

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce
Fakulta textilní

Ing. Jaroslav Hanzl

Matematický model odvalového uložení spřádacího rotoru bezvřetenového dopřádacího stroje s otáčkami do $120\,000\text{ min}^{-1}$

2,3 - technické vědy a nauky (obor 23-03-9)

Kandidátská disertační práce

Školitel : Prof. Ing. Vladimír Prášil DrSc.

Ústí nad Orlicí 1985

OBSAH

1. ÚVOD
2. PŘEHLED O SOUČASNÉM STAVU PROBLEMATIKY
 - 2.1 Hodnocení stavu techniky
 - 2.1.1 Uložení spřádacího rotoru na vysokootáčkovém valivém ložisku (tzv. "přímé" uložení)
 - 2.1.2 Uložení spřádacího rotoru na podpěrných kotoučích s pohonem rotoru tangenciálním řemenem (tzv. "nepřímé" - odvalové uložení)
 - 2.1.3 Uložení spřádacího rotoru na vzduchovém ložisku
 - 2.1.4 Uložení spřádacího rotoru na magnetickém ložisku
 - 2.1.5 Elektrický jednotkový pohon - EJP
 - 2.2 Zahraniční patentová literatura týkající se odvalového uložení spřádacího rotoru
 - 2.3 Řešení odvalového uložení provedená ve VÚVL Brno a k.p. Elitex, VVZ Hnátnice
3. CÍL DISERTACE
4. ZVOLENÉ METODY ZPRACOVÁNÍ
5. VÝSLEDKY PRÁCE
 - 5.1 Matematický model odvalového uložení
 - 5.1.1 Obecné prostorové řešení
 - 5.1.2 Rovinné řešení
 - 5.1.3 Dynamické poměry rovinného modelu odvalového uložení
 - 5.1.4 Ovalita kotoučů
 - 5.1.5 Nelineární tuhosti nákrůžků opěrných kotoučů a řemene
 - 5.1.6 Analytické řešení jednoosého dvoumotového matematického modelu
 - 5.2 Výpočet kmitání rotoru na samočinném počítači
 - 5.2.1 Výpočty provedené na dvoumotovém modelu - ověření různých tuhostí a tlumení opěrných kotoučů a řemene
 - 5.2.2 Výpočty provedené na dvoumotovém modelu - rozběhy spřádacího rotoru
 - 5.2.3 Výpočty provedené na dvoumotovém modelu - nárůst nevývažku ve spřádací komoře

5.2.4 Výpočty provedené na dvouhmotovém modelu - nelineární tuhosti nákrůžků opěrných kotoučů a řemene

5.2.5 Výpočty provedené na dvouhmotovém modelu - ovalita nákrůžků opěrných kotoučů

5.2.6 Výpočty provedené na dvouosém tříhmotovém modelu - rozběh a doběh rotoru v lineárním tvaru

5.2.7 Výpočty provedené na dvouosém tříhmotovém modelu - s uvažováním ovality nákrůžků opěrných kotoučů

5.3 Experimentální část - měření provedená na odvalovém uložení

5.3.1 Použitá aparatura

5.3.2 Výsledky měření

6. SHRUTÍ A ROZBOR ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

7. ZÁVĚR

8. UPLATNĚNÍ VÝSLEDKŮ V PRAXI

Seznam použité literatury

Přílohy

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Použité symboly

m_n	hmota nevývažku
m_4	hmota rotoru
m_5	hmota adekvátní části řemene
m_6	hmota přitlačné kladky
c_2, c_3	tuhost nákrůžků opěrných kotoučů
k_2, k_3	tlumení nákrůžků opěrných kotoučů
c_{54}	tuhost řemene v příčném směru ve styku s rotorem
k_{54}	tlumení řemene v příčném směru ve styku s rotorem
c_5	tuhost řemene v podélném směru
k_5	tlumení řemene v podélném směru
c_6	tuhost řemene v podélném směru - přitlačná kladka
k_6	tlumení řemene v podélném směru - přitlačná kladka
c_{56}	tuhost řemene v příčném směru - přitlačná kladka
k_{56}	tlumení řemene v příčném směru - přitlačná kladka
O_4	budící síla
F_5	přitlačná síla řemene
F_6	podíl přitlačné síly řemene od přitlačné kladky
ω	úhlová rychlost
Ω^*	vlastní frekvence kmitání rotoru
α	úhel styku dříku rotoru s nákrůžkem
β	úhel působení přitlačné kladky
L	energie kinetická
U	energie potenciální
R	energie disipovaná v jednotce času
Q	zobecněná síla
g	gravitační zrychlení
σ	ovalita nákrůžku opěrného kotouče
n	otáčky spřádacího rotoru
t	čas, doba
r_N	poloměr sběrného povrchu
v	obvodová rychlost
r	poloměr dříku rotoru
R_o	poloměr opěrného kotouče
φ, ψ	obecný úhel

N_p	měrný nevývažek
R_a	drsnost povrchu
d	logaritmický dekrement
I	elektrický proud
q	elektrický náboj
N	normální síla
T	třecí síla
M_v	moment valivého odporu
M_{ξ}	moment čepového tření

Použité zkratky

VVZ	Výzkumně vývojová základna
VÚB	Výzkumný ústav bavlnářský
HLP	hromadná likvidace přetrhů
EJP	elektrický jednotkový pohon
ITMA	světová výstava textil.strojů konaná v Evropě
ATME	světová výstava textil.strojů konaná v USA

Předmluva

Od první poloviny tohoto století prodělalo modelování fyzikálních dějů značné změny, které umožnil především rozvoj matematické a výpočetní techniky. Praktické ověřování se stává stále nákladnější a ekonomicky i společensky neúnosné, naproti tomu modelování vlastností systému čistě matematickým způsobem umožňuje v předstihu, před zhotovením kompletního modelu poznávat výsledky a zrychlit tak prováděné inovace. V současné době se dostává do popředí poznávání nestacionárních a přechodových jevů, dynamických procesů v konkrétních podmínkách. Proto se přechází k numerickému experimentu, k matematickému modelování, vedle analytických úvah sestavujeme úlohu pro řešení pomocí samočinného počítače. Provedený analytický rozbor přináší kvalitativní pochopení problému, numerická řešení poskytují potřebné kvantitativní výsledky konkrétních případů.

Předkládaná disertační práce přináší metody pro sestavení a řešení matematického modelu odvalového uložení spřádacího rotoru, dále obsahuje podklady pro jeho experimentální ověření, pro měření vibrací rotorů spřádacích jednotek bezvřetenových dopřádacích strojů. V závěru práce jsou uvedeny požadavky na konstrukční řešení odvalového uložení, kdy zvýšení jeho výkonových parametrů přinese v praxi růst produkce i produktivity práce.

Chtěl bych zde poděkovat pracovníkům VVZ Hnátnice, především dělníkům prototypové dílny, za jejich zájem a pomoc při výrobě zkušebního stendu s přípravky pro měření, pracovníkům zkušebny za možnost provádět měření a zapůjčení aparatury. Dále pracovníkům VŠST Liberec ing.Mrázkovi CSc,ing.Mevaldovi CSc za poskytnuté konzultace,ing.Tůmovi za pomoc při řešení modelů na samočinném počítači a RNDr.ing.Sodomkovi CSc za zapůjčení měřicí aparatury a instrukce o její obsluze.

1. ÚVOD

Během posledních třiceti let proběhla v textilním průmyslu řada převratných změn. Jednou z nejprogresivnějších bylo zařazení bezvřetenových dopřádacích strojů do výrobního procesu. Potvrzuje to ostatně i zájem ostatních světových výrobců textilních strojů o tuto technologii výroby přizí, neboť od ověřovací série vyrobené v roce 1967 v n.p.Kovostav Ústí nad Orlicí (nyní k.p.Elitex) byly ve světě instalovány do roku 1979 více jak 3 miliony spřádacích míst. V současné době překračuje počet vyrobených kusů již pět milionů jen v samostatném k.p.Elitex.

Jestliže některá dřívější zlepšení přinášela zvýšení produktivity práce o procenta nebo desítky procent, potom tato změna v technologii výroby přizí přinesla v první fázi zvýšení produktivity o dvoj až trojnásobek. Průměrná odtahová rychlost stoupla z původních $16 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ u klasického předení na současných cca $200 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ u bezvřetenového předení, což znamená zvýšení produkce výroby přizí více jak na dvanáctinásobek. Produktivita práce však nerostla jen se zvyšováním odtahové rychlosti, ve druhé fázi vývoje došlo k mechanizaci a posléze i k automatizaci obsluhy strojů.

V současné době nastupuje třetí generace bezvřetenových dopřádacích strojů s otáčkami spřádacích rotorů do $80\,000 \text{ min}^{-1}$, s automatickým čištěním spřádacích komor a automatickým zapřádáním přize. Také přívod prázdných dutinek, smek a odvod navinutých cívek je automatizován. Některé stroje jsou vybaveny automatickým spouštěním a zastavením stroje (HLP), sledováním provozních parametrů a sběrem dat z jeho provozu. Klesá počet obsluhujícího personálu, zkvalitňuje se vlastní výrobní proces, odstraňuje se namáhavá fyzická práce.

Bezvřetenové dopřádací stroje zajišťují jak úsporu pracovních sil a času, tak úsporu počtu strojů ve výrobním procesu - úsporu plochy. Tím, že vyrábějí přizí přímo z pramene, nahradí ve výrobním procesu až tři přádelnické operace. Bezvřetenové dopřádací stroje se tedy stávají stále větším přínosem pro národní hospodářství jak v zabezpečení materiální základny společnosti v oblasti výroby přizí a výrobků

textilního průmyslu, tak i v úspoře energie a pracovních sil.

V dokumentu "Hlavní směry hospodářského a sociálního rozvoje v ČSSR na léta 1981-85" jsou uvedeny tyto závěry : "Výsledky VTR a jejich uplatnění však ještě neodpovídají potřebám národního hospodářství, dosud se nepodařilo dosáhnout podstatného zrychlení cyklu výzkum-vývoj-výroba-užití. Značné možnosti zůstávají ve zvyšování technické úrovně. Záleží tedy na tom, jak rychle budou výsledky uvedeny do praxe." V části dokumentu věnované strojírenství se říká : "V textilním strojírenství je nutné zabezpečit výrobu nové generace strojů pro bezvřetenové předení s vyšší odtahovou rychlostí."

Růst odtahové rychlosti zaručuje vyšší produkci stroje, je však podmíněn zvýšenými otáčkami spřádacích rotorů. Požadavek dalšího zvyšování odtahové rychlosti klade tedy nároky na komplexní rozvoj celého bezvřetenového dopřádacího stroje, zejména ale na spřádací jednotku, na zvýšení parametrů uložení spřádacího rotoru. Předkládaná kandidátská práce je příspěvkem k řešení tohoto úkolu pomocí odvalového uložení, které dovoluje podstatné zvýšení otáček spřádacího rotoru bez vyšších nároků na valivá ložiska opěrných kotoučů. Přednosti i zápory odvalového uložení jsou uvedeny v další kapitole této práce a jsou porovnány se současnými technickými možnostmi oboru, s ostatními vyvíjenými způsoby uložení.

Použití odvalového uložení je řešením z hlediska strojního zabezpečení, zůstává však otevřená otázka technologická, zda se podaří při těchto vysokých parametrech vyrábět kvalitní příze. Ani tato část vývoje nezůstává bez povšimnutí a na zajištění požadované úrovně mechanicko-fyzikálních vlastností přízí při zvýšených otáčkách spřádacích rotorů se usilovně pracuje.

Cílem disertační práce je jednak prověření možnosti použití odvalového uložení pro uvedené zvýšené parametry (pro otáčky spřádacího rotoru do $120\ 000\ \text{min}^{-1}$), dále jsou zkoumány vlivy jednotlivých konstrukčních parametrů odvalového uložení na stabilitu chodu rotoru (uložení považujeme za stabilní, pokud nedojde k odskoku rotoru od opěrných ko-

toučů).

Protože se jedná o přípravnou etapu, která předchází vlastnímu konstrukčnímu zpracování, o etapu, která řeší poměrně složitý a náročný problém s mnoha konstrukčními, materiálovými a provozními vlivy, jsou pro zjednodušení těchto předběžných prací sestaveny matematické modely odvalového uložení spřádacího rotoru. Tyto modely mají matematicky simulovat provozní podmínky chodu spřádacího rotoru na bezvřetelovém dopřádacím stroji, ať se jedná o rozběh stroje, či vlastní chod během výrobního procesu při různých parametrech nastavení stroje. Rovněž zanášení spřádací komory nečistotami během předení, modelované matematicky, dává přehled o chování a stabilitě spřádacího rotoru při růstu budící síly. Matematický popis modelů je proveden soustavou diferenciálních rovnic prvního řádu s lineárními koeficienty. Kandidátská práce má stanovit metody pro vyhodnocení navržených modelů, v první řadě však vypracovat řešení soustav diferenciálních rovnic. Řešení jsou prováděna numericky na samočinném počítači, pro který byly sestaveny programy umožňující sledovat výše uvedené alternativy provozního chodu rotoru. Do těchto výpočtů mohou být zahrnuty i různé konstrukční úpravy týkající se rozměrů i použitých materiálů uložení, s ohledem na jejich tuhost a tlumení. Do programu je rovněž zavedena možnost sledovat tuhosti podpor a řemene jako konstantní nebo nelineární.

Důležitým cílem disertace jsou i měření provedená na odvalovém uložení, která mají jednak porovnat vytvořené matematické modely s praxí, zjistit do jaké míry se shodují teoretické vypočtené hodnoty se skutečnými naměřenými hodnotami během provozu. Dále má měření poskytnout obraz o stabilitě odvalového uložení v různých provozních režimech, stanovit amplitudy a kritické frekvence kmitání rotoru. Měření jsou prováděna dvěma metodami: laser ve spojení s kmitočtovým analyzátozem s velkou rozlišovací schopností a piezoelektrické snímače s týmž analyzátozem.

V poslední části kandidátské práce jsou ze závěrů jednotlivých kapitol určeny směry pro vlastní konstrukční ře-

šení a vysloveny požadavky kladené na provedení odvalového uložení co se týče rozměrů, přesnosti výroby jednotlivých dílců i druhů použitých materiálů.

Na výstavě ITMA 1983 v Miláně se sice naše stroje zařadily mezi světovou špičku, mezi stroje 3. generace bezvřetenového předení, jak otáčkami spřádacích rotorů, tak komplexní automatizací; ve vývoji však nelze ustrnout a je nutné v ostré zahraniční konkurenci pokračovat v dalším zlepšování našich strojů. Toto ostatně požaduje i výše uvedený dokument o hospodářském rozvoji ČSSR a z něho plynoucí státní úkol P 19 124 262, týkající se nové generace bezvřetenového předení s vyššími provozními parametry.

2. PŘEHLED O SOUČASNÉM STAVU PROBLEMATIKY

Československé stroje dosud předčily zahraniční výroby nízkou cenou, vyšší výrobností na 1 m² zastavěné plochy, nižší spotřebou elektrické energie v kwh na 1 kg vyrobené příze i malou materiálovou náročností vyráběných strojů. Jak již bylo uvedeno v předchozím textu, ve vývoji bezvřetenových dopřádacích strojů je nutné pokračovat a hledat nové cesty vedoucí jak ke zvýšení výrobnosti, tak k zavádění automatizace, je nutné sledovat možnosti zvyšování otáček spřádacích rotorů s ohledem na zahraniční konkurenci. Prospektové materiály firmy Süssen uvádějí závažné tvrzení, že uložení spřádacího rotoru nesmí být limitujícím členem bezvřetenového předení co se týče otáček spřádacích rotorů. V současné době se některé textilní materiály již provozně spřádají při otáčkách 90 000 min⁻¹ a jsou snahy o zavedení nových chemických vláken a směsí, které by dovolily ještě další zvýšení parametrů. Snahy zahraničních výrobců o vývoj vlastních strojů byly ztíženy obcházením československých patentů, což se projevilo po stránce ekonomické v ceně stroje, ale i v oblasti energetické náročnosti - ve zvýšených příkonech strojů. Aby vyrovnali tyto nedostatky, snažili se tyto výrobci o zvýšení otáček rotorů a odtahové rychlosti. Proto se na strojích jejich firem objevila odvalová uložení firmy Süssen, případně firmy SKF, dovolující podstatné zvýšení otáček spřádacích rotorů až na prospektových 100 000 min⁻¹.

Následující kapitola přibližuje jednotlivé typy uložení, zkoumané a vyvíjené v současné době špičkovými světovými výrobci bezvřetenových dopřádacích strojů, ukazuje výhody i nevýhody jednotlivých uložení a porovnává je s odvalovým uložením.

Srovnání našich strojů se zahraničními co se týče parametrů i provedení v historickém přehledu výstav ITMA poskytují přílohy č. 4, 5, 6, uvedené v "Písemné práci kandidátského minima" - lit. [50]. Rovněž podrobnější informace o vzniku a vývoji bezvřetenového předení s popisem tvorby příze jsou uvedeny v lit. [1, 50].

2.1 Hodnocení stavu techniky

Pokud srovnáváme otáčky spřádacích rotorů na výstavě ITMA 1967 v Basileji (kde pracoval první bezvřetenový stroj BD 200 s otáčkami $30\,000\text{ min}^{-1}$) se stroji na výstavě ITMA 1983 v Miláně (dosahujícími v provozu až $80\,000\text{ min}^{-1}$), zjišťujeme obrovský pokrok - nárůst otáček bezvřetenového předení téměř na trojnásobek. Ani zde však nemůžeme mluvit o konečné hranici, neboť ve Výzkumném ústavu bavlnářském v Ústí nad Orlicí již pracují vícemístné modely stroje BDA-B1 s provozními otáčkami spřádacích rotorů do $90\,000\text{ min}^{-1}$. Spřádací rotory jsou v tomto případě uloženy na vzduchových ložiskách.

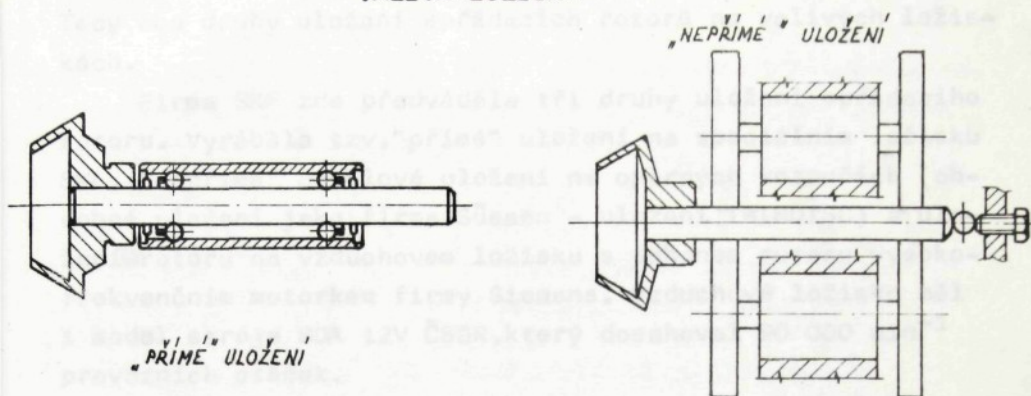
Jestliže budeme zkoumat možnosti strojního zabezpečení těchto vysokých otáček, je možné řešit v současné době uložení rotoru spřádací jednotky pěti způsoby, jak je většinou uvedeno v literatuře [2,3,4]. Jsou to uložení spřádacího rotoru buď na valivém ložisku (viz obr.1) nebo "kluzném" ložisku (viz obr.2) v provedení :

- a/ uložení spřádací komory na vysokootáčkovém valivém ložisku (tzv. "přímé" uložení)
- b/ uložení spřádacího rotoru na podpěrných kotoučích s valivými ložisky a pohonem spřádacího rotoru tangenciálním řemenem (tzv. "nepřímé" - odvalové uložení)
- c/ uložení spřádacího rotoru na vzduchovém ložisku
- d/ uložení spřádacího rotoru na magnetickém ložisku
- e/ jednotkový elektrický pohon - elektrovřetenem (je kombinací předchozích typů uložení)

Následující obrázky (obr.1 a 2) schematicky zobrazují předchozí rozdělení podle druhu uložení. Podrobnější popis a hodnocení jednotlivých typů uložení jsou provedeny v dalších částech této kapitoly.

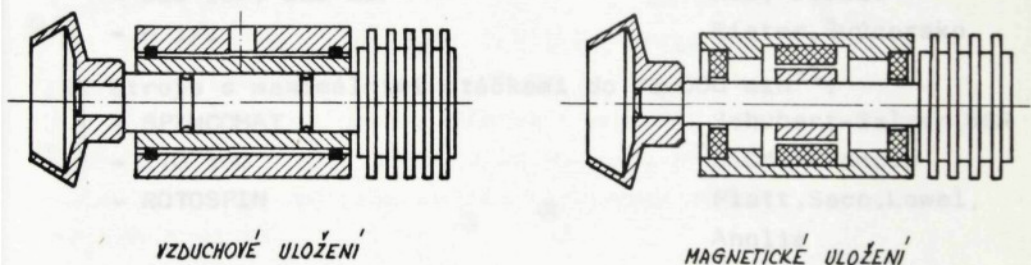
Když se vrátíme zpět k prvnímu uložení spřádacího rotoru na stroji BD 200, předváděnému na ITMA 1967, můžeme

VALIVÁ LOŽISKA



Obr.1

KLUZNÁ LOŽISKA



Obr.2

toto uložení charakterisovat jako "přímé", na vysokootáčkovém valivém ložisku, s otáčkami do $30\,000\text{ min}^{-1}$.

Na výstavě ITMA 1971 se již projevil obrovský pokrok ve strojním zajištění otáček spřádacích rotorů (viz lit. [5,6,7,8]). U "přímého" uložení vzrostly otáčky spřádacích rotorů na $60\,000\text{ min}^{-1}$ na stroji HS-260 firmy Toyoda. Firma Spindelfabrik Süssen svým "nepřímým" odvalovým uložení TWINDISC zaručovala prospektové otáčky spřádacích rotorů až $100\,000\text{ min}^{-1}$.

Na výstavě ITMA 1975 byla zastoupena jak "přímá" uložení spřádacích rotorů s pracovními otáčkami do $60\,000\text{ min}^{-1}$,

tak "nepřímá" uložení s pracovními otáčkami do 80 000 min⁻¹. Tedy oba druhy uložení spřádacích rotorů na valivých ložiskách.

Firma SKF zde předváděla tři druhy uložení spřádacího rotoru. Vyráběla tzv. "přímé" uložení na speciálním ložisku SKF, "nepřímé" odvalové uložení na opěrných kotoučích (obdobné uložení jako firma Süssen - uložení TWINDISC) a uložení rotoru na vzduchovém ložisku s pohonem rotoru vysokofrekvenčním motorkem firmy Siemens. Vzduchové ložisko měl i model stroje BDA 12V ČSSR, který dosahoval 90 000 min⁻¹ provozních otáček.

Vyráběné stroje zde byly rozděleny do tří skupin podle provozních otáček :

1. Stroje s maximálními otáčkami do 60 000 min⁻¹:
 - BD 200 S-120, BD 200 S-160 Elitex, ČSSR
 - HSL 6T, HS 6T Toyota, Japonsko
 - OEG 16P, OEG 26P NSG, Itálie
 - H 1/1 Rieter, Švýcarsko
2. Stroje s maximálními otáčkami do 75 000 min⁻¹:
 - SPINCOMAT Schubert-Salzer, NSR
 - ITG 100 SACM, Francie
 - ROTOSPIN Platt, Saco, Lowell, Anglie
3. Stroje s maximálními otáčkami do 80 000 min⁻¹:
 - AUTOCORO Schlafhorst, NSR
 - SPIN-FLEX Barber, Colman, USA

Na výstavě ITMA 1979 již bylo použito odvalové uložení spřádacích rotorů firmy Süssen na bezvřetenových dopřádacích strojích s provozními otáčkami do 80 000 min⁻¹ u těchto vystavovatelů :

- | | |
|-----------------|-----------------------------|
| - AUTOCORO | Schlafhorst, NSR |
| - RU 11/1 | Schubert-Salzer, NSR |
| - ITG 100 | SACM, Francie |
| - SPIN-FLEX | Barber-Colman, USA |
| - PW 2 | Wifama-Polmatex, Polsko |
| - ROTOSPIN 887 | Platt, Saco, Lowell, Anglie |
| - ROTOSTAR RS-1 | Star Group, Indie |

"Přímá" uložení byla použita do maximálních otáček $70\,000\text{ min}^{-1}$.

Na výstavě ITMA 1983 byly z vystavených strojů osazeny odvalovým uložením spřádacího rotoru s provozními otáčkami rotorů do $80\,000\text{ min}^{-1}$ tyto stroje :

- AUTOCORO	Schlafhorst, NSR
- RU 11	Schubert - Salzer, NSR
- ROTOSPIN 887	Platt, Saco, Lowell, Anglie
- PPM-160	Techmašexport, SSSR

"Přímá" uložení zde dosahovala až $80\,000\text{ min}^{-1}$, s garantovanou životností ložisek spřádacího rotoru 12 000 hod.

Výše uvedená porovnání signalizují zájem o zvyšování parametrů strojů všech známých výrobců bezvřetenových dopřádacích strojů, ale také jejich důvěru v odvalové uložení spřádacího rotoru.

Uložení na "kluzných" ložiskách (viz obr.2) se zatím příliš nerozšířila, což se přisuzuje negativní ekonomické stránce tohoto pohonu, tak zřejmě i náročné výrobě. Podrobnější rozbor jednotlivých druhů uložení je uveden v další části této kapitoly, kde jsou rovněž porovnány výhody i nevýhody jejich použití.

2.1.1 Uložení spřádacího rotoru na vysokootáčkovém valivém ložisku (tzv. "přímé" uložení)

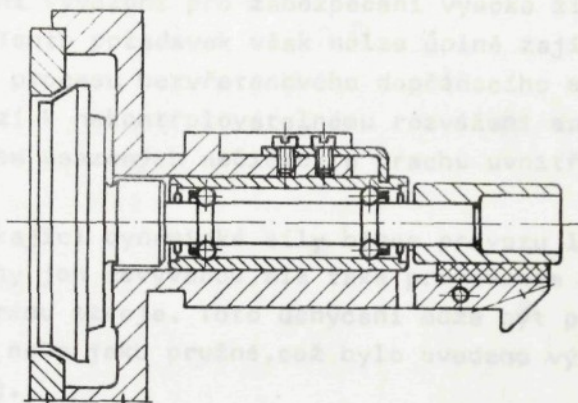
"Přímé" uložení je tvořeno vysokootáčkovým valivým ložiskem s nalisovanou spřádací komorou. Vlastní konstrukce uložení je zřejmá z obr.3 a obr.4, které nám ukazují tuhé a pružné uložení ložisek v rámu.

Vysokootáčkové ložisko je složeno ze dvouřadého kuličkového ložiska s jednostrannými klecemi z polyamidu, případně z texgumoidu, s oběžnými drahami vytvořenými v plášti a rotoru ložiska. Utěsnění proti vnikání nečistot do ložiska je provedeno pomocí nalisovaných nákrůžků. Ložiska mají

otvory pro domazávání.

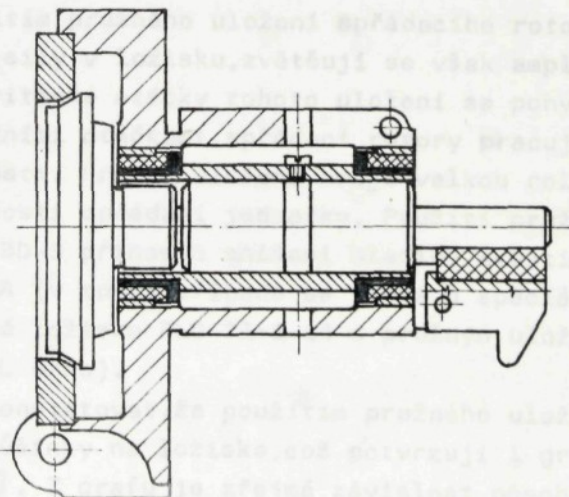
Pružné uložení vysokootáčkového ložiska má navíc dva prstence s navulkanizovanými kovovými nákrůžky, což ukazuje obr.4.

Tuhé uložení spřádacího rotoru



Obr.3

Pružné uložení spřádacího rotoru



Obr.4

U všech vysokootáčkových zařízení vznikají značné dynamické síly a v místě uložení rotujících částí vyvolávají nejnepříznivější účinky odstředivé síly způsobené zbytkovou nevyvážeností rotoru. V našem případě to je nevyváženost spřádacího rotoru, kde s rostoucími otáčkami rostou i nároky na kvalitní vyvážení pro zabezpečení vysoké životnosti jeho ložisek. Tento požadavek však nelze úplně zajistit během výrobního procesu bezvřetenového dopřádacího stroje, neboť zde dochází k nekontrolovatelnému rozvážení spřádacího rotoru vlivem usazených nečistot a prachu uvnitř spřádací komory.

Vznikající dynamické síly během provozu ložiska nejsou ovlivňovány jen nevyvážeností, ale také provedením uchycení ložiska na rámu stroje. Toto uchycení může být provedeno buď jako tuhé nebo jako pružné, což bylo uvedeno výše (viz obr. 3 a obr. 4).

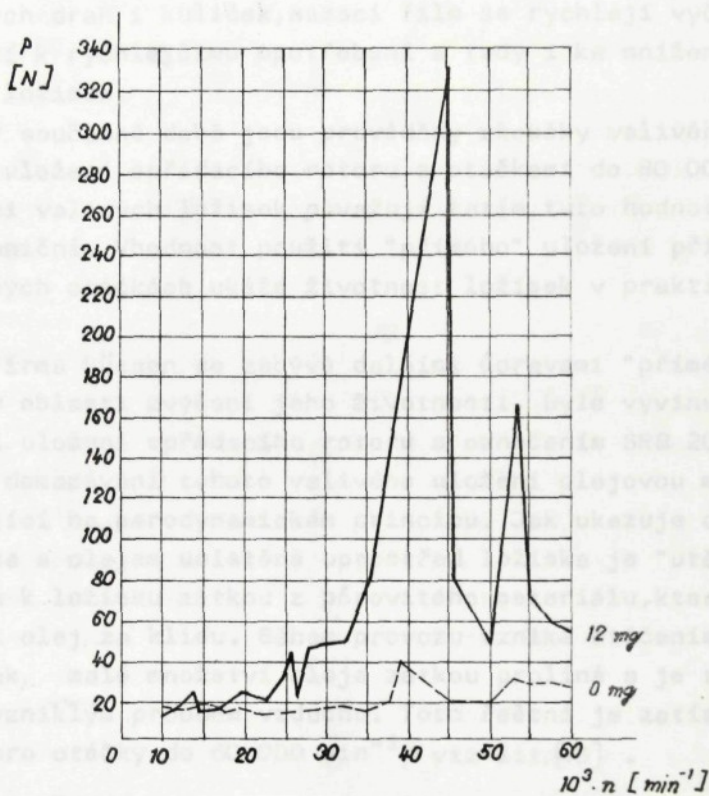
Jak vyplývá z měření uvedených v lit. [2], pohybují se provozní otáčky u tuhé uložení spřádacího rotoru pod kritickými otáčkami, rotor tedy pracuje v podkritické oblasti. Další zvyšování do oblastí kritických otáček by způsobilo značné přetížení ložisek, snížení jejich životnosti a znásobilo by energetické ztráty.

Použitím pružného uložení spřádacího rotoru klesají dynamické síly v ložisku, zvětšují se však amplitudy kmitů rotoru. Kritické otáčky tohoto uložení se pohybují v oblasti pod provozními otáčkami, spřádací rotory pracují v nadkritické oblasti. Pružné uložení hraje velkou roli i při snižování hlučnosti spřádací jednotky. Použití pružného uložení na stroji BD-S přineslo snížení hladiny akustického výkonu o 4 - 5 dBA (v tomto případě se jedná o speciální dvouřadé rychloběžné ložisko PLC 73-1-14 s pružným uložením vyvinutým ve VÚVL Brno).

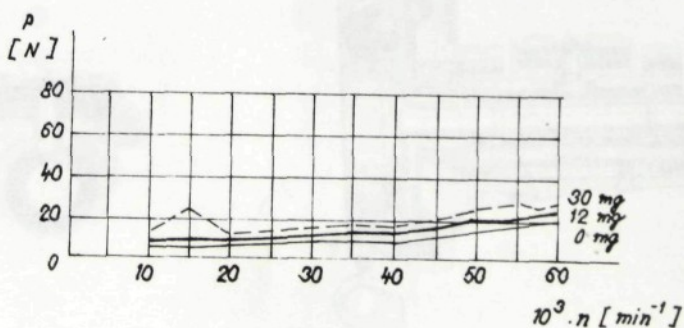
Lze konstatovat, že použitím pružného uložení klesají dynamické účinky na ložisko, což potvrzují i grafy na obr. 5, viz lit. [2]. Z grafu je zřejmá závislost působící síly na velikosti nevyváženosti a na otáčkách spřádacího rotoru. Grafy jsou provedeny pro tuhé a pružné uložení.

Dynamické zatížení ložiska vzniklé působením nevývažku ve spřádací komoře v závislosti na otáčkách spř. rotoru.

Tuhé uložení



Pružné uložení

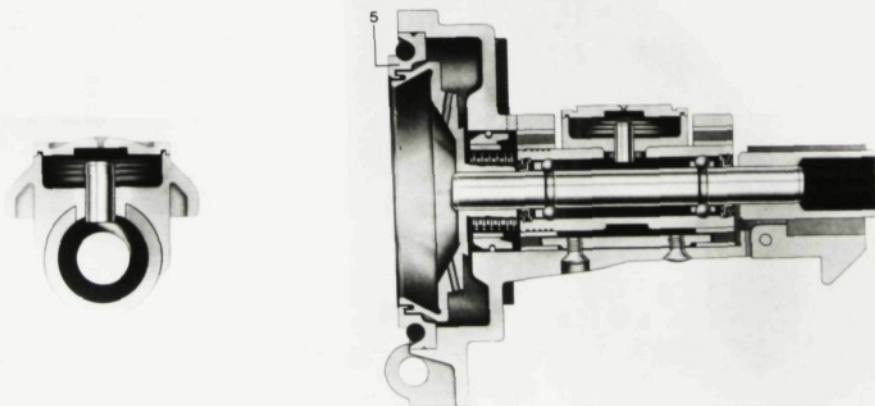


Obr.5

Shrneme-li předchozí úvahy, docházíme k závěru, že s rostoucími otáčkami rostou i dynamické účinky, které nepříznivě zatěžují ložiska. Dochází ke zvýšenému zatížení oběžných drah i kuliček, mazací film se rychleji vyčerpává, dochází k rychlejšímu opotřebení a tedy i ke snížení životnosti ložisek.

V současné době jsou prováděny zkoušky valivého "přímého" uložení spřádacího rotoru s otáčkami do $80\,000\text{ min}^{-1}$. Výrobci valivých ložisek považují zatím tuto hodnotu otáček za hraniční. Vhodnost použití "přímého" uložení při těchto zvýšených otáčkách ukáže životnost ložisek v praktickém provozu.

Firma Süssen se zabývá dalšími úpravami "přímého" uložení v oblasti zvýšení jeho životnosti. Bylo vyvinuto kompletní uložení spřádacího rotoru s označením SRB 20 s možností domazávání tohoto valivého uložení olejovou mlhou, pracující na aerodynamickém principu. Jak ukazuje obr.6 nádobka s olejem umístěná uprostřed ložiska je "utěsněna" směrem k ložisku zátkou z pórovitého materiálu, který nepropouští olej za klidu. Během provozu vzniká otáčením hřídele podtlak, malé množství oleje zátkou prolíná a je rozprašováno vzniklým proudem vzduchu. Toto řešení je zatím uvažováno pro otáčky do $60\,000\text{ min}^{-1}$, viz lit.[45] .



Obr.6

Obdobné řešení přímého uložení spřádacího rotoru s domazáváním ložiska olejovou mlhou ověřuje, zatím jen laboratorně, také VÚVL Brno pro otáčky do $80\,000\text{ min}^{-1}$.

Kdybychom měli shrnout klady i zápory "přímého" uložení spř. rotoru, potom za výhody můžeme považovat :

- relativně jednoduché provedení tohoto uložení a jeho začlenění do stroje, snadnou montáž i demontáž
- pohon spřádacích rotorů tangenciálním řemenem je jednoduchý, s rostoucími otáčkami rotorů však klesá životnost řemenů a roste hlučnost
- malá hmotnost uložení

Nevýhody "přímého" uložení :

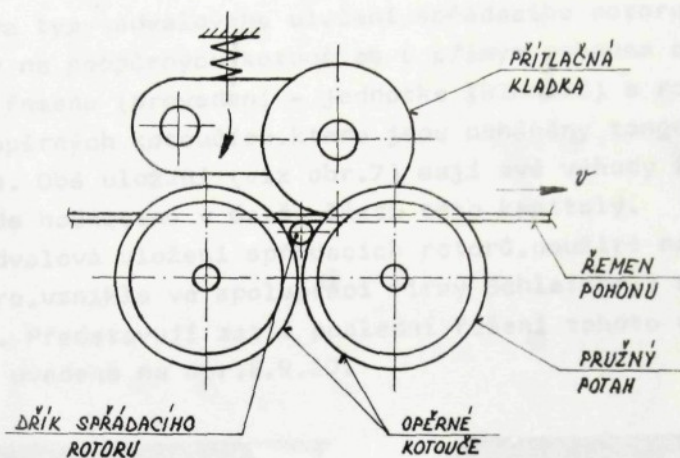
- nákladná výroba, nutnost výběru kuliček i kroužků
- náročná výroba ložisek co se týče použitých materiálů i přesnosti
- nutná výměna spřádacích rotorů při změně jejich otáček, případně při změně spřádaného materiálu (u "přímého" uložení to představuje tolik ložisek, kolik je druhů spřádacích komor, lišících se průměrem komory nebo tvarem sběrné drážky)
- nutné domazávání ložisek během provozu (zvláště u ložisek mazaných olejovou mlhou je nutné doplňování zásobníků olejem)

2.1.2 Uložení spřádacího rotoru na podpěrných kotoučích s pohonem rotoru tangenciálním řemenem (tzv. "nepřímé" - odvalové uložení)

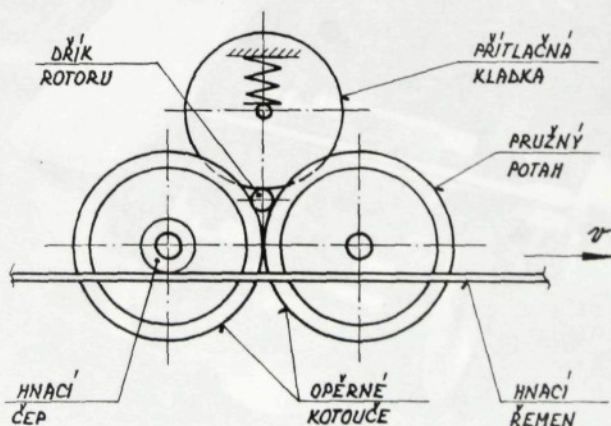
Uložení spřádacího rotoru na opěrných kotoučích je výhodné svou konstrukcí, neboť při vysokých otáčkách spřádacího rotoru mají ložiska opěrných kotoučů zmenšené otáčky v poměru průměru hřídele rotoru a opěrného kotouče (1:5 až 1:10). Tento poměr uvažujeme dále cca 1:8, což znamená, že při otáčkách $120\,000\text{ min}^{-1}$ spřádacího rotoru jsou otáčky ložisek opěrných kotoučů pouze cca $15\,000\text{ min}^{-1}$. Není tedy nutné speciální vysokootáčkové ložisko jako pro spřádací rotor

se $60\,000\text{ min}^{-1}$, případně s $80\,000\text{ min}^{-1}$ a životnost použitých ložisek je vyšší, než v případě "přímého" uložení.

PRINCIP ULOŽENÍ TWINDISC

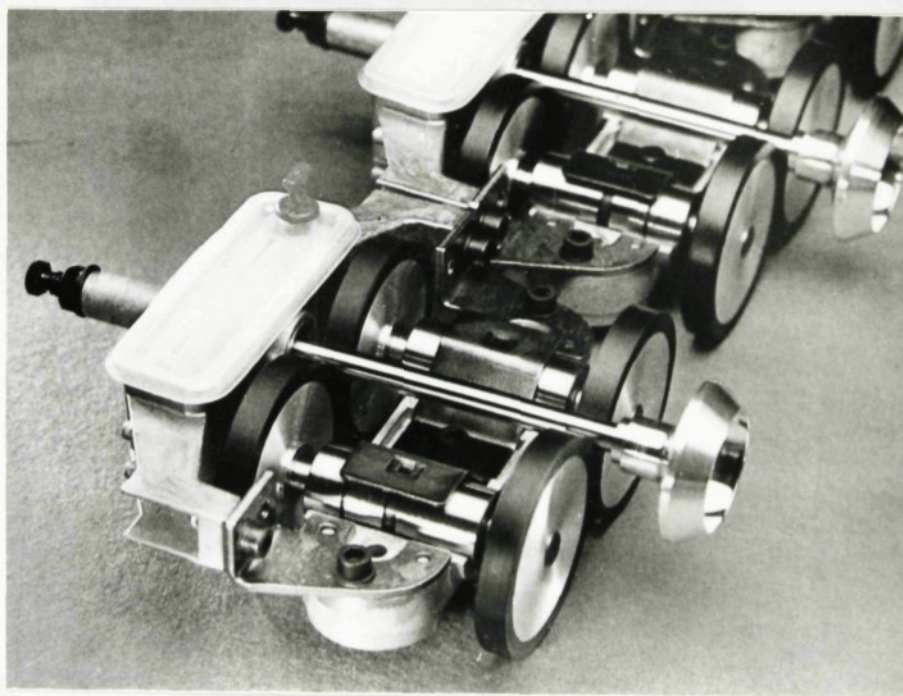


PRINCIP POHONU PŘES OPĚRNOU KLADKU



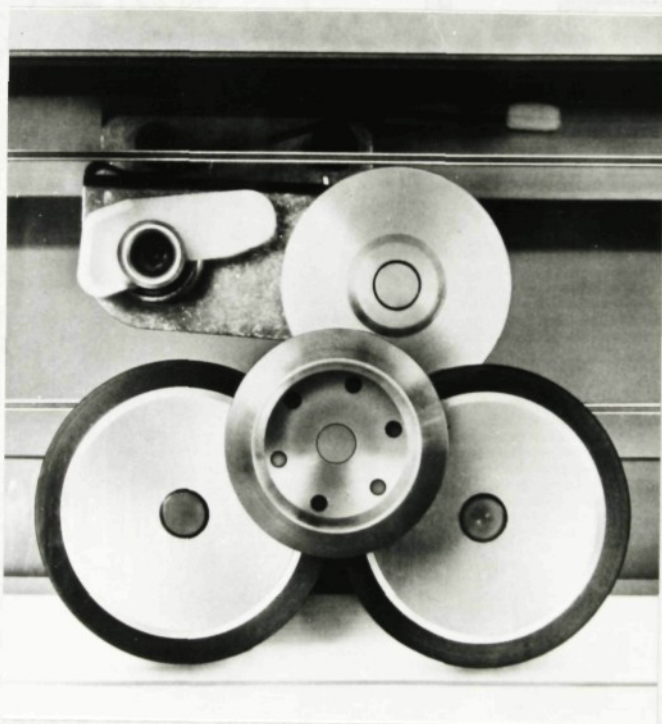
V patentové literatuře je uvedena řada řešení odvalového uložení. Právě řešení firmy Süssen se jeví jako nejzajímavější a nejpropracovanější. Nasvědčuje tomu i použití odvalového uložení firmy Süssen u řady strojů zahraničních firem (viz předchozí část této kapitoly). Firma Süssen zkoumala dva typy odvalového uložení sprádacího rotoru - rotor uložený na podpěrných kotoučích s přímým pohonem od tangenciálního řemenu (provedení - jednotka TWINDISC) a rotor uložený na opěrných kotoučích, které jsou poháněny tangenciálním řemenem. Obě uložení (viz obr.7) mají své výhody i nevýhody, což bude hodnoceno v další části této kapitoly.

Odvalová uložení sprádacích rotorů, použitá na strojích Autocoro, vznikla ve spolupráci firmy Schlafhorst s firmou Süssen. Představují zatím poslední řešení tohoto uložení a jsou uvedena na obr.8,9,10.



Obr.8

Podívejme se nyní podrobněji na upravené odvalové uložení firmy Süssen-WST, ROTOR BOX-RX 202. Toto provedení se skládá z profilu ve tvaru U - KANAL BOX, ve kterém je umístěno 12 jednotek odvalového uložení - TWINDISC. Kanál je proveden jako polouzavřený tuhý nosník, který může být přímo vložen do stroje a tvoří součást kostry stroje. Vlastní jednotka TWINDISC se skládá ze spřádacího rotoru, dvou párů podpěrných kotoučů, přítlačné kladky, axiálního ložiska, brzdy a nosného bloku, ve kterém jsou tyto dílce uloženy (viz obr. 9, 10).

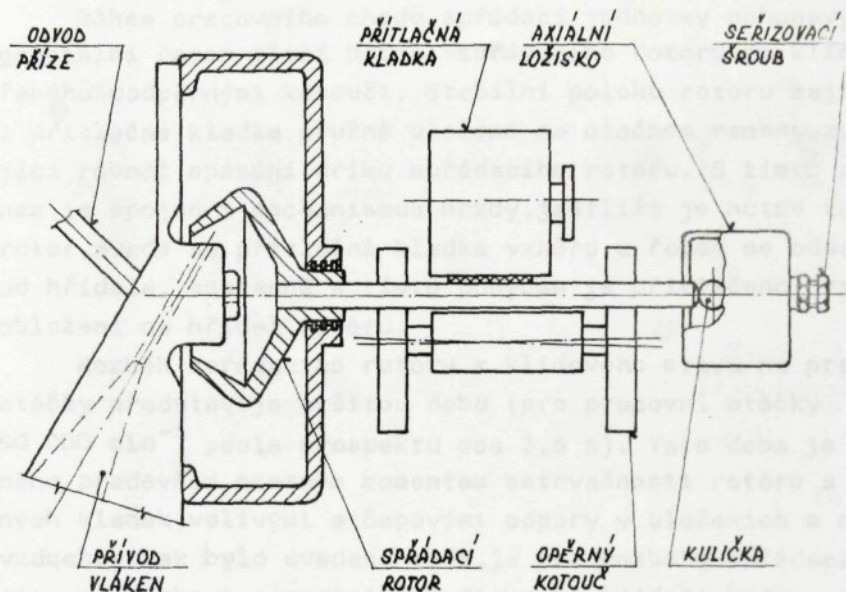


Obr.9

Spřádací komora je nalisována na hladkém válcovém hřídeli o průměru 9 mm. Spřádací rotor je podepřen dvěma páry volně otočných opěrných kotoučů. Tyto opěrné kotouče jsou opatřeny pružným potahem a jsou uloženy na vřetenu s valivými kuličkovými ložisky. Ložiska jsou prachotěsně uzavřena

a naplněna mazivem na dobu životnosti.

Osy vřeten jsou mírně mimoběžné a tlačí spřádací rotor do axiálního ložiska, uloženého v olejové lázni (viz obr.10).



Obr.10

Axiální ložisko sloužící k zajištění pracovní polohy spřádacího rotoru je tvořeno na jedné straně vydutím na hřídeli spřádacího rotoru, ve kterém je vsazena kulička ponořená v olejové lázni, na druhé straně opírá kuličku seřizovací šroub (viz obr.10). Pomocí tohoto šroubu je možné přesné nastavení polohy spřádacího rotoru, takové polohy, která zajišťuje proces výroby příze pro použitý spřádací rotor.

Toto jednoduché axiální zajištění poskytuje řadu výhod :

- po stránce technologické snadnou výměnu potřebného spřádacího rotoru při změně otáček rotoru i při změně druhu zpracovávaného materiálu

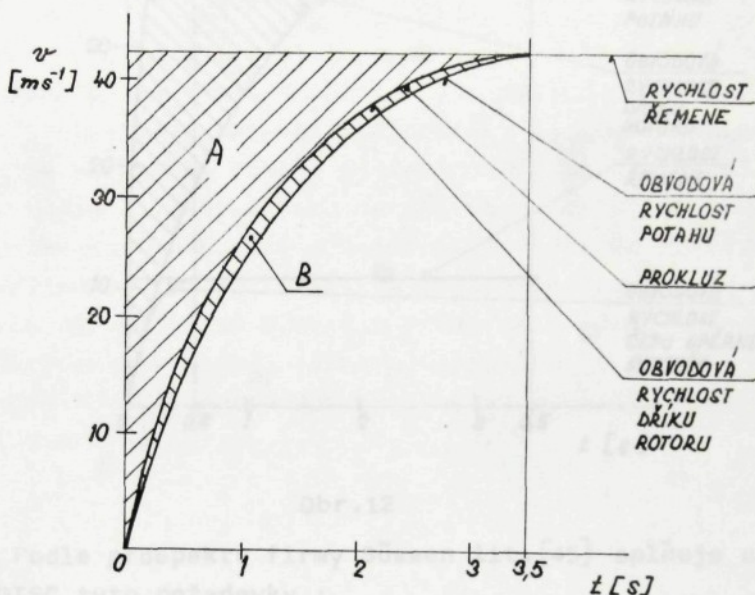
- po stránce výrobní - snadnou výrobu přesného hřídele spřádacího rotoru a jeho axiálního zajištění
- po stránce ekonomické - vyměňované rotory jsou laciné (není zároveň měněno vysokootáčkové ložisko).

Během pracovního chodu spřádací jednotky pohonový tangenciální řemen tlačí hřídel spřádacího rotoru do klínu tvořeného podpěrnými kotouči. Stabilní polohu rotoru zajišťuje i přitlačná kladka pružně uložená na otočném ramenu, zvětšující rovněž opásání dřiku spřádacího rotoru. S tímto ramenem je spojen i mechanismus brzdy, jestliže je nutné zabrzdit rotor, zvedá se přitlačná kladka vzhůru a řemen se oddaluje od hřídele, současně s tímto pohybem je přitlačeno brzdové obložení na hřídel rotoru.

Rozběh spřádacího rotoru z klidového stavu na pracovní otáčky představuje určitou dobu (pro pracovní otáčky $90\,000\text{ min}^{-1}$ podle prospektu cca 3,5 s). Tato doba je ovlivněna především hmotným momentem setrvačnosti rotoru a opěrných kladek, valivými a čepovými odpory v uloženích a odporem vzduchu. Jak bylo uvedeno výše, je při rozběhu spřádacího rotoru přitisknut tangenciální řemen ke hřídeli rotoru, spřádací rotor se nerozbihá ihned na pracovní otáčky a dochází k prokluzu. Část energie dodávaná řemenem se při prokluzech přeměňuje na teplo. Většinu tohoto vzniklého tepla odvádí ihned tangenciální řemen, neboť díky své vysoké rychlosti má i velkou stykovou plochu. Hřídel rotoru tedy není příliš tepelně zatížen a proto není ani velký přestup tepla na podpěrné kladky, na jejich potahy. Prokluzem řemene na hřídeli rotoru se tedy rozbihá hřídel vůči podpěrným kotoučům téměř bez prokluzu. Tato okolnost je výhodná, neboť nedochází k poškození pružného potahu podpěrných kotoučů. Také provedená měření (viz lit. [45]) potvrzují tuto skutečnost, šrafovaná plocha A na obr. 11 odpovídá prokluzu mezi řemenem a dřikem rotoru a plocha B prokluzu mezi dřikem rotoru a podpěrnými kotouči.

Firma Süssen zaručuje poměrně vysokou životnost uložení, přebroušení potahů podpěrných kotoučů je doporučeno až po 4-5 letech provozu. Tím, že je spřádací rotor přímo

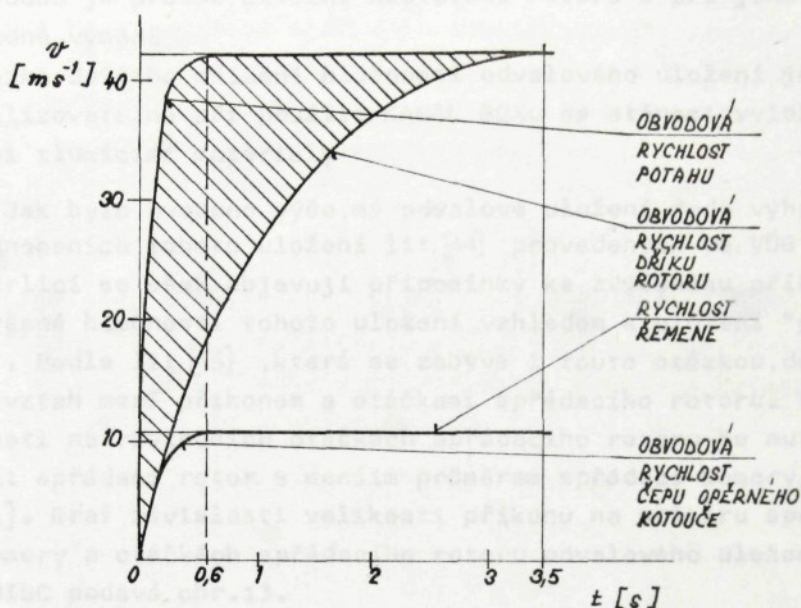
poháněn tangenciálním řemenem, nemá změna průměru podpěrných kotoučů po přebroušení vliv na počet otáček rotoru.



Obr.11

Nyní se podívejme na druhý způsob provedení odvalového uložení podle obr.7. Je zde patrný rozdíl obou konstrukcí, v tomto případě tangenciální řemen pohání čep podpěrného kotouče a kotouč teprve hřidel spřádacího rotoru. Velikost prokluzu můžeme odečíst z obr.12, kde šrafovaná plocha odpovídá velikosti prokluzu mezi potahem a hřídelem rotoru. Z velikosti této plochy můžeme usuzovat na větší zatížení i opotřebení potahů opěrných kotoučů proti předchozímu případu.

Opotřebení opěrných kotoučů v tomto případě již ovlivňuje otáčky spřádacího rotoru, průměry kotoučů musí být pečlivě sledovány a opěrné kotouče často měněny. Toto je velká nevýhoda oproti uložení TWINDISC.



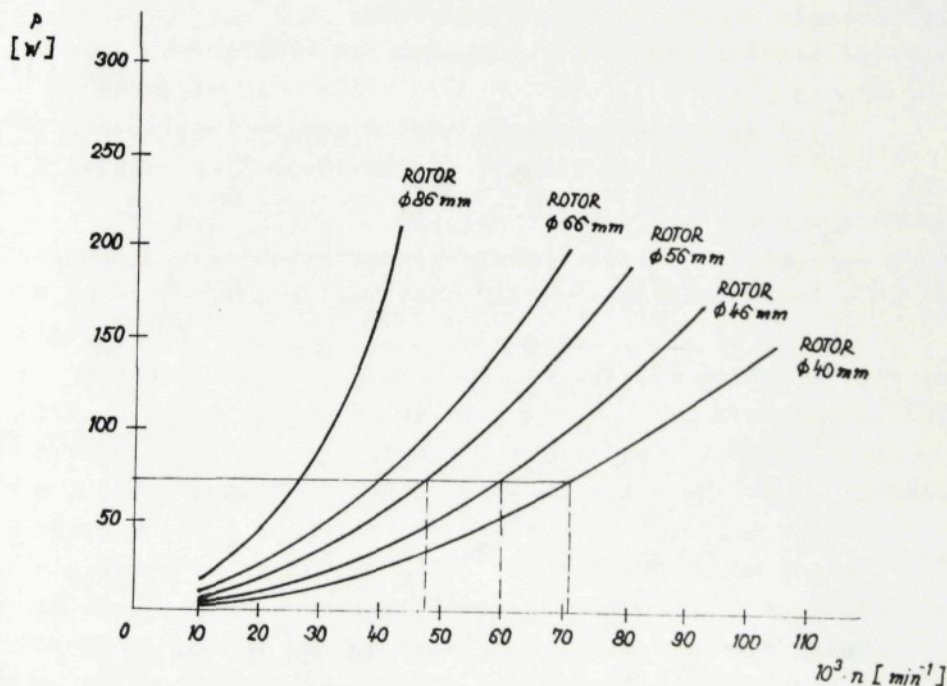
Obr.12

Podle prospektu firmy Süssen lit. [45] splňuje uložení TWINDISC tyto požadavky :

- otáčky dosahují $100\,000\text{ min}^{-1}$
- trvanlivost kuličkového ložiska opěrných kotoučů činí 5 let v třísměnném provozu, během této doby není nutné ložiska domazávat
- pro vypřádání různých druhů materiálů s různými délkami staplu je vhodné z ekonomické stránky spřádacího procesu vybrat optimální spřádací rotor . Rotor je snadno vyměnitelný bez demontáže. Existuje řada rotorů podle druhů spřádaných materiálů a velikostí použitých otáček.
- jednoduchost provedení spřádacího rotoru, spřádací komora není nalisována na drahém vysokootáčkovém ložisku, ale na hladkém dřívku a tím i cena rotoru není vysoká (cca 5 dolarů)
- rotor může být rychle zabrzděn pomocí třecí brzdy a ponechán neomezenou dobu v klidu
- podtlak ve spřádací komoře nepůsobí nepříznivě na ložisko rotoru, u tohoto uložení nemůže být vysáváno mazivo z lo-

- žisek jako v některých případech u "přímého" uložení
- výhodou je přesné axiální nastavení rotoru i při jeho snadné výměně
 - otázka dalšího snížení hlučnosti odvalového uložení je realizovatelná při použití KANAL BOXu se stěnami vyloženými tlumicími materiály

Jak bylo uvedeno výše, má odvalové uložení řadu výhod. V hodnoceníh tohoto uložení lit.[44] provedených ve VÚB Ústí nad Orlicí se však objevují připomínky ke zvýšenému příkonu a zvýšené hlučnosti tohoto uložení vzhledem k uložení "přímému". Podle lit.[45], která se zabývá i touto otázkou, dostáváme vztah mezi příkonem a otáčkami spřádacího rotoru. V závislosti na rostoucích otáčkách spřádacího rotoru je nutné použít spřádací rotor s menším průměrem spřádací komory, viz lit.[1]. Graf závislosti velikosti příkonu na průměru spřádací komory a otáčkách spřádacího rotoru odvalového uložení TWINDISC podává obr.13.



Obr.13

Z uvedeného grafu vyplývá závislost, kde s rostoucími otáčkami sprádacích rotorů roste i velikost příkonu pro jejich pohon. S rostoucími otáčkami sprádacího rotoru ale také podstatně stoupá produkce stroje a zmenšuje se množství dodané energie na jeden kilogram vypřádané příze. Např. u rotoru $\varnothing 46$ mm s otáčkami $60\,000\text{ min}^{-1}$ a rotoru $\varnothing 40$ mm s otáčkami $70\,000\text{ min}^{-1}$ je snížení energetické náročnosti na jeden kg vypřádané příze cca 8% (viz obr. 13).

Stabilitu odvalového uložení sprádacího rotoru při zvýšených parametrech, dále příkony a hluk uložení bude nutné ověřit dlouhodobou zkouškou na zkušebním standu a zejména nasazením uložení do praktického provozu.

- velké výkonnosti a spolehlivosti se nachází v kladech a teplo-
telnostech při vysokých kluzných rychlostech tak,
kde již nejsou vhodné maziva
- ložiska mohou pracovat v uzavřených prostorách při extrém-
ních teplotách
- ložiska jsou jednoduchá, spolehlivá, trvanlivá, neznečišťují
okolí unikajícími mazivy, jsou vhodné pro provoz textilní
a laboratorní
- v nevelikém rozměru splňují nároky na tuhost uložení
- ložiska mají malou přenos vibrací do rámu

Jak bylo uvedeno výše, je nejdůležitějším plynovým mazivem
vzduch, který tvoří většinu vzduchu v prostoru ložiskové vůle.
Plynové ložisko může být také založeno na aerodynamické a na co-
rystatické.

U ložisek aerodynamických se vytváří potřebný tlak ma-
ziva v místě vzrostl relativně poměrně kluzných ploch. Loži-
sko se rozkládá a šíří v podélných směrech, čímž
v oblasti rozvěhu a dobehu dochází k přídělu styku kluzných
ploch a tím i k jejich oděru. Je tedy účinnější vůle nato-
řitelná těchto styčných ploch. Při rozvěhu potom roste
se vzrostl tlak maziva šerpací úhlné rotující části.
takže se kluzné plochy odělu srovná se srovnávaty.
Srovnávaním tohoto uložení je upotřebení a snadno udržet
postavení styčných ploch. Ložiska jsou v tomto případě

2.1.3 Uložení sprádacího rotoru na vzduchovém ložisku

Do druhé skupiny uložení dle obr.2 patří "kluzná" ložiska. Ta můžeme podle mazacího media rozdělit na plyná a kapalinová. U kapalinových ložisek hrozí možnost styku mazacího media s vypřádaným materiálem, proto se zatím používají u bezvřetenových dopřádacích strojů pouze vzduchová ložiska, přestože mají v porovnání s kapalinovými nižší únosnost.

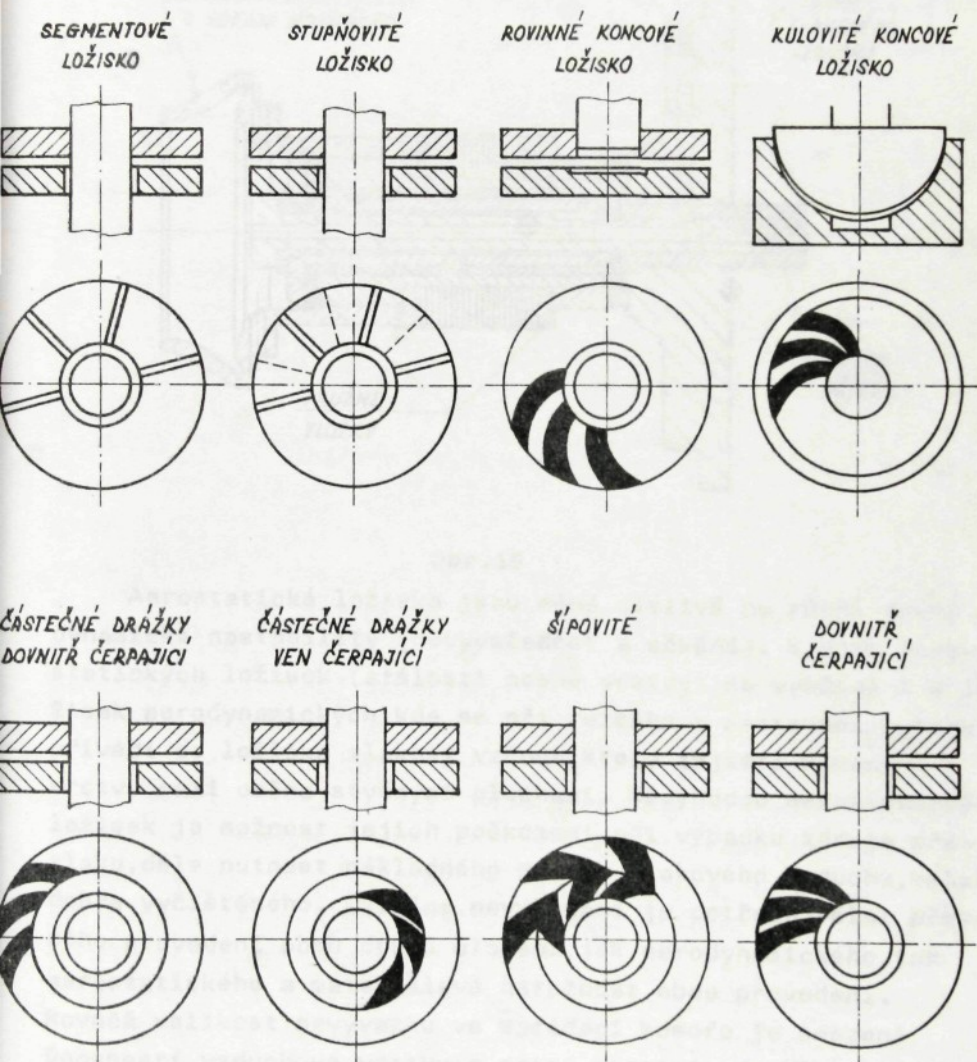
Plynem mazaná ložiska jsou v poslední době stále více využívána výrobci speciálních rychloběžných strojů a přístrojů. Mají některé vlastnosti, které jsou důležité v oblasti jejich použití - v oblasti vysokých otáček :

- malá viskozita média, mění se nepatrně s tlakem a teplotou, dovoluje běh při vysokých kluzných rychlostech tam, kde již nemáme vhodná maziva
- ložiska mohou pracovat v uzavřených prostorách při extrémních teplotách
- ložiska jsou jednoduchá, spolehlivá, trvanlivá, neznečišťují okolí unikajícím mazivem, jsou vhodná pro provoz textilní a laboratorní
- v nevelkém rozsahu můžeme měnit tuhost uložení
- ložiska mají menší přenos vibrací do rámu

Jak bylo uvedeno výše, je nejčastějším plyným mazivem vzduch, který tvoří nosnou vrstvu v prostoru ložiskové vůle. Plynová ložiska můžeme dále dělit na aerodynamická a na aerostatická.

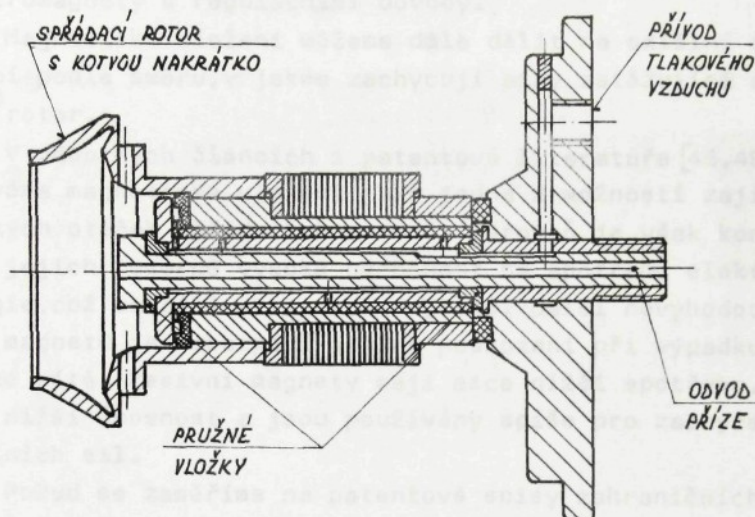
U ložisek aerodynamických se vytváří potřebný tlak maziva v nosné vrstvě relativním pohybem kluzných ploch. Ložiska se rozbíhají a dobíhají v podmínkách mezního tření, v oblasti rozběhu a doběhu dochází k přímému styku kluzných ploch a tím i k jejich oděru. Je tedy důležitá volba materiálů těchto styčných ploch. Při rozběhu potom roste se stoupajícími otáčkami čerpací účinek rotující části, takže se kluzné plochy oddělí souvislou nosnou vrstvou. Nevýhodou tohoto uložení je opotřebení a snadná možnost poškození stykových ploch. Ložiska jsou v tomto případě

používána spíše jako axiální, s nosnými elementy v provedení jako segmentová, stupňovitá nebo se spirálními drážkami (viz obr.14).



Obr.14

Nevýhoda přímého styku kluzných ploch je odstraněna u ložisek aerostatických, kde je plyn vháněn pod tlakem do nosné vrstvy z vnějšího zdroje. Vrstva je udržována stále, i za klidu a zastavení stroje (viz obr.15).



Obr.15

Aerostatická ložiska jsou méně citlivá na různé druhy dynamické nestability (nevyváženost a chvění). Výhody aerostatických ložisek (stálosti nosné vrstvy) se využívá i u ložisek aerodynamických, kde se při rozběhu a zastavení rotoru přivádí do ložiska tlakový vzduch, který zajistí kluznou vrstvu mezi oběma styčnými plochami. Nevýhodou aerostatických ložisek je možnost jejich poškození při výpadku zdroje přetlaku, dále nutnost nákladného zdroje tlakového vzduchu, velmi dobře vyčištěného. Dalšími nevýhodami je potřeba velmi přesného provedení obou druhů uložení, jak aerodynamického, tak aerostatického a materiálová náročnost obou provedení. Rovněž velikost nevyvážku ve spřádací komoře je omezená únosností vzduchové vrstvy a proti ostatním druhům uložení je podstatně nižší. V případě modelu stroje BDA-B1 (VŮB) se velikost přípustného nevyvážku ve spřádací komoře pohybovala do 10 mg, viz lit [47].

2.1.4 Uložení spřádacího rotoru na magnetickém ložisku

Magnetické uložení spřádacího rotoru může být dvojího druhu - pasivní a aktivní. Pasivní uložení jsou provedena s použitím permanentních magnetů, aktivní uložení tvoří elektromagnety s regulačními obvody.

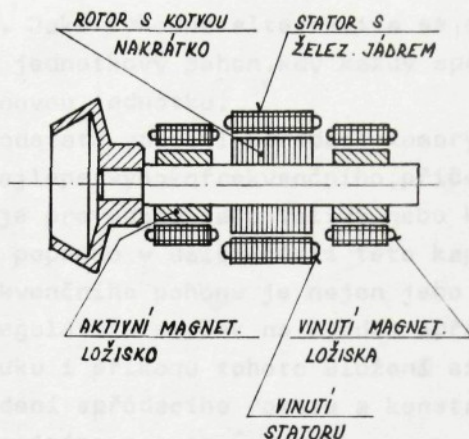
Magnetické uložení můžeme dále dělit na axiální a radiální podle směru, v jakém zachycují síly zatěžující spřádací rotor.

V odborných člancích i patentové literatuře [46,48] jsou citována magnetická uložení jako jedna z možností zajištění vysokých otáček spřádacích rotorů. Zároveň je však konstatována jejich poměrně vysoká náročnost na spotřebu elektrické energie, což se týká aktivních magnetů. Další nevýhodou aktivních magnetů je nebezpečí jejich poškození při výpadku elektrické sítě. Pasivní magnety mají sice nižší spotřebu, ale také nižší únosnost a jsou používány spíše pro zachycení axiálních sil.

