

VĚDECKÉ SPISY VYSOKÉHO UČENÍ TECHNICKÉHO V BRNĚ

Edice PhD Thesis, sv. 453

ISSN 1213-4198

thesis
S
IS

Ing. Pavel Heriban

**Počítačové modelování
komplexních pohonových soustav**

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

Ing. Pavel Heriban

**POČÍTAČOVÉ MODELOVÁNÍ
KOMPLEXNÍCH POHONOVÝCH SOUSTAV**

**COMPUTER MODELING
OF COMPLEX DRIVE SYSTEMS**

Zkrácená verze Ph.D. Thesis

Obor : Inženýrská mechanika
Školitel : prof. Ing. Ctirad Kratochvíl, DrSc.
Oponenti : Ing. Milan Hortel, DrSc.
doc. Ing. Milan Chalupa, CSc.
doc. Ing. Jozef Mudrik, CSc.
Datum obhajoby : 28. února 2008

Klíčová slova

komplexní pohonové soustavy, počítačové modelování, dynamická analýza

Keywords

complex drive systems, computer modeling, dynamic analysis

Místo uložení disertační práce

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně

© Pavel Heriban, 2008

ISBN 978-80-214-3609-1

ISSN 1213-4198

OBSAH

1	HISTORIE A SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY	5
2	FORMULACE CÍLŮ DISERTAČNÍ PRÁCE	6
3	KOMPEXNÍ POHONOVÉ SOUSTAVY	6
3.1	Modelování komplexních pohonových soustav	6
3.2	Modelování prvků komplexních pohonů a vazeb mezi nimi	9
4	ŘÍZENÍ POHONOVÝCH SOUSTAV	11
5	PŘÍKLAD KOMPEXNÍ POHONOVÉ SOUSTAVY	11
5.1	Úvodní poznámka	11
5.2	Modelování planetové převodovky	15
5.3	Princip řešení problémů v souboru DYNAST	16
5.4	Výsledky výpočtů globální soustavy vozidla	17
5.4.1	<i>Analýza kmitání pásového vozidla</i>	<i>17</i>
5.4.2	<i>Analýza sil zatěžujících pohonovou soustavu</i>	<i>18</i>
5.5	Výsledky analýz planetové převodovky	19
5.5.1	<i>Spektra vlastních frekvencí</i>	<i>19</i>
5.5.2	<i>Analýza dynamického a teplotního zatížení prvků převodovky</i>	<i>20</i>
5.5.3	<i>Deformační a napěťová analýza vybraných prvků planetové převodovky</i>	<i>24</i>
5.5.4	<i>Zhodnocení výsledků a závěry</i>	<i>24</i>
6	ZÁVĚR	25
7	LITERATURA	26
	CURRICULUM VITAE	27
	ABSTRACT	27

1 HISTORIE A SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY

Problematika analýzy pohonových soustav a modelování jejich dynamických vlastností je od svého počátku bezprostředně vázána na jejich základní (a nejnámější) projevy – na analýzu a potlačování kmitů rotujících soustav. S touto problematikou se setkáváme již při analýze chování rotujících hřídelů (W. J. Macquorn Rankie) a při stanovení jejich kritických otáček. Výzkum intenzivně pokračoval a záhy byly získány poznatky o samovyvážení (De Laval) a experimentálně byly zjištěny tzv. druhé kritické otáčky (W. Kerr). Existence stabilních nadkritických oblastí byla potvrzena pracemi Henriho H. Jeffcoba, dodnes se model rotoru, složený z tuhého kotouče na nehmotném poddajném hřídeli, označuje jako Jeffcobův rotor. Stabilizace chodu rotorových soustav se stávala rozhodujícím aspektem, k jehož řešení přispěli další významní badatelé, Newkirk, Taylor a především pak Aurel B. Stodola, M. Prohl a N. O. Myklestad, kteří vytvořili obecnější metodiky, dnes známé jako metoda přenosových matic.

Po druhé světové válce došlo k výraznému posunu znalostí, a to především v oblasti leteckých motorů a později také v oblasti vozidlových motorů. A právě od této doby můžeme mluvit nejen o rotorech a jejich soustavách, ale o pohonových soustavách, které již začaly představovat neobyčejně složité soustavy s prvky a subsoustavami různé fyzikální podstaty. Požadavky na jejich řízení pak vedly (a vedou) na jejich modelování způsobem on-line, praktické důvody již vylučují separátní modelování jejich dílčích projevů. A tak se začaly objevovat vážné problémy; již základní dynamické úlohy, např. určení vlastních hodnot, které se u fyzikálně odlišných subsoustav liší i o několik řádů, deklasovaly „klasické“ integrační metody. Aby bylo možné provádět analýzy těchto soustav, musely vzniknout stiff-metody. Samotné řízení, především výběr stále většího počtu řízených veličin, vedlo ke vzniku inteligentních řízených pohonů, pohonů mechatronických.

Současné poznatky ze studia analýz a modelování dynamických vlastností pohonových soustav je možné rozdělit do tří skupin podle jejich typických vlastností:

- Pohonové soustavy „klasického“ typu, neřízené i řízené, pracující v podmínkách rovnovážných stavů, přechodových stavů i stavů poruchových. Typickým znakem je relativní homogenita struktury a stav hnacího motoru je vyjádřen redukovanou hmotou a statickou, resp. dynamickou charakteristikou.
- Pohonové soustavy interaktivní, řízené i neřízené, pracující převážně v podmínkách přechodových a nerovnovážných stavů a s působením mechanických, elektrických i jiných poruch. Obsahují obecně subsoustavy různé fyzikální podstaty (popsané různými typy pohybových rovnic), přičemž vlastnosti těchto subsoustav mohou výrazně ovlivňovat vlastnosti globální soustavy.
- Pohonové soustavy mechatronického typu, které obsahují řídicí subsoustavy vykazující určitý stupeň inteligentního chování. S ohlednutím na předchozí skupiny tyto soustavy zahrnují především pohony přenášející středně velké a malé výkony a výhledově jde o mikropohony, případně i nanopohony.

2 FORMULACE CÍLŮ DISERTAČNÍ PRÁCE

Na základě zkušeností získaných v minulých letech při modelování chování a vlastností pohonových soustav, na základě provedeného rozboru současného stavu v této vědní oblasti a na základě posouzení aplikací vhodných počítačových prostředků byly stanoveny cíle disertační práce takto:

- Systematicky uspořádat dosud známé poznatky z oblasti analýzy dynamických vlastností a chování interaktivních řízených pohonových (resp. obecně dynamických) soustav.
- S využitím mechatronického přístupu k řešení problémů simulace vlastností a chování složitých interaktivních pohonových soustav vypracovat metodiku vhodnou pro řešení problémů klasickými přístupy nepostižitelných. Kromě analýz kinematických, dynamických i pevnostních provádět i posuzování „vnitřních“ elementů mechanických subsoustav (jako jsou například ozubená kola, spojky či brzdy) s ohledem na možný výskyt bifurkací či chaotického chování. Do těchto analýz zahrnout i vlivy řídicích (či regulačních) parametrů, vlivy změn počátečních podmínek a vliv vnějšího prostředí.
- Tuto metodu aplikovat na konkrétní komplexní pohonovou soustavu a prokázat tak její použitelnost.

3 KOMPLEXNÍ POHONOVÉ SOUSTAVY

S pohonovými soustavami se v inženýrské praxi setkáváme prakticky na každém kroku. Od miniaturních technických soustav, jakými jsou například pohony gyrokompasů, až k mnohatunovým rotorovým soustavám turbosoustrojí. Při technických návrzích takovýchto objektů je nutné na jedné straně respektovat oborové zvyklosti, na straně druhé je vhodné hledat jednotící prvky, tedy to, co jednotlivé konstrukční prvky „spojuje“. Pro všechny objekty je charakteristické, že je lze strukturovat a tyto struktury dále dekomponovat a hierarchicky uspořádat, že existují vazby uvnitř i vně objektu (mezi jednotlivými substrukturami, mezi objektem a jeho okolím, mezi více objekty, apod.), že objekt má konkrétní uspořádanost, organizovanost a vykazuje účelové chování. Poznání těchto skutečností a jejich účelné využívání při konstrukci nových pohonových soustav či inovaci nebo rekonstrukci již existujících pohonů nám usnadňuje systémová metodologie.

3.1 MODELOVÁNÍ KOMPLEXNÍCH POHONOVÝCH SOUSTAV

Pohonové soustavy jsou dnes chápány především jako interaktivní soustavy, obsahující řadu podsoustav různé fyzikální podstaty: mechanických – základních, elektrických nebo hydraulických, pneumatických a rovněž elektronických – řídicích. Modely těchto složitých soustav pak můžeme charakterizovat jako tzv. „účelové a částečně strukturované“. Modely dílčích podsoustav ovšem mají své typické projevy a vlastnosti, které mohou významně ovlivňovat vlastnosti a chování modelů

globální soustavy. Cílem je zachování tzv. funkčního určení modelu – ve srovnání s reálnou soustavou, což neznamená, že model musí být vybaven všemi funkcemi a projevy reálné soustavy. Předpokládá se naopak, že tyto funkce mají svého nositele, kterým může být v limitním případě i černá skříňka. Řízení takových soustav pak stále častěji vyžaduje využití inteligentních řídicích algoritmů, sestavených například na bázi genetických algoritmů nebo umělých neuronových sítí.

Systémový přístup v tomto pojetí představuje vývojový proces obecně neukončený. Proces, který dovoluje účelně využívat konkrétní báze znalostí v dané oblasti vědy a techniky, ale také výsledků obecné teorie dynamických systémů [1] s její do jisté míry formální logicko-matematickou a metodologickou povahou. Současně zaručuje aplikovatelnost dosažených výsledků v širší oblasti strojírenství.

Předpokládejme, že máme vypracovat zásady pro návrh nového typu pohonových soustav s ozubenými koly. Z hlediska systémového přístupu musí takový návrh splňovat tyto podmínky:

- musí obsahovat formulaci cílů, které má plnit, a pokud možno přesnou specifikaci požadavků na konstrukci pohonu, jeho provoz, životnost atd.,
- musí obsahovat návrh struktury, hodnověrné odhady budících účinků včetně účinků parazitních, návrhy zpětných vazeb i informačních soustav,
- navrhovatel musí mít přehled o možnostech modelování (modely matematické, počítačové, fyzikální) a o způsobech, jak tyto modely využívat při numerických (fyzikálních) experimentech,
- navrhovatel musí umět formulovat inženýrská zobecnění a definovat technicky realizovatelné závěry.

