VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

NÁVRH A OPTIMALIZACE PROSTORU HYDROSTATICKÉ KAPSY

DESIGN AND OPTIMIZATION OF HYDROSTATIC POCKET SPACE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. PETR MINÁŘ
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Minář

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Výrobní systémy (2301T030)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh a optimalizace prostoru hydrostatické kapsy

v anglickém jazyce:

Design and optimization of hydrostatic pocket space

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je analýza deformace litinového odlitku stojanu portálového obráběcího centra FRUQ 450. Stojan je opatřen přesnými vodícími plochami pro hydrostatické vedení. Analýza bude provedena v prostoru nejvíce zatěžované hydrostatické kapsy metodou konečných prvků.

Cíle diplomové práce:

Popis současného stavu deformací stojanu.
Systémová analýza příčin a důsledků deformací stojanu.
Návrh metodického přístupu k optimalizaci konstrukčního návrhu stojanu.
Konstrukční návrh stojanu a porovnání dosažených deformací.

Seznam odborné literatury:

Marek, J. a kol.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISBN 978-80-254-7980-3
Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1
Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno
www.infozdroje.cz
www.mmspektrum.com

Vedoucí diplomové práce:doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 23.11.2010

L.S.

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ DĚKANÁT

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

Aufgabe: Diplomarbeit

für: Bc. Petr Minar

Thema: Auslegung und Optimierung vom Raum einer hydrostatischen Tasche

Aufgabestellung

Das Ziel dieser Arbeit ist eine Verformungsanalyse des Ständergussteiles vom Portalbearbeitungszentrum FRUQ 450. Der Ständer wird mit genauen Gleitflächen für eine hydrostatische Führung ausgerüstet. Die Analyse soll durch Methode der finiten Elemente in dem Raum der hydrostatischen Tasche, die meisten belastet wird, lösen.

Schwerpunkte der Arbeit sind:

- Beschreibung des aktuellen Standes der Ständerverformung
- Systemanalyse den Ursachen und Folgen von der Ständerverformung
- Methodenentwurf zur Optimierung der Ständerkonstruktion
- Konstruktionsentwurf des Ständers und Vergleich von erreichten Verformungen

Betreuer: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Literaturquellen:

Marek, J. a kol.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISBN 978-80-254-7980-3
Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1
Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno
www.infozdroje.cz
www.mmspektrum.com

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá konstrukční optimalizací hydrostatických saní portálového obráběcího centra řady FRU výrobce TOS Kuřim. V první části je provedena studie současného nasazení hydrostatického vedení v oblasti těžkých obráběcích strojů, použití alternativních materiálů pro konstrukci nosných dílů stroje a ukázány možnosti moderních simulačních metod. Druhá část práce si klade za cíl stručně objasnit princip matematické optimalizace a s aplikací systémové analýzy vytvořit obecnou metodiku konstrukční optimalizace. Pro optimalizační výpočty byl použit software ANSYS Workbench 11.0. Bylo dosaženo upraveného, optimalizovaného, návrhu hydrostatických saní s porovnáním klíčových deformací. Vytvořená metodika je aplikovatelná nejen v oblasti konstrukce obráběcích strojů, ale může být použita v celém spektru konstrukčních oborů.

Kurzreferat

Diese Arbeit befasst sich mit dem Thema der Optimierung der hydrostatischen Schlitten von dem Großbearbeitungszentrum FRU (TOS Kuřim). Im Ersten Teil ist eine Studie des gegenwärtigen Einsatzes hydrostatischer Führung im Bereich großer Werkzeugmaschinen, alternativer Werksoffe und moderner Simulationsvorgehensweisen durchgeführt. Im zweiten Teil wurde ein Grundprinzip der Optimierung erläutert. Eine allgemeine Methodik der Optimierungsvorgehensweise und ein optimierter Entwurf mit verbesserten Eigenschaften wurden erstellt. Die Optimierung wurde unter ANSYS Workbench 11.0 durchgeführt.

Abstract

This diploma thesis deals with an optimization of hydrostatic slide of the large-portal gantry machine FRU (TOS Kuřim). First part of the thesis concerns with an analysis of the current practice in hydrostatic guides in the field of heavy gantry machines, an usage of alternative materials for a construction of carrying parts of machines, and possibilities of current simulation methods. Aim of the second part of this thesis is a brief clarification of the principle of mathematical optimization, and creation of general methodology of construction optimization by means of system analysis. Optimization calculations were processed by ANSYS Workbench 11.0. There is achieved adjusted and optimized design of the hydrostatic slide as the result of the thesis. Moreover, the comparison of key deformations was added. Created methodology is applicable in both an area of construction of gantry machines, and a wide spectrum of construction fields.

Klíčová slova

Hydrostatické saně, hydrostatické vedení, hydrostatická kapsa, topologická optimalizace, rozměrová optimalizace, diagonální naklopení, minimalizace, hmotnost, deformace, V – model, FTA, FMEA, EMO, ANSYS, INVENTOR.

Schlagwörter

Hydrostatische Schlitten, hydrostatische Führung, hydrostatische Tasche, Topologieoptimierung, Parameteroptimierung, Diagonalkippen, Minimierung, Gewicht, Deformation, V – model, FTA, FMEA, EMO, ANSYS, INVENTOR.

Keywords

Hydrostatic slide, hydrostatic guides, hydrostatic pocket, Topological Optimization, Design Optimization, diagonal tilt, minimization, mass, deformation, V – model, FTA, FMEA, EMO, ANSYS, INVENTOR.

Bibliografická citace

MINÁŘ, P. *Návrh a optimalizace prostoru hydrostatické kapsy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 73 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci Návrh a optimalizace prostoru hydrostatické kapsy vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce doc. Ing. Petra Blechy, Ph.D. a konzultanta pana Ing. Pavla Pohanky z firmy TOS Kuřim. Všechnu použitou odbornou literaturu jsem citoval a uvedl v seznamu literatury.

V Brně dne 25. května 2011

_____

vlastnoruční podpis autora

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za vedení mé práce, Ing. Michalovi Chludovi za odbornou pomoc a rady, týkající se problematiky tvorby výpočetních modelů, a v neposlední řadě Ing. Pavlu Pohankovi za vstřícnost a ochotu při konzultacích v Kuřimi. Rád bych poděkoval také mé přítelkyni a rodičům, kteří mě při studiu vždy podporovali a bez nichž by tato práce nemohla vzniknout.

Obsah

1 Úvod 13
2 Vymezení zadání a popis problematiky práce 14
2.1 Problematika úkolu 14
2.2 Zadání práce 15
3 Stav techniky 17
3.1 Trendy v konstrukci těžkých obráběcích strojů 17
3.1.1 Aplikace hydrostatického vedení u těžkých obráběcích strojů 17
3.1.2 Materiály pro nosné prvky obráběcích strojů 18
3.2 Moderní metody simulace chování obráběcího stroje 20
4 Hydrostatické vedení 23
4.1 Základy, princip funkce a pojmy 23
4.2 Základní výpočetní vztahy 24
4.3 Vlastnosti regulace 26
5 Stručná teorie optimalizace 27
5.1 Základní pojmy a vztahy 27
5.2 Členění metod optimalizace 28
5.2.1 Topologická optimalizace (Topological optimization) 29
5.2.2 Rozměrová optimalizace (Design Optimization) 30
6 Konstrukční optimalizace 32
6.1 Metodický přístup k řešení optimalizace 32
6.2 Analýza příčin a důsledků deformace saní 33
7 Vstupní informace řešení 35
7.1 Informace poskytnuté k řešení úkolu 35
7.2 Výpočet zatížení 36
8 Tvorba modelu 39
8.1 Parametrický CAD model 39
8.2 MKP model a okrajové podmínky 39
8.3 Metoda mapování sítě 41
8.4 Určení stávající deformace 41

9 Topologická optimalizace ... 42
10 Rozměrová optimalizace ... 43
10.1 Vytvoření návrhových proměnných ... 44
10.2 Optimalizační skupina 1 ... 45
10.3 Optimalizační skupina 2 ... 45
10.4 Optimalizační skupina 3 ... 46
10.5 Optimalizační skupina 4 ... 47
10.6 Hodnocení optimalizace - verifikace ... 47
11 Výstupní model ... 49
12 Ostatní modely ... 51
12.1 Model 1 ... 51
12.2 Model 2 ... 51
13 Závěr ... 52
14 Zusammenfassung ... 54
15 Použitá literatura ... 59
16 Seznam použitých zkratek ... 61
17 Seznam použitých symbolů ... 62
18 Seznam obrázků ... 63
19 Seznam tabulek ... 64
20 Seznam příloh ... 65

1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá optimalizací a návrhem vhodné úpravy konstrukce litinového odlitku saní portálového obráběcího centra řady FRU produkovaného firmou TOS Kuřim. Odlitek saní je opatřen přesnými vodícími plochami a kapsami pro hydrostatické vedení. Přívod tlakové kapaliny a tlak na vodící plochy kapalinou vyvolaný způsobuje pružnou deformaci nosných ploch saní. Tato deformace byla pozorováním blíže specifikována jako deformace tvaru kapsy a ploch, které s kapsou přímo souvisí. Na základě tohoto pozorování vznikl požadavek na optimalizaci modelu dílu. Obor konstrukční optimalizace čerpá z rozsáhlé matematické disciplíny teorie optimalizačních procesů a není tak svou podstatou problémem návrhovým, ale spíše analyticko – matematickým, na který bude v textu stručně poukázáno.

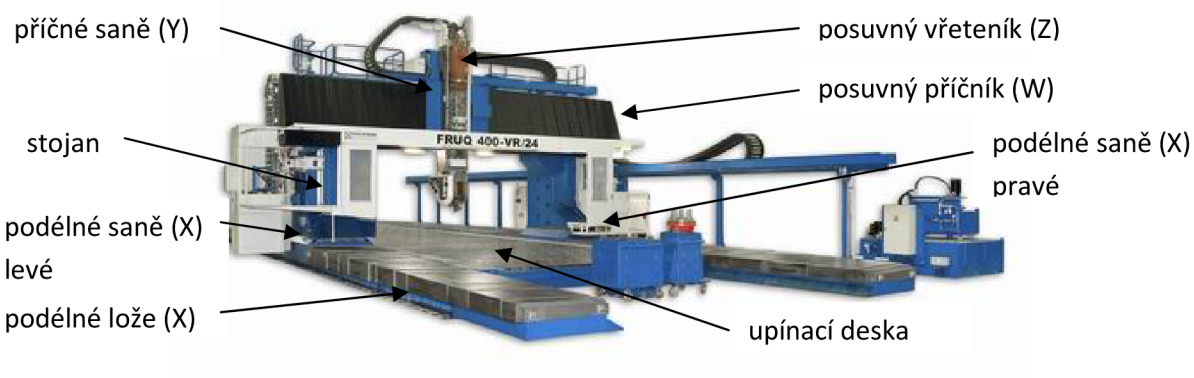
Práce si klade za cíl vytvořit obecnou metodiku postupu aplikovaného při konstrukční optimalizaci obsahující analýzu příčin a důsledků deformace saní. Dále pak provést optimalizaci konstrukce saní, jejímž výsledkem bude návrh změny parametrů pro minimalizaci deformací způsobených tlakovou kapalinou a vlastní tíhou hmoty konstrukce. Parametrický model saní bude analyzován metodou konečných prvků MKP v programovém prostředí ANSYS 11.0. Úvodní část obsahuje pohled na současný stav techniky v oblasti nosných prvků konstrukcí těžkých obráběcích strojů a aplikace hydrostatického vedení a v dalším na trendy ve výpočetním simulování chování obráběcího stroje.

2 Vymezení zadání a popis problematiky práce

Jak již bylo řečeno, zabývá se práce optimalizací konstrukční součásti s využitím výpočetní metody konečných prvků. V následující kapitole bude blíže specifikováno zadání práce a její cíle, dále pak proces zatížení, namáhání a proces následných deformací součásti tak, jak byl na stroji pozorován.

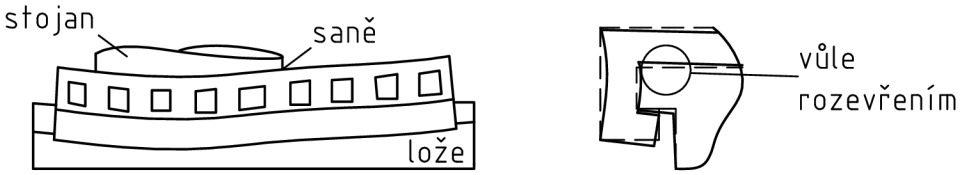
2.1 Problematika úkolu

Portálové obráběcí centrum řady FRU bylo vybaveno hydrostatickým vedením, které se používá ke zvýšení přesnosti obráběcího stroje především díky zanedbatelnému smykovému tření, které umožní pohonům přesněji najíždět do požadované polohy. Zároveň s sebou přináší pozitivní vlastnost vyššího tlumení kmitání stroje. Vlastnostem hydrostatického vedení bude věnována pozornost v kapitole 4. Zástavbové rozměry tohoto vedení jsou standardizovány podle valivých lineárních vedení. Aplikace posuvů s využitím tlakového oleje s sebou však přinesla komplikaci v dosažení požadované kontroly stability stroje způsobenou jak regulací dodávaného množství a tlaku hydrostatické kapaliny, tak i deformací nosných ploch kapes saní, která je tímto tlakem způsobena.



Obr. 2-1: Portálové obráběcí centrum s posuvným portálem řady FRU

Podle pozorování štěrbiny mezi plochami saní a lože se po zavedení tlakové kapaliny do obvodu začne prostor kolem nejvíce zatěžované kapsy mírně deformovat, což způsobí nerovnoměrnou šířku štěrbiny po délce saní a tím i nestejný průtok kapaliny. V důsledku toho dochází ke znerovnoměrnění rozložení tlaku na ploše HS kapes saní a tím i jejich vychýlení z žádoucí polohy. Dalším možným důsledkem je nežádoucí styk vodících ploch bez olejové vrstvy. Tyto důsledky způsobené deformací nosné plochy kapes a s tím i celých saní, které jsou naznačeny na Obr. 2-2, byly doposud empiricky odstraňovány časově náročnou ruční úpravou plochy klíčové hydrostatické kapsy tak, aby byla štěrbina mezi plochami saní a lože znovu konstantní. Minimální výška štěrbiny pro výtok oleje by podle firemního konstrukčního návrhu měla být konstantní po celé délce a to 0,030 mm. Přípustná změna této výšky činí 0,024 mm. Důsledky deformace by měly být v budoucnu díky úpravě konstrukce saní a jejich efektivnímu zpevnění v postižené oblasti minimalizovány.



Obr. 2-2: Náčrt deformace saní pohybové osy X

Technické parametry strojů řady FRU jsou uvedeny v následující tabulce. Nejedná se o konkrétní model, uvedený v zadání práce, ale o neurčitého představitele modifikací řady FRU podle firemních podkladů.

Tab. 2-1: Parametry obráběcího stroje řady FRU

Parametr			**FRU**
Pracovní zdvih	X	mm	8 000 – 22 000
	Y		7 750
	Z		4 475
	W		max. 3 300
Upínací plocha stolu		mm	4 500 x 6 000 - 20 000
Průchodnost mezi stojany		mm	5650
Průchodnost mezi stolem a příčníkem		mm	4300
Rozsah posuvů	X	mm/min	1 – 15 000
	Y		1 – 20 000
	Z		1 – 20 000
	W		1 – 4 000
Výkon pohonu		KW	71/ 100

2.2 Zadání práce

Téma diplomové práce vzniklo na základě požadavku společnosti TOS Kuřim zdokonalit konstrukci podélných saní stojanu portálového obráběcího centra řady FRU (Obr. 2-2) a zlepšit tak vlastnosti stroje. Tradice společnosti až do roku 1942, kdy byla založena. V současné době se specializuje na výrobu velkých frézek a obráběcích center. Je členem české obchodní společnosti ALTA, která se již od roku 1991 zabývá investicemi ve strojírenství, hutnictví a energetiky. Výrobní podnik v Kuřimi je tedy stále v tuzemských rukou a schopen konkurovat zahraniční konkurenci si vydobyl pevné místo na domácím i zahraničním trhu s obráběcími stroji.

Vedle spolupráce s Pražským výzkumným centrem pro strojírenskou výrobní techniku a technologii RCMT pod Českým učením technickým spolupracuje TOS Kuřim i s Vysokým učením technickým v Brně a účastní se v projektu vznikajícího centra nových technologií pro strojírenství NETME Centre. V rámci spolupráce s vysokým školstvím byla zadána i tato diplomová práce.

Zadání diplomové práce tedy stanovuje vypracovat následující body:

- Popis současného stavu deformací
- Analýzu příčin a důsledků deformace saní [1]
- Návrh metodického přístupu k optimalizaci konstrukčního návrhu saní
- Konstrukční návrh saní a porovnání dosažených deformací

Na základě výše jmenovaných požadavků se bude první část práce věnovat rešeršní studii současného stavu techniky a mechanismu odtoku tlakového oleje z hydrostatické kapsy, hydrostatickému vedení obecně a metodám regulace kapaliny v hydrostatickém vedení.

Ve vlastní práci bude zpracována obecná systematická metodika optimalizačního procesu ve výrobním podniku, podle níž bude dále s optimalizací postupováno. Součástí metodiky bude analýza příčin a důsledků deformace saní. Další část práce se bude zabývat tvorbou parametrického CAD a MKP modelu. Budou stručně popsány matematické metody konstrukční optimalizace. V poslední části budou provedeny simulační výpočty a uskutečněn návrh konstrukčních změn tak, jak je uvedeno v zadání cílů práce.

[1] V původním zadání práce jsou uvedeny body, týkající se deformací stojanu. Po podrobnější analýze stroje však vyplynulo, že spodní díl, který je veden po loži, není součástí stojanu, ale jsou to samostatné saně, na které stojan dosedá a je k nim připevněn šroubovým spojením. V dalším se tedy budeme zabývat pouze saněmi. Rozdělení dílů stroje je dobře patrné z Obr. 2-1.

3 Stav techniky

3.1 Trendy v konstrukci těžkých obráběcích strojů

Výrobci obráběcích strojů se každoročně prezentují na výstavách a veletrzích, publikují články a inzerují novinky, kterých v konstrukci vlastních strojů dosáhli. Stejně tak publikují články o inovacích a nových postupech výzkumné univerzitní týmy a pracoviště. Pokusil jsem se na úvod uspořádat tyto informace tak, abych si rozšířil obzory a vytvořil rozhled nad tématem, který bude v práci dále zpracováván. Odkazy na jednotlivé zdroje informací jsou uvedeny v textu.

3.1.1 Aplikace hydrostatického vedení u těžkých obráběcích strojů

Hydrostatické vedení nachází na trhu s obráběcími stroji, uplatnění především u těžkých obráběcích strojů a brusek. Jedním z výrobců, kteří dobře využívají jeho vlastností, je španělská firma *FPT*. Vodorovný horizontální obráběcí stroj Spirit 300 je zajímavý nejenom svou velikostí, ale také technologiemi, které jsou v něm implementovány. Patentovaný systém řízení hydrostatických buněk všech os je označován zkratkou BHB (Boosted Hydrostatic Bearings), díky kterému podle [1] dosahují pohybové osy rychlostí až 25 m/min. Jeho hydrostaticky uložený dutý vřeteník se systémem Hydroquill dosahuje téměř nulového odporu otáčení [2]. Podle zdroje [1] a [2] byl sestaven seznam výrobců (Tab. 3-1), kteří se zabývají výrobou těžkých portálových frézovacích center typu gantry a současně vystavovali na posledních dvou mezinárodních strojírenských výstavách EMO (2007 a 2009). Zároveň jsou svými technickými parametry podobné strojům řady FRU společnosti *TOS Kuřim*. Informace o nasazení hydrostatických vedení byly získány z on-line katalogů výrobců.

Tab. 3-1: Výrobci portálových obráběcích center typu Gantry na EMO 2007 a 2009 [1] , [2]

Výrobce	Model	Aplikace hydrostatických prvků (osa X)
CORREA-ANAYAC	VERSA MW	katalogu neuvedeno
INNSE BERARDI	ATLAS	všechny pohyb. osy HS
MECOF	POWERMILL	valivé lineární vedení
PARPAS	XS	nepoužívá HS vedení
SCHIESS BRIGHTON	GANTRY SGM	všechny pohyb. osy HS
TOS KUŘIM	FRUQ 450	využívá HS vedení
TYC	FPPC	nepoužívá HS vedení
WALDRICH COBURG	MASTERTEC	v katalogu neuvedeno
ZAYER	GMC-AR	v katalogu neuvedeno

Jako další příklad aplikace hydrostatického vedení na těžkých horizontálních obráběcích strojích může být uvedena společnost *Škoda Machine Tool* se strojem HCW nebo italská firma *PAMA* s horizontkou Speedram.

Hydrostatická vedení bývají často konstruována specializovanými pracovišti a jsou pak aplikována na zakázku výrobce konkrétního stroje. Jednou z takových je i německá společnost *Hyprostatik® Schönfeld GmbH* se konstrukcí hydrostatických prvků zabývá už od roku 1991. Pro řízení hydrostatických kapes vyvinula PM regulátory (Progressive Mengen Regler), které fungují na principu oboustranně pružně uloženého pístu. Tento píst pak flexibilně řídí množství protékaného oleje hydrostatickou kapsou podle tlaku, kterým je zatěžována. Tento systém je také využíván na stroji FRU, který je předmětem této práce.

Firma *Hyprostatik* však není jedinou na trhu, další významnou společností s dlouholetou tradicí hydrostatických pohybových prvků je firma *Zollern*, jejíž výrobní program je zaměřen převážně na systémy škrcení pomocí kapilár.

Zajímavý produkt ve formě studie představily už v roce 2005 firmy *INA/WZL-Aachen*. Jedná se o kompaktní hydrostatické vedení, které dostalo označení HLE 45, které je dnes už běžně k dostání. Klasické vozíky s kuličkami či jinými valivými elementy jsou nahrazeny vozíkem s integrovanými hydrostatickými kapsami. Nevýhodou tohoto provedení je maximální délka kolejnice 5900 mm, přičemž další kolejnici není možné vzhledem k rušivému vlivu spáry napojovat. [3]

Na českém trhu působí mnoho společností, které se zabývají hydraulickými prvky a návrhy hydraulických systémů a agregátů. Většina z nich však v referencích neuvádí žádnou zakázku na návrh hydrostatických pohybových os obráběcích strojů.

Shrnutí

Podle [4] stále platí v oblasti pohybových os trend snižování pasivních odporů a zamezení vniku nečistot. Pro aplikaci pohybových prvků pak napomáhají praktické zkušenosti současně s moderními výpočtovými modely.

Mechanismem průtoku oleje kapsou a principem HS vedení se bude zabývat kapitola 4.

3.1.2 Materiály pro nosné prvky obráběcích strojů

Požadavek na neustálé zvyšování produktivity výrobních strojů (např. vysoce produktivní technologie obrábění jako HSC – High Speed Cutting) s sebou nese nutnost vývoje netradičních materiálů pro konstrukci rámů obráběcího stroje a jejich aplikaci vedle konvenčních materiálů jako je ocel a litina. Nosná struktura stroje musí i přes náročné řezné podmínky zajistit požadovanou přesnost obrobku a kvalitu opracovaných ploch. V následujícím odstavci bude uveden stručný přehled možností, jaké současný trh nabízí.

