



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 OPTIMALIZOVANÉHO ŘEŠENÍ KONSTRUKCE A ULOŽENÍ SUPORTU FORMOVÉHO A RASTROVÉHO VÁLCE FLEXOTISKOVÉHO BAREVNÍKU

OPTIMIZED DESIGN OF PRINTING AND ANILOX CYLINDER CARRIAGE OF FLEXOGRAPHIC
PRINTING DECK

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR PAVLAS

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Doc. Ing. RADEK KNOFLÍČEK, Dr.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Pavlas

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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 optimalizovaného řešení konstrukce a uložení suportu formového a rastrového válce flexotiskového barevníku

v anglickém jazyce:

Optimized design of printing and anilox cylinder carriage of flexographic printing deck

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. Návrh optimálního uspořádání barevníku (suportu formového a rastrového válce) z pohledu rozmístění podpor a uložení vůči působícím silám
2. Dosažení maximálně možné tuhosti konstrukce pro zajištění stálého přítlaku v procesu tisku
3. Odolnost konstrukce vůči vibracím a jejich ztlumení především správnou volbou uložení suportu (lineární vedení)

Cíle diplomové práce:

Cílem je provést vylepšení řešení části konstrukce spojené s optimalizací vybraných technických parametrů speciálního flexotiskového stroje. Zadání DP je řešeno ve spolupráci se společností SOMA, a. s. v Lanškrouně.

Seznam odborné literatury:

- Internet
- Firemní materiály
- Konkurenční materiály
- Patentová řešerše


Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.
V Brně, dne 12.11.2013

L.S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	ABSTRAKT	

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem suportu formového a rastrového válce flexotiskového barevníku. Konstrukci je nutno vhodně dimenzovat vůči působícímu rázovému zatížení, které vzniká během procesu tisku. Nejprve je provedena analýza rázového zatížení a z něho plynoucí velikosti zatěžujících sil. Vůči těmto silám je pak dimenzována celá konstrukce.

Klíčová slova: flexotisk, suport formového a rastrového válce, flexotiskový barevník

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the optimized design solution and support housing proposal for a flexographic printing deck including the printing and anilox units. The support housing must be appropriately dimensioned to counteract the shock loads that occur during the printing process. At first, the thesis analyzes the impact load and the resulting size of loading forces. The support housing proposal is designed to resist these forces then.

Key words: flexography, support housing of the printing and anilox cylinder, flexographic printing deck

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAVLAS, P. *Návrh optimalizovaného řešení konstrukce a uložení suportu formového a rastrového válce flexotiskového barevníku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 91 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr



Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ


ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Návrh optimalizovaného řešení konstrukce a uložení suportu formového a rastrového válce flexotiskového barevníku* vypracoval samostatně pod vedením vedoucího práce doc. Ing. Radka Knoflíčka, Dr. a v seznamu jsem uvedl všechny literární a odborné zdroje.

v Lanškrouně 29. května 2014


.....
Datum

.....
Bc. Petr Pavlas

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	PODĚKOVÁNÍ	

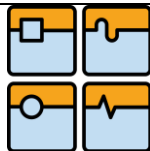
PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat doc. Ing. Radku Knoflíčkovi, Dr. za kvalitní vedení při psaní této diplomové práce, Ing. Pavlu Černoňousovi, Ing. Miroslavu Podzemskému a Ing. Františku Kukulovi za odborné připomínky ke konstrukčnímu řešení.


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
	OBSAH	

OBSAH

Úvod.....	13
1 Charakteristika společnosti SOMA spol. s r.o.....	14
2 Přehled současného stavu poznání.....	15
2.1 Flexotisk.....	15
2.2 Tiskové barvy pro flexotisk	16
2.3 Tiskové formy pro flexotisk.....	17
2.4 Tisková jednotka	19
2.5 Flexotiskové stroje	24
2.6 Flexotiskové stroje z výrobního sortimentu firmy SOMA spol. s r.o.....	26
3 Analýza řešeného problému.....	28
3.1 Vznik rázů během tiskového procesu	28
3.2 Měření vibrací na flexotiskovém stroji	29
3.2.1 Měření vibrací formového válce.....	30
3.2.2 Měření vychylek ložiskových domků a suportů.....	31
4 Vymezení cílů práce	33
5 Návrh konstrukčního řešení	34
5.1 Vymezení základní koncepce návrhu.....	34
5.2 Výpočet zatěžující síly suportu formového válce	35
5.3 Tvorba variant konstrukčního uspořádání barevníku a jejich analýza.....	38
5.4 Výběr varianty pro konstrukční řešení	46
6 Optimalizace vybrané varianty pro konstrukční řešení	49
6.1 Návrh konstrukčního řešení vycházející z koncepce varianty 6	52
6.2 Návrh konstrukčního řešení vycházející z koncepce varianty 7	54
7 Optimální konstrukční řešení.....	55
7.1 Výpočet sil působících na vozíky lineárního vedení.....	56
7.2 Výpočet lineárního vedení	58
7.3 Výpočet kuličkového šroubu.....	60
7.4 Návrh motoru pro posuv suportu formového a rastrového válce.....	67
7.5 Výpočet řemenového převodu pro posuv formového válce	68



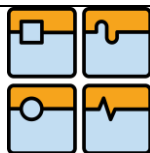
7.6	Výpočet ložiska pro uložení formového a rastrového válce	72
7.7	Popis CAD modelu uložení formového a rastrového válce	73
8	Závěr	80
9	Zusammenfassung	82
10	Seznam použitých zdrojů	83
11	Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin	85
12	Seznam obrázků a grafů	88
13	Seznam tabulek	90
14	Seznam příloh	91

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 13
	ÚVOD	

Úvod

S tiskovou technologií flexotisku se setkáváme téměř na každém kroku, aniž bychom si to uvědomovali. Drtivá většina obalů a etiket výrobků, které kupujeme ke své každodenní potřebě, jsou potisknuta právě pomocí technologie flexotisku. V dnešní době je kladen velký důraz na grafickou podobu obalu, který významně ovlivňuje potenciálního zákazníka již při prvním kontaktu s výrobkem. Již nestačí spolehlivá funkčnost výrobku. Prodejní úspěch je čím dál více závislý na dobré reklamě a zvládnutém marketingu. To s sebou přináší nové, někdy i navzájem protichůdné požadavky na všechny technologické procesy podílející se na zpracování obalového materiálu. Je zřejmý zejména sílící tlak na snižování nákladů, zvyšování kvality tisku, větší efektivitu výroby a rychlejší reakce na potřeby trhu. Kvalita tisku se u flexotiskových strojů zvýšila zejména díky nástupu digitálních technologií do přípravy flexografických forem. Nemalý vliv má také nasazení servopohonů, které nabízejí široké možnosti pro své řízení a vysokou kontrolu nad každým pohonem během tisku. Tak jako v každém jiném odvětví průmyslu, tak také v oblasti zpracování obalového materiálu platí, že bez inovačního přístupu nelze udržet konkurenceschopnost. Firma SOMA si je toho velmi dobře vědoma, proto také vzniklo zadání této práce, které reaguje na vzniklý problém při provozu flexotiskových strojů a zároveň dává prostor pro vznik inovačního řešení.

Tato práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení flexotiskového barevníku zahrnující suport formového a rastrového válce obsluhové strany. Ve flexotiskovém barevníku probíhá přenos barvy z raklové komory, přes rastrový a formový válec, na kterém se nachází tisková forma, až na potiskovaný materiál. Jedná se tedy o velice důležitou část stroje, ovlivňující ve vysoké míře kvalitu výsledného tisku.

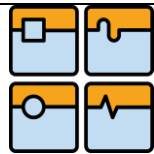


1 Charakteristika společnosti SOMA spol. s r.o.

Společnost SOMA spol. s r.o. v Lanškrouně, pro kterou je řešena tato diplomová práce, vznikla v roce 1992 privatizací konstrukčních a strojních dílen státního podniku Tesla Lanškroun, která se zabývala vývojem a výrobou řezaček pro výrobu svitkových kondenzátorů a jednoúčelových strojů pro elektrotechnický průmysl. Z počátku se nově vzniklá firma SOMA dále zabývala výrobou jednoúčelových strojů. Avšak již v roce 1993, tedy rok po jejím založení, firma představila nový výrobní program s velkou přidanou hodnotou v rychle rostoucím segmentu potisku a zpracování flexibilního obalového materiálu. Jednalo se o flexotiskové jednotky pro potisk archů, vysekávací automaty a příčné řezačky. Velký zlom nastal v roce 1995, kdy firma představila první flexotiskový stroj s centrálním válcem Soma Flex Central, který byl s úspěchem prodáván po více než 7 let. Toto zvládnutí technologie flexografického tisku zajistilo firmě rychlý růst. V dnešní době se široký výrobní program stále opírá o stroje pro zpracování a potisk obalového materiálu. Jsou to zejména flexotiskové stroje, laminátory, podélné řezačky, montážní stolice a vysekávací automaty. Součástí výrobního programu jsou také peletizační linky, které zpracovávají rostlinné pletivo k výrobě ekologického paliva ve formě pelet. Drtivá většina produkce firmy SOMA míří do zahraničí a nově firma vstupuje také na americký trh.



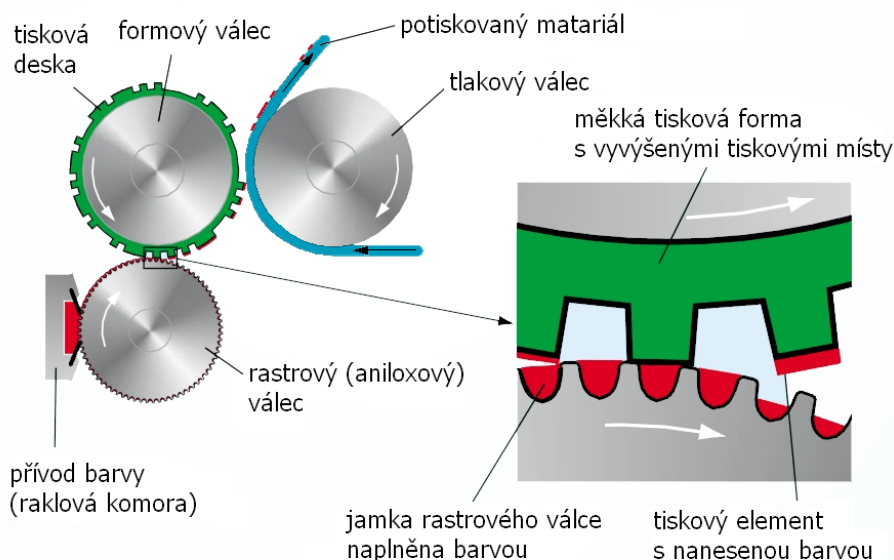
Obr. 1.1 Nové technologické a školící centrum firmy SOMA spol. s r.o.



2 Přehled současného stavu poznání

2.1 Flexotisk

Flexotisk se společně s knihtiskem řadí mezi tiskové techniky využívající tisk z výšky. Jak již název napovídá, tato technika využívá pro přenos barvy na potiskovaný materiál tiskové elementy, které jsou vyvýšené nad ostatní netisknoucí místa. Flexotisk však oproti knihtisku používá flexibilní, relativně měkkou tiskovou formu. Přenos barvy na potiskovaný materiál začíná nanesením nízkoviskózní rychleschnoucí barvy na aniloxový, neboli rastrový válec. Na povrchu tohoto válce se nachází přesně definované množství jamek o přesných rozměrech, ve kterých se zachycuje barva, a po následném setření přebytečné barvy z povrchu válce umožňují přenesení přesně definovaného množství barvy na tiskovou formu. Tisková forma, která je umístěna na formovém válci, pak přichází do kontaktu přímo s potiskovaným materiálem. Pro nanesení barvy na rastrový válec se dnes v drtivé většině využívá raklové komory. Tato komora, do které je pod tlakem čerpána barva, těsně přiléhá na rastrový válec a komorovým stěračem je z jeho povrchu stírána přebytečná barva. Použití raklové komory společně s kontinuální dodávkou barvy čerpadly umožňuje stabilní a rovnoměrné plnění jamek v rastrovém válci a tím i vysokou stabilitu tisku. Vyše popsany princip flexotisku je zobrazen na obr. 2.1.



Obr. 2.1 Princip flexotisku s využitím raklové komory

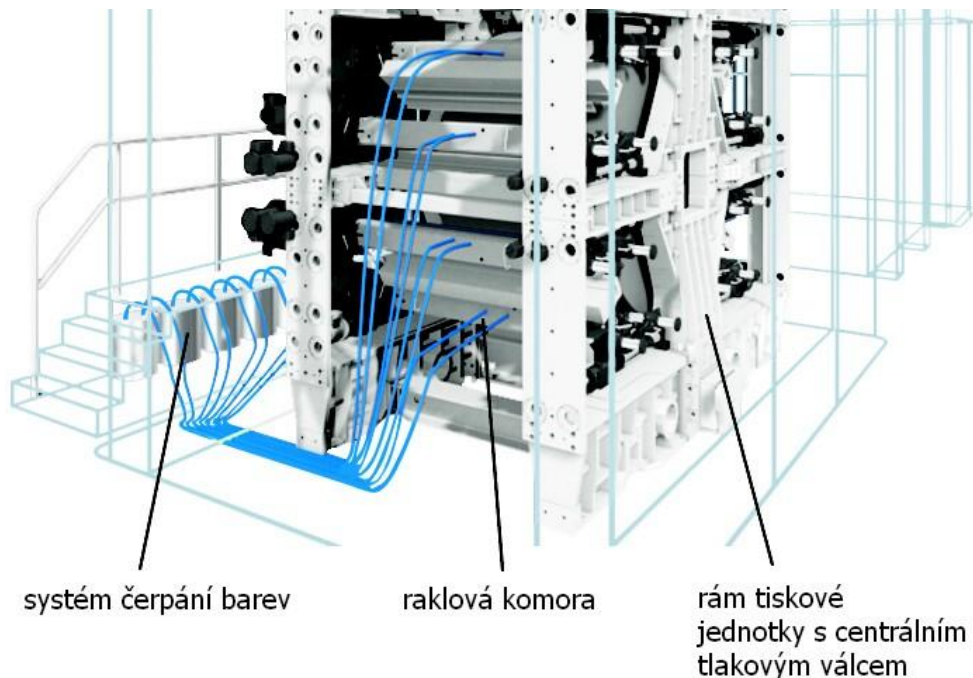
Díky flexibilní tiskové formě a možnosti výběru typu barvy podle potiskovaného materiálu je flexotisk jedinou tiskovou technikou, která umí potisknout velmi tenké flexibilní fólie, téměř veškerý papír, tlusté lepenky, obalové materiály s hrubým povrchem a také některé textilie. Také díky tomu se flexotisk řadí mezi nejvíce používané tiskové technologie v obalovém průmyslu.



Samotný tiskový proces vyžaduje pro spolehlivý přenos tiskové barvy z tiskové desky na potiskovaný materiál poměrně malý přítlak. Z tohoto důvodu je tiskový proces citlivý na veškeré rušivé podněty mající za následek snížení tiskového přítlaku nebo dokonce jeho ztrátu. Proto je velmi důležité zajistit konstantní hodnotu přítlačné síly jak přes celou šířku tisku, tak i po celou jeho délku. Malé odchylky válcovitosti či obvodového házení se kompenzují použitím mírně vyššího přítlaku. Je nutné si ovšem uvědomit, že přílišné zvýšení přítlaku může způsobit velkou deformaci tiskové formy, což má za následek výrazné ztmavnutí tisknutého motivu. Zejména pak ve světlých částech obrazu, kde jsou tiskové elementy malé a štíhlé, tedy lehce deformovatelné.

2.2 Tiskové barvy pro flexotisk

Se zvyšujícími se požadavky na kvalitu a rychlost tisku se zvyšují také nároky na tiskové barvy. V současnosti musí flexotiskové barvy splňovat velké množství požadavků na jejich vlastnosti. Můžeme jmenovat např. odolnost proti ořezu, vzdušným emisím, dennímu světlu, UV záření apod. S rostoucí rychlostí tisku dnešních flexotiskových strojů rostou také nároky na rychlost zpracování, zasychání či vytvrzování. Flexotiskové barvy můžeme rozdělit na konvenční tiskové barvy, které jsou tvořeny především barvami ředidlovými a vodou ředitelnými, a nekonvenční bezředidlové, které jsou tvořeny z větší části UV barvami.



Obr. 2.2 Systém čerpání barev flexotiskového stroje firmy SOMA [3]

Ředidlové barvy se nasazují zejména při potisku nesavých materiálů, jako jsou například polyetylenové, polypropylenové, polyesterové, polyamidové nebo hliníkové fólie. Velmi málo se používají pro potisk lepenky a papíru z důvodu vysoké hořlavosti některých složek barvy, což má za následek nasazení bezpečnostních opatření, které zvyšují náklady tisku. Jedna z výhod



ředidlových barev je vratnost procesu schnutí. Znamená to, že uschlou barvu je možno rozpustit pravým rozpouštědlem, nejčastěji estery. Umytí stroje je pak díky tomu bez komplikací. Tyto barvy se vyznačují také vyšším leskem a dobrou odolností proti oděru.

Barvy ředitelné vodou se využívají především k potisku papíru a vlnitých lepenek. Výhodou těchto barev je nízká cena, dobrá tisknutelnost, malý zápach a nenáročnost ve zpracování. Na druhou stranu není proces schnutí vratný, tak jako u ředidlových barev. Vodou ředitelné barvy jsou také více náchylné na tvorbu pěny, což způsobuje mnoho komplikací. Takto zpěněná barva ztrácí tekutost, nabývá na objemu, ucpává barevník apod.

UV barvy si díky své univerzálnosti získávají čím dál lepší pozici na trhu barev. Tyto barvy vytvrzované ultrafialovými paprsky neobsahují žádná rozpouštědla ani nevyžadují žádné protipožární zabezpečení. Velkou výhodou je fakt, že nedochází k volnému zasychání barvy, zejména pak na aniloxových válcích. Tyto barvy nevyžadují žádnou úpravu před tiskem, není potřeba je ředit, vyznačují se vysokou stabilitou, vynikající tiskovou schopností pro velké množství substrátů, dobrou odolností proti otěru a vysokým teplotám. V neprospěch hovoří vyšší cena a vyšší technologické nároky na konstrukci stroje.

2.3 Tiskové formy pro flexotisk

Tiskové formy se vyrábějí z pryže nebo z fotopolymeru, přičemž jejich tvrdost a tloušťka se přizpůsobuje dle potiskovaného materiálu. Vzhledem k velmi rozmanitému spektru potiskovaných materiálů od vlnité lepenky, přes papír, plastové a kovové fólie až po sendvičové materiály, se při potisku používá široká škála různých druhů barev. Při výběru materiálu pro tiskovou formu je nutné brát v úvahu jeho odolnost proti barvě použité při tisku. Nesmí dojít k naleptání, nabobtnání či zkřehnutí formy. Tiskové desky se vyrábějí buď ve formě rovinných štočků (obr. 2.3) a s pomocí lepidla nebo oboustranné lepicí pásky se připevňují na formový válec, nebo již ve formě válců či návleků, neboli sleeveů.

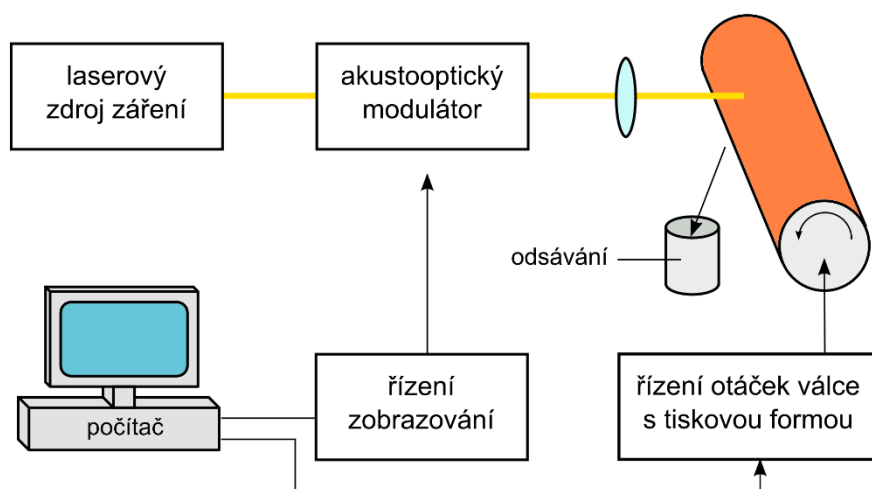


Obr. 2.3 Tisková deska ve formě rovinného štočku [4]

Pryžové formy se vyrábějí vulkanizací kaučuku, která probíhá za zvýšené teploty a tlaku. Pro flexotiskové formy se používají jak přírodní tak také syntetické kaučuky, např. styren-butadienový, nitrilový nebo butylkaučuk.



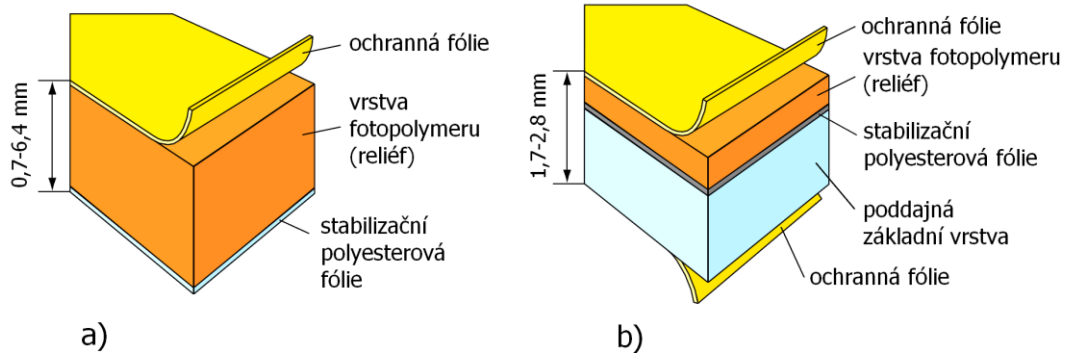
Způsob přípravy si prošel dlouhým vývojem od ručního vyřezávání, přes vulkanizaci štočku v matrici až k dnešní CTP (Computer To Plate) technologii přímého vypalování reliéfu tiskové desky pomocí laseru. K vypalování jsou zapotřebí lasery s relativně velkým výkonem. V dnešní době se používají dva druhy laseru. Plynový CO₂ laser o výkonu přibližně 1-2,5 kW a vlnovou délkou 10,6 μm a vláknový laser s vlnovou délkou 1,11 μm. Plynovým laserem lze vypalovat naprostou většinu materiálů určenou k výrobě flexotiskových forem, avšak oproti vláknovému laseru disponuje podstatně menší přesností a účinností. Proti vláknovému laseru stojí vyšší cena a menší životnost. Během vypalování se válec s tiskovou formou otáčí a laser postupuje podél axiální osy válce. Vypalování může probíhat v pulsním nebo kontinuálním režimu, které je znázorněno na obr. 2.4.



Obr. 2.4 Schéma zařízení k vypalování flexotiskových forem [5]

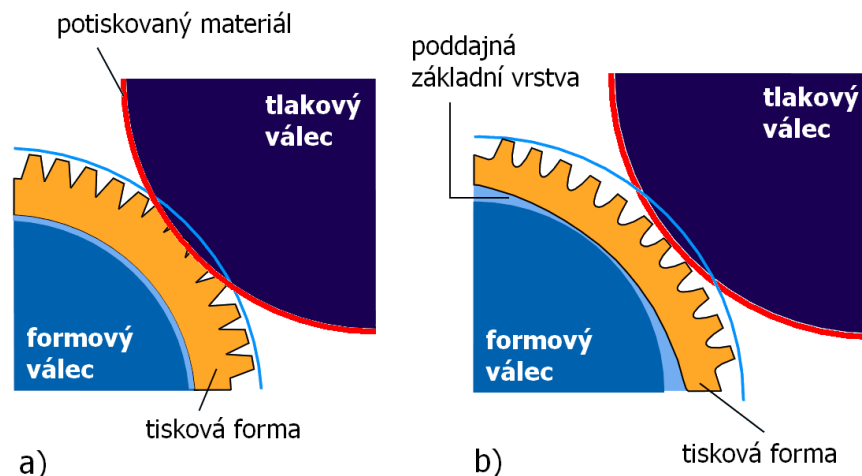
Způsobů výroby fotopolymerních desek existuje více, ovšem má vždy dvě stádia. Přenos obrazu na desku a vyvolání obrazu. Pro přenos obrazu na tiskovou desku lze použít UV osvit přes negativní filmovou kopírovací předlohu. Dále je možné využít novější CtP technologie, které negativní filmovou předlohu nahrazují tenkou černou vrstvou na povrchu, kryjící netisknouce místa. Tato černá vrstva se nanáší buď inkjetovým tiskem nebo pomocí novějších a více používaných technologií, jako např. technologie LAMS (Laser Ablation Mask System) nebo CDI (Cyrel® Digital Imaging). Pomocí těchto technologií se Nd:YAG laserem přenáší obraz na desku, což způsobí vypaření (ablaci) černé vrstvy na tisknoucích místech. Následně je proveden UV osvit, který způsobí chemickou reakci na místech, kde chybí černá vrstva. Touto reakcí vzniknou na tisknoucích místech síťované polymery, které se velmi liší od polymerů na netisknoucích místech. Toho je využito při vyvolání obrazu, kdy jsou polymery na netisknoucích místech rozpuštěny vhodným roztokem nebo vytaveny a následně odsáty.

Fotopolymerní desky se vyrábějí jednovrstvé nebo vícevrstvé. U jednovrstvé desky (obr. 2.5a) je vrstva fotopolymeru z vrchní strany potažena ochrannou fólií a na spodní straně se nachází nosná podložka – polyesterová stabilizační fólie.



Obr. 2.5 Schematické znázornění konstrukce fotopolymerních tiskových desek [6]
a) jednovrstvá deska, b) vícevrstvá deska

Vícevrstvé desky (obr. 2.5b) využívají ve své konstrukci princip relativně tvrdé tenké desky s poddajnou základní vrstvou. Tlakem, který působí na tiskovou desku během tiskového procesu, se tato poddajná vrstva zdeformuje, čímž se zabrání deformaci samotného reliéfu.



Obr. 2.6 Chování tiskových desek při flexografickém tisku [6]
a) jednovrstvá deska - velká deformace tiskových elementů, b) vícevrstvá deska - deformace základní vrstvy zabraňuje deformaci tiskových elementů

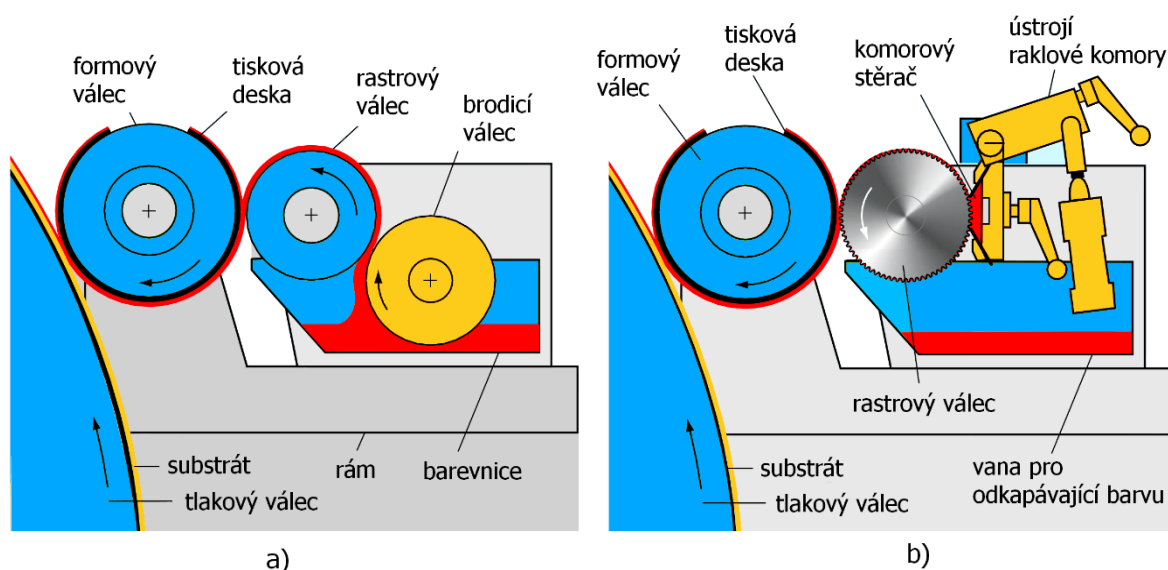
Chování obou typů desek je znázorněno na obr. 2.6. Tiskové elementy jednovrstvé desky bez elastické základní vrstvy se vyznačují výrazně většími deformacemi než u vícevrstvé desky, což má za následek zhoršení tiskové kvality.

2.4 Tisková jednotka

Tisková jednotka flexotiskového stroje je místo, kde dochází k potisku materiálu. Skládá se z formového válce, na kterém je připevněna tisková forma, tlakového válce a barevníku. Tlakový válec, podle uspořádání stroje, může obsahovat každá tisková jednotka nebo je jeden společný pro všechny jednotky (satelitní uspořádání). Barevník zajišťuje přenos barvy na formový



válec, resp. na tiskovou formu. V dnešní době se využívají dva systémy barevníku. S brodicím válcem nebo s raklovou komorou. Barevník s brodicím válcem (obr. 2.7a) je původní, jednodušší a levnější systém, který se používá pro nenáročné aplikace, ale dnes se již u nově navrhovaných strojů téměř nevyskytuje. Princip přenosu barvy spočívá v nanesení barvy brodicím válcem z barevnice na rastrový válec. Barva následně zateče do jamek na rastrovém válci, přičemž přebytečná barva je stírána za mírného tlaku brodicím válcem. Změna přenášeného množství barvy na tiskovou desku se provádí buď výměnou rastrového válce nebo změnou přítlaku brodicího válce k rastrovému. Nevýhodou tohoto systému je otevřený barevník, díky kterému může docházet k odpařování ředidel z barvy, což má za následek změnu vlastností barev.



Obr. 2.7 Flexotiskový barevník [6]

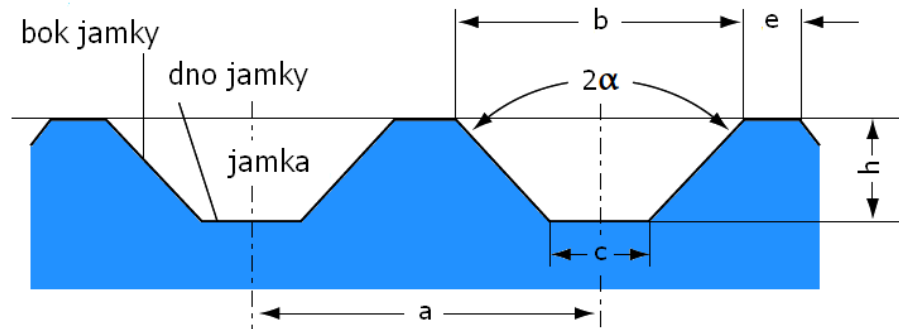
a) s přívodem barvy přes soustavu válců, b) s přívodem barvy přes raklovou komoru

Postupem času, s přibývajícím významem flexotisku a stále se zvyšujícími požadavky na kvalitu tisku bylo potřeba změnit systém barevníku, který by dokázal zajistit potřebnou kvalitu tisku. Byl tedy vyvinut uzavřený barevníkový systém s komorovým stěračem (obr. 2.7b), který je dnes u moderních flexotiskových strojů naprostým standardem. Do komorového stěrače je přiváděna barva pod určitým tlakem barvovým čerpadlem a dále přenášena na rastrový válec. Díky pozitivní a negativní stěrice a také bočnímu těsnění je zajištěna uzavřenost systému, díky které nedochází k odpařování ředidel z barvy a je tak zajištěna vysoká stabilita systému. Přebytečná barva je následně odváděna samospádem i s malým množstvím vzduchu vytlačeného z jamek rastrového válce zpět do zásobníku s barvou.

Nejdůležitějším prvkem barevníku je aniloxový neboli rastrový válec. Je to prvek, který zásadně ovlivňuje průběh tiskového procesu. Rastrové válce jsou charakterizovány několika parametry. Jsou to: tvar jamek, hustota sítě jamek neboli lineatura (počet jamek na centimetr nebo palec) a teoretický objem barvy v jamce (v gramech nebo krychlových centimetrech na metr čtvereční). Materiál povrchu rastrových válců je buď keramický, nebo chromový. Rastrové



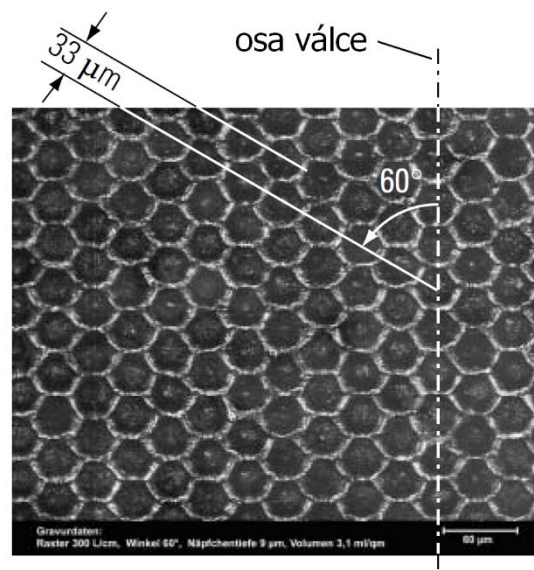
válce s chromovým povrchem jsou oproti keramickým výrazně levnější, ovšem maximální dosažitelná lineatura dosahuje pouze třetinové hodnoty, a to 200 jamek/cm. U keramických válců dosahuje až 600 jamek/cm.



Obr. 2.8 Profil povrchu rastrového válce [6]

a - rozteč rastru, b - šířka jamky, c - šířka dna jamky, e - šířka můstku, h - hloubka jamky (cca 10 μ m), α - úhel otevření jamky

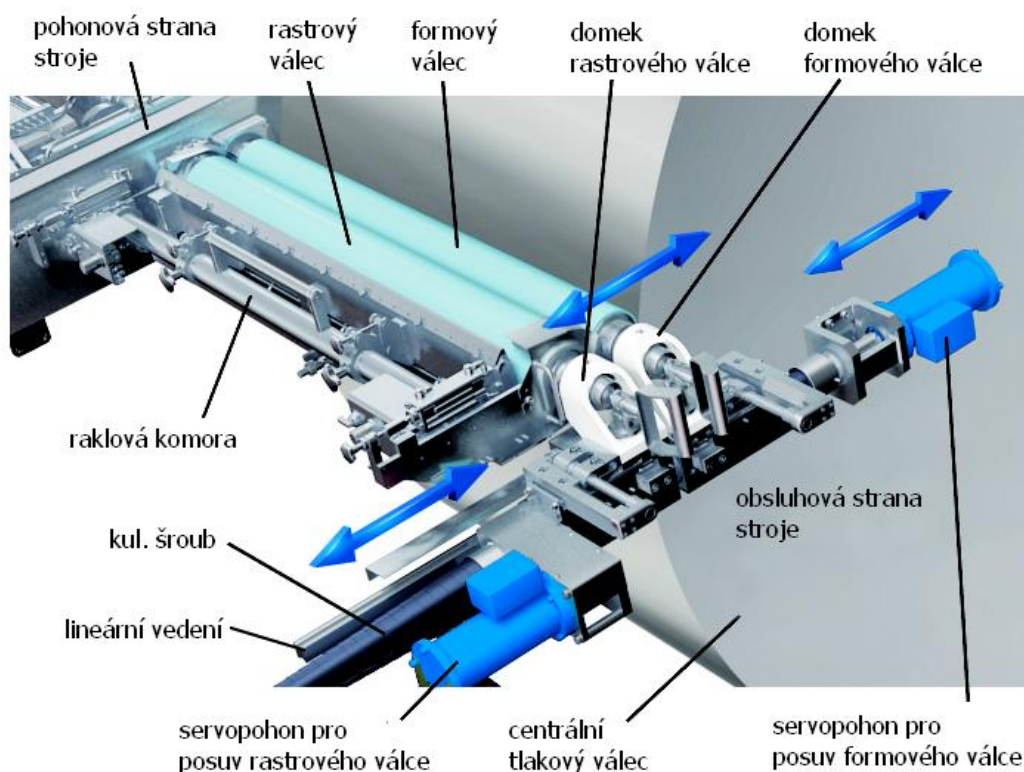
Podle druhu tisku se volí tvar jamek. Pro větší nánosy barev se používají linkové válce, pro běžný tisk kosočtvercové nebo šestiboké. Mikroskopický snímek povrchu rastrového válce se šestibokými jamkami je na obr. 2.9.



