



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

MOŽNOSTI REALIZACE POHONU TĚŽKÝCH SKLÁPĚČŮ

POSSIBILITY OF REALIZATION OF HEAVY DRIVE OF TIPPING EQUIPMENT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Ševčík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Martin Ševčík
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.
Akademický rok:	2015/16

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 bakalářské práce:

Možnosti realizace pohonu těžkých sklápěčů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. Popsat problematiku manipulace s těžkými břemeny.
2. Uvést příklady stávajících řešení pro zařízení tohoto typu.
3. Charakterizovat zadané zařízení s jeho základními parametry.
4. Zpracovat několik koncepčních návrhů pohonu daného zařízení a provést jejich vzájemné porovnání.
5. Analyzovat možnosti aplikace těchto řešení na jiná zařízení podobného charakteru.

Cíle bakalářské práce:

Cílem této práce je popsat problematiku realizace pohonu zařízení velkých rozměrů, určených k polohování objemných břemen o hmotnostech v řádu desítek tun. Kromě popisu stávající koncepce, využití pro pohon sklápěče 35 tunových svařenců, na nějž je tato práce zaměřena, by měla také obsahovat návrhy alternativních řešení s jejich vzájemným porovnáním a uvedením možností další aplikace těchto koncepcí.

Zadání BP je řešeno ve spolupráci se společností KonCAD CZ, s. r. o., která zpracovala konstrukční návrh zadaného zařízení.

Přínosem této práce by mělo být zpracování uceleného souboru informací z oblasti pohonu těžkých sklápěčů, využitelného při konstruování zařízení stejného či podobného typu.

Seznam literatury:

Shigley J.E.,Mischke Ch.R.,Budynas R.G.(2010): Konstruování strojních součástí. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

Knoflíček, R. (2004): Roboty a pružné výrobní systémy, Studijní opora ÚVSSR FSI VUT v Brně

Nepraž F., Nevrlý J., Peňáz V., Třetina K. (2002): Modelování systémů s hydraulickými mechanismy, Bosch Rexroth, spol. s r. o. Brno, ISBN 80-214-2187-8

Internetové odkazy na výrobce těžkých sklápěčů v hutním průmyslu

Firemní materiály KonCAD

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou způsobu pohonu sklápěcích zařízení, určených ke sklápění kusů o velkém objemu a hmotnosti (řádově jednotky až desítky tun). Kromě souboru základních teoretických poznatků s touto problematikou spojených obsahuje i prakticky zaměřenou část, v níž je navrhován způsob pohonu konkrétního, v provozu aplikovaného zařízení.

ABSTRACT

The aim of this bachelor's thesis is description of possible implementations of a drive for heavy duty tipping devices, used for tipping large and heavy (up to tens of tonnes) pieces. Besides basic theoretical information contains the thesis also practical part, in which there is designed particular way to drive a tipping device, used in a production.

KLÍČOVÁ SLOVA

Sklápěcí zařízení, sklápěče, polohování těžkých kusů, pohon rozměrných zařízení, manipulace s materiálem, využití cévového převodu, převod posuvného pohybu na rotační

KEYWORDS

Tipping devices, possitioning heavy pieces, drive for large devices, materiál handling, usage of pin gear, conversion of sliding movement on rotary movement

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠEVČÍK, M. *Možnosti realizace pohonu těžkých sklápěčů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 59 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu práce doc. Ing. Radku Knoflíčkovi Dr. za podporu a cenné rady při vypracovávání této práce, dále pak Ing. Ivanu Mašlonkovi a Ing. Petře Kříklavové z firmy KonCAD s.r.o. za jejich ochotu a možnost spolupráce s jejich firmou.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Radka Knoflíčka, Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. 5. 2016

.....
Martin Ševčík

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	TEORIE MANIPULACE S MATERIÁLEM	16
2.1	Definice manipulace s materiálem	16
2.1.1	Teorie umístění a pohybových operací	17
2.2	Bezpečnost	18
2.2.1	Ruční manipulace.....	18
2.2.2	Strojní manipulace	19
2.3	Manipulace s těžkými břemeny	20
3	ZAŘÍZENÍ PRO MANIPULACI	21
3.1	Obecné základní informace	21
3.2	Základní typy zařízení	21
3.2.1	Dopravníky	21
3.2.2	Jeřáby	22
3.2.3	Průmyslové roboty a manipulátory	22
3.2.4	Polohovadla a sklápěče	23
3.3	Aplikace polohovadel a sklápěčů v praxi.....	23
3.3.1	Bubnový obraceč forem	23
3.3.2	Pantografické polohovadlo	24
3.3.3	Sklápěč ingotů.....	25
3.4	Shrnutí poznatků	25
4	NÁVRH KONCEPCÍ POHONU SKLÁPĚČE.....	27
4.1	Stávající řešení	27
4.1.1	Základní charakteristika zařízení	27
4.1.2	Popis způsobu realizace pohonu	28
4.1.3	Technické parametry.....	29
4.1.4	Zátěžné parametry.....	29
4.1.5	Zhodnocení návrhu	30
4.2	Návrh 1.....	31
4.2.1	Charakteristika návrhu	31
4.2.2	Analýza návrhu	32
4.2.3	Zhodnocení návrhu	34
4.3	Návrh 2.....	36
4.3.1	Charakteristika návrhu	36
4.3.2	Analýza návrhu	36
4.3.3	Zhodnocení návrhu	39
4.4	Návrh 3.....	40
4.4.1	Charakteristika návrhu	40
4.4.2	Analýza návrhu	41
4.4.3	Zhodnocení návrhu	42
4.5	Návrh 4.....	42
4.5.1	Charakteristika návrhu	42
4.5.2	Analýza návrhu	43
4.5.3	Zhodnocení návrhu	44
5	ZHODNOCENÍ	46
5.1	Metoda multikriteriálního hodnocení.....	46

5.2	Hodnocení návrhů	46
5.2.1	Stávající řešení	47
5.2.2	Návrh 1.....	47
5.2.3	Návrh 2.....	47
5.2.4	Návrh 3.....	48
5.2.5	Návrh 4.....	48
5.3	Výsledné zhodnocení návrhů	48
5.4	Bezpečnostní rizika spojená s návrhy	49
5.5	Rámcový popis alternativních využití navržených mechanismů	50
6	ZÁVĚR.....	53
7	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	55
8	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	57
9	SEZNAM PŘÍLOH	59

1 ÚVOD

Ve strojírenské výrobě a v k ní přidružených oblastech se často setkáváme s problematikou manipulace s materiálem, jenž má různou podobu a význam, a se kterým je manipulováno rozličnými způsoby, a to z technologických i netechnologických důvodů. Tyto způsoby manipulace se pak odvíjejí od mnoha různých faktorů, jako je forma materiálu, jeho hmotnost či například požadovaná dráha manipulace, a k těmto způsobům následně přísluší i různá jednoúčelová, nebo víceúčelová zařízení.

Jednou skupinou druhů manipulace s materiálem je jeho polohování, sklápění a překlápění. Jedná se o usměrňování hmoty v prostoru a k tomuto účelu v praxi slouží manipulátory, polohovadla a sklápěče. A právě sklápěče jsou hlavní oblastí zájmu této práce. Jedná se většinou o jednoúčelová zařízení, určená k usměrňování materiálu v prostoru jeho rotací z jedné polohy do druhé, což může být vyžadováno například na základě technologie zpracování tohoto materiálu.

Koncepce takovýchto sklápěčů se liší podle charakteru materiálu, požadavků objednatele a významně ji také ovlivňuje velikost a hmotnost tohoto materiálu, jelikož s jeho zvětšující se velikostí rostou i rozměry zařízení, stejně jako zatížení jeho součástí a pohonu. V takovýchto případech nastává problém při navrhování těchto sklápěčů, jelikož se standardní koncepce uložení a pohonů díky velkému nárůstu rozměrů a sil stávají nevyhovujícími pro realizaci. Z těchto důvodů je nutné hledat alternativní technické koncepce, které by lépe vyhovovaly obecným požadavkům, jako je co nejnižší zastavěná plocha, co nejjednodušší konstrukce nebo co nejoptimálnější technickoekonomická náročnost celého projektu.

Cílem této práce je tedy ve spolupráci s firmou KonCAD s.r.o., jež v minulosti realizovala návrh sklápěče ocelových svařenců o nosnosti 35 tun, vytvořit soubor možných alternativních koncepcí pohonu tohoto zařízení, a to buď na základě již v praxi realizovaných řešení, nebo navrhnou zcela nové koncepce. Takto vzniklé návrhy budou následně posouzeny na základě zvolených technickoekonomických parametrů a vhodným způsobem porovnány jak vzájemně mezi sebou, tak i se stávající koncepcí.

Jelikož je problematika takovýchto zařízení v dostupné technické literatuře jen velmi okrajově zastoupena, klade si tato práce za cíl také vytvoření alespoň základního shrnutí teoretických a praktických poznatků, které byly při tvorbě této práce získány.