V první řadě jsou to klasické *odlitky z šedé litiny*, které mají dobré tlumící vlastnosti a v praxi už dobře zavedené konstrukční a zpracovatelské postupy. Stejně tak se často využívá vysoká tvarová flexibilnost a zároveň vysoký modul pružnosti u *svařovaných ocelových konstrukcí*. Nevýhodně a obtížně se z nich však odstraňuje vnitřní pnutí získané právě svařováním. Jako standard u menších vysocepřesných obráběcích strojů (mikroobrábění) nebo u měřících strojů je používána *přírodní žula*, díky své tvarové stálosti a nízké teplotní roztažnosti.

Alternativními materiály jsou pak *polymerbeton, vláknové kompozitní konstrukce z uhlíkových vláken, keramika a hybridní struktury – sendvičové dílce, vyplňování dutin pěnou* atd. Základní vlastnosti těchto materiálů jsou shrnuty v Tab. 3-2. Hodnoty měrného modulu pružnosti E_ρ jsou vesměs velmi podobné, a tak můžeme se zjednodušením říci, že vyjma hybridních struktur, keramiky a kompozitů,

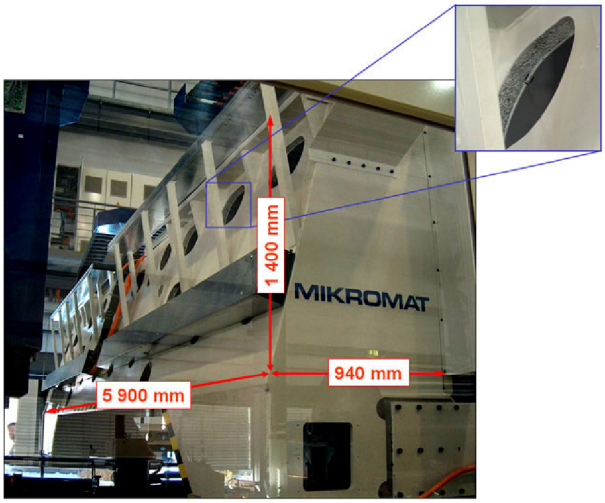
můžeme různou kombinací materiálů vytvořit nové struktury, avšak se stále podobnou tuhostí. Totéž ale nelze tvrdit o tlumících a dynamických vlastnostech.

Tab. 3-2: Srovnání vybraných vlastností materiálů pro oblast stavby nosných dílů obráběcích strojů, podle [5]

Materiál	Měrná hmotnost ρ [kg.m^{-3}]	Modul pružnosti E [GPa]	Měrný modul pružnosti E_ρ [10^6.m^2.s^{-2}]	
Šedá litina	7100 ÷ 7300	88 ÷ 140	12 ÷ 30	konvenční
Tvárná litina	7040 ÷ 7060	160 ÷ 180	23 ÷ 26	
Svařence ocelí z tříd 11	7850	190 ÷ 210	26 ÷ 27	
Hliníkové slitiny	2600 ÷ 2800	70 ÷ 90	25 ÷ 30	nekonvenční
Přírodní žula	2600 ÷ 3150	30 ÷ 70	26 ÷ 27	
Polymerbetony	1500 ÷ 2600	40 ÷ 50	15 ÷ 33	
Cementové betony	2500 ÷ 2700	50 ÷ 60	-	
Vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken	1700 ÷ 1980	100 ÷ 580	54 ÷ 341	
Keramika na bázi Al a Si	3200 ÷ 3500	270 ÷ 300	77 ÷ 94	
Hybridní struktury a materiály	1000 ÷ 3500	70 ÷ 210	20 ÷ 210	

Výrobci ve zkratce

Vláknové kompozity uvádí na trh česká společnost *Compotech*, která se společností Tajmac ZPS ve spolupráci vytvořili vyztužené koaxiální náhonové hřídele. Výzkumný ústav *Fraunhofer IWU Chemnitz* mimo jiné vyvíjí kovové pěny, které je možné použít díky svým dobrým tlumícím vlastnostem k vyplnění a spojení plechových konstrukcí rámů obráběcích strojů nebo přímo pro výrobu pěnových dílců a profilů. Příklad aplikace je uveden na Obr. 3-1, kde je v detailu dobře vidět plnění hliníkovou pěnou. Vyplňováním ocelových svařených konstrukcí se zabývá společnost *Framag*. Vyvinula materiál *Hydropol* na bázi polymerbetonu. Výsledná plněná konstrukce má pak v obou případech dobré tlumící vlastnosti při zachování bezproblémového připojování ostatních komponent řezáním závitů do ocelového svařence, oproti klasickému litému polymerbetonu, který musí být pro tyto účely předem vyvložkován. *Hydropol* je k dostání ve více variantách. Jeho základní verze je určena pro nepohyblivé díly. Jako *Hydropol Light* je označen k použití u pohyblivých stojanů, saní atd. a jako *Hydropol Super-Light* pro vřeteníky a díly s co nejmenší hmotností. Společnost *Demmeler* plní svařované díly cementovým betonem *DemTec* s armováním drátky a výztužnými tyčemi. Rám karuselového soustruhu společnosti TOS Hulín, vystavovaný na EMO 2009, je odlit z vysokopevnostního cementového betonu *Hipercon* společnosti *Bögl Reitz*, který je odléván a průběžně střásáván ve vakuu. Navzájem konkurenční společnosti *Schneeberger* a *Epucret* nabízí podobné polymerbetonové směsi s obchodními názvy *Mineralguss* a *Epucret*.



Obr. 3-1: Příčník těžkého obráběcího stroje Dynapod jako sendvičová svařovaná konstrukce plněná hliníkovou pěnou [6]

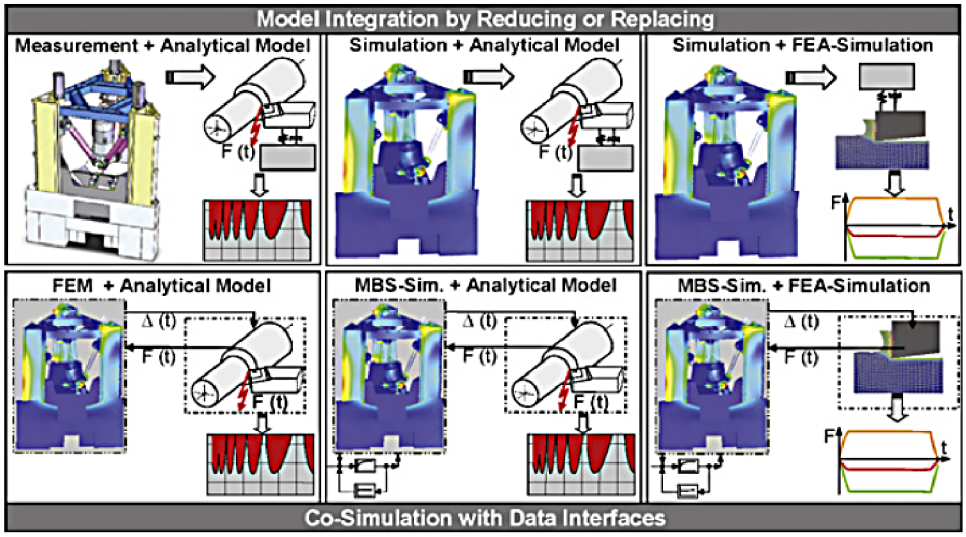
Shrnutí

Podle [5] má uplatnění nekonvenčních materiálů u výrobních strojů rostoucí tendenci. Výrobci udávají až v 10% využití při konstrukci loží a nosných struktur a až 40% u měřicích strojů. Uplatňují se vyplňované skelety strojů ať už pěnou nebo polymerbetonem. Jako zajímavé alternativní řešení se ukazuje zanechat v odlitcích pro zlepšení tlumení písková jádra. Jako alternativa jak cíleně zlepšit vlastnosti konstrukce a přitom příliš nezvyšovat cenu se jeví použití konvenčních materiálů litiny a oceli spolu s některými nekonvenčními, kompozitními prvky, které jsou aplikovány v určitém množství pro zlepšení konkrétních vlastností obráběcího stroje. Obecně se začínají na tvarech rámů obráběcích strojů projevovat výpočetní optimalizace. Podle [7] jsou často litinové pohyblivé stojany nahrazeny bohatě žebrovanými svařovanými konstrukcemi. Vysoký potenciál uplatnění lehkých struktur z nekonvenčních materiálů lze najít u pohyblivých a více vysunutých prvků obráběcího stroje, jako jsou příčníky a vřeteníky. Samotný obor technologie odlévání a slévárenství je podle [8] velice podpořen a posunut vpřed díky simulačním technikám, čímž mohou být zajištěny právě nekompromisní požadavky průmyslu co do tuhosti, opotřebení a dalších mechanických vlastností navzdory neustálému požadavku na snižování váhy a s tím i ceny dílce.

3.2 Moderní metody simulace chování obráběcího stroje

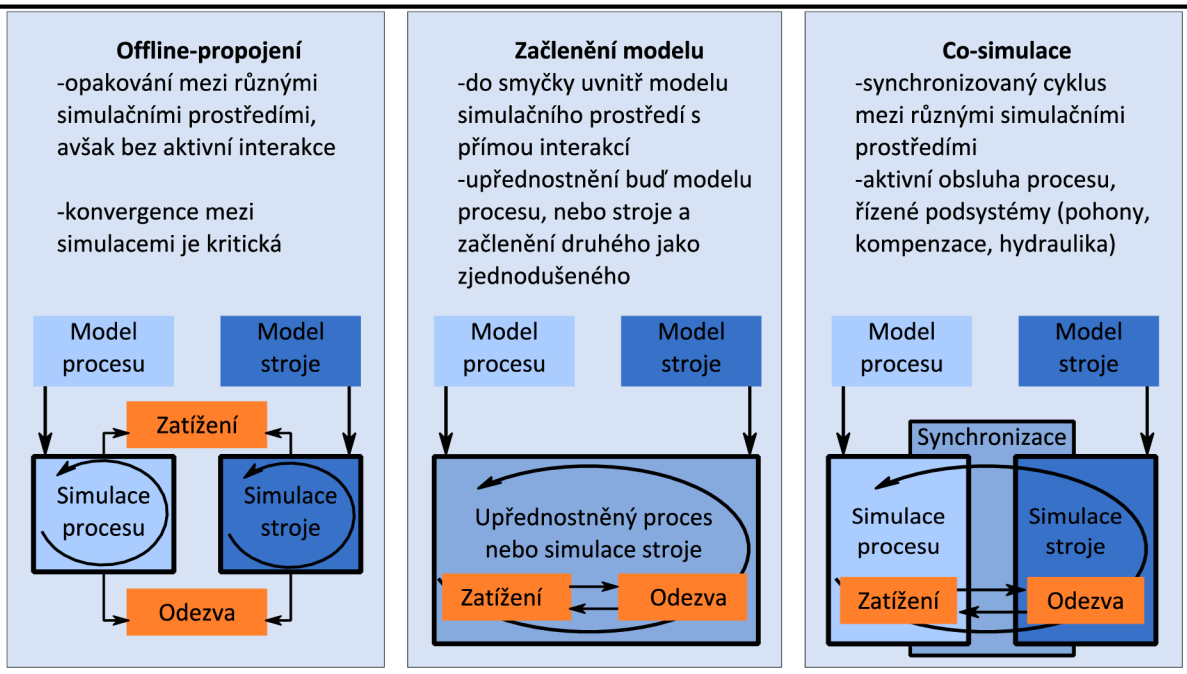
Od nástupu simulačních technik do procesu navrhování výrobního stroje bylo vždy počítáno spíše s oddělenými jednotlivými dílci než se systémem jako celkem. V tomto směru byl již vykonán veliký pokrok k porozumění chování strojních dílů, mnohdy však jako oddělených, izolovaných, elementů od zbytku celého stroje. Díky těmto poznatkům a rozvoji výpočetní techniky se otevřel prostor pro simulování celého systému, či několika jeho částí, s využitím poznatků chování právě jednotlivých komponent. Následující odstavec bude věnován oblasti tzv. co-simulací (Coupled Simulation – svázané simulace) a dalších simulačních metod na základě článku [2].

Co-simulace je relativně nové simulační přiblížení skutečnému procesu ve smyslu souběžné komunikace a výměny dat mezi dvěma a více simulačními prostředími. Pokud má být tedy simulována interakce mezi strojem, obrobkem a procesem, je možné využít právě co-simulaci, nebo simulaci využívající zastupující model, který představuje vlastnosti stroje.



Obr. 3-2: Přehled přístupů k řešení co-simulace [9]

Simulace, představená na Obr. 3-2 nahoře vlevo, ukazuje kombinaci analytického modelu, který reprezentuje řezný proces, a naměřených dat frekvenčních odezev stroje. Tento model může sloužit ke zjištění řezných sil, stability procesu a výsledné kvality povrchu obrobku. Uprostřed nahoře je ukázán stejný model, avšak namísto změřených dat je aplikován MKP model stroje. Pro simulaci tvorby třísky je použit model zobrazený nahoře vpravo, kde je konečnými prvky reprezentován jak celý stroj, tak i nástroj a materiál obrobku. Tento přístup však není vhodný pro zjišťování stability procesu a simulaci polohové vazby. Přístup s pomocí zjednodušeného analytického modelu průběhu řezných sil a MKP je vidět vlevo dole. Reakce stroje na procesní síly jsou pak přímo posílány do analytického modelu sil, kde je s nimi následně počítáno. Model procesu je integrován se zpožděním prvního řádu. Pomocí tohoto přístupu je ale obtížnější dosáhnout precizního popisu řezného procesu a vůbec analyzovat jeho stabilitu. Kombinace MKP a pružného MBS (Multi-Body System) je vhodná pro simulaci strukturálně mechanických vlastností stroje a obrobku. Vpravo dole je takové propojení znázorněno. Jedná se o MBS modelu stroje a MKP model obráběcího procesu. Při aplikaci tohoto přístupu je nutné počítat s velice dlouhým simulačním časem, navzdory tomu, nevypovídá důvěrně o stabilitě celého procesu. V posledním případě dole uprostřed bylo analyzováno spojení MBS modelu stroje a analytického modelu řezného procesu. Tento proces byl reprezentován vhodnými modely v podřazených digitálních blocích. Tímto přístupem lze získat vyčerpávající informace o obráběcím procesu včetně procesních sil, stability procesu a výsledku obrábění.



Obr. 3-3: Simulační přístupy pro interakci proces - stroj [9]

Úplné modelování tvářecího procesu vyžaduje propojení podsystémů jako stroj, nástroj a obrobek. Principy propojení MKP modelu obrobku a stroje jsou podle způsobu propojení a začlenění uvedeny v přehledu na Obr. 3-3.

V případě offline-propojení je počítán růst sil tvářecího procesu s modelem obrobku. Působení těchto sil na stroj je zahrnuto odděleně v simulaci stroje. Výpočet běží tak, že jedna simulace využívá kompletní výsledky z celé simulace druhé. Cyklus se opakuje do té doby, dokud není dosažena konvergence obou dvou simulací.

Přístup začlenění modelu umožňuje přímou interakci mezi procesními silami, polohou nástroje a výsledným chováním stroje. Model obrobku je většinou rozšířen o zjednodušený model stroje ve stejném simulačním prostředí (obvykle FEA).

V co-simulaci běží obě simulace současně a data mezi nimi jsou vyměňována pomocí speciálního propojovacího nástroje. V tomto případě může být detailní model stroje např. z MBS simulace propojen s MKP modelem obrobku.

Shrnutí

Možností, jak propojit simulace a dosáhnout tak požadovaných výsledků, je mnoho. Záleží vždy na tom, jak podrobně je třeba proces prozkoumat a jak daleko sahají softwarové i hardwarové nároky. S rozvojem výpočetní techniky lze však předpokládat, že výpočetně nejnáročnější a zároveň nejkomplexnější přístup co-simulace, tzn. propojení MBS modelu s MKP modelem, či propojení dvou a více MKP modelů, bude v praxi nabývat čím dál větší oblibě. Otázkou však stále zůstává, zda je ve výrobních podnicích takto náročný aplikovaný výzkum v našich hospodářských podmínkách rentabilní a zda jsou schopni tento obor pokrýt dostatečným množstvím odborníků.

4 Hydrostatické vedení

Hydrostatické vedení je vedení s kapalným třením a tudíž se vyznačuje velmi nízkým součinitelem smykového tření, který má podle [10] hodnotu kolem 0,000005 a to při poměrně velkém rozsahu rychlostí. Pro porovnání součinitel smykového tření ocel-ocel činí přibližně 0,1. S výhodou je tedy hydrostatické vedení začleňováno do strojů pro tvrdé obrábění (tlumící schopnost), brousících strojů (klidný vyrovnaný posuv) a do těžkých obráběcích strojů. Důvody pro použití hydrostatického vedení u obráběcích strojů jsou tedy

- nízké smykové tření,
- žádný Stick-Slip efekt,
- minimální polohovací krok – vysoká přesnost polohování,
- vysoké tlumení vibrací,
- nízké opotřebení.

Naopak jedna z hlavních nevýhod, kvůli které se často od tohoto druhu vedení upouští, je poměrně vysoká finanční náročnost a to jak na pořízení, tak na provoz. Důvodem je neustálá spotřeba energie olejového čerpadla, chlazení a filtrace oleje a také nutnost důmyslných rozvodů oleje po stroji.

V následujícím textu bude přiblížen základní princip funkce hydrostatického vedení a hydrostatických kapes.

4.1 Základy, princip funkce a pojmy

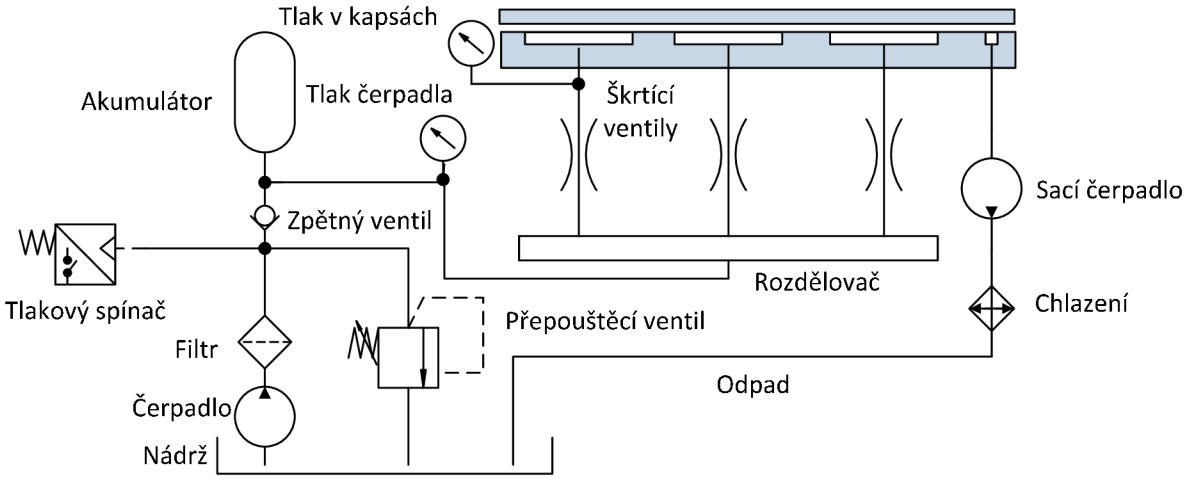
Hydrostatické vedení potřebuje ke svému provozu více než jen jednu kapsu, kterou olej ústí z obvodu ven. Tyto kapsy by měly být minimálně tři na jedné ploše pohybujícího se vedení. Druhá plocha, kluzná plocha lože, musí být bez drážek hladká. Jednoduchý hydrostatický obvod je znázorněn na Obr. 4-1. V jednotlivých kapsách mohou vznikat různé požadavky na tlak, způsobené nestejnoměrným zatížením v průběhu pracovního procesu. Tento rozdíl tlaků je potřeba vyrovnat, proto musí být každá kapsa zásobována olejem zvlášť tak, aby se navzájem příliš neovlivňovaly. Proto se podle [11] používají následující způsoby dodávky oleje typu

- jedno čerpadlo a škrcení na vstupu do kapes,
- pro každou kapsu vlastní čerpadlo,
- systém se stavitelným škrcením průtoku.

Přičemž regulace množství oleje dodávaného do kapsy nezávisí jenom na čerpadle, ale i na regulačních prvcích před vstupy do kapes. V praxi používané prvky se principielně dělí na dva základní a sice

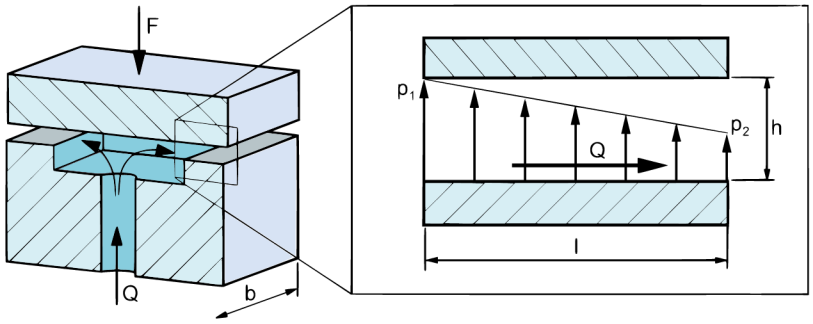
- membránové regulátory,
- kapilární regulátory.

Systém stroje řady FRU navržený firmou *Hyprostatik GmBH* využívá právě membránové regulace pomocí tzv. PM regulátorů. Jejich princip spočívá v pružně uloženém pístu, který podle tlaku v kapse p_k otevírá, či zavírá škrtící mezeru a reguluje tak průtok oleje kapsou. Jeho vlastnosti budou blíže popsány dále v podkapitole 4.3.



Obr. 4-1: Jednoduchý hydrostatický obvod

Obr. 4-2 znázorňuje základní stavbu ložiska hydrostatického vedení. Do ložiskové kapsy je přiváděn pod tlakem olej, který nadzvedne unášený díl pomocí plochy HS kapsy, zatížené reakční silou *F* a vytvoří tenkou vrstvu o tloušťce *h*, která zatíženou část nadzvedá. Z obrázku je vidět, jak tlak na můstku kapsy směrem k okraji klesá. Výchozí tloušťka olejového filmu v nezatíženém stavu bývá 10 až 60 µm.



