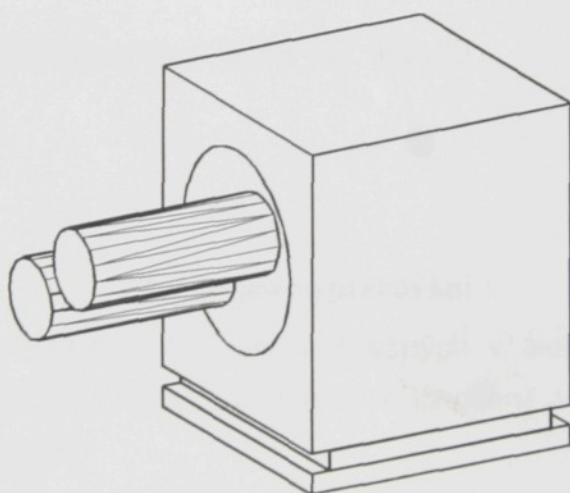


TECHNICKÁ UNIVERZITA LIBEREC

FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA TECHNICKÉ DIAGNOSTIKY

ULOŽENÍ BUBNU
NAVÍJEČKY ND 300.2D



Diplomant:

Miroslav Novák

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Drahomír Fencel, CSc.

Počet stran: 58

Počet obrázků: 38

Počet tabulek: 14

Počet příloh: 3

Fakulta strojní

Katedra : technické diagnostiky

Školní rok : 1997/98

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro Miroslava NOVÁKA

obor konstrukce strojů a zařízení

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č.172/1990 Sb. o vysokých školách určuje tuto diplomovou práci :

Název tématu : Uložení bubnu navíječky ND 300.2D

Zásady pro vypracování :

Společnost TRIMA Turnov vyrábí navíječky skelných vláken, u jejichž funkce se projevují určité obtíže. Pro objektivní zhodnocení vlastností uložení bubnu navíječky zpracujte:

1. Rozbor sil působících na ložiska bubnu (statické reakce, dynamické složky).
2. Teoretický rozbor vlivu radiální vůle (předpětí) ložiska NN 3012 a axiálního předpětí dvojice ložisek 7211 na přesnost uložení, trvanlivost ložisek, na přípustné maximální otáčky a podmínky záběhu.
3. Rozbor vlivu obvodové a axiální vůle lamel bubnu na kvalitu vyvažování bubnu.
4. Návrh vhodných úprav uložení a jejich konstrukční zpracování.
5. Analýzu vibrací navíječek v dosavadním uspořádání a předpokládané chování po realizaci úprav.
6. Návrh metodiky měření chování stroje pro přejímku nových navíječek a opravených vřeten spolu s návrhem mezních hodnot vibrací.

Rozsah grafických prací : Zpráva s cca 40 stránkami textu spolu s příslušnými

Rozsah průvodní zprávy : výkresy

Seznam odborné literatury : Výkresová dokumentace TRIMA

Program SKF Cadalog

Výzkumné zprávy KTD

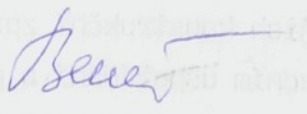
Vedoucí diplomové práce : Ing. Drahomír Fencel, CSc

Konzultant : Prof. Ing. Štěpán Beneš, CSc

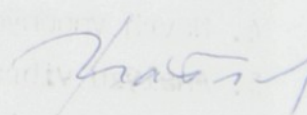
Zadání diplomové práce : 31. 10. 1997

Termín odevzdání diplomové práce : 29. 5. 1998

L.S.


Prof. Ing. Štěpán Beneš, CSc

Vedoucí katedry


Doc. Ing. Ludvík Prášil,

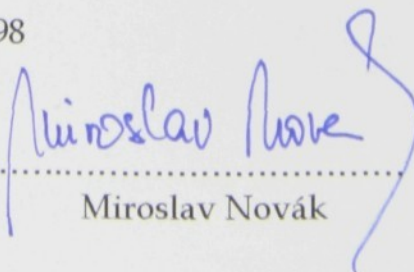
Děkan

V Liberci dne 31.10.1997

MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ:

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci dne 28. května 1998


.....
Miroslav Novák

ANOTACE:

Diplomová práce se zabývá rozbořem uložení vřetene navíjecího bubnu navíječek skelných vláken ND 300.2D. Silné vibrace bubnu za provozu způsobují snížení životnosti ložisek uložení a nekvalitní návin. Aplikací poznatků z oboru uložení valivých ložisek a technické diagnostiky byly navrženy úpravy vedoucí k odstranění problémů.

ANNOTATION:

Final project focuses on problems with spindle mount of collets on automatic forming winders ND 300.2D. Strong operational vibrations of the collet cause shorter life of the spindle bearings and low quality cake. Application of the knowledge gained from the field of bearing mounting and technical diagnosis eliminates disturbing vibrations.

PODĚKOVÁNÍ:

Děkuji touto cestou vedoucímu diplomové práce Ing. Drahomíru Fenclovi, CSc. a konzultantovi Prof. Ing. Štěpánu Benešovi, CSc. za odborné vedení a podnětné rady při vypracování diplomové práce.

OBSAH

1	ÚVOD.....	10
2	ROZBOR ZÁKLADNÍ TRVANLIVOSTI LOŽISEK.....	12
2.1	ROZBOR SIL PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKA	12
2.1.1	Reakce od tíhových sil působící na ložiska	12
2.1.1.1	Výpočet polohy těžiště bubnu.....	12
2.1.1.2	Reakce od tíhových sil působící na ložiska.....	14
2.1.1.2.1	Záběh.....	14
2.1.1.2.2	Provoz.....	14
2.1.2	Reakce způsobené nevývahou bubnu.....	15
2.1.2.1	Statická nevývaha.....	15
2.1.2.2	Dvojitá nevývaha.....	16
2.1.3	Axiální síly	18
2.1.4	Shrnutí výsledků rozboru sil.....	18
2.2	ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISEK.....	18
2.2.1	Teorie	18
2.2.2	Výpočet trvanlivosti ložisek	20
2.2.2.1	Výpočet trvanlivosti dvojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211 CD	20
2.2.2.2	Výpočet trvanlivosti dvojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211 ACD	21
2.2.2.3	Výpočet trvanlivosti dvouřadového válečkového ložiska NN 3012.....	21
2.3	MINIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ	22
2.3.1	Výpočet minimálního zatížení pro dvojici ložisek 7211	22
2.3.2	Výpočet minimálního zatížení pro válečkové ložisko NN 3012.....	22
2.3.3	Porovnání hodnot minimálního a skutečného zatížení	23
2.4	DOMAZÁVACÍ INTERVALY.....	23
2.5	SHRUTÍ ROZBORU TRVANLIVOSTI	24
3	ROZBOR VLIVU VŮLE A PŘEDPĚTÍ LOŽISEK.....	25
3.1	TEORIE.....	25
3.1.1	Ložisková vůle.....	25
3.1.2	Předpětí	26
3.1.2.1	Druhy předpětí	26
3.1.2.2	Účel předpětí ložisek	26
3.2	NASTAVENÍ VŮLE A PŘEDPĚTÍ.....	27
3.2.1	Nastavení vůle a předpětí jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211.....	27
3.2.2	Nastavení vůle a předpětí válečkového ložiska s kuželovou dírou NN 3012.....	28
3.3	ROZBOR VLIVU VŮLE A PŘEDPĚTÍ NA PŘESNOST ULOŽENÍ	29
3.3.1	Výpočtové vztahy pro pružná posunutí valivých ložisek	29
3.3.2	Výpočet vlivu předpětí dvojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211 na přesnost uložení 30	
3.3.2.1	Výpočet pružných posunutí ložisek 7211	30
	Vliv axiální vůle a předpětí ložisek 7211 CD na přesnost uložení:	32
	Vliv axiální vůle a předpětí ložisek 7211 ACD na přesnost uložení:	34
3.3.3	Výpočet vlivu předpětí ložiska NN 3012 na přesnost uložení	37
3.3.3.1	Výpočet pružných posunutí válečkového ložiska NN 3012.....	37
3.3.3.2	Vliv radiálního předpětí ložiska NN 3012 na přesnost uložení	38
3.4	ROZBOR VLIVU PŘEDPĚTÍ NA TRVANLIVOST LOŽISEK.....	39
3.4.1	Vliv axiálního předpětí třídy GA, GB, GC na trvanlivost dvojice ložisek 7211	39
3.4.2	Vliv radiálního předpětí na trvanlivost ložiska NN 3012	41
3.5	ROZBOR VLIVU PŘEDPĚTÍ NA MINIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ	43
3.5.1	Vliv předpětí na minimální zatížení ložisek 7211	43
3.5.2	Vliv předpětí na minimální zatížení ložiska NN 3012	43

3.6	ROZBOR VLIVU PŘEDPĚTÍ NA PŘÍPUSTNÉ MAXIMÁLNÍ OTÁČKY	44
3.6.1	Přípustné otáčky pro ložiska 7211	44
3.6.2	Přípustné otáčky pro ložisko NN 3012	44
4	PROBLEMATIKA VYVAŽOVÁNÍ BUBNU	45
4.1	VLIV POSUNU LAMEL NA KVALITU VYVAŽOVÁNÍ	45
4.1.1	Vliv axiální vůle	45
4.1.2	Vliv obvodové vůle	46
4.2	PROVOZNÍ VYVAŽOVÁNÍ BUBNU	46
5	ANALÝZA VIBRACÍ NAVÍJEČEK	48
5.1	PROVOZNÍ TVARY KMITŮ	48
5.2	PŮVODNÍ STAV KMITÁNÍ PŘED ÚPRAVAMI	49
5.3	SNÍŽENÍ VIBRACÍ VYMEZENÍM VŮLÍ	50
5.4	SNÍŽENÍ VIBRACÍ PRUŽNÝM ULOŽENÍM NAVÍJEČKY	52
5.4.1	Základní principy izolace vibrace a rázu	52
5.4.2	Vlastní aplikace pružného uložení navíječky	54
6	NÁVRH METODIKY MĚŘENÍ PRO PŘEJÍMKU NAVÍJEČEK	56
7	ZÁVĚR	57
8	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY:	58

Seznam příloh:

- Příloha č. 1 – Výkres sestavy včetně bubnu navíječky ND 300.2D
 Příloha č. 2 – Propagační leták navíječek skelných vláken ND 300
 Příloha č. 3 – Obrazová příloha

Tabulky:

Tab. 1 – Výsledky rozboru sil	18
Tab. 2 – Ekvivalentní dynamická zatížení ložisek	21
Tab. 3 – Porovnání hodnot skutečného a minimálního radiálního zatížení ložisek	23
Tab. 4 – Domazávací intervaly pro mazání tukem	23
Tab. 5 – Pružné deformace ložisek 7211 v závislosti na zatěžující axiální síle	30
Tab. 6 – Deformace ložisek 7211 v závislosti na třídě předpětí	36
Tab. 7 – Pružné deformace ložiska NN 3012 v závislosti na zatěžující radiální síle	37
Tab. 8 – Vliv radiálního předpětí ložiska NN 3012 na přesnost uložení	38
Tab. 9 – Vliv axiálního předpětí ložisek 7211 na trvanlivost	41
Tab. 10 – Vliv předpětí ložiska NN 3012 na snížení trvanlivosti	42
Tab. 11 – Mezní otáčky dvojice ložisek 7211 montované zády k sobě	44
Tab. 12 – Porovnání hodnot vibrací točny (číslování podle obr. 28)	51
Tab. 13 – Porovnání amplitud zrychlení kmitů bodů na točně po provedených úpravách	55
Tab. 14 – Porovnání amplitud zrychlení kmitů bodů na spodku rámu po provedených úpravách	55
Tab. 15 – Porovnání amplitud zrychlení kmitů podlahy	55

Použitá označení:

m_B hmotnost bubnu [kg]	d_m střední průměr ložiska [mm]
m_N ... hmotnost návinnu [kg]	n_r přípustné otáčky pro mazání olejem [min^{-1}]
m_H ... hmotnost hřídele [kg]	G_m předpětí dvojice ložisek po montáži [N]
Q_H tíha hřídele [N]	$G_{A,B,C}$ předpětí dvojice ložisek před montáží, [N]
Q_B tíha bubnu [N]	f koeficient velikosti ložiska
Q_N tíha návinnu [N]	f_1 opravný koeficient podle stykového úhlu
Q_{B+H} . tíha bubnu s návinnem [N]	f_2 opravný koeficient podle třídy předpětí
F_A reakce uložení s ložiskem 7211 [N]	B_a axiální posunutí ložiska [mm]
F_A reakce uložení s ložiskem NN 3012 [N]	e koeficient závisející na typu ložiska
m_R hmotnost rotoru [kg]	c požadovaná změna vůle (předpětí)
F_O odstředivá síla [N]	α stykový úhel [$^\circ$]
ε_S statické vystředění hmoty rotoru [mm]	Q normální síla mezi valivým tělesem a
ε_D dynamické vystředění hmoty rotoru [mm]	drážkou [N]
g tíhové zrychlení [m/s^2]	d_0 průměr valivého tělesa [mm]
n otáčky [s^{-1} ; min^{-1}]	l_a efektivní délka válečku [mm]
ω úhlová frekvence [rad/s]	z počet valivých těles
m hmotnost [kg]	i počet řad valivých těles
a zrychlení [m/s^2]	D vnější průměr vnějšího kroužku ložiska [mm]
L_{10} základní trvanlivost [miliony otáček]	d průměr díry vnitřního kroužku ložiska [mm]
L_{10h} .. základní trvanlivost [provozní hodiny]	q_1 koeficient
C dynamická únosnost [N]	δ_a axiální posunutí středu ložiska [μm]
C_0 statická únosnost [N]	δ_r radiální posunutí středu ložiska [μm]
P ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N]	G_m předpětí v zamontovaném ložisku [N]
p exponent rovnice trvanlivosti	K_a vnější axiální zatížení na jednotlivém ložisku [N]
F_r radiální složka zatížení ložiska [N]	M moment [N.m]
F_a axiální složka zatížení ložiska [N]	r poloměr [m]
X koeficient radiálního zatížení	f_0 přirozená netlumená rezonanční frekvence soustavy hmota + pružina [Hz]
Y_1, Y_2 koeficienty axiálního zatížení	$1/Q$.. měřítko tlumení systému
F_{rm} ... minimální radiální zatížení [N]	ξ poměrné tlumení
k_r součinitel minimálního radiálního zatížení	c_c koeficient kritického tlumení
v viskozita oleje při provozní teplotě [mm^2/s]	

1 ÚVOD

Společnost TRIMA s.r.o. Turnov je výrobcem strojů a dílů pro sklářský průmysl. Jedním z jejich výrobků jsou i automatické navíječky skelných vláken ND 300, které firma nabízí ve dvou provedeních. Typ ND 300.1S má jeden navíjecí buben. Navíječky typu ND 300.2D jsou vybaveny dvěma nezávisle poháněnými navíjecími bubny. Po dosažení požadovaného návinu se automaticky vymění plný buben za druhý prázdný s připravenými špulkami. Toto řešení výrazně zvyšuje produktivitu práce a snižuje množství odpadu vzniklého při výměně plných cívek za prázdné. Vřetena na nichž je buben uložen jsou poháněna indukčními motory, jejichž otáčky lze plynule nastavit pomocí frekvenčního měniče. To umožňuje uzpůsobit rychlost navíjení skelného vlákna podle vrstvy návinu a tím dosáhnout rovnoměrné síly vlákna a kvalitního návinu. Součástí navíječky je i řídící automat, který umožňuje naprogramovat všechny hlavní parametry navíjení podle požadavků technologie u konkrétního zákazníka. Celkově je konstrukce navíječek moderní s potřebou minimálních zásahů obsluhy za provozu.

Společnost VERTEX Litomyšl je výrobcem skelných vláken. Do své výroby zakoupila od Trimy Turnov sedmdesát navíječek ND 300.2D. Navíječky pracují v nepřetržitém provozu 24 hodin denně po celý rok.

Vymezení problémů

Po necelých dvou letech provozu navíječek ND 300.2D ve Vertexu Litomyšl došlo u dvanácti navíječek k rozsáhlému poškození ložisek uložení vřetene, které nese navíjecí buben. Vzhledem k tomu, že výpočtová základní trvanlivost ložisek určená konstruktérem byla více než deset roků, je rozsah poškození znepokojující.

Vřetena jsou uložena na jedné straně ve dvojici přesných kuličkových ložisek 7211 s kosoúhlým stykem montovaných zády k sobě (uspořádání do O), na druhé straně v přesném dvouřádem válečkovém ložisku NN 3012 s kuželovou dírou. Podle údajů zjištěných pracovníky katedry technické diagnostiky byla dvojice ložisek 7211 montována s malou axiální vůlí, která byla vymezena pomocí rozpěrného kroužku. Ložisko NN 3012 bylo montováno s radiální provozní montážní vůlí, jejíž vymezení se provádí posunem ložiska po rozpěrném kuželovém uložení. U poškozených navíječek byla poničena především kuličková ložiska 7211 s kosoúhlým stykem, která měla spálené polyamidové klece a funkční plochy ložisek vykazovaly znaky poškození zadřením. U některých ložisek byla patrná výrazná plastická deformace rozpěrných kroužků vymezujících vůli mezi ložisky.

Druhým problémem byly zvýšené vibrace navíjecích bubnů za provozu, které měly v mnoha případech za následek nerovnoměrný a nekvalitní návin, a tedy vysokou zmetkovit výroby.

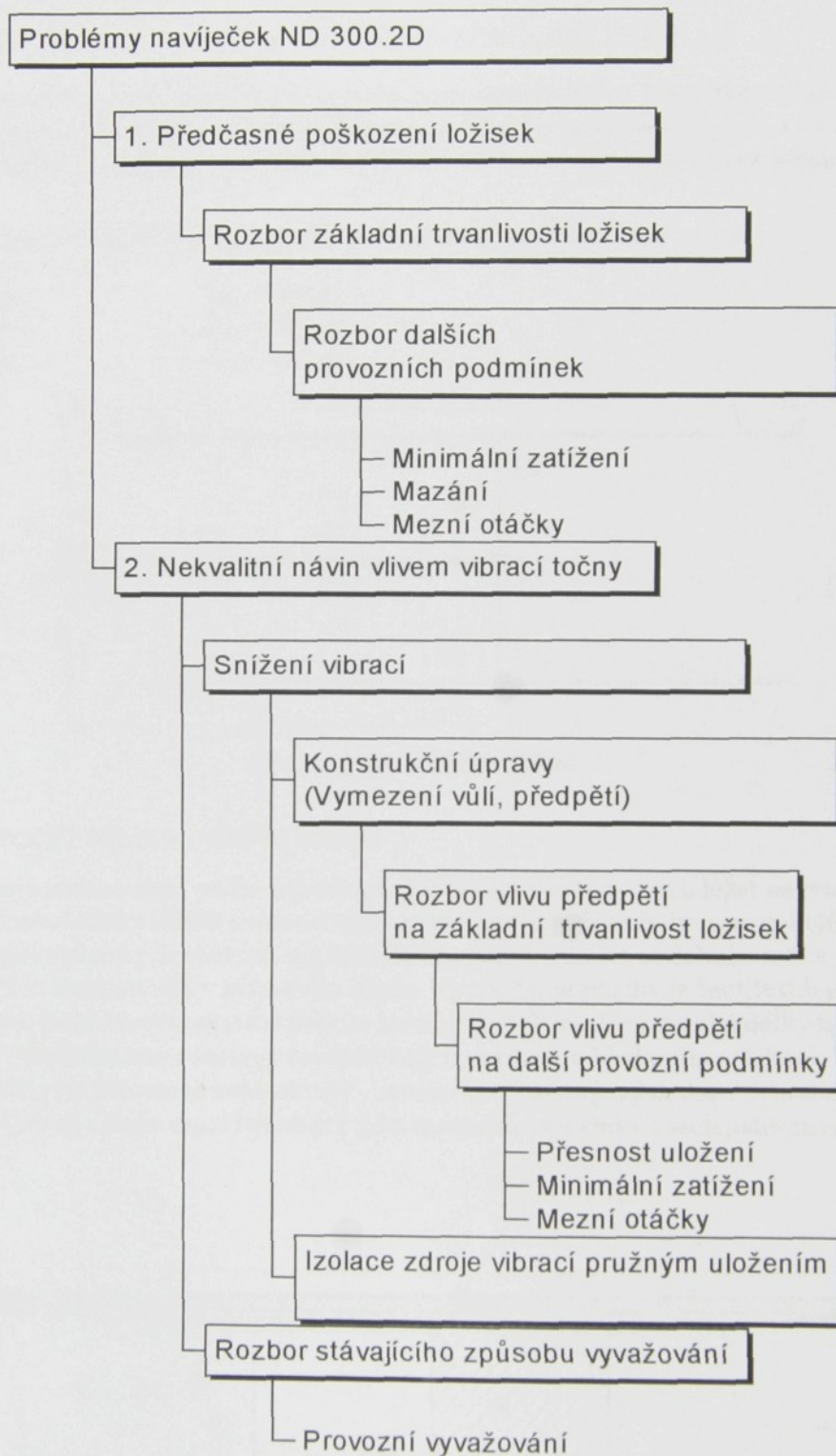
K analýze možných příčin a odstranění těchto problémů si výrobce a provozovatel přizvali pracovníky katedry technické diagnostiky Technické university v Liberci, kteří mají rozsáhlé zkušenosti a potřebné měřicí vybavení pro řešení problémů souvisejících s technickou diagnostikou. Ve spolupráci s provozovatelem navíječek provedli pracovníci naší katedry rozsáhlý soubor měření vibrací navíječek jak přímo ve výrobě tak i ve zkušebním provozu na dílně.

Cíle práce

Tato práce vychází z měření a poznatků pracovníků katedry technické diagnostiky. Její cíle se dají shrnout do následujících dvou bodů:

1. Teoretický rozbor možných příčin snížené trvanlivosti ložisek a pokud možno kvantifikovat vliv jednotlivých příčin na snížení trvanlivosti ložisek. Na základě tohoto rozboru navrhnout opatření vedoucí k odstranění příčin a prodloužení trvanlivosti ložisek.
2. Analyzovat z naměřených hodnot možné příčiny vibrací bubnu navíječky a navrhnout opatření ke snížení vibrací.

Schéma postupu řešení diplomové práce:



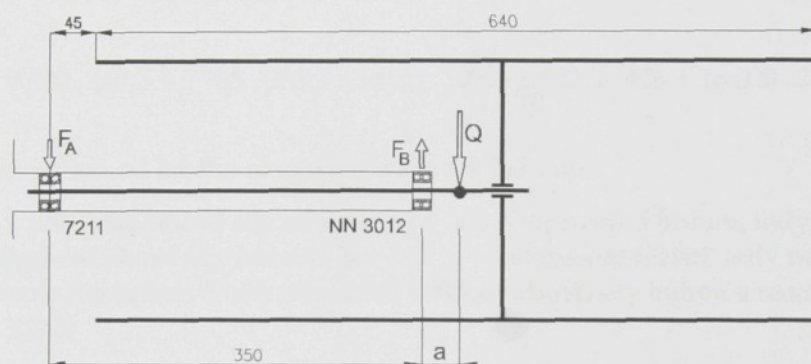
2 ROZBOR ZÁKLADNÍ TRVANLIVOSTI LOŽISEK

2.1 ROZBOR SIL PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKA

Abychom mohli určit trvanlivost ložisek, je třeba znát jejich zatížení. Na ložiska uložení navíjecího bubnu působí jednak tíhové síly od vlastní hmotnosti hřídele, hmotnosti bubnu a návinu a za druhé dynamické síly způsobené nevývahou bubnu, návinu a vibracemi celého stroje.

2.1.1 Reakce od tíhových sil působících na ložiska

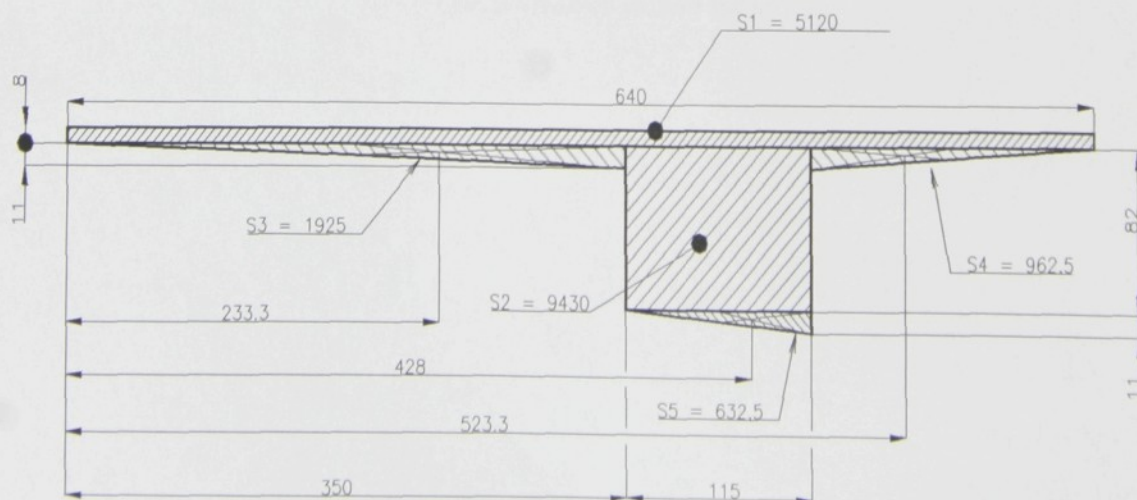
hmotnost bubnu $m_B = 80 \text{ kg}$
 hmotnost návinu $m_N = 30 \text{ kg}$
 hmotnost hřídele $m_H = 16 \text{ kg}$



Obr. 1 - Náskres uložení bubnu

2.1.1.1 VÝPOČET POLOHY TĚŽIŠTĚ BUBNU

Celé těleso bubnu je souměrné podle osy rotace. Těžiště bubnu tedy musí ležet na této ose. Abychom určili souřadnici těžiště na ose rotace, rozdělíme si průřez bubnu na několik jednoduchých geometrických obrazců, jejichž těžiště známe. Těžiště obdélníka leží v průsečíku úhlopříček, těžiště trojúhelníka v průsečíku těžnic. Vypočítáme plochy jednotlivých geometrických obrazců a v jejich těžištích připojíme soustavu rovnoběžných vektorů, jejichž délky jsou úměrné měřítku ploch. Středisko této soustavy rovnoběžných vektorů je hledaným těžištěm. Vypočteme souřadnici těžiště použitím momentové věty - momentový účinek výslednice (vektoru celkové plochy) k libovolnému bodu musí být stejný jako momentové účinky všech jednotlivých složek.



