

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Stipe Kardum

Zagreb, 2013.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Milenko Stegić

Student:

Stipe Kardum

Zagreb, 2013.

Izjavljujem, pod punom odgovornošću, da sam ovaj rad izradio samostalno primjenjujući znanje stečeno školovanjem na Fakultetu strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagreb i upotrebom navedene literature.

Iskreno se zahvaljujem mentoru prof. dr. sc. Milenku Stegiću na pomoći i susretljivosti tijekom izrade diplomskog rada.

Također, zahvaljujem se i mr. sc. Željku Goji iz firme HSTEC u Zadru, te njenim djelatnicima koji su mi omogućili mjerenja.

Stipe Kardum

SADRŽAJ

POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	VIII
ABSTRACT	IX
1. UVOD.....	1
2. BRUŠENJE	2
2.1. Strojno brušenje	3
2.1.1. Plošno brušenje	4
2.1.1.1. Brušenje obodom brusne ploče	4
2.1.1.2. Brušenje čelom brusne ploče.....	5
2.1.2. Kružno brušenje	5
2.1.2.1. Vanjsko kružno brušenje	5
2.1.2.2. Unutarnje kružno brušenje	6
2.1.3. Kružno brušenje ekscentričnih oblika.....	8
2.1.4. Profilno brušenje	8
2.2. Ručno brušenje.....	9
2.3. Sile rezanja pri brušenju.....	10
3. BRUSNE PLOČE.....	12
4. VIBRACIJE ALATNIH STROJEVA	15
4.1. Uzroci vibracija.....	15
4.1.1. Vibracije uzrokovane nehomogenošću materijala obratka	15
4.1.2. Vibracije uslijed promjene presjeka odvojene čestice	16
4.1.3. Vibracije uzrokovane nepravilnošću obratka ili pogona alata	16
4.1.3.1. Vibracije uzrokovane neuravnoteženim rotirajućim elementima	17
4.1.3.2. Ležajevi	18
4.1.3.3. Sustav za vođenje (vodilice-klizač).....	21
4.1.4. Udarne opterećenja	22
4.1.5. Vibracije prenesene s okoline	23
4.2. Samouzbudne vibracije uzrokovane procesom obrade	24
4.2.1. Dinamička stabilnost.....	25
4.2.2. Utjecaj vibracija na vijek trajanja alata.....	26
4.3. Kontrola vibracija kod alatnih strojeva.....	26
4.3.1. Promjena režima obrade.....	26
5. VIBRACIJE ROTORA	27
5.1. Neuravnoteženost rotora	27
5.1.1. Statička neuravnoteženost rotora	27
5.1.2. Dinamička neuravnoteženost rotora	28
5.1.3. Opća neuravnoteženosti rotora.....	28
5.2. Forme vibriranja rotora	29
5.3. Uravnoteživanje rotora.....	30

6. POGON BRUSNIH VRETENA	32
7. MONITORING BRUSNIH VRETENA	34
7.1. Dataloger	35
7.2. Senzori	35
7.2.1. S-senzori	36
7.2.2. M-senzori	37
7.3. Balansiranje	38
7.3.1. Elektromagnetski sustavi	38
7.3.2. Sustavi hidro balansiranja	39
8. ANALIZA UTJECAJA TIPOVA ULEŽIŠTENJA NA KRUTOST BRUSNIH VRETENA S DIREKTNIM POGONOM	40
8.1. Analiza vlastitih frekvencija osovine	41
8.2. Analiza vlastitih frekvencija osovine s pripadajućim rotirajućim elementima	41
8.2.1. Prvi tip uležištenja	44
8.2.2. Drugi tip uležištenja	47
8.2.3. Treći tip uležištenja	48
8.2.4. Četvrti tip uležištenja	50
8.3. Analiza rezultata	52
9. MJERENJA	53
9.1. Mjerenja na izvedbi s kaveznom ležajem	54
9.2. Mjerenja na izvedbi bez kaveznog ležaja	56
9.3. Analiza mjerenja	58
10. ZAKLJUČAK	60
LITERATURA	61

POPIS SLIKA

Slika 1.	Brus u zahvatu s obratkom	2
Slika 2.	Strojno brušenje.....	3
Slika 3.	Brušenje obodom brusne ploče	4
Slika 4.	Čeono brušenje pod kutom (lijevo) i okomito (desno).....	5
Slika 5.	Kružno vanjsko uzdužno brušenje	6
Slika 6.	Kružno unutarnje uzdužno brušenje.....	7
Slika 7.	Profilno brušenje	8
Slika 8.	Primjer ručnog brušenja s električnim pogonom	9
Slika 9.	Sile rezanja na zrnju	10
Slika 10.	Sile na brusu	10
Slika 11.	Shematski prikaz brusnih zrnaca u zahvatu s obratkom.....	12
Slika 12.	Brusne ploče od različitih materijala i veziva	14
Slika 13.	Amplituda vibracija u ovisnosti o dubini rezanja.....	16
Slika 14.	Mehanizam nastajanja samouzbudnih vibracija.....	17
Slika 15.	Tragovi obrade kod cilindričnog i ravnog brušenja	17
Slika 16.	Prikaz kugličnog ležaja s kosim dodirom.....	19
Slika 17.	Statičko opterećenje kuglice ležaja	20
Slika 18.	Dinamičko opterećenje kuglice ležaja.....	20
Slika 19.	Ovisnost krutosti ležaja o frekvenciji vrtnje.....	21
Slika 20.	Sustav za vođenje i opterećenja vodilice.....	21
Slika 21.	Graf ubrzanja i graf relativnih pomaka između alata i obratka kod brušenja	23
Slika 22.	Grafovi povećanja	24
Slika 23.	Ovisnost dubine rezanja o frekvenciji vrtnje.....	25
Slika 24.	Putanja jedna točka na osi pri vrtnji	27
Slika 25.	Statička neuravnoteženost	28
Slika 26.	Dinamička neuravnoteženost	28
Slika 27.	Opća neuravnoteženost.....	29
Slika 28.	Prva forma vibriranja.....	29
Slika 29.	Druga forma vibriranja.....	29
Slika 30.	Graf amplituda vibracija pri prolasku kroz prvu i drugu rezonanciju.....	30
Slika 31.	Primjer uravnoteživanja rotora u dvije ravnine	30
Slika 32.	Brusno vreteno s direktnim pogonom	32
Slika 33.	On-line nadzor	34
Slika 34.	Dataloger	35
Slika 35.	Brusno vreteno s direktnim pogonom	37
Slika 36.	Brusno vreteno s direktnim pogonom	38
Slika 37.	Sustav hidro balansiranja.....	39
Slika 38.	Tipovi uležištenja brusnih vretena	40
Slika 39.	Model osovine	41
Slika 40.	Prva forma vibriranja, frekvencije 1607,9 Hz.....	41
Slika 41.	Druga forma vibriranja, frekvencije 4359,18 Hz	41
Slika 42.	Interpolacija kataloških vrijednosti polinomom drugog stupnja.....	42
Slika 43.	Interpolacija kataloških vrijednosti polinomom drugog stupnja.....	43
Slika 44.	Shematski prikaz prvog tipa uležištenja.....	45
Slika 45.	Prva aksijalna forma vibriranja, frekvencije 1093,7 Hz.....	45
Slika 46.	Prva fleksijska forma vibriranja, frekvencije 1575,85 Hz.....	46

Slika 47.	Shematski prikaz drugog tipa uležištenja.....	47
Slika 48.	Prva aksijalna forma vibriranja, frekvencije 767,02 Hz.....	48
Slika 49.	Prva fleksijska forma vibriranja, frekvencije 1564,8 Hz.....	48
Slika 50.	Shematski prikaz trećeg tipa uležištenja	49
Slika 51.	Prva aksijalna forma vibriranja, frekvencije 1093,53 Hz.....	49
Slika 52.	Prva fleksijska forma vibriranja, frekvencije 1472,6 Hz.....	50
Slika 53.	Shematski prikaz četvrtog tipa uležištenja	51
Slika 54.	Prva aksijalna forma vibriranja, frekvencije 767,02 Hz.....	51
Slika 55.	Prva fleksijska forma vibriranja, frekvencije 1458,53 Hz.....	51
Slika 56.	3-D model motor-vretena	53
Slika 57.	Mjerni uređaj SKF	54
Slika 58.	Izvedba s kaveznim ležajem na zadnjem ležajnom mjestu	54
Slika 59.	Vibracijska brzina na prednjem ležajnom mjestu, pri 18000 1/min.....	55
Slika 60.	Vibracijska brzina na zadnjem ležajnom mjestu, pri 18000 1/min	55
Slika 61.	Vibracijska brzina na prednjem ležajnom mjestu, pri 20000 1/min.....	56
Slika 62.	Vibracijska brzina na zadnjem ležajnom mjestu, pri 20000 1/min	56
Slika 63.	Izvedba bez kaveznog ležaja na zadnjem ležajnom mjestu	57
Slika 64.	Vibracijska brzina na prednjem ležajnom mjestu, pri 20000 1/min.....	57
Slika 65.	Vibracijska brzina na zadnjem ležajnom mjestu, pri 20000 1/min	57
Slika 66.	Vibracijska brzina na prednjem ležajnom mjestu, pri 30000 1/min.....	58
Slika 67.	Vibracijska brzina na zadnjem ležajnom mjestu, pri 30000 1/min	58

POPIS TABLICA

Tablica 1. Vrijednosti za ležaj HCB71909-C-T-P4S	42
Tablica 2. Vrijednosti za ležaj HCB71911-C-T-P4S	43
Tablica 3. Izračunate vrijednosti za prvi tip uležištenja	44
Tablica 4. Vrijednosti za drugi tip uležištenja	47
Tablica 5. Izračunate vrijednosti za treći tip uležištenja	49
Tablica 6. Vrijednosti za četvrti tip uležištenja	50
Tablica 7. Pregled rezultata	52

POPIS OZNAKA

Funkcije i konstante

- A_e - površina dodira brusne ploče, m^2
- A_{sr} - srednji presjek odvojene čestice, m^2
- a - ubrzanje, m/s^2
- a - dubina brušenja, m
- c_a - aksijalna krutost ležaja motor-vretena, N/m
- c_r - radijalna krutost ležaja motor-vretena, N/m
- D - promjer obratka, m
- D_b - promjer brusa, m
- d_m - promjer srednje kružnice ležaja, m
- F'_a - radijalna sila, N
- F_c - glavna sila rezanja, N
- F'_h - tangencijalna sila, N
- F_h - glavna sila rezanja, N
- F_o - sila u opruzi, N
- F'_s - posmična sila, N
- F_u - ukupna sila rezanja, N
- F_v - vertikalna sila rezanja kog glodanja, N
- F_v - sila prednapona, N
- \hat{f}_n - amplituda „neuravnotežene“ sile, N
- \hat{f}_p - amplituda sile prenesene na okolinu, N
- K - koeficijent za sivi lijev
- k_e - broj zrna koji sudjeluje u radu
- k_z - gustoća zrna, $zrna/m^2$
- n - frekvencija vrtnje, s^{-1}

- n_b - broj okretaja brusa, s^{-1}
- v_b - brzina brušenja, m/s
- v_c - brzina alata, m/s
- α - kontaktni kut ležaja, $^\circ$
- ζ - bezdimenzijski parametar prigušenja
- η - omjer uzbudne i vlastite frekvencije
- Φ - promjer kuglice ležaja, m
- ω - vlastita kružna frekvencija, Hz
- ω_{vp} - vlastita kružna frekvencija vanjskog prstena ležaja, Hz
- ω_{up} - vlastita kružna frekvencija unutrašnjeg prstena ležaja, Hz
- ω_{ku} - vlastita kružna frekvencija kuglice ležaja, Hz
- ω_{kav} - vlastita kružna frekvencija kaveza ležaja, Hz

SAŽETAK

U radu je dan pregled različitih tipova brušenja. Kako brušenje spada u jednu od najpreciznijih obrada, od velike važnosti je dobra dinamika brusnih vretena.

Pošto na vibracijsko ponašanje brusnih vretena utječe niz faktor, u ovom radu smo se odlučili provesti numeričku analizu različitih tipova uležištenja motor-vretena. Na temelju računalne simulacije, koja je provedena u programskom paketu Catia V5R19, analizirane su prva aksijalna i prva fleksijska forma vibriranja osovine motor-vretena. Temeljem dobivenih rezultata doneseni su zaključci o utjecaju tipa uležištenja na krutost sustava.

Pored numeričke analize izvršena su također i mjerena na istom motor-vretenu. Analizirani su rezultati mjerenja i uspoređeni s onim dobivenim računalnom simulacijom, te donesen je konačni zaključak o utjecaju tipa uležištenja na krutost sustava.

Kako bi obrada, općenito na alatnim strojevima pogonjenim motor-vretenom, bila što preciznija, od velike važnosti je izbalansiranost motor-vretena. Pošto se debalans mijenja s frekvencijom vrtnje motor-vretena, u radu je dan pregled nekih načina aktivnog rebalansiranja.

Uz vrste rebalansiranja razmatrani su i zvučni senzori te on-line monitoring, koji danas postaje sve popularniji jer daje potpuni nadzor i kontrolu nad strojevima, a sve to možete pratiti on-line.

Ključne riječi: brušenje, numerička analiza, vibracije

ABSTRACT

This paper presents an overview of the different types of grinding. Grinding belongs into one of the most accurate processing. Good dynamics of grinding spindles is of great importance.

In this paper, we decided to make a numerical analysis of various types of bearings for motor spindle due to a fact that there are a number of factors which affect vibrational behavior of grinding spindle. We have analyzed first axial and first flexural mode shapes of motor-spindles axle using computer simulations in software package Catia V5R19. Based on the results obtained by computer simulations, conclusions were made about the impact of bearings type on system rigidity.

Also, in addition to numerical analysis, there were measurements on the same motor-spindle carried out. Results provided by measuring were analyzed and compared with those obtained by computer simulation. Compared data was used to make a final conclusion on the impact of bearings type on the system rigidity.

Balance of the motor spindle is of great importance to be able to make processing precise, generally in machine tools driven by motor spindle. This paper gives an overview of some methods of active rebalancing due to imbalance varies with frequency of motor spindles rotation.

Besides to methods of rebalancing, sound sensors and on-line monitoring were also considered, they are becoming increasingly popular because it provides complete monitoring and control over the processing, all of which you can track online.

Keywords: grinding, numerical analysis, vibrations

1. UVOD

Danas se od alatnih strojeva zahtijeva sve veća brzina obrade i velika preciznost. Brušenje je jedna od najpreciznijih tipova obrade. Kako bi se udovoljilo tako visokim zahtjevima, danas se intenzivno radi na razvoju motor-vretena. Jedan od značajnih utjecaja na vibracijsko ponašanje motor-vretena je upravo tip uležištenja osovine motor-vretena.

Povećanjem prednapona u ležajevima postiže se veća krutost sustava, ali se smanjuje moguća brzina vrtnje i vijek trajanja ležajeva. Stoga, zadaća konstruktora je pronaći optimum koji omogućava visoke brzine vrtnje i visoku preciznost. Danas se takvi zahtjevi najčešće postižu odabirom pravog tipa uležištenja i klase prednapona. Stoga, proizvođači takvih strojeva posvećuju sve više pažnje razvoju novih tehnologija, kako bi na taj način udovoljili kupcima i bili konkurentni na tržištu.

Velike brzine vrtnje uzrokuju vibracije, a time smanjuju preciznost strojeva. Još jedan problem koji se javlja je rad stroja u različitim režimima brzine vrtnje. Pošto je gotovo nemoguće izbalansirati motor-vreteno tako da njegove vibracije budu jednake pri svakom režimu brzine vrtnje, danas se intenzivno razvijaju tehnologije koje bi to omogućile.

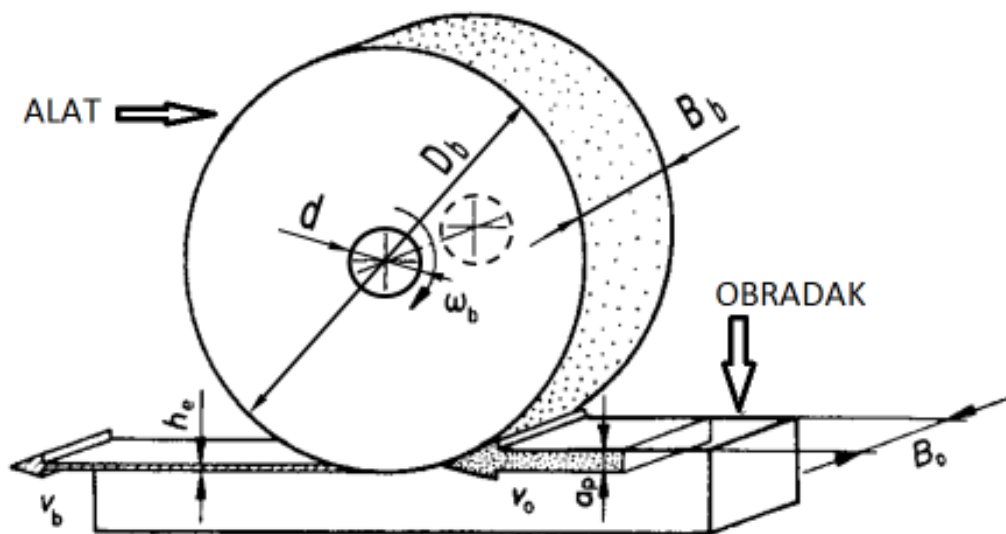
Jedan primjer je razvoj steznih glava s balansiranjem u radu, kojima je zadaća da osiguraju minimalne vibracije u svakom režimu rada. Bitna uloga takvog sustava je produljenje vijeka trajanja ležajeva, pošto kroz cijelo područje rada motor-vretena, od samog pokretanja pa do konačne radne brzine, utjecaj vibracija na ležajeve je minimalan. To je uzrokovalo razvoj osjetnika koji trajno prate vibracije i upravljaju balansiranjem.

Nove tehnologije poput „Datalogera“ omogućavaju on-line monitoring koji je od velike važnosti i za proizvođače, jer imaju uvid u ponašanje stroja. To štiti proizvođače od kvarova zbog nepravilnog rukovanja.

2. BRUŠENJE

Obrada brušenjem je postupaka strojne obrade odvajanjem čestica reznim alatom s geometrijski neodređenom oštricom. Poput brušenja, pod obradu odvajanjem čestica reznim alatom s geometrijski neodređenom oštricom spadaju još i superfiniš, honanje i lepanje. Postupak brušenja se koristi kao jedan od završnih obrada tvrdih površina ravnog, cilindričnog ili profilnog oblika s dodatkom materijala za završnu obradu od 0,1 do 0,2 mm. Brušenjem postizemo veliku točnost i kvalitetu površine uskih tolerancija. Fino brušenje postiže stupanj hrapavosti od N3 do N6 te nosivost površine do 40%. Osnovna svojstva brušenja su velike glavne brzine rezanja, uz male posmične brzine i alat bez geometrije, oblik alata je različit i neujednačen.

Glavno gibanje kod brušenja se odnosi na rotaciju alata $v_c = D_b \cdot \pi \cdot n_b$, a posmično gibanje se odnosi na obradak i ono može biti pravocrtno, kružno i kombinirano.



Slika 1. Brus u zahvatu s obratkom

S obzirom na podjelu postupaka brušenja, ono može biti:

- **Ovisno od oblika površine koja se obrađuje:**
 - *Brušenje okruglih vanjskih površina*
 - *Brušenje okruglih unutarnjih površina*
 - *Brušenje ravnih površina*
 - *Brušenje složenih površina*
- **Ovisno o položaju rezne površine brusa prema obratku:**
 - *Obodno brušenje – brušenje obodom brusa*
 - *Stranično ili čeono brušenje – brušenje stranicom brusa*
 - *Profilno brušenje – brušenje površinom brusa složenog oblika*

Brušenje još možemo podijeliti na **strojno i ručno brušenje**.

