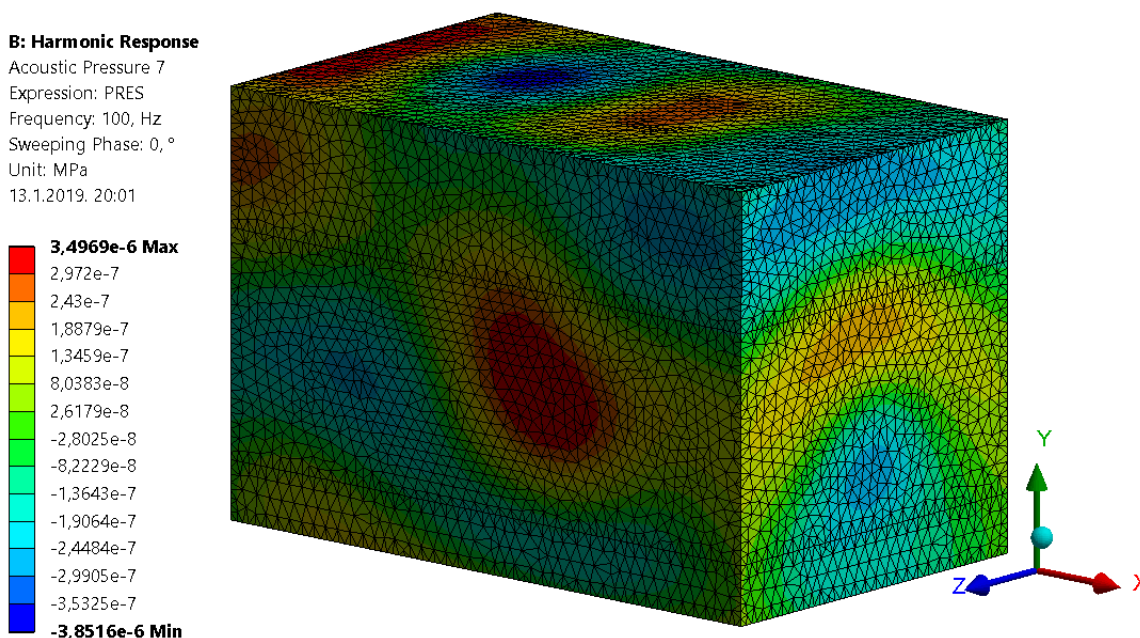
Slika 9.4. Pomaci kućišta transformatora



Slika 9.5. Pomaci komponenti transformatora u unutrašnjosti kućišta

## 9.4. Zvučni tlak

Zašto se i stvarna mjerenja za računanje jakosti zvuka provode u više točaka na određenim površinama pokazuje sadržaj slike 9.6. Na slici se mogu vidjeti iznosi zvučnog tlaka u različitim točkama sa površina prema slici 6.13. koje se koriste kao mjerna površina za računanje jakosti zvuka iz poglavlja 9.1. Jasno se uočava kako distribucija tlaka nije jednolika, nego varira za iznose jednog ili čak dva reda veličine. Iz tog tlaka se u konačnici i računa jakost zvuka pa je jasno u kojoj mjeri bi bilo teško napraviti bilo kakvu smislenu usporedbu rezultata mjerenja i rezultata iz analize za samo jednu ili nekoliko točaka.



**Slika 9.6. Distribucija tlaka po površinama za mjerenje jakosti zvuka**

Nakon distribucije zvučnog tlaka po vanjskim površinama zraka slijedi i njegova distribucija po cijelom volumenu zraka kao i po volumenu ulja unutar kotla.