Obr. 2 - Výpočet těžiště bubnu

Výpočet:

$$\text{plocha } S_1 = 8 \times 640 = 5\,120 \text{ mm}^2$$

$$\text{plocha } S_2 = 82 \times 115 = 9\,430 \text{ mm}^2$$

$$\text{plocha } S_3 = 11 \times 350 / 2 = 1\,925 \text{ mm}^2$$

$$\text{plocha } S_4 = 11 \times 175 / 2 = 962,5 \text{ mm}^2$$

$$\text{plocha } S_5 = 11 \times 115 / 2 = 632,5 \text{ mm}^2$$

$$\text{rameno těžiště } r_1 = 320 \text{ mm}$$

$$\text{rameno těžiště } r_2 = 407,5 \text{ mm}$$

$$\text{rameno těžiště } r_3 = 233,3 \text{ mm}$$

$$\text{rameno těžiště } r_4 = 523,3 \text{ mm}$$

$$\text{rameno těžiště } r_5 = 428 \text{ mm}$$

Plocha připadající na lamely:

$$S_6 = 25 \times 640 = 16\,000 \text{ mm}^2 \quad \text{rameno těžiště } r_6 = 320 \text{ mm}$$

$$\text{celková plocha } S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6 = 34\,070 \text{ mm}^2 \quad \text{rameno těžiště } r = ?$$

Momentová věta:

$$S_1 \cdot r_1 + S_2 \cdot r_2 + S_3 \cdot r_3 + S_4 \cdot r_4 + S_5 \cdot r_5 + S_6 \cdot r_6 = S \cdot r \Rightarrow$$

$$r = (S_1 \cdot r_1 + S_2 \cdot r_2 + S_3 \cdot r_3 + S_4 \cdot r_4 + S_5 \cdot r_5 + S_6 \cdot r_6) / S$$

tedy

$$r = (5\,120 \cdot 320 + 9\,430 \cdot 407,5 + 1\,925 \cdot 233,3 + 962,5 \cdot 523,3 + 632,5 \cdot 428 + 16\,000 \cdot 320) / 34\,070$$

$$r = 347 \text{ mm}$$

Vzdálenost těžiště bubnu od levého okraje bubnu je $r = 347 \text{ mm}$.

Předpokládáme-li působení tíhové síly návinu $Q_N = 300 \text{ N}$ uprostřed bubnu, tedy na rameni

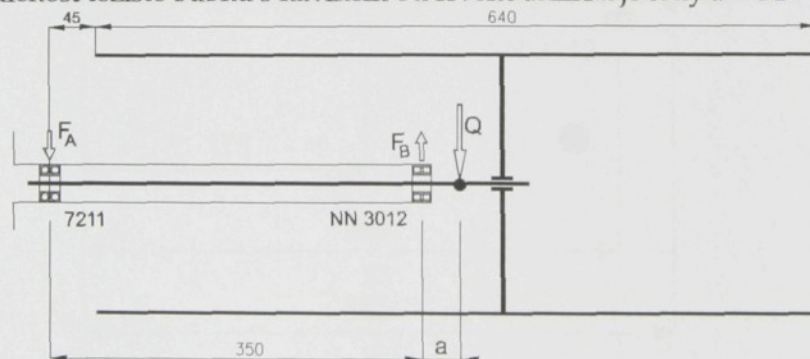
$r_N = 320 \text{ mm}$ a působení tíhové síly bubnu $Q_B = 800 \text{ N}$ v nalezeném těžišti, tedy na rameni

$r_B = 347 \text{ mm}$, je podle momentové věty působíště celkové tíhové síly bubnu s návinem

$$Q = Q_B + Q_N = 1\,100 \text{ N}$$

$$b = (Q_N \cdot r_N + Q_B \cdot r_B) / Q = (300 \cdot 320 + 800 \cdot 347) / 1\,100 = 340 \text{ mm od levého okraje bubnu,}$$

Celková vzdálenost těžiště bubnu s návinem od levého ložiska je tedy $a = 340 + 45 = 385 \text{ mm}$

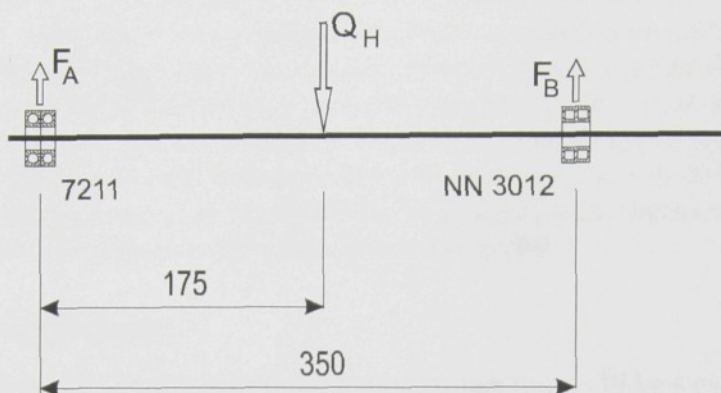


Obr. 3 - Náčrta uložení bubnu

2.1.1.2 REAKCE OD TÍHOVÝCH SIL PŮSOBÍCÍ NA LOŽISKA

2.1.1.2.1 Záběh

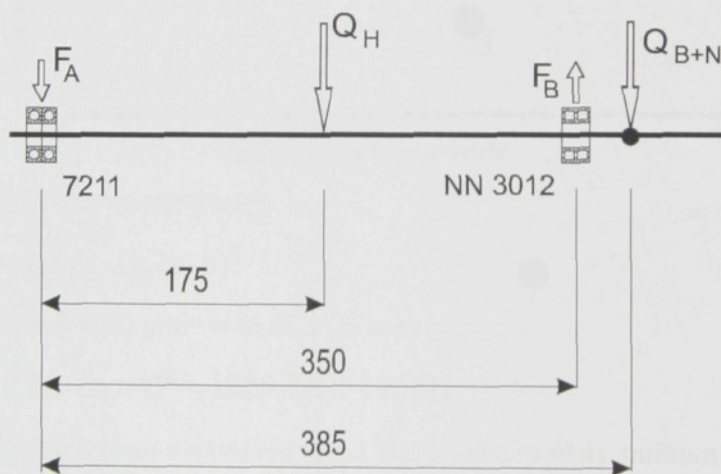
Záběh ložisek se provádí bez bubnu, ložiska jsou tedy staticky zatížena pouze hmotností hřídele $m_H = 16 \text{ kg}$ ($Q_H = 160 \text{ N}$) a to přibližně souměrně. Statické reakce v ložiskách jsou tedy $F_A = F_B = 80 \text{ N}$



Obr. 4 - Reakce od tíhových sil při záběhu

2.1.1.2.2 Provoz

Za provozu jsou ložiska staticky namáhána jednak hmotností hřídele $m_H = 16 \text{ kg}$ ($Q_H = 160 \text{ N}$) a zároveň hmotností bubnu $m_B = 80 \text{ kg}$ ($Q_B = 800 \text{ N}$) s návinem $m_N = 30 \text{ kg}$ ($Q_N = 300 \text{ N}$).



Obr. 5 - Reakce od tíhových sil za provozu

Momentová rovnice k bodu A (střed levého ložiska):

$$Q_H \cdot 175 - F_B \cdot 350 + Q_{B+N} \cdot 385 = 0 \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{Q_{B+N} \cdot 385 + Q_H \cdot 175}{350} = \frac{1100 \cdot 385 + 160 \cdot 175}{350} = 1290 \text{ N}$$

Rovnováha sil:

$$-F_A + F_B - Q_H - Q_{B+N} = 0 \Rightarrow F_A = F_B - Q_H - Q_{B+N} = 1290 - 160 - 1100 = 30 \text{ N}$$

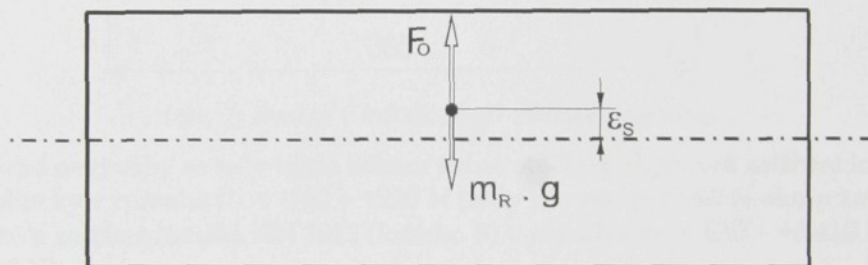
Reakce od tíhových sil v ložiskách jsou tedy $F_A = 30 \text{ N}$ a $F_B = 1290 \text{ N}$

2.1.2 Reakce způsobené nevývahou bubnu

Dynamické reakce, způsobené nevývahou bubnu, návinu a vibracemi celé navíječky, které působí na uložení bubnu, nelze teoreticky odvodit. Vzhledem k tomu, že se buben za provozu otáčí, nelze na něm ani provést měření vibrací. Z těchto důvodů jsou následující výpočty založené na předpokládaném dynamickém zatížení. V axiálním směru lze zatížení odhadnout podle měření vibrací na točně, neboť lze předpokládat podobné vibrace točny a bubnu (celý hřídel bubnu je uchycen na točně). V radiálním směru je odhad působících sil založen na následujícím předpokladu: Samotný buben je vyvažován tak, aby jeho nevývaha odpovídala třídě 4 podle ČSN 01 1410, tedy excentricita hmoty bubnu ve vyvažovacích rovinách byla maximálně $\varepsilon_p = 10,6 \mu\text{m}$. Předpokládám, že v provozních podmínkách nebudou mít dynamické síly v radiálním směru větší účinek nežli desetinásobek povolené nevývahy, tj. že budou mít nejvýše stejný účinek jako by mělo vystředění hmoty bubnu ve vyvažovacích rovinách o $\varepsilon = 0,1 \text{ mm}$. Toto zatížení je propočítáno pro případ statické i dvojicové nevývahy.

2.1.2.1 STATICKÁ NEVÝVAHA

Předpokládejme statické vystředění hmoty rotoru $m_R = m_B + m_N = 110 \text{ kg}$ s excentricitou $\varepsilon_S = 0,1 \text{ mm}$.



Obr. 6: Statická nevývaha

Potom bude odstředivá síla od nevývahy

$$F_O = m_R \cdot \varepsilon_S \cdot \omega^2 = m_R \cdot \varepsilon_S \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)^2$$

pro maximální otáčky $n = 4000 \text{ min}^{-1} = 66,66 \text{ s}^{-1}$ je tedy

$$F_O = 110 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot (2\pi \cdot 66,66)^2 = 1929,7 \text{ N} \doteq 1930 \text{ N}$$

Vzhledem k tomu, že tíha bubnu s návinem $Q = 1\,100 \text{ N}$ působí vždy směrem dolů, zatímco odstředivá síla F_O se otáčí, mohou nastat dva mezní případy při sčítání vektorů sil:

- ve chvíli kdy síly F_O i Q působí stejným směrem (k zemi) se jejich vektory sečtou a výsledná síla zatěžující ložiska je $F = 3\,030 \text{ N}$
- ve chvíli kdy síly F_O i Q působí opačným směrem (F_O k zemi a Q vzhůru) se jejich vektory odečtou a výsledná síla zatěžující ložiska je $F = -830 \text{ N}$

V případě a):

Momentová rovnice k bodu A (střed levého ložiska – viz Obr. 7):

$$Q_H \cdot 175 - F_B \cdot 350 + F \cdot 385 = 0 \Rightarrow F_B = \frac{F \cdot 385 + Q_H \cdot 175}{350} = \frac{3030 \cdot 385 + 160 \cdot 175}{350} = 3413 \text{ N}$$

Rovnováha sil:

$$-F_A + F_B - Q_H - F = 0 \Rightarrow F_A = F_B - Q_H - F = 3413 - 160 - 3030 = 223 \text{ N}$$

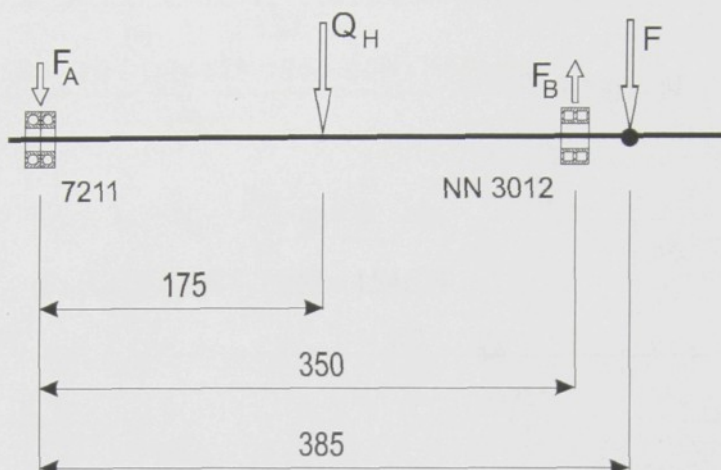
V případě b):

Momentová rovnice k bodu A (střed levého ložiska – viz Obr. 7):

$$Q_H \cdot 175 - F_B \cdot 350 + F \cdot 385 = 0 \Rightarrow F_B = \frac{F \cdot 385 + Q_H \cdot 175}{350} = \frac{-830 \cdot 385 + 160 \cdot 175}{350} = -833 \text{ N}$$

Rovnováha sil:

$$-F_A + F_B - Q_H - F = 0 \Rightarrow F_A = F_B - Q_H - F = -833 - 160 + 830 = -163 \text{ N}$$

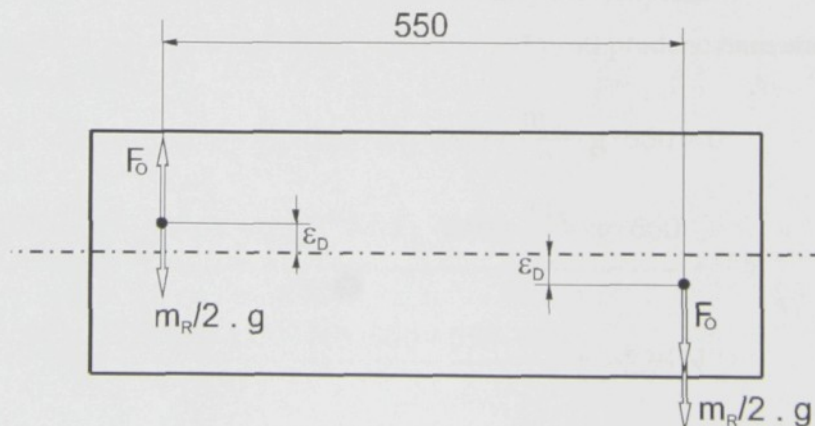


Obr. 7: Reakce v ložiskách při statické nevyváze

V případě statické nevyváhy se tedy bude během jedné otáčky pohybovat zatížení ložiska 7211 (ložisko A) prakticky v rozsahu $F_A = -160 \div +220 \text{ N}$ (tedy nevyváha $\pm 190 \text{ N}$ okolo zatížení 30 N tíhovými silami) a zatížení ložiska NN 3012 (ložisko B) v rozsahu $F_B = -830 \div +3410 \text{ N}$ ($1290 \text{ N} \pm 2120 \text{ N}$).

2.1.2.2 DVOJICOVÁ NEVÝVAHA

Předpokládejme dvojicovou nevyváhu rotoru jako vystředění hmoty rotoru $m_R/2 = (m_B + m_N)/2 = 55 \text{ kg}$ s excentricitou $\varepsilon_D = 0,1 \text{ mm}$ na rameni 550 mm souměrně kolem těžiště bubnu (viz obrázek)



Obr. 8: Dvojicová nevyváha

Potom bude odstředivá síla od nevyváhy

$$F_O = \frac{m_R}{2} \cdot \varepsilon_D \cdot \omega^2 = \frac{m_R}{2} \cdot \varepsilon_D \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)^2$$

pro maximální otáčky $n = 4000 \text{ min}^{-1} = 66,66 \text{ s}^{-1}$ je tedy

$$F_O = 55 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot (2\pi \cdot 66,66)^2 = 964,8 \text{ N} \doteq 965 \text{ N}$$

2.1.3 Axiální síly

Rozsáhlý soubor měření vibrací navíječek ND 300.2D jak bez návinu v testovacím provozu na dílně tak přímo s návinem v provozních podmínkách potvrdil teoretický předpoklad, že nevyváženost rotoru, uloženého letmo, způsobuje axiální vibrace. Zejména v provozních podmínkách se projevuje axiální vibrace celé točny s axiálním zrychlením dosahujícím hodnoty $a = \pm 2,5 \text{ m/s}^2$, která vytváří dynamické axiální síly. Ty jsou zachytávány dvojicí kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem a je třeba je brát v úvahu při výpočtu trvanlivosti ložiska.

Velikost axiální dynamické síly

$F_{AX} = m \cdot a = 126 \cdot (\pm 2,5) = \pm 315 \text{ N}$

kde $m = 126 \text{ kg}$ je celková hmotnost hřídele (16 kg) a bubnu (80 kg) s návinem (30 kg).

2.1.4 Shrnutí výsledků rozboru sil

Následující tabulka shrnuje výsledky předchozích výpočtů.

		7211 radiálně	7211 axiálně	NN3012 radiálně
Reakce při ideálně vyváženém rotoru (pouze tíhové síly)	Záběh	80 N	0 N	80 N
	Provoz	30 N	0 N	1 290 N
Reakce při nevyváženém rotoru	Statická nevývaha	-160 ÷ +220 N (30 ± 190 N)	± 315 N	-830 ÷ 3 410 N (1 290 ± 2 120 N)
	Dvojicová nevývaha	-1 490 ÷ +1 550 N (30 ± 1 520 N)	± 315 N	-230 ÷ +2 810 N (1 290 ± 1 520 N)

Tab. 1 – Výsledky rozboru sil

Z tabulky plyne, že za provozu je zatížení dvojice ložisek 7211 s kosoúhlým stykem $F_A = 30 \text{ N}$, v případě statické a dvojicové nevývahy zatížení sinusově kmitá kolem této střední hodnoty. Zatížení dvouřadého válečkového ložiska NN 3012 je za provozu $F_B = 1 290 \text{ N}$ a opět v případě statické a dvojicové nevývahy sinusově kmitá kolem této střední hodnoty.

2.2 ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISEK

2.2.1 Teorie

Trvanlivost valivého ložiska je definována jako počet otáček (nebo počet provozních hodin při daných konstantních otáčkách), které ložisko vykoná, než se projeví první známky únavy materiálu (odlupování materiálu, trhlinky) na jednom z kroužků či valivých tělesech. Avšak laboratorní zkoušky i praxe ukazují, že stejná ložiska, pracující za stejných podmínek dosahují různé trvanlivosti. Proto se tedy všechny údaje o dynamické únosnosti uváděné v katalozích zakládají na předpokladu, že 90% ložisek v dostatečně velké skupině stejných ložisek dosáhne nebo překročí trvanlivost, která se nazývá základní trvanlivost a odpovídá definici norem. Střední trvanlivost se rovná přibližně pětinasobku základní trvanlivosti.

Existuje mnoho dalších trvanlivostí, například provozní trvanlivost, odpovídající skutečné životnosti určitého ložiska. Havárie ložiska nemusí být v zásadě způsobena pouze únavou materiálu, ale také například opotřebením, korozí, selháním těsnění apod. Normalizovaná trvanlivost se zakládá na hypotetickém zatížení a otáčkách. V zásadě se jedná o požadovanou trvanlivost L_{10} (základní trvanlivost) a předpokládá se, že trvanlivost byla stanovena na základě zkušeností získaných s podobnými strojními díly tak, aby se dosáhlo odpovídající hodnoty.

Rovnice základní trvanlivosti

Výpočet základní trvanlivosti se provádí podle normy dle vzorce:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

kde

- L_{10} základní trvanlivost [milióny otáček]
 C dynamická únosnost [N]
 P ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N]
 p exponent rovnice trvanlivosti
 $p = 3$ pro ložiska s bodovým stykem
 $p = 10/3$ pro ložiska s čárovým stykem.

V případě ložisek pracujících s konstantními otáčkami je výhodnější udávat základní trvanlivost v provozních hodinách podle následujícího vztahu:

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot n} \cdot L_{10}$$

kde

- L_{10h} základní trvanlivost [provozní hodiny]
 n otáčky [min^{-1}]

Dynamická únosnost C použitá pro výpočet trvanlivosti ložiska, které je dynamicky namáháno (tj. ložiska, jež se otáčí pod zatížením), vyjadřuje zatížení, při kterém ložisko dosáhne podle normy základní trvanlivosti 1 000 000 otáček. Jestliže vypočítané zatížení ložiska F odpovídá podmínkám definice dynamické únosnosti C , tj. velikost a směr zatížení se nemění a působí u radiálních ložisek čistě radiálně a u axiálních ložisek čistě axiálně v ose ložiska, pak ekvivalentní dynamické zatížení ložiska $P = F$ a vypočtené zatížení lze přímo dosadit do rovnice trvanlivosti.

Ve všech ostatních případech se musí nejprve vypočítat ekvivalentní dynamické zatížení ložiska. Toto zatížení je definováno jako myšlené, neproměnné zatížení působící u radiálních ložisek v radiálním směru a u axiálních ložisek v axiálním směru, které má na trvanlivost stejný vliv jako zatížení skutečné.

V případě, že se zatížení skládá ze zatížení F_1 , jehož velikost a směr zůstává konstantní (hmotnost rotoru) a konstantního obíhajícího zatížení F_2 (nevyváženost rotoru), jako je tomu v našem případě, vypočte se střední zatížení ze vztahu:

$$F_m = f_m (F_1 + F_2)$$

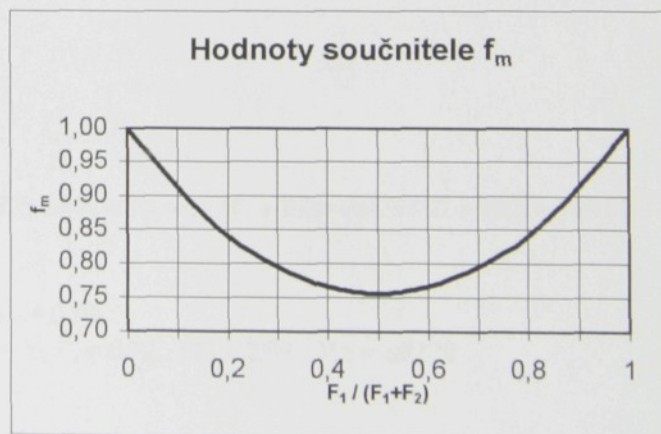
kde hodnoty součinitele f_m určíme z grafu (obr. 10)

Ekvivalentní dynamické zatížení pro válečkové ložisko, které může přenášet pouze radiální síly se rovná přímo $P = F_r$, v našem případě tedy $P = F_m$.

Ekvivalentní dynamické zatížení pro párovaná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem montovaná čely nebo zády k sobě se vypočte ze vztahů

$$P = F_r + Y_1 F_a \quad \text{pro } F_a / F_r \leq e$$

$$P = X F_r + Y_2 F_a \quad \text{pro } F_a / F_r > e$$



Obr. 10 – hodnoty součinitele f_m

kde

P ekvivalentní dynamické zatížení [N]

F_r radiální složka zatížení ložiska [N]

F_a axiální složka zatížení ložiska [N]

X koeficient radiálního zatížení

Y_1, Y_2 koeficienty axiálního zatížení

Hodnoty základní statické a dynamické únosnosti udávané v katalogu ložisek platí pro jednotlivá ložiska. Při montáži sady ložisek s kosoúhlým stykem čelem nebo zády k sobě se násobí hodnota dynamické únosnosti C_0 podle počtu ložisek v sadě koeficienty:

1,62 pro sadu dvou ložisek

2,16 pro sadu tří ložisek

2,64 pro sadu čtyř ložisek

Hodnota statické únosnosti C_0 se v případě montáže v sadě násobí počtem ložisek v sadě, tedy čísly 2, 3 nebo 4.

Nová teorie trvanlivosti SKF

Praktické zkušenosti a výzkumy prováděné v poslední době firmou SKF prokázaly, že za určitých podmínek (efektivní oddělení valivých těles a oběžných drah mazivovým filmem a omezení negativního vlivu nečistot) ložiska SKF dosahují mnohem delší trvanlivosti než je výpočtová, a to především při nízkém zatížení. Nová teorie trvanlivosti SKF zavádí pojem mezního únavového zatížení P_u . Za ideálních podmínek, a je-li působící zatížení menší než mezní únavové zatížení P_u , nedochází k únavovému poškození ložiska a ložisko má tedy neomezenou trvanlivost.

2.2.2 Výpočet trvanlivosti ložisek

Přesná kuličková ložiska 7211 s kosoúhlým stykem se vyrábějí ve dvou provedeních: 7211 CD se stykovým úhlem 15° a 7211 ACD se stykovým úhlem 25° . Další propočty jsou pro oba druhy.