V dalších odstavcích této práce se pokusíme tyto zásady konkretizovat a na reálných příkladech ukázat na problémy, které proces tvorby vhodných modelových soustav doprovázejí.

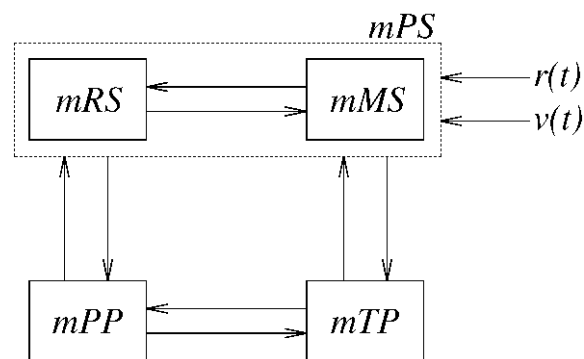
Setkáváme se s různými modelovými schémata – nejčastěji používanými jsou:

- pohony modelované jako tuhé soustavy s jedním stupněm volnosti, zatížené hnacím a zatěžujícím momentem, eventuálně i tlumícím vnějším momentem,
- pohony modelované jako tuhý rotor + mechanismus s tuhými členy,
- diskretizovaný model s nehmotnými pružnými a tlumícími vazbami,
- model pohonu, diskretizovaný s využitím MKP,
- pohonové soustavy se spojitě rozloženými charakteristikami hmotností (spojitě rozloženými momenty setrvačnosti), tuhostí a případně i tlumení,
- modely interaktivních řízených pohonů, obsahujících submodely soustav s různou fyzikální podstatou (mechanickou, elektrickou, hydraulickou apod.), sem patří také modely mechatronických soustav, vykazujících jistý stupeň inteligentního chování.

Ve výše uvedeném výčtu možných modelů pohonových soustav se objevují pojmy tuhé těleso, soustava tuhých těles, diskretizované modelové soustavy apod. K jejich správnému pochopení a určení je nutné respektovat další skutečnosti. Sám

pojem tuhé těleso a jeho role v dynamice je, mírně řečeno, rozporuplný. Podle definice tuhého tělesa musí být vzdálenost nejméně dvou jeho bodů konstantní. Na druhé straně nelze přenést na těleso jakékoliv zatížení bez jeho deformace – to by znamenalo, že modul pružnosti by musel být nekonečně velký. Těleso, resp. soustav těles, se ale může chovat buď jako tuhé těleso (soustava tuhých těles) nebo jako pružné těleso (soustava pružných těles). Tyto různé projevy přímo závisí na vzájemném vztahu množiny vlastních frekvencí reálné soustavy a spektru zátěžných účinků. U modelové soustavy budou vlastní frekvence záviset přímo na zvoleném strukturálním rozložení, tj. na počtu stupňů volnosti modelové soustavy. Nevhodná volba modelové soustavy může vést k tomu, že její dynamické chování nekoresponduje s chováním reálné soustavy. Kdy se tedy těleso (soustava těles) chová jako tuhé? Jen tehdy, když nejvyšší frekvence spektra zatížení je řádově menší než nejnižší (základní) frekvence modelové soustavy. Ve všech ostatních případech se modelová soustava bude chovat jako soustava pružných těles.

Globální pohonovou soustavu (komplexní) si pak můžeme představit podle obr. 3.1.



Obr. 3.1: Komplexní model pohonové soustavy

V symbolickém tvaru je možné komplexní model formulovat následovně:

$$KM = \{mRS, mMS, mPP, mTP, f_v(t), r(t), v(t)\} , \quad (3.1)$$

kde *mRS* je model řídicí (regulační) soustavy, *mMS* je model mechanické části pohonu, *mPP* je model pracovního prostoru, *mTP* je model technologického procesu, $f_v(t)$ reprezentuje vazby mezi jednotlivými modely, $r(t)$ reprezentuje řídicí funkce a $v(t)$ reprezentuje nezávislé poruchové funkce.

Matematicky lze komplexní model definovat ve stavovém prostoru pomocí maticové stavové rovnice

$$\mathbf{f}[\dot{\mathbf{x}}(t), \mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t] = \mathbf{0} ; \quad \mathbf{f} : \mathbb{R}^w \rightarrow \mathbb{R}^w \quad (3.2)$$

doplněné maticovou rovnicí tzv. výstupních relací

$$\mathbf{y} = \mathbf{g}[\mathbf{x}(t), t] . \quad (3.3)$$

Vstupní veličiny jsou soustředěny do vektoru $\mathbf{u}(t) = [u_1(t), u_2(t), \dots, u_m(t)]^T$. Výstupní relace definují výstupní veličiny na množině stavových veličin, které vytvářejí stavový prostor. Stavové veličiny definují stavový vektor

$$\mathbf{x} \equiv \begin{bmatrix} \mathbf{q}(t) \\ \dot{\mathbf{q}}(t) \end{bmatrix} = [x_1(t), \dots, x_n(t)]^T. \quad (3.4)$$

Jeho složky $x_i(t)$, $i = 1, \dots, n$ představují časové průběhy tzv. primárních veličin a vektor

$$\dot{\mathbf{x}} = [\dot{x}_1(t), \dots, \dot{x}_n(t)]^T \quad (3.5)$$

obsahuje odpovídající časové derivace.

Nyní již můžeme uvést matematickou formulaci dynamického systému, definovaného na reálné pohonové soustavě, zapsanou ve tvaru soustavy maticových rovnic

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{f}[\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t], \quad \mathbf{f} : \mathbb{R}^w \rightarrow \mathbb{R}^w, \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{g}[\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t], \\ \mathbf{x}(t=0) &= \mathbf{x}_0. \end{aligned} \quad (3.6)$$

resp. pro případ tzv. parametrického dynamického systému ve tvaru

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{f}[\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\alpha}, t], \quad \mathbf{f} : \mathbb{R}^w \rightarrow \mathbb{R}^w, \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{g}[\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\alpha}, t], \\ \mathbf{x}(t=0) &= \mathbf{x}_0, \\ \boldsymbol{\alpha}(t=0) &= \boldsymbol{\alpha}_0. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Je zřejmé, že definováním systému na reálné pohonové soustavě jsme získali nejobecnější formulaci matematického modelu – abstraktní systém. Jeho vhodné určení je ale obecně velmi složité a u zpětnovazebných složitých pohonových soustav často i problematické. K usnadnění této inženýrské činnosti můžeme s výhodou využít tzv. relací podobnosti.

3.2 MODELOVÁNÍ PRVKŮ KOMPLEXNÍCH POHONŮ A VAZEB MEZI NIMI

Modelování prvků, subsoustav a vazeb mezi nimi u technických objektů a technických soustav patří mezi základní problémy, které musíme při projekci nových (inovovaných) technických objektů zvládnout. Právě zde, při nepochopení základních pravidel, mohou vznikat chyby, které následně znehodnotí následné kroky. Důsledkem je, že vytvořený model neodpovídá požadavkům, které na něj byly kladeny.

Při modelování mechanických částí pohonů vycházíme z jejich diskretizace na konečný počet stupňů volnosti. K matematickému popisu pak můžeme s výhodou použít Lagrangeových rovnic smíšeného typu, které lze vyjádřit ve tvaru

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial \mathbf{q}} = \mathbf{Q}_p(t) - \frac{\partial E_p}{\partial \mathbf{q}} + \boldsymbol{\lambda}^T \frac{\partial \mathbf{f}_v}{\partial \mathbf{q}}, \quad (3.8)$$

kde E_k, E_p jsou kinetická a potenciální energie, \mathbf{Q}_p je vektor vnějšího silového působení, \mathbf{q} je vektor zobecněných souřadnic, $\boldsymbol{\lambda}$ je vektor Lagrangeových multiplikátorů a \mathbf{f}_v je vektorová funkce obsahující vazby mezi závislými souřadnicemi. Pohybovou rovnici (3.8) lze upravit s ohledem na konkrétní problém do více tvarů.

Pohonové soustavy v mnoha případech již nelze chápat izolovaně od vnějšího prostředí. Jde například o konečnou tuhost uložení či o přenos parazitních účinků od rotujících částí. Z těchto důvodů byl zaveden pojem pracovní prostor chápaný v dalším jako část struktury stroje, která se přímo nepodílí na přenosu energie v průběhu pracovního cyklu, avšak v důsledku pohybu soustavy v ní dochází k deformacím, které mohou výrazně ovlivnit chování systému. Při modelování pracovního prostoru opět vycházíme z diskretizace struktury stroje, nejčastěji s využitím MKP.

V mnoha případech se při modelování vlastností a chování pohonových soustav nevyhneme zahrnutí vlivu vazeb mezi subsoustavami pohonů nebo mezi pohony a jejich okolím do globálního modelu. Při posuzování jednotlivých vazeb vycházíme nejprve z jejich geometrického popisu. Doposud se nejčastěji využívalo lineari-zovaných modelů vazeb. U pohonových soustav s převodovými ústrojími hrají dominantní roli ložiskové a zubové vazby. Setkáváme se také s jinými druhy vazeb, například s různými druhy spojek, řemenovými variátory či některými typy elektro-mechanických zařízení.

Vazby mezi rotujícími částmi pohonů a skříněmi (okolím), resp. mezi rotorovými a statorovými soustavami, se realizují zpravidla prostřednictvím ložisek. Nejčastějšími typy ložisek jsou valivá, kluzná a elektromagnetická ložiska.