F – zatížení vnější silou
Q – průtok oleje kapsou
b – šířka kapsy kolmo na směr toku oleje
l – délka odtoku kapsy ve směru toku oleje
h – výška olejové vrstvy
Δp=p1-p2 – pokles tlaku na délce *l*

Obr. 4-2: Tlak a proud oleje v hydrostatické kapse [11]

4.2 Základní výpočetní vztahy

Štěrbina mezi kluznými plochami vyplněná olejem tvoří přirozený hydraulický odpor a tím umožňuje vytvoření dostatečného tlaku, na který působí proti zatížení. Tlak v kapse p_k je rozdíl mezi absolutním tlakem oleje a atmosférickým tlakem a klesá se snižující se vzdáleností k okraji kapsy. Pro pozdější simulaci chování saní hydrostatického vedení budeme potřebovat znát zatížení kapsy a její plochu,

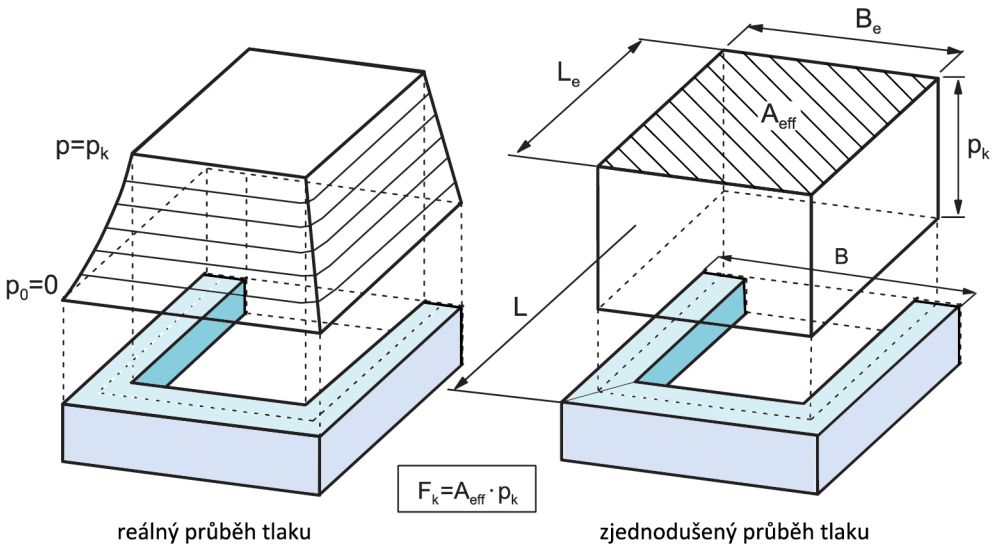
pro určení přibližného rozložení tlaku. Tlak nutný pro vytvoření štěrbiny se tedy spočítá podle základního vztahu,

$$p_k = \frac{F_k}{S_k} \tag{4-1}$$

kde p_k je tlak v kapse, F_k reakční síla kapsy a S_k plocha kapsy. Tento tlak však poté postupně klesá se vzdáleností, kterou musí překonat při cestě štěrbinou a to podle Hagen-Poiseuillova vztahu. Tento vztah uvažuje laminární proudění kapaliny a současně její nestlačitelnost.

$$Q = \Delta p \, \frac{bh^3}{12\eta l} \tag{4-2}$$

Průtok kapsou Q však závisí na použitém PM regulátoru a jeho charakteristice a je jím tedy omezen. Dynamická viskozita kapaliny η se výrazně mění s teplotou a tlaková ztráta třením v kapalině je tak na teplotě velmi závislá.



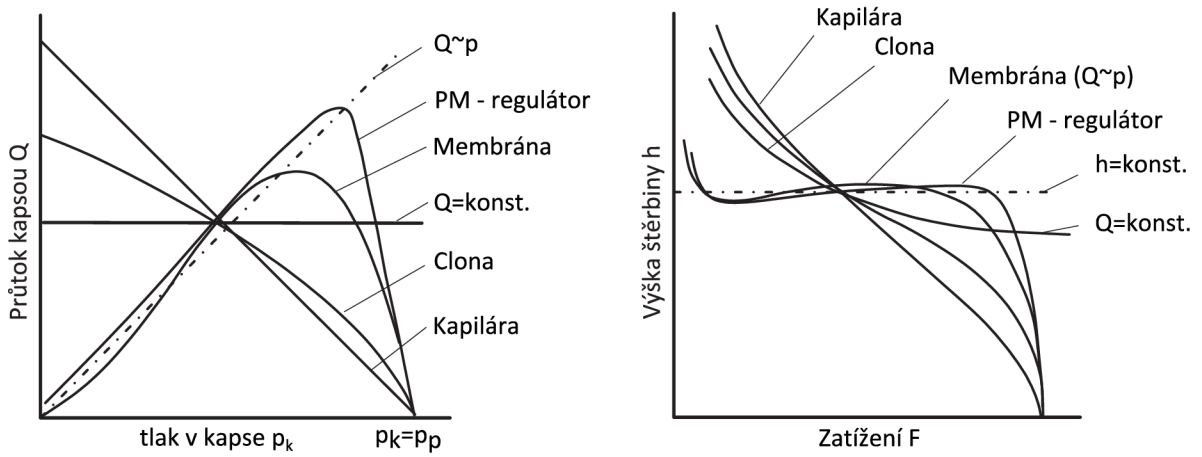
Obr. 4-3: Průběh tlaku nad kapsou a efektivní plocha [11]

Pro základní výpočet síly vyvozené tlakem oleje nad kapsou je použito zjednodušení, znázorněné na Obr. 4-3. K výpočtu se používá tzv. efektivní plocha A_{eff}, která je ohraničena střední linií na šířce můstku. Efektivní plocha je tedy plocha vnitřní kapsy zvětšená o polovinu plochy můstku (okraje kapsy). Pro velikost síly a efektivní plochy pak platí vztah (4-3), kde efektivní délka kapsy L_e je délka kapsy L zmenšená o šířku můstku l (odtoku od kapsy kolmo na směr toku oleje) a stejně tak i efektivní šířka kapsy B_e. Tento vztah bude použit v simulaci pro výpočet náhradního zatížení HS kapes.

$$\begin{gathered} F_k = A_{eff} \cdot p_k \\ A_{eff} = L_e \cdot B_e;\; L_e = L - l\;;\; B_e = B - l \end{gathered} \tag{4-3}$$

4.3 Vlastnosti regulace

Jak již bylo výše uvedeno, pracuje PM – regulátor na principu rozdílu tlaků na jeho vstupu a výstupu. Díky této vlastnosti pak mění průtok oleje dodávaného do HS kapsy. Kapilára má svůj konstantní hydraulický odpor a na změnu tlaku v kapse nereaguje. Tedy se zvýšením tlaku v kapse klesá průtok a tím pádem se snižuje mezera mezi vodícími plochami.



Obr. 4-4: Charakteristiky metod zásobování oleje do hydrostatických kapes [11]

Charakteristiky různých regulačních prvků včetně PM-regulátoru a kapiláry jsou znázorněny na Obr. 4-4. Jak lze vidět vlevo, se stoupajícím tlakem v kapse zvyšuje PM-regulátor průtok téměř lineárně, čímž si takto regulované hydrostatické vedení drží téměř konstantní tuhost, mezera mezi vodícími plochami mění jen nepatrně. Až při vyrovnání tlaku čerpadla p_p s tlakem v kapse p_k, prudce klesá. Výrobce PM – regulátoru *Hyprostatik* uvádí, že lze jeho použitím dosáhnout až 4x vyšší tuhosti než u kapilární regulace za srovnatelných podmínek. V případě kapilární regulace je jak tuhost, tak i závislost *Q-p* lineární podle Hagen-Poiseuillova vztahu (4-2). I přes nízkou tuhost je však z hospodárných důvodů v praxi často využíváno. Při správném návrhu a dimenzování lze totiž i navzdory tomu dosáhnout dobrých vlastností.

Zajímavá aplikace kapilárního regulátoru je uvedena v článku [12], který pojednává o využití aktivně řízeného kapilárního regulátoru k eliminaci chyb posuvové soustavy. Světlost kapiláry je upravována aktivním regulačním obvodem pomocí pohybu listové pružiny ovládané piezoaktuátorem. Tento princip ovšem velmi připomíná membránový regulátor, který by v tomto případě šel bezpochyby také uplatnit.

5 Stručná teorie optimalizace

Optimalizací se rozumí proces posouzení změny konfigurace konstrukce a přínosu, který tato změna vzhledem k požadované funkci přinese. Hodnotí se tedy účelnost změny. Pro porozumění problému optimalizace mechanických vlastností konstrukce pomocí automatizovaných výpočetních metod, bude v první části uveden náhled do definice pojmů a vztahů mezi nimi, v druhé části popis optimalizačních metod a jejich funkce. Informace pro následující text byly čerpány ze zdrojů [13], [14], [15] a [16].

5.1 Základní pojmy a vztahy

Požadavky konstruktéra musí být přesně specifikovány. Obvykle bývají specifikovány spodní nebo horní hranicí odezvy konstrukce, tzn. povoleným posunutím, ohybem, napětím, frekvencí. Konstruktér musí zvážit, k jakému parametru bude konstrukci optimalizovat. Kritérium, které následně z rozhodovacího procesu vzejde, lze označit jako *cílovou funkci* (*goal/objective function*) $F(\boldsymbol{x}_N)$, závislou na *návrhových proměnných* $\boldsymbol{x}_N$ (*design variables - DVs*).

Protože návrhové proměnné popisují charakter celé konstrukce, rozlišují se do skupin, podle oblasti, kterou zahrnují. Definují se tedy tři typy návrhových proměnných, a to *rozměrové* $\boldsymbol{x}_r$, *tvarové* $\boldsymbol{x}_t$ a *materiálové* $\boldsymbol{x}_m$. Celý soubor návrhových proměnných $\boldsymbol{x}_N$ lze pak zapsat ve tvaru

$$\boldsymbol{x}_N = \begin{pmatrix} \boldsymbol{x}_r \\ \boldsymbol{x}_t \\ \boldsymbol{x}_m \end{pmatrix}. \tag{5-1}$$

Další skupinou proměnných, které se v optimalizačních úlohách objevují, jsou *stavové proměnné* (*state variables – SVs*) $g_j(\boldsymbol{x}_N)$, ty však konstruktér nemůže přímo ovlivnit. Jsou to proměnné typu fyzikálních veličin (hodnoty napětí, posunutí, vlastní frekvence), které jsou ovlivněny návrhovými proměnnými.

V neposlední řadě jsou podstatné tzv. *vedlejší podmínky* (*design constraints*), které omezují optimalizaci ve smyslu takové konfigurace návrhových proměnných $\boldsymbol{x}_N$, která by vedla k překročení některého z mezních stavů. Podmínku lze zapsat ve tvaru

$$g_j(\boldsymbol{x}_N) \leq 0,\ j = (1,2,\dots,k), \tag{5-2}$$

kde k je celkový počet předepsaných omezení a stavová proměnná $g_j(\boldsymbol{x}_N)$ může představovat např. hodnotu mezního stavu pružnosti. Podmínka je pak zapsána ve tvaru $\sigma(\boldsymbol{x}_N) \leq \sigma_k$, kde σ_k je mez kluzu materiálu.

S těmito definicemi se tedy dostáváme dále k cílům vlastní optimalizace, které můžeme většinou shrnout do dvou bodů, jako

- minimalizovat cílovou funkci: $min[F(\boldsymbol{x}_N)]$ nebo
- maximalizovat cílovou funkci: $max[F(\boldsymbol{x}_N)]$.

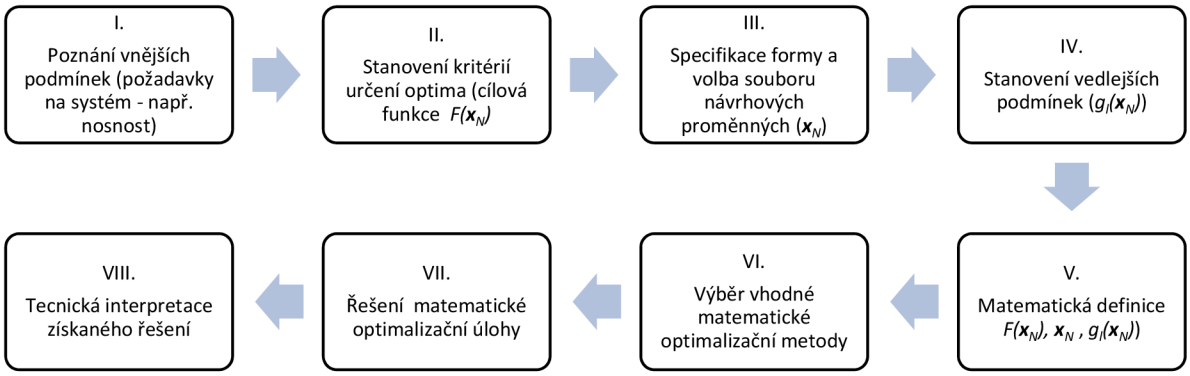
Návrhové proměnné jsou stanoveny podle definice

$$x_{Ni}^{L} \leq x_{Ni} \leq x_{Ni}^{U}\,,\ i = (1,2,\ldots,N), \qquad (5\text{-}3)$$

kde: x_{Ni}^{L} je i-tá spodní hranice návrhové proměnné,
x_{Ni}^{U} je i-tá horní hranice návrhové proměnné,
N je celkový počet návrhových proměnných.

Současně pro vykonání optimalizace platí omezující vedlejší podmínky ve tvaru rovnice (5-2).

Na Obr. 5-1 jsou podle [13] schematicky stručně popsány jednotlivé fáze vlastní matematické optimalizace. Toto schéma upřesňuje specifikační větev V-modelu na Obr. 6-1.



Obr. 5-1: Fáze vlastního optimalizačního procesu

Problematikou teorie optimalizace se zabývá matematická disciplína *matematická teorie optimalizačních procesů*. Metod optimalizace je tedy více, jejich stručné dělení bude uvedeno v následující kapitole, ve které se zaměříme na dvě, které přímo souvisí s diplomovou prací.

5.2 Členění metod optimalizace

Cíl optimalizace, jak již bylo řečeno, je nalézt kombinaci vstupních proměnných (*DVs*), při které jsou minimalizovány proměnné (funkce) výstupní ($F(\boldsymbol{x}_N)$).

Podle vztahu těchto dvou proměnných dělíme optimalizační metody na:

- **jednokriteriální** (single objective) – existuje jedno, minimální řešení
- **vícekriteriální** (multi objective) – jedno minimum neexistuje, řešení je pak vztah mezi konfliktními parametry

Přístupy k řešení optimalizační úlohy dělíme na dva základní:

- **Deterministický**
  - gradientová metoda
  - simplexová metoda
  - response surface method
- **Stochastický**
  - stochastické metody – Monte Carlo
  - genetický algoritmus – pro větší počet proměnných (pod 100)
  - evoluční algoritmus – pro velký počet proměnných (100 a více)

Citlivostní analýza

Cílem analýzy je najít spojitost mezi vstupními a výstupními parametry:

- zjistit do jaké míry na sobě parametry závisí,
- odhalit o jakou závislost jde – lineární, nelineární, kvadratická,
- výrazně zredukovat počet návrhových proměnných na pouze ty nejdůležitější.

Robustnostní analýza

Spočívá v statistickém posouzení vlivu možných rozptylů vstupních veličin a jejich interakcí na jednu výslednou výstupní funkci.

Pro optimalizaci v této práci bude použit modul *Design Explorer*, který je součástí SW ANSYS Workbench a je vhodný pro jednokriteriální optimalizaci a robustnostní analýzu (doporučeno pro max. 5 proměnných; přípustný počet návrhových proměnných je udáván 20).

5.2.1 Topologická optimalizace (Topological optimization)

Topologická optimalizace je matematická MKP metoda, kterou je možné optimalizovat rozložení materiálu v prostoru a to jako optimalizaci vzhledem k tuhosti, či vlastní frekvenci. Pro konstruktérskou praxi je tato metoda vhodná pro získání informace o efektivním využití materiálu součásti, na jejímž základě lze vytvořit nový návrh, či stávající optimalizovat.

Princip jedné z metod spočívá v přiřazení tzv. *pseudo – hustoty* η_i každému prvku, která je ve funkci návrhové proměnné. Tato hustota nabývá hodnot v intervalu $\langle 0; 1 \rangle$. Elementy s hodnotou 0 jsou postupně odebírány, elementy s hodnotou 1 zůstávají. Například tam, kde jsou přiřazeny vazbové či silové okrajové podmínky, je nutné prvky zachovat. Obecný optimalizační problém topologické optimalizace lze pak vyjádřit jako hledání extrému cílové funkce *F* ve tvaru

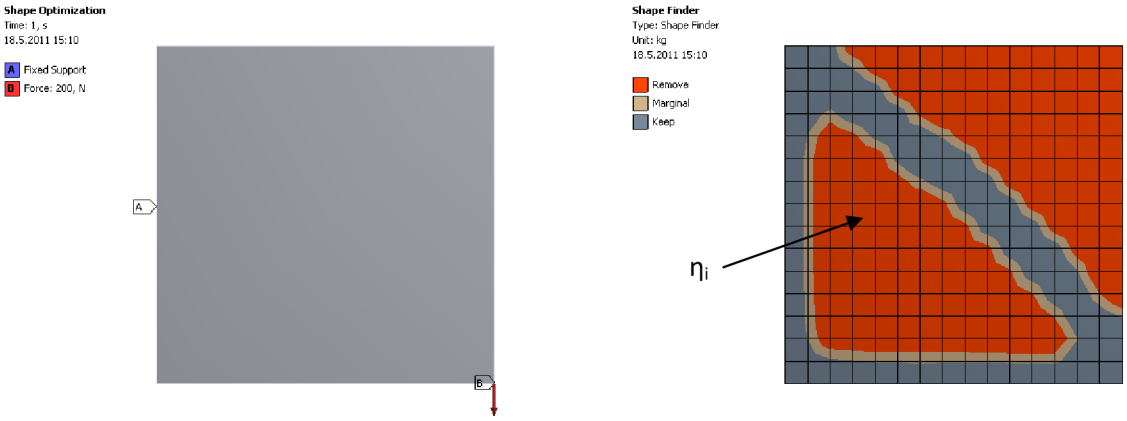
$$F = f(\eta_i), \tag{5-4}$$

s ohledem na

$$0 \leq \eta_i \leq 1\,, \qquad i = (1,2,\ldots,M), \tag{5-5}$$

kde M je celkový počet elementů, a definici (5-3).

V softwaru ANSYS Workbench je k dispozici základní část komplexní topologické optimalizace nazvaná *Shape Optimization*, která je určena pouze pro jeden zatěžovací stav s maximálním počtem iterací 10 bez dalších možností nastavení cílové funkce, na rozdíl od klasického modulu ANSYS.



Obr. 5-2: ANSYS WB 11.0 - Shape Optimization; vlevo před optimalizací, vpravo po optimalizaci

5.2.2 Rozměrová optimalizace (Design Optimization)

Tento typ optimalizace se zabývá optimalizací velikosti návrhových proměnných v závislosti na cílové funkci. V našem případě je použita pro stanovení optimálních rozměrů vyztužovacích žeber saní. Pro návrhovou optimalizaci je v softwarovém balíku ANSYS Workbench určen rozsáhlý modul DesignXplorer, který používá deterministickou metodu pojmenovanou jako Design of Experiments (DOE) a různé optimalizační techniky, založené často na statistickém zpracování dat. Postup výpočtu probíhá v pořadí

- definice návrhových proměnných a jejich ohraničení, viz. definice (5-3),
- vygenerování souboru návrhových bodů (*Design Points*) na základě počtu návrhových proměnných (jedná se o variace hodnot návrhových proměnných),
- vyřešení každého ze souboru návrhových bodů,
- statistické zpracování souboru návrhových bodů.

Pro získání informace o citlivosti odezvy konstrukce na změnu návrhových proměnných je použita metoda *Response Surface*, jejímž úkolem je proložit analýzou spočítané návrhové body křivkou, popř. rovinou, jako funkcí návrhových proměnných pomocí metod regresní analýzy.

Samotná optimalizace však probíhá pomocí modulu *Goal Driven Optimization* (*GDO*). Ten tvoří soubor vícekriteriálních optimalizačních technik, které zpracovávají soubor MKP analýzou spočítaných návrhových bodů za stanoveným cílem. K dispozici jsou tu tři řešiče:

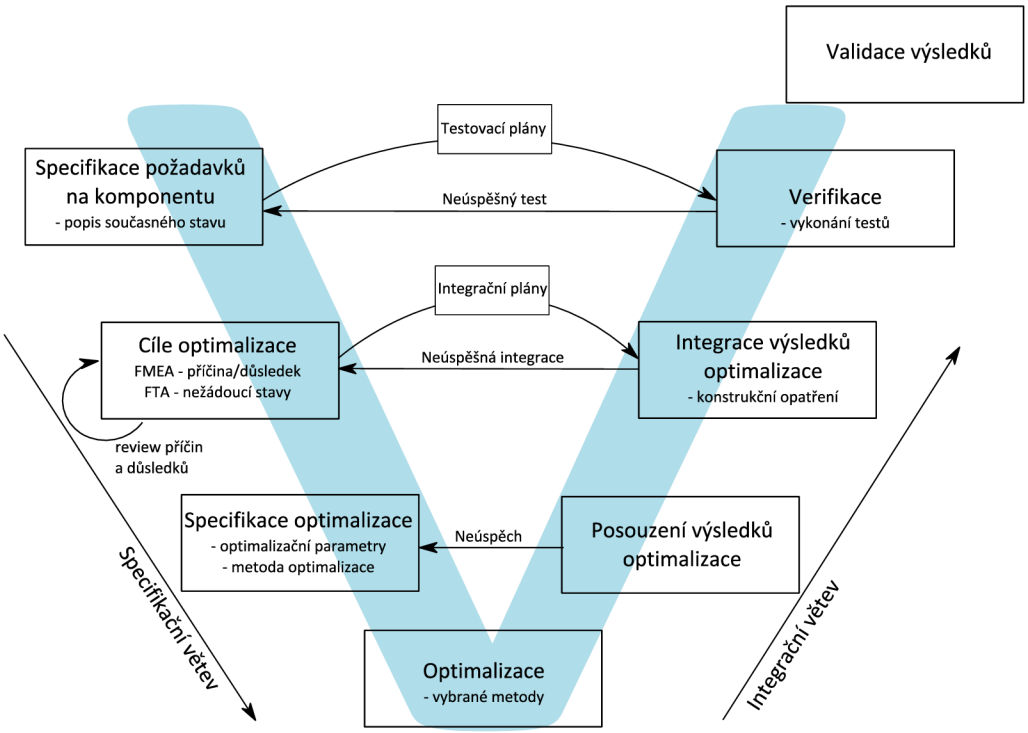
- **Screening** (neiterativní metoda přímého vzorkovaní pomocí generování částečně náhodných čísel, založeném na Hammersleyho Algoritmu – vhodný rychlé prvotní řešení)
- **MGOA** (iterativní vícekriteriální genetický algoritmus – vhodný pro hledání globálního extrému většího počtu proměnných)
- **NLPQL** (gradientový, jednokriteriální řešič, založený na Newtonově metodě – vhodný pro hledání lokálního extrému)

Pro definici cílů optimalizace lze využít vážených kritérií, kdy je váha cílové funkce zadána pomocí tří stupňů důležitosti. Cílová funkce může být minimalizována, maximalizována, nebo směřovat k zadané hodnotě. Výsledkem optimalizace je pak soubor návrhových proměnných s přesně definovanými hodnotami.

6 Konstrukční optimalizace

6.1 Metodický přístup k řešení optimalizace

Celá metodika, proces, optimalizace ve výrobním podniku je schematicky shrnuta v tzv. „fau-modelu“ na Obr. 6-1. Verifikaci a validaci výsledků není možno v rámci práce posoudit. Jsou však pro celý proces optimalizace neoddělitelnou součástí, zejména pak při sériové výrobě (v rámci této práce bude provedena verifikace pouze ve smyslu konkrétní optimalizační metody, viz. kap. 10.6). Po specifikaci požadavků, které jsou na komponentu kladeny, nastává samotná fáze analýzy příčin a poruch pomocí metody FMEA a FTA, jak už bylo výše zmíněno. Protože jde o velmi komplexní mezioborové metody, je žádoucí, aby tato fáze byla vždy ověřena týmovou review - přezkoumáním. Do následující fáze ve specifikační větvi spadá výběr konkrétní metody optimalizace a s ní spojená opatření jako určení okrajových podmínek a výběr optimalizačních parametrů.