Obr. 2.9 Mikroskopický snímek povrchu rastrového válce [6]



Kvůli snížení přípravných časů tiskových strojů, snížení nákladů na výrobu tiskové formy a zvýšení produktivity tisku se dnes u formového a rastrového válce používají návlekové systémy, někdy též označovány anglickým výrazem *sleeves*. Díky návlekové technologii odpadá výměna celého formového nebo rastrového válce při změně zakázky. Stačí pouze vyměnit návlek nasunutý na trvale zabudovaném jádru formového nebo rastrového válce. Výměna je velmi rychlá a pohodlná. Nasunutí a vysunutí návleku probíhá s pomocí vzduchového polštáře, který nepatrně zvětší vnitřní průměr návleku a umožní tak bezproblémovou výměnu. Po vypnutí přívodu stlačeného vzduchu se návlek smrští a je tak pevně fixován na jádru. Návleky se vyměňují na obsluhové straně stroje, přičemž uložení formového a rastrového válce musí být konstruováno tak, aby bylo možné, např. po vyklopení či vysunutí ložiskového domku, vysunout návlek. Na obr. 2.10 je zobrazeno konstrukční řešení uložení formového a rastrového válce na stroji IMPERIA se satelitním uspořádáním tiskových jednotek od firmy SOMA (stroje se satelitním uspořádáním tiskových jednotek jsou popsány v kap. 2.5). Uložení formového a rastrového válce na obsluhové straně stroje, které je zobrazeno v popředí tohoto obrázku, je předmětem této práce, zabývající se novým optimalizovaným návrhem této konstrukční skupiny.

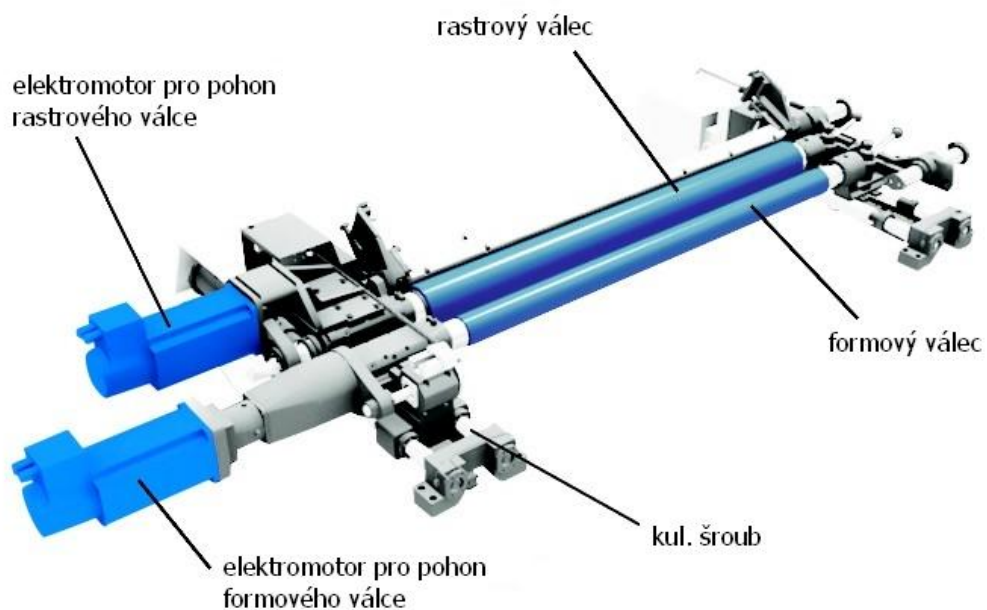


Obr. 2.10 Konstrukční řešení uložení formového a rastrového válce stroje IMPERIA (SOMA) [3]

Díky trvale zabudovanému jádru formového a rastrového válce ve stroji se pro jejich pohon u moderních flexotiskových strojů používají přímé pohony. To znamená, že jádro formového,



resp. rastrového válce je poháněno vlastním elektromotorem. Jelikož má každý válec svůj pohon, nejsou navzájem vázány žádnou mechanickou vazbou. To umožňuje měnit obvodovou rychlost každého válce vůči sobě navzájem a také vůči centrálnímu tlakovému válci. Změna obvodové rychlosti formového válce vůči centrálnímu tlakovému válci má za následek změnu délky tisku, čehož se využívá k eliminaci rozměrové nestability u potisku tenkých flexibilních materiálů. Tato technologie přímých pohonů je také někdy označována jako *gearless* technologie. Na obr. 2.11 je znázorněna konstrukce přímých pohonů rastrového a formového válce u stroje IMPERIA firmy SOMA.



Obr. 2.11 Konstrukce přímých pohonů formového a rastrového válce u stroje IMPERIA (SOMA) [3]

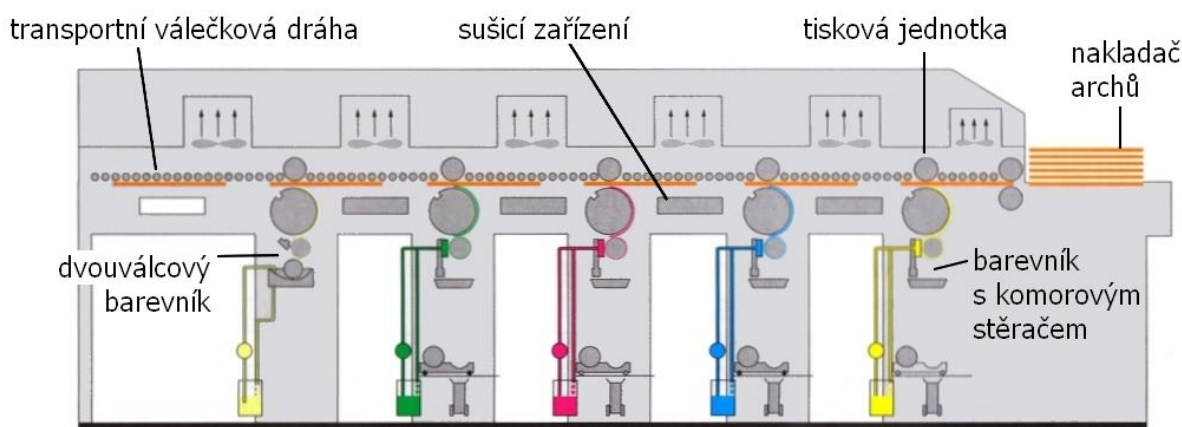
Na stroji se rozlišuje pohonová a obsluhová strana. Na pohonové straně jsou umístěny pohony formového, rastrového, centrálního válce a jiných zařízení nutných pro běh stroje. Obsluhová strana slouží, jak již název napovídá, k obsluze stroje. Z této strany jsou např. různá přístupová místa pro kontrolu tiskového procesu nebo jsou měněny návleky formových či rastrových válců. Formový a rastrový válec mají na obou stranách samostatné pohony pro radiální posuv vůči centrálnímu válci. Obsluha tak může nastavovat rozdílný přítlak na obsluhové a pohonové straně, přesně podle potřeby tisku. Ten se nastavuje ve dvou zónách: mezi rastrovým a formovým válcem a mezi formovým a centrálním válcem. Jednotlivé přítlaky značně ovlivňují kvalitu výsledného tisku a jejich velikost je závislá na rozměrových tolerancích tiskové desky, formového válce, tlakového válce a potiskovaného materiálu.



2.5 Flexotiskové stroje

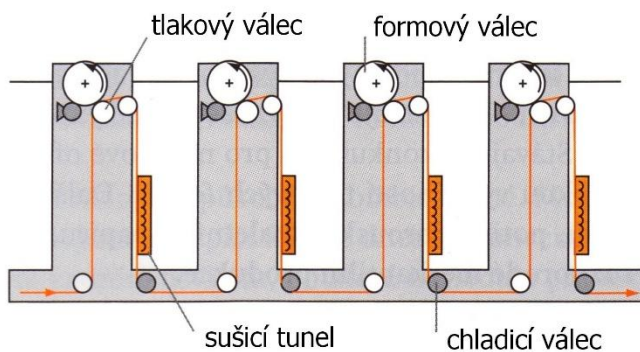
Pod označením flexotiskový stroj se rozumí stroj, který využívá k potisku materiálu technologií flexotisk. S rozšiřováním sortimentu výrobků zpracovávaných flexotiskovou technologií se rozšiřovala také nabídka flexotiskových strojů různých koncepcí. Flexotiskové stroje se dělí zejména na archové a kotoučové.

Archové stroje zpracovávají tuhé, neohebné materiály, mezi kterou se řadí především vlnitá lepenka. Materiál v podobě archů je nakládán do zásobníku, ze kterého je pomocí podtlakového válečkového dopravníku přepravován přes všechny tiskové jednotky stroje. Celý stroj je uzpůsoben tak, aby během tisku nedošlo k deformaci nebo k ohýbání materiálu. Schematické znázornění archového flexotiskového stroje je na obr. 2.12.



Obr. 2.12 Schéma archového flexotiskového stroje (Bobst SA) [5]

Kotoučové flexotiskové stroje tvoří velkou skupinu strojů pro potisk materiálu na kotouči. Do této skupiny se řadí kotoučové stroje s tiskovými jednotkami za sebou, s tiskovými jednotkami ve sloupcích nad sebou a se satelitním uspořádáním tiskových jednotek.

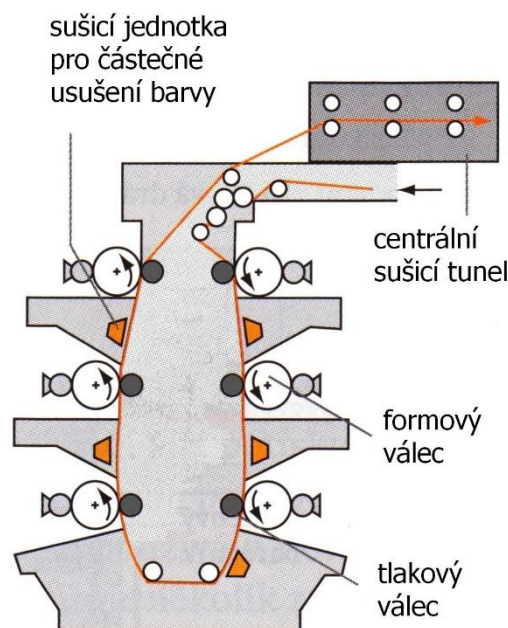


Obr. 2.13 Schéma flexotiskového stroje s tiskovými jednotkami v řadě za sebou [5]



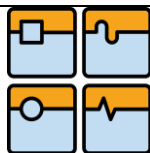
Schéma stroje s tiskovými jednotkami za sebou je zobrazeno na obr. 2.13. Tyto stroje se vyznačují svojí značnou délkou, což klade vysoké nároky na zástavbový prostor. Výhodou těchto strojů je jejich snadné rozšíření o další tiskové jednotky, které se jako stavebnice skládají za sebe. Mezi každou tiskovou jednotkou se nachází sušící zařízení a chladicí válec. V důsledku velké délky těchto strojů, resp. velké vzdálenosti mezi jednotlivými barevníky, dochází při potisku tenkých a flexibilních materiálů ke značné rozměrové změně potiskovaného materiálu. To vede k chybám při soutisku. Proto musí být tyto stroje vybaveny za každou tiskovou jednotkou kvalitním systémem regulace soutisku.

Aby se zmenšil zástavbový prostor stroje, byla vyvinuta koncepce stroje s tiskovými jednotkami ve sloupcích nad sebou (obr. 2.14). Zpravidla se používá konstrukce se čtyřmi, šesti nebo osmi barevníky. Se zvyšujícím se počtem barevníků roste také výška stroje, což má za následek špatný přístup k vrchním barevníkům. Na rozdíl od koncepce s tiskovými jednotkami za sebou nemá tento typ konstrukce možnost rozšíření o další tiskové jednotky. Všechny barevníky mají jednu společnou bočnici, která žádné modulární rozšíření nedovoluje. Aby nedocházelo k obtahování barvy na tiskovou formu, musí být za každou tiskovou jednotkou umístěno sušící zařízení, které částečně usuší barvu. K dokonalému usušení barvy dojde až v hlavním sušicím tunelu, který je umístěn za poslední tiskovou jednotkou.

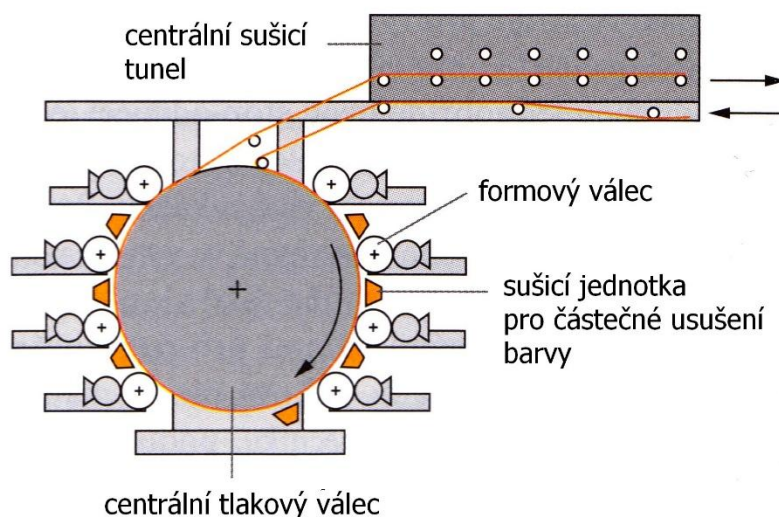


Obr. 2.14 Schéma flexotiskového stroje s tiskovými jednotkami ve sloupcích nad sebou [5]

Hlavní důvod pro vytvoření konstrukce flexotiskového stroje se satelitním uspořádáním tiskových jednotek kolem centrálního válce (obr. 2.15) bylo zlepšení přesnosti soutisku u tenkých rozměrově nestabilních materiálů. Potiskovaný materiál obepíná při tisku skoro celý tlakový centrální válec, čímž je zajištěna jeho fixace a rozměrová stabilita. Průměry centrálního válce



dosahují i přes 2 m. Jelikož flexotisk používá při tiskovém procesu poměrně malé přítlaky, musí centrální válec splňovat přísné požadavky. Např. tolerance obvodového házení centrálního válce, která během tiskového procesu ovlivňuje kolísání tiskového tlaku, musí dosahovat zhruba 5 μm a teplota musí být udržována v toleranci $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$. U těchto strojů se běžně používají čtyři až deset tiskových jednotek, mezi kterými se vždy nachází sušící zařízení pro částečné usušení barvy. K dokonalému usušení dojde až v centrálním sušicím tunelu. Jednotlivé barevníky najíždějí k centrálnímu válci pomocí kuličkových šroubů poháněných servomotory. Pro uložení formového a rastrového válce na bočnici stroje se využívá profilové valivé vedení nebo hydrodynamické kluzné vedení.



Obr. 2.15 Schéma flexotiskového stroje se satelitním uspořádáním tiskových jednotek [5]

2.6 Flexotiskové stroje z výrobního sortimentu firmy SOMA spol. s r.o.

V současném výrobním portfoliu lanškrounské firmy SOMA spol. s r.o. se nacházejí 3 flexotiskové stroje, vyobrazené na obr. 2.16. Jedná se o stroje s názvem IMPERIA, PREMIA a OPTIMA. U všech svých tiskových strojů používá firma SOMA satelitní uspořádání tiskových jednotek. Největším strojem ze současné nabídky je stroj IMPERIA. Jako jediný nabízí deseti-barevníkové provedení. Zbylé stroje jich nabízí osm. Nejprodávanější stroj je PREMIA, která nabízí moderní technologie obvykle dostupné až u strojů vyšších tříd a šíře potiskovaného materiálu dosahuje až 1500 mm. Nejnovější přírůstek mezi flexotiskovými stroji firmy SOMA je stroj OPTIMA. Tento kompaktní stroj reaguje na aktuální požadavky trhu, kterým stále více dominují krátké zakázky. Veškerou obsluhu stroje je možno vykonávat bez použití žebříků, schůdků nebo plošin, tedy ze země. Výrazně je tedy usnadněna manipulace s materiálem a také se zkracují přípravné časy stroje. Svoji výjimečnost tento stroj potvrdil také vítězstvím v mezinárodní soutěži iF Product Design Award 2014. Prospekty všech tří strojů, ve kterých jsou zobrazena schémata a použité technologie na stroji, jsou zařazeny do příloh této práce.



Moderní flexotiskové stroje se neobejdou bez nejnovějších technologií zajišťující požadovanou produktivitu, kvalitu tisku, obslužnost a v neposlední řadě také bezpečnost a ergonomii. K nejdůležitějším technologiím, použitých na tiskových strojích firmy SOMA, patří například patentovaný systém tepelné stabilizace centrálního tlakového válce, která reguluje teplotu centrálního válce na teplotu okolí. Tento systém je propojen s elektronickou kompenzací tiskových přítlaků regulující odchylku teploty centrálního tlakového válce a teploty rámu. Další patentovaná technologie je systém tepelné stabilizace formového a rastrového válce, které jsou nejvíce ovlivňovány působícím teplem od přímých pohonů těchto válců, uložení v ložiscích a mezibarevníkových sušících zařízeních. Regulace teploty probíhá podle teploty rámu stroje, čímž je dosažena eliminace změny průměru tiskových návleků, včetně tiskové formy, a zajištění konstantních tiskových tlaků. Na raklových komorách, které přiléhají k rastrovým válcům a zajišťují přívod barvy, je použit patentovaný antiadhezni povrch POSITEC, vyvinutý ve spolupráci s výzkumným ústavem a technickou univerzitou v České republice. Tento povrch zajišťuje chemickou odolnost a odolnost proti otěru. Přesnou polohu raklové komory zajišťuje patentovaný systém *Fast adapt*, který automaticky kompenzuje opotřebení raklových nožů stírající barvu z povrchu rastrového válce. Dále jsou stroje vybaveny systémem automatického mytí barevníků a centrálního válce, který nejdříve odsaje barvu ze všech částí a následně je promývá. Mezi další technologie lze zmínit automatické nastavení tiskových přítlaků, bezhřídelové non-stop navíjení a odvíjení materiálu z role a systém umožňující přesnou regulaci tahů materiálu v jednotlivých zónách stroje v závislosti na druhu potiskovaného materiálu.



IMPERIA

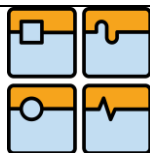


PREMIA



OPTIMA

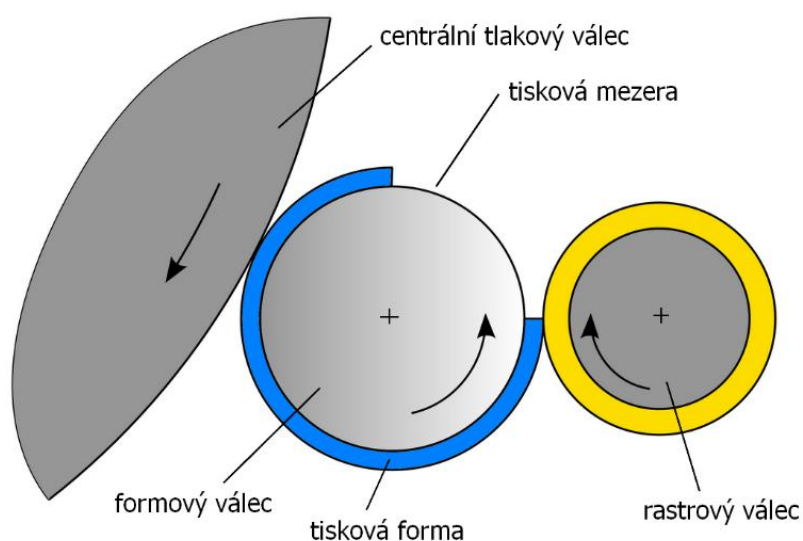
Obr. 2.16 Flexotiskové stroje z výrobního sortimentu firmy SOMA spol. s r.o. [1]



3 Analýza řešeného problému

3.1 Vznik rázů během tiskového procesu

Jádro problému, které je hlavní motivací pro vypracování této práce, spočívá v optimálním zachycení působícího zatížení na suport formového a rastrového válce flexotiskového barevníku na obsluhové straně stroje. Jedná se o rázové zatížení způsobené „propadem“ tiskové mezery do centrálního tlakového a rastrového válce. Výraz „propad tiskové mezery“ objasňuje obr. 3.1.



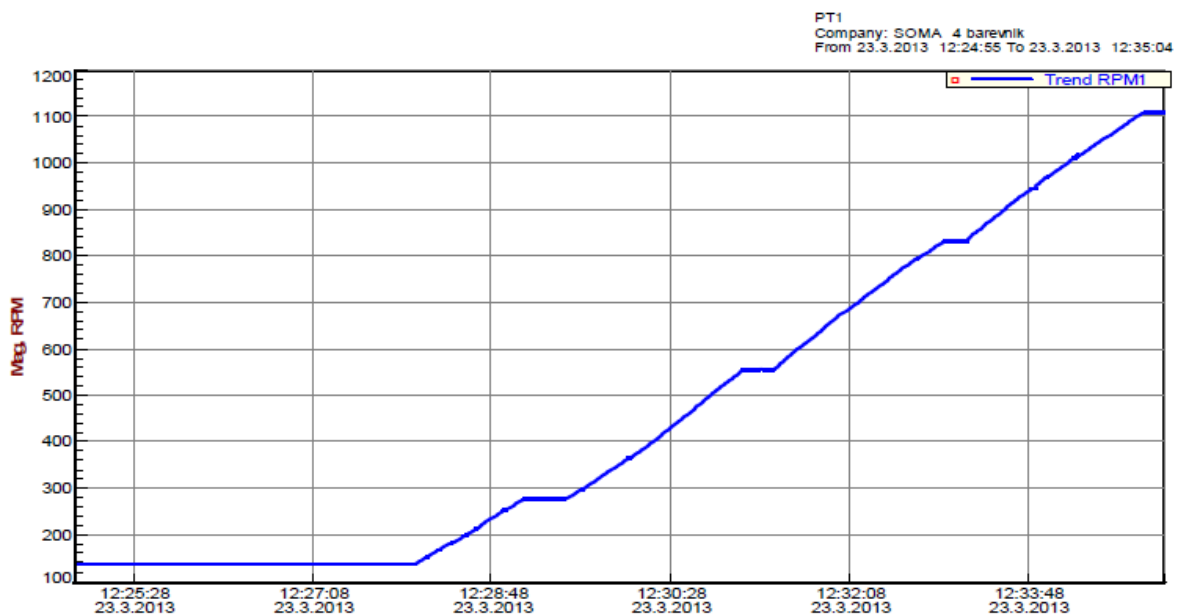
Obr. 3.1 Znárodnění situace, kdy tisková forma nedosahuje plné tiskové délky

Jedná se o případ, kdy tisková forma nedosahuje plné tiskové délky formového válce, na kterém je umístěna. Vznikne tak tisková mezera, která je zdrojem velkých rázů. Ráz vzniká v okamžiku, kdy tisková mezera propadne do centrálního a následně do rastrového válce. Další, větší ráz vznikne v okamžiku, kdy centrální nebo rastrový válec narazí na hranu tiskové formy na konci tiskové mezery. Vzhledem k tiskové rychlosti dosahující $400 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ se frekvence rázů pohybují v poměrně vysokých hodnotách. Například při použití nejmenšího raportu 260mm dosahují frekvence dominantních rázů (náraz centrálního tlakového a rastrového válce na hranu tiskové formy na konci tiskové mezery) až 50 Hz. Pokud budeme brát v úvahu i rázy způsobené propadem tiskové mezery do centrálního tlakového a rastrového válce, které nedosahují takové velikosti jako rázy způsobené nárazem na tiskovou formu na konci tiskové mezery, vzroste frekvence rázů na dvojnásobek, čili 100 Hz. Při nedostatečně tuhém uložení formového a rastrového válce dochází k výchylkám v celé soustavě a rozkmitání celého systému. Takové zatížení velmi negativně působí na tiskový proces, kde v okamžicích rázů mohou vzniknout tiskové chyby. Ty se nejčastěji projevují tmavšími nebo světlejšími pruhy na potiskovaném materiálu.

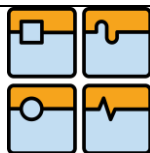


3.2 Měření vibrací na flexotiskovém stroji

Pro zjištění chování soustavy formového a rastrového válce při rázovém zatížení bylo provedeno Výzkumným a zkušebním ústavem v Plzni pod vedením pana Dr. Ing. Jana Hyráta měření vibrací přímo na stroji. Měření proběhlo v několika fázích. Pro tuto práci byly vybrány měření z první a druhé fáze. V první fázi byly bezdotykovými snímači změřeny vibrace na formovém válci a ložiskovém domku formového válce. Ve druhé fázi pak byly změřeny jednoosými a tříosými akcelerometry vibrace na ložiskových domcích formového a rastrového válce a na suportu formového válce. Pro měření vibrací byl použit přístroj ABACUS Data Physics. Celé měření probíhalo od rozběhu tiskového stroje při rychlosti $50 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ až po $400 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Průběh otáček během měření je zřejmý z obr. 3.2.

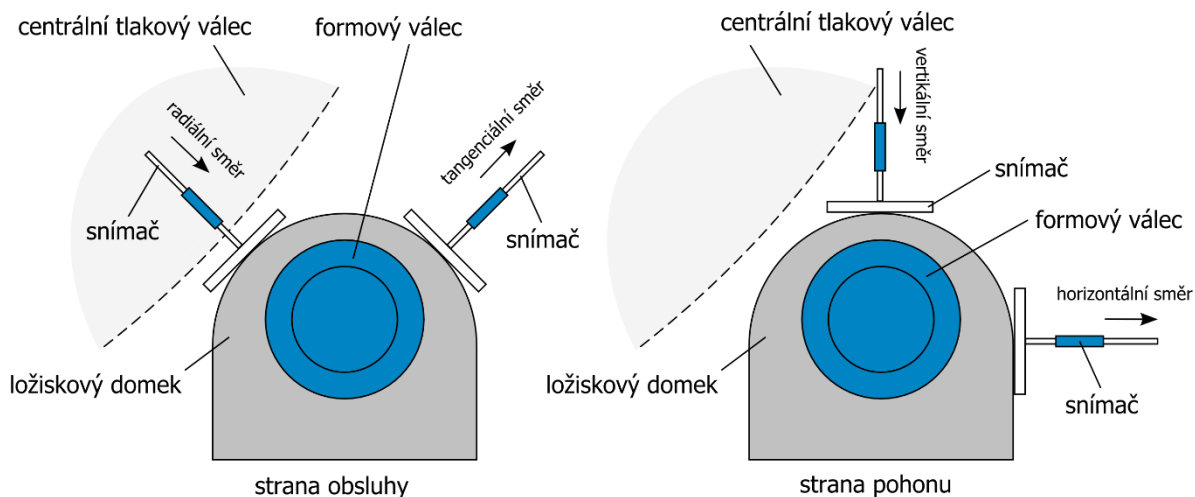


Obr. 3.2 Průběh otáček během měření vibrací na tiskovém stroji



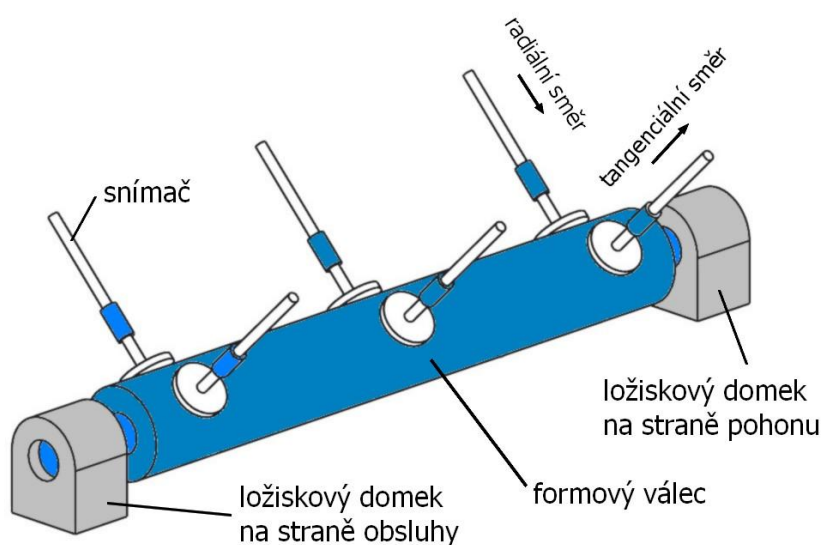
3.2.1 Měření vibrací formového válce

Měření vibrací na formovém válci a na ložiskovém domku téhož válce bylo provedeno výše zmíněným přístrojem ABACUS Data Physics se snímači IN 085 SCHENCK. Měření probíhala vždy v radiálním a tangenciálním směru vůči centrálnímu tlakovému válci. Schéma umístění snímačů na ložiskovém domku je zřejmé z obr. 3.3 a na formovém válci z obr. 3.4.



Obr. 3.3 Schéma rozložení snímačů na ložiskovém domku na straně obsluhy a na straně pohonu

Před vlastním měřením bylo ještě nutné při nízkých otáčkách vykompenzovat počáteční házivosť neboli *runout* pomocných ocelových kroužků, nasazených na formový válec v místech snímačů. Tímto bylo zajištěno, že provedené měření obsahovalo pouze výchylky způsobené rázovým zatížením.



Obr. 3.4 Schéma rozložení snímačů na formovém válci

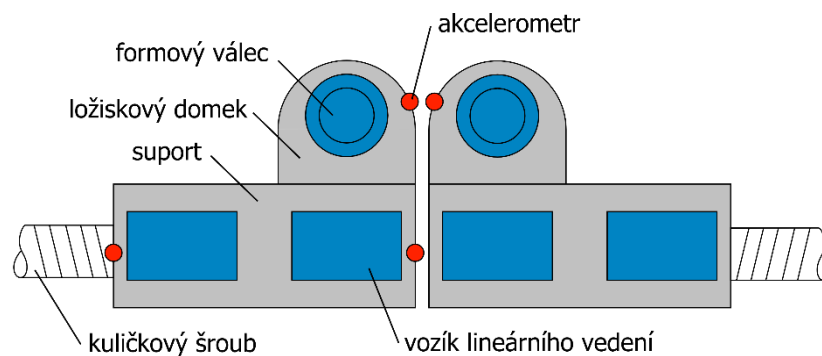


Z obr. 3.5 je patrné, že umístění snímačů na ložiskovém domku je vůči centrálnímu válci ve směru radiálním a tangenciálním, zatímco na straně pohonu ve směru vertikálním a horizontálním. Toto rozdílné umístění snímačů na ložiskovém domku obsluhové a pohonové strany bylo provedeno z důvodu nedostatku místa na stroji.

Naměřené výsledky vibrací jsou zaznamenány v protokolu, který není možno celý zveřejnit. Se souhlasem firmy SOMA byly do této práce uvolněny některé grafy, obsažené v příloze 1 této práce, zobrazující výchylky na všech měřených místech při otáčkách vykazující největší výchylky.

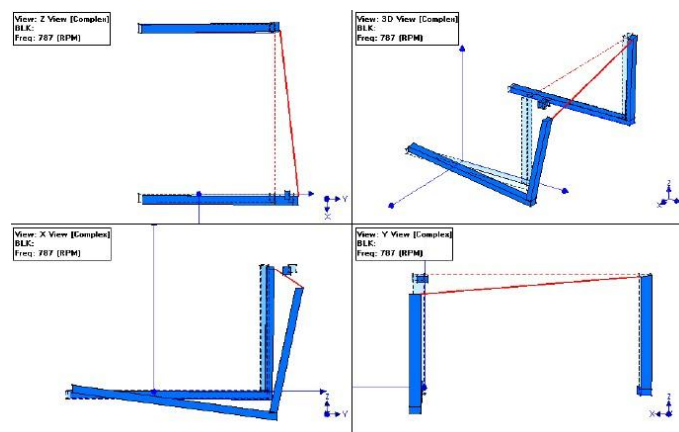
3.2.2 Měření výchylek ložiskových domků a suportů

V další fázi měření byly pomocí jednoosých a tříosých akcelerometrů měřeny výchylky ložiskových domků a suportu formového válce. Měření probíhalo opět v celém rozsahu tiskové rychlosti až do 400 min^{-1} (viz obr. 3.2). Přibližné umístění snímačů je vidět na obr. 3.5.



Obr. 3.5 Schéma umístění akcelerometrů při měření vibrací během tiskového procesu

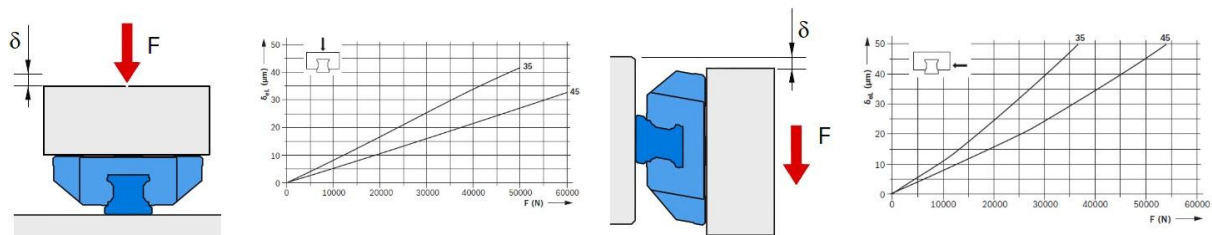
Z naměřených hodnot byla mimo jiné sestrojena vizualizace kmitů ložiskových domků včetně suportu. K této animaci byl z měřených bodů sestrojen jednoduchý drátový model charakterizující danou sestavu. Výsledný tvar kmitu při otáčkách 787 min^{-1} je vidět na obr. 3.6.



Obr. 3.6 Tvar kmitu soustavy ložiskového domku formového válce se suportem



Z animace lze lehcce vyvodit slabé místo konstrukce, kterým je vozík lineárního vedení umístěný pod ložiskovým domkem. Nedostatečnou tuhost vozíku umocňuje též skutečnost, že vozík na stávající konstrukci není orientovaný tak, aby směr zatížení směřoval kolmo a shora, při kterém má největší tuhost, nýbrž z boku, při kterém jeho tuhost dosahuje menších hodnot (viz obr. 3.7).