2 TEORIE MANIPULACE S MATERIÁLEM

2.1 Definice manipulace s materiálem

„Manipulace s materiálem je dle ČSN 26 0002 přemísťování, ložení, usměrňování a skladování materiálu a podobné činnosti ve výrobě oběhu a skladování.“ [1]

Ve strojírenské praxi se jedná o nedílnou součást výrobního procesu i materiálového toku. Materiál je totiž nutno dopravovat ke zpracování, přemísťovat či polohovat mezi jednotlivými operacemi, nebo místy, kde jednotlivé dílčí operace probíhají. K manipulaci s materiálem pak náleží také jeho skladování, které může být do procesu zařazeno z důvodů ekonomických nebo technologických.

Ve většině případů je manipulace činností netechnologickou, jelikož se nepodílí přímo na technologických postupech zpracování materiálu. Existují však případy, kdy nastává splynutí těchto dvou procesů. Příkladem může být polohování dílců během svařování.

Zásadní vliv na volbu metody manipulace a zařízení pro její provedení má materiál samotný. Dle [1] jej tedy posuzujeme z hlediska:

1. Skupenství: kapalné, sypké, pevné
2. Formy: jednotlivé kusy, manipulační jednotky (palety, kontejnery apod.), volně ložený materiál
3. Rozměrů
4. Tvaru
5. Hmotnosti
6. Množství
7. Stavu

V průběhu procesu může mít materiál podobu surovin, polotovarů, dílů, či přímo celých hotových výrobků.

Trendem vývoje v oblasti manipulace je postupná mechanizace manipulačních činností a tím nahrazování lidské práce, především v případech, kdy je tato práce pro člověka ergonomicky nevhodná. Jedná se o situace, kdy je práce fyzicky velmi namáhavá, zdoluhavá, monotónní, či se jedná o práci ve zdraví škodlivém prostředí. Za určitých podmínek může být tento proces částečně, nebo zcela automatizován.

Automatizací rozumíme zavádění strojů, přístrojů a zařízení, které nahrazují nejen fyzickou práci člověka, ale i část duševní činnosti spojené s obsluhou zařízení a řízením procesu. [2]

Jedním z hlavních cílů úprav a modernizace manipulačních procesů je však především snižování doby manipulace, jelikož ta z ekonomického hlediska výrazně ovlivňuje celý výrobní proces. Jak již bylo zmíněno výše, nepodílí se technologií výroby přímo, a proto se řadí do výrobních časů vedlejších.

2.1.1 Teorie umístění a pohybových operací

„Teorie kauzálních umístění vychází z poznatku, že příčinou pohybu předmětu jsou druhy jeho umístění a vztahy mezi nimi.“ [3]

Rozdělení umístění:

1. Přírodní umístění – jedná se o prvotní, přírodními podmínkami dané umístění, v němž látky a suroviny nalézáme.
2. Technické umístění – vzniká uměle důsledkem lidského působení v průběhu zpracovacích a spotřebních procesů. Dále jej dělíme na:
 - a) Zpracovatelské – poloha, v níž probíhá zpracování materiálu technologickými změnami (obrábění, tepelné zpracování, atp.).
 - b) Manipulační – určuje umístění materiálu v průběhu manipulace. Může se jednat například o polohu vzhledem k manipulačnímu zařízení nebo vzhledem k ostatním manipulačním jednotkám.
 - c) Spotřební umístění – konečné umístění dané činností spotřebitele.

Kombinací těchto umístění vznikají řetězce, které charakterizují cestu materiálu v průběhu práce s ním. Znalost těchto řetězců umístění je zásadní především z hlediska návrhu manipulačních částí procesu, jelikož nám umožňuje volit jednotlivé manipulační operace na základě výchozích a konečných umístění v tomto kroku.

„Manipulační operaci definujeme jako záměrnou, nepřetržitou změnu polohy předmětu, uskutečňovanou manipulačním prostředkem nebo pracovníkem, případně oběma dohromady.“ [3]

Z této definice tedy jasně vyplývá, že základem manipulační operace je pohyb. Tento pojem je však pro bližší charakteristiku příliš obecný, pro naše potřeby tedy zavádíme popis pohybu formou tzv. elementárních pohybových operací. Ty nám umožňují členění elementárních úkonů a jejich spojováním popisujeme celkový proces pohybu.

Jedná se o:

1. Gravitační operace – pohyb probíhá ve vertikálním směru a je při nich překonávána tíhová síla působící na objekt manipulace. Jedná se například o pohyb na zdviži.
2. Dopravní operace – jedná se o horizontální přemísťování a zásadní je při něm překonávání především setrvačných účinků materiálu a pasivních odporů okolí. Příkladem může být pohyb materiálu na kladičkové trati.
3. Gravitačně dopravní / dopravně gravitační operace – je kombinací předchozích dvou operací. Představitelem této operace je kupříkladu dopravník sypkých materiálů, kdy se materiál působením vlastní tíhy sype na dopravník, případně z něj na konci padá.
4. Přemísťovací operace – přemístění z jednoho ustáleného stavu do druhého. Sestává většinou z uchopení, dopravy a uložení objektu. Typickým příkladem je manipulace za pomoci průmyslového robotu.

Zásadní roli při těchto elementárních operacích hraje také dráha pohybu. Ta může být pevná, vymezená, omezená, nebo volná.

Pevná dráha je neměnná a materiál se po ní pohybuje vždy po stejné trase a její změna je možná pouze přímým zásahem do konstrukce zařízení. Může se jednat o například o pásové dopravníky.

Vymezená dráha je vymezena dosahem zařízení, ale také danými omezeními řídicí složky. Tato dráha je uvažována především u automatických a programovatelných zařízení, čili její změna je možná úpravou programu či jiných řídicích komponent (např. dorazy). Po takovýchto drahách se materiál pohybuje při manipulaci za použití průmyslových robotů.

Omezená dráha je omezena pouze rozsahem pohybů zařízení a okolím. V tomto prostoru se může zařízení volně pohybovat a většinou se předpokládá řízení člověkem v reálném čase. Typickými představiteli této skupiny jsou jeřáby.

Volná dráha je teoreticky ničím neomezena a nalezneme ji například v letecké či lodní dopravě.

2.2 Bezpečnost

V procesech vázaných ke strojírenské výrobě se vyskytuje mnoho rizikových faktorů. Jedná se o situace ohrožující jak zařízení samotné, tak kontinuitu výroby, především však lidské zdraví. A právě v této záležitosti hraje manipulace s materiálem zásadní roli, jelikož počet úrazů spojených s manipulací je skutečně značný. Jak uvádí literatura, jedná se dokonce o přibližně 50 % všech úrazů ve spojení se strojírenskou výrobou a činnostmi na ni vázanými. Proto je zde na bezpečnost kladen velký důraz. [4]

Aby bylo dosaženo dostatečné úrovně bezpečnosti práce v podnicích, bylo zavedeno velké množství normativů a zákonů, jejichž účelem je definování jasného bezpečnostního standardu, který by měl vzniku nehod bránit.

V podnicích je tak zajišťováno útvarem BOZP (bezpečnost a ochrana zdraví při práci), případně samostatnými bezpečnostními pracovníky. Ti mají za úkol posuzovat rizika, eliminovat je a vykonávat dohled nad pracovní činností.

Jelikož je naprostá většina úrazů a škod zaviněna lidským faktorem, je nutno věnovat této oblasti maximální pozornost. Proto je základem bezpečnostní politiky podniků především dostatečné proškolení pracovníků ve věci rizik, se kterými přijdou v průběhu své činnosti do styku. Zaměstnavatel je povinen tak učinit dle § 103 odst. 2 zákona č. 262/2006 Sb.. [4]

2.2.1 Ruční manipulace

Základním typem manipulace je ruční manipulace. V mnoha situacích se jedná, oproti manipulaci strojní, o dominantní způsob manipulace, avšak je s ní v různých ohledech blízce spjata. Je rozlišováno nebezpečí dvojího typu, a to nebezpečí způsobující onemocnění a nebezpečí vedoucí ke vzniku úrazu.

Onemocnění jsou důsledkem dlouhodobého vystavení nepříznivým pracovním podmínkám. Ve spojení s manipulací se nejčastěji jedná o onemocnění pohybového ústrojí. Ty jsou zapříčiněny především velkou, nevhodně uzpůsobenou a opakující se fyzickou zátěží. Typickými představiteli jsou právě chronické bolesti zad a končetin. Také je možné setkat se činnostmi, jako například manipulace se sypkými materiály s vysokou prašností, jež mohou způsobovat onemocnění dýchacího ústrojí.

Úrazy jsou na rozdíl od onemocnění podmíněny krátkodobým působením rizikových činitelů. Podle statistik uváděných v literatuře má největší podíl na vzniku úrazu při ruční

manipulaci vysmeknutí, jenž je příčinou cca 58 % všech úrazů. Dále se zde vyskytuje nebezpečí pořezání, popálení, anebo odření. [4]

2.2.2 Strojní manipulace

Podíl množství úrazů při manipulaci ruční a strojní je přibližně stejný. Riziko je zde však podmíněno nejen činností pracovníka, ale i fungování zařízení samotného.