2.2.2.1 VÝPOČET TRVANLIVOSTI DVOJICE KULIČKOVÝCH LOŽISEK S KOSOÚHLÝM STYKEM 7211 CD

Mezní únavové zatížení P_u pro dvojici kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211 CD je

$$P_u = 1,62 \cdot 1\,800\text{ N} = 2\,916\text{ N}$$

Bez nevývahy

$$P = 30\text{ N}$$

Statická nevývaha

$$F_1 / (F_1 + F_2) = 30 / (30 + 190) = 0,14 \Rightarrow f_m = 0,875 \Rightarrow F_r = F_m = f_m (F_1 + F_2) = 0,875 (30 + 190) = 193\text{ N}$$

$$F_a = 315\text{ N}$$

$$2 \cdot F_a / C_0 = 2 \cdot 315 / (2 \cdot 43\,000) = 0,0073 < 0,015 \Rightarrow e = 0,38$$

$$F_a / F_r = 315 / 193 = 1,63 > e = 0,38 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,72 \cdot 193 + 2,39 \cdot 315 = 892\text{ N}$$

Dvojicová nevývaha

$$F_1 / (F_1 + F_2) = 30 / (30 + 1\,520) = 0,02 \Rightarrow f_m = 0,99 \Rightarrow F_r = F_m = f_m (F_1 + F_2) = 0,99 (30 + 1\,520) = 1\,535\text{ N}$$

$$F_a = 315\text{ N}$$

$$2 \cdot F_a / C_0 = 2 \cdot 315 / (2 \cdot 43\,000) = 0,0073 < 0,015 \Rightarrow e = 0,38$$

$$F_a / F_r = 315 / 1\,535 = 0,2 < e = 0,38 \Rightarrow P = F_r + Y_1 F_a = 1\,535 + 1,65 \cdot 315 = 2\,055\text{ N}$$

2.2.2.2 VÝPOČET TRVANLIVOSTI DVOJICE KULIČKOVÝCH LOŽISEK S KOSOÚHLÝM STYKEM 7211 ACD

Mezní únavové zatížení P_u pro dvojici kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211 je
 $P_u = 1,62 \cdot 1\,730\text{ N} = 2\,802\text{ N}$

Bez nevývahy

$$P = 30\text{ N}$$

Statická nevývaha

$$F_r = 193\text{ N}, F_a = 315\text{ N}, e = 0,68$$

$$F_a / F_r = 315 / 193 = 1,63 > e = 0,68 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,67 \cdot 193 + 1,41 \cdot 315 = 574\text{ N}$$

Dvojicová nevývaha

$$F_r = 1\,535\text{ N}, F_a = 315\text{ N}, e = 0,68$$

$$F_a / F_r = 315 / 1\,535 = 0,2 < e = 0,68 \Rightarrow P = F_r + Y_1 F_a = 1\,535 + 0,92 \cdot 315 = 1\,825\text{ N}$$

2.2.2.3 VÝPOČET TRVANLIVOSTI DVOUŘADÉHO VÁLEČKOVÉHO LOŽISKA NN 3012

Mezní únavové zatížení P_u pro dvouřadé válečkové ložisko NN 3012 je $P_u = 12\,700\text{ N}$

Bez nevývahy

$$P = 1\,290\text{ N}$$

Statická nevývaha

$$F_1 / (F_1 + F_2) = 1\,290 / (1\,290 + 2\,120) = 0,38 \Rightarrow f_m = 0,77 \Rightarrow$$

$$P = F_m = f_m (F_1 + F_2) = 0,77 (1\,290 + 2\,120) = 2\,626\text{ N}$$

Dvojicová nevývaha

$$F_1 / (F_1 + F_2) = 1\,290 / (1\,290 + 1\,520) = 0,46 \Rightarrow f_m = 0,76 \Rightarrow$$

$$P = F_m = f_m (F_1 + F_2) = 0,76 (1\,290 + 1\,520) = 2\,136\text{ N}$$

Výsledky přehledně shrnuté do tabulky

	dvojice ložisek s kosoúhlým stykem 7211				dvouřadé válečkové ložisko NN 3012		
			7211 CD	7211 ACD			
	F_1	F_2	P	P	F_1	F_2	P
Bez nevývahy	30 N	0 N	30 N	30 N	1 290 N	0 N	1 290 N
Statická nevývaha	30 N	190 N	890 N	575 N	1 290 N	2 120 N	2 630 N
Dvojicová nevývaha	30 N	1 520 N	2 055 N	1825 N	1 290 N	1 520 N	2 140 N
Mezní zatížení P_u			2 915 N	2 800 N			
							12 700 N

Tab. 2 – Ekvivalentní dynamická zatížení ložisek

Z tabulky vyplývá, že ve všech případech zatížení (pouze tíhovou silou, statickou nebo dvojicovou nevývahou) je ekvivalentní dynamické zatížení P menší než mezní únavové zatížení P_u . Z tohoto rozboru lze tedy, při dodržení podmínek správného mazání a zamezení vnikání nečistot do ložiska, předpokládat neomezenou životnost obou ložisek. Ani nevývaha bubnu či návínu nemá na změnu trvanlivosti ložisek přílišný vliv.

2.3 MINIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ

Na všechna ložiska s bodovým nebo čárovým stykem musí působit určité minimální zatížení, aby byl zajištěn jejich uspokojivý chod. To platí především v případě, kdy pracují při vysokých otáčkách, kdy setrvačnost valivých těles a klece, jakož i tření v mazivu mají negativní vliv na odvalování, což může vést k prokluzování kuliček, resp. válečků na oběžných drahách a tím poškození jak valivého tělesa, tak oběžných drah.

2.3.1 Výpočet minimálního zatížení pro dvojici ložisek 7211

Požadované minimální zatížení působící na ložiskové dvojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem montované zády nebo čely k sobě lze podle SKF odhadnout ze vztahu

$$F_{rm} = k_r \cdot \left(\frac{v \cdot n}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$$

kde:

F_{rm}	minimální radiální zatížení [N]
k_r	součinitel minimálního radiálního zatížení
v	viskozita oleje při provozní teplotě [mm ² /s]
n	otáčky [min ⁻¹]
d_m	střední průměr ložiska [mm]
	$d_m = 0,5(d+D)$

Z programu Cadalog nebo katalogu SKF pro párování ložiska 7211:

$$k_r = 95$$

(viz grafy SKF s. 160):

pro $n_{min} = 1\,000\text{ min}^{-1}$ doporučená minimální viskozita při provozní teplotě $t = 70^\circ\text{C}$ je
 $v = 17\text{ mm}^2/\text{s}$

pro $n_{max} = 4\,000\text{ min}^{-1}$ doporučená minimální viskozita při provozní teplotě $t = 70^\circ\text{C}$ je
 $v = 8\text{ mm}^2/\text{s}$

$$d_m = 0,5(d+D) = 0,5(55 + 100) = 77,5\text{ mm}$$

$$F_{rm} = 95 \cdot \left(\frac{17 \cdot 1000}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{77,5}{100} \right)^2 = 377,2\text{ N}$$

pro otáčky $n_{min} = 1\,000\text{ min}^{-1}$

$$F_{rm} = 95 \cdot \left(\frac{8 \cdot 4000}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{77,5}{100} \right)^2 = 575,1\text{ N}$$

pro otáčky $n_{max} = 4\,000\text{ min}^{-1}$

2.3.2 Výpočet minimálního zatížení pro válečkové ložisko NN 3012

Požadované minimální zatížení pro válečková ložiska lze podle SKF určit ze vztahu

$$F_{rm} = k_r \cdot \left(6 + \frac{4n}{n_r} \right) \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$$

kde:

F_{rm}	minimální radiální zatížení [N]
k_r	součinitel minimálního radiálního zatížení
n	provozní otáčky [min ⁻¹]
n_r	přípustné otáčky pro mazání olejem [min ⁻¹]
d_m	střední průměr ložiska [mm]
	$d_m = 0,5(d+D)$

Z katalogu SKF pro dvouřadá válečková ložiska NN3012:

$$k_r = 300$$

$$n_{min} = 1\,000\text{ min}^{-1}$$

$$n_{max} = 4\,000\text{ min}^{-1}$$

$$n_r = 10\,000\text{ min}^{-1}$$

$$d_m = 0,5(d+D) = 0,5(60 + 95) = 77,5\text{ mm}$$

$$F_{rm} = 300 \cdot \left(6 + \frac{4 \cdot 1000}{10000} \right) \left(\frac{77,5}{100} \right)^2 = 1\,153,2\text{ N}$$

pro $n_{min} = 1\,000\text{ min}^{-1}$

$$F_{rm} = 300 \cdot \left(6 + \frac{4 \cdot 4000}{10000} \right) \left(\frac{77,5}{100} \right)^2 = 1\,369,4\text{ N}$$

pro $n_{max} = 4\,000\text{ min}^{-1}$

2.3.3 Porovnání hodnot minimálního a skutečného zatížení

	Minimální radiální zatížení F_{rm} [N]		Skutečné radiální zatížení [N]	
	$n_{min} = 1\,000\text{ min}^{-1}$	$n_{max} = 4\,000\text{ min}^{-1}$	Záběh	Provoz
7211	380 N	580 N	80 N	80 N
NN 3012	1 150 N	1 370 N	30 N	1 300 N

Tab. 3 – Porovnání hodnot skutečného a minimálního radiálního zatížení ložisek

Z porovnání hodnot plyne, že při záběhu není splněna podmínka minimálního radiálního zatížení ani na jednom ložisku, za provozu nevyhovuje této podmínce dvojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211.

2.4 DOMAZÁVACÍ INTERVALY

Jestliže valivé ložisko má spolehlivě pracovat, musí být správně namazáno, aby se zabránilo styku kov na kov mezi valivými tělesy, oběžnými drahami a klecí, a tím se předešlo opotřebení a dále zabránilo korozi ložiskových ploch. Pro mazání valivých ložisek je k dispozici široká nabídka tuků a olejů včetně tuhých maziv, používaných pro vysoké teploty. Za normálních provozních podmínek se valivá ložiska mažou tukem. Tuk má oproti oleji tu výhodu, že se lépe udrží v ložiskovém prostoru a dále přispívá k jeho utěsnění proti vniku nečistot, vlhkosti a vody. Příliš velké množství maziva způsobí prudký vzrůst provozní teploty, především při vysokých otáčkách. Zpravidla by mělo být pouze ložisko naplněno tukem, zatímco volný prostor v ložiskovém tělese by měl být zaplněn jen zčásti ($30 \div 50\%$).

Valivá ložiska musí být domazávána, pokud se předpokládá, že životnost použitého tuku je kratší než předpokládaná trvanlivost ložiska. Domazávání je třeba provést již tehdy, když ložisko je ještě uspokojivě zajištěno. Domazávací interval je podle SKF definován jako doba, po jejímž uplynutí je 99% ložisek ještě spolehlivě mazáno.

K výpočtu domazávacích intervalů byl použit software SKF Cadalog. Vypočítané intervaly platí pro vodorovné hřídele stacionárních strojů při normálním zatížení. Používají se pro kvalitní lithné tuky a teploty nepřesahující 70°C . Doporučuje se stanovené intervaly vydělit dvěma pro každých 15°C o něž provozní teplota překročí 70°C .

V následující tabulce jsou domazávací intervaly a doporučená množství maziva pro provoz ložisek při otáčkách $4\,000\text{ min}^{-1}$ v závislosti na provozní teplotě.

Typ ložiska	Domazávací interval pro mazání tukem			Doporučené množství maziva
	50°C	60°C	70°C	
7211	18 200 hod	11 400 hod	7 230 hod	21 g
NN 3012	8 360 hod	5 260 hod	3 310 hod	12,5 g

Tab. 4 – Domazávací intervaly pro mazání tukem

2.5 SHRUTÍ ROZBORU TRVANLIVOSTI

Ve všech případech zatížení (pouze tíhovou silou, statickou a dvojicovou nevývahou) je ekvivalentní dynamické zatížení P menší než mezní únavové zatížení P_u . Z tohoto rozboru lze tedy, při dodržení podmínek správného mazání a zamezení vnikání nečistot do ložiska, předpokládat neomezenou životnost obou ložisek. Ani nevývaha bubnu či návinu se nemá přílišný vliv na změnu trvanlivosti ložisek. Až potud je tedy snížená trvanlivost ložisek překvapivá.

Při záběhu však není ani na jednom ložisku splněna podmínka minimálního radiálního zatížení, za provozu nevyhovuje této podmínce dvojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211. To může vést k prokluzování kuliček, resp. válečků na oběžných drahách vlivem setrvačnosti valivých těles a klece, jakož i tření v mazivu, a tím poškození jak valivých těles, tak oběžných drah již ve fázi záběhu a ke značnému snížení trvanlivosti ložisek za provozu. Tuto skutečnost potvrzuje výskyt vyleštěných plošek na vnějším kroužku válečkových ložisek NN, zjištěný při výměně poškozených ložisek. Toto poškození se vyskytovalo nejen na ložiskách, která měla za sebou určitou dobu provozu, ale i na ložiskách, která byla nová a pouze prošla záběhem. Podmínka minimálního radiálního zatížení však pravděpodobně nebyla v době konstrukce známa, neboť jediný výrobce, který ji ve svých katalozích uvádí je firma SKF, a to ještě pouze v nejnovějším vydání hlavního katalogu SKF z roku 1992. Jednou z možností zvýšení radiální síly je předpětí ložisek.

Při výměně ložisek u vadných vřeten byla zjištěna i fakta, která poukazují na další pravděpodobné příčiny snížené trvanlivosti ložisek. U některých ložisek 7211 s kosoúhlým stykem, která byla původně montována s axiální vůlí, byla na kalených, broušených mezikroužcích, které sloužily k vymezení vůle, obtisknuta identifikace z boku ložisek. To svědčí o značných dynamických axiálních silách, které způsobují spolu s axiální vůlí v ložisku rázové buzení. Působením rázu se účinek dynamické síly několikanásobně zvyšuje a ve výsledku může dojít i ke snížení trvanlivosti ložiska.

Významný vliv na trvanlivost ložisek má i správné a dostatečné mazání.

3 ROZBOR Vlivu vůle a předpětí ložisek

3.1 TEORIE

3.1.1 Ložisková vůle

Vůle ložiska je definována jako celková vzdálenost, o níž lze posunout jeden kroužek ložiska vůči druhému z jedné krajní polohy do druhé. Toto posunutí může být ve směru radiálním (radiální vůle) nebo v axiálním (axiální vůle).

Pro spolehlivý chod ložiska má rozhodující vliv radiální vůle. Všechna ložiska, u nichž je radiální vůle určena rozměry oběžných drah, se vyrábějí s určitou vůlí, která je stanovena tak, aby se jeden z ložiskových kroužků mohl uložit pevně a aby po montáži zůstala v ložisku jistá vůle. Zamontované ložisko má tedy vždy menší vůli než je výchozí vůle ložiska nezamontovaného. Zmenšení radiální vůle je dáno velikostí přesahů ložiskových kroužků na čepu a v díře tělesa a závisí tedy na volbě tolerancí úložných ploch pro ložiska.

V provozu nastane další změna radiální vůle, především její zmenšení, vlivem provozního teplotního spádu mezi vnitřním kroužkem a zpravidla lépe chlazeným vnějším kroužkem. Na změnu radiální vůle mají vliv pružné deformace způsobené zatížením a okolní zdroje tepla. Směrodatný je proto stav ložiska při ustálených provozních poměrech. U radiálních kuličkových ložisek má být radiální vůle v ustáleném provozním stavu téměř nulová. Malé předpětí mezi kuličkami a oběžnými dráhami při středních otáčkách nemívá zpravidla škodlivý vliv. Teprve větší negativní vůle způsobí zvýšené únavové namáhání funkčních ploch a snižuje trvanlivost ložisek. Válečková, kuželíková a soudečková ložiska mají větší tuhost, a proto je třeba, aby měla určitou malou radiální provozní vůli, která je nutná pro bezpečný a spolehlivý chod, hlavně při těžších provozních podmínkách. Při požadavcích na velkou tuhost uložení, např. u obráběcích strojů, používá se válečkových nebo kuželíkových ložisek s vyšší přesností chodu, která se montují s určitým předpětím, přesně stanoveným podle zatížení a provozních otáček.

Pro běžné případy uložení se používají radiální ložiska s normální radiální vůlí. Valivá ložiska se vyrábějí též s menší nebo větší radiální vůlí. Menší radiální vůle než normální se používá poměrně zřídka, např. u ložisek pro vřetena obráběcích strojů nebo pro pomaloběžné přístroje. Účelná je také v těch případech, kdy pohyb v ložisku je třeba omezit co nejvíce a v případech, kde má vnější kroužek v provozu vyšší teplotu než vnitřní kroužek.

Často je třeba volit ložiska s radiální vůlí větší než normální. Je to zejména při překročení mezních otáček, při větším teplotním spádu mezi vnitřním a vnějším kroužkem, při těžkých provozních poměrech vyžadujících lisované uložení obou ložiskových kroužků a konečně u jednořadých kuličkových ložisek pro zvýšení jejich axiální únosnosti.

Nejen příliš malá, ale i příliš velká radiální vůle má škodlivý vliv na chod i trvanlivost ložiska. Někdy je obtížné předem stanovit rozdělení teploty v ložisku a předem určit její vliv na změnu radiální vůle. Rozdíl teplot v ložisku se dá snížit chlazením hřídele mezi zdrojem tepla a ložiskem.

V praxi se radiální ložisko ničí předčasně zpravidla vždy, když v ustáleném provozním stavu má větší negativní vůli, tj. předpětí. Nelze-li předem přesně stanovit teplotní poměry v ložisku, může se velmi nepříznivě projevit příliš úzkostlivá snaha udržet v ložisku vůli na nulové hodnotě. Naproti tomu poněkud větší radiální vůle v provozu nikdy nevede k rychlému zničení ložiska, i když nelze opomenout určitý vliv radiální vůle na snížení únosnosti a trvanlivosti ložiska. U správně namontovaných ložisek kolísá provozní vůle ložiska v poměrně úzkých mezích. Chyby, kterých se dopouštíme nedbáním vlivu radiální vůle, leží zcela uvnitř přesnosti výpočtu trvanlivosti ložisek, zvláště když uvažujeme, že provozní vůle zkušebních ložisek při zkouškách trvanlivosti bývají ve stejných mezích.

Z hlediska bezpečnosti provozu je proto vhodnější mít v ložisku určitou malou radiální vůli než nekontrolovatelné radiální předpětí, které velmi snižuje jeho trvanlivost a vede k rychlé havárii ložiska.

Hodnoty ložiskových vůlí jsou uvedeny v katalogu. Pro párovaná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem a kuželíková ložiska, dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem a ložiska se čtyřbodovým stykem jsou uvedeny hodnoty axiální vůle, která má větší význam pro konstrukci uložení s těmito ložisky.

3.1.2 Předpětí

V závislosti na způsobu použití je nutné dosáhnout v uložení kladné nebo záporné vůle při provozu. Ve většině případů by provozní vůle měla být kladná, tzn. za provozu by v ložisku měla být zbytková vůle, i když malá (viz předchozí odstavce). Avšak v jiných případech, např. u vřeten obráběcích strojů, pastorků automobilních rozvodovek, malých elektromotorů či u ložisek pro kývavé pohyby, je nutná záporná vůle, tj. předpětí, z důvodů zvětšení tuhosti či přesnosti chodu. Předpětí vyvozené např. pružinami se doporučuje rovněž tam, kde ložiska pracují bez zatížení nebo při velmi nízkém zatížení a vysokých otáčkách. V takovém případě předpětí představuje minimální potřebné zatížení a brání poškození ložiska smykovými pohyby.

3.1.2.1 DRUHY PŘEDPĚTÍ

V závislosti na typu ložiska se může jednat o radiální nebo axiální předpětí. Např. válečková ložiska z důvodů své konstrukce mohou být předepjata výhradně radiálně, zatímco axiální kuličková jenom axiálně. Jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem a kuželíková ložiska se vesměs montují ve dvojicích zády nebo čely k sobě s axiálním přepětím. V takovém případě axiální předpětí vyvolá rovněž radiální předpětí. Kuličková ložiska se rovněž předepínají axiálně, i když v tomto případě musí mít ložiskovou vůli větší než normální (C3), aby výsledný stykový úhel byl větší než nula - stejně jako u jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem.

Vzdálenost mezi průsečíky stykových bodů s osou dvou ložisek s kosoúhlým stykem (kuličková nebo kuželíková) je větší při montáži zády k sobě. Z toho vyplývá, že ložiska montovaná zády k sobě zachycují větší klopné momenty, i když vzdálenost mezi průsečíky spojnic stykových bodů s osou ložisek je poměrně malá. Radiální síly vyvolané momentovým zatížením a způsobené deformace v ložiskách jsou menší, než v případě párování čely k sobě. Jestliže při provozu hřídel dosáhne vyšší teploty než těleso, předpětí nastavené při montáži při okolní teplotě se zvětší.

V takovém případě je nárůst předpětí větší při párování čely k sobě, než při párování zády k sobě. Vlivem tepelné roztažnosti v radiálním směru dochází ke zmenšení vůle, čili zvětšení předpětí. Tomu ještě napomáhá tepelná roztažnost v axiálním směru v případě montáže čely k sobě, avšak naopak se předpětí zmenší při montáži zády k sobě. Pro danou vzdálenost mezi ložisky a jestliže součinitelé tepelné roztažnosti jsou stejné pro ložiska i související díly, radiální a axiální tepelná roztažnost se vzájemně vykompenzuje, a tudíž se předpětí nezmění. To však platí výhradně pro párování zády k sobě.

3.1.2.2 ÚČEL PŘEDPĚTÍ LOŽISEK

Předpětí ložisek se používá především k následujícím účelům:

- zvýšení tuhosti
- snížení hlučnosti
- zvýšení přesnosti uložení
- kompenzace opotřebení uložení a usazení za provozu
- dlouhá trvanlivost.

Zvýšení tuhosti

Tuhost ložiska v (N/ μ m) je definována jako poměr síly působící na ložisko a pružné deformace v ložisku. Pružná deformace vyvolaná určitým zatížením je menší v předepjatém ložisku než v nepředepjatém.

Snížení hlučnosti

Čím menší je provozní vůle v ložisku, tím lépe jsou vedena valivá tělesa v nezátížené oblasti a tím tišší je chod ložiska.

Zvýšení přesnosti uložení

Uložení hřídele na předepjatých ložiskách se vyznačuje přesnějším vedením hřídele, jelikož průhyb hřídele při působícím zatížení je menší. Přesnější vedení a vyšší tuhost znamená u pastorku v rozvodovce, že záběr mezi ozubenými koly je konstantní a že přídavné dynamické síly jsou minimální. Provoz je tichý a zabírající ozubená kola se vyznačují dlouhou životností.

Kompenzace opotřebení a usazení uložení.

Vlivem opotřebení a usazení za provozu vzrůstá vůle, která je však vyrovnávána předpětím.

Delší trvanlivost

Předepjatá uložení s valivými ložisky v některých případech zvyšují provozní spolehlivost a prodlužují životnost. Správně zvolené předpětí zajišťuje příznivé rozložení zatížení v ložisku, a tedy má kladný vliv na jeho trvanlivost.

Na druhou stranu při výpočtu předepínací síly je třeba mít na paměti, že tuhost se zvýší pouze nepatrně, jakmile předpětí překročí určitou optimální hodnotu, zatímco tření a tedy i provozní teplota v ložisku prudce vzroste. Následkem toho se prudce sníží trvanlivost ložiska vlivem přídavného konstantního zatížení.

3.2 NASTAVENÍ VŮLE A PŘEDPĚTÍ

3.2.1 Nastavení vůle a předpětí jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211

Jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem určená pro univerzální párování se již vyrábějí s přednastavenou axiální vůlí. Standardně je lze objednat s menší axiální vůlí (přídavné označení CA), či větší axiální vůlí (CC) nebo s axiálním předpětím (přídavné označení GA, GB, GC)

Z katalogu lze zjistit hodnoty předpětí dvojice ložisek před namontováním. Hodnota předpětí ložisek po montáži se vždy zvýší. Nárůst předpětí je dán především přesahem a tuhostí dosedacích ploch hřídele a uložení. Je-li ložisko namontováno s normálním přesahem na ocelovém hřídeli a uloženo v oceli nebo litině s dostatečně silnou stěnou, lze předpětí po montáži vypočítat s dostatečnou přesností podle následujícího vztahu.

$$G_m = f \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot G_{A,B,C}$$

kde

G_m předpětí dvojice ložisek po montáži [N]

$G_{A,B,C}$ předpětí dvojice ložisek před montáží, z katalogu [N]

f koeficient velikosti ložiska

f_1 opravný koeficient podle stykového úhlu

f_2 opravný koeficient podle třídy předpětí

Pro ložisko 7211 CD (15°)

$G_A = 210 \text{ N}$	$f = 1,4$	$f_1 = 1,07$	$f_2 = 0,92$
$G_B = 420 \text{ N}$	$f = 1,4$	$f_1 = 1,07$	$f_2 = 1,00$
$G_C = 840 \text{ N}$	$f = 1,4$	$f_1 = 1,07$	$f_2 = 1,08$

tedy předpětí po montáži:

třída GA:	$G_m = 1,4 \cdot 1,07 \cdot 0,92 \cdot 210 = 290 \text{ N}$
třída GB:	$G_m = 1,4 \cdot 1,07 \cdot 1 \cdot 420 = 630 \text{ N}$
třída GC:	$G_m = 1,4 \cdot 1,07 \cdot 1,08 \cdot 840 = 1\,360 \text{ N}$

Pro ložisko 7211 ACD (25°)

$G_A = 330 \text{ N}$	$f = 1,4$	$f_1 = 1,0$	$f_2 = 0,92$
$G_B = 660 \text{ N}$	$f = 1,4$	$f_1 = 1,0$	$f_2 = 1,00$
$G_C = 1\,320 \text{ N}$	$f = 1,4$	$f_1 = 1,0$	$f_2 = 1,08$

tedy předpětí po montáži:

třída GA:	$G_m = 1,4 \cdot 1,0 \cdot 0,92 \cdot 330 = 425 \text{ N}$
třída GB:	$G_m = 1,4 \cdot 1,0 \cdot 1 \cdot 660 = 924 \text{ N}$
třída GC:	$G_m = 1,4 \cdot 1,0 \cdot 1,08 \cdot 1\,320 = 1\,995 \text{ N}$

3.2.2 Nastavení vůle a předpětí válečkového ložiska s kuželovou dírou NN 3012

Nastavení vůle nebo předpětí válečkových ložisek s kuželovou dírou se provádí posunutím ložiska po kuželovitém uložení. Hodnota axiálního posunutí, o které musí být ložisko naraženo dále na kuželovité uložení se spočte ze vztahu

$$B_a = \frac{e \cdot c}{1000}$$

kde

B_a	axiální posunutí ložiska [mm]
e	koeficient závisící na typu ložiska
c	požadovaná změna vůle (předpětí)

pro ložisko NN 3012 je koeficient $e = 12,5$

3.3 ROZBOR VLIVU VŮLE A PŘEDPĚTÍ NA PŘESNOST ULOŽENÍ

Při zatížení dvou zakřivených těles, která se navzájem dotýkají, dochází v místě dotyku ke zploštění nebo vydutí a obě tělesa se navzájem současně přibližují. Tvar stykové plochy závisí na křivosti povrchu obou těles v místě styku. Velikost stykové plochy vzrůstá se stoupajícím tlakem. U zakřivených těles rozeznáváme tři druhy styku: bodový styk, přímkový (čárový) styk a plošný styk. Při bodovém styku se tělesa dotýkají v nezátíženém stavu v jediném bodě (kuličková ložiska), při přímkovém styku v přímce (válečková ložiska) a při plošném styku v ploše.