Obr. 3.7 Rozdílná tuhost vozíků při působení zatížení shora a ze strany [7]



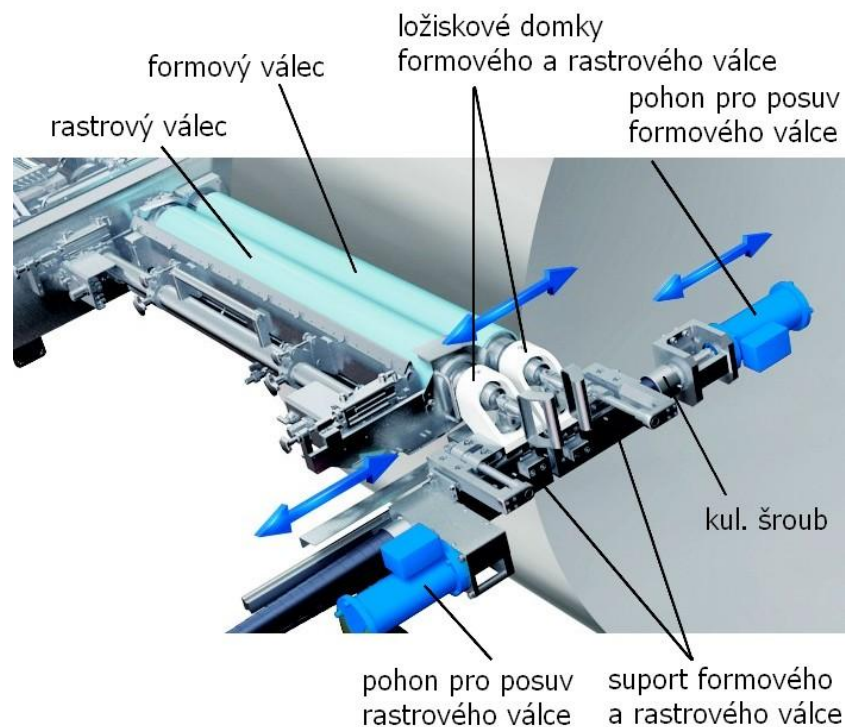
4 Vymezení cílů práce

Cílem této diplomové práce je nový návrh optimalizované konstrukce uložení formového a rastrového válce flexotiskového barevníku na obsluhové straně s požadavky, které vycházejí z analyzovaného problému popsaném v kap. 3.

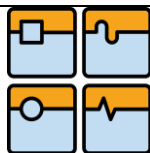
Stručná charakteristika požadavků na konstrukci:

- Návrh optimálního uspořádání barevníku (suportu formového a rastrového válce) z pohledu rozmístění podpor a uložení vůči působícím silám
- Dosažení maximálně možné tuhosti konstrukce pro zajištění stálého přitlaku v procesu tisku
- Odolnost konstrukce vůči vibracím a jejich zatlumení především správnou volbou uložení suportu (lineární vedení)

Návrh optimalizovaného uložení formového a rastrového válce obsahuje konstrukci ložiskových domků společně se suporty, zajišťující radiální přísuv formového a rastrového válce k centrálnímu tlakovému válci, včetně jejich motorického náhonu prostřednictvím kuličkových šroubů. Ukázka konstrukce uložení formového a rastrového válce ze stroje IMPERIA je zobrazena na obr. 4.1.



Obr. 4.1 Ukázka konstrukce uložení formového a rastrového válce na obsluhové straně u stroje IMPERIA firmy SOMA



5 Návrh konstrukčního řešení

5.1 Vymezení základní koncepce návrhu

Na začátku konstrukčního návrhu bylo nutné rozhodnout o všeobecné koncepci konstrukce uložení formového a rastrového válce, což znamenalo zejména výběr typu lineárního vedení, způsob náhonu radiálního posuvu suportů a typ ložiska pro uložení samotného formového a rastrového válce v ložiskovém domku. Tyto prvky jsou nejdůležitějšími prvky celé konstrukce a v návaznosti na ně se bude dále odvíjet celá koncepce návrhu.


Pro výběr lineárního vedení byly brány v úvahu dva typy lineárního vedení: hydrodynamické kluzné a profilové valivé. Porovnání obou typů vedení je shrnuto v tab. 5.1.

Tab. 5.1 Porovnání hydrodynamického kluzného a profilového valivého lineárního vedení

Druh lineárního vedení	
kluzné	valivé
+ schopnost útlumu chvění + menší rozměry - nerovnoměrný trhavý pohyb - necitlivost - sklon k zadírání při vyšších měrných tlacích při použití materiálů s podobnou tvrdostí - vysoké nároky na utěsnění vodicích ploch - rozdílný součinitel tření za klidu a za pohybu - vliv opotřebení vodicích ploch na změnu polohy suportu	+ menší součinitel tření + minimální opotřebení + možnost vymezení vůle a předeptnutí + snadná údržba + přesnost polohování - vysoké nároky na přesnost výroby - menší schopnost útlumu chvění - větší rozměry než kluzná vedení

Při rázovém zatížení během tiskového procesu je nespornou výhodou kluzného vedení oproti profilovému jeho schopnost útlumu vibrací. Proti však stojí nutnost pečlivého utěsnění vodicích ploch před znečištěním. Zvláště u tiskových strojů, kde se vodicí plochy nacházejí v bezprostřední blízkosti barev obsahující mnohé chemikálie a ředidla, které mohou narušit jejich povrch. Toto nebezpečí by platilo zvláště při použití plastických hmot jako materiál vodicích ploch. Tiskové stroje jsou také specifické tím, že místo, kde dochází k namáhání vodicích ploch, je během tiskového procesu neměnné. Vodicí plochy jsou tak namáhány stále ve stejném místě. Logicky se tak nabízí použití tvrdších materiálů. Na druhou stranu však při jejich použití dochází při větších měrných tlacích a malých posuvových rychlostech k zadírání, čemuž by významně přispěla absence maziva.

I přes neschopnost tlumení vibrací bylo nakonec vybráno valivé profilové vedení, zvláště pro jeho snadnou údržbu a výměnu, přesnost polohování, možnost předeptnutí a tím zvýšení tuhosti a v neposlední řadě také pro určité odborné zázemí dodavatelské firmy.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 35
	NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ	

Při volbě náhonu pro radiální přísuv suportů bylo rozhodnuto pro použití kuličkového šroubu s maticí. K velkým výhodám kuličkového šroubu patří jeho vysoká účinnost, možnost vyvolání předpětí pro vyšší tuhost, malé opotřebenění, bezvůlový chod a kompaktní rozměry. Důležité je také minimální oteplování během provozu. Jako alternativu by bylo možné navrhnout pohon ozubeným hřebenem a pastorkem. Ten sice vykazuje větší účinnost, ale vykazuje oproti kuličkovému šroubu menší tuhost, problematické vymezení vůle a svojí konstrukcí je pro použití na tiskovém stroji nevhodný.

Nejvíce omezujícím faktorem při volbě typu uložení formového a rastrového válce v ložiskovém domku byla nutnost sundávání a opětovného nasazování jádra válce do ložiskového domku, z důvodu výměny návleků a to vše při zachování co nejmenší vůle mezi ložiskem a čepem. Dalšími požadavky bylo co nejmenší oteplení a možnost stranového posunu čepu v ložisku přibližně 10 mm na každou stranu. Hydrostatické ložisko bylo zavrhnuto pro svojí cenou a technologickou náročnost a také pro nevhodnost při častém vyjímání čepu z ložiska. Kluzná ložiska s hydrodynamickým mazáním byla zavrhnuta zejména kvůli radiální vůli, nutnosti stálého přívodu mazacího média a jeho utěsnění v ložisku při zachování možnosti častého vysouvání čepu a bezúdržbového provozu. Kluzná ložiska s mezným mazáním jsou na jednu stranu bezúdržbová a nepotřebují stálý přívod maziva, avšak jsou určeny pro nízké frekvence otáčení a mají vysoké oteplení. Proto bylo vybráno valivé dvouřadé jehlové ložisko bez vnitřního kroužku, vykazující kompaktní rozměry při dostatečné únosnosti. Výhodou je také nízké oteplení.

Od těchto základních rozhodnutí se odvíjel další postup návrhu konstrukce uložení formového a rastrového válce flexotiskového barevníku.

5.2 Výpočet zatěžující síly suportu formového válce

Rázy, které vznikají během tiskového procesu (viz kap. 3.1) se přenáší přes formový válec, ložisko, suport, lineární vedení a kuličkový šroub do rámu stroje. Velikost síly při těchto rázech ovšem není známa. Zatím nebyl nalezen způsob, jak tuto sílu změřit. Pro návrh uložení formového a rastrového válce je ale nutné vycházet z určité velikosti zatížení, podle které je proveden výpočet. Proto bylo ke zjištění přibližné velikosti rázového zatížení využito měření vibrací provedené Výzkumným a zkušebním ústavem v Plzni (viz kap. 3.2). Z tohoto měření jsou známy průhyby formového válce po celé jeho délce. Pokud je také známa geometrie válce, lze pomocí inverzního postupu zjistit velikost zatížení, které vyvolalo naměřené průhyby. K výpočtu zatěžující síly byl použit výpočetní systém Ansys Workbench, pracující na principu metody konečných prvků (MKP).

Ze všeho nejdříve bylo zapotřebí zjistit velikosti průhybů formového válce. K tomu posloužily grafy naměřených výchylek obsažené v příloze 1 této práce. Největší výchylky byly zaznamenány při rychlosti 784 min^{-1} . V okamžiku největšího rázu, tedy přibližně v čase 0,05 s, byly změřeny výchylky pro radiální a tangenciální směr, které byly následně zpracovány do tab. 5.2.



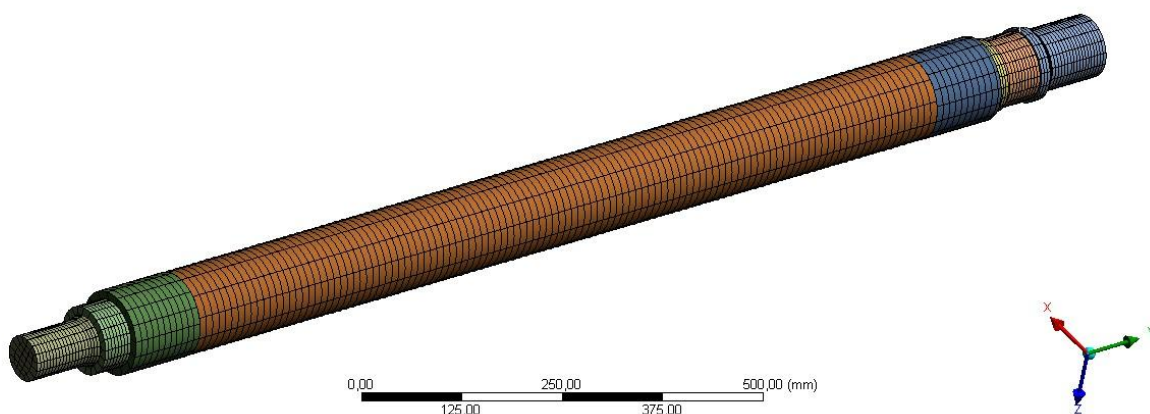
Tab. 5.2 Vyhodnocení průhybů formového válce v čase 0,05 s

Průhyby formového válce v čase 0,05 s					
směr	Velikost průhybu [μm]				
	ložiskový domek strana obsluhy	levý kraj válce	střed válce	pravý kraj válce	ložiskový domek strana pohonu
tangenciální	-5	25	25	9,4	15
radiální	37,5	86,3	105	42	-5,9

Jelikož pro ložiskový domek pohonové strany byly výchylky měřeny ve vertikálním a horizontálním směru, bylo nutný přepočítání na radiální a tangenciální směr. Tab. 5.2 obsahuje již přepočtené hodnoty.

Následně byl vytvořen zjednodušený 3D model formového válce v programu Pro/Engineer. Zjednodušení geometrie byla aplikováno především pro různé zaoblení či detaily, které nejsou pro výpočet podstatné.

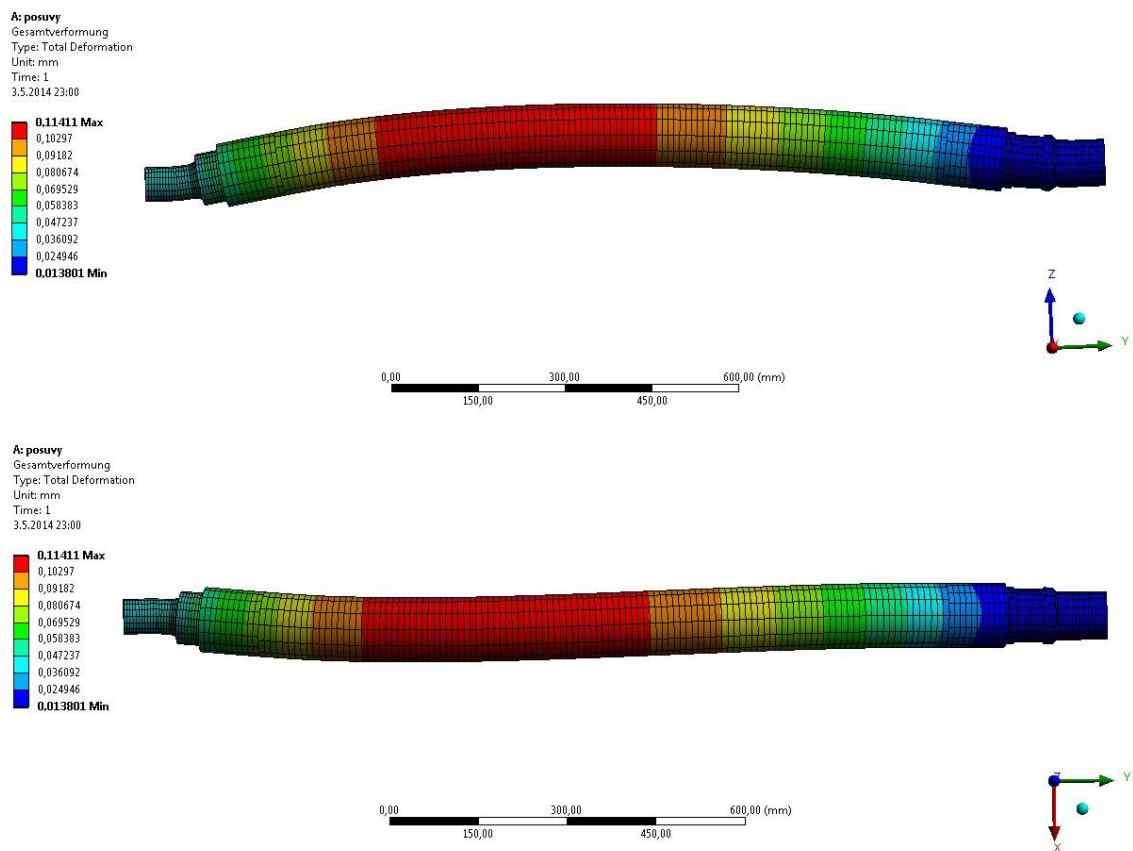
Zjednodušený model byl poté importován do programu Ansys Workbench, kde byl nadále upravován dle požadavků simulace. Byl rozdělen na několik částí, aby mohla být vytvořena mapovaná síť. Pro tvorbu konečkoprvkové sítě byl použit dvacetizulový šestistěn s kvadratickým základem bázové funkce, jehož geometrie i posuvy podél hrany jsou popsány kvadratickým polynomem. Tento prvek má uzly nejen ve vrcholech, ale také na hranách. Tím je umožněna lepší aproximace zakřivených hran a povrchů diskretizovaných těles a také vyšší přesnost výpočtu. Model s vytvořenou konečkoprvkovou sítí je zobrazen na obr. 5.1. Velikost elementů ve směru osy válce byla nastavena na 10 mm, u ložisek a osazení na 5 mm.



Obr. 5.1 Model formového válce s vytvořenou konečkoprvkovou sítí



Po vytvoření sítě bylo potřeba zadat okrajové podmínky, které v tomto případě znamenají uložení v ložiscích a naměřené průhyby. Pro uložení na straně pohonu bylo v závislosti na charakteru uložení na stroji nastaveno zamezení posuvu v ose y , která je totožná s osou válce a rotace v ose z a x . Ostatní posuvy, tzn. v ose x a z byly nastaveny podle tab. 5.2, kde osa z představuje radiální směr a osa y tangenciální směr. V místě ložiska na straně obsluhy byly zamezeny rotace v ose x a z a nastaveny posuvy v ose x a z podle tab. 5.2. Rotace v ose y a posuv v tentýž ose byl vzhledem k uložení na stroji ponechán volný. Nakonec byly nastaveny průhyby na formovém válci v místech měření opět dle tab. 5.2. Grafické zobrazení celkové deformace formového válce je vidět na obr. 5.2.



Obr. 5.2 Celkové deformace formového válce v rovinách y - z a x - y

Na závěr simulace byla zjištěna reakční síla v uložení válce na obsluhové straně, která dále sloužila jako vstupní hodnota, dle které probíhaly konstrukční výpočty. Program Ansys Workbench je vybaven funkcí, která dokáže vyčíslit reakční sílu v místě, kde je aplikována libovolná okrajová podmínka. Výsledné reakční síly v uložení na obou stranách válce jsou obsaženy v tab. 5.3.

Tab. 5.3 Velikost reakčních sil v ložiskách formového válce

	strana obsluhy	strana pohonu
velikost síly [N]	6163	5330



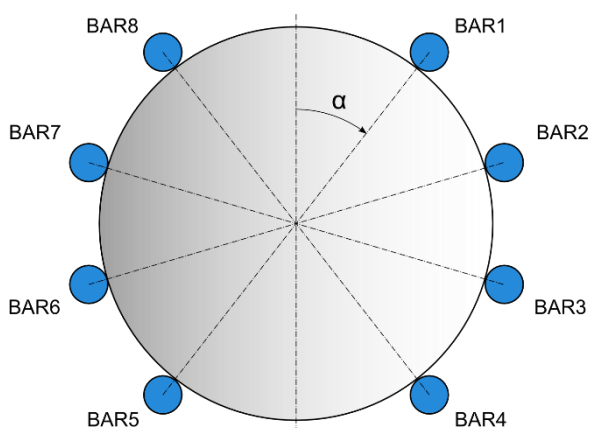
Je nutné brát v úvahu, že tento výpočet byl proveden za předpokladu zavedení určitých zjednodušení do výpočtu, která jsou následující:

- Ložiska na obou stranách jsou dokonale tuhá a neumožňují natočení čepu v ložisku
- Ložiska nemají žádnou radiální vůli
- Do výpočtu nebyl zahrnut návlek s tiskovou formou nasunutý na formovém válci v době měření

Ve skutečnosti budou síly menší, jelikož uložení v ložiskách není dokonale tuhé. Pro konstrukční návrh je však tento výpočet plně dostačující.

5.3 Tvorba variant konstrukčního uspořádání barevníku a jejich analýza

Pro zajištění optimálního rozložení sil do jednotlivých vozíků lineárního vedení byla provedena analýza možných variant konstrukčního uspořádání. Pro každou variantu bylo vytvořeno zjednodušené schéma, podle kterého byl nadále v programu Mathcad proveden výpočet sil působících na každý jednotlivý vozík lineárního vedení. Veškeré výpočty byly provedeny poměrově k zatěžující síle, jejíž hodnota byla rovna 1. V této fázi návrhu bylo cílem zanalyzovat jednotlivé varianty vůči sobě navzájem, proto nebylo zapotřebí počítat s exaktními velikostmi sil. Pro všechny varianty byly voleny pokud možno stejné rozměry (rozteče vozíku, apod.) aby vzájemné porovnání bylo co nejpřesnější. Velikosti rozměrů byly převzaty ze současného řešení na stroji. Umístění vozíků bylo v jedné svislé rovině. Neuvažovalo se jakékoliv odsazení vrchní či spodní kolejnice. Výpočty byly provedeny pro první čtyři barevníky, jelikož u každého barevníku působí zatěžující síla pod jiným úhlem (viz obr. 5.3). Barevníky pět až osm jsou zrcadlově umístěné, proto stačilo provést výpočet pouze pro barevníky jedna až čtyři.



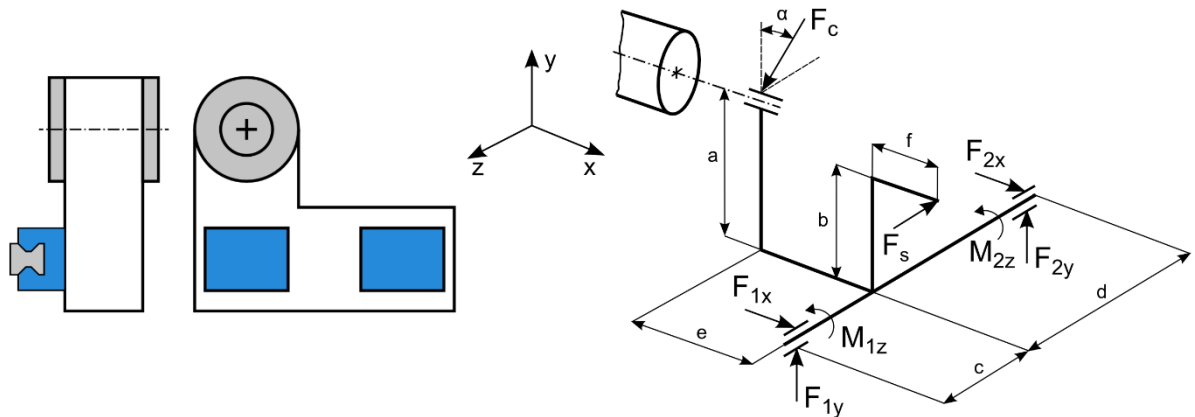
Obr. 5.3 Rozložení barevníků na tiskovém stroji

U každé níže uvedené varianty jsou ve výpočtech pouze obecné rovnice. Číselné vyhodnocení a výběr nejvhodnější varianty následuje v kap. 5.4.



Varianta 1

První varianta vychází ze současného konstrukčního uspořádání na tiskovém stroji. Jedná se o nejjednodušší variantu se dvěma vozíky v řadě za sebou. Již na první pohled je zřejmé, že z důvodu pouze jedné kolejnice zde budou působit na jednotlivé vozíky klopné momenty kolem podélné osy kolejnice.



Obr. 5.4 Schéma varianty 1

F_c – zatěžující síla, F_1, F_2, M_1, M_2 – síly a momenty působící na vozíky, F_s – síla působící na kuličkový šroub, α – úhel síly F_c (mění se podle čísla barevníku)

Výpočet sil působících na jednotlivé vozíky:

$$F_{1x} = \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} \quad (1)$$

$$F_{2x} = \frac{-F_c \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} \quad (2)$$

$$F_{1y} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha}{2} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot a}{c+d} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot b}{c+d} - \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{c+d}{2} - c\right)}{c+d} \quad (3)$$

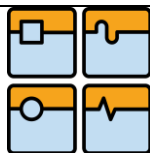
$$F_{2y} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha}{2} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot a}{c+d} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot b}{c+d} + \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{c+d}{2} - c\right)}{c+d} \quad (4)$$

Výpočet klopných momentů působících na jednotlivé vozíky:

$$M_{1z} = M_{2z} = \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{2} \quad (5)$$

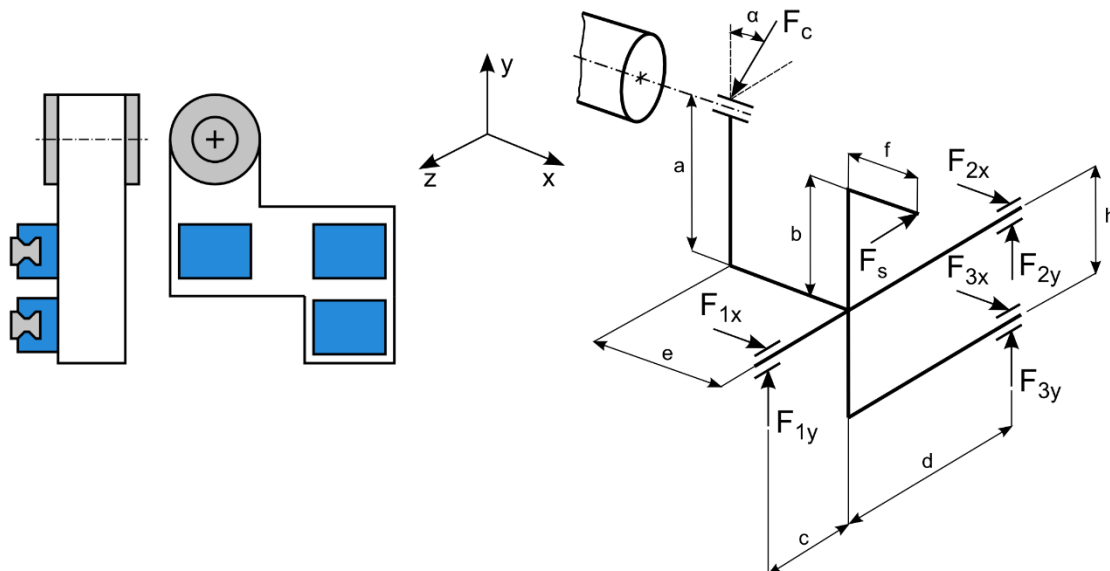
Výpočet síly působící na kuličkový šroub:

$$F_s = F_c \cdot \sin \alpha \quad (6)$$



Varianta 2

Důvodem pro vytvoření druhé varianty bylo odstranění klopného momentu. To se podařilo díky přidání další kolejničky, která tento klopný moment přeměnila na silovou dvojici.



Obr. 5.5 Schéma varianty 2

F_c – zatěžující síla, F_1, F_2, F_3 – síly působící na vozíky, F_s – síla působící na kuličkový šroub, α – úhel síly F_c (měnící se podle čísla barevníku)

Výpočet sil působících na jednotlivé vozíky:

$$F_{1x} = \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} - \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (7)$$

$$F_{2x} = \frac{-F_c \cdot \sin \alpha \cdot f}{2(c+d)} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot e}{2(c+d)} - \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (8)$$

$$F_{3x} = \frac{-F_c \cdot \sin \alpha \cdot f}{2(c+d)} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot e}{2(c+d)} + \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{h} \quad (9)$$

$$F_{1y} = F_{3y} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha}{3} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{c+d} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot (b + \frac{h}{2})}{c+d} - \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{c+d} \quad (10)$$

$$F_{2y} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha}{3} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{2(c+d)} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot (b + \frac{h}{2})}{c+d} + \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{2(c+d)} \quad (11)$$

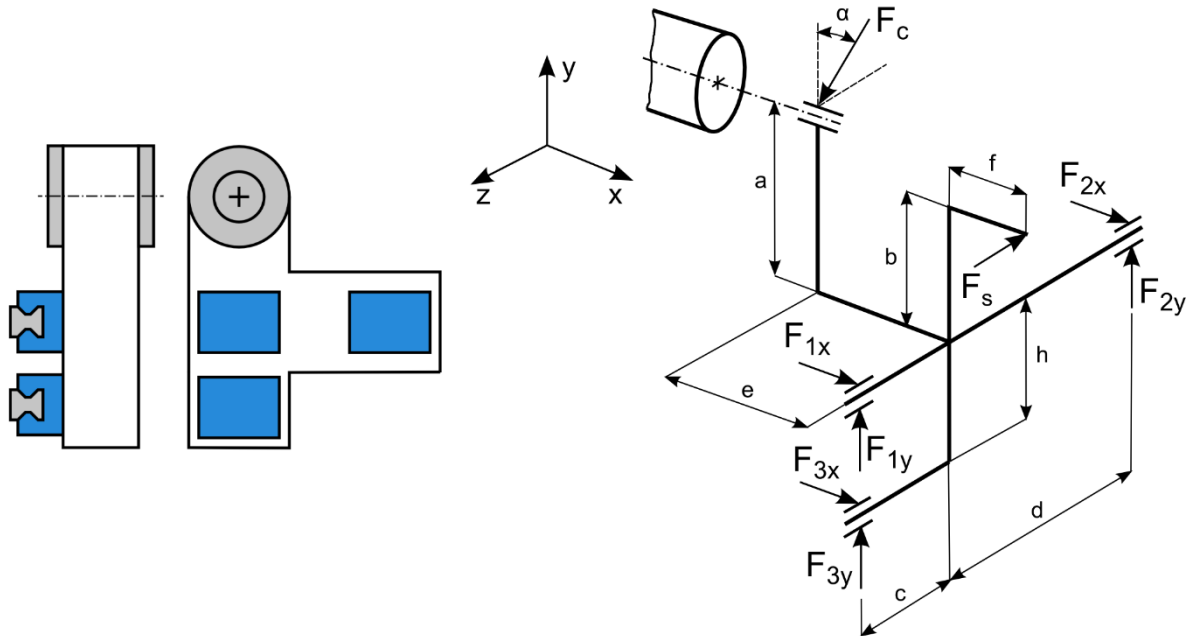
Výpočet síly působící na kuličkový šroub:

$$F_s = F_c \cdot \sin \alpha \quad (12)$$



Varianta 3

Varianta 3 je modifikací varianty 2. Vozík na spodní kolejnici je přesunut na druhou stranu.



Obr. 5.6 Schéma varianty 3

F_C – zatěžující síla, F_1, F_2, F_3 – síly působící na vozíky, F_S – síla působící na kuličkový šroub,
 α – úhel síly F_C (mění se podle čísla barevníku)

Výpočet sil působících na jednotlivé vozíky:

$$F_{1x} = \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot f}{2(c+d)} + \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot e}{2(c+d)} - \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (13)$$

$$F_{2x} = \frac{-F_C \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} - \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} - \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (14)$$

$$F_{3x} = \frac{-F_C \cdot \sin \alpha \cdot f}{2(c+d)} + \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot e}{2(c+d)} + \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot e}{h} \quad (15)$$

$$F_{1y} = \frac{-F_C \cdot \cos \alpha}{3} - \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{2(c+d)} + \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot (b + \frac{h}{2})}{2(c+d)} - \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{2(c+d)} \quad (16)$$

$$F_{2y} = F_{3y} = \frac{-F_C \cdot \cos \alpha}{3} + \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{c+d} - \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot (b + \frac{h}{2})}{c+d} + \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{c+d} \quad (17)$$

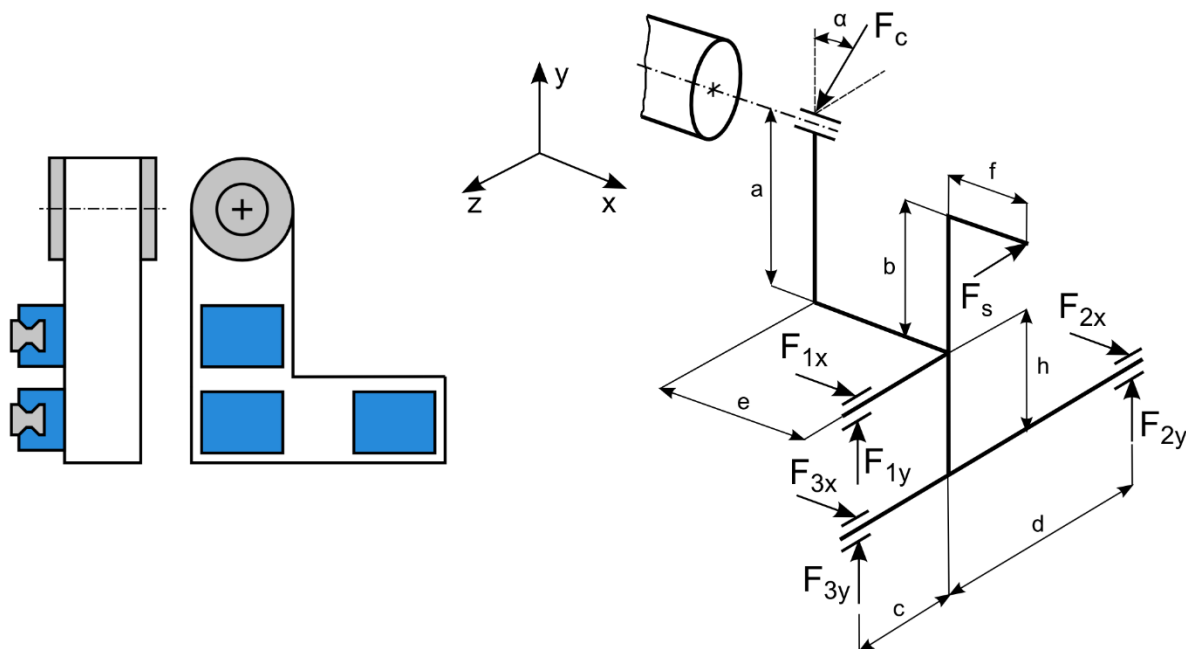
Výpočet síly působící na kuličkový šroub:

$$F_S = F_C \cdot \sin \alpha \quad (18)$$



Varianta 4

Varianta 4 zkoumá jaký vliv má přesunutí jednoho vrchního vozíku na spodní kolejnici.



Obr. 5.7 Schéma varianty 4

F_c – zatěžující síla, F_1, F_2, F_3 – síly působící na vozíky, F_s – síla působící na kuličkový šroub,
 α – úhel síly F_c (měnící se podle čísla barevníku)

Výpočet sil působících na jednotlivé vozíky:

$$F_{1x} = \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot f}{2(c+d)} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot e}{2(c+d)} - \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{h} \quad (19)$$

$$F_{2x} = \frac{-F_c \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} + \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (20)$$

$$F_{3x} = \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot f}{2(c+d)} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot e}{2(c+d)} + \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (21)$$

$$F_{1y} = F_{3y} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha}{3} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{2(c+d)} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot (b + \frac{h}{2})}{2(c+d)} - \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{2(c+d)} \quad (22)$$

$$F_{2y} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha}{3} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{c+d} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot (b + \frac{h}{2})}{c+d} + \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{c+d} \quad (23)$$

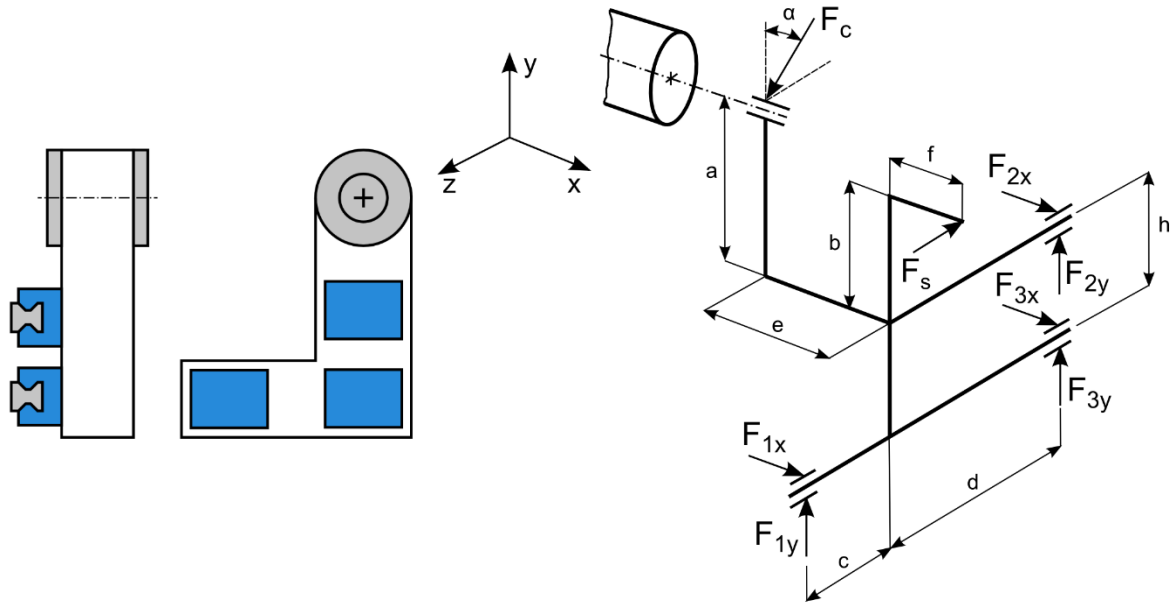
Výpočet síly působící na kuličkový šroub:

$$F_s = F_c \cdot \sin \alpha \quad (24)$$



Varianta 5

Varianta 5 je obdoba varianty 4. Spodní vozík se oproti variantě 4 přesunul na stranu k rastrovému válci.