Pokud se zaměříme na patentové spisy zahraničních firem, týkají se provedení radiálního uložení spřádacího rotoru. Magnetická axiální zajištění rotoru se většinou objevují v kombinaci s odvalovým nebo pneumatickým uložením spřádacího rotoru. Magnetická uložení pracují zatím v laboratorním provedení, ve vývojových dílnách, do praktického provozu ještě nepronikla z důvodů ekonomických (jeví se zatím jako nákladná) a výrobních (výroba je zatím pracná a náročná na přesnost).

K velmi zajímavým řešením patří uložení podle firmy Scheffer, patentované roku 1972. Rotor se v tomto případě vznáší v magnetickém ložisku (viz obr.16). Rotor má pět stupňů volnosti (tři translace a dvě rotace), které musí být průběžně snímány a regulovány. Kvality uložení se sníženou hlučností se dosahuje bez dalších technických prostředků. Tato výhoda je však podmíněna pěti regulačními okruhy se snímači polohy spřádacího rotoru, jedním elektronickým zesilovačem a elektromagnetickými akčními členy.

Použití tohoto řešení v praktickém provozu je zatím neúnosné z hlediska vysokých nákladů a energetické náročnosti.



Obr.16

Magnetická uložení stejně jako vzduchová ložiska vylučují použití tangenciálního řemene pro pohon spřádacích rotorů, nastupuje řešení pohonu jednotlivě pro každé spřádní místo. Pohon vzduchem, vzduchové turbíny roztáčené proudem vzduchu, byly pro značnou hlučnost vyloučeny, výhodněji se jevily v tomto směru regulační elektromotory. Tento druh pohonu si však vyžádal určité požadavky na řešení vlastního uložení rotoru i celého stroje. Vznikla uložení EJP, která jsou kombinací předchozích uvedených typů valivých i "kluzných" ložisek s určitými specifickými nároky na provedení. Podrobnější popis zkoumaných druhů EJP i s jejich zvláštnostmi a požadavky je předmětem další části této kapitoly. V závěru kapitoly jsou zhodnoceny všechny uvedené typy uložení a porovnány jejich provozní možnosti s ekonomickými nároky na výrobu i provoz, viz tab.1.

2.1.5 Elektrický jednotkový pohon - EJP

Se stoupajícími otáčkami spřádacích rotorů roste i hluk a spotřeba energie. Vzrůst hluku je ovlivňován u "přímého" i "nepřímého" uložení pohonem pomocí tangenciálního řemenu. Jako výhodná alternativa se dle lit. [48] jeví elektrický jednotkový pohon, kdy každý spřádací rotor má vlastní pohonovou jednotku.

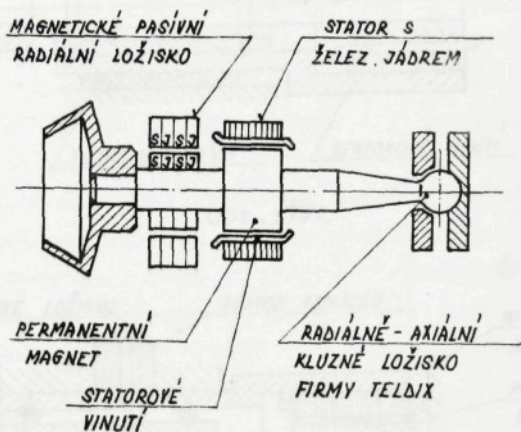
EJP je v podstatě spojení spřádací komory s rotorem elektromotoru, nejlépe vysokofrekvenčního, přičemž vlastní uložení rotoru je provedeno jako valivé nebo kluzné, což bude podrobněji popsáno v další části této kapitoly. Nevýhodou vysokofrekvenčního pohonu je nejen jeho vysoká cena, ale i nutnost regulátoru otáček na každém spřádacím místě.

Snížení hluku i příkonu tohoto uložení si klade určité nároky na provedení spřádacího rotoru a konstrukci jeho uložení. Jedná se zejména o tyto úpravy :

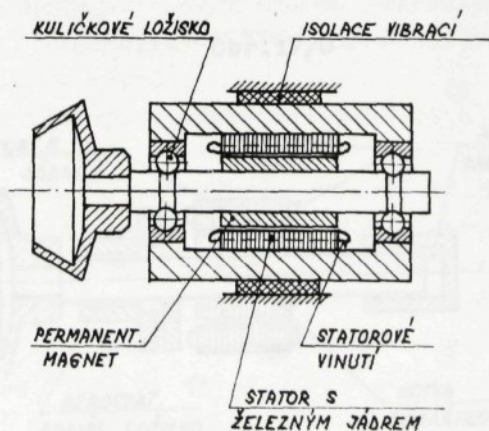
- co nejhladší povrchy spřádací komory
- co nejmenší povrch spřádací komory, což je možné splnit, neboť s rostoucími otáčkami se zmenšuje i průměr spřádací komory
- co nej přesnější vyvážení spřádacího rotoru
- použití "kluzného" uložení hřídele rotoru, buď vzduchového nebo magnetického, případně kombinovaného uložení
- potlačení přenosu vibrací ze spřádací jednotky do kostry stroje
- možnost uložení celého agregátu do utěsněného izolovaného prostoru
- zmenšení prostoru mezi rotorem a jeho krytem na co nejmenší míru
- zmenšení ztrát v mědi a železe úpravou statoru i rotoru

Uvedená řešení uložení spřádacích rotorů zatím představují budoucnost, v 70. letech však bylo patentováno několik způsobů provedení těchto uložení, která by měla splňovat výše uvedené požadavky. Některá řešení již byla ověřována laboratorně, ne však s větším úspěchem, neboť jsou zatím velmi složitá a náročná jak po stránce výrobní, tak

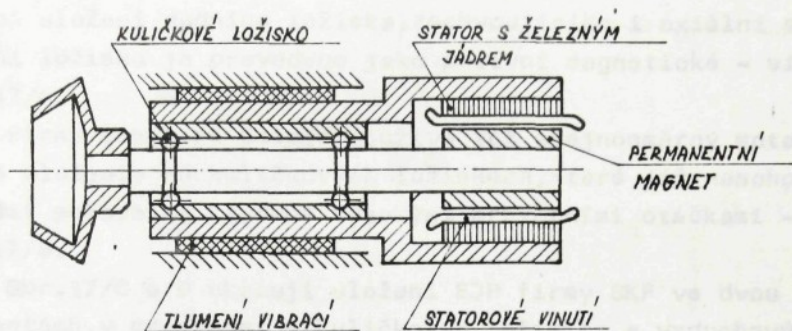
energetické. Přesto jsou zde v krátkosti uvedena některá charakteristická uložení spřádacích rotorů - EJP (viz obr.17).



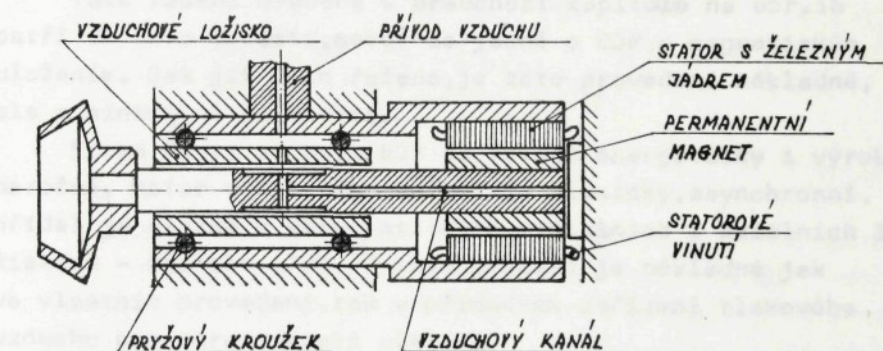
Obr.17/A



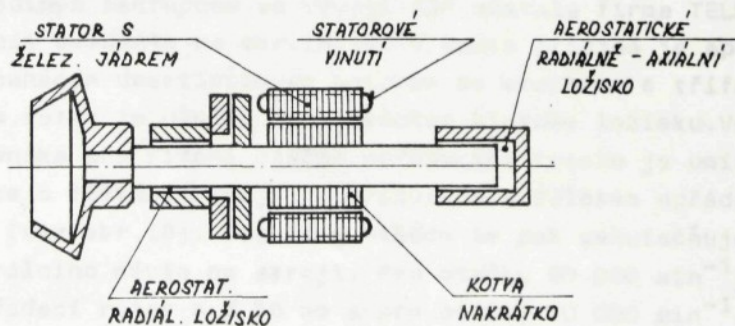
Obr.17/B



Obr. 17/C



Obr. 17/D



Obr. 17/E

Firma Siemens má ve svém EJP elektronicky regulovaný stejnosměrný motor. Velkou nevýhodou je zatím klasické kluzné uložení zadního ložiska, zachycujícího i axiální síly, přední ložisko je provedeno jako pasivní magnetické - viz obr.17/A.

Firma Schubert-Salzer používá též stejnosměrný motor, ale s uložením na kuličkových ložiskách, které již nemohou zaručit požadavky kladené vysokými provozními otáčkami - viz obr.17/B.

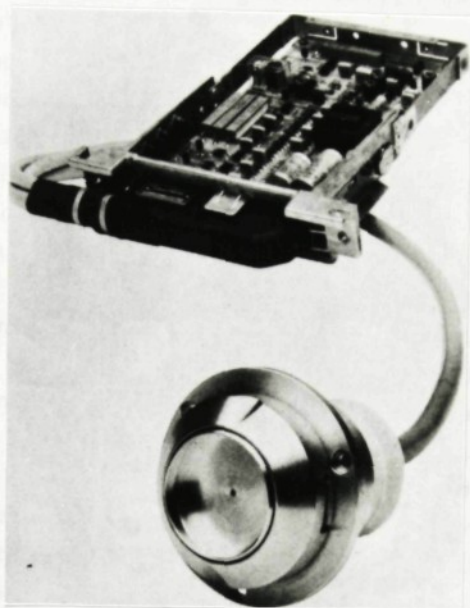
Obr.17/C a D ukazují uložení EJP firmy SKF ve dvou variantách, v provedení s kuličkovým ložiskem a vzduchovým ložiskem aerostatickým, které má axiální polohu spřádacího rotoru rovněž vymežovanu tlakovým vzduchem.

Také řešení uvedené v předchozí kapitole na obr.16 patří do této oblasti, neboť se jedná o EJP s magnetickým uložením. Jak již bylo řečeno, je toto provedení nákladné, ale s minimální hlučností.

Firma Platt se svým EJP je rovněž energeticky i výrobně náročná. Motor v tomto provedení je klasický, asynchronní, hřídel je uložen v aerostatických radiálních i axiálních ložiskách - viz obr.17/E. I toto uložení je nákladné jak ve vlastním provedení, tak v přídatném zařízení tlakového vzduchu pro aerostatické uložení.

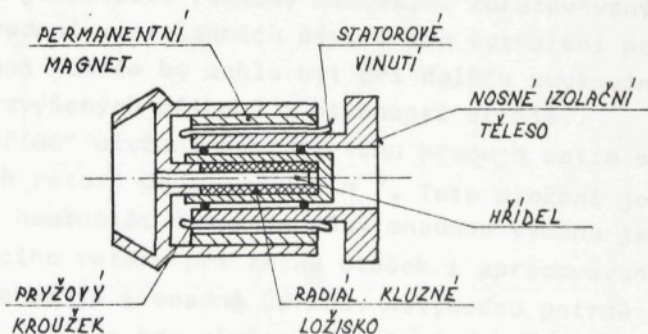
Žádný z výše uvedených návrhů nepřekročil stádium funkčního modelu, další vývoj byl většinou zastaven z finančních nebo technických důvodů.

Jediným zástupcem ve vývoji EJP zůstala firma TELDIX s řešením uvedeným na obr.18,19. V tomto případě je spřádací rotor poháněn desetipólovým motorem se statorem s třífázovým vinutím, rotor je uložen na klasickém kluzném ložisku. Veškerá elektronika pro řízení otáček spřádacího rotoru je umístěna na desce s tištěnými spoji a propojena s tělesem spřádacího rotoru (viz obr.18). Regulace otáček se pak uskutečňuje z centrálního místa na stroji. Pro otáčky $60\ 000\ \text{min}^{-1}$ je použit spřádací rotor s $\varnothing\ 56\ \text{mm}$ a pro otáčky $70\ 000\ \text{min}^{-1}$ spřádací rotor s $\varnothing\ 48\ \text{mm}$. Při otáčkách $70\ 000\ \text{min}^{-1}$ je příkon cca 80 W. Výměna spřádacího rotoru trvá asi 1 - 2 minuty.



Obr. 18

Schematické zobrazení řezu uložení firmy TELDIX podává obr. 19. Spřádací jednotky firmy TELDIX byly zkušebně namontovány na stroji RU 11 se 24 spřádacími místy firmy Schubert - Salzer. Použitím tohoto uložení byl podstatně snížen hluk zkušebního stroje a maxima činila při 500 Hz cca 83 dB ve spektru hluku (měřeno dle ISO).



Obr. 19

Z provedených srovnání jednotlivých druhů uložení spřádacích rotorů vyplynuly výhody i nevýhody při jejich praktickém použití. Zatím nebyly porovnány energetické náročnosti těchto pohonů, to je provedeno nyní v závěru této kapitoly. Z literatury [44,45] a měření zkušebny VVZ ELITEX Hnátnice a VÚB Ústí nad Orlicí byly shromážděny podklady pro následující tabulku (viz tab.1).

V ní jsou vyčísleny energetické nároky uložení "přímých", "nepřímých" a EJP, t.j. aerostatického vzduchového uložení rotoru s pohonem vf. elektromotorem. V tabulce jsou příkony přepočteny na jedno spřádací místo s přihlédnutím k přírůstkům příkonu během předení, zvýšeným příkonům pro pohon tangenciálním řemenem s přitlačnými kladkami u "přímého" a "nepřímého" uložení. U pohonu EJP jsou uvažovány ztráty v měniči kmitočtu, dále příkon potřebný pro výrobu tlakového vzduchu aerostatického uložení a zvýšení příkonu potřebného pro chlazení spřádacích jednotek.

Zajímavé je srovnání příkonů z lit. [3,4], kde pro $80\ 000\ \text{min}^{-1}$ a průměr rotorů 46 mm mají shodně "přímé" i "nepřímé" uložení uveden příkon 210 W, vzduchové uložení 500 W a magnetické uložení 275 W.

Shrňme-li výhody i nevýhody jednotlivých uložení, potom u "přímého" uložení je zatím hlavní otázkou životnost ložisek při otáčkách $80\ 000\ \text{min}^{-1}$. Výhodou uložení je jednoduchost jeho provedení, nevýhodou je řada rotorů s ložisky, nutná pro jednotlivé rozsahy otáček, či zpracovávaný materiál. Také provedení ventilačních otvorů pro vytváření podtlaku ve spřádací komoře by mohlo být při dalším zvyšování otáček příčinou zvýšených příkonů i hlučnosti stroje.

"Nepřímé" uložení naproti tomu pracuje zatím s otáčkami spřádacích rotorů do $100\ 000\ \text{min}^{-1}$. Toto uložení je sice složitější a hmotnější, dovoluje však snadnou výměnu jednoduchého spřádacího rotoru při změně otáček i zpracovávaného materiálu. Kladem je i snadná údržba. Nevýhodou patrně ani nebudou dvě ložiska pro uložení podpěrných kotoučů, která pracují při podstatně nižších otáčkách (cca do $15\ 000\ \text{min}^{-1}$), což se zřejmě projeví v příkonu i hlučnosti uložení.

Tabulka č.1

ULOŽENÍ OTÁČKY ROTORU	"PŘÍMÉ" VALIVÉ ULOŽENÍ							"NEPŘÍMÉ" VALIVÉ ULOŽENÍ							VZOUCHOVÉ AEROSTAT. ULOŽENÍ						
	1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
min^{-1}	mm	W	W	W	W	W	W	mm	W	W	W	W	W	W	mm	W	W	W	W	W	W
65 000	43	101	5	15	-	-	121	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
70 000	43	108	5	18	-	-	131	42	77	5	18	-	-	100	-	-	-	-	-	-	-
75 000	43	115	5	21	-	-	141	42	95	5	21	-	-	-	121	42	70	5	-	36	19 130
80 000	43	122	5	24	-	-	151	42	106	5	24	-	-	-	135	42	81	5	-	31	22 139
85 000	-	-	-	-	-	-	-	40	106	5	27	-	-	-	138	37	72	5	-	36	20 133
90 000	-	-	-	-	-	-	-	40	118	5	30	-	-	-	153	37	83	5	-	31	22 141
95 000	-	-	-	-	-	-	-	40	128	5	33	-	-	-	166	37	95	5	-	26	25 151
100 000	-	-	-	-	-	-	-	40	137	5	36	-	-	-	178	37	100	5	-	21	29 159

1 - PRŮMĚR SPŘÁDACÍHO ROTORU

2 - PŘÍKON SAMOTNÉHO ULOŽENÍ

3 - NÁRŮST ENERGIE PŘI PŘEDENÍ

4 - ŘEMENOVÝ POHON VČETNĚ ÚČINNOSTI EL.MOTORU

5 - ENERGIE NA VÝROBU PŘETLAK.VZDUCHU

NA ODVOD TECHNOL.A CHLADÍČÍHO VZDUCHU

6 - ZTRÁTY V MĚNIČI

7 - PŘEDPOKLÁDANÁ CELKOVÁ SPOTŘEBA ENERGIE
NA POHON JEDNOHO ULOŽENÍ

Praktická srovnání budou provedena v dalším souboru zkoušek, neboť zůstává otevřená i otázka životnosti potahů opěrných kotoučů.

Otáčky vzduchových ložisek dosahují zatím $90\ 000\ \text{min}^{-1}$. Výhodou tohoto uložení je tichý provoz, nevýhodami jsou - poměrně velká citlivost na rozvážení spřádacího rotoru během procesu předení a ekonomicky náročné zajištění jeho pohonu i výroby. Nevýhodou je i nutnost zdroje dobře vyčištěného tlakového vzduchu, kdy při jeho výpadku hrozí nebezpečí havárie uložení. Otázkou zůstává zabezpečení vlastního pohonu spřádacího rotoru, individuální pohon v elektromotorkem každého spřádacího místa znamená velkou ekonomickou náročnost pro stroj, dále je nutné počítat s příkonem na pohon tohoto elektromotorku, s příkonem pro napájení v zdrojů i s příkonem pro zabezpečení vzduchového hospodářství.

Vhodným uložení se jeví magnetické uložení svou jednoduchostí provedení, tichostí a stabilitou chodu. Dosud nebyly ukončeny jeho zkoušky a ekonomické nároky na elektroniku pro toto uložení jsou zatím příliš vysoké. Jak bylo uvedeno, jedná se o snímáče polohy pro každý směr os a regulátory pro jednotlivé aktivní magnety.

Pohony EJP jsou většinou kombinací dříve uvedených uložení vzduchových a magnetických ("přímá" uložení již nevyhovují požadavkům zvýšených otáček). Vyjímkou je uložení Teldix, které využívá klasické kluzné ložisko, i to je však ve stadiu zkoušek a ověřování.

Z provedených srovnání jednotlivých druhů uložení i z jednotlivých výstav ITMA se jeví jako zatím nejvhodnější způsob uložení "nepřímé" uložení spřádacího rotoru. Je však nutné ověřit stabilitu jeho chodu i při dalším zvyšování otáček a zjistit jeho nejvhodnější konstrukci. Proto budou v další části této práce zkoumány jeho provozní možnosti při otáčkách do $120\ 000\ \text{min}^{-1}$.

2.2 Zahraniční patentová literatura týkající se odvalového uložení spřádacího rotoru

V této části kandidátské práce je jen krátce zhodnocen stav udělených patentů, které se týkají odvalového uložení spřádacího rotoru u bezvřetenových doprřadacích strojů. Není zde proveden patentový průzkum, který by byl poměrně zdoluhavý a ani není předmětem této práce.

V hlavních rysech jsou přiblíženy ty části odvalového uložení, u kterých již byly patenty uděleny, a uvedeny firmy, které se v současné době zabývají odvalovým uložení.

Nejvíce poznatků a zkušeností získaly pravděpodobně firmy Süssen a SKF, které toto uložení vyvíjejí již řadu let a jejichž odvalová uložení dnes pracují na řadě bezvřetenových doprřadacích strojů. Jak již bylo řečeno na začátku této kapitoly, jsou to uložení KANAL-BOX, WST-TWINDISC firmy Süssen a uložení ROTOMAT firmy SKF.

V patentových spisech kromě těchto dvou firem z NSR najdeme ještě další, které se zabývají odvalovým uložení spřádacího rotoru, a to firmy Siemens - NSR, Schubert-Salzer-NSR, FAG - NSR, Krupp - NSR, Casablanca Limited - Velká Británie, Platt-Saco Lowel Limited - Velká Británie, Toyoda - Japonsko, Elitex - ČSSR.

Patentové spisy firmy Süssen, které jsou zastoupeny nejpočetněji, se týkají především vlastního uložení spřádacího rotoru na opěrných kotoučích, mírného zkřížení os těchto kotoučů pro vyvození axiální síly potřebné pro trvalé přitlačení spřádacího rotoru do axiálního ložiska. Dalšími patentovanými částmi odvalového uložení jsou různá provedení axiálního ložiska pro správné ustavení polohy spřádacího rotoru, radiální zabezpečení polohy spřádacího rotoru přitlačnou kladkou spojenou s brzdicím zařízením rotoru, brzdící zařízení, KANAL-BOX s osazením jednotek TWINDISC, úprava převáděcího a ojednocovacího ústrojí pro odvalové uložení spřádacího rotoru.

Ostatní uvedené firmy již mají podstatně menší množství udělených patentů. Ty se týkají opěrných kladek odvalového

uložení, zajištění axiální polohy spřádacího rotoru, konstrukce axiálního ložiska, různých druhů provedení odvalového uložení i způsobů pohonů a brzdění spřádacího rotoru.

Z patentové rešerše odvalového uložení, která byla provedena ve VÚB Ústí nad Orlicí, vyplývá šedesát patentových přihlášek, týkajících se výše uvedených konstrukčních řešení, viz lit [46].

2.3 Řešení odvalového uložení, provedená ve VÚVL Brno a k.p. ELITEX, VVZ Hnátnice

Také v Československu se řešila odvalová uložení spřádacích rotorů. V roce 1978 bylo VÚVL Brno pověřeno vývojem odvalového uložení se svislou osou rotace. Vážnými problémy tohoto řešení se jevílo jednak zajištění souososti dutého díku rotoru s průchozí trubicou pro odtah příze, jednak zajištění axiální polohy spřádacího rotoru. Pro ověření axiálního zajištění byla použita aerodynamická a magnetická uložení, byla odzkoušena řada aerodynamických ložisek různých provedení (segmentových, stupňovitých se spirálními drážkami) a provedla se srovnání únosností. Jako nejvýhodnější se jevílo ložisko s částečnými spirálovými drážkami (dovnitř čerpajícími), nepříznivým úkazem však bylo zanášení drážek ložiska nečistotami ze vzduchu. Jako další možnost zajištění axiální polohy rotoru byla ověřována magnetická uložení, zkoušky však nebyly dokončeny a výzkum byl přerušen.

Dále bylo ve VÚVL Brno ověřováno odvalové uložení s vodorovnou osou rotace, v provedení obdobném uložení TWINDISC. Jednotka se odzkoušela a pracovala spolehlivě do otáček $60\,000\text{ min}^{-1}$, s dalším růstem otáček rotoru však narůstala i amplituda jeho kmitání a docházelo k odskokům rotoru od opěrných kotoučů, k poruše stability uložení.

Stejný nedostatek mělo i odvalové uložení k.p. ELITEX, VVZ Hnátnice - s. Rajnohy, s uložení rotoru obdobným způsobem jako uložení TWINDISC.

3. CÍL DISERTACE

Jak bylo řečeno v úvodu této práce, stojí před výzkumnými a vývojovými pracovníky úkol - další zvyšování odtahové rychlosti bezvřetenových doprřadacích strojů. Ze závěrů předchozí kapitoly a provedených posouzení vyplynulo jako nejzajímavější řešení - odvalové uložení spřřadacího rotoru.

Cílem disertační práce je prověření možnosti použití odvalového uložení pro zvýšené parametry, pro otáčky spřřadacího rotoru do $120\ 000\ \text{min}^{-1}$, dále zjištění stability chodu rotoru při provozních parametrech, při rozběhu a zastavení stroje. Rovněž stabilita při zanášení spřřadacího rotoru nečistotami během předení dává obraz o vhodnosti použití tohoto uložení v praktickém provozu.

Aby mohlo být posouzeno odvalové uložení ještě před vlastním konstrukčním zpracováním, jsou sestaveny matematické modely, které dovolují simulovat jak provozní podmínky uložení, tak rozběhy i zanášení spřřadacího rotoru. Cílem disertace je sestavení těchto modelů a stanovení metod pro jejich vyhodnocení. To představuje řešení soustav diferenciálních rovnic, které je provedeno numerickou metodou na samočinném počítači. Do sestavených programů pro počítač jsou zavedeny výše uvedené simulované provozní podmínky s cílem stanovit vhodné tuhosti a tlumení nákrůžků a řemene s ohledem na stabilitu rotoru. Znamená to, že na základě provedených výpočtů bude možné provést vlastní konstrukční návrh a volbu materiálů použitých v konstrukci uložení. Výpočty mají rovněž stanovit kritické otáčky uložení a porovnat jejich hodnoty s provozními otáčkami rotoru. Snahou je vyloučit jejich shodu vhodným naladěním systému.

Důležitým cílem disertace jsou i měření provedená na odvalovém uložení, která mají jednak porovnat vytvořené matematické modely s praxí, zjistit, do jaké míry se shodují teoretické vypočtené hodnoty se skutečnými naměřenými hodnotami během provozu. Dále má měření poskytnout obraz o stabilitě odvalového uložení v různých provozních režimech. Cílem měření je i získání amplitud a kritických frekvencí kmitání

rotoru. Pro jejich stanovení jsou použity dvě metody, optická - laser ve spojení s kmitočtovým analyzátozem s velkou rozlišovací schopností a piezoelektrické snímače s týmž analyzátozem. Cílem měření je i posouzení vhodnosti použití piezoelektrických snímačů s možností nahradit náročná měření prováděná laserem.

V poslední části disertační práce jsou ze závěrů jednotlivých kapitol vyvozeny směry pro vlastní konstrukční řešení s cílem stanovit rozměry uložení, přesnost výroby jednotlivých dílců i volbu použitých materiálů.

4. ZVOLENÉ METODY ZPRACOVÁNÍ

Již v návrhu řešení odvalového uložení spřádacího rotoru, před vlastním konstrukčním zpracováním, je proveden statický, kinematický a dynamický rozbor tohoto uložení a jsou určeny vlivy, které by mohly nepříznivě působit na jeho chod. Jak bylo řečeno v úvodu této práce, je nutné zajistit stabilitu chodu spřádacího rotoru jak v pracovní oblasti otáček, tak i při rozběhu a zastavení stroje, přičemž jako stabilní označujeme chod, kdy nedochází k odskokům dříku rotoru od opěrných kotoučů. Jedná se tedy o stanovení hodnoty kritických otáček pro toto uložení, zjištění oblasti stability provozu pro použité materiály uložení a určení velikostí amplitud kmitání rotoru ve všech pracovních režimech stroje. Budící síla působící na rotor není v našem případě konstantní, ve výpočtech je nutné uvažovat její závislost na čase, neboť budící silou je nevyvážen spřádací rotor, který se mění s délkou předení podle množství nečistot usazených ve spřádací komoře.

Stanovení amplitud kmitání rotoru, kritických otáček, stability chodu a pod. je možné provádět i měřením na skutečném uložení. Tento způsob je však velmi náročný jak po časové, tak po ekonomické stránce. V tomto případě je nutné vyrobít potřebná uložení v různých variantách, tato uložení ověřit, získané výsledky z měření vyhodnotit, navrhnout a optimalizovat úpravy, provést přijaté úpravy a opět ověřovat a zkoušet.

Pro zkrácení etapy vývoje, a protože je důležité zjistit všechny vlivy, které mohou kladně i záporně působit na stabilitu rotoru, je výhodné navrhnout matematický model tohoto uložení a podrobit ho rozboru. Původní návrh modelu, uvedený v kapitole 5.1.1, se jevil jako velmi složitý a náročný pro matematické zpracování, neznali jsme ani přesná vstupní data. Proto bylo nutné přijmout určitá zjednodušení, ale jen v takovém rozsahu, aby podstatně neovlivnila souhlas modelu se skutečností. Je otázkou, zda navržený model má být složitý či jednoduchý. Pokud zvolíme cestu podstatného zjednodušení, dostáváme sice jednoduchý model, ten však málo souhlasí

se skutečností. Není vhodné sestavovat ani příliš složitý model, který představuje náročná a obtížná řešení, obvykle neznáme přesná vstupní data a byly by tedy prováděny složité a přesné výpočty s nepřesnými hodnotami. Sestavení dalších modelů, uvedených v kapitole 5.1.3 vychází z provedených měření na odvalovém uložení. Protože však zatím neexistuje naše odvalové uložení (provedení dle kapitoly 2.3 nevyhovuje požadavkům kladeným provozními podmínkami), bylo použito pro uvedená měření odvalové uložení TWINDISC firmy Süssen. Jedná se o starší typ uložení, popsany v textu kapitoly 2.1.2, který byl zapůjčen z katedry textilních a oděvních strojů VŠST Liberec. Nové odvalové uložení, které vzniklo ve spolupráci firmy Süssen s firmou Schlafhorst, se nám bohužel nepodařilo získat.

Provedená měření potvrdila představu o charakteru kmitání a dále jsou zkoumány dva druhy modelů, jednoosý dvouhmotový model a dvojosý tříhmotový model. Po sestavení soustav diferenciálních rovnic pro oba modely máme stanoveny i metody pro simulování "pracovních podmínek" odvalového uložení spřádacího rotoru na bezvřetenovém dopřádacím stroji, odvozeny vztahy pro rozběh a doběh rotoru, pro práci rotoru v různých režimech nastavení stroje i pro růst nevývažku ve spřádací komoře.

Řešení soustav diferenciálních rovnic je prováděno numerickou metodou Runge-Kutta na samočinném počítači, pro který jsou sestaveny programy zahrnující všechny uvedené alternativy. V případě jednoosého dvouhmotového modelu jsou ověřeny rozběhy rotoru v přímkovém, parabolickém a exponenciálním nárůstu otáček s různými tuhostmi a tlumením opor a řemene. Při vyšetřování chodu rotoru při různých parametrech nastavení stroje mohou být rovněž měněny tuhosti a tlumení opor a řemene. V případě tuhosti opěrných kotoučů a řemene jsou tyto tuhosti uvažovány konstantní i nelineární. Rovněž nárůst nevývažku ve spřádací komoře je sledován při různých tuhostech a tlumení opor a řemene. V poslední části ověření tohoto modelu je do výpočtů zavedena i ovalita opěrných kotoučů a zjišťována stabilita rotoru při určité budící síle a ovalitě opor. U dvouosého modelu jsou vyšetřovány přecho-

dové stavy rotoru při různých tuhostech a tlumení opor a řemene, dále rozběhy a doběhy rotoru v lineárním tvaru, s uvažováním ovalit opěrných kotoučů.

Vyhodnocení provedených výpočtů poskytuje určení amplitud kmitání rotoru v závislosti na jeho otáčkách, oblastí kritických otáček, oblastí stability rotoru pro oba matematické modely. Vlastní vyhodnocování získaných výpočtů je zjednodušeno tiskem výsledků v grafické formě na široké tiskárně počítače současně s numerickými výsledky. V případě rozběhu rotoru jednoosého modelu jsou nejprve sledovány přechodové stavy a z nich je vyhodnocována stabilita rotoru vzhledem k rušivému účinku. V počátečních podmínkách totiž zavádíme určitou výchylku sledované hmoty a vyhodnocujeme reakci modelu na tento rušivý vliv, sledujeme rychlost tlumení kmitání a přechod do ustáleného stavu. Dále můžeme v případě rozběhu a doběhu rotoru sledovat vzrůst amplitudy jeho kmitání v oblasti kritických otáček v lineárním i nelineárním tvaru, jak na výstupu široké tiskárny počítače, tak na kreslicím stole DIGIGRAFU 1003, pracujícím ve spojení s počítačem. Uvedené výpočty jsou provedeny při konstantní budící síle, naproti tomu nárůst nevývažku ve spřádací komoře je řešen při konstantních otáčkách rotoru a sleduje se amplituda kmitání rotoru v závislosti na budící síle. Chování dvojosého modelu je rovněž vyhodnocováno jak z výstupu počítače, tak grafického výstupu DIGIGRAFU, se sledováním přechodových stavů, rozběhů a doběhů rotoru. V tomto případě dostáváme záznamy kmitání sledované hmoty m_4 v osách x, y (v rovině kolmé na osu rotoru), případně hmoty m_5 .

Měření prováděná na skutečném odvalovém uložení mají porovnat vypočtené hodnoty kritických otáček a amplitud se skutečnými naměřenými hodnotami a tím potvrdit správnost sestavených modelů a způsob jejich vyšetřování. Dalším úkolem měření je i zjištění stability skutečného odvalového uložení v různých režimech provozu (při různých otáčkách rotoru, různé nevývaze ve spřádací komoře, tj. různé budící síle, při různém přitlaku řemene ap.).

Protože se jedná o velmi malé amplitudy kmitání rotoru a poměrně velké frekvence, bylo nutné zvolit i odpovídající metody měření. První měření na odvalovém uložení byla provedena kapacitními snímači, ty však při vyšších otáčkách rotoru neposkytovaly přesné, reprodukovatelné výsledky. Pro další měření byla zvolena jednak optická metoda s použitím laseru, jednak metoda s použitím piezoelektrických snímačů, obě ve spojení s kmitočtovým analyzátozem s velkou rozlišovací schopností, typ 2033 firmy Brüel a Kjaer. Tento způsob spojení přístrojů se jevil jako výhodný, neboť na obrazovce analyzátoru je možné sledovat průběhy vyšetřovaných kmitavých dějů, v digitální části obrazovky můžeme odečítat hodnoty zobrazených veličin - amplitud a frekvencí. Zaznamenané průběhy na obrazovce lze ihned zapsat na přiložené fomuláře na souřadnicovém zapisovači téže firmy.

Provedená měření měla nejprve zjistit vhodnost použití piezoelektrických snímačů pro náš případ a sice porovnáním získaných výsledků s měřeními, která byla uskutečněna laserem. Protože výsledky byly uspokojivé a srovnatelné, byla pomocí piezoelektrických snímačů dále provedena měření kmitání rotoru ve dvou osách x a y kolmo k dráze rotoru, v jeho přední i zadní části, s různými hodnotami nevývažku ve spřádací komoře. Výsledná kmitání byla jednak postupně zapsána pro osy x a y pomocí analyzátoru a zapisovače, jednak byla vyfotografována z obrazovky paměťového osciloskopu Hewlett Packard 1741 A. Na obrazovce osciloskopu byly zobrazeny průběhy kmitání rotoru v ose x a y současně ve dvou stopách a bylo možné sledovat fázové posunutí obou průběhů.

Poznatky z matematických modelů i provedených měření je možné použít v konstrukčním řešení odvalového uložení. Postupným měněním rozměrů odvalového uložení a postupným měněním tuhostí i tlumení můžeme určit oblasti stability i kritické otáčky pro jednotlivé varianty. Přínosem výpočtu je tedy naladění uložení, spřádacího rotoru takovým způsobem, aby hodnota vlastní frekvence uložení nepadla do oblasti pracovních otáček. Pracovní otáčky musí být položeny pod nebo nad kritickými otáčkami, jen tak se vyhneme nepříznivým

následkům, které nastávají při shodě vlastní frekvence uložení s frekvencí pracovní oblasti stroje, zvýšenému namáhání součástí uložení, jejich nadměrnému opotřebení a v některých případech i úplné havarii.

5. VÝSLEDKY PRÁCE

5.1 Matematický model odvalového uložení

V úvodní části této kapitoly jsou přijata zjednodušení, která dovolí převést prostorový případ odvalového uložení spřádacího rotoru na případ rovinný. Vytvořená náhradní rovinná schemata jsou v další části kapitoly popsána diferenciálními rovnicemi a jsou sestaveny matematické modely simulující chování rotoru v provozu. Řešení těchto modelů je provedeno na samočinném počítači pro jednoosý a dvouosý model s ohledem na stabilitu rotoru. Ve třetí části kapitoly jsou popsána provedená měření a jejich výsledky porovnány s teoretickými výpočty.

5.1.1 Obecné prostorové řešení

Při sestavení matematického modelu odvalového uložení je uvažována spřádací jednotka s vodorovným spřádacím rotorem, který je podepřen dvěma páry opěrných kotoučů a poháněn nekonečným tangenciálním řemenem, viz obr.10.

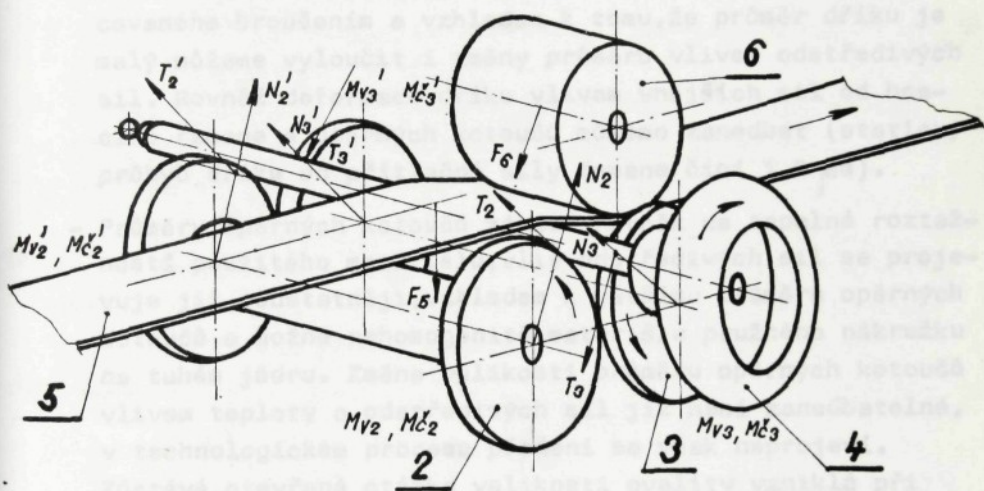
Pokud vycházíme z tohoto uspořádání, můžeme si odvalové uložení spřádacího rotoru představit jako spojení rotačních a valivých dvojic, tedy jako mechanismus, neboť pohyb všech členů je jednoznačně určen, viz lit. [55], má 1^o volnosti.

Podmínkou stabilního chodu odvalového uložení spřádacího rotoru je jednak zajištění radiálního styku dříku rotoru s opěrnými kotouči a dále axiálního styku konce dříku s opěrnou kuličkou, s možností seřízení polohy spřádacího rotoru v axiálním směru. Toto axiální zajištění však poskytuje i možnost malých radiálních vychylek (pohyb kuličky ve vybrání seřizovacího šroubu) a otáčení spřádacího rotoru.

Během procesu předení je spřádací komora zanášena nečistotami a prachem, dochází k jejímu rozvážení zvětšujícím se nevývažkem, roste budící odstředivá síla, vyvolávající zvýšené kmitání spřádacího rotoru na opěrných kotoučích. Rotující vektor budící síly tlačí dřík rotoru v jedné polovině otáčky do pružného potahu kotoučů, ve druhé polovině otáčky je spřádací rotor zvedán proti tangenciálnímu řemenu. Tangenciální řemen jednak pohání spřádací rotory, jednak při-

držuje dřík spřádacího rotoru v klínu opěrných kotoučů během rotace. Stabilizující účinek řemene podporuje přítlačná kladka, která navíc zvětšuje opásání dříku rotoru.

Pokud bychom chtěli sestavit matematický model odvalového uložení s uvažováním výše uvedených stavů, znamenalo by to vytvoření prostorového modelu s nelineárními tuhostmi opěrných kotoučů a řemene, jehož řešení by bylo velmi složité, viz obr.20 . Při sestavení matematických modelů je tedy nutné přijmout určitá zjednodušení, neboť není možné postihnout všechny vlivy konstrukční, materiálové i provozní a přesně je zavést do sestavených diferenciálních rovnic.



Obr.20

Přijatá zjednodušení se týkají především tuhého dříku spřádacího rotoru, který je uložen na pružných podporách, na pružných nákržcích opěrných kotoučů. Dále je nutné zjednodušit otázky působících sil, vlivu teploty, vlivu vysokých otáček. Tyto otázky budou podrobněji probrány v další části této kapitoly.

- Průměr dříku rotoru je závislý vlivem tepelné roztažnosti na teplotě, přičemž jeho oteplení je závislé na velikosti

otáček a prokluzu dříku ve styku s hnacím řemenem a opěrnými kotouči. Změna jeho průměru může ovlivnit velikost otáček a způsobit změnu převodu. Nepatrně se mění i úhel α , úhel styku dříku s opěrnými kotouči. Pokud uvažujeme zvýšení teploty z 20°C na 60°C , znamená to zvětšení průměru dříku o $0,004\text{ mm}$ a zmenšení jeho otáček o 53 min^{-1} . Tato změna je vzhledem k technologii bezvřetenového předení a vzhledem k pohonu tangenciálním řemenem zanedbatelná. Rovněž změnu natočení působících sil (vlivem změny úhlu α) můžeme zanedbat. Protože se jedná o ocelový dřík vyrobený z homogenního taženého tyčového materiálu opracovaného broušením a vzhledem k tomu, že průměr dříku je malý, můžeme vyloučit i změny průměru vlivem odstředivých sil. Rovněž deformace dříku vlivem vnějších sil od hnacího řemene a opěrných kotoučů můžeme zanedbat (statický průhyb dříku od přitlačné síly řemene činí $1,2\text{ }\mu\text{m}$).

- Průměry opěrných kotoučů závisí rovněž na tepelné roztažnosti použitého materiálu, vliv odstředivých sil se projevuje již podstatněji, vzhledem k většímu průměru opěrných kotoučů a možné nehomogenitě materiálu pružného nákrůžku na tuhém jádru. Změna velikosti průměru opěrných kotoučů vlivem teploty a odstředivých sil již není zanedbatelná, v technologickém procesu předení se však neprojeví. Zůstává otevřená otázka velikosti ovality vzniklá při obrábění potahu, dále vlivem nehomogenity materiálu a oteplení nákrůžků. Ovalita nákrůžků může totiž podpořit vynucené kmitání spřádacího rotoru, buzení nevývažkem ve spřádací komoře. Zatím byly předběžně měřeny tři druhy potahů co se týče tuhosti a tlumení, výsledky měření jsou použity v následujících výpočtech, kap. 5.2. Změna úhlu α vlivem deformací opěrných kotoučů dříkem rotoru je malá, proto i natočení působících sil je zanedbatelné.
- Změny úhlu α vlivem tolerancí uložení opěrných kotoučů jsou zanedbatelné.
- Různé druhy použitých materiálů opěrných kotoučů ovlivní

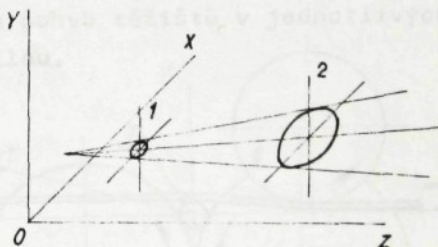
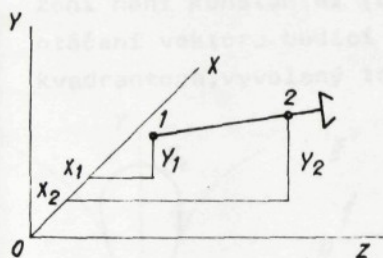
součinitele valivého odporu, který bude záviset na druhu materiálu potahu, na velikosti sil ve styku dřívku rotoru s opěrnými kotouči, na počtu otáček rotoru, na drsnosti povrchu a teplotě nákrůžku.

- Součinitel smykového tření je rovněž závislý na druhu potahu, na jeho teplotě, drsnosti povrchu a obvodové rychlosti nákrůžku.

Pro sestavení matematického modelu dále uvažujeme :

- shodnou tuhost a tlumení všech nákrůžků, které jsou redukovány vždy do jedné přední a jedné zadní podpory
- zanedbáváme aerodynamické odpory
- zanedbáváme nehomogenitu i ovalitu opěrných kotoučů i dřívku rotoru
- uvažujeme konstantní tuhosti opěrných kotoučů a řemene
- zanedbáváme vliv gyroskopického momentu spřádacího rotoru
- zanedbáváme vliv samobuzených kmitů

Při vyšetřování pohybu osy spřádacího rotoru odvalového uložení můžeme vycházet ze soustavy diferenciálních rovnic odvozených v lit.[52] . Po jejich úpravě dostáváme výslednou rovnici pohybu rotoru pro uložení dle obr.21.



$$\frac{x^2}{(M + Nz)^2} + \frac{y^2}{(P + Rz)^2} = 0 \quad \text{Obr.21} \quad (5,1,1)$$

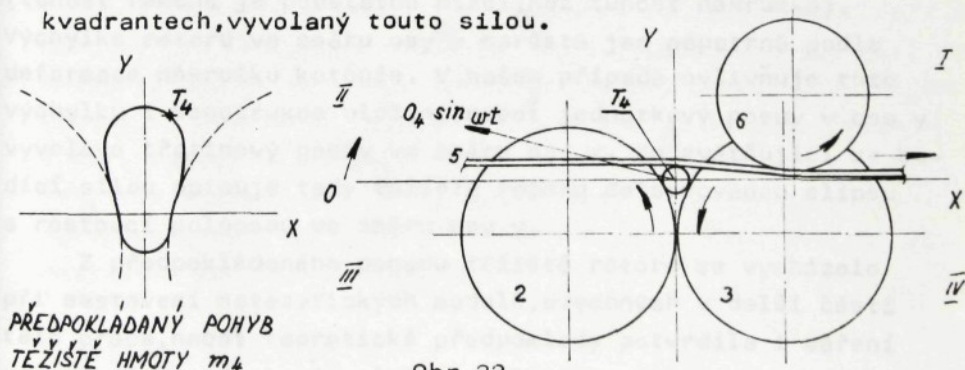
Výsledný pohyb jednotlivých bodů osy spřádacího rotoru se děje po elipsách, viz rov.(5,1,1), kde M, N, P, R jsou konstanty, lit.[52] , z je zvolená souřadnice osy rotoru.

Z tohoto poznatku vycházíme, chceme-li provést následující zjednodušení. Pokud bychom totiž chtěli řešit matematický model prostorového případu odvalového uložení, znamenalo by to uvažovat složité soustavy diferenciálních rovnic, pro které je třeba získat velké množství vstupních dat. Ta obvykle přesně neznáme a prováděli bychom rozsáhlé výpočty s nepřesnými hodnotami. Tento nedostatek se snažíme odstranit zjednodušením prostorového modelu na model rovinný, pro který snáze stanovíme potřebná vstupní data.

Jak bylo uvedeno v rovnici (5,1,1), opisuje i těžiště spřádacího rotoru elipsy. Protože se těžiště nalézá nad předním párem opěrných kotoučů, uvažujeme dále všechny vnější silové účinky v tomto bodě a budeme vyšetřovat pohyb těžiště rotoru v rovině kolmé k ose rotoru, procházející předním párem opěrných kotoučů. Přijatá zjednodušení pro sestavení rovinného modelu potvrzují jak teoretické úvahy, tak měření provedená na odvalovém uložení.

5.1.2 Rovinné řešení

Předpokládaný pohyb těžiště spřádacího rotoru dává obr. 22, v našem případě jsou elipsy deformovány, neboť tuhost uložení není konstantní (opěrné kotouče a řemen). Sledujme nyní otáčení vektoru budící síly a pohyb těžiště v jednotlivých kvadrantech, vyvolaný touto silou.



Obr. 22

Ve druhém kvadrantu (tj. pro úhel $0 - \pi/2$) je rotor z dolní polohy vynášen vlivem budící síly a otáčením opěrné kladky směrem vzhůru v kladném směru osy y a dochází k "napružení" řemene. Pohyb vzhůru podporuje také "odpružení" rotoru

z potahu opěrného kotouče, které může způsobit i odskok rotoru, pokud součet uvedených složek přesáhne součet hmotnosti rotoru a přitlačné síly řemene. Pohyb rotoru v záporném směru osy x zamezuje částečně opěrný kotouč, jednak je rotor unášen pohybem řemene.

Během dalšího pootočení budící síly v prvním kvadrantu (tj. pro úhel $\pi/2 - \pi$) je rotor tlačěn směrem dolů pohonovým řemenem. Pohyb rotoru v kladném směru osy x podporuje řemen, tento pohyb je však omezen přitlačnou kladkou a během dalšího pootočení i opěrným kotoučem, který se otáčí v opačném směru.

Pohyb vektoru budící síly ve čtvrtém kvadrantu (tj. pro úhel $\pi - \pi/2$) tlačí rotor v záporném smyslu osy y . Tento pohyb podporuje i směr otáčení opěrného kotouče a uvolnění napružení řemene, dochází k stlačení nákrůžku opěrného kotouče.

Přechod rotoru z jednoho kotouče na druhý můžeme považovat za spojitý, neboť tuhosti a tlumení obou kotoučů předpokládáme shodné. Pohybem vektoru budící síly ve třetím kvadrantu (tj. pro úhel $\frac{3\pi}{2} - 2\pi$) dochází ke stlačení druhého opěrného kotouče a rotor je vynášen jeho pohybem vzhůru.

S rostoucí budící silou (ať z důvodu růstu otáček nebo nevývahy ve spřádací komoře, případně z obou důvodů) bude narůstat amplituda pohybu rotoru směrem vzhůru, ve směru osy y (tuhost řemene je podstatně nižší, než tuhost nákrůžků). Výchylka rotoru ve směru osy x narůstá jen nepatrně podle deformace nákrůžku kotouče. V našem případě ovlivňuje tuto výchylku i konstrukce uložení, neboť jednotkový posuv v ose y vyvolává třetinový posuv ve směru osy x . Se zvětšující se budící silou opisuje tedy těžiště rotoru deformovanou elipsu s rostoucí poloosou ve směru osy y .

Z předpokládaného pohybu těžiště rotoru se vycházelo při sestavení matematických modelů, uvedených v další části této práce, neboť teoretické předpoklady potvrdila i měření provedená na odvalovém uložení TWINDISC.

Před vlastním sestavením matematických modelů byly provedeny rozbory geometrických, silových, kinematických a dynamických poměrů na rovinném modelu odvalového uložení, viz lit. [55] .

5.1.3 Dynamické poměry rovinného modelu odvalového uložení

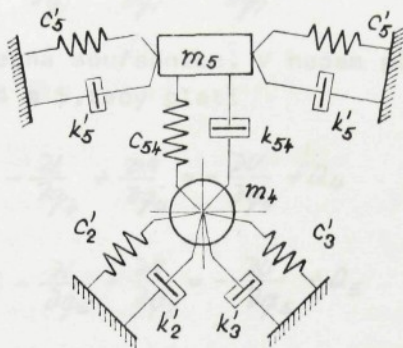
Zatím bylo odvalové uložení posuzováno z hlediska statického a kinematického, byly vyšetřeny poměry za klidu a při rovnoměrném setrvalém stavu rotace. Byly odvozeny rovnice popisující geometrické poměry uložení, silové poměry na rotoru i kotoučích, z kinematického hlediska určeny převodové poměry a velikosti otáček s uvažováním prokluzu, viz lit. [55]. Jestliže vyšetřujeme odvalové uložení po stránce dynamické a určujeme pohyb spřádacího rotoru v závislosti na působících silách, zajímá nás jak amplituda, tak frekvence kmitání rotoru v závislosti na velikosti budící síly, tuhostech a tlumení opor a řemene, na přitlačné síle řemene.

Na základě přijatých zjednodušení byly vytvořeny dva modely pro zjištění chování spřádacího rotoru za rotace. Jednak jednoosý (dvouhmotový) dynamický model se dvěma stupni volnosti, jednak dvouosý (tříhmotový) dynamický model se čtyřmi stupni volnosti.

Jednoosý dvouhmotový dynamický model

Zabývejme se nyní odvozením jednoosého dvouhmotového dynamického modelu se soustředěnými hmotami m_4 a m_5 , které jsou spolu navzájem a k rámu svázány Kelvinovými tělesy (tj. paralelním řazením Hookova a Newtonova tělesa). Hmotu spřádacího rotoru nahrazuje v modelu hmota m_4 , odpovídající část řemene nahrazuje hmota m_5 . Tuhost a tlumení nákrůžků opěrných kotoučů představují c'_2, c'_3 a k'_2, k'_3 . Tuhost a tlumení pružné vrstvy řemene ve styku s dřívkem rotoru představují c_{54}, k_{54} . Tuhost a tlumení vlastního řemene jsou označeny c'_5 a k'_5 . Předpětí řemene je vyjádřeno silou F_5 , amplituda budící síly nevyvážku je označena O_4 .

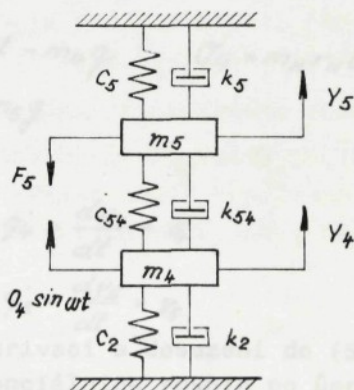
Sestavení jednoosého dvoumotového modelu - náhradní schema:



Obr.23

Pro paralelní řazení členů $c'_2, c'_3, k'_2, k'_3, c'_5, k'_5$ byly určeny výsledné tuhosti a tlumení c_2, k_2, c_5, k_5 měřením. Hodnoty měření jsou obsaženy v kapitole 5.3.

Po úpravě dostáváme náhradní schema soustavy ve tvaru :



Obr.24

Popis modelu diferenciálními rovnicemi :

Při odvození diferenciálních rovnic, popisujících kmitání spřádacího rotoru, vycházíme z Lagrangeovy rovnice druhého druhu (5,1,2).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = - \frac{\partial U}{\partial q_i} + Q_i \quad (5.1,2)$$

kde q_i je obecná souřadnice. V našem případě vyšetřujeme pohyb těles 4 a 5, tedy platí

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_4} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_4} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_4} = - \frac{\partial U}{\partial q_4} + Q_4 \quad (5.1,3)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_5} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_5} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_5} = - \frac{\partial U}{\partial q_5} + Q_5$$

jednotlivé výrazy pro L, R, U, Q píšeme ve tvaru

$$L = \frac{1}{2} m_4 \dot{q}_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \dot{q}_5^2 \quad (5.1,4)$$

$$U = \frac{1}{2} c_2 q_4^2 + \frac{1}{2} c_{54} (q_5 - q_4)^2 + \frac{1}{2} c_5 q_5^2$$

$$R = \frac{1}{2} k_2 \dot{q}_4^2 + \frac{1}{2} k_{54} (\dot{q}_5 - \dot{q}_4)^2 + \frac{1}{2} k_5 \dot{q}_5^2$$

$$Q_4 = \sigma_4 \sin \omega t - m_4 g \quad \sigma_4 = m_N r_N \omega^2$$

$$Q_5 = -F_5 - m_5 g$$

kde $(5.1,5)$

$$q_4 = y_4 \quad \dot{q}_4 = \frac{dy_4}{dt} = v_4$$

$$q_5 = y_5 \quad \dot{q}_5 = \frac{dy_5}{dt} = v_5$$

Po provedení derivací a dosazení do (5.1,3), dostáváme soustavu diferenciálních rovnic po úpravě ve tvaru :

$$m_4 \frac{dv_4}{dt} = -k_2 v_4 + k_{54} (v_5 - v_4) - c_2 y_4 + c_{54} (y_5 - y_4) + \sigma_4 \sin \omega t - m_4 g$$

$$\frac{dy_4}{dt} = v_4 \quad (5.1,6)$$

$$m_5 \frac{dv_5}{dt} = -k_{54} (v_5 - v_4) - k_5 v_5 - c_{54} (y_5 - y_4) - c_5 y_5 - F_5 - m_5 g$$

$$\frac{dy_5}{dt} = v_5$$

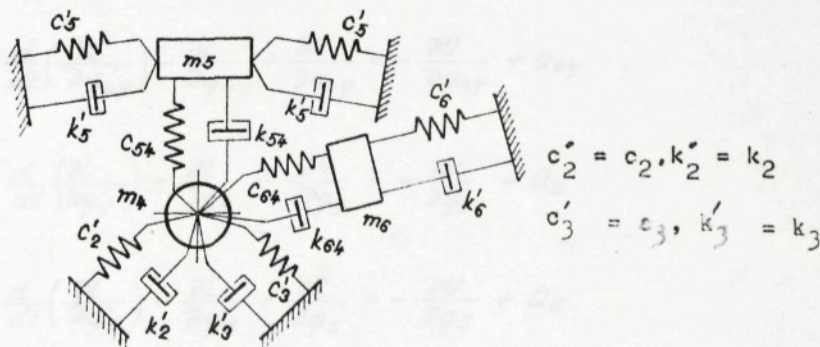
Lineární diferenciální rovnice druhého řádu (5.1,3) jsme nahradili systémem lineárních diferenciálních rovnic prvního řádu (5.1,6), který je vhodný pro další výpočty prováděné na samočinném počítači (viz kapitola 5.2 - numerické řešení prováděné metodou Runge Kutta).

Dvouosý tříhmotový dynamický model

Druhý model - dynamický dvouosý tříhmotový má obdobně soustředěné hmoty m_4, m_5, m_6 jako v předchozím případě, hmota m_4 nahrazuje hmotu spřádacího rotoru, hmota m_5 nahrazuje odpovídající část řemene a hmota m_6 nahrazuje přitlačnou kladku. Hmoty jsou spolu navzájem a k rámu vázány Kelvinovými tělesy. Tuhost a tlumení nákrůžků opěrných kotoučů představují c'_2, c'_3 a k'_2, k'_3 . Tuhost a tlumení pružné vrstvy řemene ve styku s dřikem rotoru jsou označeny c_{54}, k_{54} , tuhost a tlumení vlastního řemene c'_5, k'_5 . Vliv přitlačné kladky se projeví jednak tuhostí a tlumením řemene mezi kladkou a dřikem spřádacího rotoru c_{64}, k_{64} a tuhostí a tlumením vlastního řemene c'_6, k'_6 . Předpětí řemene je vyjádřeno jednak silou F_5 , síla F_6 postihuje podíl předpětí řemene od přitlačné kladky. Amplituda budící síly nevývážku je označena O_4 .

Sestavení dvouosého tříhmotového modelu - náhradní schema :

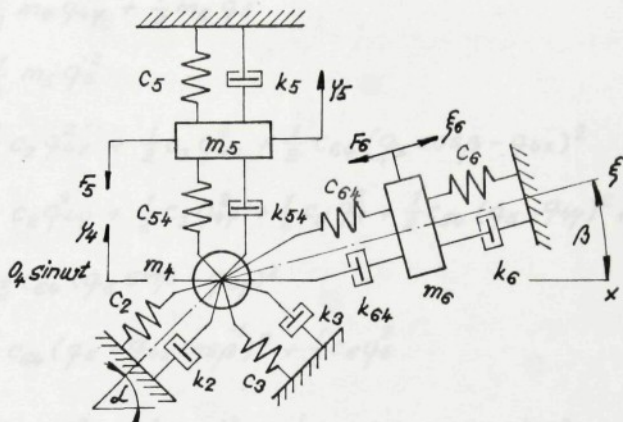
V dalších výpočtech uvažujeme výchylku přitlačné kladky pod úhlem β po přímce, neboť vypočtené zdvihy kladky jsou velmi malé. Dále předpokládáme, že posuv hmot nemění směr působících sil.



Obr.25

Pro paralelní řazení členů $c_5^*, k_5^*, c_6^*, k_6^*$ byly určeny výsledné tuhosti a tlumení c_5, k_5, c_6, k_6 měřením, viz kapitola 5.3.

Po úpravě dostáváme náhradní schema soustavy ve tvaru :



Obr.26

Popis modelu diferenciálními rovnicemi :

Při odvození diferenciálních rovnic pro tuto soustavu postupujeme obdobně jako v případě předchozího modelu, vycházíme z Lagrangeovy rovnice druhého druhu (5,1,2).

Vyšetřujeme pohyb těles 4,5 a 6, v případě obecné souřadnice q_1 je nutné upravit rovnice na tvar

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_{4x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_{4x}} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_{4x}} = - \frac{\partial U}{\partial q_{4x}} + Q_{4x} \quad (5,1,7)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_{4y}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_{4y}} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_{4y}} = - \frac{\partial U}{\partial q_{4y}} + Q_{4y}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_5} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_5} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_5} = - \frac{\partial U}{\partial q_5} + Q_5$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_6} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_6} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_6} = - \frac{\partial U}{\partial q_6} + Q_6$$

Výrazy pro L, R, U, Q píšeme ve tvaru

(5,1,8)

$$L_x = \frac{1}{2} m_4 \dot{q}_{4x}^2$$

$$L_y = \frac{1}{2} m_4 \dot{q}_{4y}^2 + \frac{1}{2} m_5 \dot{q}_5^2$$

$$L_\xi = \frac{1}{2} m_6 \dot{q}_6^2$$

$$U_x = \frac{1}{2} c_2 q_{4x}^2 + \frac{1}{2} c_3 q_{4x}^2 + \frac{1}{2} c_{64} (q_6 \cos \beta - q_{4x})^2$$

$$U_y = \frac{1}{2} c_2 q_{4y}^2 + \frac{1}{2} c_3 q_{4y}^2 + \frac{1}{2} c_5 q_5^2 + \frac{1}{2} c_{54} (q_5 - q_{4y})^2 + \frac{1}{2} c_{64} (q_6 \sin \beta - q_{4y})^2$$

$$U_\xi = \frac{1}{2} c_{64} (q_6 - q_{4x} \cos \beta)^2 + \frac{1}{2} c_6 q_6^2$$

$$R_x = \frac{1}{2} k_2 \dot{q}_{4x}^2 + \frac{1}{2} k_3 \dot{q}_{4x}^2 + \frac{1}{2} k_{64} (\dot{q}_6 \cos \beta - \dot{q}_{4x})^2$$

$$R_y = \frac{1}{2} k_2 \dot{q}_{4y}^2 + \frac{1}{2} k_3 \dot{q}_{4y}^2 + \frac{1}{2} k_5 \dot{q}_5^2 + \frac{1}{2} k_{54} (\dot{q}_5 - \dot{q}_{4y})^2 + \frac{1}{2} k_{64} (\dot{q}_6 \sin \beta - \dot{q}_{4y})^2$$

$$R_\xi = \frac{1}{2} k_{64} (\dot{q}_6 - \dot{q}_{4x} \cos \beta)^2 + \frac{1}{2} k_6 \dot{q}_6^2$$

$$Q_{4x} = \sigma_4 \cos \omega t$$

$$Q_{4y} = \sigma_4 \sin \omega t - m_4 g$$

$$Q_5 = -F_5 - m_5 g$$

$$Q_6 = -F_6 - m_6 g \sin \beta$$

kde

$$q_{4x} = x_4 \cos \alpha \quad \dot{q}_{4x} = \frac{dx_{4x}}{dt} = v_{4x} \cos \alpha$$

$$q_{4y} = y_4 \sin \alpha \quad \dot{q}_{4y} = \frac{dy_{4y}}{dt} = v_{4y} \sin \alpha$$

$$q_5 = y_5 \quad \dot{q}_5 = \frac{dy_5}{dt} = v_5$$

$$q_6 = \xi_6 \quad \dot{q}_6 = \frac{d\xi_6}{dt} = v_{6\xi}$$

(5,1,9)

Po provedení derivací a dosazení do rovnic (5,1,7) dostáváme po úpravě soustavu diferenciálních rovnic ve tvaru :

$$m_4 \frac{dv_{4x}}{dt} = -c_2 x_4 \cos \alpha - k_2 v_{4x} \cos \alpha - c_3 x_4 \cos \alpha - k_3 v_{4x} \cos \alpha + \\ + c_{64} (\xi_6 \cos \beta - x_4) + k_{64} (v_{6\xi} \cos \beta - v_{4x}) + O_4 \cos \omega t$$

$$\frac{dx_4}{dt} = v_{4x}$$

$$m_4 \frac{dv_{4y}}{dt} = -c_2 y_4 \sin \alpha - k_2 v_{4y} \sin \alpha - c_3 y_4 \sin \alpha - k_3 v_{4y} \sin \alpha + \\ + c_{64} (\xi_6 \sin \beta - y_4) + k_{64} (v_{6\xi} \sin \beta - v_{4y}) + c_{54} (y_5 - y_4) + \\ + k_{54} (v_5 - v_{4y}) + O_4 \sin \omega t - m_4 g$$

$$\frac{dy_4}{dt} = v_{4y}$$

$$m_5 \frac{dv_5}{dt} = -c_5 y_5 - c_{54} (y_5 - y_4) - k_5 v_5 - k_{54} (v_5 - v_{4y}) - F_5 - m_5 g$$

$$\frac{dy_5}{dt} = v_5$$

$$m_6 \frac{dv_6}{dt} = -c_{64} (\xi_6 - x_4 / \cos \beta) - c_6 \xi_6 - k_{64} (v_{6\xi} - v_{4x} / \cos \beta) - \\ - k_6 v_{6\xi} - F_6 - m_6 g \sin \beta$$

$$\frac{d\xi_6}{dt} = v_{6\xi}$$

(5,1,10)

Lineární diferenciální rovnice druhého řádu (5,1,7) jsme opět nahradili systémem lineárních diferenciálních rovnic prvního řádu (5,1,10), který je vhodný pro další výpočty prováděné na samočinném počítači.

5.1.4 Ovalita kotoučů

Zavedení ovalit opěrných kotoučů do diferenciálních rovnic je přiblížením matematického modelu odvalového uložení skutečnosti. Ovalita kotouče vnáší do kmitajícího systému výchylku závislou na frekvenci otáčení kotouče, jak to popisují následující soustavy rovnic (5,1,11), (5,1,12) u členu tuhosti nákržku c_2 , případně c_3 . Ovalita je označena symbolem σ .

Jednoosý dvoumotový model

$$m_4 \frac{dv_4}{dt} = -k_2 v_4 + k_{54}(v_5 - v_4) - c_2 [\gamma_4 + \sigma \sin(\frac{2r}{R_0} \omega t + \varphi)] + \\ + c_{54}(\gamma_5 - \gamma_4) + \sigma_4 \sin \omega t - m_4 g$$

$$\frac{dy_4}{dt} = v_4$$

$$m_5 \frac{dv_5}{dt} = -k_{54}(v_5 - v_4) - k_5 v_5 - c_{54}(\gamma_5 - \gamma_4) - c_5 \gamma_5 - F_5 - m_5 g$$

$$\frac{dy_5}{dt} = v_5$$

(5,1,11)

Dvouosý třímotový model

$$m_4 \frac{dv_{4x}}{dt} = -c_2 [x_4 + \sigma_2 \sin(\frac{2r}{R_0} \omega t + \varphi)] \cos \alpha - k_2 v_{4x} \cos \alpha - \\ - c_3 [x_4 + \sigma_3 \sin(\frac{2r}{R_0} \omega t + \varphi)] \cos \alpha - k_3 v_{4x} \cos \alpha + \\ + k_{64}(\xi_6 \cos \beta - v_{4x}) + c_{64}(\xi_6 \cos \beta - x_4) + \sigma_4 \cos \omega t$$

$$\frac{dx_4}{dt} = v_{4x}$$

$$m_4 \frac{dv_{4y}}{dt} = -c_2 [\gamma_4 + \sigma_2 \sin(\frac{2r}{R_0} \omega t + \varphi)] \sin \alpha - k_2 v_{4y} \sin \alpha - \\ - c_3 [\gamma_4 + \sigma_3 \sin(\frac{2r}{R_0} \omega t + \varphi)] \sin \alpha - k_3 v_{4y} \sin \alpha + \\ + c_{64}(\xi_6 \sin \beta - \gamma_4) + k_{64}(v_{6y} \sin \beta - v_{4y}) + \\ + c_{54}(\gamma_5 - \gamma_4) + k_{54}(v_5 - v_4) + \sigma_4 \sin \omega t - m_4 g$$

$$\frac{dy_4}{dt} = v_{4y}$$

$$m_5 \frac{dv_5}{dt} = -c_5 y_5 - c_{54}(y_5 - y_4) - k_5 v_5 - k_{54}(v_5 - v_4) - F_5 - m_5 g$$

$$\frac{dy_5}{dt} = v_5$$

$$m_6 \frac{dv_6}{dt} = -c_{64}(\xi_6 - x_4/\cos\beta) - c_6 \xi_6 - k_{64}(v_{6\xi} - v_{4x}/\cos\beta) - k_6 v_{6\xi} - F_6 - m_6 g \sin\beta$$

$$\frac{d\xi_6}{dt} = v_{6\xi} \quad (5,1,12)$$

5.1.5 Nelineární tuhosti nákrůžků opěrných kotoučů a řemene

Náhrada sejmutých tuhostí řemene (v příčném směru) a nákrůžků opěrných kotoučů byla provedena pomocí regresní funkce. Dostáváme polynom druhého stupně, který dosadíme do soustav diferenciálních rovnic (5,1,6), (5,1,10) ke členům tuhostí c_2, c_3, c_{54}, c_{64} . Po úpravě dostáváme rovnice ve tvaru :

Jednoosý dvouhmotový model

$$m_4 \frac{dv_4}{dt} = -k_2 v_4 + k_{54}(v_5 - v_4) - (190,91 \cdot 10^3 y_4 + 2117,8 \cdot 10^6 y_4^2) + 127,29 \cdot 10^3 (y_5 - y_4) + 3142,95 \cdot 10^6 (y_5 - y_4)^2 + O_4 \sin \omega t - m_4 g$$

$$\frac{dy_4}{dt} = v_4$$

$$m_5 \frac{dv_5}{dt} = -k_{54}(v_5 - v_4) - k_5 v_5 - 127,29 \cdot 10^3 (y_5 - y_4) - 3142,95 \cdot 10^6 (y_5 - y_4)^2 - c_5 y_5 - F_5 - m_5 g$$

$$\frac{dy_5}{dt} = v_5 \quad (5,1,13)$$

Dvouosý tříhmotový model

$$m_4 \frac{dv_{4y}}{dt} = -(120,57 \cdot 10^3 y_4 + 1164,17 \cdot 10^6 y_4^2) \sin \alpha - k_2 v_{4y} \sin \alpha - (120,57 \cdot 10^3 y_4 + 1164,17 \cdot 10^6 y_4^2) \sin \alpha - k_3 v_{4y} \sin \alpha + 127,29 \cdot 10^3 (y_5 - y_4) + 3142,95 \cdot 10^6 (y_5 - y_4)^2 + k_{54}(v_5 - v_{4y}) + 127,29 \cdot 10^3 (\xi_6 \sin \beta - y_4) + 3142,95 \cdot 10^6 (\xi_6 \sin \beta - y_4)^2 + k_{64}(v_{6\xi} \sin \beta - v_{4y}) + O_4 \sin \omega t - m_4 g \quad (5,1,14)$$

$$\frac{dy_4}{dt} = v_{4y}$$

$$m_4 \frac{dv_{4x}}{dt} = - (120,57 \cdot 10^3 x_4 + 1164,17 \cdot 10^6 x_4^2) \cos \alpha - k_2 v_{4x} \cos \alpha - \\ - (120,57 \cdot 10^3 x_4 + 1164,17 \cdot 10^6 x_4^2) \cos \alpha - k_3 v_{4x} \cos \alpha + \\ + [127,29 \cdot 10^3 (\xi_6 \cos \beta - x_4) + 3142,95 \cdot 10^6 (\xi_6 \cos \beta - x_4)^2] + \\ + k_{64} (v_{6f} \cos \beta - v_{4x}) + O_4 \cos \omega t$$

$$\frac{dx_4}{dt} = v_{4x}$$

$$m_5 \frac{dv_5}{dt} = -c_6 y_6 - 127,29 \cdot 10^3 (y_5 - y_4) - 3142,95 \cdot 10^6 (y_5 - y_4)^2 - \\ - k_{54} (v_5 - v_{4y}) - k_5 v_5 - F_5 - m_5 g$$

$$\frac{dy_5}{dt} = v_5$$

$$m_6 \frac{dv_6}{dt} = -127,29 \cdot 10^3 (\xi_6 - x_4 \cos \beta) - 3142,95 \cdot 10^6 (\xi_6 - x_4 \cos \beta)^2 - c_6 \xi_6 - \\ - k_{64} (v_{6f} - v_{4x} \cos \beta) - k_6 v_{6f} - F_6 - m_6 g \sin \beta$$

$$\frac{d\xi_6}{dt} = v_{6f}$$

Podmínky pro zajištění stability výpočtu na samočinném počítači jsou uvedeny v dodatku závěru práce.