Nejsložitějším a stále ještě nedostatečně zvládnutým problémem všech dosud používaných metodik zůstává ozubení se svojí velmi složitou problematikou vnitřního buzení a tlumení, která jsou generována přímo v záběrech spoluzabírajících párů zubů. Tyto velmi složité jevy – interakce výrobních odchylek či opotřebení, výškové modifikace ozubení, poddajné deformace zubů – jsou dosud v používaných výpočtových modelech zanedbávány. Vnitřní zdroje buzení jsou vesměs zjednodušovány na funkce času, což reálným podmínkám odpovídá jen zčásti. Některé složitosti modelování dynamických jevů v ozubení jsou studovány v práci [2]. Výpočtové metodiky jsou neustále zpřesňovány, objevují se nejen rovinné, ale také prostorové modely záběru ozubených kol vytvářené pomocí MKP. Zohledňují se také základní nelineární jevy v ozubení, způsobené:

- existencí bočních zubových vůlí,
- proměnlivou tuhostí ozubení v důsledku střídání počtu zubů v záběru,
- tlumením v ozubení a
- vznikem kinematického buzení.

4 ŘÍZENÍ POHONOVÝCH SOUSTAV

V současné době představují řízené pohonové soustavy drtivou většinu všech nových konstrukcí pohonů. Přitom struktura řídicích subsoustav může být diametrálně odlišná.

Automatické řídicí subsoustavy vykonávají svoji činnost pomocí předem navržených subsoustav servomechanismů či předem naprogramovaných řídicích algoritmů. V hierarchii řízení představují nejjednodušší řídicí subsoustavy.

Dynamické řídicí subsoustavy vyžadují k dosažení cílů řízení nejen informace o požadovaných výstupech, ale i informace o okamžitých stavech řízeného systému a působení jeho okolí. Obecně lze rozlišovat řízení se zpětnou vazbou (resp. více zpětnými vazbami) a bez zpětné vazby. V dalším se budeme zabývat především způsoby řízení se zpětnými vazbami.

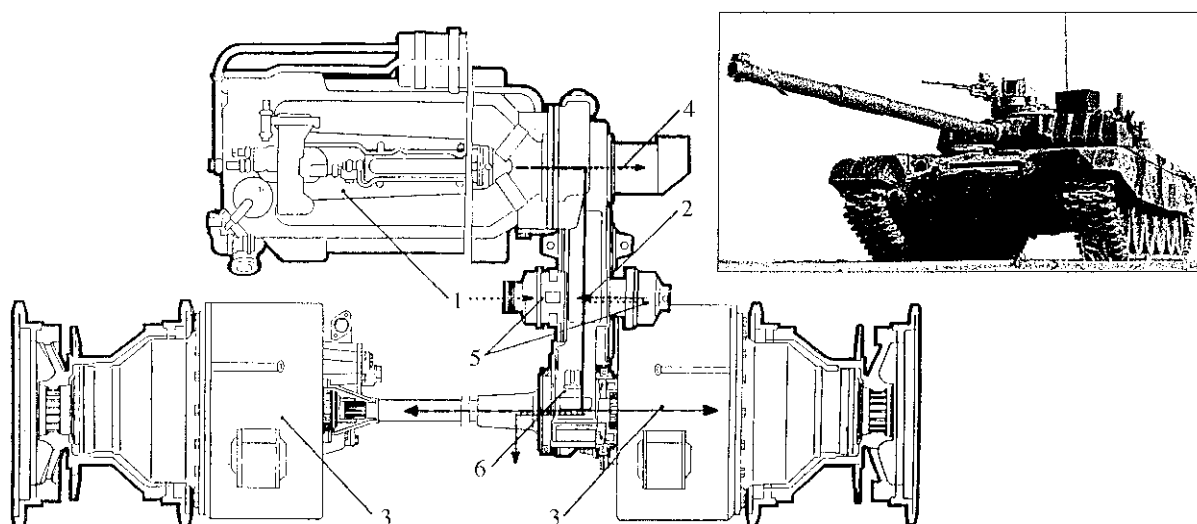
Při popisu problematiky řízení pohonových soustav se vycházelo ze stavové teorie automatického řízení a řízení se zpětnou vazbou, byly charakterizovány lineární proporcionalní regulátory a bylo provedeno hodnocení základních kritérií řízení: říditelnosti, pozorovatelnosti, robustnosti řízení a jejich podmínek. Z moderních přístupů k řízení byla věnována pozornost digitálnímu řízení, jeho přednostem a možnostem použití. Pozornost byla věnována také problematice stability řízení, vybraným kritériím stability (Hurwitzově, Michajlovově) a kritériím stability nelineárních soustav. Od problematiky stability se přešlo k projevům chaosu. Byla provedena analýza podmínek vzniku chaosu, popsány atraktory dynamického systému a typy bifurkací. Chaos byl zkoumán v mechanických a mechatronických soustavách.

5 PŘÍKLAD KOMPLEXNÍ POHONOVÉ SOUSTAVY

Konkrétním příkladem, na kterém ukážeme řešení problémů při analýze dynamických vlastností a chování pohonových soustav, je analýza planetové převodovky jako součásti pohonové soustavy tanku.

5.1 ÚVODNÍ POZNÁMKA

Pohonová soustava tanku je extrémně namáhaná jednak provozním zatížením, jednak ovládaním, tj. změnou provozních stavů v důsledku extrémních změn úrovně otáček (změna rychlostních stupňů, změna úrovně palivové přípusti). Důsledkem jsou nerovnoměrné podmínky pro provozní stavy, včetně rázů a nespojitostí provozních zatížení. Jízdní odpory, přenášené do pohonové soustavy, mohou obsahovat i stochastické složky. Takovou pohonovou soustavu tedy můžeme charakterizovat jako nelineární dynamickou soustavu zatíženou obecným nespojitým zatížením, přitom soustavu řízenou. Řídicí soustava obsahuje hydraulické a pneumatické servo-soustavy, z nichž některé mají mechanické a elektrické ovládaní.



Obr. 5.1: Schéma pohonu



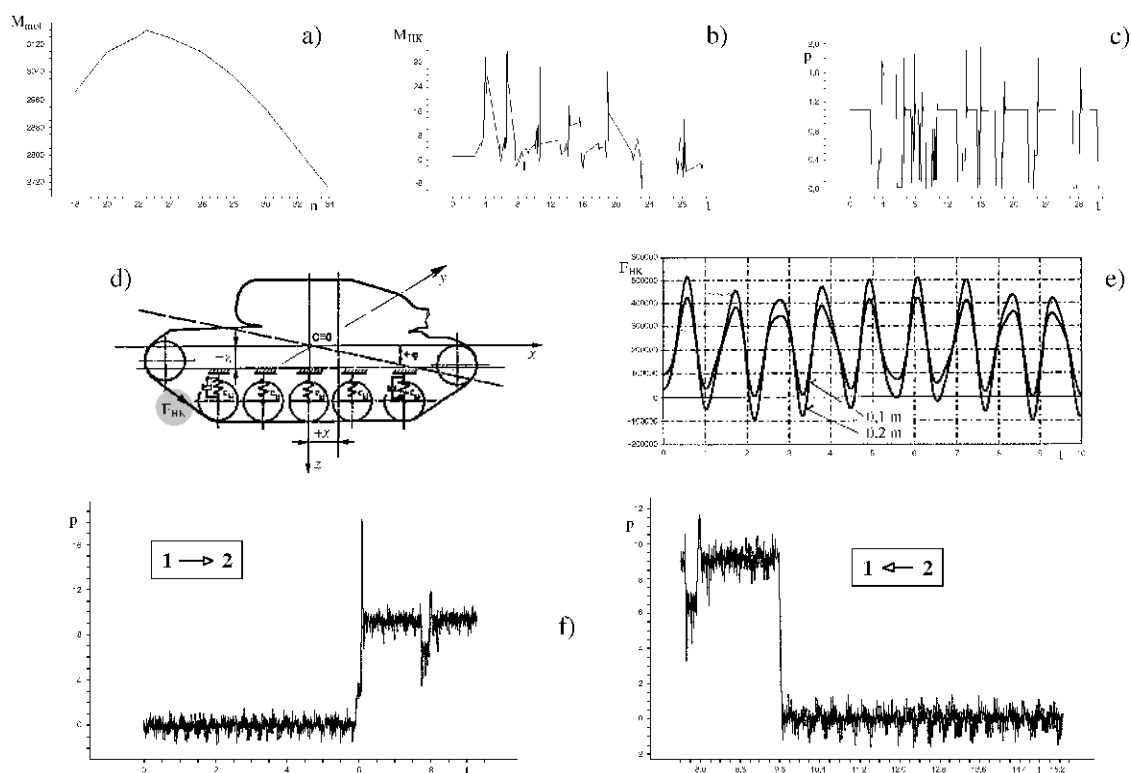
Obr. 5.2: Příklady opotřebení ozubených kol

Strukturní schéma motorové soustavy je znázorněno na obr. 5.1 a obsahuje: motor (1), převodovou subsoustavu (2), dvě planetové převodovky (3), subsoustavu pohonu kompresoru (4), subsoustavu pohonu dynamospouštěče (5) a ventilátoru (6). Na tuto soustavu navazuje pohon pásů tvořený hnacími koly (spojenými s planetovými převodovkami), vodícími koly a pásy.

Zvýšenou pozornost jsme věnovali planetovým převodovkám. Důvodem byla jejich velká poruchovost, jejíž nejčastější příčinou bylo velké opotřebení ozubených kol planetových převodů (obr. 5.2), zejména satelitů.

Hnací moment motoru je pro účely analýzy určen statickou charakteristikou (obr. 5.3a), která byla získána experimentálně. Zatěžující momenty ve vybraných provozních režimech při jízdě byly určeny experimentálně a byly redukovány na hnací kola pojzdové soustavy, včetně setrvačných účinků vodících kol a pásů.

Odporové účinky od pohybů převodové soustavy a pohonů dynamospouštěče a ventilátoru byly redukovány na hřídel motoru, resp. na vstupní hřídele planetových převodovek.



Obr. 5.3: Buzení a zatížení modelované soustavy

Kromě průběhu zatěžujících jízdních odporů (obr. 5.3b a 5.3e) byly reálným experimentem získány i vnitřní budící účinky – průběhy tlakových změn v hydraulických obvodech ovládání brzd a spojek (obr. 5.3c) – při simulované jízdě a při řazení jednotlivých převodových stupňů. Obr. 5.3f zobrazuje detailní průběhy ovládacích tlaků brzd č. 6 při řazení z 1. na 2. převodový stupeň a zpět.