Nejvýznamnější roli zde hraje nebezpečí mechanické. Jedná se o nebezpečí v případech, kdy může obsluha, či jiná zúčastněná osoba, utrpět zranění v důsledku kontaktu se zařízením, s jeho částmi, popřípadě s materiálem, s nímž se manipuluje.

Do této skupiny patří následující rizika:

1. Nebezpečí stlačení a stříhu
2. Nebezpečí pořezání
3. Nebezpečí navinutí, vtažení a zachycení
4. Nebezpečí úderu pohyblivými se částmi
5. Nebezpečí úrazu elektrickým proudem a nábojem
6. Nebezpečí popálení
7. Nebezpečí vlivem poruchy v dodávce elektrického proudu

K potlačení těchto rizik se užívá široká škála prostředků. Nejzákladnějším způsobem je zamezení fyzického kontaktu pracovníka se zařízením pomocí fyzických zábran, jako jsou kryty či oplocení, a dále pomocí polohy, kdy jsou nebezpečné části mimo dosah uživatele zařízení. Tímto způsobem se eliminují především rizika stlačení, vtažení, úderu, popálení a úrazu elektrickým proudem. Dále je nutno využít různých technických prostředků, které zabraňují samovolnému uvolnění materiálu, který je objektem manipulace, i samotných částí zařízení.

Vzhledem k zaměření této práce je také důležité zamezení nebezpečí, jež vzniká výpadkem dodávky elektrického proudu. To může mít především u zařízení značných rozměrů a při manipulaci s těžkými materiály za následek uvolnění hmoty o vysoké potenciální energii, což může vést ke značným škodám na zařízení a také k ublížení na zdraví. Těmto situacím se zamezuje použitím samočinných brzd nebo s pomocí jiných speciálních technických prostředků.

Nedílnou součástí každého zařízení určeného k manipulaci je takzvaná průvodní dokumentace. Ta je tvořena pokyny, jež je potřeba dodržet pro spolehlivý a bezpečný provoz daného zařízení. Jedná se například o návod k obsluze, informace o dovoleném zatížení a plnění, o důsledcích nesprávného použití, a také o pokyny ke správnému zaškolení obsluhy.

Pro zajištění bezpečného chodu zařízení je taktéž nezbytně nutné, aby provozovatel prováděl pravidelnou údržbu, kontroly, nebo případně i zkoušky funkčnosti tohoto zařízení. Záznamy o těchto činnostech by měla obsahovat řádně vedená provozní dokumentace.

Všechny výše zmíněné postupy by měly vést ke snižování všech možných rizik s manipulačními procesy spojenými. Jak však praxe ukazuje, úrazům není možno za všech podmínek zcela zabránit, proto je v této oblasti vždy na místě zvýšená pozornost a uvědomělý přístup k věci.

2.3 Manipulace s těžkými břemeny

Ve strojírenské praxi se můžeme často setkat se situacemi, kdy je předmětem manipulace jednotka, jež dosahuje značných hmotností, v tomto případě budou uvažovány hmotnosti v řádech jednotek až desítek tun. A právě tyto vysoké hmotnosti s sebou přinášejí oproti lehčím jednotkám nové komplikace a rizika.

Nejzásadnější je vysoká kinetická a potenciální energie takovýchto těžkých břemen, kterou konstrukce a pohony manipulačních zařízení musejí zachycovat. A proto musejí být zařízení těmto nadměrným zátěžím konstrukčně uzpůsobena, a to především rozměrově a materiálově. Pro uvedení těžkých břemen do pohybu, nebo naopak jejich brždění a zastavení, je také potřeba působení výrazně většími silami a výrazné setrvačné účinky také nedovolují vyšší manipulační rychlosti.

Jak již bylo výše zmíněno, zvýšená zátěž způsobuje nárůst rozměrů a jiných charakteristik nejen konstrukce zařízení, ale také pohonů. V takovýchto situacích je však často dosahováno meze praktické a ekonomické výhodnosti tohoto zvětšování, je tedy nutno hledat jiná, alternativní řešení.

I z hlediska bezpečnosti mají tato těžká břemena také svá specifika. Díky velkým rozměrům jsou náročnější pro organizaci a dohled, velká hmotnost pak představuje velké riziko v případě uvolnění nebo samovolného rozpohybování. Nahromaděná kinetická energie pak při pohybu nedovoluje snadné zastavení. Z těchto důvodů je tedy na místě při manipulaci s takovými těžkými břemeny zvýšená obezřetnost nejen při dodržování zásad bezpečné manipulace, ale také při konstrukci zařízení a volbě bezpečnostních prvků.

Souhrn těchto teoretických poznatků představuje základ pro charakterizování různých manipulačních procesů a dějů, jež je možné dále využívat při navrhování a realizaci řešení zadaných úkolů z této oblasti, ať už se jedná o jednotlivá manipulační zařízení, či manipulační procesy samotné.

3 ZAŘÍZENÍ PRO MANIPULACI

3.1 Obecné základní informace

Vzhledem k velkému rozsahu úkonů, které jsou s manipulací s materiálem spojeny, je možné nalézt ve strojírenské praxi velké množství různých zařízení k manipulaci určených. Volba vhodného zařízení tedy závisí na mnoha faktorech, jako například:

1. Materiál – jedná se o stěžejní kritérium volby způsobu manipulace. Především jeho skupenství, kusovost, rozměry a hmotnost.
2. Materiálový tok – podle tohoto faktoru je posuzováno, zdali se má jednat o kontinuální tok materiálů (např. pásový dopravník sypkého materiálu), jednotkový tok (např. automatické zakládání obrobků do obráběcího stroje), nebo o nárazový tok (např. přesunutí svařence jeřábem).
3. Univerzálnost – v případě, že je charakter manipulační operace časově neměnný, je možné zvolit jednoúčelové zařízení. Pokud je však požadováno pomocí jednoho zařízení vykonávat větší rozsah činností, je potřeba vybrat zařízení, které svými parametry všechny tyto činnosti pokrývá.
4. Přesnost – stupeň přesnosti uchopení nebo uložení materiálu významně ovlivňuje volbu manipulačního zařízení, případně jeho konstrukční provedení.

3.2 Základní typy zařízení

3.2.1 Dopravníky

Dopravníky slouží k dopravě materiálu po předem stanovené dráze. Tato dráha je dána buď přímo konstrukcí zařízení, nebo uspořádáním jednotlivých článků dopravníku.

Podle materiálu, jenž je dopravován, jsou děleny na:

1. Dopravníky sypkého materiálu

- a) Vibrační dopravníky – využívají k přemístování materiálu setrvačné účinky materiálu. Ten se kmitavým pohybem dopravníku buď uvolní a přesune se nadskočením, nebo se neoddělí a tedy po něm klouže. Dopravník se skládá ze žlabu a pohonu.
- b) Šnekové dopravníky – materiál se posouvá ve žlabu pomocí rotujícího šneku, poháněného nejčastěji elektromotorem.
- c) Korečkové elevátory – sypký materiál je přemístován v tzv. korečku (otevřená nádoba). Sklon dopravníku je velký, proto se používá k dopravě především ve vertikálním směru.

2. Dopravníky sypkého a kusového materiálu

- a) Skluzy – materiál se pohybuje po šikmé rovině působením tíhové síly (klouže).
- b) Pásové dopravníky – materiál leží na nekonečném páse, poháněném elektromotorem přes válečky. Jedná se o velmi rozšířený typ dopravníku.
- c) Článekové dopravníky – tento dopravník je využíván v situacích, kdy není možné použít pásový dopravník (např. při dopravě těžkých, ostrých kusů). Materiál leží na oběžném řetězu s články.

3. Dopravníky kusového materiálu

- a) Válečkové a kladičkové tratě – materiál pojíždí po trati tvořené otočně uloženými válečky, nebo kladkami v rámu.

- b) Závěsné dopravníky – materiál je pomocí závěsu připevněn k jezdcí, jenž pojíždí po kolejnici. K pohybu se tedy využívá prostor nad úrovní podlahy.

3.2.2 Jeřáby

Jedním z nejčastěji využívaných typů zařízení pro přemísťování materiálu jsou jeřáby. Jsou využívány nejčastěji v případech, kdy přemísťování probíhá mezi různými místy a materiálový tok je přerušovaný. Vyznačují se velkým pracovním rozsahem a jejich zásadní výhodou je to, že zabírají žádnou, nebo pouze malou podlahovou plochu.