2.1. Strojno brušenje

Osnovne karakteristike strojnog brušenja su velike glavne brzine rezanja, uz male posmične brzine i alat je bez geometrije, tj. oblik alata je različit i neujednačen.



Slika 2. Strojno brušenje

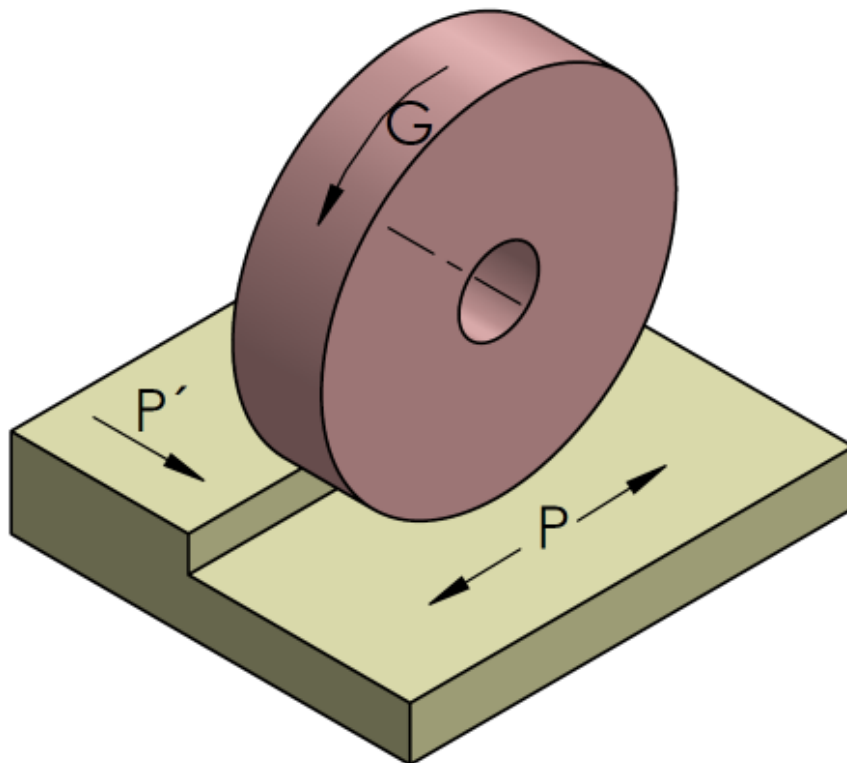
Strojno brušenje se dijeli na:

2.1.1. Plošno brušenje

Kod plošnog brušenja glavno radno vreteno može biti smješteno horizontalno ili vertikalno i obavlja glavno gibanje, dok pomoćna gibanja obavlja radni stol pravocrtno ili kružno. Prema tome se i plošna brušenja dijela na brušenje obodom brusne ploče i brušenje čelom brusne ploče.

2.1.1.1. Brušenje obodom brusne ploče

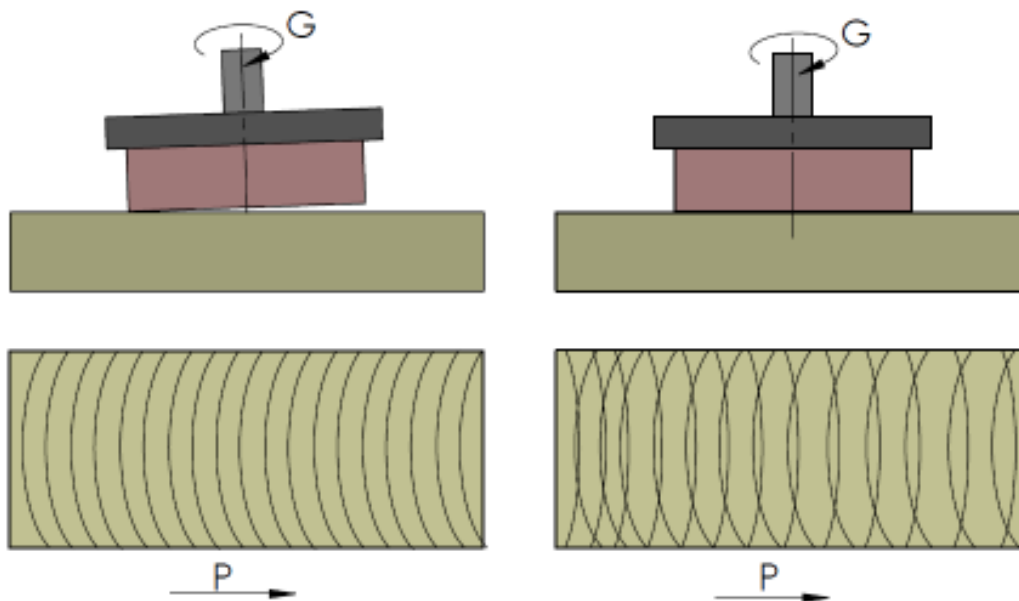
Alat (valjkasta brusna ploča) ima glavno kružno gibanje velikog broja okretaja, dok obradak obavlja posmično gibanje male brzine.



Slika 3. Brušenje obodom brusne ploče

2.1.1.2. Brušenje čelom brusne ploče

Alat je brusna ploča koja je obično šuplja, jer tako postiže veliku brzinu brušenja. Može se postaviti okomito na obradak ili pod nekim kutom. O tome ovise oblici tragova brušenja, dok razmak između tragova ovisi o brzini posmaka.



Slika 4. Čeono brušenje pod kutom (lijevo) i okomito (desno)

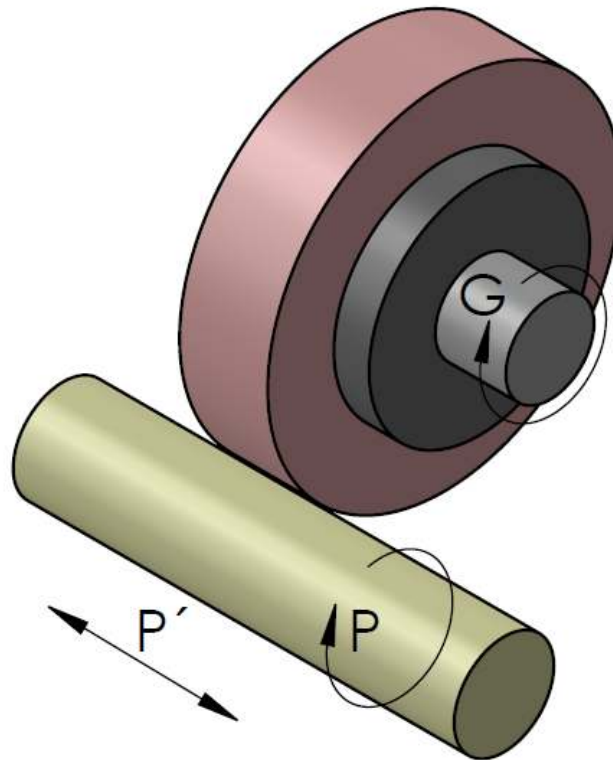
2.1.2. Kružno brušenje

Kod brušenja obradaka kružnog presjeka razlikuju se u osnovi dvije vrste brušenja:

2.1.2.1. Vanjsko kružno brušenje

Vanjsko kružno brušenje može biti uzdužno, radijalno (zasječno) i brušenje bez šiljaka.

Kružno vanjsko uzdužno brušenje: glavno kružno gibanje obavlja alat, dok je posmično gibanje sastavljeno od dva, kružnog koje obavlja obradak i uzdužnog koji mogu obavljati alat ili obradak. Koristi se kod brušenja predmeta kružnih oblika različitih dužina. Alat je kraći od obratka koji se brusi.



Slika 5. Kružno vanjsko uzdužno brušenje

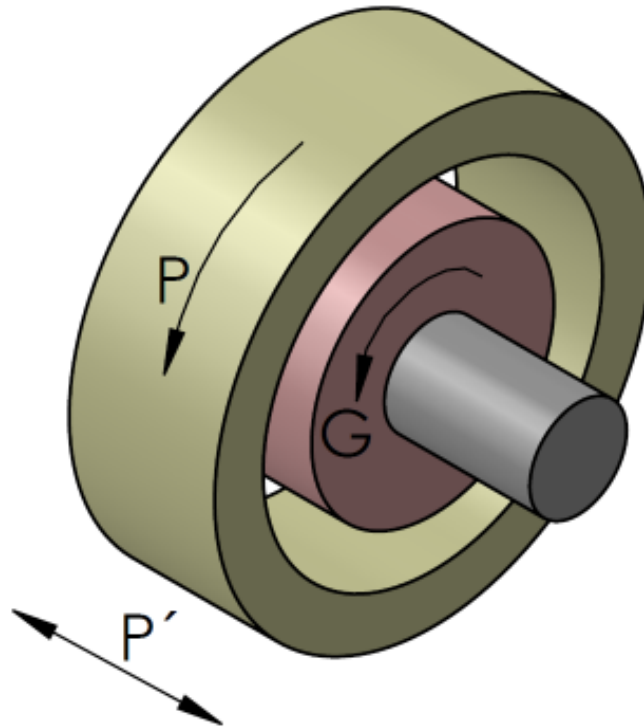
Radijalno (zasječno) vanjsko kružno brušenje: glavno kružno gibanje obavlja alat, dok je posmično gibanje radijalno, tj. prema obratku. Brusna ploča mora biti istih dimenzija kao i obradak ili veća. Nema uzdužnog gibanja, postiže se bolji učinak nego kod kružnog vanjskog uzdužnog brušenja.

Vanjsko kružno brušenje bez šiljaka: to je posebna metoda kružnog brušenja kod kojeg obradak nije stegnut između šiljaka, nego je postavljen samo na potpurnu ploču (podupirač) i umetnut između dvije brusne ploče. Jedna od tih ploča je glavna, velike obodne brzine, dok je druga ploča regulacijska (vodeća). Regulacijska ploča ima malu obodnu brzinu i služi za kočenje okretanja obratka do potrebne brzine. Postupak može biti uzdužni (aksijalni) i zasječni (radijalni).

2.1.2.2. Unutarnje kružno brušenje

Unutarnje kružno brušenje može biti uzdužno, radijalno (zasječno), planetarno i brušenje bez šiljaka.

Kružno unutaranje uzdužno brušenje: kao i kod vanjskog kružnog uzdužnog brušenja, glavno gibanje (kružno) obavlja alat, dok posmična gibanja (kružno i uzdužno) obavljaju alat i obradak. Alat je kraći od obratka koji se brusi.



Slika 6. Kružno unutaranje uzdužno brušenje

Radijalno unutaranje kružno brušenje: glavno kružno gibanje obavlja alat, kao i kod vanjskog radijalnog brušenja. Posmično gibanje koje je samo radijalno, prema obratku, obavlja alat ili obradak. Brusna ploča mora biti istih dimenzija kao i obradak ili veća. Nema uzdužnog gibanja. Brusilice za unutaranja brušenja mogu imati i vretena za čeono brušenje. Kada se moraju brusiti teški, glomazni predmeti, za unutaranje brušenje može se koristiti planetarno brušenje.

Planetarno brušenje: kod obradaka većih dimenzija i težine, koristi se planetarno unutaranje kružno brušenje. Postupak može biti radijalan ili aksijalan (zasječni ili uzdužni). Alat obavlja glavno kružno gibanje, ali se još os alata rotira po kružnoj putanji. Ovim načinom mogu se brusiti veliki promjeri na teškim predmetima, koji ne obavljaju nikakva pomoćna gibanja.

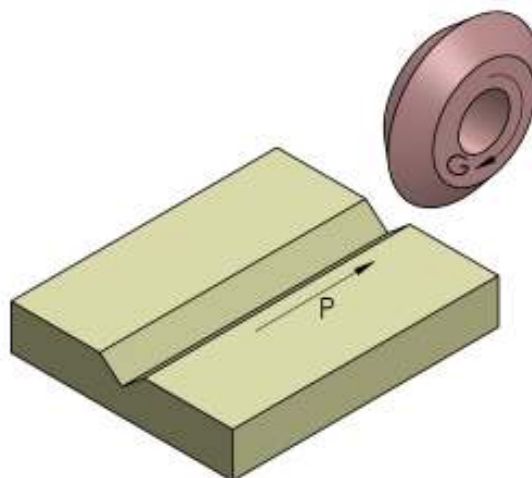
Unutarnje kružno brušenje bez šiljaka: to je posebna metoda kružnog brušenja kod kojeg obradak nije stegnut između šiljaka, nego je postavljen samo na potporne valjke (podupirače) i umetnuta je brusna ploča. Brusna ploča, alat koji je u predmetu, radi glavno gibanje, dok posmak može raditi alat ili obradak. Koristi se kod velikih teških predmeta koje je teško upeti u steznu napravu.

2.1.3. *Kružno brušenje ekscentričnih oblika*

Bregaste osovine i koljenaste osovine spadaju među ekscentrične izratke, koji zahtijevaju izrazitu preciznost u kvaliteti materijala i obrade. Brušenje ovakvih obradaka zahtjeva posebne uvjete brušenja. Putanja brusa mora biti jednaka krivulji površine obratka. Alat (brus) mora osim glavne rotacione brzine gibanja imati dostavno gibanje približavanja i udaljavanja obratku u ovisnosti o kutu zakreta obratka (npr. krivuljne ploče ili model s ticalom ili moderni CNC strojevi).

2.1.4. *Profilno brušenje*

Profilno brušenje se upotrebljava kao završna obrada kod raznih izlijebljenih vratila. Profil brusne ploče je u zavisnosti s profilom obrađivane površine. Glavno gibanje obavlja brus, a obradak se giba posmičnom pravocrtnom putanjom. U ovu grupu brušenja spadaju i kružna brušenja vratila, brušenja zupčanika, navoja. Tijekom brušenja istovremeno se vrši i profiliranje brusa, kako bi cijelo vrijeme zadržao potreban profil.



Slika 7. Profilno brušenje

2.2. Ručno brušenje

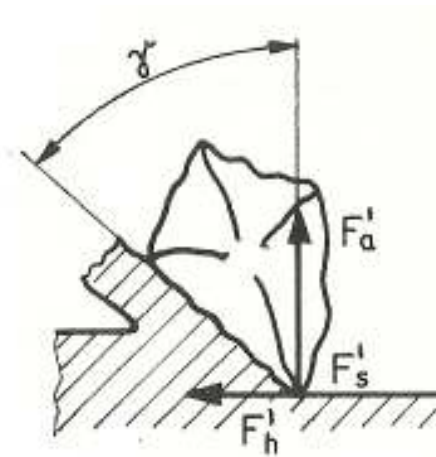
Osnova ručnog brušenja jest jednolično prelaženje brusnim sredstvom po površini obratka, kako bi se dobila ujednačena površina. Osnovni alat za ručno brušenje je papirnata ili platnena traka na kojoj su nalijepljena brusna zrnca. Osim brusnih traka, brusna zrnca se mogu koristiti na više načina: kao brusna ploča, kao brusni kameni (zrnca sortirana i povezana potrebnim vezivom) i u obliku samih brusnih zrnaca koja se nasipavaju na mjesto obrade. Oblici papirnatih ili platnenih traka su: brusni papir u roli, brusni papir u listovima, brusni papir u trakama, okrugli brusni papiri (fiber diskovi), brusni papir specijalnih oblika (npr. delta brusni papir), brusni papiri u lamelnim pločama. Kako je svojstvo brušenja velika brzina rezanja, a nju je teško ručno ostvariti, kod ručnog brušenja često se koriste ručni alati s pogonom npr. električnim, akumulatorskim ili pneumatskim pogonom.



Slika 8. Primjer ručnog brušenja s električnim pogonom

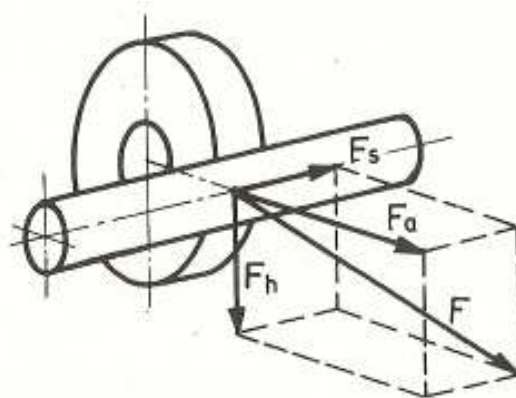
2.3. Sile rezanja pri brušenju

Za razliku od tokarenja, blanjanja i glodanja, sile rezanja pri brušenju nisu tako velike, ali njihova veličina ima veliki utjecaj na vijek trajanja brusne ploče, točnost obrađivane površine i temperaturu brušenja. Vrijednosti sila rezanja potrebne su nam za određivanje potrebne snage elektromotora za brusilicu i za odabiranje odgovarajućih veličina režima brušenja.



Slika 9. Sile rezanja na zrnju

Sila rezanja pri brušenju dobiva se preko sila rezanja na zrnju brusca (slika 9.) gdje je F_a' radijalna sila, F_s' posmična sila i F_h' tangencijalna sila.



Slika 10. Sile na brusu

Ukupna sila na brusu F s komponentama: tangencijalnom silom F_h , radijalnom silom F_a i posmičnom silom F_s prikazuje (slika 10). Komponente ukupne sile dobivene su iz:

$$F_h = \sum_1^{k_e} F'_h; \quad F_a = \sum_1^{k_e} F'_a; \quad F_s = \sum_1^{k_e} F'_s;$$

gdje je:

k_e - broj zrna koji sudjeluje u radu, $k_e = k_z \cdot A_e$

k_z - gustoću zrna, zrna/m²

A_e - površina dodira brusne ploče i obratka, m²

Ukupna radijalna sila F_a veća je od glavne sile F_h , tako da imamo

$$\frac{F_a}{F_h} = (1 \dots 3)$$

Sila F_s znatno je manja od F_h i pri određivanju snage ne uzima se u obzir. Za određivanje veličine tangencijalne komponente F_h postoje nekoliko postupaka:

1. Prema E. N. Maslovu (SSR, 1951.) ta sila ovisi o malo utjecajnih faktora:

$$F_h = K \cdot v_b^{0,7} \cdot s^{0,7} \cdot a^{0,6}$$

gdje je:

F_h - glavna sila rezanja, N

K - koeficijent koji se za sivi lijev uzima 0,28, za kaljeni čelik 0,31, a za nekaljeni čelik 0,29

v_b - brzina brušenja, m/s

a - dubina brušenja, m

2. Prema Kurreinu za brušenje čelika imamo:

$$F_h = 214 \sqrt[6]{HB} \cdot A_{sr}^{0,65}$$

gdje je:

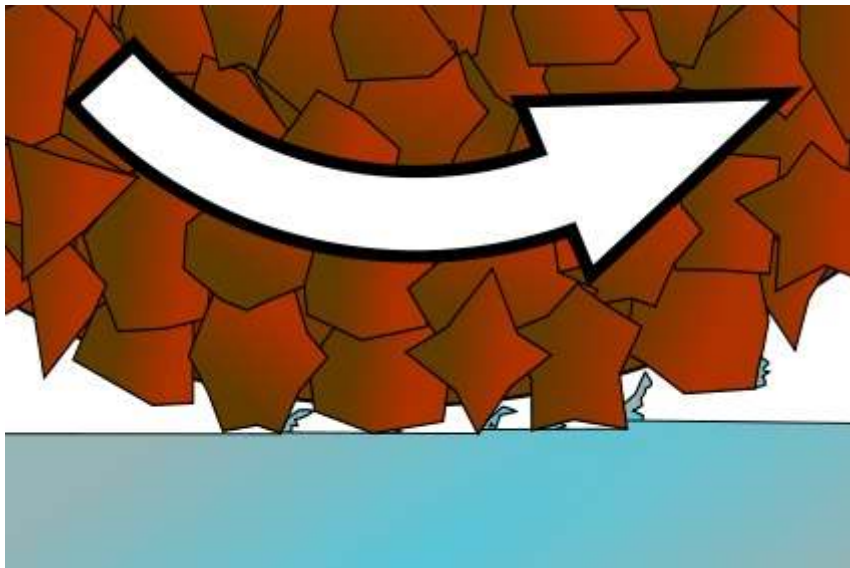
F_h - glavna sila rezanja, N

HB – tvrdoća po Brinellu

A_{sr} - srednji presjek odvojene čestice, m²

3. BRUSNE PLOČE

Izrada brusnih ploča počinje s izborom brusnih zrnaca i veziva, koja se ubacuju u miješalice. Nakon miješanja slijedi sušenje smjese, te sijanje kako bi se točno odredila potrebna zrnatost brusne ploče. Prosijana smjesa se puni u kalupe, te se pod visokim tlakom zapeče. Slijedeći korak je uprešavanje prstena, koji služi kao zaštita ploče i olakšava montažu ploče u stroj. Kod većih i debljih brusnih ploča, nakon pečenja i vađenja iz kalupa, slijedi centriranje ploče. Da bi se brus centrirao ili profilirao potrebno ga je obraditi.