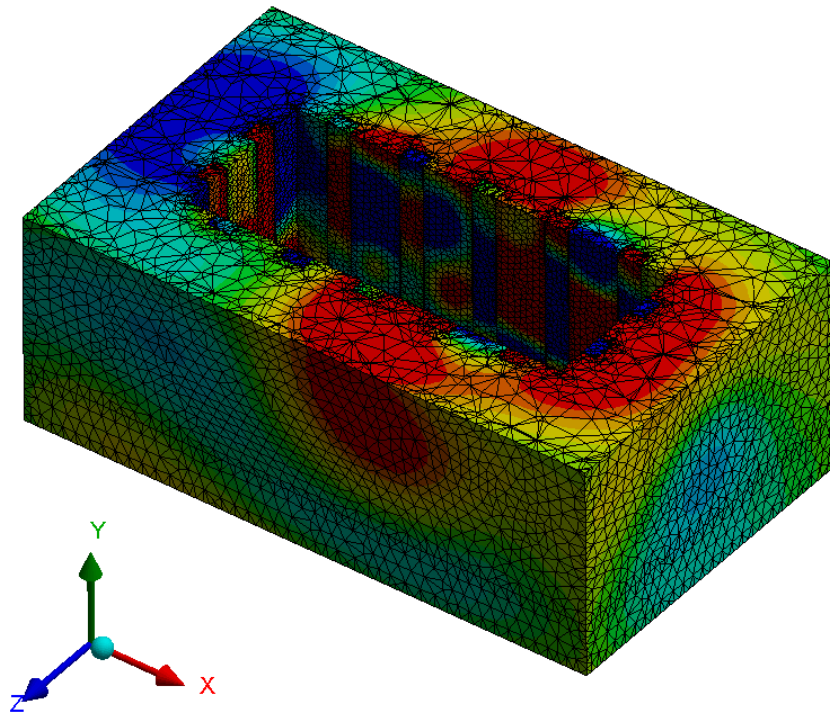
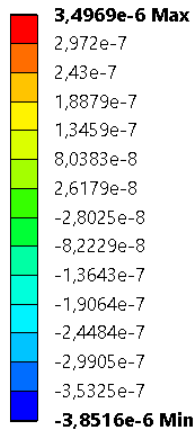
- Zvučni tlak u prvom sloju zraka

Distribucija zvučnog tlaka u sloju zraka koji je označen brojem 1 na slici 6.2. bit će prikazana na slikama 9.7. i 9.8. To je ujedno volumen zraka na čijim se vanjskim površinama nalaze mjerne površine za računanje jakosti zvuka iz poglavlja 9.1. Na slikama 9.7. i 9.8. prikazana je raspodjela zvučnog tlaka po volumenu za isti trenutak, a jedina razlika je u položaju presječne ravnine. Na slici 9.7. volumen je presječen horizontalnom ravninom paralelnom XZ ravnini, a na slici 9.8. okomitom ravninom paralelnom ravnini XY. Bitno je naglasiti kako su presječne ravnine ujedno i horizontalna, odnosno vertikalna ravnina simetrije homogenih cilindara koji predstavljaju namote transformatora. Na slikama je izostavljena geometrija

transformatora kao i ostali akustični mediji kako bi se mjerna skala podesila na najbolji mogući način za opisivanje raspodjele u ovom sloju zraka.

**B: Harmonic Response**

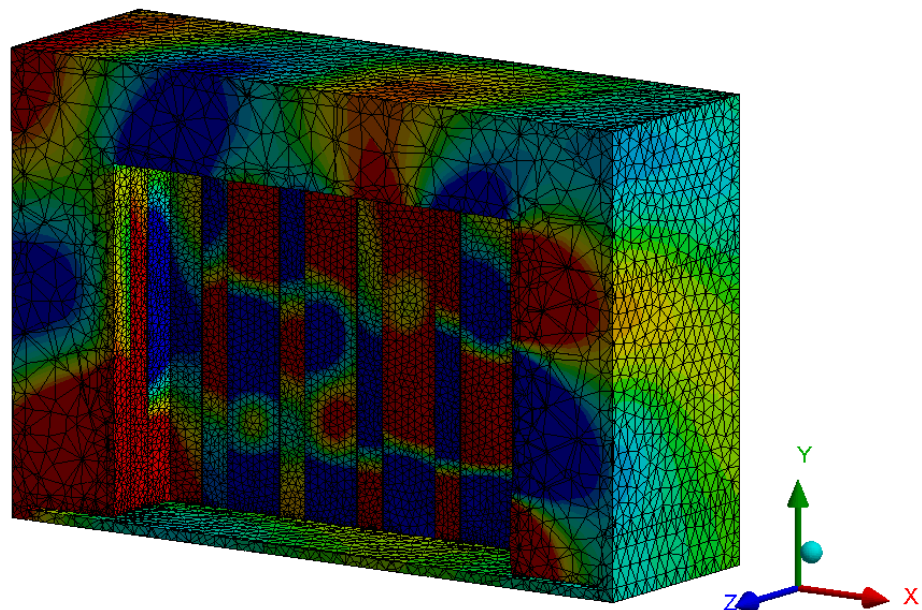
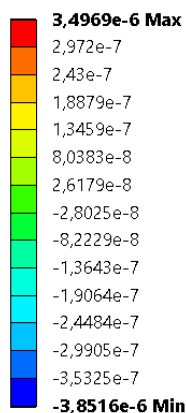
Acoustic Pressure 4  
Expression: PRES  
Frequency: 100, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: MPa  
13.1.2019. 19:48