Omezujícími faktory jsou především maximální vyložení jeřábu, dané statickou rovnováhou, a maximální zrychlení pohybu jeřábu, které ovlivňuje vychýlení zavěšeného břemene (podle ČSN ISO 12480-1 je mezní hodnota vychýlení 6°). [2]

Podle konstrukce a umístění rozdělujeme jeřáby na několik typů:

1. Mostové jeřáby – jejich hlavní částí je nosník, pohybující se po kolejnicích umístěných v horní části haly. Vyznačují se vysokou nosností a operativními schopnostmi. Proto jsou také jedním z nejpoužívanějších typů jeřábů ve vnitřních prostorech a dílnách.
2. Portálové jeřáby – nosník je umístěn na dvou stojinách, které se pohybují dráze pevné (pro jeřáby umístěné na kolejích) nebo proměnné (pro samohybné jeřáby na kolech). Užívají se především ve venkovních prostorech.
3. Sloupové jeřáby – otočný výložník jeřábu je umístěn na sloupu, jenž se nachází ve středu pracovního prostoru. Tyto jeřáby jsou konstruovány většinou do nosnosti 5 tun a používají se především v případech, kdy není výhodná instalace mostového jeřábu.
4. Věžové jeřáby – princip konstrukce je velmi podobný, jako u jeřábů sloupových, dosahuje se u nich však většího pracovního prostoru a také větších nosností. Věž a výložník jsou tvořeny příhradovou konstrukcí a tyto jeřáby se využívají ve venkovních prostorech při práci na větších celcích, především pak ve stavebnictví.
5. Konzolové jeřáby – výložník je umístěn na konstrukci budovy, a to buď otočně, či na pojezdech. Jsou často instalovány jako pomocná zařízení k jeřábům mostovým.
6. Vozidlové jeřáby – jsou také nazývány jako samohybné. Instalují se v podobě nástavby na vozidla, jako nákladní auta, železniční vagóny a také lodě. Jejich nejzásadnější předností je právě jejich mobilita.

3.2.3 Průmyslové roboty a manipulátory

Mezi dnešní nejmodernější trendy ve strojírenské výrobě patří především virtualizace a automatizace. Zaváděním těchto postupů se v druhé polovině minulého století začala značně rozvíjet oblast průmyslové robotiky ve velkých výrobních celcích a dnes je aplikaci těchto zařízení možné nalézt i v nejrůznějších menších provozech.

Norma ISO 8373 definuje robot jako:

„Automaticky řízený, opětovně programovatelný, víceúčelový manipulátor pro činnost ve třech nebo více (pohybových) osách, který může být buď pevně upevněn na místě, nebo mobilní k užití v průmyslových aplikacích.“

Z této definice vyplývá, že robot je univerzálním zařízením, může tedy pokrývat široké spektrum různých činností. Užívají se při svařování, nanášení lepidel a nátěrových hmot,

ale také pro manipulaci s materiálem, jako je jeho polohování či zakládání, vykládání a nakládání. Roboty v praxi slouží především k částečnému, případně úplnému nahrazení lidské činnosti, nejčastěji z toho důvodu, že práce probíhá za člověku nepříznivých podmínek.

Nosnost a pracovní rozsah se odvíjí od konkrétní konstrukční varianty. Nejčastěji se nosnost pohybuje v rozsahu jednotek až desítek kilogramů. [3]

3.2.4 Polohovadla a sklápěče

Tato zařízení slouží především k usměrnění prostorové orientace materiálu z důvodů technologických i netechnologických. V případě nižších hmotností může tuto úlohu zastat člověk nebo manipulátor, avšak v případě specifických, často opakujících se situací, se využívá takovýchto jednoúčelových zařízení.

Polohovadla jsou využívána k docílení plynulé změny polohy a orientace materiálu vzhledem k okolí či jinému zařízení, které tuto změnu vyžaduje. Sklápěče pak na rozdíl od polohovadel nevyužívají celého svého pracovního rozsahu, zásadní jsou pouze krajní polohy.

Jelikož jsou tyto zařízení stěžejním tématem této práce, budou některé konkrétní aplikace blíže rozvedeny dále v následující části.

3.3 Aplikace polohovadel a sklápěčů v praxi

Konkrétních příkladů aplikace těchto zařízení v těžkém průmyslu je mnoho. Jedná se většinou o zařízení jednoúčelová, zhotovená k vykonávání specifických operací na základě požadavků objednatele. Nyní budou uvedeny alespoň 3 příklady aplikace takovýchto zařízení.

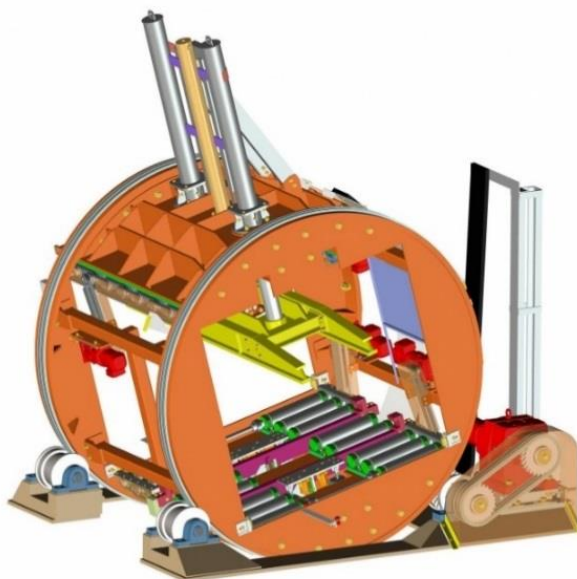
3.3.1 Bubnový obraceč forem

Navrhovatelem a výrobcem tohoto zařízení je firma TMT s.r.o. Chrudim. Jedná se o zařízení používané v automatizovaných slévárenských provozech k obracení forem o 180°. [5]

Rám s kruhovým obvodem je umístěn na čtyřech kladkách, po kterých pojíždí. Pohon je realizován pomocí elektromotoru, který přenáší krouticí moment na konstrukci za pomoci ozubených kol nacházejících se na kladkách a řetězu napnutého po kruhovém obvodu krajních částí rámu.

Obrázek 3.1

Obraceč forem [5]



Aby nedošlo v průběhu obracení k uvolnění formy, je přitlačována pomocí přídržného mechanismu, který se vysune za pomoci hydraulického pohonu, a po otočení spouští formu dolů. Maximální nosnost je 7000 kg a maximální rozměry materiálu jsou $2600 \times 1500 \times 700$ mm. Délka pracovního cyklu je 180 – 200 sekund.

Alternativní zařízení nabízí například firma Air Technical Industries z Ohia (USA). [6] Rám je tvaru C, čímž umožňuje i přístup ze strany a pohánějíci řetěz je napnut na kruhovém obvodu střední části rámu, zatímco kladky jsou volně otočné a rám po nich pouze pojíždí (tento koncept je u zařízení podobného typu velmi často užívaný). Nosnost zařízení je až 10000 lb. (4535 kg) při délce cyklu 55 sekund a má univerzální využití.

3.3.2 Pantografické polohovadlo

Toto polohovadlo slouží k polohování velkých svařenců při svařování. Nutnost svařence polohovat vychází z praktických i technologických důvodů. V jedné poloze totiž nejsou vždy všechny svary přístupné a některé metody svařování či technologické podmínky nejsou vhodné pro určité směry svařování.

Obrázek 3.2

Pantografické polohovadlo
[7]



Zařízení bylo zkonstruováno firmou KOVACO s.r.o. (SK) a nabízí se v několika rozměrových variantách. Největší z nich (varianta PP200) umožňuje manipulovat se svařenci do hmotnosti 20 000 kg a rozměry upínací desky jsou 2000×2000 mm. [7]

K pohonu zařízení souží 2 páry hydraulických válců a elektromotor. První pár válců slouží ke zdvihání hlavního ramene a druhý pár za pomoci pantografu slouží k natáčení upínací desky kolem vodorovné osy. Elektromotor pak přes převod ozubenými koly umožňuje rotaci upínací desky kolem její vlastní osy.

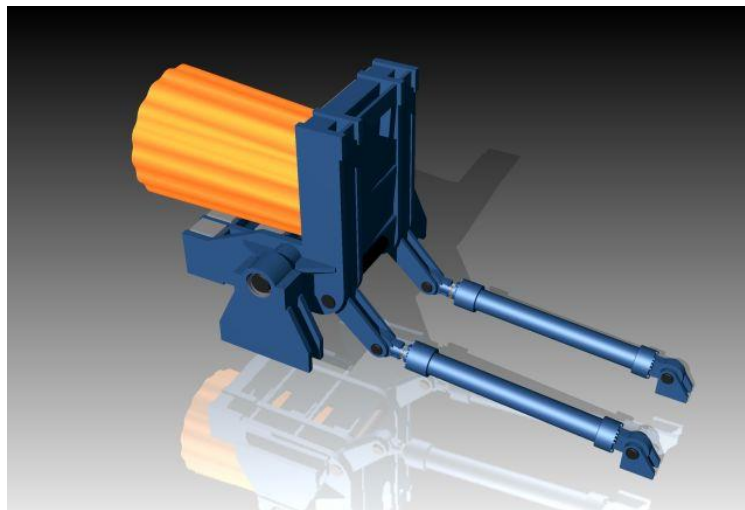
Pantograf (soustava pák, otočně uložených do tvaru kosočtverce, umístěná na konci ramene zařízení) zde plní dvojí funkci. Jednak umožňuje snížení délky druhého páru hydraulických válců, a zároveň umožňuje kombinovat silové působení obou párů válců při polohování.