Slika 11. Shematski prikaz brusnih zrnaca u zahvatu s obratkom

Pod obrade rezne površine brusa spadaju:

- Poravnavanje ili profiliranje
- Oštrenje i čišćenje

Rezna površina brusa se obrađuje pomoću:

- Jednoreznog dijamanta
- Višereznog dijamanta
- Višereznog okretnog dijamanta
- Bloka s dijamantnom prevlakom
- Dijamantnom rolicom

- Tlačnom rolicom

Označavanje bruseva

A	B	C	D	E	F
----------	----------	----------	----------	----------	----------

- A – vrsta brusnog zrna
- B – zrnatost
- C – stupanj tvrdoće
- D - Struktura brusa
- E – Vezivo
- F – Interna oznaka proizvođača

Umjetno dobiveni materijali za brušenje:

- Crni korund
- Normalni korund
- Poluplemeniti korund
- Plemeniti korund
- Silicijev karbid
- Berilijev oksid

Vezivo služi kako bi na okupu držalo sredstva za brušenje, ali i kako bi u trenutku kada dođe do zatupljenja ispustilo zrno i omogućilo novom zrnu neometan rad. Postoji više vrsta veziva koja odgovaraju višestrukim zahtjevima.

Vrste veziva dijelimo na:

a) Anorganska veziva, a to su:

- Keramička veziva, kao što su glina, tinjac i kvarc; to su kruta čvrsta i porozna veziva za visoki učinak, te mokro i suho brušenje
- Mineralna veziva, kao vodeno staklo, magneziti i silikati; to su manje čvrsta i tvrda veziva prikladna za fino brušenje uz manji učinak, ali samo za suhi rad.

b) Organska veziva su:

- Prirodna veziva kao šelak i razne smole; to su elastična i žilava vezivna sredstva primijenjena kod tankih brusnih ploča, te su s obzirom na podrijetlo osjetljive na zagrijavanje.

- Umjetna veziva, kao umjetne smole (bakelit), te umjetni elastični materijali (elastomeri iz vrsta duroplasta); imaju ista žilava elastična svojstva kao i prirodna veziva, te su isto tako primjenjivana za slične svrhe. Osjetljiva su na zagrijavanje.



Slika 12. Brusne ploče od različitih materijala i veziva

4. VIBRACIJE ALATNIH STROJEVA

Tijekom operacija obrade i mjerenja, između obratka i alata su stalno prisutne relativne vibracije. Uzroci tih vibracija mogu biti:

- nehomogenost materijala obratka
- promjena presjeka odvojene čestice
- nepravilnosti obratka ili pogona alata
- dinamička opterećenja
- vibracije prenesene iz okoline
- samouzbudne vibracije uzrokovane procesom obrade

Dopuštena razina relativnih vibracija između obratka i alata (maksimalna amplituda ili frekvencijski spektar) određena je zahtjevom na kvalitetu obrađene površine, točnošću stroja, vijekom trajanja alata i bukom koja se proizvodi samim radom stroja.

4.1. Uzroci vibracija

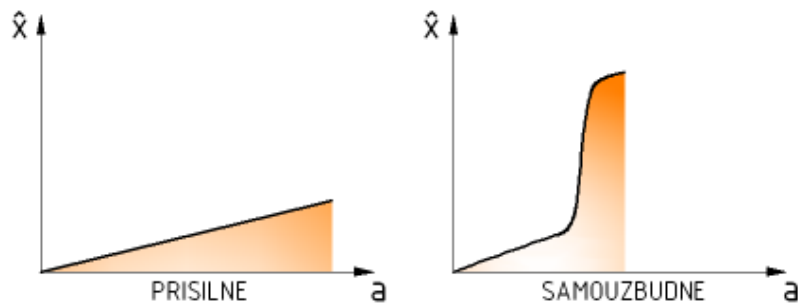
4.1.1. *Vibracije uzrokovane nehomogenošću materijala obratka*

Zbog prisutne nehomogenosti materijala, obradak posjeduje različita svojstva tvrdoće, koja kao posljedicu uzrokuju slobodne vibracije. Vibracije su uzrokovane promjenom presjeka odvojene čestice, pa se u velikom broju slučajeva mogu zanemariti jer brzo iščezavaju. Ako ovako nastale vibracije ne iščezavaju, već uzrokuju pomake velikih amplituda, tada vibracije predstavljaju ozbiljan problem.

Vibracije alata nastaju zbog vremenski promjenljive sile rezanja, koja se javlja prilikom obrade zbog promjenljivog presjeka odvojene čestice. Ukoliko se frekvencija tih vibracija podudara s vlastitom frekvencijom stroja, može doći do značajnih amplituda koje je potrebno uzeti u obzir i, ako je moguće, spriječiti.

4.1.2. Vibracije uslijed promjene presjeka odvojene čestice

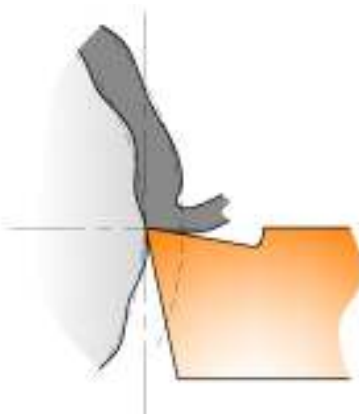
Uzroci promjene poprečnog presjeka odvojene čestice mogu biti geometrija obrađivane površine ili geometrija alata. U oba slučaja impulsi osjetnih amplituda mogu djelovati na alat i obradak, što dovodi do nepoželjnih vibracija. Ako vibracije iščeznu prije pojave slijedećeg impulsa, one također mogu imati štetan utjecaj na vijek trajanja alata i ostaviti tragove na obrađivanoj površini. Kada ti poremećaji u potpunosti ne iščezavaju između impulsa, opasne rezonantne vibracije kućišta i/ili pogona mogu nastati uslijed osnovnih i viših harmonika impulsa koji slijede. Slika 13, prikazuje ovisnost amplitude \hat{x} prisilnih i samouzbudnih vibracija o dubini odvajanja čestica.



Slika 13. Amplituda vibracija u ovisnosti o dubini rezanja

4.1.3. Vibracije uzrokovane nepravilnošću obratka ili pogona alata

Vibracije koje nastaju uslijed neuravnoteženih rotirajućih masa su samouzbudne vibracije, a mogu ih uzrokovati zupčanički, remenski i lančani prijenosi. One mogu nastati i zbog nepravilnosti u ležajevima, neuravnotežene elektromagnetske sile kod elektromotora ili zbog oscilacija tlaka kod hidrauličnog pogona. Slika 14, prikazuje jedan primjer nastajanja samouzbudnih vibracija uslijed nepravilnosti obratka.

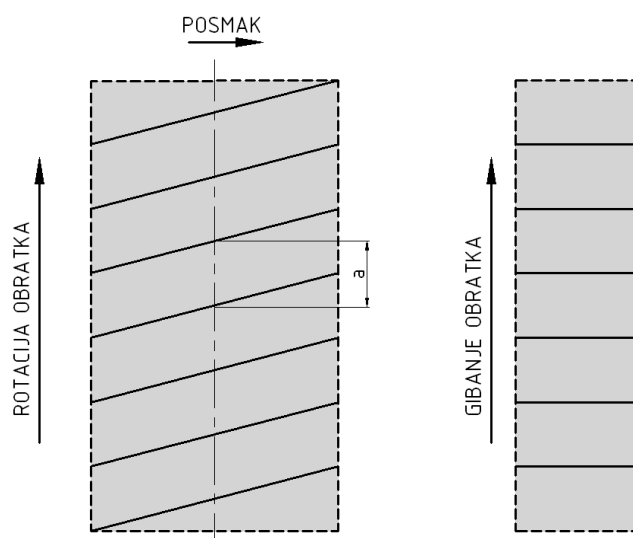


Slika 14. Mehanizam nastajanja samouzbudnih vibracija

4.1.3.1. Vibracije uzrokovane neuravnoteženim rotirajućim elementima

Vibracije uzrokovane neuravnoteženim rotirajućim elementima mogu utjecati na kvalitetu obrađene površine i na vijek trajanja alata, posebice ukoliko je frekvencija vrtnje rotirajućih elemenata blizu vlastite frekvencije stroja.

Brušenje spada u jednu od najosjetljivijih obrada upravo zbog zahtjeva na visoku kvalitetu obrađene površine. Prilikom cilindričnog brušenja, lako je uočiti tragove nastale uslijed neuravnoteženosti brusnog kola ili ostalih elemenata. Slika 15, prikazuje da se ti tragovi pojavljuju u obliku kontinuiranih zavojnica, jednako udaljenih i s konstantnim usponom.



Slika 15. Tragovi obrade kod cilindričnog i ravnog brušenja

Iz takvih tragova lako se može zaključiti da je frekvencija vrtnje dijelova koji su prouzročili tragove jednaka $D \cdot \pi \cdot n / a$, gdje je D promjer obratka, a korak tragova i n frekvencija vrtnje obratka. Analognim načinom može se doći do zaključka da je kod ravnog brušenja, frekvencija vrtnje dijelova koji su prouzročili tragove jednaka upravo broju tragova koji nastanu na obratku tijekom puta u jednoj sekundi.

Budući da centrifugalna sila raste s kvadratom kutne brzine, visokobrzinski alatni strojevi znatno su više osjetljiviji na neuravnoteženost kako držača alata, tako i malih nesimetričnih alata.

4.1.3.2. Ležajevi

Netočnost dimenzija elemenata kugličnih i valjnih ležajeva ili nepravilnosti na aktivnim površinama, povećavaju opasnost od nastanka vibracija kod strojeva gdje je zahtjev visoka kvaliteta obrađivane površine. Preko frekvencije vibracija, ponekad je moguće odrediti koja komponenta ležaja uzrokuje vibracije. Vlastite frekvencije pojedinih elemenata ležaja mogu se odrediti preko slijedećih jednadžbi:

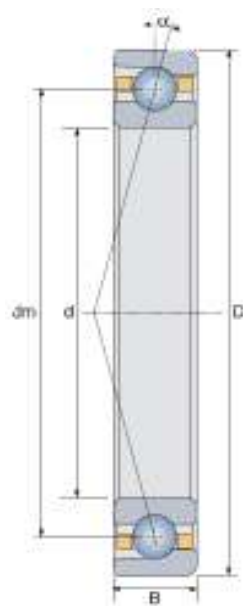
$$\omega_{vp} = n \cdot \frac{z}{2} \cdot \left(1 - \frac{\Phi}{d_m} \cdot \cos \alpha \right) - \text{vlastita frekvencija vanjskog prstena}$$

$$\omega_{up} = n \cdot \frac{z}{2} \cdot \left(1 + \frac{\Phi}{d_m} \cdot \cos \alpha \right) - \text{vlastita frekvencija unutarnjeg prstena}$$

$$\omega_{ku} = \frac{n}{2} \cdot \left(\frac{d_m}{\Phi} - \frac{\Phi}{d_m} \cdot \cos^2 \alpha \right) - \text{vlastita frekvencija kuglice oko svoje osi}$$

$$\omega_{kav} = \frac{n}{2} \cdot \left(1 - \frac{\Phi}{d_m} \cdot \cos \alpha \right) - \text{vlastita frekvencija kaveza}$$

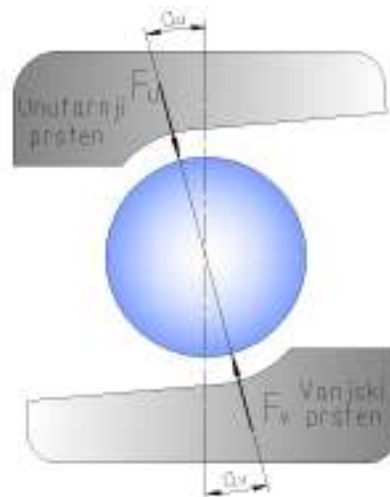
gdje je n razlika u frekvenciji vrtnje između unutarnjeg i vanjskog prstena ležaja, z broj kuglica, Φ promjer kuglice, d_m promjer srednje kružnice i α kontaktni kut ležaja.



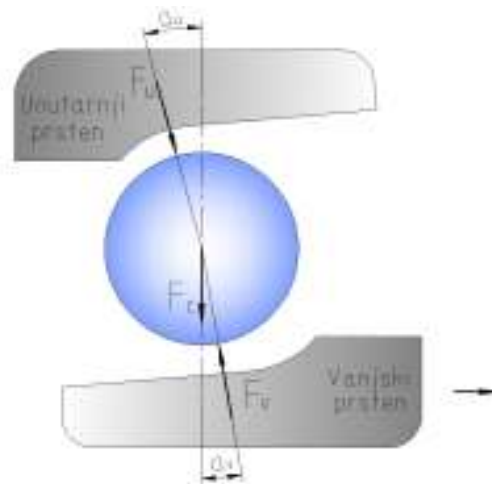
Slika 16. Prikaz kugličnog ležaja s kosim dodirom

Za konvencionalne ležajeve koji se često rabe u alatnim strojevima, vanjski prsten miruje dok se unutarnji vrti s frekvencijom n . Frekvencija vrtnje kaveza jest približno $n_{\text{kav}} \approx 0,4 \cdot n$, a frekvencija vrtnje kuglica ili valjnih tijela jest $n_{\text{ku}} \approx 2,4 \cdot n$. U nekim slučajevima može se pojaviti uzbudna frekvencija veličine $n_z \approx z \cdot n_{\text{kav}}$, te predstavlja frekvenciju kojom uzastopni valjni elementi prolaze kroz zonu opterećenja ležaja koja je određena smjerom djelovanja opterećenja. Ta uzbudna frekvencija je manje izražena kod ležajeva koji imaju dva reda valjnih tijela. Zbog važnog utjecaja uležištenja vretena na točnost obrade i vibracija u radnoj zoni, osobito kod preciznih i visokobrzinskih alatnih strojeva, nužna je visoka točnost dimenzija ležajeva. S motrišta kontrole vibracija, nužno je krutost i prigušenje ležajeva podignuti na maksimalnu razinu. Krutost se može povećati upotrebom valjnih ležajeva (bačvasti ili cilindrični valjci), upotrebom dvorednih valjnih ležajeva, predopterećenjem ležajeva u radijalnom smjeru te poboljšavanjem dosjeda između vratila i kućišta ležaja. Predopterećenje eliminira zračnosti u ležaju te povećava njegovu krutost, ali smanjuje prigušenje ležaja te uzrokuje veće zagrijavanje, a ujedno i smanjuje vijek trajanja ležaja.

Povećanje frekvencije vrtnje vratila dovodi do promjene opterećenja kako kuglica, tako i unutarnjeg i vanjskog prstena ležaja. Tu promjenu opterećenja izaziva centrifugalna sila F_c tako da nastoji aksijalno udaljiti prstenove. Na slijedećim slikama prikazano je djelovanje sila na kuglicu ležaja ako ne djeluje centrifugalna sila (slika 17.) i ako djeluje (slika 18).

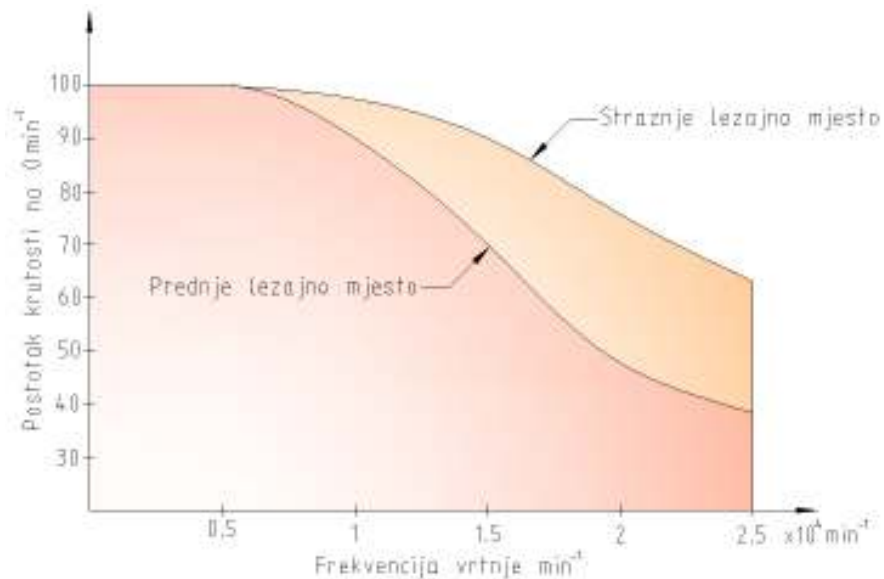


Slika 17. Statičko opterećenje kuglice ležaja



Slika 18. Dinamičko opterećenje kuglice ležaja

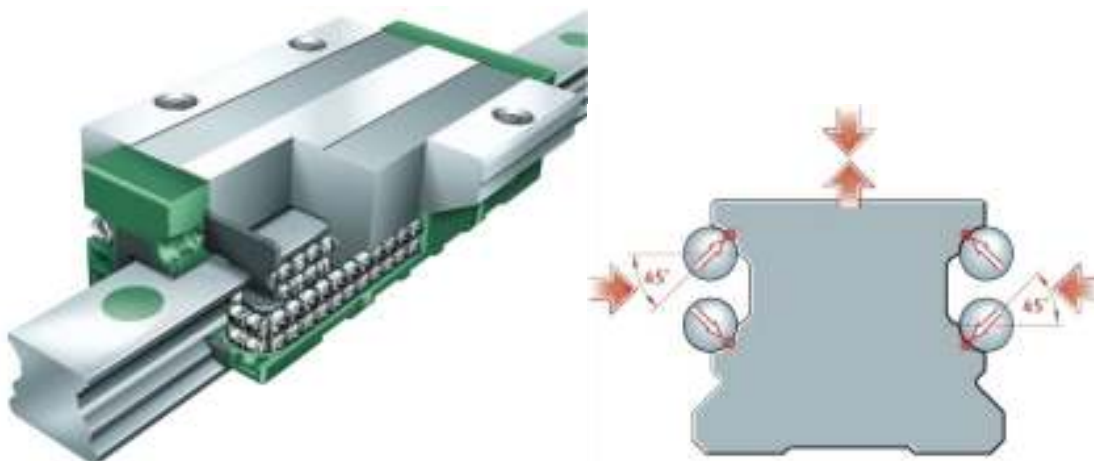
Kao što se vidi na slici 17. kutovi α_u i α_v su jednaki pa je centar kuglice ležaja na dodirnoj liniji. Ako se uzme u obzir centrifugalna sila F_c , dolazi do loma dodirne linije te se mijenja stanje ravnoteže kuglice. Novo stanje ravnoteže uspostavlja se kada kontaktne sile F_u i F_v uravnoteže obje vanjske sile na prstenovima i centrifugalnu silu F_c . Kada kuglica zauzme novi nesimetrični položaj, njezina reakcija na promjenu vanjske sile djeluje kao opruga.