Obr. 6-1: Metoda analýzy příčin a poruch a její začlenění do optimalizace konstrukce; V - model

Specifikaci metody kapitola 5.2. Určení okrajových podmínek, zatížení saní, je věnována kapitola 8.2, Popis realizace samotné optimalizace a definice návrhových proměnných budou uvedeny v kapitole 10, integrace výsledků v kapitole 11. Pro efektivitu celého procesu je žádoucí sestavení plánů pro integraci a testování výsledků optimalizace už ve specifikační fázi. Na základě těchto plánů by pak měly být provedeny a vyhodnoceny testy optimalizované konstrukce. Na okraji možností vý-

robního podniku stojí validace výsledků, která je ve většině případů prováděna až zákazníkem a jeho zpětnou vazbou.

Za výsledek V-modelu bude v rámci této práce považována vypracovaná kompletní specifikační větev, optimalizace a její verifikace spolu s novými hodnotami rozměrů, které povedou ke zlepšení požadovaných vlastností saní a to zejména v oblasti nejvíce zatěžované hydrostatické kapsy.

6.2 Analýza příčin a důsledků deformace saní

V této kapitole bude popsána analýza příčin a důsledků deformace saní, na jejímž základě bude následně postupováno s optimalizací a návrhem zdokonalení mechanických vlastností saní podélného vedení osy X. Jak již bylo v úvodu popsáno, je deformace nosné plochy v okolí kapsy saní při zatížení stroje vlastní tíhou významnou komplikací. Vyklopení ploch kapes vedení je v současnosti kompenzováno zaškrabováním tak, aby negativně kopírovaly deformaci a minimalizovaly tak nerovnoměrné rozložení tlaku.

Pro dobrou orientaci v problému byla jako základní metoda pro ujasnění možných příčin a důsledků deformací saní zvolena metoda FMEA (standardizovaná jako ČSN EN 60812). Její použití v tomto smyslu je však poněkud netypické. Primárně je určena jako metoda k preventivnímu zabezpečování jakosti a to ve svých třech formách: systémová, konstrukční a procesní FMEA. V tomto případě se dá říci, že se jedná o FMEA konstrukční, kdy jsou jednotlivé komponenty výrobku vyšetřovány na potenciální chyby v konstrukci při dimenzování, výrobě a montáži komponent [17]. Touto metodou tedy byly identifikovány jednoduché příčiny problému a jejich důsledky. K vyhodnocení důležitosti každého bodu slouží tzv. prioritně rizikostní číslo PRČ. Pro dosažení maximálního výsledku je vhodné tuto metodu aplikovat v týmu pracovníků, kteří se předmětem analýzy zabývají v běžném pracovním procesu a mohou tak spolu spíše odhalit více nebezpečí, než jednotlivec.

Následně na základě výsledku FMEA byla provedena analýza FTA (analýza stromu poruchových stavů popsána normou ČSN EN 61025). Pomocí FTA je možné rozpoznat kombinace poruch zařízení a lidských chyb, které vedou k nebezpečnému stavu, tzv. vrcholové události (v grafickém zobrazení stromu zcela nahoře).

Formulář metody FMEA stejně tak jako strom poruchových stavů FTA jsou k dispozici v příloze.

Výsledky analýzy FMEA

Jako nejzávažnější problém deformace saní byl identifikován potenciální důsledek D 1.1.3 – vyklopení nosných ploch saní, k čemuž vede k potenciální příčina P 1.1.3.1 nedostatečně tuhá konstrukce saní/lože. Prioritně rizikostní číslo dosáhlo hodnoty 180, což představuje střední riziko. Podobně vysoká PRČ však byla přiřazena i potenciálním důsledkům D 1.1.1 ÷ 4, které přímo souvisí s mechanickou deformací saní. V analýze FTA bude tedy věnována pozornost důsledku D 1.1.3 s přihlédnutím k třem dalším nejrizikovějším důsledkům, tzn. podélnému a příčnému vyztužení saní a ztrátě rovnoběžnosti vodících ploch.

Výsledky analýzy FTA

Na základě výsledku FMEA byla jako vrcholová událost zvoleno naklopení nosných ploch saní, jak je znázorněno na Obr. 2-2. Bylo by vhodné v rámci optimalizace uvažovat následující poruchové stavy:

- Nevhodná topologie výztuh
  - Uspořádání žeber
  - Tloušťka žeber
  - Hustota žeber
  - Omezení výztuh kvůli rozvodu HS
  - Technologická omezení odlitku
- Nevhodná konstrukce
  - Materiál saní

Vzhledem k omezením, vycházejícímu z požadavku úpravy saní v rámci co možná nejvyššího zachování podobnosti s původním návrhem a výpočetním možnostem, bude množina těchto kritérií omezena především na optimalizaci tloušťky žeber a uspořádání vyztužovacích žeber kapes. Jak vyplývá z úvodní rešeržní studie používaných materiálů, jsou vyjma nasazení hybridních struktur, keramiky a kompozitů tuhosti stejné struktury konstrukcí vzhledem k podobnému modulu pružnosti stále podobné.

7 Vstupní informace řešení

7.1 Informace poskytnuté k řešení úkolu

K řešení optimalizačního úkolu byl poskytnut úplný výkres saní včetně rozměrů a tvarů hydrostatických kapes (Tab. 7-2) a informace o typu hydrostatické regulace a přípustných tlacích v jednotlivých kapsách. K dispozici byla také informace o polohách těžišť jednotlivých dílů celého pohyblivého rámu. Požadované řešení se má vztahovat k rámu nezatíženému procesními silami se symetrickou polohou vřeteníku. Přesto však byla poskytnuta i data o možných procesních silách a zrychleních pro identifikaci nejvíce zatěžované kapsy (viz. kapitola 7.2).

Materiály konstrukce byly definovány jako:

- odlitek saní: šedá litina ČSN 42 2425 (EN-GJL-250)
- kluzná vrstva: materiál SKC 90 výrobce SKC Gleittechnik GmBH

Tab. 7-1: Materiálové charakteristiky

	Litina ČSN 42 2425	**Kluzný povrch SKC 90**
Modul pružnosti E [GPa]	110	4,2
Poissonův poměr	0,26	neuveden (uvažován 0,3)
Hustota [kg/m^3]	7200	1400

Tab. 7-2: Rozměry kapes HS vedení osy X

Kapsa	**Rozměry (B x L) [mm]**
1, 3, 4	250 x 300
2	250 x 450
5 – 8	60 x 500
9 – 11	105 x 500
šířka můstku *l* = shodně 23 mm	

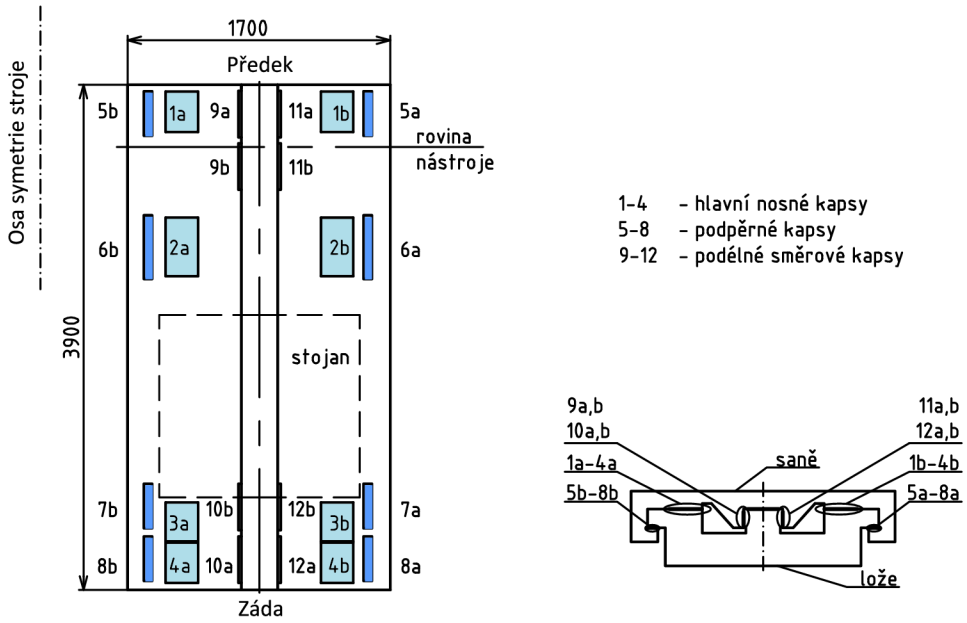
Řešení je omezeno současným rozestavením kapes a rozměry lože s kluznými plochami. Žebrování saní by mělo v ideálním případě zachovat podobné rozložení. Lože bude při řešení uvažováno jako absolutně tuhé.

Klíčový faktor, který bude sledován, je splnění tolerančního pole rovnoběžnosti vodících ploch, které je výrobcem stanoveno na ±0,024 mm. Sledováno tedy bude

- naklopení přes diagonálu nejvíce zatěžované hydrostatické kapsy – deformace v ose Z.

7.2 Výpočet zatížení

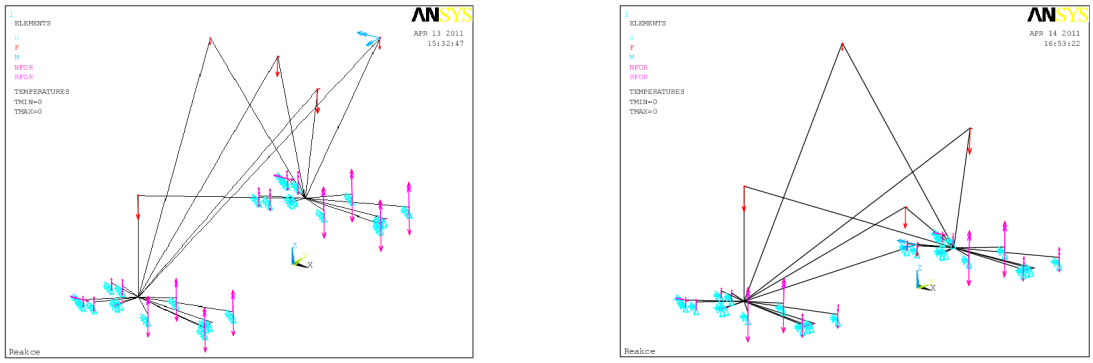
Rám stroje lze z hlediska symetrie s určitým zjednodušením rozdělit na stejné části s polovičním symetrickým zatížením. V úvahu však zůstává parametr polohy křížových saní s vřeteníkem spolu s různými parametry zatížení od obráběcího procesu. V další analýze bude uvažováno přestavování stroje v osách Y a Z, osa X nepředstavuje změnu zatěžovacího stavu, protože portál se pohybuje spolu se saněmi. Rozsahy os jsou uvažovány podle Tab. 2-1. Portál může být dále zatížen dynamickými silami zrychlení v osách X, Y, Z a to v hodnotách (±1; ±1,5; ±1,5 $m \cdot s^{-2}$) a stejně tak v těchto osách figuruje zatížení procesními silami (±30, ±30, ± 12 kN), vzniká tak velké množství kombinací zatěžovacích stavů. Pro zjištění maximálního zatížení bylo však heuristicky vybráno několik případů, ve kterých se nástroj pohyboval v extrémních polohách, tzn. na okraji pracovního prostoru, a působily na něj výše zmiňované vlivy. Zároveň tak, aby byly směry zrychlení a procesních sil smysluplné. Vybrané zatěžovací stavy a hodnoty reakcí jsou uvedeny v příloze 3. Analyzovány byly pravé saně na Obr. 7-1, které jsou zrcadlově symetrické k saním levým. Pokud se nástroj nachází na okraji pracovního prostoru směrem ke zkoumaným saním, jsou na nich silové reakce největší. Na rozdíl od druhých saní, které jsou v tomto případě odlehčené. V analýze zatěžovacích stavů nebudou uvažovány podpůrné řady kapes 5-8, které mají pouze předepínací funkci a jejich konstantní působící tlak lze jednoduše k zatížení hlavních nosných kapes přičíst.



Obr. 7-1: Rozložení HS kapes ve vedení osy X; pohled zespodu na pravé saně

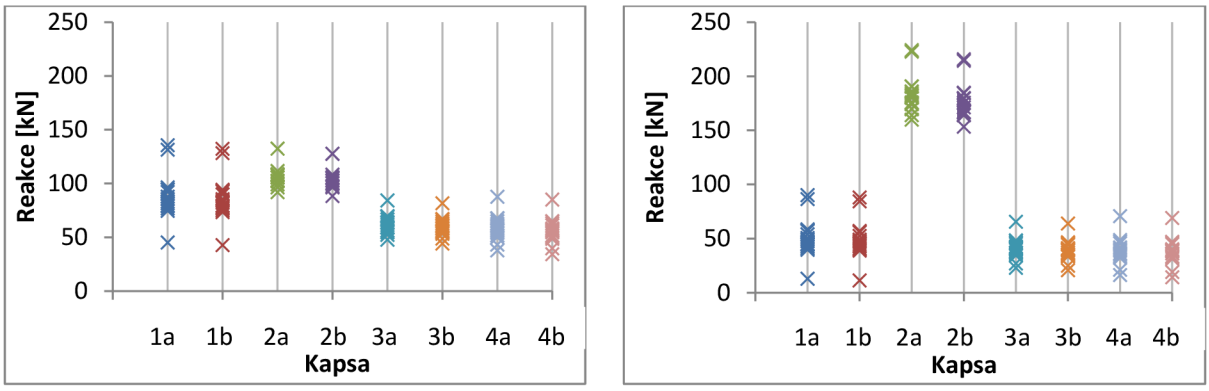
Pokud bychom neuvažovali uchycení saní k hnacímu ústrojí, je úloha statického uvolnění a určení výsledných reakcí v kapsách je 19x staticky neurčitá a vyžaduje tedy 19 vazbových deformačních podmínek. Analytické řešení tohoto problému je tím pádem náročné, a proto je výhodné pro tento účel využít zjednodušené MKP analýzy. Pomocí základů programovacího jazyku APDL byl vytvořen parametrický model na Obr. 7-2. Do místa nástroje byly zredukovány hmoty křížových saní a vřeteníku, které se pohybují společně po příčníku. Ostatní body v prostoru představují těžiště jednotlivých

prvků portálu obráběcího stroje a body na saních představují hydrostatické kapsy s reakcemi znázorněnými jako vektory.



Obr. 7-2: Zjednodušený tuhý model stroje se znázorněním zatěžovacích a reakčních sil; vlevo extrémní poloha nástroje; vpravo symetrické postavení vřeteníku

Tuhé elementy MPC 184 představují vazbové rovnice. Jako tuhost kapes byly použity pružné prvky COMBIN14, tyto tuhosti můžeme považovat za náhradní tuhost saní, které výrazně ovlivňují výsledné reakce. Střední řada kapes, tedy 2a,b, dosahuje tuhosti 15 000 N/mm. Vnější řady kapes 1, 3 a 4 včetně podélného vedení mají zvolenou tuhost 10 000 N/mm. Tyto hodnoty byly voleny podle specifikací použitých PM regulátorů a jejich hodnota v rámci zjednodušeného modelu nehraje důležitou roli, tou je totiž pouze jejich vzájemný poměr. Změna spekter reakcí, pokud by byla střední řada kapes 4x tužší než vnější, je vidět na Obr. 7-3. Kapsy 9-12 nedosahují vyššího zatížení než 15 kN, a proto nejsou ve spektrech reakcí znázorněny.



Obr. 7-3: Zatěžovací spektra hlavních nosných kapes saní X; vlevo tuhost bočních řad kapes, vpravo čtvrtinová tuhost bočních řad kapes

Ze zatěžovacích spekter lze dobře rozpoznat vliv poměru tuhosti na výsledné zatížení jednotlivých kapes. Se snižující se tuhostí okrajových řad stoupá zatížení druhé řady kapes. Z obou případů lze usoudit, že první dvě řady kapes, zvláště pak druhá, která je umístěna pod dosedací plochou stojanu, budou nejvíce exponovanými. Tuhost hydrostatické kapsy však není konstantní, ale mění se právě se zatěžovací silou. Pro účely zjištění přibližných reakcí je však toto zjednodušení postačující. Zpětná vazba by v tomto tuhém modelu neměla opodstatnění. Jak bylo uvedeno v úvodu kapitoly, bude pro zkoumání deformace saní použita symetrická poloha vřeteníku na příčníku s nulovými procesními

silami a zrychlením. Tento zatěžovací stav je v příloze 3 uveden pod číslem 1. Hodnoty reakcí jednotlivých kapes jsou uvedeny v následující tabulce. Silové reakce kapes bočního vedení nabývají hodnot do 15 kN a nejsou pro další úvahy důležité, protože už z principu funkce hydrostatického obvodu vytvářejí vysoké předpětí o hodnotě asi 100 kN (podle specifikace výrobce).

Tab. 7-3: Základní silové reakce a hodnoty tlaku v kapsách kapes HS vedení osy X

Kapsa	Zatížení [kN]	A_{eff} [mm^2]	tlak p_k [bar]	Kapsa	Zatížení [kN]	A_{eff} [mm^2]	tlak p_k [bar]
1a	79,49	62879	12,64	4a	51,72	62879	8,23
1b	79,45	62879	12,64	4b	51,69	62879	8,22
2a	96,48	96929	9,95	5a,b – 8a,b	-	17501	2,00
2b	96,43	96929	9,95	9a,b - 11a,b	100	39114	25,57
3a	54,92	62879	8,73	9a,b - 11a,b	100	39114	25,57
3b	54,89	62879	8,73				

Kapsy 1 až 4 mají své protějšky na podpůrném vedení. Tyto podpůrné kapsy 5 až 8 jsou napájeny tlakem 2 bary a z výsledků analýzy nejsou funkčně podstatné, protože takový zatěžovací stav, který by nadzvedával tíhu celé konstrukce portálu, neexistuje. Avšak jejich přítomnost je důležitá z hlediska bezpečnosti. Zabrání se případnému překlopení stojanu například při nárazu v případě havárie. Ještě podstatnější je však funkce předpětí, které vytvářejí a kterým zvyšují tuhost celého hydrostatického vedení. V Tab. 7-3 je uveden souhrn tlaků v jednotlivých kapsách vypočtených podle vztahů (4-3).

Shrnutí

Ze statické analýzy vyplývá, že nejvíce zatěžované kapsy jsou v řadě *a*. *S* přihlédnutím k Obr. 7-3 vpravo, hledisku silové reakce v Tab. 7-3 a nejdelšímu rozměru kapsy, na jejíž délce se nejvíce projeví deformace, byla jako nejvíce zatěžovaná zvolena kapsa 2a. Tato kapsa bude následně prověřována jako jediná na rozdíl deformací přes diagonálu kapsy a bude tak tvořit stavovou proměnnou a současně kritérium optimalizačního návrhu. Ze statické analýzy zároveň vyplývá, že hmota spočívající na jedněch z dvojice saní činí asi 57 100 kg a moment na dosedací plochu stojanu ve složkách (15 578; 479 300; 0 N·m).

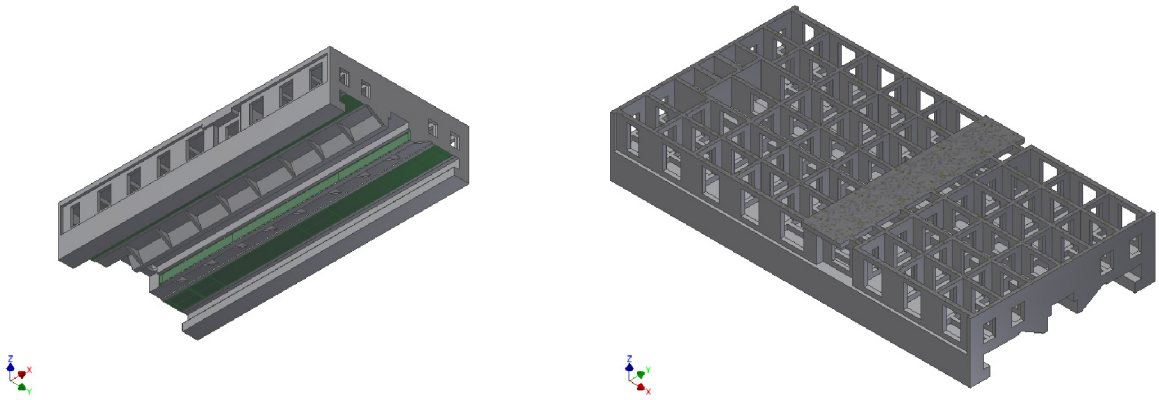
8 Tvorba modelu

Parametrický CAD model saní byl vzhledem k dostupnosti softwaru vytvořen v programu Autodesk Inventor Professional 2011 a MKP analýza byla uskutečněna v softwaru ANSYS 11.0 (určení reakčních spekter) a ANSYS Workbench 11.0 (konstrukční optimalizace). Aplikace Workbench byla zvolena z důvodu bezproblémového importu geometrie včetně geometrických parametrů a možnosti dalšího jejich zpracování.

Simulace byly prováděny na počítači s procesorem Intel® Core™2 Duo T6500 (2,1 GHz) a operační pamětí 4 GB. Operační systém Windows XP Professional SP3, 32-bit.

8.1 Parametrický CAD model

Podle výkresové dokumentace byl zpracován 3D model. Z důvodu co nejmenší výpočetní náročnosti při tvorbě sítě konečných prvků byla zanedbána veškerá zaoblení a vrtání. Rozměrová přesnost však zůstala zachována. Model, který vstupuje do MKP analýzy, má podobu sestavy sedmi prvků. Hlavní částí jsou litinové saně, dalších 6 prvků tvoří kluzné plochy s HS kapsami.



Obr. 8-1: Nosné plochy saní zespodu (vlevo); Řez saněmi pod vrchní deskou (vpravo)

8.2 MKP model a okrajové podmínky

Pro posuzování deformace kapsy saní byl použit modul Static Structural Analysis. Dále budou popsány vlastnosti finálního modelu. Finálního z toho důvodu, že se nejedná se jediný model, který byl testován, byl však vybrán jako finální verze pro optimalizaci. Na dva další modely, které byly testovány, ukazuje stručně kapitola 12. CAD model má jednu rovinu symetrie (rovinu XZ). Vzhledem k nesymetrickému zatížení ji však nelze využít pro zjednodušení MKP výpočtu.

V Tab. 8-1 jsou uvedeny zatěžovací silové podmínky na dosedací plochu stojanu. Hodnoty náhradních tuhostí hlavních nosných hydrostatických kapes jsou uvedeny v Tab. 8-2. Jedná se o tuhost definovanou jako tlak na plochu, který způsobí jednotkové posunutí. Tyto hodnoty byly zvoleny přibližně

podle charakteristiky tuhosti kapes dodané výrobcem (viz. příloha 4) a silových reakcí úplného MKP modelu se zatížením podle Tab. 8-1 (viz. shrnutí v kapitole 7.2) a vetknutím modelu saní v místě HS kapes. Hodnoty těchto „skutečných“ reakcí se posouvají ve smyslu Obr. 7-3 vpravo. Dominantně zatěžovanou kapsou je kapsa 2a.