Použití takového polohovadla také umožňuje snížení bezpečnostních rizik oproti ustavování svařence pomocí jeřábu. U toho totiž může hrozit ztráta stability či nechtěné zhrounutí svařence při překlápění.

3.3.3 Sklápěč ingotů

Tento sklápěč je určen ke sklápění ingotů o úhel 90° po odlití do vodorovné polohy, ve které budou uchopeny do čelistí kovacího manipulátoru a kovány na hydraulickém lisu. Autorem návrhu konstrukce je firma KonCAD s.r.o. a zhotovitelem firma BKB Metal s.r.o.

Výška ingotu je 2 600 mm, hmotnost 45 000 kg a jeho teplota při sklápění přibližně 1000°C, to představuje pro zařízení značnou zátěž. Konstrukce musí být kvůli velké tíze velmi robustní, ložná plocha musí být vylita žáru odolným betonem a stěžejní části celého mechanismu musí být tepelně odstíněny od sálajícího tepla. Mezi jednotlivými sklápěcími operacemi musí být navíc interval pro vychladnutí zařízení. Pohon je realizován pomocí dvojice hydraulických válců a doba sklápění ingotu je 150 sekund.



Obrázek 3.3 Sklápěč ingotů

Významnou roli zde také hraje změna polohy těžiště. Působíště tíhové síly se v průběhu sklápění mění vzhledem ke středu otáčení, proto jsou hydraulické válce zatěžovány nejprve v jednom smyslu, kdy uvádějí zařízení do pohybu, až do dosažení tzv. mrtvého bodu. V tomto bodě prochází nositelka tíhové síly středem otáčení a zařízení je v metastabilní poloze. Po překonání této polohy mění síla působící na válce svůj směr a hydromotor musí brzdít samovolný pohyb zařízení. Proto je nutné pro zařízení tohoto typu vyhotovovat zátěžový diagram, který zobrazuje závislost síly na válce na zdvihu hydromotoru, případně natočení zařízení.

3.4 Shrnutí poznatků

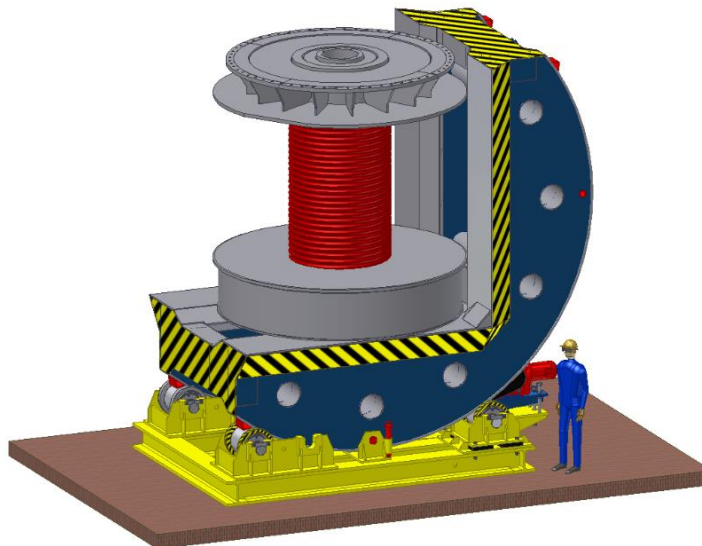
Všechny dosavad uvedené poznatky tvoří soubor základních informací potřebných k návrhu zařízení určeného ke sklápění materiálových jednotek velkých rozměrů a hmotností (v řádu jednotek až desítek tun), jež budou předmětem návrhové části této práce. Tyto poznatky jsou shrnuty v následujících bodech:

1. Polohování je přemísťovací operace, jelikož je pro ni stěžejní změna polohy materiálu. Dráha přemísťování je u polohovadel omezená, u sklápěčů pevná (přemístění z jedné pevné polohy do druhé).
2. Materiál má nejčastěji podobu jednotlivých kusů, případně manipulačních jednotek. Tok materiálu je většinou nárazový, v některých případech může být tok jednotkový.

3. Nejčastěji se jedná o jednoúčelová zařízení a přesnost polohování pro takto rozměrné kusy většinou nehraje významnou roli.
4. K dopravě materiálu na polohovadlo, či sklápěč, se nejčastěji používá jeřábů (většinou mostových), dopravníků, ale i vysokozdvihných vozíků.
5. K pohonu těchto zařízení se nejčastěji využívá hydromotorů s hydraulickými válci, anebo elektrických motorů přenášejících krouticí moment za pomoci ozubených kol a řetězu. Při návrhu pohonu je také potřeba počítat s proměnným zatížením v důsledku změny polohy těžiště materiálu.
6. Kromě nosnosti zařízení a maximálních rozměrů materiálu, se kterým je možno manipulovat, představuje důležitý parametr také časová délka pracovního cyklu, která by měla být co nejmenší.
7. U tohoto typu zařízení představuje největší nebezpečí stlačení končetin, zasažení elektrickým proudem nebo uvolnění materiálu. V blízkosti zařízení za jeho chodu by se tedy pracovníci neměli pohybovat, čemuž zabraňují fyzické zábrany. Dále je u pohonného systému třeba pomocí přídavných mechanismů zajistit, aby v případě výpadku napájení nedošlo k samovolnému rozpohybování materiálu a zařízení působením vlastní váhy.

4 NÁVRH KONCEPCÍ POHONU SKLÁPĚČE

4.1 Stávající řešení

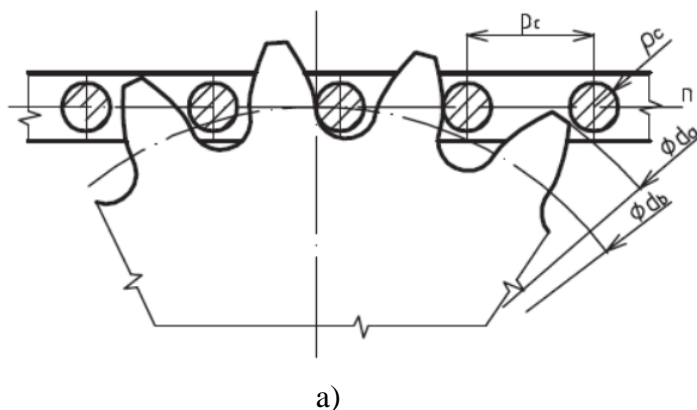


Obrázek 4.1 Sklápěč svařenců

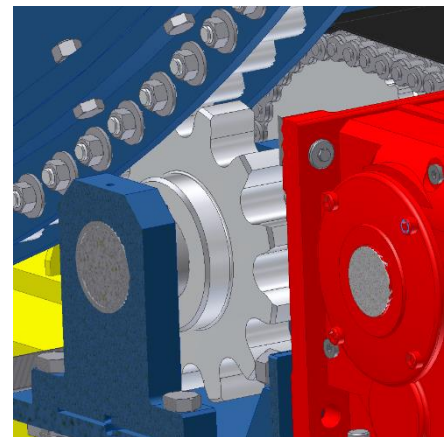
4.1.1 Základní charakteristika zařízení

Zařízení, jenž je předmětem této práce, je sklápěč, určený k polohování velkých svařovaných celků mezi svislou a vodorovnou polohou, jenž byl zkonstruován firmou KonCAD s.r.o., ve spolupráci s níž byla tato práce vytvořena, a provozovatelem zařízení je společnost Mostárna Lískovec s.r.o.

Předmětem manipulace jsou navíjecí bubny, vyráběné v několika variantách, určené pro ropný průmysl, a to konkrétně jako části mechanismů stabilizace ropných plošin na moři. Jedná se o svařence, konstruovaný především z ocelových plechů, o hmotnostech v rozsahu 14 – 27 t a průměru téměř 4 m. Tento buben je společně se zařízením možné vidět na obrázku 4.1. Polohování těchto kusů je vyžadováno v průběhu výrobního procesu především z technologických důvodů a z důvodu přepravy. Sestavný výkres zařízení je k nahlédnutí v příloze 1.



a)



b)