Obr. 5.8 Schéma varianty 5

F_C – zatěžující síla, F_1, F_2, F_3 – síly působící na vozíky, F_S – síla působící na kuličkový šroub, α – úhel síly F_C (mění se podle čísla barevníku)

Výpočet sil působících na jednotlivé vozíky:

$$F_{1x} = \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} + \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} + \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (25)$$

$$F_{2x} = \frac{-F_C \cdot \sin \alpha \cdot f}{2(c+d)} - \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot e}{2(c+d)} - \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot e}{h} \quad (26)$$

$$F_{3x} = \frac{-F_C \cdot \sin \alpha \cdot f}{2(c+d)} - \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot e}{2(c+d)} + \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (27)$$

$$F_{1y} = \frac{-F_C \cdot \cos \alpha}{3} - \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{c+d} + \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot (b + \frac{h}{2})}{c+d} - \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{c+d} \quad (28)$$

$$F_{2y} = F_{3y} = \frac{-F_C \cdot \cos \alpha}{3} + \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{2(c+d)} - \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot (b + \frac{h}{2})}{2(c+d)} + \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{2(c+d)} \quad (29)$$

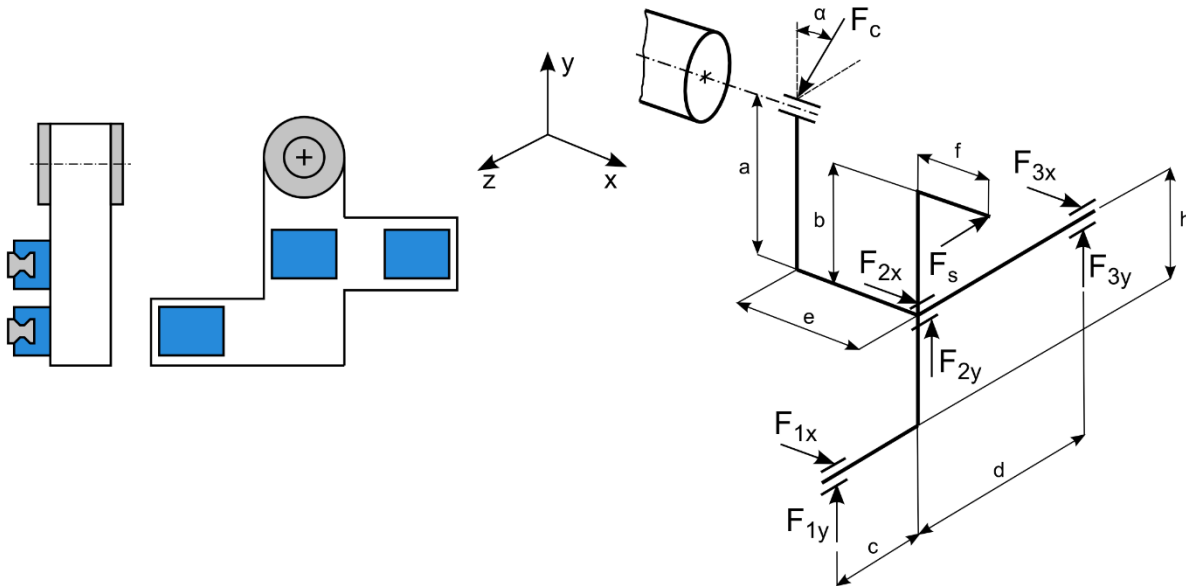
Výpočet síly působící na kuličkový šroub:

$$F_S = F_C \cdot \sin \alpha \quad (30)$$



Varianta 6

Varianta 6 vychází z varianty 5, kdy na vrchní kolejnici byl přidán ještě jeden vozík. Zdvojnásobila se tedy vzdálenost mezi krajními vozíky zachycující klopný moment od sinusové složky zatěžující síly.



Obr. 5.9 Schéma varianty 6

F_c – zatěžující síla, F_1 , F_2 , F_3 – síly působící na vozíky, F_s – síla působící na kuličkový šroub,
 α – úhel síly F_c (měnící se podle čísla barevníku)

Výpočet sil působících na jednotlivé vozíky:

$$F_{1x} = \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} + \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{h} \quad (31)$$

$$F_{2x} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (32)$$

$$F_{3x} = \frac{-F_c \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} - \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (33)$$

$$F_{1y} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha}{3} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot \left(a + \frac{h}{2}\right)}{c+d} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot \left(b + \frac{h}{2}\right)}{c+d} - \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{c+d}{2} - c\right)}{c+d} \quad (34)$$

$$F_{2y} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha}{3} \quad (35)$$

$$F_{3y} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha}{3} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot \left(a + \frac{h}{2}\right)}{c+d} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot \left(b + \frac{h}{2}\right)}{c+d} + \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{c+d}{2} - c\right)}{c+d} \quad (36)$$

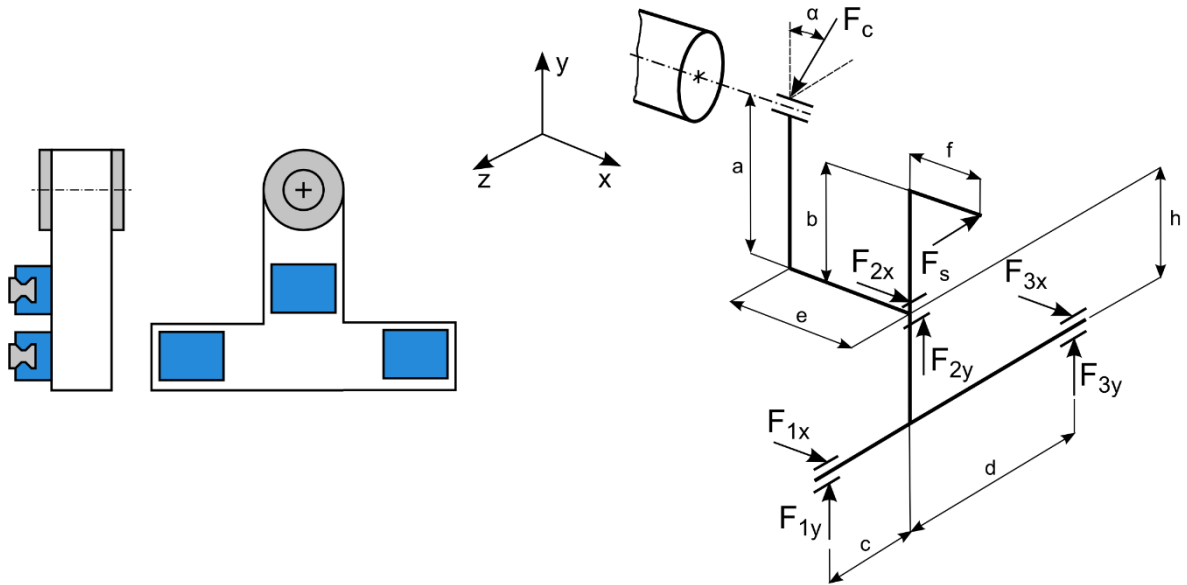
Výpočet síly působící na kuličkový šroub:

$$F_s = F_c \cdot \sin \alpha \quad (37)$$



Varianta 7

Varianta 7 je modifikace varianty 6, kdy zdvojnásobená rozteč vozíků zůstává stejná. Rozdíl je v posunutí jednoho vrchního vozíku na spodní kolejnici.



Obr. 5.10 Schéma varianty 7

F_C – zatěžující síla, F_1, F_2, F_3 – síly působící na vozíky, F_S – síla působící na kuličkový šroub, α – úhel síly F_C (mění se podle čísla barevníku)

Výpočet sil působících na jednotlivé vozíky:

$$F_{1x} = \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} + \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} + \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (38)$$

$$F_{2x} = \frac{-F_C \cdot \cos \alpha \cdot e}{h} \quad (39)$$

$$F_{3x} = \frac{-F_C \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} - \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} + \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (40)$$

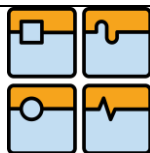
$$F_{1y} = \frac{-F_C \cdot \cos \alpha}{3} - \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{c+d} + \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot (b + \frac{h}{2})}{c+d} - \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{c+d} \quad (41)$$

$$F_{2y} = \frac{-F_C \cdot \cos \alpha}{3} \quad (42)$$

$$F_{3y} = \frac{-F_C \cdot \cos \alpha}{3} + \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{c+d} - \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot (b + \frac{h}{2})}{c+d} + \frac{F_C \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{c+d} \quad (43)$$

Výpočet síly působící na kuličkový šroub:

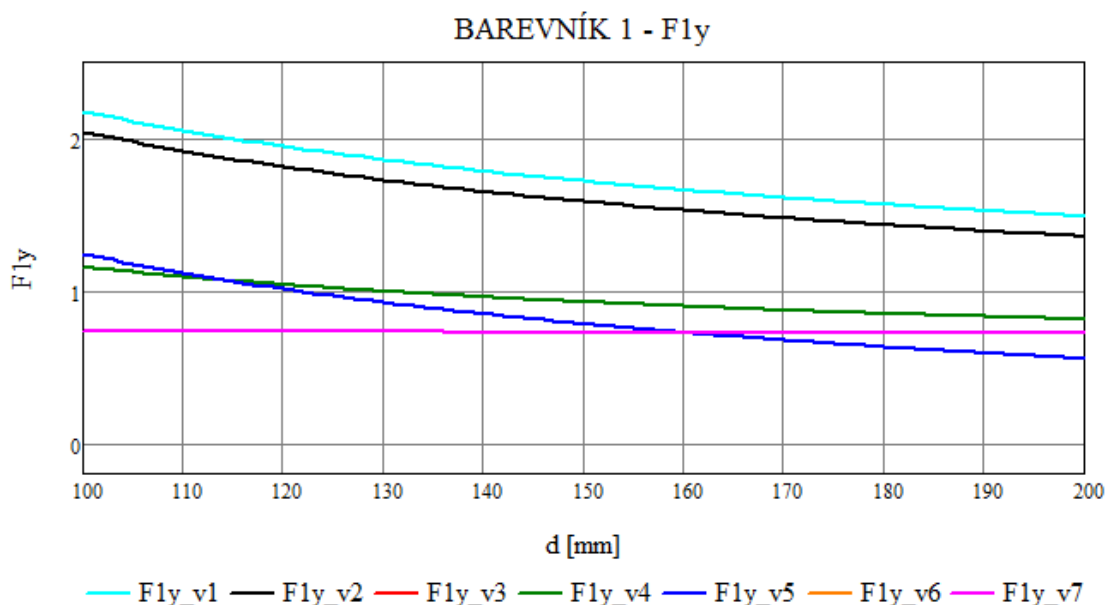
$$F_S = F_C \cdot \sin \alpha \quad (44)$$



Tato varianta je velice podobná variantě 6. Velikosti sil ve směru y jsou u obou variant totožné. Liší se pouze ve velikostech sil ve směru x .

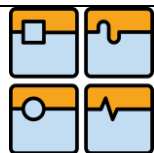
5.4 Výběr varianty pro konstrukční řešení

Hlavní kritérium pro zvolení nejvhodnější varianty byly velikosti sil působící na jednotlivé vozíky. Jak již bylo v předchozí kapitole uvedeno, pro porovnání jednotlivých variant bylo nutné zvolit stejné rozměry. Jako proměnná byla zvolena rozteč vozíků, díky kterým vznikly závislosti velikosti působících sil na velikosti rozteče mezi vozíky. Pro každý barevník a pro každou sílu působící na vozík byl vytvořen graf závislosti velikosti působící síly na rozteči vozíků, které jsou obsaženy v příloze 2 této práce. V těchto grafech je možné přesně porovnat průběhy jednotlivých sil každé varianty a zjistit tak u každého barevníku vhodnou variantu. Ta se u každého barevníku liší, protože na každém barevníku působí zatěžující síla pod jiným úhlem. Ukázka grafu pro sílu F_{1Y} na prvním barevníku znázorňuje graf 5.1, kde proměnná d představuje rozteč vozíků. Některé varianty mají u tohoto barevníku stejné průběhy sil. Jsou to varianty č. 3 a 4 a také varianty č. 6 a 7.



Graf 5.1 Průběh velikosti síly F_1 působící ve směru y na prvním barevníku pro varianty 1 až 7

Bylo ovšem nutné vybrat optimální variantu pro všechny barevníky. Proto byla pro porovnání jednotlivých variant brána v úvahu průměrná hodnota velikosti sil pro rozteč vozíků v rozmezí 100 až 200 mm. Hodnoty vyskytující se v tab. 5.4 až tab. 5.7 jsou velikosti sil poměrově k zatěžující síle, která je rovna 1. Žlutě zvýrazněná pole vyznačují nejmenší hodnoty sil pro síly ve směru x a y pro každý barevník.



Tab. 5.4 Vyhodnocení variant pro první barevník

Barevník 1		Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4	Varianta 5	Varianta 6	Varianta 7
	F _{1Y}	1,755	1,622	0,944	0,944	0,820	0,726	0,726
	F _{2Y}	0,954	0,410	1,087	1,087	0,009	0,267	0,267
	F _{3Y}		0,410	1,087	0,944	0,009	0,191	0,191
	průměr F _Y	1,355	0,814	1,039	0,992	0,279	0,395	0,395
	F _{1X}	0,373	0,248	0,061	0,064	0,498	0,432	0,306
	F _{2X}	0,373	0,312	0,498	0,248	0,437	0,125	0,251
	F _{3X}		0,064	0,437	0,312	0,061	0,306	0,056
	průměr F _X	0,373	0,208	0,332	0,208	0,332	0,288	0,204

Tab. 5.5 Vyhodnocení variant pro druhý barevník

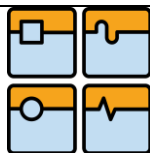
Barevník 2		Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4	Varianta 5	Varianta 6	Varianta 7
	F _{1Y}	1,806	1,761	0,925	0,925	1,492	0,834	0,834
	F _{2Y}	1,537	0,746	1,582	1,582	0,612	0,090	0,090
	F _{3Y}		0,746	1,582	0,925	0,612	0,655	0,655
	průměr F _Y	1,672	1,084	1,363	1,144	0,905	0,526	0,526
	F _{1X}	0,601	0,559	0,259	0,217	0,643	0,376	0,334
	F _{2X}	0,601	0,343	0,643	0,559	0,385	0,042	0,084
	F _{3X}		0,217	0,385	0,343	0,259	0,334	0,250
	průměr F _X	0,601	0,373	0,429	0,373	0,429	0,251	0,223

Tab. 5.6 Vyhodnocení variant pro třetí barevník

Barevník 3		Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4	Varianta 5	Varianta 6	Varianta 7
	F _{1Y}	1,268	1,313	0,612	0,612	1,582	0,657	0,657
	F _{2Y}	1,537	0,791	1,492	1,492	0,925	0,090	0,090
	F _{3Y}		0,791	1,492	0,612	0,925	0,836	0,836
	průměr F _Y	1,403	0,965	1,199	0,905	1,144	0,528	0,528
	F _{1X}	0,601	0,643	0,343	0,385	0,559	0,208	0,250
	F _{2X}	0,601	0,259	0,559	0,643	0,217	0,042	0,084
	F _{3X}		0,385	0,217	0,259	0,343	0,250	0,334
	průměr F _X	0,601	0,429	0,373	0,429	0,373	0,167	0,223

Tab. 5.7 Vyhodnocení variant pro čtvrtý barevník

Barevník 4		Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4	Varianta 5	Varianta 6	Varianta 7
	F _{1Y}	0,152	0,285	0,009	0,009	1,087	0,199	0,199
	F _{2Y}	0,954	0,544	0,820	0,820	0,944	0,267	0,267
	F _{3Y}		0,544	1,492	0,009	0,944	0,734	0,734
	průměr F _Y	0,553	0,458	0,774	0,279	0,992	0,400	0,400
	F _{1X}	0,373	0,498	0,312	0,437	0,248	0,070	0,056
	F _{2X}	0,373	0,061	0,248	0,498	0,064	0,125	0,251
	F _{3X}		0,437	0,064	0,061	0,312	0,056	0,306
	průměr F _X	0,373	0,332	0,208	0,332	0,208	0,084	0,204



V tab. 5.8 jsou uvedeny průměrné velikosti sil působící na vozík ve směru x a y . Ve směru x dosahuje nejmenší průměrné hodnoty varianta 6. Ve směru y pak varianta 6 s variantou 7. Proto také tyto dvě varianty byly vybrány pro konstrukční návrh. Výběr mezi těmito dvěma variantami pak bude záviset na požadavcích konstrukce. Je totiž možné, že se z konstrukčních důvodů nebude moct jedna z těchto variant realizovat.

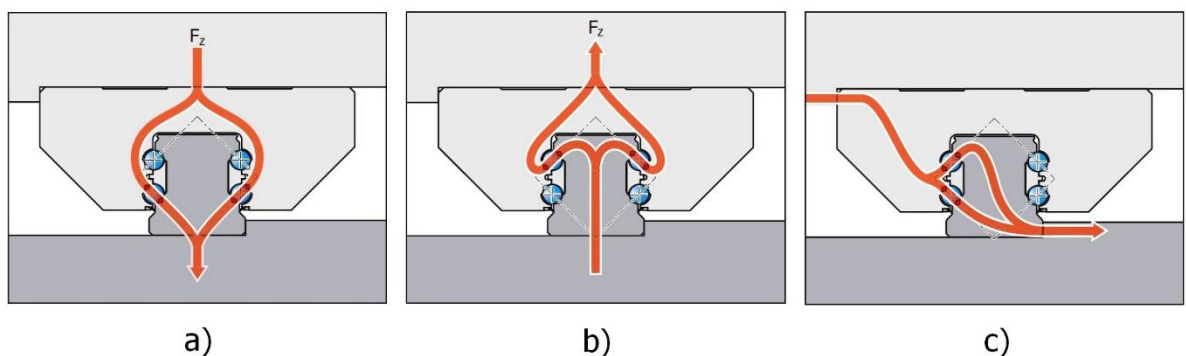
Tab. 5.8 Vyhodnocení průměrných hodnot velikostí sil ve směru x a y

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4	Varianta 5	Varianta 6	Varianta 7
F_x	0,487	0,336	0,336	0,336	0,336	0,197	0,214
F_y	1,245	0,830	1,094	0,830	0,830	0,462	0,462



6 Optimalizace vybrané varianty pro konstrukční řešení

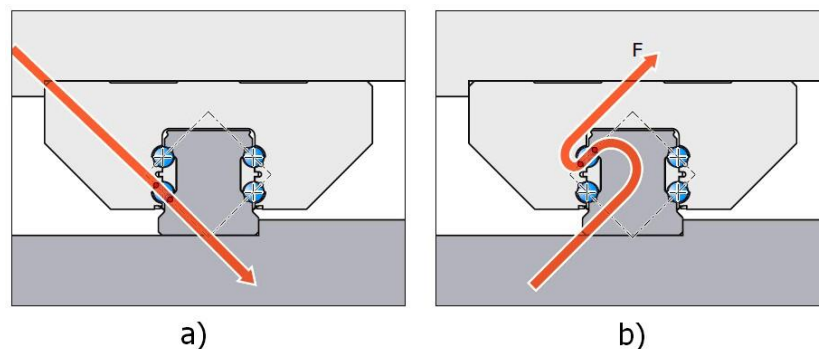
V této kapitole budou detailněji rozpracovány vybrané varianty z kap. 5.4. Jedná se tedy o varianty 6 a 7. Hlavním cílem je optimálně uspořádat vozíky lineárního vedení vůči působícím silám tak, aby byly namáhány pokud možno v jednom z hlavních směrů zatěžování. Pod pojmem hlavní směr zatěžování vozíků se rozumí působení síly na vozík pod úhlem 0° , 90° , 180° nebo 270° . Při působení síly pod těmito úhly zachycují zatížení vždy 2 řady valivých elementů (viz obr. 6.1).



Obr. 6.1 Hlavní směry zatížení vozíků lineárního vedení [8]

a) tlakové zatížení, b) tahové zatížení, c) boční zatížení

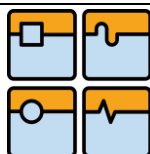
Nejméně příznivé je zatížení pod úhlem 45° . V tomto případě zachycuje celé zatížení pouze jedna řada valivých elementů (obr. 6.2).



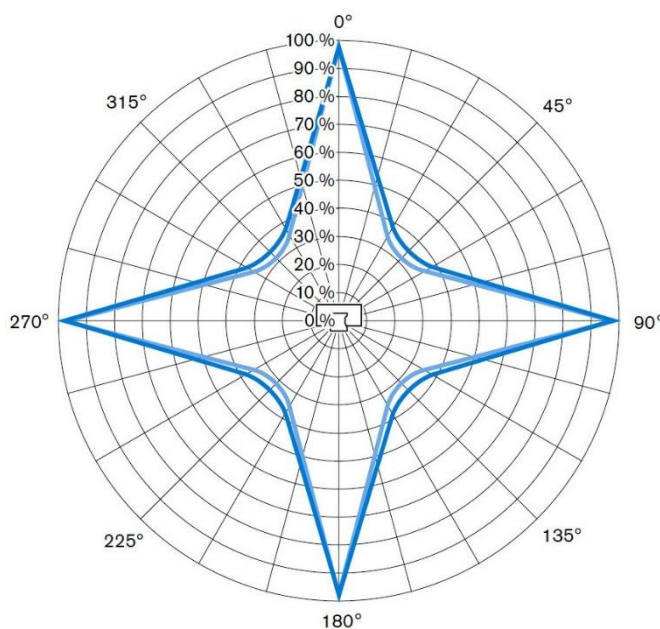
Obr. 6.2 Nejnepříznivější zatížení vozíků pod úhlem 45° [8]

a) tlakové zatížení, b) tahové zatížení

Úhel zatížení také ovlivňuje samotnou životnost lineárního vedení. Čím více se úhel zatížení blíží k 45° , tím více se redukuje životnost. Tyto souvislosti znázorňují grafy 6.1 a 6.2. V grafu 6.1 je zobrazen diagram závislosti úhlu působícího zatížení na životnosti. Tmavě modrá křivka patří kuličkovému vedení, světle modrá válečkovému. Pokud síla působí přesně pod úhlem 45° , klesne životnost u kuličkového vedení na 35% a u válečkového na 32% hodnoty životnosti,

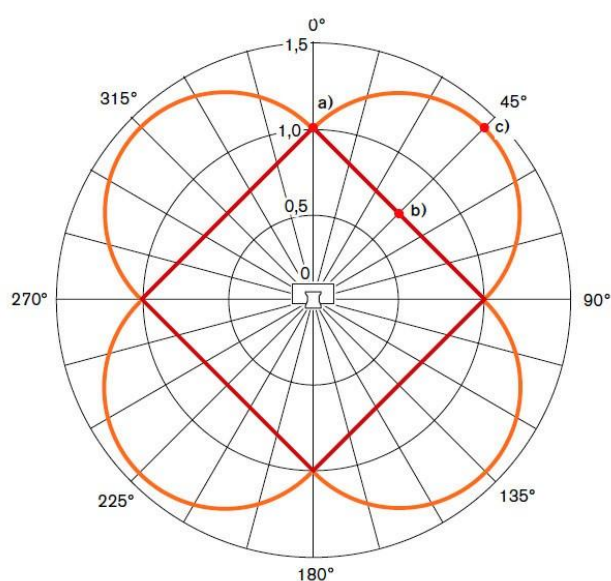


kerou by vedení dosahovalo, kdyby zatížení působilo v jednom z hlavních směrů. Toto rapidní snížení životnosti je způsobeno exponentem, který vstupuje do výpočtu životnosti lineárního vedení. Pro kuličková vedení je roven 3, pro válečkové $10/3$.



Graf 6.1 Závislost hodnoty životnosti na úhlu působícího zatížení [8]
Tmavě modrá křivka – kuličkové vedení, světle modrá křivka – válečkové vedení

Graf 6.2 zobrazuje vztah mezi úhlem působícího zatížení a velikostí zatížení, resp. velikostí únosnosti vedení, k dosažení stejné životnosti jako v hlavním směru zatížení.



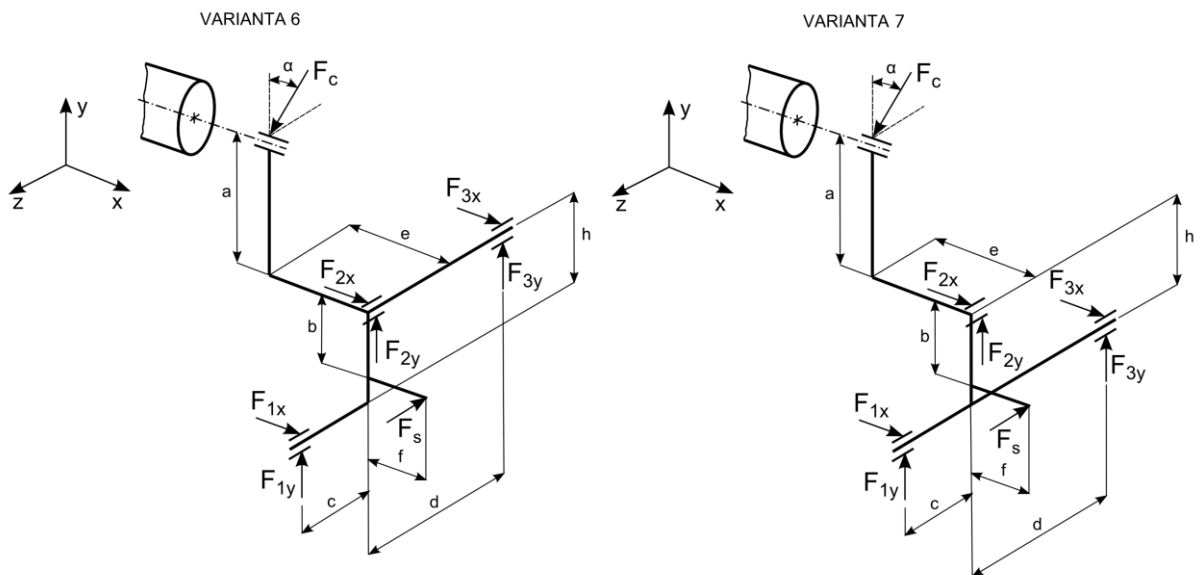
Graf 6.2 Vztah mezi úhlem působící síly a velikostí zatížení, resp. velikostí únosnosti vedení k dosažení stejné životnosti jako v hlavním směru zatěžování [8]



Ve všech hlavních směrech má životnost hodnotu jedna (graf 6.2, bod a). Pokud zatížení působí pod úhlem 45° a chceme přitom dosáhnout stejné životnosti, jako kdyby zatížení působilo v hlavním směru, velikost zatížení (vykresleno červenou čarou) musí klesnout na 0,707násobek (bod b) nebo musíme zvolit vedení s únosností 1,414násobně vyšší (bod c). Velikost únosnosti vedení je vykresleno oranžovou křivkou.

Z výše uvedených důvodů byla snaha vybranou konstrukční variantu 6, resp. 7 uspořádat tak, aby nedocházelo k zatížení vozíků pod úhlem blízcí se 45° .

Pro tuto optimalizaci byly mírně přepracovány schémata obou variant, které jsou vidět na obr. 6.3, což mělo za následek také přepracování výpočtů působících sil.



Obr. 6.3 Upravená schémata variant 6 a 7

Výpočty sil pro variantu 6:

Výpočet sil působících na jednotlivé vozíky:

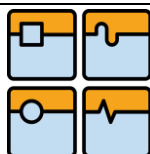
$$F_{1x} = \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} + \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{h} \quad (45)$$

$$F_{2x} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (46)$$

$$F_{3x} = \frac{-F_c \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} - \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (47)$$

$$F_{1y} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha}{3} - \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{c+d} + \frac{F_c \cdot \sin \alpha \cdot (\frac{h}{2} - b)}{c+d} - \frac{F_c \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{c+d} \quad (48)$$

$$F_{2y} = \frac{-F_c \cdot \cos \alpha}{3} \quad (49)$$



$$F_{3y} = \frac{-Fc \cdot \cos \alpha}{3} + \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{c+d} - \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot (\frac{h}{2} - b)}{c+d} + \frac{Fc \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{c+d} \quad [50]$$

Výpočet síly působící na kuličkový šroub:

$$F_S = Fc \cdot \sin \alpha \quad (50)$$

Výpočty sil pro variantu 7:

Výpočet sil působících na jednotlivé vozíky:

$$F_{1x} = \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} + \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} + \frac{Fc \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (51)$$

$$F_{2x} = \frac{-Fc \cdot \cos \alpha \cdot e}{h} \quad (52)$$

$$F_{3x} = \frac{-Fc \cdot \sin \alpha \cdot f}{c+d} - \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot e}{c+d} + \frac{Fc \cdot \cos \alpha \cdot e}{2h} \quad (53)$$

$$F_{1y} = \frac{-Fc \cdot \cos \alpha}{3} - \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{c+d} + \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot (\frac{h}{2} - b)}{c+d} - \frac{Fc \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{c+d} \quad (54)$$

$$F_{2y} = \frac{-Fc \cdot \cos \alpha}{3} \quad (55)$$

$$F_{3y} = \frac{-Fc \cdot \cos \alpha}{3} + \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot (a + \frac{h}{2})}{c+d} - \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot (\frac{h}{2} - b)}{c+d} + \frac{Fc \cdot \cos \alpha \cdot (\frac{c+d}{2} - c)}{c+d} \quad (56)$$

Výpočet síly působící na kuličkový šroub:

$$F_S = Fc \cdot \sin \alpha \quad (57)$$

Z uvedených výpočtů vyplývá, že zarovnáním osy kuličkového šroubu, vozíků a ložiska formového válce do jedné svislé roviny se eliminují síly působící ve směru x . Zůstanou pouze síly ve směru y , který je totožný s jedním z hlavních směrů lineárního vedení. Zarovnání kuličkového šroubu, ložiska formového válce a vozíků do jedné svislé roviny bylo dále přijato jako hlavní požadavek pro vznikající konstrukci.

6.1 Návrh konstrukčního řešení vycházející z koncepce varianty 6

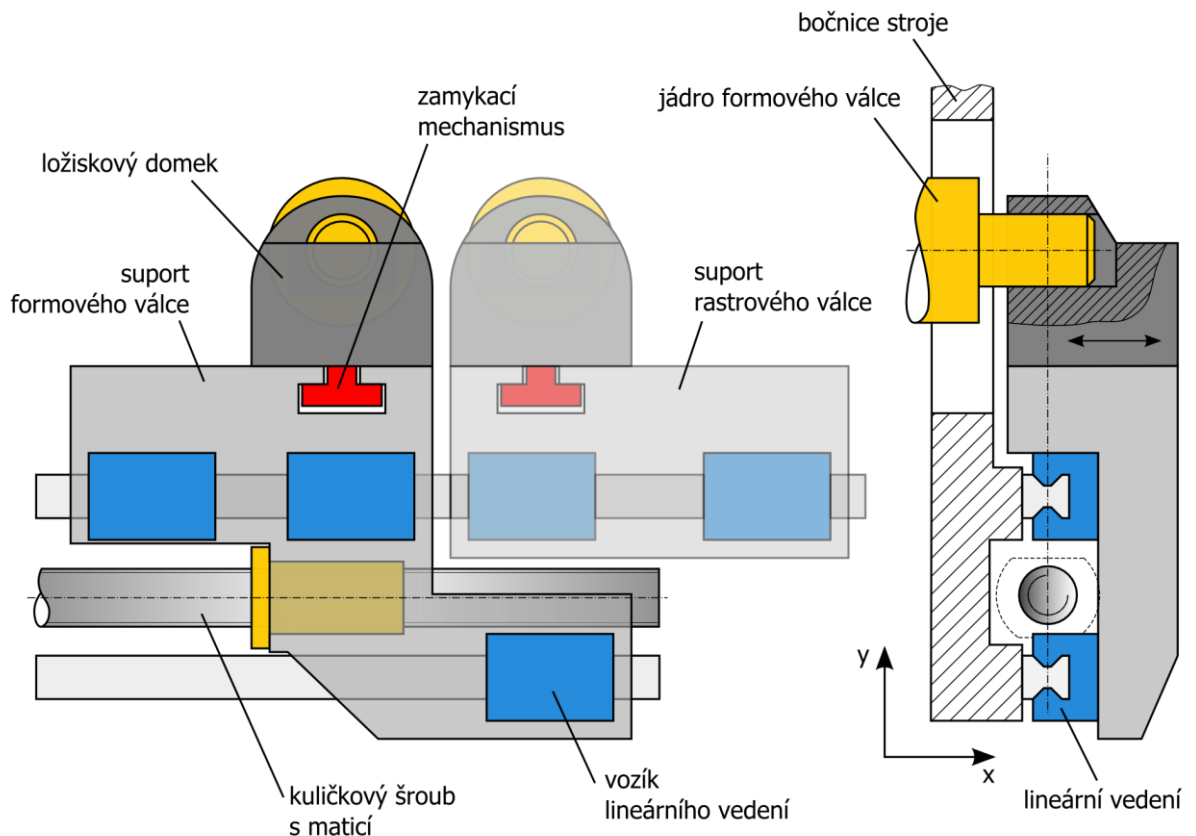
Jako první bylo rozpracováno řešení zjednodušeně zobrazené na obr. 6.4, které využívá koncepcí varianty 6. Dle požadavku, zmíněného výše, je lineární vedení, kuličkový šroub i střed ložiska formového válce v jedné svislé rovině. Vrchní i spodní kolejnice lineárního vedení je přišroubována přímo na bok bočnice stroje, mezi nimiž je umístěn kuličkový šroub s maticí. Ložiskový domek je přes zamykací mechanismus připevněn pomocí svěrného spoje k suportu. Zamykací mechanismus umožňuje uvolnění a následné odsunutí celého ložiskového domku při



výměně návleku formového válce. Mezi velké nevýhody této konstrukce patří umístění kuličkového šroubu mezi kolejnice a to z několika důvodů. Aby se kuličkový šroub vešel mezi kolejnice, dosahuje konstrukce značné zástavbové výšky. U dnešních flexotiskových strojů, které běžně mají kolem centrálního válce osm barevníků, je tato výška velmi omezena. V návaznosti na tuto konstrukci by se tedy musela zvýšit výška bočnice a také průměr centrálního válce. To s sebou přináší značné zvýšení ceny stroje. Další důvod je oslabení konstrukce bočnice v místě kuličkového šroubu a matice. Dále je také problematický jeho náhon, protože se nachází v těsné blízkosti bočnice.

Další nevýhodou je umístění vozíků ve vertikálním směru. Hlavní směr zatěžování tedy působí ve směru z boku vozíku, ve kterém má vozík mnohem menší tuhost než při zatížení shora (viz obr. 3.7).

Pro výše uvedené důvody byl vývoj této konstrukce ukončen.