3.3.1 Výpočtové vztahy pro pružná posunutí valivých ložisek

Předpokládáme-li, že u obvyklých typů valivých ložisek jsou křivosti u různých velikostí ložisek stejně úměrné valivému tělesu, je možno pro výpočet posunutí středu ložiska k ložiskovému tělesu v důsledku pružných změn tvaru ve stykových plochách valivých těles a ložiskových kroužků použít podle Fröhliche [1] následující přibližné vzorce:

Pro jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem:

Axiální posunutí δ_a

$$\delta_a = \frac{6,98 \cdot 10^{-4}}{\cos \alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{d_0}}$$

Zatížení valivého tělesa $Q = \frac{F_a}{z \cdot \sin \alpha}$

Průměr valivého tělesa: $d_0 = q_1 \cdot (D - d)$

Pro válečková ložiska s přímkovým stykem:

Radiální posunutí δ_r

$$\delta_r = \frac{7,68 \cdot 10^{-5}}{\cos \alpha} \cdot \frac{Q^{0,9}}{l_a^{0,8}}$$

Zatížení valivého tělesa $Q = \frac{5 \cdot F_r}{i \cdot z \cdot \sin \alpha}$

kde

F_r radiální zatížení ložiska [N]

F_a axiální zatížení ložiska [N]

α stykový úhel [°]

Q normální síla mezi valivým tělesem a drážkou [N]

d_0 průměr valivého tělesa [mm]

l_a efektivní délka válečku [mm]

z počet valivých těles

i počet řad valivých těles

D vnější průměr vnějšího kroužku ložiska [mm]

d průměr díry vnitřního kroužku ložiska [mm]

q_1 koeficient

$q_1 = 0,25 \div 0,32$ pro ložiska kuličková s kosoúhlým stykem jednořadá

$q_1 = 0,205 \div 0,257$ pro ložiska válečková

3.3.2 Výpočet vlivu předpětí dvojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211 na přesnost uložení

3.3.2.1 VÝPOČET PRUŽNÝCH POSUNUTÍ LOŽISEK 7211

průměr díry $d = 55 \text{ mm}$
vnější průměr $D = 100 \text{ mm}$
počet valivých těles $z = 15$

$d_0 = 0,25 \div 0,32 \cdot (100 - 55) = 11,25 \div 14,4$

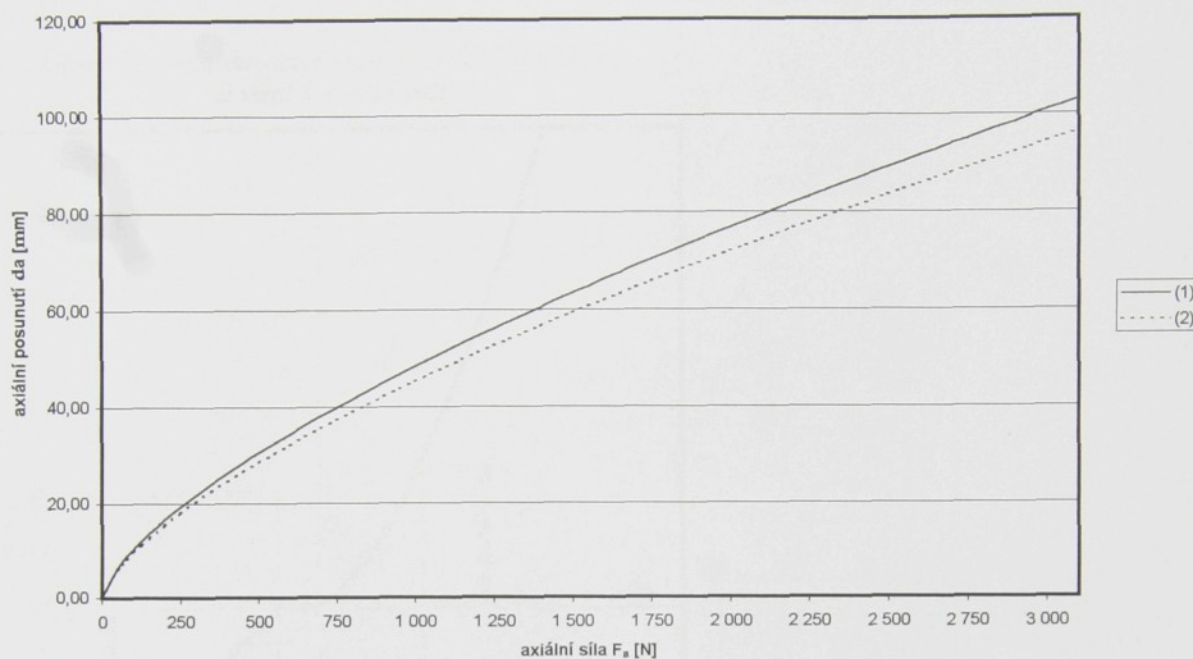
Podle katalogu přichází v úvahu d_0 v rozmezí od $d_0(1) = 11,5 \text{ mm}$ do $d_0(2) = 14 \text{ mm}$.

Tabulka vypočtených hodnot
(hodnoty pro obě ložiska jsou také vyneseny do grafů na následující straně)

Ložisko 7211 CD	$q_1 = 0,25$	$q_1 = 0,32$	Ložisko 7211 ACD	$q_1 = 0,25$	$q_1 = 0,32$
Průměr kuličky d_0 [mm]	11,5	14	Průměr kuličky d_0 [mm]	11,5	14
V grafu značeno	(1)	(2)	V grafu značeno	(1)	(2)
Axiální síla	axiální posunutí	axiální posunutí	Axiální síla	axiální posunutí	axiální posunutí
$F_a \text{ [N]}$	$\delta_a \text{ [}\mu\text{m]}$	$\delta_a \text{ [}\mu\text{m]}$			
0	0,00	0,00	0	0,00	0,00
100	10,42	9,76	100	4,60	4,31
200	16,54	15,49	200	7,31	6,84
300	21,68	20,30	300	9,57	8,97
400	26,26	24,59	400	11,60	10,86
500	30,47	28,54	500	13,46	12,60
600	34,41	32,22	600	15,20	14,23
700	38,13	35,71	700	16,84	15,77
800	41,68	39,04	800	18,41	17,24
900	45,09	42,23	900	19,91	18,65
1 000	48,37	45,30	1000	21,36	20,01
1 100	51,54	48,27	1100	22,76	21,32
1 200	54,62	51,15	1200	24,12	22,59
1 300	57,61	53,96	1300	25,45	23,83
1 400	60,53	56,69	1400	26,73	25,04
1 500	63,38	59,36	1500	27,99	26,22
1 600	66,17	61,97	1600	29,22	27,37
1 700	68,90	64,52	1700	30,43	28,50
1 800	71,57	67,03	1800	31,61	29,60
1 900	74,20	69,49	1900	32,77	30,69
2 000	76,78	71,91	2000	33,91	31,76

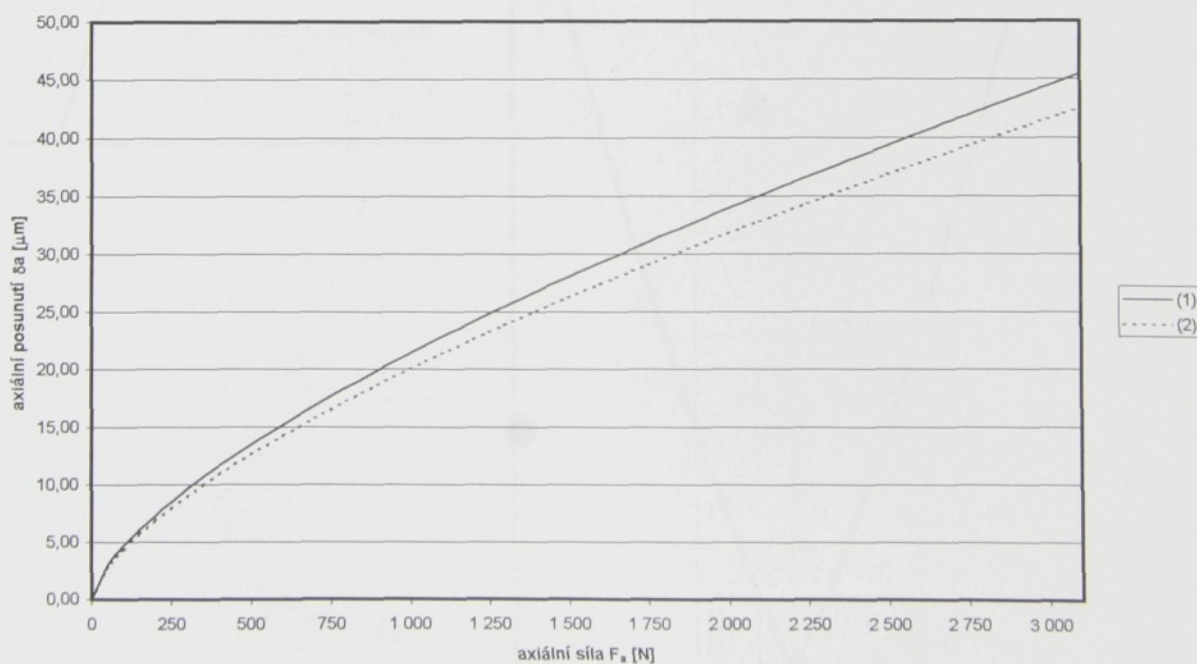
Tab. 5– Pružné deformace ložisek 7211 v závislosti na zatěžující axiální síle

Závislost axiálního posunutí na předpětí ložiska 7211 CD (15°)



Obr. 11 – Graf závislosti axiálního posunutí ložiska 7211 CD na předpětí

Závislost axiálního posunutí na předpětí ložiska 7211 ACD (25°)



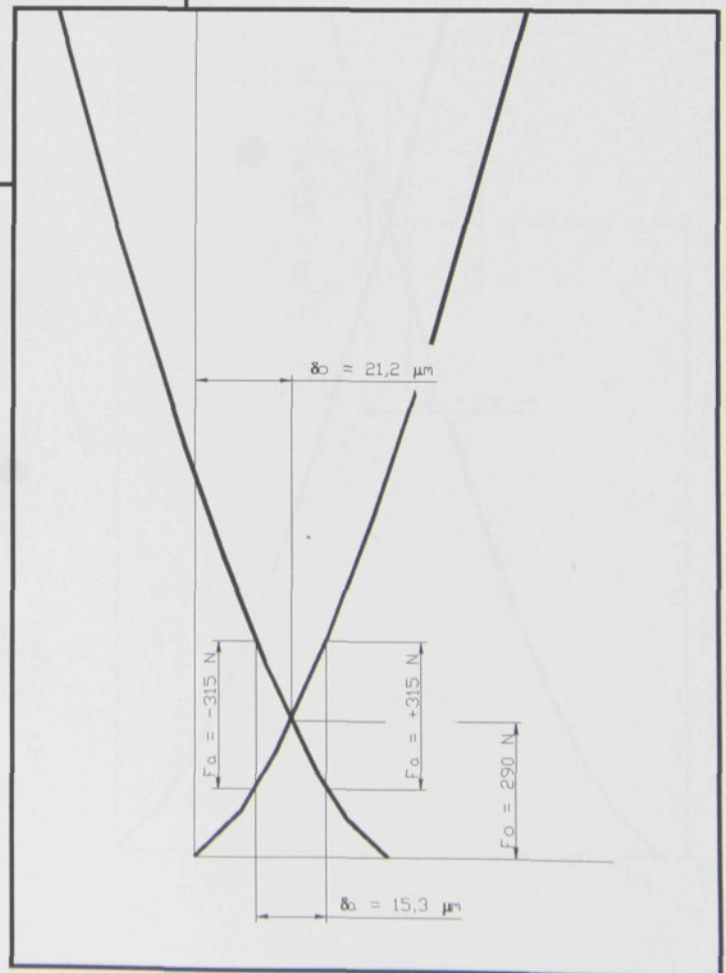
Obr. 12 – Graf závislosti axiálního posunutí ložiska 7211 ACD na předpětí

3.3.2.2 VLIV AXIÁLNÍ VŮLE A PŘEDPĚTÍ LOŽISEK 7211 CD NA PŘESNOST ULOŽENÍ:

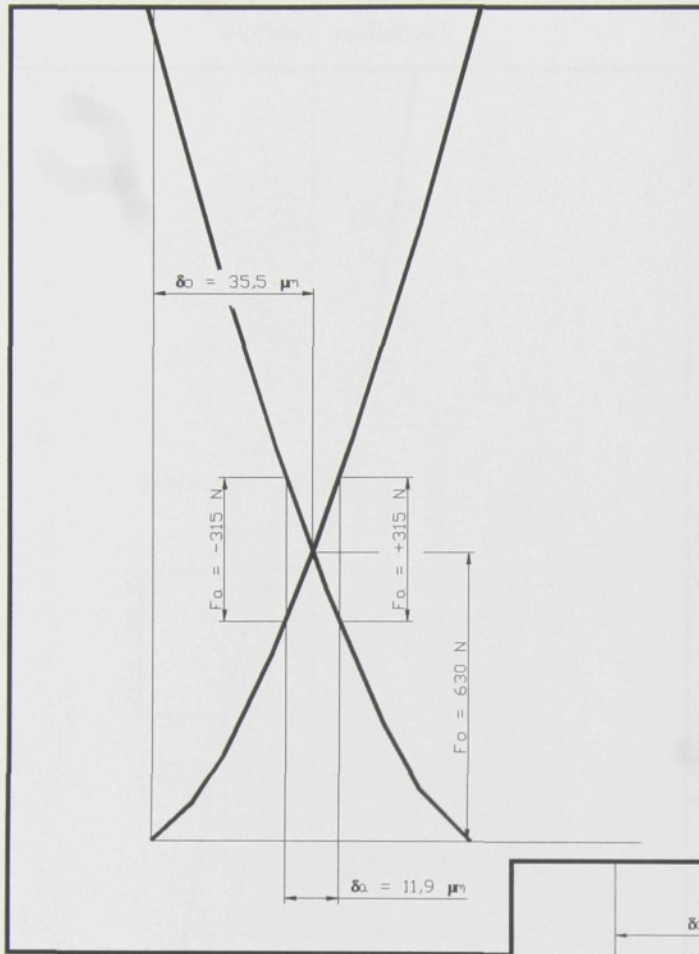
Obr. 13 – Diagram deformace ložisek 7211 CD při uložení s axiální vůlí



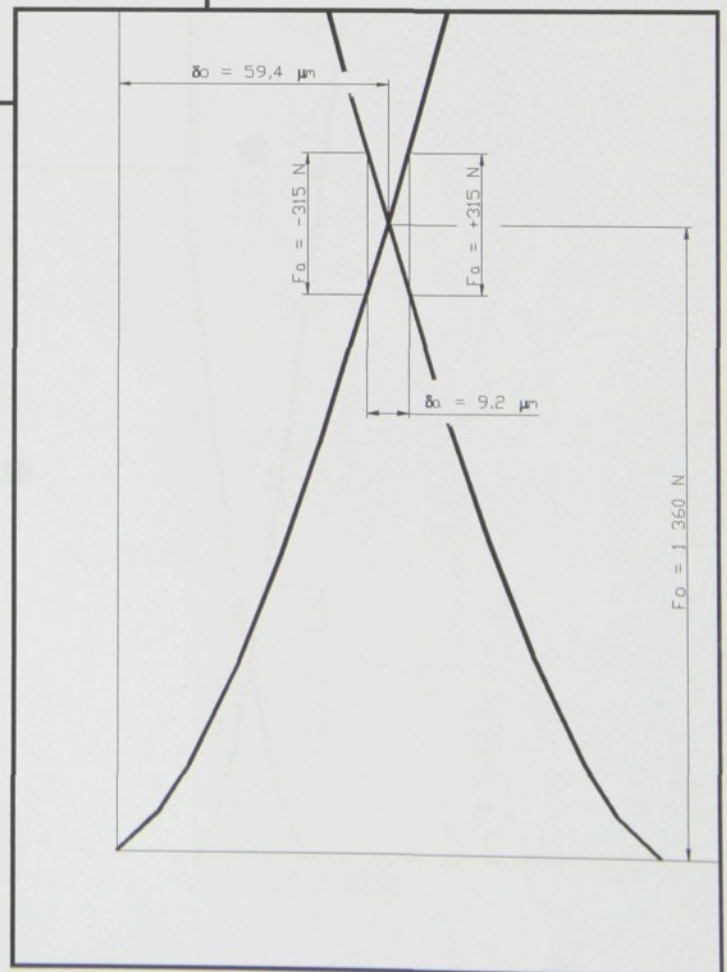
Obr. 14 – Diagram deformace ložisek 7211 CD při uložení s předpětím třídy GA



Obr. 16 -- Diagram deformace ložisek 7211 CD při
uložení předpětím třídy GB

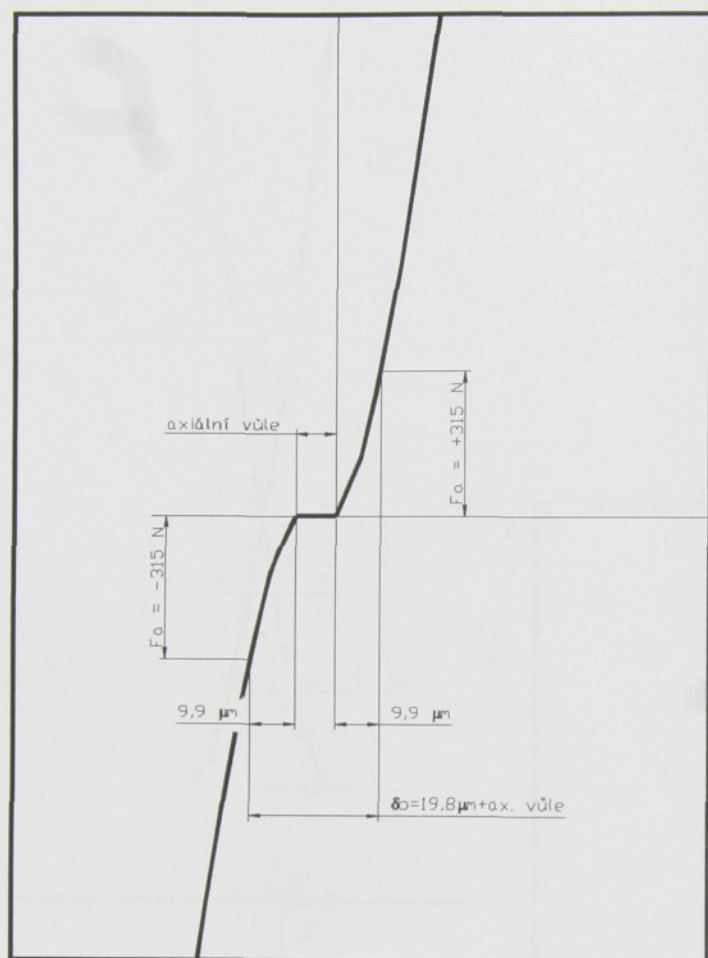


Obr. 15 -- Diagram deformace ložisek
7211 CD při uložení s předpětím třídy GC

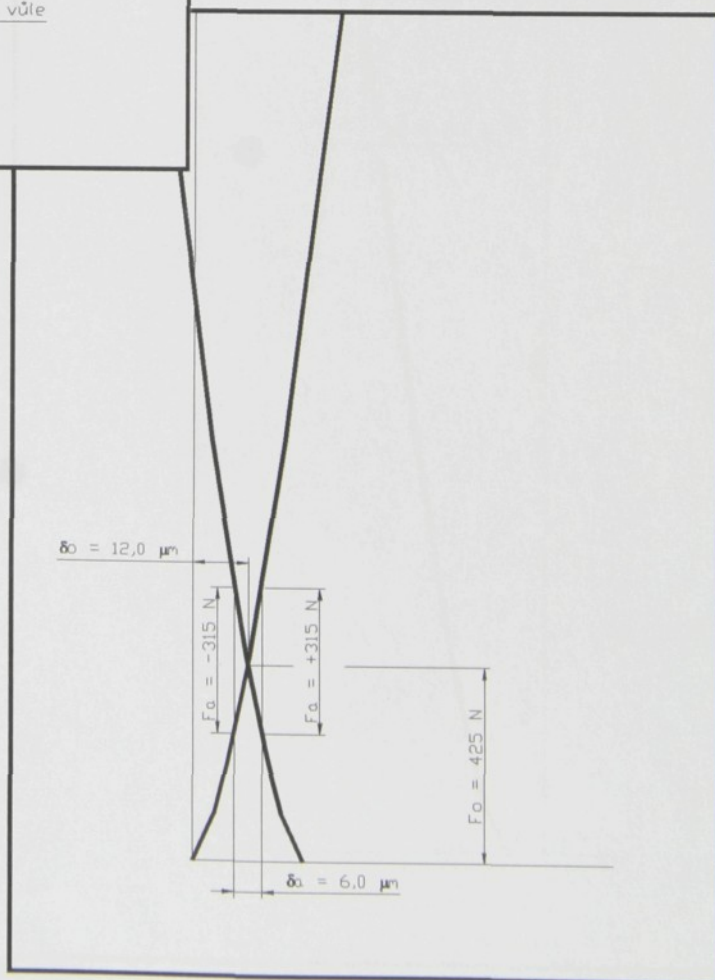


3.3.2.3 VLIV AXIÁLNÍ VŮLE A PŘEDPĚTÍ LOŽISEK 7211 ACD NA PŘESNOST ULOŽENÍ:

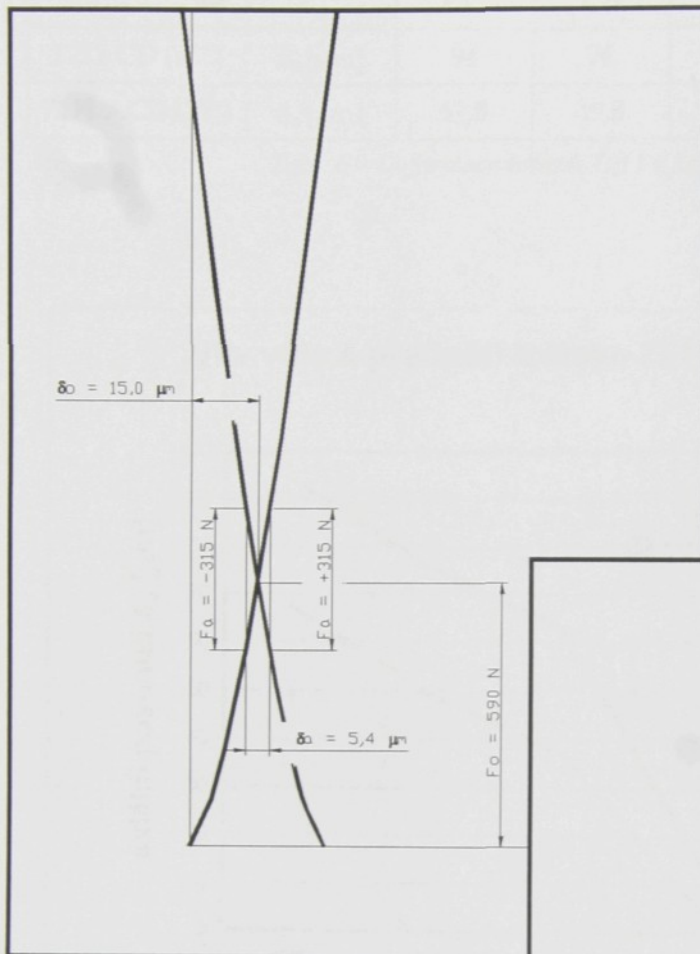
Obr. 17 -- Diagram deformace ložisek 7211 ACD při uložení s axiální vůlí



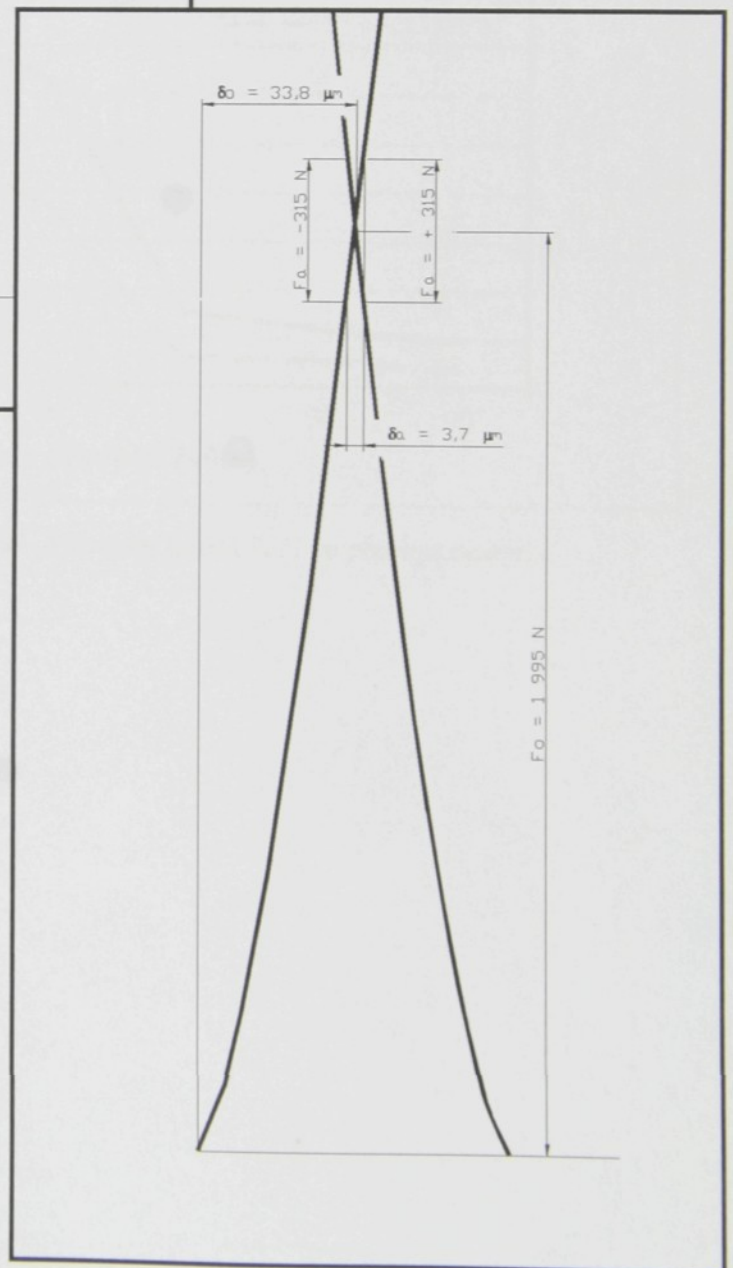
Obr. 18- -- Diagram deformace ložisek 7211 ACD při uložení s předpětím třídy GA