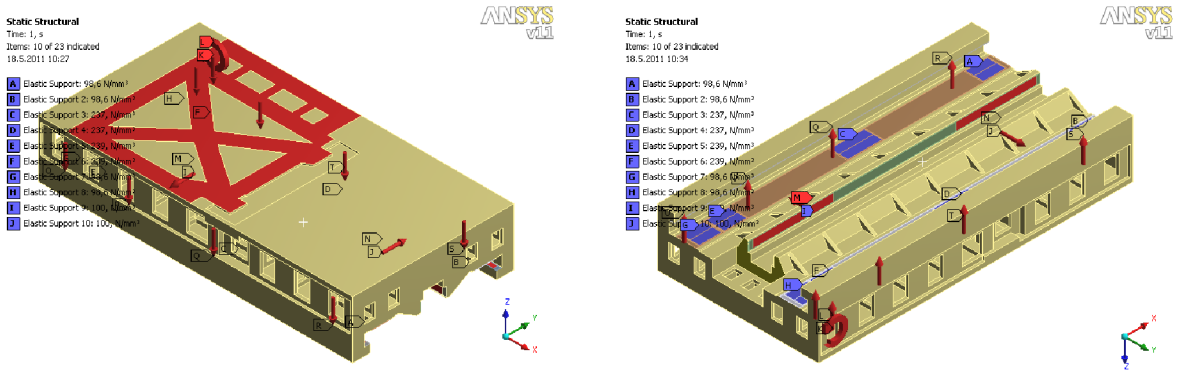
Tab. 8-1: Silové podmínky

Dosedací plocha stojanu – složky (X; Y; Z)	
Síla [N]	(0; 0; -571 000)
Moment [N·mm]	(15 578 000; 479 300 000; 0)

Tab. 8-2: Hodnoty náhradních tuhostí kapes osy X

Kapsa	**Náhradní tuhost [N/mm^3]**
1, 4	98,6
2	237
3	239
9 ÷ 12	100

Náhradní tuhosti hydrostatických kapes zadané v podobě podmínky *Elastic Support* odebírají vždy jeden stupeň volnosti a to v normálovém směru na plochu kapsy, čímž ji věrohodněji zastupují. Uplatněním těchto podmínek na hlavní a boční kapsy (1÷12) je tedy odebráno 5 stupňů volnosti. Poslední stupeň volnosti, posuv ve směru osy X, je odebrán vazbou *Displacement* na zadní plochu saní s předepsaným nulovým posunutím.



Obr. 8-2: Aplikované okrajové podmínky

Na každou z kapes 5÷8 působí shodně tlak 2 bary, který vytváří předpětí pro hlavní nosné kapsy 1÷4. Na směrové vedení, kapsy 9÷12, působí síly vytvářející předpětí o velikosti 100 kN.

Tato varianta okrajových podmínek byla aplikována z toho důvodu, že při každé změně rozložení žebrování a rozměrů saní dochází ke změně tuhosti saní a tím i silové reakce kapes. Úvodní studie reakcí byla využita pro určení náhradní tuhosti kapes v podobě vazby *Elastic Support*. Toto samotné je veliké zjednodušení, které zanedbává změnu tuhosti kapes spojenou se zatížením. Takovou zpětnou vazbu ostatně ani není možné v samotném Workbench 11.0 dosáhnout. Tato funkce by si vyžadovala propojení s dalšími softwary a z důvodu veliké rozsáhlosti a náročnosti porozumění problema-

tice propojování simulací, stejně tak jako absence propojovacích softwarových modulů, nebyla aplikována. Odůvodněním pro toto zjednodušení je skutečnost, že pro účel optimalizace je postačující, aby byly okrajové podmínky stálé a vyhodnocován byl trend změny sledované funkce.

8.3 Metoda mapování sítě

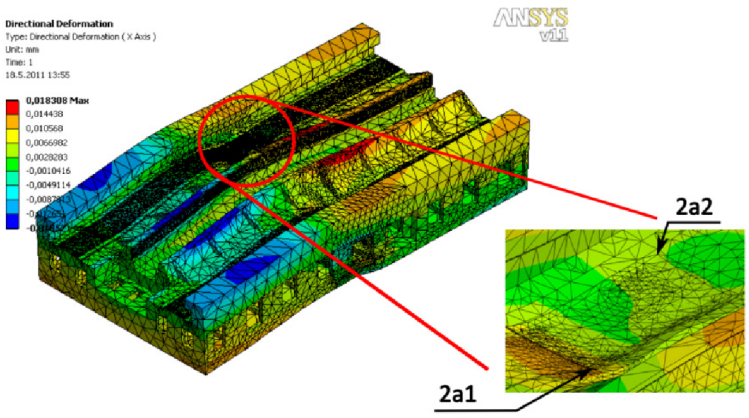
Pro vytvoření sítě konečných prvků byla použita metoda H – adaptivní sítě. Dosažení konvergence je prováděno iteračním zhušťováním sítě, tedy zvyšováním diskretizace vyšetřované oblasti, na základě informací o napětích z řešení předcházející smyčky. Tato metoda byla zvolena z důvodu rychlosti výpočtu.

Vytvoření sítě proběhlo s výchozím nastavením, pouze se zvýšenou relevancí na hodnotu 100. Výchozím tvarem prvku sítě jsou tetraedry (čtyřstěny). Výpočet proběhl s počtem iterací 1 a hloubkou zlepšení 2 (*Refinement*). Bylo dosaženo počtu 104 116 prvků. Po importu CAD modelu sestavy jsou mezi součástmi sestavy vytvořeny pevné kontaktní vazby, o čemž svědčí použité elementy.

Použité elementy: SOLID 187, COMBIN 14, SURF 154, TARGE 170, CONTA 174

8.4 Určení stávající deformace

Model, který odpovídá skutečné konstrukci saní, bude zatížen vlastní tíhou nesených dílů (zatěžovací stav 1, viz. příloha 3). Jak již bylo uvedeno, sledován bude parametr naklopení kapsy 2a přes diagonálu. Okrajové podmínky a vlastnosti modelu jsou popsány v předcházející kapitole.



Obr. 8-3: Deformace saní – detail kapsy 2a; umístění měřených bodů

Výsledek:

- Naklopení kapsy přes diagonálu n_0 činí **17,0 µm**.

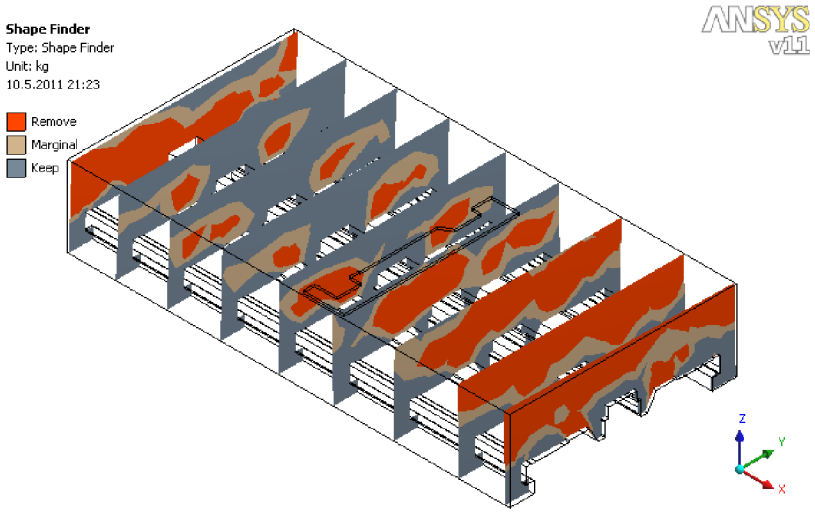
Maximum hodnoty redukovaného napětí HMH (von Misses) se pohybují daleko pod mezí pevnosti litiny, kolem 30 MPa. Nutno podotknout, že tato hodnota je výrazně ovlivněna faktem, že model neobsahuje zaoblení hran, které tak fungují jako koncentrátory napětí.

9 Topologická optimalizace

Jak už bylo řečeno, topologická optimalizace (popř. *Shape Optimization*) byla provedena pomocí modulu *Shape Finder* aplikace ANSYS Workbech 11.0. Saně byly zatíženy sílou a momentem uvedeným v Tab. 8-1. Na jednotlivé kapsy bylo aplikováno vetknutí. Výpočet proběhl s kritériem 80% redukce hmotnosti a dal tyto výsledky:

- Plné saně: původní hmotnost: 28 724 kg
- Optimalizovaná hmotnost: 15 940 kg
- Marginální hmotnost: 208 kg

Hmotnost saní m_0 v původní podobě je 12 322 kg.



Obr. 9-1: Výsledek topologické optimalizace; okrová barva smí být odstraněna

Jak již bylo uvedeno v kapitole 5.2.1, topologická optimalizace je v možnostech ANSYS Workbench 11.0 velmi zjednodušená. Podle výsledku na Obr. 9-1 je nedostačující pro to, abychom podle ní vytvořily nový model a dále postupovali návrhovou optimalizací. Uchýlíme se tedy k rozměrové optimalizaci stávající konstrukce bez tvorby nového CAD modelu a změny struktury podle výsledků topologické optimalizace, jak bylo původně zamýšleno.

10 Rozměrová optimalizace

Rozměrová optimalizace (*Design Optimization*) následuje po topologické optimalizaci, kdy je vytvořen nový CAD model, který je testován na tloušťky a rozměry jednotlivých žeber. Z výsledků topologické optimalizace se však v našem případě můžeme nechat jen slabě inspirovat k tomu, jaké parametry vstoupí do optimalizačního návrhu. Proto byla tvorba nového modelu vynechána a přistoupeno k provedení rozměrové optimalizace na stávající struktuře saní.

Použitý MKP model odpovídá popisu v kapitole 8.2, obsahuje pouze jinou sítí konečných prvků. Z důvodu velké časové náročnosti výpočtu (podle počtu návrhových proměnných až 24 hodin s nejhrubší sítí) byla vypuštěna adaptivní metoda síťování a tím byl snížen počet elementů asi na 40 000.

Popisu metody optimalizace v ANSYS Workbench 11.0 se věnuje už kapitola 5.2.2. Protože modul *DesignXplorer* dovoluje maximální počet návrhových proměnných pouze 20 a zároveň takový počet nebyl použitý počítač schopen svou kapacitou obsáhnout, je celý soubor návrhových proměnných rozdělen do tří podsouborů.

Jako stavová proměnná bylo sledováno naklopení kapsy přes diagonálu spolu s hmotností konstrukce. Z toho vyplývají dvě optimalizační kritéria – minimalizace cílové funkce.

$$GF1 = \min\ (n) \tag{10-1}$$

$$GF3 = \min\left(\frac{n}{\frac{n_0}{\frac{m_0}{m}}}\right) \tag{10-2}$$

kde:
- n je naklopení přes diagonálu kapsy ($n = 2a2 - 2a1$),
- n_0 je výchozí naklopení přes diagonálu kapsy ($n_0 = 18{,}2\ \mu m$) [2],
- m je hmotnost saní,
- m_0 je výchozí hmotnost saní ($m_0 = 12\,322\ kg$).

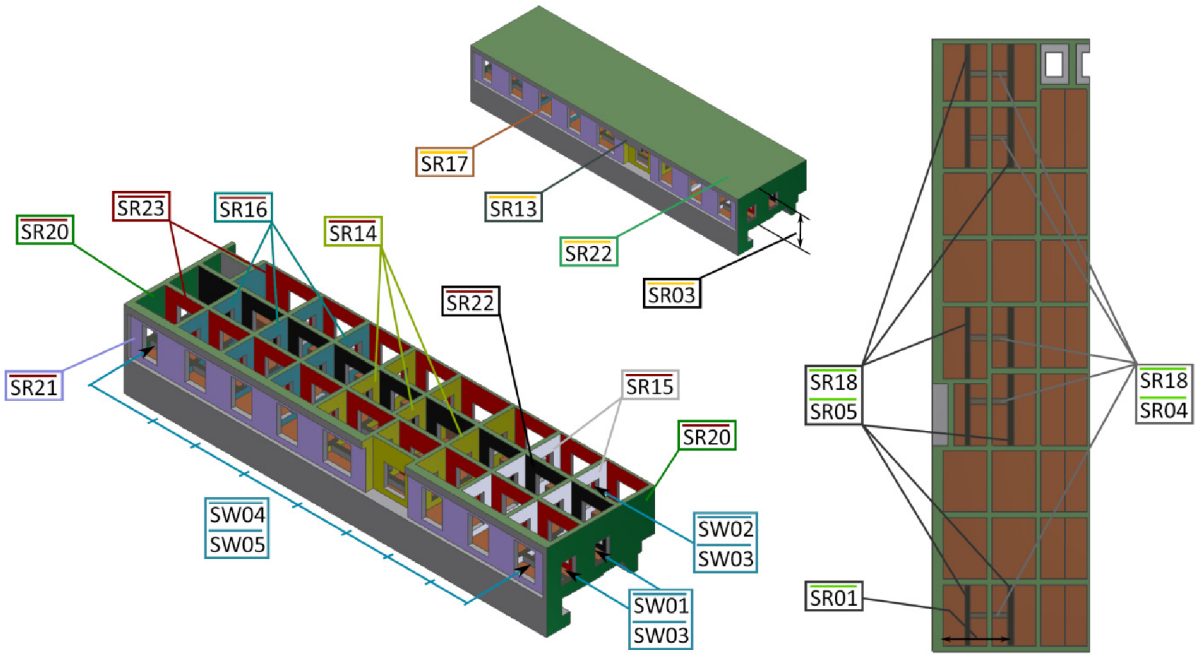
Dalšími parametry, podle kterých bude optimalizace vyhodnocena, budou přírůstek hmotnosti $\Delta m = m - m_0;\ [kg]$, změna naklopení $\Delta n;\ [\mu m]$, procentuální změna naklopení $\Delta n_p;\ [\%]$ a efektivita přidaného materiálu ϑ ve tvaru

$$\vartheta = 10^3 \cdot \frac{\Delta n}{\Delta m};\ \left[\frac{\mu m}{kg}\right]. \tag{10-3}$$

[2] Hodnota uvedeného n_0 *se liší od hodnoty uvedené v kapitole 8.4 z důvodu hrubší sítě a absence vyhlazovacího modulu.*

10.1 Vytvoření návrhových proměnných

V následujícím textu bude uvedeno rozdělení popsaných parametrů do optimalizačních skupin. Změny hodnot parametrů stejně tak jako intervaly změn jsou vždy uvedeny v tabulce. Zhodnocení výsledků jednotlivých skupin podle kritérií popsaných v úvodu kapitoly, je provedeno v podkapitole 10.6.



Obr. 10-1: Znázornění návrhových proměnných

Na Obr. 10-1 jsou znázorněny návrhové proměnné. Barevný pruh v rámečku ukazuje, do jaké optimalizační skupiny podle Tab. 10-1 proměnná patří, v této tabulce je uveden popis proměnné a její původní hodnota.

Tab. 10-1: Návrhové proměnné

Skupina	Označení	Popis	Původní hodnota [mm]
1	SR14	síla hlavních příčných žeber skupiny 2	35
	SR15	síla hlavních příčných žeber skupiny 1	35
	SR16	síla hlavních příčných žeber kapes skupiny 3 a 4	35
	SR20	síla přední a zadní stěny saní	35
	SR21	síla boční stěny	40
	SR22	síla podélného žebra 1	35
	SR23	síla podélných žeber 2 a 3	35
2	SR01	poloha přídavných žeber kapsy	225
	SR04	výška příčného žebra kapes	10
	SR05	výška podélného žebra kapes	50
	SR18	síla přídavných žeber kapes	35

3	SW01	šířka oken podélné řady; 1	135
	SW02	šířka oken podélné řady střed; 2	150
	SW03	výška oken podélné řady	260
	SW04	výška oken příčných řad	260
	SW05	šířka oken příčných řad	190
4	SR03	výška žeber (saní)	420
	SR13	síla žebra horní desky	110
	SR17	síla horní desky	60
	SR19	síla spodní desky	40

10.2 Optimalizační skupina 1

Vybrána byla vnitřní žebra, boční stěny. Rozsahy byly zvoleny s ohledem na to, aby při regeneraci nedošlo ke strukturální změně konstrukce z hlediska CAD modelu. Přestože jsou intervaly hodnot parametrů poměrně nízké, je z nich možné usoudit trend změny, jakým optimalizace směřuje. Grafy odezev jednotlivých parametrů jsou uvedeny v příloze 6.

Tab. 10-2: Návrhové proměnné, skupina 1; hodnoty v [mm]

Označení	Původní hodnota	Spodní hranice	Horní hranice	Po optimalizaci GF1	Po optimalizaci GF3
SR14	35	30	40	39,9	39,5
SR15	35	30	40	34,7	33,8
SR16	35	30	40	38,6	39,6
SR20	35	30	40	36,6	31,0
SR21	40	35	45	36,0	36,8
SR22	35	30	40	39,7	39,0
SR23	35	30	40	39,5	40,0

Výpočet proběhl v čase 9h 42 min, opakovaně se vyskytly problémy s nedostatkem operační paměti.

Shrnutí

Navzdory očekávání, že se budou síly všech stěn shodně zvětšovat, tvoří už i v případě kritéria bez přihlédnutí k hmotnosti výjimku boční stěna saní (SR21). Vysvětlením pro tento fakt je snížení vlivu podpůrných kapes, které se omezením tuhosti boční stěny tolik neprojeví na výsledném naklopení kapes 2. Z výsledků optimalizace podle kritéria GF3, které přihlíží i k hmotnosti konstrukce je patrné, že se snižuje síla příčných žeber kapes 1 (SR15), na které není kladen takový nárok, a všech bočních stěn saní (SR20 a 21), což lze sledovat už i z výsledků topologické optimalizace.

10.3 Optimalizační skupina 2

Optimalizační skupina 2 obsahuje parametry náležící přídavnému žebrovaní HS kapes. Parametr SR01 upravuje polohu žeber vzhledem k poloze HS kapsy, kterou vyztužuje.

Tab. 10-3: Návrhové proměnné, skupina 2; hodnoty v [mm]

Označení	Původní hodnota	Spodní hranice	Horní hranice	Po optimalizaci GF1	Po optimalizaci GF3
SR01	225	200	280	254,0	254,0
SR04	10	5	60	10,9	10,9
SR05	50	5	60	5,1	5,1
SR18	35	20	60	38,4	38,4

Výpočet proběhl v čase 2h 35 min, v průběhu výpočtu se nevyskytly žádné problémy.

Shrnutí

Výsledky optimalizace podle obou podmínek se shodují, což je dáno malou změnou hmotnosti a jejich vzájemným poměrem z rovnice (10-2), který zůstává blízký hodnotě 1. Je patrné, že došlo k zvýšení síly žeber a zároveň ke změně jejich výšek ve smyslu celkového snížení hmotnosti (viz. Tab. 10-6). Zároveň byla změněna poloha žebrování tak, aby žebra lícovala s okraji HS kapes.

10.4 Optimalizační skupina 3

Skupinu návrhových proměnných 3 tvoří rozměry oken v žebrování saní. Celkový počet typů oken v saních je 10. Z důvodu snížení počtu proměnných byla okna parametrizována do 5 parametrů, které respektují vzájemné proporce oken a které diskretizují prostor saní do 12-ti oblastí. Okna v příčných žebrech skupiny 2, místě nejvyššího namáhání, okna v oblasti žeber 1, 3 a 4 a okna v příčných žebrech nad středem saní. Stejně tak byla rozdělena i okna podélných žeber.

Tab. 10-4: Návrhové proměnné, skupina 3; hodnoty v [mm]

Označení	Původní hodnota	Spodní hranice	Horní hranice	Po optimalizaci GF1	Po optimalizaci GF3
SW01	135	80	200	82,7	96,2
SW02	150	80	220	153,8	133,9
SW03	260	100	300	114,0	106,4
SW04	260	100	300	106,7	106,5
SW05	190	80	250	120,1	239,3

Výpočet proběhl v čase 3h 21 min, v průběhu výpočtu se nevyskytly žádné problémy.

Shrnutí

Podle obou kritérií došlo ke zmenšení velikosti oken a to především jejich výšky. Došlo k nejvýraznějšímu snížení naklopení, současně však k největšímu přírůstku hmotnosti.

10.5 Optimalizační skupina 4

Parametr výšky všech žeber SR03 a parametr síly spodní desky SR19 mění do výšky vnější rozměr saní, zatímco síla horní desky SR17 a horního žebra SR13 se zvětšují směrem dovnitř saní.

Tab. 10-5: Návrhové proměnné, skupina 4; hodnoty v [mm]

Označení	Původní hodnota	Spodní hranice	Horní hranice	Po optimalizaci GF1	Po optimalizaci GF3
SR03	420	380	480	480,0	478,6
SR13	110	60	160	154,1	159,4
SR17	60	40	80	79,9	43,1
SR19	40	20	60	22,1	21,2

Výpočet proběhl v čase 2h 47 min, v průběhu výpočtu se nevyskytly žádné problémy.

Shrnutí

Zajímavý výsledek optimalizace této struktury přináší porovnání optimalizačních kritérii v Tab. 10-6. Obě kritéria volí cestu maximální výšky saní a síly horního žebra a minimalizace síly spodní desky. Podle kritéria GF3 však na rozdíl od GF1 dochází i k minimalizaci síly vrchní desky, což způsobí velký úbytek hmotnosti za velice dobrého zlepšení hodnoty naklopení.

10.6 Hodnocení optimalizace - verifikace

Hodnocení jednotlivých skupin podle ukazatelů objasněných v úvodu kapitoly je shrnuto v Tab. 10-6. Ke každé podmínce je provedena verifikace výsledků optimalizačních kritérii. Protože hodnoty parametrů jsou z principu optimalizační funkce, popsané v kapitole 5.2.2, do určité míry pouze odhadem, bylo jejich ověření provedeno vložením odhadnutých hodnot parametrů z jednotlivých skupin do simulace a přepočítáním. Původní hodnota naklopení $n_0 = 18{,}2\ \mu m$.

Pokud dosahuje hodnota efektivity ϑ zápornou hodnotu, je změna tím efektivnější, čím je její absolutní hodnota vyšší, zatímco pokud je kladná, je změna tím efektivnější, čím je její hodnota nižší. Záporné znaménko ukazuje na skutečnost, že se jedná o přírůstek materiálu, zatímco kladná hodnota efektivity svědčí o úbytku materiálu.

U prvních dvou skupin návrhových proměnných se ukázalo, že optimalizační výpočet byl poměrně nepřesný a skutečné hodnoty změn parametrů dávají jiné výsledky, než bylo odhadnuto. Variace sil žeber nemají na výsledné naklopení výrazný vliv tak, jak bylo očekáváno. Stejně tak je tomu u změny rozměrů přídavných žeber na HS kapsách, kde došlo při snížení hodnoty naklopení dokonce k úbytku materiálu. Nejvýraznější úbytek materiálu přinesla skupina 4, která však svým výsledkem zvýšila výšku saní, zároveň tím ale dosáhla snížení hodnoty naklopení o 33%. Konečné zhodnocení výsledků obou kritérií bude provedeno v následující kapitole.