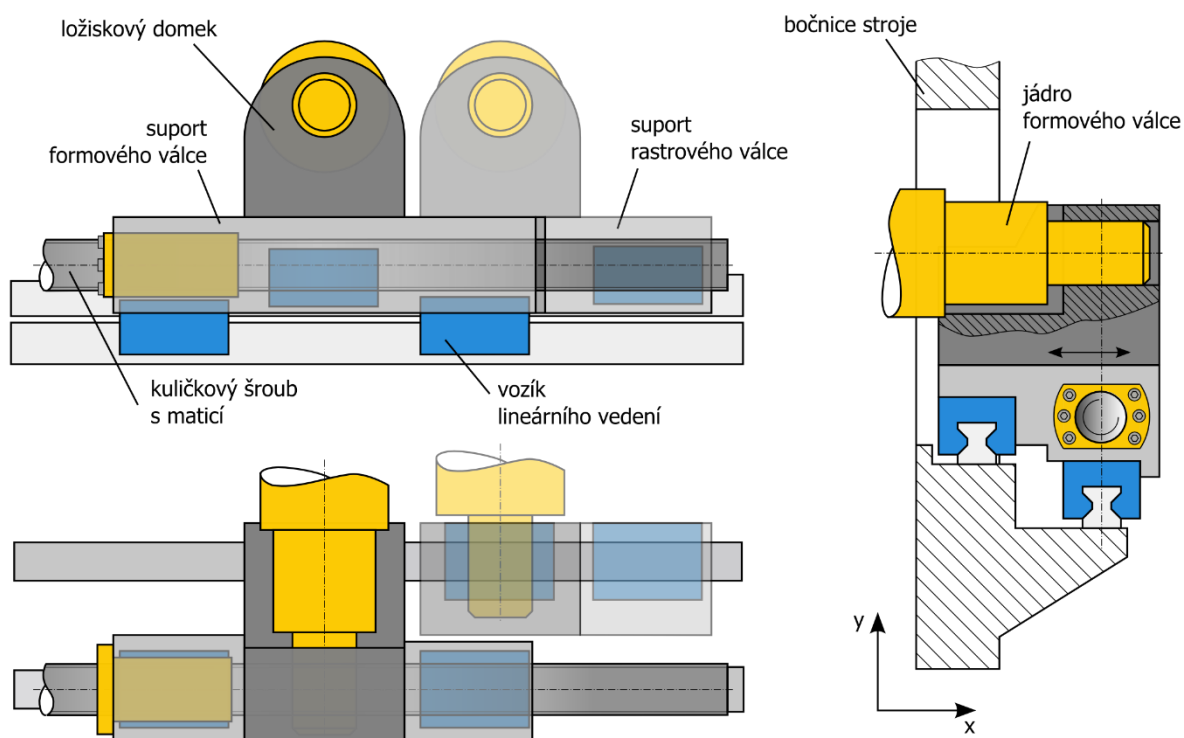


Obr. 6.4 Řešení konstrukce uložení formového válce s vertikálně umístěnými vozíky



6.2 Návrh konstrukčního řešení vycházející z koncepce varianty 7

Při dalším návrhu bylo využito koncepce varianty 7 (obr. 6.5). V tomto případě jsou ale všechny vozíky orientovány horizontálně a zároveň jsou obě kolejnice vůči sobě výškově odsazené. Takto orientované vozíky poskytují mnohem větší tuhost, než v předchozí variantě. Ložisko



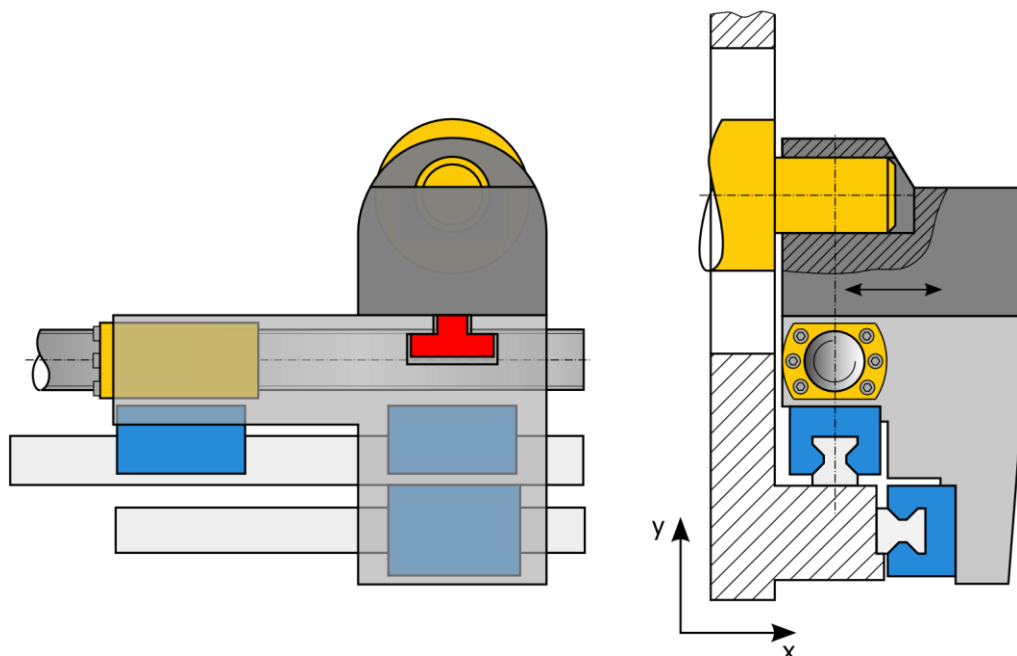
Obr. 6.5 Řešení konstrukce uložení formového válce s horizontálně uloženými vozíky

formového válce, kuličkový šroub i kolejnice lineárního vedení je opět v jedné rovině. Komplikace nastává s uložením rastrového válce, který musí těsně přiléhat k formovému válci. Ložiskový domek rastrového válce byl tedy zkrácen a zatížení zachycuje zadní kolejnice. Výškové odsazení přední kolejnice poskytlo prostor pro uložení matice kuličkového šroubu. Zástavbová výška se oproti předchozí variantě sice zmenšila, vyžádala si však nálietek na bočnici rámu stroje pro uložení přední kolejnice lineárního vedení. Tento nálietek opět zvyšuje zástavbovou výšku konstrukce. Následkem toho je není možné umístit zamykací mechanismus mezi ložiskový domek a suport, jelikož se v tomto místě nachází kuličkový šroub. Další nevýhoda je nutnost prodloužení formového válce, jelikož se ložisko nachází až nad přední kolejnicí. To rapidně snižuje tuhost formového válce a přispívá tak k vibracím celé soustavy. Z těchto důvodů je od této varianty odstoupeno.



7 Optimální konstrukční řešení

Z důvodů popsaných v kap. 6 nebylo nalezeno odpovídající řešení konstrukce uložení formového válce vycházející z variant 6, resp. 7. V důsledku toho bylo učiněno rozhodnutí použít k návrhu konstrukce uložení formového a rastrového válce koncepci jiné varianty. V tab. 5.8 vyhodnocující jednotlivé varianty se za variantami 6 a 7 umístily shodně varianty 4 a 5. Bylo by tedy logické použít jednu z těchto variant. Ovšem v návaznosti na problematiku rozdílné tuhosti vozíků lineárního vedení v různých směrech zatěžování, kterou částečně zobrazuje obr. 3.7, bylo rozhodnuto jinak. Pro maximální využití potenciálu lineárního vedení je nutné, aby největší zatížení přenášely vozíky ve směru jejich největší tuhosti. Předchozí konstrukční návrhy popsané v kap. 6 se mimo jiné vyznačovali značným nárokem na zástavbovou výšku konstrukce, která je u flexotiskových strojů značně omezena. Spojením těchto dvou požadavků vznikla koncepce vyobrazená na obr. 7.1, která vychází z varianty 3. Vozíky na vrchní kolejnici přenášející největší zatížení jsou orientovány tak, aby na ně zatížení působilo ve směru jejich největší tuhosti. Spodní kolejnice je odsazená a otočená o 90°. To umožnilo zmenšit nálietek na bočnici rámu stroje a snížit tak zástavbovou výšku konstrukce i přesto, že se nad vrchní kolejnicí nachází kuličkový šroub, který je v jedné rovině s lineárním vedením a ložiskem formového válce a eliminují se tak síly ve směru osy x .



Obr. 7.1 Koncepce návrhu konstrukce vycházející z varianty 3

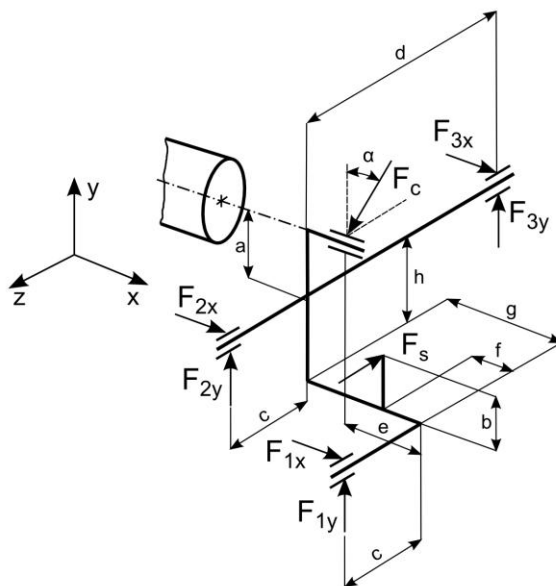
Koncepce variant 4 a 5 se zakládá na dvou vozících lineárního vedení umístěných na spodní kolejnici. To by znamenalo přenášet největší zatížení vozíky, které by byly namáhány v bočním



směru, ve kterém mají výrazně menší tuhost než při namáhání ze shora. Proto byla využita koncepce varianty 3.

7.1 Výpočet sil působících na vozíky lineárního vedení

Pro přesný výpočet působících sil na jednotlivé vozíky bylo nutné přepracovat matematický výpočtový model varianty 3, která neuvažuje vzájemné odsazení kolejnic (obr. 7.2).



Obr. 7.2 Schéma optimalizované varianty 3

Kvůli dalším navazujícím výpočtům, jako např. výpočet lineárního vedení, kuličkového šroubu, apod., nebyly již výpočty sil počítány poměrově jako při prvotní analýze variant v kap. 5.3, ale bylo počítáno s exaktním zatížením, které bylo zjištěno v kap. 5.2. Po optimalizaci výpočtového modelu v programu Mathcad a konfrontaci s vytvářeným CAD modelem se dospělo k těmto rozměrům:

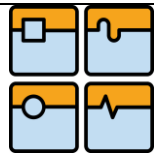
$$a = 206 \text{ mm} \quad b = 104 \text{ mm} \quad c = -13 \text{ mm} \quad d = 137 \text{ mm} \quad e = 50 \text{ mm} \quad f = 50 \text{ mm} \\ g = 50 \text{ mm} \quad h = 50 \text{ mm}$$

Zatěžující síla F_C a jednotlivé úhly barevníků jsou pevně dány:

$$F_C = 6163 \text{ N} \quad \alpha_1 = 216,7^\circ \quad \alpha_2 = 254,4^\circ \quad \alpha_3 = 285,6^\circ \quad \alpha_4 = 323,3^\circ \quad \alpha_5 = 36,7^\circ \\ \alpha_6 = 74,4^\circ \quad \alpha_7 = 105,6^\circ \quad \alpha_8 = 143,3^\circ$$

Obecný výpočet sil působících na jednotlivé vozíky:

$$F_{1x} = \frac{-F_C \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{g}{2} - e\right)}{2 \cdot (c+d)} + \frac{F_C \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{g}{2} - f\right)}{2 \cdot (c+d)} \quad (58)$$



$$F_{2x} = \frac{-Fc \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{g}{2} - e\right)}{2 \cdot (c+d)} + \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{g}{2} - f\right)}{2 \cdot (c+d)} \quad (59)$$

$$F_{3x} = \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{g}{2} - e\right)}{c+d} - \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{g}{2} - f\right)}{c+d} \quad (60)$$

$$F_{1y} = \frac{-Fc \cdot \cos \alpha}{3} - \frac{Fc \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{g}{2} - e\right)}{g} - \frac{Fc \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{c+d}{2} - c\right)}{2(c+d)} - \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot \left(a + \frac{h}{2}\right)}{2(c+d)} - \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{h}{2} - b\right)}{2(c+d)} \quad (61)$$

$$F_{2y} = \frac{-Fc \cdot \cos \alpha}{3} + \frac{Fc \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{g}{2} - e\right)}{2g} - \frac{Fc \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{c+d}{2} - c\right)}{2(c+d)} - \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot \left(a + \frac{h}{2}\right)}{2(c+d)} - \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{h}{2} - b\right)}{2(c+d)} \quad (62)$$

$$F_{3y} = \frac{-Fc \cdot \cos \alpha}{3} + \frac{Fc \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{g}{2} - e\right)}{2g} + \frac{Fc \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{c+d}{2} - c\right)}{c+d} + \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot \left(a + \frac{h}{2}\right)}{c+d} + \frac{Fc \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{h}{2} - b\right)}{c+d} \quad (63)$$

Obecný výpočet síly působící na kuličkový šroub:

$$F_S = Fc \cdot \sin \alpha \quad (64)$$

Velikosti jednotlivých sil v závislosti na barevníku jsou obsaženy v tab. 7.1.

Tab. 7.1 Velikosti jednotlivých sil působících na vozíky lineárního vedení a kuličkový šroub

	F_{1x} [N]	F_{2x} [N]	F_{3x} [N]	F_{1y} [N]	F_{2y} [N]	F_{3y} [N]	F_S [N]
Barevník 1	0	0	0	2928	6634	-4621	-3683
Barevník 2	0	0	0	3863	5106	-7312	-5936
Barevník 3	0	0	0	3413	2170	-7241	-5936
Barevník 4	0	0	0	1587	-2119	-4409	-3683
Barevník 5	0	0	0	-2928	-6634	4621	3683
Barevník 6	0	0	0	-3863	-5106	7312	5936
Barevník 7	0	0	0	-3413	-2170	7241	5936
Barevník 8	0	0	0	-1587	2119	4409	3683

Jak je z tabulky patrné, podařilo se eliminovat síly ve směru osy x . Největší zatížení na vozík lineárního vedení působí na 2. a 6. barevníku, a sice síla F_{3y} . K této maximální síle je nutno připočítat sílu od vlastní tíhy suportu. Tato síla se rovnoměrně rozloží mezi všechny tři vozíky. Hmotnost sestavy suportu je $m = 40$ kg. Velikost síly, která se přičte ke každé síle ve směru osy y :

$$F_G = \frac{m}{3} = \frac{40 \cdot 9,81}{3} \cong 131 \text{ N} \quad (65)$$

Největší zatížení vozíku lineárního vedení se pak rovná:

$$F_{0max} = F_{max} + F_G = 7312 + 131 = 7443 \text{ N} \quad (66)$$



7.2 Výpočet lineárního vedení

Při výběru vhodného typu lineárního vedení hraje důležitou mnoho faktorů, např. požadovaná rychlost a zrychlení, délka zdvihu, přesnost, zatížení, tuhost, přesouvané hmotnosti, apod. V případě tohoto návrhu jsou požadavky na rychlost či zrychlení nepodstatné, jelikož zatížení působí za klidu. Naopak největší roli hraje dosažení co největší tuhosti konstrukce. Z této úvahy jasně vyplývá použití válečkového vedení, které má oproti kuličkovému podstatně větší tuhost. Celý výpočet proběhl dle metodiky firmy Bosch Rexroth, od které bylo také použito lineární vedení. Firma Bosch Rexroth byla zvolena po špatné zkušenosti s předchozím dodavatelem lineárního vedení, jehož výrobky se potýkaly s problémy ztráty předpětí vozíků.

Předběžná velikost vedení byla zvolena na základě statického poměru zatížení, tedy poměru statické únosnosti ke statickému zatížení. Dle katalogu musí být tento poměr větší než hodnota 4. Kvůli silnému rázovému zatížení byl zvolen poměr 7.

$$S_p = \frac{C_0}{F_{0max}} \quad (67)$$

Potřebná statická únosnost lineárního vedení se tedy rovná:

$$C_0 = F_{0max} \cdot S_p = 7443 \cdot 7 = 52101 \text{ N} \quad (68)$$

Vedení s nejbližší vyšší hodnotou je vedení velikosti 25, typ SNS R1822 nebo FNS R1851. Statická únosnost činí u těchto vedení shodně $C_0 = 59500 \text{ N}$ a dynamická únosnost $C = 30300 \text{ N}$. Pro dosažení co nejmenší elastické deformace vozíků při zatížení bylo zvoleno nejvyšší předpětí, tedy třída C3.

Jelikož na vozíky působí síly jen ve směru osy y , není potřeba počítat ekvivalentní zatížení vozíků, které zohledňuje působení sil ve více hlavních směrech zatěžování.

Při výpočtu je dále důležité zohlednit předpětí vozíků, které de facto působí jako další zatížení na vozík. Jestli má toto předpětí vliv na životnost vedení nebo ne, se určuje podle následujících dvou podmínek:

$$1) F_{0max} > 2,8 \cdot F_{pr} \quad 2) F_{0max} \leq 2,8 \cdot F_{pr} \quad (69)$$

kde: F_{0max} – maximální vnější zatížení

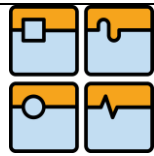
F_{pr} – síla předpětí

Síla předpětí, která figuruje v předchozích vztazích, se vypočte dle vztahu:

$$F_{pr} = X_{prv} \cdot C = 0,13 \cdot 30300 = 3939 \text{ N} \quad (70)$$

kde: X_{prv} – koeficient třídy předpětí (pro třídu C3 je roven 0,13)

C – dynamická únosnost vedení



V tomto případě byla splněna druhá podmínka:

$$F_{0max} = 7443 \text{ N} \leq 2,8 \cdot F_{pr} = 11029 \text{ N} \quad (71)$$

Pokud je splněna první podmínka, tedy že vnější zatížení vozíku je větší jak 2,8násobek síly předpětí (v tomto okamžiku dojde ke ztrátě předpětí), nemá předpětí vozíku žádný vliv na jeho životnost. Je-li splněna druhá podmínka, síla předpětí má vliv na životnost vedení a maximální vnější zatížení musí být přepočítáno podle následujícího vztahu:

$$F_{eff} = \left(\frac{F_{0max}}{2,8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr} = \left(\frac{7443}{2,8 \cdot 3939} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot 3939 = 8538 \text{ N} \quad (72)$$

kde: F_{eff} - efektivní ekvivalentní zatížení

Jelikož při tiskovém procesu zůstává vedení v klidové poloze, nelze provést výpočet ekvivalentního dynamického zatížení a následně životnosti vedení. Navržené lineární vedení se kontroluje pouze vůči meznímu stavu pružnosti, aby při zatížení nedošlo k plastické deformaci valivých elementů nebo oběžných drah. Maximální statické zatížení nesmí tedy převýšit základní statickou zatížitelnost vedení. Kontrola se provádí vůči statickému bezpečnostnímu faktoru, který mimo jiné závisí na provozních podmínkách.

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0max}} \quad (73)$$

kde: S_0 - statický bezpečnostní faktor

C_0 - statická únosnost vedení

F_{0max} - maximální zatížení vedení

Dle katalogu Bosch Rexroth se bezpečnostní faktor pro vysoké dynamické namáhání v klidovém stavu pohybuje v rozmezí 8 – 12. Zvolena je nejnižší hodnota, tedy 8. Z rovnice 73, kde se síla F_{0max} dále nahradí již přepočtenou silou F_{eff} , pak vychází podmínka:

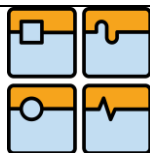
$$C_0 \geq S_0 \cdot F_{eff} \\ 59500 \text{ N} \geq 8 \cdot 8538 = 68304 \text{ N} \quad (74)$$

Podmínka tedy splněna není. Navržené vedení velikosti 25 nevyhovuje, a proto bylo zvoleno vedení velikosti 35 stejného typu SNS R1822, resp. FNS R1851. Toto vedení disponuje statickou únosností $C_0 = 119400 \text{ N}$ a dynamickou únosností o velikosti $C = 61000 \text{ N}$. Znovu se tedy musí zkontrolovat vliv předpětí na životnost vedení stejně jako v rovnici 69:

$$1) F_{0max} > 2,8 \cdot F_{pr} \quad 2) F_{0max} \leq 2,8 \cdot F_{pr} \quad (75)$$

kde: F_{0max} – maximální vnější zatížení

F_{pr} – síla předpětí



Síla předpětí se vypočte dle vztahu:

$$F_{pr} = X_{prv} \cdot C = 0,13 \cdot 61000 = 7930 \text{ N} \quad (76)$$

kde: X_{prv} – koeficient třídy předpětí (pro třídu C3 je roven 0,13)
 C – dynamická únosnost vedení

V tomto případě byla opět splněna druhá podmínka:

$$F_{0max} = 7443 \text{ N} \leq 2,8 \cdot F_{pr} = 22204 \text{ N} \quad (77)$$

Vnější zatížení pak musí být přepočítáno dle vztahu:

$$F_{eff} = \left(\frac{F_{0max}}{2,8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr} = \left(\frac{7443}{2,8 \cdot 7930} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot 7930 = 12235 \text{ N} \quad (78)$$

kde: F_{eff} - efektivní ekvivalentní zatížení

Kontrola vůči statickému bezpečnostnímu faktoru:

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0max}} \quad (79)$$

kde: S_0 - statický bezpečnostní faktor
 C_0 - statická únosnost vedení
 F_{0max} - maximální zatížení vedení

Opět jako v rovnici 74 je volen bezpečnostní faktor o velikosti 8. Z rovnice 79 pak vychází podmínka:

$$C_0 \geq S_0 \cdot F_{eff} \\ 119400 \text{ N} \geq 8 \cdot 12235 = 97880 \text{ N} \quad (80)$$

Dle rovnice 80 zvolené vedení o velikosti 35 vyhovuje.

7.3 Výpočet kuličkového šroubu

Tak jako v případě lineárního vedení, tak také kuličkový šroub je zatěžován v klidové poloze. Odpadá tedy výpočet dynamického ekvivalentního zatížení a následné životnosti ať už v počtu provozních hodinách či počtu otáčkách. Šroub je kontrolován s přihlédnutím na předpětí matice pouze na maximální přípustné otáčky a maximální přípustné axiální zatížení.

Předběžný výběr velikosti kuličkového šroubu je proveden dle stávající konstrukce. Je vybrán kuličkový šroub o jmenovitém průměru 25 mm a stoupání 5 mm. Výrobcem byla zvolena opět



firma Bosch Rexroth z obdobných důvodů jako u lineárního vedení. Matice je předběžně zvolena přírubového typu, dvojitá se 7% předepnutím. Jedná se o typ FDM-E-C se statickou únosností $C_{0m} =$ a dynamickou únosností $C_m = 15900 N$.

Největší axiální zatížení šroubu F_{Smax} , které je zjevné z tab. 7.1, dosahuje velikosti 5936 N. Z důvodu použití předepjaté matice musí být zkontrolován vliv předpětí na životnost šroubu, obdobně jako u lineárního vedení. Vychází se z těchto podmínek:

$$1) F_{Smax} > 2,8 \cdot F_{pr} \qquad 2) F_{Smax} \leq 2,8 \cdot F_{pr} \qquad (81)$$

kde: F_{Smax} – maximální axiální zatížení šroubu
 F_{prm} – síla předpětí matice

Síla předpětí, která figuruje v předchozích rovnicích, se vypočte dle vztahu:

$$F_{prm} = X_{prm} \cdot C_m = 0,07 \cdot 15900 = 1113 N \qquad (82)$$

kde: X_{prm} – koeficient třídy předpětí (pro 7% předpětí je roven 0,07)
 C_m – dynamická únosnost matice

V tomto případě byla splněna první podmínka, tedy že axiální zatížení je větší než 2,8násobek síly předpětí:

$$F_{0max} = 5936 N \leq 2,8 \cdot F_{pr} = 3316 N \qquad (83)$$

Předpětí matice tedy nemá vliv na životnost šroubu a již se neprovádí žádný přepočet působící axiální síly na šroub.

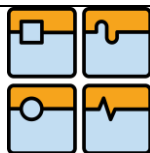
Výpočet maximálních přípustných otáček šroubu

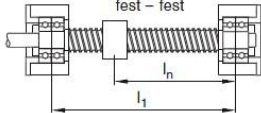
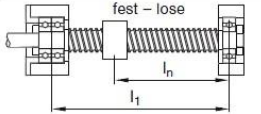
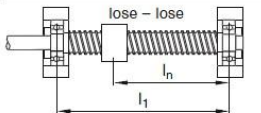
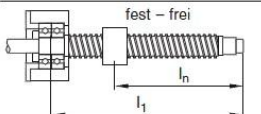
Následně bylo nutné spočítat kritické otáčky šroubu. Během jeho rotace dochází k ohybovému kmitání, které má frekvenci totožnou s frekvencí otáčení šroubu. Kritické otáčky jsou pak takové otáčky, při kterých frekvence ohybového kmitání dosáhne první rezonanční frekvence šroubu.

Kritické otáčky se spočítají dle vztahu:

$$n_k = f_{nk} \cdot \frac{d_{2s}}{l_n^2} \cdot 10^7 [min^{-1}] \qquad (84)$$

kde: n_k – kritické otáčky šroubu
 f_{nk} – koeficient závislý na typu uložení šroubu (dle obr. 7.3 se rovná 4,3)
 d_{2s} – průměr jádra šroubu
 l_n – kritická délka šroubu



Endenlagerkonfiguration	Beiwert f_{nk}
 fest – fest	27,4
 fest – lose	18,9
 lose – lose	12,1
 fest – frei	4,3

Obr. 7.3 Koefficient f_{nk} v závislosti na uložení šroubu [8]

Pro zvolený šroub o jmenovitém průměru 25 mm je průměr jádra roven $d_{2s} = 21,9$ mm. Kritická délka šroubu je rozdílná pro suport formového a rastrového válce. U formového válce činí 235 mm a u rastrového 533 mm.

Maximální přípustné otáčky šroubu se pak spočítají jako 0,8násobek kritických otáček:

$$n_{kp} = 0,8 \cdot n_k \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (85)$$

Pro formový válec jsou kritické a maximální přípustné otáčky:

$$n_k = f_{nk} \cdot \frac{d_{2s}}{l_n^2} \cdot 10^7 = 4,3 \cdot \frac{21,9}{235^2} = 17052 \text{ min}^{-1} \quad (86)$$

$$n_{kp} = 0,8 \cdot n_k = 0,8 \cdot 17052 = 13642 \text{ min}^{-1} \quad (87)$$

Pro rastrový válec jsou kritické a maximální přípustné otáčky:

$$n_k = f_{nk} \cdot \frac{d_{2s}}{l_n^2} \cdot 10^7 = 4,3 \cdot \frac{21,9}{533^2} = 3315 \text{ min}^{-1} \quad (88)$$

$$n_{kp} = 0,8 \cdot n_k = 0,8 \cdot 3315 = 2652 \text{ min}^{-1} \quad (89)$$

Výpočet maximálního přípustného axiálního zatížení šroubu

Dále bylo nutno spočítat maximální přípustné zatížení šroubu v axiálním směru. Jedná se vlastně o výpočet vzhledně tuhosti šroubu. Maximální teoretické zatížení je dáno vztahem:

$$F_k = f_{Fk} \cdot \frac{d_{2s}^4}{l_k^2} \cdot 10^4 \text{ [N]} \quad (90)$$

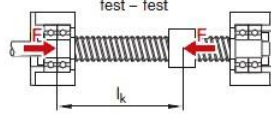
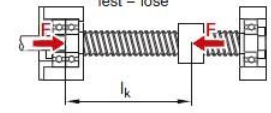
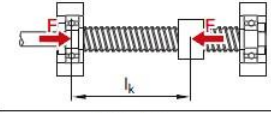
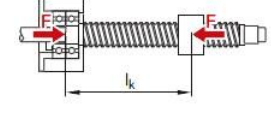
kde: F_k – maximální teoretické axiální zatížení šroubu



f_{Fk} – koeficient závislý na uložení šroubu (dle obr. 7.4 se rovná 2,6)

d_{2s} – průměr jádra šroubu

l_k – účinná délka šroubu

Endenlagerkonfiguration	Beiwert f_{Fk}
fest – fest 	40,6
fest – lose 	20,4
lose – lose 	10,2
fest – frei 	2,6

Obr. 7.4 Koeficient f_{Fk} závislý na uložení šroubu [8]

Účinná délka šroubu je rozdílná pro suport formového a rastrového válce. U formového válce činí 192 mm a u rastrového 379 mm.

Při výpočtu maximálního přípustného axiálního zatížení šroubu se počítá minimálně s bezpečností rovné 2. V tomto případě byla zvolena kvůli silnému rázovému zatížení bezpečnost o hodnotě 3:

$$F_{kp} = \frac{F_k}{3} \text{ [N]} \quad (91)$$

Pro formový válec se maximální teoretické a přípustné zatížení rovná:

$$F_k = f_{Fk} \cdot \frac{d_{2s}^4}{l_k^2} \cdot 10^4 = 2,6 \cdot \frac{21,9^4}{192^2} = 162236 \text{ N} \quad (92)$$

$$F_{kp} = \frac{F_k}{3} = \frac{162236}{3} = 54079 \text{ N} \quad (93)$$

Pro rastrový válec se maximální teoretické a přípustné zatížení rovná:

$$F_k = f_{Fk} \cdot \frac{d_{2s}^4}{l_k^2} \cdot 10^4 = 2,6 \cdot \frac{21,9^4}{379^2} = 41636 \text{ N} \quad (94)$$

$$F_{kp} = \frac{F_k}{3} = \frac{41636}{3} = 13879 \text{ N} \quad (95)$$

**Výpočet potřebného hnacího momentu pro pohon kuličkového šroubu**

Výpočet potřebného hnacího momentu byl koncipován tak, aby byl schopen překonat moment vznikající od působící síly na formový válec. K tomuto momentu je nutné přičíst momenty pro překonání tření v ložiscích, v matici kuličkového šroubu a v jejím těsnění.

Moment pro překonání zatěžující síly:

$$M_a = \frac{F_{Smax} \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta} = \frac{5936 \cdot 5}{2000 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,9} = 5,25 \text{ Nm} \quad (96)$$

kde: M_a – hnací moment

F_{Smax} – zatěžující síla kuličkového šroubu

P – stoupání šroubu

i – převodový poměr mezi motorem a šroubem

η – účinnost šroubu (v případě naháněného šroubu $\eta = 0,9$)

Moment pro překonání tření v předepnuté matici kuličkového šroubu (dle katalogu Bosch Rexroth [9]):

$$M_{mks} = 0,17 \text{ Nm} \quad (97)$$

Moment pro překonání třetí v těsnění matice kuličkového šroubu (dle katalogu Bosch Rexroth [9]):

$$M_t = 0,12 \text{ Nm} \quad (98)$$

Moment pro překonání třetí v uložení kuličkového šroubu v ložisku (dle katalogu Bosch Rexroth [9]):

$$M_l = 0,24 \text{ Nm} \quad (99)$$

Celkový moment je pak dán součtem všech momentů:

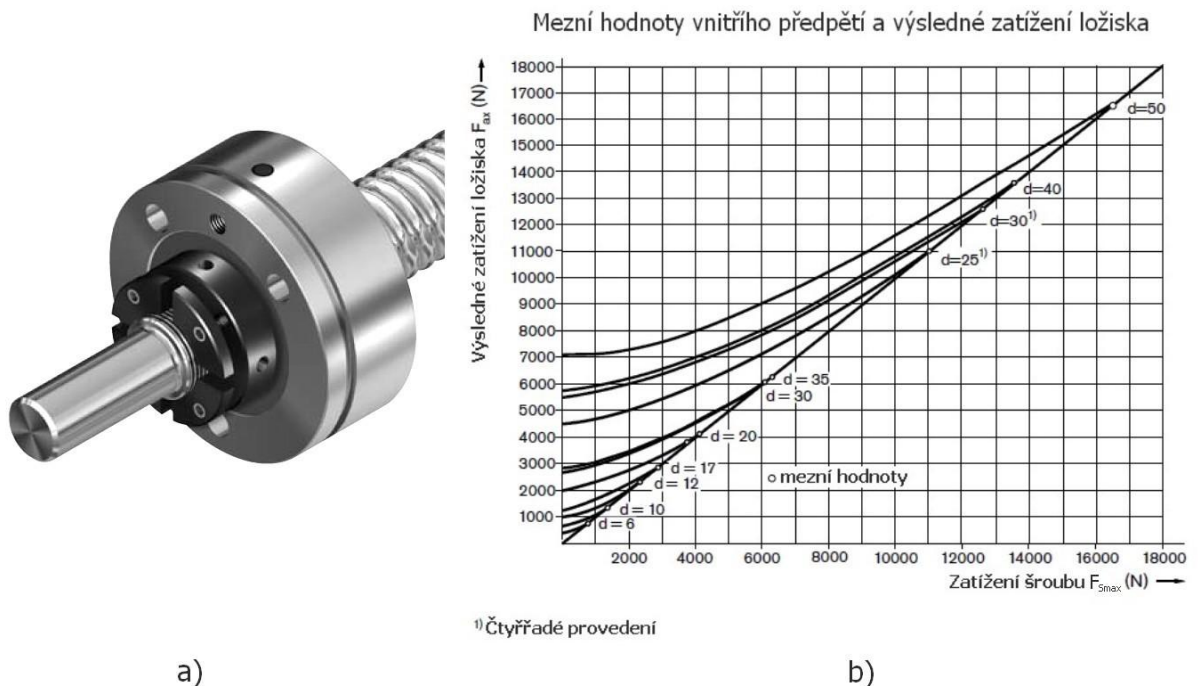
$$M_{ac} = M_a + M_{mks} + M_t + M_l = 5,25 + 0,17 + 0,12 + 0,24 = 5,78 \text{ Nm} \quad (100)$$

Kontrola ložisek pro uložení kuličkového šroubu

Kontrola ložisek pro uložení kuličkového šroubu byla provedena zvláště pro formový a rastrový válec. U rastrového válce je náhon zkonstruován přímo od motoru. U formového válce je pohon šroubu zrealizován pomocí řemenového převodu, který namáhá ložisko i v radiálním směru. Jelikož jsou pro uložení kuličkového šroubu použity předepnutá dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem (obr. 7.5a), je nutné pro zjištění axiálního namáhání ložiska zohlednit jeho předpětí. Pro zjištění skutečného namáhání ložiska v axiálním směru slouží graf na obr. 7.5b. Axiální zatížení ložiska F_{ax} je tedy v případě zatěžující síly šroubu $F_{Smax} = 5936 \text{ N}$ a průměru šroubu $d_s = 25 \text{ mm}$ podle diagramu na obr. 7.4b rovno 7100 N .



Ložiska patří ke standardnímu příslušenství kuličkových šroubů firmy Bosch Rexroth. Konkrétně se jedná o ložisko typu LGF-B 1762 se statickou únosností $C_{0l} = 31000$ N a dynamickou únosností $C_l = 18800$ N.



Obr. 7.5 Uložení kuličkového šroubu [9]

a) dvouřadé kul. ložisko s kosoúhlým stykem použité pro uložení kul. šroubu, b) výsledné zatížení ložiska v závislosti na axiálním zatížení šroubu

Kontrola ložiska formového válce

Na ložisko kuličkového šroubu pohánějícího suport formového válce působí v axiálním směru zatěžující síla šroubu F_{Smax} a v radiálním směru napínací síla řemene F_{rad} (viz rovnice 125). Kombinované ekvivalentní zatížení ložiska je nutno počítat dle vztahu:

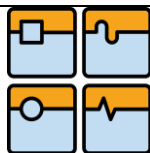
$$F_{com\ lf} = X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{ax} [N] \quad (101)$$

kde: $F_{com\ lf}$ – kombinované ekvivalentní zatížení ložiska formového válce

X, Y – bezrozměrné faktory

F_{rad} – radiální síla působící na ložisko

F_{ax} – axiální síla působící na ložisko



Koeficienty X a Y jsou zřejmé z tab. 7.2.

Tab. 7.2 Velikost koeficientů X a Y [9]

$\alpha = 60^\circ$	X	Y
$\frac{F_{ax}}{F_{rad}} \leq 2,17$	1,90	0,55
$\frac{F_{ax}}{F_{rad}} > 2,17$	0,92	1,00

$$\frac{F_{ax}}{F_{rad}} = \frac{7100}{433} = 20,1 \quad (102)$$

Dle rovnice 102 a tab. 7.2 jsou koeficienty následující: $X = 0,92$, $Y = 1,00$. Kombinované ekvivalentní zatížení ložiska se pak rovná:

$$F_{com\ lf} = X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{ax} = 0,92 \cdot 438,3 + 1 \cdot 7100 = 7503\text{ N} \quad (103)$$

Kontrola ložiska se provádí (v případě kdy je ložisko během zatížení v klidu) vůči maximálnímu axiálnímu zatížení a maximálnímu statickému zatížení ložiska:

$$\frac{C_{0l}}{2} \geq F_{ax} \rightarrow \frac{31000}{2} \geq 7100\text{ N} \rightarrow 1500\text{ N} \geq 7100\text{ N} \quad (104)$$

$$\frac{C_{0l}}{F_{com\ lf}} \geq 4 \rightarrow \frac{31000}{7503} \geq 4 \rightarrow 4,13 \geq 4 \quad (105)$$

kde: C_{0l} – statická únosnost ložiska LGF

F_{ax} – axiální síla v ložisku

$F_{com\ lf}$ – kombinované ekvivalentní zatížení ložiska formového válce

Z výše uvedených kontrolních vztahů (dle katalogu Bosch Rexroth [9]) zvolené ložisko vyhovuje.

Kontrola ložiska rastrového válce

Na ložisko rastrového válce působí pouze axiální síla od kuličkového šroubu, jelikož je kuličkový šroub napojen bez vloženého převodu přímo na servomotor. Kombinované ekvivalentní zatížení ložiska rastrového válce je tedy rovno axiální síle v ložisku zjištěné z grafu na obr. 7.4b: $F_{ax} = 7100\text{ N}$.