5.1.6 Analytické řešení jednoosého dvoumotového matematického modelu

Pro analytické řešení dvoumotového dynamického modelu byly pohybové rovnice (5.1.6) upraveny na tvar

$$m_4 \ddot{y}_4 + k_2 y_4 - k_{54} (y_5 - y_4) + c_2 y_4 - c_{54} (y_5 - y_4) = O_4 e^{i\omega t} \quad (5.1.15)$$

$$m_5 \ddot{y}_5 + k_{54} (y_5 - y_4) + k_5 y_5 + c_{54} (y_5 - y_4) + c_5 y_5 = 0$$

Budící sílu uvažujeme ve tvaru

$$O = O_4 e^{i\omega t}$$

Pro snadnější určení vlastní frekvence soustavy (5.1.15) (rezonanční frekvence této soustavy) zanedbáme tlumení

a položíme $k_2 = k_{54} = k_5 = 0$

Soustava (5,1,15) bude mít po úpravě tvar

$$m_4 \ddot{y}_4 + c_2 y_4 - c_{54} (y_5 - y_4) = 0 e^{i\omega t} \quad (5,1,16)$$

$$m_5 \ddot{y}_5 + c_5 y_5 + c_{54} (y_5 - y_4) = 0$$

Partikulární řešení předpokládáme ve tvaru

$$y_4 = Y_4 e^{i\omega t} \quad y_5 = Y_5 e^{i\omega t} \quad (5,1,17)$$

kde Y_4, Y_5 jsou komplexní čísla

Dosazením (5,1,17) do (5,1,16) a úpravě dostáváme

$$\begin{aligned} Y_4 (c_2 + c_{54} - m_4 \omega^2) - Y_5 c_{54} &= 0_4 \\ -Y_4 c_{54} + Y_5 (c_5 + c_{54} - m_5 \omega^2) &= 0 \end{aligned} \quad (5,1,18)$$

Řešením soustavy (5,1,18) podle Y_4 , resp. Y_5 dostáváme amplitudy

$$\begin{aligned} Y_4 &= \frac{0_4 (c_5 + c_{54} - m_5 \omega^2)}{(c_2 + c_{54} - m_4 \omega^2) \cdot (c_5 + c_{54} - m_5 \omega^2) - c_{54}^2} \\ Y_5 &= \frac{0_4 c_{54}}{(c_2 + c_{54} - m_4 \omega^2) \cdot (c_5 + c_{54} - m_5 \omega^2) - c_{54}^2} \end{aligned} \quad (5,1,19)$$

Vzájemná poloha hmot je dána rozdílem Y_4 a Y_5

$$Y = Y_4 - Y_5 = \frac{0_4 (c_5 - m_5 \omega^2)}{(c_2 + c_{54} - m_4 \omega^2) \cdot (c_5 + c_{54} - m_5 \omega^2) - c_{54}^2} \quad (5,1,20)$$

Ze vztahů pro výpočet amplitud kmitání hmot m_4 a m_5 je zřejmé, že amplitudy budou vzrůstat nade všechny meze, pokud jmenovatel zlomků bude roven nule. V tomto případě nastane rezonance systému. Hodnoty vlastních frekvencí soustavy určíme, když položíme jmenovatele vztahů (5,1,19) a (5,1,20) rovné nule. Dále pro označení vlastní frekvence soustavy píšeme $\omega = \Omega^*$. Po dosazení dostáváme jmenovatele ve tvaru

$$(c_2 + c_{54} - m_4 \Omega^{*2}) \cdot (c_5 + c_{54} - m_5 \Omega^{*2}) - c_{54}^2 = 0 \quad (5,1,21)$$

Kořeny rovnice (5,1,21) určují vlastní kruhové frekvence systému : (5,1,22)

$$\Omega_{1,2k}^* = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{c_5 + c_{54}}{m_5} + \frac{c_2 + c_{54}}{m_4} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_5 + c_{54}}{m_5} + \frac{c_2 + c_{54}}{m_4} \right)^2 - \frac{c_2 c_5 + c_{54} c_5 + c_2 c_{54}}{m_4 m_5}}}$$

Po dosazení do vztahu (5,1,22) dostáváme pro hodnoty

$$c_5 = 1250 \text{ N/m} \quad c_2 = 200000 \text{ N/m} \quad m_5 = 0,01 \text{ kg}$$

$$c_{54} = 200000 \text{ N/m} \quad m_4 = 0,09 \text{ kg}$$

velikosti vlastních frekvencí a otáček spřádacích rotorů

$$\Omega_{1k}^* = 1410 \text{ l/s} \quad \text{tj. } n_{1kr} = 13464 \text{ min}^{-1} \quad \text{tj. } 224,5 \text{ Hz}$$

$$\Omega_{2k}^* = 4750 \text{ l/s} \quad \text{tj. } n_{2kr} = 45359 \text{ min}^{-1} \quad \text{tj. } 756,4 \text{ Hz}$$

Amplituda Y bude nulová, pokud

$$c_5 - m_5 \omega^2 = 0 \quad (5,1,23)$$

Po dosazení a položíme-li $\omega = \Omega_1$ dostáváme

$$\Omega_1 = \sqrt{\frac{c_5}{m_5}} = \sqrt{\frac{1250}{0,01}} = 353 \text{ 1/s tj. } 56,2 \text{ Hz} \quad (5,1,24)$$

což je vlastní frekvence řemene, měřením byla zjištěna hodnota 52 Hz.

Amplituda Y_4 bude nulová pro frekvenci, kterou dostaneme úpravou čitatele vztahu (5,1,19). Položíme-li $\omega = \Omega_2$, dostáváme

$$c_5 + c_{54} - m_5 \omega^2 = 0 \quad (5,1,25)$$

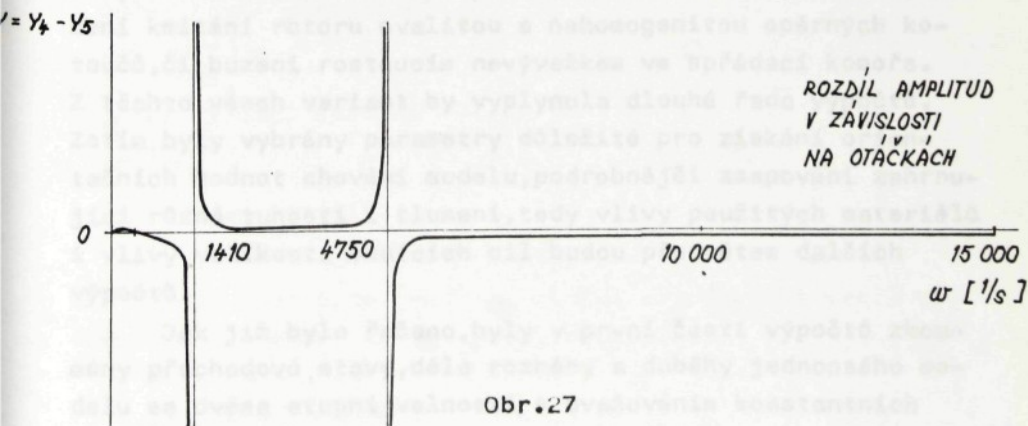
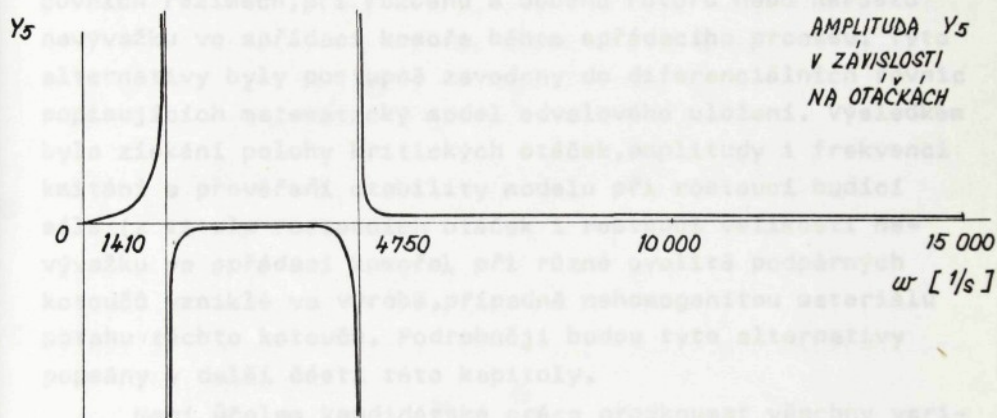
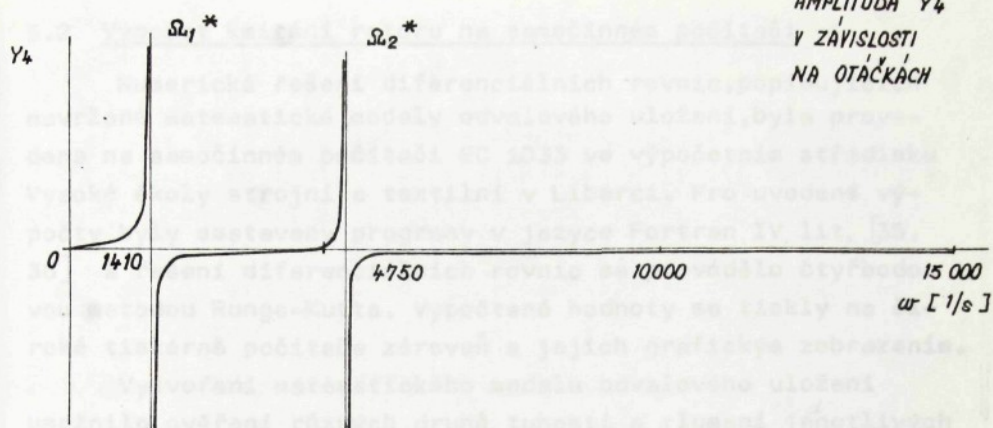
$$\Omega_2 = \sqrt{\frac{c_5 + c_{54}}{m_5}} = \sqrt{\frac{1250 + 200000}{0,01}} = 4486 \text{ 1/s tj. } 714 \text{ Hz}$$

Rovnici (5,1,21) lze upravit na tvar

$$\frac{c_{54}^2}{c_5 + c_{54} - m_5 \Omega^{*2}} = c_2 + c_{54} - m_4 \Omega^{*2} \quad (5,1,26)$$

Volbou m_4, c_{54}, c_2 lze ovlivnit hodnoty vlastních frekvencí při zachování m_5 a c_5 .

Zatím bylo vyloučeno tlumení kmitání soustavy a hledaly se rezonanční oblasti v závislosti na velikosti hmot a tuhostí. Zavedeme-li opět soustavu (5,1,15) s tlumením, budou se průběhy velikostí amplitud Y_4, Y_5 v závislosti na ω lišit zejména v rezonančních oblastech, kde vlivem tlumení nebudou tyto růst nade všechny meze. Ani amplitudy ve vztazích (5,1,23) a (5,1,25) nebudou rovny nule a dosáhnou určité hodnoty.



Obr. 27

5.2 Výpočet kmitání rotoru na samočinném počítači

Numerická řešení diferenciálních rovnic, popisujících navržené matematické modely odvalového uložení, byla provedena na samočinném počítači EC 1033 ve výpočetním středisku Vysoké školy strojní a textilní v Liberci. Pro uvedené výpočty byly sestaveny programy v jazyce Fortran IV, lit. [35, 36] a řešení diferenciálních rovnic se provádělo čtyřbodovou metodou Runge-Kutta. Vypočtené hodnoty se tiskly na šírokové tiskárně počítače zároveň s jejich grafickým zobrazením.

Vytvoření matematického modelu odvalového uložení umožnilo ověření různých druhů tuhostí a tlumení jednotlivých členů modelu a prověření chování tohoto modelu v různých pracovních režimech, při rozběhu a doběhu rotoru nebo nárůstu nevývažku ve spřádací komoře během spřádacího procesu. Tyto alternativy byly postupně zavedeny do diferenciálních rovnic popisujících matematický model odvalového uložení. Výsledkem bylo získání polohy kritických otáček, amplitudy i frekvencí kmitání a prověření stability modelu při rostoucí budící síle (z titulu rostoucích otáček i rostoucí velikosti nevývažku ve spřádací komoře), při různé ovalitě podpěrných kotoučů vzniklé ve výrobě, případně nehomogenitou materiálu potahu těchto kotoučů. Podrobněji budou tyto alternativy popsány v další části této kapitoly.

Není účelem kandidátské práce prozkoumat všechny varianty tuhostí a tlumení podpor a hnacích řemenů, varianty buzení kmitání rotoru ovalitou a nehomogenitou opěrných kotoučů, či buzení rostoucím nevývažkem ve spřádací komoře. Z těchto všech variant by vyplynula dlouhá řada výpočtů. Zatím byly vybrány parametry důležité pro získání orientačních hodnot chování modelu, podrobnější zmapování zahrnující různé tuhosti i tlumení, tedy vlivy použitých materiálů i vlivy velikostí budících sil budou předmětem dalších výpočtů.

Jak již bylo řečeno, byly v první části výpočtů zkoumány přechodové stavy, dále rozběhy a doběhy jednoosého modelu se dvěma stupni volnosti, s uvažováním konstantních

tuhosti, ve druhé části výpočtu byly u tohoto modelu zavedeny nelineární tuhosti opěrných kotoučů c_2 a nelineární tuhost řemene c_{54} .

Třetí část této kapitoly obsahuje výpočet chování dvouosého modelu se třemi stupni volnosti. U tohoto modelu byla zkoumána schopnost a rychlost vrácení rotoru do setrvalého stavu vynuceného kmitání; po předchozím vybuzení a skončení přechodového stavu následoval rozběh rotoru, pracovní chod a doběh rotoru.

Členění programu pro samočinný počítač

V první části programu jsou načtena počáteční vstupní data, viz blokové schéma. V druhé části je proveden výpočet diferenciálních rovnic čtyřbodovou metodou Runge Kutta s krokem h . Při sestavení programu vycházíme ze vztahu lit. [31, 32], řešící diferenciální rovnice prvního řádu.

$$y_{n+1} = y_n + \frac{h}{6} (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \quad h = x_1 - x_0$$

$$k_1 = f(x_n; y_n) \quad k_3 = f(x_n + \frac{1}{2}h; y_n + \frac{1}{2}k_2)$$

$$k_2 = f(x_n + \frac{1}{2}h; y_n + \frac{1}{2}k_1) \quad k_4 = f(x_n + h; y_n + k_3)$$

Chyba metody je dána vztahem

$$\varphi_4(h) = \frac{1}{5!} \varphi_4^{(5)}(\xi) h^5$$

Metodu lze použít i v případě řešení soustavy n diferenciálních rovnic prvního řádu

$$y_i' = f_i(x, y_1, y_2, \dots, y_n) \quad \text{pro } i = 1, 2, \dots, n$$

s počátečními podmínkami

$$y_i(x_0) = y_{i0} \quad \text{pro } i = 1, 2, \dots, n$$

Rovnice vyšších řádů ve tvaru

$$y^{(n)} = f(x, y, y' \dots y^{(n-1)})$$

s počátečními podmínkami

$$y^{(i)}(x_0) = y_{i0} \quad \text{pro } i = 0, 1, 2, \dots, n-1$$

lze zapsat opět jako jedinou rovnici, zavedeme-li vektorové funkce a převedeme na rovnici prvního řádu

$$Y = (y_1, y_2, \dots, y_n)$$

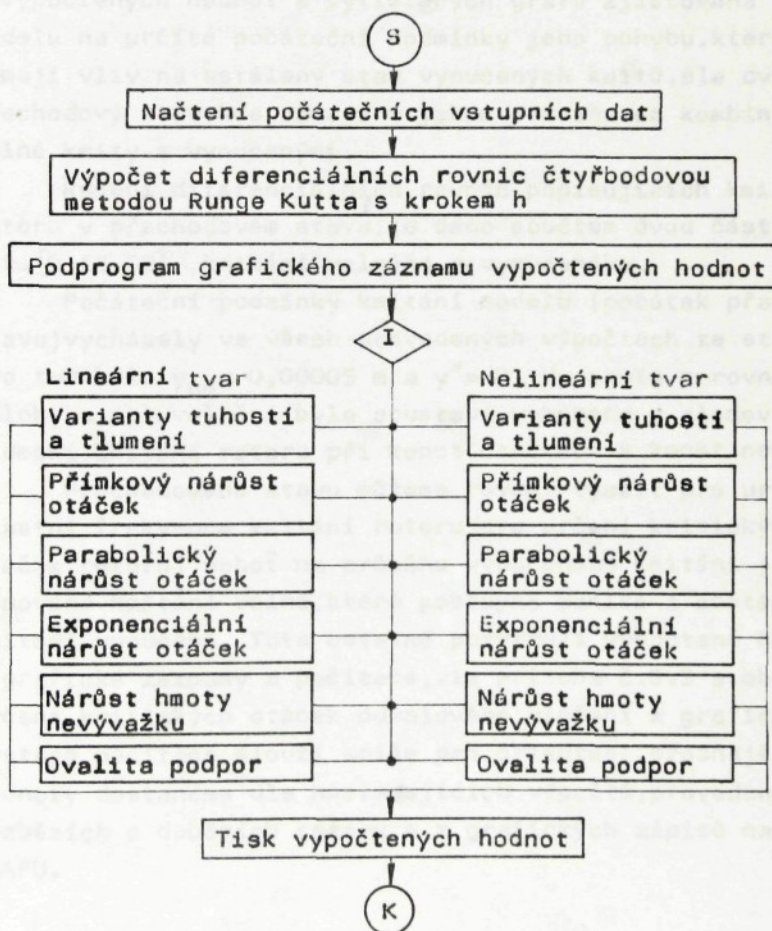
$$f(x, Y) = (f_1(x, Y), f_2(x, Y), \dots, f_n(x, Y))$$

Ve třetí části programu je sestaven podprogram pro dvě možnosti grafického zobrazení vypočtených hodnot :

1. Jsou vytisknuty výsledky všech etap řešení
2. Tisknou se výsledky 1.etapy a etap,kde velikost rozdílu amplitud přesahuje zvolenou hodnotu. Dále je možné tisknout další vybrané etapy.

Čtvrtou část programu tvoří podprogram simulování provozu rotoru. Výpisy programů pro samočinný počítač jsou uvedeny v příloze č.5.1,5.2.

Blokové schema programu



5.2.1 Výpočty provedené na dvoumotovém modelu - ověření různých tuhostí a tlumení opěrných kotoučů a řemene

Aby byl získán přehled o chování navrženého matematického modelu a zjištěna jeho citlivost na vlivy vnitřní (týkající se použitých materiálů opěrných kotoučů a řemene - jejich tuhostí a tlumení) i na vlivy vnější (působení budící síly a síly přítlačné), byla provedena řada výpočtů na samočinném počítači, kde byly postupně měněny výše uvedené faktory. Přehled o zadávaných hodnotách pro výpočty dává tab. č.2, na str.70.

U jednotlivých variant uspořádání dle tab.2 byla potom z vypočtených hodnot a vytištěných grafů zjišťována reakce modelu na určité počáteční podmínky jeho pohybu, které sice nemají vliv na ustálený stav vynucených kmitů, ale ovlivňují přechodový stav, kde určují v jakém rozsahu se kombinují volné kmity s vynucenými.

Řešení diferenciálních rovnic, popisujících kmitání rotoru v přechodovém stavu, je dáno součtem dvou částí, viz lit. [9,13,52], kmitání volného a vynuceného.

Počáteční podmínky kmitání modelu (počátek přechodového stavu) vycházely ve všech provedených výpočtech ze stavu : pro $t=0$ bylo $y_{04}=0,00005$ m a $y'=0$. Vyosením z rovnovážné polohy a po uvolnění byla soustava vybudena a sledovalo se tlumení kmitání rotoru při konst.otáčkách a konst.nevývažku.

Přechodového stavu můžeme rovněž využít pro určení vlastní frekvence kmitání rotoru (pro určení kritických otáček rotoru), neboť na průběhu vynuceného kmitání je superponováno kmitání volné, které postupně zaniká a zůstává pouze kmitání vynucené. Toto ostatně potvrzují vypočtené hodnoty i grafické záznamy z počítače, viz příloha č.5.3 a obr.28. Určení kritických otáček odvalového uložení z grafických výstupů počítače slouží spíše pro orientaci, přesnější hodnoty dostaneme dle následujících výpočtů, provedených při rozběhích a doběhích rotoru a z grafických zápisů na DIGI-GRAFU.

Tabulka č.2

p o ř. č.	c_2 . 10^3 N/m	k_2 kg/s	c_{54} . 10^3 N/m	k_{54} kg/s	c_5 N/m	k_5 kg/s	F_5 N	m_4 kg	m_5 kg	m_N kg	otáčky rotorů min ⁻¹
1	200	6,7	200	15	1250	0,347	10	0,09	0,01	$1 \cdot 10^{-5}$	120 000
2	200	6,7	300	15	1250	0,347	10	0,09	0,01	$5 \cdot 10^{-6}$	120 000
3	200	6,7	400	15	1250	0,347	10	0,09	0,01	$1 \cdot 10^{-5}$	120 000
4	300	6,7	200	15	1250	0,347	10	0,09	0,01	$1 \cdot 10^{-5}$	120 000
5	300	6,7	300	15	1250	0,347	10	0,09	0,01	$1 \cdot 10^{-5}$	120 000
6	300	6,7	400	15	1250	0,347	10	0,09	0,01	$1 \cdot 10^{-5}$	120 000
7	400	6,7	400	15	1250	0,347	10	0,09	0,01	$1 \cdot 10^{-5}$	120 000
8	100	6,7	100	15	1250	0,347	10	0,09	0,01	$1 \cdot 10^{-5}$	120 000
9	200	6,7	200	15	1250	0,347	5	0,09	0,01	$5 \cdot 10^{-6}$	120 000
10	200	6,7	200	15	1250	0,347	5	0,09	0,01	$5 \cdot 10^{-6}$	120 000
11	200	6,7	200	15	1250	0,347	5	0,09	0,01	$5 \cdot 10^{-6}$	120 000
12	200	6,7	200	15	1250	0,347	5	0,09	0,01	$1 \cdot 10^{-5}$	120 000
13	200	3,2	200	2,35	1250	1,5	10	0,09	0,01	$5 \cdot 10^{-5}$	120 000
14	300	3,2	200	2,35	1250	1,5	10	0,09	0,01	$5 \cdot 10^{-5}$	120 000
15	300	3,2	300	2,35	1250	1,5	10	0,09	0,01	$5 \cdot 10^{-5}$	120 000
16	400	3,2	300	2,35	1250	1,5	10	0,09	0,01	$5 \cdot 10^{-5}$	120 000
17	400	3,2	400	2,35	1250	1,5	10	0,09	0,01	$5 \cdot 10^{-5}$	120 000

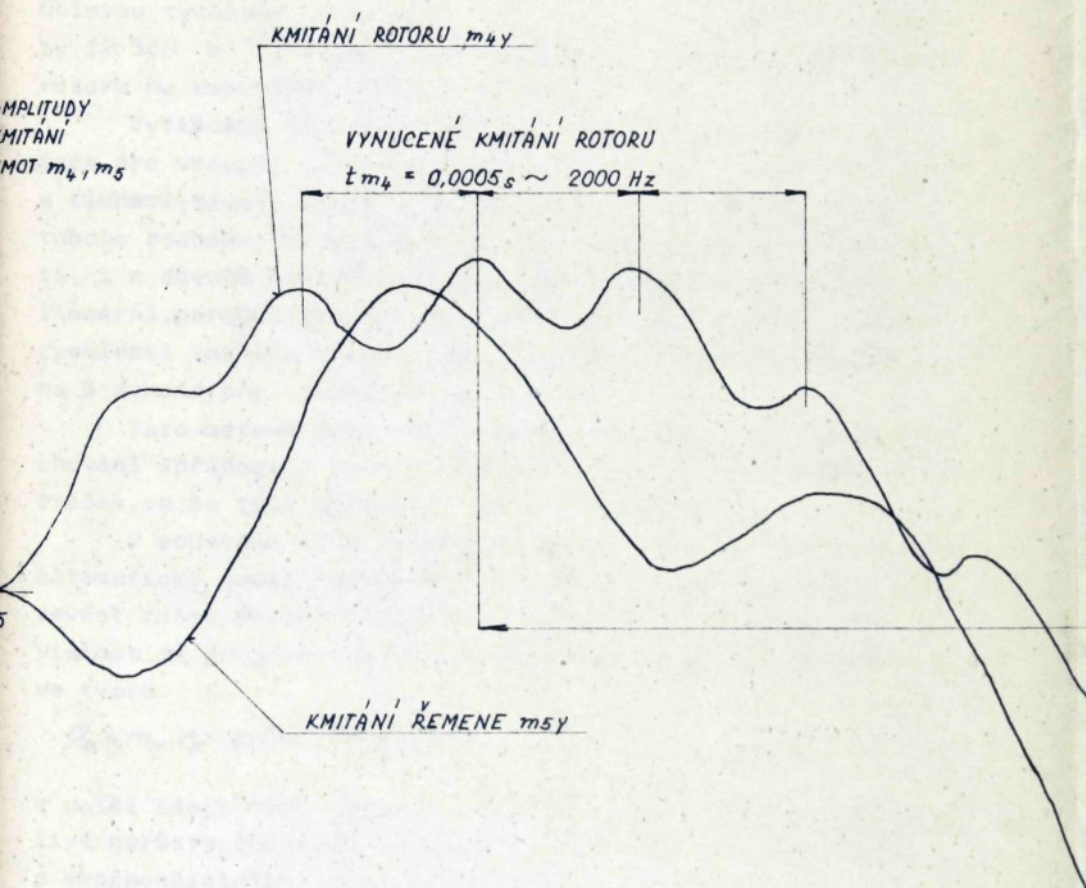
Z variant tuhostí a tlumení dle tabulky č.2 budou dále využívány v provozu varianty s pořadovým číslem 13 - 17, které odpovídají ověřovaným materiálům. Ty varianty, které ve výpočtech vykazovaly nestabilní stavy byly z dalšího sledování vyloučeny a zápisy z počítače byly založeny.

Vyhodnocení výpočtů se provádělo z rozdílů počáteční a konečné amplitudy kmitání hmoty m_4 , odečtené z určitého časového úseku výpisu počítače (ten byl určen vždy pro skupinu variant). Poměrem rozdílu amplitud a časového úseku dostáváme hodnotu tlumení kmitání v čase, viz příloha č.5.3.

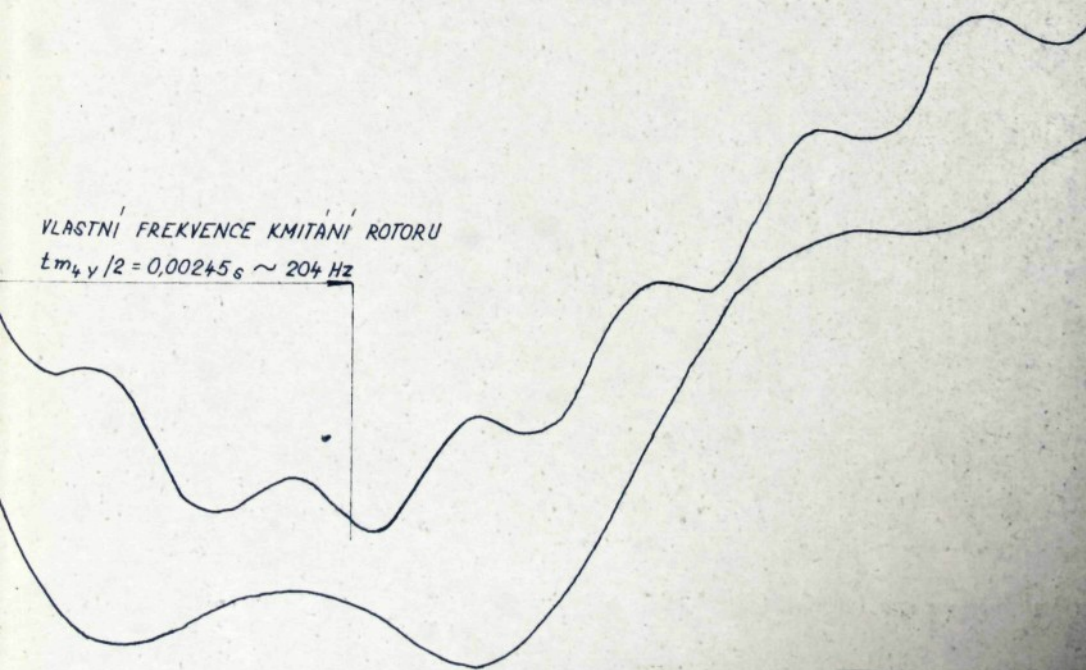
JEDNOOSÝ MATEMATICKÝ MODEL

PŘECHODOVÉ STAVY KMITÁNÍ SPŘÁDACÍHO ROTORU ($n = 120\,000$ m

HODNOTY PRO VÝPOČTY DLE TAB. Č. 2, POČ. PODMÍNKY $\gamma_0 = -0,05$



min^{-1})
0.5 mm



5.2.2 Výpočty provedené na dvouhmotovém modelu - "rozběhy" spřádacího rotoru

Druhou metodou pro stanovení kritických otáček a posouzení chování odvalového uložení, při uvažování různých variant tuhostí a tlumení opěrných kotoučů a řemenů, bylo zavedení tzv. "rozběhů". Pro tuto metodu byly do programu výpočtu soustavy diferenciálních rovnic (5,1,6) na samočinném počítači vloženy podprogramy, které dovolují měnit úhlovou rychlost spřádacího rotoru od 0 do maximální hodnoty $12\ 506\ \text{s}^{-1}$. Vlastně tedy provádíme "rozběh" spřádacího rotoru na maximální otáčky $120\ 000\ \text{min}^{-1}$.

Vytištěné výsledné hodnoty i grafický záznam z počítače pro vstupní data dle tabulky č.3, s variantami tuhostí a tlumení, dávají obraz o amplitudách i frekvencích během tohoto rozběhu. Ve snaze se co nejvíce přiblížit skutečnosti, i z důvodů kontrolních, byly úhlové rychlosti měněny buď lineárně, parabolicky či exponenciálně. Doba nárůstu úhlové rychlosti (náběhu otáček) byla ve všech případech omezena na 5 sekund, při dosažení max.otáček.

Tato metoda dává velmi přesné podklady pro vyšetření chování spřádacího rotoru, zejména v oblasti kritických otáček, co se týče amplitudy kmitů a frekvencí.

V soustavě diferenciálních rovnic (5,1,6), popisujících matematický model spřádacího rotoru, je v tomto případě nutné zavést změnu úhlové rychlosti v závislosti na čase. Tato závislost se projeví v popisu budící síly, která je definována ve tvaru

$$Q_4 = m_N \cdot r_N \cdot \omega^2(t) \cdot \sin[\omega(t) \cdot t] \quad (5,2,1)$$

V další části této kapitoly jsou odvozeny vztahy pro jednotlivé nárůsty úhlových rychlostí (lineárních, parabolických a exponenciálních) s ohledem na vztah (5,2,1).

Přímkový nárůst úhlové rychlosti

V případě přímkového nárůstu úhlové rychlosti využijeme pro odvození vztah

$$\omega = b \cdot t \quad (5,2,2)$$

kde b je směrnice nárůstu úhlové rychlosti, úhlové zrychlení ε , kdy za 5s vzroste úhlová rychlost z 0 na 12 566 1/s, tj. $\varepsilon = b = 2\,112\,1/s^2$. Dále

$$d\varphi = w \cdot dt \quad (5,2,3)$$

Po integraci vztahu (5,2,3) dostáváme

$$\varphi = \int w \cdot dt = \int b \cdot t \cdot dt = \frac{1}{2} b t^2 + c \quad (5,2,4)$$

Konstantu c položíme rovnu nule, což platí pro $t=0$ a $\varphi=0$.

Po dosazení vztahu (5,2,4) do (5,2,1) dostáváme

$$O_4 = m_N \cdot r_N \cdot (b t)^2 \cdot \sin\left(\frac{b t^2}{2}\right) \quad (5,2,5)$$

V tomto tvaru dosadíme O_4 do soustavy rovnic (5,1,6) a zavedeme do programu pro samočinný počítač.

Parabolický nárůst úhlové rychlosti

Průběh parabolického nárůstu úhlové rychlosti spřádacího rotoru byl vyšetřován metodou kvadratické regrese, z rozběhů dle literatury [45]. Na základě těchto výpočtů byl odvozen vztah pro obvodovou rychlost dříku spřádacího rotoru v závislosti na čase (5,2,6).

$$w = -2,26 t^2 + 22,6 t \quad (5,2,6)$$

Úhlová rychlost byla vyjádřena vztahem

$$w = \frac{r}{r}$$

Dále $d\varphi = w \cdot dt$

Po integraci dostáváme (5,2,7)

$$\varphi = \int w \cdot dt = \frac{1}{r} \int (-2,26 t^2 + 22,6 t) dt = -\frac{1}{r} (0,753 t^3 - 11,3 t^2) + c$$

Pro $t=0$ a $\varphi=0$ je c rovno nule. Po dosazení vztahu (5,2,7)

do (5,2,1) dostáváme (5,2,8)

$$O_4 = m_N \cdot r_N \cdot \left[\frac{1}{r} (-2,26 t^2 + 22,6 t) \right]^2 \cdot \sin \left[\frac{1}{r} (-0,753 t^3 + 11,3 t^2) \right]$$

V tomto tvaru dosadíme O_4 do soustavy diferenciálních rovnic (5,1,6) a zavedeme do programu pro samočinný počítač.

Exponenciální nárůst úhlové rychlosti

Při vyšetřování exponenciálního nárůstu otáček spřádacího rotoru vycházíme ze vztahu $v = A (1 - e^{-at})$, který

odpovídá praktickým rozběhům rotoru dle lit.[45]. Pro obvodovou rychlost dřiku sprádacího rotoru v závislosti na čase byl odvozen vztah

$$r = 58,42(1 - e^{-0,621t}) \quad (5,2,9)$$

Úhlová rychlost byla vyjádřena tvarem

$$\omega = \frac{r}{r}$$

$$\text{Dále } d\varphi = \omega \cdot dt \quad (5,2,10)$$

Po integraci dostáváme

$$\varphi = \frac{1}{r} \int 58,42(1 - e^{-0,621t}) dt = \frac{1}{r} (58,42t + 94,074 e^{-0,621t}) + c$$

Pro $t=0$ a $\varphi=0$ dostáváme c rovno nule. Po dosazení vztahů (5,2,10) do (5,2,1) dostáváme

$$O_4 = m_N r_N \left[\frac{58,42}{r} (1 - e^{-0,621t}) \right]^2 \sin \frac{1}{r} (58,42t + 94,074 e^{-0,621t}) \quad (5,2,11)$$

V tomto tvaru dosadíme O_4 do soustavy rovnic (5,1,6) a zavedeme do programu pro samočinný počítač.

Vstupní hodnoty pro výpočet uvádí tabulka č.3

Tabulka č.3

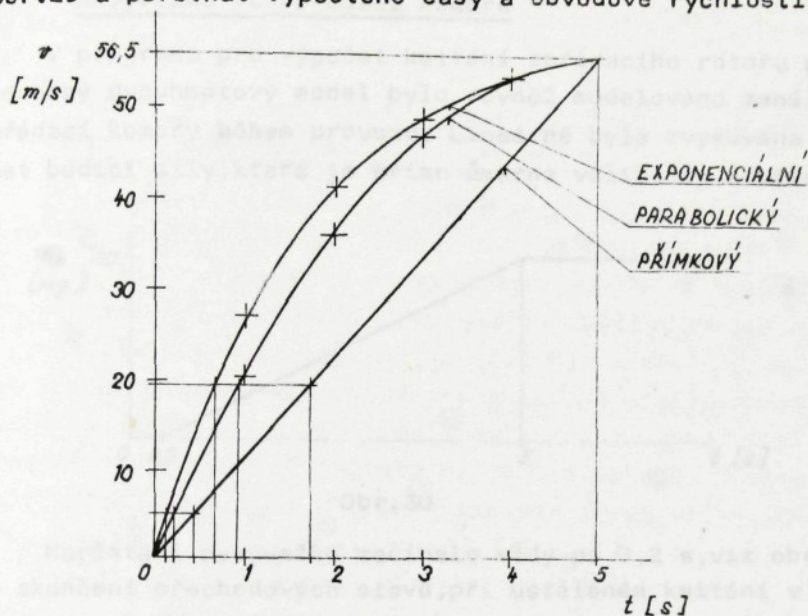
c_2	k_2	c_{54}	k_{54}	c_5	k_5	F_5	m_4	m_5	m_N
$\cdot 10^3$ N/m	kg/s	$\cdot 10^3$ N/m	kg/s	N/m	kg/s	N	kg	kg	kg
200	3,2	200	2,35	1250	1,5	10	0,09	0,01	$1 \cdot 10^{-5}$
400	3,2	300	2,35	1250	1,5	10	0,09	0,01	$1 \cdot 10^{-5}$

Průběhy nárůstu otáček sprádacího rotoru jsou zobrazeny v grafech obr.29 a ukazují závislost obvodové rychlosti dřiku rotoru na čase. Z výpočtů provedených na samočinném počítači byly určeny časy, kdy došlo k maximálním výchylkám rotoru a řemenu. Tato výrazná maxima odpovídají poloze kritických otáček a jejich velikosti jsou po přepočtu uvedeny v tabulce č.4.

Ve všech třech sledovaných případech došlo ke dvěma prudkým nárůstům amplitud, a to v těchto časech :

Přímkový rozběh :	$t_{1pr} = 0,52 \text{ s}$	$t_{2pr} = 1,72 \text{ s}$
Parabol.rozběh :	$t_{1pa} = 0,28 \text{ s}$	$t_{2pa} = 0,96 \text{ s}$
Exponenc.rozběh :	$t_{1ex} = 0,18 \text{ s}$	$t_{2ex} = 0,65 \text{ s}$

Vypočtené hodnoty můžeme přibližně ověřit v grafu obr.29 a porovnat vypočtené časy a obvodové rychlosti.



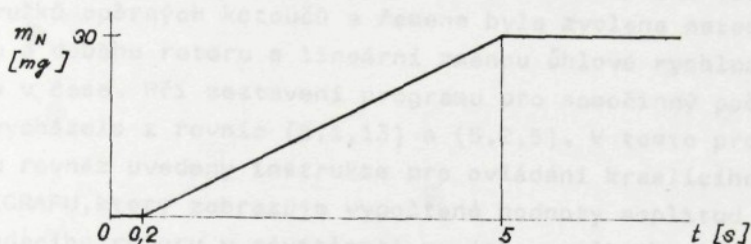
Obr.29

Tabulka č.4

Nárůst otáček	Přímkový	Parabolický	Exponenciální
Kritické otáčky I. Hz min ⁻¹	204 12 480	210,6 12 634	211 12 691
Kritické otáčky II. Hz min ⁻¹	688 41 280	665 39 911	664 39 854
Amplituda I. Hmota m ₄ mm	0,268	0,164	0,181
Hmota m ₅ mm	0,285	0,177	0,244
Amplituda II. Hmota m ₄ mm	0,0404	0,043	0,048
Hmota m ₅ mm	0,1867	0,161	0,196

5.2.3 Výpočty provedené na dvoumotovém modelu - nárůst nevývažku ve spřádací komoře

V programu pro výpočet kmitání spřádacího rotoru pro jednoosý dvoumotový model bylo rovněž modelováno zanášení spřádací komory během provozu. Lineárně byla zvyšována velikost budící síly, která je přímo úměrná velikosti nevývažku.



Obr.30

Narůstání nevývažku začínalo vždy po 0,2 s, viz obr.30, po skončení přechodových stavů, při ustáleném kmitání v oblasti vynucených kmitů.

Při sestavení programu se vycházelo ze vztahu

$$\sigma_4 = m_N r_N \omega^2 \sin \omega t \quad (5,2,12)$$

kde $m_N = a \cdot (t - 0,2)$ $m_N \in < 0; 30 > [\text{mg}]$

Po dosazení do vztahu (5,2,12) dostáváme

$$\sigma_4 = a \cdot (t - 0,2) r_N \omega^2 \sin \omega t \quad (5,2,13)$$

V provedených výpočtech byly měněny tuhosti nákrůžků opěrných kotoučů a byla sledována stabilita chodu rotoru při konstantních otáčkách rotoru $120\,000 \text{ min}^{-1}$ a rostoucím nevývažku - rostoucí budící síle. Zadané hodnoty pro výpočet udává tabulka č.3.

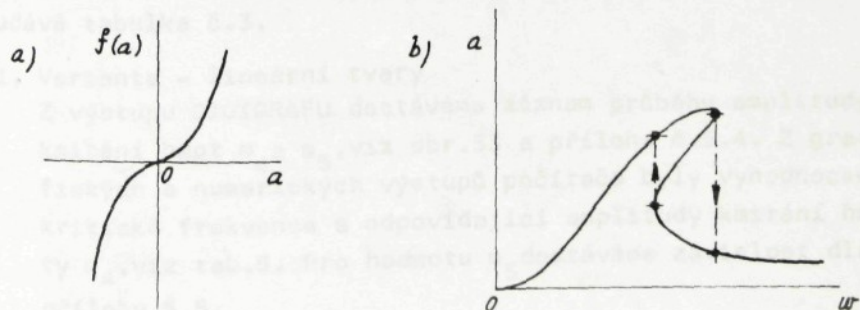
Vypočtené hodnoty amplitud kmitání hmot m_4 a m_5 ukazují dobrou stabilitu odvalového uložení rotoru vzhledem k růstu nevývažku ve spřádací komoře. Amplitudy kmitání rotoru vzrůstají jen málo, pro otáčky rotoru $40\,000 \text{ min}^{-1}$ z 0 na 0,035 mm, pro otáčky $120\,000 \text{ min}^{-1}$ z 0 na 0,011 mm (změna tuhosti na dvojnásobek způsobí v tomto případě růst amplitudy na 0,013 mm). Tyto teoretické poznatky bude nutné ověřit měřením na skutečném odvalovém uložení, je však možné předpoklá-

dat, že při vysokých otáčkách a z toho plynoucí vysoké frekvenci kmitání rotoru, nevzrůstá amplituda tak výrazně.

5.2.4 Výpočty provedené na dvoumotovém modelu - nelineární tuhosti nákrůžků opěrných kotoučů a řemene

Pro ověření jednoosého modelu s nelineárními tuhostmi nákrůžků opěrných kotoučů a řemene byla zvolena metoda rozběhu a doběhu rotoru s lineární změnou úhlové rychlosti rotoru v čase. Při sestavení programu pro samočinný počítač se vycházelo z rovnic (5,1,13) a (5,2,5). V tomto programu jsou rovněž uvedeny instrukce pro ovládání kreslicího stolu DIGIGRAFU, který zobrazuje vypočtené hodnoty amplitud kmitání sprádacího rotoru v závislosti na jeho otáčkách. Přechodové stavy, včetně rozběhu a doběhu, dostáváme z výstupu široké tiskárny počítače v grafické a numerické formě.

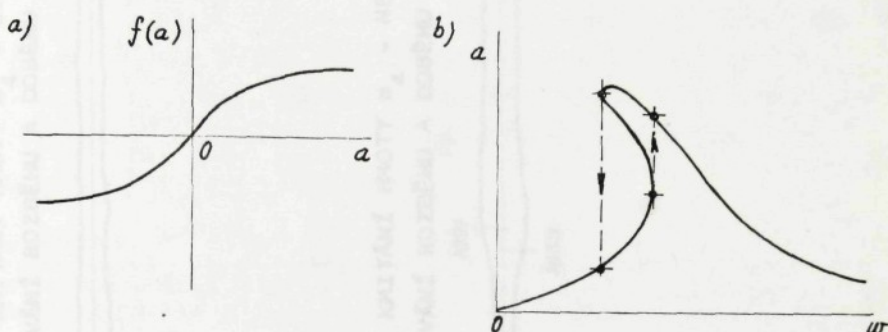
Pokud budeme sledovat rozběhy a doběhy rotoru odvalového uložení s uvažováním konstantních tuhostí opor a řemene, budou velikosti amplitud a kritických frekvencí souhlasit jak při rozběhu, tak i doběhu rotoru. Zavedeme-li ale nelineární tuhosti uložení, budou se lišit jak velikosti amplitud kmitání rotoru, tak hodnoty kritických frekvencí dle lit. [9,13,52]. Posuv amplitudy kmitání rotoru v závislosti na jeho otáčkové frekvenci souvisí s charakterem nelinearity. Tvrdá nelinearita (dle obr.31 a, který zobrazuje charakteristiku vratné síly v závislosti na výchylce) způsobí změnu v průběhu amplitudy kmitání rotoru při jeho rozběhu i doběhu a rezonanční



Obr.31

křivka je v tomto případě skloněna směrem k vyšším frekvencím, jak ukazuje obr.31 b. Při růstu i poklesu otáček potom dochází ke skokovému přechodu z jedné větve na druhou, ke skokovým změnám velikosti amplitudy.

Měkká nelinearita (dle obr.32 a) způsobí obdobnou změnu v průběhu amplitudy, s tím rozdílem, že je rezonanční křivka skloněna směrem k nižším frekvencím. I zde může docházet ke skokovým přechodům z jedné větve na druhou, viz obr.32 b.

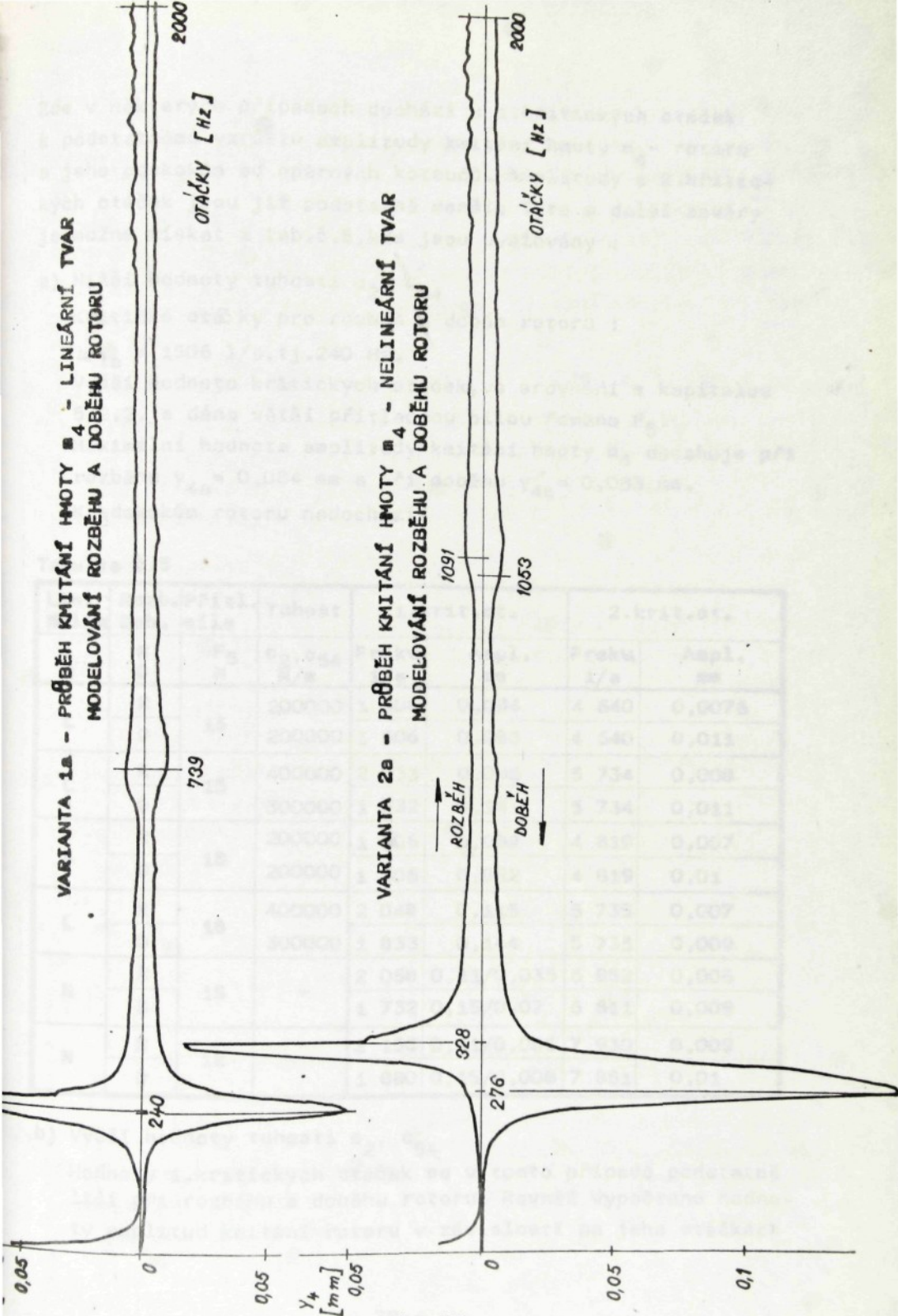


Obr.32

Při modelování rozběhů na odvalovém uložení se projeví vliv tvrdé nelinearity, vyplývá to i z provedených výpočtů s uvažováním tuhostí nákrůžků a řemene v lineárním a nelineárním tvaru. Přímkový rozběh a doběh rotoru, vypočtený dle rovnic (5,1,6), má shodné průběhy amplitud kmitání rotoru při shodných hodnotách kritických frekvencí. U nelineárního tvaru dle rovnic (5,1,13) jsou oblasti kritických otáček při rozběhu a doběhu rotoru vůči sobě posunuty. Hodnoty pro výpočty udává tabulka č.3.

1. Varianta - lineární tvary

Z výstupu DIGIGRAFU dostáváme záznam průběhu amplitudy kmitání hmot m_4 a m_5 , viz obr.33 a příloha č.5.4. Z grafických a numerických výstupů počítače byly vyhodnoceny kritické frekvence a odpovídající amplitudy kmitání hmoty m_4 , viz tab.5. Pro hodnotu m_5 dostáváme závislost dle přílohy 5.5.



Obr. 33

Zde v některých případech dochází u 1.kritických otáček k podstatnému vzrůstu amplitudy kmitání hmoty m_4 - rotoru a jeho odskokům od opěrných kotoučů. Amplitudy u 2.kritických otáček jsou již podstatně menší. Tyto a další závěry je možné získat z tab.č.5,kde jsou uvažovány :

a) Nižší hodnoty tuhostí c_2, c_{54}

Kritické otáčky pro rozběh a doběh rotoru :

$$\omega_{1a} = 1506 \text{ 1/s, } t_j.240 \text{ Hz.}$$

Vyšší hodnota kritických otáček, ve srovnání s kapitolou 5.2.2, je dána větší přitlačnou silou řemene F_5 .

Maximální hodnota amplitudy kmitání hmoty m_4 dosahuje při rozběhu $y_{4a} = 0,084 \text{ mm}$ a při doběhu $y_{4a} = 0,083 \text{ mm}$.

K odskokům rotoru nedochází.

Tabulka č.5

Lin. Nelin.	Rozb. Dob.	Přítl. síla	Tuhost	1.krit.ot.		2.krit.ot.	
L N	R D	F_5 N	c_2, c_{54} N/m	Frekv. 1/s	Ampl. mm	Frekv. 1/s	Ampl. mm
L	R	15	200000	1 506	0,084	4 640	0,0076
	D		200000	1 506	0,083	4 640	0,011
L	R	15	400000	2 033	0,096	5 734	0,008
	D		300000	1 732	0,14	5 734	0,011
L	R	18	200000	1 506	0,082	4 819	0,007
	D		200000	1 506	0,082	4 819	0,01
L	R	18	400000	2 048	0,115	5 735	0,007
	D		300000	1 833	0,144	5 735	0,009
N	R	15	—	2 058	0,11/0,035	6 852	0,006
	D			1 732	0,15/0,07	6 611	0,009
N	R	18	—	2 158	0,11/0,006	7 930	0,009
	D			1 880	0,15/0,008	7 851	0,01

b) Vyšší hodnoty tuhostí c_2, c_{54}

Hodnoty 1.kritických otáček se v tomto případě podstatně liší při rozběhu a doběhu rotoru. Rovněž vypočtené hodnoty amplitud kmitání rotoru v závislosti na jeho otáčkách

s uvažováním lineárního tvaru diferenciálních rovnic se přibližují výpočtům provedeným v nelineárním tvaru, viz tab.č.5. U těchto hodnot tuhostí dochází k odskokům rotoru, které dosahují max.hodnot při rozběhu 0,009 mm a doběhu 0,036 mm. Vyšší hodnoty tuhostí zvyšují amplitudy kmitání rotoru u 1.kritických otáček, u 2.kritických otáček se neprojeví. Vyšší hodnoty přitlačné síly F_5 snižují amplitudy kmitání rotoru jen velmi málo.

2. Varianta - nelineární tvary

Z výstupu DIGIGRAFU dostáváme záznam průběhu amplitudy kmitání hmot m_4 a m_5 , viz obr.33 a příloha č.5.4. Stejně jako v předchozím případě byly vyhodnoceny amplitudy a kritické frekvence kmitání hmoty m_4 , viz obr.34 a tab.č.5, hmoty m_5 př.č.5.5.

Kritické otáčky - pro rozběh rotoru :

$$\omega_{r2} = 2058 \text{ l/s, } t_j.327 \text{ Hz}$$

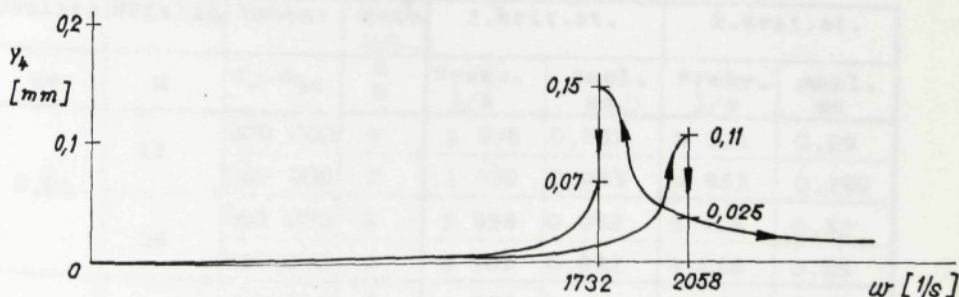
Maximální hodnota amplitudy kmitání hmoty m_4 dosahuje hodnoty $y_4 = 0,11 \text{ mm}$ a skokem přechází na $y_4 = 0,035 \text{ mm}$.

Kritické otáčky pro doběh rotoru :

$$\omega_{r2}^* = 1732 \text{ l/s, } t_j.276 \text{ Hz}$$

Maximální hodnota amplitudy kmitání hmoty m_4 dosahuje hodnoty $y_4^* = 0,15 \text{ mm}$ a skokem přechází na $y_4^* = 0,07 \text{ mm}$.

Tyto vypočtené hodnoty ukazuje obr.34.



Obr.34

Proti teoretickým předpokladům na obr.31 má vypočtený průběh amplitudy kmitání rotoru jednoosého modelu nižší první kritické otáčky při doběhu a větší amplitudy kmitání než při

rozběhu, viz obr.34. Podíl na těchto odchylkách bude mít zřejmě i vliv spojení hmoty m_4 s hmotou m_5 . Skokové změny amplitudy kmitání rotoru při rozběhu a doběhu jsou dobře zřetelné i z grafických záznamů DIGIGRAFU na obr.33. Také v případech nelineárních tuhostí dochází k odskokům rotoru od opěrných kotoučů a jejich max.hodnoty činí při rozběhu 0,009 mm a doběhu rotoru 0,03 mm.

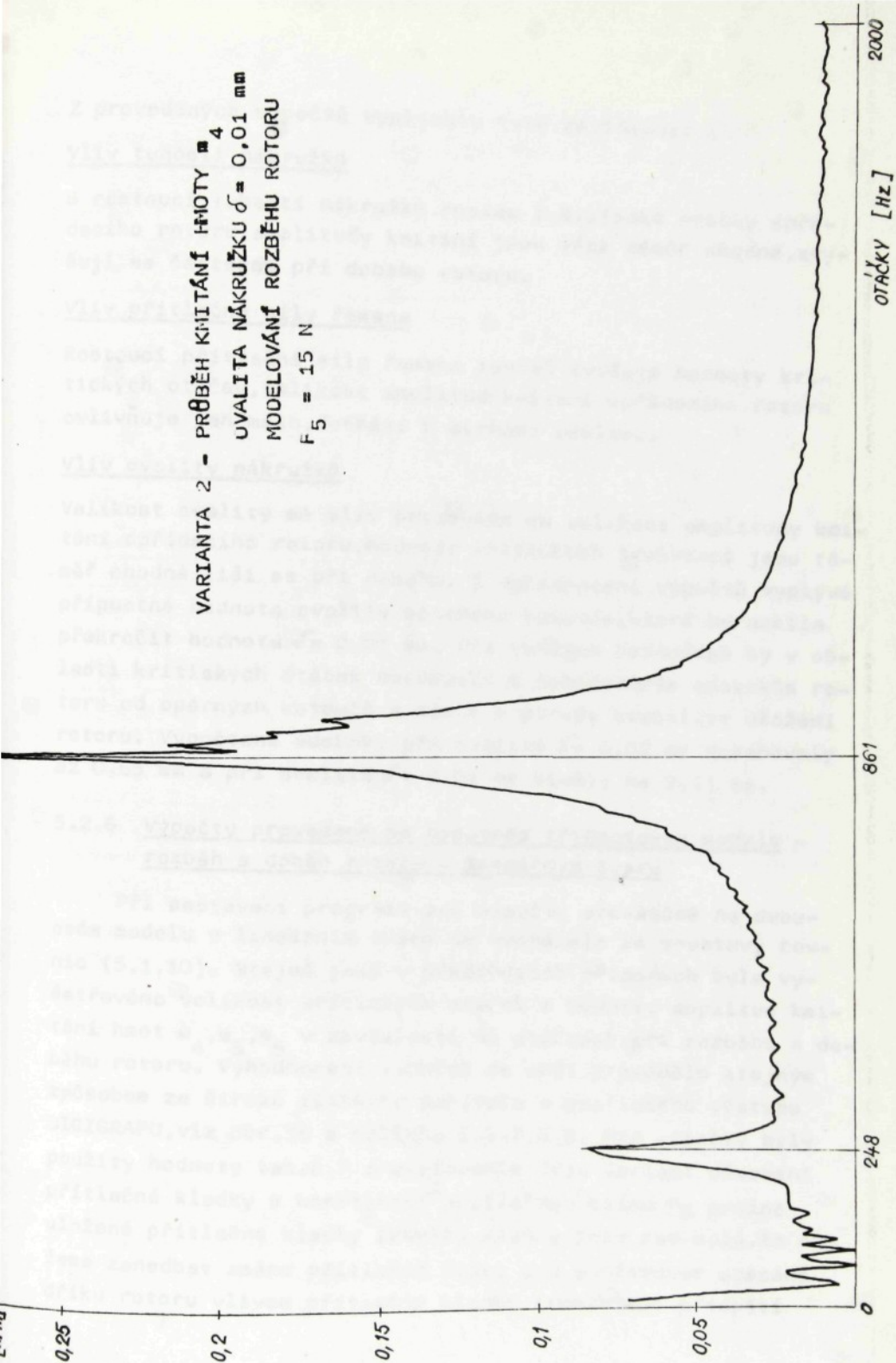
5.2.5 Výpočty provedené na dvouhmotovém modelu - ovalita nákrůžků opěrných kotoučů

Při ověřování vlivu ovality nákrůžků na kmitání spřádacího rotoru byla použita stejná metoda rozběhu a doběhu jako v kap.5.2.4, při sestavování programu výpočtu se však vycházelo ze soustavy rovnic (5,1,11) v lineárním tvaru. Rovněž vyhodnocování výpočtů bylo obdobné, z výstupu široké tiskárny a z grafického výstupu DIGIGRAFU jsme dostali záznamy průběhu amplitud kmitání hmot m_4 a m_5 v závislosti na frekvenci (otáčkách rotoru), viz obr.35 a příloha č.5.6. Dále byly zkoumány vlivy různé tuhosti nákrůžků, různé velikosti přitlačné síly řemene a velikosti ovality nákrůžků, s hodnotami pro výpočty dle tab.č.3 a výsledky dle tab.č.6 pro rozběh a doběh rotoru. Max.hodnota ovality byla ve fázi s vektorem nevývažku.

Tabulka č.6

Ovalita mm	Přítlač. N	Tuhost C2,C54	Rozb. Dob. R D	1.krit.ot.		2.krit.ot.	
				Frekv. 1/s	Ampl. mm	Frekv. 1/s	Ampl. mm
0,01	15	200 000	R	1 506	0,097	5 321	0,29
		200 000	D	1 380	0,083	4 933	0,299
	18	200 000	R	1 558	0,082	5 406	0,32
		200 000	D	1 365	0,082	4 066	0,55
0,02	15	200 000	R	1 536	0,1	5 070	0,426
		200 000	D	1 305	0,11	3 325	0,807
		400 000	R	2 100	0,102	6 570	0,312
		300 000	D	1 807	0,148	3 313	0,937
	18	200 000	R	1 958	0,088	5 180	0,46
		200 000	D	1 360	0,088	3 478	0,844

VARIANTA 2 - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY m_4
 UVALITA NÁKRUŽKU $\sigma = 0,01 \text{ mm}$
 MODELOVÁNÍ ROZBĚHU ROTORU
 $F_5 = 15 \text{ N}$



Z provedených výpočtů vyllynuly tyto závislosti :

Vliv tuhosti nákrůžků

S rostoucí tuhostí nákrůžků rostou i kritické otáčky spřádacího rotoru, amplitudy kmitání jsou však téměř shodné, zvyšují se částečně při doběhu rotoru.

Vliv přitlačné síly řemene

Rostoucí přitlačná síla řemene rovněž zvyšuje hodnoty kritických otáček, velikost amplitud kmitání spřádacího rotoru ovlivňuje jen málo, dochází k mírnému poklesu.

Vliv ovality nákrůžků

Velikost ovality má vliv především na velikost amplitudy kmitání spřádacího rotoru, hodnoty kritických frekvencí jsou téměř shodné, liší se při doběhu. Z vyhodnocení výpočtů vyplývá přípustná hodnota ovality opěrného kotouče, která by neměla překročit hodnotu $\delta = 0,01$ mm. Při vyšších hodnotách by v oblasti kritických otáček docházelo k nebezpečným odskokům rotoru od opěrných kotoučů a tím i k poruše stability uložení rotoru. Vypočtené odskoky při ovalitě $\delta = 0,02$ mm dosahovaly až 0,65 mm a při ovalitě $\delta = 0,01$ mm klesly na 0,21 mm.

5.2.6 Výpočty provedené na dvouosém tříhmotovém modelu - rozběh a doběh rotoru v lineárním tvaru

Při sestavení programu pro výpočty prováděné na dvouosém modelu v lineárním tvaru se vycházelo ze soustavy rovnic (5,1,10). Stejně jako v předchozích případech byla vyšetřována velikost kritických otáček a hodnoty amplitud kmitání hmot m_4, m_5, m_6 v závislosti na otáčkách při rozběhu a doběhu rotoru. Vyhodnocení výpočtů se opět provádělo stejným způsobem ze široké tiskárny počítače a grafického výstupu DIGIGRAFU, viz obr.36 a příloha č.5.7,5.8. Pro výpočty byly použity hodnoty tab.č.7 s uvažováním dvou variant působení přitlačné kladky s konstantní přitlačnou silou F_6 pružně uložené přitlačné kladky (zdvihy kladky jsou tak malé, že můžeme zanedbat změnu přitlačné síly) a s uvažováním opásání dřívku rotoru vlivem přitlačné kladky (rozložení předpětí

v řemeni na síly F_5 a F_6 bylo provedeno graficky). Aby byl zjištěn vliv přitlačné kladky v mezní situaci, bylo dále uvažováno $c_6 = 0$, $k_6 = 0$, viz varianta 2, 3 tabulky č. 7. Pevnou přitlačnou kladku uvažuje varianta 4 v tabulce č. 7.

Tabulka č. 7

V a r.	c_2 $\cdot 10^3$ N/m	k_2 kg/s	c_{54} $\cdot 10^3$ N/m	k_{54} kg/s	c_5 N/m	k_5 kg/s	c_{64} $\cdot 10^3$ N/m	k_{64} kg/s	c_6 N/m	k_6 kg/s
1	100	3,45	200	15	1250	0,34	200	15	1250	0,34
2	162,5	3,2	200	2,35	1250	1,5	200	2,35	0	0
3	350	3,2	300	2,35	1250	1,5	300	2,35	0	0
4	162,5	3,2	200	2,35	1250	1,5	1250	1,5	0	0

V a r.	m_4 kg	m_5 kg	m_6 kg	F_5 N	F_6 N	m_n kg	ω 1/s	α	β
1	0,09	0,01	0,4	15	15	$10 \cdot 10^{-6}$	12 566	$27^\circ 30'$	36°
2	0,09	0,01	0,4	15	5	$10 \cdot 10^{-6}$	12 566	$27^\circ 30'$	36°
3	0,09	0,01	0,4	15	5	$10 \cdot 10^{-6}$	12 566	$27^\circ 30'$	36°
4	0,09	0,01	0,4	15	5	$10 \cdot 10^{-6}$	12 566	$27^\circ 30'$	36°

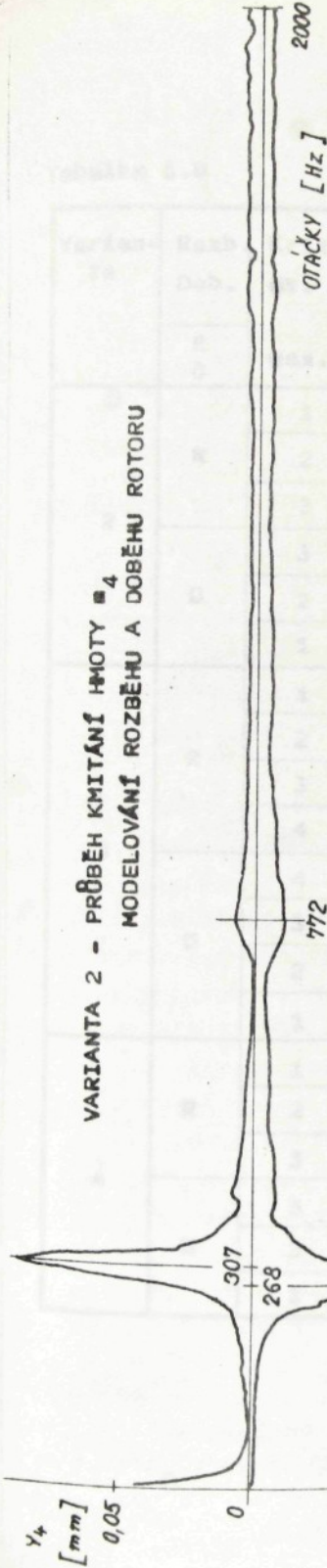
Varianta 1

V tomto orientačním výpočtu bylo ověřeno chování spřádacího rotoru (s mezními tuhostmi, tlumením a přitlačnou silou F_6) pouze během přechodových stavů, výsledky výpočtů jsou uvedeny v příloze č. 5. 7. Při srovnání přechodových stavů u variant 1, 2, 3 mají varianty 2 a 3 podstatně kratší přechodové stavy s malými amplitudami kmitání rotoru, tzn., že stabilita rotoru je vyhovující.