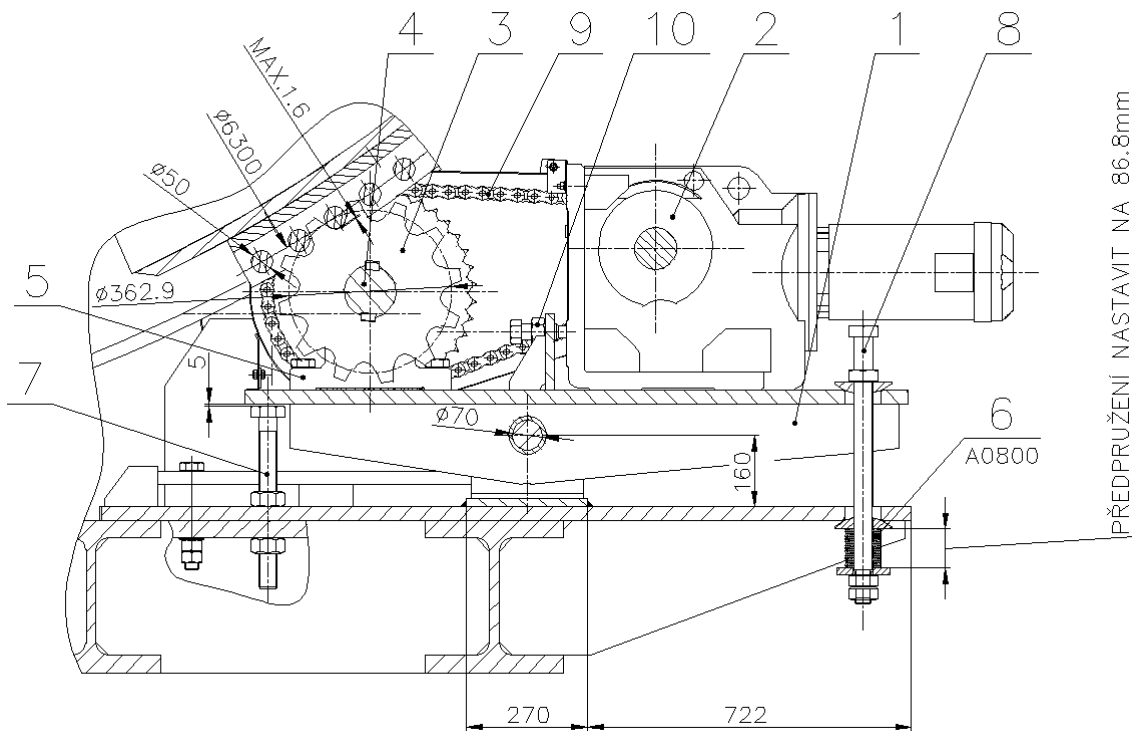
Obrázek 4.2 a) Schéma cévového převodu [8] b) Cévní převod na zařízení

4.1.2 Popis způsobu realizace pohonu

K pohonu tohoto zařízení slouží elektromotor s převodovkou a k samotnému převodu krouticího momentu motoru na sklápěč se využívá cévového převodu. Základem tohoto mechanismu je ozubené kolo zabírající spolu s cévovým hřebenem, tvořeným soustavou čepů s pevnou roztečí. [8] Princip fungování tohoto převodu je znázorněn na obrázku 4.2a.

Výhodami tohoto mechanismu je především to, že cévový hřeben je tvořen samostatnými segmenty, což zjednodušuje výrobu a montáž, a tento mechanismus je také méně náchylný na výrobní nepřesnosti, než klasický ozubený převod. Čepy hřebenu jsou pevně umístěny na kolébce sklápěče. Tento mechanismus nahrazuje převod ozubenými koly, který by byl při těchto rozměrech zařízení ekonomicky i technicky velmi problematický.

Vzhledem k velkým rozměrům celého zařízení a využití technologii výroby, kdy je kolébka vyrobena většinou ze svařených plechů, je také nutné předcházet možným negativním vlivům výrobních nepřesností. V tomto konkrétním případě by mohlo dojít ke kolísání průběhu střednice cévového hřebenu, což by mohlo vést k nedovolenému kontaktu s ozubeným kolem vymezením vůle mezi čepem a patou zubu, a to by mohlo mít za následek poškození pohonného mechanismu. Aby se této možnosti předešlo, je pohon uložen na předepjatých talířových pružinách (pozice 6 na obrázku 4.3), které by v případě nutnosti dovolily posun kola (pozice 3 na obrázku 4.3) a tím jeho odlehčení.



Obrázek 4.3 Pohonný mechanismus

4.1.3 Technické parametry

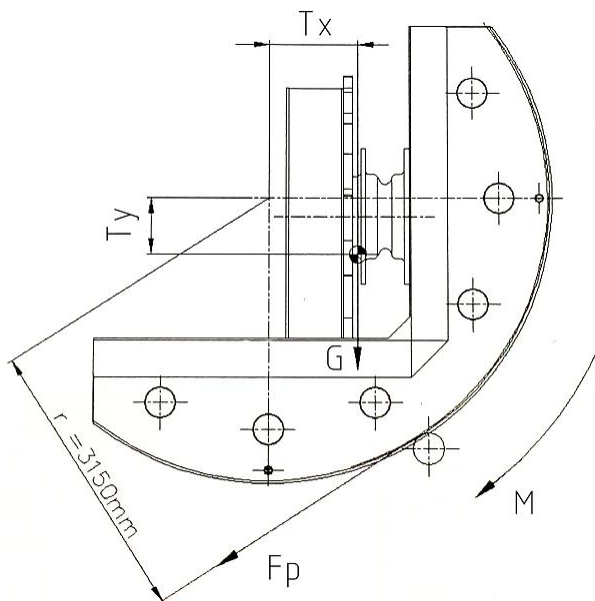
Nejdůležitější parametry zařízení a parametry spjatý s jeho provozem jsou uvedeny v tabulce 4.1.

Tabulka 4.1 Technické údaje sklápěče

Technická data	
Hmotnost kolébky	14900 kg
Hmotnost rámu	12000 kg
Maximální nosnost zařízení	35000 kg
Maximální rozměr nákladu	4 × 4 × 4 m
Úhel sklápění	90°
Rychlost otáčení kolébky	0,31 min ⁻¹
Doba sklápění o 90 °	48 s
Instalovaný příkon	7,5 kW
Napájení	U/f = 380 V / 50 Hz
Výstupní otáčky převodovky	12 min ⁻¹
Výstupní moment převodovky	6080 Nm
Celkový převod	4487,2
Zatížení na základy	5 t/m ²
Dosedací plocha	3180 × 5420 mm

4.1.4 Zátěžné parametry

Díky faktu, že zařízení vykonává rotační pohyb kolem pevné vodorovné osy, přičemž těžiště nákladu i samotné kolébky zařízení leží mimo osu otáčení, je nutné při navrhování pohonu zahrnout vliv přesunujícího se těžiště a tím i proměnlivý zatěžující moment.



Obrázek 4.4 Uložení nákladu

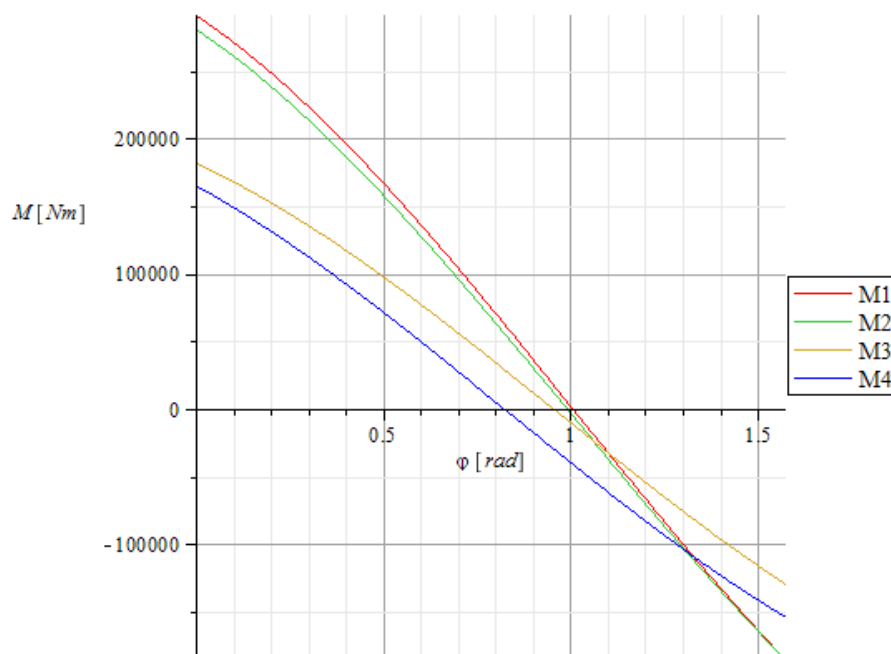
Tabulka 4.3 Údaje o nákladech

náklad	$m [t]$	$T_x [m]$	$T_y [m]$
1	29,1	1,027	0,646
2	29,1	0,985	0,646
3	42,3	0,439	0,310
4	15	1,125	1,039

Základní typy nákladů jsou uvedeny v tabulce 4.2, kde $m [t]$ je společná hmotnost kolébky a břemene, $T_x [m]$ a $T_y [m]$ vyjařují vzdálenost těžiště od středu otáčení kolébky. Tyto náklady se liší buď svým typem, nebo způsobem uložení. Čtvrtý typ popisuje pouze prázdnou kolébku. Příklad uložení nákladu je zobrazen na obrázku 4.4, kde $F_p [N]$ je síla od pohonu, $G [N]$ je tíhová síla a $M [Nm]$ je zatěžující moment. Při uvažování těchto paramterů bude závislost zatěžujícího momentu od tíhové síly na natočení kolébky, kde jednotlivé průběhy momentů $M1 - M4$ náležejí jednotlivým typům nákladu 1 - 4, následující:

Graf 4.1

Průběh velikosti
zatěžujících momentů

**4.1.5 Zhodnocení návrhu**

Tento návrh byl realizován v roce 2009 a podle zpětné vazby od provozovatele nebyly zaznamenány problémy s provozem tohoto zařízení, ani připomínky k řešení pohonu. Bezpečnost vůči samovolnému rozpořybování zařízení je zde zajištěna brzdou v motorové části a také pomocí ručně zakládáných pojistných čepů.