Kontrola ložiska se provádí stejně jako u ložiska formového válce dle následujících vztahů:

$$\frac{C_{0l}}{2} \geq F_{ax} \rightarrow \frac{31000}{2} \geq 7100\text{ N} \rightarrow 1500\text{ N} \geq 7100\text{ N} \quad (106)$$

$$\frac{C_{0l}}{F_{com\ tr}} \geq 4 \rightarrow \frac{31000}{7100} \geq 4 \rightarrow 4,37 \geq 4 \quad (107)$$



kde: C_{0l} – statická únosnost ložiska LGF

F_{ax} – axiální síla v ložisku

$F_{com\ lr}$ – kombinované ekvivalentní zatížení ložiska rastrového válce

Zvolené ložisko rastrového válce vyhovuje.

7.4 Návrh motoru pro posuv suptu formového a rastrového válce

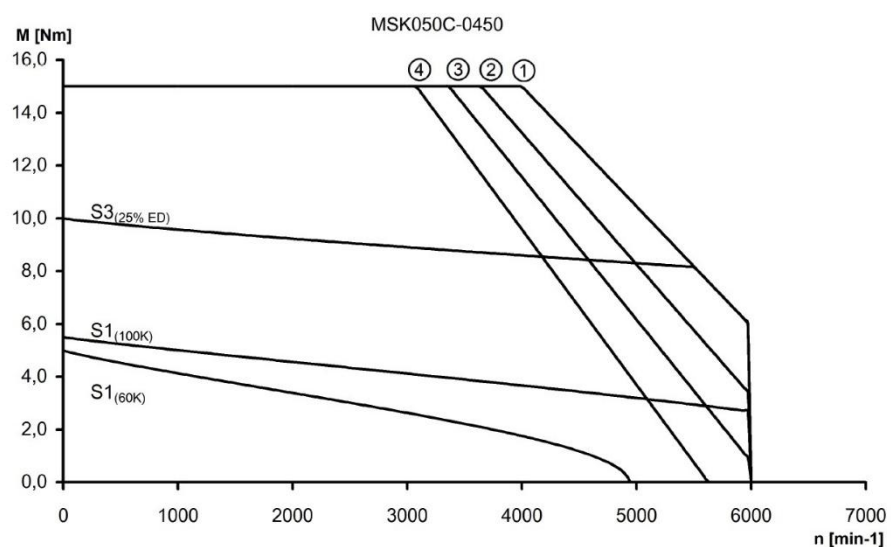
Pro pohon posuvu kuličkového šroubu byl zvolen synchronní AC servomotor řady MSK od firmy Bosch Rexroth. Díky tomu lze synchronizovat stranu obsluhy se stranou pohonu a nedochází tak ke vzpříčení obou pojezdů. Moment pro posuv kuličkového šroubu, který v sobě zahrnuje zatěžující sílu a ztrátové momenty vznikající třením v matici kuličkového šroubu, v uložení kuličkového šroubu a ztráty v těsnění, vyplývá z rovnice 100. Potřebný moment je tedy $M_{ac} = 5,78$ Nm. Pro udržení suptu na místě při tiskovém procesu během zatížení je potřeba moment, který se rovná:

$$M_u = M_a - M_{mks} - M_t - M_l = 5,25 - 0,17 - 0,12 - 0,24 = 4,72 \text{ Nm} \quad (108)$$

kde: M_u – moment pro udržení suptu na místě během zatížení

Při nájzdu suptu na pozici nepůsobí na formový válec žádné zatížení, pouze je nutno překonat ztrátové momenty. Motor tak lze dimenzovat pouze ze statického hlediska.

Byl tedy zvolen motor MSK 050C-450 s klidovým trvalým točivým momentem $M_{mot} = 5,5$ Nm pro provoz S1 a teplotním modelem 100K a maximálním točivým momentem 15 Nm. Momentová charakteristika tohoto motoru je zobrazena na obr. 7.6.



Obr. 7.6 Momentová charakteristika motoru MSK 050C-450 [10]



7.5 Výpočet řemenového převodu pro posuv formového válce

Pro posuv formového válce byl z prostorových důvodů použit náhon přes ozubený řemen. V první řadě bylo nutné zjistit bezpečnostní faktor a přenášený výkon. Hodnota bezpečnostního faktoru je dle katalogu Gates [11] závislá na povaze pohonu a typu poháněného stroje. Dle těchto kritérií byl navrhnut faktor $f_r = 1,5$. Přenášený výkon byl vypočten pro dva následující stavy: pro pracovní chod, kdy je suport v klidové pozici a řemen je zatěžován staticky a pro stav kdy se najíždí na pozici.

Přenášený výkon při pracovním chodu byl vypočten následovně:

$$P_1 = M_{ac} \cdot 2\pi \cdot n_1 \cdot f_r = 5,78 \cdot 2\pi \cdot \frac{10}{60} \cdot 1,5 = 9,08 \text{ W} \quad (109)$$

kde: P_1 – přenášený výkon při pracovním chodu

M_{ac} – působící zatěžující moment

n_1 – otáčky při pracovním chodu (ve skutečnosti $n_1 = 0 \text{ min}^{-1}$, pro výpočet zvoleno $n_1 = 10 \text{ min}^{-1}$)

f_r – bezpečnostní faktor

Pro rozjezd a zpomalení suportu při nájezdu na pozici bylo předpokládáno, že motor bude využívat jmenovitý krouticí moment M_{mot} . Pro výpočet přenášeného výkonu při nájezdu na pozici je ovšem potřeba znát velikost otáček, kterých motor dosáhne při zrychlení posuvu suportu. Těchto otáček bude dosaženo v polovině dráhy, na které dochází k najetí na pozici. Pro výpočet těchto otáček je potřeba následujících vztahů:

$$M_{zrhm} = M_{ksm} + M_t + M_l = 0,17 + 0,12 + 0,24 = 0,53 \text{ Nm} \quad (110)$$

kde: M_{zrhm} – moment zátěže redukováný na hřídel motoru

$$\begin{aligned} J_{1,2} &= \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho_o \cdot b_r \cdot \left[\left(\frac{d_e}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_h}{2} \right)^4 \right] = \\ &= \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7830 \cdot 22 \cdot \left[\left(\frac{54,65}{2} \right)^4 - \left(\frac{14}{2} \right)^4 \right] \cdot 10^{-15} = 0,00015 \text{ m}^2 \cdot \text{kg} \end{aligned} \quad (111)$$

kde: J_1, J_2 – moment setrvačnosti řemenic

ρ_o – hustota oceli

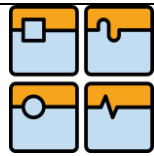
b_r – šířka řemenice

d_e – hlavový průměr řemenice

d_h – průměr díry v řemenici pro hřídel

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho_o \cdot l_s \cdot \left(\frac{d_s}{2} \right)^4 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7830 \cdot 675 \cdot \left(\frac{25}{2} \right)^4 \cdot 10^{-15} = 0,0001 \text{ m}^2 \cdot \text{kg} \quad (112)$$

kde: J_s – moment setrvačnosti kuličkového šroubu



ρ_o – hustota oceli

l_s – délka kuličkového šroubu

d_s – průměr kuličkového šroubu

$$J_m = m \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 40 \cdot \left(\frac{5}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 25,33 \text{ m}^2 \cdot \text{kg} \quad (113)$$

kde: J_m – moment setrvačnosti posuvných hmot

m – celková přesouvaná hmotnost

P – stoupání kuličkového šroubu

$$\begin{aligned} J_{rhm} &= J_{mot} + J_b + J_1 + \frac{J_2}{i^2} + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} = \\ &= 0,00014 + 0,000023 + 0,00015 + \frac{0,00015}{1^2} + \frac{0,0001}{1^2} + \frac{25,33}{1^2} = 25,331 \text{ m}^2 \cdot \text{kg} \end{aligned} \quad (114)$$

kde: J_{rhm} – celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru

J_{mot} – moment setrvačnosti motoru

J_b – moment setrvačnosti brzdy

$$a_s = \frac{(M_{mot} - M_{zrhm}) \cdot P \cdot \eta_c}{J_{rhm} \cdot 2 \cdot \pi \cdot i} = \frac{(5,5 - 0,53) \cdot 5 \cdot 0,9}{25,331 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1} = 0,141 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (115)$$

kde: a_s – zrychlení, které dokáže motor vyvinout

$$t_s = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,5 \cdot s_s}{a_s}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,5 \cdot 300}{0,141}} = 1,46 \text{ s} \quad (116)$$

kde: t_s – čas, za který suport dosáhne maximálního zrychlení na polovině celkové dráhy

s_s – celková dráha suportu při nájezdu na pozici

$$v_s = a_s \cdot t_s = 0,141 \cdot 1,46 = 0,205 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (117)$$

kde: v_s – rychlost dosažená v momentě zvratu (v bodě, kdy začíná suport zpomalovat)

Maximální dosažené otáčky motoru v momentě zvratu jsou dány vztahem:

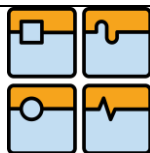
$$n_{mot} = \frac{v_s \cdot i}{P \cdot 10^{-3}} = \frac{0,205 \cdot 1}{5 \cdot 10^{-3}} = 2460 \text{ min}^{-1} \quad (118)$$

kde: n_{mot} – otáčky motoru v momentě zvratu (v bodě, kdy začíná suport zpomalovat)

i – převodový poměr mezi motorem a kuličkovým šroubem

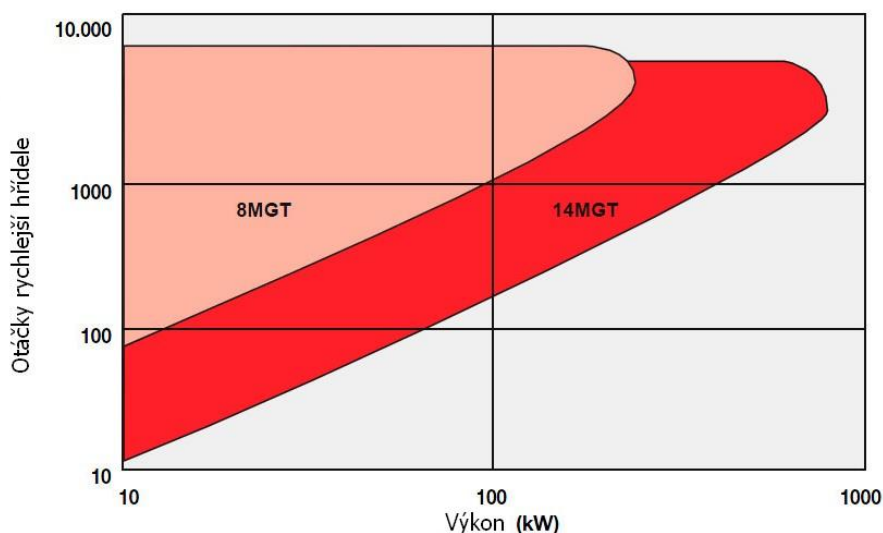
Přenášený výkon při nájezdu na pozici:

$$P_2 = M_{mot} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{mot}}{60} \cdot f_r = 5,5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{2460}{60} \cdot 1,5 = 2128 \text{ W} \quad (119)$$



kde: P_2 – přenášený výkon při nájedzu na pozici s využitím celého jmenovitého momentu motoru

Následně se podle přenášeného výkonu v diagramech katalogu výrobce vybere vhodný typ řemene. Konstrukce pohonu suportu flexotiskového barevníku ovšem vyžaduje řemen, který splňuje požadavek na elektrickou vodivost dle ISO 9563. Tento požadavek eliminuje vznik statického elektrického náboje na řemenu a případného přeskočení jiskry. Firma Gates, od které bude tento řemen, má ve své nabídce pouze dva řemeny s tímto atestem. Jsou to řemeny Power-Grip GT3 s roztečí 8MGT nebo 14MGT. Dle diagramu na obr. 7.7 plně dostačuje řemen s roztečí 8MGT.



Obr. 7.7 Diagram pro výběr vhodného typu řemene [11]

Převodový poměr mezi motorem a kuličkovým šroubem byl zvolen 1:1, zejména kvůli zachování vysoké kompaktnosti konstrukce. Počet zubů obou řemenic je $z_1, z_2 = 22$ s roztečným průměrem $d_{p1}, d_{p2} = 56,02$ mm. Délka řemene byla zvolena nejmenší možná délka, tedy $l_r - 384$ mm. Osová vzdálenost je pak rovna:


$$K_r = 4 \cdot l_r - 6,28 \cdot (d_{p1} + d_{p2}) = 4 \cdot 384 - 6,28 \cdot (56,02 + 56,02) = 832 \text{ mm} \quad (120)$$

$$l_o = \frac{K_r + \sqrt{K_r^2 - 32 \cdot (d_{p2} - d_{p1})^2}}{16} = \frac{832 + \sqrt{832^2 - 32 \cdot (56,02 - 56,02)^2}}{16} = 104,05 \text{ mm} \quad (121)$$

kde: l_o – jmenovitá osová vzdálenost

K_r – konstanta

Šířka řemene se volí dle tabulek v katalogu firmy Gates [11]. V závislosti na otáčkách řemenice a počtu jejich zubů je dán maximální výkon, který lze přenést. Požadovaný výkon při otáčkách 10 min^{-1} je 9 W, při 2464 min^{-1} je 2128 W. Řemen o šířce 20 mm s řemenicí s 22 zuby přenese

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 71
	OPTIMÁLNÍ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	

při otáčkách 10 min^{-1} 60W, při otáčkách 2400 min^{-1} 8,92 kW. Řemen o šířce 20 mm tedy vyhovuje.

Pro správnou funkci potřebuje řemenový převod určité předpětí, které zajistí jeho správnou funkci. Maximální velikost předpětí ve větvi řemene je dle [11] 60% tahové síly vzniklé přenášením výkonu. Dle [12] se pro řemeny s počtem zubů menším jak 60 zubů používá velikost předpětí do 30%. Pro tento případ je zvolena velikost 20%. Velikost předpětí byla vypočtena opět pro případ rozjezdu, resp. zpomalení a pro klidový stav.

Velikost předpětí a působící radiální zatížení na hřídel pro klidový stav:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_{mot}}{i \cdot 60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 56,02 \cdot 10}{1 \cdot 60 \cdot 10^3} = 0,029 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (122)$$

kde: v_1 – obvodová rychlost řemene

$$F_{v1} = 0,2 \cdot \frac{P_1}{v_1} = 0,2 \cdot \frac{9,08}{0,029} = 62,6 \text{ N} \quad (123)$$

kde: F_{v1} – předpětí v jedné větvi řemene

$$F_{vc1} = 2 \cdot F_{v1} \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 62,6 \cdot 1 = 125,2 \text{ N} \quad (124)$$

kde: F_{vc1} – celkové předpětí

$$F_{rad1} = \frac{P_1}{v_1} + F_{vc1} = \frac{9,08}{0,029} + 125,2 = 438,3 \text{ N} \quad (125)$$

kde: F_{rad1} – radiální síla působící na hřídel

Velikost předpětí a působící radiální zatížení na hřídel pro rozjezd, resp. zpomalení:

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_{mot}}{i \cdot 60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 56,02 \cdot 2460}{1 \cdot 60 \cdot 10^3} = 7,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (126)$$

kde: v_2 – obvodová rychlost řemene

$$F_{v2} = 0,2 \cdot \frac{P_2}{v_2} = 0,2 \cdot \frac{2128}{7,22} = 58,9 \text{ N} \quad (127)$$

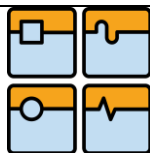
kde: F_{v2} – předpětí v jedné větvi řemene

$$F_{vc2} = 2 \cdot F_{v2} \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 58,9 \cdot 1 = 117,8 \text{ N} \quad (128)$$

kde: F_{vc2} – celkové předpětí

$$F_{rad2} = \frac{P_2}{v_2} + F_{vc2} = \frac{2128}{7,22} + 117,8 = 412,5 \text{ N} \quad (129)$$

kde: F_{rad2} – radiální síla působící na hřídel



Pro dimenzování ložiska byla použita radiální síla F_{rad1} , která je větší než F_{rad2} . Pro měření správného předpětí pomocí frekvenčního měřiče, leží žádaná hodnota frekvence v rozmezí 157 – 165 Hz při 5,8 g/m.

7.6 Výpočet ložiska pro uložení formového a rastrového válce

Jehlové ložisko, které bylo zvoleno již v kap. 5.1, slouží k uložení jádra formového, resp. rastrového válce v ložiskovém domku. Jedná se o ložisko bez vnitřního kroužku a s obrobeným vnějším kroužkem z uhlíko-chromové ocele vyznačující se nízkým průřezem při vysoké únosnosti. Předběžná velikost ložiska byla zvolena největší možná, pro co největší tuhost a co nejmenší snížení průřezu jádra formového, resp. rastrového válce. Parametr, který zásadně ovlivňuje velikost ložiska, je minimální vzdálenost ložiska formového a rastrového válce. Při použití minimálních raportů formového, resp. rastrového válce, musí být oba válce schopny přijet k sobě na vzdálenost 101 mm. Na základě tohoto omezení bylo zvoleno jehlové ložisko RNA 6910 od firmy SKF se statickou únosností $C_{0j} = 150 \text{ kN}$ a dynamickou $C_j = 73,7 \text{ kN}$.

V případě, kdy se ložisko otáčí a kromě provozního zatížení na něj působí nepřetržité nebo přerušované rázové zatížení, se velikost ložiska neurčuje podle výpočtové trvanlivosti, nýbrž podle statické únosnosti ložiska C_0 . Přípustné zatížení ložiska tedy nezávisí na únavě materiálu, ale na plastické deformaci mezi valivým tělesem a oběžnou drahou, vyvolanou působícím zatížením. Pro určení velikosti ložiska podle statické únosnosti, se používá součinitel statické bezpečnosti s_{0j} , který vyjadřuje vztah mezi základní statickou únosností C_{0j} a ekvivalentním statickým zatížením ložiska P_0 :

$$s_{0j} = \frac{C_{0j}}{P_0} \quad (130)$$

kde: s_{0j} – součinitel statické bezpečnosti
 C_{0j} – statická únosnost ložiska
 P_0 – ekvivalentní statické zatížení

Dle doporučení výrobce ložisek SKF by měl součinitel statické bezpečnosti při rázovém zatížení ložiska s čárovým stykem dosahovat minimálně hodnoty 3. Pokud se za P_0 dosadí vypočtené rázové zatížení z kap. 5.2 (viz tab. 5.3) a za C_{0j} statická únosnost vybraného ložiska RNA 6910, pak:

$$s_{0j} \leq \frac{C_{0j}}{P_0} = 3 \leq \frac{150000}{6163} \quad (131)$$

$$3 \leq 24,3 \quad (132)$$

Z rovnice 132 je vidět, že navržené ložisko vyhovuje s velkou bezpečností. Pro zjištění trvanlivosti ložiska by bylo potřeba rozdělit zatížení ložiska na časové úseky s konstantním zatížením a následně spočítat ekvivalentní dynamické zatížení. V tomto případě, kdy je ložisko namáháno



rázovým zatížením o poměrně vysoké frekvenci, nemá rozdělení působícího zatížení na jednotlivé časové úseky smysl. Při zavedení určitého zjednodušení, kdy se bude předpokládat, že velikost dynamického zatížení bude stejné hodnoty jako velikost rázů, což je výrazně horší případ, než který je ve skutečnosti, je trvanlivost ložiska dána vztahem:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{73700}{6163}\right)^{10/3} = 3911 \text{ miliónů otáček} \quad (133)$$

kde: L_{10} – základní trvanlivost v miliónech otáčkách (při 90% bezpečnosti)

C_j – dynamická únosnost ložiska

P – ekvivalentní dynamické zatížení

p – exponent rovnice trvanlivosti (pro ložiska s čárovým stykem $p = 10/3$)

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách, při otáčkách $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, které přibližně odpovídají plné tiskové rychlosti při použití nejmenšího raportu:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_j} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 1500} \cdot 3911 = 43456 \text{ hod} \quad (134)$$

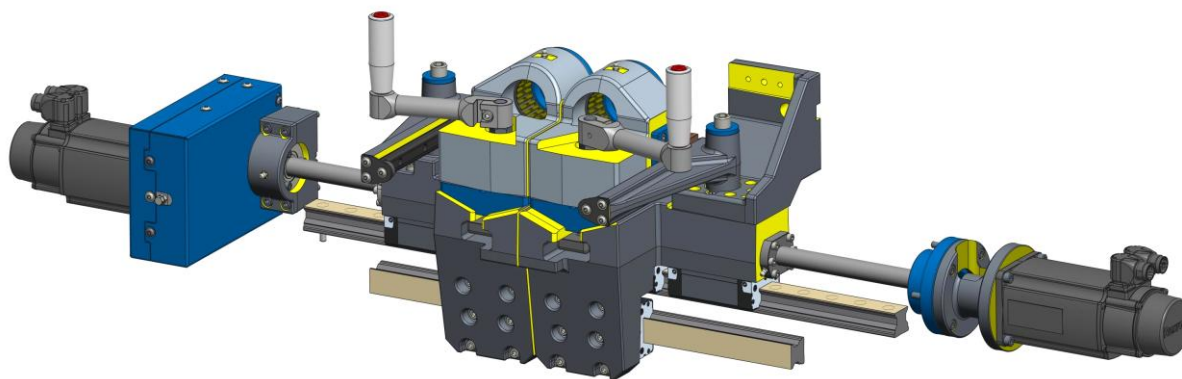
kde: L_{10h} – základní trvanlivost v provozních hodinách (při 90% bezpečnosti)

n_j – otáčky ložiska

Vypočtená trvanlivost v provozních hodinách v rovnici 134 je pro běžný osmihodinový provoz plně dostačující.

7.7 Popis CAD modelu uložení formového a rastrového válce

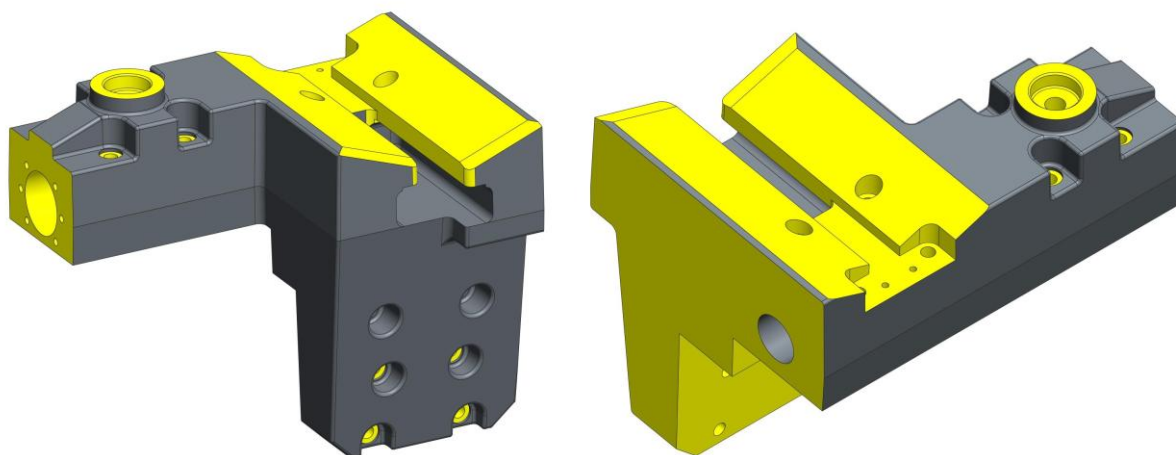
Konstrukce barevníku využívá koncepce popsané v úvodu kapitoly 7. Celkový model pro získání předběžné představy je zobrazen na obr. 7.8.



Obr. 7.8 Pohled na celou sestavu konstrukce barevníku

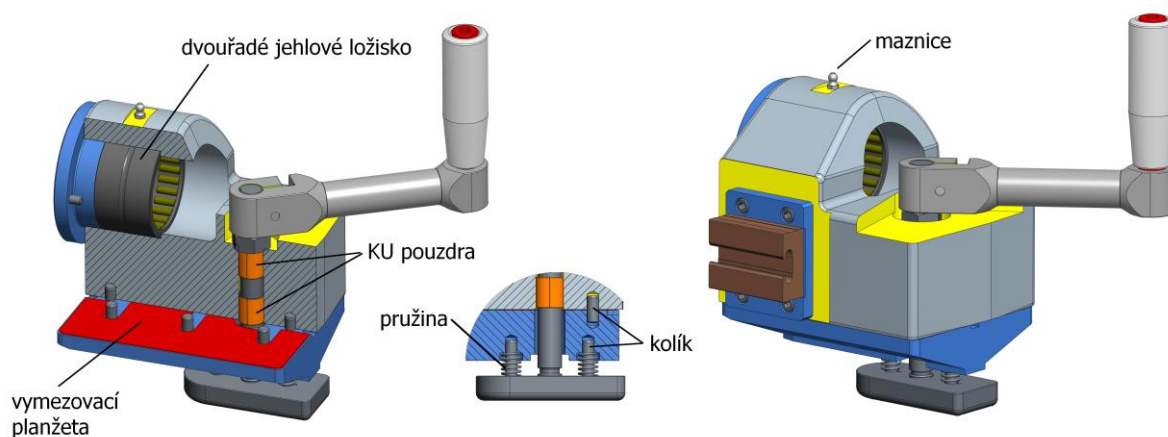


Základem konstrukce suportu formového válce je robustní odlitek ze šedé litiny (obr. 7.9). Žlutě vykreslené plochy jsou plochy po obrobení odlitku. Ložiskový domek je usazen v klínové drážce, která sice klade větší nároky na obrábění, ale vyvažuje tuto nevýhodu přesným ustavením ložiskového domku.



Obr. 7.9 Odlitek suportu formového válce

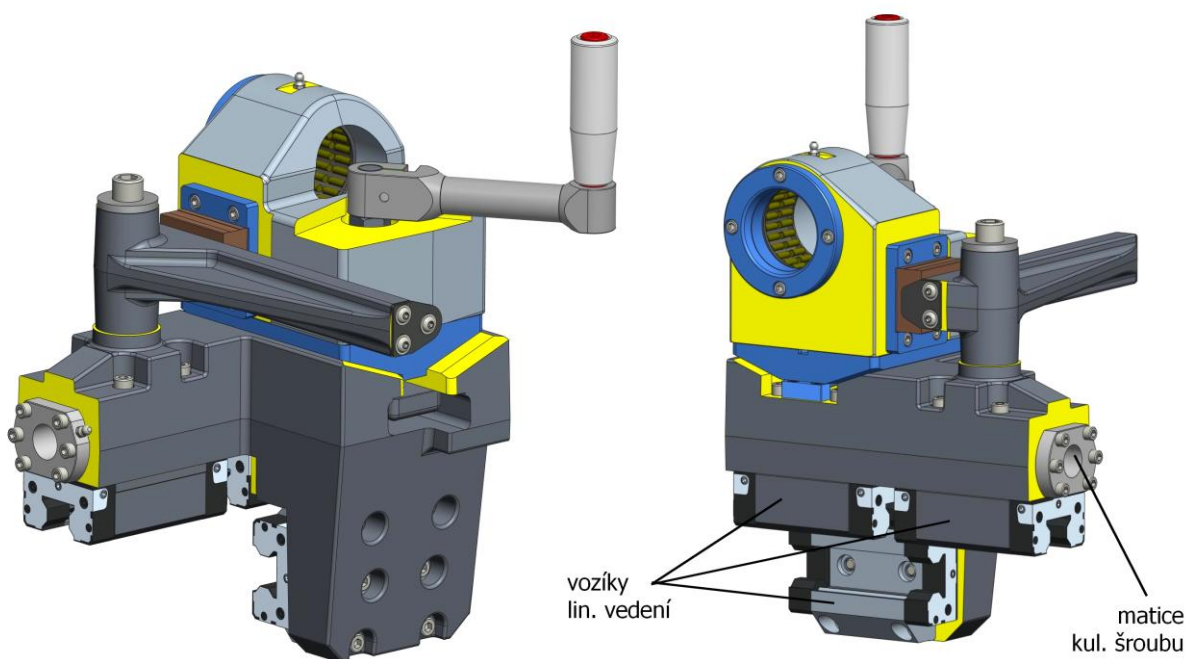
Sestava ložiskového domku formového válce je zobrazena na obr. 7.10. Tělo je opět odlitek ze šedé litiny. Ze spodní strany je přišroubováno ocelové vedení s klínovým profilem, přes které přichází do styku se suportem. Mezi tělem domku a vedením jsou umístěny planžety pro přesné seřízení výšky ložiska na obsluhové a pohonové straně. Planžety jsou vyráběny v sadách a při montáži nevyžadují úplnou demontáž vedení, nýbrž pouze jeho povolení a mírné odtažení od těla domku. Následně se planžety nasouvají ze strany. Toto řešení šetří přípravné časy stroje. Zamykací mechanismus tvoří šroub, který při utažení sevře příložku k suportu formového válce. Příložka je vedena na dvou kolících a odtahována dvěma pružinami. Šroub je uložen v těle ložiskového domku ve dvou kluzných pouzdrech.



Obr. 7.10 Sestava ložiskového domku formového válce

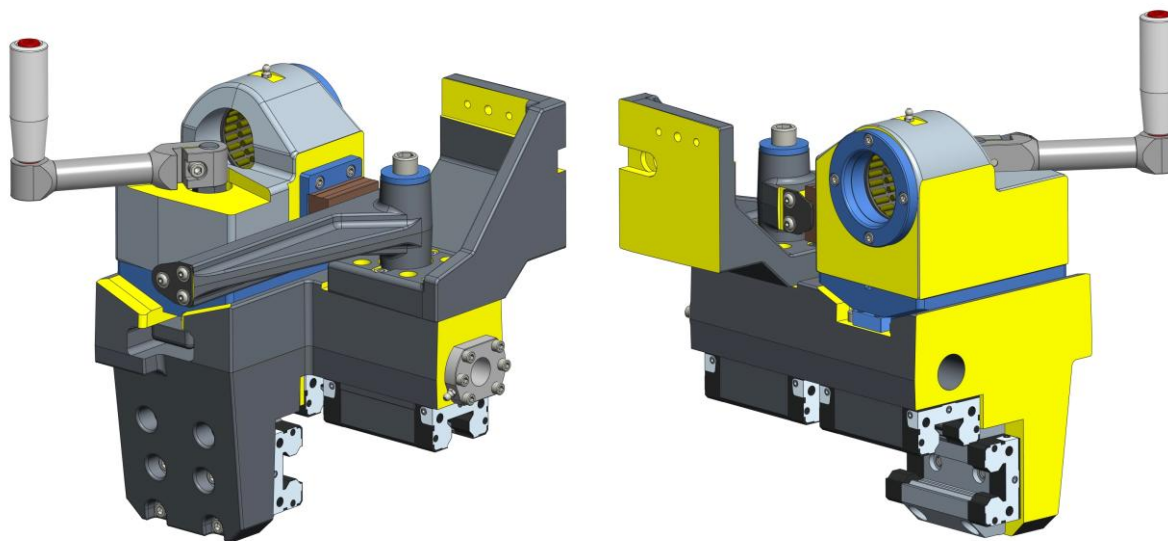


Sestavu suportu formového válce znázorňuje obr. 7.11. Ložiskový domek je na suport naváděn kluzným profilovým vedením, které je připevněno k rameni. Díky tomu je možno domek po uvolnění zamykacího mechanismu vysunout z drážky a následně odklopit na stranu. Prvotní vysunutí ložiskového domku je nutné z důvodu přítomnosti jádra formového válce v jehlovém ložisku. Až poté je možné odklopení. V souvislosti s vyhovující ergonomií konstrukce bylo zvoleno odklápění v horizontální rovině, které eliminovalo tíhové síly přesouvané konstrukce. Obsluha tak jednou rukou provede veškeré úkony: povolí zamykací mechanismus a následně ho odsune, resp. odklopí.



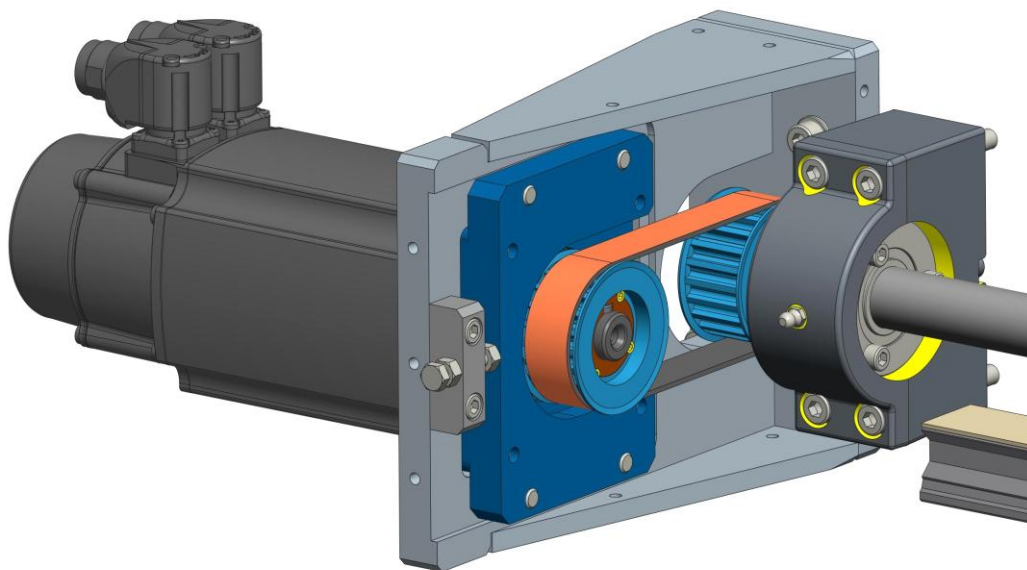
Obr. 7.11 Sestava suportu formového válce

Ložiskový domek rastrového válce je naprosto totožný, jen v zrcadlovém provedení. Sestava suportu rastrového válce je také velmi podobná. Přibyl ovšem držák raklové komory, který je taktéž odlitek. Celá sestava je vidět na obr. 7.12.



Obr. 7.13 Sestava suportu rastrového válce

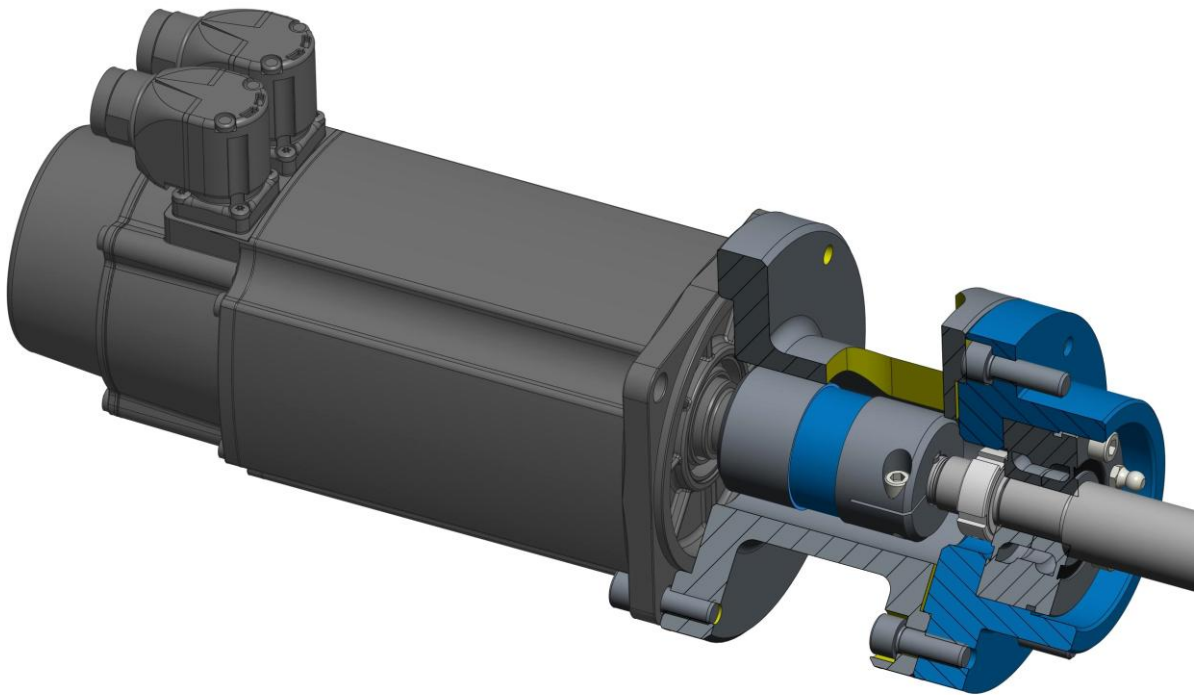
Náhon posuvu formového válce je řešen přes řemenový převod. Na svařované konzole, která je přišroubována k bočnici stroje, je umístěn adaptér s připevněným motorem. Dotahováním matice na šroubovém napínáku je adaptér posouván směrem k napínáku a současně je napínán řemen. U obou řemenic jsou použita upínací pouzdra Taper Lock. Kvůli bezpečnosti je řemenový převod zakrytý plechovými kryty. Konstrukce je zobrazena na obr. 7.13 (bez krytování).