Slika 19. Ovisnost krutosti ležaja o frekvenciji vrtnje

Opružno djelovanje kuglica utječe na krutost ležaja tako da smanjuje krutost s porastom frekvencije vrtnje, kao što prikazuje slika 19. Očito je da promjene krutosti ležajeva gotovo nema do frekvencije vrtnje od 5000 min^{-1} , no iznad te vrijednosti naglo opada. To smanjenje, na frekvenciji vrtnje od 25000 min^{-1} , može iznositi čak preko 50% u odnosu na početnu vrijednost pri 0 min^{-1} . Za određivanje funkcijske ovisnosti krutosti ležaja i frekvencije vrtnje potrebno je vrlo zahtjevno rješavanje sustava nelinearnih jednadžbi što prelazi okvire ovog rada.

4.1.3.3. Sustav za vođenje (vodilice-klizač)

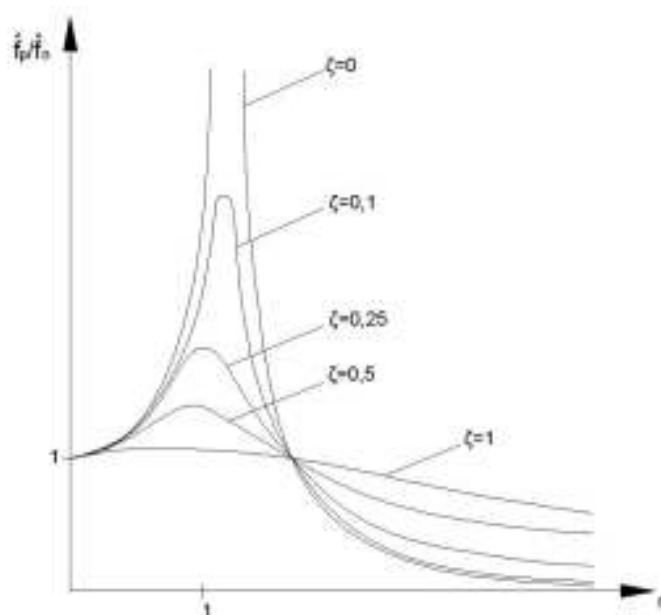


Slika 20. Sustav za vođenje i opterećenja vodilice

Ravnomjerno gibanje je često narušeno radi razlike između statičkog i kinematičkog trenja. Prilikom pokretanja elastične deformacije elemenata pogona rastu sve dok pogonska sila ne postane veća od sile statičkog trenja, pa nastupa gibanje i sila trenja opada na kinematičku vrijednost. Kao rezultat opadanja sile trenja dolazi do naglog ubrzanja i prebačaja zbog svoje inercije, te na kraju prebačaja pogonski elementi su u deformiranom stanju ali u suprotnom smjeru. Sve dok ta deformacija u potpunosti ne iščezne ne smiju se raditi daljnja gibanja ukoliko se želi izbjeći dodatne deformacije pogonskih elemenata. Ta pojava se stalno ponavlja te se često naziva „relaksacija oscilacija“. Razlika između statičkog i kinematičkog trenja ovisi o raznim faktorima kao što su masa kliznog tijela, krutost pogona, prigušenje pogona, brzina klizanja, kvaliteta kliznih površina i sredstvo podmazivanja. Da bi se izbjegla ta pojava, mora se zadovoljiti uvjet da gibajući elementi imaju malu masu dok pogonski moraju imati veliku krutost. Zadržavanjem uljnog filma pod određenim pritiskom, između dodirnih površina, može se izbjeći pojava mješovitog (mokro-suhog) trenja, te je na taj način izbjegnuta problem statičkog i kinematičkog trenja. Klizne staze s kotrljajućim elementima ne podliježu opisanom problemu trenja, ali mogu prouzročiti vibracije visokih frekvencija zbog geometrijskih i dimenzijskih netočnosti kotrljajućih elemenata. To se može izbjeći povećanjem dimenzijske točnosti te primjenom prigušenja.

4.1.4. Udarna opterećenja

Velik broj alatnih strojeva posjeduje masivne elemente koji izvode translacijske pomake. Promjenom smjera gibanja ti elementi uzrokuju velike udare na konstrukciju stroja što izaziva nisko i visokofrekvencijske vibracije alatnog stroja. Takvi problemi se pojavljuju kod velikih brusilica i visoko brzinskih, numerički upravljanih (CNC), obradnih centara. Pogonske sile koje uzrokuju promjenu amplitude i promjenu smjera inercije masivnih elemenata imaju impulsni karakter, te stvaraju slobodne prigušene vibracije. Te vibracije uzrokuju relativnu deformaciju između obratka i alata. Slika 21. prikazuje graf ubrzanja stola (obratka) brusilice kod promjene smjera gibanja (A).



Slika 22. Grafovi povećanja

$$\frac{\hat{f}_p}{\hat{f}_n} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta\eta)^2}}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2}}$$

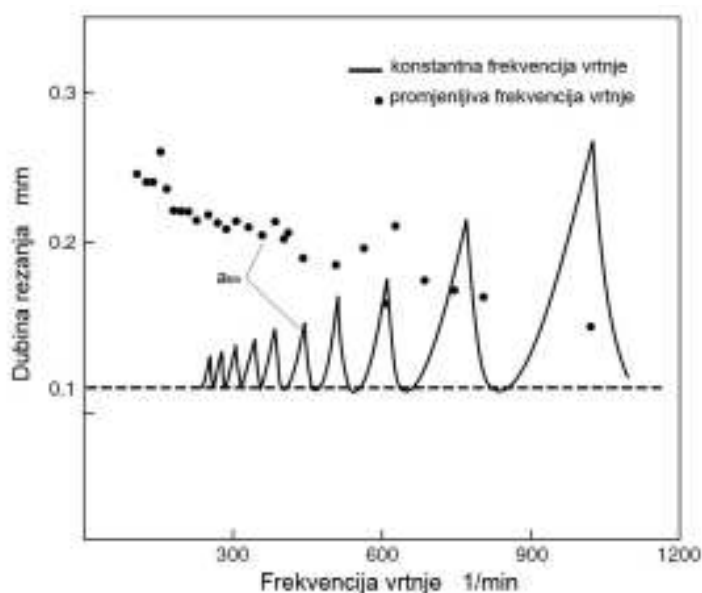
gdje je \hat{f}_p amplituda sile prenesene na okolinu preko elastičnog i prigušnog elementa, \hat{f}_n amplituda „neuravnotežene“ sile, η omjer uzbudne i vlastite frekvencije, te ζ bezdimenzijski parametar prigušenja.

Ukoliko izolacijski elementi nisu dobro odabrani i razmješteni, alatni stroj može postati sklon unutarnjim uzbudnim silama, te njegove vibracije uslijed procesa obrade mogu krenuti u nepoželjnom smjeru obično pri nižim formama vibriranja. Mnogi nepoželjni efekti se mogu eliminirati ili značajno smanjiti upotrebom izolacijskih elemenata kojih je vlastita frekvencija neovisna o opterećenju samog izolacijskog elementa. Dakle upotrebom izolacijskih elemenata velikog izolacijskog efekta te pravilnim razmještajem izolacijskih elemenata, može se postići smanjenje amplitude vibracija.

4.2. Samouzbudne vibracije uzrokovane procesom obrade

Rezanje metala učestalo je popraćeno štetnim vibracijama obratka i reznog alata. Vibracije štetno utječu na vijek trajanja alata, kvalitetu površine, proizvodnost, te su često popraćene nepoželjnom bukom. Smanjenje amplitude vibracija može se izvesti smanjenjem

dubine rezanja. Stoga, postavlja se pitanje koliki je iznos maksimalne stabilne dubine rezanja a_{lim} koja se ne bi smjela preći kako bi se izbjegle vibracije znatnih amplituda (slika 23).



Slika 23. Ovisnost dubine rezanja o frekvenciji vrtnje

Smještaj krivulje na slici 23. ovisi o materijalu i geometriji alata, te o materijalu obratka. Stabilno područje je ispod pune krivulje, a područje ispod isprekidane linije predstavlja apsolutnu stabilnost.

4.2.1. Dinamička stabilnost

Samouzbudne vibracije uzrokovane procesom obrade problem su dinamičke stabilnosti. Nestabilnost je uzrokovana promjenom režima obrade uslijed poremećaja u procesu rezanja (npr. lokalna područja visoke tvrdoće u materijalu obratka). Kao rezultat, vremenski ovisan prirast sile dF pridodan je stalnoj sili F , te dovodi do povećanja amplitude vibracija i nestabilnosti sustava. Prirast sile dF ovisi i o brzini poremećaja. Sile koje su ovisne o brzini deformacije predstavljaju prigušne sile, te su dodatak ukupnom prigušenju sustava. Kada je prigušenje sustava uz djelovanje dF pozitivno, tada bilo kakvi poremećaji bivaju brzo prigušeni, jer kod pozitivnog prigušenja dolazi do apsorpcije energije. Međutim, kod negativnog prigušenja dolazi do „unošenja“ energije u sustav, pa ta energija stalno povećava amplitude vibracija što dovodi do nestabilnosti.

4.2.2. Utjecaj vibracija na vijek trajanja alata

Ukoliko se brzina rezanja i debljina odvojene čestice mijenjaju tokom djelovanja vibracija, za očekivati je da te vibracije utječu na vijek trajanja alata. Veličina tog efekta je neočekivano velika, čak i ako se izostavi efekt udara alata. Uklanjanje tih vibracija može znatno produljiti vijek trajanja alata, osobito keramičkih i dijamantnih alata koji su znatno osjetljiviji na udarna opterećenja. Npr. vijek trajanja reznih oštrica čeonog glodala znatno je smanjen zbog torzijskih vibracija. Torzijske vibracije ne moraju nužno biti posljedica dinamičke nestabilnosti procesa rezanja već mogu biti prisilne vibracije uzrokovane nepravilnim odvajanjem čestica.

4.3. Kontrola vibracija kod alatnih strojeva

Vibracije alatnog stroja mogu se smanjiti smanjivanjem jakosti izvora. Povećanjem krutosti i prigušenja amplitude vibracija koje uzrokuju relativne pomake između obratka i alata, te pravilnim odabirom režima obrade, konstrukcije alata i obratka može se smanjiti negativno djelovanje vibracija. Velik utjecaj na smanjenje vibracija ima povećanje krutosti i prigušenja. Oba parametra, osobito krutost, su od velike važnosti za točnost alatnog stroja. Krutost utječe tako što smanjuje deformacije konstrukcije pod opterećenjem sila rezanja, a prigušenje ubrzava iščezavanje vibracija. Prigušenja i dinamički prigušivač vibracija predstavlja efektivan način rješavanja problema vibracija alatnog stroja. Takve elemente treba podrazumijevati kao funkcionalne elemente, a ne kao dodatke za rješavanje problema vibracija.

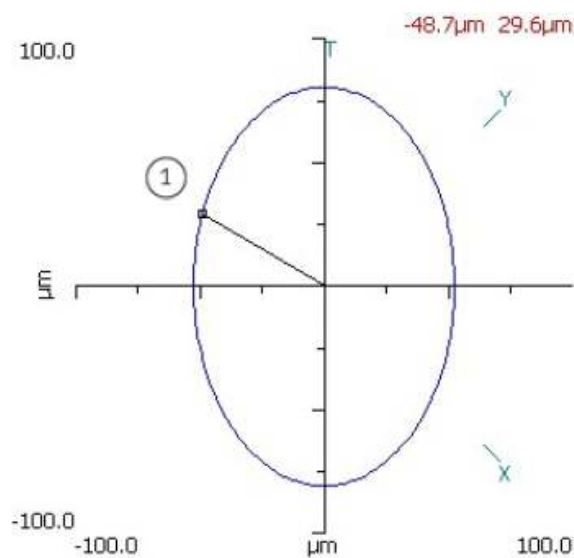
4.3.1. Promjena režima obrade

Vibriranja stroja pri radu, najizravniji se mogu smanjiti promjenom režima obrade. U nekim slučajevima malo povećanje ili smanjenje brzine obrade, te promjena dubine rezanja može dovesti do stabilizacije procesa obrade. Povećanje posmične brzine također ima pozitivan utjecaj kod nekih alatnih strojeva, te kod nekih oblika poprečnih presjeka odvojene čestice velike posmične brzine manje su sklone uzbuđivanju vibracija.

5. VIBRACIJE ROTORA

5.1. Neuravnoteženost rotora

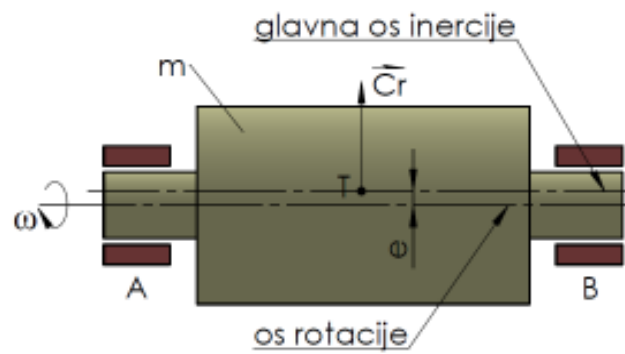
Svaki se rotor vrti oko svoje idealne progibne linije. Udaljenost između osi inercije (progibne linije) i osi vrtnje naziva se ekscentricitet. Kružnica, odnosno najčešće elipsa, koju opisuje jedna točka na osi pri vrtnji naziva se putanja. Oblik putanje ovisi o geometriji ležajeva i osnim krutostima rotora.



Slika 24. Putanja jedna točka na osi pri vrtnji

5.1.1. Statička neuravnoteženost rotora

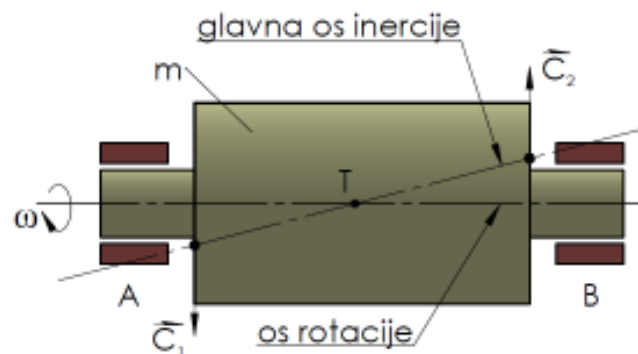
Rotirajući dio ili rotor posjeduje tzv. statičku neuravnoteženost ako mu se težište mase nalazi na udaljenosti „ e ” od osi vrtnje, a glavna os inercije je paralelna osi vrtnje.



Slika 25. Statička neuravnoteženost

5.1.2. Dinamička neuravnoteženost rotora

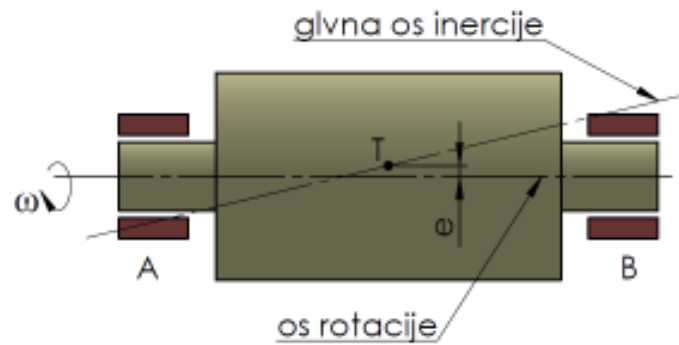
Rotirajući dio ili rotor posjeduje tzv. dinamičku neuravnoteženost ako se težište mase nalazi u osi vrtnje, a glavna os inercije je pod kutom spram osi vrtnje.



Slika 26. Dinamička neuravnoteženost

5.1.3. Opća neuravnoteženosti rotora

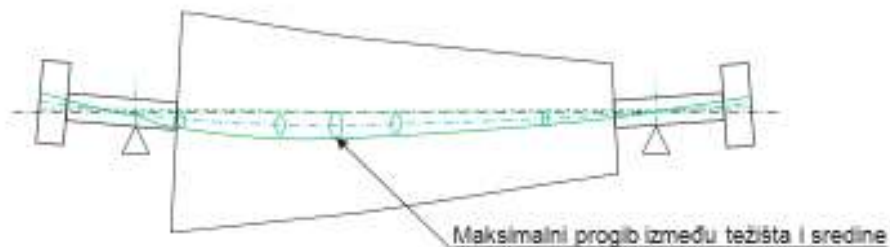
Najčešće je neuravnoteženost kombinacija statičke i dinamičke. Važno je uočiti da, u općem slučaju, svaki diferencijalni disk rotora ima određenu neuravnoteženost. Zbroj svih tih djelovanja jest opća neuravnoteženost.



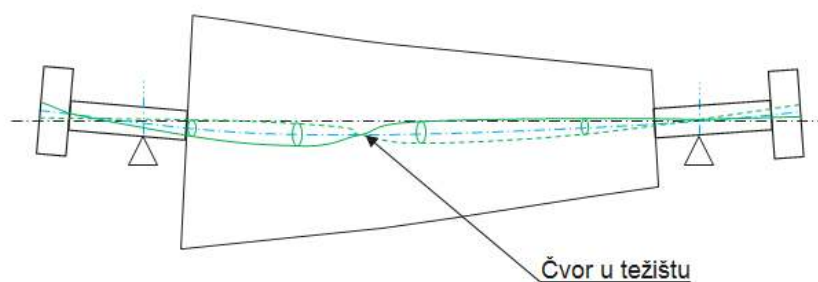
Slika 27. Opća neuravnoteženost

5.2. Forme vibriranja rotora

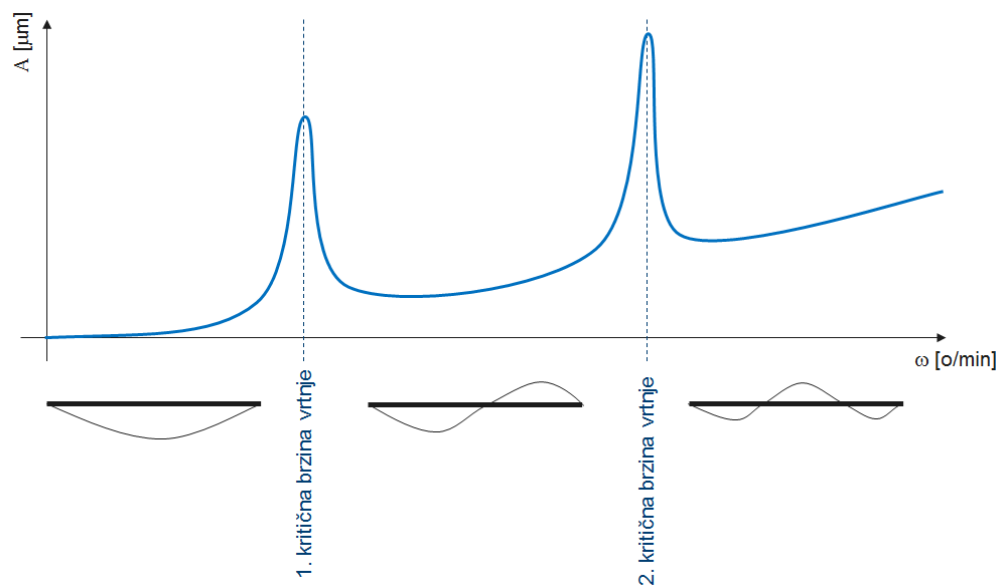
Teorijski, svaki rotor ima neizmjereno mnogo vlastitih (kritičnih) brzina vrtnje odnosno neizmjereno mnogo formi vibriranja. U praksi je taj broj ograničen maksimalnom brzinom vrtnje, odnosno graničnom čvrstoćom rotora. Pri prolasku kroz vlastitu brzinu vrtnje rotora mijenja se forma vibriranja.