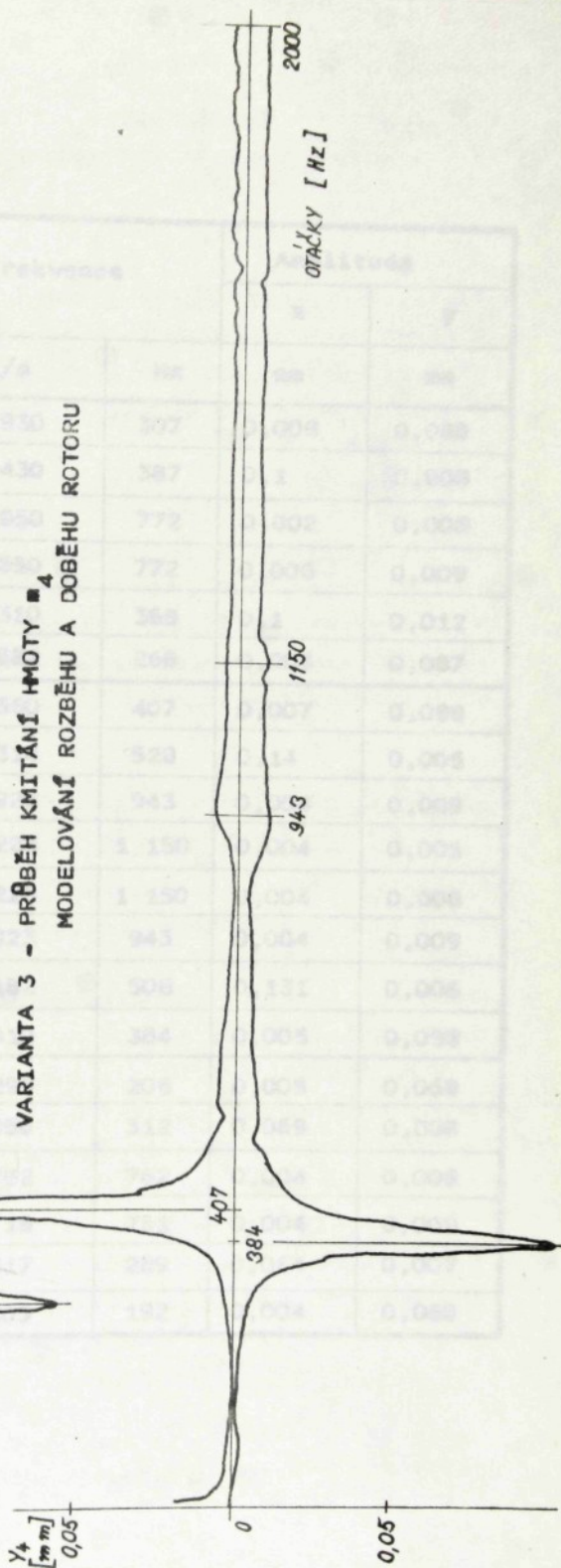
Varianta 2

V tomto případě byly zkoumány rozběhy a doběhy rotoru, výsledky podává obr. 36 a tabulka č. 8. První kritické otáčky jsou položeny výše než u jednoosého modelu a 2. kritické frek-

VARIANTA 2 - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY ■₄
MODELOVÁNÍ ROZBĚHU A DOBĚHU ROTORU



VARIANTA 3 - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY ■₄
MODELOVÁNÍ ROZBĚHU A DOBĚHU ROTORU



Tabulka č.8

Varianta	Rozb. Dob.	Krit. ot.	Frekvence		Amplituda	
	R D	max.	1/s	Hz	x	y
					mm	mm
2	R	1	1 930	307	0,008	0,098
		2	2 430	387	0,1	0,008
		3	4 850	772	0,002	0,008
	D	3	4 850	772	0,006	0,009
		2	2 310	368	0,1	0,012
		1	1 682	268	0,006	0,087
3	R	1	2 560	407	0,007	0,098
		2	3 314	528	0,14	0,005
		3	5 923	943	0,004	0,009
		4	7 228	1 150	0,004	0,005
	D	4	7 228	1 150	0,004	0,008
		3	5 923	943	0,004	0,009
		2	3 182	506	0,131	0,006
		1	2 410	384	0,005	0,098
4	R	1	1 295	206	0,005	0,068
		2	1 958	312	0,069	0,008
		3	4 782	762	0,004	0,008
	D	3	4 718	751	0,004	0,009
		2	1 817	289	0,064	0,007
		1	1 205	192	0,004	0,068

vence nejsou výrazné u hmoty m_4 , objevují se u hmoty m_5 . Maximální odskoky rotoru od opěrných kotoučů dosahují 0,03 mm.

Varianta 3

S uvažováním vyšších tuhostí stoupá hodnota kritických otáček, amplituda kmitání hmoty m_4 je téměř shodná. Druhé kritické otáčky jsou již zřetelnější, viz obr. 37, tabulka č. 8 a příloha č. 5.8. Max. odskoky rotoru od opěrných kotoučů činí 0,062 mm.

Varianta 4

Tato varianta se nejvíce přibližuje skutečnosti i provedeným měřením, v tomto případě je uvažována pevná přitlačná kladka, zvětšující opásání rotoru. Vypočtené frekvence i amplitudy poměrně přesně souhlasí se změřenými, viz tab. č. 8. Maximální hodnoty odskoků rotoru od opěrných kotoučů jsou 0,035 mm, viz příloha č. 5.8.

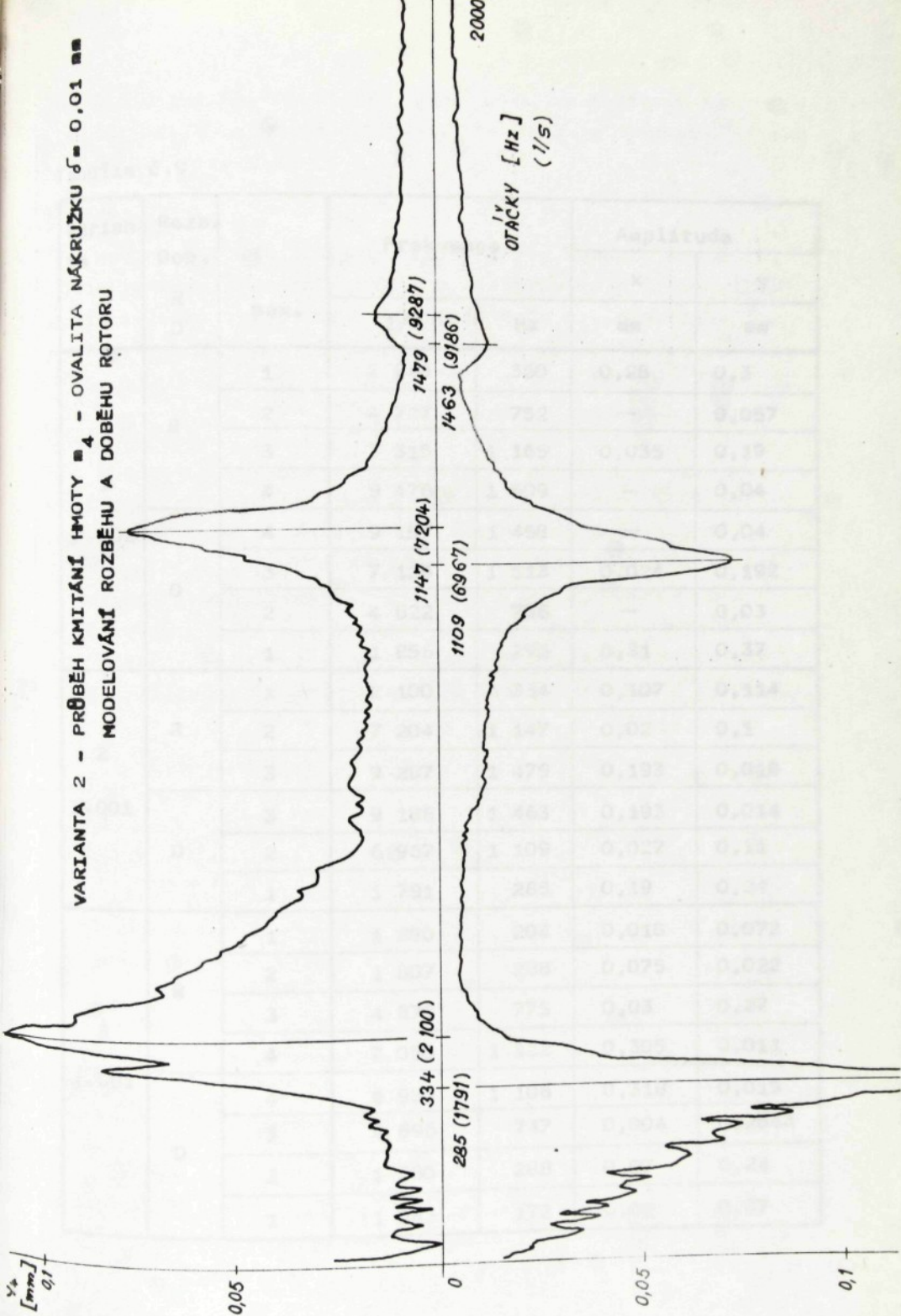
5.2.7 Výpočty provedené na dvouosém tříhmotovém modelu - s uvažováním ovality nákrůžků opěrných kotoučů

Chování dvouosého modelu s uvažováním ovality nákrůžků bylo ověřeno při rozběhu a doběhu spřádacího rotoru v lineárním tvaru obdobným způsobem jako v kap. 5.2.6. Při sestavení programu pro samočinný počítač se vycházelo ze soustavy rovnic (5,1,12). Z vypočtených hodnot byla vyšetřena velikost kritických otáček a hodnota amplitud kmitání hmot m_4 , m_5 , m_6 v závislosti na otáčkách rotoru. Vyhodnocení výpočtů se provádělo ze široké tiskárny počítače a grafického výstupu DIGIGRAFU, viz obr. 38 a příloha č. 5.9. Pro výpočty byly použity hodnoty tab. č. 7 s uvažováním dvou variant působení přitlačné kladky jako v předchozím případě, s pružnou a pevnou přitlačnou kladkou, s ovalitou nákrůžků $\delta = 0,02$ a $\delta = 0,01$ mm. Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tabulce č. 9.

Varianta 1

Pro uvedené výpočty byly použity hodnoty z tabulky č. 7, varianta 2. I zde se ve výsledcích projevila nevýhoda

VARIANTA 2 - PRŮBĚH KMITÁNÍ HROTU m_4 - OVALITA NÁKRUŽKU $\delta = 0,01$ mm
 MODELOVÁNÍ ROZBĚHU A DOBĚHU ROTORU



Tabulka č.9

Varianta	Rozb. Dob. R D	max.	Frekvence		Amplituda	
					x	y
			1/s	Hz	mm	mm
1 $\delta=0,002$	R	1	2 244	360	0,28	0,3
		2	4 727	752	—	0,057
		3	7 315	1 165	0,035	0,19
		4	9 476	1 509	—	0,04
	D	4	9 157	1 458	—	0,04
		3	7 128	1 113	0,024	0,192
		2	4 622	736	—	0,03
		1	1 856	295	0,31	0,37
2 $\delta=0,001$	R	1	2 100	334	0,107	0,114
		2	7 204	1 147	0,02	0,1
		3	9 287	1 479	0,193	0,018
	D	3	9 186	1 463	0,193	0,014
		2	6 967	1 109	0,027	0,11
		1	1 791	285	0,19	0,24
3 $\delta=0,001$	R	1	1 280	204	0,018	0,072
		2	1 807	288	0,075	0,022
		3	4 870	775	0,03	0,27
		4	7 050	1 122	0,305	0,011
	D	4	6 950	1 106	0,318	0,015
		3	4 696	747	0,004	0,2644
		2	1 660	288	0,07	0,24
		1	1 083	172	0,01	0,07

pružně uložené opěrné kladky, která vede ke zvýšeným hodnotám amplitud kmitání, stejně jako ovalita 0,02 mm. Odskoky rotoru od nákrůžků dosahovaly 0,15 mm.

Varianta 2

Rovněž v tomto případě byly použity hodnoty z tabulky č.7, varianta 2. Zmenšení ovality nákrůžků se projevilo především menšími amplitudami kmitání hmoty m_4 , jednotlivé frekvence se snížily jen málo. Odskoky rotoru od nákrůžků dosahovaly 0,085 mm.

Varianta 3

Hodnoty pro výpočty vycházely z tabulky č.7, varianty 4. Vypočtené kritické frekvence se přiblížily naměřeným hodnotám na odvalovém uložení, rovněž maximální amplituda 1.kritických otáček odpovídá naměřené, u 2.kritických otáček se liší maximální amplituda vypočtená pro osu x, odskoky rotoru od nákrůžků dosahovaly v tomto případě 0,16 mm. Omezení tohoto kmitání může být dosaženo změnou opásání rotoru (změnou polohy přitlačné kladky se zvětší přitlačná síla F_6).

5.3 Experimentální část - měření provedená na odvalovém uložení

Měření provedená v této práci můžeme rozdělit na měření, která byla uskutečněna pro získání podkladů pro matematický model odvalového uložení a výpočty s tím spojené a na měření, která byla provedena na vlastním odvalovém uložení.

V první části této kapitoly jsou vyhodnocena měření tuhostí a tlumení jednotlivých členů mechanismu odvalového uložení spřádacího rotoru, která jsou potřebná pro sestavení matematického modelu.

Měření tuhostí opěrných kotoučů

Tato měření byla provedena za klidu "zatlačením" dřiku spřádacího rotoru jak do jednotlivých kotoučů, tak do klínu tvořeného opěrnými kotouči. Takto byly prověřeny dostupné materiály kotoučů, použité na odvalovém uložení firmy Süsser, Elitex i na odvalovém uložení vyrobeném v SSSR. Hodnoty získané z provedených měření jsou uvedeny v grafech přílohy této práce (příloha č.5.10).

Měření tuhostí hnacího řemene

Obdobným způsobem byly získány i hodnoty tuhostí jednotlivých typů řemenů, které jsou používány na našich strojích. Byly zkoumány řemeny firem Siegling - NSR, Habasit - Švýcarsko a Nitta - Japonsko. Měřila se tuhost řemenů v podélném i příčném směru (tj. ve směru jeho tloušťky), viz příloha č.5.11.

Ze získaných grafů, viz příloha 5.10, 5.11, byly nejprve určeny hodnoty konstantních tuhostí c_2, c_{54} . Pro druhou část výpočtu matematického modelu byly zavedeny nelineární tuhosti c_2, c_{54} tak, že získanými křivkami tuhosti byly proloženy kvadratické paraboly metodou kvadratické regrese.

Měření tlumení opěrných kotoučů

Pro měření tlumení opěrných kotoučů bylo použito aparatury firmy Brüel a Kjaer typu 2033, analyzátoru signálu s vysokou rozlišovací schopností. Na jeho obrazovce bylo sledo-

váno tlumení volného kmitání pružného nákrůžku opěrného kotouče. Zobrazený kmitavý pohyb snímače byl zapsán na spráženém zapisovači téže firmy, typu 2308. Grafy z provedených měření jsou uvedeny v příloze č.5.12.

Měření tlumení hnacího řemene

Toto měření bylo provedeno obdobným způsobem jako měření tlumení opěrných kotoučů. I zde byl připevněn snímač na řemen a měřeno tlumení délky řemene odpovídající rozteči spřádacích rotorů. Rovněž bylo sledováno tlumení řemene v příčném směru, tj. ve směru jeho tloušťky. Naměřené veličiny jsou obsaženy v příloze č.5.13.

Z výše uvedených grafů, viz příloha 5.12, 5.13, byly získány součinitele tlumení s pomocí logaritmického dekrementu d , lit. [34], u kterého je logaritmus poměru dvou po sobě jdoucích amplitud y_n a y_{n+tp} konstantní (pro exponenciální pokles amplitudy volného kmitání).

$$d = \lg \frac{y_n}{y_{n+tp}} \quad (5,3,1)$$

Dále platí

$$\lg \frac{y_n}{y_{n+tp}} = N \cdot tp \quad k = 2Nm \quad (5,3,2)$$

Vyloučením k ze vztahů (5,3,2) dostáváme

$$k = \frac{2m}{tp} \cdot \lg \frac{y_n}{y_{n+tp}} \quad (5,3,3)$$

kde k je součinitel tlumení pro jednotlivé případy nákrůžků a řemenů, vyrobených z různých druhů materiálů, čas tp udává periodu po sobě jdoucích amplitud, m je velikost hmoty a N koeficient tlumení.

Ve druhé části této kapitoly jsou popsána dynamická měření provedená na odvalovém uložení, jsou to měření amplitudy a frekvencí kmitání dříku spřádacího rotoru v závislosti na otáčkách rotoru a měnícím se nevývažku ve spřádací komoře, tedy při parametrech, které mění velikost budící síly. Na hodnotu amplitud kmitů budou mít dále vliv i různé typy

použitých hnacích řemenů, velikost jejich předpětí, různé druhy obložení opěrných kotoučů a ovalita těchto kotoučů.

Popis zkušebních stendů

První měření odvalového uložení byla předběžně provedena na zkušebních stendech určených pro zkoumání předení při otáčkách do $100\,000\text{ min}^{-1}$. Tyto stendy byly provedeny jako jednosekrové stroje s upravenými pohony, a sice s plynule regulovatelnými otáčkami spřádacích rotorů, podávacích a odtahových hřídelů, vše pomocí variátorů. Měření frekvencí a amplitud vibrací spřádacích rotorů odvalového uložení byla provedena pomocí kapacitních snímačů. Po dosažení určitých otáček (cca $65\,000 - 70\,000\text{ min}^{-1}$) bylo měření pomocí těchto snímačů nespolehlivé a docházelo k "rozmazávání" zápisů, patrně změnou kapacity vlivem vzduchového klínu, který byl těmito vysokými otáčkami vytvořen mezi destičkou kapacitního snímače a dřikem spřádacího rotoru. Také možnost instalace snímačů nebyla dobrá.

Z těchto důvodů se přistoupilo k novým měřením. Jako hlavní a kontrolní metoda měření byla zvolena optická metoda pomocí laseru. Dále se počítalo s ověřením kapacitních, indukčních a piezoelektrických snímačů a zvážením vhodnosti jejich použití pro další praktická měření, co se týče přesnosti a nákladů (laserová technika je stále ještě dosti složitá a drahá).

Pro účely měření vibrací, příkonů i hlučnosti spřádacích jednotek (ale i dalších částí našich strojů, např. ventilátorů) byl vytvořen speciální zkušební stend s označením ZS-1, viz obr. 39, 40 a příloha č. 5, s dvěma plynule regulovatelnými stejnosměrnými motory pro pohon spřádacích rotorů a vyčesávacích válečků. Na masivní litinové kostce (upínací stůl stojanové vrtačky), od základu tlumené pryžovými deskami, je připevněn držák pro usazení dvou spřádacích jednotek. Rovněž obě skříně s pohonovými a napínacími agregáty tangentciálních řemenů jsou pružně uloženy a propojeny tak, že obkročují upínací kostku. Zvolený pohon stejnosměrnými motory s tyristorovou regulací umožňuje plynulé nastavení

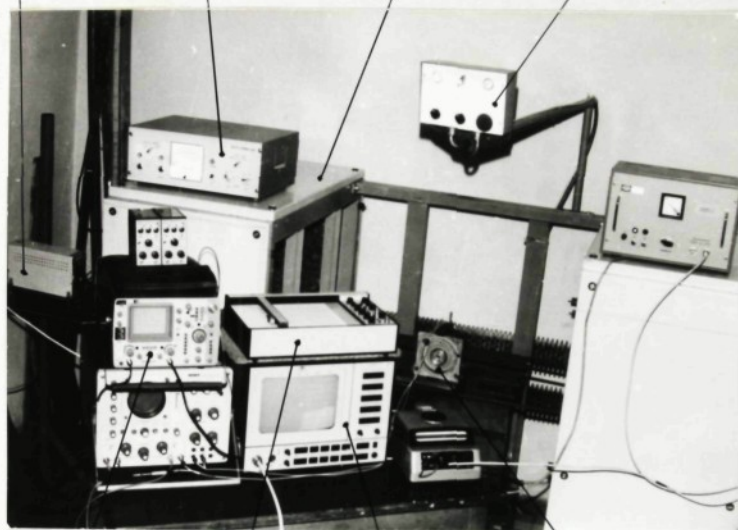
USPOŘÁDÁNÍ MĚŘICÍHO STENDU

LASER
LA 1000

OVLÁDÁNÍ
LASERU

MĚŘICÍ
STEND

OVLÁDÁNÍ
STENDU



PAMĚŤOVÝ
OSCILOSKOP 2308

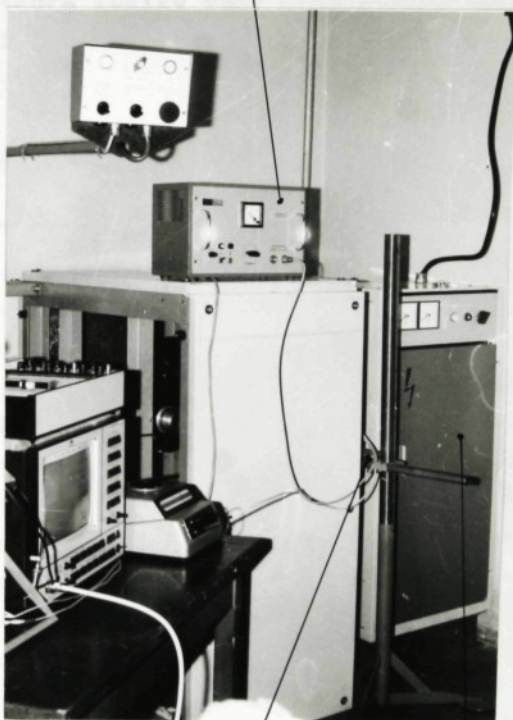
ZAPISOVAČ

ANALYZÁTOR
2033

MĚŘENÉ
ODVALOVÉ
ULOŽENÍ

USPOŘÁDÁNÍ MĚŘICÍHO STENDU

ZDROJ
NAPĚTÍ
Ph 01



FOTODETEKTOR
M 10 FS 29

TYRISTOROVÝ
REGULÁTOR
IRO

otáček sprádacích rotorů do $120\,000\text{ min}^{-1}$. Tím, že je stend osazen kryty s tlumicí vrstvou izomatu a uložení jednotlivých částí stendu je provedeno užitím pryžových desek a pryžových pružin, je možné provádět také měření hluku sprádacích jednotek.

Jak již bylo řečeno, mimo laserové metody byly zvažovány další možnosti měření vibrací, ne tak náročné na vybavení, dovolující měření v podmínkách zkušebny VVZ. V úvahu přicházely snímače piezoelektrické, které byly použity pro další měření a jejich výsledky byly porovnány s výsledky získanými pomocí laseru. Laser a s ním spojené přístroje byly zapůjčeny na katedře fyziky VŠST Liberec, pro vyhodnocení a zápis měření byla použita aparatura zkušebny VVZ k.p. Elitex Ústí nad Orlicí.

5.3.1 Použitá aparatura

Měření pomocí laseru

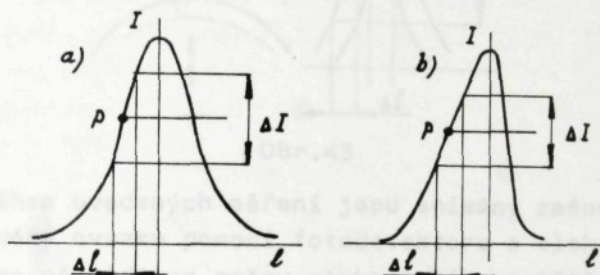
Měření vibrací pomocí laseru patří do oblasti optických metod měření, využívajících modulace laserového záření. Možnost měření vibrací pomocí laseru je omezena frekvenční odezvou fotodetektorů, které pracují do 10^5 Hz , což je v našem případě splněno. Optická soustava dovoluje měření amplitudy do $300\text{ }\mu\text{m}$, je však možné rozšířit působnost na $0,8\text{ mm}$ až 1 mm . Přesnost této optické metody není zdaleka využita (pracuje s chybou do $2\text{ }\mu\text{m}$), v případě našeho měření bylo cejchování provedeno s přesností $3\text{ }\mu\text{m}$.

Metody měření kmitání pomocí laseru je možné rozdělit na dvě skupiny - na přímé a modulační, viz lit. [39, 40, 41, 42, 43].

Přímé metody umisťují lasery přímo na kmitající předmět a výchylka paprsku je měřena v dostatečné vzdálenosti od zkoumaného objektu.

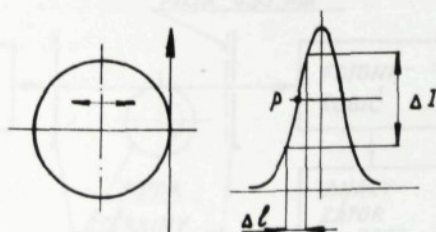
U modulačních metod měření amplitudy a frekvence kmitajících předmětů se využívá rovnoběžnosti paprsků ve svazku laserového záření a jeho směrové amplitudy. Intenzita průřezu stopy může být vyjádřena symetrickou funkcí

gaussovského typu (pro mody TEM_{00}), viz obr.41 a, a pro vyšší mody funkcí nesymetrickou, viz obr.41 b. Pracovní bod P se pro uvedené metody měření volí uprostřed lineární části intenzity, viz obr.41 a jeho posouváním v této lineární části (cloněním nebo odrazem) se dosáhne modulace laserového svazku. Protože modulace světla lze rovněž dosáhnout cloněním a odrazem paprsku na kmitajícím systému, můžeme modulační laserové metody dělit na metody tangenciální a reflexní.



Obr.41

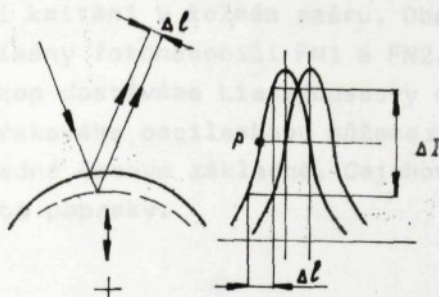
U tangenciální metody měření je paprsek laseru nastaven tak, že se v bodě P dotýká obrysu měřené součásti při nulové amplitudě jejího výkmitu. Vibrací součásti dochází k periodickému clonění paprsku a ke změně záření dopadajícího na fotodetektor, viz obr.42 a obr.44. Posuv měřené součásti vyvolává změnu v poloze na profilu laserového svazku Δl a změny intenzity ΔI .



Obr.42

U reflexní metody, dle obr.43, je paprsek laseru směřován na měřenou součást pod takovým úhlem, aby docházelo

k jeho odrazu. Při nulové amplitudě výkmitu součásti je fotodetektor ustaven tak, že snímá intenzitu paprsku v pracovním bodě P. Vibrací součásti se odražený paprsek posouvá a na štěrbinu fotodetektoru dopadá záření proměnné intenzity.

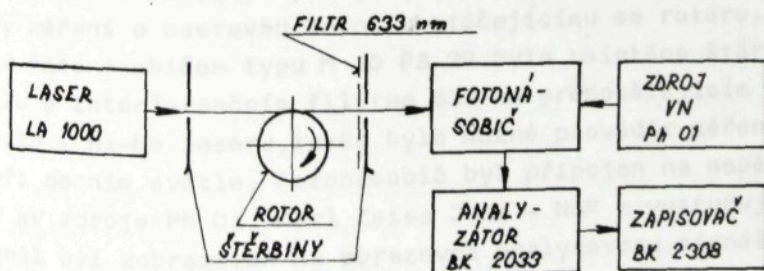


Obr.43

Během uvedených měření jsou snímány změny intenzity laserového svazku pomocí fotodetektoru a elektronickým zařízením se převádí na změny elektrického napětí či proudu. Tyto změny je možné dále zobrazit např. na obrazovce osciloskopu nebo analyzátoru a vyhodnotit.

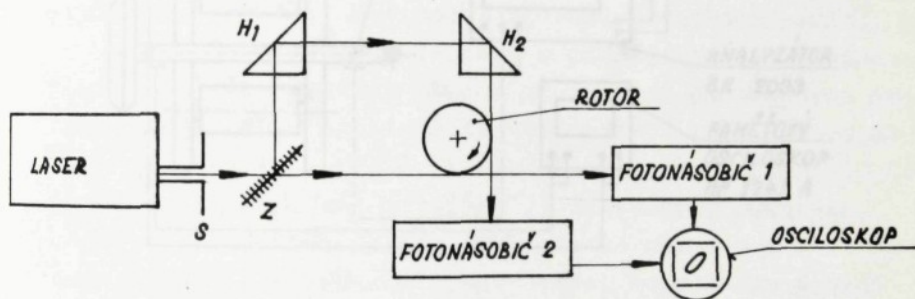
Vhodným uspořádáním laseru, měřeného objektu, fotonásobiče a odrazecích členů můžeme provádět jednosměrné nebo dvousměrné měření kmitů.

Měření jednosměrných kmitů se uskutečňuje v jednom tečném směru ke sledovanému rotoru. Blokové schéma uspořádání tohoto měření ukazuje obr.44.



Obr.44

Měření dvousměrných kmitů je prováděno obdobným způsobem, pro jejich určení lze použít měření jednosměrného kmitavého děje a rozšířit ho o další tečný směr, kolmý k původnímu. Schema zapojení a průchod svazků je zobrazen na obr.45. Polopropustným zrcadlem Z a hranoly H₁, H₂ je odkloněn paprsek pro měření kmitání v kolmém směru. Oba paprsky jsou modulovány a snímány fotonásobiči FN1 a FN2. Zavedením signálu na osciloskop dostáváme Lissajousovy obrazce, nebo použitím dvoupaprskového osciloskopu můžeme zaznamenat oba kmity současně na jedné časové základně. Cejchování se provádí nezávisle pro oba paprsky.

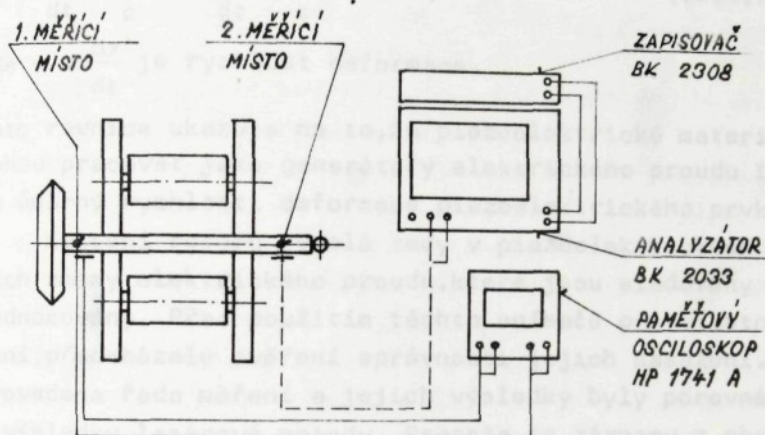


Obr.45

Měření kmitání spřádacího rotoru odvalového uložení se uskutečnilo tangenciální metodou, viz obr.44, s použitím jednofrekvenčního laseru He-Ne typu LA 1000, výrobku Metry Blansko. Štěrbinou S byl vytvořen pracovní interval intenzity záření a nastaven tečně k otáčejícímu se rotoru. Před fotonásobičem typu M 10 FS 29 byla umístěna štěrbinová spolu s interferenčním filtrem 633 nm propouštějícím právě světlo z He-Ne laseru, takže bylo možné provádět měření i při denním světle. Fotonásobič byl připojen na napětí 0,8 kV zdroje Ph O1, Karl Zeiss Jena - NDR a vystupující signál byl zobrazován na obrazovce analyzátoru signálu typu 2033 firmy Brüel a Kjaer - Dánsko a zapisován zapisovačem typu 2308 téže firmy, viz obr.44.

Měření pomocí piezoelektrických snímačů

Pro měření kmitání sprádacího rotoru v ose x a y, viz lit. [51], byly použity piezoelektrické snímače (přenosky Tesla Litovel, typ VK 4204 LGR), ve spojení s analyzátozem 2033 firmy Brüel a Kjaer a zapisovačem 2308 téže firmy. Jejich uspořádání je uvedeno na obr.46 a obr.50.



Obr.46

Použití piezoelektrických snímačů je založeno na vlastnostech určitých materiálů, viz lit. [37], které působením mechanické síly dávají elektrickou odezvu. Ta se projeví aktivně vznikem elektrického náboje q na polepech snímače podle Courieova zákona

$$q = k_p \cdot F \quad (5,3,4)$$

kde k_p je materiálová konstanta, závislá též na tvaru prvku, a F deformační síla působící na prvek.

Výbrus z piezoelektrického materiálu může být pokládán za kondensátor s dielektrikem z piezoelektrického materiálu. Pokud předpokládáme deformaci tohoto materiálu v oblasti platnosti Hookova zákona, bude

$$F = \frac{x}{c} \quad (5,3,5)$$

kde x je velikost deformace, c je mechanická poddajnost piezoelektrického materiálu.

Dosažením (5,3,5) do (5,3,4) dostáváme

$$q = k_p \cdot \frac{x}{c} \quad (5,3,6)$$

Derivací podle času vztahu (5,3,6) bude

$$I = \frac{dq}{dt} = \frac{k_p}{c} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{k_p}{c} \cdot v \quad (5,3,7)$$

kde $v = \frac{dx}{dt}$ je rychlost deformace.

Tato rovnice ukazuje na to, že piezoelektrické materiály mohou pracovat jako generátory elektrického proudu I , který je úměrný rychlosti deformace piezoelektrického prvku.

Kmitání rotoru vyvolá tedy v piezoelektrických snímačích změny elektrického proudu, které jsou sledovány a vyhodnocovány. Před použitím těchto snímačů pro vlastní měření, předcházelo ověření správnosti jejich nasazení. Byla provedena řada měření a jejich výsledky byly porovnány s výsledky laserové metody. Protože se záznamy z obou měření shodovaly, sledované frekvence si odpovídaly přesně a amplitudy se lišily max. o 5%, viz přílohy č. 5.15, bylo možné tuto metodu použít i pro další měření. Zajištění přesnosti během celého měření zaručovala kontrola pomocí laseru.

Ostatní použité přístroje

Kromě přístrojů použitých k měření a uvedených v předchozím textu byly dále použity - fotografický přístroj zn. EXAKTA VAREX II a galvanoměr typ DG 20 pro nastavení pracovního bodu laseru. Dále budou popsány přístroje, na kterých se sledovaly a vyhodnocovaly měřené veličiny.

Osciloskop Hewlett Packard 1741 A

Pro zobrazení kmitání sprádacího rotoru v osách x a y byl použit dvoukanálový paměťový osciloskop 1741 A, zejména pro zobrazení signálů piezoelektrických snímačů. Paměťové vlastnosti obrazovky bylo využito při fotografování průběhů amplitud kmitání rotoru v osách x, y v závislosti na čase.

a různém nevývažku ve spřádací komoře.

Analyzátor signálu typ 2033 firmy Brüel a Kjaer

Tento číslicový kmitočtový analyzátor s velkou rozlišovací schopností je založen na principu rychlé Fourierovy transformace. V reálném čase provádí úzkopásmovou kmitočtovou analýzu stacionárních, nestacionárních i krátkodobých procesů a na obrazovce jsou podle volby zobrazena buď okamžitá, integrovaná nebo rozdílová spektra, případně časové průběhy měřených procesů. Vybraný úsek pracovního rozsahu může být desateronásobně rozšířen, může být prováděna analýza vybraných intervalů zkoumaného procesu.

Analyzátořem se uskutečňuje úzkopásmová analýza zvuku, hluku, mechanického chvění atd. Analyzátor je vybaven pamětí s kapacitou 10 240 vzorků pro ukládání časového průběhu zkoumaných procesů. Pracovní kmitočtový rozsah je volitelný v rozsahu 1 - 10 Hz a 0 - 20 kHz s možností dělení těchto intervalů na jedenáct hodnot v posloupnosti 1 - 2 - 5. Kmitočtovou analýzu v reálném čase lze provádět do kmitočtu 2 kHz.

Obrazovka přístroje má úhlopříčku 280 mm a speciální elektronický ukazatel (kurzor) umožňuje zobrazení amplitudy a kmitočtu libovolného vzorku časové funkce v digitální formě v horní části obrazovky. Číslicové paměti dovolují ukládání zobrazovaných spekter, ukládání přivedeného spektra na vstup analyzátoru, porovnání uložených spekter s novými, jejich střídavé zobrazení, dále zobrazení rozdílů mezi uloženými a okamžitými, či integrovanými spektry. Analogový výstup umožňuje grafický záznam kmitočtových spekter a časových průběhů zkoumaných procesů na souřadnicovém zapisovači x,y typu 2308 firmy Brüel a Kjaer.

Souřadnicový zapisovač typ 2308 firmy Brüel a Kjaer

Zapisovač je určen pro laboratorní podmínky, má cejchované děliče a potenciometry pro nastavení citlivosti kanálů x,y a prvky pro plynulé nastavení polohy vozíku i písátka. Maximální rychlost posuvu vozíku i písátka je 1 m.s^{-1} , maximální zrychlení 100 m.s^{-2} .

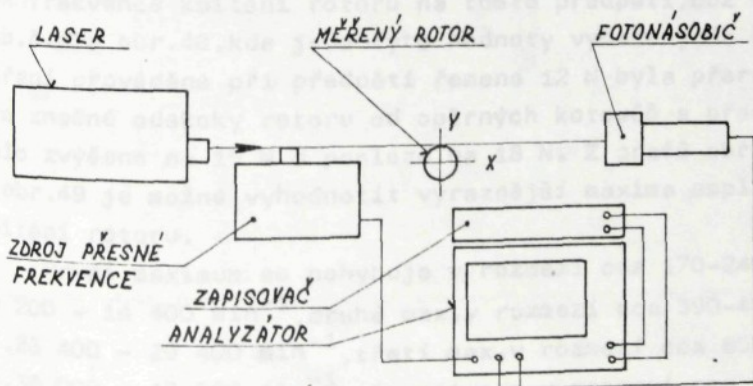
5.3.2 Výsledky měření

Jak již bylo řečeno, byla využita laserová modulační technika na bezdotykové měření amplitudy a frekvence kmitání spřádacího rotoru odvalového uložení, pro měření jedno-
směrných kmitů ve směru osy y . Pro měření kmitání rotoru v osách x a y byly použity piezoelektrické snímače. V první fázi měření bylo provedeno cejchování přístrojů a porovnání obou metod měření.

Cejchování přístrojů

Po seřízení paprsku laseru v tečném směru k dříku spřádacího rotoru, viz obr.47 a vyhledání pracovního bodu v monotónní části profilu laserového svazku pomocí galvanoměru DG 20, bylo provedeno cejchování.

Nejprve bylo zkontrolováno seřízení analyzátoru 2033 pomocí zdroje přesné frekvence 100 Hz, pak byl vyjmut spřádací rotor z odvalového uložení a do laserového svazku byl ustaven vibrátor zdroje přesné frekvence, viz obr.47. Na obrazovce analyzátoru byla zobrazena amplituda i frekvence kmitání vibrátoru snímaná laserem. Z hodnot odečtených na digitálním výstupu analyzátoru je možné stanovit měřítko zobrazeného průběhu amplitudy, frekvence je odečítána přímo. Zobrazený průběh byl zapsán na připojeném zapisovači a je obsažen v příloze této práce č.5.14.



Obr.47

Obdobným způsobem byl zapsán i průběh amplitudy a frekvence, měřený piezoelektrickými snímači. Porovnáním ocejchované stupnice analyzátoru s naměřenými hodnotami pomocí laseru a piezoelektrickými snímači, dostáváme potřebná měřítka.

Stanovení amplitud kmitání spřádacího rotoru v závislosti na jeho otáčkách - stanovení kritických otáček

Z provedených měření pomocí laseru, viz obr.48, je možné získat hodnoty amplitud kmitání rotoru při různých otáčkách, díky analyzátoru 2033 i spektra harmonických frekvencí vertikálního kmitání rotoru. Jestliže seřadíme záznamy z měření dle přílohy č.5.16 do grafu, dostáváme názorný diagram rozložení otáčkové frekvence, harmonických frekvencí i vlastní frekvence kmitání opěrných kotoučů a tělesa uložení, viz obr.49.

Z provedeného měření amplitud kmitání rotoru je možné stanovit i hodnoty kritických otáček. Během měření byly postupně zvyšovány otáčky spřádacího rotoru, na obrazovce analyzátoru byla kurzorem sledována čára otáčkové frekvence a na digitálním výstupu analyzátoru jsme odečítali přesné hodnoty amplitud a frekvencí. Hodnota nevývážky spřádacího rotoru činila 2 gmm.

Další měření amplitudy kmitání rotoru prováděná při různých předpětí řemene ukázala závislost jak amplitudy, tak frekvence kmitání rotoru na tomto předpětí, což ukazuje tab.č.10 a obr.48, kde jsou tyto hodnoty vyneseny do grafu. Měření prováděná při předpětí řemene 12 N byla přerušena pro značné odskoky rotoru od opěrných kotoučů a předpětí bylo zvýšeno na 15 N a posléze na 18 N. Z grafů obr.48 a obr.49 je možné vyhodnotit výraznější maxima amplitud kmitání rotoru.

První maximum se pohybuje v rozmezí cca 170-240 Hz, tj. 10 200 - 14 400 min⁻¹, druhé max. v rozmezí cca 390-490 Hz, tj. 23 400 - 29 400 min⁻¹, třetí max. v rozmezí cca 650-750 Hz, tj. 39 000 - 45 000 min⁻¹ a čtvrté max. v rozmezí cca 1 030-1 070 Hz, tj. 61 800 - 64 200 min⁻¹. Poslední dvě maxima nejsou již tak výrazná co se týče amplitud, jsou však

zřetelná z obr.49.

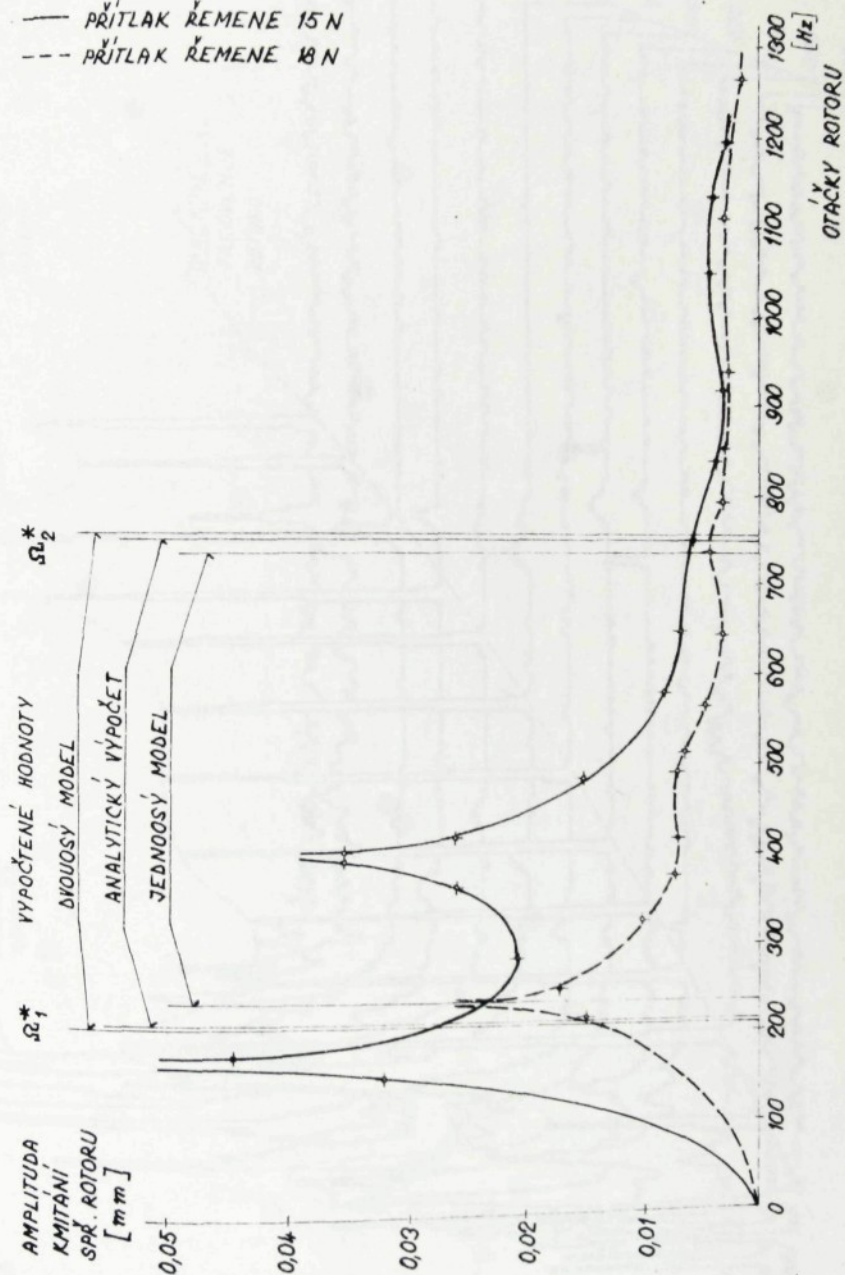
Uvedená měření se prováděla v první řadě pomocí laseru, piezoelektrické snímače se ověřovaly. Výsledky obou metod měření, získané při stejných parametrech nastavení se porovnávaly a jejich zápisy jsou uvedeny v příloze č.5.15.

Tabulka č.10

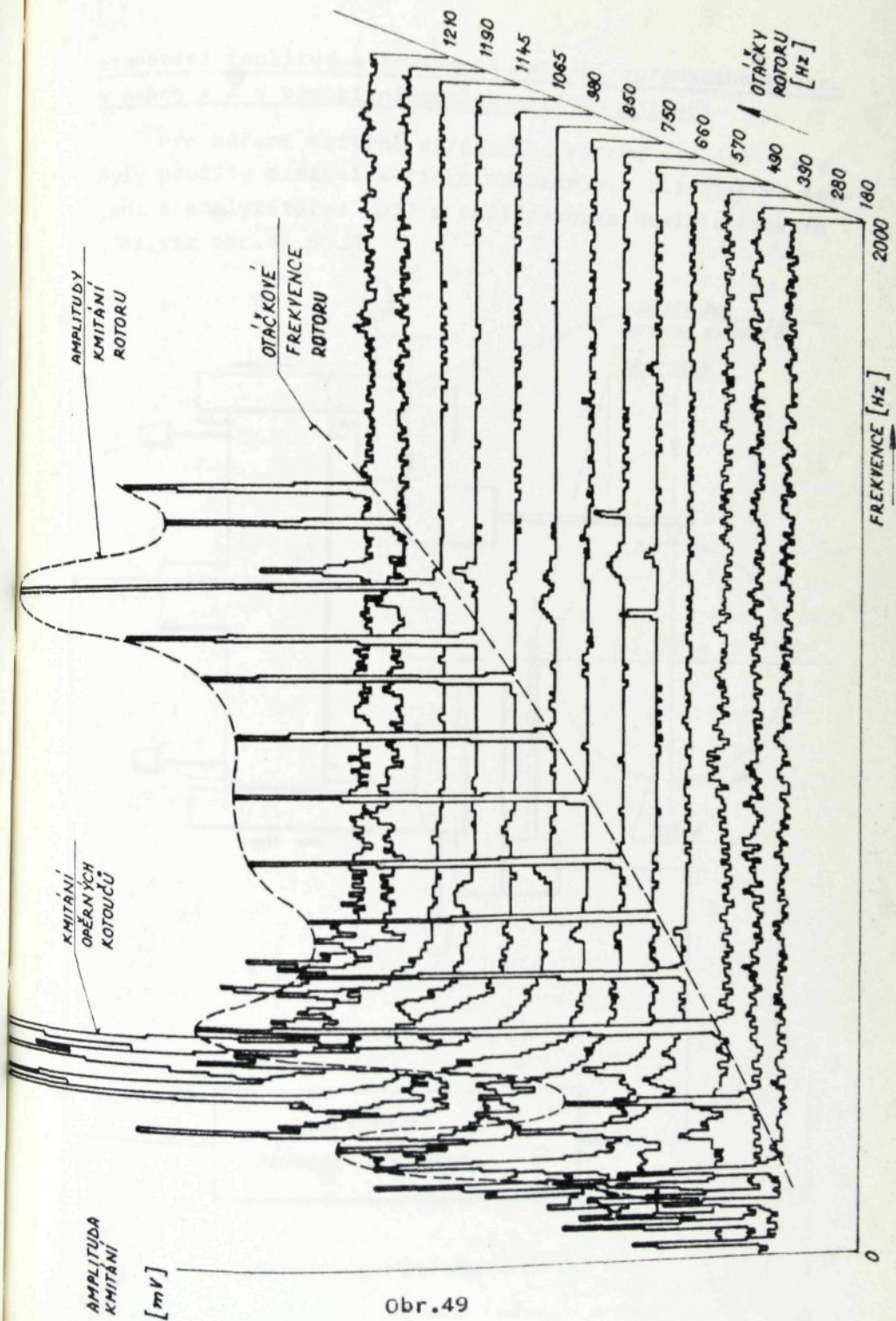
Velikost amplitudy / mm /					
Ot. roto- ru /Hz/	Přítl. řem. 12 /N/	Ot. roto- ru /Hz/	Přítl. řem. 15 /N/	Ot. roto- ru /Hz/	Přítl. řem. 18 /N/
160,5	0,8	160,5	0,032	220	0,015
220	1	181,75	0,045	255	0,017
380	0,18	281,5	0,02	330	0,01
475	0,1	371	0,026	390	0,009
570	0,07	391	0,035	430	0,007
755	0,05	407,5	0,035	490	0,007
		415	0,025	520	0,0065
		427,5	0,024	580	0,0045
		490	0,015	655	0,003
		575	0,008	735	0,004
		660	0,007	795	0,003
		755	0,0055	865	0,0028
		860	0,004	940	0,0028
		925	0,003	1 035	0,0028
		980	0,0035	1 115	0,0025
		1 065	0,004	1 280	0,0015
		1 145	0,004		

ZÁVISLOST AMPLITUDY KMITÁNÍ SPŘÁDACÍHO ROTORU NA OTÁČKÁCH

— PŘÍTLAK ŘEMENE 15 N
--- PŘÍTLAK ŘEMENE 18 N



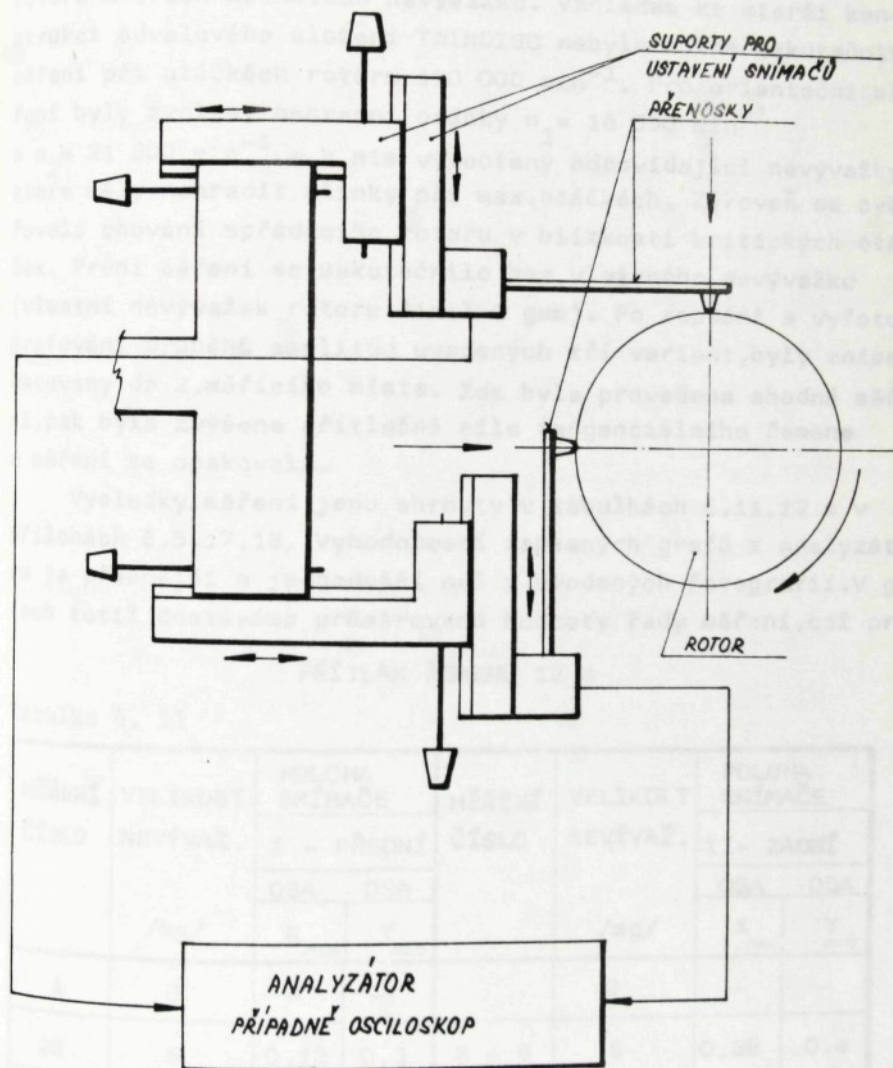
Obr. 48



Obr. 49

Stanovení amplitud a frekvencí kmitání spřádacího rotoru
v osách x a y pomocí piezoelektrických snímačů

Pro měření kmitání spřádacího rotoru v osách x a y
byly použity piezoelektrické snímače, viz lit. [51] ve spo-
jení s analyzátozem 2033 a osciloskopem Hewlett Packard
1741, viz obr. 46, 50.



Obr. 50

V první části měření byly snímače ustaveny na dřík rotoru v blízkosti spřádací komory, na 1. měřicí místo, viz obr. 46. Snímané hodnoty amplitud a frekvencí byly jednak vyhodnocovány analyzátozem a zapsány na připojeném zapisovači, jednak byly zobrazeny na paměťové obrazovce osciloskopu a vyfotografovány. Měření se prováděla při konstantních otáčkách rotoru a třech hodnotách nevývažku. Vzhledem ke starší konstrukci odvalového uložení TWINDISC nebylo možné uskutečnit měření při otáčkách rotoru $120\,000\text{ min}^{-1}$. Pro orientační měření byly zvoleny náhradní otáčky $n_1 = 16\,050\text{ min}^{-1}$ a $n_2 = 21\,600\text{ min}^{-1}$ a k nim vypočteny odpovídající nevývažky, které měly nahradit účinky při max. otáčkách. Zároveň se ověřovalo chování spřádacího rotoru v blízkosti kritických otáček. První měření se uskutečnilo bez vložení nevývažku (vlastní nevývažek rotoru činil 2 gmm). Po zapsání a vyfotografování průběhů amplitud uvedených tří variant, byly snímače ustaveny do 2. měřicího místa. Zde byla provedena shodná měření, pak byla zvýšena přitlačná síla tangenciálního řemene a měření se opakovala.

Výsledky měření jsou shrnuty v tabulkách č. 11, 12 a v přílohách č. 5, 17, 18. Vyhodnocení zapsaných grafů z analyzátoru je přesnější a jednodušší než z uvedených fotografií. V grafech totiž dostáváme průměrované hodnoty řady měření, což pro-

PŘÍTLAK ŘEMENU 12 N

Tabulka č. 11

MĚŘENÍ ČÍSLO	VELIKOST NEVÝVAŽ. /mg/	POLOHA SNÍMAČE		MĚŘENÍ ČÍSLO	VELIKOST NEVÝVAŽ. /mg/	POLOHA SNÍMAČE	
		I - PŘEDNÍ				II - ZADNÍ	
		OSA	OSA			OSA	OSA
		X mm	Y mm			X mm	Y mm
1	0	—	—		0	—	—
2E	5	0,12	0,3	8 - 9	5	0,28	0,4
3E	10	—	—	10 - 11	8	0,3	0,4
4G	11,8	ODSKOKY		12	11,8	ODSKOKY	

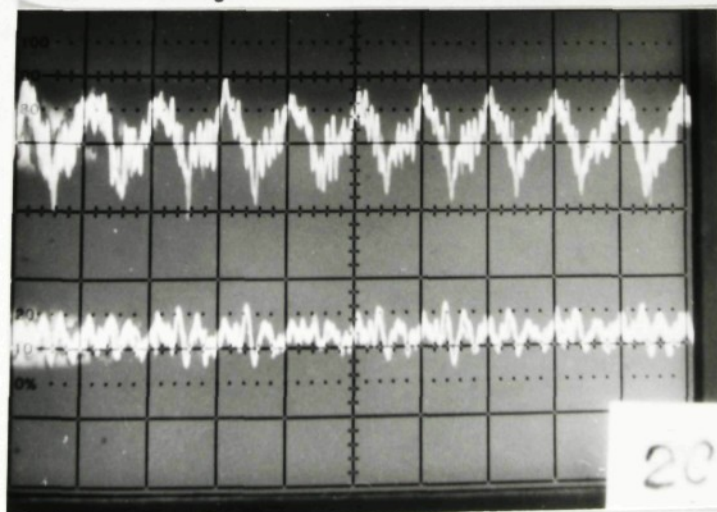
PŘÍTLAK ŘEMENU 15 N

Tabulka č.12

MĚŘENÍ ČÍSLO	VELIKOST NEVÝVAŽ. /mg/	VÝCHYLKA mm		MĚŘENÍ ČÍSLO	VELIKOST NEVÝVAŽ. /mg/	VÝCHYLKA mm	
		POLOHA SNÍMAČE				POLOHA SNÍMAČE	
		I - PŘEDNÍ				II - ZADNÍ	
		OSA X	OSA Y			OSA X	OSA Y
1C	0	0,035	0,055	1F	0	0,09	0,25
2C	5	0,1	0,13	2F	5	—	—
3C	8	0,25	0,35	3F	10	—	—
4C	11,8	ODSKOKY		4F	11,8	0,5	0,4

vadí sám analyzátor. V případě osciloskopu je fotografován jeden z průběhů kmitání rotoru, zachycený v okamžiku stisknutí tlačítka paměti osciloskopu.

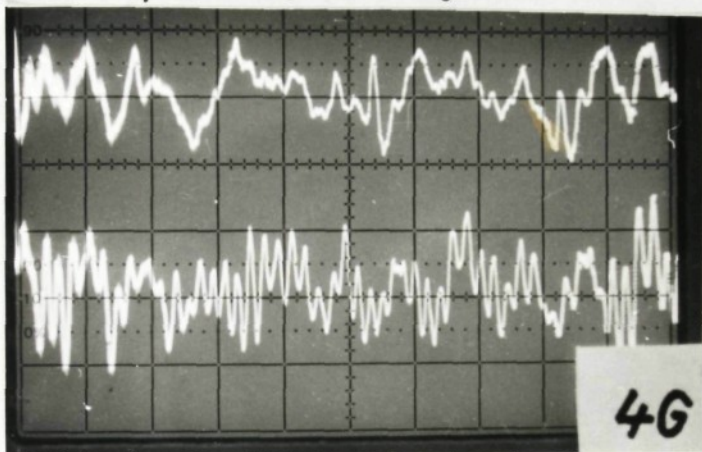
Průběh kmitání spřádacího rotoru zjištěný v prvním měřícím místě pomocí piezoelektrických snímačů při simulaci znečištění komory 5 mg s otáčkami $120\,000\text{ min}^{-1}$ a přítlačné síle řemene 15 N ukazuje obr.51. V horní části tohoto snímku je



Obr.51

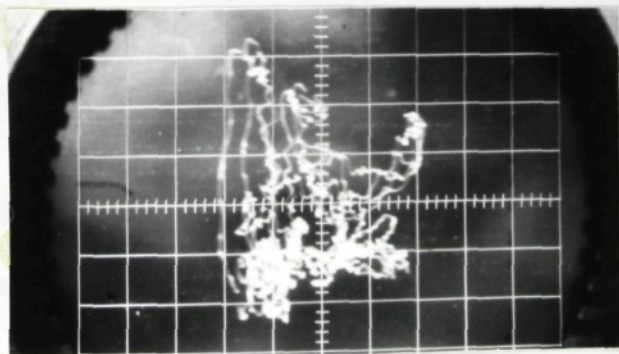
zobrazeno kmitání rotoru ve směru osy y , v dolní části kmitání ve směru osy x , oba průběhy v závislosti na čase. Tomuto obr. odpovídají zápisy z analyzátoru zařazené v příloze č. 5.17.

Při měření prováděných s nevývažky ve spřádací komoře, které odpovídaly jejímu znečištění $11,8 \text{ mg}$ (při $120\,000 \text{ min}^{-1}$), již docházelo k odskokům dráky rotoru od opěrných kotoučů, k poruše stability uložení, což ukazuje i obr. 52.



Obr. 52

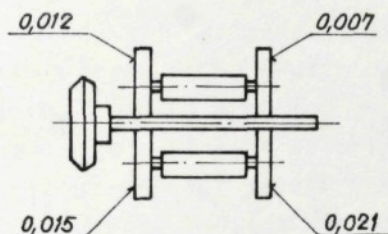
Jak již bylo uvedeno, je možné pomocí piezoelektrických snímačů sledovat amplitudy kmitání rotoru v ose x a y v závislosti na čase ve dvou stopách na stínítku osciloskopu, dále je možné přivést tyto signály na osy x a y stínítka osciloskopu, což ukazuje obr. 53.



Obr. 53

Na zkušebním stendu byly v tomto případě nastaveny hodnoty : otáčky rotoru $16\ 050\ \text{min}^{-1}$, přítlačná síla řemene $F_5 = 15\ \text{N}$, nevývažek spřádacího rotoru činil $2\ \text{gmm}$. Zvýšené kmitání rotoru ve směru osy x je zřejmě způsobeno opotřebením opěrných kotoučů a zvýšenou ložiskovou vůlí jejich uložení.

Pokud zjišťujeme tvar opěrného kotouče, jeho odchylku od kruhového tvaru, dostáváme házivost kotouče. Ovalita, kterou jsme použili v předchozích výpočtech pro vyjádření buzení kmitání rotoru, byla poloviční hodnotou házivosti. Hodnoty změřených házivostí opěrných kotoučů ověřovaného uložení jsou uvedeny na obr.54.



Obr.54

Z těchto hodnot vyplývá možnost kmitání rotoru ve směru osy x spíše v blízkosti axiálního ložiska rotoru, což potvrzují i tab.č.11 a 12.

Obdobné průběhy kmitání spřádacího rotoru jako na obr. 53 dostáváme při sledování přechodových stavů dvouosého matematického modelu na DIGIGRAFU, viz příloha č.5.19, při stejných vstupních hodnotách ve výpočtech.

Aby byl zjištěn vliv samotného rotoru na kmitání v oblasti kritických otáček, byla stanovena vlastní frekvence kmitání dřívku spřádacího rotoru. Pomocí analyzátoru kmitů 2033 jsme zapsali vlastní frekvence kmitání rotoru po jeho vybuzení, viz příloha č.5.20. Maximum vlastního kmitání rotoru se nachází nad maximem pracovní otáčkové frekvence, první výrazné maximum činí $2450\ \text{Hz}$, další hodnoty jsou uvedeny v příloze.

Pro ověření správnosti měření byla sejmuta chvění jak držáků přístrojů (laseru a fotonásobiče) i držáku měřeného odvalového uložení. Zápisy tohoto měření jsou uvedeny v pří-

loze č.5.21. Na držácích měřicích přístrojů byla zjištěna zanedbatelná chvění, rovněž chvění upínací desky neovlivnilo provedená měření.

6. SHRNUTÍ A ROZBOR ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

Využití odvalového uložení spřádacího rotoru s otáčkami $120\ 000\ \text{min}^{-1}$ v praktickém provozu s sebou přináší vysoké nároky na přípravnou etapu, na řešení konstrukce uložení, na zavedení jeho výroby a ověřování. Předpokládané zvýšení provozních parametrů potvrzují provedené výpočty na matematických modelech uvedené v této práci. Ukázaly, že vibrace rotoru nelze úplně vyloučit, je však možné je ponechat (případně eliminovat) do takové míry, aby nedocházelo k nadměrnému opotřebení jednotlivých dílců (především nákrůžků opěrných kotoučů) a zhoršení pracovního prostředí vlivem nadměrného hluku.

Z výpočtů provedených na samočinném počítači vyplynula řada poznatků, které bude možné využít při vlastních konstrukčních pracích. Výpočty amplitud kmitání rotoru s uvažováním hodnot tuhostí a tlumení materiálů použitých v provozu potvrdily klidné chování rotoru s minimálními vibracemi při vysokých otáčkách. Pouze při přechodech přes kritické otáčky docházelo ke zvýšení amplitud a v některých případech i k odskokům spřádacího rotoru od opěrných kotoučů. Vypočtené hodnoty kritických otáček se shodovaly s naměřenými, což potvrzuje i následující porovnání výsledků :

Naměřené hodnoty (s uvažováním různé přitlačné síly řemene)

1.kr.otáčky $180 - 260\ \text{Hz}$ (tj. $10\ 800 - 14\ 400\ \text{min}^{-1}$)

2.kr.otáčky $720 - 760\ \text{Hz}$ (tj. $43\ 200 - 45\ 600\ \text{min}^{-1}$)

Vypočtené hodnoty (s uvažováním různé přitlačné síly řemene, tuhostí nákrůžků a řemene)

jednoosý model

1.kr.otáčky $204 - 343\ \text{Hz}$ (tj. $12\ 240 - 20\ 618\ \text{min}^{-1}$)

2.kr.otáčky $688 - 913\ \text{Hz}$ (tj. $41\ 280 - 54\ 783\ \text{min}^{-1}$)

dvouosý model - pevná kladka

1.kr.otáčky $204 - 206\ \text{Hz}$ (tj. $12\ 240 - 12\ 360\ \text{min}^{-1}$)

2.kr.otáčky $762 - 775\ \text{Hz}$ (tj. $45\ 720 - 46\ 500\ \text{min}^{-1}$)

Vzhledem ke snahám o maximální využití tohoto uložení v provozu budou tendence, aby pracovalo při nejvyšších otáčkách,

tedy v nadkritické oblasti. Při rozběhu rotoru přecházíme oblasti kritických otáček poměrně rychle, nejsou tedy stabilita ani životnost ohroženy, větší pozornost bude nutné věnovat doběhu a ověřit vypočtené průběhy, neboť především doběhy s uvažováním ovalit nákrůžků opěrných kotoučů se prodloužily a docházelo zde k odskokům rotoru.

Oblasti stability polohy spřádacího rotoru byly zpočátku ověřovány na jednoosém matematickém modelu, s využitím přechodových stavů. Z měření na odvalovém uložení byla určena hodnota amplitud kmitání rotoru při 1. krit. otáčkách, cca 0,05 mm, která byla dále použita jako výchozí hodnota při vybudení přechodových stavů na matematickém modelu. Touto metodou bylo možné velmi přesně stanovit tendence, s jakými probíhá tlumení vybuděného kmitání, zda došlo k poruše stability soustavy nebo přešla do vynuceného kmitání. Výstupy z počítače v grafické i numerické formě poskytly potřebné informace.

Dále byly ověřeny i rozběhy rotoru v přímkovém, parabolickém a exponenciálním tvaru. Protože vypočtené frekvence i amplitudy byly srovnatelné, byly v dalších výpočtech použity lineární průběhy rozběhu a doběhu rotoru. Výpočty rozběhů rovněž umožní modelování procesu zapřádání na bezvřetenových doprředacích strojích.

Při ověřování maximální hodnoty znečištění spřádací komory bude nutné vycházet z provedených výpočtů rozběhů a doběhů rotoru v lineárním tvaru, s uvažováním vyšších tuhostí. Vypočtené průběhy se totiž téměř shodují ve frekvencích i amplitudách kritických otáček s výpočty provedenými v nelineárním tvaru. Použitím principu superposice můžeme dostat velikosti amplitud pro jednotlivé hodnoty nevývažku. Výpočty provedené v kapitole 5.2.3 ukazují stabilní chování rotoru při provozních otáčkách a rostoucím nevývažku.

V případě jednoosého modelu se shodovaly oblasti vypočtených a naměřených kritických otáček poměrně přesně, jak ukazuje i obr. 48. Při uvažování vyšších hodnot tuhostí nákrůžků a řemene a s rostoucí přitlačnou silou se posouvají 1. a 2. kritické otáčky výše. Rovněž u nelineárního tvaru dif. rovnic

a při uvažování ovalit nákrůžků dostáváme vyšší hodnoty kritických otáček, jejichž hodnoty se navíc liší při rozběhu a doběhu rotoru, při doběhu narůstají i amplitudy kmitání a v případě ovalit se prodlužují i oblasti zvýšených amplitud při přechodu přes kritické otáčky. U matematického modelu zvýšení přitlačné síly tangenciálního řemene nesnižuje amplitudu kmitů tak výrazně jako v případě měření na odvalovém uložení. Hodnoty maximálních změřených amplitud 1.krit. otáček dosahovaly cca 0,05 - 0,07 mm při $F_5 = 15 \text{ N}$ a cca 0,035 mm při $F_5 = 18 \text{ N}$, viz obr.48. Vypočtené hodnoty $y_4 = 0,084 \text{ mm}$ při $F_5 = 15 \text{ N}$, $y_4 = 0,082 \text{ mm}$ při $F_5 = 18 \text{ N}$.

Z výpočtů provedených na jednoosém matematickém modelu dále vyplývá :

- rostoucí tuhost nákrůžků způsobuje růst amplitudy kmitů rotoru, což potvrzuje i praxe
- v případě ovalit nákrůžků dostáváme výrazné maximum amplitud kmitání rotoru v oblasti 2.krit.otáček, což je v rozporu se skutečností (ve výpočtech však byly použity horní hraniční hodnoty ovality)
- výpočty provedené v lineárním tvaru s uvažováním vyšších hodnot tuhostí nákrůžků se poměrně přesně shodovaly s výpočty diferenciálních rovnic provedenými v nelineárním tvaru v poloze 1.krit.otáček, a to jak v oblasti frekvencí, tak amplitud kmitání hmoty m_4 , pouze 2.krit.otáčky byly položeny výše u nelin.tvaru

U dvouosého matematického modelu byly provedeny výpočty v lineárním tvaru diferenciálních rovnic a zavedeny ovality opěrných kotoučů. I v tomto případě se shodovaly oblasti kritických otáček poměrně přesně s naměřenými, viz obr.48. Rovněž vyšší hodnoty tuhostí nákrůžků a přitlačné síly posouvaly kritické otáčky výše. V případě uvažování ovalit docházelo také při doběhu k nárůstu amplitud kmitání rotoru, k posuvu krit.otáček k nižším hodnotám a značnému rozšíření pásma.