Obr. 7.12 Konstrukce náhonu posuvu formového válce

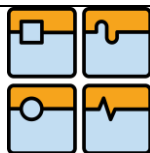


Ložisko pro uložení kuličkového šroubu je uloženo v domku ze šedé litiny. Toto ložisko, které se dodává jako standární příslušenství ke kuličkovým šroubům, již disponuje otvory pro šrouby, kterými se ložisko přišroubuje k ložiskovému domku. Kuličkový šroub je k ložisku stažen pojistnou maticí. Samozřejmostí je maznice pro přívod mazacího tuku.

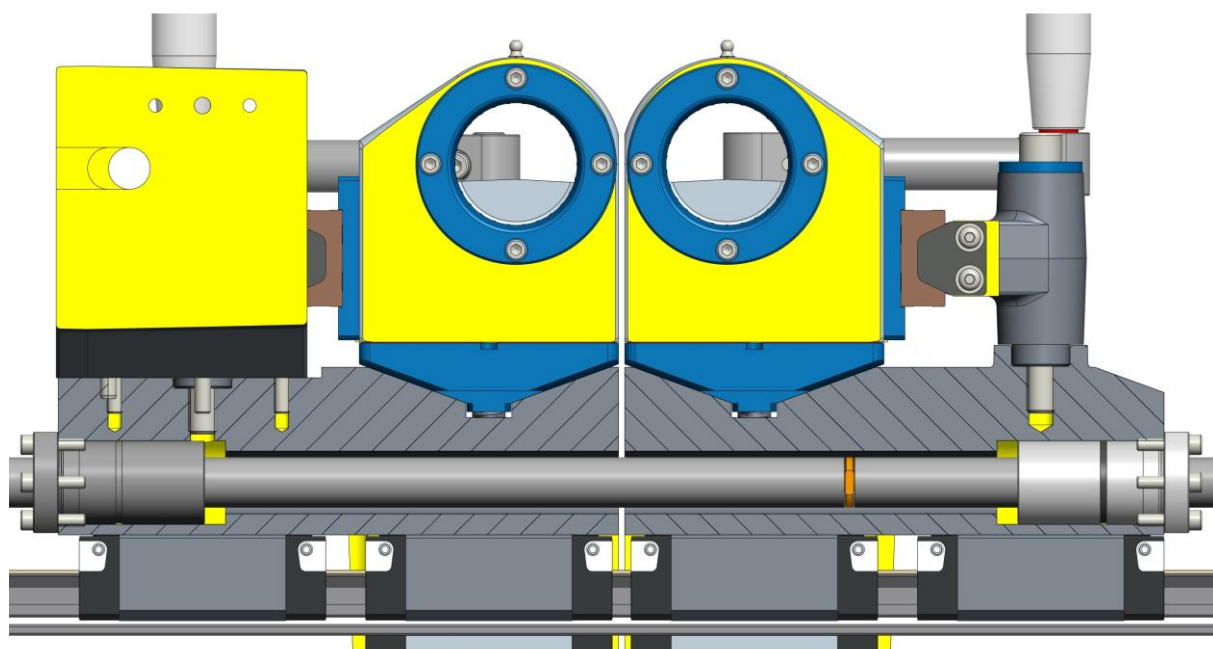


Obr. 7.14 Konstrukce náhonu posuvu rastrového válce

Pohon rastrového válce je zkonstruován napřímo, bez použití vloženého převodu (obr. 7.14). Mezi motor a kuličkový šroub je vložena elastomerová bezvúlová servospojka, kompenzující radiální a úhlové odchylky obou hřídelí a která dobře pohlcuje vibrace. Ložisko kuličkového šroubu je totožné jako u šroubu pro posuv formového válce. Maznice pro doplňování mazacího tuku do ložiska je umístěna na čele ložiska.

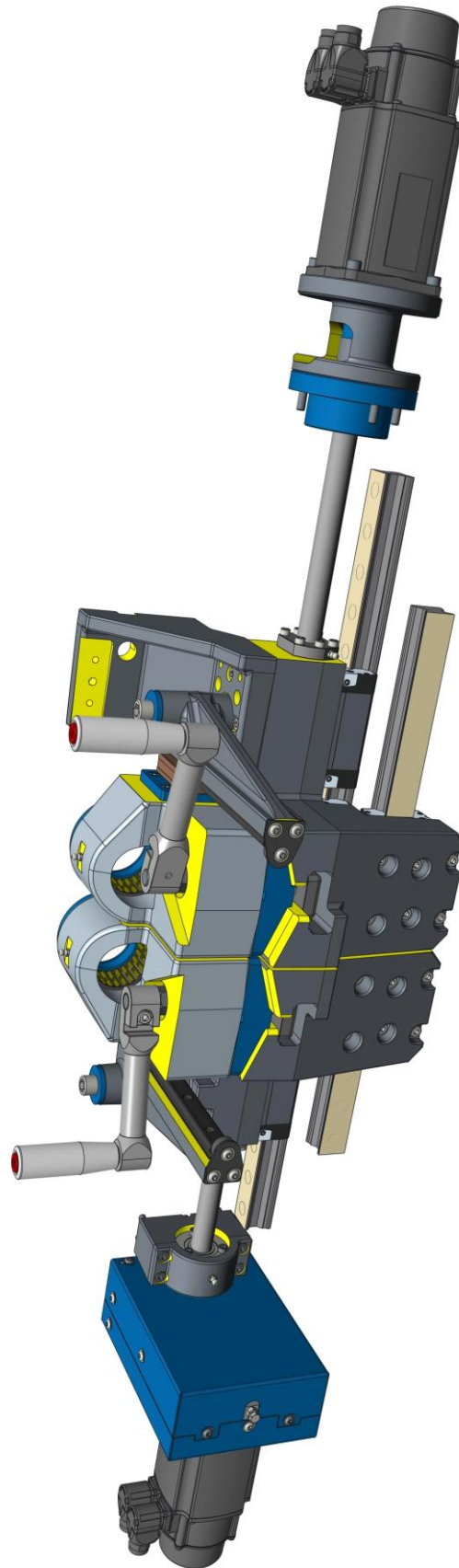


Konstrukce suportů je navržena tak, aby kuličkové šrouby mohly být sousedé, čímž je zachována vysoká kompaktnost konstrukce. Oba kuličkové šrouby jsou spojeny spojkou z cínového bronzu, aby se zabránilo kmitání jejich konců. Spojka je v jednom šroubu na pevno, ve druhém se otáčí kluzně. Konstrukce je zobrazena na obr. 7.15.

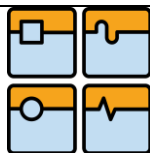


Obr. 7.15 Sousedé umístění kuličkových šroubů

Celková konstrukce barevníku je znázorněna na následující stránce na obr. 7.16.




Obr. 7.16 Celkový pohled na konstrukci barevníku



8 Závěr

Tato práce předkládá optimalizovaný konstrukční návrh flexotiskového barevníku. Úvodní uvedení do problematiky flexotisku a flexotiskových strojů poskytuje základní informace pro náležité pochopení řešeného problému. Řešený problém spočíval ve vytvoření vhodného konstrukčního řešení flexotiskového barevníku zachycující rázové zatížení, vznikající během procesu tisku. Působení těchto rázů, jejichž vznik je detailně popsán v kap. 3, má za následek rozkmitání celé soustavy formového a rastrového válce, což se negativně projevuje na kvalitě tisku. Pro zjištění chování soustavy během rázového zatížení, bylo provedeno měření vibrací Výzkumným a zkušebním ústavem v Plzni pod vedením pana Ing. Hyráta, ze které byly získány potřebná data, sloužící jako výchozí hodnoty pro následný konstrukční návrh. Jednalo se zejména o naměřené výchylky formového válce. Z těchto výchylek byla inverzní MKP analýzou zjištěna přibližná síla působící na ložiska formového válce. Vůči této síle byla dimenzována celá konstrukce barevníku. Na základě dostupných informací a zkušeností autora, byla charakterizována základní koncepce konstrukce zahrnující výběr typu lineárního vedení, způsob náhonu posuvu suportu formového a rastrového válce a výběr ložiska pro uložení jádra formového, resp. rastrového válce. V návaznosti na tento počáteční rozbor bylo vytvořeno sedm různých variant, lišících se uspořádáním vozíků lineárního vedení a reflektující požadavek zadavatele na optimální uspořádání barevníku vůči působícím silám. Z vytvořených matematických modelů jednotlivých variant byly v programu Mathcad vypočteny působící síly na vozíky lineárního vedení a kuličkového šroubu. U každé varianty byl proveden výpočet pro první čtyři barevníky. U barevníků pět až osm působí stejné síly, avšak opačného směru. Na základě velikostí sil byly vybrány dvě konstrukčně velmi blízké varianty 6 a 7, u kterých dosahovali působící síly na jednotlivé vozíky nejmenších velikostí. Tyto dvě varianty byly posléze hlouběji rozpracovány s cílem vytvoření finální konstrukce. Bohužel, obě varianty se ukázali jako nevyhovující. U šesté varianty zejména kvůli umístění kuličkového šroubu, u sedmé varianty kvůli problémům s umístěním zamykacího mechanismu. Z důvodů popsanych v úvodu kapitoly 7 byla pro finální variantu využita koncepce varianty 3. Jelikož se finální varianta v některých aspektech liší od varianty 3, byly znovu přepočítány síly působící na jednotlivé vozíky lineárního vedení. Následoval výpočet lineárního vedení, výpočet kuličkového šroubu, návrh motoru pro posuv formového, resp. rastrového válce a výpočet řemenového převodu pro posuv formového válce. Nakonec je popsáno konstrukční řešení vytvořené pomocí CAD programu Pro Engineer.

Co možná největší tuhost konstrukce, jakožto jeden z cílů práce a požadavků zadavatele, byla docílena několika způsoby, přičemž hlavní pozornost byla věnována lineárnímu vedení. Umístěním ložiska formového, resp. rastrového válce, kuličkového šroubu a kolejnice lineárního vedení do jedné roviny, byly eliminovány síly ve směru osy x. Tím bylo zaručeno namáhání vozíků v jednom z hlavních směru zatěžování. Dále byly vozíky umístěny tak, aby směr působící síly odpovídal směru, ve kterém má vozík největší tuhost.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 81
	ZÁVĚR	

Odolnost konstrukce vůči vibracím byla podpořena zejména použitím odlitek ze šedé litiny, která oproti oceli poskytuje větší schopnost útlumu vibrací. V této práci nebyla použita žádná metoda nebo výpočetní software, prostřednictvím kterého by byla vytvořena simulace frekvenční odezvy na rázové buzení během procesu tisku. Při takto složité konstrukci se již jedná o problém, který je nad rámec této práce a mohl by být námětem pro další výzkum. Další návrhem ke zpracování může být návrh konstrukce s lineárním kluzným vedením, na místo použitého profilového valivého vedení. Dalo by se očekávat, že v případě vyřešení problémů (okrajově popsanych při výběru lineárního vedení v kap. 5.1) týkajících se použití kluzného vedení na těchto typech strojů, vzroste schopnost útlumu chvění a následně také úzce související kvalita tisku.

Z pohledu ekonomičnosti konstrukce hrají odlitky opět důležitou roli. Jejich použití značně minimalizuje třískové obrábění při výrobě součástí a konstrukce tak dosahuje vysoké ekonomičnosti. Použití kuličkových šroubů s náhonem šroubu na místo náhonu matice, který se vyskytoval u některých předchozích řešení, s sebou nese také značné úspory. Nezanedbatelný vliv na cenovou náročnost konstrukce má také využití kooperace, které se podařilo vyhnout a výroba je tak možná v zázemí firmy.

Díky inovačnímu řešení popsaném v této práci, plyne pro zákazníka přínos zejména při tisku náročných motivů, kdy může použít vyšší rychlost při udržení stejné kvality tisku. Značné úspory dosáhne také zákazník při najíždění zakázky, kdy je potřeba nastavit veškeré tiskové parametry, např. přítlak, apod. Než najde obsluha optimální nastavení, spotřebuje se značné množství materiálu. Díky větší odolnosti a tuhosti konstrukce je toto nastavení tiskových parametrů rychlejší a snižuje nároky na kvalifikaci obsluhy.




9 Zusammenfassung

Diese Diplomarbeit beschäftigte sich mit dem Entwurf einer optimierten Lösung der Supportlagerung des Formzylinders und der Rasterwalze des Flexofarbwerks. Der theoretische Teil am Anfang der Arbeit gewährte grundlegende Informationen über die Flexodrucktechnik und Flexodruckmaschinen. Im Kapitel 2.1 wurde das Prinzip des Flexodrucks erklärt und damit auch typische Anwendungen genannt. Nachfolgend wurden Flexodruckfarben und Flexodruckformen (siehe Bilder 2.3, 2.4, 2.5, 2.6) geschrieben. Im Kapitel 2.4, das Flexofarbwerk behandelt, wurde das Prinzip der Farbübertragung von der Raketkammer, über die Rasterwalze und den Formzylinder bis zum Bedruckstoff dargestellt (Bild 2.7). Das Kapitel 2.5 beschreibt verschiedene Konzepte der Flexodruckmaschinen, die überwiegend als Rollenmaschinen in den Konfigurationen: Zentralzylindersystem, Mehrzylindersystem in Reihenaufbau und Kompaktaufbauweise gebaut werden. Die Flexodruckmaschinen der Firma SOMA (Bild 2.16), für die diese Diplomarbeit gelöst wird, sind im Kapitel 2.6 dargestellt.

Das Problem, mit dem sich diese Arbeit befasste, bestand in der Stoßbeanspruchung, die beim Druckprozess entsteht. Das Kapitel 3.1 erklärt die Entstehung der Stoßbeanspruchung (Bild 3.1) und das Kapitel 3.2 analysiert die Messung der durch die Stoßbeanspruchung verursachten Durchbiegung des Formzylinders beim Druckprozess (Bilder 3.3, 3.4, 3.5, 3.6).

Nach dem Kapitel 4, in dem die Aufgabestellung beschrieben wurde, folgte die Berechnung der Stoßbeanspruchungsgröße. Hier wurde das inverse Finiteelementverfahren verwendet, um die wirkenden Kräfte aus den bekannten Durchbiegungen des Formzylinders zu ermitteln (Bilder 5.1, 5.2). Weiter wurden sieben Konstruktionsvarianten mit unterschiedlicher Anordnung der Führungswagen entworfen. Aus diesen Varianten wurden dann die zwei konstruktiv ähnlichen Varianten Nummer sechs und sieben ausgewählt (Bilder 5.9, 5.10). Das Auswahlkriterium bestand in den auf die Führungswagen wirkenden Kraftgrößen. Bei den Varianten sechs und sieben erreichten die auf die Führungswagen wirkenden Kräfte im Vergleich zu anderen Varianten die geringsten Werte. Deswegen wurden sie gewählt. Im Kapitel 6 wurden die zwei gewählte Varianten weiter entwickelt (Bilder 6.4, 6.5). Nachfolgend zeigte es sich, dass beide Varianten nicht benutzen können. Zuletzt wurde es die Konzeption der Variante Nummer drei verwendet. Aus dieser Variante wurde die endgültige Lösung erstellt, mit der sich das Kapitel 7 beschäftigt. Die endgültige Lösung beinhaltet vor allem mehrere Berechnungen und Beschreibung des CAD-Modells, das in Pro Engineer modelliert wurde. Zu den durchgeführten Berechnungen im Kapitel 7 gehören die Berechnung der Profilschienenführung, des Kugelgewindetriebes, des Servomotors für den Antrieb des Vorschub und letztendlich die Berechnung des Riementriebes.

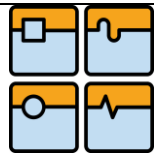
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 83
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	

10 Seznam použitých zdrojů

- [1] Flexotiskové stroje. *SOMA Engineering* [online]. © 2012 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://www.soma-eng.com/cs/produkty/flexotiskove-stroje>
- [2] THOMA, Patrik. Barvy pro flexotisk. In: *Svět tisku* [online]. 2007 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: http://www.svettisku.cz/buxus/generate_page.php?page_id=3476
- [3] Flexo Printing Presses. *ScanTeco* [online]. [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://scanteco.dk/flexo-printing-presses/>
- [4] Flexo CTP: Flexographic printing plates. *AMOS Typografické studio* [online]. [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://www.amostypo.cz/en/menu/prepress/ctp-flexo/>
- [5] KAPLANOVÁ, Marie. *Moderní polygrafie*. Praha: Svaz polygrafických podnikatelů, 2010, 391 s. ISBN 978-80-254-4230-2.
- [6] (HRSG.), Helmut Kipphan). *Handbuch der Printmedien: Technologien und Produktionsverfahren*. Berlin [u.a.]: Springer, 2000. ISBN 35-406-6941-8.
- [7] BOSCH REXROTH AG. *Rollenschielenführungen*. Schweinfurt, 30.1. 2014. Dostupné z: http://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/R999000353_DE_2014-01_RSHP_Media.pdf?db=brmv2&lvid=1179797&mvid=10609&clid=1&sid=E92AEE6327BF2D15DFBB9C2A56C260C7.borex-tc&sch=M&id=10609,1,1179797
- [8] BOSCH REXROTH AG. *Handbuch der Lineartechnik*. Schweinfurt, 2006. Dostupné z: http://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/R310DE2017_Handbuch_LT_de__2006-07.pdf?db=brmv2&lvid=23213&mvid=10609&clid=1&sid=E92AEE6327BF2D15DFBB9C2A56C260C7.borex-tc&sch=M&id=10609,1,23213
- [9] BOSCH REXROTH AG. *Kugelgewindetriebe*. Schweinfurt, 2009. Dostupné z: http://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/R310DE_3301_2009_08.pdf?db=brmv2&lvid=1144849&mvid=10609&clid=1&sid=E92AEE6327BF2D15DFBB9C2A56C260C7.borex-tc&sch=M&id=10609,1,1144849
- [10] BOSCH REXROTH AG. *Rexroth IndraDyn S: Synchronmotoren MSK*. 2013. Dostupné z: http://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/R911325168_02.pdf?db=brmv2&lvid=1169467&mvid=10609&clid=1&sid=E92AEE6327BF2D15DFBB9C2A56C260C7.borex-tc&sch=M&id=10609,1,1169467
- [11] GATES EUROPE NV. *Konstruktionshandbuch: Industriesynchronriemen PowerGrip GT3*. Belgie, 2005.
- [12] NAGEL, Thomas. *Zahnriemengetriebe: Eigenschaften, Normung, Berechnung, Gestaltung ; [CD inside]*. 1. Aufl. München: Hanser, 2008. ISBN 978-344-6413-801.
- [13] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010, 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.



- [14] Historie společnosti. *SOMA Engineering* [online]. 2012 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://www.soma-eng.com/cs/profil-spolecnosti/historie-spolecnosti>
- [15] HYRÁT, Jan a Roman KROFT. SOMA SPOL. S R.O. *Měření vibrací flexotiskového stroje: Část I. Relativní vibrace TV III. a IV. barevníku*. Lanškroun, 2013.
- [16] HYRÁT, Jan a Roman KROFT. SOMA SPOL. S R.O. *Měření vibrací flexotiskového stroje: Část II. Vibrace ložiskových domku III. a IV. barevníku*. Lanškroun, 2013.

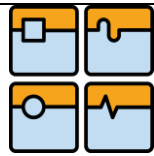


11 Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin

CO ₂	-	oxid uhličitý
CtP	-	Computer to Plate
Nd: YAG	-	pevnotázkový laser (Yttrium Aluminium Granát Y ₃ Al ₅ O ₁₂ podporovaný ionty neodymu Nd ³⁺)
LAMS	-	Laser Ablatable Mask Systém
a, b, c, d, e,		
f, g, h	[mm]	rozměry vyplývající z nákresů
a _s	[m·s ⁻²]	zrychlení, které dokáže motor vyvinout
b _r	[mm]	šířka řemenice
C ₀	[N]	statická únosnost vedení
C	[N]	dynamická únosnost vedení
C _{0m}	[N]	statická únosnost matice kuličkového šroubu
C _m	[N]	dynamická únosnost matice kuličkového šroubu
C _{0l}	[N]	statická únosnost ložiska LGF
C _{0j}	[N]	statická únosnost jehlového ložiska RNA 6910
C _j	[N]	dynamická únosnost jehlového ložiska
d _{2s}	[mm]	průměr jádra šroubu
d _s	[mm]	jmenovitý průměr šroubu
d _e	[mm]	hlavový průměr řemenice
d _h	[mm]	průměr díry v řemenici pro hřídel
F _{1x}	[N]	síla na první vozík ve směru x
F _{2x}	[N]	síla na druhý vozík ve směru x
F _{3x}	[N]	síla na třetí vozík ve směru x
F _{1y}	[N]	síla na první vozík ve směru y
F _{2y}	[N]	síla na druhý vozík ve směru y
F _{3y}	[N]	síla na třetí vozík ve směru y
F _c	[N]	zatěžující síla od centrálního válce
F _s	[N]	axiální síla působící na kuličkový šroub
F _G	[N]	tíhová síla přepočítaná na všechny tři vozíky
F _{max}	[N]	maximální síla působící na vozík lineárního vedení
F _{0max}	[N]	celkové největší zatížení vozíku
F _{pr}	[N]	síla předpětí
F _{eff}	[N]	efektivní ekvivalentní zatížení
F _{smax}	[N]	maximální axiální zatížení kuličkového šroubu
F _{prm}	[N]	síla předpětí matice
F _k	[N]	maximální teoretické axiální zatížení šroubu
F _{kp}	[N]	maximální přípustné axiální zatížení šroubu



$F_{com\ lf}$	[N]	kombinované ekvivalentní zatížení ložiska formového válce
$F_{com\ lr}$	[N]	kombinované ekvivalentní zatížení ložiska rastrového válce
F_{rad}	[N]	radiální síla působící na ložisko
F_{ax}	[N]	axiální síla působící na ložisko
F_{v1}	[N]	předpětí v jedné větvi řemene
F_{vc1}	[N]	celkové předpětí
F_{rad1}	[N]	radiální síla působící na hřídel
F_{v2}	[N]	předpětí v jedné větvi řemene
F_{vc2}	[N]	celkové předpětí
F_{rad2}	[N]	radiální síla působící na hřídel
f_{nk}	-	koeficient závislý na typu uložení šroubu
f_{Fk}	-	koeficient závislý na uložení šroubu
f_r	-	bezpečnostní faktor
i	-	převodový poměr mezi motorem a šroubem
J_1, J_2	[m ² ·kg]	moment setrvačnosti řemenic
J_s	[m ² ·kg]	moment setrvačnosti kuličkového šroubu
J_m	[m ² ·kg]	moment setrvačnosti posuvných hmot
J_{rhm}	[m ² ·kg]	celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru
J_{mot}	[m ² ·kg]	moment setrvačnosti motoru
J_b	[m ² ·kg]	moment setrvačnosti brzdy
K_r	-	konstanta
l_n	[mm]	kritická délka šroubu
l_k	[mm]	účinná délka šroubu
l_s	[mm]	délka kuličkového šroubu
l_o	[mm]	jmenovitá osová vzdálenost
L_{10}	miliony otáček	základní trvanlivost v miliónech otáčkách
L_{10h}	[hod]	základní trvanlivost v provozních hodinách
M_{1z}	[Nm]	klopný moment na první vozík
M_{2z}	[Nm]	klopný moment na druhý vozík
M_a	[Nm]	hnací moment
M_{mks}	[Nm]	třecí moment v matici kul. šroubu
M_t	[Nm]	třecí moment v těsnění matice kul. šroubu
M_l	[Nm]	třecí moment v ložisku kul. šroubu
M_{ac}	[Nm]	celkový moment
M_{zrhm}	[Nm]	moment zátěže redukováný na hřídel motoru
M_u	[Nm]	moment pro udržení suportu na místě během zatížení
m	[kg]	hmotnost suportu
n_k	[min ⁻¹]	kritické otáčky kuličkového šroubu
n_{kp}	[min ⁻¹]	maximální přípustné otáčky kuličkového šroubu




n_1	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky při pracovním chodu
n_{mot}	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky motoru v momentě zvratu
n_j	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky ložiska
P	$[\text{mm}]$	stoupání šroubu
P_1	$[\text{W}]$	přenášený výkon při pracovním chodu
P_2	$[\text{W}]$	přenášený výkon při nájedzu na pozici s využitím celého jmenovitého momentu motoru
P_0	$[\text{N}]$	ekvivalentní statické zatížení jehlového ložiska
P	$[\text{N}]$	ekvivalentní dynamické zatížení jehlového ložiska
p	-	exponent rovnice trvanlivosti
s_s	$[\text{m}]$	celková dráha suportu při nájedzu na pozici
S_p	-	statický poměr zatížení
S_0	-	statický bezpečnostní faktor
S_{0j}	-	součinitel statické bezpečnosti jehlového ložiska
t_s	$[\text{s}]$	čas, za který suport dosáhne maximálního zrychlení na polovině celkové dráhy
v_s	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost dosažená v momentě zvratu (v bodě, kdy začíná suport zpomalovat)
v_1	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	obvodová rychlost řemene
v_2	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	obvodová rychlost řemene
X_{prv}	-	koeficient třídy předpětí
X_{prm}	-	koeficient třídy předpětí matice kuličkového šroubu
X, Y	-	bezrozměrné faktory
α	$[\text{°}]$	úhel síly F_c
η	-	účinnost šroubu
ρ_0	$[\text{kg} \cdot \text{m}^3]$	hustota oceli

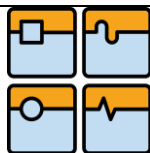


12 Seznam obrázků a grafů

Obr. 1.1 Nové technologické a školící centrum firmy SOMA spol. s r.o.	14
Obr. 2.1 Princip flexotisku s využitím raklové komory	15
Obr. 2.2 Systém čerpání barev flexotiskového stroje firmy SOMA [3].....	16
Obr. 2.3 Tisková deska ve formě rovinného štočku [4]	17
Obr. 2.4 Schéma zařízení k vypalování flexotiskových forem [5].....	18
Obr. 2.5 Schematické znázornění konstrukce fotopolymerních tiskových desek [6].....	19
Obr. 2.6 Chování tiskových desek při flexografickém tisku [6].....	19
Obr. 2.7 Flexotiskový barevník [6].....	20
Obr. 2.8 Profil povrchu rastrového válce [6]	21
Obr. 2.9 Mikroskopický snímek povrchu	21
Obr. 2.10 Konstrukční řešení uložení formového a rastrového válce stroje IMPERIA (SOMA) [3].....	22
Obr. 2.11 Konstrukce přímých pohonů formového a rastrového válce u stroje IMPERIA (SOMA) [3]	23
Obr. 2.12 Schéma archového flexotiskového stroje (Bobst SA) [5]	24
Obr. 2.13 Schéma flexotiskového stroje s tiskovými	24
Obr. 2.14 Schéma flexotiskového stroje s tiskovými jednotkami ve sloupcích nad sebou [5]	25
Obr. 2.15 Schéma flexotiskového stroje se satelitním uspořádáním	26
Obr. 2.16 Flexotiskové stroje z výrobního sortimentu firmy SOMA spol. s r.o. [1].....	27
Obr. 3.1 Znázornění situace, kdy tisková forma nedosahuje plně	28
Obr. 3.2 Průběh otáček během měření vibrací na tiskovém stroji.....	29
Obr. 3.3 Schéma rozložení snímačů na ložiskovém domku na straně obsluhy a na straně pohonu	30
Obr. 3.4 Schéma rozložení snímačů na formovém válci	30
Obr. 3.5 Schéma umístění akcelerometrů při měření vibrací během tiskového procesu	31
Obr. 3.6 Tvar kmitu soustavy ložiskového domku formového válce se suportem.....	31
Obr. 3.7 Rozdílná tuhost vozíků při působení zatížení shora a ze strany [7]	32
Obr. 4.1 Ukázka konstrukce uložení formového a rastrového válce	33
Obr. 5.1 Model formového válce s vytvořenou konečkoprvkovou sítí	36
Obr. 5.2 Celkové deformace formového válce v rovinách y-z a x-y.....	37
Obr. 5.3 Rozložení barevníků na tiskovém stroji	38
Obr. 5.4 Schéma varianty 1	39
Obr. 5.5 Schéma varianty 2	40
Obr. 5.6 Schéma varianty 3	41
Obr. 5.7 Schéma varianty 4	42
Obr. 5.8 Schéma varianty 5	43
Obr. 5.9 Schéma varianty 6	44
Obr. 5.10 Schéma varianty 7	45


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 89
	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	

Obr. 6.1 Hlavní směry zatížení vozíků lineárního vedení [8].....	49
Obr. 6.2 Nejnepříznivější zatížení vozíků pod úhlem 45° [8]	49
Obr. 6.3 Upravená schémata variant 6 a 7	51
Obr. 6.4 Řešení konstrukce uložení formového válce s vertikálně umístěnými vozíky.....	53
Obr. 6.5 Řešení konstrukce uložení formového válce s horizontálně uloženými vozíky.....	54
Obr. 7.1 Koncepce návrhu konstrukce vycházející z varianty 3	55
Obr. 7.2 Schéma optimalizované varianty 3	56
Obr. 7.3 Koeficient f_{nk} v závislosti na uložení šroubu [8]	62
Obr. 7.4 Koeficient f_{Fk} závislý na uložení šroubu [8]	63
Obr. 7.5 Uložení kuličkového šroubu [9]	65
Obr. 7.6 Momentová charakteristika motoru MSK 050C-450 [10]	67
Obr. 7.7 Diagram pro výběr vhodného typu řemene [11]	70
Obr. 7.8 Pohled na celou sestavu konstrukce barevníku	73
Obr. 7.9 Odlitek suportu formového válce	74
Obr. 7.10 Sestava ložiskového domku formového válce.....	74
Obr. 7.11 Sestava suportu formového válce	75
Obr. 7.13 Konstrukce náhonu posuvu formového válce	76
Obr. 7.12 Sestava suportu rastrového válce.....	76
Obr. 7.14 Konstrukce náhonu posuvu rastrového válce	77
Obr. 7.15 Souosé umístění kuličkových šroubů	78
Obr. 7.16 Celkový pohled na konstrukci barevníku	79
 Graf 5.1 Průběh velikosti síly F_1 působící ve směru y na prvním barevníku pro varianty 1 až 7	 46



13 Seznam tabulek

Tab. 5.1 Porovnání hydrodynamického kluzného a profilového valivého lineárního vedení ..	34
Tab. 5.2 Vyhodnocení průhybů formového válce v čase 0,05 s.....	36
Tab. 5.3 Velikost reakčních sil v ložiskách formového válce	37
Tab. 5.4 Vyhodnocení variant pro první barevník.....	47
Tab. 5.5 Vyhodnocení variant pro druhý barevník.....	47
Tab. 5.6 Vyhodnocení variant pro třetí barevník.....	47
Tab. 5.7 Vyhodnocení variant pro čtvrtý barevník.....	47
Tab. 5.8 Vyhodnocení průměrných hodnot velikostí sil ve směru x a y	48
Tab. 7.1 Velikosti jednotlivých sil působících na vozíky lineárního vedení a kuličkový šroub	57
Tab. 7.2 Velikost koeficientů X a Y [9]	66

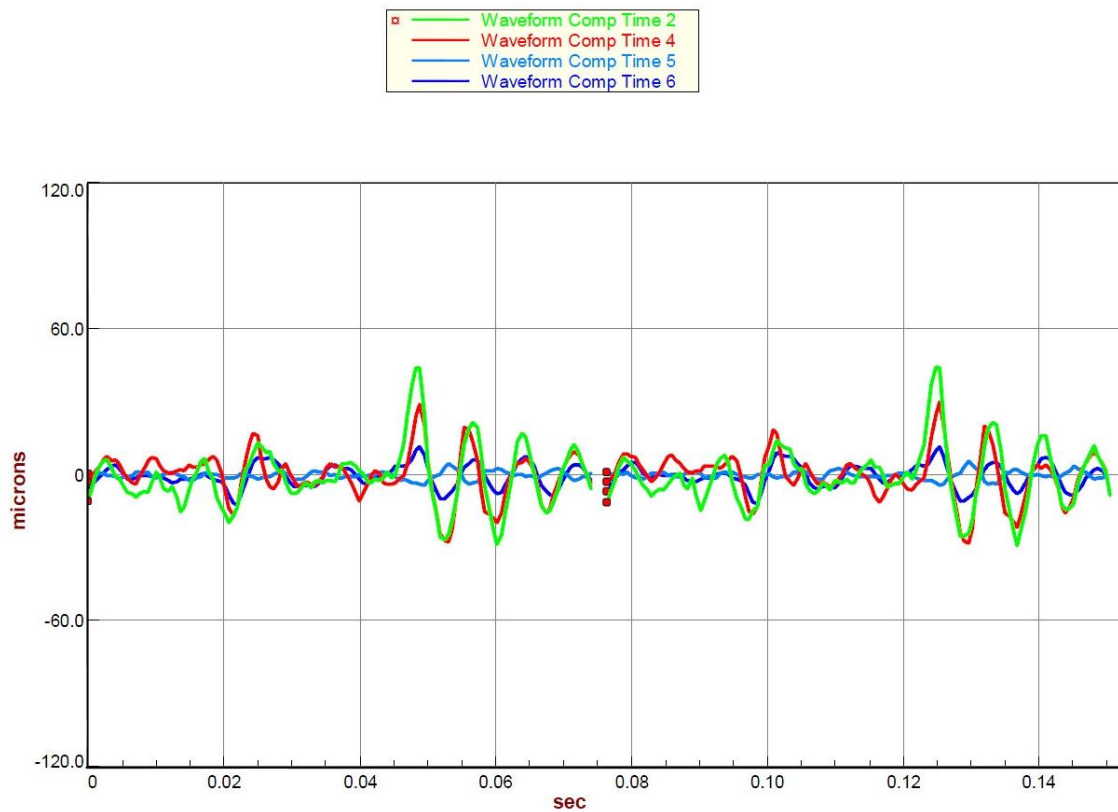
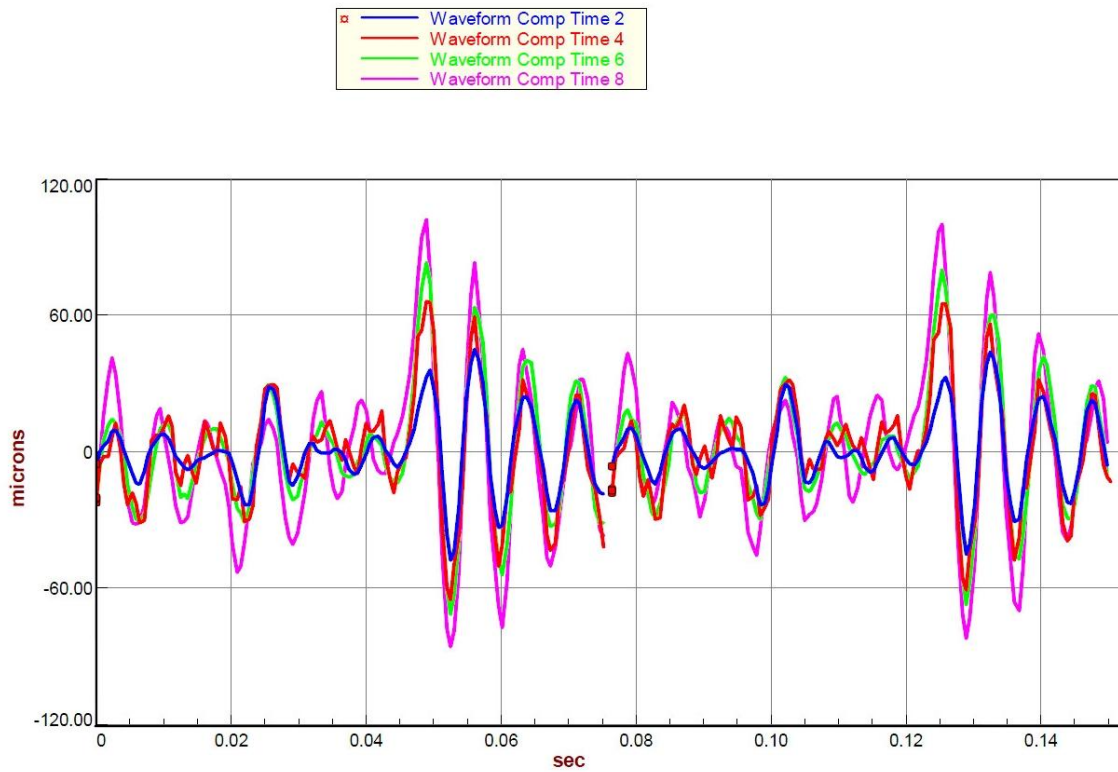
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 91
	PŘÍLOHY	