Do simulačních experimentů byly také zahrnuty i případné poruchy:

- kinematické buzení se zubovými frekvencemi,
- buzení typu rampa, modelující náhle zvýšení výkonu motoru,
- řazení rychlostí chápané jako porucha rovnovážného stavu.

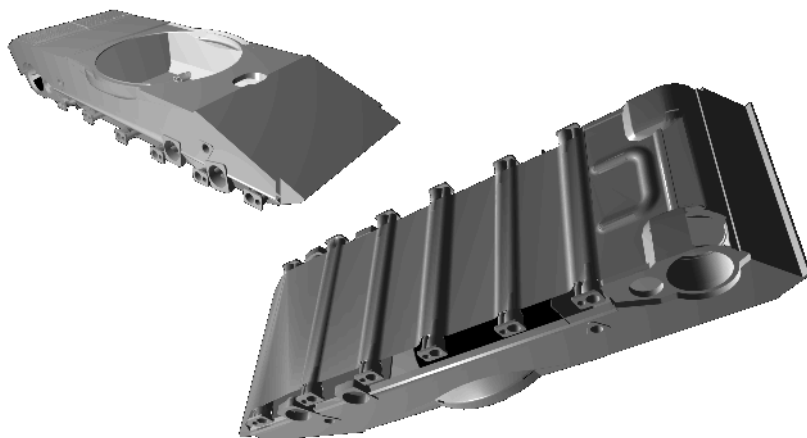
Počítačový model komplexní pohonové soustavy tedy zahrnuje:

- model řízení (ovládání) motoru,
- model mechanické části pohonu,
- model pracovního prostoru a
- modely terénních podmínek.

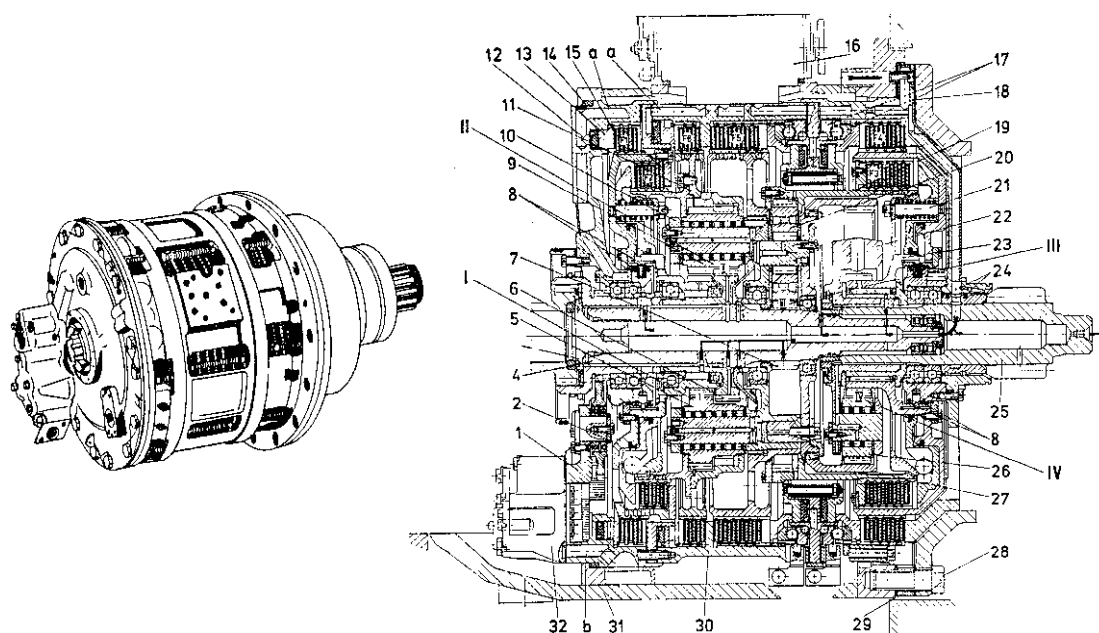
Model řízení motoru byl dán určením změny řadicích stupňů a určením času, za který toto řazení proběhne. Tím byla ovlivněna změna otáček motoru a velikost hnacího momentu.

Model mechanické části pohonu vychází ze strukturálního schématu a liší se pro jednotlivé převodové stupně, zařazené v planetových převodovkách. Podrobnější popis modelu planetové převodovky je uveden v následující kapitole.

Pracovního prostor představuje korba obrněného vozidla – obr. 5.4. Její možné deformace byly ověřovány pomocí výpočtů MKP a bylo zjištěno, že ji lze považovat za tuhou – její vlastnosti výrazně neovlivňují dynamiku pohonu.



Obr. 5.4: Korba vozidla



Obr. 5.5: Planetová převodovka

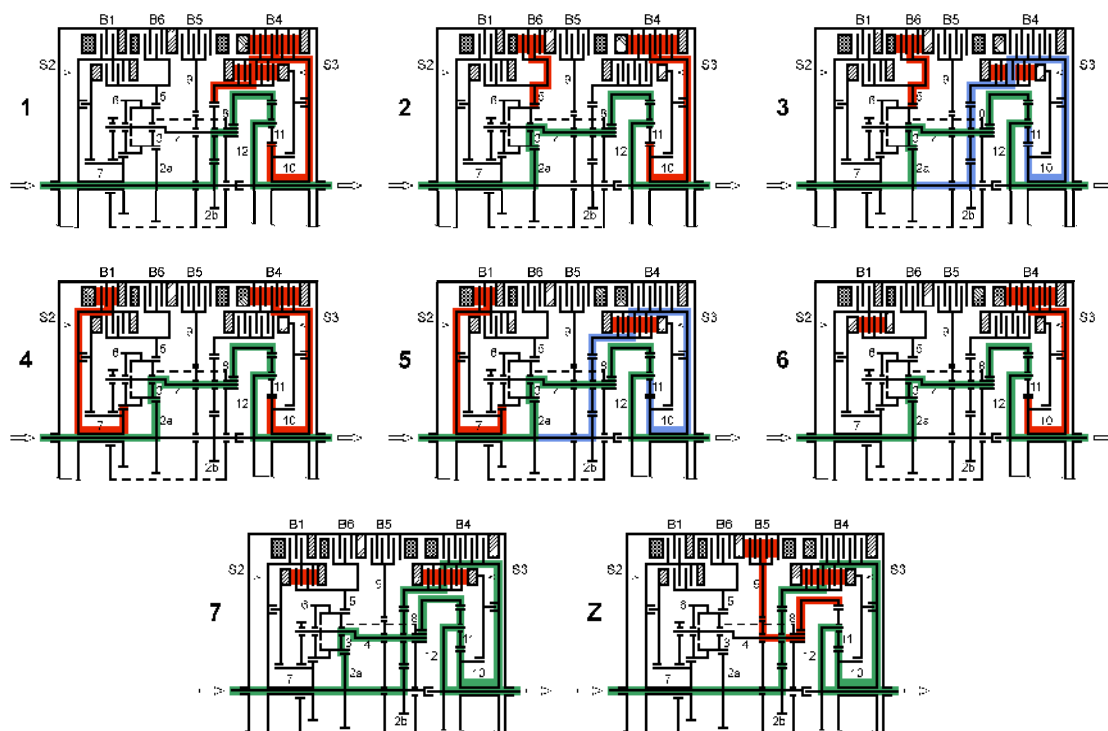
Modely terénních podmínek byly simulovány na základě dat, získaných řadou měření při jízdě vozidla v terénu. Jedno z idealizovaných měření (pro nerovnosti 0,1 a 0,2 m) je znázorněno na obr. 5.3e a jeho vliv na zatížení pojezdového pásu (a tím i

na hnací kolo vozidla) je zřejmý z obr. 5.3d. Podrobnější informace lze nalézt v [3] a [4].

Cílem analýz bylo:

- zjistit, k jakým jevům dochází v planetových převodovkách při řazení jednotlivých převodových stupňů,
- zjistit, jaké je zatížení a jeho časové průběhy u jednotlivých kol a na brzdách a spojkách,
- navrhnout možné změny v ovládací soustavě za účelem snížení špiček zatěžujících momentů v jednotlivých prvcích převodovek.

Planetová převodovka je znázorněna na obr. 5.5. Kromě mechanických subsoustav obsahuje také hydraulicky ovládané spojky a brzdy.