Obr. 20- – Diagram deformace ložisek 7211 ACD při
uložení s předpětím třídy GB



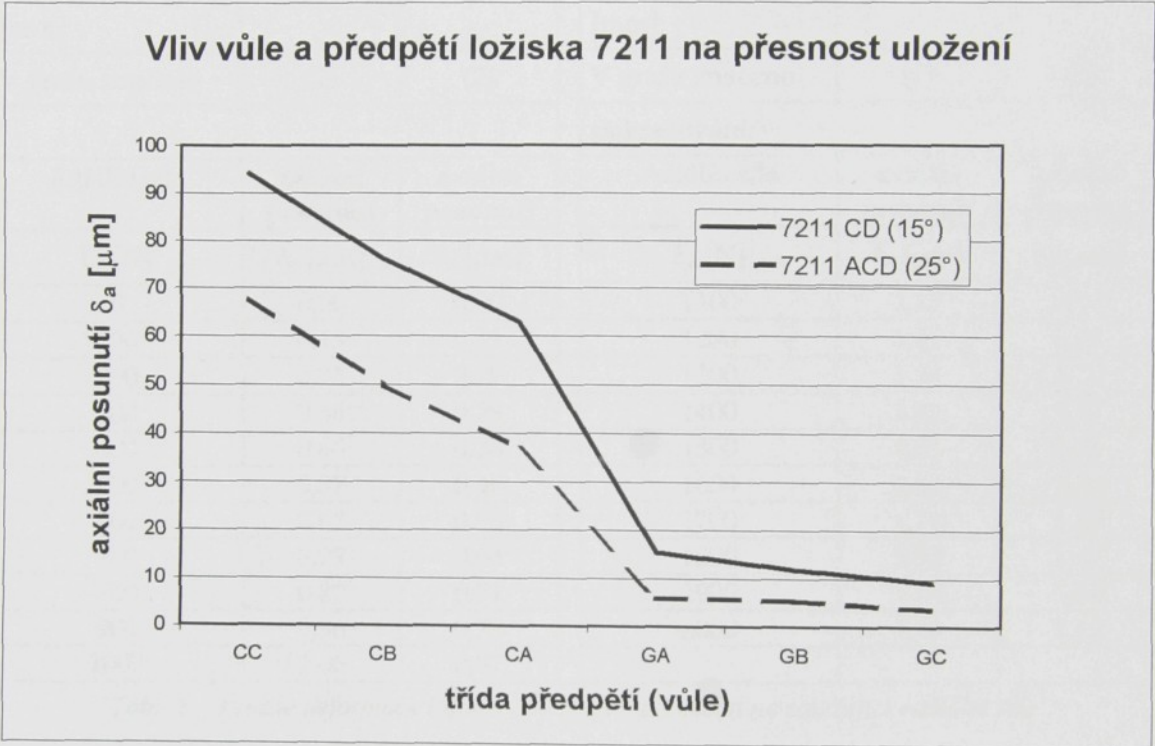
Obr. 19- – Diagram deformace ložisek 7211
ACD při uložení s předpětím třídy GC



Z diagramů předpětí zjištěné hodnoty:

		Třída vůle			Třída předpětí		
		CC	CB	CA	GA	GB	GC
7211 CD (15°)	$\delta_a [\mu\text{m}]$	94	76	63	15,3	11,9	9,2
7211 ACD (25°)	$\delta_a [\mu\text{m}]$	67,8	49,8	36,8	6,0	5,4	3,7

Tab. 6 – Deformace ložisek 7211 v závislosti na třídě předpětí



Obr. 21 – Graf vlivu axiální vůle a předpětí ložisek 7211 na přesnost uložení

3.3.3 Výpočet vlivu předpětí ložiska NN 3012 na přesnost uložení

3.3.3.1 VÝPOČET PRUŽNÝCH POSUNUTÍ VÁLEČKOVÉHO LOŽISKA NN 3012

průměr díry $d = 60\text{ mm}$ vnější průměr $D = 95\text{ mm}$

počet valivých těles $z = 24$

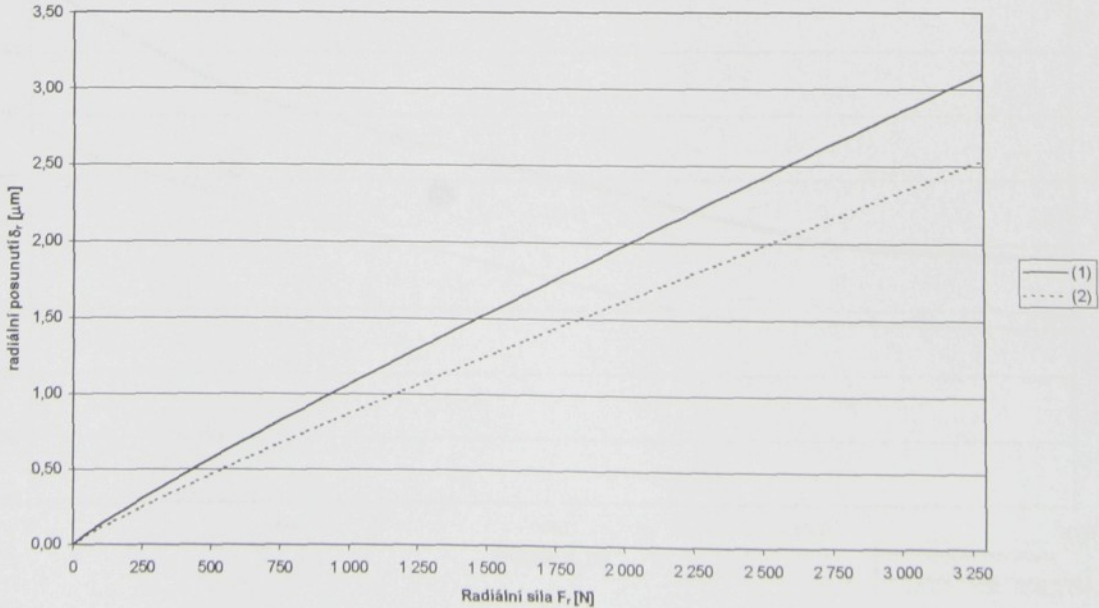
průměr valivého tělesa $d_0 = 0,205 \div 0,257 \cdot (95 - 60) = 7,175 \div 8,995$

Podle katalogu přichází v úvahu d_0 v rozmezí $d_0(1) = 7,5\text{ mm}$ a $d_0(2) = 9\text{ mm}$.

Ložisko NN 3012	$q_1 = 0,205$	$q_1 = 0,257$		$q_1 = 0,205$	$q_1 = 0,257$
Průměr kuličky d_0 [mm]	7,5	9	Průměr kuličky d_0 [mm]	7,5	9
V grafu značeno	(1)	(2)	V grafu značeno	(1)	(2)
			pokračování:		
Axiální síla	axiální posunutí	axiální posunutí	Axiální síla	axiální posunutí	axiální posunutí
F_a [N]	δ_a [μm]	δ_a [μm]	F_a [N]	δ_a [μm]	δ_a [μm]
0	0,00	0,00	1100	1,15	0,94
100	0,13	0,11	1200	1,25	1,02
200	0,25	0,20	1300	1,34	1,10
300	0,36	0,29	1400	1,43	1,17
400	0,46	0,38	1500	1,53	1,25
500	0,57	0,46	1600	1,62	1,32
600	0,67	0,55	1700	1,71	1,40
700	0,77	0,63	1800	1,80	1,47
800	0,87	0,71	1900	1,89	1,54
900	0,96	0,79	2000	1,98	1,62
1000	1,06	0,87			

Tab. 7 – Pružné deformace ložiska NN 3012 v závislosti na zatěžující radiální síle

Závislost deformace ložiska NN 3012 na radiální síle



Obr. 22 – Graf závislosti pružné deformace ložiska NN 3012 na zatěžující síle

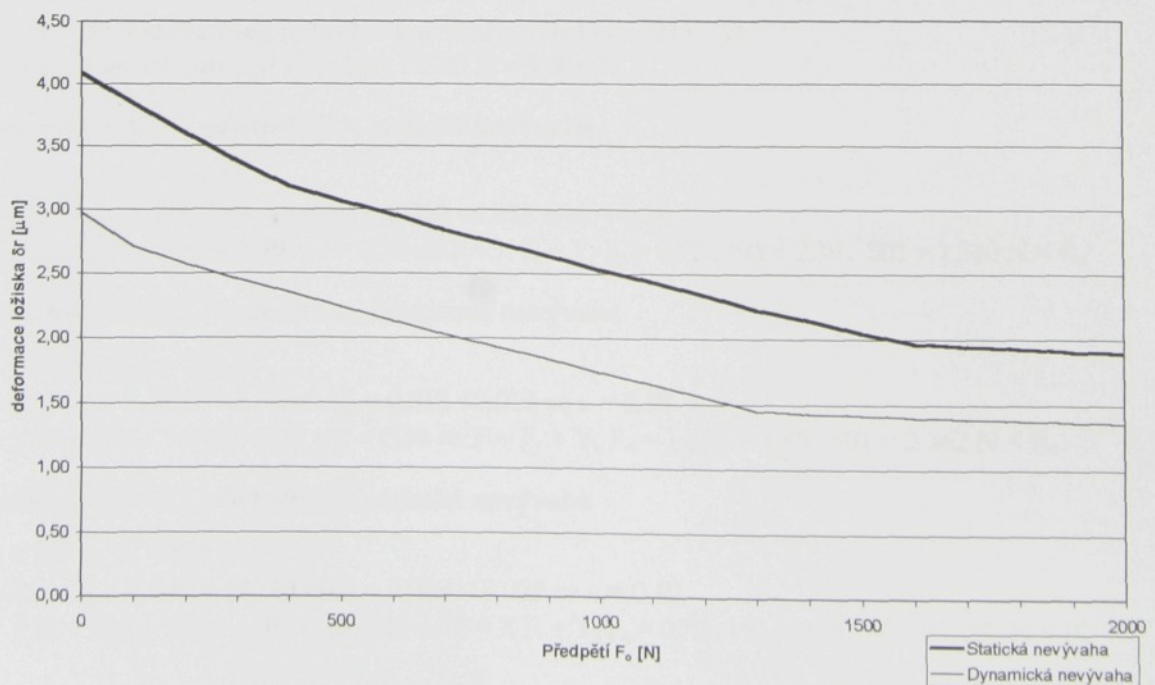
3.3.3.2 VLIV RADIÁLNÍHO PŘEDPĚTÍ LOŽISKA NN 3012 NA PŘESNOST ULOŽENÍ

Hodnoty zjištěné z diagramů předpětí:

předpětí	Statická nevývaha (-830 ÷ 3 410 N)	Dvojicová nevývaha (-230 ÷ 2 810 N)
F_o	δ_r	δ_r
[N]	[μm]	[μm]
0	4,09	2,97
100	3,84	2,71
200	3,60	2,57
300	3,38	2,45
400	3,18	2,35
500	3,06	2,24
600	2,96	2,13
700	2,84	2,03
800	2,74	1,93
900	2,64	1,84
1000	2,53	1,74
1100	2,44	1,65
1200	2,34	1,55
1300	2,23	1,45
1400	2,15	1,43
1500	2,05	1,42
1600	1,97	1,40
1700	1,95	1,39
1800	1,93	1,38
1900	1,91	1,37
2000	1,90	1,36

Tab. 8 – Vliv radiálního předpětí ložiska NN 3012 na přesnost uložení

Vliv předpětí ložiska NN 3012 na přesnost uložení



Obr. 23 – Graf vlivu předpětí ložiska NN 3012 na přesnost uložení

3.4 ROZBOR Vlivu PŘEDPĚTÍ NA TRVANLIVOST LOŽISEK

3.4.1 Vliv axiálního předpětí třídy GA, GB, GC na trvanlivost dvojice ložisek 7211

Při výpočtu ekvivalentního zatížení pro předepjatá ložiska je třeba uvažovat i s hodnotou předpětí. V závislosti na provozních podmínkách lze axiální složku zatížení F_a potřebnou k výpočtu ekvivalentního zatížení určit z následujících přibližných vztahů:

Pro ložiskové dvojice axiálně předepjaté:

$$\begin{aligned} F_a &= G_m + 0,67 K_a && \text{pro } K_a \leq 3 G_m \\ F_a &= K_a && \text{pro } K_a > 3 G_m \end{aligned}$$

kde :

$$\begin{aligned} F_a &\text{ axiální složka zatížení ložiska [N]} \\ G_m &\text{ předpětí v zamontovaném ložisku (podle 3.2.1) [N]} \\ K_a &\text{ vnější axiální zatížení na jednotlivém ložisku [N]} \end{aligned}$$

Axiální zatížení $K_a = 315 \text{ N} < 3 G_m$ pro všechny případy předpětí a pro výpočet tedy platí vztah:

$$F_a = G_m + 0,67 K_a$$

Pro ložiska 7211 CD (15°)

$$\begin{aligned} \text{Předpětí třídy GA:} & \quad G_m = 290 \text{ N} \Rightarrow F_a = G_m + 0,67 K_a = 290 + 0,67 \cdot 315 = 501 \text{ N} \\ \text{Předpětí třídy GB:} & \quad G_m = 630 \text{ N} \Rightarrow F_a = G_m + 0,67 K_a = 630 + 0,67 \cdot 315 = 841 \text{ N} \\ \text{Předpětí třídy GC:} & \quad G_m = 1\,360 \text{ N} \Rightarrow F_a = G_m + 0,67 K_a = 1\,360 + 0,67 \cdot 315 = 1\,571 \text{ N} \end{aligned}$$

Pro ložiska 7211 ACD (25°)

$$\begin{aligned} \text{Předpětí třídy GA:} & \quad G_m = 425 \text{ N} \Rightarrow F_a = G_m + 0,67 K_a = 425 + 0,67 \cdot 315 = 636 \text{ N} \\ \text{Předpětí třídy GB:} & \quad G_m = 590 \text{ N} \Rightarrow F_a = G_m + 0,67 K_a = 590 + 0,67 \cdot 315 = 801 \text{ N} \\ \text{Předpětí třídy GC:} & \quad G_m = 1\,995 \text{ N} \Rightarrow F_a = G_m + 0,67 K_a = 1\,995 + 0,67 \cdot 315 = 2\,206 \text{ N} \end{aligned}$$

Dále již použijeme klasický postup výpočtu trvanlivosti (podle vztahů uvedených ve 2.2)

Pro dvojici kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211 CD:

$$\text{Mezní únavové zatížení } P_u = 1,62 \cdot 1800 \text{ N} = 2\,916 \text{ N}$$

Ložiska 7211 CD, předpětí GA, statická nevývaha

$$F_r = 193 \text{ N}, F_a = 501 \text{ N}$$

$$2 \cdot F_a / C_0 = 2 \cdot 501 / (2 \cdot 43\,000) = 0,012 < 0,015 \Rightarrow e = 0,38$$

$$F_a / F_r = 501 / 193 = 2,59 > e = 0,38 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,72 \cdot 193 + 2,39 \cdot 501 = 1\,340 \text{ N} < P_u$$

Ložiska 7211 CD, předpětí GA, dvojicová nevývaha

$$F_r = 1\,535 \text{ N}, F_a = 501 \text{ N}$$

$$2 \cdot F_a / C_0 = 2 \cdot 501 / (2 \cdot 43\,000) = 0,012 < 0,015 \Rightarrow e = 0,38$$

$$F_a / F_r = 501 / 1\,535 = 0,33 < e = 0,38 \Rightarrow P = F_r + Y_1 F_a = 1\,535 + 1,65 \cdot 501 = 2\,362 \text{ N} < P_u$$

Ložiska 7211 CD, předpětí GB, statická nevývaha

$$F_r = 193 \text{ N}, F_a = 841 \text{ N}$$

$$2 \cdot F_a / C_0 = 2 \cdot 841 / (2 \cdot 43\,000) = 0,019 < 0,029 \Rightarrow e = 0,40$$

$$F_a / F_r = 841 / 193 = 4,36 > e = 0,40 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,72 \cdot 193 + 2,28 \cdot 841 = 2\,057 \text{ N} < P_u$$

Ložisko 7211 CD, předpětí GB, dvojicová nevývaha

$$F_r = 1\,535 \text{ N}, F_a = 841 \text{ N}$$

$$2. F_a / C_0 = 2 \cdot 841 / (2 \cdot 43\,000) = 0,019 < 0,029 \Rightarrow e = 0,40$$

$$F_a / F_r = 841 / 1\,535 = 0,55 > e = 0,40 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,72 \cdot 1\,535 + 2,28 \cdot 841 = 3\,023 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot 4\,000} \cdot \left(\frac{1,62 \cdot 55\,300}{3\,023} \right)^3 = 108\,441 \text{ hod} = 12,55 \text{ roku}$$

Trvanlivost ložiska 7211 CD s předpětím GB za předpokladu dvojicové nevývahy a trvalého provozu 24 hod denně při maximálních otáčkách $4\,000 \text{ min}^{-1}$ bude přibližně 12,5 roku, což je hodnota více než dostatečná.

Ložisko 7211 CD, předpětí GC, statická nevývaha

$$F_r = 193 \text{ N}, F_a = 1\,571 \text{ N}$$

$$2. F_a / C_0 = 2 \cdot 1\,571 / (2 \cdot 43\,000) = 0,036 < 0,058 \Rightarrow e = 0,43$$

$$F_a / F_r = 1\,571 / 193 = 8,14 > e = 0,43 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,72 \cdot 193 + 2,11 \cdot 1\,571 = 3\,454 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot 4\,000} \cdot \left(\frac{1,62 \cdot 55\,300}{3\,454} \right)^3 = 72\,701 \text{ hod} = 8,41 \text{ roku}$$

Trvanlivost ložiska 7211 CD s předpětím GC za předpokladu statické nevývahy a trvalého provozu 24 hod denně při maximálních otáčkách $4\,000 \text{ min}^{-1}$ bude přibližně 8,4 roku.

Ložisko 7211 CD, předpětí GC, dvojicová nevývaha

$$F_r = 1\,535 \text{ N}, F_a = 1\,571 \text{ N}$$

$$2. F_a / C_0 = 2 \cdot 1\,571 / (2 \cdot 43\,000) = 0,036 < 0,058 \Rightarrow e = 0,43$$

$$F_a / F_r = 1\,571 / 1\,535 = 1,02 > e = 0,43 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,72 \cdot 1\,535 + 2,11 \cdot 1\,571 = 4\,420 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot 4\,000} \cdot \left(\frac{1,62 \cdot 55\,300}{4\,420} \right)^3 = 34\,693 \text{ hod} = 4,01 \text{ roku}$$

Trvanlivost ložiska 7211 CD s předpětím GC za předpokladu dvojicové nevývahy a trvalého provozu 24 hod denně při maximálních otáčkách $4\,000 \text{ min}^{-1}$ klesne jen na 4 roky.

Pro dvojici kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211 ACD:

$$\text{Mezní únavové zatížení } P_u = 1,62 \cdot 1\,730 \text{ N} = 2\,802 \text{ N}$$

Ložiska 7211 ACD, předpětí GA, statická nevývaha

$$F_r = 193 \text{ N}, F_a = 636 \text{ N}, e = 0,68$$

$$F_a / F_r = 636 / 193 = 3,29 > e = 0,68 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,67 \cdot 193 + 1,41 \cdot 636 = 1\,026 \text{ N} < P_u$$

Ložiska 7211 ACD, předpětí GA, dvojicová nevývaha

$$F_r = 1\,535 \text{ N}, F_a = 636 \text{ N}, e = 0,68$$

$$F_a / F_r = 636 / 1\,535 = 0,41 < e = 0,68 \Rightarrow P = F_r + Y_1 F_a = 1\,535 + 0,92 \cdot 636 = 2\,120 \text{ N} < P_u$$

Ložiska 7211 ACD, předpětí GB, statická nevývaha

$$F_r = 193 \text{ N}, F_a = 801 \text{ N}, e = 0,68$$

$$F_a / F_r = 801 / 193 = 4,15 > e = 0,68 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,67 \cdot 193 + 1,41 \cdot 801 = 1\,259 \text{ N} < P_u$$

Ložisko 7211 ACD, předpětí GB, dvojicová nevývaha

$$F_r = 1\,535 \text{ N}, F_a = 801 \text{ N}, e = 0,68$$

$$F_a / F_r = 801 / 1\,535 = 0,52 < e = 0,68 \Rightarrow P = F_r + Y_1 F_a = 1\,535 + 0,92 \cdot 801 = 2\,272 \text{ N} < P_u$$

Ložisko 7211 ACD, předpětí GC, statická nevývaha

$$F_r = 193 \text{ N}, F_a = 2\,206 \text{ N}, e = 0,68$$

$$F_a / F_r = 2\,206 / 193 = 11,43 > e = 0,68 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,67 \cdot 193 + 1,41 \cdot 2\,206 = 3\,240 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot 4\,000} \cdot \left(\frac{1,62 \cdot 52\,700}{3\,240} \right)^3 = 76\,230 \text{ hod} = 8,82 \text{ roku}$$

Trvanlivost ložiska 7211 ACD s předpětím GC za předpokladu statické nevývahy a trvalého provozu 24 hod denně při maximálních otáčkách 4 000 min⁻¹ bude přibližně 8,8 roku.

Ložisko 7211 ACD, předpětí GC, dvojicová nevývaha

$$F_r = 1\,535 \text{ N}, F_a = 2\,206 \text{ N}, e = 0,68$$

$$F_a / F_r = 2\,206 / 1\,535 = 1,44 > e = 0,68 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,67 \cdot 1\,535 + 1,41 \cdot 2\,206 = 4\,139 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot 4\,000} \cdot \left(\frac{1,62 \cdot 52\,700}{4\,139} \right)^3 = 36\,566 \text{ hod} = 4,23 \text{ roku}$$

Trvanlivost ložiska 7211 ACD s předpětím GC za předpokladu dvojicové nevývahy a trvalého provozu 24 hod denně při maximálních otáčkách 4 000 min⁻¹ klesne na 4,2 roku.

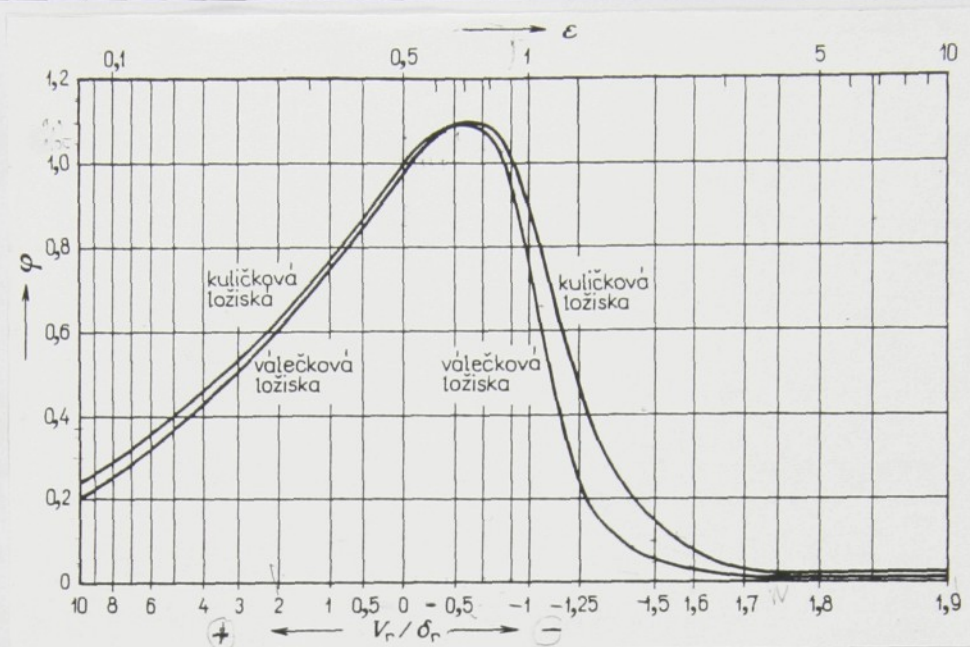
		Trvanlivost	
Ložisko	třída předpětí	zatížení statickou nevývahou	zatížení dynamickou nevývahou
7211 CD	GA	neomezená	neomezená
	GB	neomezená	12,5 roku
	GC	8,4 roku	4 roky
7211 ACD	GA	neomezená	neomezená
	GB	neomezená	neomezená
	GC	8,8 roku	4,2 roky

Tab. 9 – Vliv axiálního předpětí ložisek 7211 na trvanlivost

3.4.2 Vliv radiálního předpětí na trvanlivost ložiska NN 3012

Trvanlivost ložiska závisí na poměru radiální vůle v ložisku V_r a radiální deformace δ_r způsobené radiálními silami, tedy poměru V_r/δ_r , podle grafu na obr. 24. Poměr V_r/δ_r by měl být v ideálním případě přibližně -0,5; kdy se trvanlivost ložiska zvýší zhruba na 110% hodnoty trvanlivosti ložiska s nulovou radiální vůlí. V každém případě by se poměr V_r/δ_r měl pohybovat v intervalu $<-1, 1>$, kdy se celková životnost sníží maximálně na 80% hodnoty trvanlivosti ložiska s nulovou radiální vůlí. Výrazně škodlivé je překročení poměru V_r/δ_r u předepjatých ložisek nad hodnotu -1,6; kdy se trvanlivost ložiska sníží prakticky na nulu. V oblasti uložení s kladnou vůlí se nárůst V_r/δ_r neprojevuje tak drasticky, ještě pro $V_r/\delta_r = 4$ je životnost asi 40% hodnoty trvanlivosti ložiska s nulovou radiální vůlí. Z hlediska bezpečnosti provozu je proto vhodnější mít v ložisku malou radiální vůli, nežli nekontrolovatelné radiální předpětí, které může velmi snížit trvanlivost ložiska a vést k jeho havárii.

V následující tabulce (Tab. 9) je proveden výpočet součinitele trvanlivosti ϕ , který ukazuje poměrné snížení trvanlivosti ložiska vlivem předpětí. Pro výpočet byly použity hodnoty radiální deformace δ_r způsobené dvojicovou nevývahou, neboť jejich vliv na trvanlivost je nepříznivější.


 Obr. 24 – Součinitel trvanlivosti φ jako funkce V_r/δ_r

F_0	V_r	δr	$V_r/\delta r$	φ
0	0,00	2,97	0,00	1,00
100	0,13	2,71	0,05	1,02
200	0,25	2,57	0,10	1,03
300	0,36	2,45	0,15	1,04
400	0,46	2,35	0,20	1,05
500	0,57	2,24	0,25	1,06
600	0,67	2,13	0,31	1,08
700	0,77	2,03	0,38	1,09
800	0,87	1,93	0,45	1,09
900	0,96	1,84	0,52	1,10
1000	1,06	1,74	0,61	1,03
1100	1,15	1,65	0,70	0,98
1200	1,25	1,55	0,81	0,90
1300	1,34	1,45	0,92	0,82
1400	1,43	1,43	1,00	0,73
1500	1,53	1,42	1,08	0,60
1600	1,62	1,40	1,16	0,40
1700	1,71	1,39	1,23	0,27
1800	1,80	1,38	1,30	0,18
1900	1,89	1,37	1,38	0,10
2000	1,98	1,36	1,46	0,05

Tab. 10 – Vliv předpětí ložiska NN 3012 na snížení trvanlivosti

Z tabulky plyne, že maximální rozumné předpětí ložiska NN 3012 je kolem $F_0 = 1\,000\text{ N}$, tedy radiálního předpětí $1\text{ }\mu\text{m}$, kdy se životnost sníží pouze nepatrně.