**Slika 9.7.** Raspodjela zvučnog tlaka u prvom sloju zraka koji je presječen horizontalnom ravninom

**B: Harmonic Response**

Acoustic Pressure 4  
Expression: PRES  
Frequency: 100, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: MPa  
13.1.2019. 19:49

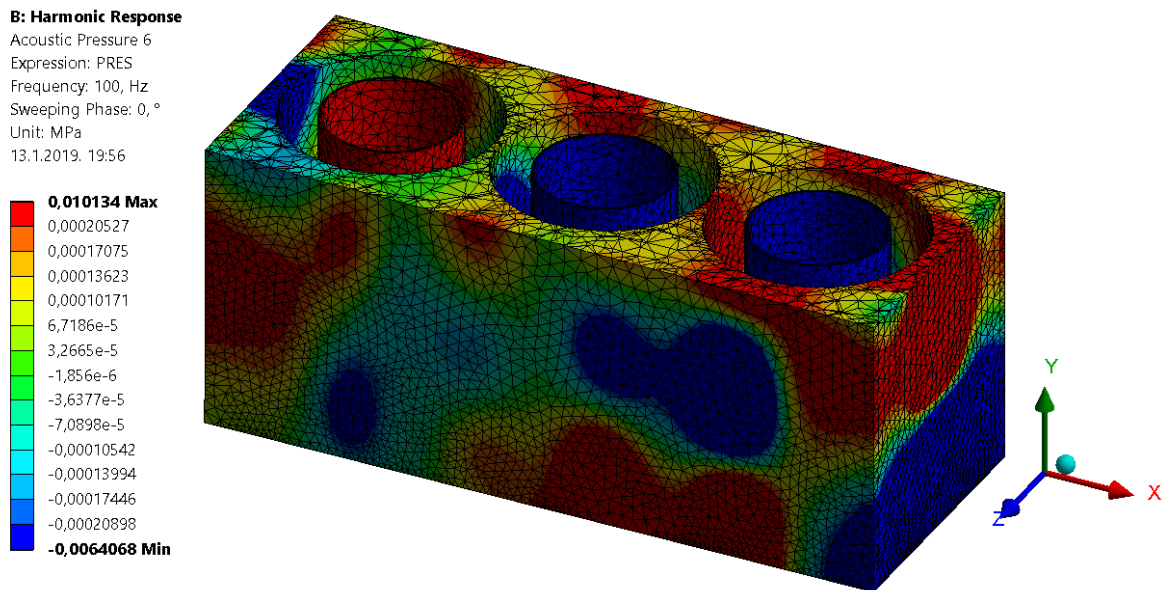


**Slika 9.8.** Raspodjela zvučnog tlaka u prvom sloju zraka koji je presječen okomitom ravninom

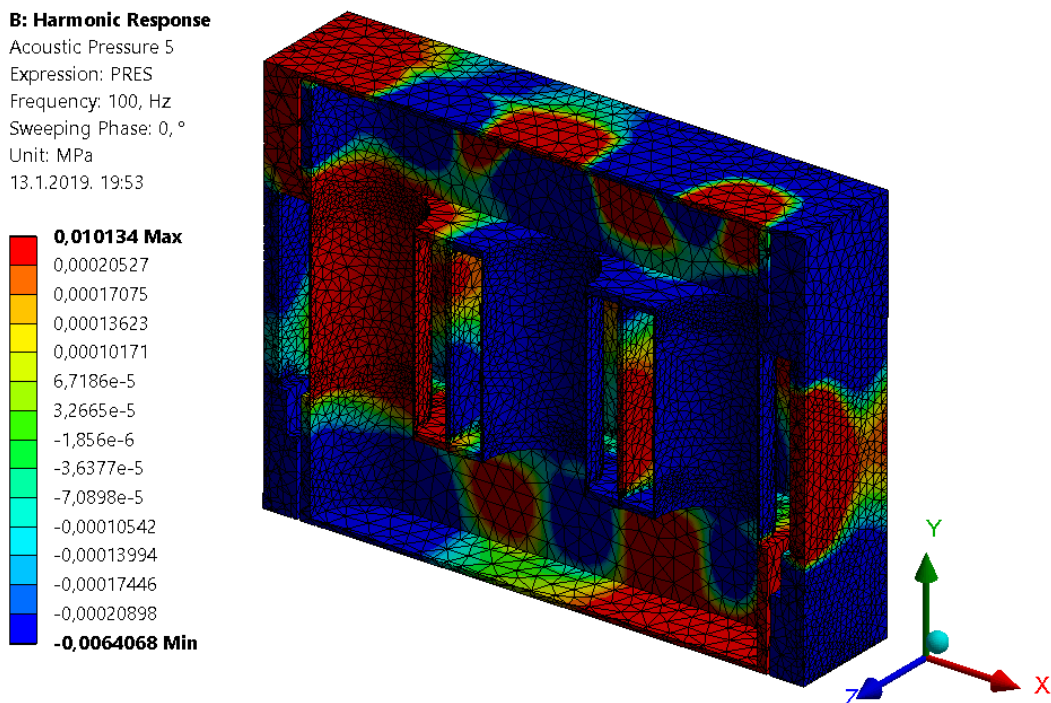
- Zvučni tlak u ulju unutar kotla

Raspodjelu zvučnog tlaka u ulju prikazuju slike 9.9. i 9.10. Na slici 9.9. je volumen ulja koji je presječen horizontalnom ravninom, a na slici 9.10. volumen presječen okomitom ravninom,

slično kao kod volumena zraka. Obje slike prikazuju raspodjelu za isti trenutak, a jasno se može uočiti kako se radi u početnom trenutku budući da je prvi namot pod punim opterećenjem, a fazni pomak sile koja djeluje na njega je  $0^\circ$ .