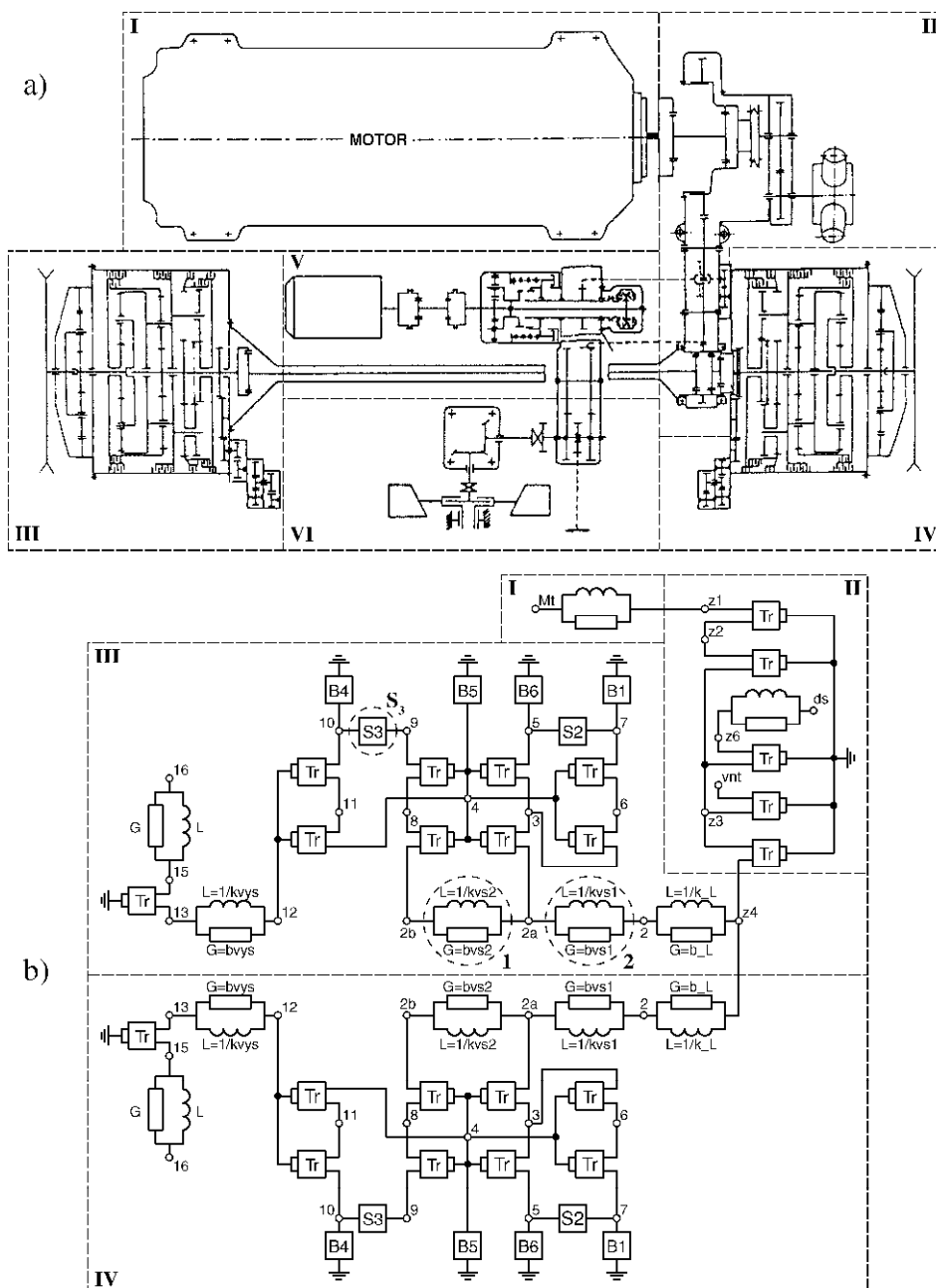


Obr. 5.6: Zobrazení přenosu výkonu pro různé převodové stupně

5.2 MODELOVÁNÍ PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

Z předchozího odstavce je zřejmé, že vytvoření matematického modelu planetové převodovky, na kterém by bylo možné provádět simulační experimenty, nebylo jednoduché. Je nutné si také uvědomit, že přenos výkonu v převodovce je pro každý převodový stupeň jiný (viz obr. 5.6), někdy se i větví. Klasický přístup k modelování spoluzabírajících kol jako tuhých rotujících těles by byl obtížný, a proto jsme využili možnosti, které nabízí programový soubor SADYS/DYNAST. Jeho výhodou je možnost velmi snadného definování základních prvků a substruktur mechanických, elektrických, elektronických, regulačních, hydraulických i jiných konstrukčních soustav [5]. Velmi jednoduše je možné definovat parametrizované modely

subsoustav (tzv. makromodely), které se v modelované soustavě opakovaně vyskytují (v planetové převodovce např. ozubené převody, brzdy a spojky). Makromodely mohou navíc vytvářet víceúrovňové systémy, tj. při definování makromodelů složitějších struktur lze využít makromodely struktur jednodušších [6], [7].



Obr. 5.7: Funkční (a) a blokové (b) schéma pohonné soustavy

5.3 PRINCIP ŘEŠENÍ PROBLÉMŮ V SOUBORU DYNAST

Každý prvek v programovém souboru SADYS/DYNAST je určen svým typem (tuhostí, momentem setrvačnosti, hmotností, ...). Jednotlivé typy prvků mají své symboly. Vazby mezi prvky jsou realizovány v uzlech. Interakce jsou vnitřní záleži-

tostí programu, a proto nemusí být přímo specifikovány. Mezi prvky řadíme také kinematické a silové buzení či zatížení. Mechanická rychlost je určena jako spád uzlu, resp. jako spád mezi uzly. Pokud není přímo uveden druhý uzel (či prvek mezi uzly), jedná se o spád mezi uvedeným uzlem a uzlem základním (v mechanice rámem soustavy). Síla či moment působící na prvek je definován jako průtok prvkem. Z jednotlivých prvků sestavíme branové schéma – základ pro matematické modelování zkoumané soustavy.

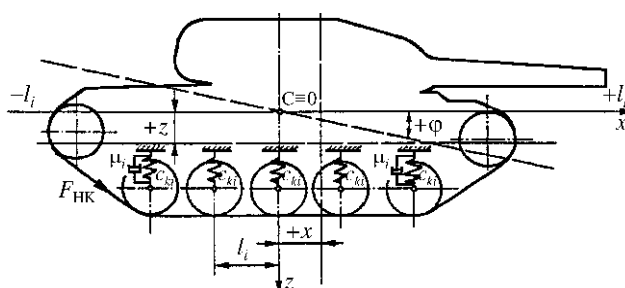
Na základě výše uvedených úvah byl vytvořen matematický model globální pohonné soustavy, jehož blokové schéma je na obr. 5.7.

Pomocí tohoto modelu byly analyzovány dynamické vlastnosti a chování zkoumané pohonné soustavy, zejména planetových převodovek, které představují rozhodující subsoustavu, limitující provozní spolehlivost celého pohonu.

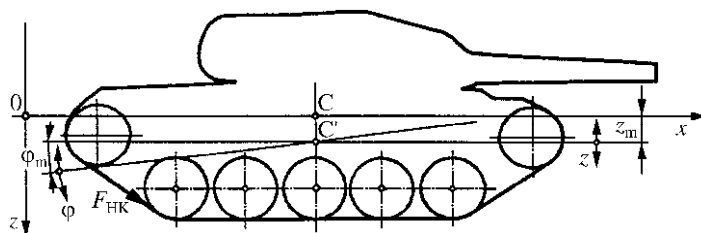
5.4 VÝSLEDKY VÝPOČTŮ GLOBÁLNÍ SOUSTAVY VOZIDLA

5.4.1 Analýza kmitání pásového vozidla

Analýza kmitání vozidla a jeho vlivu na zatížení pohonné soustavy vychází ze schématu zatížení, zakresleného na obr. 5.8.



Obr. 5.8



Obr. 5.9

V souladu s používanou teorií pohybu bojových vozidel [8], [9] předpokládáme, že odpružené části vozidel kmitají s úhlovou výchylkou φ a ve směru svislé osy z . Pak lze vyjádřit relativní pohyb pásu ve směru osy x jako funkci φ a z . Z výsledků podrobných výpočtových analýz vyplývá, že odpružené části vozidel budou kmitat

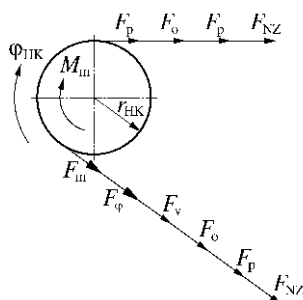
současně ve směrech φ a z s úhlovými frekvencemi ω_1 a ω_2 . Toto kmitání bude probíhat okolo nové rovnovážné polohy C' , odkloněné od původní polohy C o hodnoty z_m a φ_m – viz obr. 5.9.

Z těchto analýz dále vyplývá, že v případě neuvažování vazby mezi neodpruženými a odpruženými částmi vozidla budou všechny parametry kmitání závislé jen na konstrukčních parametrech podvozku. V případě uvažování výše zmíněné vazby, budou parametry kmitání vozidla závislé jak na konstrukčních parametrech podvozku, tak i na konkrétním uspořádání pohonové soustavy, kvantitativně vyjádřených především momenty setrvačnosti prvků pohonové soustavy. Tyto teoretické předpoklady byly použity při analýze kmitání tanku T-72. Zjistilo se, že:

- kruhové frekvence ω_1 a ω_2 budou tím menší, čím je zařazený rychlostní stupeň nižší (tj. čím je vyšší převodový poměr),
- vychýlení opěrných částí vozidla (na zádi a dolů) jsou přímo úměrné velikosti síly F_m , vyvozované motorem a při ustáleném režimu motoru jsou opět závislé na zařazeném rychlostním stupni,
- amplitudy kmitání jsou tím menší, čím je zařazen nižší převodový poměr (vyšší rychlostní stupeň).

5.4.2 Analýza sil zatěžujících pohonovou soustavu

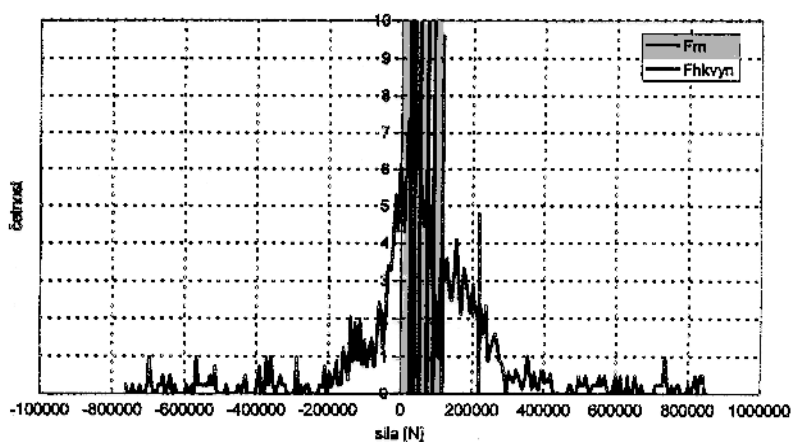
Z rozboru sil a momentů na hnacím kole [3] vyplývá, že celková síla zatěžující pohonovou soustavu bojových pásových vozidel je dána velikostí síly vyvozené motorem F_m a přídatné síly v šikmé větvi F_φ (obr. 5.10). Další síly – přídatné síly způsobené kmitáním volných větví pásů F_v , síla předběžného napnutí F_p , odstředivá síla pohybujících se pásů F_o a přídatná síla způsobená nerovnoměrností záběru hnacího kola s pásem F_{NZ} – působí v horní i šikmé větvi pásu a jejich účinek vzhledem k momentu na hnacím kole můžeme zanedbat.