U tohoto modelu byla ověřována jednak pružná přitlačná kladka působící v první variantě silou 15 N, ve druhé a třetí

ti variantě 5 N. Dále byla uvažována tuhá přitlačná kladka, kde bylo její působení určeno graficky, rozkladem sil v řemeně (rovněž 5 N).

Pružně uložená kladka může ovlivňovat systém svým vlastním kmitáním a může při určitých otáčkách a naladění tohoto systému způsobit nadměrné kmitání rotoru, což se projevilo v kap. 5.2.6 u variant 2. a 3.

Naproti tomu pevně uložená přitlačná kladka zvyšuje opásání dřívku rotoru a zabezpečuje tedy lepší pohon rotoru. Řemen sám v tomto případě tlumí kmitání hmoty m_4 . Uvažování pevné přitlačné kladky se přiblížilo nejvíce měřením na odvalovém uložení, jak v oblasti kritických otáček, tak amplitud.

U 1. krit. otáček byla amplituda 0,0068 mm, s uvažováním ovalit nákrůžků 0,072 mm a u 2. krit. otáček dochází v tomto případě ke vzrůstu na 0,22 mm. Přitlačné síly byly v tomto případě uvažovány poměrně malé a ovality nákrůžků velké (házivost 0,02 mm).

Měření provedená na odvalovém uložení spřádacího rotoru ověřila počáteční úvahy o stavbě matematických modelů a byla východiskem při konfrontaci teorie a skutečnosti. Během prováděných měření byly dále prověřeny metody, které budou využívány při ověřování kmitání rotorů spřádacích jednotek ve zkušebně VVZ. Piezoelektrická metoda navíc poskytuje možnost měřit jednoduchým způsobem kmitání rotoru ve dvou na sebe kolmých směrech.

V případě měření amplitud kmitání rotoru v závislosti na otáčkách s výsledky uvedenými na obr. 48, dostáváme vždy dvě po sobě jdoucí maxima amplitud, a to pro přitlak řemene 15 N při frekvencích 200 Hz a 400 Hz, pro přitlak řemene 18 N při frekvencích 240 Hz a 480 Hz. V těchto případech se zřejmě jedná o harmonické frekvence, které jsou násobky 1. kritických otáček rotoru.

Konstrukce odvalového uložení

Z úvodní kapitoly této práce vyplynulo odvalové uložení jako nejvhodnější způsob zajištění vysokých otáček spřádacích rotorů. Proto by měla všechna následující shrnutí

směřovat k jednomu cíli, k zajištění jeho kvalitní konstrukce. Vyvíjené uložení by mělo splňovat tyto požadavky :

1. Rozsah otáček spřádacích rotorů 30 000 - 120 000 min⁻¹
2. Životnost ložisek opěrných kotoučů nejméně 5 let
3. Malá spotřeba energie
4. Minimální údržba
5. Hlučnost menší než 85 dBA
6. Použití různých průměrů spřádacích rotorů dle požadavků technologie předení
7. Lehká výměna rotorů
8. Synchronní běh rotorů ve stroji, počet až 240 spřádacích míst
9. Tolerance počtu otáček spřádacích rotorů nemá překročit $\pm 2\%$
10. Dobrá obsluhovost zařízení
11. Délka rozběhu a doběhu spřádacího rotoru cca 5 s
12. Zajistit stabilní chod spřádacího rotoru v celém rozsahu provozu stroje

Jak již bylo řečeno, pro zaručení stabilního chodu odvalového uložení je nutné zajistit jak radiální, tak axiální polohu spřádacího rotoru. Stabilita rotoru je v tomto případě ovlivněna vlastní konstrukcí odvalového uložení, přítlačnou silou řemene a velikostí nevývažku ve spřádací komoře.

V další části této kapitoly jsou řešeny otázky konstrukce odvalového uložení z hlediska stability rotoru, kde můžeme vycházet z provedených výpočtů v otázkách geometrického uspořádání, přesnosti výroby (ovality rotoru a opěrných kotoučů) i použitých materiálů, dále z výpočtů statických, kinematických a dynamických poměrů odvalového uložení uvedených v této práci. Nejdůležitější otázkou týkající se konstrukce odvalového uložení je provedení opěrných kotoučů, požadavky na jejich konstrukci se budeme zabývat nyní.

Opěrné kotouče

a) Ustavení podpor rotoru může být provedeno buď vedle sebe A nebo přesazeny - B, viz lit. [56].

V případě A leží rotor hlouběji v klínu tvořeném podpory, jeho poloha je stabilnější s menší možností kmitání rotoru v horizontálním směru, příkon na jeho pohon bude zřejmě větší.

V případě B leží rotor výše na oporách a nároky na příkon budou pravděpodobně sníženy. Průměry podpor však budou větší a vzniká otázka nutnosti brzdění těchto kotoučů při zastavení rotoru, aby nedocházelo k poškození jejich potahu prokluzu. Rovněž kmitání hřídele rotoru v horizontálním směru je podstatně větší než v případě A.

Abychom mohli ověřit výše uvedené skutečnosti při otáčkách do $120\,000\text{ min}^{-1}$, především závislost příkonu na poloze rotoru v klínu opěrných kotoučů, bude nutné navrhnout a vyrobít odvalové uložení, kde bude možné měnit jak vertikální polohu rotoru, tak průměry opěrných kotoučů.

b) Průměr opěrných kotoučů byl zvolen $D = 70\text{ mm}$ (tato hodnota byla použita ve výpočtech i provedených měřeních).

c) Ovalita opěrných kotoučů bude ovlivňovat velikost kmitání rotoru ve vertikálním i horizontálním směru. Měření ovality opěrných kotoučů ověřovaného odvalového uložení TWINDISC nám poskytlo hodnoty uvedené na obr.54. V našem případě neznáme počet provozních hodin tohoto uložení a stupeň jeho opotřebení. Doporučené hodnoty ovality, které uvádí lit. [56] jsou podstatně nižší $5 - 8\text{ }\mu\text{m}$.

d) Kvalita povrchu nákrůžků opěrných kotoučů je zaručena broušením, případně soustružením na hodnotu $R_a = 0,4$.

e) Materiál opěrných kotoučů musí splňovat řadu požadavků: dobrou obrobitelnost, koeficient tření $f = 0,4 - 0,6$, odolnost vůči opotřebení, rozměrovou stálost při změně teploty (velikost teplotní roztažnosti není v tomto případě rozhodující, záleží spíše na zaručení shodné roztažnosti nákrůžku ve všech směrech, aby nedocházelo ke zvětšení ovality opěrného kotouče).

při volbě materiálu opěrných kotoučů můžeme vycházet z poznatků z ověřování uložení krutného vřetene tvarovacího stroje TK 600, kde byla na nákržky nejprve použita polyuretanová pryž. Vývojové práce však byly přerušeny, neboť docházelo k velkým změnám rozměrů s růstem teploty, rovněž opracování povrchu nákržků bylo obtížné. Další vývoj byl zaměřen na opěrné kotouče s kovovým jádrem a funkční vrstvou z epoxydové pryskyřice. Přednostmi této potahové vrstvy byla dobrá obrobitelnost (na požadovaný rozměr a kvalitu povrchu), dobrá adheze pryskyřice ke kovu (nutno provést úpravu povrchu kovu zdrsněním), modul pružnosti a vnitřní tlumení nejsou prakticky závislé na teplotě (do 100°C), dobrá odolnost vůči opotřebení, koeficient tření je sice menší než u polyuretanové pryže (příliš se nemění s obvodovou rychlostí ani s teplotou). Kovová vnitřní část snižuje teplotní roztažnost a dovolí lepší fixaci kotoučů na hřídeli nalisováním. Vyšší modul pružnosti a nižší vnitřní tlumení oproti polyuretanové pryži snižuje sklon k samoohřevu funkční vrstvy při otáčení rotoru. Pokud však bude axiální poloha rotoru zajištěna pomocí permanentního magnetu, může docházet vlivem působícího magnetického pole k indukčnímu ohřevu kovového jádra kotoučů.

Aby se zabránilo tomuto ohřevu je nutné vyrábět také tato jádra z plastu, nejlépe z termosetické hmoty.

Je však otázkou, do jaké míry bude epoxydová pryskyřice splňovat podmínky kladené výpočty na matematických modelech co do pružnosti a tlumení potahu. Tyto hodnoty bude nutné ověřit měřením na vyrobených vzorcích a stanovit výpočtem hodnoty kritických otáček a velikostí amplitud při modelovaném chodu rotoru. V provedených výpočtech byly dosud uvažovány tyto hodnoty :

- tuhost opěrných kotoučů $c_2 = 200\ 000 - 400\ 000\ \text{N/m}$
- tlumení opěrných kotoučů $k_2 = 3,2 - 6,7\ \text{kg/s}$
- ve druhé variantě výpočtů byly prověřeny nelineární tuhosti opěrných kotoučů

Spřádací rotor

Spřádací rotor je složen ze dvou částí, ze spřádací komory a dříku rotoru, které jsou spojeny nalisováním. Aby byl zaručen klidný chod spřádacího rotoru, je nutné zabezpečit jeho vyvážení. Otázkou je však velikost předepsaného nevývažku, neboť během předení dochází k rozvážení rotoru usazováním nečistot a prachu ve spřádací komoře. V případě ověřovaného rotoru s průměrem 43 mm byla hodnota nevývažku $N = 2 \text{ gmm}$. Rovněž hodnota vlastní frekvence kmitání rotoru má vliv na jeho klidný chod a musí proto ležet mimo pracovní oblast stroje.

- a) Spřádací komora má podle potřeb technologie předení více tvarů sběrného povrchu a v závislosti na provozních otáčkách stroje také jeho různé průměry. S rostoucími otáčkami spřádacího rotoru se totiž zmenšuje průměr sběrného povrchu s ohledem na omezující vliv osové síly v přízi, viz lit. [1]. Materiál použitý na výrobu spřádací komory musí být volen s ohledem na značné mechanické namáhání stěny komory při vysokých otáčkách rotoru, jak odstředivými silami, tak oděrem vláken při předení. Rovněž hmotnost spřádací komory bude důležitá, neboť bude ovlivňovat velikost hmotného momentu setrvačnosti a tím délku rozběhu rotoru, velikost prokluzů a opotřebení opěrných kotoučů. Zatím byly pro výrobu komory použity slitiny hliníku s povrchovou úpravou sběrného povrchu, v případě skládaných rotorů v kombinaci s ocelí.
- b) Dřík spřádacího rotoru se vyrábí z kvalitní oceli, v našem případě o průměru $d = 9 \text{ mm}$. Doporučená hodnota opracování jeho povrchu činí $Ra = 0,1 - 0,4$. Podle lit. [56], která udává závislost horizontálního a vertikálního kmitání rotoru na jeho ovalitě, by házivost dříku rotoru neměla překročit $0,01 \text{ mm}$. Skutečné naměřené hodnoty na dříku ověřovaného rotoru byly menší než $0,001 \text{ mm}$.

Ložiska opěrných kotoučů

Pro osazení opěrných kotoučů mohou být použita ložiska typu PLC 73-1 s maximálními otáčkami $40\,000\text{ min}^{-1}$, dynamickou únosností $2\,270\text{ N}$, tedy s dostatečnou rezervou pro náš případ. Způsoby jejich uchycení v nosném bloku odvalového uložení však ovlivňují amplitudu svislého kmitání spřádacího rotoru, viz lit. [56].

Uchycení ložiska ve výlisku z plechu, tedy s malou tuhostí, dovolí poměrně značné amplitudy vibrací rotoru. V případě, že je ložisko uloženo v tuhém rámu, nejlépe odlitku, jsou amplitudy kmitání podstatně menší a maxima dosahují třetinové hodnoty předchozího řešení.

Řemen pohonu spřádacích rotorů

Pro pohon odvalového uložení je použit tangenciální nekonečný řemen. S rostoucími otáčkami spřádacích rotorů stoupá i rychlost řemene a zvyšuje se hluk způsobený řemenem, zvláště vlivem zesílení ve spoji (v místě jeho sbroušení a slepení). Otázkou kvalitních spojů pro vysoké rychlosti řemenu (pro otáčky rotorů nad $80\,000\text{ min}^{-1}$) se zabývají výrobci řemenů - firmy Habasit a Siegling, které se snaží vyrobit spoj bez změny tloušťky řemene. Ten nepřinese jen snížení hlučnosti, ale také snížení namáhání ložiska rotoru od vibrací a rázů. Nové typy řemenů budou předány ke zkouškám během roku 1985.

7. ZÁVĚR

V úvodu kandidátské práce jsou citovány dva výňatky z dokumentu "Hlavní směry hospodářského a sociálního rozvoje v ČSSR na léta 1981-85". Citace se zabývají vývojem strojírenství obecně a zejména vývojem bezvřetenových dopřádacích strojů v otázce zvýšené odtahové rychlosti. V citaci je vysloven i požadavek na zkrácení cyklu výzkum, vývoj, výroba, užití v průmyslové praxi. Předložená kandidátská práce je jednak příspěvkem pro rozhodovací proces o druhu použitého uložení na bezvřetenových dopřádacích strojích, v případě volby odvalového uložení by měla pomoci jeho rychlejšímu zavedení do výrobního procesu.

V úvodní kapitole této práce byl proveden přehled současného stavu vývoje uložení spřádacích rotorů ve světě. Z tohoto přehledu, z patentové rešerše lit. [46], z porovnání vývoje uložení spřádacích rotorů na strojích vystavovaných na jednotlivých výstavách ITMA lit. [50] a z typů uložení použitých na současně vyráběných strojích konkurenčních firem vyplynulo jako nejzajímavější řešení - odvalové uložení spřádacího rotoru.

Cílem disertační práce bylo prověření možnosti použití odvalového uložení pro zvýšené parametry, pro otáčky spřádacího rotoru do $120\ 000\ \text{min}^{-1}$. Toto uložení rotoru na opěrných kotoučích je totiž výhodné svou konstrukcí, neboť při vysokých otáčkách rotoru ($120\ 000\ \text{min}^{-1}$) mají ložiska opěrných kotoučů snížené otáčky v poměru průměrů hřídele rotoru a opěrných kotoučů ($15\ 000\ \text{min}^{-1}$). Výhodou je rovněž snadná výměna jednoduchého spřádacího rotoru při změně zpracovávaného materiálu a otáček rotoru i snadná údržba uložení.

Z důvodů ekonomických i časových byly pro posouzení stability polohy rotoru sestaveny matematické modely, popisující provozní stavy rotoru (rozběhy i doběhy, vlastní chod spřádacího rotoru při různých nastavených parametrech, vliv zanášení spřádací komory). Pro modelování uvedených stavů byly sestaveny diferenciální rovnice a programy pro numerické řešení na samočinném počítači. Výpočty dovolí pro-

věřit stabilitu rotoru i při různých variantách konstrukčního řešení odvalového uložení, co se týče rozměrů, přesnosti výroby (ovality rotoru a opěrných kotoučů), tuhosti a tlumění v lineárním i nelineárním tvaru. Rovněž velikost nevývažku ve spřádací komoře a velikost přitlačné síly řemene ovlivňují stabilitu polohy rotoru a byly ověřovány. Pro snadné vyhodnocení výsledků výpočtů byly provedeny výstupy počítače v numerické i grafické formě, případně na kreslicím stole DIGIGRAFU.

V uvedených výpočtech byly sledovány velikosti frekvencí i amplitud kmitání spřádacího rotoru, byla posuzována stabilita spřádacího rotoru při přechodu přes kritické otáčky. Stabilitu polohy spřádacího rotoru je nutné zajistit v radiálním i axiálním směru, neboť na ní závisí nejen kvalitní a kontinuální výroba příze, ale také životnost opěrných kotoučů a ložisek uložení.

Ověření teoretických výsledků bylo provedeno měřením kmitání rotoru v rovině kolmé na jeho osu a sice pomocí laseru a metodou piezoelektrickou (ve dvou na sebe kolmých směrech). Metoda piezoelektrická je podstatně jednodušší a operativnější než měření laserem a proto bude dále využívána ve zkušebně VVZ. Výhodou je rovněž použití vlastní aparatury analyzátoru a zapisovače firmy Brüel a Kjaer pro snímání signálů. K provedení důkladnějších měření chybělo vhodné odvalového uložení spřádacího rotoru (měřilo se na prvním typu uložení - TWINDISC firmy Süssen) a tak výsledky měření s otáčkami nad $80\ 000\ \text{min}^{-1}$ jsou spíše orientační.

V poslední části této práce jsou získané výsledky teoretických výpočtů a provedených měření aplikovány při konstrukci odvalového uložení. Výsledky jsou podkladem co se týče volby rozměrů a použitých materiálů, oblastí kritických otáček, velikosti předpětí řemenu a přípustného nevývažku ve spřádací komoře. Zatím nevyřešeným problémem zůstává potah opěrných kotoučů.

Provedené výpočty na samočinném počítači a měření na odvalovém uložení se poměrně shodují jak v oblasti kri-

tických otáček i amplitud kmitání rotoru. Stanovené hodnoty kritických otáček ukazují, že spřádací rotory pracují v nadkritické oblasti a vlastní frekvence spřádacího rotoru leží nad provozními otáčkami. Z měření dále vyplynul stabilizující vliv pohonového řemene na kmitání rotoru, kde určité zvýšení přitlaku snižuje amplitudu kmitů rotoru, posouvá však jeho kritické frekvence k vyšším hodnotám.

Další vývojové práce, týkající se odvalového uložení spřádacího rotoru, by se měly zaměřit na tyto úkoly :

1. Zajištění vhodného materiálu nákrůžků opěrných kotoučů s ohledem na dříve uvedené požadavky
2. Ověření stability rotoru s uvažováním nových materiálů nákrůžků
3. Zjištění příkonů odvalového uložení bez a s přesazením opěrných kotoučů
4. Dále bude nutné porovnat odvalové uložení s uložením vzduchovým (aerostatickým uložením EJP, vyvíjeným v současné době ve VÚB Ústí nad Orlicí na modelu stroje BDA 2 s otáčkami do $100\ 000\ \text{min}^{-1}$) a s EJP s "přímým" uložením (vyvíjeným ve VÚVL Brno s otáčkami rovněž do $100\ 000\ \text{min}^{-1}$) v otázkách jejich začlenění do konstrukce stroje, obluhovosti, životnosti, příkonů, hluku atd.

Výsledky provedených výpočtů a závěry z měření, které jsou uvedeny v této disertační práci, bude možné použít pro další vývoj odvalového uložení, zejména pro modelování provozu spřádacího rotoru a zjištění jeho chování při zvýšených parametrech. Požadované zvýšení otáček spřádacích rotorů na $120\ 000\ \text{min}^{-1}$ je podstatným přínosem pro národní hospodářství jak v otázce produkce stroje, tak v otázce zvýšení produktivity práce.

8. UPLATNĚNÍ VÝSLEDKŮ V PRAXI

Jedním z přínosů kandidátské práce pro praxi je shrnutí současného stavu techniky v oblasti uložení spřádacích rotorů a naznačení dalších směrů vývoje. Sestavení matematických modelů pro předběžné ověření chování odvalového uložení spřádacího rotoru do otáček $120\,000\text{ min}^{-1}$ se ukázalo jako výhodné, zejména pro stanovení oblastí kritických otáček a amplitud kmitání rotoru, pro ověření rozběhů a doběhů rotoru, pro zjištění maximální velikosti zanešení spřádací komory, s určením maximální budicí síly s ohledem na stabilitu polohy spřádacího rotoru. Výsledky tohoto matematického zpracování spolu s výsledky provedených měření podstatně zjednoduší rozhodovací proces, který se týká použití odvalového uložení.

Rovněž z ekonomického hlediska jsou matematické modely výhodné, neboť je podstatně levnější modelování výše uvedených stavů odvalového uložení na samočinném počítači, než výroba a ověřování různých variant provedení tohoto uložení ve skutečnosti.

Matematické modelování odvalového uložení přineslo řadu poznatků o chování pružně uložených rotorů, pracujících při poměrně vysokých otáčkách. Jednalo se o ověřování jednoosého modelu, kde byly simulovány rozběhy a zanášení spřádací komory, případně zavedeny nelineární tuhosti opor a řemene a ovalita opěrných kotoučů. U dvouosého modelu byly sledovány především přechodové stavy, na kreslicím stole ve spojení se samočinným počítačem rozběhy a doběhy rotoru, s uvažováním lineárního tvaru s konstantní tuhostí opor a řemene. Výše uvedené metody modelování sledují stabilitu odvalového uložení v provozu stroje, s uvažováním variant konstrukčního řešení odvalového uložení, týkající se rozměrů i použitých materiálů jednotlivých dílců.

Také měření prováděná na odvalovém uložení byla přínosem, neboť jsme pomocí laseru testovali jednodušší způsob měření vibrací rotoru - metodu piezoelektrickou. Zařízení pro tato měření, piezoelektrické snímače, jsou předmětem

podané patentové přihlášky a uvedenou metodou je možné zjišťovat jak ovalitu hřidelů, tak jejich kmitání ve dvou na sebe kolmých osách. V porovnání s optickým měřením pomocí laseru vychází piezoelektrická metoda méně náročná na vybavení a operativnější.

Jedním z hlavních přínosů pro praxi je využití analyzátoru 2033 při měřeních prováděných laserem a piezoelektrickými snímači. Během měření byly prověřeny funkce analyzátoru ve spojení se zapisovačem při stanovení amplitud a frekvencí kmitání sledovaných hmot.

Pro výše uvedená měření bylo navrženo a vyrobeno zkušební zařízení, které slouží pro měření vibrací, hlučnosti a příkonů spřádacích jednotek, dále je možné na něm ověřovat z těchto hledisek i ostatní rotující součásti a celky. Výhodou zkušebního stendu je možnost plynulé změny otáček pohonu, který zajišťují tyristorové regulátory a regulační motory. Zařízení bude dále sloužit zkušebně a jednotlivým konstrukčním oddělením výzkumnů vývojové základny, počítá se rovněž s jeho využitím při řešení diplomových prací vysokých škol, zejména katedry textilních strojů VŠST v Liberci, se kterou již řadu let spolupracujeme.

Provedené předběžné rozbory statických, kinematických a dynamických poměrů odvalového uložení budou podkladem pro vlastní konstrukci odvalového uložení co se týče rozměrů, přesnosti výroby i použitých materiálů.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- /1/ V.Rohlena Bezvřetenové předení
SNTL, Praha 1974
- /2/ K.Wiedemann Lagerungsprobleme an OE Spinnagregaten.
Textil-praxis 1974, č.4, str.579-582
- /3/ C.Brandis Entwicklungstendenzen ausgewählter
Textilmaschinen der 80 er Jahre.
Melliand Textilberichte 1974, č.12,
str.995-1 000
- /4/ C.Brandis Rotorspinnen mit Über 60 000 Umdrehungen pro Minute, Melliand Textilberichte, 1975, č.5, str.345-347
- /5/ N.Dostál ITMA 1975 - Miláno
- /6/ S.Kroulík ITMA 1979 - Hannover
- /7/ kolektiv Špičkové textilní stroje - ITMA 1979.
Sborník z konference ČSVTS, Elitex
Liberec
- /8/ L.Bureš Vývojové tendence strojů OE.
Konference o teorii strojů a mechanismů, VŠST Liberec 1980
- /9/ J.Kožešník Kmitání mechanických soustav.
Academia, Praha 1979
- /10/ J.Korytysskij Kolebanija v textilnych mašinach.
Mašinostrojenie, Moskva 1973
- /11/ J.G.Panovko Uvedenie v teoriiu mehaničeskich kolebanij.
Nauka, Moskva 1971
- /12/ W.Wrigley Teoria, projektirovanie a ispitanie gyroskopov. Mir, Moskva 1972
- /13/ C.Höschl Nauka o kmitání.
Skripta VŠST Liberec
- /14/ I.Szabó Mechanika tuhých těles a kapalin.
SNTL, Praha 1970
- /15/ R.Gasch Dynamika rotorů.
SNTL, Praha 1980

- /16/ J.Lyszczek Badania własności łożyskowań komórek przedzających pneumatycznych przedzających bezwzrżcionowych. Przegląd włókien 1980 č.8. str.447-450
- /17/ A.Tondl K analýze rezonančních kmitů nelineárních systémů se dvěma stupni volnosti. Rozprawy Čs.akademie věd 1964/ sešit 8
- /18/ A.Tondl O rezonančních kmitech jednohmotových nelineárních systémů se dvěma stupni volnosti, Rozprawy Čs.akademie věd 1967/sešit 4
- /19/ J.Kožešník
A.Tondl Periodický stav v systému o stálých parametrech. Některé otázky kmitání a stability odpružených rotorů. Rozprawy Čs.akademie věd 1955/ sešit 5
- /20/ A.Tondl Experimental investigation of self-excited vibrations of rotors due to the action of lubricating oil film in journal bearings. Monographs and memoranda No 1, Praha 1961
- /21/ A.Tondl Domains of attraction for non-linear systems. Monographs and memoranda No 8, VÚSS Běchovice 1970
- /22/ A.Tondl Some problems of self - excited vibration of rotors. Monographs and memoranda No 17, VÚSS Běchovice 1974
- /23/ A.Tondl On the interaction between self-excited and forced vibrations. Monographs and memoranda No 20, VÚSS Běchovice 1976

- /24/ A.Tondl Resonance vibrations of non-linear systems excited by a periodic non-harmonic force. Monographs and memoranda No 13, VÚSS Běchovice 1972
- /25/ A.Tondl Vibration of rigid rotors with vertical shafts mounted in aerostatic bearings. Monographs and memoranda No 14, VÚSS Běchovice 1973
- /26/ A.Tondl Analysis of stability of steady-locally stable solutions for not fully determined disturbances. Monographs and memoranda No 15, VÚSS Běchovice 1973
- /27/ A.Tondl Tlumení samobuzených kmitů. Academia Praha 1980
- /28/ B.Koloušek Úvod do harmonického kmitání
- /29/ J.Hořejší Kmitání s jedním stupněm volnosti. Praha 1954 - SNTL
- /30/ J.Nagy Stabilita řešení obyčejných diferenciálních rovnic. Praha 1980 - SNTL
- /31/ M.Nekvinda Úvod do numerické matematiky. a kol. Skripta VŠST Liberec 1971
- /32/ M.Nekvinda Praktikum z numerické matematiky. a kol. Skripta VŠST Liberec 1973
- /33/ J.Charvát Vybrané statě z mechaniky. V.Křivohlávek Skripta SVÚT Liberec
- /34/ J.Šrejtr Technická mechanika I,II,III. SNTL, Praha 1958
- /35/ J.Vogel Programování v jazyce fortran. SNTL Praha 1976
- /36/ M.Olehla Použití fortranu v praxi. J.Tišer Skripta VŠST Liberec 1972
- /37/ M.Navrátil Měření mechanického kmitání - úvod do teorie snímačů. Praha 1981 - SNTL

- /38/ J.Plander
J.Tomáš Dynamické vlastnosti viskoelastických materiálů a jejich měření. Slovenská akademie věd, Bratislava 1964
- /39/ F.Hoff Optické záznamové prostředí s exponenciální převodovou charakteristikou. Studie ČSAV 1980/sešit 16
- /40/ W.E.Kock Lasers and holography. Mir, Moskva 1971
- /41/ M.Francon Holographie. Mir, Moskva 1972
- /42/ M.Miler Holografie. Praha 1974 - SNTL
- /43/ L.Sodomka
M.Govindaraj Využití laserů k určování kmitů v textilních zařízeních. Strojírenství 1983,č.8,str.457-463
- /44/ Kolektiv Měření výkonů, chvění a hluku odvalového uložení spřádacího rotoru firmy Süssen. Zpráva VÚB Ústí n.O.
- /45/ Prospektová dokumentace našich a zahraničních bezvřetenových dopřádacích strojů
- /46/ Patentové spisy dle řešerše VÚB Ústí nad Orlicí, týkající se odvalového uložení spřádacích rotorů
- /47/ M.Govindaraj Vzduchové ložisko rotoru spřádací jednotky stroje BD. Kandidátská disertační práce, VŠST Liberec 1982
- /48/ Wehde Pohon OE strojů, hluk a spotřeba energie. Melliand Textilberichte 1978, č.9, str.705-709
- /49/ V.Hosnédl Provozní vlastnosti krutného ústrojí pro tvarování umělých vláken. VÚVL Brno 1976
- /50/ J.Hanzl Písemná práce kandidátského minima. Ústí n.O. 1982
- /51/ Sodomka, Hanzl, Zařízení pro měření krouživého nebo /a ohybového kmitání hřídele, Pávek PV 06212-84

- /52/ Timošenko S. Kmitání ve strojnictví
SNTL, Praha 1960
- /53/ Thomson Vibration theory and applications
Anglie 1976
- /54/ Beards Structural vibration analysis
Anglie 1983
- /55/ Hanzl J. Příspěvek k řešení matematického
modelu odvalového uložení spřáda-
cího rotoru.
Interní zpráva 1983
- /56/ Schumann Konstruieren für eine neue Techno-
logie gezeigt am Beispiel der OE
Garnerzeugung.
Chemiefasern/textilindustrie,
Sept.1981

PŘÍLOHY

Seznam uvedených příloh

- 5.1 Výpis programu výpočtu kmitání jednoosého dvoumotového matematického modelu
- 5.2 Výpis programu výpočtu kmitání dvouosého třímotového matematického modelu
- 5.3 Vyhodnocení přechodových stavů jednoosého matematického modelu
- 5.4 Porovnání průběhu kmitání hmoty m_4 jednoosého matematického modelu v lineárním a nelineárním tvaru, při rozběhu a doběhu rotoru, s uvažováním vyšších tuhostí dle tab.č.3
 - a/ lineární tvar, $F_5 = 15 \text{ N}$, $c_2 = 400000 \text{ N/m}$, $c_{54} = 300000 \text{ N/m}$
 - b/ nelineární tvar, $F_5 = 15 \text{ N}$
 - c/ lineární tvar, $F_5 = 18 \text{ N}$, $c_2 = 400000 \text{ N/m}$, $c_{54} = 300000 \text{ N/m}$
- 5.5 Porovnání průběhu kmitání hmoty m_5 jednoosého matematického modelu v lineárním a nelineárním tvaru, při rozběhu a doběhu rotoru
- 5.6 Průběh kmitání hmoty m_4 , s uvažováním ovalit opěrných kotoučů u jednoosého matematického modelu, při rozběhu rotoru
- 5.7 Průběh kmitání hmot m_4, m_5, m_6 dvouosého matematického modelu, přechodové stavy pro varianty :
 - a/ otáčky rotorů $40\,000 \text{ min}^{-1}$
 - b/ otáčky rotorů $120\,000 \text{ min}^{-1}$
- 5.8 Průběh kmitání hmot m_4, m_5 dvouosého matematického lineárního rotoru při rozběhu a doběhu rotoru :
 - a/ kmitání hmoty m_4 v ose x, pružné uchycení přítl.kladky
 - b/ kmitání hmoty m_5 v ose y, pružné uchycení přítl.kladky
 - c/ kmitání hmot m_4, m_5 , pevné uchycení přítl.kladky
- 5.9 Průběh kmitání hmoty m_4 dvouosého matematického lineárního modelu s uvažováním ovalit opěrných kotoučů, při rozběhu rotoru
- 5.10 Měření tuhosti opěrných kotoučů
 - a/ tuhost dvojice nákrůžků opěrných kotoučů, uložení firmy Süssen - c_2
 - b/ tuhost jednoho nákrůžku opěrného kotouče, uložení firmy Süssen - c'_2

- 5.11 Měření tuhosti hnacího řemene
 - a/ tuhost řemene v podélném směru - c_5
 - b/ tuhost řemene v příčném směru - c_{54}
- 5.12 Měření tlumení nákrůžků opěrných kotoučů - k_2
- 5.13 Měření tlumení hnacího řemene
 - a/ tlumení řemene v podélném směru - k_5
 - b/ tlumení řemene v příčném směru - k_{54}
- 5.14 Cejchování analyzátoru, laseru (dB, lin)
- 5.15 Porovnávací měření kmitání rotoru pomocí laseru a piezoelektrických snímačů, výstup ze zapisovače analyzátoru
 - a/ měření laserem (16 050 min⁻¹)
 - b/ kontrolní měření laseru
 - c/ měření pomocí piezoelektrických snímačů
 - e/ měření laserem (21 600 min⁻¹)
 - f/ měření pomocí piezoelektrických snímačů
- 5.16 Měření pomocí laseru, výstup ze zapisovače analyzátoru
 - a/ - 13/ měření při různých hodnotách otáček rotoru
- 5.17 Měření pomocí piezoelektrických snímačů, výstup ze zapisovače analyzátoru
 - a/ snímače v přední poloze, měněna velikost nevývažku
 - b/ snímače v zadní poloze, měněna velikost nevývažku
- 5.18 Fotografické snímky kmitání rotoru v ose x a y, měření pomocí piezoelektrických snímačů, 1. a 2. měřicí poloha
- 5.19 Řešení dvouosého matematického modelu, kmitání rotoru v osách x a y, výstupy z DIGIGRAFU
- 5.20 Určení vlastní frekvence rotoru
- 5.21 Určení vibrací upevňovací desky, držáků měřicích přístrojů (laseru, fotonásobiče)
- 5.22 Snímky měřicího stendu
- 5.23 Výkres měřicího stendu

Příloha č. 5.1/1

RESENÍ DIFERENCIÁLNÍCH ROVNIC - LINEÁRNÍ NARŮST OTACEK
 PRO VÝPOČET ROZBĚHU, PRODLEVY A DOBEHU. VARIANTY PRO IC =
 1 KONST. TUHOSTI, = 2 NELIN. TUHOSTI, = 3 OVALITA

```

REAL      MAX,MIN,W(20),XP(4)
DIMENSION A(4),B(4),F(4),P(4),X(4),XK(4),Y(300),C(53),Z(300)
DATA      A(1),A(2),A(3),A(4)/0.0,0.5,0.5,1.0/
DATA      P(1),P(2),P(3),P(4)/1.0,2.0,2.0,1.0/
DATA      Q,R,S,U/' ',' ','X','U'/

READ(5,70) IC,TOP,TKP,H,MK,MP,(XP(I),I=1,4),(W(I),I=1,12)
FORMAT(12,1X,3(E8.4,1X),13,1X,12,4(1X,E8.4)/6(E9.4,1X))
  READ(5,71) MK1,MK2
  FORMAT(12,1X,12)
  W(15)=0.
  W(16)=W(11)
  W(17)=TOP
  W(18)=0.

N=4
T=TOP
TK=TKP
M2=1
MY=1
TI=0.
TI=6.0
MY=MK+2
DO 5 I=1,N
  X(I)=XP(I)
  WRITE(6,60) IC,T0,TK,H,(X(I),I=1,N)
  FORMAT('1',///' RESENÍ DIF. ROVNIC, UPRAVA -A-',3X,'ULOHA C.'
  /,14//' T0 =',F12.7,' TK =',F12.7,' H =',F12.7//
  /' VEKTOR POČATEČNÍCH PODMINEK :',(5F12.7))
  WRITE(6,72) (W(I),I=1,11)
  FORMAT(7//' VEKTOR KONSTANT :',5X,'C2 =',E12.5,5X,'K2 =',E12.5/
  /4X,'C54 =',E12.5,3X,'K54 =',E12.5,5X,'C5 =',E12.5/
  /4X,'K5 =',E12.5,3X,'O4 =',E12.5,5X,'F5 =',E12.5/
  /4X,'M4 =',E12.5,3X,'M5 =',E12.5,5X,'OM =',E12.5)
  IF (IC.EQ.3) WRITE(6,75) W(12)
  FORMAT(4X,'DEL =',F12.5)
  ATAX=1E9
  T2=TK-T0
  K=0
  KP=MP-1
  MIN=1E9
  MAX=-1E9
  DO 5 I=1,N
    B(I)=0.
    DO 1 I=1,4
      T=TOP+A(I)*H
      DO 2 J=1,N
        XK(J)=X(J)+F(J)*A(I)
        CALL FUNKCE(XK,T,F,N,W,IC)
        DO 1 J=1,N
          F(J)=F(J)+H

```

PF10ha 8.5-1/2

```

1  B(I)=B(J)+F(J)*P(I)
   T0=T0+H
   KP=KP+1
   DO 9 I=1,N
   X(I)=X(I)+B(I)/6.
   IF (X(1).GT.MAX) MAX=X(1)
   IF (X(1).LT.MIN) MIN=X(1)
   IF (X(2).GT.MAX) MAX=X(2)
   IF (X(2).LT.MIN) MIN=X(2)
   IF (KP.LT.MP) GOTO 16
   KP=K+1
   Y(K)=X(1)
   Z(K)=X(2)
   KP=0
   IF (T0.LE.TK) GOTO 4
   DO 7 I=1,52
   C(I)=0
   E=(MAX-MIN)/50.
   WRITE(6,61) MIN,MAX
   11  FCRMAT(7E15.5,26X,E12.5,'      Y4',12X,'Y3'/'      ',25('---'))
   IF (MAX-MIN.GT.AMAX*4=E.OR.(Y.GT.TI)) MY=MZ
   IF (MZ.GT.MY) GOTO 17
   IF (T.GT.TI) READ(5,74) TI
   14  FCRMAT(F5.2)
   L=ABS(MIN)/E+1
   IF (MIN*MAX.LT.0.0) C(L)=R
   DO 8 I=1,K
   L=(Y(I)-MIN)/E+1
   M=(Z(I)-MIN)/E+1
   RC=C(M)
   QC=C(L)
   C(M)=U
   C(L)=S
   12  WRITE(6,62) (C(J),J=1,51),Y(I),Z(I)
   FCRMAT(1X,51A1,1X,2E13.5)
   C(M)=RC
   C(L)=QC
   17  OM=W(15)+W(16)*(T-W(17))
   FI=W(18)+W(15)*(T-W(17))+.5*W(16)*(T-W(17))*2
   BS=W(7)+OM**2=SIW(FI)
   13  WRITE(6,63) T0,OM,FI,BS
   FCRMAT(22X,'T0 =' ,E12.5/'      OM =' ,E12.5,4X,'FI =' ,E12.5,4X,
/'C4 =' ,E12.5)
   IF (MZ.EQ.MK) GOTO 10
   AMAX=MAX-MIN
   MZ=MZ+1
   TK=TK+TZ
   IF (MK1.NE.MZ) GOTO 20
   W(15)=W(11)+T0
   W(16)=0.
   W(17)=T0
   W(18)=.5*W(11)+T0*T0
   IF (MK2.NE.MZ) GOTO 14
   W(18)=W(18)+W(15)*(T0-W(17))+.5*W(16)*(T0-W(17))*2
   W(17)=T0
   W(16)=W(11)

```


PHILOHA 8.5.1/3

```

10  GOTO 11
11  READ(5,73) IK,W(IK)
12  FERMAT(12,1X,E9.4)
13  IF (IK.EQ.38) GOTO 12
14  GOTO 14
15  STOP
16  END

SUBROUTINE FUNKCE(X,T,F,N,W,I)
DIMENSION X(N),F(N),W(20)
DP=W(15)*W(16)*(T-W(17))
F(1)=W(18)*W(15)*(T-W(17))+.5*W(16)*(T-W(17))**2
F(3)=W(7)*OH**2*SIN(F1)/W(9)-9.81
F(4)=(-W(6)*X(4)-W(5)*X(2)-W(8))/W(10)-9.81
F(2)=X(4)
F(1)=X(3)
GOTO (1,2,3),I
1  IF (X(1).LT.0.) F(3)=F(3)-(W(2)*X(3)+W(1)*X(1))/W(9)

```

```

IF (X(2).GT.X(1)) RETURN
F(3)=F(3)+(W(4)*(X(4)-X(3))+W(3)*(X(2)-X(1)))/W(9)
F(4)=F(4)-(W(4)*(X(4)-X(3))+W(3)*(X(2)-X(1)))/W(10)
RETURN
1  IF (X(1).LT.0.) F(3)=F(3)-(W(2)*X(3)+198.91E03*X(1)
/-2117.8E06*X(1)**2)/W(9)
IF (X(2).GT.X(1)) RETURN
F(3)=F(3)+(W(4)*(X(4)-X(3))+127.29E03*(X(2)-X(1))-3142.95E06*
/(X(2)-X(1))**2)/W(9)
F(4)=F(4)-(W(4)*(X(4)-X(3))+127.29E03*(X(2)-X(1))-3142.95E06*
/(X(2)-X(1))**2)/W(10)
RETURN
3  IF (X(1).LT.0.) F(3)=F(3)-(W(2)*X(3)+W(1)*(X(1)+W(12)
/*SIN(18./70.*F1)))/W(9)
IF (X(2).GT.X(1)) RETURN
F(3)=F(3)+(W(4)*(X(4)-X(3))+W(3)*(X(2)-X(1)))/W(9)
F(4)=F(4)-(W(4)*(X(4)-X(3))+W(3)*(X(2)-X(1)))/W(10)
RETURN
END

```

PROGRAM VÝPOČTU DVOUOSÉHO MATEMATICKÉHO MODELU

```

REAL      MAX,MIN,W(30),XP(8)
DIMENSION A(4),B(8),F(8),P(4),X(8),XK(8),C(90),
/
DATA      G(160,4),IG(320),M(10),S(90),U(5)
DATA      A(1),A(2),A(3),A(4)/0.0,0.5,0.5,1.0/
DATA      P(1),P(2),P(3),P(4)/1.0,2.0,2.0,1.0/
DATA      Q,F,L/' ',' ',' ','X','O',' ',' ','='/'

READ(5,70) IC,T0,T,KP,H,MK,MP
10  FORMAT(12,1X,3(E8.4,1X),12,1X,12)
READ(5,71) N,(XF(I),I=1,N)
71  FORMAT(12,5(1X,E8.4)/(2X,5(1X,E8.4)))
READ(5,71) NW,(W(I),I=1,NW)
NC=N/2
CALL INI(2)
CALL LMT(-30000,-35000,30000,35000)
CALL AXS(-24000,2,24000,2,-4000,1,-1.2,0.4,1,0)
CALL AXS(2,-30000,0,30000,-10000,1,-1.5,1.0,1,0)
14  T0=T0
TK=TKP
HZ=1
MY=1
TI=0,
TI=6,
NY=MK+2
DO 15 I=1,N
15  X(I)=XP(I)
WRITE(6,60) IC,T0,TK,H,MK,MP,(X(I),I=1,N)
60  FORMAT('1',///' RESENI DIFFERENCIALNICH ROVNIC','10X','0',' ',16//
/' T0 =',F12.7,' TK =',F12.7,' H =',F12.7,' MK =',16,
/' MP =',16//' VEKTOR POCATECNICH PODMINEK :',(10F12.7))
72  WRITE(6,72) (I,W(I),I=1,NW)
72  FORMAT(///' VEKTOR KONSTANT :',5(X,'W(',12,') =',E12.5))
MAX=1E9
T2=TK-T0
11  K=0
KP=MP-1
MIN=1E9
MAX=-1E9
IG(1)=X(1)*2.0E09
IG(2)=X(2)*2.0E09
C
C
VYPOCET METODOU FUNGE-KUTHA
4
3  DO 5 I=1,N
B(I)=0,
DO 1 I=1,4
T=T0+A(I)*H
DO 2 J=1,N
XK(J)=X(J)+F(J)*A(I)
CALL FUNGE(XK,T,F,N,W,IC)
DO 1 J=1,N
F(J)=F(J)*H

```


Priloha č.5.2/2

```

1  B(J)=E(J)*F(J)*F(I)
   TP=TP+H
   KP=KP+1
   DC 9 I=1,N
   X(I)=X(I)+B(I)/6.
9  DC 30 I=1,NG
   IF (X(I).GT.MAX) MAX=X(I)
10 IF (X(I).LT.MIN) MIN=X(I)
   IF (KP.LT.NP) GOTO 16
   K=K+1
   DC 31 I=1,NG
11 G(K,I)=X(I)
   IG(2*K+1)=X(1)*2.0E08
   IG(2*K+2)=X(2)*2.0E08
   KP=0
16 IF (TP.LE.TK) GOTO 4
   E=(MAX-MIN)/65.
   WRITE(6,61) MIN,MAX,(I,U(I),I=1,NG)
61 FORMAT(/E15.5,4X,E12.5,4X,4('X(',I1,'): ',A1,6X))
   WRITE(6,64)
64 FORMAT(' ',40('---'))
   IF (MAX-MIN.GT.4*E.OR.(T.GT.TI)) MY=MZ+1
   IF (MZ.GT.MY) GOTO 17
   IF (T.GT.TI) READ(5,74) TI
74 FORMAT(F5.1)
   DC 7 I=1,70
7  C(I)=0
   L=ABS(MIN)/E+1
   IF (MIN*MAX.LT.2.0) C(L)=R
33 DC 33 I=1,70
   S(I)=C(I)
   DC 8 I=1,K
   DC 32 J=1,NG
   L=(C(I,J)-MIN)/E+1
   C(L)=U(J)
32 M(J)=L
   WRITE(6,62) (C(J),J=1,66),(C(I,J),J=1,NG)
62 FORMAT(1X,66A1,1X,5(E13.5))
   DC 8 J=1,NG
8  C(M(J))=S(M(J))
   KG=K+1
   CALL LIN(IG,KG)
17 WRITE(6,63) T2
63 FORMAT(22X,'T2 =',E12.5)
   IF (MZ.EQ.MK) GOTO 10
   AMAX=MAX-MIN
   MZ=MZ+1
   TK=TK+TZ
   GOTO 11
10 READ(5,73) IK,W(IK)
73 FORMAT(I2,E11.5)
   IF (IK.EQ.30) GOTO 12
12 GOTO 14
   CALL ECF
   STOP
   END

```

```

SUBROUTINE FLNFOE(X,T,F,N,W,I)
DIMENSION X(N),F(N),W(30)
F(5)=(W(19)*2.0215*W(19)**2*COS(W(19)*T)-(W(1)+W(3))*X(1)
/COS(W(20)))-(W(2)+W(4))*X(5)*COS(W(20))+W(11)*(X(4)*
/COS(W(21))-X(1))+W(12)*(X(8)*COS(W(21))-X(5)))/W(13)
F(6)=(W(18)*2.0215*W(19)**2*SIN(W(19)*T)-(W(1)+W(3))*X(2)
/SIN(W(20)))-(W(2)+W(4))*X(6)*SIN(W(20))+W(11)*(X(4)*
/SIN(W(21))-X(2))+W(12)*(X(8)*SIN(W(21))-X(6))+W(9)*
/X(13)-X(2))+W(12)*(X(7)-X(6)))/W(13)-9.81
F(7)=(-W(16)-W(9)*(X(3)-X(2))-W(10)*(X(7)-X(6))=W(5)*
/X(3)-W(6)*X(7))/W(14)-9.81
F(8)=(-W(17)-W(11)*(X(4)-X(1)/COS(W(21)))-W(12)*(X(8)-
/X(5)/COS(W(21)))-W(7)*X(4)-W(8)*X(8))/W(15)-9.81*SIN(W(21))
F(1)=X(5)
F(2)=X(6)
F(3)=X(7)
F(4)=X(8)
RETURN
END

```

1	0.0000	0.0000	0.00	1.00
2	0.00	0.002	0.00	0.99
3	0.0005	0.0028	0.00	0.98
4	0.0072	0.0018	0.00	0.99
5	0.0485	0.004	0.00	0.495
6	0.32	0.02	0.10	1.11
7	0.199	0.022	0.10	0.98
8	0.304	0.0217	0.10	1.01
9	0.199	0.022	0.10	0.98
10	0.304	0.02	0.10	1.01

2. variant 1 - 5 vypočty každé třetího pohybu hmoty m_1 .
 Všechny v tabulce přílohy 5.2/3 metoda 4.4. metoda 4.5. metoda 4.6.
 Tabulky 11 - 17 se vztahují k dalším výpočtům a jeví se
 jako vysoce přesné.

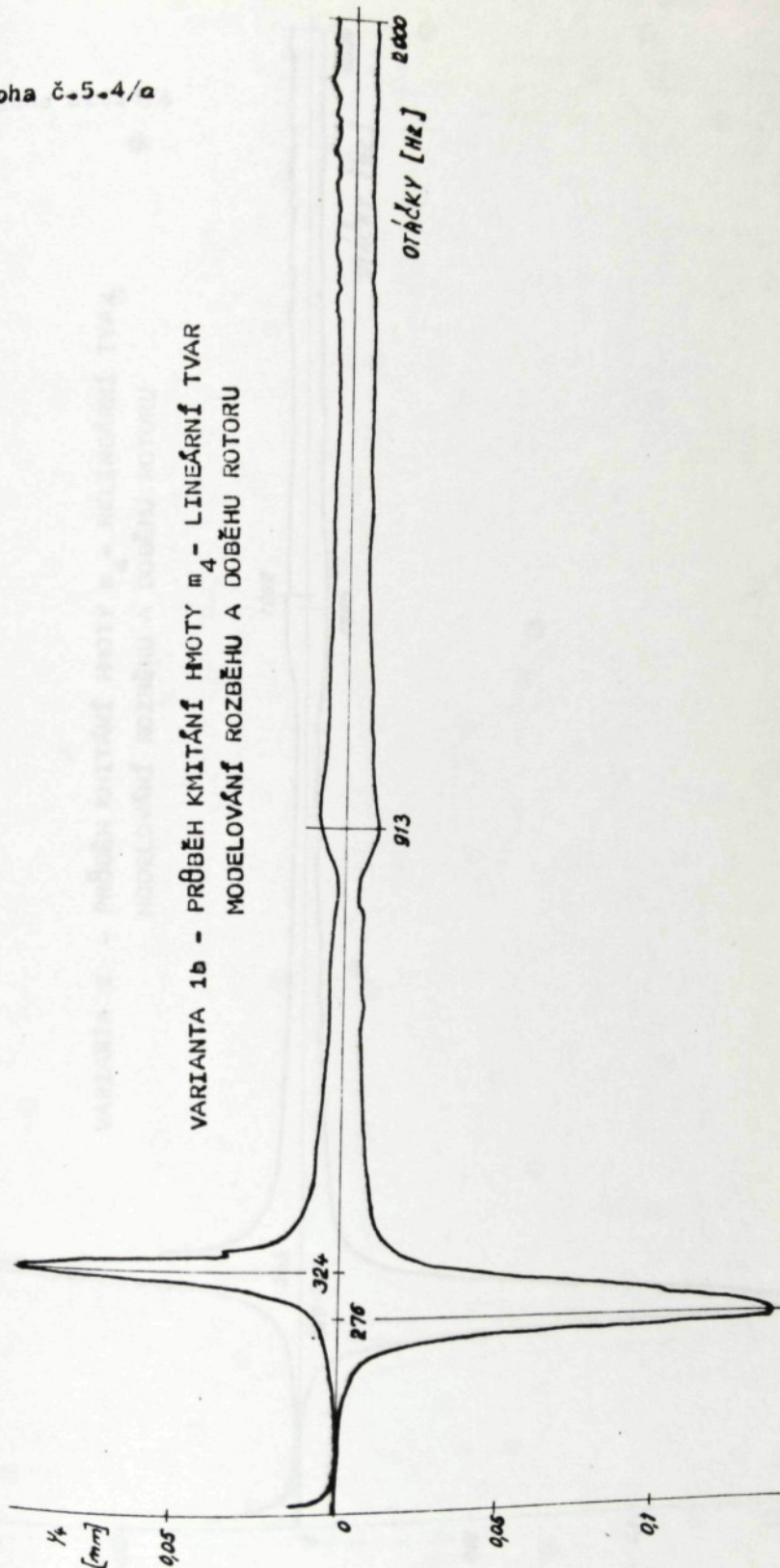
Výsledky hodnoty 1 grafy průběhu hmoty m_1, m_2 .
 Příloha 5.2/3 obsahuje v tabulce 5.2/3.1 jako přílohu
 5.2/3.1 grafy, jsou zobrazeny ve vztahu přílohy 5.2/3.1
 a přílohy 5.2/3.2 a přílohy 5.2/3.3.

p o ř. č.	počáteční hodnota amplitudy	konečná hodnota amplitudy	čas tlumení	utlumení pohybu
	mm	mm	s	
1	0,018	0,002	0,06	0,27
2	0,0156	0,0019	0,06	0,22
3	0,0138	0,0019	0,06	0,19
4	0,0147	0,002	0,06	0,21
5	0,0188	0,0026	0,06	0,27
6	0,0195	0,0029	0,06	0,28
7	0,03664	0,005	0,06	0,53
8	0,113	0,0007	0,06	1,87
9	0,03	0,002	0,09	0,3
10	0,0355	0,0028	0,09	0,36
11	0,0372	0,0019	0,09	0,39
12	0,0486	0,004	0,09	0,495
13	0,22	0,02	0,18	1,11
14	0,199	0,022	0,18	0,98
15	0,204	0,0217	0,18	1,01
16	0,199	0,022	0,18	0,98
17	0,202	0,02	0,18	1,01

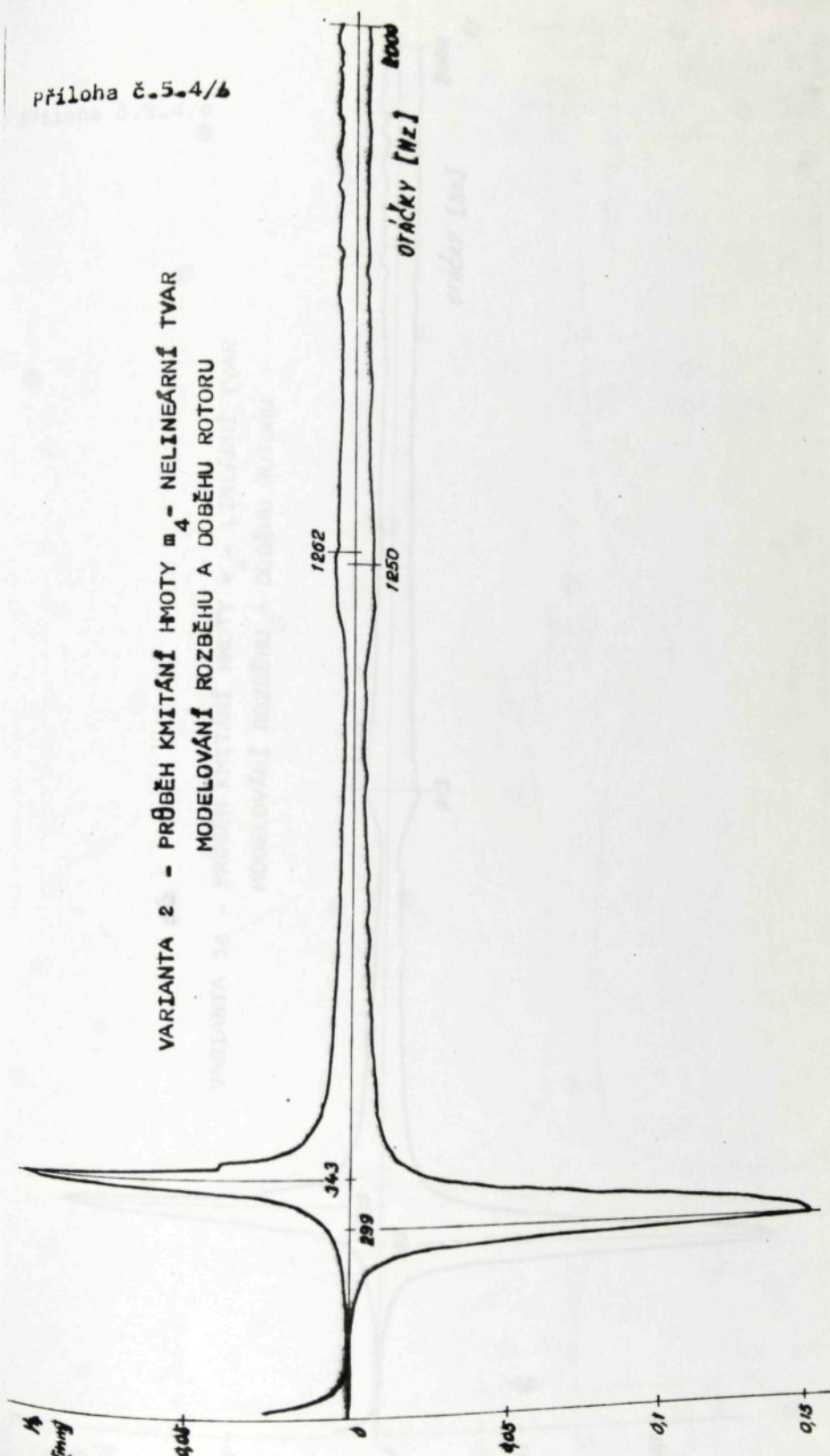
Z variant 1 - 6 vyplývá značné tlumení pohybu hmoty m_4 , které v našem případě nebude ani nutné. Tlumení pohybu dle variant 13 - 17 se ověřilo v dalších výpočtech a jevílo se jako vyhovující.

Vypočtené hodnoty i grafy průběhů kmitání hmot m_4, m_5 , případně m_6 během přechodových stavů, stejně jako ostatní další výpočty, jsou shromážděny ve zvláštní příloze výpisů z počítače a přístupny k nahlédnutí.

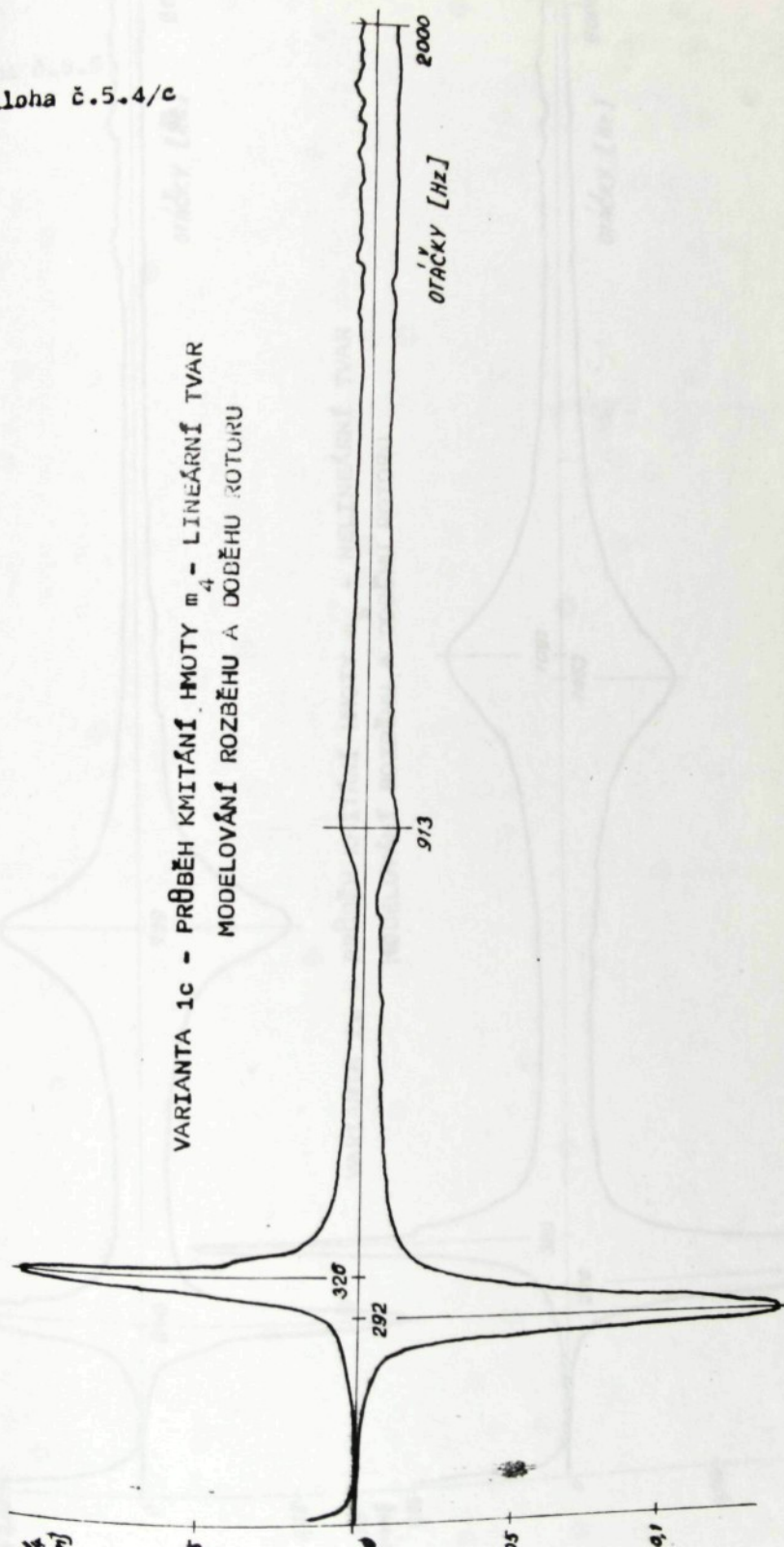
VARIANTA 1b - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY m_4 - LINEÁRNÍ TVAR
MODELOVÁNÍ ROZBĚHU A DOBĚHU ROTORU



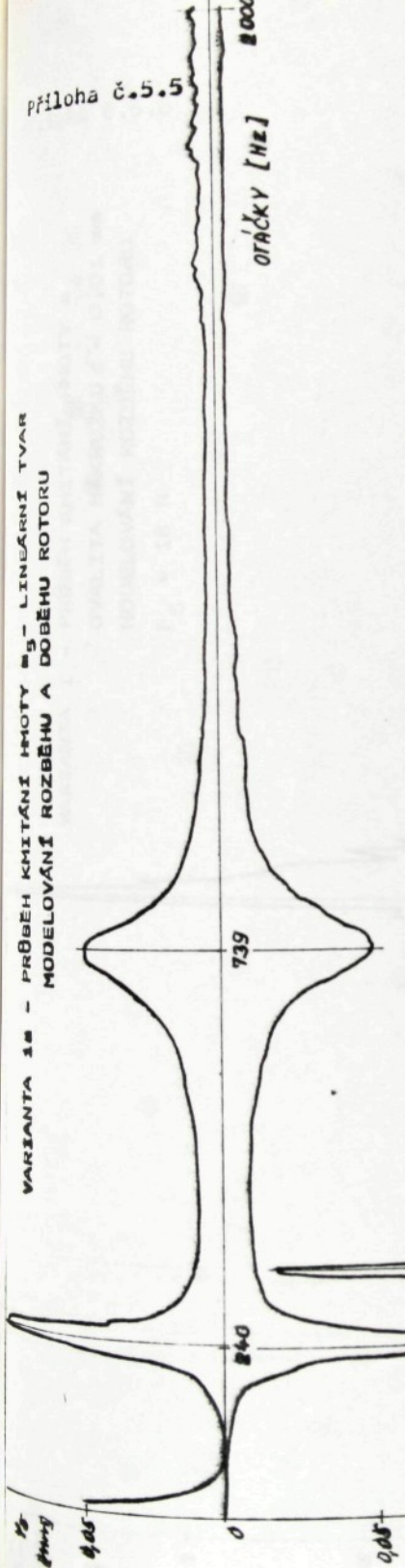
VARIANTA 2 - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY m_4 - NELINEÁRNÍ TVAR
MODELOVÁNÍ ROZBĚHU A DOBĚHU ROTORU



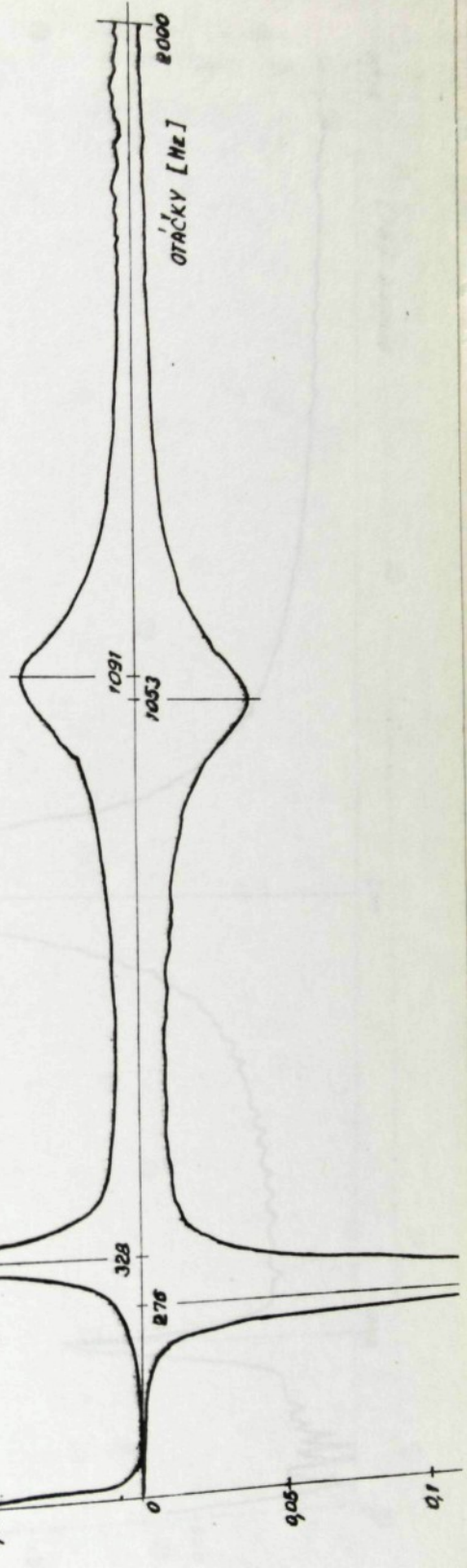
VARIANTA 1c - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY m_4 - LINEÁRNÍ TVAR
MODELOVÁNÍ ROZBĚHU A DOBĚHU ROTORU



VARIANTA 1a - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY m_5 - LINEÁRNÍ TVAR
 MODELOVÁNÍ ROZBĚHU A DOBĚHU ROTORU

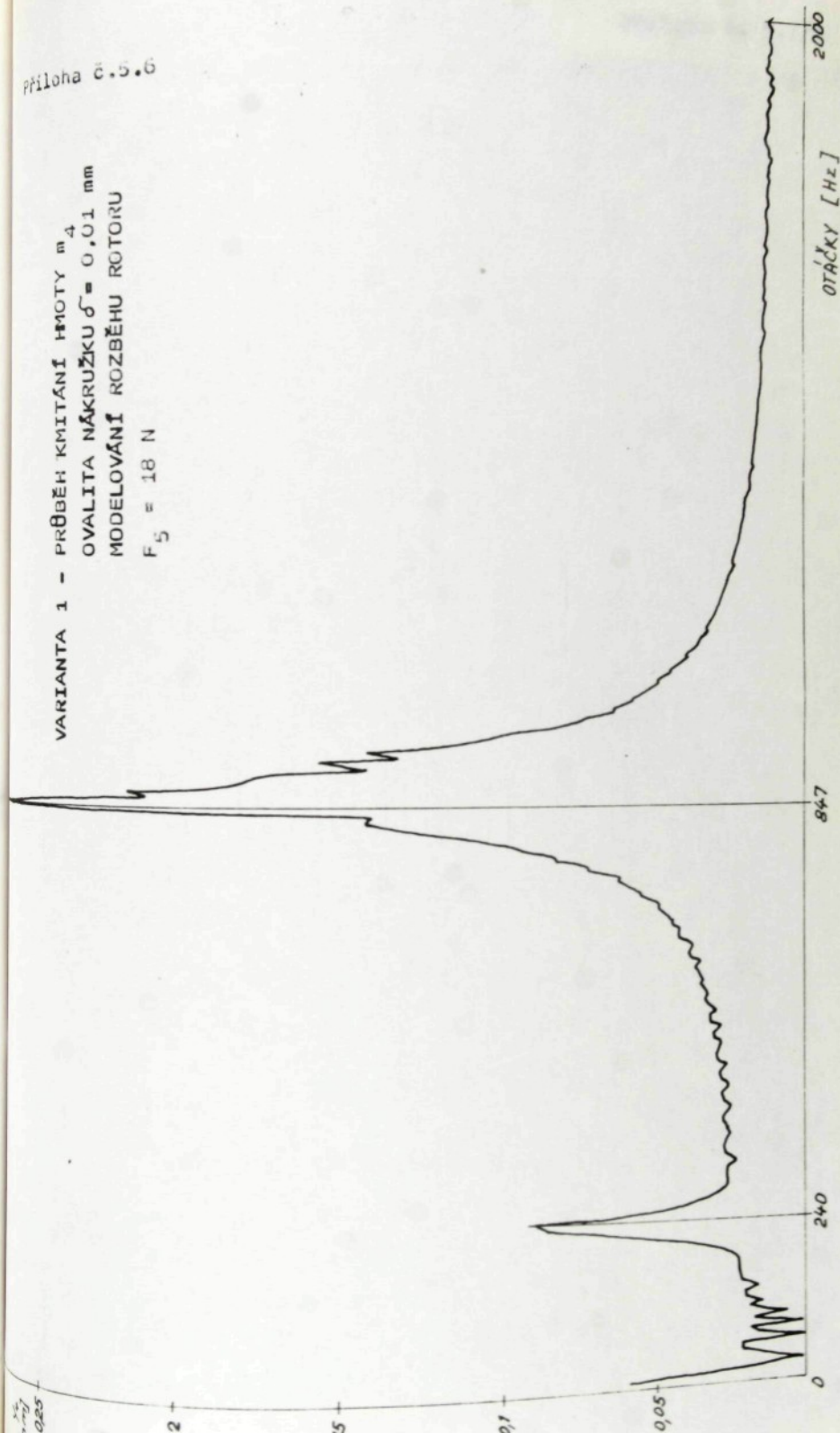


VARIANTA 2a - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY m_5 - NELINEÁRNÍ TVAR
 MODELOVÁNÍ ROZBĚHU A DOBĚHU ROTORU



Příloha č. 5.5

VARIANTA 1 - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY m_4
 OVALITA NÁKRUŽKU $\sigma = 0,01$ mm
 MODELOVÁNÍ ROZBĚHU ROTORU
 $F_5 = 18$ N