Slika 28. Prva forma vibriranja



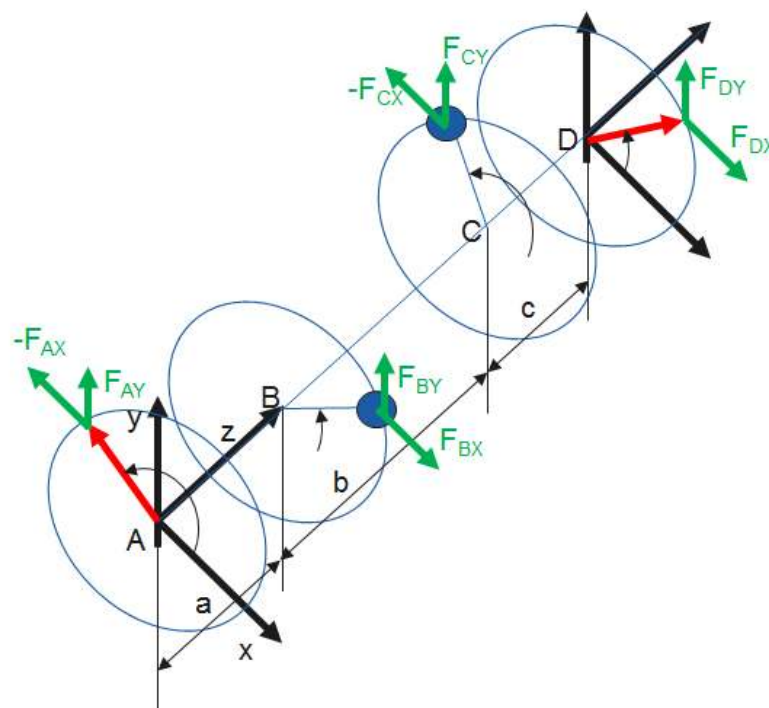
Slika 29. Druga forma vibriranja



Slika 30. Graf amplituda vibracija pri prolasku kroz prvu i drugu rezonanciju

5.3. Uravnoteživanje rotora

Kruti rotori su oni rotori čija maksimalna radna brzina vrtnje leži ispod prve kritične brzine vrtnje (realno 70% od 1. kritične brzine vrtnje). Oni se uravnotežuju (balansiraju) u dvije ravnine po mogućnosti što više razmaknute.



Slika 31. Primjer uravnoteživanja rotora u dvije ravnine

Jednadžbe za slučaj uravnoteživanja u dvije ravnine, vidjeti na slici 31.:

$$\sum M_{BX} \Leftrightarrow F_{AY} \cdot a = F_{CY} \cdot c + F_{DY} \cdot (b + c)$$

$$F_{CY} = \frac{F_{AY} \cdot a - F_{DY} \cdot (b + c)}{c}$$

$$\sum M_{BY} \Leftrightarrow F_{AX} \cdot a = F_{CX} \cdot c + F_{DX} \cdot (b + c)$$

$$F_{CX} = \frac{F_{AX} \cdot a - F_{DX} \cdot (b + c)}{c}$$

$$\sum M_{CX} \Leftrightarrow F_{AY} \cdot (a + b) + F_{BY} \cdot b = F_{DY} \cdot c$$

$$F_{BY} = \frac{F_{DY} \cdot c - F_{AY} \cdot (a + b)}{b}$$

$$\sum M_{CY} \Leftrightarrow F_{AX} \cdot (a + b) + F_{BX} \cdot b = F_{DX} \cdot c$$

$$F_{BX} = \frac{F_{DX} \cdot c - F_{AX} \cdot (a + b)}{b}$$

Elastični (fleksijski) rotori su svi rotori čija maksimalna radna brzina vrtnje leži iznad prve kritične brzine vrtnje. Najčešće takvi rotori rade između 1. i 2. kritične brzine vrtnje ili između 2. i 3. kritične brzine vrtnje. Elastični rotori ne mogu se uravnotežiti u dvije korekcijske ravnine već se uravnotežavaju u tri ili više ravnina.

Kod odabira mjesta za korekcijske ravnine treba se poslužiti formom vibriranja rotora kod radne brzine vrtnje. Korekcijske ravnine treba staviti u čvorove i mjesta maksimalnih amplituda.

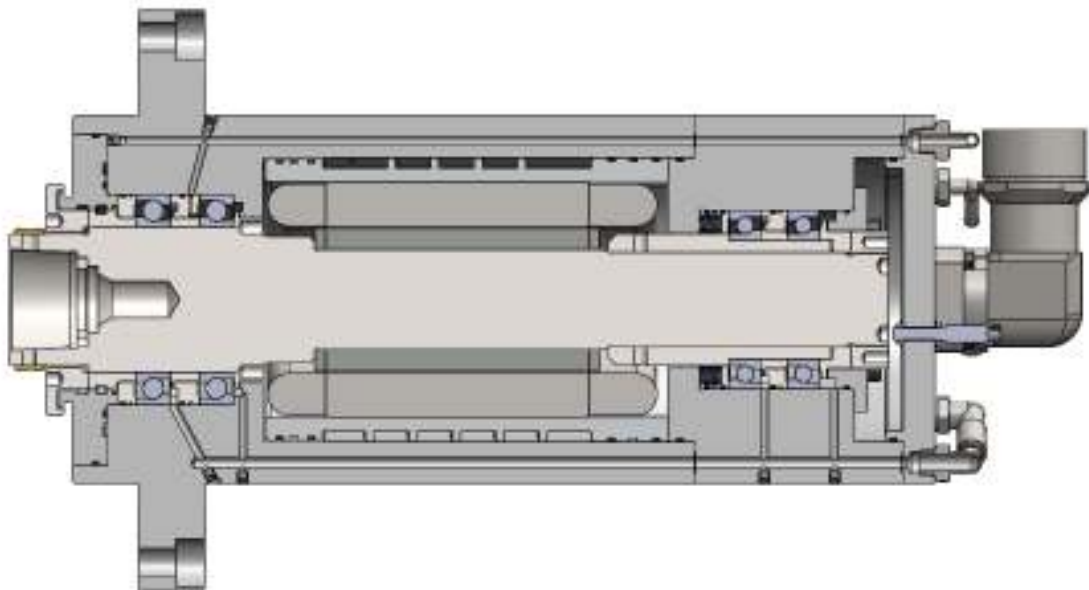
Elastični, izotropni, rotor radne brzine vrtnje manje od 70% 2. kritične brzine vrtnje mogu se uravnoteživati na niskoj brzini vrtnje, ali je bolje, za cijelo područje brzina vrtnje, uravnoteživati na radnoj brzini vrtnje.

Elastični, neizotropni, rotor radne brzine vrtnje manje od 70% 2. kritične brzine vrtnje i svi rotori čija je radna brzina vrtnje veća od 70% 2. kritične brzine vrtnje moraju se uravnoteživati na radnoj brzini vrtnje.

6. POGON BRUSNIH VRETENA

Pogon brusnih vretena se dijeli u dvije skupine. One s direktnim pogonom i one s indirektnim pogonom.

Brusna vretena s direktnim pogonom ili tzv. motor vretena imaju integrirani pogon. Za razliku od brusnik vretena s indirektnim pogonom imaju manje dimenzije i manje gubitke energije, pošto nema gubitaka u prijenosu i dodatnom uležištenju.



Slika 32. Brusno vreteno s direktnim pogonom

Brusna vretena s indirektnim pogonom sastoje se od vretena na koji se veže alat i na pogonski motor. Veza između vretena i pogonskog motora može biti:

- sa spojkom
- remenski prijenos
- zupčani prijenos
- lančani prijenos, itd.

Kod pogona brusnih vretena s indirektnim pogonom javljaju se veće vibracije za razliku od brusnih vretena s direktnim pogonom. Danas se sve više u upotrebi direktni pogoni koji su dinamički uravnoteženiji, postižu veće brzine i veće sile obrade.

U velikom broju slučajeva elektromotori mogu biti izvori kako fleksijskih tako i torzijskih vibracija. Naime, fleksijske vibracije uzrokuju promjenjivi zračni raspori između

statora i rotora, nesimetrični namoti, neuravnoteženost, nepravilnosti ležajeva, ne koaksijalnost s gonjenim vratilom itd. Torzijske vibracije nastaju uslijed nejednakosti električne struje što uzrokuje promjenljivost okretnog momenta.

Remenski prijenos, koji se ponekad rabi za suzbijanje visokofrekvencijskih vibracija (osobito torzijskih), može sam uzrokovati prisilne vibracije kako torzijske tako i fleksijske. Bilo kakva nepravilnost efektivnog polumjera remena, npr. polumjer neutralne osi remena oko polumjera remenice uzrokuje promjenu napetosti remena te promjenu brzine remena. To uzrokuje promjenu opterećenja ležajeva i promjenu kutne brzine remenice. Efektivni polumjer remenice može varirati uslijed njezinog ekscentriciteta, uslijed promjene profila remena ili uslijed nehomogenosti materijala remena.

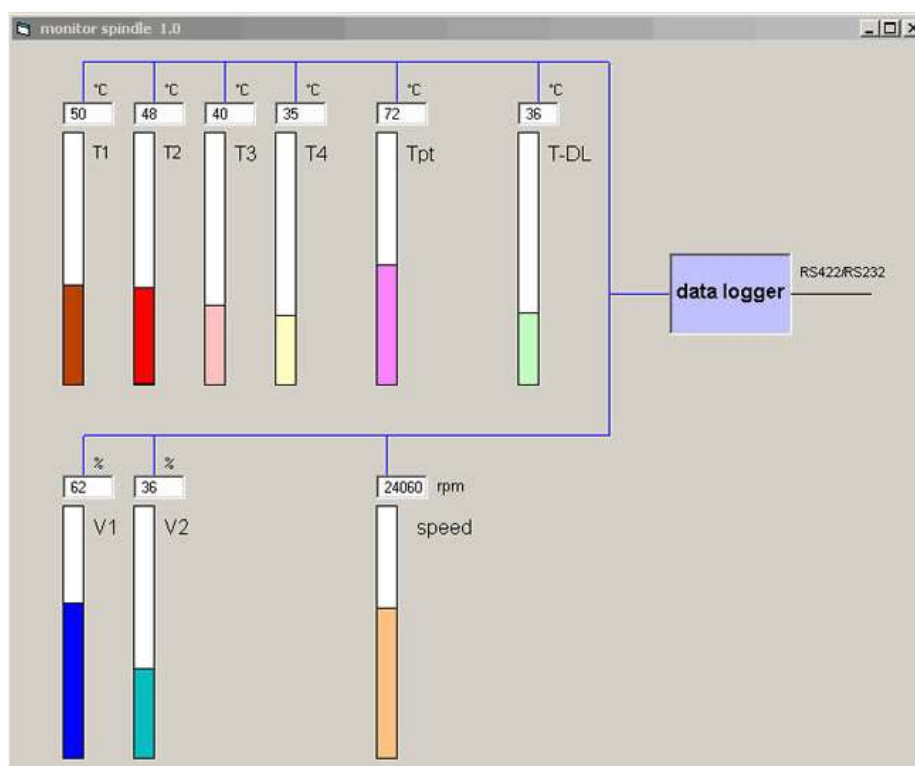
Zupčanicima također mogu uzrokovati fleksijske i torzijske vibracije. One nastaju uslijed nedovoljne točnosti proizvodnje (pogreške na liniji boka zuba i koraka, ekscentricitet itd.), pogreške pri pozicioniranju (pogreške pri centriranju na vratilo, pogreške na klinovima i perima, zračnosti), ili „deformacije“ zahvatne linije nastale uslijed deformacije vrtila, ležajeva i kućišta uslijed djelovanja opterećenja. Uske tolerancije zupčanika i mjere pri konstruiranju koje treba poduzeti da se smanji njihova osjetljivost na mimoosnost, trebaju biti popraćene s krutim osovinama i kućištima te točnim pozicioniranjem. Sve pogreške na zupčanicima, kao što su pogreške koraka i linije boka, uzrokuju nepravilnu rotaciju koja loše utječe na kvalitetu obrade, geometriju i vijek trajanja alta.

Lančani prijenos ima veliku manu kad su u pitanju vibracije. Naime njegovo loše svojstvo jest neravnomjeran prijenosni omjer, što ima znatan utjecaj na vibracije čak i ako se rabi kao pomoćni pogon.

7. MONITORING BRUSNIH VRETENA

Nadzor procesa brušenja, balansiranje u radu, potpuno automatizirano balansiranje i kontrola mjerenjem tijekom procesa služe nam kako bi se poboljšala isplativost brusilice i smanjio rizik od oštećenja brusnih vretena. Stalno povećavanje zahtjeva u procesu brušenja je dovelo do uvođenja novih tehnologija u proteklih nekoliko godina.

On-line nadzor preko serijskog sučelja, u smislu nadzora stanja, omogućuje poslužitelju stroja prijevremeno i točno prepoznavanje početnih smetnji uvjetovanih trošenjem tako da se mogu pravovremeno planirati mjere održavanja i smanjiti proizvodni troškovi ispadanja uslijed oštećenja vretena. Proizvođaču vretena omogućuje se zapis i analiza određenih procesnih veličina i analiza usporedbom s kompletnom povijesti određenog procesa.



Slika 33. On-line nadzor

Senzorska tehnologija je ključna za potpuno iskorištavanje kapaciteta brusilica pri velikim brzinama brušenja. Senzori nadziru granične vrijednosti tijekom brušenja ili obradnog

procesa i osiguravaju sustav sa signalima kako bi se poduzele odgovarajuće akcije prije nego što se zadane tolerancije ne prekorače ili proces pogorša, bez potrebe za intervencijom operatera.

7.1. Dataloger

Kako bi se izbjegli troškovi uzrokovani oštećenjem vretena od velike važnosti je pouzdani kontinuirani nadzor njegovih komponenti podložnih trošenju. Jedan od uređaja za zapisivanje podataka „Dataloger“ integrira se u vreteno te snima (zapisuje) povijest rada vretena. Sastoji se od nadzornog elementa s elektronikom za zapisivanje podataka pomoću koje se može nadzirati pet dinamičnih veličina. Prekoračenja prethodno namještenih granica signala aktiviraju direktnu dojavu alarma i zapisuju se s datumom i satom. Pri tome se podaci zadržavaju bez opskrbe strujom (baterija s trajanjem 7 godina).



Slika 34. Dataloger

7.2. Senzori

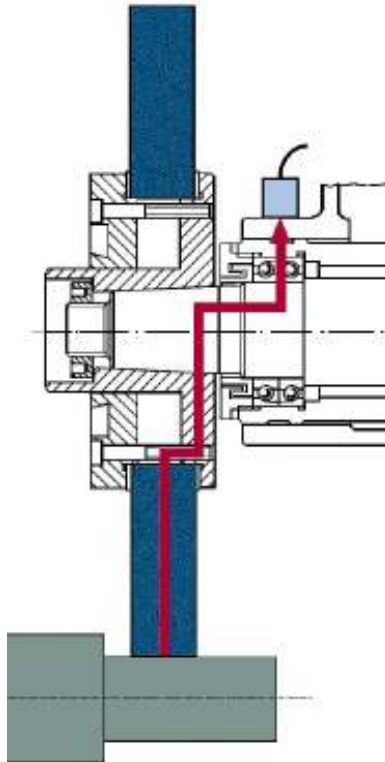
Zvučni senzori (AE senzori) su se dokazali u takvim situacijama i imaju brojne značajke u odnosu na klasične senzore. Velike su osjetljivosti, ne mogu se preopteretiti, otporni su na rashladne tekućine, ostaju stabilni u širokom rasponu temperatura, robusni su i vodootporni. Također je vrlo jednostavno integrirati senzore u postojeće strojeve, pa su idealni za nadzor i kontrolu procesa brušenja. Jeftiniji su od senzora koji se temelje na drugim fizikalnim principima mjerenja.

Zvučna emisija je visoko dinamički signal s velikim brojem karakterističnih procesnih vrijednosti. Kvaliteta izmjerenog signala ovisi, u velikoj mjeri, o položaju gdje je senzor montiran, poželjno je što je moguće bliže izvoru zvuka, tj. brušenju ili obradnom procesu.

Osim osnovnog procesa obrade, stroj generira razne pozadinske zvukove koji se miješaju s izvornim (čistim) zvukovima generiranim od strojne obrade. Buka u ležajevima ili elektromagnetski valovi generirani impulsima kontrole brzine vrtnje, mogu uzrokovati ozbiljne probleme senzorima. Slabo utemeljeni strojevi i komponente strojeva mogu također otežati procjenu senzorskih signala. U razvoju AE senzora, posebna pozornost usmjerena je na uklanjanje učinaka miješanja signala, tako da se senzori mogu koristiti u zahtjevnim uvjetima. AE senzori moraju udovoljavati uvjetima elektromagnetske kompatibilnosti (EMC) kako bi osigurali što čišći signal.

7.2.1. S-senzori

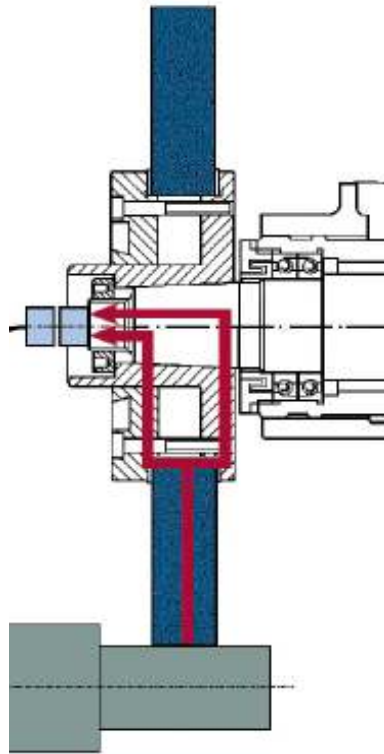
Stacionarni AE senzori (S-senzori) su montirani na kućište vretena. AE signal, dakle, mora putovati od izvora (između obratka i brusa), kroz brus, prirubnicu, vreteno i ležajeve prije dolaska do mjernog senzora. Ležajevi djeluju kao filter, prigušuju signale, visokofrekventni signali su prigušeni više od niskofrekventnih signala, te također generiraju značajne smetnje uzrokovane krivim frekvencijama i bukom kaveza. S-senzori prikladni su za ugradnju na mirujuće alate kako bi imali što manje smetnji.