3.5 ROZBOR VLIVU PŘEDPĚTÍ NA MINIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ

Minimální potřebné radiální zatížení nutné pro spolehlivý provoz ložisek bez tření mezi valivými tělesy a vodícími dráhami při otáčkách $4\,000\text{ min}^{-1}$ (viz 2.3):

$$\begin{aligned} 7211: & F_{\text{rmin}} = 580\text{ N} \\ \text{NN 3012:} & F_{\text{rmin}} = 1\,370\text{ N} \end{aligned}$$

3.5.1 Vliv předpětí na minimální zatížení ložisek 7211

Předpětím ložisek se zvýší i původně nedostatečné minimální zátěžné síly ložisek 7211 potřebné pro spolehlivý chod ložiska bez tření mezi valivými tělesy a vodícími dráhami. Pro výpočet minimální radiální síly jsou použity hodnoty pro ideálně vyvážený buben a nulové axiální dynamické síly, radiální síla odpovídá ekvivalentnímu zatížení ložiska.

Pro dvojici kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211 CD:

Ložiska 7211 CD, předpětí GA

$$\begin{aligned} F_r &= 30\text{ N}, F_a = 290\text{ N} \\ 2. F_a / C_0 &= 2 \cdot 290 / (2 \cdot 43\,000) = 0,007 < 0,015 \Rightarrow e = 0,38 \\ F_a / F_r &= 290 / 30 = 9,67 > e = 0,38 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,72 \cdot 30 + 2,39 \cdot 290 = 715\text{ N} > F_{\text{rmin}} \end{aligned}$$

Pro dvojici kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7211 ACD:

Ložiska 7211 ACD, předpětí GA

$$\begin{aligned} F_r &= 30\text{ N}, F_a = 425\text{ N}, e = 0,68 \\ F_a / F_r &= 425 / 30 = 14,1 > e = 0,68 \Rightarrow P = X F_r + Y_2 F_a = 0,67 \cdot 30 + 1,41 \cdot 425 = 619\text{ N} > F_{\text{rmin}} \end{aligned}$$

Pro obě varianty již nejnižší předpětí ložisek zajišťuje splnění podmínky minimální radiální síly.

3.5.2 Vliv předpětí na minimální zatížení ložiska NN 3012

Aby byla splněna podmínka minimální zátěžné síly pro ložisko NN 3012 i při záběhu, musí být předepjaté. Vzhledem k snižování trvanlivosti ložiska vlivem předpětí (viz 3.4) může být předpětí ložiska NN 3012 maximálně $F_0 = 1\,000\text{ N}$. Vzhledem k tomu, že i tato hodnota je nedostatečná, je třeba provádět záběh s dodatečným zatížením hřídele vřetene. Při záběhu je tedy třeba zatížit hřídel kotoučem o hmotnosti minimálně 30 kg, který vyvolá reakci v ložisku 350 N. Potom bude výsledné zatížení ložiska NN 3012 $F = 80 + 1000 + 350 = 1\,430\text{ N}$, což je hodnota dostatečná.

3.6 ROZBOR VLIVU PŘEDPĚTÍ NA PŘÍPUSTNÉ MAXIMÁLNÍ OTÁČKY

Provozní otáčky valivého ložiska jsou omezené. V zásadě lze říci, že toto omezení je dáno přípustnou provozní teplotou, která vyplývá z použitého maziva nebo materiálu jednotlivých dílů ložiska. Otáčky, při nichž se dosáhne přípustné provozní teploty závisí na teple vzniklém v ložisku (včetně tepla z vnějšího zdroje) a teple odváděném z ložiska. Přípustné otáčky závisí na typu a velikosti ložiska, vnitřní konstrukci, zatížení, mazání a chlazení, jakož i na konstrukci klece, přesnosti a vnitřní vůli. Přípustné otáčky pro mazání tukem a olejem uvádí ložiskové tabulky.

3.6.1 Přípustné otáčky pro ložiska 7211

Limitní otáčky uváděné v tabulkách jsou pouze orientačními hodnotami a platí za předpokladu, že ložiska jsou pouze lehce zatížena ($P < 0,06 C$), že jsou lehce předeptatá a je zajištěn dobrý odvod tepla z ložiska. Hodnoty uváděné u mazání tukem jsou maximální hodnoty za předpokladu použití kvalitního oleje s jemnou konzistencí. V případě, že jsou ložiska montována v sadách o dvou, třech či více ložiscích, je potřeba vynásobit hodnotu limitních otáček uváděnou v tabulkách redukčním koeficientem a tím snížit hodnotu maximálních přípustných otáček.

Redukční koeficient pro dvojici ložisek montovaných zády k sobě pro třídu předpětí GA je 0,8; pro předpětí GB je 0,7 a pro předpětí GC je 0,55.

Maximální přípustné otáčky pro mazání olejem jsou tedy

	bez předpětí	GA	GB	GC
7211 CD	14 000 min ⁻¹	11 200 min ⁻¹	9 800 min ⁻¹	7 700 min ⁻¹
7211 ACD	13 000 min ⁻¹	10 400 min ⁻¹	9 100 min ⁻¹	7 150 min ⁻¹

Tab. 11 – Mezní otáčky dvojice ložisek 7211 montované zády k sobě

3.6.2 Přípustné otáčky pro ložisko NN 3012

Přípustné otáčky udávané v tabulkách jsou pouze orientačními hodnotami a platí za předpokladu, že ložiska mají montážní předpětí maximálně 2 μm .

Pro ložisko NN 3012 jsou mezní otáčky pro mazání tukem $n = 9\,000 \text{ min}^{-1}$.

4 PROBLEMATIKA VYVAŽOVÁNÍ BUBNU

Bubny navíječek jsou vyvažovány ve dvou krocích. Poprvé je buben vyvažován samostatně po výrobě na vyvažovacím stroji ve dvou rovinách. Po nasazení bubnu na vřeteno navíječky je buben provozně vyvažován podruhé, tentokrát vzhledem k nepřístupnosti zadního měřicího místa již jen v jedné rovině. Tímto postupem se u některých bubnů dosáhne předepsaného stupně nevyváženosti již po několika vyvažovacích krocích, zatímco jiné bubny nelze vyvážit ani po hodině usilovné práce. Lze předpokládat dva základní důvody těchto problémů:

1. Při opakovaném rozběhu bubnu lamely díky vůlím nezaujmu vždy stejnou polohu (podrobněji viz 4.1)
2. Vzhledem k rozložení hmotnosti bubnu je statické provozní vyvažování bubnu pouze v jedné rovině nesmyslné (podrobněji viz 4.2)

4.1 VLIV POSUNU LAMEL NA KVALITU VYVAŽOVÁNÍ

Lamely bubnu jsou zkonstruovány tak, že se mohou v radiálním směru volně pohybovat. Při roztočení bubnu dojde vlivem odstředivé síly k vysunutí všech lamel a tím k upnutí cívky, na kterou se poté navinuje skelné vlákno. Vzhledem k tomuto uspořádání mají ale lamely také konstrukčně danou vůli obvodovou (přibližně 0,1 mm) a axiální (přibližně 0,5 mm).

Vzhledem k tomu, že podrobné konstrukční provedení bubnu a lamel je součástí know-how výrobce navíječek, nejsou k dispozici přesné rozměry, tolerance a hmotnosti lamel a jejich uložení. Následující propočty jsou tedy pouze ilustrační a přibližné. Přesto dostatečně dokazují vliv vůle a okamžité polohy lamel na kvalitu vyvažování. Z tohoto hlediska lze předepsaný stupeň vyvažování ve třídě 4 podle ČSN 01 1410 považovat za přiměřený jen pokud by rotor neobsahoval žádné pohyblivé části. Vzhledem k možným posunům lamel se však zdá být až příliš přísný a mnohdy prakticky nedosažitelný.

4.1.1 Vliv axiální vůle

Posune-li se jedna lamela axiálně o 0,5 mm, vznikne tím nevyváža.

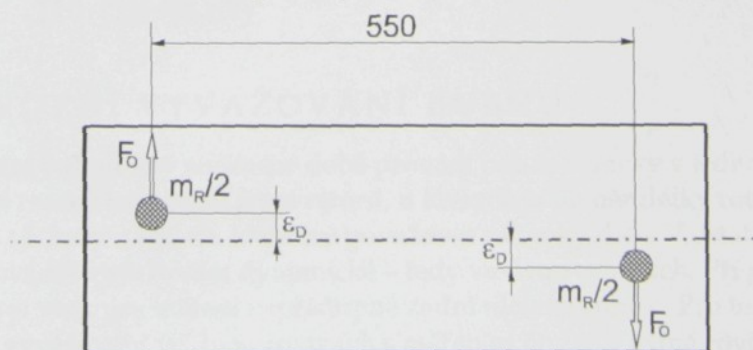
Na jednu lamelu o hmotnosti 1 kg působí při otáčkách $n = 4\,000\text{ min}^{-1} = 66,67\text{ s}^{-1}$ odstředivá síla:

$$F_0 = m \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot r \cdot (2\pi \cdot n)^2 = 1 \cdot 0,135 \cdot (2\pi \cdot 66,67)^2 = 23\,689\text{ N} \approx 23\,700\text{ N}$$

Jsou-li dvě protilehlé lamely oproti sobě posunuty o axiální vůli $v_A = 0,5\text{ mm}$, vznikne tím moment nevyváženosti:

$$M = F_0 \cdot v_A = 23\,700 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 11,85\text{ N} \cdot \text{m}$$

Tento moment lze přepočítat na údaj excentricity ε_D dvou hmot o hmotnosti poloviny váhy rotoru $m_R/2 = 55\text{ kg}$ na rameni $a = 550\text{ mm}$ odpovídající dvojicové nevyváženosti rotoru (viz obr.):



Obr. 25 – Dvojicová nevyváža vlivem axiálního posunu lamel

Pro moment způsobený dvojicovou nevývahou platí:

$$M = F_0 \cdot a = \frac{m_R}{2} \cdot \varepsilon_D \cdot \omega^2 \cdot a = \frac{m_R}{2} \cdot \varepsilon_D \cdot (2\pi \cdot n)^2 \cdot a$$

Potom tedy bude excentricita ε_D dvojicové nevývahy

$$\varepsilon_D = \frac{M}{\frac{m_R}{2} \cdot (2\pi \cdot n)^2 \cdot a} = \frac{11,85}{55 \cdot (2\pi \cdot 66,67)^2 \cdot 0,55} = 2,23 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 2,2 \text{ } \mu\text{m}$$

V extrémním případě by vzájemný posuv protilehlých lamel mohl nastat u všech 18 lamel, potom by tedy moment nevyváženosti byl devětkrát větší, tedy

$$M = 9 \cdot 11,85 = 106,65 \text{ N.m}$$

Tomu by potom odpovídala excentricita ε_D dvojicové nevývahy

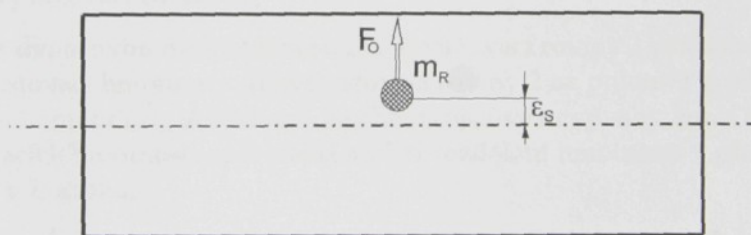
$$\varepsilon_D = \frac{M}{\frac{m_R}{2} \cdot (2\pi \cdot n)^2 \cdot a} = \frac{106,65}{55 \cdot (2\pi \cdot 66,67)^2 \cdot 0,55} = 20,1 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 20,1 \text{ } \mu\text{m}$$

4.1.2 Vliv obvodové vůle

Při obvodovém posunu lamel vznikne statická nevývaha. Obvodový posun jedné lamely o 0,1 mm na poloměru $r = 135 \text{ mm}$ vyvolá celkovou odstředivou sílu $F_0 = 17,5 \text{ N}$. Tomu je odpovídající statická excentricita ε_S hmoty rotoru m_R

$$F_0 = m \cdot \varepsilon_S \cdot \omega^2 = m \cdot \varepsilon_S \cdot (2\pi \cdot n)^2 \Rightarrow$$

$$\varepsilon_S = \frac{F_0}{m \cdot (2\pi \cdot n)^2} = \frac{17,5}{110 \cdot (2\pi \cdot 66,67)^2} = 0,91 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 0,9 \text{ } \mu\text{m}$$



Obr. 26 – Statická nevývaha vlivem obvodového posunu lamel

V extrémním případě dojde k posunu všech lamel. Celková odstředivá síla pak bude $F_0 = 202 \text{ N}$. Tomu je odpovídající statická excentricita ε_S hmoty rotoru m_R

$$\varepsilon_S = \frac{F_0}{m \cdot (2\pi \cdot n)^2} = \frac{202}{110 \cdot (2\pi \cdot 66,67)^2} = 10,46 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 10,5 \text{ } \mu\text{m}$$

4.2 PROVOZNÍ VYVAŽOVÁNÍ BUBNU

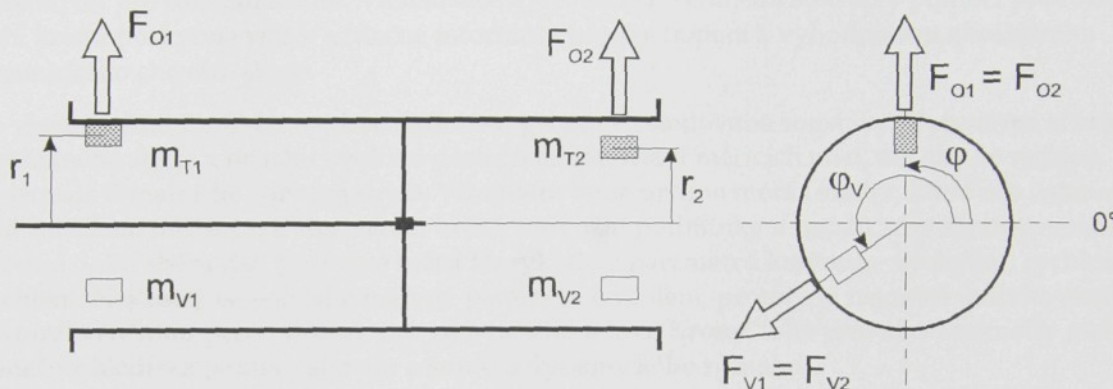
Provozní vyvažování bubnu se v současné době provádí pouze staticky v jedné rovině. Statické vyvažování v jedné rovině lze použít jen u rotorů, u kterých je poměr délky rotoru ku průměru rotoru menší než 1 : 5, tedy u rotorů, které lze považovat za tenký disk. V ostatních případech, jako je i náš, je třeba provádět vyvažování dynamické – tedy ve dvou rovinách. Při provozním vyvažování bubnu je však pro měření nepřístupné zadní uložení rotoru. Pro tento případ lze tedy doporučit metodu vyvažování ve dvou rovinách s měřením pouze v jedné rovině. Postup je následující.

Dynamické vyvažování s měřením v jedné rovině

Měření vibrací probíhá pouze v jedné rovině. Vyvažovací a testovací závaží jsou přidávána do dvou korekčních rovin. Vyvažování probíhá ve dvou krocích:

1. Namodelujeme statickou nevyváženost. Do vyvažovací roviny 1 přidáme na poloměru r_1 pod úhlem φ testovací hmotu m_{T1} , do vyvažovací roviny 2 na poloměr r_2 pod úhlem φ testovací hmotu m_{T2} . Abychom dosáhli statické nevyváhy, musí být odstředivá síla od obou testovacích hmotností stejná, tedy

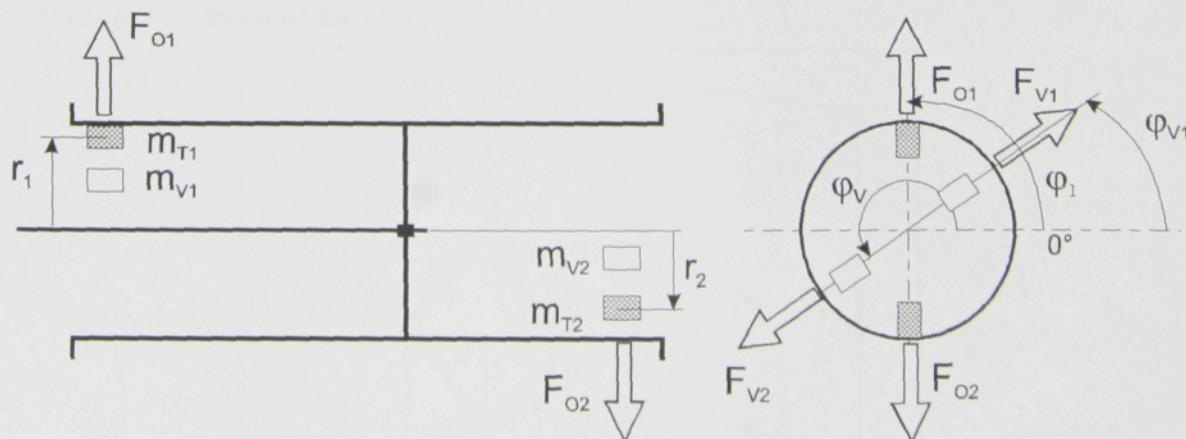
$$F_{O1} = m_{T1} \cdot r_1 \cdot \omega^2 = F_{O2} = m_{T2} \cdot r_2 \cdot \omega^2 \Rightarrow \frac{m_{T1}}{m_{T2}} = \frac{r_2}{r_1}, \text{ pro } r_1 = r_2 \text{ bude } m_{T1} = m_{T2}$$



Obr. 27 – Dynamické vyvažování s měřením v jedné rovině – krok 1

Do programu pro vyvažování zadáme testovací hmotnost $m_T = m_{T1} + m_{T2}$ pod úhlem φ . Programem vypočtenou vyvažovací hmotnost m_V na úhlu φ_V rozdělíme v poměru m_{T1} / m_{T2} na vyvažovací hmoty m_{V1} a m_{V2} . Vyvažovací hmotu m_{V1} umístíme pod úhlem φ_V na poloměr r_1 do vyvažovací roviny 1, a vyvažovací hmotu m_{V2} umístíme pod úhlem φ_V na poloměr r_2 do vyvažovací roviny 2.

2. Namodelujeme dvojicovou nevyváženost. Do vyvažovací roviny 1 přidáme na poloměru r_1 pod úhlem φ testovací hmotu m_{T1} , do vyvažovací roviny 2 na poloměr r_2 pod úhlem $\varphi + 180^\circ$ testovací hmotu m_{T2} . Abychom dosáhli dvojicové nevyváhy, musí být odstředivá síla od obou testovacích hmotností opět stejná a platí rozdělení hmotností v převráceném poměru poloměrů jako v 1. kroku.



Obr. 28 – Dynamické vyvažování s měřením v jedné rovině – krok 2

Do programu pro vyvažování zadáme testovací hmotnost $m_T = m_{T1} + m_{T2}$ pod úhlem φ . Programem vypočtenou vyvažovací hmotnost m_V na úhlu φ_V rozdělíme v poměru m_{T1} / m_{T2} na vyvažovací hmoty m_{V1} a m_{V2} . Vyvažovací hmotu m_{V1} umístíme pod úhlem φ_V na poloměr r_1 do vyvažovací roviny 1, a vyvažovací hmotu m_{V2} umístíme pod úhlem $\varphi_V + 180^\circ$ na poloměr r_2 do vyvažovací roviny 2.

5 ANALÝZA VIBRACÍ NAVÍJEČEK

Pracovníci katedry ve spolupráci s provozovatelem navíječek Vertexem Litomyšl vytvořili rozsáhlý soubor měření vibrací navíječek. Celkové chování navíječek za provozu je nejlépe zřetelné z výsledků měření provozních tvarů kmitů.

5.1 PROVOZNÍ TVARY KMITŮ

Měření provozních tvarů kmitů (strukturní stroboskopie) je jednou z nejjednodušších a současně nej přesnějších metod, neboť měříme odezvu soustavy buzené přímo provozní silou. Zjistíme dynamické deformace modelu na provozních frekvencích, tedy chování konstrukce zatížené neznámými provozními silami. Vizualizace dynamického chování soustavy pomocí provozních tvarů kmitů poskytuje velice užitečné informace pro pochopení a vyhodnocení absolutního dynamického chování stroje.

Pro vlastní měření je třeba nejprve definovat geometrii sledované soustavy. Vytvoříme si model zkoumaného stroje a na něm zvolíme dostatečné množství měřicích míst, tak aby co nejlépe popisovala dynamické chování stroje. V každém bodě určíme měřicí směry, které nás zajímají. Před začátkem měření je třeba ustavit určité provozní podmínky a zajistit, aby zůstaly nezměněny po celou dobu sběru dat. Je možné měřit kterýkoliv z parametrů kmitání – výchylku, rychlost nebo zrychlení. Nejčastěji se volí jako měřený parametr zrychlení, protože je nejméně ovlivňováno nízkofrekvenčními pohyby struktury jako tuhého tělesa. Kromě toho jsou akcelerometry nejlepší snímače z hlediska poměru signálu a šumu a dynamického rozsahu.

K vlastnímu měření se používá dvoukanálový analyzátor a dva snímače zrychlení, z nichž jeden slouží jako referenční, zatímco druhý snímač se přemísťuje postupně po měřicích bodech a snímá zrychlení v jednom či více směrech. Měříme při stabilních provozních podmínkách zkoumané soustavy a vyhodnocujeme rozdíl amplitud a fáze signálů mezi referenčním a přemísťovaným signálem. Naměřené hodnoty se vyhodnocují pomocí počítačového programu firmy Adash, který je schopen provést animaci dynamického chování sledované soustavy.

Na následujícím obrázku (Obr. 29) je model navíječky ND 300.2D.

Body 1÷8 jsou rohovými body rámu navíječky.

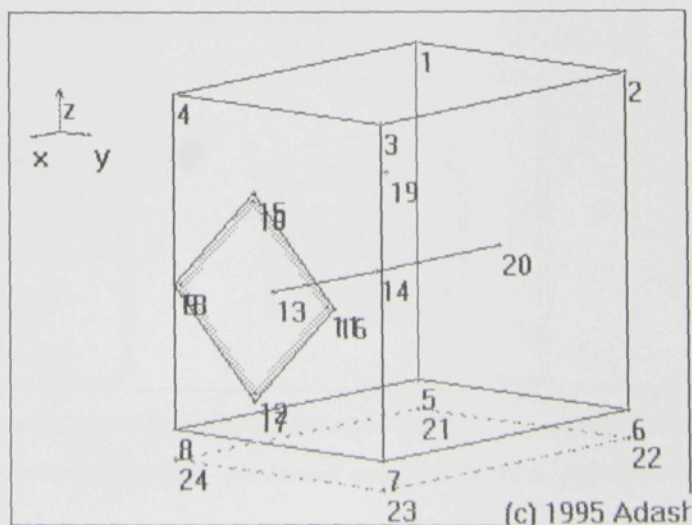
Body 9÷12 jsou body točny (vnitřní kosočtverec).

Body 15÷18 jsou body rámu navíječky v těsném sousedství měřených bodů na točně.

Body 13,14 a 20 jsou body na hřideli točny.

Bod 19 je bodem na krokovém motorku křídla.

Body 21÷24 jsou body na podlaze.

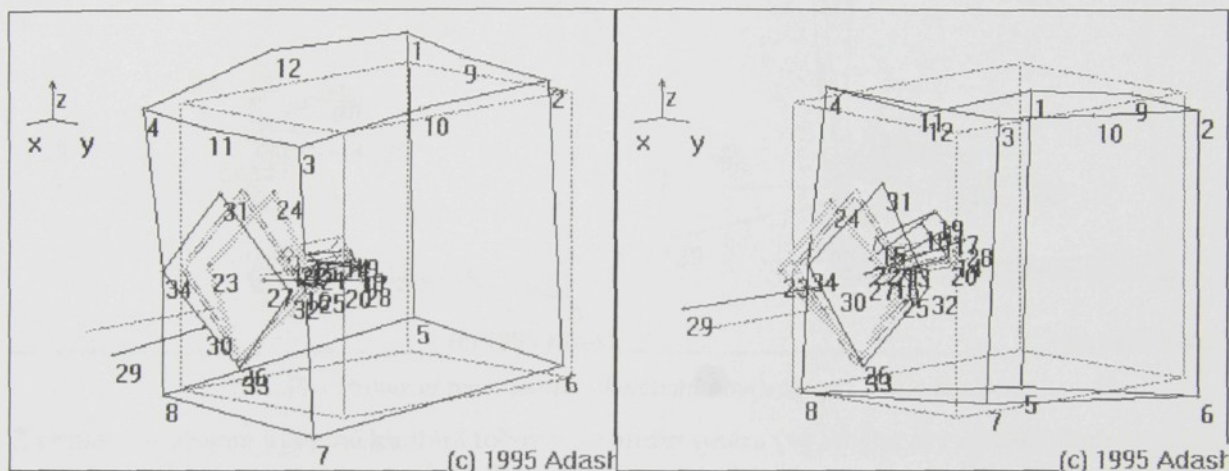


Obr. 29 – Provozní tvary kmitů - rozložení měřicích bodů na modelu

5.2 PŮVODNÍ STAV KMITÁNÍ PŘED ÚPRAVAMI

Měřením doběhové charakteristiky navíječky při doběhu ze 4 000 otáček/min do zastavení byla určena rezonanční oblast kmitání kolem 3 600 otáček. Všechna měření provozních tvarů byla proto prováděna právě pro otáčky bubnu 3 600 min⁻¹. Měřenou veličinou bylo vždy zrychlení.