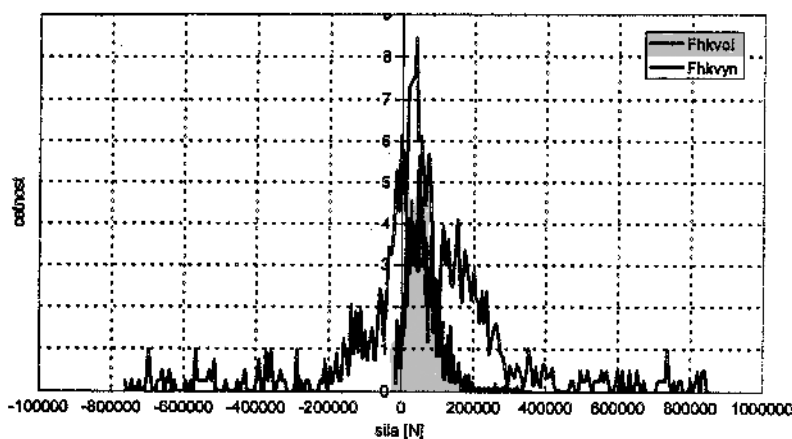
Obr. 5.10: Síly působící na hnacím kole

Na obr. 5.11 je zobrazeno celkové spektrum zatížení pohonové soustavy. Pro sílu od motoru byly použity pravděpodobnosti užití jednotlivých převodových stupňů.

Srovnání spekter zatížení pohonové soustavy pro volné a vynucené kmitání je zobrazeno na obr. 5.12. Z grafu je zřejmé, že při vynuceném kmitání je pohonová soustava více zatížena.



Obr. 5.11: Celkové spektrum zatížení pohonové soustavy



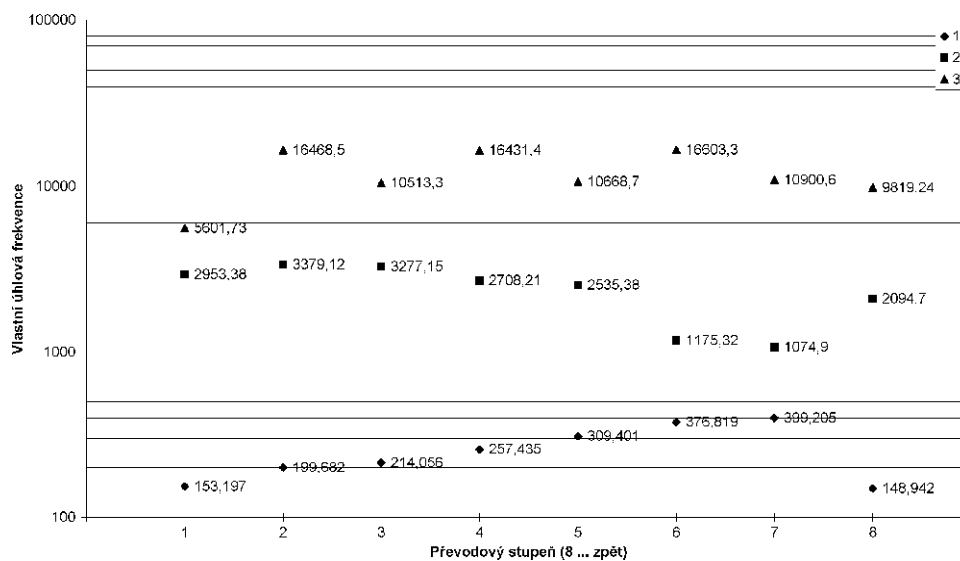
Obr. 5.12: Porovnání spekter zatížení při volném a vynuceném kmitání

5.5 VÝSLEDKY ANALÝZ PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

5.5.1 Spektra vlastních frekvencí

Na obr. 5.6 jsou znázorněny toky výkonu v planetové převodovce při zařazených převodových stupních. Zařazení jednotlivých převodových stupňů (včetně zpětného chodu a brzdění vozidla) je realizováno spojením vždy dvou ze šesti ovládacích prvků (brzd a spojek) převodovky. Zvýrazněny jsou ty části převodovky, které přenáší výkon, a prvky, které se nepohybují (jsou brzdou spojeny se skříní převodovky). Již z prvního pohledu je patrné, že pro každý převodový stupeň bude substruktura převodu jiná, a tudíž bude mít i jiné frekvenční spektrum. Na obr. 5.13 jsou zobrazeny pro netlumený model převodovky pro každý převodový stupeň první tři vlastní frekvence. Hodnoty vyšších vlastních frekvencí nejsou zobrazeny, protože

jsou vyšší než předpokládané provozní frekvence. Je zřejmé, že spektra jsou poměrně široká, lze tedy očekávat široká spektra možných rezonancí.



Obr. 6.13: Vlastní frekvence – model bez tlumení

5.5.2 Analýza dynamického a teplotního zatížení prvků převodovky

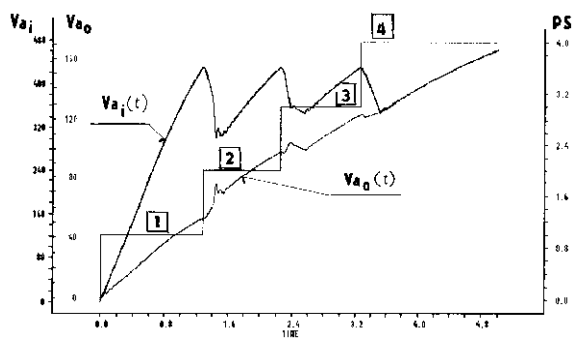
Analýza zatížení byla provedena pro vstupní a výstupní hřídel převodovky a pro všechna ozubená kola. U brzd a spojek byla provedena tepelná analýza – kontrola oteplení. Pro hřídele a ozubená kola byly vyhodnocovány:

- průběhy kinematických veličin při řazení,
- fázové portréty odpovídající řazení,
- průběhy direkčních momentů při řazení,
- teplotní změny na brzdách a spojkách při sepnutí,
- změny přenášených momentů na brzdách a spojkách,
- na vybraných prvcích (především na vstupním a výstupním hřídeli) byla provedena deformační a napěťová analýza s využitím MKP.

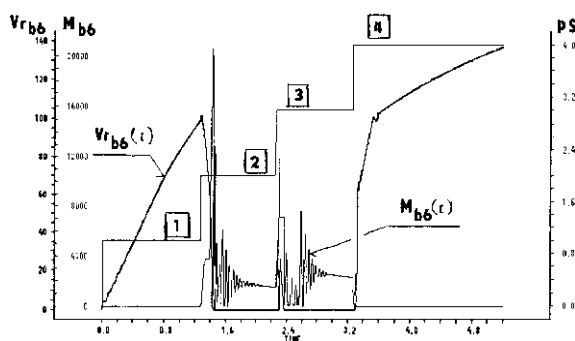
Podrobné a komplexní výsledky jsou uvedeny ve výzkumných zprávách [10] a [11]. Jedná se o rozsáhlý soubor výsledků, zde pro ilustraci uvedeme jen některé z nich.

Změny absolutních rychlostí na vstupním $v_{ai}(t)$ a výstupním $v_{ao}(t)$ hřídeli převodovky, ke kterým dochází v průběhu řazení prvních čtyř rychlostních stupňů, jsou znázorněny na obr. 5.14. Z průběhů je zřejmé, že skoky rychlostí způsobené řazením jsou v převodovce výrazně tlumeny.

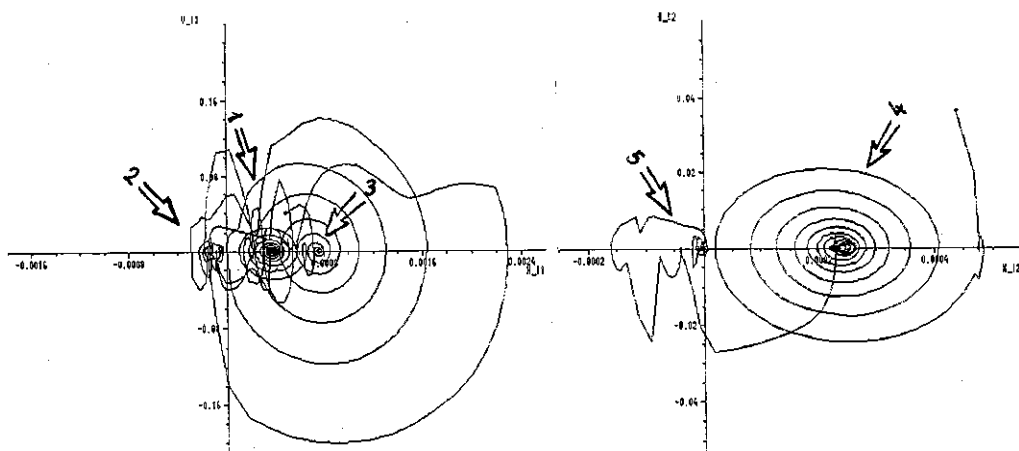
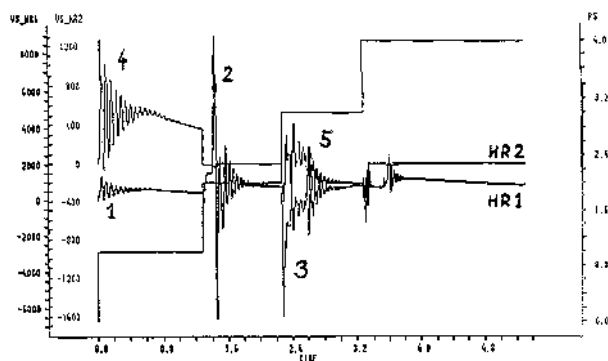
Na obr. 5.15 je zobrazen průběh relativní rychlosti $v_{rb6}(t)$ a momentu $M_{rb6}(t)$ na brzdě č. 6 v průběhu řazení prvních čtyř rychlostních stupňů. Z průběhu relativní rychlosti je možné určit intervaly, kdy je brzda sepnuta (klesání a nulová hodnota). Z průběhu lze vyhodnocovat špičky momentu – okamžiky maximálního zatížení nejen brzdy ale i ostatních dílů převodovky, které se podílí na přenosu výkonu.