**Slika 9.9.** Raspodjela zvučnog tlaka u ulju koje je presječeno horizontalnom ravninom

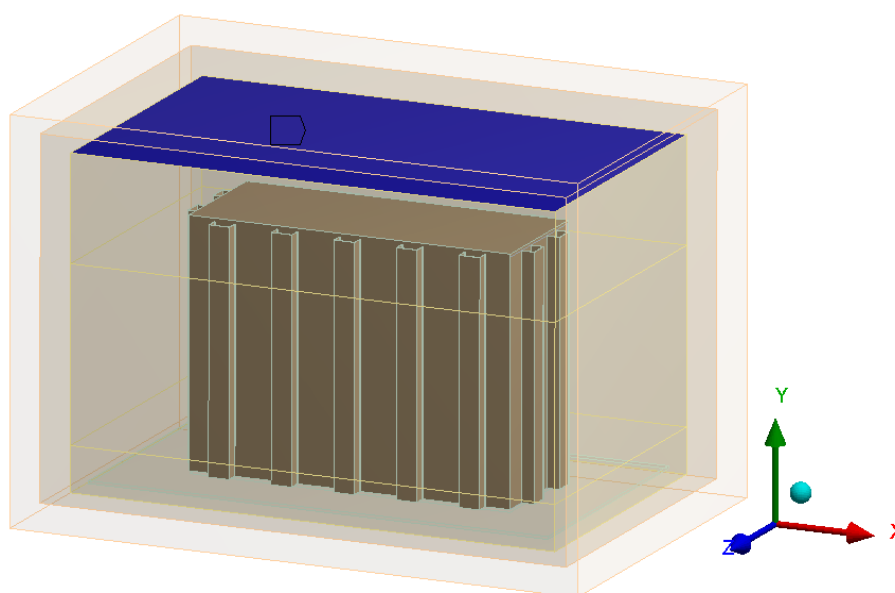


**Slika 9.10.** Raspodjela zvučnog tlaka u ulju koje je presječeno okomitom ravninom

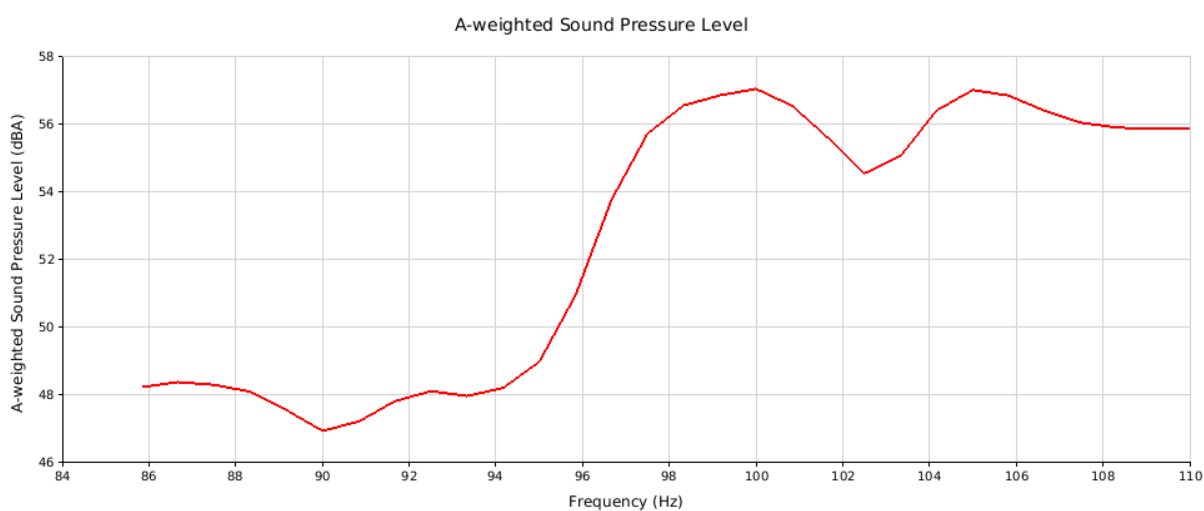
Može se uočiti kako su zvučni tlakovi u ulju znatno viših iznosa od tlakova u okolnom zraku, što je i očekivano s obzirom na višestruko veću gustoću ulja.

## 9.5. Jakost zvuka na gornjoj površini zračnog omotača (dB(A))

Sukladno postavkama za mjerenje jakosti zvuka u poglavlju 9.1., bit će izvršeno i mjerenje jakosti zvuka na vanjskim površinama istog zračnog sloja, označenog sa brojem 1 na slici 6.2., ali ovaj put sa njegove gornje strane. Ovaj rezultat neće služiti za usporedbu sa rezultatima mjerenja s obzirom da ne postoje izmjereni podaci jakosti zvuka koji se odnose na ovu površinu, ali može pokazati koliko se intenzitet zvučnog tlaka razlikuje u području iznad kućišta u odnosu na područje sa bočnih strana kućišta. Na slici 9.11. može se vidjeti površina za koju se vrši mjerenje označena plavom bojom, a na slici 9.12. prikazani su rezultati analize za raspon frekvencija od 86 do 110 Hz.