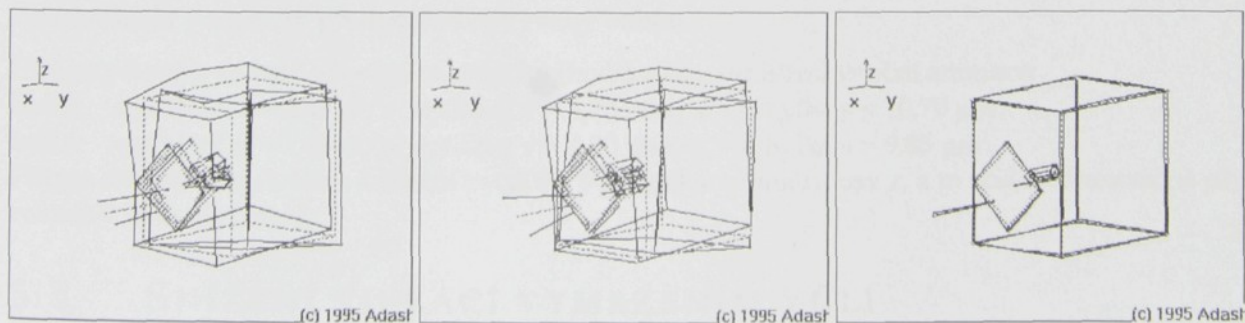
Původní stav vibrací navíječky před veškerými úpravami lze pozorovat na následujícím dvojobrázku (Obr. 30). Jedná se o měření provozních tvarů kmitů na navíječce provozované při otáčkách 3 600 min⁻¹ bez návinu, měřené na dílně. (Množství bodů a číslování na tomto obrázku je poněkud odlišné od dalších ilustrací, neboť toto měření bylo prováděno jako první mnohem dříve než ostatní měření ilustrující stav po úpravách navíječky.) Tečkovaným obrysem je naznačena základní poloha navíječky. Tmavé obrysy ukazují krajní polohy kmitů. Zobrazenou veličinou je zrychlení v jednotlivých bodech při multifrekvenční analýze.



Obr. 30 – Provozní tvary kmitů – původní stav kmitání

Měření provozních tvarů kmitů ukázalo, že na chování navíječky mají zásadní vliv kmity při rotorové frekvenci $f_R = 60$ Hz, které mají největší amplitudu, dále se projevují vyšší harmonické složky rotorové frekvence $2.f_R = 120$ Hz, $3.f_R = 180$ Hz, $4.f_R = 240$ Hz, $5.f_R = 300$ Hz a $6.f_R = 360$ Hz a dále $2,5.f_R = 150$ Hz. Z tohoto rozložení rezonančních frekvencí lze usoudit, že hlavním zdrojem kmitů je nevývaha rotoru. Vyšší harmonické složky prokazují nelinearitu chování soustavy a tedy rázové buzení.

Hrubé porovnání velikosti amplitud na jednotlivých frekvencích lze vidět na následujícím obrázku, kde byly kmity vyneseny ve stejném měřítku.



a) Multifrekvenční animace

b) Kmity na frekvenci 60 Hz

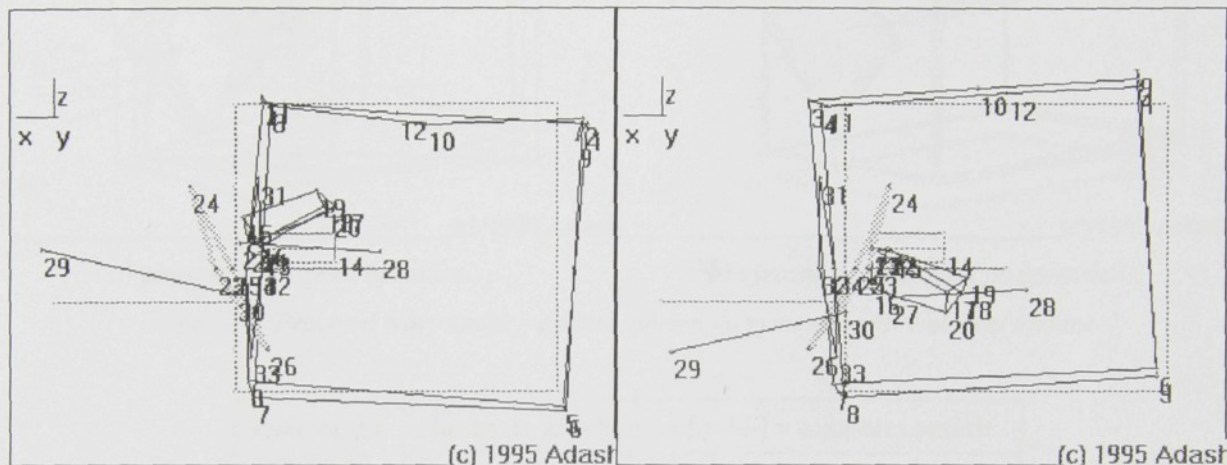
c) Kmity na frekvenci 120 Hz

Obr. 31 – Provozní tvary kmitů – porovnání amplitud kmitů na jednotlivých frekvencích

Z animace kmitů navíječky je vidět, že celá navíječka jakoby nadskakuje na podlaze. Odskakování je výraznější v zadní části navíječky (body 5 a 6) nežli vpředu (body 7 a 8). Celá navíječka tedy jakoby se kolébala kolem přední hrany. Ještě lépe tento jev ilustruje animace kmitů navíječky na rotorové frekvenci 60 Hz, odpovídající otáčkám 3 600 min⁻¹ – viz obr. 30 b). Z toho lze usuzovat, že

buzení těchto kmitů je nevývahou převislého rotoru – bubnu. Hmota navíječky je rozložena nerovnoměrně. Těžiště se nachází někde v první čtvrtině rámu směrem k bubnu, kde jsou uloženy oba motory pohánějící bubny. Tam se také nachází podpora pro zvedání navíječky pomocí vysokozdvizného vozíku. Zadní část navíječky je více méně prázdná. Proto je-li buzena nevývahou rotoru, kolébá se kolem přední hrany.

Vzhledem k tomu, že jak podlaha tak rám navíječky jsou tuhá, navzájem neprostupná tělesa, lze předpokládat, že vždy při dopadu zadní části navíječky vznikne značný ráz. Ten se přenáší rámem navíječky a projevuje se axiálními rázy na kmitání točny a tedy i bubnu s návinem. To je pěkně vidět na bočním pohledu, kde je zřetelné axiální kmitání točny v protifázi s dopady zadní části navíječky (Obr. 32).



Obr. 32 – Provozní tvary kmitů – kolébání navíječky při pohledu z boku

Z obrázků je zřejmé výrazné kmitání točny v axiálním směru (ve směru osy x) vůči okolnímu rámu – nejvýraznější je porovnání v bodech 24 a 31 na horním okraji točny. Z tabulky naměřených hodnot jsou hodnoty v bodě 24:

zrychlení $a = 2,40 \text{ m/s}^2$, rychlost $v = 4,92 \text{ mm/s}$, výchylka $s = 12,0 \text{ } \mu\text{m}$

Vzhledem k tomu, že v bodě 24 bylo možno měřit pouze ve směru osy x, jsou tyto hodnoty také hodnotami axiálního kmitání točny. Podobné hodnoty lze předpokládat i na rotujícím bubnu.

Maximálních hodnot absolutních kmitů dosahuje bod 29 měřený ve všech třech směrech na konci stojícího bubnu:

zrychlení $a = 5,15 \text{ m/s}^2$, rychlost $v = 10,46 \text{ mm/s}$, výchylka $s = 25,35 \text{ } \mu\text{m}$

Na celkové hodnoty kmitů bodu 29 mají vliv především kmity v radiálním směru (směr osy y a z):

ve směru osy y: zrychlení $a = 3,76 \text{ m/s}^2$, rychlost $v = 7,80 \text{ mm/s}$, výchylka $s = 19,06 \text{ } \mu\text{m}$

ve směru osy z: zrychlení $a = 3,07 \text{ m/s}^2$, rychlost $v = 6,32 \text{ mm/s}$, výchylka $s = 15,33 \text{ } \mu\text{m}$

Tyto hodnoty podporují předpoklad nevývahy bubnu.

Hodnoty kmitů zadní části rámu navíječky (bod 5 a 6) z multifrekvenční animace:

bod 5: zrychlení $a = 2,67 \text{ m/s}^2$, rychlost $v = 4,73 \text{ mm/s}$, výchylka $s = 10,70 \text{ } \mu\text{m}$

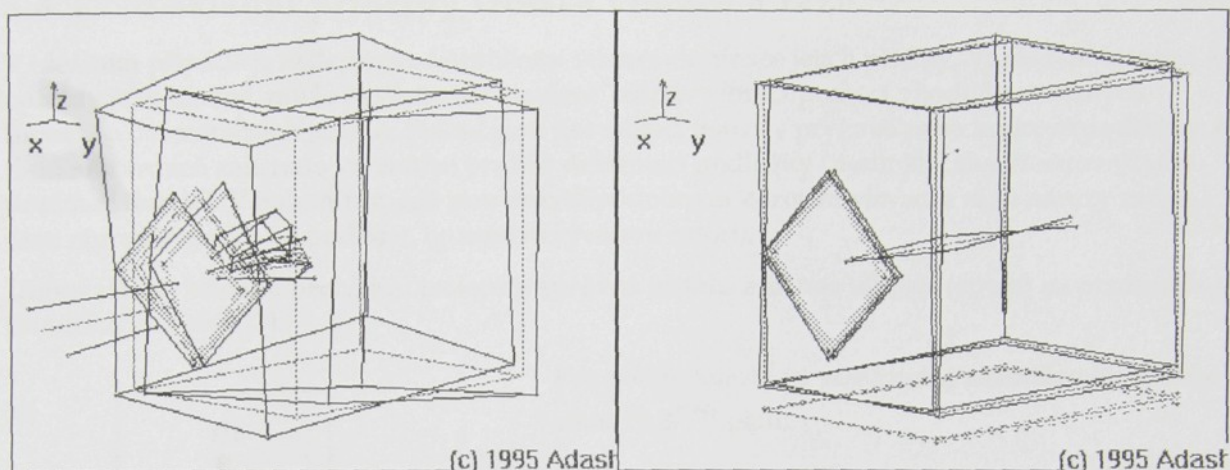
bod 6: zrychlení $a = 2,39 \text{ m/s}^2$, rychlost $v = 4,30 \text{ mm/s}$, výchylka $s = 9,85 \text{ } \mu\text{m}$

Přitom dominantní složkou kmitání bodů 5 a 6 je složka ve směru osy z, a to zcela jednoznačně při rotorové frekvenci 60 Hz.

5.3 SNÍŽENÍ VIBRACÍ VYMEZENÍM VŮLÍ

Na základě předchozího rozboru provozních tvarů kmitů ověřeného řadou dalších měření navrhli pracovníci katedry technické diagnostiky následující úpravy v uložení točny: vymezení axiálních vůlí v uložení vřetene – výměnu dvojice ložisek s kosoúhlým stykem montovaných s axiální vůlí za dvojici ložisek se středním předpětím třídy GB a vymezení radiální vůle válečkového ložiska NN 3012 na nulu. Zároveň byly provedeny úpravy v uložení točny – uložení ložiska pružně v pryžovém lůžku. Vliv úprav byl ověřován dalším měřením provozních tvarů kmitů navíječky při zkušebním provozu na dílně. Aby bylo možno porovnávat hodnoty, bylo měření prováděno za

stejných podmínek jako předchozí, tedy při otáčkách $3\,600\text{ min}^{-1}$. Velikost absolutních hodnot kmitů před a po úpravách vynesenu ve stejném měřítku názorně ukazuje multifrekvenční animace na následujícím obrázku. Porovnání hodnot zrychlení kmitů v axiálním směru na točně, které nás zajímá nejvíce, je potom v tabulce 10.



a) původní kmitý před úpravami

b) výrazně nižší kmitání po úpravách

Obr. 33 – Provozní tvary kmitů – snížení vibrací po vymezení vůlí v uložení vřetene

číslo bodu na točně	hodnota zrychlení a [m/s^2] v axiálním směru	
	před úpravami	po úpravách
9	2,04	0,61
10	2,40	0,69
11	2,15	0,60
12	2,07	0,41

Tab. 12 – Porovnání hodnot vibrací točny (číslování podle obr. 28)

Z tabulky vyplývá, že po úpravách se dosáhlo snížení vibrací na méně než 30% původních hodnot.

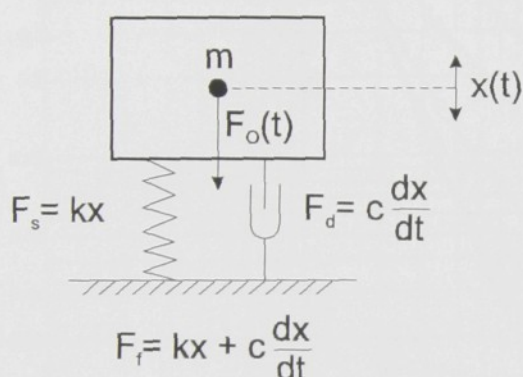
Protože ovlivnění základní příčiny vibrací – nevývahy bubnu je poměrně problematické, jak je naznačeno ve 4. kapitole, byla k dalšímu snižování vibrací použita metoda izolace vibrací a rázů popsaná v příručce Mechanical Vibration and Shock Measurements od firmy Brüel & Kjær [5].

5.4 SNÍŽENÍ VIBRACÍ PRUŽNÝM ULOŽENÍM NAVÍJEČKY

5.4.1 Základní principy izolace vibrace a rázu

V ideálním případě je nejlepším odstraněním vibrací eliminace jejich příčiny. Vzhledem k tomu, že ne vždy je to možné, může být řešením „izolace“ zdroje vibrací pomocí vhodně navržených tlumičů a deformačních pružin. Pokud jsou pro izolaci použity pryžové nebo korkové podložky, je tlumení zároveň zahrnuto ve vnitřní pružné deformaci podložky (podložka slouží zároveň jako pružina i tlumič). V našem případě jsou pravděpodobným zdrojem vibrací a rázů nárazy zadní části rámu navíječky do podlahy, buzené nevývahou rotoru.

Univerzálním řešením problému izolace je správná instalace zdroje vibrace (stroje) na pružinách a tlumičích (viz obr. 33).



Pro pohyb hmoty m zatěžované osamělou sinusovou silou $F_0 e^{j2\pi ft}$ platí:

$$x(f) = H(f) \cdot F_0 \cdot e^{j2\pi ft}$$

kde

$$H(f) = \frac{1}{4\pi^2 \cdot f_0^2 \cdot m \left(1 - \left(\frac{f}{f_0} \right)^2 + \frac{j \cdot f}{Q \cdot f_0} \right)}$$

rezonanční frekvence

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Obr. 34 – Izolace vibrací a rázů –
uložení stroje na pružinách a tlumičích

koeficient kvality tlumení systému $Q = \frac{1}{c} \cdot \sqrt{k \cdot m}$

V případě izolace vibrací nás většinou nezajímá pohyb hmoty $x(f)$ ale síla, přenášená na podlahu. Tato síla se rovná vektorovému součtu síly přenášené pružinou a síly přenášené tlumičem, tedy

$$F(f) = kx + c \frac{dx}{dt} = kx(f) + c \frac{d[x(f)]}{dt} = F_t e^{j(2\pi ft + \alpha)}$$

$$F_t e^{j(2\pi ft + \alpha)} = [k \cdot H(f) + j2\pi \cdot f \cdot c \cdot H(f)] \cdot F_0 e^{j2\pi ft}$$

odtud tedy přenos síly

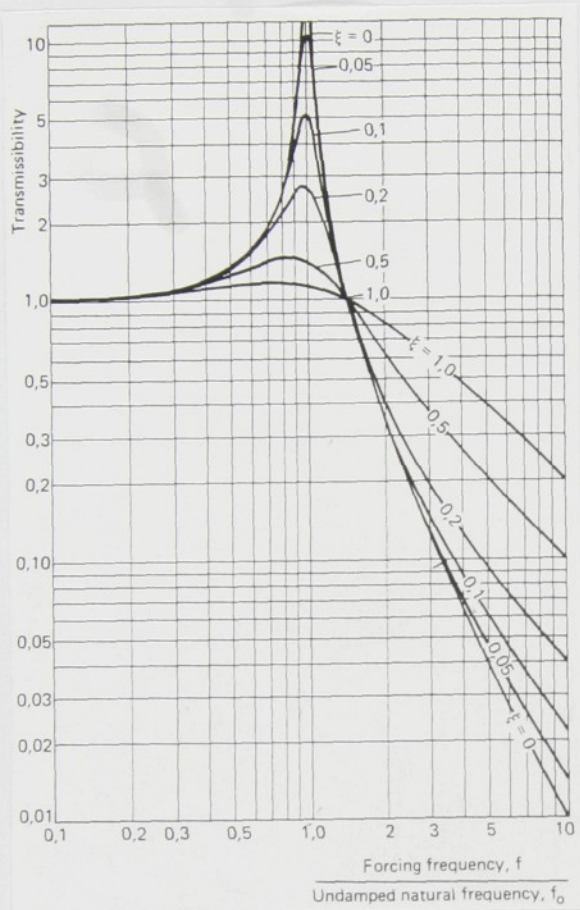
$$\frac{F_t}{F_0} \cdot e^{j\alpha} = T = \frac{\frac{1}{4\pi^2 \cdot f_0^2} \left(\frac{k}{m} + \frac{j2\pi \cdot f \cdot c}{m} \right)}{1 - \left(\frac{f}{f_0} \right)^2 + \frac{jf}{Q \cdot F_0}}; \text{ po úpravě } |T| = \frac{\sqrt{1 + \frac{1}{Q^2} \left(\frac{f}{f_0} \right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f_0} \right)^2 \right]^2 + \frac{1}{Q^2} \left(\frac{f}{f_0} \right)^2}}$$

f_0 přirozená netlumená rezonanční frekvence soustavy hmota + pružina

$1/Q$ měřítko tlumení systému

$$\frac{1}{Q} = 2\xi = 2 \frac{c}{c_c} = \frac{c}{\sqrt{k \cdot m}}$$

ξ - poměrné tlumení; $c_c = 2\sqrt{k \cdot m}$ - koeficient kritického tlumení



Obr. 35 – Graf závislosti přenosu $|T|$ na poměru f/f_0

Na obrázku (Obr. 35) je graf vyjadřující odvozenou závislost absolutní hodnoty přenosu síly $|T|$ pro různá poměrná tlumení ξ .

Základní princip izolace vibrací potom spočívá ve výběru takového pružného uložení, aby přirozená frekvence f_0 soustavy hmota + pružina byla výrazně nižší než nejnižší frekvenční složka f buzení vyvolaného strojem, tedy poměr f/f_0 byl pokud možno co nejvyšší.

Poměrné tlumení ξ je třeba vybrat tak, aby byl co nejnižší přenos (tedy co nejlépe izolované vibrace) při frekvencích vysoko nad f_0 , ale zároveň je třeba respektovat zesílení přenosu na rezonanční frekvenci, které by nemělo být příliš velké.

V praxi jsou však ještě další vlivy. Některé z nich jsou stručně naznačeny dále:

Skutečný tuhý stroj uložený na čtyřech pružinách představuje soustavu ne s jedním, ale šesti stupni volnosti (posun ve třech směrech a rotace kolem tří navzájem kolmých os) Při výběru vhodného uložení pak musí být nejnižší frekvenční složka spektra buzení výrazně vyšší než nejvyšší z rezonančních frekvencí soustavy s více stupni volnosti.

Dále je třeba brát v úvahu příčnou stabilitu celého systému. Z toho tedy v praxi plyne omezení pro nejnižší možnou tuhost úložných pružin. V praxi se obvykle uvažuje pro systém s jedním stupněm volnosti rezonanční frekvence $5 \div 10$ Hz.

Dalším vlivem, který může být potřeba uvažovat v praxi je reakce od základů (podlahy). V předchozích úvahách byla podlaha považována za nekonečně touhou, tedy předpokládali jsme, že pohyb soustavy o hmotnosti m je zcela pohlcen pružinou a tlumičem. V mnoha případech je tato nepřesnost zanedbatelná. Nicméně přesnější výsledky získáme, pokud nahradíme základy hmotou, která má možnost pohybu ve svislém směru. Rezananční frekvence takového systému je

potom $f'_0 = f_0 \sqrt{1 + \frac{m}{M}}$, kde f_0 je „původní“ rezonanční frekvence systému s hmotou m a tuhostí k (hmotnost základů $M = \infty$).

V praxi tedy provedeme frekvenční analýzu kmitání stroje. Z naměřeného (nebo odhadnutého) spektra vybereme nejnižší frekvenční složku, kterou chceme izolovat. Poté s ohledem na graf přenosu síly $|T|$ odhadneme rezonanční frekvenci odizolovaného systému - obvykle se uvažuje frekvence $5 \div 10$ Hz. K určení potřebné tuhosti uložení (pružiny), lze použít vzorec

$$k = (2\pi)^2 \cdot m \cdot f_0^2$$

kde

m hmotnost stroje, který izolujeme [kg]

f_0 rezonanční frekvence stroje + izolačního uložení [Hz]

Dalšími předpoklady je, že pružná uložení jsou rozmístěna souměrně kolem těžiště. Těžiště stroje má být umístěno co nejnižše. Případné houpání stroje lze odstranit uložení stroje na těžkou podložku nebo tzv. plovoucí podlahu.

Uvedené vztahy platí obecně. Jsou tedy platné i v obráceném případě přenosu vibrací ze základů (podlahy) na stroj. Pouze je nutno zkontrolovat i všechny složky kmitání jednotlivých částí stroje (abychom neodizolovali celkovou vibraci a přitom některá část stroje nerezonovala).

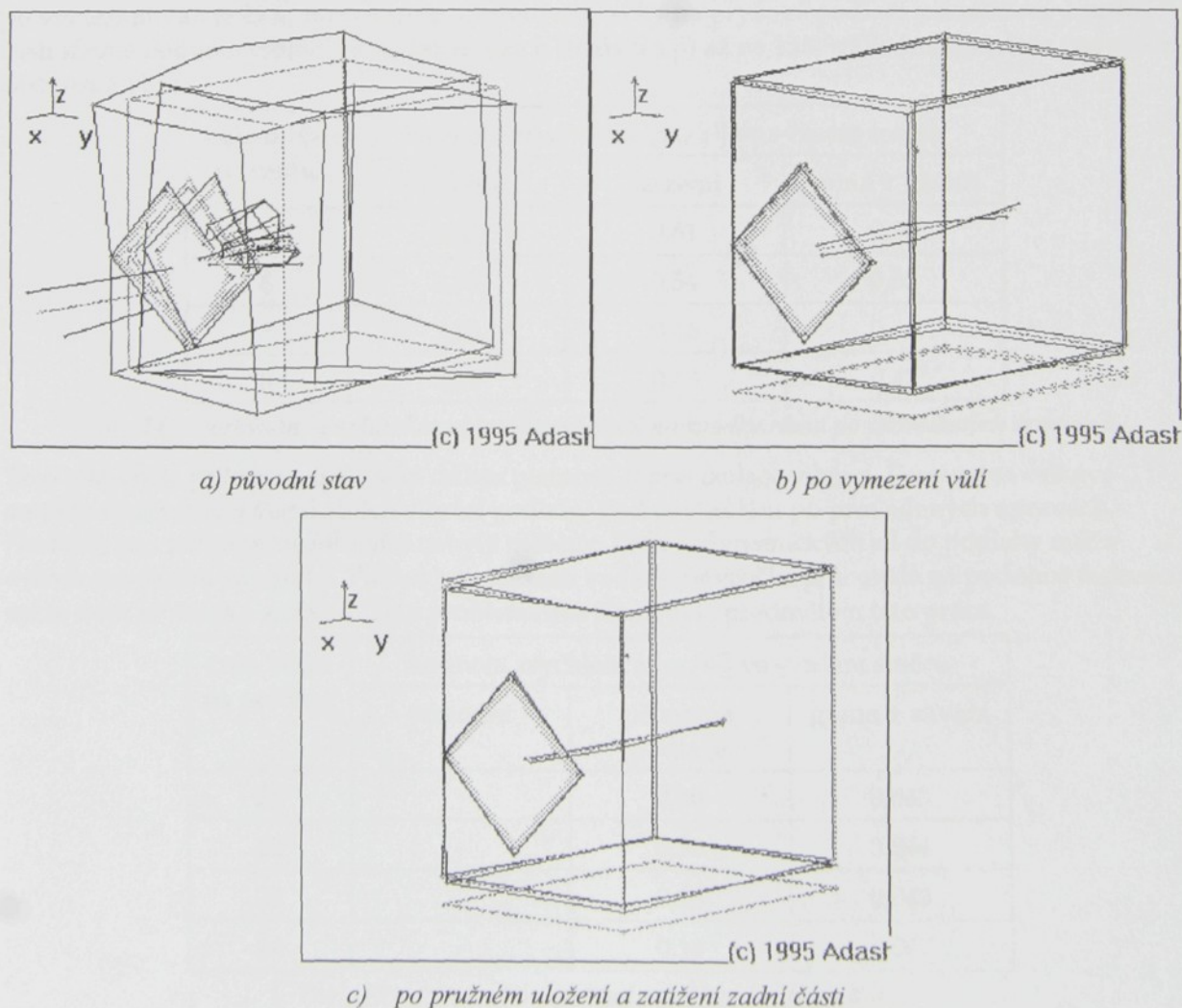
Pakliže není možno stanovit rezonance teoreticky, používá se experimentálních metod.

5.4.2 Vlastní aplikace pružného uložení navíječky

Na základě poznatků získaných z předchozí teorie byl experimentálně odzkoušen vliv pružného uložení navíječky na snížení vibrací. Navíječky byly uloženy ve všech čtyřech rozích na pryžových podložkách vyráběných firmou Gumokov.

Jedním z předpokladů předchozí teorie je rozmístění pružných uložení souměrně kolem těžiště. V případě nerovnoměrného zatížení a houpání stroje, což je náš případ, doporučuje firma Brüel & Kjær připevnit ke stroji masivní základnu, která sníží polohu těžiště a vyrovná rozložení sil na jednotlivá pružná uložení. Abychom odstranili nerovnoměrnost rozložení hmoty, byla navíječka zatížena v zadní části závažím o hmotnosti 120 kg, jehož smyslem bylo snížit houpání navíječky kolem přední hrany rámu. Vliv tohoto zatížení byl opět proměřen pomocí provozních tvarů kmitů.

Optické porovnání amplitud kmitů původního stavu navíječky, kmitů po vymezení vůlí v ložiskách a úpravě uložení točny a kmitů po pružném uložení navíječky na pryžové podložky a zatížení v zadní části je možno posoudit z následujících obrázků mezních poloh při multifrekvenční animaci.



Obr. 36 – Provozní tvary kmitů – porovnání kmitů po všech úpravách

Následující tabulky ukazují přesnější porovnání amplitud kmitů původního stavu navíječky, kmitů po vymezení vůlí v ložiskách a úpravě uložení točny a kmitů po pružném uložení navíječky na pryžové podložky a zatížení v zadní části.