Tab. 10-6: Hodnocení výsledků optimalizace

skupina	podmínka min.	naklopení n [µm]	změna naklopení Δn [µm]	změna naklopení Δn_p [%]	přírůstek hmotnosti Δm [kg]	Efektivita ϑ [10^3·µm/kg]
1	GF1	16,1	-2,1	-11,5	186	-11,3
	verifikace	17,4	-0,8	-4,4	182	-4,4
	GF3	16,1	-2,1	-11,5	162	-13,0
	verifikace	17,6	-0,6	-3,3	155	-3,9
2	GF1	15,7	-2,5	-13,7	-55	45,5
	verifikace	17,3	-0,9	-4,9	-80	11,3
	DF3	15,7	-2,5	-13,7	-55	45,5
	verifikace	17,3	-0,9	-4,9	-80	11,3
3	GF1	10,9	-7,3	-40,1	843	-8,7
	verifikace	10,8	-7,4	-40,7	845	-8,8
	GF3	11,0	-7,2	-39,6	681	-10,6
	verifikace	11,5	-6,7	-36,8	672	-10,0
4	GF1	11,5	-6,7	-36,8	617	-10,9
	verifikace	11,4	-6,8	-37,4	620	-11,0
	GF3	12,3	-5,9	-32,4	-890	6,6
	verifikace	12,2	-6,0	-33,0	-886	6,8
přírůstek hmotnosti GF1: 1567 kg				přírůstek hmotnosti GF3: -139 kg		

11 Výstupní model

Výstupním modelem je na tomto místě myšleno sloučení předchozích skupin dohromady. Toto sloučení představuje superpozici skupin dílčích optimalizačních výsledků 1÷4. Po přepočítání s jemnou sítí podle kapitoly 8.3 a za použití zaokrouhlených optimalizovaných hodnot parametrů, uvedených v Tab. 11-1, byly zjištěny hodnoty naklopení, shrnuté v Tab. 11-2. Hodnotící kritéria byla popsána v úvodu kapitoly 10.

Tab. 11-1: Návrhové proměnné – původní a nové hodnoty

Skupina	Označení	Popis	Hodnoty parametrů [mm]		
			původní	GF1	GF3
1	SR14	síla hlavních příčných žeber skupiny 2	35	40	40
	SR15	síla hlavních příčných žeber skupiny 1	35	35	34
	SR16	síla hlavních příčných žeber kapes skupiny 3 a 4	35	39	40
	SR20	síla přední a zadní stěny saní	35	37	31
	SR21	síla boční stěny	40	36	37
	SR22	síla podélného žebra 1	35	40	39
	SR23	síla podélných žeber 2 a 3	35	40	40
2	SR01	poloha přídavných žeber kapsy	225	254	254
	SR04	výška příčného žebra kapes	10	11	11
	SR05	výška podélného žebra kapes	50	5	5
	SR18	síla přídavných žeber kapes	35	38	38
3	SW01	šířka oken podélné řady; 1	135	83	96
	SW02	šířka oken podélné řady střed; 2	150	154	134
	SW03	výška oken podélné řady	260	114	106
	SW04	výška oken příčných řad	260	107	106
	SW05	šířka oken příčných řad	190	120	240
4	SR03	výška žeber (saní)	420	480	480
	SR13	síla žebra horní desky	110	154	160
	SR17	síla horní desky	60	80	43
	SR19	síla spodní desky	40	22	21

Původní hodnota naklopení pro tento typ sítě činí $n_0 = 17{,}0\ \mu m$, hmotnost je na síti nezávislá. Z výsledků jde dobře vidět rozdílnost obou kritérií. Zatímco optimalizace podle funkce GF1 (10-1) nepřihlíží k hmotnosti, její výsledek není vzhledem k velkému přírůstku materiálu tolik hodnotný jako minimalizace funkce GF3 (10-2), ve které je hmotnost zahrnuta. Jako nejefektivnější řešení se tedy jeví optimalizace podle cílové funkce GF3, při které bylo dokonce dosaženo nepatrného snížení hmotnosti saní na 12 290 kg. Tento výsledek lze přijmout za vynikající. Má ale i jisté rezervy.

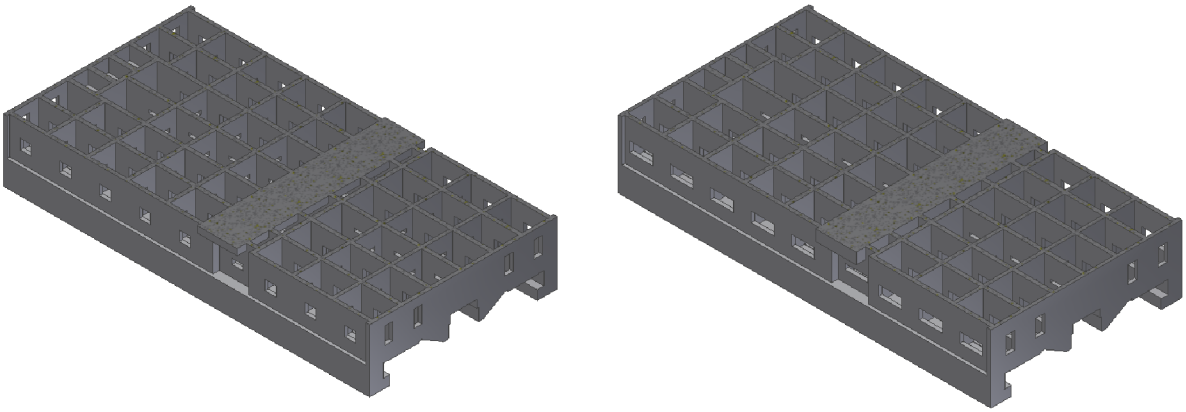
Je nutné říci, že byla cílovou funkcí sledována pouze nejvíce zatěžovaná kapsa 2a. Jako důsledek toho mohlo dojít k zpoddajnění jiné, nesledované oblasti. Tento předpoklad se ale nepotvrdil. Volba intervalů hodnot jednotlivých parametrů byla brána s ohledem na strukturální změny žebrování v celém prostoru saní a zároveň nebylo variováno s rozmístěním hlavních žeber. Variace s hodnotami

byla tímto faktem omezena. Kdyby došlo ke změně struktury, nebylo by možné parametrický CAD model pružně obnovovat.

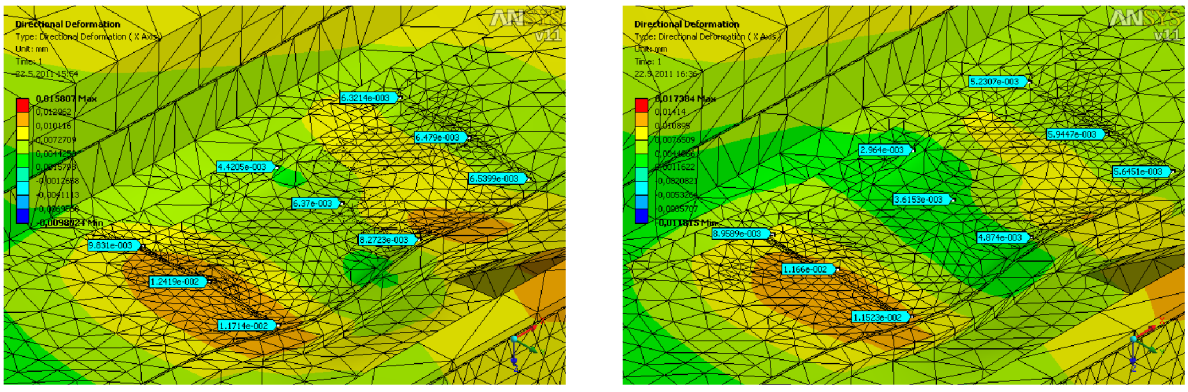
Tab. 11-2: Hodnocení optimalizace – výstupní model

podmínka min.	naklopení n [µm]	změna naklopení Δn [µm]	změna naklopení Δn_p [%]	hmotnost m [kg]	přírůstek hmotnosti Δm [kg]	Efektivita ϑ [10^3·µm/kg]
podle GF1	2,8	-14,2	-83,5	13 995	1 673,0	-8,5
podle GF3	3,4	-13,6	-80,0	12 290	-32,0	425,0

Na Obr. 11-2 jsou ve zvětšení deformace $1{,}1 \cdot 10^3$ ukázány detailní pohledy na kapsy 2a pro obě cílové funkce GF1 a GF3.



Obr. 11-1: Podoba saní, řez pod horní deskou, funkce GF1(vlevo), funkce GF3 (vpravo)



Obr. 11-2: Detailní pohled na kapsu 2a po optimalizaci kritériem GF1 (vlevo) a GF3 (vpravo)

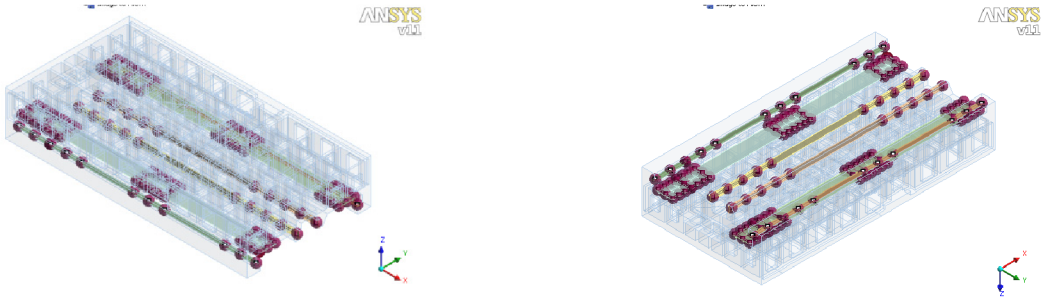
Přestože superpozice hodnot parametrů poskytla zajímavé řešení, bylo by ideální provést optimalizační výsledek se všemi proměnnými současně. Jak už bylo zmíněno, brání tomuto kroku vysoká hardwarová náročnost.

12 Ostatní modely

Na tomto místě bych chtěl ukázat, jaké byly vytvořeny jiné modely, protože i cesty, které nevedou k cíli, mohou mít svůj význam.

12.1 Model 1

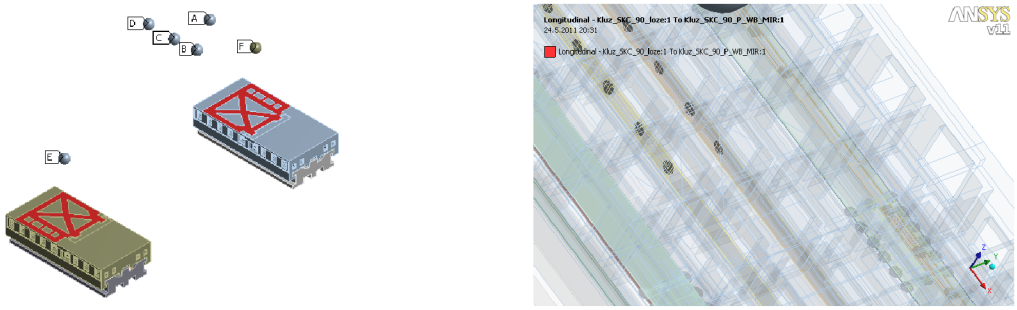
Původní myšlenka tvorby modelu vedla směrem k zavedení náhradních tuhostí HS kapes pomocí pružných prvků COMBIN14 s tuhostí přizpůsobenou počtu jednotlivých uzlů v kapse. Tento model však ztroskotal na lineárním chování těchto prvků. Saně se nedeformovaly, pouze se v prostoru posunuly a úloha nekonvergovala.



Obr. 12-1: Model 1 – náhradní tuhosti saně - zem

12.2 Model 2

Z poznatků plynoucích z modelu 1 byl vytvořen model předpokládající poddajné lože. Náhrady HS kapes v podobě prvků COMBIN14 zůstaly zachovány a propojeny s hrubým modelem lože, které bylo síťováno kontaktními prvky pro případ kontaktu vodících ploch. Model se choval podobně jako v předchozí úloze a nekonvergoval. K detekci styku ploch bylo nutné rozdělit simulaci do několika kroků (v řádu desítek), krokově zatěžovat a použít kontaktní řešiče. Takto nastavená úloha nebyla ani v jedné z testovacích variant dopočítána s úspěchem dokonce. Vyžadovala velké hardwarové a časové nároky. Proto z ní bylo upuštěno.



Obr. 12-2: Model 2 – náhradní tuhosti saně - lože

13 Závěr

Cílem diplomové práce bylo vytvoření obecné metodiky konstrukční optimalizace dílů nosných soustav se začleněním analýzy příčin a důsledků, provedení optimalizace saní hydrostatického vedení osy X na stroji řady FRU a na jejím základě návrh úpravy dílu. Všechny tyto cíle byly splněny. Mimo tyto cíle se práce v úvodu zabývá současným stavem techniky v oblasti nosných soustav těžkých obráběcích strojů, aplikace hydrostatického vedení a stručným principem jeho funkce. Dále uvádí souhrn postupů při komplexní simulaci chování obráběcího stroje.

V úvodu stěžejní části práce, zabývající se optimalizací, byla vypracována metodika, podle které je dále postupováno. S využitím metod FTA a FMEA byly zhodnoceny vlivy způsobující deformaci saní, jejich příčiny a důsledky. Na zjednodušeném MKP modelu stroje byla provedena analýza zatěžovacích stavů, pomocí které byla určena nejvíce ztížená kapsa, jejíž deformační hodnoty pak vstupovaly do cílových funkcí rozměrové optimalizace v podobě naklopení měřeného přes diagonálu kapsy. Pro tvorbu modelů a jejich analýzu byl použit software Autodesk Inventor 2011 a ANSYS/ ANSYS Workbench 11.0.

Samotný optimalizační proces byl zahájen topologickou optimalizací, která ovšem ve zjednodušené podobě, v jaké je k dispozici v modulu Workbench 11.0, nebyla úspěšná a vytvoření alternativního modelu na základě informací o vhodnějším rozložení materiálu nebylo možné realizovat. Dále bylo tedy přistoupeno k rozměrové optimalizaci stávající struktury saní.

Pro rozměrovou optimalizaci musel být vytvořen nový parametrický model, určený pro tento typ optimalizace z hlediska vybraných návrhových proměnných. Byly definovány vazbové a silové podmínky, vhodně zvolen typ sítě konečných prvků a nakonec i cílové funkce. Vzhledem k vysoké hardwarové náročnosti bylo 19 návrhových proměnných rozděleno do čtyř skupin. S podmínkou minimalizace cílových funkcí GF1 a GF3 byly pro každou skupinu provedeny výpočty a porovnány výsledky včetně ověření platnosti.

Podle optimalizačních výpočtů byl vytvořen finální návrh v podobě superpozice dílčích výsledků jednotlivých skupin proměnných. Pomocí parametrů efektivity přidaného materiálu a změn deformace bylo provedeno závěrečné zhodnocení a porovnání obou cílových funkcí. Minimalizací funkce GF1, která nepřihlíží k hmotnosti saní, bylo dosaženo snížení diagonálního naklopení kapsy o 83,5% s přídavkem materiálu 1 673 kg. Zatímco minimalizací funkce GF3, která zahrnuje hmotnost materiálu, bylo dosaženo snížení naklopení o 80,0% a to dokonce při nepatrném úbytku hmotnosti o 32 kg. Na základě těchto údajů je tedy možné konstatovat, že optimalizace proběhla úspěšně. Z výsledků zběžné pevnostní kontroly vyplývá, že se ani v jednom z případů hodnota redukovaného napětí neblíží k hodnotě meze kluzu materiálu a zůstává kolem 30 MPa.

Na závěr bych rád zmínil několik postřehů a komplikací, které se při řešení vyskytly. V prvé řadě je nutno říci, že saně byly testovány jako samostatně stojící součást, na které byly aplikovány velice zjednodušené okrajové podmínky a to především z hlediska chování vrstvy oleje v oblasti kapsy, které bylo zcela zanedbáno a nahrazeno elastickou podporou o odhadnuté konstantní tuhosti. Na tomto

místě by bylo dobré použít některou z metod propojených simulací, popsaných v úvodu práce. Pro relevantnější výsledky by bylo dobré zkoumat chování saní v rámci MKP modelu stroje jako celku, stejně tak, jako bylo vyšetřování deformace HS kapsy provedeno v měřítku celých saní. Odtržení kapsy od zbytku soustavy by totiž vedlo k nalezení spíše lokálního minima funkce, než globálního, které je žádoucí. Zároveň byly saně testovány pouze na jeden nejjednodušší zátěžný stav, vlastní tíhu. Ideální by bylo, kdyby zatěžovací stav vstoupil do optimalizace jako jedna z nezávislých vnějších proměnných. Je nutné konstatovat, že pro takové řešení problému je zapotřebí vyšších znalostí problematiky výpočtového modelování MKP, než takových, kterých jsem si po dobu řešení osvojil. Přesto mohu říci, že pro řešení rozsáhlejších optimalizačních úloh, není program ANSYS Workbech 11.0 příliš vhodným nástrojem, především z hlediska práce s parametry a již zpracovanými optimalizačními výsledky, které se mi z uložených souborů ztrácely nebo přestávaly pracovat. Na trhu jsou k dispozici i jiné optimalizační nástroje, určené pouze pro optimalizaci, s mnoha dalšími funkcemi, nežli obsahuje právě ANSYS Workbench 11.0, který k tomuto účelu není primárně vyvíjen. Na komplikace s tvorbou MKP modelu poukazuje závěrečná kapitola, která si klade za cíl poukázat i na cesty, které nevedou správným směrem, popřípadě by mohly, byly-li by jinak uchopeny.

14 Zusammenfassung

Kapitel 2 – Aufgabestellung und Zielsetzung dieser Arbeit

Diese Arbeit befasst sich mit dem Thema der Optimierung des Graugussbauteiles. In dem Rahmen der Optimierung soll ein passender Aufbau der Verrippung erstellt werden. Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt darauf, für eine hydrostatische Schlitten der Maschine FRU (TOS Kuřim) ein FEM-Modell zu erstellen und eine FEA-Analyse durchzuführen.

Der Graugussteil wird mit den genauen hydrostatischen Flächen und Taschen ausgerüstet. Das Öl wirkt mit seinem Druck auf die hydrostatischen Flächen und bewirkt eine flexible Deformation. Diese Deformation wird als eine Verformung von den hydrostatischen Taschen beschrieben, vor allem als ein Kippen. Diese Verformung dann verursacht, dass die hydrostatische Spalthöhe zu hoch oder zu niedrig wird und das führt zur Tragfähigkeitsverlust der ganzen hydrostatischen Tasche. Aus dem Grund entstand eine Anforderung an Erstellung eines rechnerischen Modells des Bauteiles. Dieses Modell wird dann zur Analyse der Deformation und zur Optimierungsprozess einsetzen. Ein Zweck des ganzen Optimierungsprozess ist die Verformungen der hydrostatischen Tasche zu eliminieren. Hersteller dieser Maschine ist eine tschechische Gesellschaft *TOS-Kuřim*. Die Maschine gehört zur FRU Typenreihe – ein großes Bearbeitungszentrum mit verfahrbahrem Portal und verstellbarem Querbalken. Die Maschine stellt ein Obr. 2-1 dar.

Kapitel 3 – Stand der Technik

Im ersten Teil dieser Kapitel werden Trends und Tendenzen der Technik im Bereich Großwerkzeugmaschinen vorgestellt. Ein Teil wird ein Einsatz der hydrostatischen Führung gefolgt und der zweite Teil befasst sich mit eingesetzten Werkstoffen für tragende Bauteile der Großwerkzeugmaschine. Nach Quellen aus Weltmesse EMO 2007 und 2009 [1], [2], [4] und [7] wird eine Tab. 3-1 entstanden, wo es eingeführt wird, welcher Hersteller von den großen Portallbearbeitungszentren (Gantry) setzt die hydrostatische Führung ein. Außer *TOS Kuřim* sind das sicher noch *INNSE BERARDI* und *SCHIES BRIGHTON*. Aus dem zweiten Teil folgt, dass Einsatz den unkonventionellen Werkstoffen nach [5] 10% beim tragenden Bauteilen zB. beim Werkzeugmaschinenbett einnimmt. Polymerbeton und Schaumfüllungen durchsetzen sich bei der Füllung des Stahlskelettbaus. Für eine Verbesserung von konkreten Eigenschaften wird stets eine Integration den Kompositwerkstoffen auf einen genauen Punkt der Konstruktion eingesetzt. Die rechnerischen Optimierungen werden immer mehr häufiger eingesetzt. Graugussbauteile werden sehr häufig durch reich gerippte verschweißte Stahlskelete versetzt.

Zweiten Teil dieses Abschnitts befasst sich mit moderner Simulationsvorgehensweise – die verkoppelte Simulation. Auf dem Obr. 3-2 und Obr. 3-3 kann man sehen, welche möglichen Vorgehensweisen bei der Simulation des Maschinenverhaltens eingesetzt werden. Bei der gekoppelten Simulation (engl.: Co- simulation) wird eine progressive Simulationsmethode verwendet, bei der sich das ganze

Modell aus einem Maschinenmodell, aus einem passenden Kraftmodell und aus Eigenschaften des ganzen Prozesses zusammensetzt.

Kapitel 4 – Hydrostatische Führung

Dieser Abschnitt befasst sich mit Grundprinzipen und Vorgehensweisen bei Auslegung der hydrostatischen Führung. Die Vorteile wie zB. sehr niedrige Reibung und Nachteile wie zB. erhöhter Kostenaufwand werden festgestellt. Auf dem Obr. 4-1 werden ein einfacher Ölkreislauf und Zubehör einer hydrostatischen Lagerung dargestellt. Die Vorgehensweise des Öldurchganges wird weiter mit Hilfe des Bildes Obr. 4-3 und Gleichungen (4-1) ÷ (4-3) erklärt.

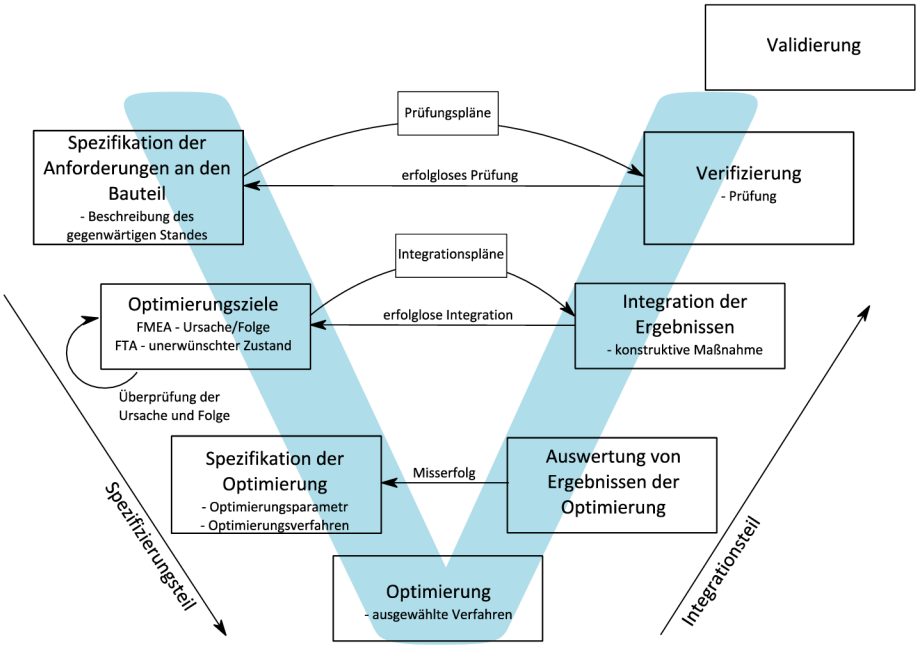
In nächstem Teil dieses Abschnitts wird es über Eigenschaften der hydrostatischen Regelung nach [11] diskutiert. Es gibt zwei meist eingesetzte Regulationsverfahren und zwar durch PM – Regler oder mit der Hilfe der Kapillare. Ölspaltveränderung bei diesen zwei und anderen verschiedenen Ölversorgungssystemen ohne Umgriff wird auf dem Obr. 4-4 veranschaulicht.