Slika 9.11. Mjerna površina iznad poklopca transformatora



Slika 9.12. Jakost zvuka dB(A) za mjernu površinu iznad poklopca transformatora

Jakost zvuka se ovdje također izražava preko A-SPL dijagrama, a za frekvenciju uzbude 100 Hz iznosi 57,0594 dB(A). U usporedbi sa rezultatom jakosti zvuka iznosa 58,4817 iz poglavlja 9.1. prisutno je odstupanje od 1,4223 dB, iz čega se može zaključiti kako se sa poklopca kućišta emitira manje buke u okoliš nego sa bočnih strana kućišta.

## 10. ZAKLJUČAK

Složenost analize buke u programskim paketima kao što je Ansys zahtjeva puno kompromisa prilikom definiranja modela za koji će se analiza provesti. Potencijalna mjesta za stvaranje pogrešaka su prisutna kroz sve korake. U prilog ide činjenica kako nastanak mnoštva pogrešaka ne znači nužno rast ukupne pogreške budući da se vrlo često događa da jedna pogreška poništava učinak druge pogreške te se na taj način vrši balansiranje točnosti modela. No, podjednaki su izgledi i da akumulacija pogrešaka potpuno naruši točnost rezultata, stoga je cilj uvijek nužno primjenjivati samo ona pojednostavljena čiji je utjecaj zaista zanemariv.

Rezultati u konačnici govore najbolje koliko se pažljivo pristupilo izradi modela. Rezultat ove analize koji ima najveće značenje je jakost zvuka koja je obrađena u poglavlju 9.1. Jakost zvuka prema analizi iznosi 58,4817 dB, dok je jakost zvuka dobivena stvarnim mjerenjima iznosila 57,1 dB. Odstupanje točnosti rezultata od svega 1,38 dB za ovu razinu detaljnosti modela ulazi u domenu inženjerski prihvatljivih pogrešaka i analiza se s te strane može smatrati uspješnom. Ipak, mjesta za poboljšanje modela ima, a pobrojani će biti neki od mogućih pristupa za realizaciju istog.

Prvi korak u poboljšavanju cjelokupnog modela bio bi detaljniji model namota. Za početak bi se mogao implementirati model namota sa tri zasebna cilindra koji bi predstavljali visokonaponski i niskonaponske namote. Pored namota i ostale unutrašnje komponente bi se trebale nadomjestiti detaljnijim modelima. No, za pretpostaviti je kako bi ta izmjena znatno manje trebala utjecati na poboljšanje rezultata od izmjene modela namota.

Kućište transformatora je od svih navedenih dijelova bilo najbolje modelirano. Njegov budući detaljniji model bi mogao uključiti preostale ukrute sa stjenki kotla te eventualno dodatke sa poklopca kućišta.

Posljednji korak bio bi opsežno poboljšanje mreže cjelokupnog modela u kojem bi se tetraedarski elementi zamijenili heksaedarskim.

Provedena analiza je u svakom slučaju pokazala kako metoda konačnih elemenata može naći svoju primjenu u području vibroakustičkih analiza te predstavlja dobru podlogu za daljnja istraživanja u području buke transformatora.



**LITERATURA**

- [1] Kraut, B.: *Strojarski priručnik*, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Grubišić, R.: *Teorija konstrukcija*, Zagreb, 2002.
- [3] Hansen, C. H.: *Foundations of Vibroacoustic*, CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2018.
- [4] Thomson, W. T.: *Theory of Vibration with Applications*, Pearson Education Asia Limited & Tsinghua University Press, 2005.
- [5] Winders, JR. J. J.: *Power Transformers: Principles and Applications*, Marcel Dekker, New York, 2002.
- [6] Brezetić, D.: *Diplomski rad*, Zagreb, 2019.
- [7] Končar energetske transformatori, *Interni materijali za edukaciju zaposlenika*, Zagreb, 2016.
- [8] Tonković, Z.: *Dinamička analiza – Materijali za predavanja iz kolegija Numerička analiza konstrukcija*, Zagreb, 2011.
- [9] Končar energetske transformatori, *Formiranje temeljnog koncepta proračuna buke*, Zagreb, 2018.
- [10] Končar energetske transformatori, *Ulazni podaci za transformator Dubrovnik 2 150*, Zagreb, 2018.

## **PRILOZI**

- I. CD-R disc