Obr. 5.14: Průběhy rychlostí při řazení převodových stupňů

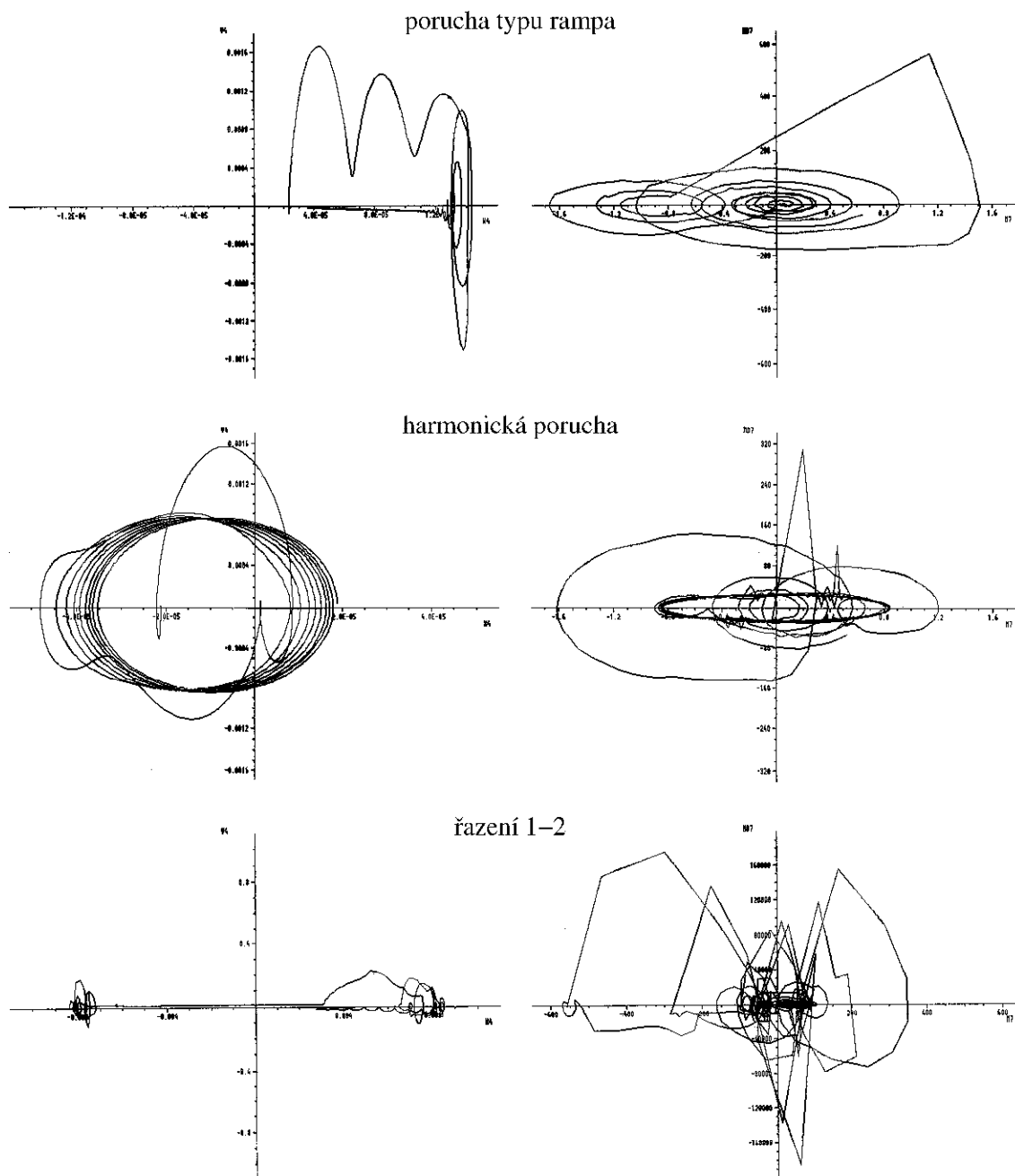


Obr. 5.15: Průběhy relativních rychlostí a přenášených momentů na brzdě č. 6



Obr. 5.16: Průběhy direkčních momentů na úsecích vstupního hřídele

Na obr. 5.16 jsou znázorněny průběhy direkčních momentů na vstupním hřídeli (úsek 1 a 2) v závislosti na čase a zařazeném rychlostním stupni. Dále jsou zde zobrazeny fázové obrazy odpovídající přechodovým jevům. Při odlehčení soustavy jsou patrné náznaky chaosu (pozice 1–5), které se ovšem velmi rychle utlumí. Pozice 1–3 odpovídají úseku 1 vstupního hřídele, pozice 4–5 odpovídají úseku 2.



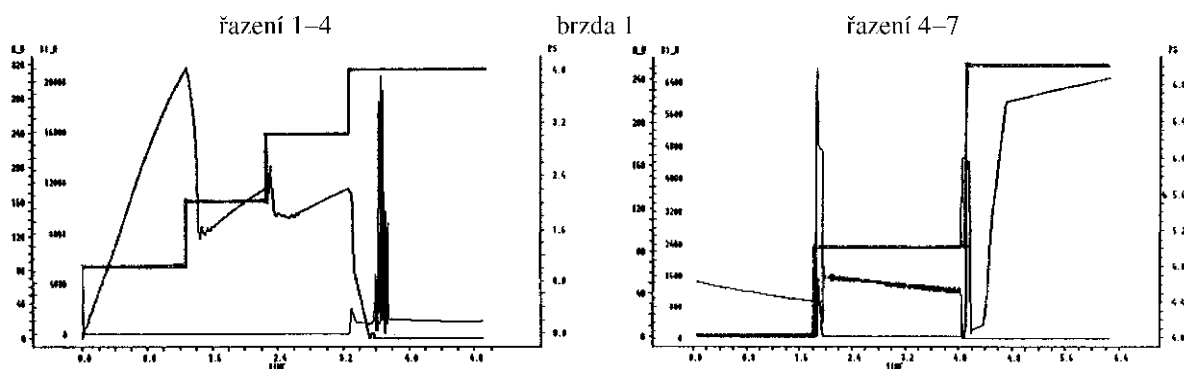
Obr. 5.17: Rychlostní (levé) a momentové (pravé) fázové obrazy pro kolo č. 7

Hlavní pozornost byla věnována dynamickým jevům na ozubených kolech. Typickým příkladem, na kterém lze ukázat tyto jevy ukázat při poruchách a řazení, je ozubené kolo 7. Na obr. 5.17 vidíme rychlostní fázové obrazy pro poruchu typu

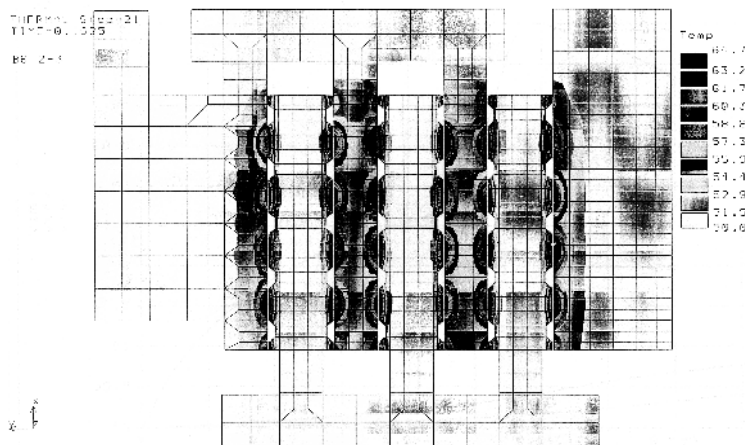
rampa, harmonickou poruchu a řazení z prvního na druhý rychlostní stupeň. Zajímavé jsou také momentové fázové obrazy pro stejné typy přechodových dějů. U řazení převodových stupňů vidíme výrazné rázové jevy, které lze omezit zvětšením prodlevy při řazení. Momentové fázové obrazy jsou důležité při posuzování provozní spolehlivosti. Jejich „plocha“ je nepřímo úměrná provozní spolehlivosti sledované součásti.

Příklad průběhů relativních rychlostí a přenášených momentů pro brzdy a spojky při řazení jednotlivých převodových stupňů je zobrazen pro brzdou č. 1 (obr. 5.18).

Na základě získaných průběhů relativních rychlostí a přenášených momentů pro brzdy a spojky bylo možné provést také analýzu rozložení teplot na lamelách brzd a spojek při řazení. Na obr. 5.19 jsou uvedeny výsledky analýzy pro lamely brzd č. 6 po jejím zapnutí v průběhu řazení z druhého na třetí rychlostní stupeň.



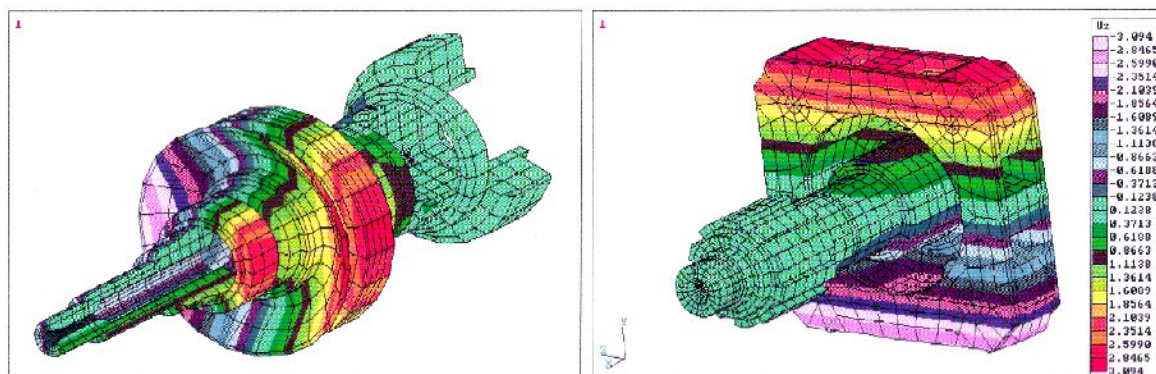
Obr. 5.18: Průběhy relativních rychlostí a přenášených momentů – brzdou č. 1



Obr. 5.19: Rozložení teplot na lamelách brzd č. 6 po přeřazení z 2. na 3. stupeň

5.5.3 Deformační a napěťová analýza vybraných prvků planetové převodovky

Údaje o momentovém zatížení jednotlivých částí planetové převodovky mohou být vstupem pro vyhodnocení deformací a napjatosti těchto částí. K vyhodnocení byl použit výpočetní systém MKP. Jako příklady výsledků můžeme uvést rozložení deformací obr. 5.20 na vstupním hřídeli a výstupním hřídeli s unášečem poslední planetové řady.