Slika 35. Brusno vreteno s direktnim pogonom

7.2.2. M-senzori

M-senzori, za razliku od S-senzora, prikupljaju AE signale izravno na rotirajućem vretenu. Neželjeni signali su na taj način niži i izbjegnuta je većina buke koja se javlja u ležajevima. Induktivni, bez kontaktni odašiljač predaje signal statičkom prijemniku. Takav prijenos s rotirajućeg senzora na stacionarni prijemnik i njegovo pojačalo je otporan na rashladne medij, a radi neovisno o broju okretaje vretena. M-senzori su prikladni za ugradnju na strojeve s rotirajućim alatom, pošto se mogu smjestiti neposredno blizu izvora buke i izbjeći na taj način neželjene smetnje. Ti su senzori prigodni za uporabu na brusilicama i njihovu automatizaciju.



Slika 36. Brusno vreteno s direktnim pogonom

7.3. Balansiranje

Balansiranje postaje sve važnije za povećanje brzine obrade, tj. povećanje broja okretaja kod brušenja.

Proces balansiranja u radu je lako ostvariv ako se debalans mjeri na samom stroju, što je ujedno i velika prednost jer se, od samog pokretanja vretena, pa do konačne brzine, vrši balansiranje u radu i na taj način je debalans minimalan. To ima za posljedicu produženje vijeka trajanja samog vretena.

Postoje elektromehanički sustavi i sustavi hidro balansiranja. Ti sustavi omogućuju automatsko balansiranje. AE senzori mjere vibracije i šalju signale u upravljačku jedinicu, koja dalje upravlja sustavom za balansiranje.

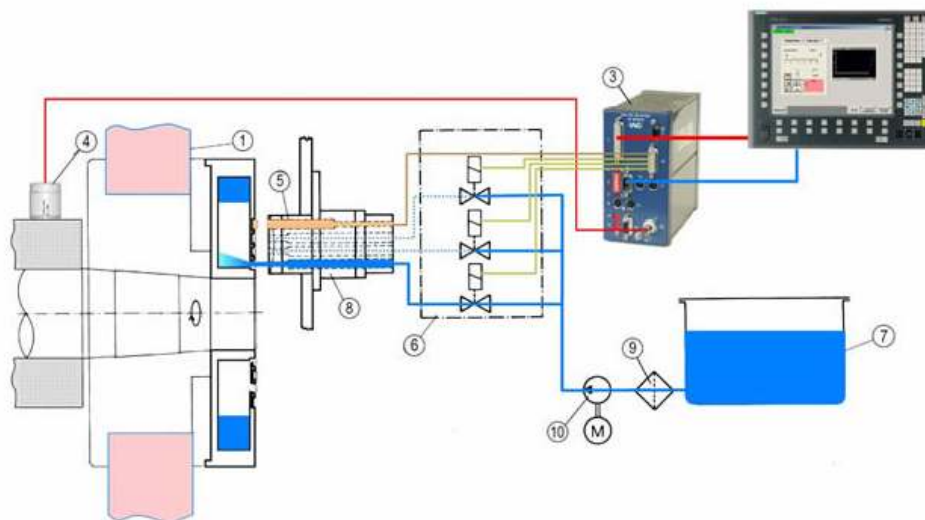
7.3.1. Elektromagnetski sustavi

Elektromehaničke glave za balansiranje mogu biti instalirane unutar brusnog vretena ili prije brusnog vretena. Balansirajuće glave su kompaktne, pokrivaju širok raspon kapaciteta balansiranja i pogodne su za visoke brzine vrtnje. Signali i energija se prenose bez fizičkog

kontakta, eliminirajući potrebu za održavanjem sustava. Zvučni senzori (AE-senzori) mogu biti integrirani u balansirajućim glavama, što značajno povećava opseg funkcionalne primjene.

7.3.2. Sustavi hidro balansiranja

Sustav hidro balansiranja može se koristiti na svakom brusnom vretenu. Debalans brusnog vretena kompenzira se ubrizgavanjem rashladne tekućine ili ulja u 3 ili 4 balansirajuće komore koje su integrirane u balansirajući kontejner ili direktno spojene prirubnicom na vreteno.

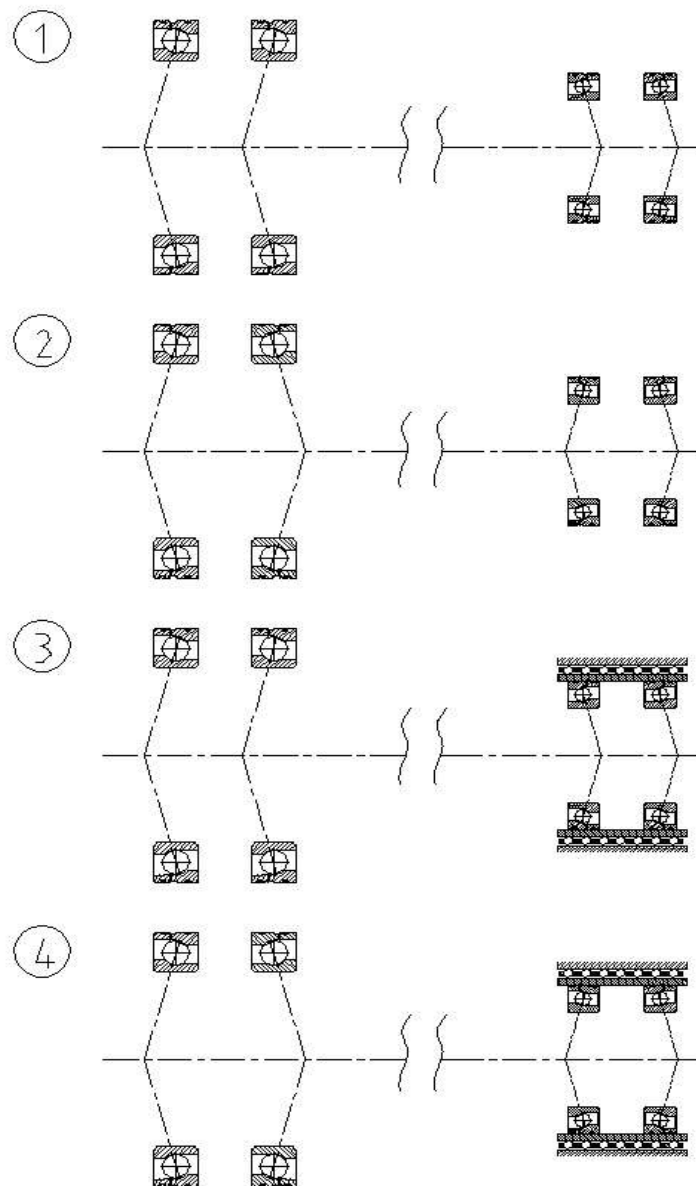


Slika 37. Sustav hidro balansiranja

1. Brusna ploča
2. Trokomorni spremnik
3. H6000 upravljačka jedinica
4. Mjerač vibracija
5. Enkoder
6. Kutija s ventilima
7. Medij (rashladna tekućina ili ulje)
8. Injektor
9. Filter
10. Pumpa

8. ANALIZA UTJECAJA TIPOVA ULEŽIŠTENJA NA KRUTOST BRUSNIH VRETENA S DIREKTNIM POGONOM

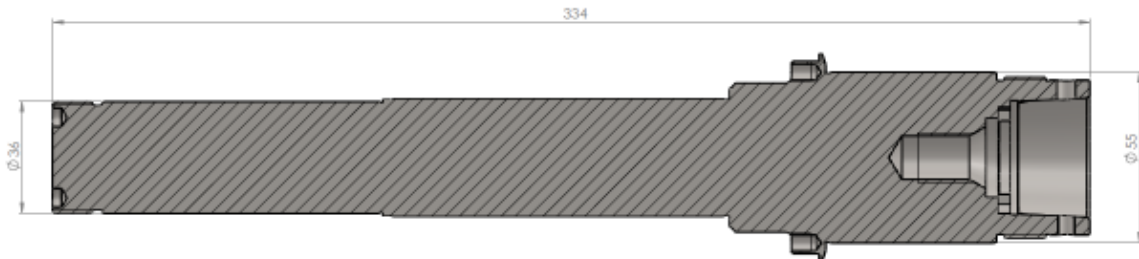
Krutost ležajeva i ležajnih mjesta je od velike važnosti pri konstrukciji brusnih vretena. Povećanjem krutosti sustava povećava se i prvog način vibriranja, što omogućava rad u podrezonancijskom području. U nastavku su razmotrena četiri tipa najčešće upotrebljivanih uležištenja. Te vrste uležištenja analizirane su na brusnom vretenu s direktnim pogonom prikazanim na slici 32.



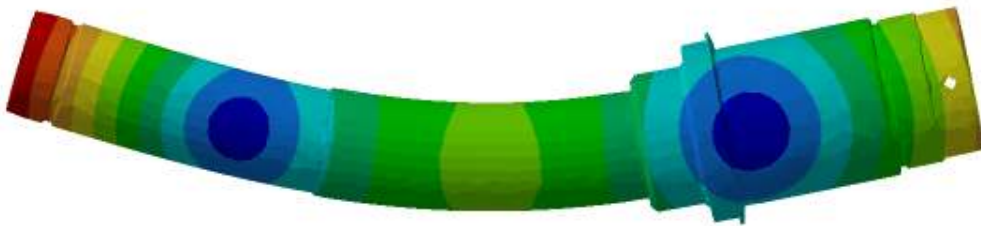
Slika 38. Tipovi uležištenja brusnih vretena

8.1. Analiza vlastitih frekvencija osovine

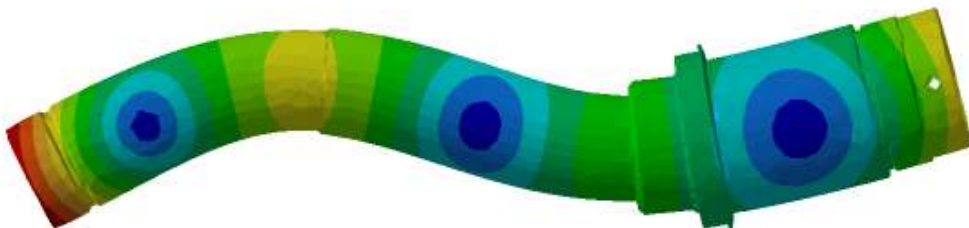
Prvo je napravljena modalna analiza osovine slobodne u prostoru u programskom paketu „Catia V5R19“.



Slika 39. Model osovine



Slika 40. Prva forma vibriranja, frekvencije 1607,9 Hz



Slika 41. Druga forma vibriranja, frekvencije 4359,18 Hz

8.2. Analiza vlastitih frekvencija osovine s pripadajućim rotirajućim elementima

Vibracijska analiza osovine motor vretena s pripadajućim rotirajućim elementima, zahtijeva poznavanje aksijalne i radijalne krutosti u ležajevima. Kod drugog i četvrtog tipa

uležištenja te vrijednosti su uzete iz kataloga, za vrijednost srednjeg prednapona u ležajevima. Nadalje, za prvi i treći tip uležištenja, kod kojeg je prednapon definiran silom u opruzi, što se vidi na slici 32., bilo je potrebno aproksimirati vrijednosti aksijalne i radijalne krutosti ležajeva.

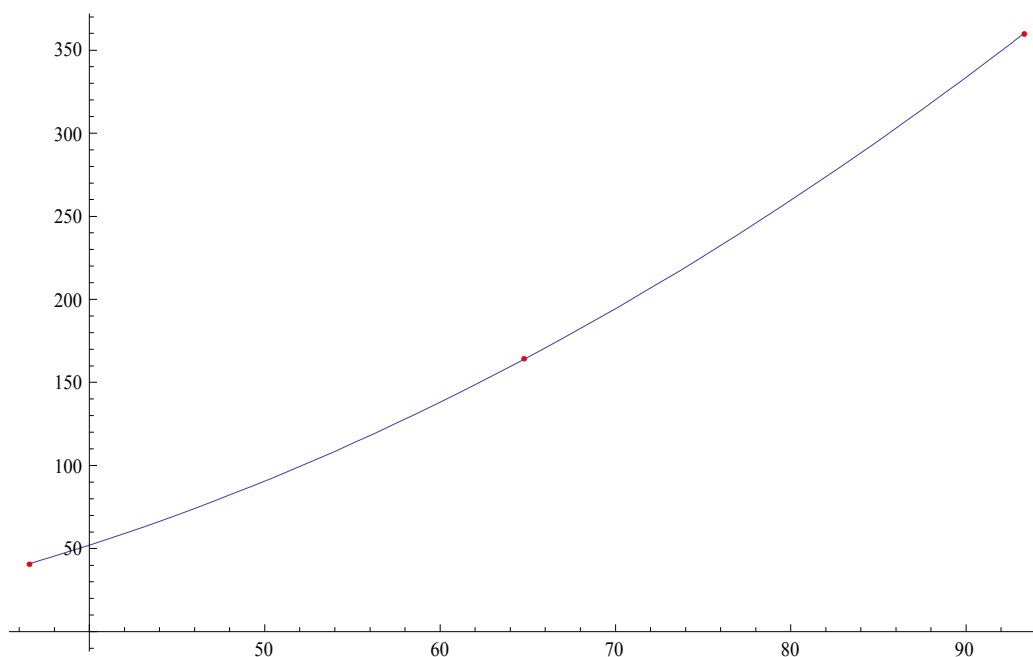
Kako bi što točnije definirali tražene vrijednosti u računalnom paketu „Wolfram Mathematica 7.0“ su pomoću poznatih vrijednosti iz kataloga dobivena dva polinoma drugog stupnja. Svaki od tih polinoma opisuje vrijednost aksijalne krutosti ležaja.

U nastavku su prikazane vrijednosti uzete iz FAG kataloga i njima pripadajući polinomi.

Interpolacija za ležaj: HCB71909-C-T-P4S

Tablica 1. Vrijednosti za ležaj HCB71909-C-T-P4S

Prednapon	L (lagani prednapon)	M (srednji prednapon)	H (teški prednapon)
Sila prednapona F_v , N	41	164	360
Aksijalna krutost c_a , N/ μm	36,6	64,8	93,3



Slika 42. Interpolacija kataloških vrijednosti polinomom drugog stupnja

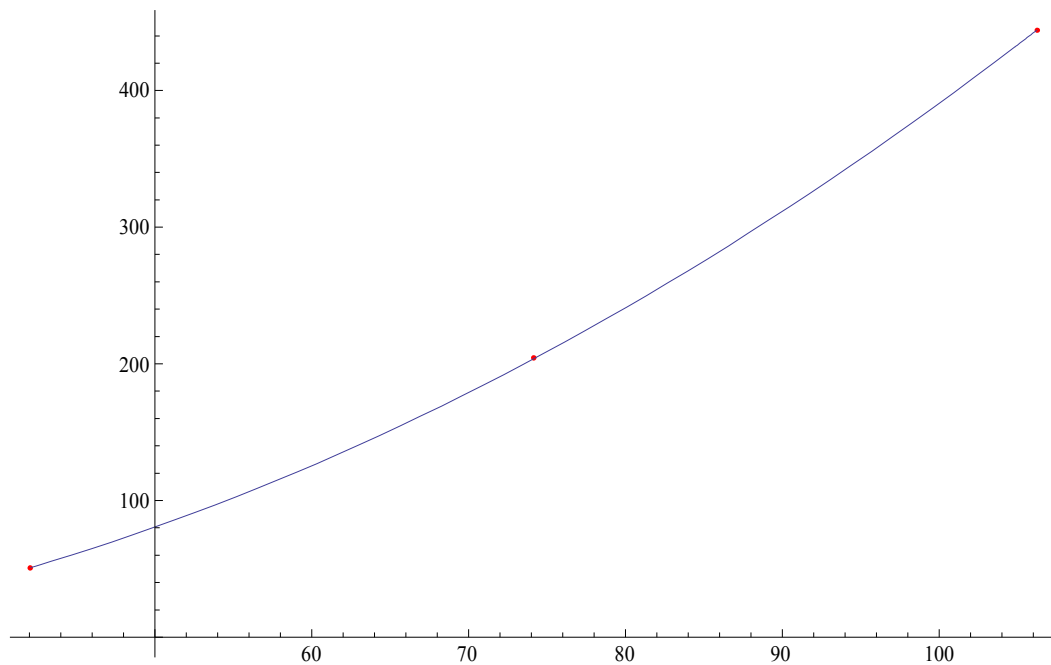
Polinom drugog stupnja:

$$-13,42 - 0,137x + 0,04436x^2 = y \quad (8.1)$$

Interpolacija za ležaj: HCB71911-C-T-P4S

Tablica 2. Vrijednosti za ležaj HCB71911-C-T-P4S

Prednapon	L	M	H
Sila prednapona F_v , N	51	204	444
Aksijalna krutost c_a , N/ μm	42,1	74,2	106,2



Slika 43. Interpolacija katalogskih vrijednosti polinomom drugog stupnja

Polinom drugog stupnja:

$$-16,44 - 0,193x + 0,0426x^2 = y \quad (8.2)$$

U nastavku su detaljnije opisana četiri tipa uležištenja i definirane su njihove radijalne i aksijalne krutosti ležajeva.

8.2.1. Prvi tip uležištenja

Kod tog tipa uležištenja sila prednapona u ležajevima je definirana preko sile u opruzi. Sila djeluje preko prstena (vidjeti sliku 32.) i pritišće vanjsku košuljicu zadnjeg unutarnjeg ležaja, pa u aksijalnom smjeru stvara prednapon. Na taj način, također preko osovine, pritišće unutarnju košuljicu vanjskog ležaja na prednjem ležajnom mjestu i stvara prednapon. Opruga, osim u svrhu stvaranja prednapona, služi i za kompenzaciju toplinske dilatacije osovine.

Kod tog tipa uležištenja je karakteristično da se sila pritiska izazvana oprugom, raspodjeljuje u omjeru 60 : 40 u korist ležaja bližeg opruzi. To znači da će unutarnji ležaj zadnjeg ležajnog mjesta imati silu prednapona vrijednosti 60% od sile u opruzi, a vanjski ležaj zadnjeg ležajnog mjesta 40%. Pošto se sila preko osovine prenosi na vanjski ležaj prednjeg ležajnog mjesta, tada će on imati silu prednapona u iznosu 60% od sile u opruzi, a unutarnji ležaj, na prednjem ležajnom mjestu, 40%.

Vrijednost sile u opruzi ovdje iznosi

$$F_o = 400 \text{ N}$$

Vrijednost sile prednapona u iznosu 60% sile u opruzi je:

$$F_{60\%} = F_o \cdot 0,6 = 240 \text{ N}$$

Vrijednost sile prednapona u iznosu 40% sile u opruzi je:

$$F_{40\%} = F_o \cdot 0,4 = 160 \text{ N}$$

Uvrštavanjem vrijednosti $F_{60\%}$ i $F_{40\%}$ u (1) i (2) daje aksijalnu krutost c_a za određeni tip ležaja i iznos sile prednapona.