Oproti zařízení k překlápění ingotů, využívajícímu k pohonu pár hydraulických válců, přičemž ložná plocha leží mezi těžištěm a osou otáčení, popsanému v podkapitole 3.3.3, přináší sebou tato koncepce několik výhod.

1. Konstrukce zařízení zabírá menší plochu a nevyžaduje stavební úpravy prostoru, v němž je uloženo.
2. Podložením břemene je možné těžiště přesunout blíže k ose rotace a tím snížit velikost zátěžného momentu.

3. Tato koncepce umožňuje přesun rámu a kolébky zvláště, což je kvůli dodržení maximální nosnosti jeřábu v hale objednatele vyžadováno.
4. Rozpohybování z koncových poloh je možné vlastní tíhou břemene a kolébky. Stabilní poloha se pak nachází mezi koncovými body.
5. Celková bezpečnost rizika jsou oproti srovnávané variantě nižší.

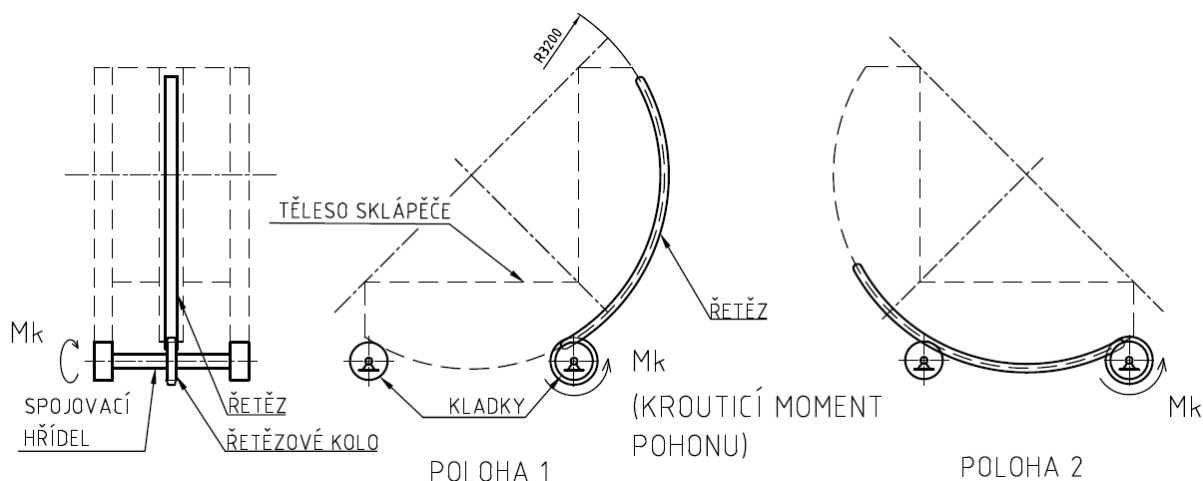
Cévvý mechanismus také umožňuje v případě poškození čepů jejich snadnou výměnu. Nevýhodou tohoto konceptu je větší mohutnost a celková větší komplexnost celého zařízení. Mohou se zde dále vyskytnout problémy způsobené výrobními nepřesnostmi, a také motor a jeho elektrickou soustavu je nutné navrhnout s ohledem na fakt, že se v průběhu otáčení mění směr zatížení motoru.

Ve zbývající části práce bude proveden návrh několika alternativních koncepcí pohonu tohoto typu zařízení, jenž byly vyhotoveny na základě koncepcí již uvedených do praxe, nebo koncepcí, které doposud nebyly v této oblasti aplikovány.

4.2 Návrh 1

4.2.1 Charakteristika návrhu

Tento návrh vychází z původního konceptu pohonu zařízení. Ozubené kolo, přenášející krouticí moment elektromotoru na sklápěč skrze cévvý hřeben na obvodu sklápěče, bylo nahrazeno řetězovým ozubeným kolem a řetězem napnutým na obvodu kolébky, uchyceným pomocí unašeců. Koncepce byla také změněna umístěním řetězového kola na společnou hřídel s přílehlou kladkou, jenž sklápěč na jedné straně podepírá. Schéma této koncepce je zobrazeno na obrázku 4.5.



Obrázek 4.5 Schéma návrhu 1

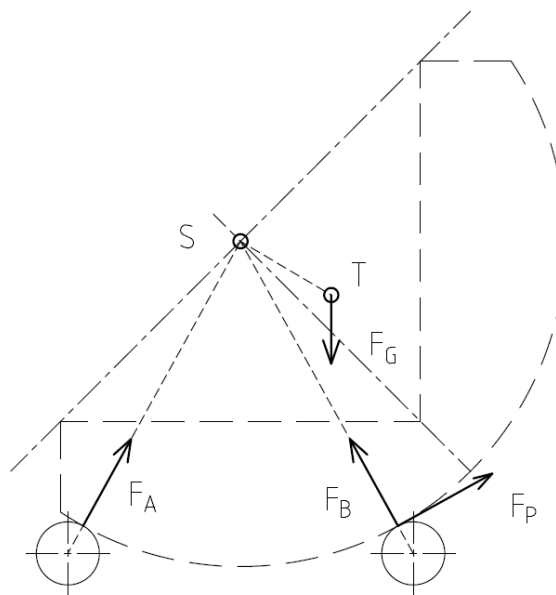
Cílem tohoto návrhu je dosáhnout odlehčení řetězu skrze využití třecí síly mezi kladkami a kolébkou. Základní podmínkou fungování tohoto mechanismu je, že průměr kladek je roven roztečnému průměru řetězového kola a poloměr odvalující se části sklápěče je roven poloměru zakřivení střednice řetězu. Pokud by tato podmínka nebyla dodržena, neshodnost převodových poměrů by zamezovala chodu zařízení.

4.2.2 Analýza návrhu

Mezi kladkou a tělesem sklápěče uvažujeme statické tření, jelikož prokluzu je zamezeno pomocí řetězového převodu. Pro vzniklou třecí sílu $F_T [N]$ uvažujeme vzorec (1),

$$F_T = f_s \cdot F_N \quad (1)$$

kde $f_s [-]$ je koeficient statického tření a $F_N [N]$ normálová síla na stýkající se plochy. Z toho vyplývá, že třecí síla bude lineárně závislá na normálové síle působící na kladku. Silový rozbor na obrázku 4.6 znázorňuje, že velikost této síly se bude měnit v závislosti na tečné síle pohonu $F_P [N]$, která mění svou velikost s polohou těžiště T , tedy s nakloněním sklápěče o úhel $\varphi [rad]$. Průběh velikosti tečné síly je zobrazen v grafu 4.2. Pro výpočty byl zaveden předpoklad, že sklápěč se otáčí rovnoměrným rotačním pohybem, proto musí být zachována statická rovnováha působících sil. Valivé odpory byly vzhledem k rozměrům zařízení a druhu kontaktu zanedbány. Jelikož poloha těžiště a velikost tíhové síly $F_G [N]$ se mění podle typu nákladu, budeme analýzu provádět pro všechny 4 předpokládané zatížení.



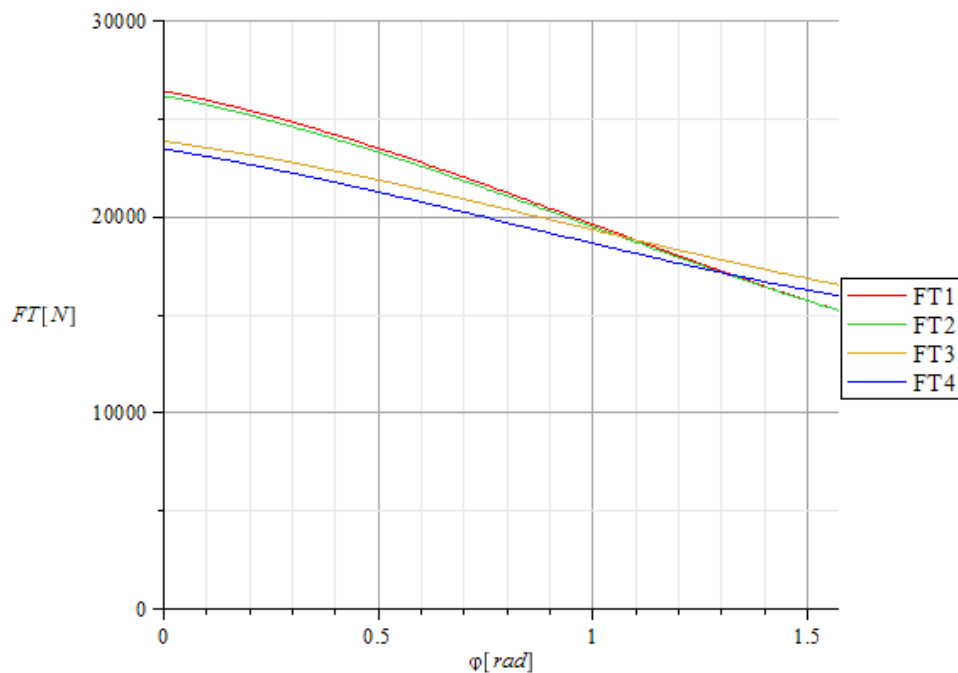
Obrázek 4.6 Silový rozbor návrhu 1

Velikost normálové síly tedy vyplývá z podmínek statické rovnováhy pro sklápěč. Koeficient statického tření pro kontakt ocel – ocel v suchém a čistém stavu je uváděn $f_s=0,15$. [9] Účinnost třecího převodu je předpokládán 80 %. [10] Závislost třecí síly a síly od pohonu na natočení je pak znázorněna v grafech 4.2 a 4.3.