Kapitel 5 – Kurze Theorie der Optimierung

An dieser Stelle werden Grundprinzipen von zwei ausgewählten Verfahren kurz erläutert, die in der Arbeit einsetzen werden. Das sind Parameter- und Topologieoptimierung.

Kapitel 6 – Methodik der Optimierung

In diesem Abschnitt wurde ein Arbeitsvorgang für Optimierung mit einer Hilfe den analytischen Methoden FMEA und FTA erstellt. Diese Methoden bieten eine gute übersichtliche Orientierung in dem untersuchten Problem. Die beiden Formblätter sind in der Anlage vorhanden.



Obr. 14-1: Optimierungsvorgehensweise, V - Modell

Kapitel 7 – Eingabedaten

Zur Lösung der Aufgabe wurden einige Eingangsdaten gegeben und die anderen wurden berechnet. Das Ziel dieses Kapitels kann als eine Suche nach einer meistbelasten hydrostatischen Taschen bezeichnet sein. Es wurde ein ADPL Modell erstellt und eine Analyse durch verschiedene Belastungsfälle durchgeführt. Belastungsspektren der Taschen kann man auf dem Obr. 7-3 gut sehen. Die ganze Belastungstabelle ist in der Anlage 3 vorhanden.

Aus der statischen Analyse folgt, dass die meist belasteten Taschen sind in der Reihe *a* und als die meist belastete Taschen wurde die *2a* ausgewählt. Diese Tasche wird dann als einzige auf eine diagonalkippen kontrolliert werden und weiter als eine Zustandsvariable betrachtet werden (Obr. 8-3). Aus der Statischen Analyse folgen auch Kräfte und Momente, die auf die Belastungsfläche der Schlitten wirken. Kraft = (0; 0; -571 000 N), Moment = (15 578; 479 300; 0 N·m).

Kapitel 8 – Modellentwurf

Das parametrische CAD Modell wurde im Software Autodesk Inventror 2011 Professional erstellt. Aufgrund eines unproblematischen Imports des CAD Modell und Bearbeitung der Parameter wurde als Optimierungssoftware ANSYS Workbench 11.0 ausgewählt. Als ein Ersatz der HS Taschen wurde für jede Tasche eine Abfederung mit in der Tab. 8-2 definierten Werten der Steifigkeit eingesetzt. Die Kraftbedingungen sind auf dem Obr. 8-2 veranschaulicht.

Der Wert des Diagonalkippens wurde schließlich $n_0 = 17{,}0\ \mu m$ festgestellt.

Kapitel 9 – Topologieoptimierung

Infolge eines sehr vereinfachten Moduls für Topologieoptimierung, das in ANSYS Workbench 11.0 zur Verfügung steht, wurde diese Verfahren nicht erfolgreich durchgeführt, wie es auf dem Bild 9-1 erkennbar ist. Die Ergebnisse sind nicht genügend für den Entwurf des neuen Modells. Im Folgenden wird ein gegenwärtiger Zustand der Schlittenstruktur durch eine Parameteroptimierung behandeln werden.

Kapitel 10 – Parameteroptimierung

Für die Parameteroptimierung ist es nötig sowohl die Optimierungsvariablen (*Design Variables*) als auch eine Zielfunktion festzustellen. Die Optimierungsvariablen und die Werten werden in der Tab. 10-1 beschrieben und auf dem Obr. 11-1 dargestellt. An dieser Stelle ist es nötig die zwei Zielfunktionen erläutern.

Als eine Zustandsvariable werden das Diagonalkippen der HS Tasche und das Gewicht der Schlitten verfolgt.

$$GF1 = \min\ (n) \qquad (14\text{-}1)$$

$$GF3 = \min\left(\frac{\frac{n}{n_0}}{\frac{m_0}{m}}\right) \qquad (14\text{-}2)$$

wo: n Diagonalkippen ($n = 2a2 - 2a1$); (Bild 8-3),
n_0 Diagonalkippen des gegenwärtigen Modells
m Schlittengewicht
m_0 Gewicht der gegenwärtigen Schlitten ($m_0 = 12\,322\ kg$).

Nächste Parametern, die für die Auswertung der Optimierung geeignet sind, sind eine Zunahme des Gewichts $\Delta m = m - m_0;\ [kg]$, eine Veränderung des Kippens $\Delta n;\ [\mu m]$, eine prozentuelle Veränderung des Kippens $\Delta n_p;\ [\%]$ und ein Wirkungsgrad des zugebenen Werkstoffes ϑ.

$$\vartheta = 10^3 \cdot \frac{\Delta n}{\Delta m};\ \left[\frac{\mu m}{kg}\right]. \qquad (14\text{-}3)$$

Die ganze Menge der Optimierungsparameter wurden in 4 Gruppen geteilt und die partielle Optimierungsergebnisse dann am Ende einfach addiert. Da die Optimierungsergebnisse teilweise nur Abschätzungen sind, wurde eine Verifizierung durch eine Ergänzung der neuen Werte in die Simulation zurück durchgeführt. Verifizierung in dieser Form wurde erfolgreich beendet und in die Tab. 10-6 einbezogen.

Kapitel 11 – Ausgangsmodell

Die neuen Werte der Optimierungsparameter sind in der Tab. 11-1 zusammengefasst.

Tab. 14-1: Auswertung der Optimierung

Zielfunktion	n [µm]	Δn [µm]	Δn_p [%]	m [kg]	Δm [kg]	ϑ [10^3·µm/kg]
GF1	2,8	-14,2	-83,5	13 995	1 673,0	-8,5
GF3	3,4	-13,6	-80,0	12 290	-32,0	425,0

Aus den Ergebnissen kann man gut den Unterschied zwischen beiden Zielfunktionen sehen. Während die Funktion GF1 lässt das Gewicht außer Betracht, ist ihr Ergebnis nicht so wertvoll, wie das Ergebnis der Funktion GF3, die das Gewicht umfasst. Die Zielfunktion GF3 ist also günstiger als GF1. Als Ergebnis kann man also eine prozentuelle Senkung des Kippens der HS Tasche *2a* von 80% und gleichzeitig eine kleine Verminderung des Gewichts von 32 kg betrachten.

Kapitel 12 – Andere Modelle

Ziel des Kapitels ist es auf Modelle hinzuweisen, die nicht ins Ziel führten. Zwei Modelle mit Einsatz von einer Ersatz-Steifigkeit der Taschen wurden gezeigt. Diese Steifigkeit wird in den Modellen mit Hilfe eine 1D – Feder gebildet. Erstens wurden diese Federn zum festen Grund und zum Tasche befestigt, zweitens wurde eine vereinfachte Bettung erstellt und mit Schlitten durch Federn verkoppelt. Die beiden Varianten scheiterten aber wahrscheinlich an schlechte Randbedingungen und sicher auch an die Arbeitspeicherarmut.

Kapitel 13 – Endfassung

Der Einsatz von ausgewählten Optimierungsverfahren wurde beschrieben und die Funktionsprinzipe erläutert. Der Stand der Technik auf dem Feld der Konstruktion der tragenden Bauteile der Werkzeugmaschinen, Einsatz der speziellen Werkstoffe, Einsatz der hydrostatischen Führung und ein Fortschritt in dem Bereich der gekoppelten Simulation wurden erwähnt. Die während dieser Arbeit entstandene allgemeine Optimierungsmethodik ermöglicht den Einsatz auch in anderen Bereichen der Industrie, nicht nur im Werkzeugmaschinenbau. In die Methodik wurde eine Analyse der Ursachen und Folgen der Schlittenverformung eingegliedert. Es ist gelungen, die eigene Parameteroptimierung durchzuführen und relativ gute Ergebnisse nachzuweisen.

15 Použitá literatura

[1] **VOOK, P.** Těžké obráběcí stroje. In:. *Obráběcí stroje na EMO Hannover 2007.* Praha : Společnost pro obráběcí stroje, 2007. s. 73-80. ISBN 978-80-903421-7-0.

[2] **VOOK, P.; DIVIŠ, I.; STACH, E.** Těžké obráběcí stroje. In:. *Obráběcí stroje a technologie na EMO Milano 2009.* Praha : Společnost pro obráběcí stroje, 2010. s. 85-92. ISBN 978-80-904077-2-5.

[3] **INA Schaeffler Gruppe.** Chaeffler. [Online] 2010. [Citace: 16. únor 2011.] www.schaffler.com.

[4] **HOLKUP, T.** , et al. Komponenty pohybových os. In:. *Obráběcí stroje a technologie na EMO Milano 2009.* Praha : Společnost pro obráběcí stroje, 2010. s. 131-139. ISBN 978-80-904077-2-5.

[5] **ONDRÁČEK, M.** , et al. Stavba nosných soustav. In:. *Obráběcí stroje na EMO Hannover 2007.* Praha : Společnost pro obráběcí stroje, 2007. s. 81-95. ISBN 978-80-903421-7-0.

[6] Metallische Schäume - Mettalschaumzentrum Chemnitz. *Fraunhofer IWU.* [Online] 2009. [Citace: 18. Únor 2011.] http://www.iwu.fraunhofer.de/schaumzentrum/index.htm.

[7] **SMOLÍK, J.** , et al. Stavba nosných soustav. In:. *Obráběcí stroje na EMO Milano 2009.* Praha : Společnost pro obráběcí stroje, 2010. s. 93-102. ISBN 978-80-904077-2-5.

[8] **GNANAMURTHY, K.** Realisation of Lightweight Machine Tool Components by Modern Foundry Technology: .In. *Sustainable Production for Resource Effieciency and Ecomobility : International Chemnitz Manufacturing Colloquim 2010.* Volume 54. Chemnitz-Fraunhofer IWU : Verlag Wissenschaftliche Scripten, 2010. s. 185-201. ISBN 978-3-942267-04-5.

[9] **BRECHER, C.; ESSER, M.; WITT, S.** Interaction of manufacturing process and machine tool. *CIRP Annals - Manufacturing Technology.* 588-607, 2009, Sv. 58, Dostupné z WWW: <http: //ees.elsevier.com/cirp/default.asp>.

[10] **BORSKÝ, V.** *Základy stavby obráběcích strojů.* Brno : Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1991. s. 214. ISBN 80-214-0361-6.

[11] **WECK, M.; BRECHER, Ch.** *Werkzeugmaschinen - Konstruktion und Berechnung.* Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. Sv. 8., neu bearbeitete Auflage. ISBN 10 3-540-22502-1.

[12] **PARK, CH. H.** , et al. Compensation for five DOF motion errors of hydrostatic feed table by utilizing actively controlled capillaries. *Precision Engineering : Journal of the International Societies for Precision Engineering and Nanotechnology.* 2006, Sv. 30, 3. Dostupný z WWW: <http://www.sciencedirect.com>. ISSN 0141-6359.

[13] **MAREŠ, T.** *Základy konstrukční optimalizace.* Praha : [vl. n.], 2006. 307 s. ISBN 80-239-6508-5.

[14] **KOMPIŠ, V.; LUKŠAN, L.** *Optimalizácia konštrukčných návrhov v spojení s MKP.* 1. vyd. Stará Lesná : Slovenská technická universita, 1991. 304 s.

[15] **BÁRTA, P.; HOREJŠ, O.** Konference uživatelů ANSYS User Meeting 2006 Tábor. In:. *Aktuální trendy ve výzkumu a vývoji obráběcích strojů.* Praha : Společnost pro obráběcí stroje, 2007. s. 83-86. ISBN 80-903421-6-7.

[16] **ANSYS, INC.** *Release 11.0 Documentation for ANSYS.* Copyright© 1994-2007 by SAS IP.

[17] **HLINKOVSKÝ, J.** *, et al. Management rizik v konstrukci výrobních strojů.* Speciální vydání. Praha : MM publishing, 2009. 90 s. ISSN 1212-2572.

[18] **Zollern GmbH & Co. KG.** Hydrostatische Lagersysteme. *Zollern.* [Online] 2008. [Citace: 16. Únor 2011.] www.zollern.de.

[19] **JANÍČEK, P.**, et al. *Mechanika těles : Pružnost a pevnost I*. 3. přeprac. vyd. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství : Akademické nakladatelství cerm, s.r.o. Brno, březen 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X.

[20] **KING, B.** *Topology Optimization in ANSYS* [online]. 2005 [cit. 2007-03-13]. Anglicky. Dostupný z WWW: <http://midwest-ansys-ug.com/presentations/20050518/topology_optimization.pdf>

[21] **N.N.** Firemní podklady, katalogy, informace. *TOS - Kuřim.* [Online] Leden 2011. http://www.tos-kurim.cz.

16 Seznam použitých zkratek

Zkratka	Popis
1/2/3D	1/2/3 – rozměrný
BHB	Boosted Hydrostatic Bearings
CAD	Computer aided design – počítačem podporované projektování
Co-simulace	Coupled simulation – propojéná simulace
EMO	Světová výstava obráběcích a tvářecích strojů
FEA	Analýza metou konečných prvků (Finite – element analysis)
FMEA	Analýza možných chyb a jejich důsledků
FTA	Fault tree analysis – analýza stromu poruchových stavů
HS -	Hydrostatický -
HSC	High Speed Cutting – vysokorychlostní obrábění
IWU	Fraunhoferův institut pro obráběcí a tvářecí stroje
MBS	Multi – body systém/simulace
MKP (FEM)	Metoda konečných prvků (Finite – element method)
ANSYS WB	Ansys Workbech

17 Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotka	Označení
A_{eff}	m^2	efektivní plocha kapsy
E	Pa	youngův modul pružnosti v tahu
E_ρ	m^2/s^2	měrný modul pružnosti (poměr E/ρ)
$F(\mathbf{x}_N)$	-	cílová funkce
F_k	N	síla působící v kapse
$g_j(\mathbf{x}_N)$	-	stavové proměnné
L, B	m	délka, šířka kapsy
l, b, h	m	délka, šířka, výška štěrbiny (můstku)
L_e, B_e	m	efektivní délka, šířka kapsy
m	kg	hmotnost
m_0	kg	původní hmotnost
n	µm	naklopení přes diagonálu kapsy
n_0	µm	původní hodnota naklopení
n_p	%	změna naklopení
p_k	Pa	tlak v hydrostatické kapse
p_p	Pa	tlak čerpadla
Q	m^3/s	objemový průtok
S_k	m^2	plocha kapsy
x, y, z	-	směr v složkách souřadnic
$\mathbf{x}_N$	-	soubor návrhových proměnných
η	Ns/m^3	dynamická viskozita
η_i	-	pseudo - hustota
ρ	kg/m^3	hustota (měrná hmotnost)
σ_k	MPa	napětí na mezi kluzu materiálu
ϑ	µm/kg	efektivita přidaného materiálu
Δm	kg	rozdíl hmotností (změna)
Δn	µm	rozdíl naklopení (změna)

18 Seznam obrázků

Obr. 2-1: Portálové obráběcí centrum s posuvným portálem řady FRU....14
Obr. 2-2: Náčrt deformace saní pohybové osy X....15
Obr. 3-1: Příčník těžkého obráběcího stroje Dynapod jako sendvičová svařovaná konstrukce plněná hliníkovou pěnou [6]....20
Obr. 3-2: Přehled přístupů k řešení co-simulace [9]....21
Obr. 3-3: Simulační přístupy pro interakci proces - stroj [9]....22
Obr. 4-1: Jednoduchý hydrostatický obvod....24
Obr. 4-2: Tlak a proud oleje v hydrostatické kapse [11]....24
Obr. 4-3: Průběh tlaku nad kapsou a efektivní plocha [11]....25
Obr. 4-4: Charakteristiky metod zásobování oleje do hydrostatických kapes [11]....26
Obr. 5-1: Fáze vlastního optimalizačního procesu....28
Obr. 5-2: ANSYS WB 11.0 - Shape Optimization; vlevo před optimalizací, vpravo po optimalizaci....30
Obr. 6-1: Metoda analýzy příčin a poruch a její začlenění do optimalizace konstrukce; V - model....32
Obr. 7-1: Rozložení HS kapes ve vedení osy X; pohled zespodu na pravé saně....36
Obr. 7-2: Zjednodušený tuhý model stroje se znázorněním zatěžovacích a reakčních sil; vlevo extrémní poloha nástroje; vpravo symetrické postavení vřeteníku....37
Obr. 7-3: Zatěžovací spektra hlavních nosných kapes saní X; vlevo tuhost bočních řad kapes, vpravo čtvrtinová tuhost bočních řad kapes....37
Obr. 8-1: Nosné plochy saní zespodu (vlevo); Řez saněmi pod vrchní deskou (vpravo)....39
Obr. 8-2: Aplikované okrajové podmínky....40
Obr. 8-3: Deformace saní – detail kapsy 2a; umístění měřených bodů....41
Obr. 9-1: Výsledek topologické optimalizace; okrová barva smí být odstraněna....42
Obr. 10-1: Znázornění návrhových proměnných....44
Obr. 11-1: Podoba saní, řez pod horní deskou, funkce GF1(vlevo), funkce GF3 (vpravo)....50
Obr. 11-2: Detailní pohled na kapsu 2a po optimalizaci kritériem GF1 (vlevo) a GF3 (vpravo)....50
Obr. 12-1: Model 1 – náhradní tuhosti saně - zem....51
Obr. 12-2: Model 2 – náhradní tuhosti saně - lože....51
Obr. 14-1: Optimierungsvorgehensweise, V - Modell....55

19 Seznam tabulek

Tab. 2-1: Parametry obráběcího stroje řady FRU 15
Tab. 3-1: Výrobci portálových obráběcích center typu Gantry na EMO 2007 a 2009 [1] , [2] 17
Tab. 3-2: Srovnání vybraných vlastností materiálů pro oblast stavby nosných dílů obráběcích strojů, podle [5] 19
Tab. 7-1: Materiálové charakteristiky 35
Tab. 7-2: Rozměry kapes HS vedení osy X 35
Tab. 7-3: Základní silové reakce a hodnoty tlaku v kapsách kapes HS vedení osy X 38
Tab. 8-1: Silové podmínky 40
Tab. 8-2: Hodnoty náhradních tuhostí kapes osy X 40
Tab. 10-1: Návrhové proměnné 44
Tab. 10-2: Návrhové proměnné, skupina 1; hodnoty v [mm] 45
Tab. 10-3: Návrhové proměnné, skupina 2; hodnoty v [mm] 46
Tab. 10-4: Návrhové proměnné, skupina 3; hodnoty v [mm] 46
Tab. 10-5: Návrhové proměnné, skupina 4; hodnoty v [mm] 47
Tab. 10-6: Hodnocení výsledků optimalizace 48
Tab. 11-1: Návrhové proměnné – původní a nové hodnoty 49
Tab. 11-2: Hodnocení optimalizace – výstupní model 50
Tab. 14-1: Auswertung der Optimierung 57

20 Seznam příloh

Příloha 1 – Formulář FTA **66**
Příloha 2 – Strom chyb FTA **67**
Příloha 3 – Zatěžovací stavy a reakční síly **68**
Příloha 4 – Tuhosti HS kapes **69**
Příloha 5 – Odezvy návrhových proměnných **70**
Příloha 6 – Obsah přiloženého CD-ROM **73**

FMEA – Analýza příčin a jejich důsledků

Systémová - FMEA [ ] Konstrukční-FMEA [X] Procesní-FMEA [ ]

Odpovědný obor/ příslušný obor/ příslušný dodavatel	Jméno/Oddělení/dodavatel	Jméno/Oddělení/dodavatel

Jméno součásti	Číslo součásti	
Saně hydrostatického vedení		
Model/Systém/Zhotovení	Modifikace	
FRUQ 450		
Zhotoveno(Jméno/Odděl.)	Datum	Přepracováno Datum
Petr Minář		

Atribut/systém/výroba	Potenciální chyba	Potenciální důsledky chyby	D	Potenciální příčiny chyby	Současný stav					Doporučené hav. opatření	Odpověd-nost	Zlepšený stav				
					Praventivní a kontrolní opatření	P	Z	O	PRČ			Provedená opatření	P	Z	O	PRČ
1. Saně hydrostatického vedení osy X	1.1 nedostatečná tuhost saní	D 1.1.1 průhyb po celé délce saní		P 1.1.1.1 podélné vyztužení saní není dostatečné		7	8	3	168	rozměry/zhuštění žebrování, změna materálu, vyztužení kompozitem						
		D 1.1.2 průhyb saní kolmo ke směru pohybu		P 1.1.2.1 příčné vyztužení saní není dostatečné		7	8	3	168	rozměry/zhuštění žebrování, změna materálu, vyztužení kompozitem						
		D 1.1.3 naklopení nosných ploch saní		P 1.1.3.1 nedostatečně tuhá konstrukce boků saní/lože		9	10	2	180	rozměry/zhuštění žebrování, změna materálu, vyztužení kompozitem						
		D 1.1.4 vychýlení vodících ploch z paralelní polohy		P 1.1.4.1 ztráta tlakové stability v okolí hydrostatických kapes		9	9	2	162	Změna/přepočítání regulace množství tlakového média						
		D 1.1.5 vymezení štěrbiny pro průtok oleje		P 1.1.5.1 nevhodné rozmístění hydrostatických kapes		7	8	2	112	Kontrola reakčních sil v jednotlivých bodech saní						
		D 1.1.6 dotek kluzných ploch v místě nejvíce zatížené kapsy		P 1.1.6.1 přetížení nepřiměřeným pracovním procesem	O: výkonové omezení pohonů jednotlivých os a vřetene	6	8	1	48							
		D 1.1.7 zadření saní při vymezení olejové vrstvy		P 1.1.7.1 materiál stykových ploch nemá dostačující kluzné vlastnosti		6	7	1	42							
		D 1.1.8 ztráta těsnosti hydraulických prvků - únik oleje		P 1.1.8.1 nevhodně upevněné prvky vedení hydraulické kapaliny	O: systém odtoku unikajícího oleje okolo stroje	3	6	1	18							

Pravděpodobnost výskytu (Chyby se mohou vyskytovat)

nepravděpodobná	=	1
velmi nízká	=	2-3
nízká	=	4-6
mírná	=	7-8
vysoká	=	9-10

Význam (Působení na zákazníky)

těžko pozorovatelný účinek	=	1
nevýznamná chyba, nízké poškození zákazníka	=	2-3
přiměřeně závažné chyby	=	4-6
závažné chyby, rozhořčení zákazníka	=	7-8
nejvýše závažné chyby	=	9-10

Pravděpodobnost výskytu (před dodáním k zákazníkovi)