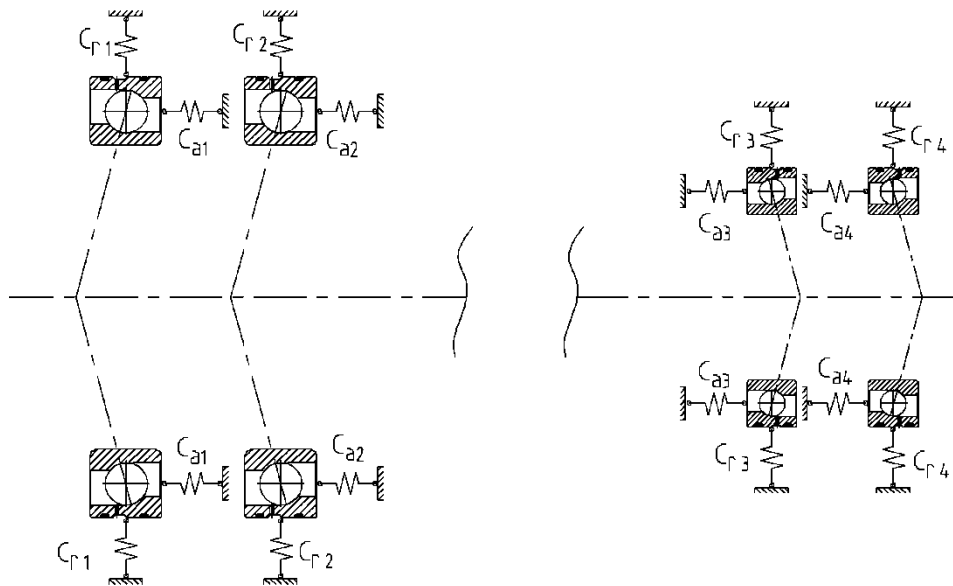
Prema katalogu radijalna krutost iznosi:

$$c_r \approx 6 \cdot c_a \quad (3)$$

Tablica 3. Izračunate vrijednosti za prvi tip uležištenja

Prednapon	HCB71911-C-T-P4S		HCB71909-C-T-P4S	
$F_{60\%}$	$c_{a1} = 80 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r1} = 480 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{a3} = 77 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r3} = 462 \text{ N}/\mu\text{m}$
$F_{40\%}$	$c_{a2} = 67 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r2} = 402 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{a4} = 64 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r4} = 384 \text{ N}/\mu\text{m}$

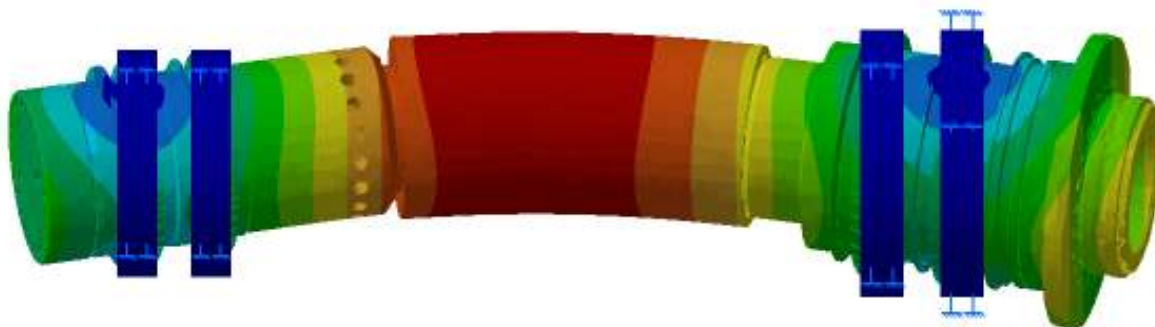
Računalna simulacija je napravljena u programskom paketu „Catia V5R19“. Rubni uvjeti, korišteni za taj tip uležištenja, su uklještenje vanjskih prstenova na prednjem i stražnjem ležajnom mjestu.



Slika 44. Shematski prikaz prvog tipa uležištenja



Slika 45. Prva aksijalna forma vibriranja, frekvencije 1093,7 Hz



Slika 46. Prva fleksijska forma vibriranja, frekvencije 1575,85 Hz

8.2.2. Drugi tip uležištenja

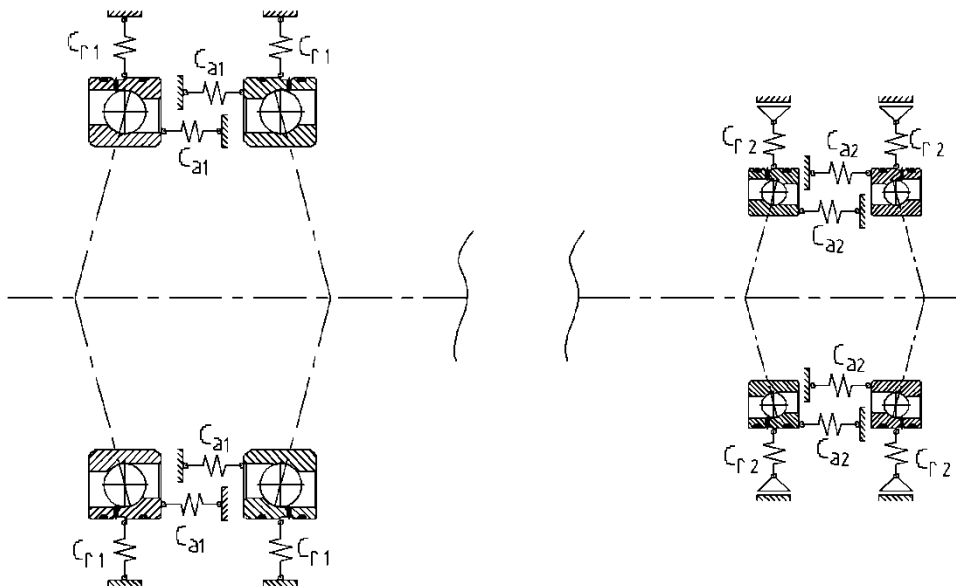
Kod tog tipa uležištenja sila prednapona u ležajevima je definirana u katalogu. Za *dupleks* ležajeve sa srednjim prednaponom kojeg nudi proizvođač.

Karakteristika tog tipa uležištenja je da je prednapon u prednjem i stražnjem ležajnom setu jednak. Dakle, vrijednosti aksijalnih krutosti su uzete iz kataloga, a vrijednosti radijalnih krutosti su izračunate prema (3).

Tablica 4. Vrijednosti za drugi tip uležištenja

Prednapon	HCB71911-C-T-P4S		HCB71909-C-T-P4S	
M - klasa	$c_{a1} = 74 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r1} = 444 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{a2} = 65 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r2} = 390 \text{ N}/\mu\text{m}$

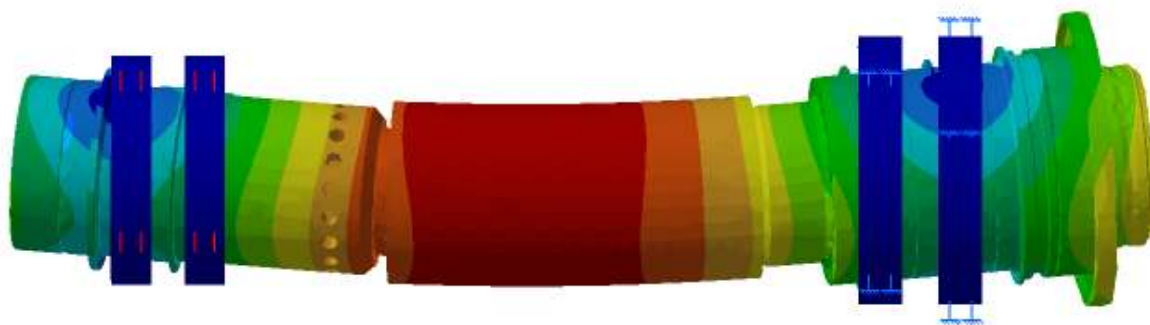
Rubni uvijeti korišteni za taj tip uležištenja su uklještenje vanjskih prstenova, na prednjem ležajnom mjestu, dok je na stražnjem ležajnom mjestu dozvoljen aksijalni pomak. U tom slučaju slobodan aksijalni pomak na zadnjem ležajnom mjestu služi za kompenzaciju toplinske dilatacije osovine.



Slika 47. Shematski prikaz drugog tipa uležištenja



Slika 48. Prva aksijalna forma vibriranja, frekvencije 767,02 Hz



Slika 49. Prva fleksijska forma vibriranja, frekvencije 1564,8 Hz

8.2.3. Treći tip uležištenja

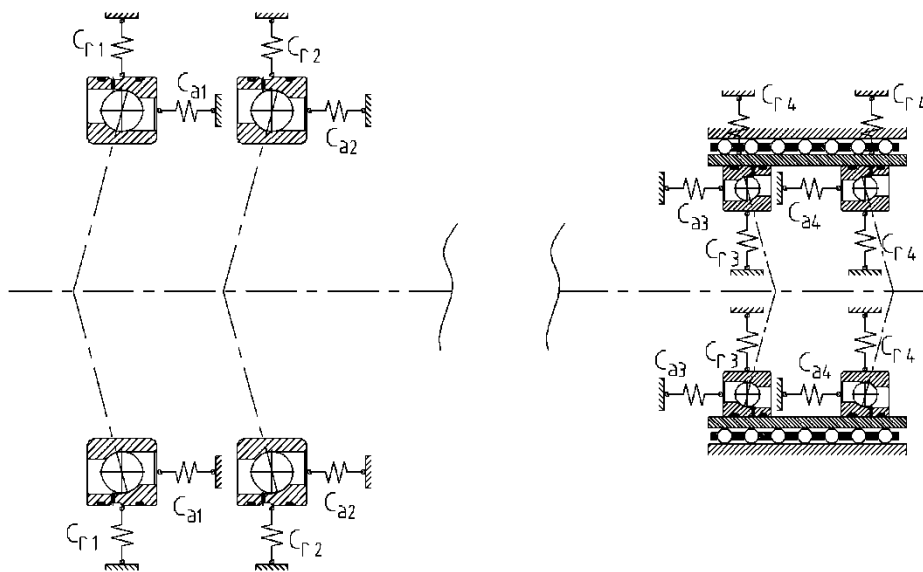
Kod tog tipa uležištenja, kao i kod prvog tipa, prednapon je definiran silom u opruzi. Za razliku od prvog tipa, tu se javlja još jedna konstanta krutosti, a odnosi se na kavezni ležaj unutar kojeg se nalazi zadnje ležajno mjesto. Namjena kaveznog ležaja je da omogući neometanu toplinsku dilataciju osovine. U prvom tipu uležištenja toplinsku dilataciju kompenzira opruga, ali takav tip uležištenja nije potpuno pouzdan. Naime, uslijed toplinskog širenja vanjske košuljice ležaja i centrifugalne sile kuglice koja na nju djeluje, može doći do stanja u kojem je sila trenja, između vanjskog prstena ležaja i pozicije u kojoj je uležišten, veća od sile u opruzi. U tom slučaju, osovina ne može slobodno toplinski dilatirati, što uzrokuje izvijanje osovine, a time i pojavu neželjenih vibracija.

Taj tip uležištenja, ima istu silu opruge kao i prvi, pa su iste vrijednosti aksijalnih i radijalnih komponenti, uz dodatak radijalne komponente kaveznog ležaja. Pošto proizvođač ne nudi informaciju o radijalnoj krutosti kaveznog ležaja, njena vrijednost je pretpostavljena.

Tablica 5. Izračunate vrijednosti za treći tip uležištenja

Prednapon	HCB71911-C-T-P4S		HCB71909-C-T-P4S		Kavezni ležaj
$F_{60\%}$	$c_{a1} = 80 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r1} = 480 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{a3} = 77 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r3} = 462 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r4} = 400 \text{ N}/\mu\text{m}$
$F_{40\%}$	$c_{a2} = 67 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r2} = 402 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{a4} = 64 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r4} = 384 \text{ N}/\mu\text{m}$	

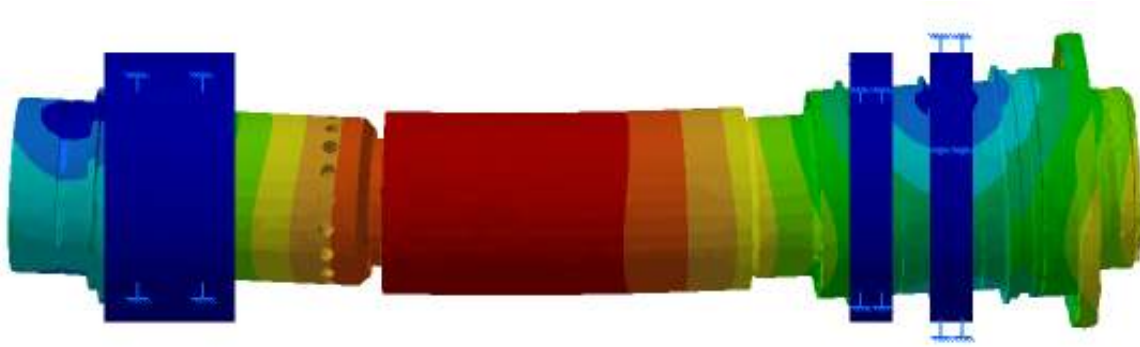
Rubni uvjeti za taj tip uležištenja su uklještenje vanjskih košuljica prednjeg ležajnog mjesta, a kod zadnjeg ležajnog mjesta je onemogućen pomak u aksijalnom smjeru, dok je u radijalnom smjeru određen s krutosti kaveznog ležaja.



Slika 50. Shematski prikaz trećeg tipa uležištenja



Slika 51. Prva aksijalna forma vibriranja, frekvencije 1093,53 Hz



Slika 52. Prva fleksijska forma vibriranja, frekvencije 1472,6 Hz

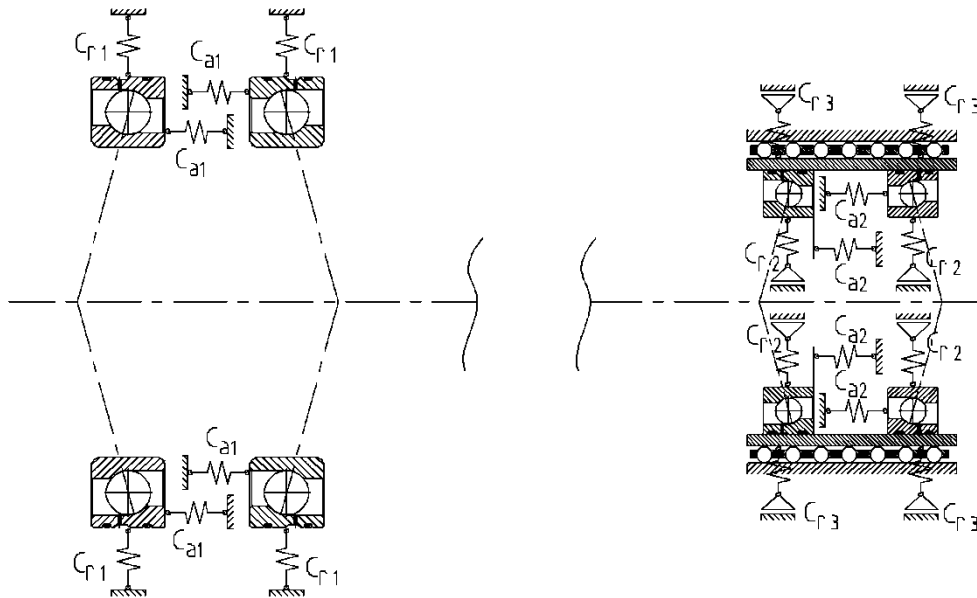
8.2.4. Četvrti tip uležištenja

U tom slučaju su kao i u drugom tipu uležištenja, vrijednosti aksijalnih i radijalnih krutosti ležajeva u prednjem i stražnjem ležajnom mjestu iste za oba ležaja. Na zadnjem ležajnom mjestu dodan je kavezni ležaj kao i u trećem tipu uležištenja. Njegova radijalna krutost je pretpostavljena kao i u prethodnom slučaju.

Tablica 6. Vrijednosti za četvrti tip uležištenja

Prednapon	HCB71911-C-T-P4S		HCB71909-C-T-P4S		Kavezni ležaj
M - klasa	$c_{a1} = 74 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r1} = 444 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{a2} = 65 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r2} = 390 \text{ N}/\mu\text{m}$	$c_{r3} = 400 \text{ N}/\mu\text{m}$

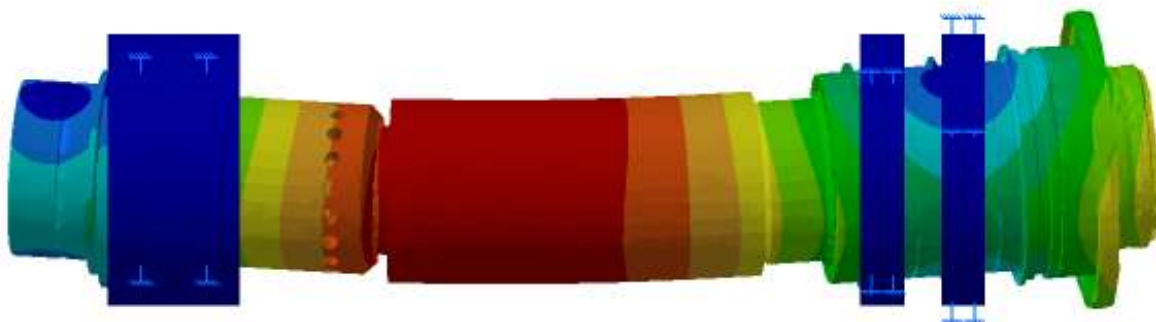
Rubni uvjeti za taj slučaj su uklještenje vanjskih prstenova na prednjem ležajnom mjestu. Na zadnjem ležajnom mjestu dozvoljen je pomak u aksijalnom smjeru, dok je u radijalnom ograničen s krutošću kaveznog ležaja.



Slika 53. Shematski prikaz četvrtog tipa uležištenja



Slika 54. Prva aksijalna forma vibriranja, frekvencije 767,02 Hz



Slika 55. Prva fleksijska forma vibriranja, frekvencije 1458,53 Hz

8.3. Analiza rezultata

Tablica 7. Pregled rezultata

Tipovi uležištenja	Prva aksijalna vlastita frekvencija	Prva fleksijska vlastita frekvencija
Prvi tip	$\omega = 1093,7$ Hz	$\omega = 1572,85$ Hz
Drugi tip	$\omega = 767,02$ Hz	$\omega = 1564,8$ Hz
Treći tip	$\omega = 1093,53$ Hz	$\omega = 1472,6$ Hz
Četvrti tip	$\omega = 767,02$ Hz	$\omega = 1458,53$ Hz

Razmatranjem rezultata iz tablice 7. može se zaključiti da različiti tipovi uležištenja različito utječu na krutost sustava. Ako usporedimo prvi i drugi tip uležištenja, vidljivo je da slobodni pomak zadnjeg ležajnog mjesta, kod drugog tipa uležištenja, znatno utječe na smanjene prve aksijalne vlastite frekvencije, dok je vrijednost prve fleksijske vlastite frekvencije gotovo neznatno promijenjena. Uvođenjem kaveznog ležaja, u treći i četvrti tip uležištenja, smanjena je radijalna krutost zadnjeg ležajnog mjesta, stoga su i prve fleksijske vlastite frekvencije nešto niže za razliku od prvog i drugog tipa uležištenja.

Pošto u programskom paketu u kojemu je rađena računalna simulacija, nije moguće potpuno i realno definirati rubne uvijete, vrijednosti aksijalnih komponenti prvog i trećeg, drugog i četvrtog su jednake. Naime, u realnom slučaju, aksijalne forme vibriranja će za drugi i treći slučaj biti manje. Ugradnjom kaveznog ležaja sila trenja u aksijalnom smjeru će biti zanemariva u odnosu na silu trenja između vanjskog prstena ležaja i pozicije unutar koje on kliže.

9. MJERENJA

Mjerenja su obavljena na istom motor-vretenu za koji je prethodno napravljena analiza formi vibriranja. Radi se o brusnom motor-vretenu koje je konstruirano za vertikalnu ugradnju s brusnom pločom prema gore. Bitno je napomenuti da su mjerenja izvršena bez alata (brusne ploče).