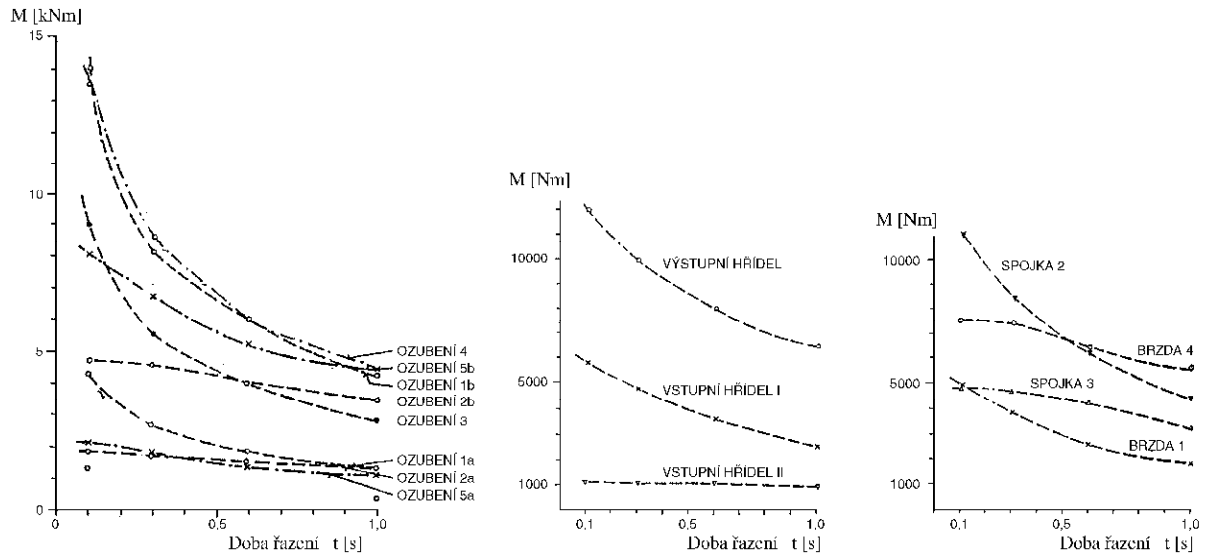
Obr. 5.20: Rozložení deformací na vstupním a výstupním hřídeli

5.5.4 Zhodnocení výsledků a závěry

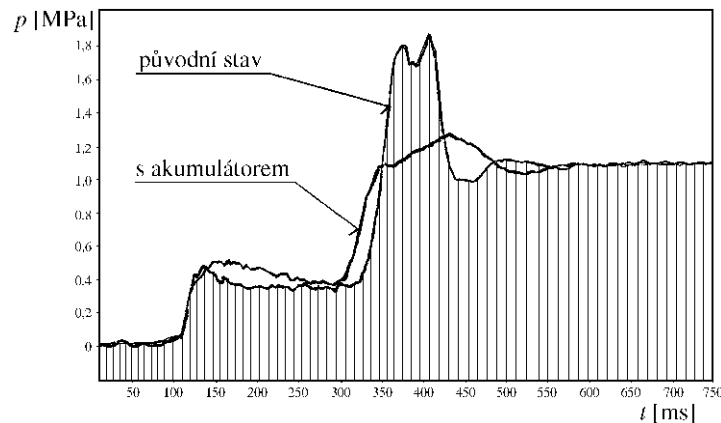
Všechny získané údaje (kinematické, silové, deformace, napětí, ...), které jsou závislé na provozních, konstrukčních a řídicích parametrech, umožnily vytvoření komplexního obrazu o vlastnostech a chování částí i celé konstrukce pohonu pásového vozidla. Na základě jejich rozboru je možné vyslovit několik závěrů:

- Analyzovaná pohonová soustava byla extrémně zatížena, přičemž nejvíce zatížená místa byla v planetových převodovkách. Tomu odpovídala i poškození některých kol – viz obr. 5.2.
- Nepřiměřená úroveň zatížení byla způsobena užitím motoru, který výkonově o téměř 50% převyšoval výkon původního motoru, na který byl pohon dimenzován, a nedostatečným uvážením cyklických zatížení na hnacích kolech pásů.
- Náhrada ozubení v planetových převodovkách při zachování stávajících rozměrů jejich skříní by si vyžádala využití perspektivních ozubení typu HCRG (High Contact Ratio Gears), jejichž užití by mohlo zaručit dosažení požadované životnosti. Z různých důvodů (ne technických) byla tato možnost úpravy vyloučena.
- Přijatelnější možností, která zajistí zvýšení životnosti, je provedení zásahu do řídicí soustavy hydraulického řazení rychlostí. Provedené analýzy ukázaly, že prodloužení doby řazení (zvětšení prodlevy mezi uvolněním a sepnutím ovládacích prvků – brzd a spojek) může vést k podstatnému snížení špičkových hodnot zátěžných účinků prakticky ve všech exponovaných částech převo-

dovky (obr. 5.21). Dalšího snížení špičkových hodnot zátěžných účinků pak může být dosaženo zařazením tlakového akumulátoru do hydraulického obvodu ovládání brzd a spojek (obr. 5.22). Správnost těchto závěrů byla následně ověřena úpravami na skutečném vozidle.



Obr. 5.21: Závislost špiček direkčních momentů na době řazení



Obr. 5.22: Porovnání časových průběhů ovládacího tlaku

6 ZÁVĚR

Předložená práce se zabývá problematikou počítačového modelování složitých interaktivních pohonových soustav, obecně řízených, pro které se vžil název komplexní pohonové soustavy. Do této oblasti lze zařadit širokou škálu řešených problémů. Na jedné straně může jít o simulační výpočty při návrzích vysokootáčkových, především leteckých a vozidlových, motorů, u kterých se mohou objevit výrazná dynamická namáhání v exponovaných konstrukčních subsoustavách v širokém otáčkovém spektru. Na druhé straně může jít o subtilní elektromechanické

pohony se složitým řízením, často mechatronického typu. Společným prvkem je interdisciplinární charakter analyzovaných soustav, které obsahují dílčí subsoustavu různé fyzikální podstaty.

Pokud jde o modelování dynamických vlastností a chování, byl důsledně využíván systémový přístup k řešení problémů, jehož výsledkem by měly být tzv. částečně strukturované a účelové modely pohonových soustav. Druhým podstatným prvkem je zajištění úrovně vyváženosti mezi základní modelovou strukturou pohonů a připojenými (nastavbovými) strukturami, například řídicími.

Použitelnost navržené metodiky modelování komplexních pohonových soustav byla ověřena na skutečné pohonové soustavě tanku. Velkým nedostatkem původního pohonu byla nízká životnost a provozní spolehlivost (zejména ozubených kol planetových převodovek). Úpravy v řízení pohonové soustavy, navržené na základě výsledků rozsáhlých simulačních výpočtů, vedly k nápravě zmíněných nedostatků.

7 LITERATURA

- [1] Kalous, J.; Kratochvíl, C.; Heriban, P. *Dynamika rotačních elektromechanických pohonů*. Brno, 2007. ISBN 80-214-3340-X,
- [2] Doležal, Z. *Vztahy pro výpočty a kreslení progresivních tvarů čelních zubů a ozubení*. Zpráva VZLÚ Praha, 1992
- [3] Žalud, Z. *Příspěvek k řešení spolehlivosti poháněcí soustavy bojových vozidel*. Disertační práce, VA Brno, 1986
- [4] Kratochvíl a kol. *Analýza dynamických vlastností mobilních technických soustav III*. Výzkumná zpráva z řešení projektu GAČR č.101/96/1652, Brno, 1998
- [5] Havlíček, J.; Štyl, P. *Seznam makromodelů pro program SADYS*. Zpráva ŽĐAS, č.4-T29561–29576, Žďár nad Sázavou, 1990
- [6] Mann, H. *Teorie strojních soustav II*. Skripta FS VUT v Brně, 1990
- [7] Kratochvíl, C.; Heriban, P.; Kotek, V. Simulation of Drive Systems using Multipole Modelling. *Zeszyty naukowe polytechniki Slazskej, seria Mechanika*. Nr. 1266, pp. 159–164, Gliwice, 1995
- [8] Ogorkiewicz, R.M. *Technology of Tanks*. Janes Information Group Limited, 1991
- [9] Žalud Z.: Příspěvek k analýze kmitání pásových vozidel, *Sborník konference Inženýrská mechanika 97*, 1997
- [10] Kratochvíl, C.; Kotek, V.; Heriban, P. *Analýza dynamických vlastností planetové převodovky*. Výzkumná zpráva ÚMT FS VUT v Brně, 1992
- [11] Heriban, P.; Kotek, V.; Kratochvíl, C. *Modelování interaktivních pohonových soustav*. Výzkumná zpráva projektu GAČR č. 101/93/0297, Brno, 1993

CURRICULUM VITAE

Jméno: Ing. Pavel Heriban
Narozen: 10. srpna 1967 v Brně

Vzdělání:

1985–1990 Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojní
1981–1985 Středná priemyselná škola strojnícka, Považská Bystrica

Zaměstnání:

1996 dosud technický pracovník na ÚAI FSI VUT v Brně
1991 dosud asistent na ÚMTMB FSI VUT v Brně

Výuka:

- cvičení z předmětů Kinematika, Dynamika a Počítačové modelování pohonných soustav
- přednášky a cvičení z předmětu Programování pro Windows

ABSTRACT

This PhD thesis deals with computer modeling of complicated interactive drive systems, which are denoted as complex drive systems. System description of complex drive systems was prepared with respect to drive system internal structure and interactions with environment.

The complex drive systems analysis methodology, presented in this work, was applied to the analysis of real drive system – drive system of the tank. Short operating lifetime and low reliability of drive (mainly the planetary gearbox elements) motivated the analyses. The modifications of control subsystem based on simulation results corrected the above mentioned problems of original drive.