První tabulka porovnává celkové amplitudy zrychlení axiálních kmitů bodů na točně. Tyto hodnoty nám nejlépe ukazují, o kolik se sníží namáhání ložisek 7211 uložení bubnu dynamickými axiálními silami. Pokud uvažujeme původní vibrace za 100%, je snížení axiálních kmitů po vymezení vůlí 30% a po pružném uložení navíječky na pryžové podložky a zatížení v zadní části klesne hodnota vibrací až na 15% původních hodnot.

číslo bodu na podlaze	hodnota zrychlení a [m/s ²] v axiálním směru		
	původní	přímo na podlaze	guma + závaží
9	2,04	0,61	0,29
10	2,40	0,69	0,36
11	2,15	0,60	0,37
12	2,07	0,41	0,18

Tab. 13 – Porovnání amplitud zrychlení kmitů bodů na točně po provedených úpravách

Druhá tabulka porovnává celkové amplitudy zrychlení vertikálních kmitů spodních rohů rámu navíječky. Tyto hodnoty ukazují snížení dynamických sil působících mezi rámem a podlahou. Nárazy rámu na podlahu mohou vyvolávat rázové buzení, které by pak způsobilo výrazné snížení životnosti ložisek uložení bubnu a poničení návinu. Snížení amplitud zrychlení vertikálních kmitů po vymezení vůlí je 22%, po pružném uložení navíječky na pryžové podložky a zatížení v zadní části klesne hodnota vibrací na zadních rozích (body 5 a 6) až na 15% původních hodnot (na přední část nemá vliv).

číslo bodu na rámu	hodnota zrychlení a [m/s ²] ve svislém směru		
	původní	na zemi	guma + závaží
5	2,67	0,61	0,34
6	2,39	0,54	0,35
7	2,10	0,46	0,44
8	2,21	0,43	0,47

Tab. 14 – Porovnání amplitud zrychlení kmitů bodů na spodku rámu po provedených úpravách

Třetí tabulka je přiložena spíše jako důkaz platnosti teorie izolace vibrací. Porovnává celkové amplitudy zrychlení vertikálních vibrací podlahy pod navíječkou po provedených úpravách. Hodnoty pro původní uspořádání nebyly měřeny. Přenos dynamických sil do podlahy může ovlivňovat okolní navíječky. Pokud by náhodou vedlejší navíječka pracovala na podobné frekvenci, může dojít ke vzniku zážnějů. Tato problematika ale nebyla předmětem této práce.

číslo bodu na podlaze	hodnota zrychlení a [m/s ²] ve svislém směru		
	původní	přímo na podlaze	guma + závaží
21	-	0,20	0,043
22	-	0,36	0,044
23	-	0,18	0,043
24	-	0,14	0,067

Tab. 15 – Porovnání amplitud zrychlení kmitů podlahy

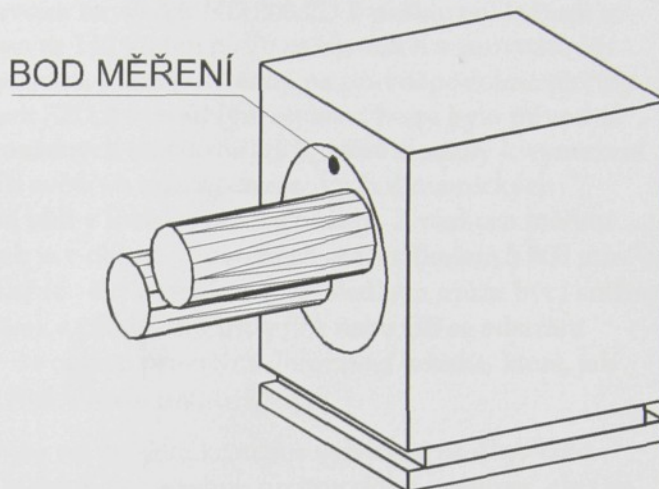
6 NÁVRH METODIKY MĚŘENÍ PRO PŘEJÍMKU NAVÍJEČEK

Vzhledem k tomu, že výrobce uvažuje o exportu navíječek do zahraničí, je třeba při návrhu strojů respektovat směrnice Evropského společenství (EU) pro strojírenství, platné od 1.1. 1995. Ty určují, že součástí technické dokumentace, která výrobek provází, musí být i na základě měření vibrací a hluku stanovená úroveň vibrací, přenosu vibrací na člověka a hluku stroje. Všechny naměřené hodnoty musí vyhovovat normám ISO. Hlučnost navíječky nepřesahuje normou stanovené meze.

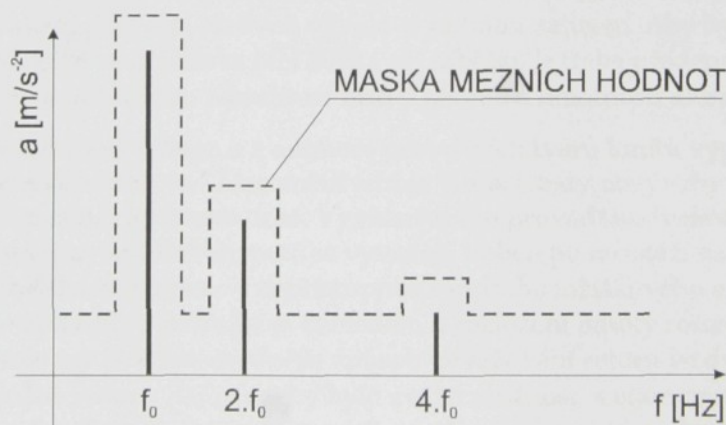
Z rozboru souboru měření provedených pracovníky katedry technické diagnostiky ve spolupráci s provozovatelem navíječek vyplývá, že nejlépe charakterizují provozní dynamické síly a celkové chování navíječky axiální vibrace měřené na točně (viz obr. 37). Proto navrhuji vzít za referenční měření v tomto místě.

V daném bodě navrhuji měřit celkovou mohutnost vibrací a spektrum vibrací. Tato měření dobře popisují kvalitu montáže navíječky. Pro stanovení konkrétních mezních hodnot doporučuji změřit

mohutnost vibrací třech navíječek, upravených podle předchozích návrhů, které budou vykazovat nejnižší hodnoty a u nichž je tedy předpoklad kvalitní montáže. Takto získané hodnoty se potom vynásobí koeficientem 1,25 a tím získáme hodnoty limitní. Běžně dostupný software umožňuje potom vytvořit srovnávací masku, která umožňuje rychlé a pohodlné vyhodnocování překročení stanovených mezních hodnot (viz obr. 38)



Obr. 37 – Umístění bodu pro měření vibrací při přejímce



Obr. 38 – Vyhodnocování naměřených hodnot spektra pomocí masky mezních hodnot

Poznámka: Měření vibrací pro přejímku navíječek nelze provádět na bubnu s návinem. Nevýváženost návinu lze simulovat zatížením bubnu statickou nebo dvojicovou nevyváhou.

7 ZÁVĚR

Z rozboru sil působících na ložiska vyplývá, že ve všech případech zatížení je ekvivalentní dynamické zatížení P menší než mezní únavové zatížení P_u . To vede k předpokladu, že při dodržení podmínek správného mazání a zamezení vnikání nečistot do ložiska můžeme považovat životnost obou ložisek za neomezenou. Ani nevývaha bubnu či návinu se nemá přílišný vliv na změnu trvanlivosti ložisek.

Ve skutečnosti však došlo během dvou let provozu navíječek ND 300.2D k poškození ložisek u dvanácti vřeten. To představuje asi 8,6 % vřeten ze 140 vřeten na 70 navíječkách v provozu. Při výměně ložisek u vadných vřeten byla zjištěna fakta, která poukazují na pravděpodobné příčiny snížené trvanlivosti ložisek. U některých ložisek 7211 s kosouhlým stykem, která byla původně montována s axiální vůlí byla na kalených, broušených mezikroužcích, které sloužily k vymezení vůle, obtisknuta identifikace z boku ložisek. To svědčí o značných rázových dynamických axiálních silách, které způsobují spolu s axiální vůlí v ložisku rázové buzení. Z rozboru měření vibrací prokázal, že rezonanční oblast navíječek je v oblasti provozních otáček (kolem 3 600 min⁻¹). Působení rázu se při rezonanci několikanásobně (6 - 8x) zvyšuje a ve výsledkem může být i snížení trvanlivosti ložiska. Použitím párovaných ložisek s předpětím třídy GA nebo GB se odstraní rázové buzení a účinek axiální síly se přesune do oblasti pružných deformací ložiska, které, jak plyne úvodního rozboru sil, nemají na trvanlivost ložiska prakticky vliv.

U válečkových ložisek NN 3012 byly pozorovány na vnějším kroužku vyleštěné plošky. Toto poškození se vyskytovalo nejen na ložiskách, která měla za sebou určitou dobu provozu, ale i na ložiskách, která byla nová a teprve pouze prošla záběhem. Příčinou poškození je nedodržení podmínky minimálního radiálního zatížení. Tato podmínka není všeobecně příliš známa, jediným místem, kde je zmiňována, je nejnovější katalog ložisek firmy SKF. Ostatní výrobci ji ve svých materiálech neuvádějí. Nedodržení podmínky minimálního radiálního zatížení může vést k prokluzování kuliček, resp. válečků na oběžných drahách vlivem setrvačnosti valivých těles a klece, jakož i tření v mazivu, a tím poškození jak valivých těles, tak oběžných drah již ve fázi záběhu. Odtud tedy vyleštěné plošky. Problém malého zatížení ložisek 7211 se odstraní použitím předepjaté dvojice, axiální předpětí zároveň vyvolává radiální zatížení. Aby byla podmínka minimálního zatížení splněna u ložiska NN 3012 i při záběhu, je třeba předepnout ložisko malým předpětím kolem 1 μ m a při záběhu nasadit na hřídel kotouč o hmotnosti alespoň 30 kg.

Z rozboru rozsáhlého souboru vibrací a z animace provozních tvarů kmitů vyplývá, že hlavním zdrojem vibrací je nevývaha bubnu. Odstranění zdroje vibrací, tedy nevývahy bubnu, je vzhledem k pohyblivému uložení lamel problematické. Vyvažování se provádí nadvakrát, nejprve je dynamicky vyvažován samotný buben, poté se vyvažuje buben po montáži na vřeteno navíječky. Druhé vyvažování probíhá, vzhledem k nepřístupnosti zadního ložiskového uložení, pouze v jedné rovině. Tento způsob vyvažování je vzhledem k rozložení hmoty rotoru (bubnu) neadekvátní. V kapitole 4 je popsán vhodnější způsob vyvažování rotoru ve dvou rovinách s měřením pouze v jedné rovině. Zajímavé by bylo zvážit možnost a ekonomický přínos pouze jednoho vyvažování již namontovaného bubnu přímo při záběhu. K tomu by bylo třeba upravit zařízení pro záběh tak, aby bylo schopno vyhodnocovat nevývahu.

Konstrukčními úpravami - vymezením vůlí ložisek - lze dosáhnout snížení amplitudy zrychlení vibrací na 30 % původních hodnot, jak dokumentuje měření provozních tvarů kmitů. Dalšího snížení kmitání lze docílit pružným uložením navíječky na pryžové podložky a zatížením zadní části stroje. Současně pružné podložení přesouvá rezonanční oblast navíječky mimo oblast pracovních otáček. Pokusná měření na takto upravené navíječce při zkušebním provozu na dílně prokázala další snížení amplitud vibrací až na 15 % hodnot amplitud vibrací navíječky před úpravami. Ve výrobě by bylo praktičtější nahradit zátěž zadní strany stroje ukotvením stojny stroje dvěma šrouby do podlahy.

8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY:

- [1] Technika uložení s valivými ložisky, J. Fröhlich, SNTL Praha, 1978
- [2] SKF Hlavní katalog, SKF 1989
- [3] SKF Precision Bearings, SKF 1991
- [4] Metody diagnostiky valivých ložisek, Š. Beneš, E. Tomeh, VŠST Liberec 1991
- [5] Mechanical Vibration and Shock Measurements, J.T. Broch, Brüel & Kjær 1984

AUTOMATIC FORMING WINDER ND 300



TRIMA *s.r.o.*

PRODUCTION OF MACHINES AND PARTS FOR GLASS INDUSTRY

Nudvojovická 1681, 511 01 TURNOV, CZECH REPUBLIC

Tel.: +420 436 22 532, tel./fax: +420 436 22 559

AUTOMATIC FORMING WINDER ND 300

FEATURES

1. INCREASED PRODUCTIVITY AND EFFICIENCY

Automatic changing of collets in working position reduces fiber waste and saves labour

2. OPTIMUM OF CAKE SHAPE

Design of traverse and special electronic control system produces the optimum shape of cake

Changeable speed of rotation, stroke length, stroke speed

Changeable starting position of traverse axis /option/

3. RAMP DOWN SYSTEM

To keep quality of fiber constant, the control system allows proportional decrease of collet speed as the cake is built

4. VERY STABLE COLLET SPINDLE REVOLUTION SPEED

Collet spindle is driven by induction motor

The rotation speed of the motor is controlled by frequency inverter

5. OPTIMUM SPEED OF COLLET CHANGING

Turret motor controlled by frequency inverter

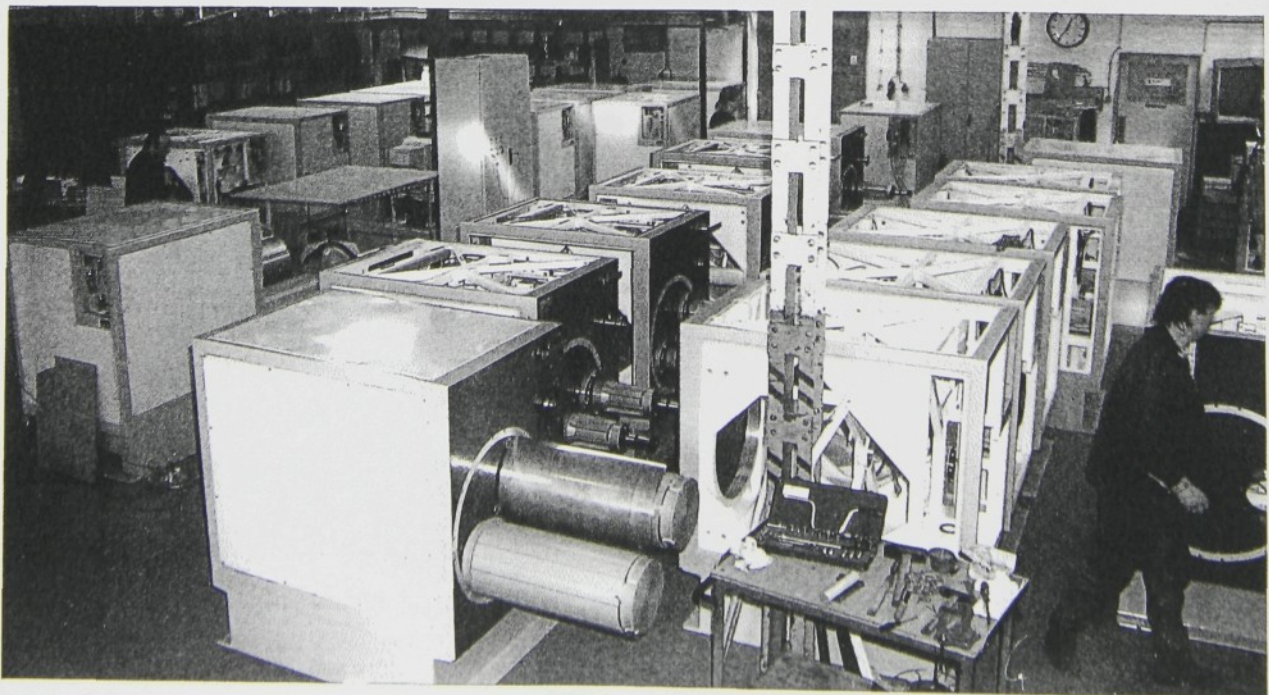
6. AIR DRIVEN STRAND GUIDE

7. NO VIBRATION

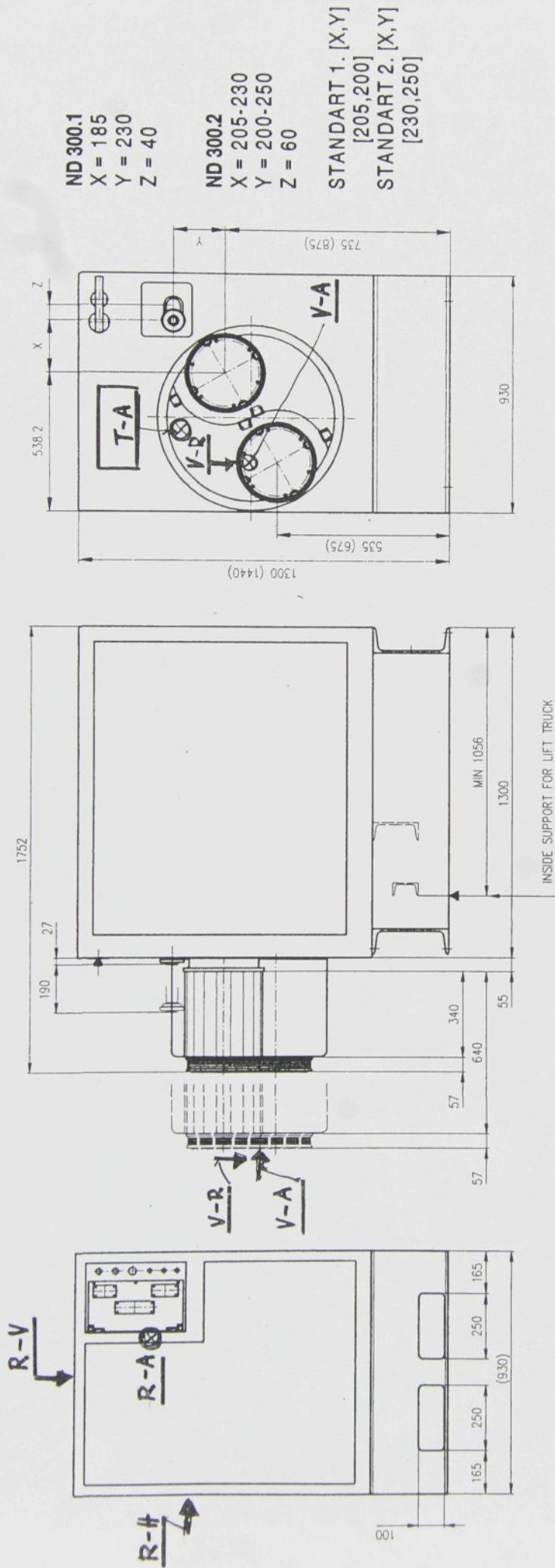
8. FREE PROGRAMMABLE CONTROL SYSTEM

all main parameters programmable according to requirements of technology

9. POSSIBILITY TO BE CONNECTED TO SUPERVISOR CONTROL SYSTEM



OUTSIDE DIMENSIONS ND 300.1S + ND 300.2D



ND 300.1
X = 185
Y = 230
Z = 40

ND 300.2
X = 205-230
Y = 200-250
Z = 60

STANDARD 1. [X, Y]
[205, 200]

STANDARD 2. [X, Y]
[230, 250]

Označení míst měření vibrací, upevnění snímače zrychlení:

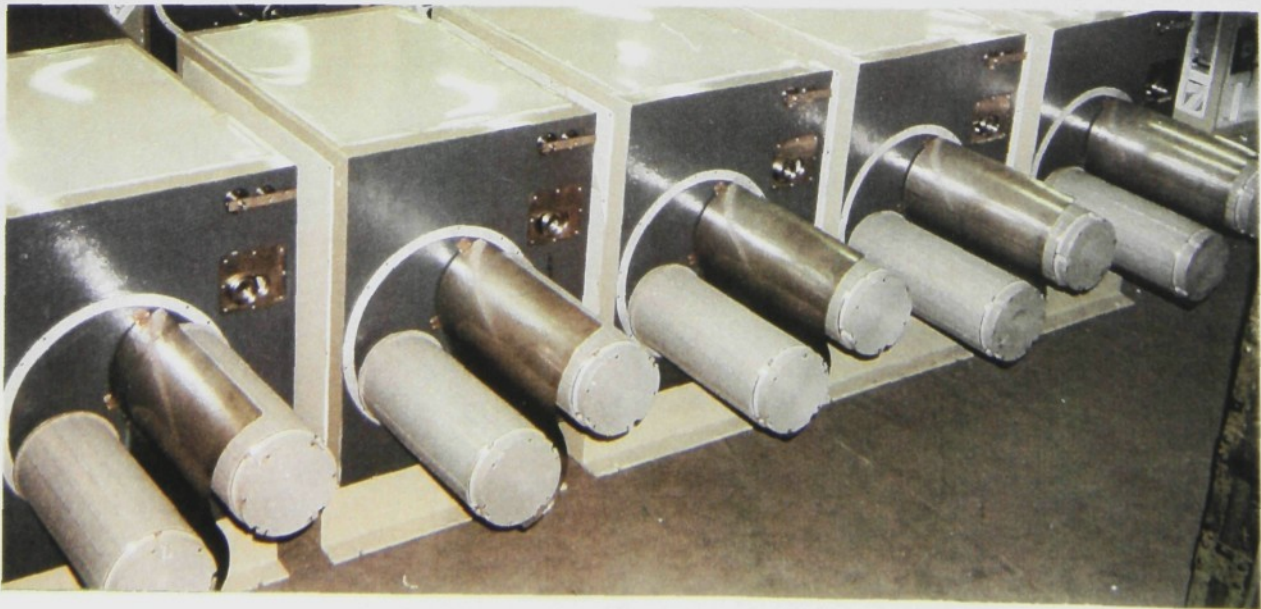
- R-H; R-V; R-A; T-A; T-A permanentním magnetem
- V-A; V-R - dotykovým hrot

WEIGHT OF MACHINE ND 300.1S: 1440 KG
WEIGHT OF MACHINE ND 300.2D: 1640 KG
WEIGHT OF CONTROL UNIT: 260 KG

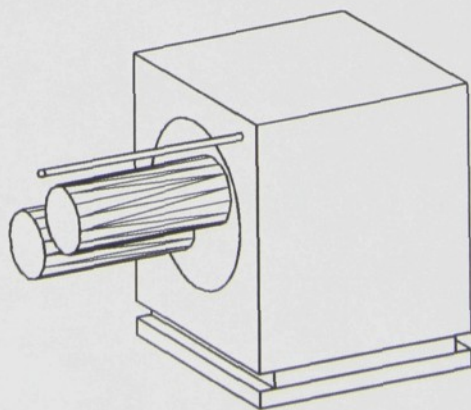
Nadále měřit provozní vibrace v místě
T-A, ev. R-A.

AUTOMATIC FORMING WINDER ND 300 **SPECIFICATION**

TYPE	ND 300.1S	ND 300.2D
COLLET TYPE	SINGLE	DOUBLE
CAKE WEIGHT	max. 15 kg	max. 2 x 15 kg
COLLET SIZE (mm)	Ø 300 x 340	Ø 300 x 640
COLLET (rpm) REVOLUTIONS	1000 - 4000	1000 - 4000
TRAVERSE (rpm) REVOLUTION	max. 1200	max. 1200
TRAVERSE STROKE SPEED (strokes/min.)	11 (at 110 mm stroke)	11 (at 110 mm stroke)
TRAVERSE STROKE LENGHT (mm)	0 - 190	0 - 190
COLLET DRIVE	INDUCTION MOTOR + FREQUENCY INVERTER	
TRAVERSE MECHANISM	ROTATION - INDUCTION MOTOR WITH FREQUENCY INVERTER AXIAL - STEP MOTOR TRAVELING - STEP MOTOR	
ACCURACY OF COLLET REVOLUTIONS	+ / - 0,1 %	
CONTROL SYSTEM	FREE PROGRAMMABLE	
CONTROL PANEL SIZE	2200 x 1040 x 520	
OPTION	CHANGEABLE STARTING POINT OF TRAVERSE AXIS	
OPTION	SUPERIOR CONTROL SYSTEM	



OBRAZOVÁ PŘÍLOHA





Navíječka ND 300.2D



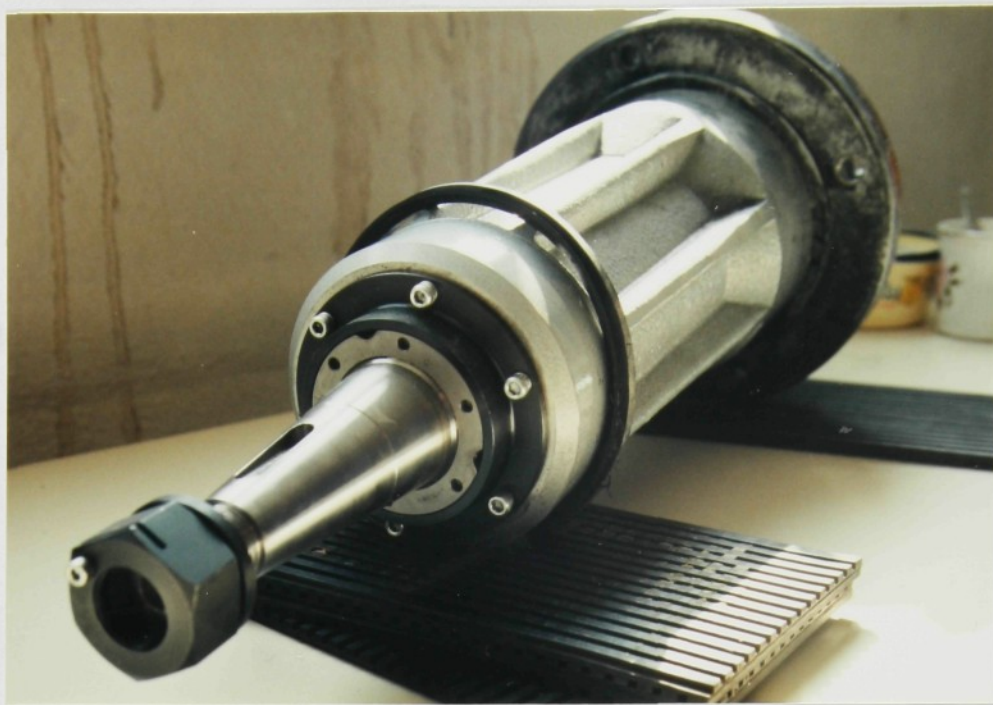
Navíječka ND 300.2D v provozu



Detail točny se dvěma bubny



Detail lamel bubnu - lamely jsou radiálně pohyblivé,
k upnutí cívky s návinem dojde působením odstředivé síly



Vymontované vřeteno
s kuželovitou částí pro upnutí bubnu



Válečkové ložisko NN 3012