Slika 56. 3-D model motor-vretena

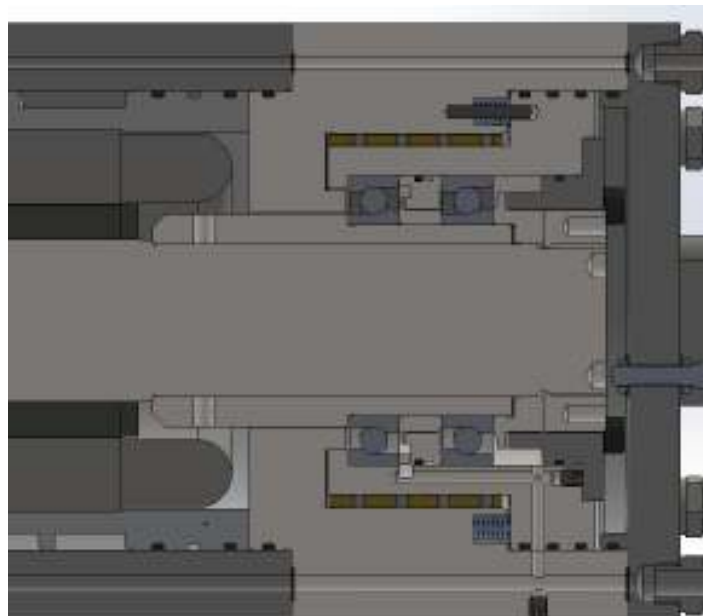
Mjerenja su izvršena u firmi HSTEC u Zadaru, pomoću SKF AX Microlog uređaja kojeg firma posjeduje.



Slika 57. Mjerni uređaj SKF

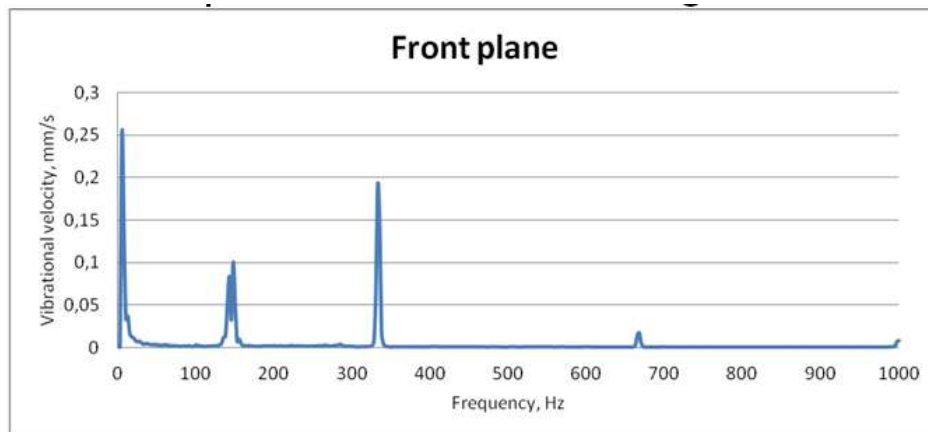
9.1. Mjerenja na izvedbi s kavezim ležajem

Prvo mjerenje je izvršeno dok je motor imao izvedbu s kavezim ležajem na zadnjem ležajnom mjestu.

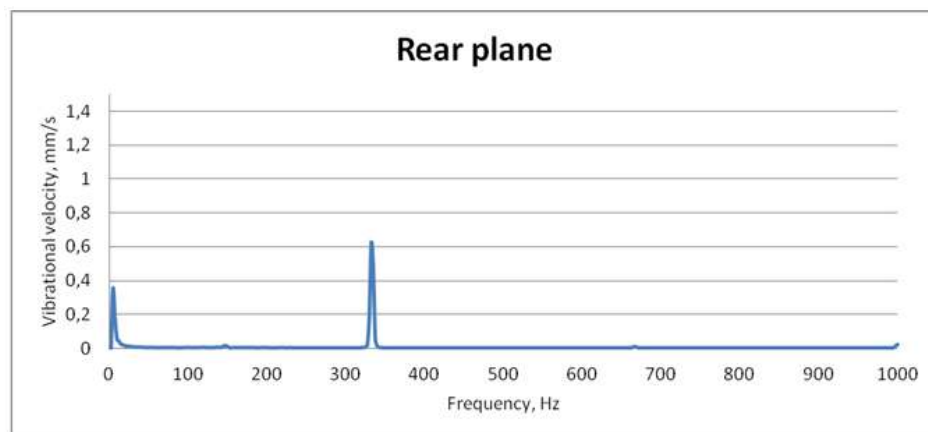


Slika 58. Izvedba s kavezim ležajem na zadnjem ležajnom mjestu

Tijekom mjerenja vibracijske brzine uočeno je da se motor-vretno ponaša izuzetno dobro, u području do 18000 1/min, vidi sliku 59. i sliku 60.

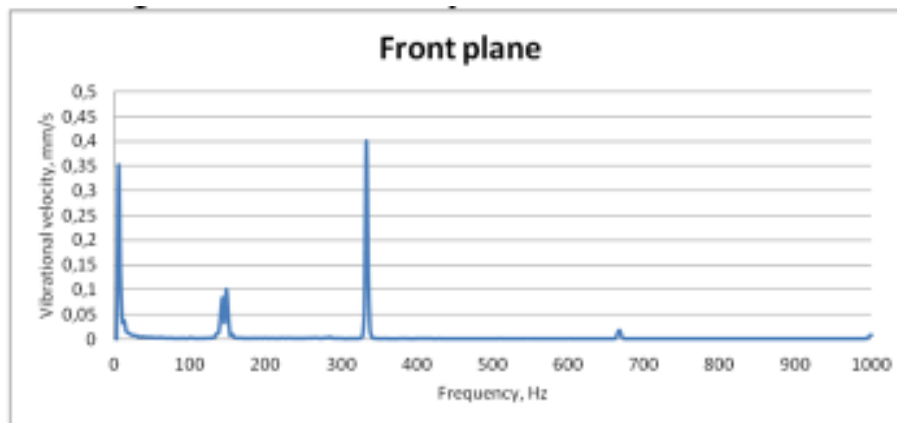


Slika 59. Vibracijska brzina na prednjem ležajnom mjestu, pri 18000 1/min

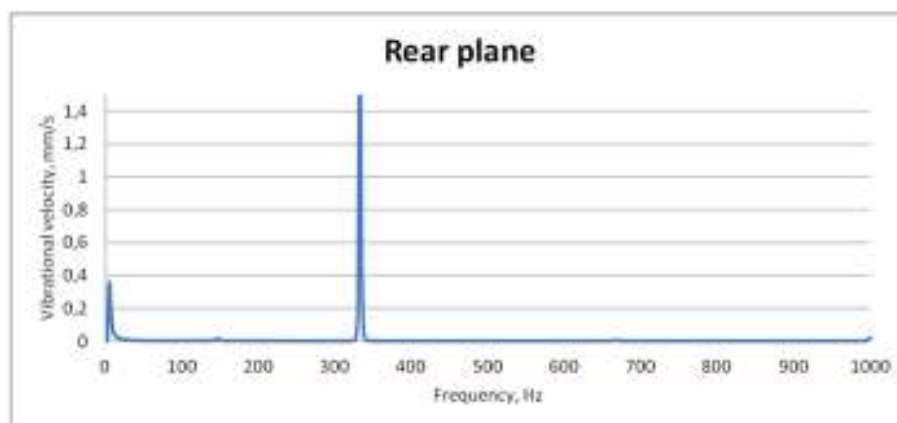


Slika 60. Vibracijska brzina na zadnjem ležajnom mjestu, pri 18000 1/min

Nakon porasta brzine vrtnje iznad 18000 1/min, dolazi do pogoršavanja. Vibracijska brzina u tom području počinje rasti i dolazi u neprihvatljivo područje, vidi sliku 61.



Slika 61. Vibracijska brzina na prednjem ležajnom mjestu, pri 20000 1/min



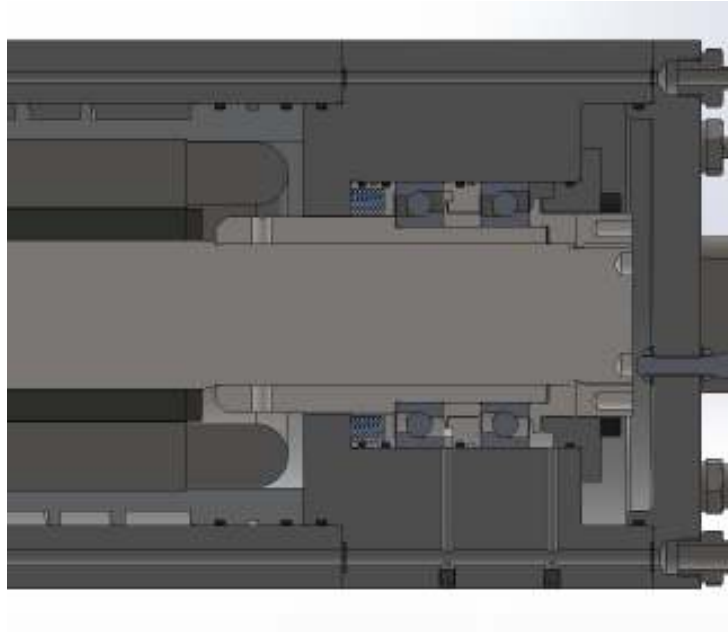
Slika 62. Vibracijska brzina na zadnjem ležajnom mjestu, pri 20000 1/min

Nakon samo dvije minute vibracijsko ponašanje motor-vretena se znatno pogoršalo. Budući da su vibracije stalno rasle, može se zaključiti da je uzrok zagrijavanje. Naime, na kavezu radijalnog ležaja, uslijed toplinskog širenja, povećava se zračnost između kuglica i kaveza, pa je njegovo gibanje uglavnom slobodno, odnosno nije ga moguće kontrolirati.

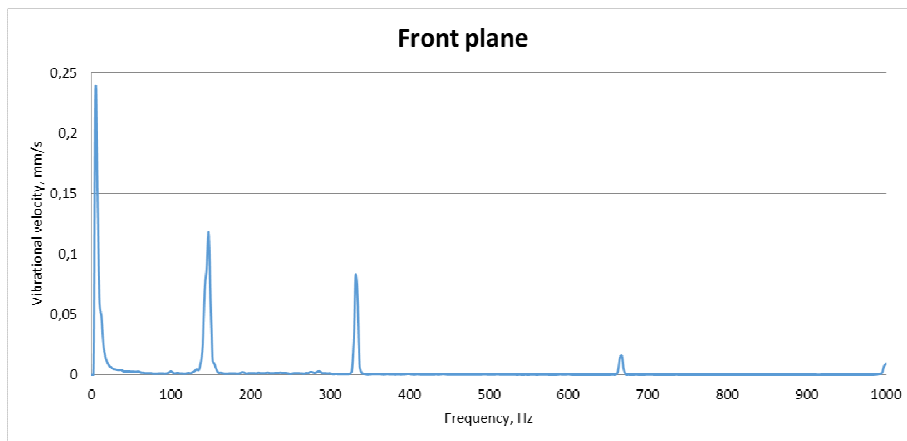
Taj tip uležištenja nije primjeren za ovo ispitno vreteno, budući da se zahtijeva frekvencija vrtnje do 30000 1/min.

9.2. Mjerenja na izvedbi bez kaveznog ležaja

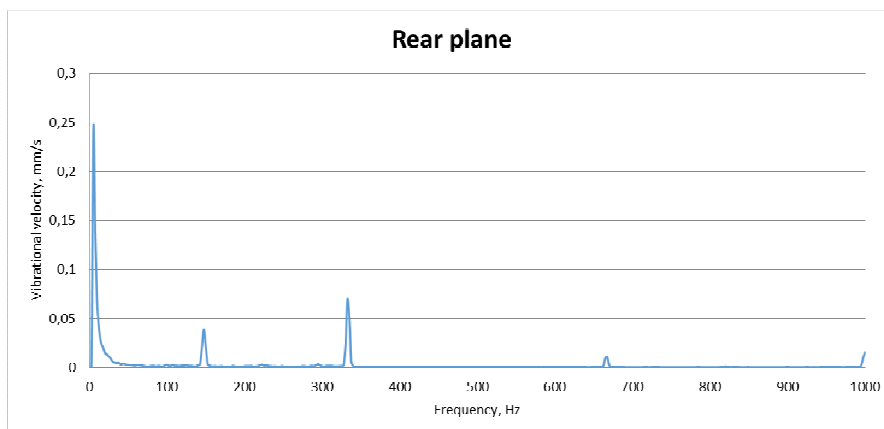
U narednoj analizi uzeto je uležištenje bez kaveznog ležaja, kao što je prikazano na slici 63.



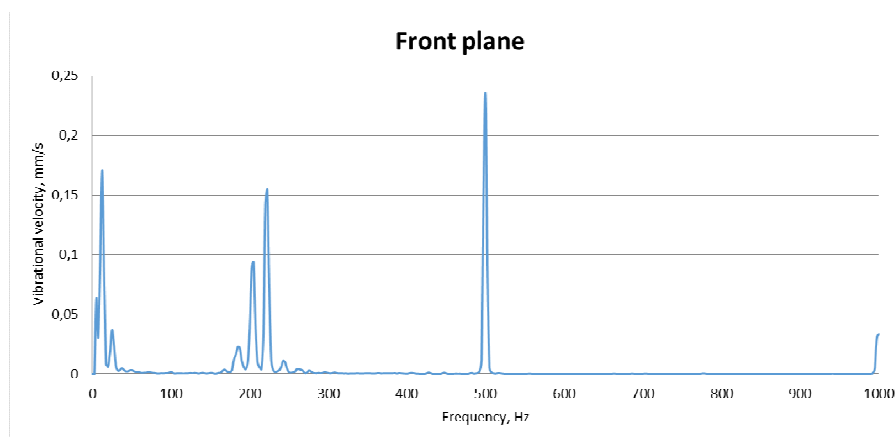
Slika 63. Izvedba bez kaveznog ležaja na zadnjem ležajnom mjestu



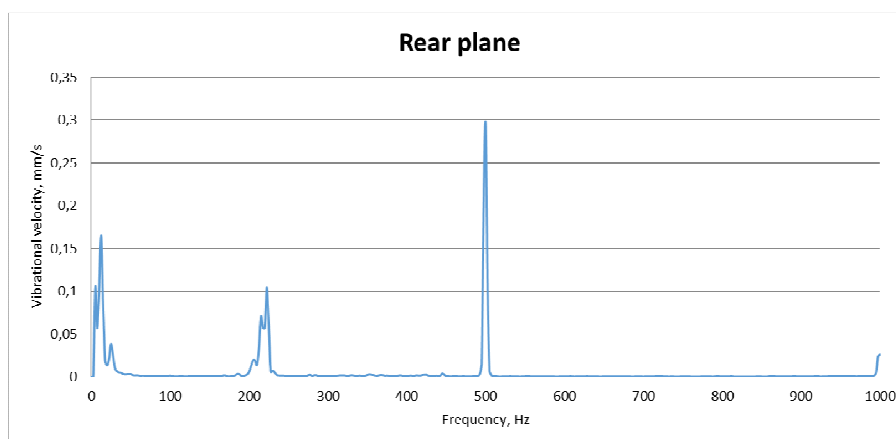
Slika 64. Vibracijska brzina na prednjem ležajnom mjestu, pri 20000 1/min



Slika 65. Vibracijska brzina na zadnjem ležajnom mjestu, pri 20000 1/min



Slika 66. Vibracijska brzina na prednjem ležajnom mjestu, pri 30000 1/min



Slika 67. Vibracijska brzina na zadnjem ležajnom mjestu, pri 30000 1/min

9.3. Analiza mjerenja

Na temelju provedenih mjerenja i analiza može se zaključiti da su brusna motor-vretena posebno osjetljiva na vibracijsko ponašanje u nekim konstrukcijama ležajnih mjesta. Očito je da različite konstrukcije ležajnih mjesta nemaju presudan utjecaj pri niskim brzinama vrtnje, već pri višim, ovdje iznad 20000 1/min.

Promatranjem dijagrama izmjerenih vrijednosti može se zaključiti da izvedba s kaveznim ležajem na zadnjem ležajnom mjestu, pri brzinama vrtnje iznad 20000 1/min, prelazi u neprihvatljivo vibracijsko područje.

Ako obratimo pozornost na prije provedenu računalnu simulaciju, vidljivo je da je forma vibriranja s najnižom frekvencijom ustvari aksijalna. Stoga, može se tvrditi, i vidljivo

je iz rezultata mjerenja, da su kavezni ležajevi manje aksijalne krutosti. Manja aksijalna krutost ima za posljedicu, također, i manju radijalnu krutost u ležajevima na osovini, s tim da kavezni ležaj ima i svoju radijalnu krutost, koja je manja od krutosti pozicije u kojoj se ležajevi nalaze kod izvedbe bez kaveznog ležaja. Iz svega navedenog, za očekivati je da će izvedba bez kaveznog ležaja imati veću krutost kako je i mjerenje pokazalo.

Važno je napomenuti da ovo ne znači da je izvedba bez kaveznog ležaja bolja od one s kaveznim ležajem. Motor-vretena s kaveznim ležajem nalaze svoju primjenu kod nižih brzina vrtnje pri velikim opterećenjima. Velika opterećenja uzrokuju velika zagrijavanja a time i velike toplinske dilatacije osovine. Za takve slučajeve izvedba s kaveznim ležajem omogućuje slobodnu dilataciju osovine, dok kod izvedbe bez kaveznog ležaja može doći do upinjanja osovine, a time i do njenog izvijanja, što može uzrokovati velika oštećenja motor-vretena.

Zbog toga je potrebno istaknuti važnost pravilnog odabira tipa uležištenja kod visokih brzina vrtnje i visokih opterećenja. Veliku pozornost treba posvetiti balansiranju, odnosno omogućiti što točnije i jednostavnije provođenje balansiranja, kako bi se polučila veća trajnost vretena i veća točnost brušenja.

10. ZAKLJUČAK

Analizom rezultata računalne simulacije i analizom rezultata dobivenih mjerenjem, može se preporučiti da, pri konstrukciji motor-vretena, treba obratiti pozornost na odabir tipa uležištenja i veličini opterećenja motor-vretena uslijed obrade.

Pogrešnim odabirom tipa uležištenja dolazi do pojave neželjenih vibracija. Pojavom vibracija značajno je narušena stabilnost sustava. To ima za posljedicu smanjene vijeka trajanja motor-vretena i nepreciznost kod obrade, što je neprihvatljivo.

Dakle, konstruktor, treba posvetiti pozornost izboru tipa uležištenja, tj. pronaći optimum između brzine vrtnje, opterećenja motor-vretena tijekom obrade, te zahtijevane preciznosti, kako bi odabrao tip uležištenja koji mu to omogućuje.

Od velikog značaja, pri konstruiranju motor-vretena, je upravo iskustvo konstruktora, a izravna mjerenja tijekom izrade omogućavaju donošenje pouzdanih zaključaka o primjerenom tipu uležištenja.

LITERATURA

- [1] Šavar, Š., Obrada odvajanjem čestica II dio, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 1990.
- [2] Stegić, M., Teorija vibracija linearnih diskretnih mehaničkih sustava, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 1996.
- [3] Den Hartog, J.P., Mechanical vibrations, McGraw-Hill, New York 1956.
- [4] Kraut, B., Krautov strojarski priručnik, AXIOM, Zagreb 1997.
- [5] Marin Juran, Diplomski rad, Zagreb 2007.
- [6] FAG katalog, 2011.
- [7] SKF katalog, 2007.
- [8] <http://www.dittel.com/>