DVOUDSÝ MATEMATICKÝ MODEL

PŘECHODOVÉ STAVY KMITÁNÍ SPŘÁDACÍHO ROTORU ($n = 4000$

ŘEMENE A PŘÍTLAČNÉ KLDKY

HODNOTY PRO VÝPOČET DLE TAB. 8.7/1, POČ. PODMÍNKY $x_0 =$

AMPLITUDY
KMITÁNÍ
SMOT m_4, m_5, m_6

KMITÁNÍ ROTORU V OSE X (m_{4x})

KMITÁNÍ ROTORU V OSE Y (m_{4y})

VLASTNÍ FREKVENCE KMITÁNÍ ROTORU

$$t_{m_4} = 0,0032 \text{ s} \sim 312 \text{ Hz}$$

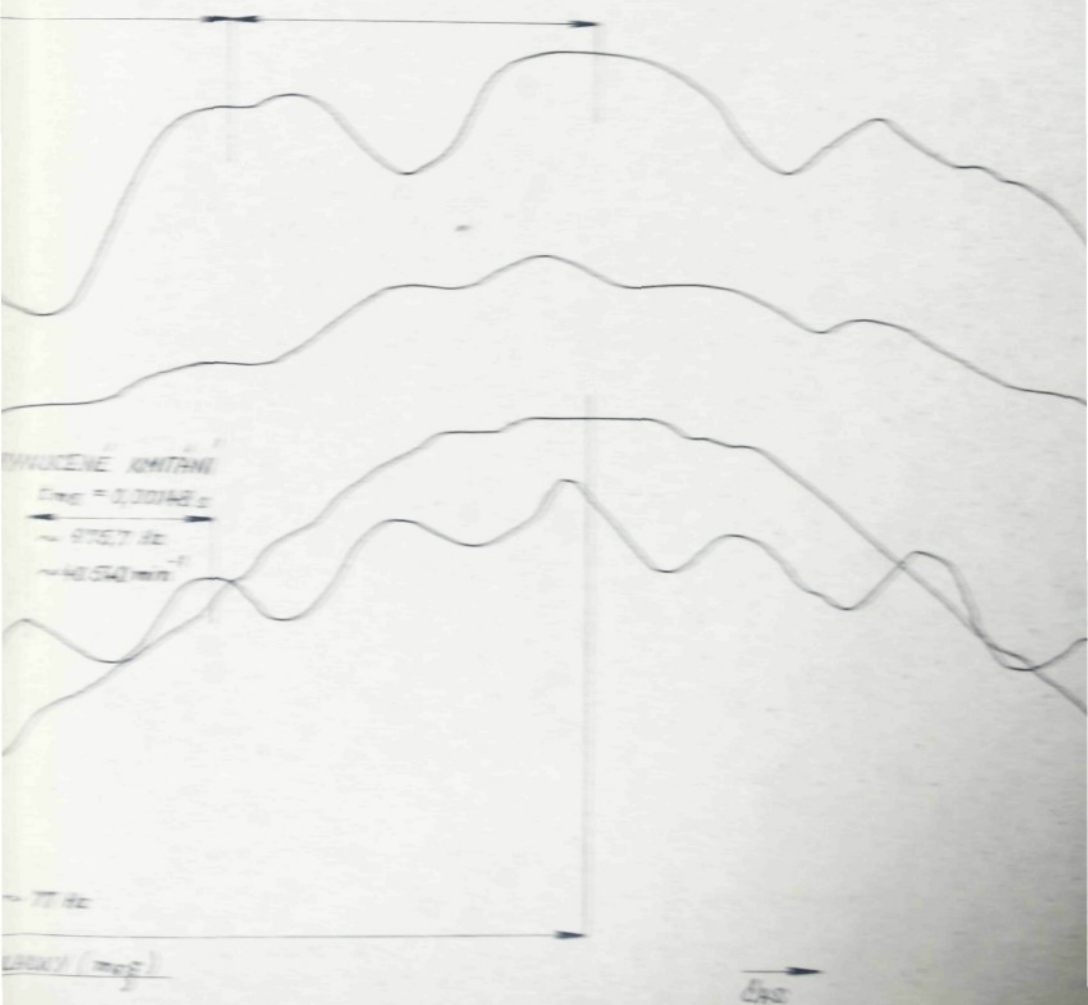
KMITÁNÍ ŘEMENE (m_{5y})

KMITÁNÍ PŘÍTLAČNÉ

$$t_{m_6}/2 = 0,0065 \text{ s}$$

0.001 mm⁻¹

$\gamma = 0.05$ mm, $\gamma_{0.05} = 0.05$ mm



DVOUOSÝ MATEMATICKÝ MODEL

PŘECHODOVÉ STAVY KMITÁNÍ SPŘÁDACÍHO ROTORU ($n = 1200$)

ŘEMENE A PŘÍTLAČNÉ KLADKY

HODNOTY PRO VÝPOČET DLE TAB. Č. 7/1, POČ. PODMÍNKY

AMPLITUDE

KMITÁNÍ

HROT m_4, m_5, m_6

KMITÁNÍ ROTORU V OSE X (m_{4x})

KMITÁNÍ ROTORU V OSE Y (m_{4y})

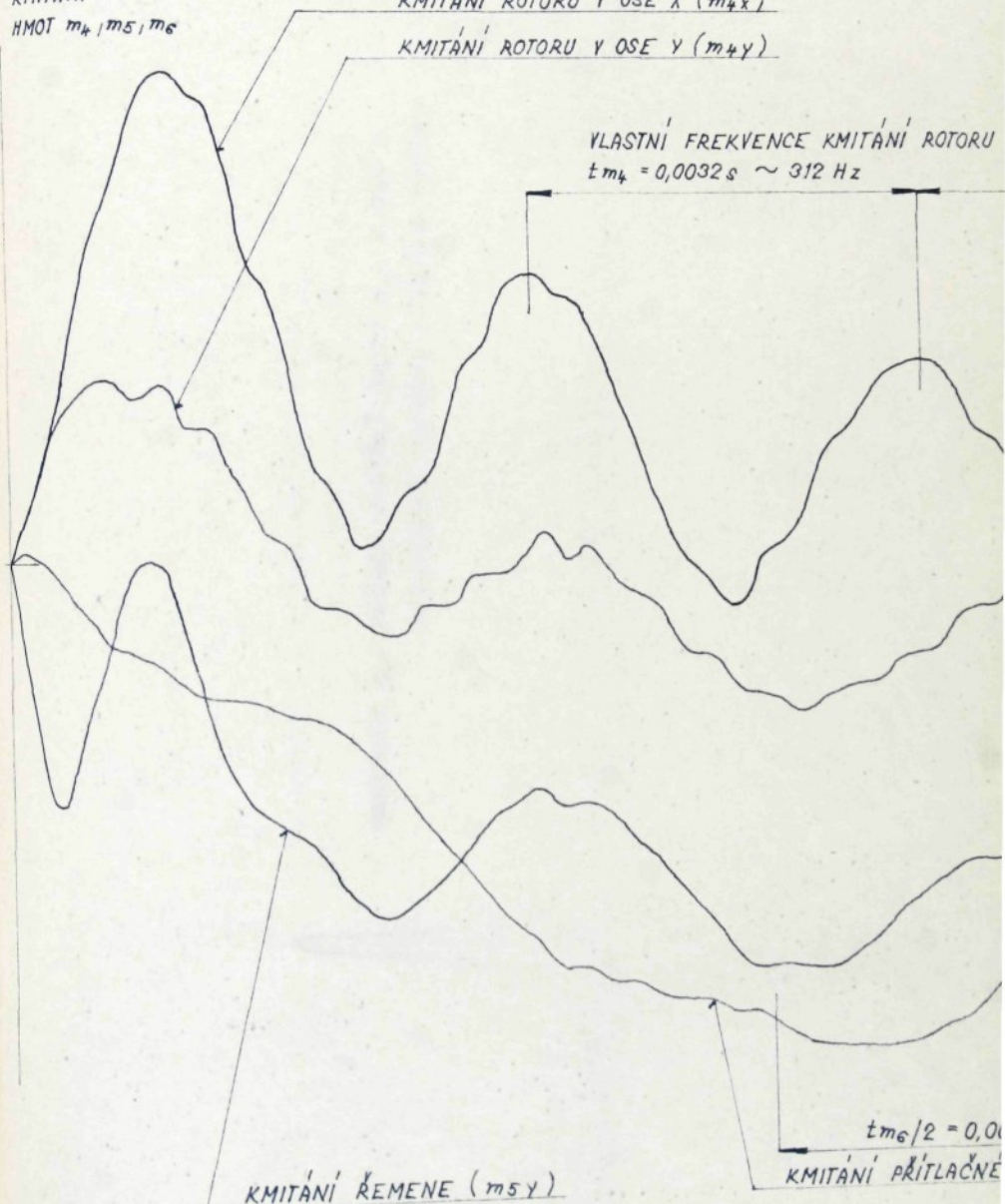
VLASTNÍ FREKVENCE KMITÁNÍ ROTORU

$t_{m_4} = 0,0032 \text{ s} \sim 312 \text{ Hz}$

$t_{m_6}/2 = 0,01$

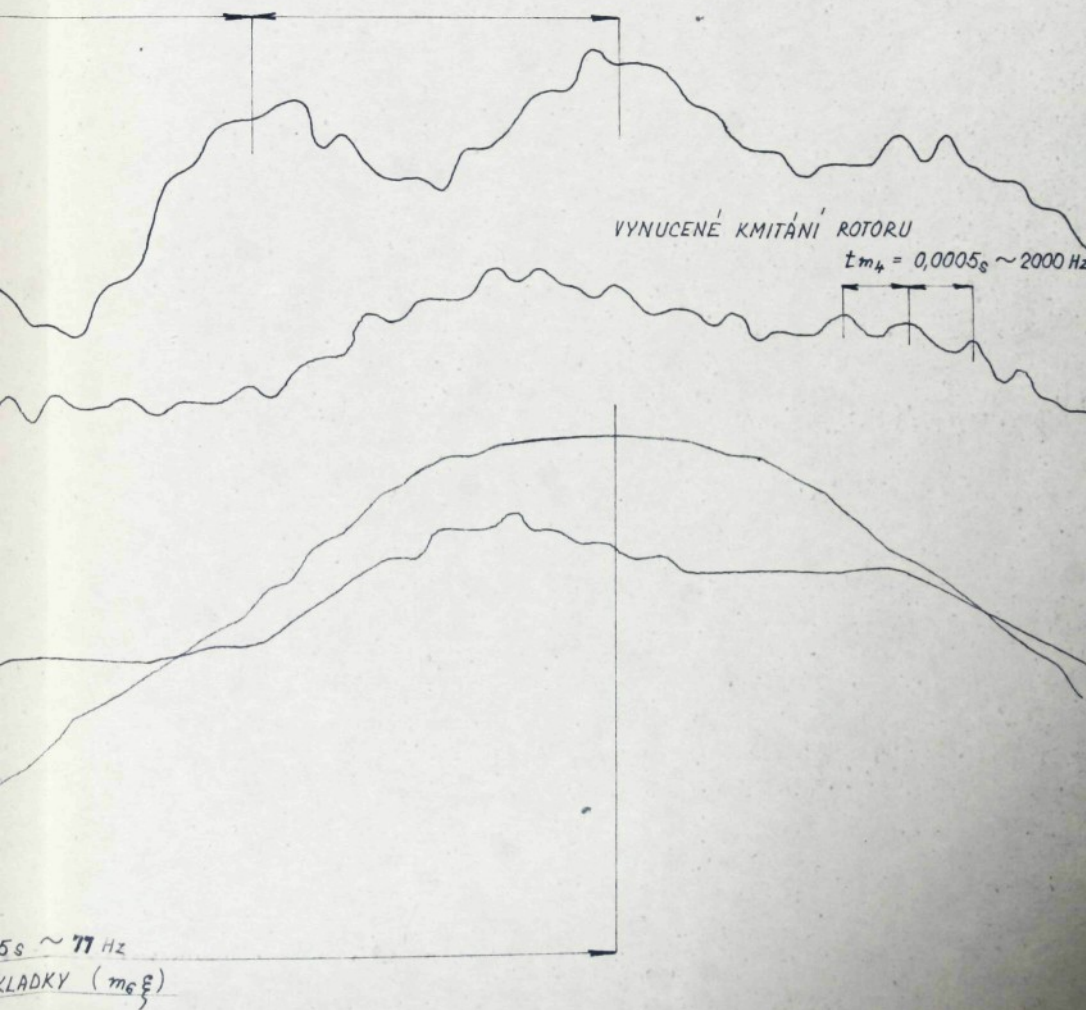
KMITÁNÍ ŘEMENE (m_{5y})

KMITÁNÍ PŘÍTLAČNÉ

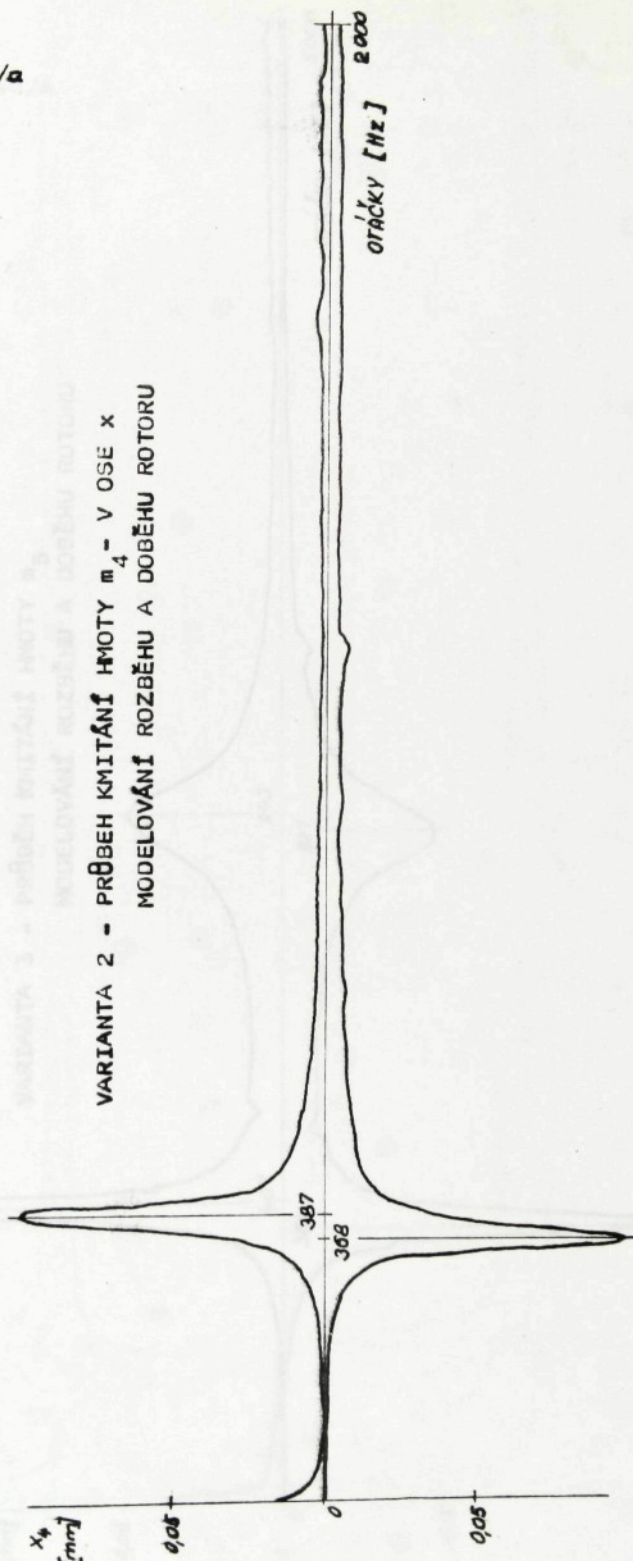


0 min^{-1}),

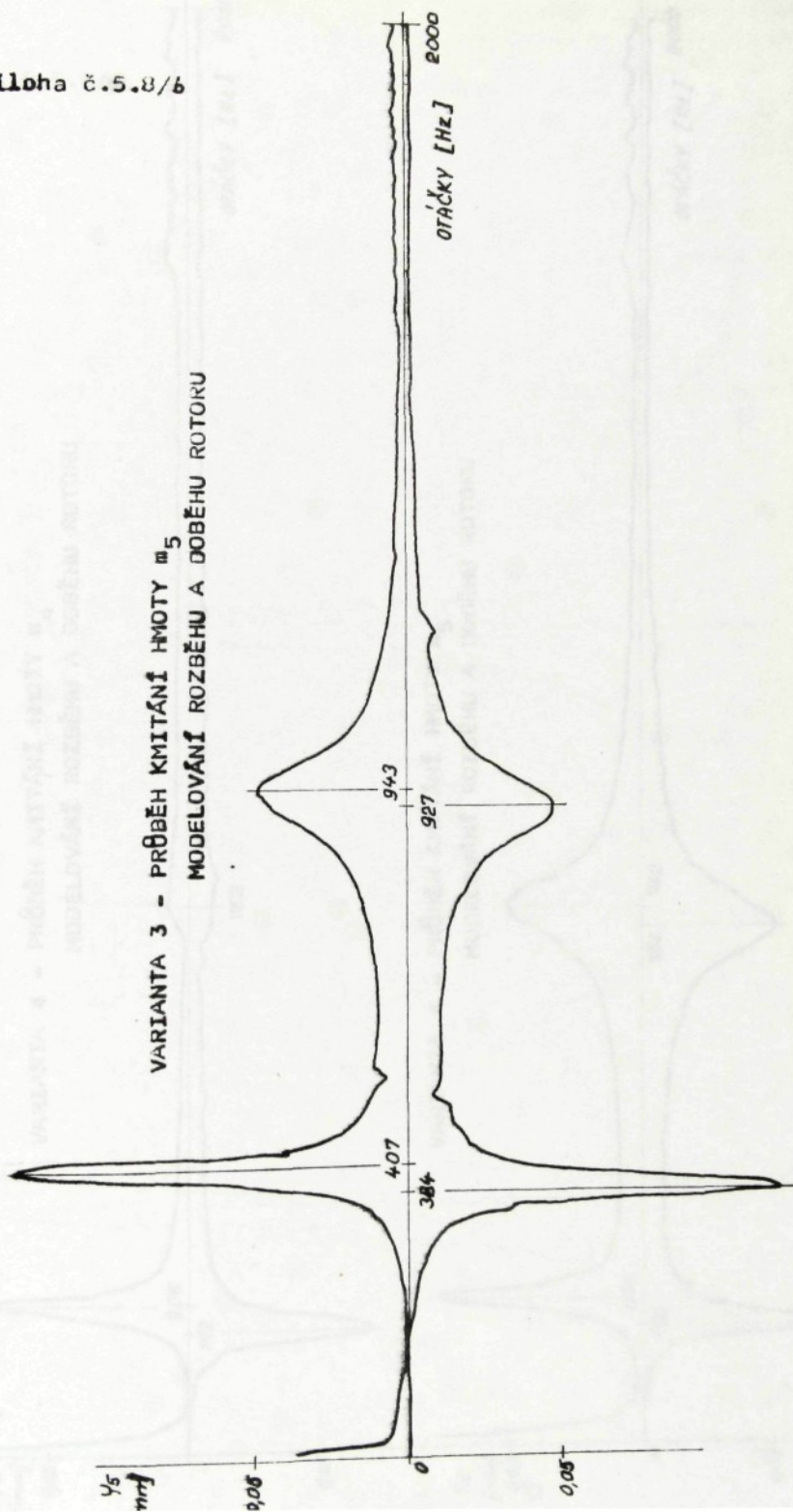
$X_0 = 0,05 \text{ mm}$, $Y_0 = 0,05 \text{ mm}$



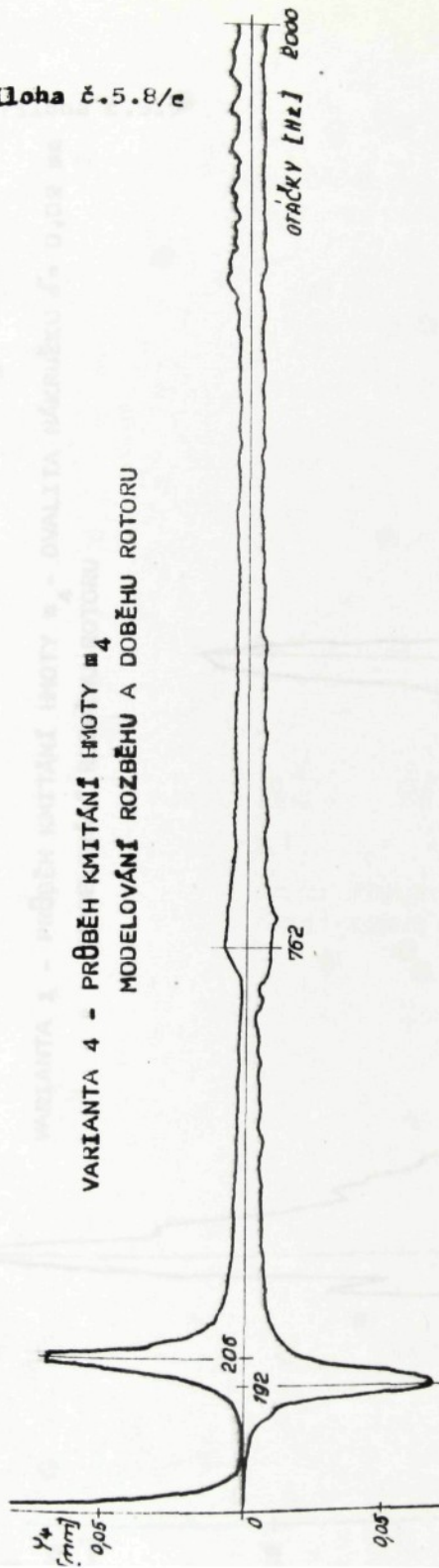
VARIANTA 2 - PRŮBEH KMITÁNÍ HMOTY m_4 - V OSE X
MODELOVÁNÍ ROZBĚHU A DOBĚHU ROTORU



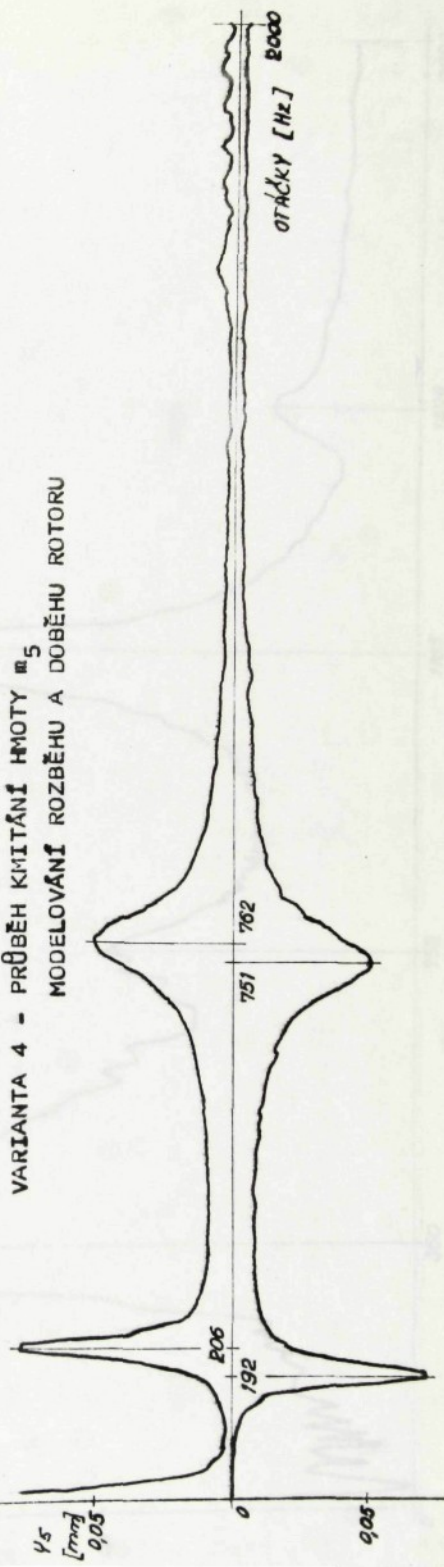
VARIANTA 3 - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY m_5
 MODELOVÁNÍ ROZBĚHU A DOBĚHU ROTORU



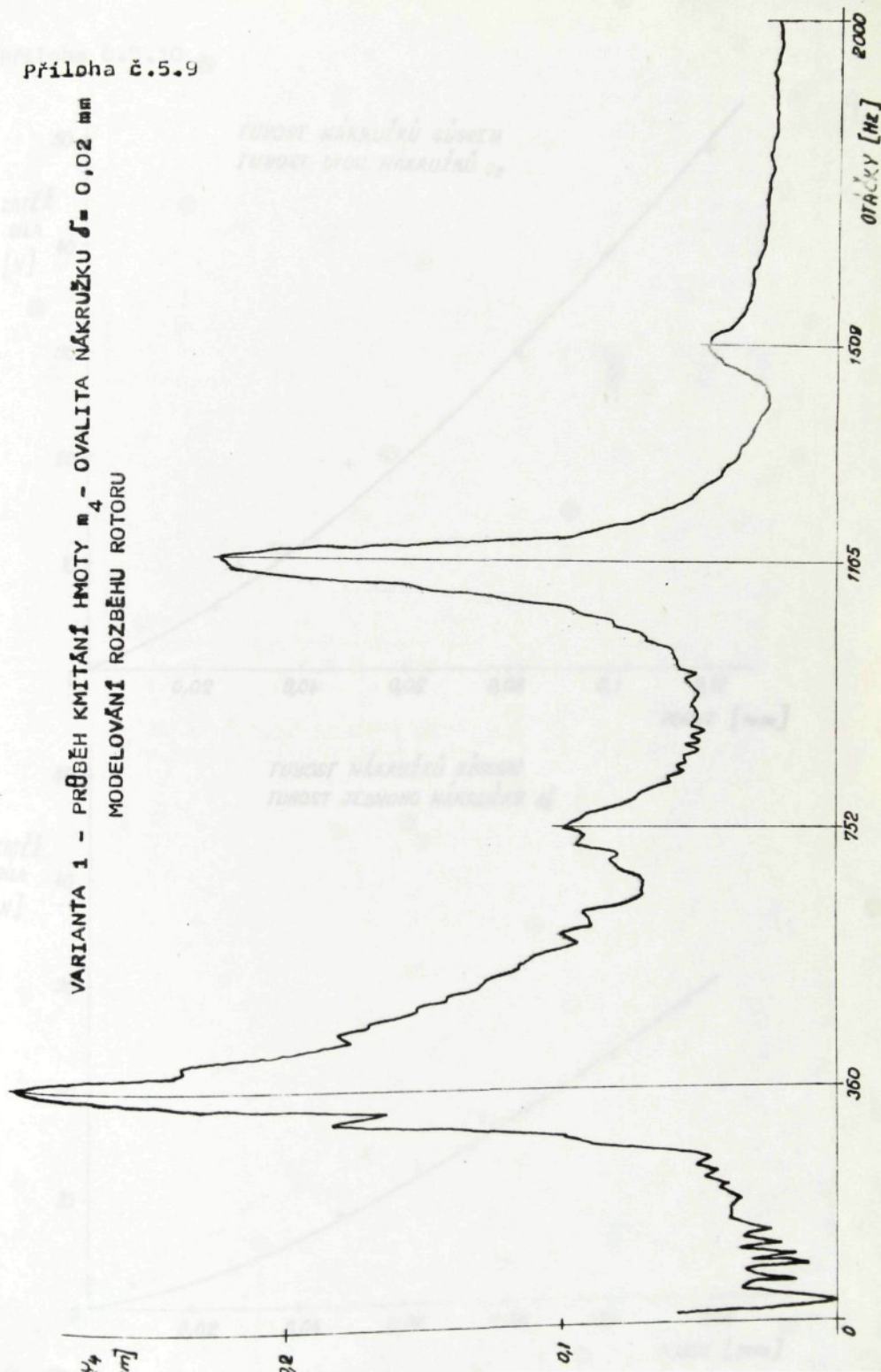
VARIANTA 4 - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY m_4
MODELOVÁNÍ ROZBĚHU A DOBĚHU ROTORU



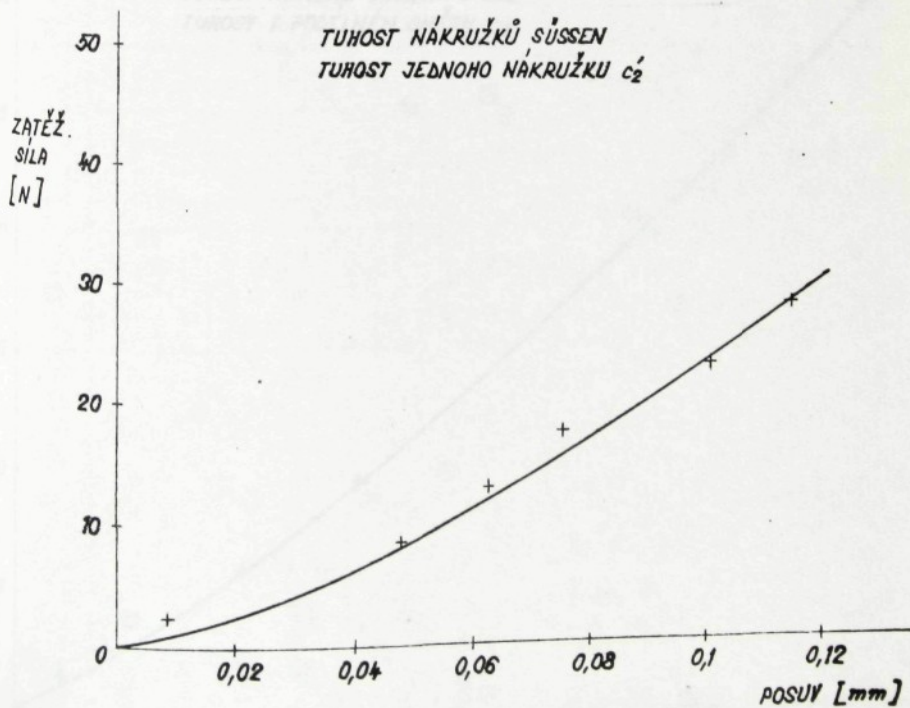
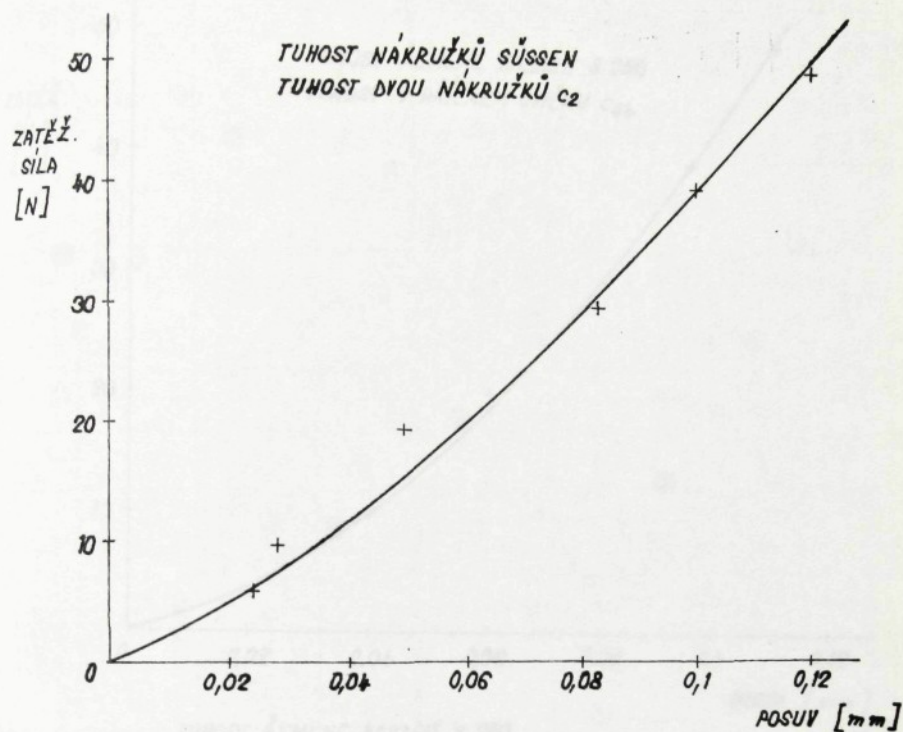
VARIANTA 4 - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY m_5
MODELOVÁNÍ ROZBĚHU A DOBĚHU ROTORU



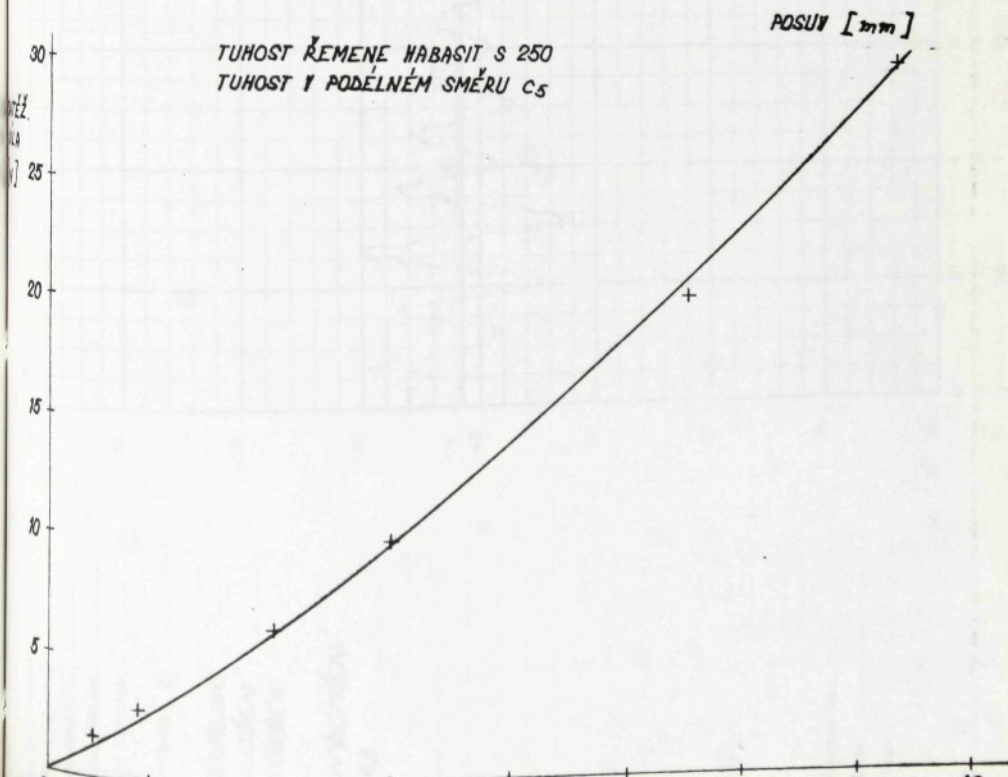
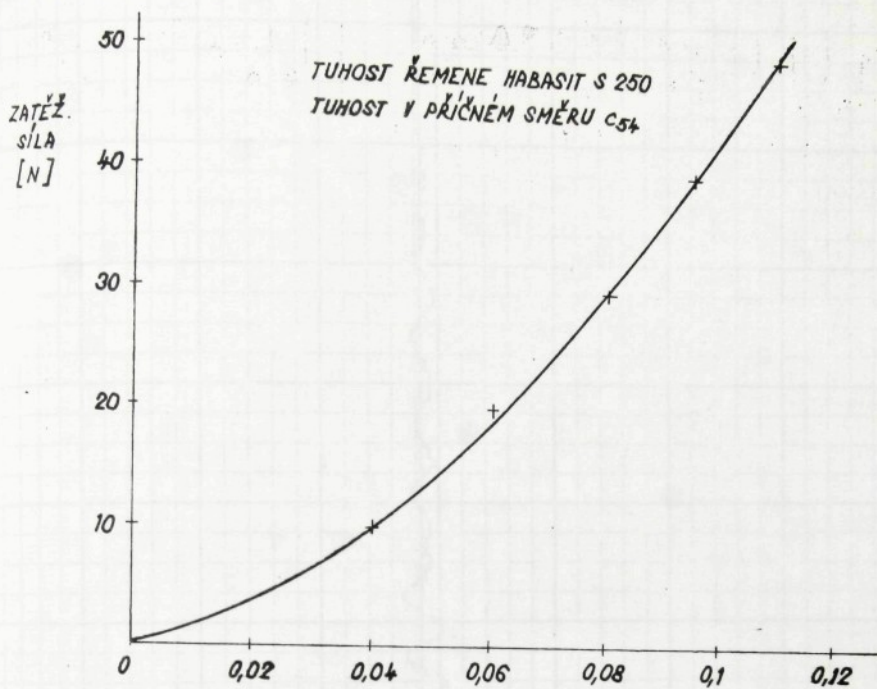
VARIANTA 1 - PRŮBĚH KMITÁNÍ HMOTY m_4 - OVALITA NÁKRUŽKU $\delta = 0,02$ mm
MODELOVÁNÍ ROZBĚHU ROTORU



Příloha č.5.10



příloha č.5.11

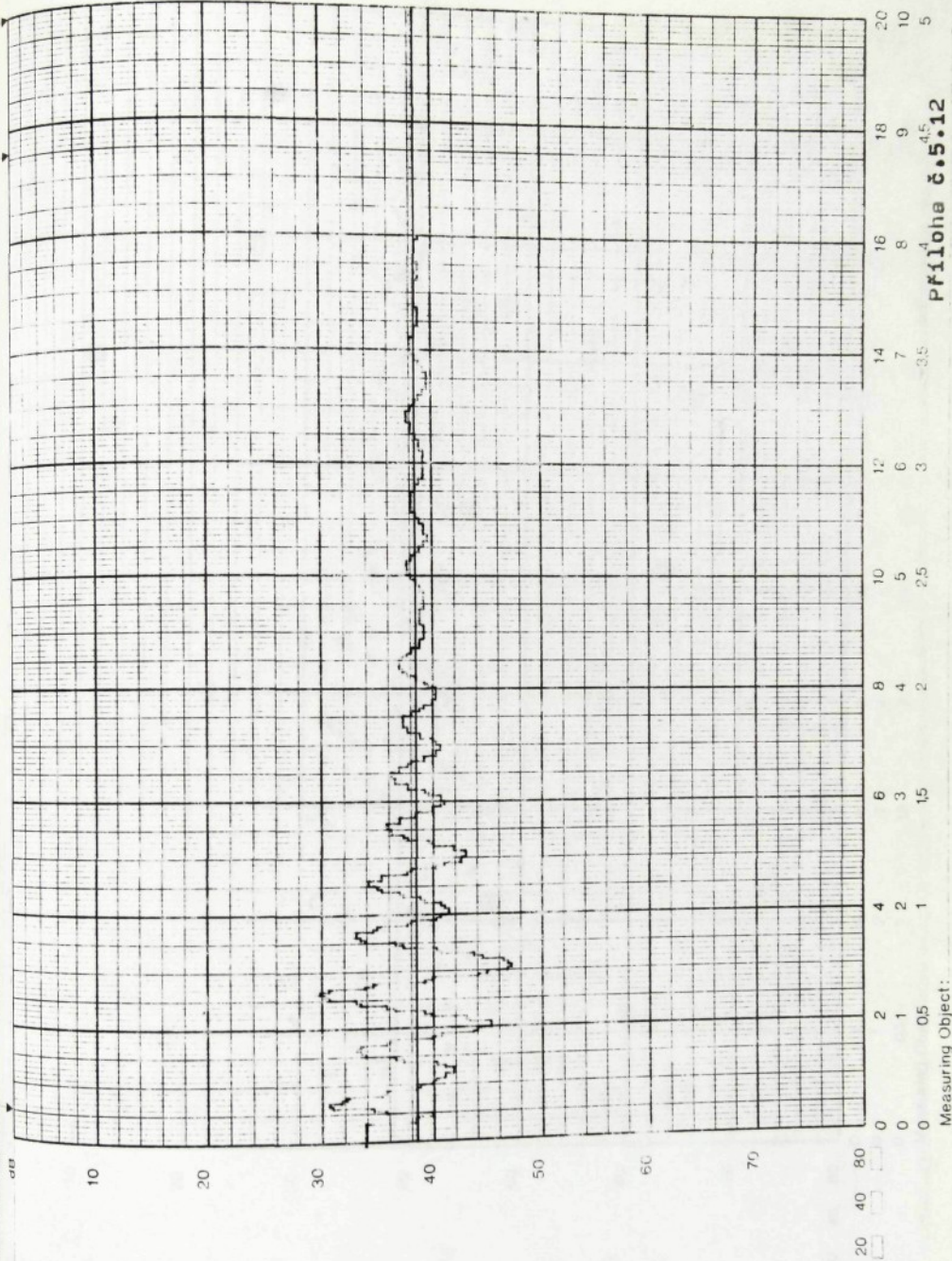


Full Scale Level: _____
 S. Frequency: _____
 Weighting: _____
 Average Mode: _____
 of Spectra: _____
 Comments: _____

DVALOVÉ
 "LOŽENÍ"
 ŽÚROBN

MĚŘENÍ
 L_q

Record No.: _____
 Date: _____
 Sign: _____



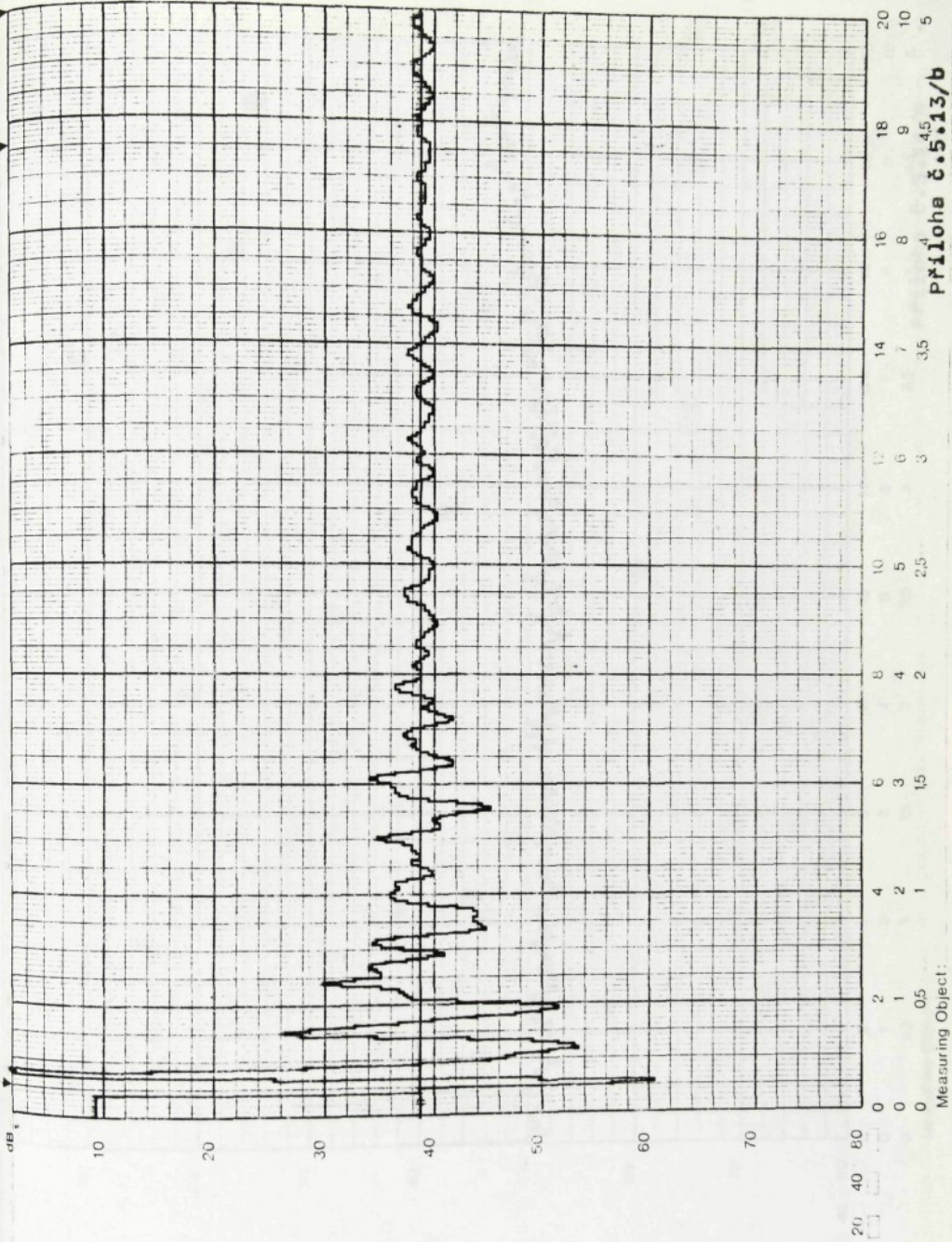
Příloha č. 5.12

Full Scale Level: 8.4 Hz
 F.S. Frequency: 8.4 Hz
 Weighting: AB, 2 MV
 Average Mode:
 No. of Spectra

Comments:

REMEN
 S 250
 MAGASIT

WSTENI
 K



PRILoha 8.5.13/b

Measuring Object:

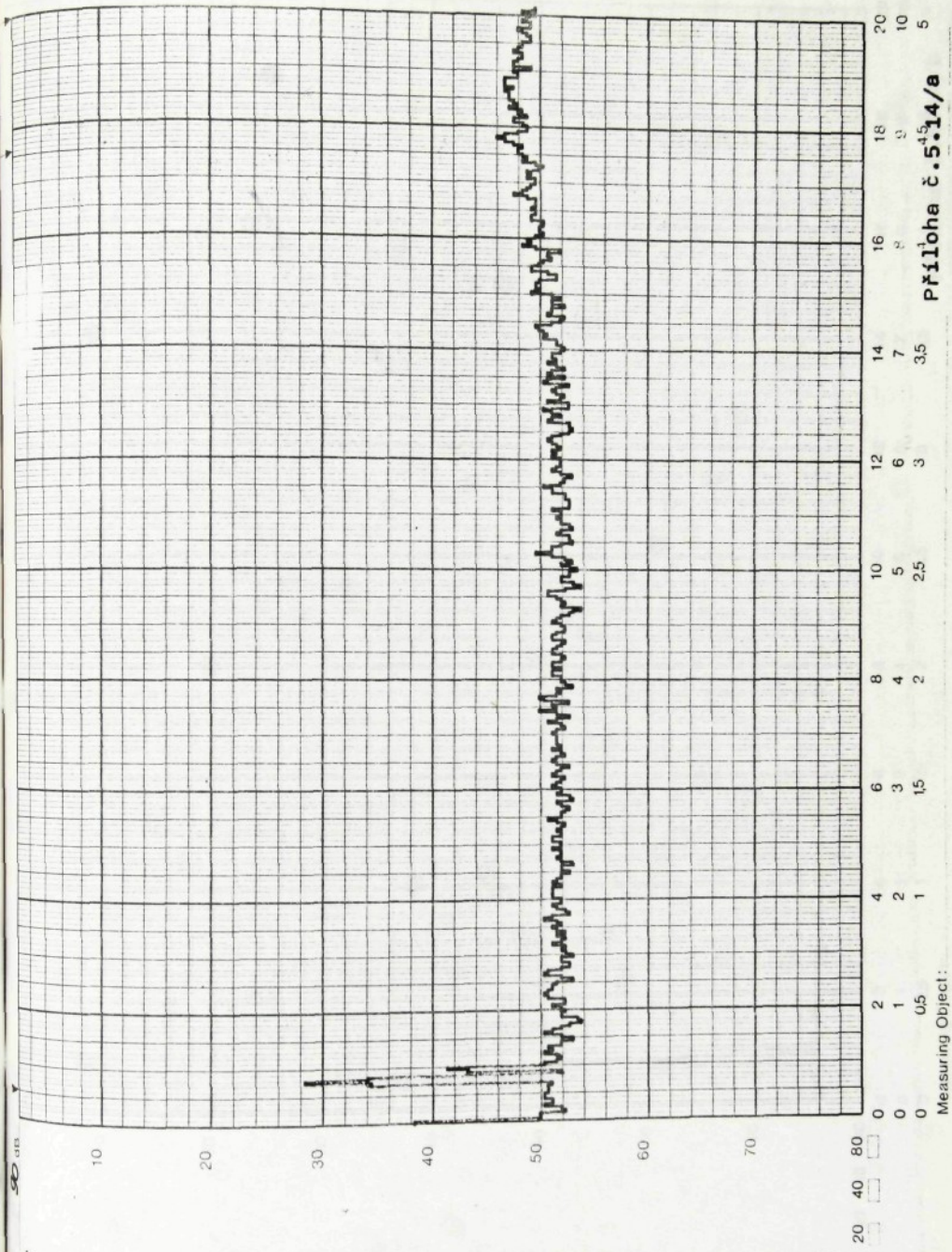
Record No.:
 Date:
 Sign:

2642

Scale Level
Frequency
Weighting
Average Mode
of Spectra

ments
ENCHONANI
AGERU

60dB ~ 19



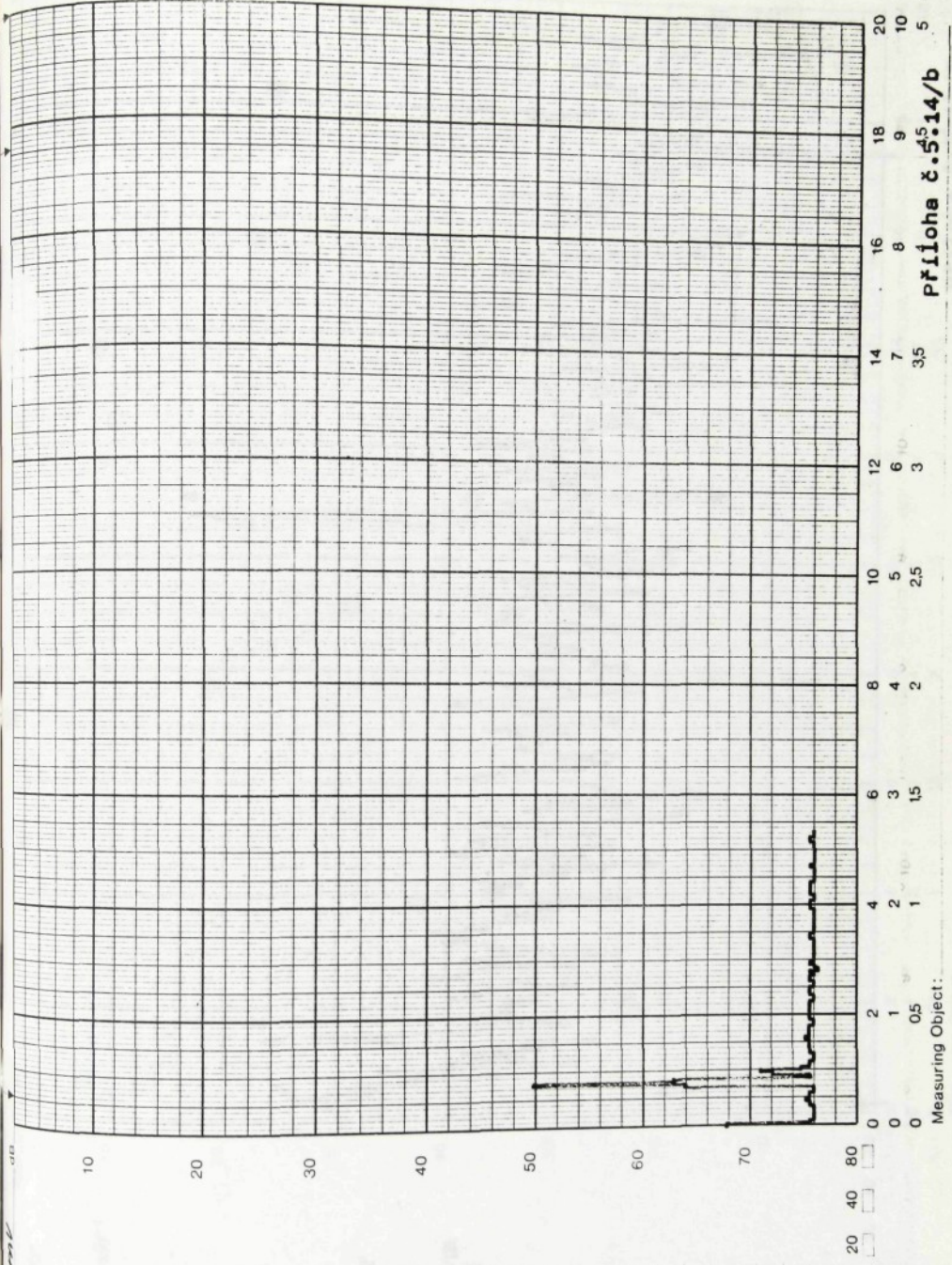
Příloha č. 5.14/a

Measuring Object:

Full Scale Level: 30 mV
 S. Frequency: 2 kHz
 Averaging Mode:
 of Spectra:

Comments:
 CEJCHOVANI
 LASERU

1.1 mV ~ 1g



Record No.:
 Date:
 Sign:

100 dB

Full Scale Level: 500 Hz

F.S. Frequency:

Weighting:

Average Mode:

No. of Spectra: 16000 min⁻¹

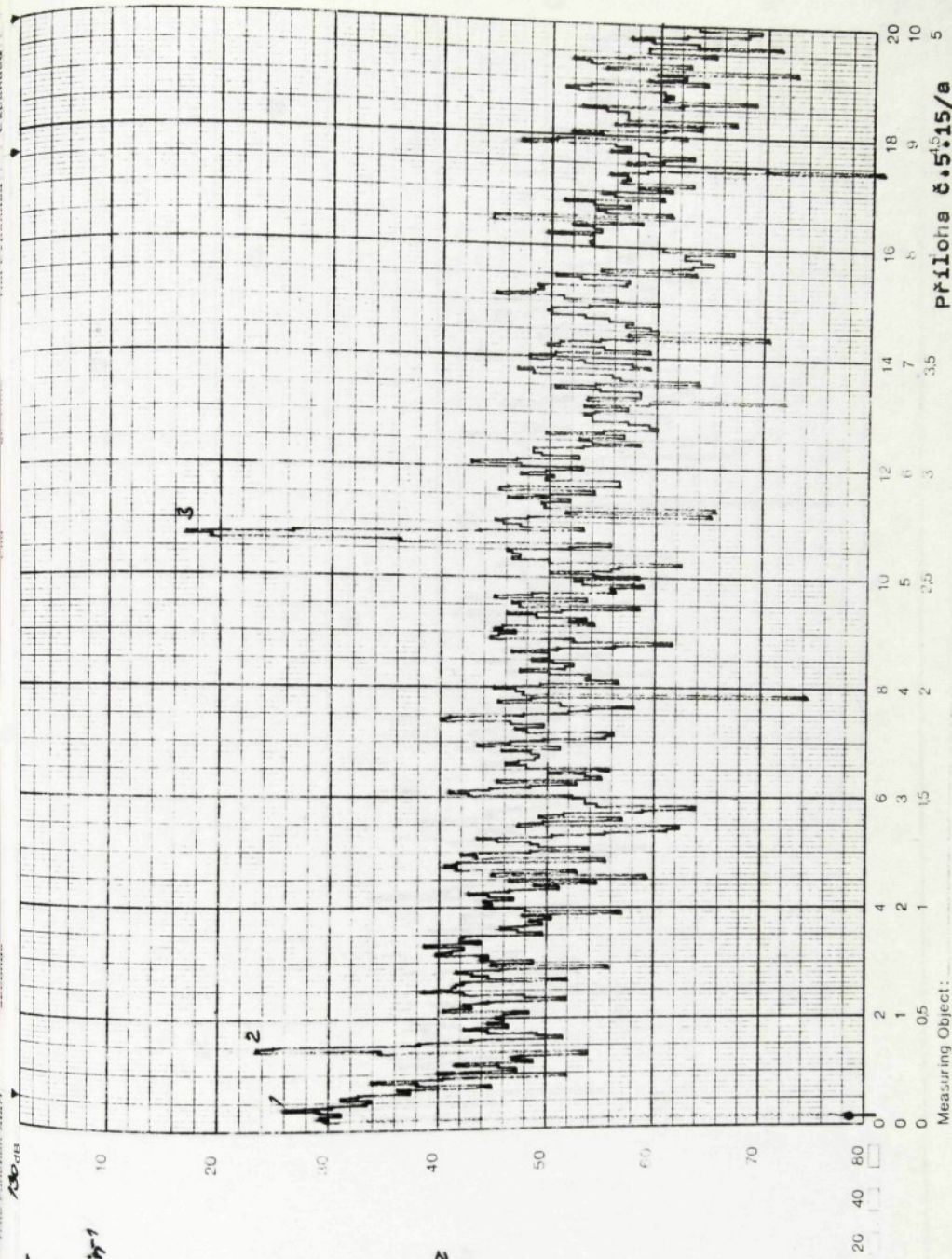
Comments:

LASER
SMÉR
VERTIKAL.

MAX. 1. 10 Hz
104 dB

2. 375 Hz
107 dB

3. 2675 Hz
113 dB



OP 1002

Record No.:

Date:

Sign.:

Measuring Object:

Priloha č. 5.15/a

100 dB

500 MHz

Full Scale Level:
S. S. Frequency:
Weighting:
Average Mode:

Band of Spectra:

1600000000

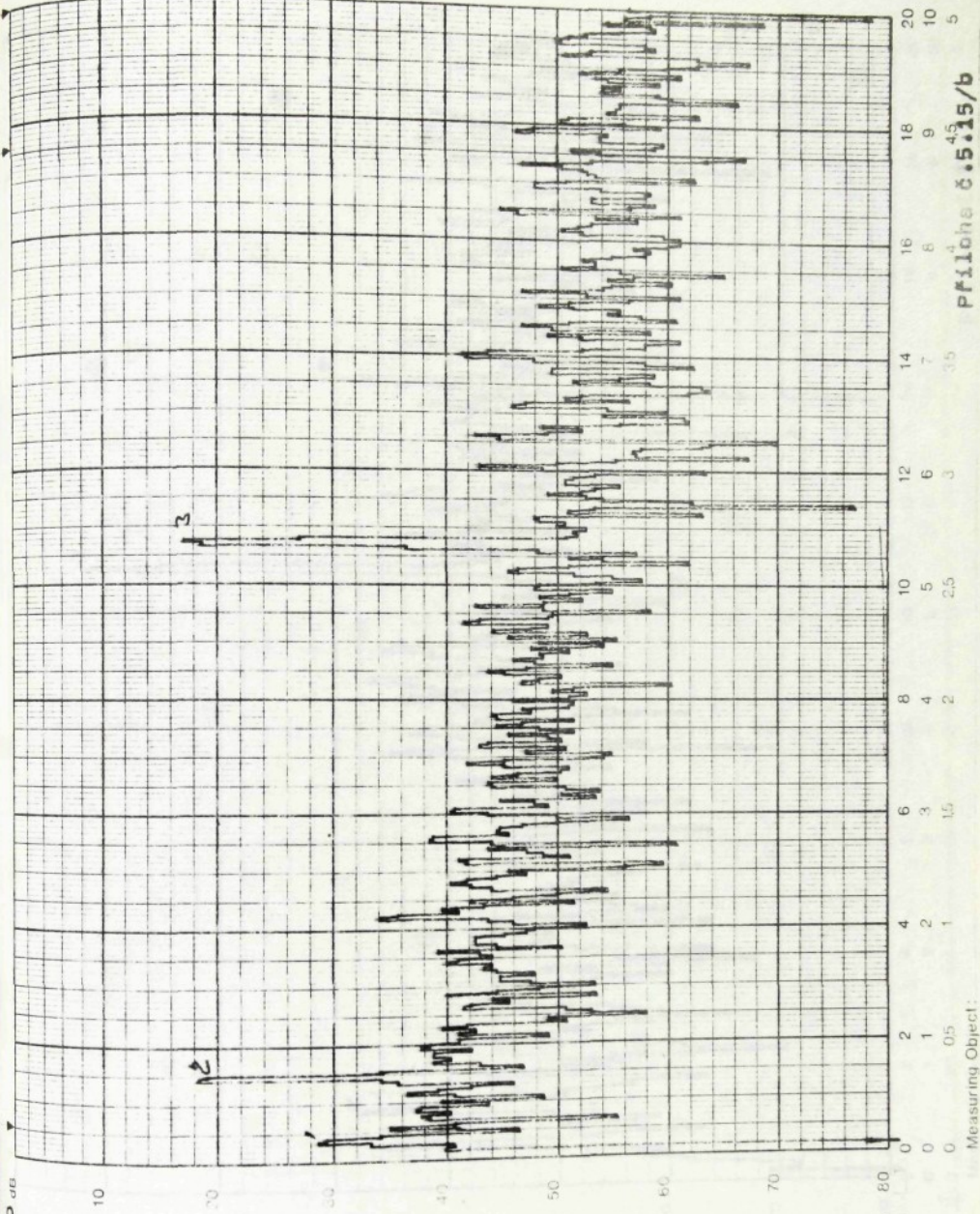
units

LASER
SMR
VERTICAL
KONTROLA

MAX. 1. 10 Hz
101 dB

2. 375 Hz
112 dB

3. 2075 Hz
113 dB



Record No.:
Date:
Sign:

OP 1002

Measuring Object:

PRILONA 5.5.15/b

130 dB

500 Hz

Frequency

Filtering

Weighting

Mode

16050 min⁻¹

Spectra

Vertical

NIMAC

NEOELEKTR.

MEČ

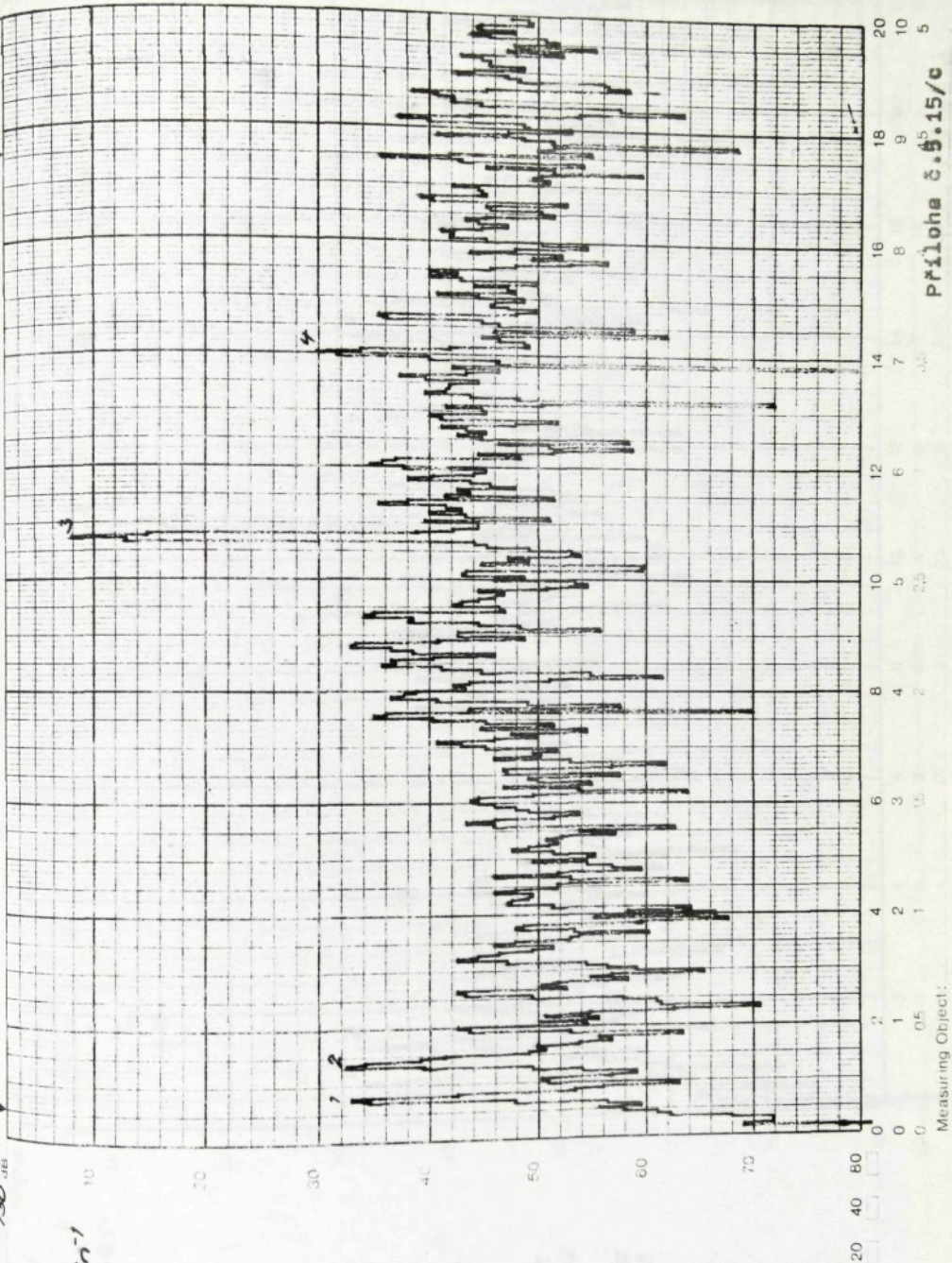
VERTIKÁL.

1. 17,5 Hz
97 dB

2. 37,5 Hz
97,5 dB

3. 267,5 Hz
122 dB

4. 350 Hz
100 dB



Príloha č. 5.15/c

Measuring Object:

1002

Time Function Start

SECONDS

1000 Hz 2000 Hz 3000 Hz 4000 Hz 5000 Hz 6000 Hz 7000 Hz 8000 Hz 9000 Hz 10000 Hz

130 dB

500 Hz

Full Scale Level
S. Frequency
Lighting

Range Mode
of Spectra
18000 min

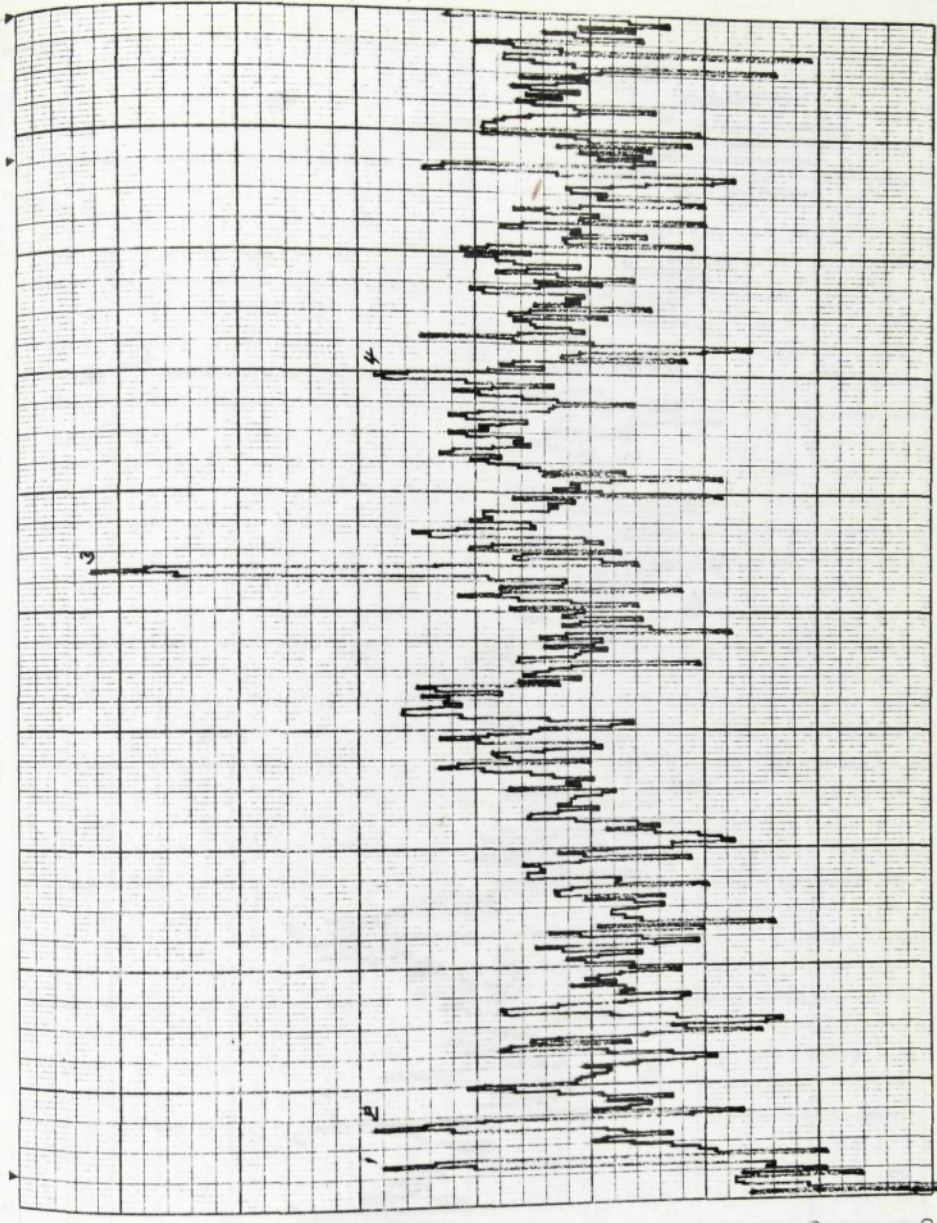
Object:
9N1MAD
PIEZOELECTR.
VERTIKAL.
SHEAR
KONTROLN'
KHEENI

MAX. 1. 175 Hz
98 dB

2. 375 Hz
99 dB

3. 205 Hz
129.5 dB

4. 350 Hz
99 dB



20 40 80

20 18 16 14 12 10 8 7 6 5
3.5 3 2.5 2 1.5 1 0.5 0

Priloha 8.5.15/d

Measuring Object:

Record No.:
Date:
Sign...

130 Hz

500 Hz

frequency

21600 min⁻¹

SEK

ČER VERTIKAL.