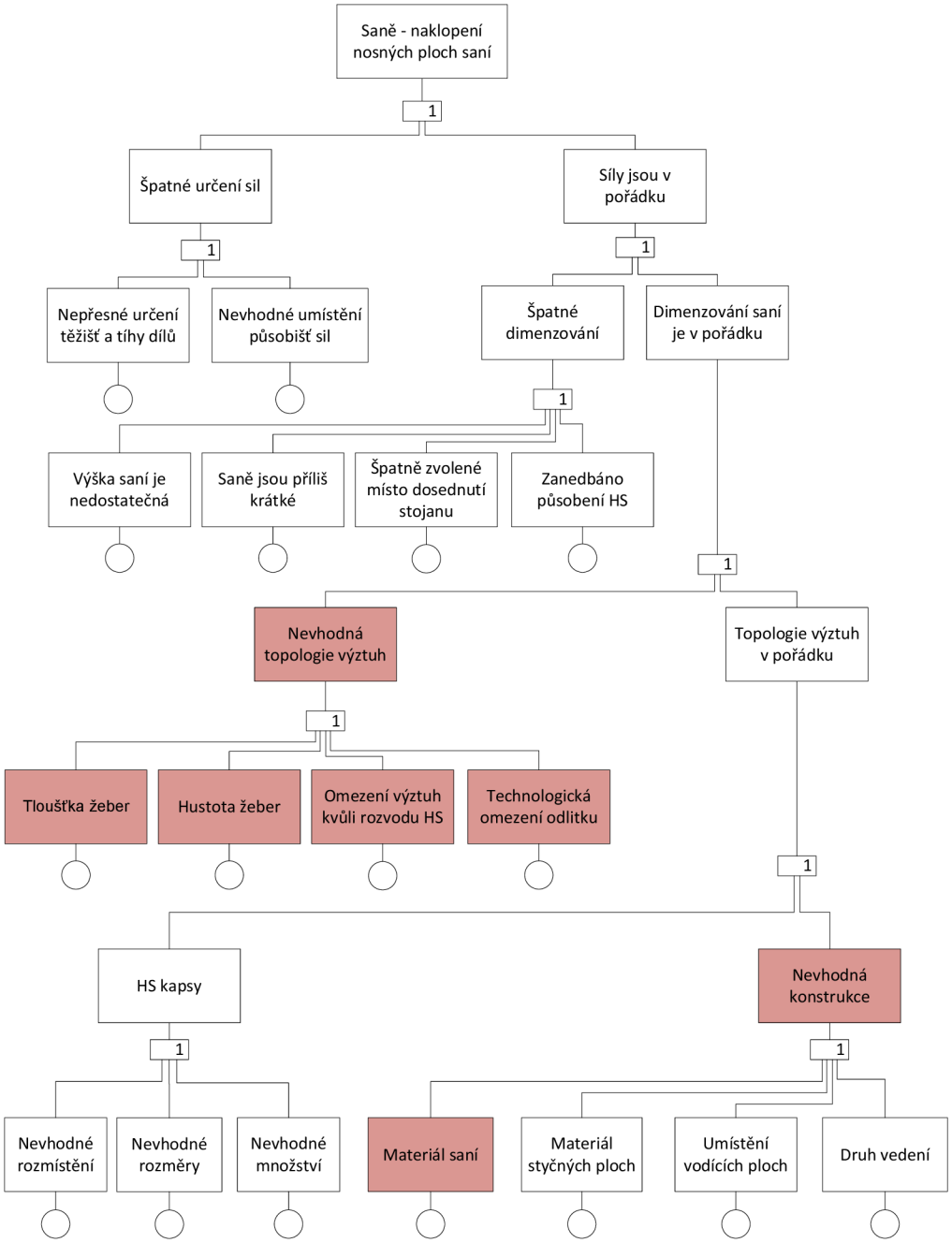
vysoká	=	1
mírná	=	2-5
nízká	=	6-8
velmi nízká	=	9
nepravděpodobná	=	10

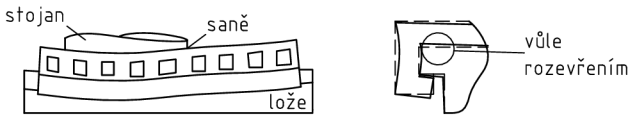
Prioritně rizikostní číslo (PRČ)

vysoká	=	1000
střední	=	125
žádná	=	1

Příloha 1 – Formulář FTA

Příloha 2 – Strom chyb FTA





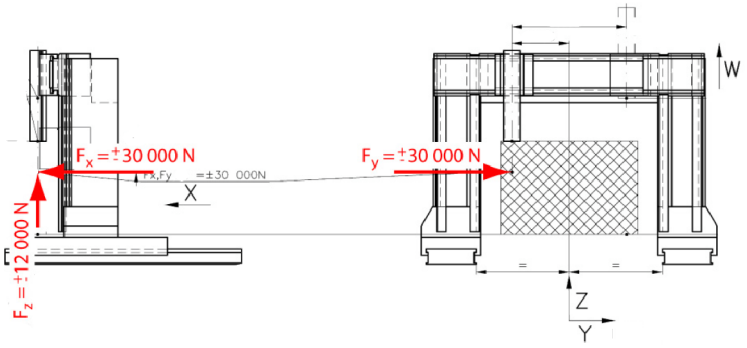
Znázornění vyklopení nosných ploch saní

Příloha 3 – Zatěžovací stavy a reakční síly

Případ č.	Síla na nástroj [N]			Poloha nástroje		Zrychlení nástroje			Reakce FZ v kapsách saní [N]							
	FX	FY	FZ	Y	Z	AX	AY	AZ	1a	1b	2a	2b	3a	3b	4a	4b
1	0	0	0	0	4 475	0	0	0	79 485	79 451	96 478	96 428	54 923	54 886	51 722	51 685
2	0	0	0	3 875	4 475	0	0	0	85 477	83 781	105 470	102 920	61 514	59 649	58 313	56 448
3	30 000	0	0	3 875	4 475	0	0	0	94 218	92 522	108 300	105 760	56 447	54 582	51 801	49 935
4	-30 000	0	0	3 875	4 475	0	0	0	76 736	75 040	102 630	100 080	66 581	64 715	64 825	62 960
5		30 000	0	3 875	4 475	0	0	0	87 687	85 378	108 780	105 320	63 946	61 406	60 745	58 205
6		-30 000	0	3 875	4 475	0	0	0	83 266	82 184	102 150	100 530	59 082	57 891	55 881	54 690
7	0	0	30 000	3 875	4 475	0	0	0	78 853	77 665	99 286	97 505	59 595	58 289	56 923	55 617
8	0	0	-30 000	3 875	4 475	0	0	0	92 100	89 896	111 650	108 340	63 433	61 008	59 703	57 279
9	30 000	30 000	0	3 875	4 475	0	0	0	96 429	94 120	111 620	108 160	58 879	56 339	54 232	51 692
10	-30 000	30 000	0	3 875	4 475	0	0	0	78 946	76 637	105 940	102 480	69 012	66 473	67 257	64 717
11	-30 000	-30 000	0	3 875	4 475	0	0	0	74 525	73 442	99 312	97 688	64 149	62 958	62 394	61 203
12	30 000	-30 000	-12 000	3 875	4 475	0	0	0	94 657	93 371	107 460	105 530	54 783	53 368	49 925	48 510
13	-30 000	30 000	-12 000	3 875	4 475	0	0	0	81 596	79 083	108 420	104 650	69 780	67 016	67 813	65 050
14	-30 000	30 000	-12 000	3 875	4 475	1	-1,5	-1,5	45 169	42 751	91 970	88 343	84 294	81 634	87 702	85 042
15	30 000	30 000	0	3 875	4 000	-1	-1,5	1,5	135 470	132 250	132 360	127 540	47 775	44 237	37 807	34 268
16	0	0	-30 000	3 875	4 000	-1	-1,5	1,5	131 320	128 200	132 490	127 810	52 283	48 849	43 207	39 773
								min	45 169	42 751	91 970	88 343	47 775	44 237	37 807	34 268
								max	135 470	132 250	132 490	127 810	84 294	81 634	87 702	85 042

Hodnoty reakcí jsou pro hodnoty náhradních tuhostí:
první řada kapes 10 000 N/um (kapsy 1ab)
střední řada kapes 15 000 N/um (kapsy 2ab)
zadní řada kapes 11 000 N/um (kapsy 3 ab, 4ab)

Pozn.: Snižováním náhradní tuhosti kapes řady 1,3 a 4 významným způsobem roste nosný podíl řady kapes 2, což se přibližuje skutečnému stavu, který zahrnuje poddajnost samotných saní.



Příloha 4 – Tuhosti HS kapes

Eigenschaften der Taschen X1a,b mit Maß 250x300mm

Kraft	Druck	Steife	Spalt
47797 N	7,6 bar	6202 N/µm	34,2 µm
60044 N	9,6 bar	8864 N/µm	32,5 µm
72290 N	11,5 bar	11926 N/µm	31,3 µm
89836 N	14,3 bar	17000 N/µm	30,1 µm

Eigenschaften der Taschen X2a,b mit Maß 250x450mm

Kraft	Druck	Steife	Spalt
79662 N	8,3 bar	9616 N/µm	36,5 µm
100073 N	10,5 bar	13738 N/µm	34,8 µm
120484 N	12,6 bar	18475 N/µm	33,5 µm
138891 N	14,6 bar	23269 N/µm	32,6 µm

Eigenschaften der Taschen X3a,b, X4a,b mit Maß 250x300mm

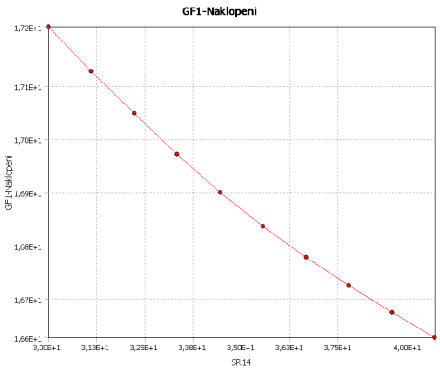
Kraft	Druck	Steife	Spalt
46394 N	7,4 bar	5922 N/µm	34,4 µm
61332 N	9,8 bar	9168 N/µm	32,4 µm
63801 N	10,2 bar	9762 N/µm	32,1 µm
83443 N	13,3 bar	15058 N/µm	30,5 µm

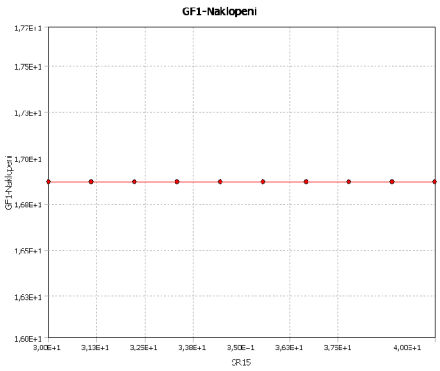
Eigenschaften der Taschen X9/X11, X10/X12 bei mittlerer Kraft 0 N

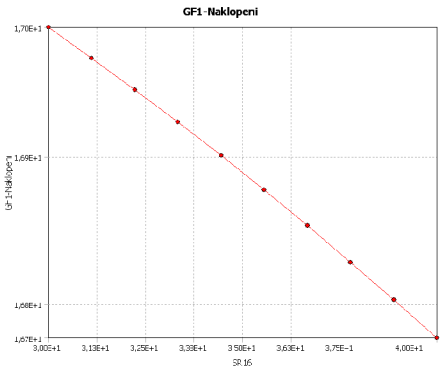
Spiel	Steife mittel	mittl.Sp. X9	mittl.Sp. X11	min. Sp. X9	min. Sp. X11	PTmitte X9	PTmitte X11	PTmax X9	PTmax X11	V
µm	N/µm	µm	µm	µm	µm	bar		bar		µm
75	25279	37.5	37.5	36.9	36.9	13.2	13.2	14.3	14.3	1.2
76	22649	38.0	38.0	37.3	37.3	12.3	12.3	13.4	13.4	1.3
77	20396	38.5	38.5	37.8	37.8	11.5	11.5	12.7	12.7	1.5
78	18451	39.0	39.0	38.2	38.2	10.8	10.8	12.0	12.0	1.6
79	16761	39.5	39.5	38.6	38.6	10.2	10.2	11.3	11.3	1.8
80	15284	40.0	40.0	39.0	39.0	9.6	9.6	10.8	10.8	2.0
81	13985	40.5	40.5	39.4	39.4	9.1	9.1	10.2	10.2	2.1
82	12838	41.0	41.0	39.8	39.8	8.6	8.6	9.8	9.8	2.3
83	11819	41.5	41.5	40.2	40.2	8.1	8.1	9.3	9.3	2.5
84	10911	42.0	42.0	40.6	40.6	7.7	7.7	8.9	8.9	2.7
85	10098	42.5	42.5	41.0	41.0	7.3	7.3	8.5	8.5	2.9
86	9368	43.0	43.0	41.4	41.4	7.0	7.0	8.2	8.2	3.2
87	8710	43.5	43.5	41.8	41.8	6.7	6.7	7.9	7.9	3.4
88	8114	44.0	44.0	42.2	42.2	6.4	6.4	7.6	7.6	3.6
89	7574	44.5	44.5	42.6	42.6	6.1	6.1	7.3	7.3	3.9
90	7083	45.0	45.0	42.9	42.9	5.8	5.8	7.0	7.0	4.2

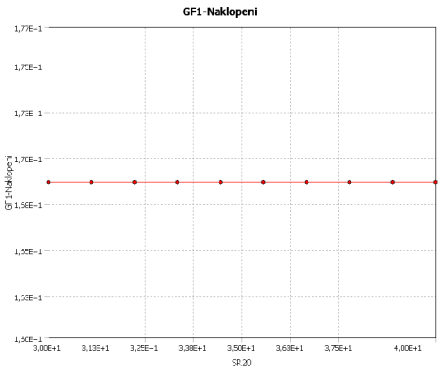
Příloha 5 – Odezvy návrhových proměnných

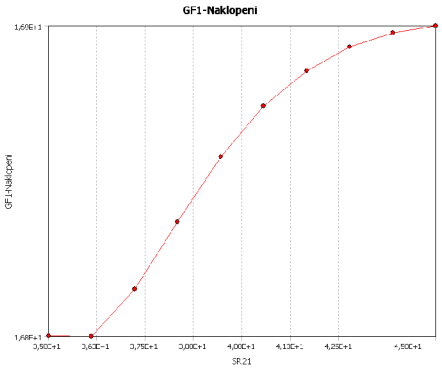
Skupina 1:

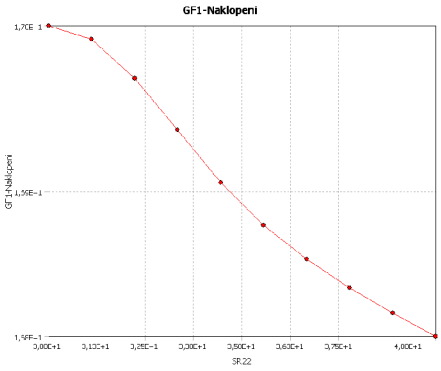


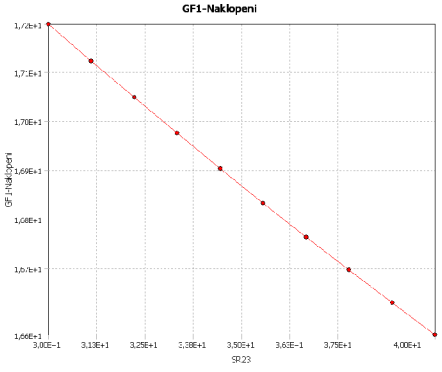




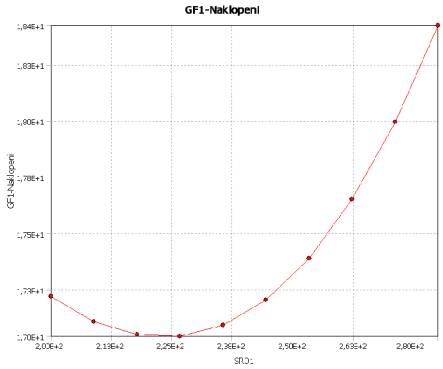


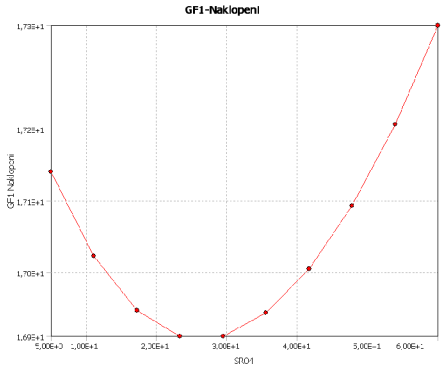


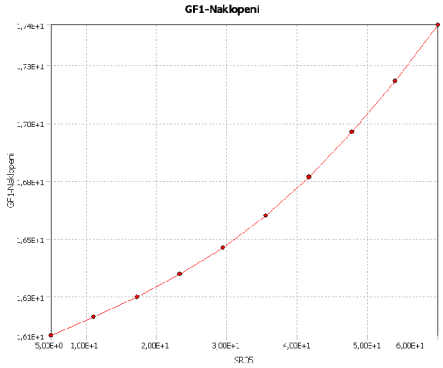


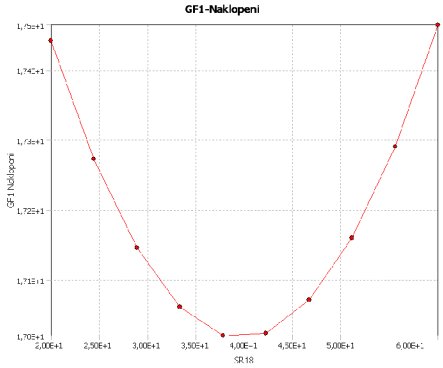


Skupina 2:

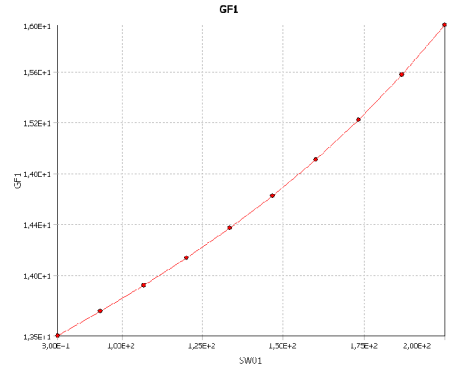


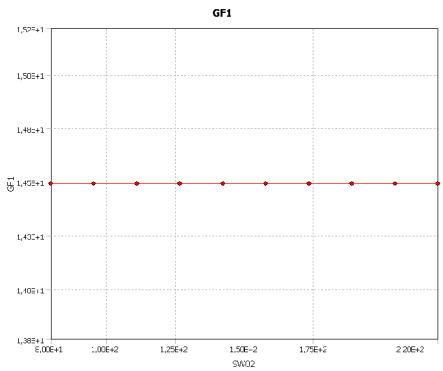


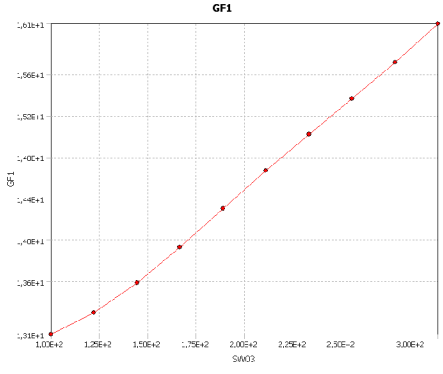


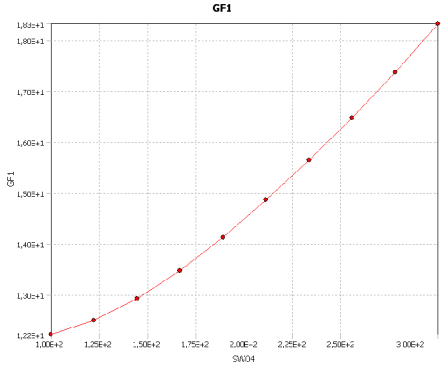


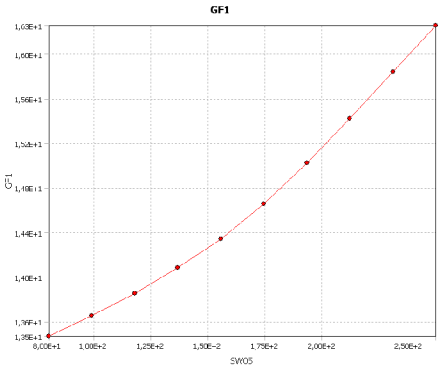
Skupina 3:



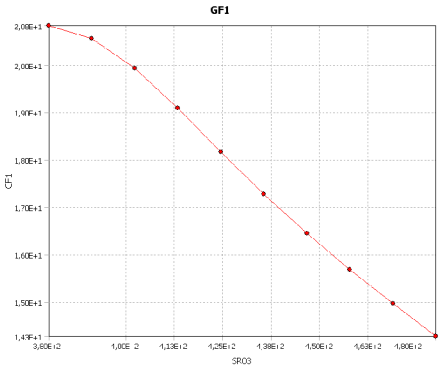


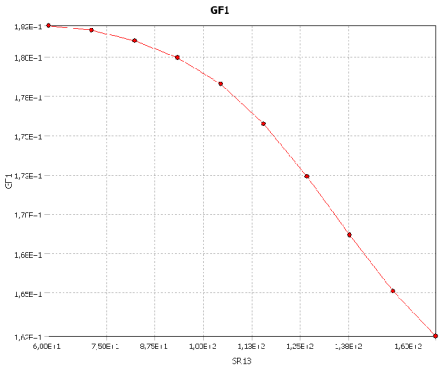


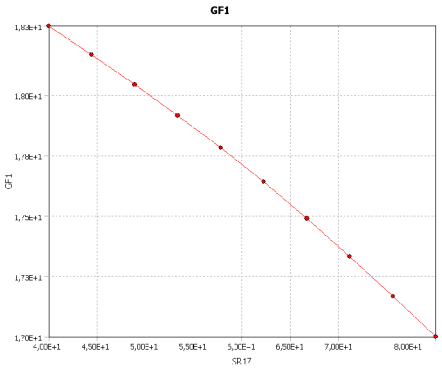


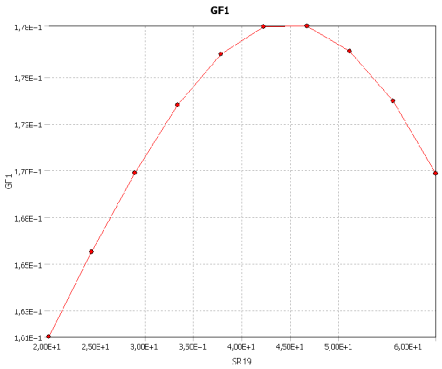

GF1
GF1
SW05

Skupina 4:


GF1
GF1
SR03


GF1
GF1
SR13


GF1
GF1
SR17


GF1
GF1
SR19

Příloha 6 – Obsah přiloženého CD-ROM

Složka	**Popis**
Vypracování	
• Dokument	Diplomová páce v PDF
• Obrázky	Obrázky obsažené v textu
Modelování	
• ANSYS WB	Modely popsané v textu
▪ Model 1	-
▪ Model 2	-
▪ Model 3	Optimalizační model
• Reakční síly	ANSYS .log soubor pro výpočet reakčních sil