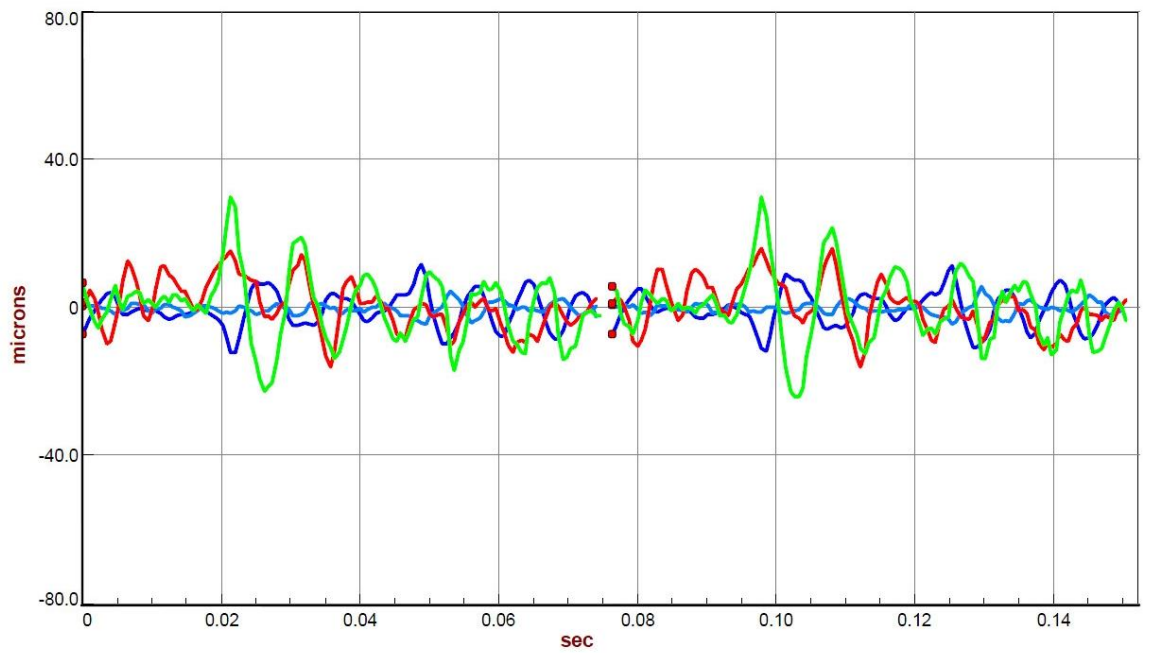
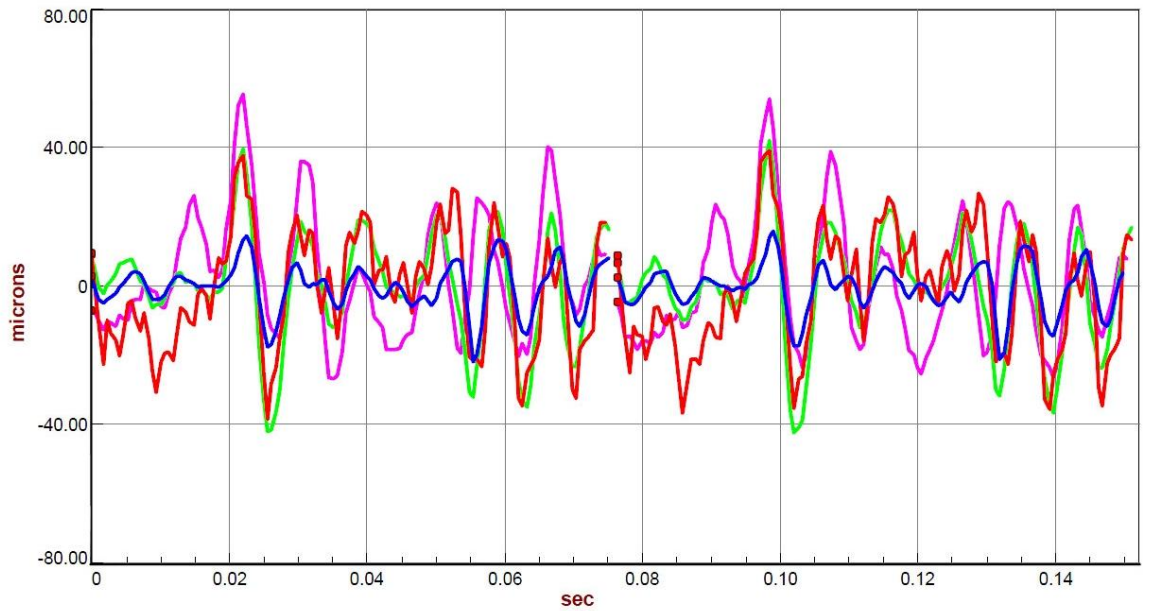
14 Seznam příloh

Příloha 1	Grafy naměřených vibrací v radiálním a tangenciálním směru
Příloha 2	Grafy závislosti poměrových velikostí sil působících na vozíky vůči velikosti rozteče vozíků (hodnota d, c)
Příloha 3	Výkresová dokumentace

Přílohy

Příloha 1 – grafy naměřených hodnot vibrací v radiálním a tangenciálním směru

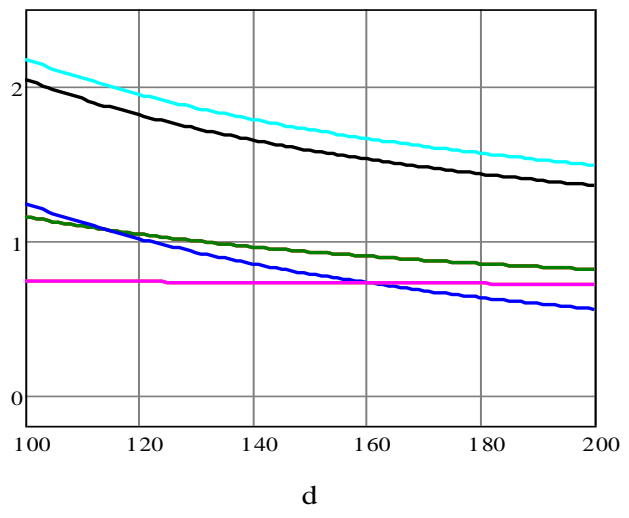




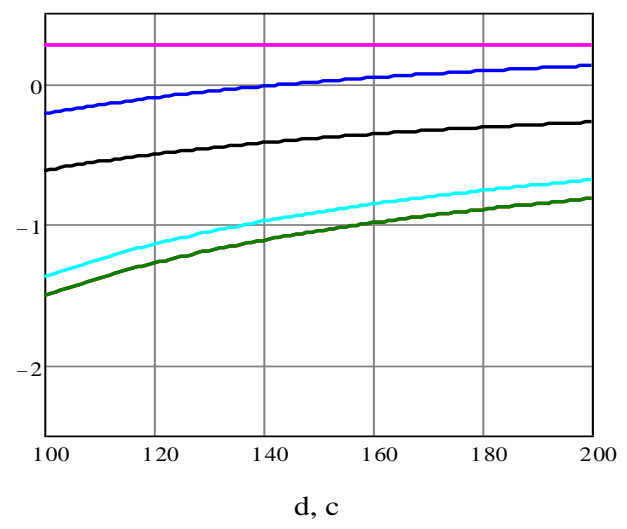
Příloha 2 – Grafy závislosti poměrových velikostí sil působících na vozíky vůči velikosti rozteče vozíků d , c . Varianty 1 – 7 jsou zvýrazněny jinou barvou, viz. obr. níže:

— Fly_v1 — Fly_v2 — Fly_v3 — Fly_v4 — Fly_v5 — Fly_v6 — Fly_v7

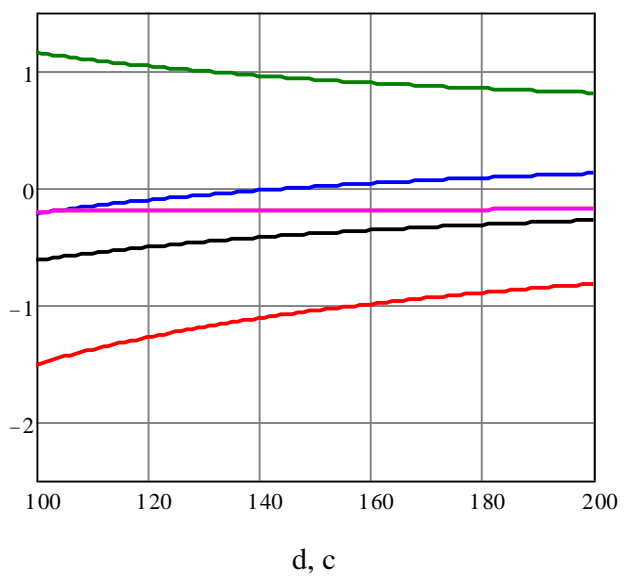
BAREVNÍK 1 - F1y



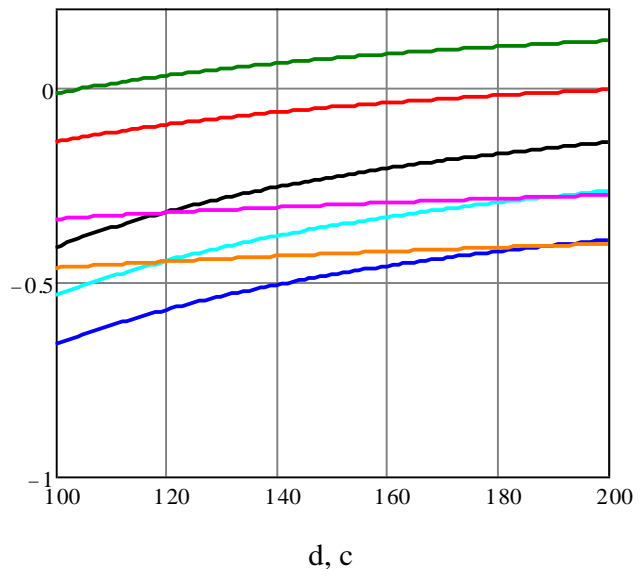
BAREVNÍK 1 - F2y



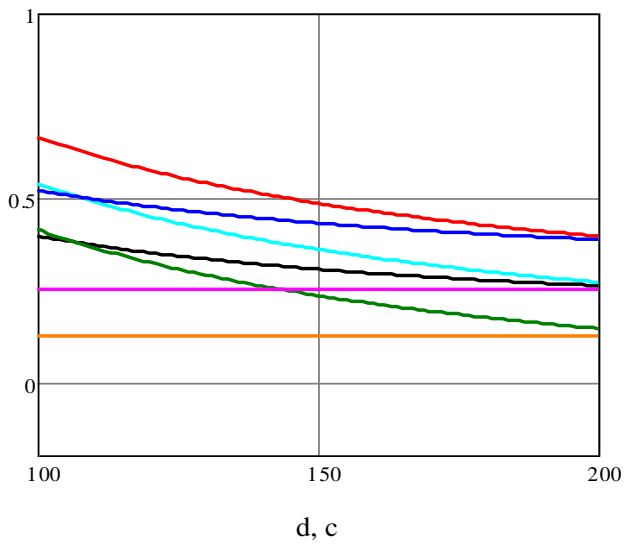
BAREVNÍK 1 - F3y



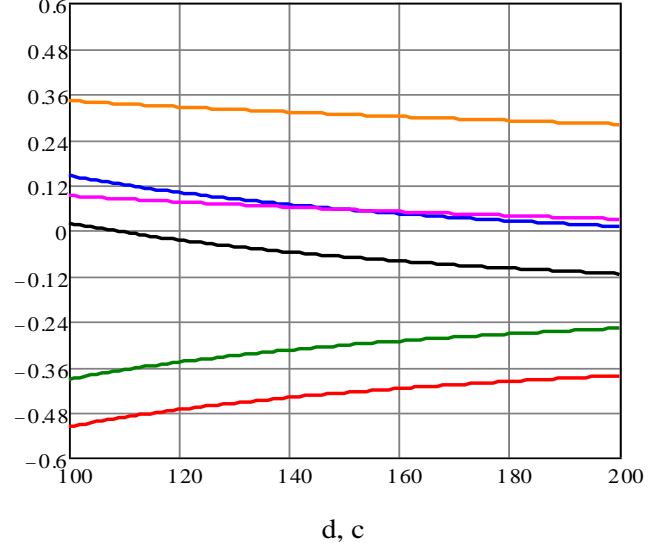
BAREVNÍK 1 - F1x



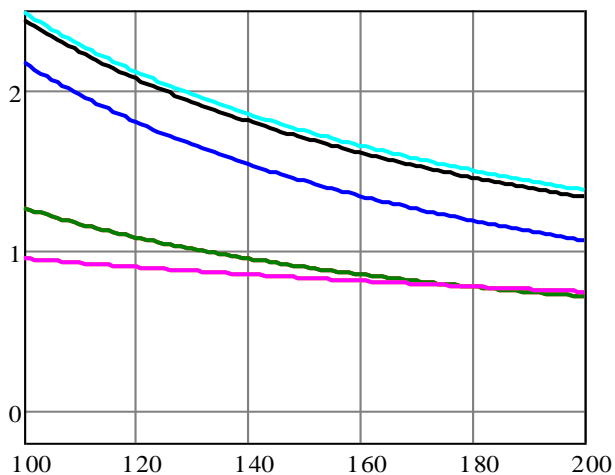
BAREVNÍK 1 - F2x



BAREVNÍK 1 - F3x

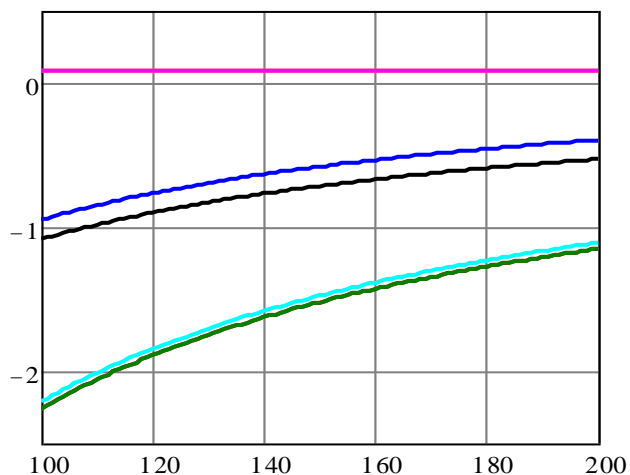


BAREVNÍK 2 - F1y



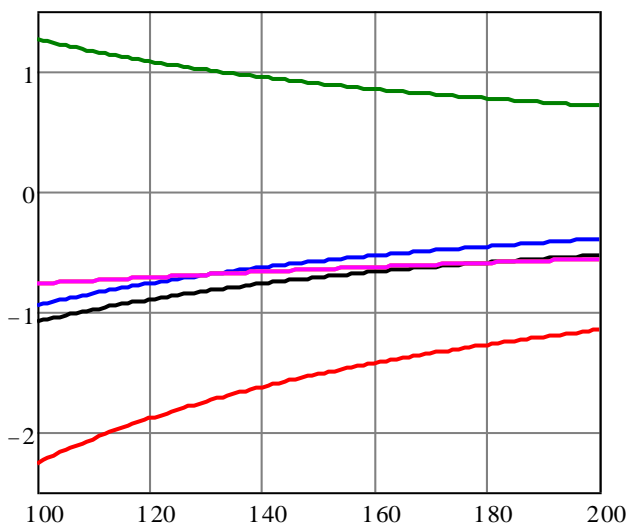
d, c

BAREVNÍK 2 - F2y



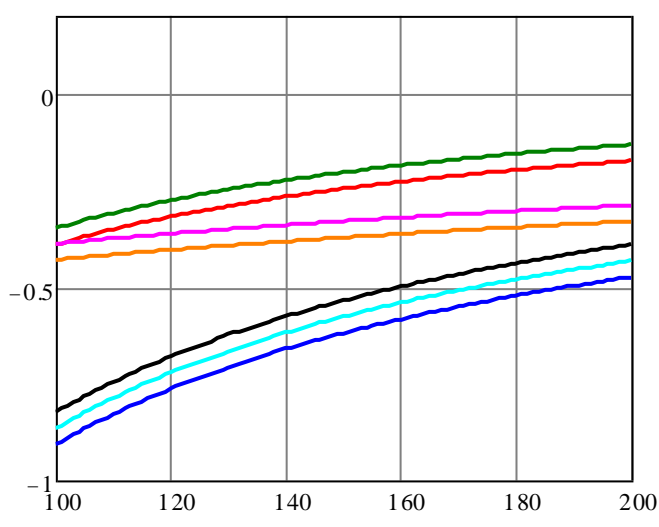
d, c

BAREVNÍK 2 - F3y



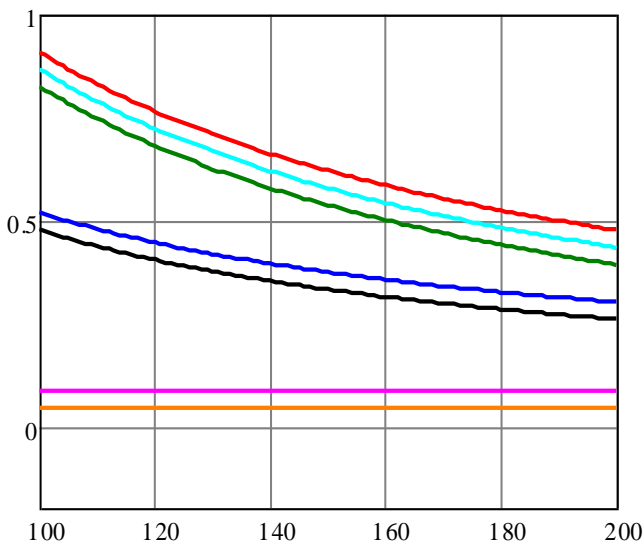
d, c

BAREVNÍK 2 - F1x



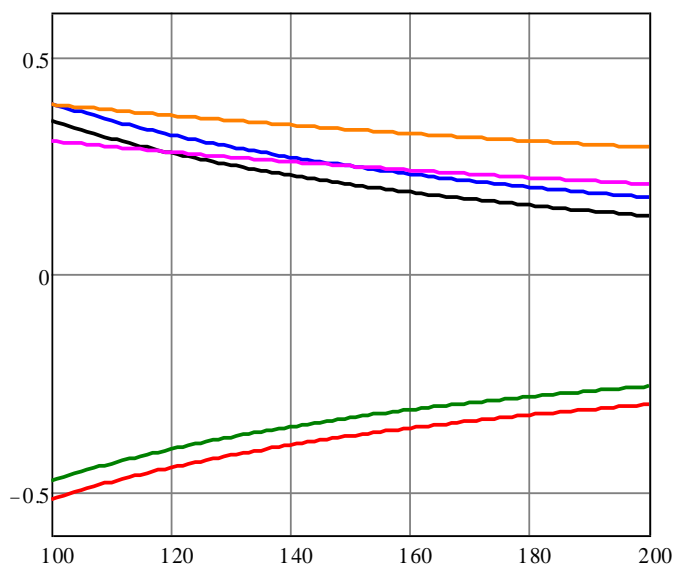
d, c

BAREVNÍK 2 - F2x



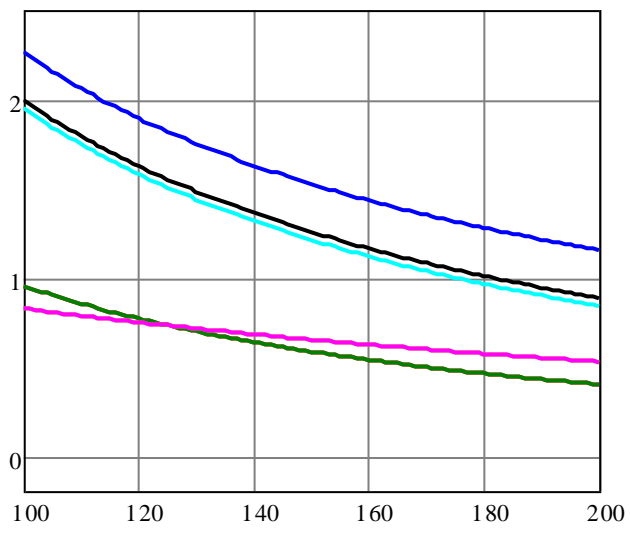
d, c

BAREVNÍK 2 - F3x



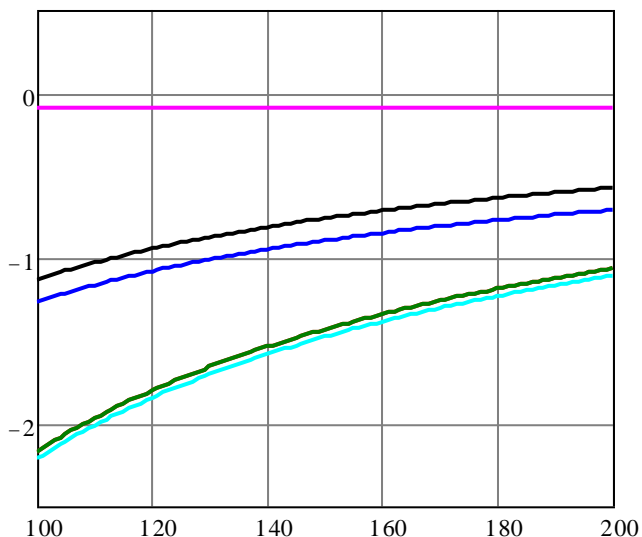
d, c

BAREVNÍK 3 - F1y



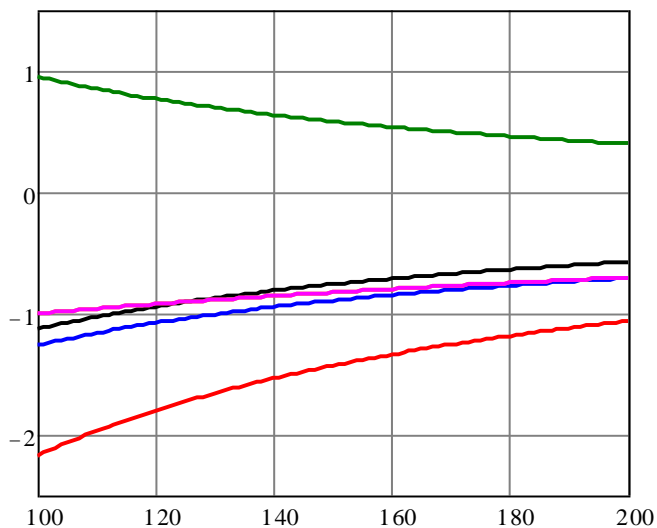
d, c

BAREVNÍK 3 - F2y



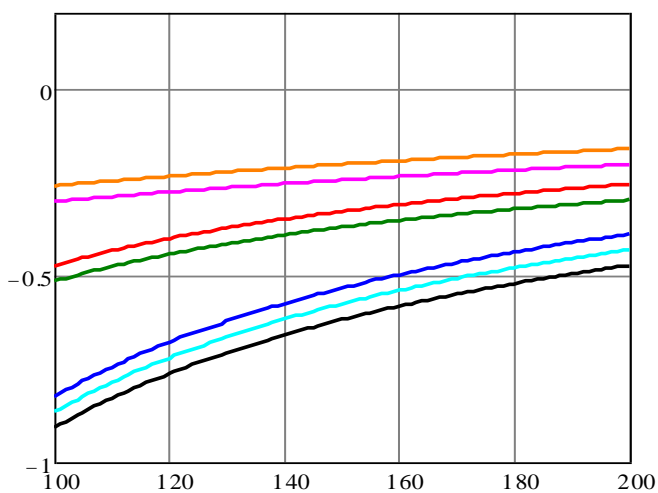
d, c

BAREVNÍK 3 - F3y



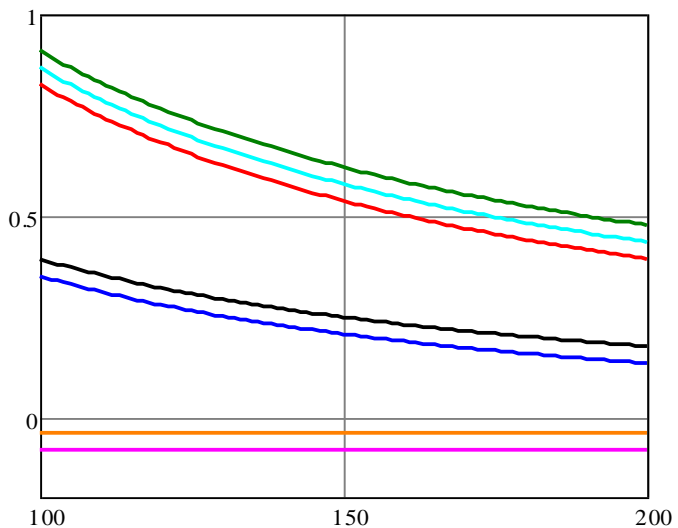
d, c

BAREVNÍK 3 - F1x



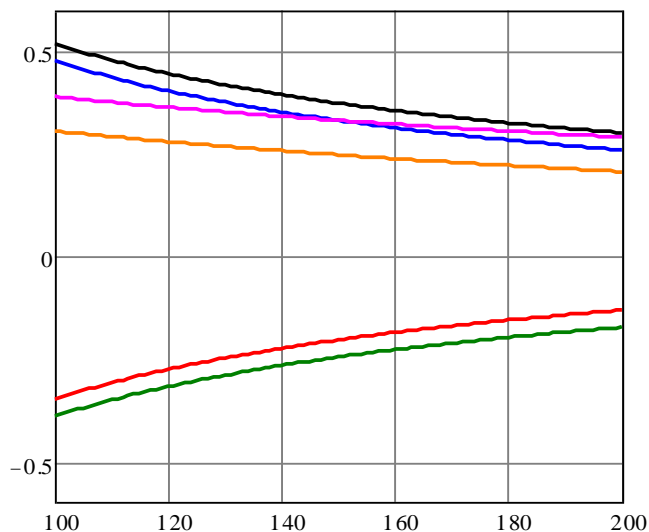
d, c

BAREVNÍK 3 - F2x



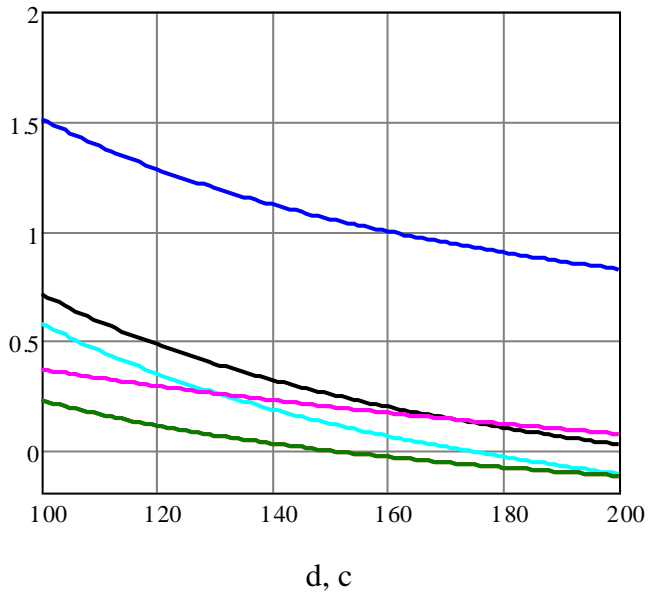
d, c

BAREVNÍK 3 - F3x

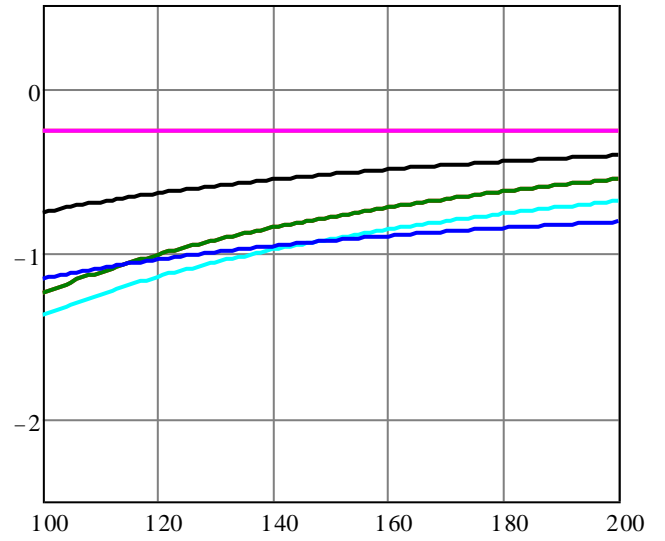


d, c

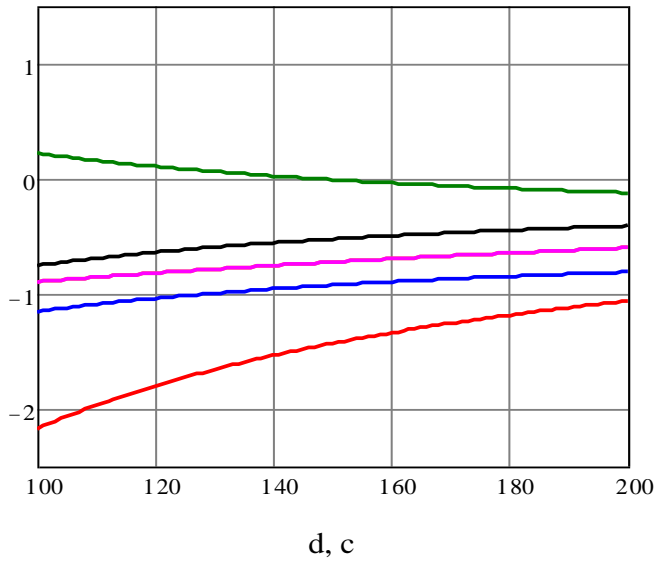
BAREVNÍK 4 - F1y



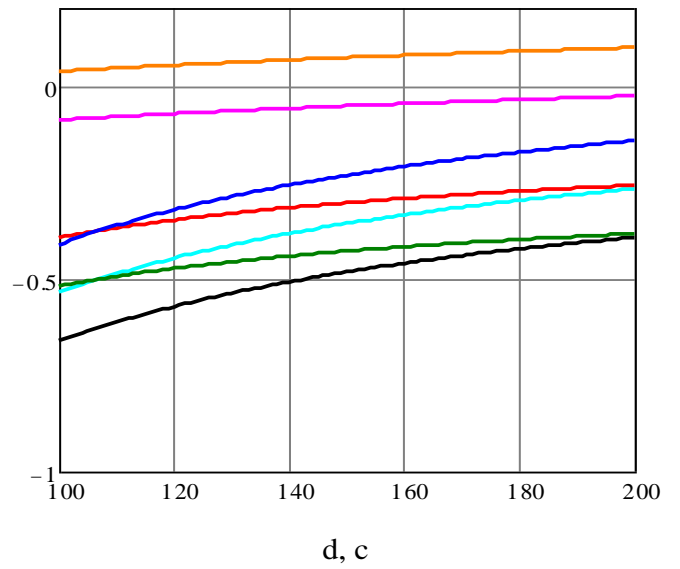
BAREVNÍK 4 - F2y



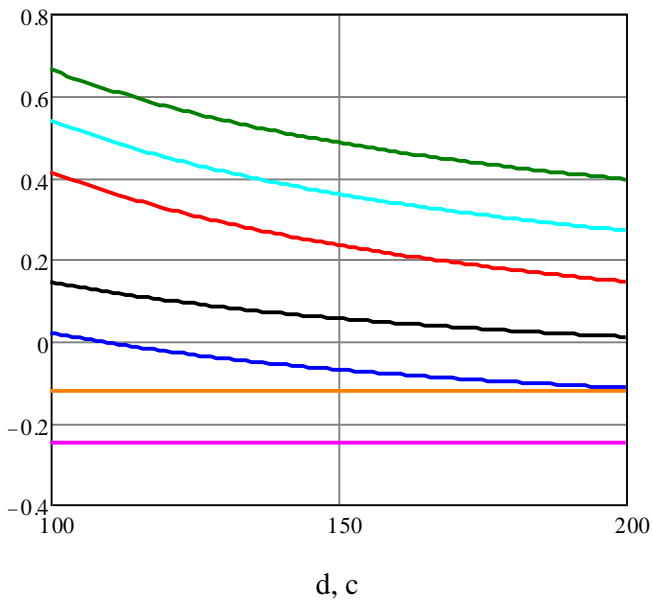
BAREVNÍK 4 - F3y



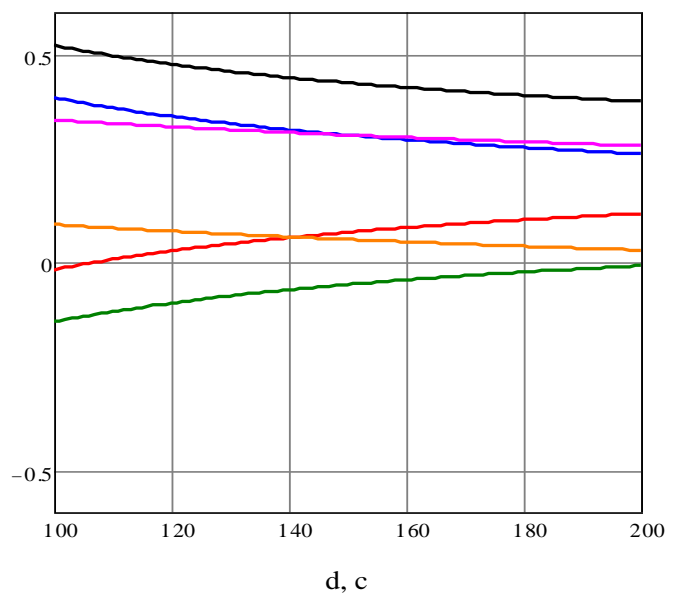
BAREVNÍK 4 - F1x



BAREVNÍK 4 - F2x



BAREVNÍK 4 - F3x



Příloha 3 – Výkresová dokumentace

P001-00-A
P001-00-003C

Barevník – strana obsluhy
Domek formového válce – strana obsluhy