X. 1. 10 Hz

104 dB

2. 50 Hz

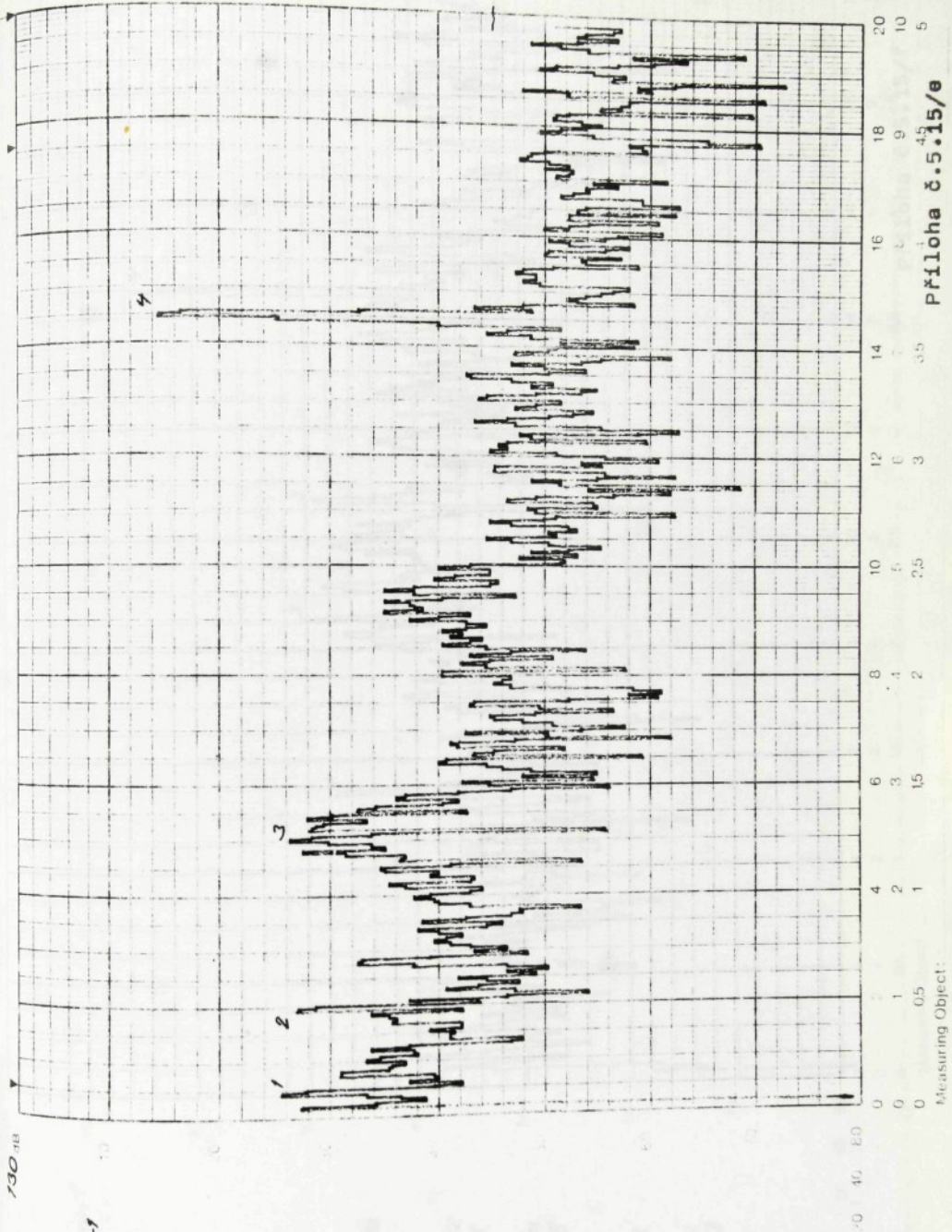
103 dB

3. 125 Hz

104 dB

4. 360 Hz

116 dB



Measuring Object: 1002

1002

11. Scale Level: _____
Frequency: 520 Hz
Lighting: _____

11. Scale Level: _____
Frequency: 520 Hz
Lighting: _____

Page Mode: 21600 min⁻¹
of Spectra:

ments:

ments:
SNÍMAČ
PIEZOELEKTR.
SMĚR
VERTIKAL.

MAX. 1. 125 HZ
97 dB

2. 212,542
100dB

3. 267,542
99dB

4. 300 Hz
715 dB

5. 1242

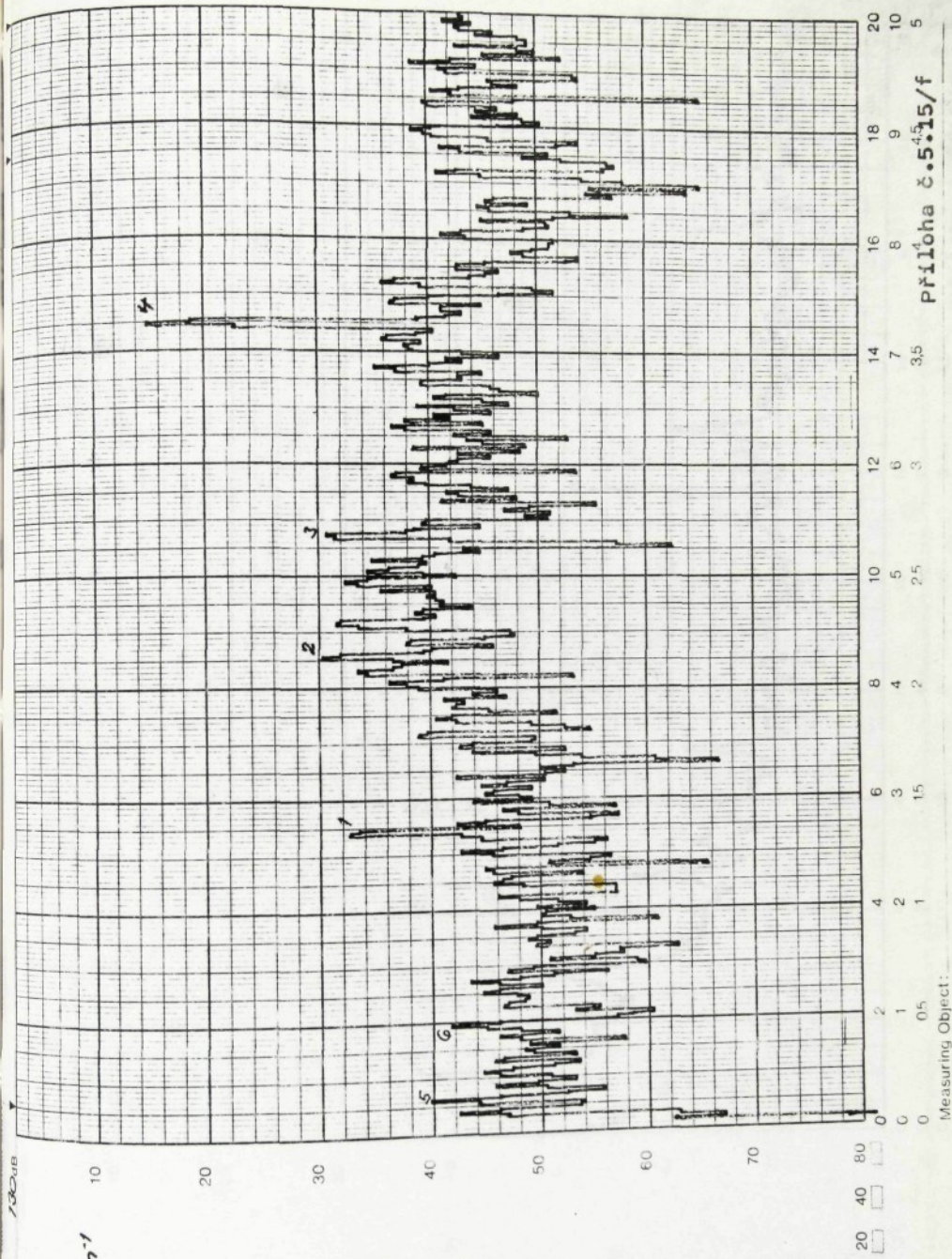
6. 50 42
89 23

Record No.:

Date: _____

Sign.:

QP 1002



Příloha č. 5.15/f

120 dB

2KHz

Full Scale Level:
S. Frequency:
Lighting:
Average Mode:
of Spectra: 250 Hz

LAUER
SHER
VERTICAL.

MAX. 1. 105 Hz
85808

2. 250 Hz
83408

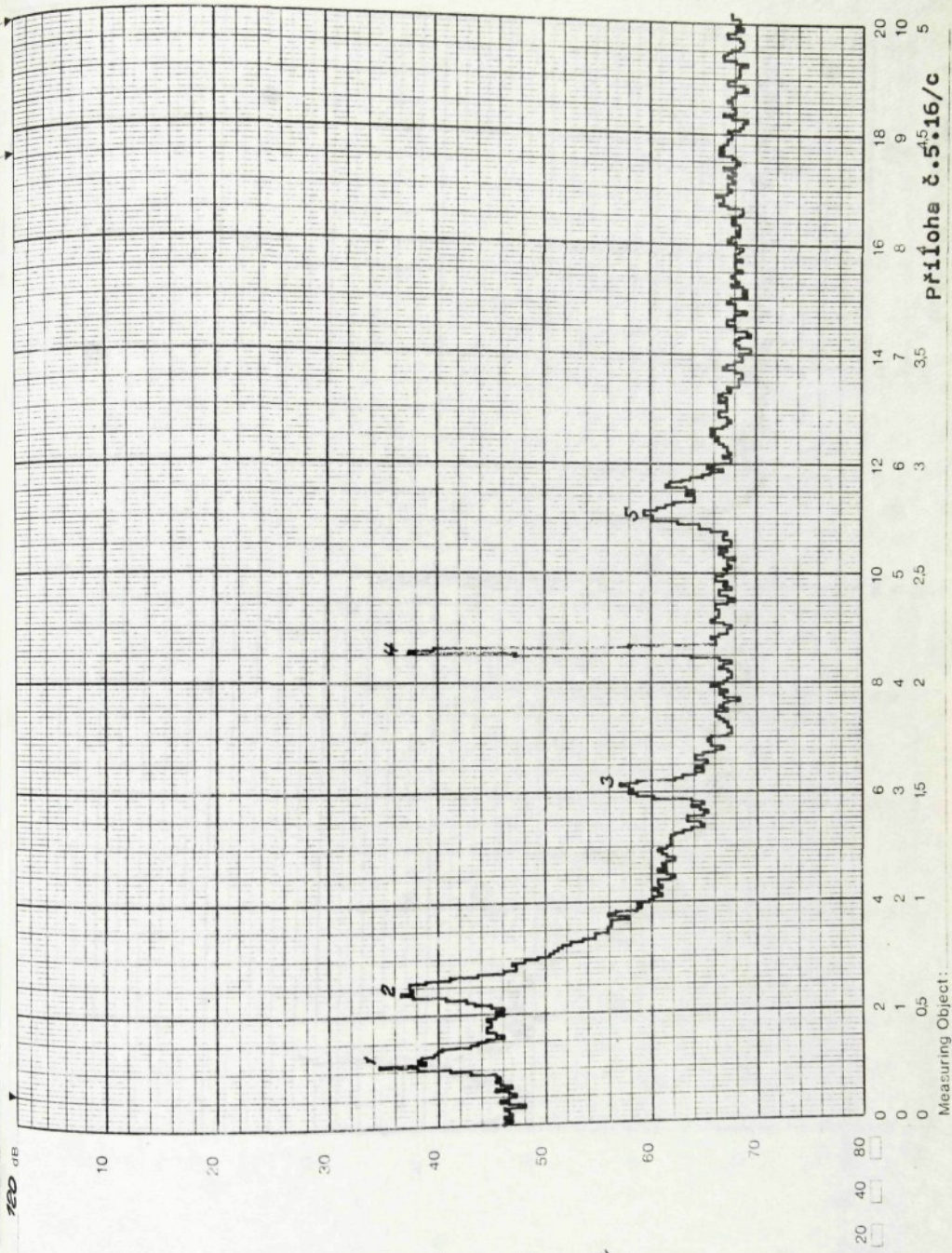
3. 600 Hz
63208

4. 250 Hz
89808

5. 105 Hz
60508

OT. 250 Hz
51000 min⁻¹

Record No.
Date:
Sign:



Scale Level: EL 12

S. Frequency:

Weighting:

Mode of Spectra:

980 Hz

Comments:

LAGER

MEZ

VERTIKAL.

MAX. 1. 125 Hz

892 dB

2. 495 Hz

675 dB

3. 980 Hz

897 dB

4. 1105 Hz

625 dB

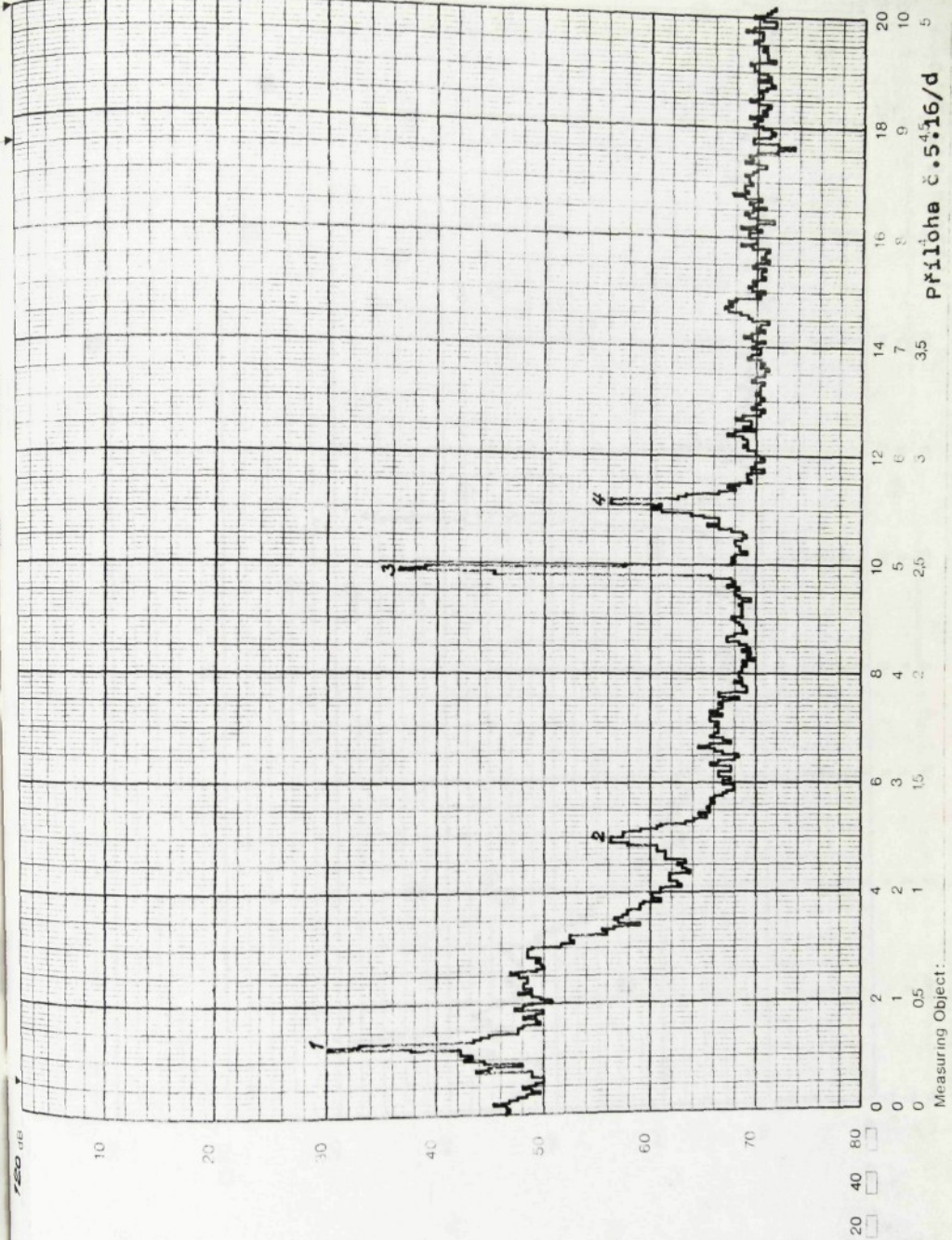
OT. 980 Hz

5800 min⁻¹

Record No.:

Date:

Sign.:



120 dB

Scale Level: 24 Hz

Lighting:

Stage Mode:

1065 Hz

meas:

LASER
SMÉR

VERTICAL.

MAX. 1. 135 Hz
89 dB

2. 1065 Hz
86 dB

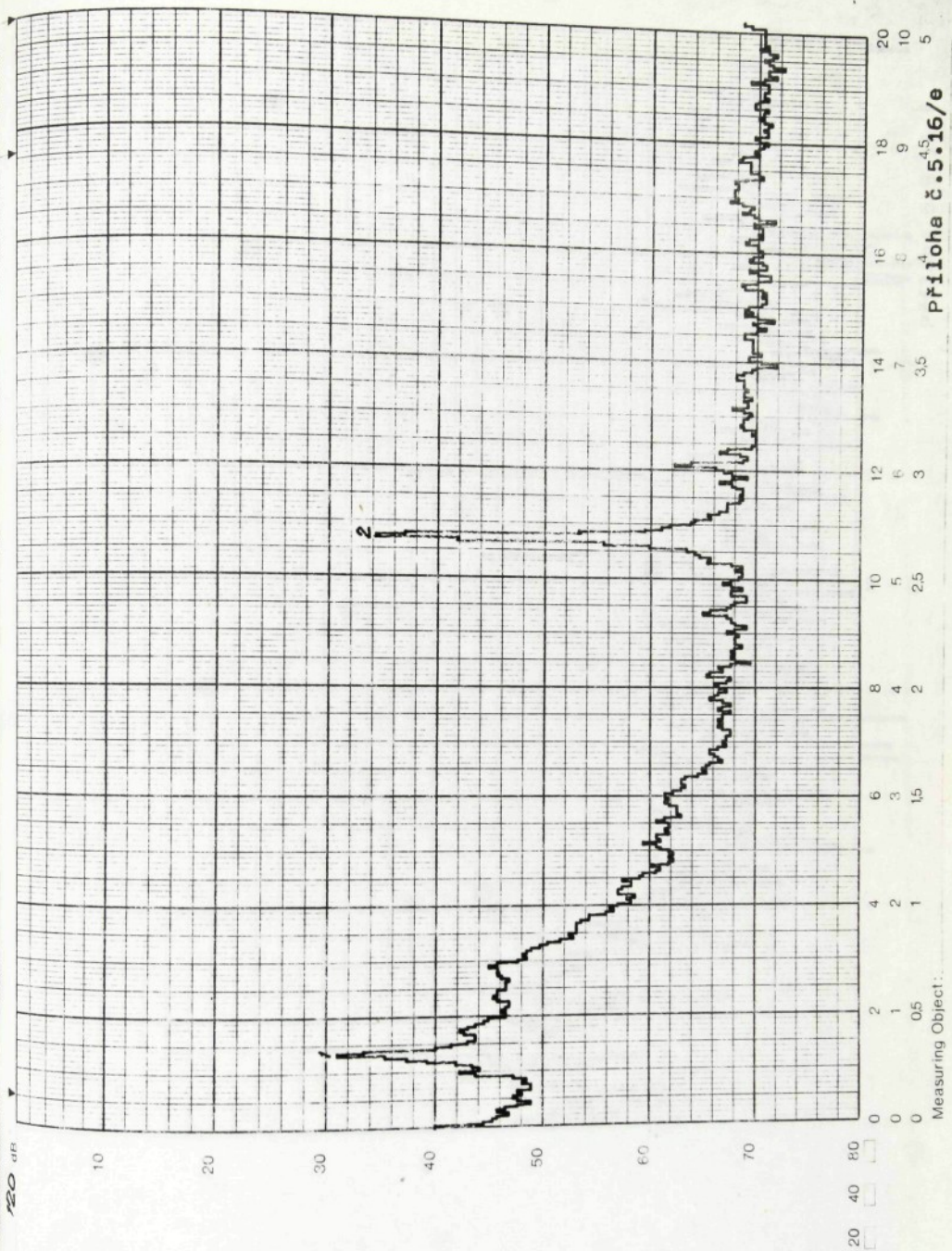
DT. 1065 Hz
63900 min⁻¹

Record No.

Date:

Sign:

OP 1002



120 dB

Full Scale Level: 26 Hz

Printing:

Average Mode:

of Spectra: 1190 Hz

Comments:

ASER
CHER
VERTIKAL.

MAX. 1. 150 Hz
88.5 dB

2. 1035 Hz
79.6 dB

3. 1190 Hz
79.6 dB

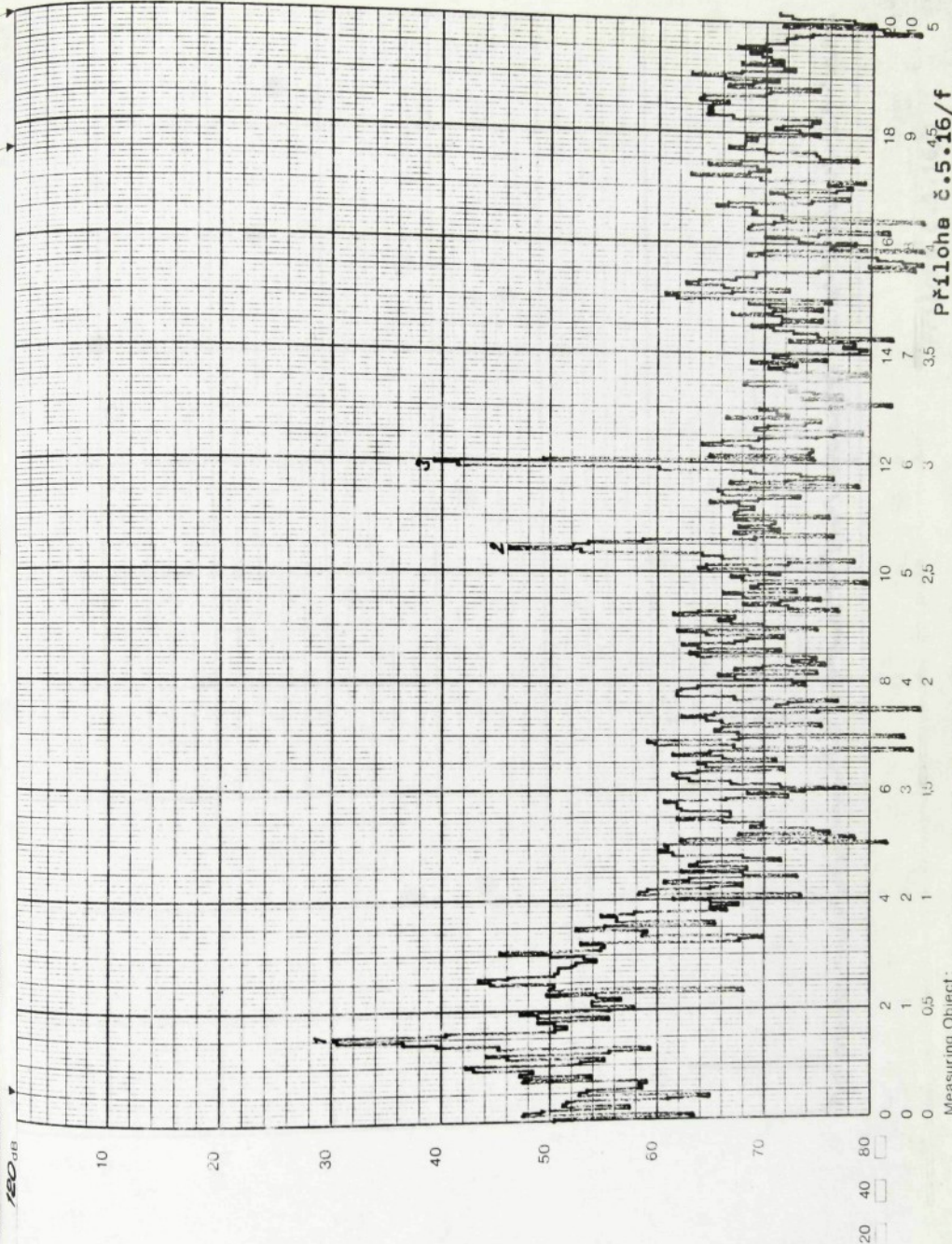
OT. 1190 Hz
71 400 min⁻¹

Record No.:

Date:

Sign:

CP 1002



Scale Level: 31,6 mV
 Frequency: 500 Hz

Integ:
 Ag: Voda
 f: Spectra

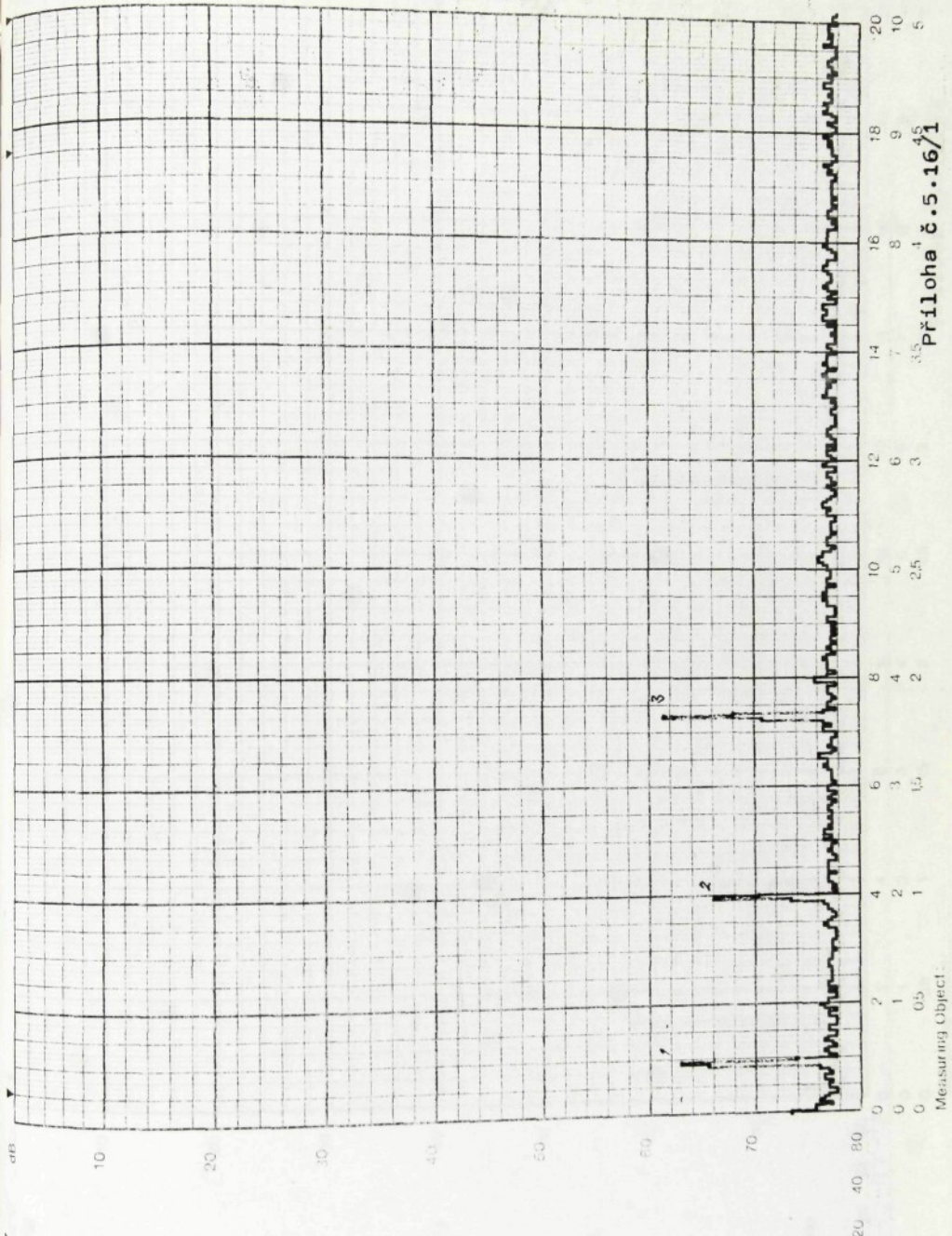
$F_5 = 15N$
 NITRAČ - HEŘENÍ
 95CR

PK. 1. 25 Hz
 73 mV

2. 100 Hz
 45 mV

3. 181 Hz
 6,6 mV

Record No.: ROZBĚH
 Date: ROTDRU
 Sign: $N_2 = 2gmm$



Příloha č. 5.16/1

Measuring Object:

util Scale Level: 316 mV
S. Frequency: 500 Hz

Sighting:

erage Mode:

of Spectra:

mments: $F_5 = 15N$

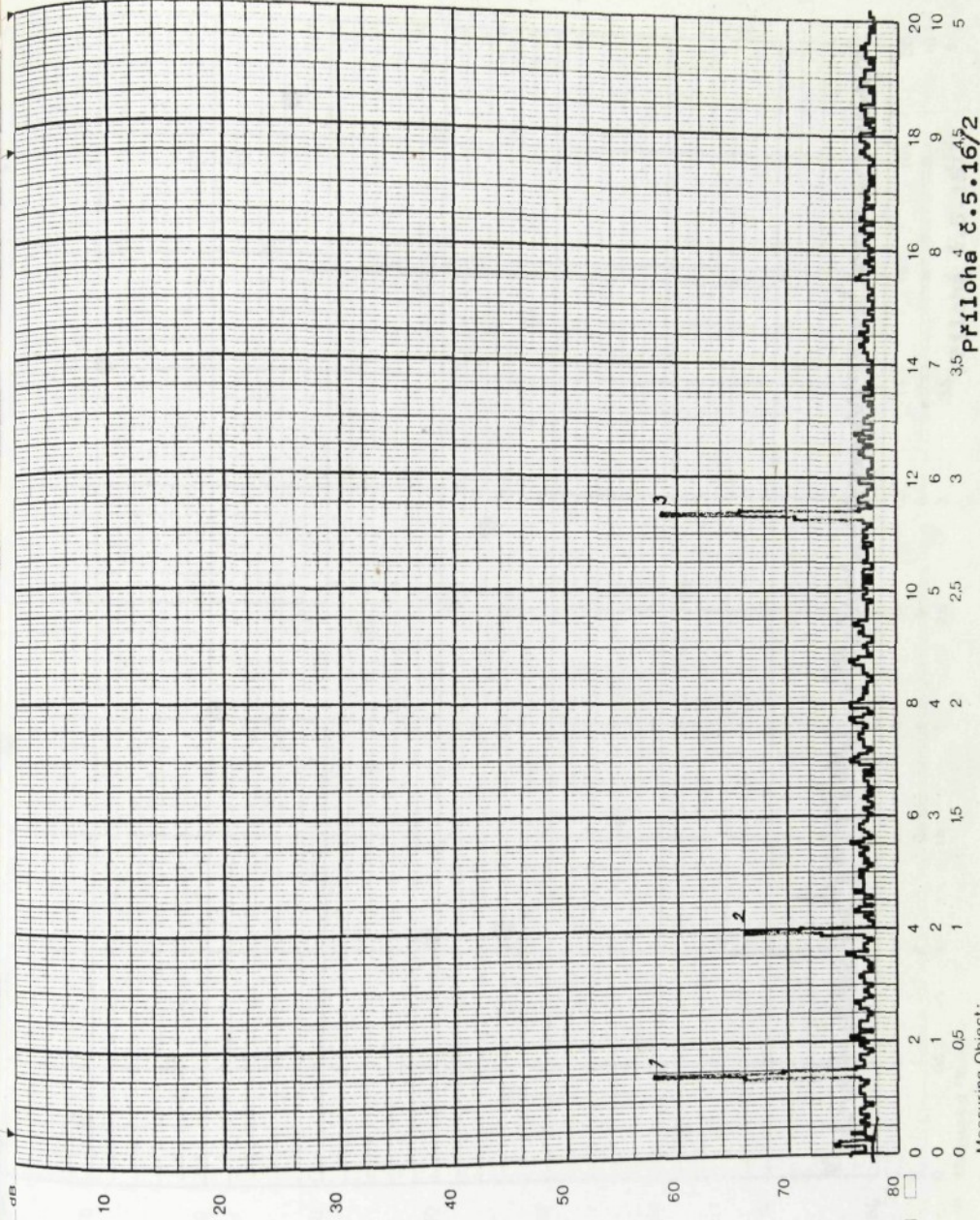
MEŘENÍ

LASER

MAX. 1. 735 Hz
79 mV

2. 98 Hz
47 mV

3. 281 Hz
77 mV



Record No.: ROZBĚH

Date: 2. 10. 2011

Sign: M. = 29 mm

3.5 příloha č. 5.16/2

71.5 mV
500 Hz

Scale Level
Frequency
Lighting
Range Mode
of Spectra:

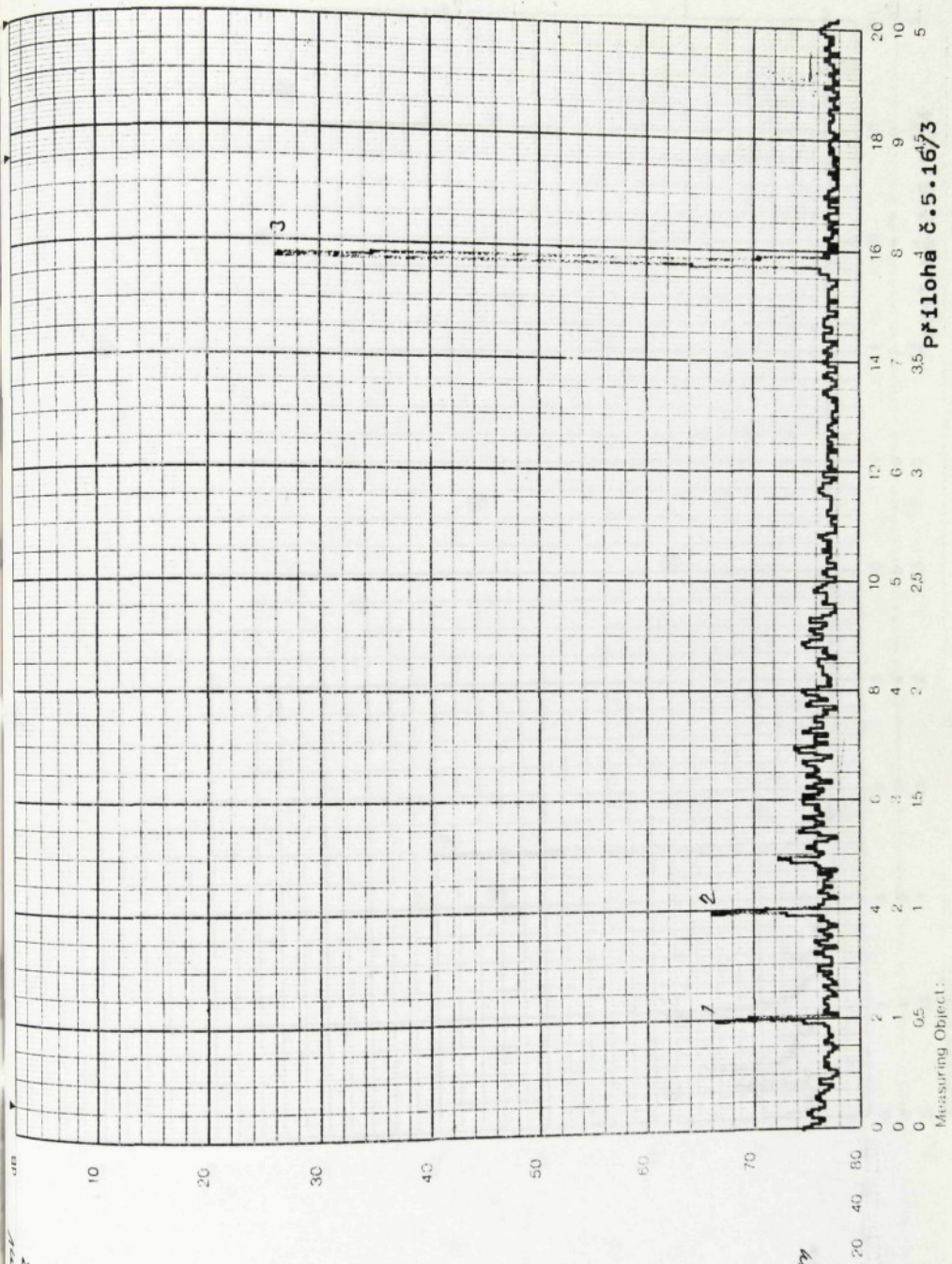
ments: FS-15N
NEČENI
LASER

MAX. 1. 50 Hz
4.6 mV

2. 198 Hz
4.75 mV

3. 391 Hz
2.13 mV

Record No.: R0084
Date: ROTORU
Sign: $\lambda/2 = 29 \text{ mm}$



35 příloha č. 5.16/3

Measuring Object:

31.5 mV
20 Hz

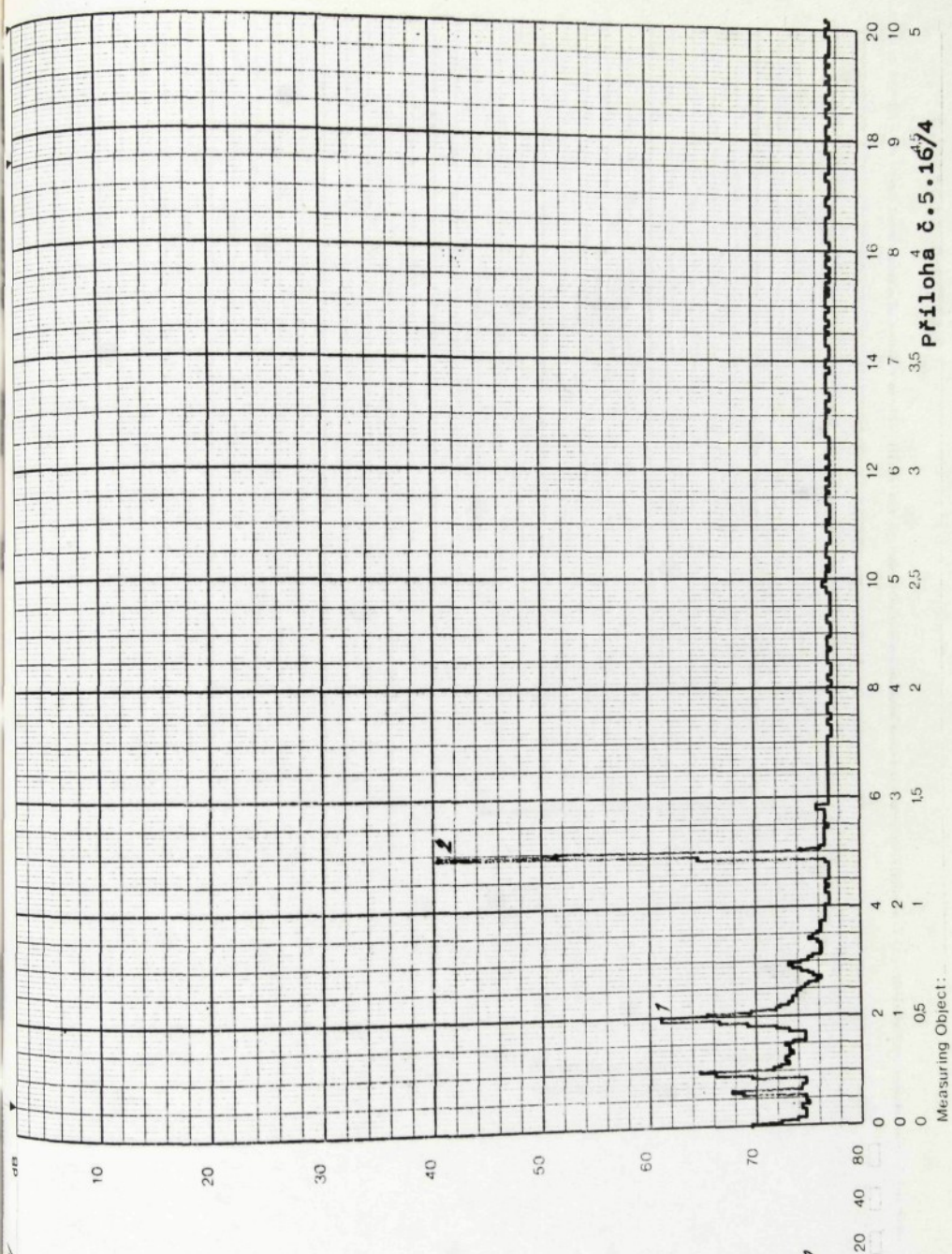
Scale Level
Frequency
giting
age Mode
of Spectra

ments:
F5 = 15N
M20C-NI
LAFER

AX. 1. 200 Hz
74 mV

2. 490 Hz
154 mV

Record No.: RDZBĚH
Date: ROTORU
Sign.: M2 = 29 mm



příloha č. 5.16/4

Measuring Object:

31.5 mV
 2 kHz
 S. Frequency
 Range Mode
 of Spectra:

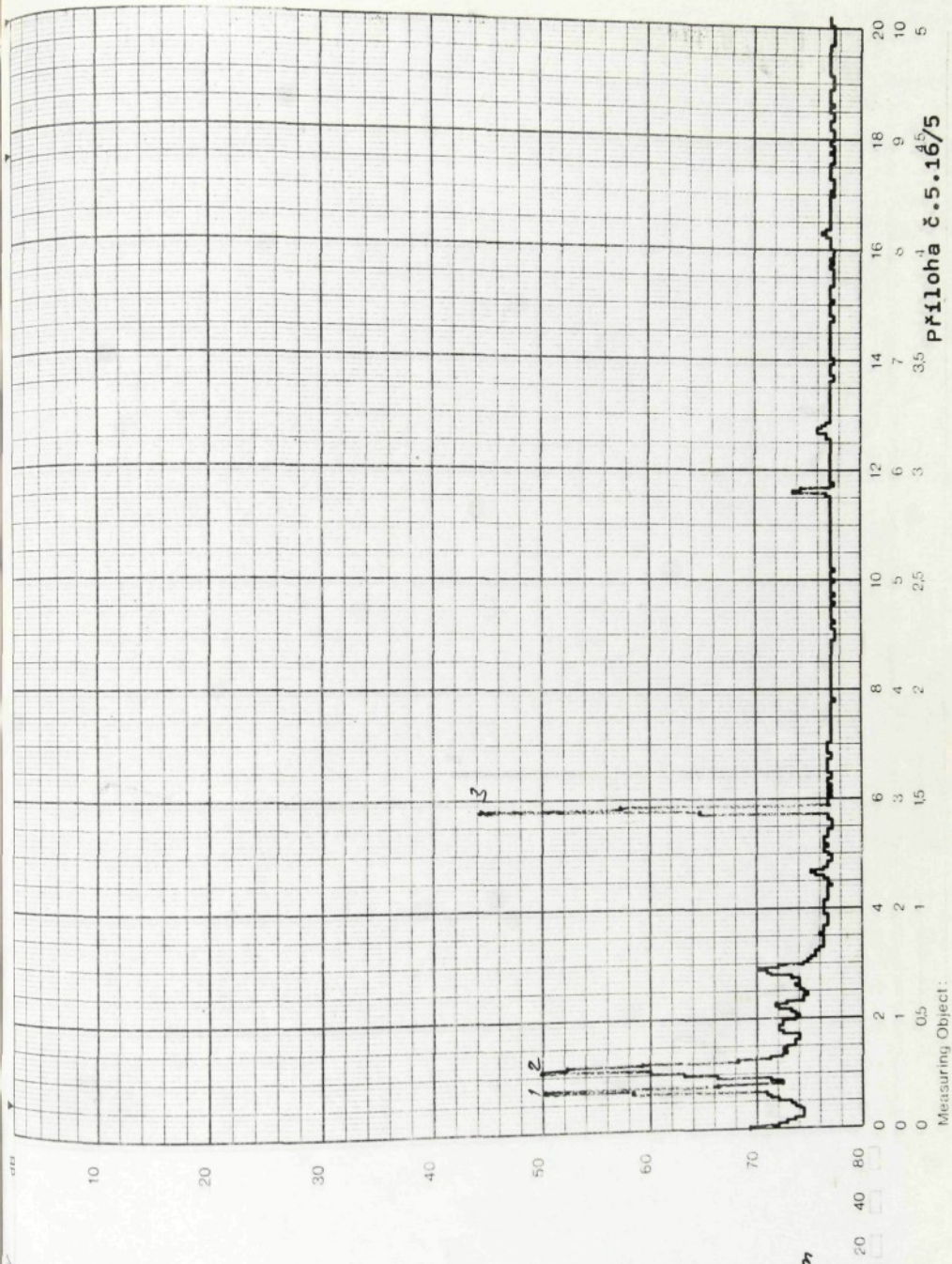
Comments: $F_5 = 15N$
 MERENI
 LASER

MAX. 3. 575 Hz
 10.9 mV

2. 110 Hz
 9.1 mV

1. 70 Hz
 8.9 mV

Record No: 20284H
 Date: ROTORU
 Sign: $N_2 = 29mm$



příloha č. 5.16/5

Measuring Object:

Scale Level: 31.5 mV
Frequency: 2 kHz

Lighting:
Age Mode:
if Spectra

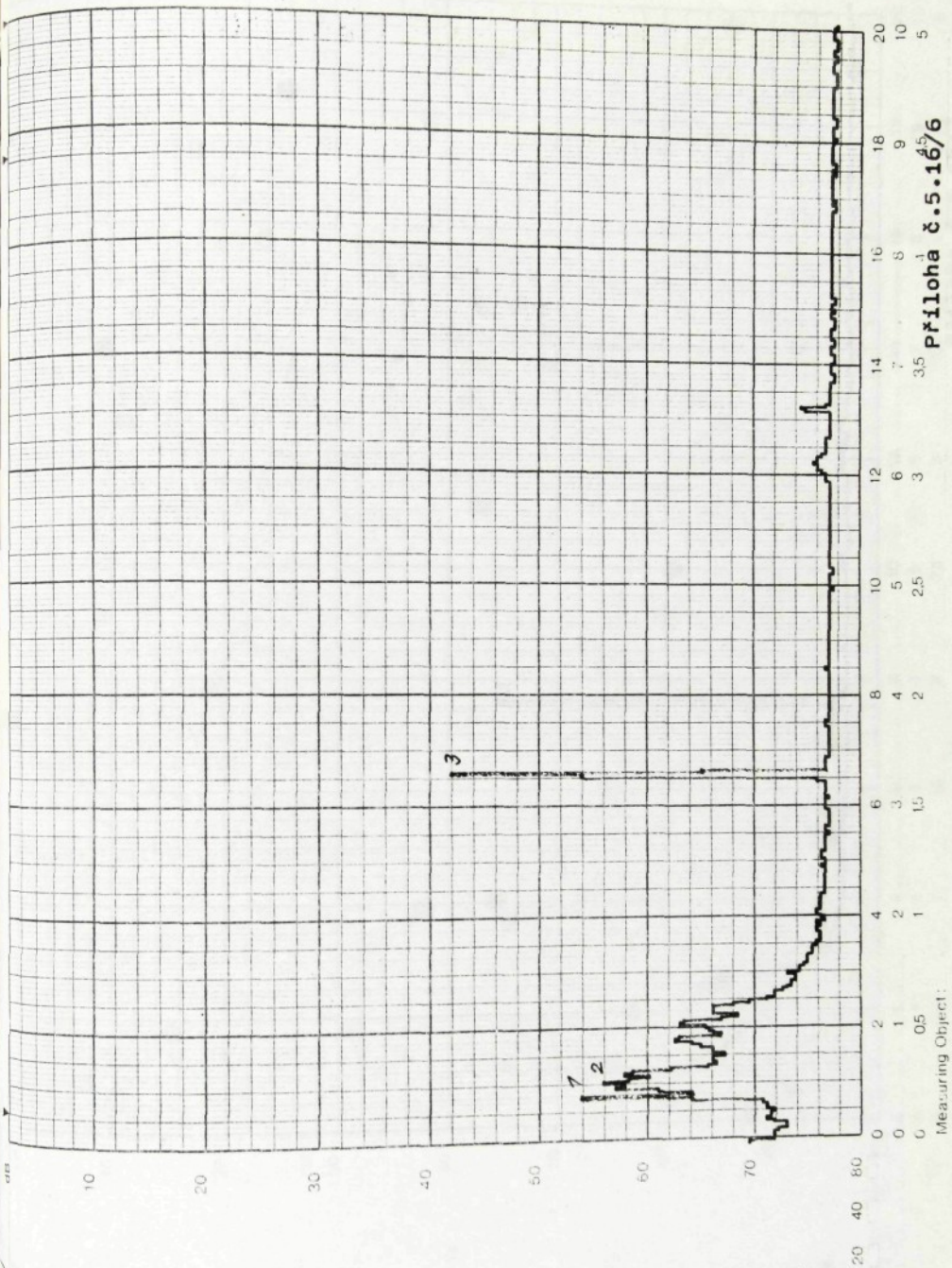
Points: $F_5 = 15N$
MESEN
LASER

AX. 1. 70 Hz
9.9 mV

2. 110 Hz
8.7 mV

3. 660 Hz
14.4 mV

Record No.: ROZBEH
Date: ROTORU
Sign: $12 = 29mm$



Příloha č. 5.16/6

Measuring Object:

Unit Scale Level: 316mV

S. Frequency: 24 Hz

Lighting:

Storage Mode:

of Spectra:

Comments: $F_5 = 15N$

NEZENI

LASER

MAX. 1. 95 Hz

10 mV

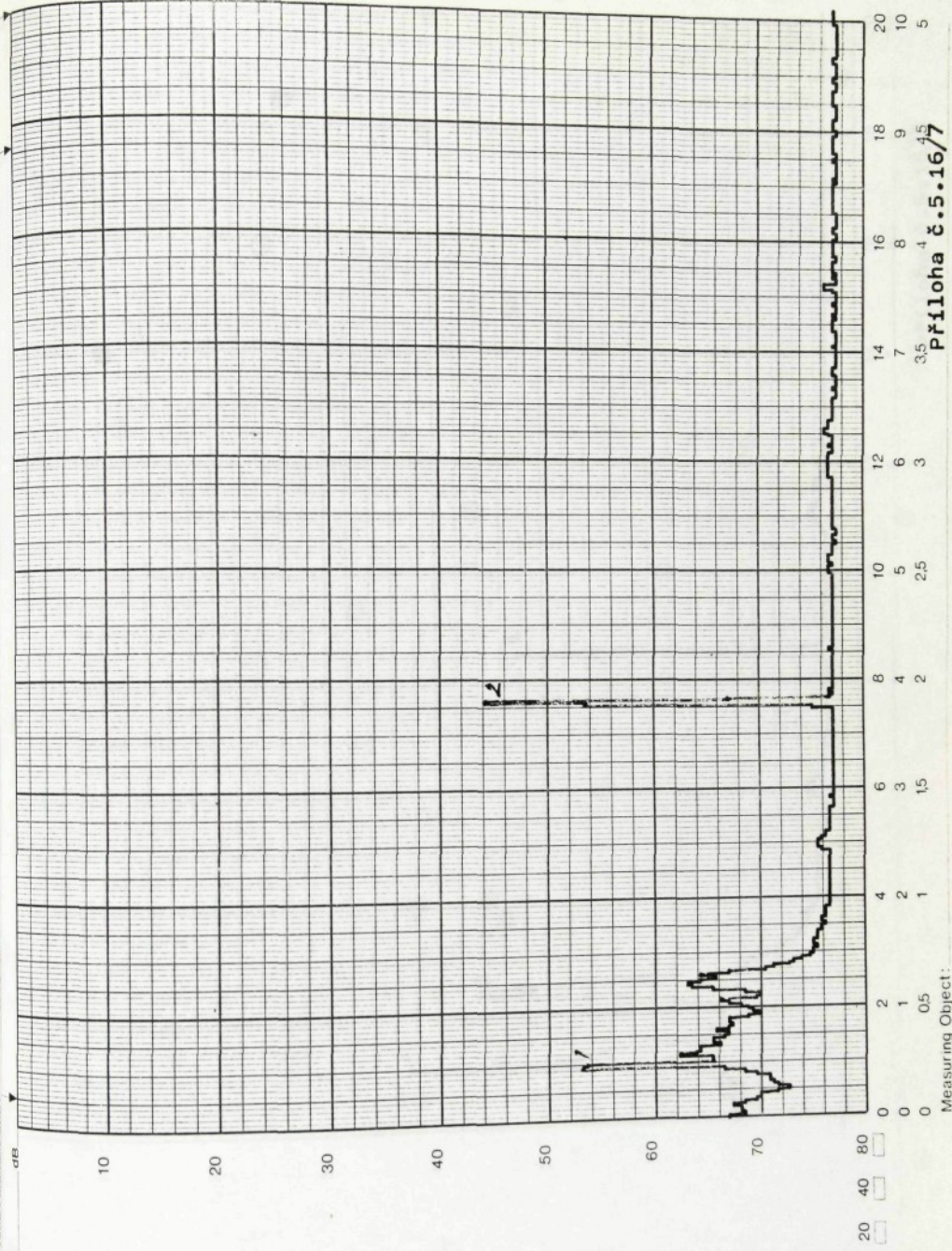
2. 755 Hz

13,5 mV

Record No.: R0326H

Date: ROTORU

Sign: $M_2 = 29mm$



1 Scale Level: 31.6 mV
 2 Frequency: 2 kHz

Lighting:

Range Mode:

of Spectra:

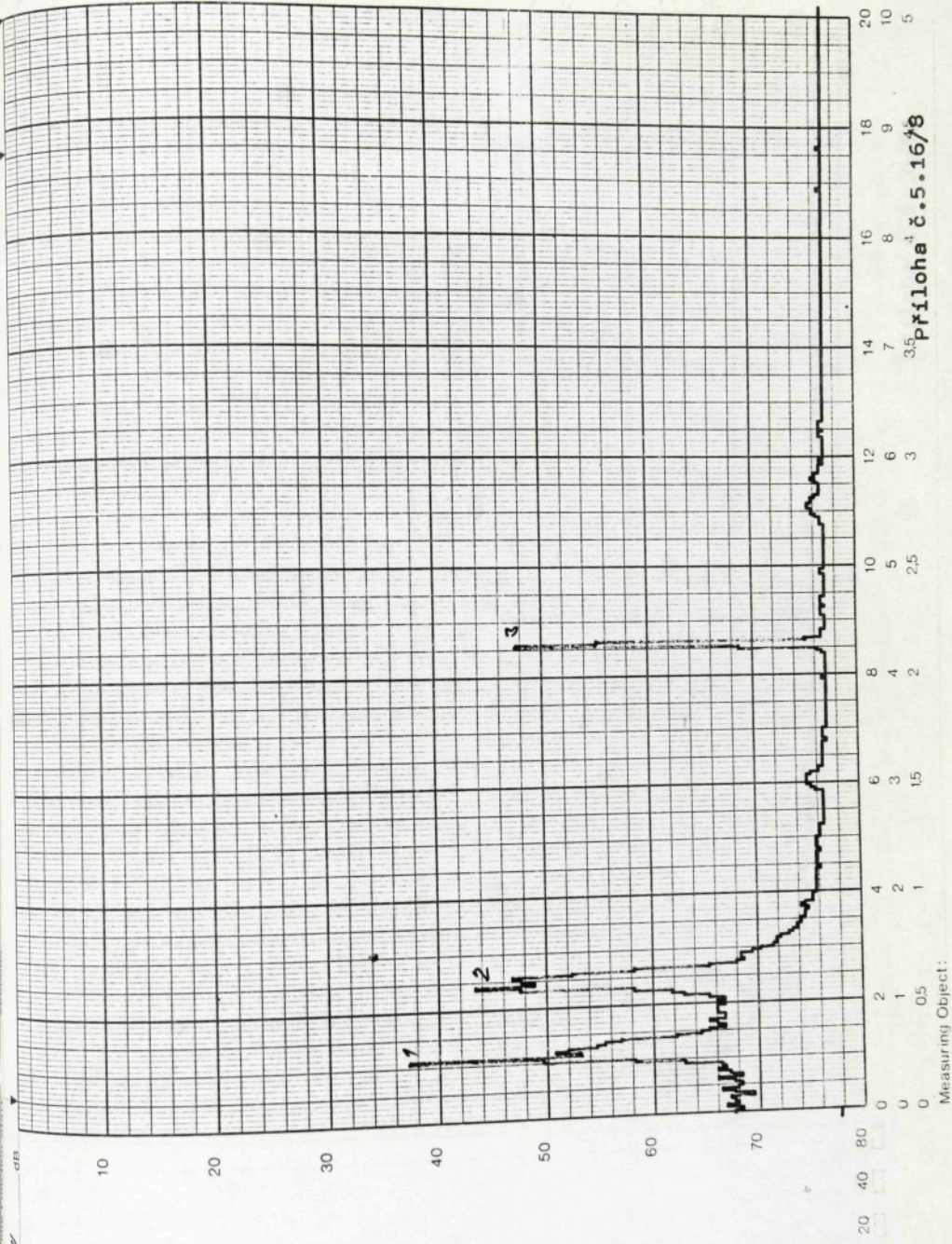
ments: $F_5 = 15N$
 HEBENI
 LASER

MAX. 1. 105 Hz
 104 mV

2. 240 Hz
 13.8 mV

3. 850 Hz
 151 mV

Record No.: ROZBĚH
 Date: ROTORU
 Sign.: $N_2 = 29mm$



Measuring Object:

JEK 12

Producing
Lighting
Stage Mode:
f Spectra

$F_s = 15N$
ČEŘENI
ASER

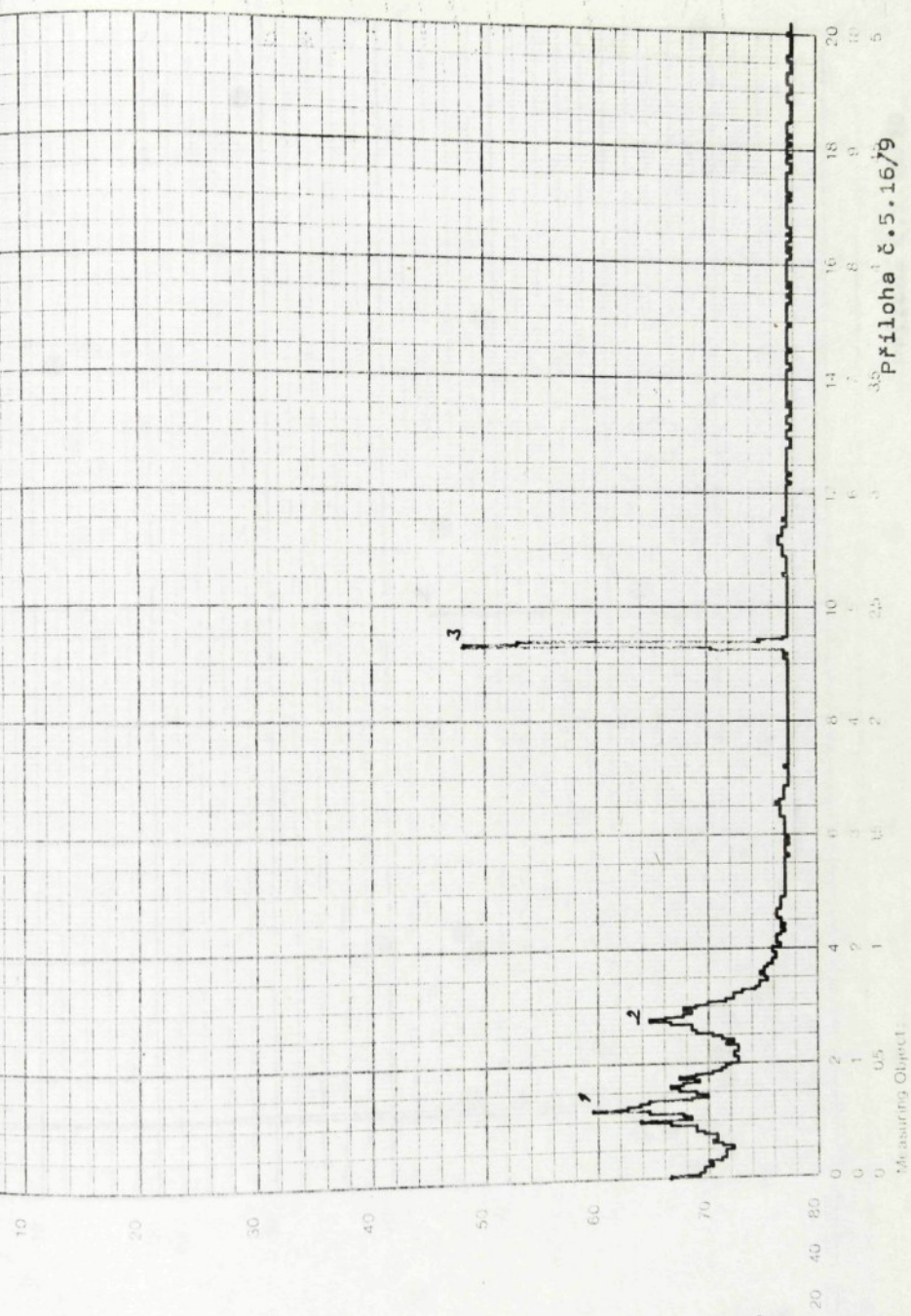
AK. 1. 120 Hz
7.6 mV

2. 275 Hz
5.5 mV

3. 925 Hz
12.1 mV

ROZBĚH
ROTORU
 $N_2 = 29 mm$

Record No.
Date
Sign



Příloha č. 5.16/9

Measuring Object:

Scale Level: 200mV
Frequency: 2000

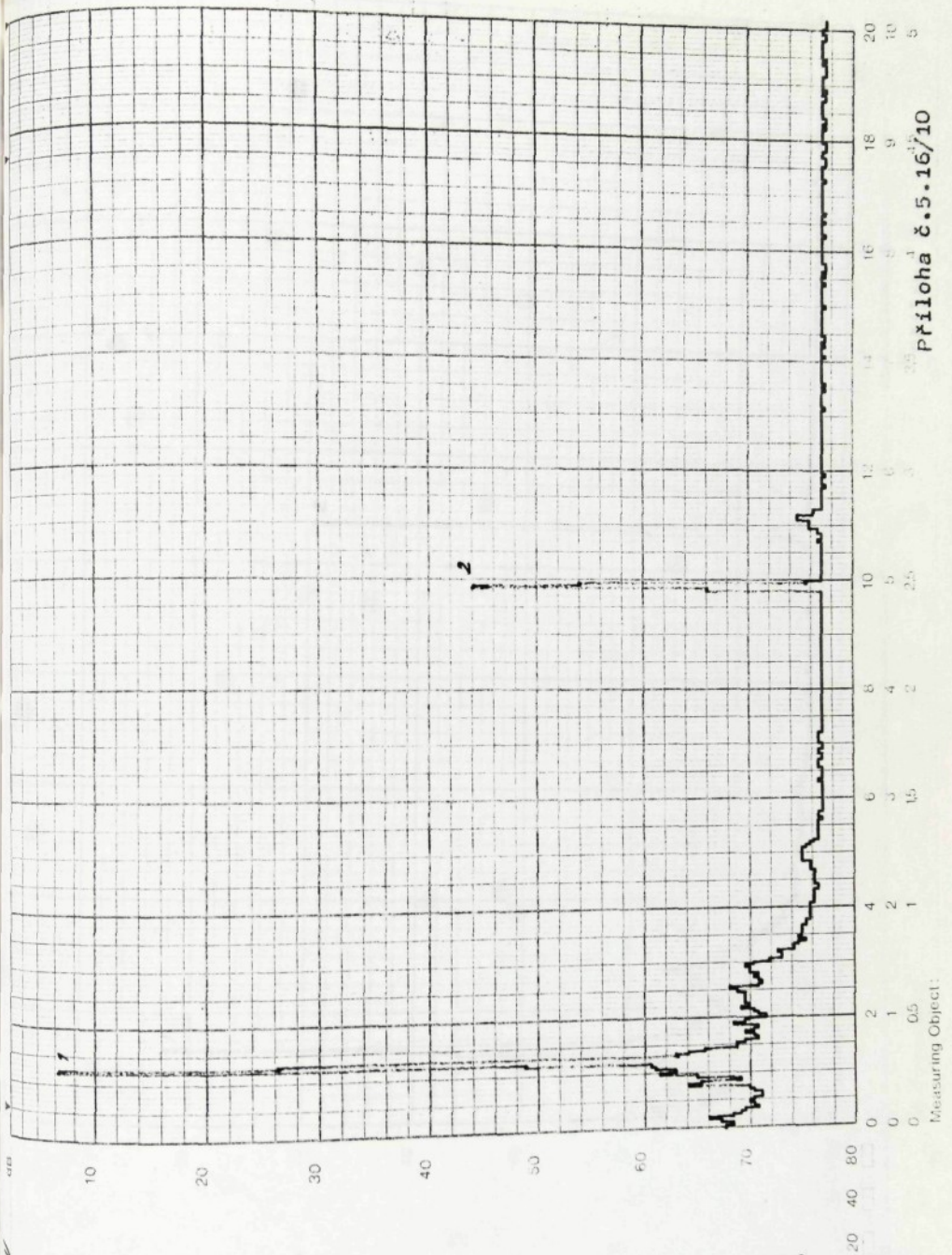
nting:
ge Mode:
Spectra:

FS = 15N
ČIČENI
99ER

2X. 1. 125 Hz
28.8mV

2. 980 Hz
13.5mV

Record No.: 2023EH
Date: ROTORU
Sign: 1/2 = 29mm



Measuring Object:

22 Hz

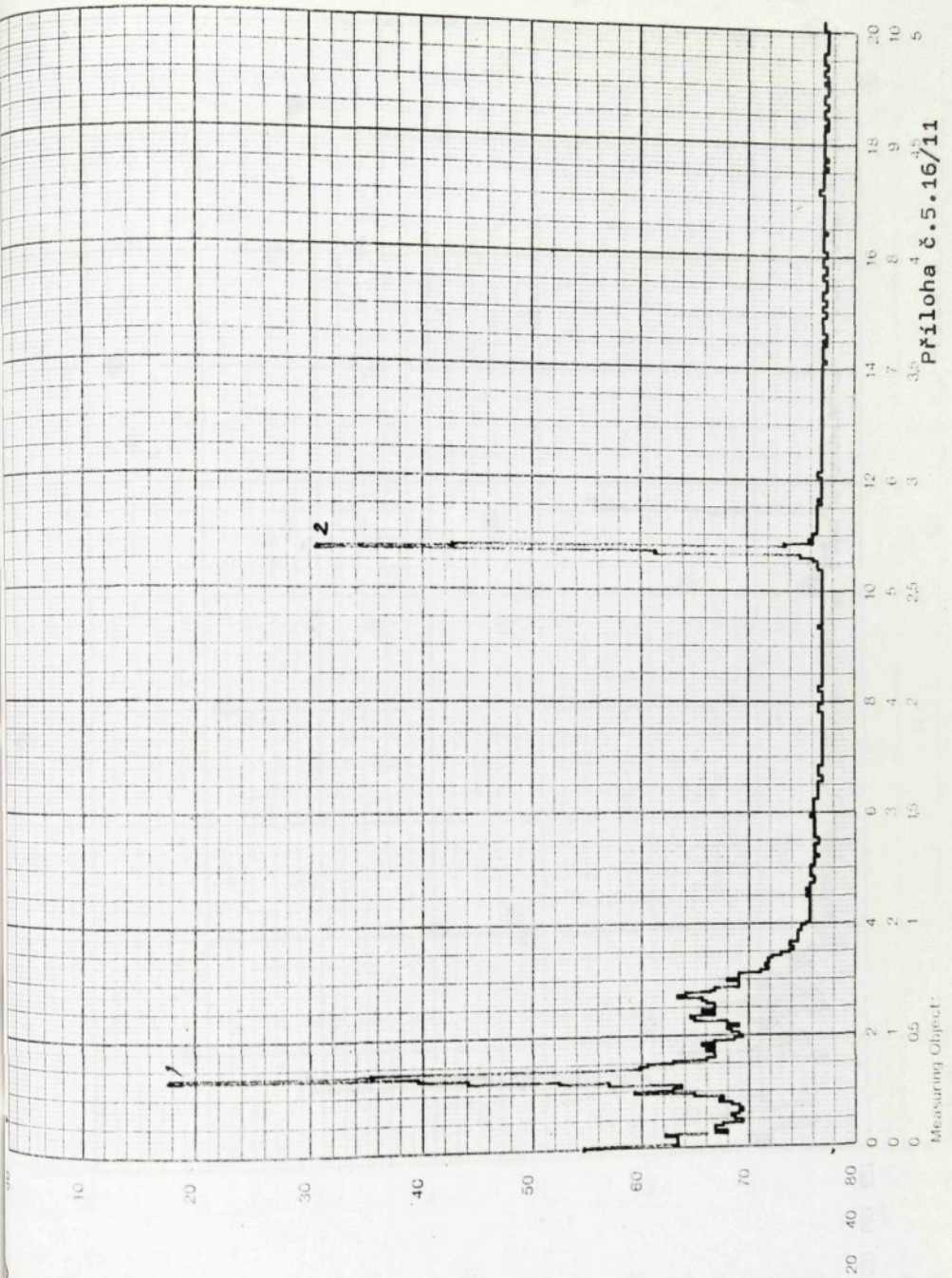
S. Frequency:
Sighting:
Average Mode:
of Spectra:

FS = 15N
MĚŘENÍ
LAFER

1. 135 Hz
24,3 mV
2. 1065 Hz
10,1 mV

ROZBĚH
ROTORU
M₂ = 2 gmm

Record No.:
Date:
Sign:



Příloha č. 5.16/11

2. 11. 1972

Frequency
aging Mode
if Spectra

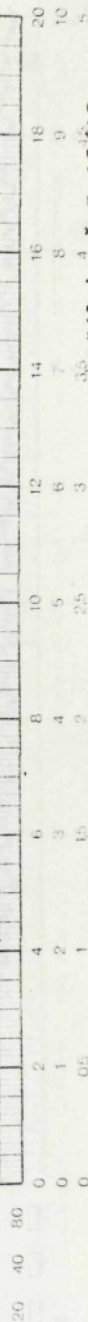
$F_5 = 15N$

VEČENI
LASERU

19X. 1. 135 Hz
19.5 mV

2. 1145 Hz
9.3 mV

Record No.: 2012EH
Date: ROTORU
Sign: $N_2 = 29 mm$



Příloha č. 5.16/12

Measuring Object:

Scale Level: 316 mV
Frequency: 2 kHz

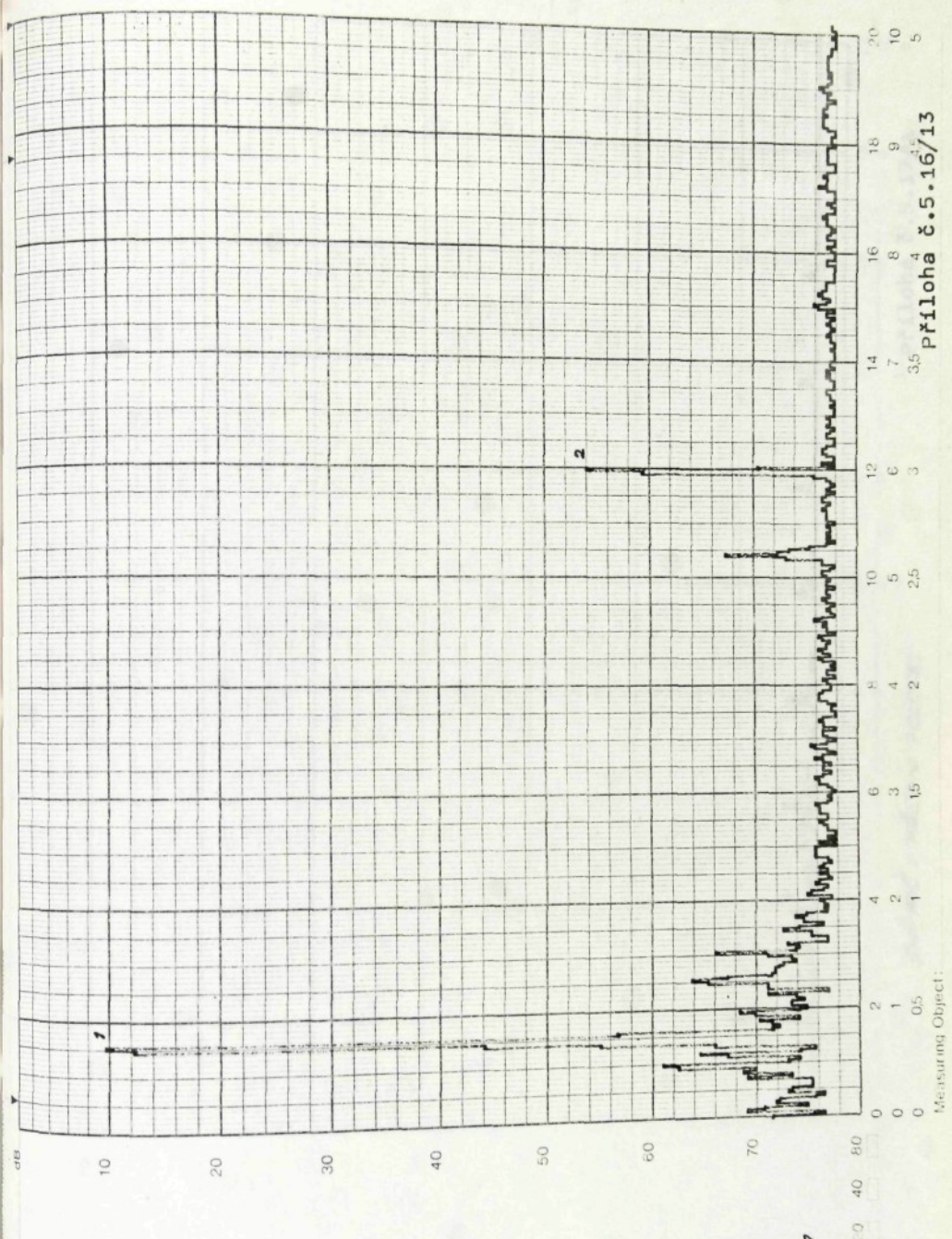
Filtering:
Spectrum Mode:
Spectrum

Amplitude: $F_5 = 15N$
VÉRÉNÍ
PSEU

7 x . 1. 150 Hz
26.4 mV

2. 1210 Hz
9.8 mV

Record No.: ROZBĚH
Date: ROTORU
Sign.: $N_2 = 29 mm$



příloha č. 5.16/13

20 Hz

200 Hz
V₂₀

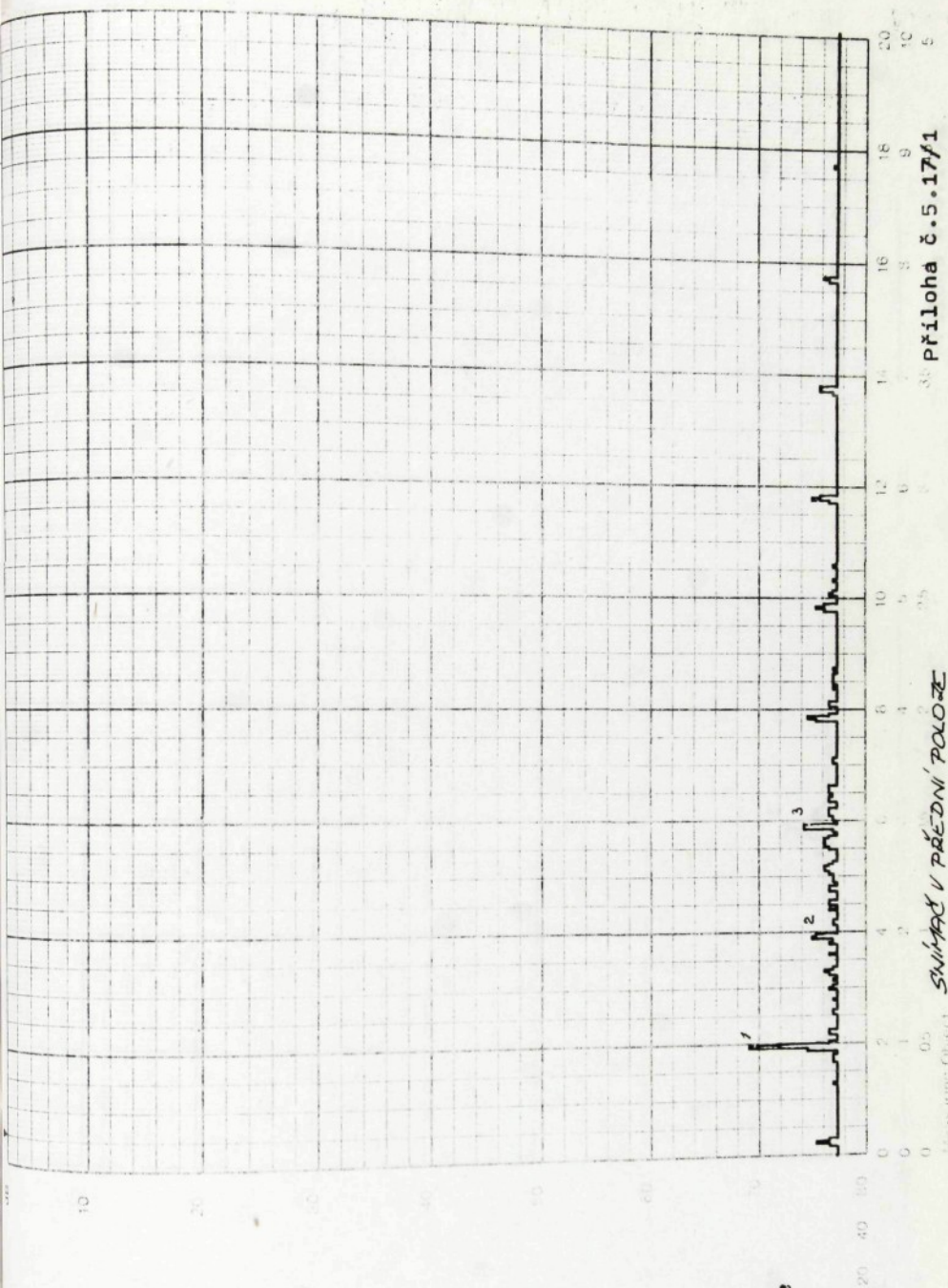
11 MHz
ROELEKTR.
TRIKAL.
ER

PK. 1. 200 Hz
10,4 mV

2. 390 Hz
28 mV

3. 590 Hz
3,9 mV

FOTO
7711, 050. d. 10
NK ~ 0.0 mg
N₂ ~ 2.9 mm



příloha č. 5.17/1

200 Hz
x 10

NÍMAČ
ELEKTRO.
ORIZONTAL.
TÉR

AX. 1. 200 Hz
6,43 mV

2. 590 Hz
5,25 mV

FOTO
PAN. OSC. Č. 10
NK ~ 0 mg
N₂ = 2 g/min

SVÍMAČ V PŘEDNÍ PLOŠE

Příloha č. 5.17/2

165 Hz
Y ~ 5

AX. 1. 165 Hz
37,4 mV

2. 330 Hz
21,3 mV

3. 495 Hz
20,4 mV

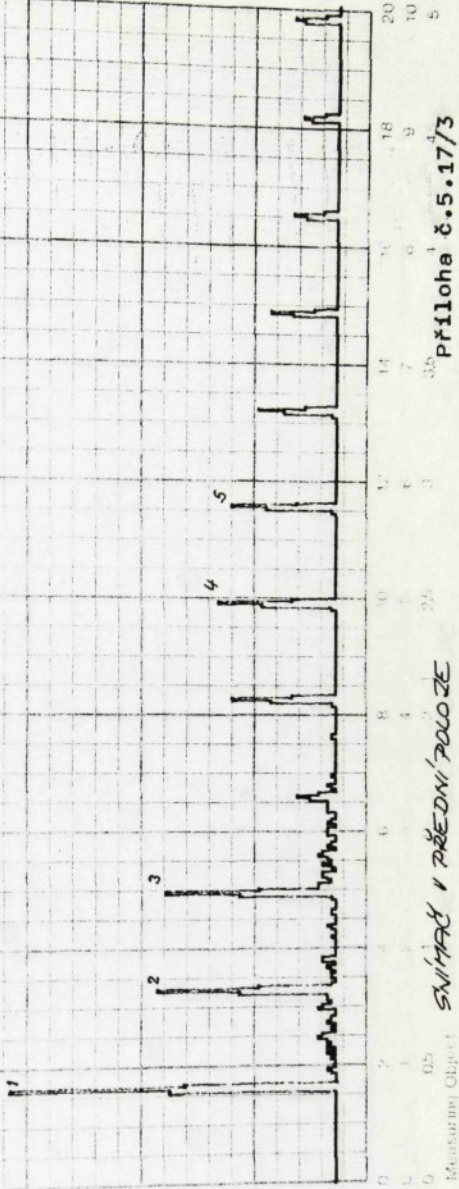
4. 990 Hz
13,8 mV

5. 1155 Hz
12,1 mV

FOTO
DPM. DSC. 82C
NK ~ 5 mg
N2 = 2 g/min

SNÍMAČ V PŘEDNÍ PLOZE

Příloha č. 5.17/3



Frequency: 1000 Hz

Amplitude: 100 mV

Mode: Spectral

105 Hz
x ~ 5

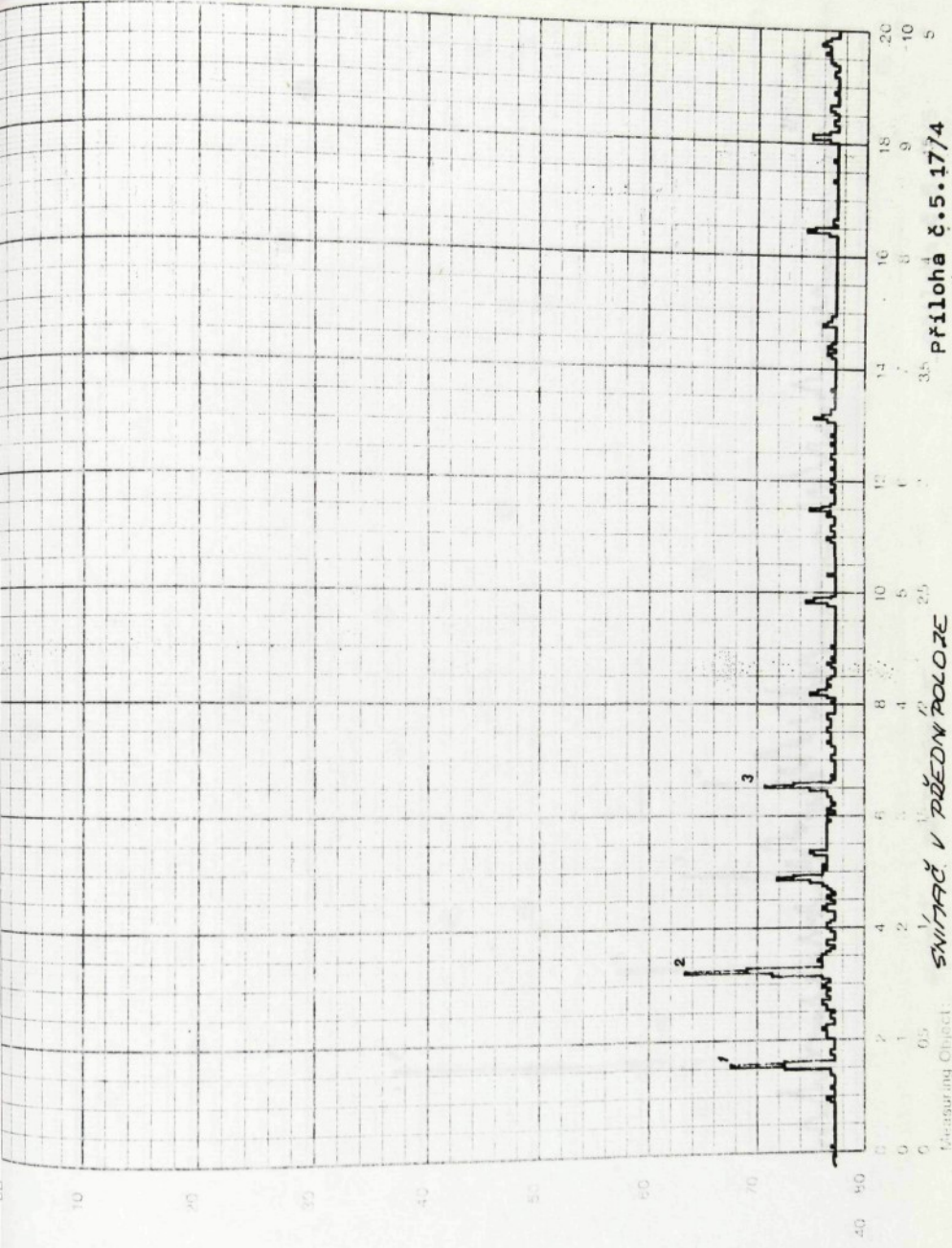
NITRÁT
EKOLOGICKÝ
ORIZONTÁLNÍ
TÉR

1. 105 Hz
15.1 mV

2. 335 Hz
19.5 mV

3. 650 Hz
8.9 mV

FOTO
ZAM. OSC. 0.2C
N₂ ~ 5 mg
N₂ = 29 mm



SNÍMAČ V PŘEDNÍ POLOZE

příloha č. 5.17/4

Frequency: 2642

Lighting:

Image Mode:

165 Hz
Y ~ 75

Units:

SNÍMAČ

VEZDELEKT2.

ERNKAL.

SNĚŽ

9X. 1. 165 Hz
50,7 mV

2. 315 Hz
24,6 mV

3. 475 Hz
19,2 mV

4. 660 Hz
15,1 mV

FOTO

DATE: 28.08.2018

NR ~ 8 mg

NR = 2.5 mm

NR = 2.5 mm

NR = 2.5 mm

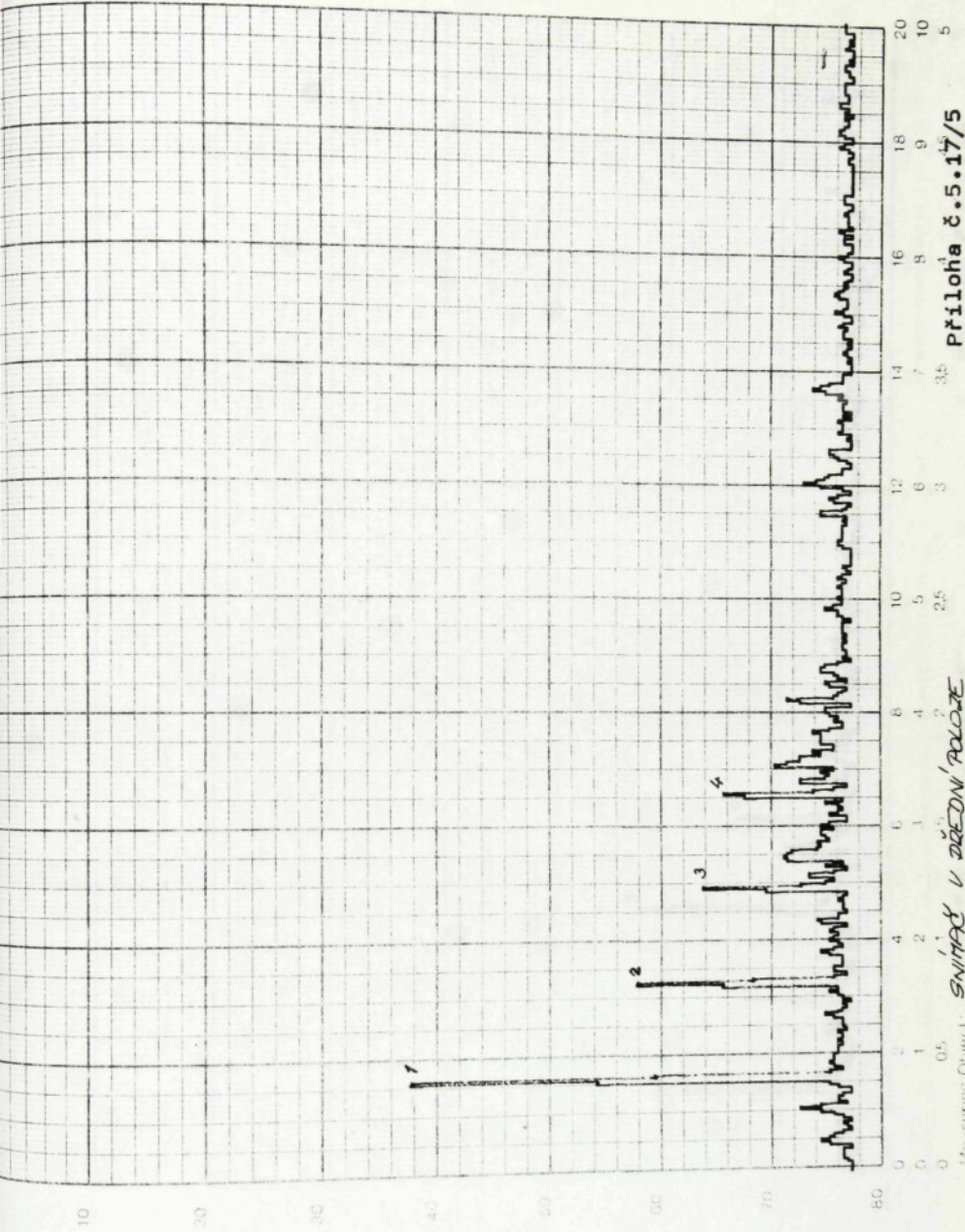
NR = 2.5 mm

NR = 2.5 mm

NR = 2.5 mm

NR = 2.5 mm

NR = 2.5 mm



SE-HZ

Frequency

ifting

igh Mode

165 Hz
x ~ 7.5

VÍTAČ
E-ROELEKTR.
ORIZONTÁL.
TÉR

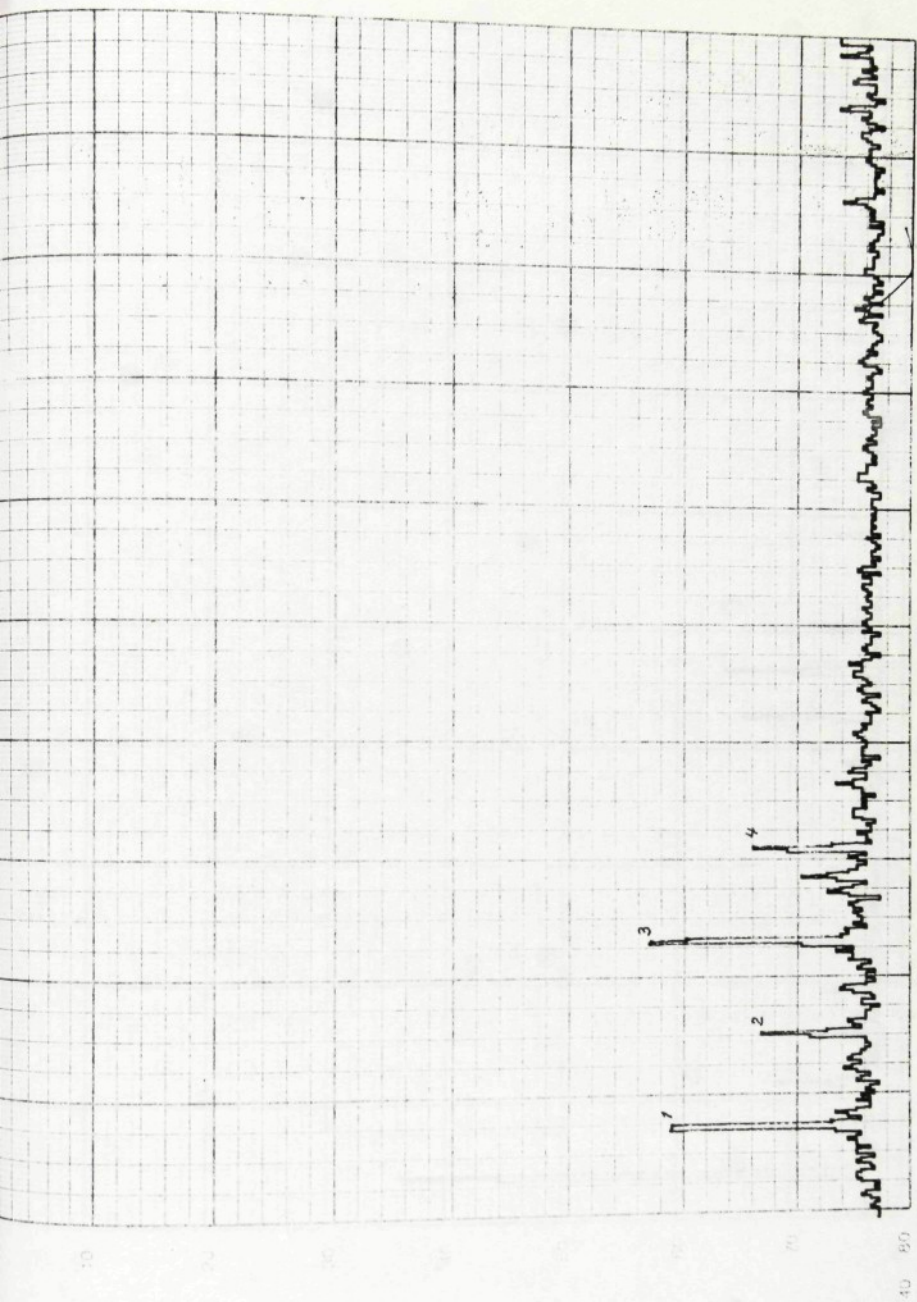
1. 165 Hz
25.3 mV

2. 350 Hz
12 mV

3. 460 Hz
29 mV

4. 640 Hz
173 mV

FOTO
TAT. OSE. & 3C
N₂ ~ 8 mg
N₂ = 2 gram



6 2 4 6 8 10 12 14 16 18 20
0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100
Measuring Output

SNÍMAČ V PŘEDNÍ PLOŠE

Příloha č. 5.17/6

Frequency
Hz

200 Hz
Y ~ O

NIHAI
EJOELEKTR.
TRIKAL.
MER

2X. 1. 200 Hz
102 mV

2. 387 Hz
41,2 mV

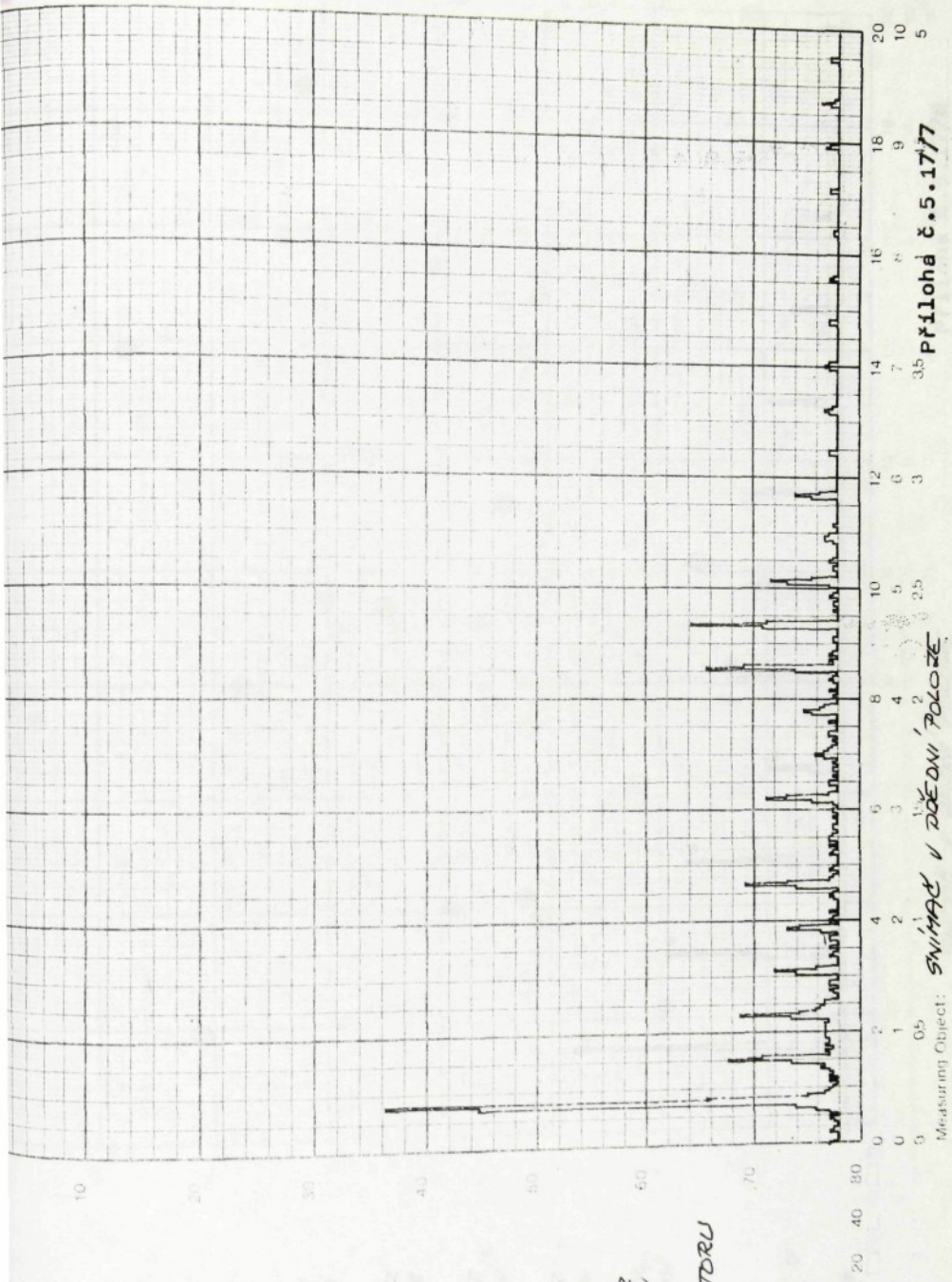
3. 587 Hz
36,6 mV

4. 1175 Hz
35,3 mV

5. 2350 Hz
51,6 mV

ODSKOKY ROTORU

Foto
Osc. č. 40
NE ~ H3mg



Příloha č. 5.177

Measuring Object: SNIMÁČ V DŮEDNÍ POLOZE

Frequency: 2KHz

gating

Trace Mode:

Source:

165 Hz
γ ~ 0

Input 14

SNÍMAČ

PIEZOELEKTR.

VERTIKAL.

STER

MAX. 1. 165 Hz
39,1 mV

2. 330 Hz
21,8 mV

3. 495 Hz
19,1 mV

4. 660 Hz
9,3 mV

5. 825 Hz
14,1 mV

FOTO

RAM. OSC. Č. 1F

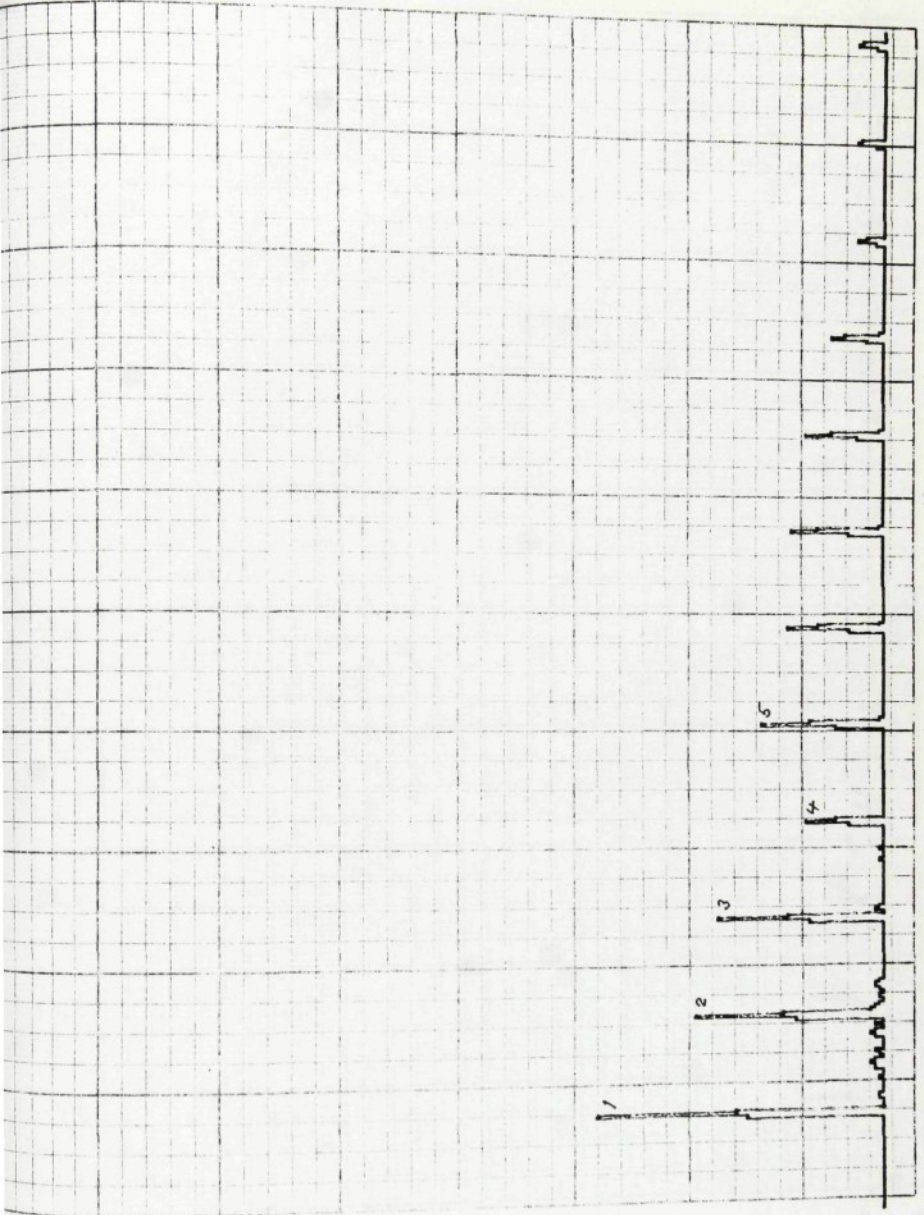
NK ~ 0

NZ = 29 mm

Record 100

Date:

Sign:



Measuring signal: SNÍMAČ V ZÁKLADNÍ POLOZE

Příloha č. 5.178

3. Frequency: 2 kHz

Lighting:

Range Mode:

of Spectra: 105 Hz
X 20

ments:

9.1/17.1

PIEZOELECTR.

HORIZONTAL.

STER

1. 17.1, 1. 105 Hz
10.4 mV

2. 330 Hz
8.9 mV

3. 495 Hz
5.6 mV

4. 660 Hz
3.8 mV

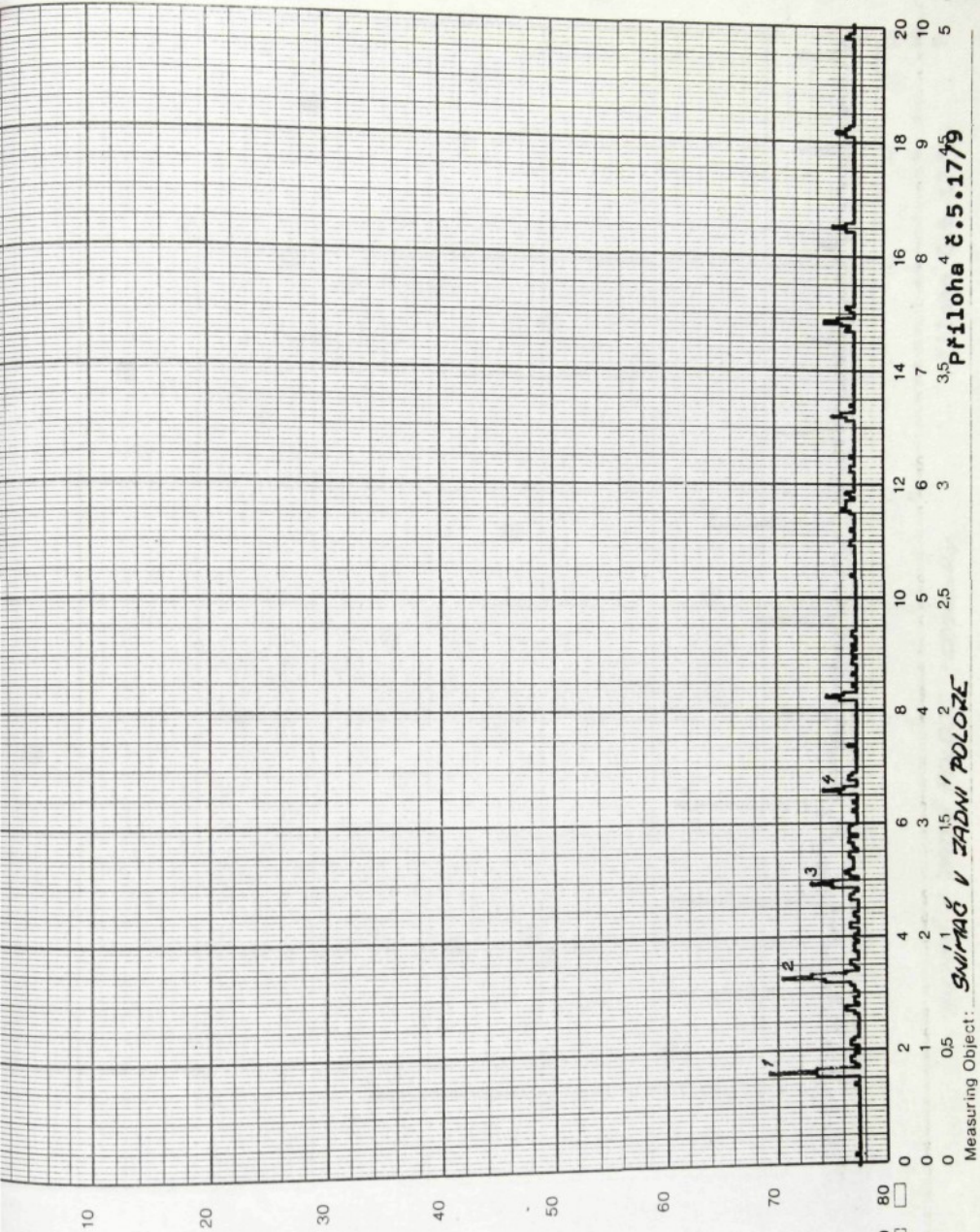
Record No.: FOTO

Date: 17.1. 1979

Sign.: NK 20

12 = 29 mm

QP 1002



Příloha č. 5.17/9

165 Hz
γ ~ 0.8

SVETLO
ELEKTROELEKTR.
FOTOMETER

1. 165 Hz
54.1 mV

2. 330 Hz
20.4 mV

3. 495 Hz
20.4 mV

4. 660 Hz
19.5 mV

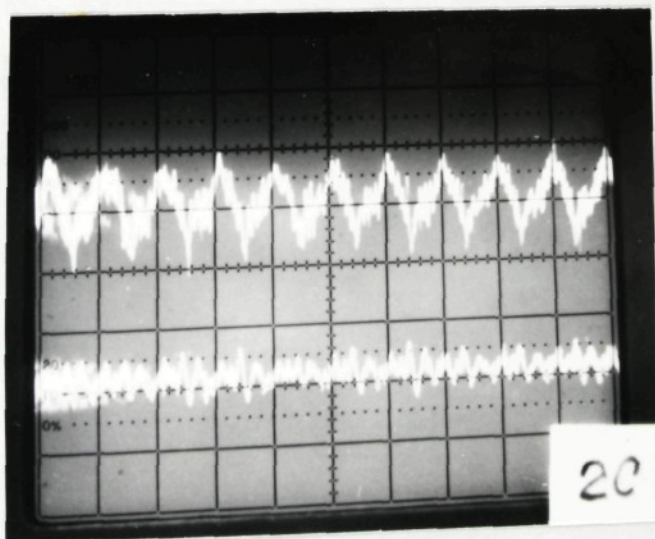
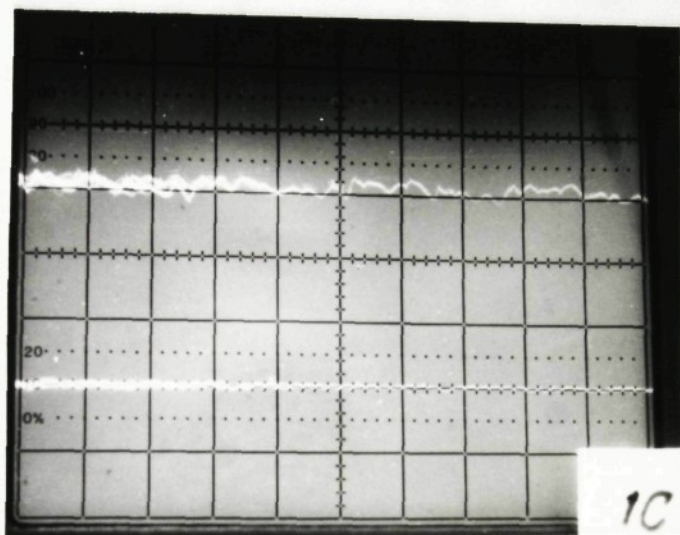
5. 1150 Hz
16.1 mV

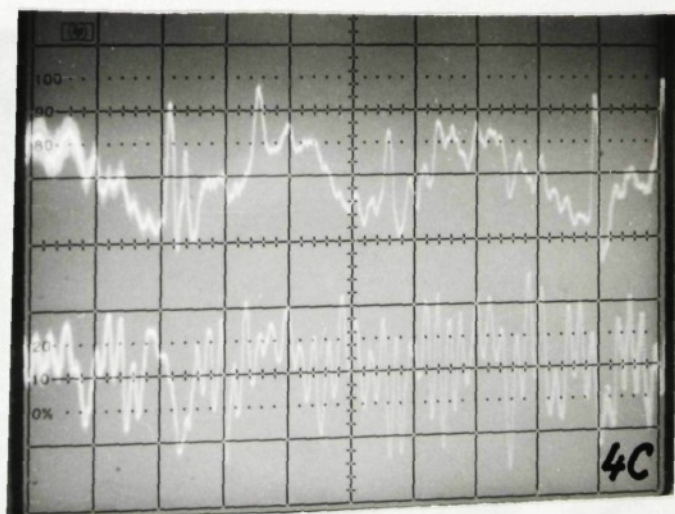
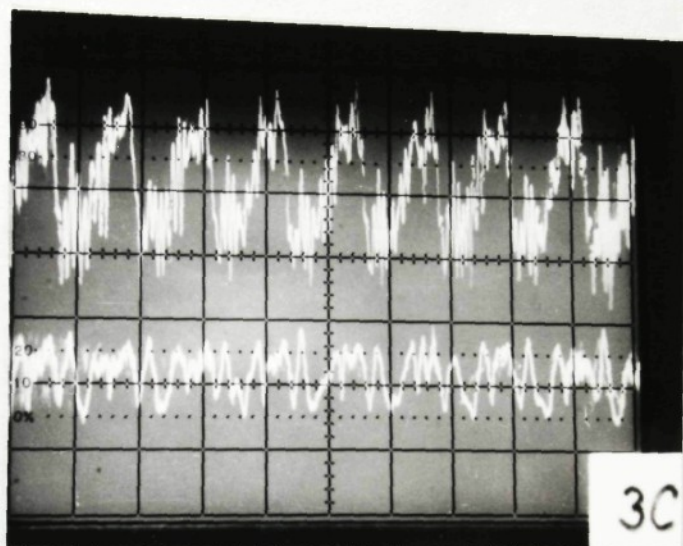
FOTO
FOTOMETER, Č. 4F
NK ~ 1.2 mg
NR = 2 g/m²



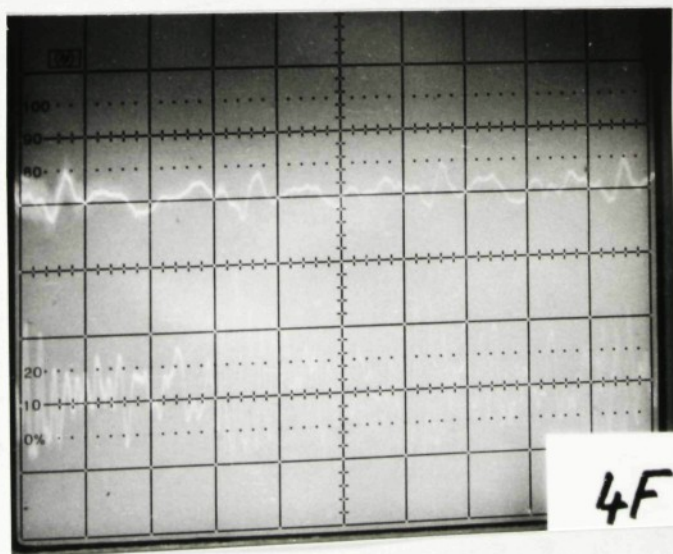
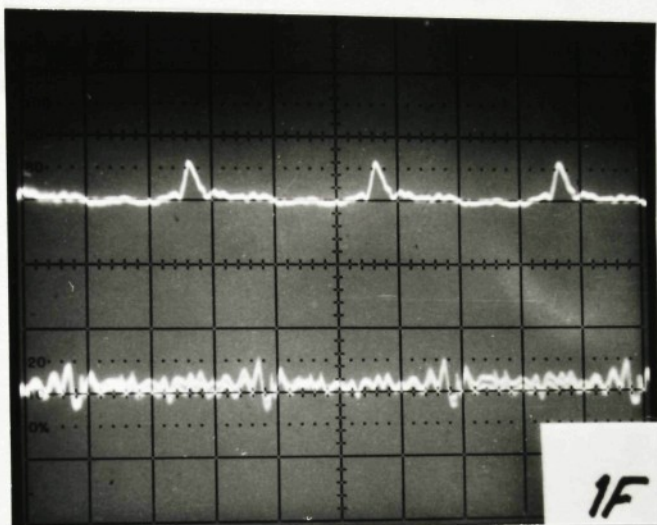
Measuring Object: SVETLO V ZADNÍ POLOZE - ODKROKY

Příloha č. 5.17/10





Příloha č.5.18/3



0.8

-0.4

0.0

Příloha č.5.19/1

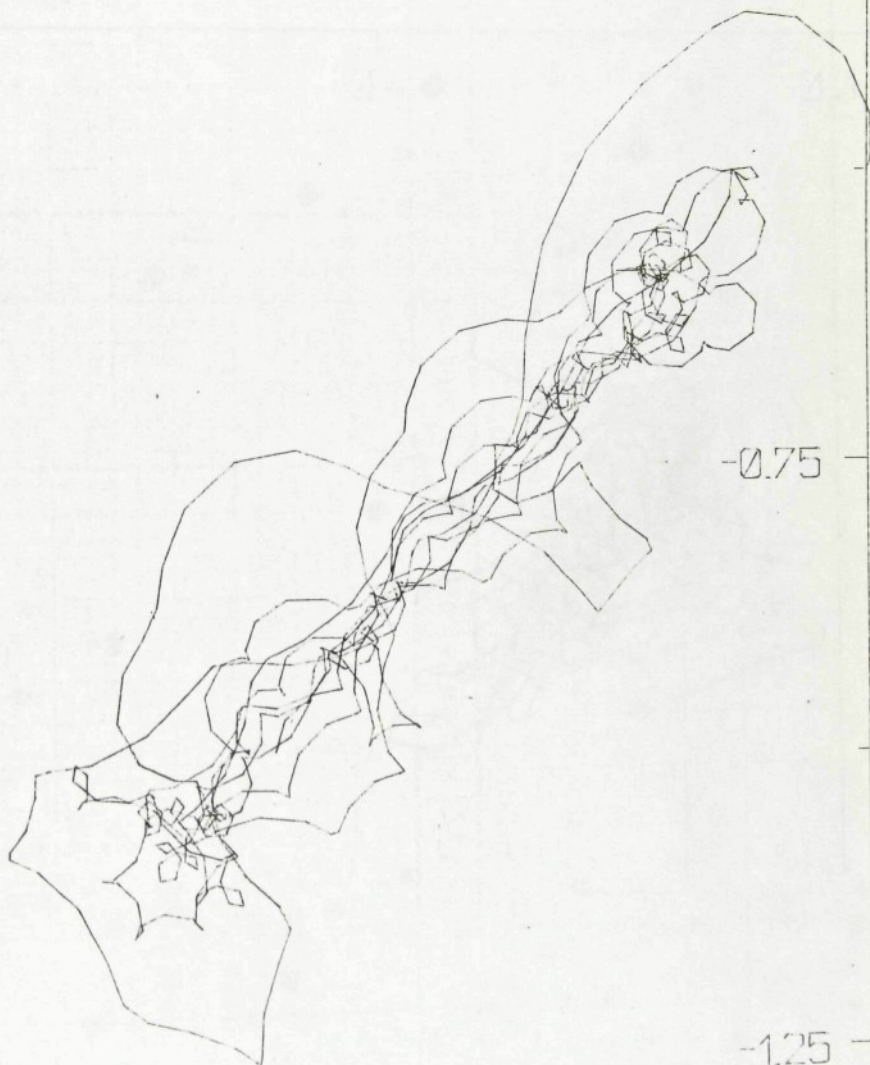
MODELOVÁNÍ KMITÁNÍ SPŘÁDACÍHO ROTORU BĚHEM PŘECHODOVÉHO STAVU.

Vstupní hodnoty dle tabulky č.7 (varianta 1), hmota nevývažku 5 mg.

-0.25

-0.75

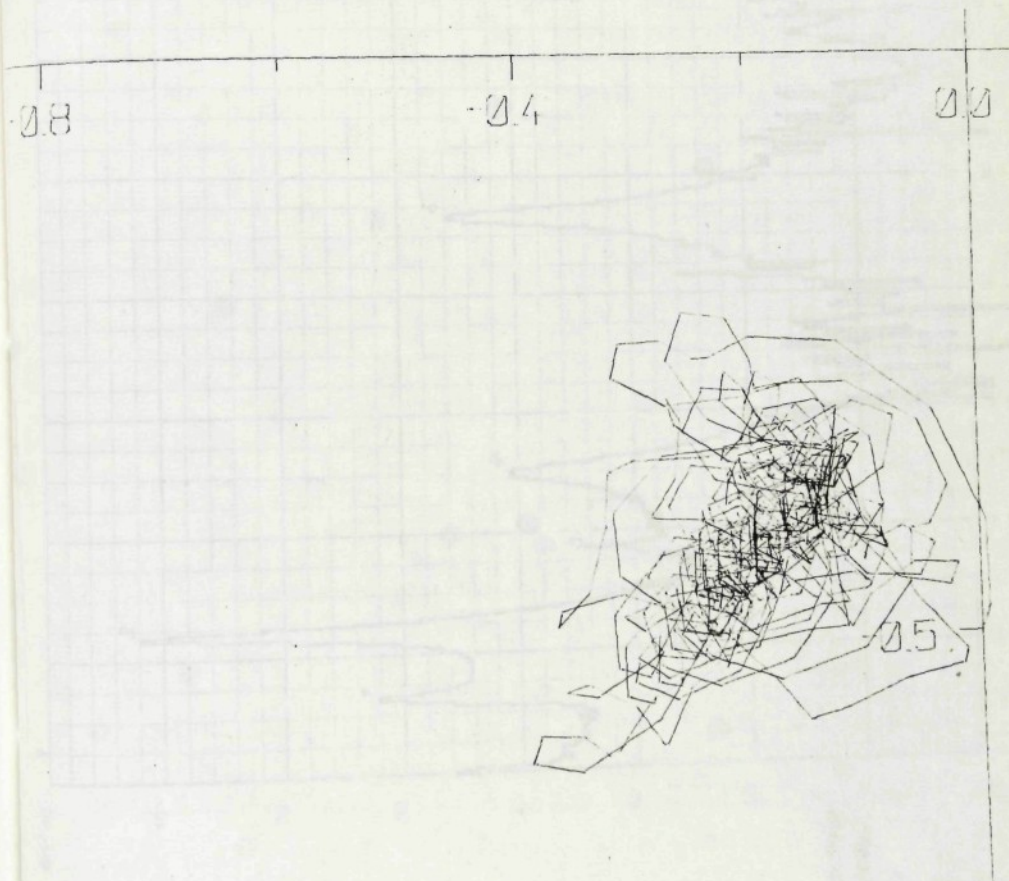
-1.25



Příloha č.5.19/2

MODELOVÁNÍ KMITÁNÍ SPŘÁDACÍHO ROTORU BĚHEM PŘECHODOVÉHO STAVU.

Vstupní hodnoty dle tabulky č.7 (varianta 2), hmota nevývažku 10 mg.



60 dB

1/1 Scale Level:

20 kHz

3. Frequency:

4

Lighting:

Exp

130

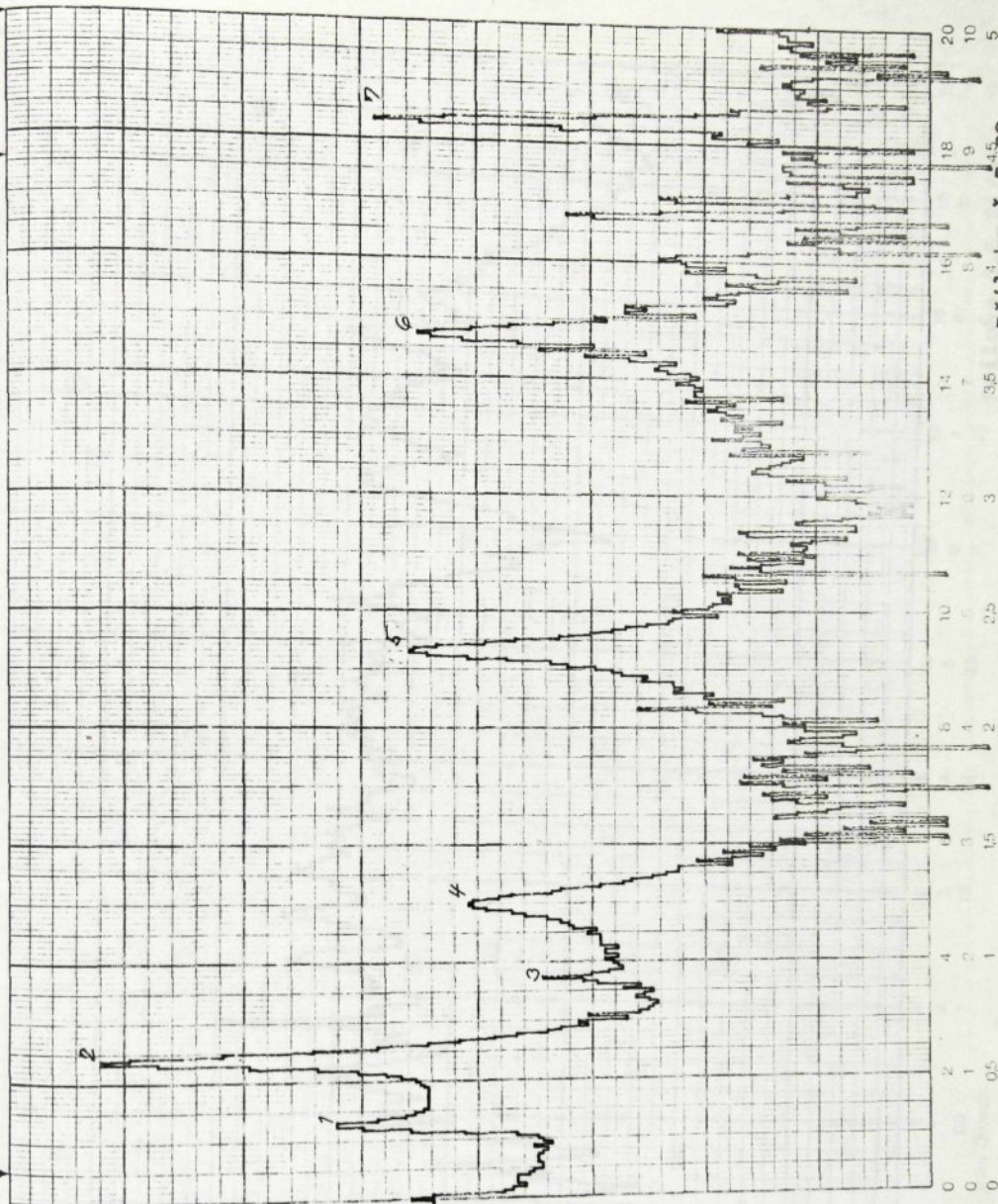
4. Average Mode:

of Spectra

Comments:

1. 1350 Hz
2. 2450 Hz
3. 3800 Hz
4. 5050 Hz
5. 9350 Hz
6. 14750 Hz
7. 18350 Hz

VLASTNÍ VÝSTAVNÍ
DEKORACE
BUZENÍ
SMÍŠENÉ
UPRÁVĚNÉ
HEZÍ
PODPORAMÍ



52412

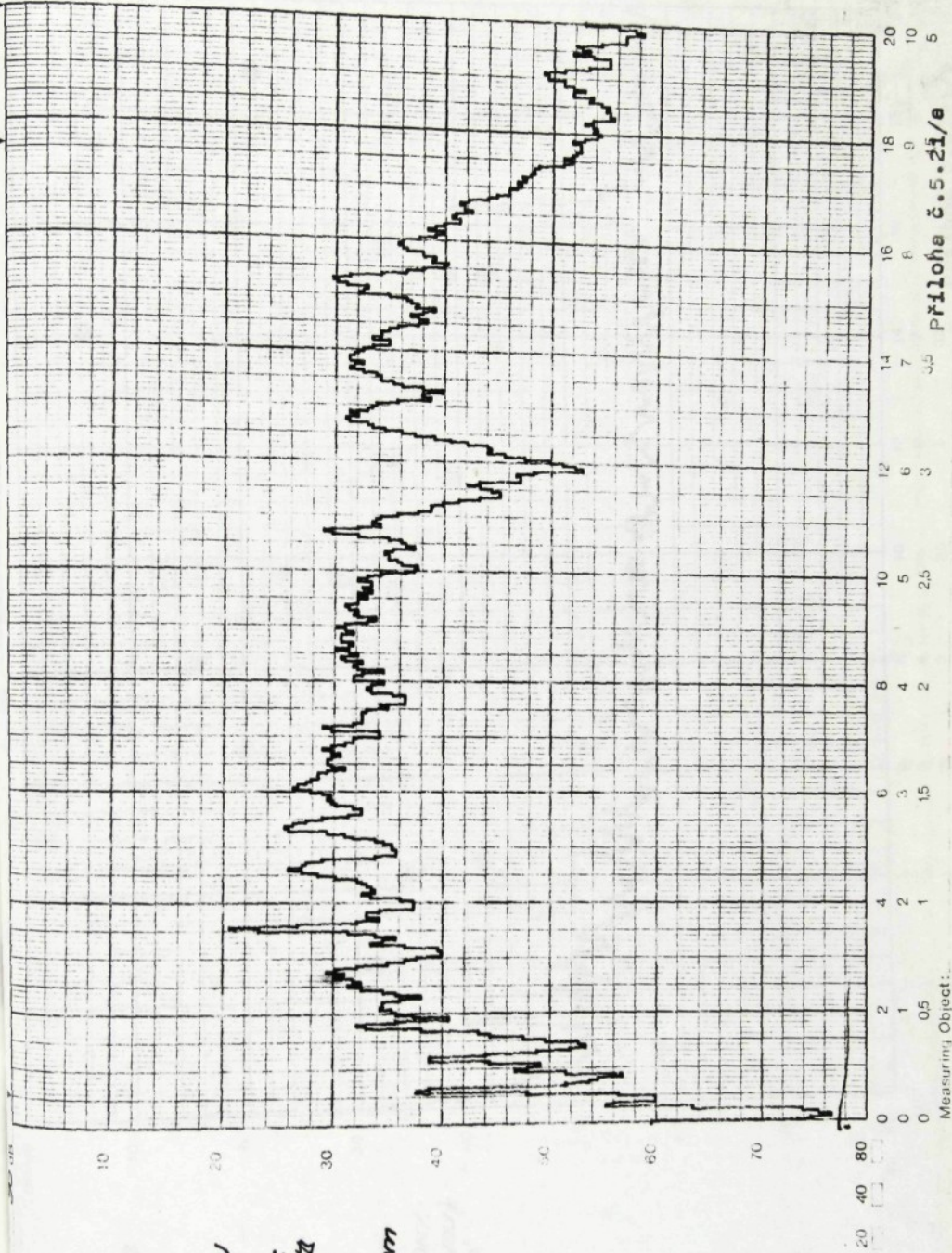
Frequency
Unit:

Mode:

Spectra: 900 Hz

BRACE,
D/NAČI,
ISKY STENDU

2X, 300 Hz
6880 Hz
Z ODPOVĚDA
TALITUDE
TITANI' 1003 nm



Priloha č. 5.21/a

Measuring Object:

d No.:

02

Scale Level: 40 dB

Frequency: 20 kHz

Filtering:

Gate Mode:

1200 Hz

Comments:

13RACE
ASERU

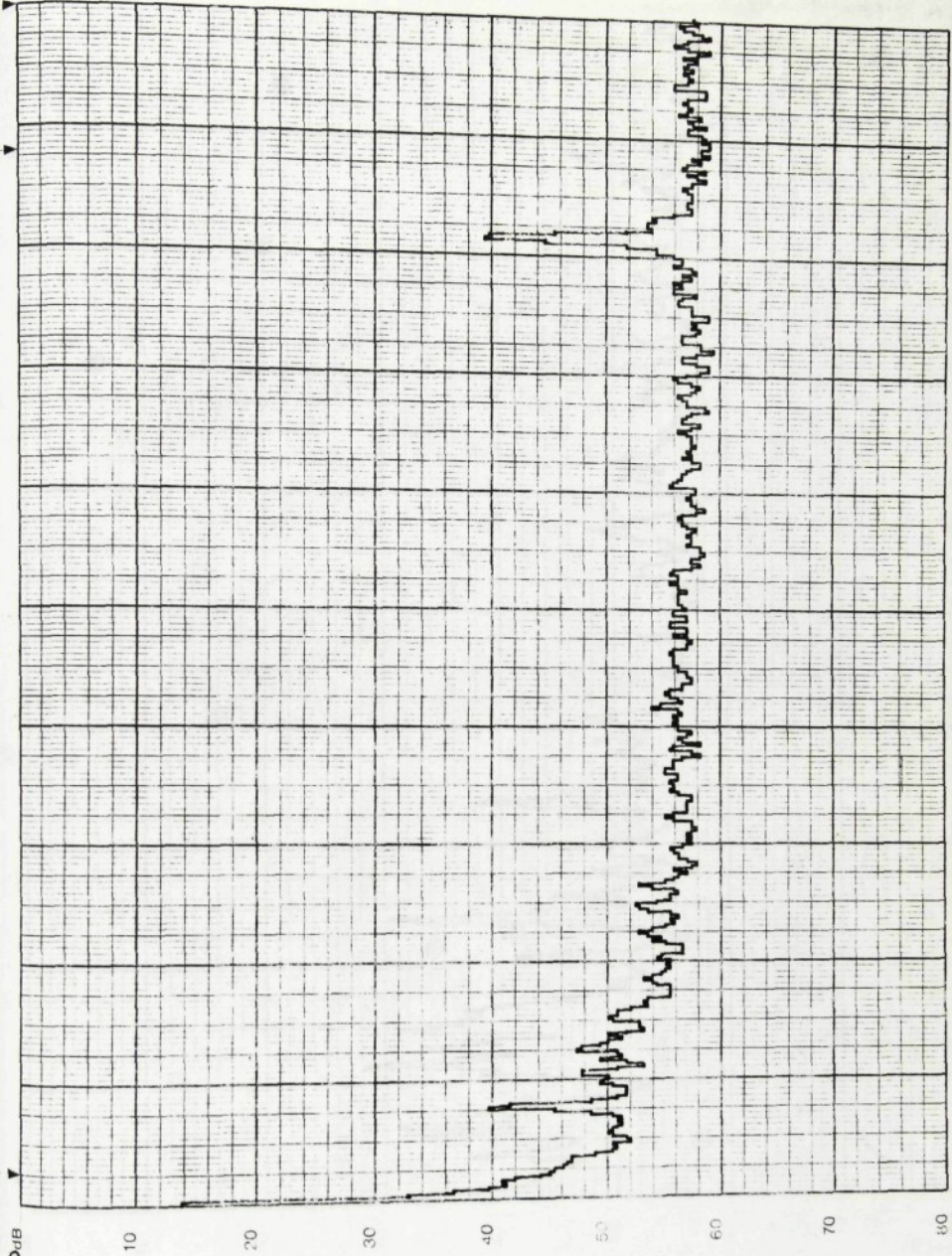
MAX. 1200

108

1625

108

BUZENI POHONY
VE KACI (HO SIENDU)
ZANEDBATELNA
HODNOTA



20 40 60 80

0 0 0 2 4 6 8 10 12 14 16 18 20

0 0 0 0.5 1 1.5 2 2.5 3 3.5 4 5 6 7 8 9 10 5

Measuring Object:

Príloha č. 5.21/b

40 dB

Scale Level:

Frequency: 20 kHz

Inting:

Age Mode:

1100 Hz

ments:

BRACE

STO DETEKTORU

19X. 1100 Hz

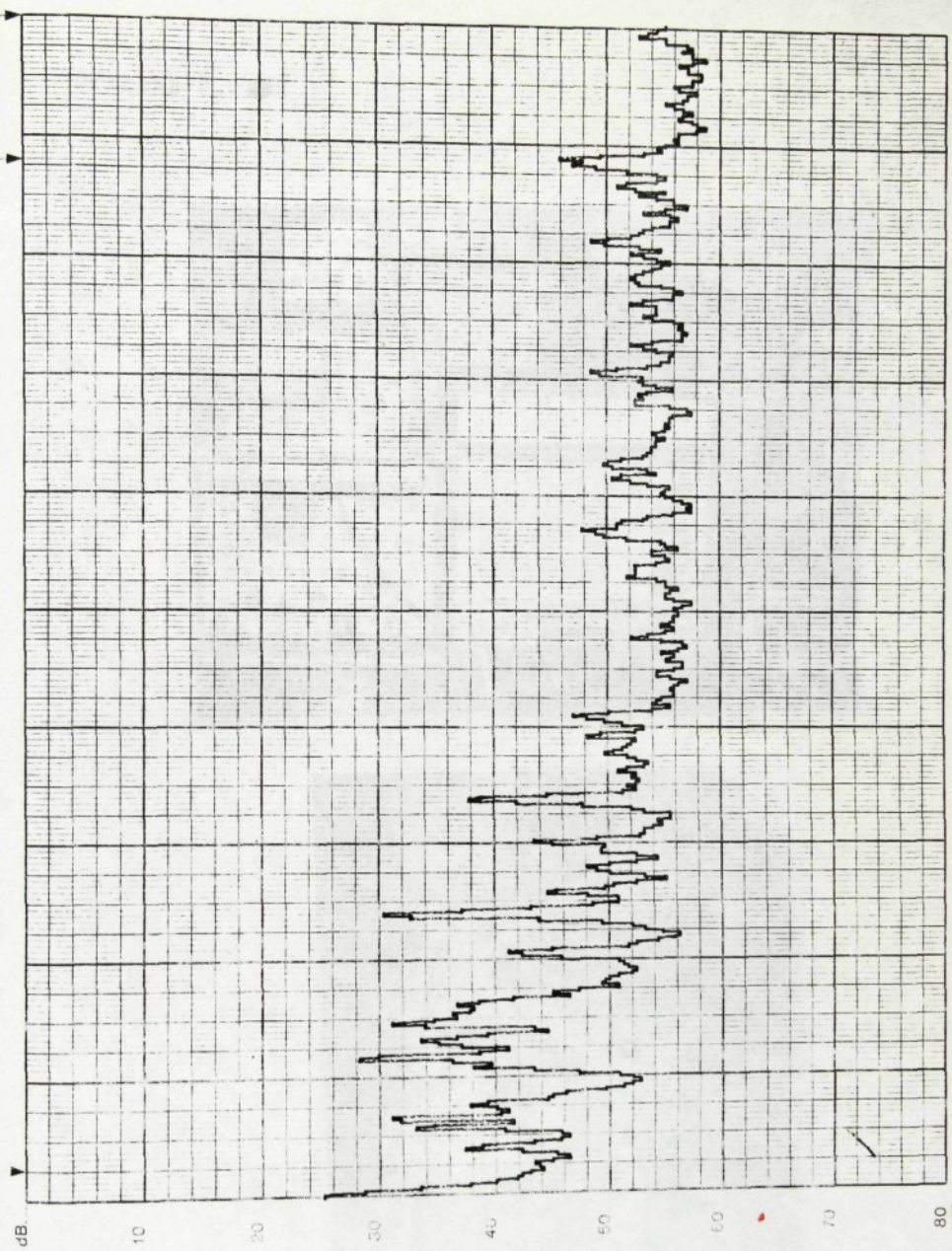
12.23

ZANEDBATELNA'

HODNOTA

'BUZENI' TO HONV

MEŠICHO SIENDU)



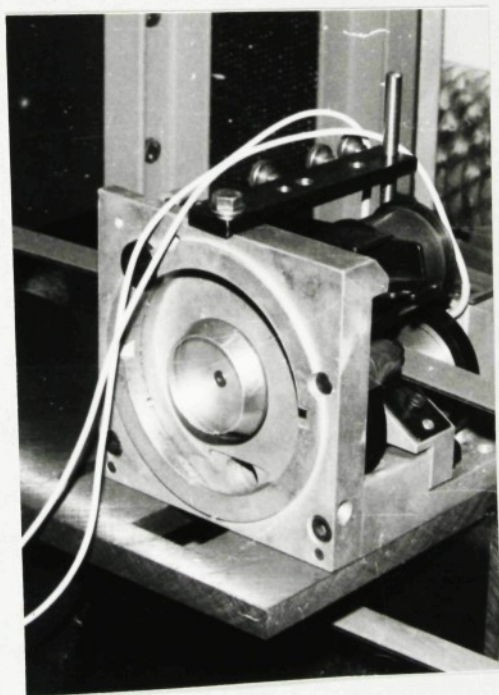
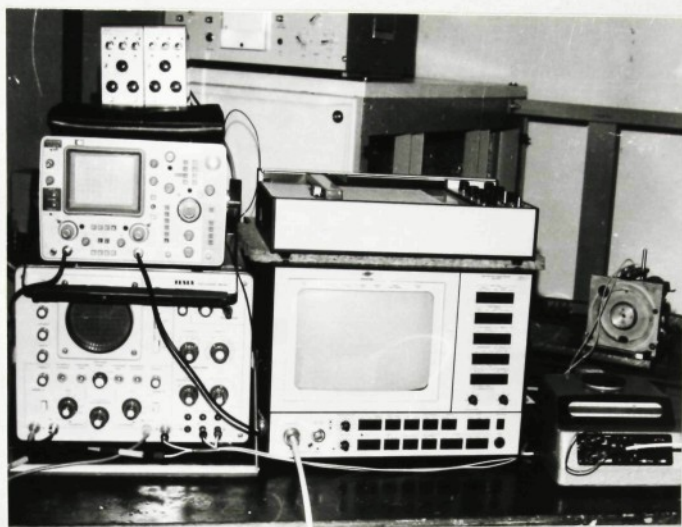
20 40 80
0 0.5 1 2 3 4 6 8 10 12 14 16 18 20
0 0.5 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 15 20

Record No.:

ite:

gn:

Příloha č.5.22



067066061

1. ZAVITY M 10 PRO POSICI 027 PROVEDENY PŘI MONTÁŽI

Číslo kusu	Název — Rozměr	Polotovary	Mater. konečný	Mater. výchozí	Výděl. konečný	Tr. montáž	Číslo
Poznámka	Celková čistá váha kg						
Měřítka	Kreslil <i>H. L. L.</i>	<i>L. L.</i>	Č. snímku				
1:10	Přezkoušel <i>L. L.</i>		Č. transp.				
	Norm. ref.	Schválil <i>L. L.</i>					
	Výr. projedn.	Dne 8. 8. 1983					
Typ ZS-1		Skupina	Starý výkres		Nový výkres		
Název							
ELITEX		ZKUSŮVNÍ STEND		ZS 01 001			