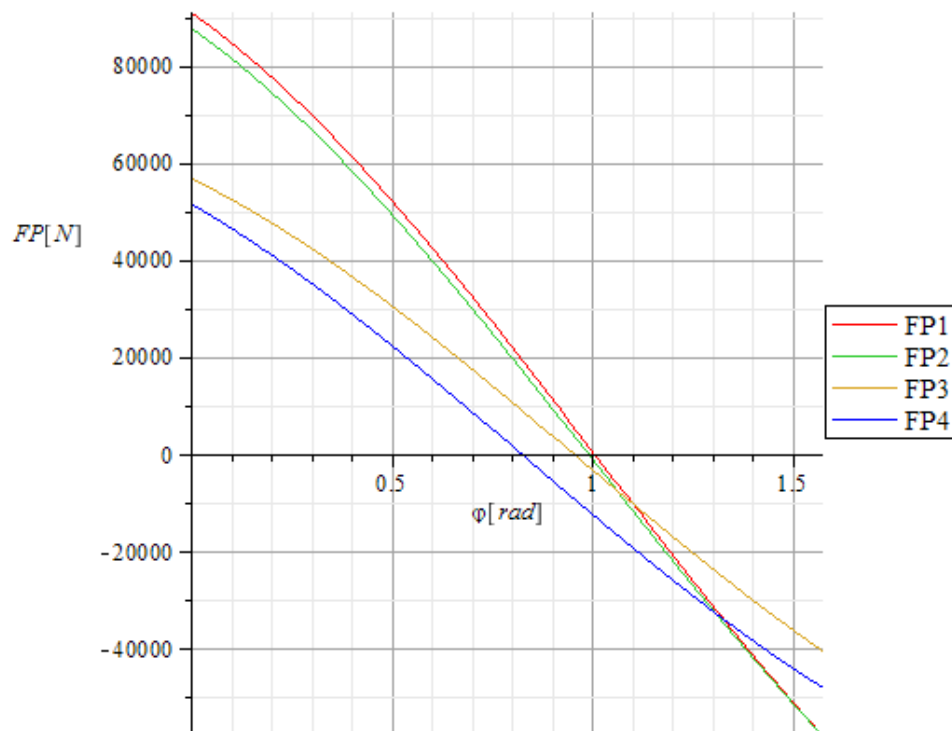
Jelikož je kontakt mezi kladkami a kolébkou teoreticky stálý, bude přenos síly třením primární, řetězovým převodem sekundární.* Část síly potřebné k pohonu sklápěče tedy bude zprostředkována třecím převodem a zbývající řetězovým, proto je síla na řetěz rovna rozdílu F_T a F_P . Jak je z grafu síly zatěžující řetěz patrné, v intervalu, kdy je $F_T \geq F_P$ je F_R nulové, a pro přenos síly je tedy dostačující pouze tření.

* Pro silovou analýzu byl zaveden předpoklad, že styk kladek s kolébkou je ideální a stálý, zatímco styk mezi ozubeným kolem a řetězem je díky výrobním vřlím a charakteru převodu přerušovaný. Tento předpoklad je však nutné prakticky ověřit.

Graf 4.2
Průběh velikosti třecí síly

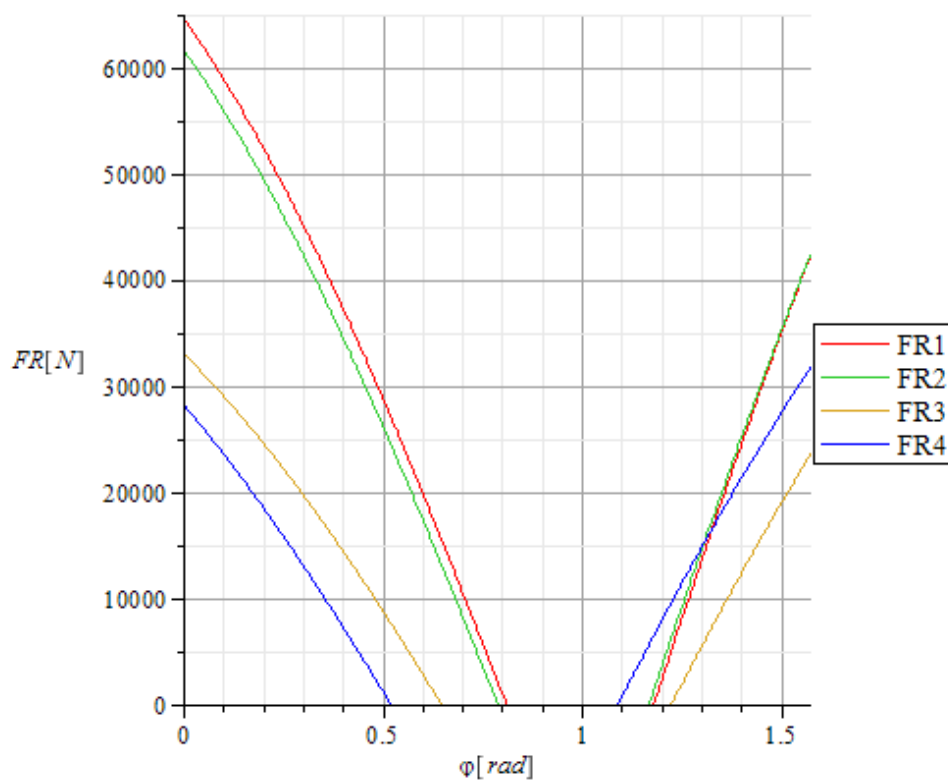


Graf 4.3
Průběh velikosti síly pohonu

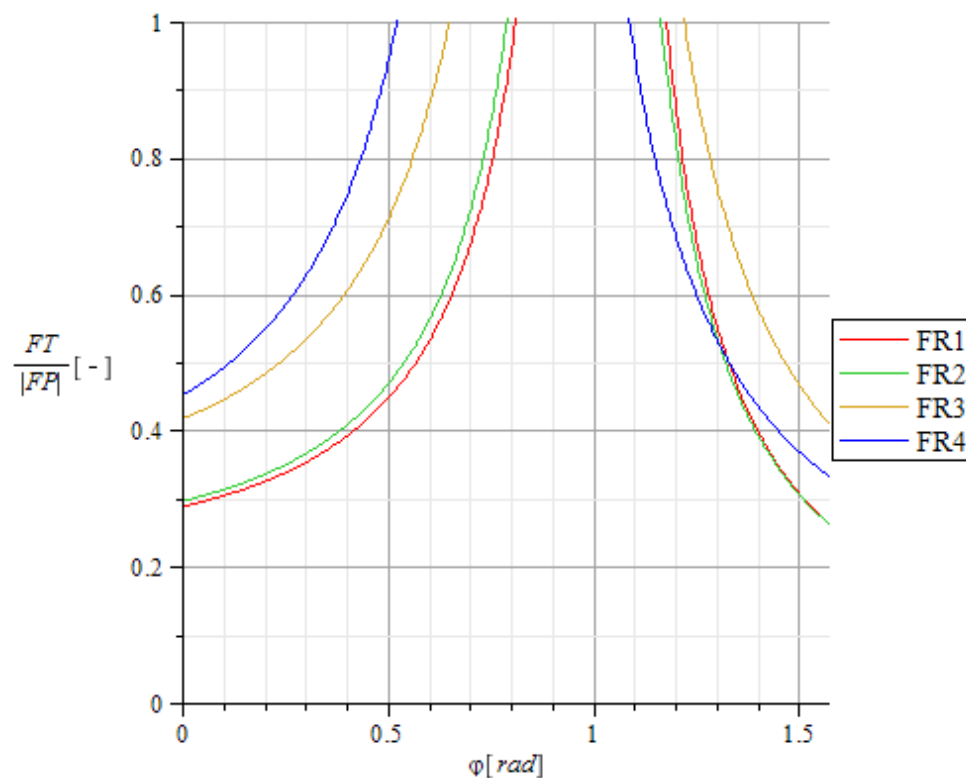


Pro vyjádření využití třecího převodu slouží poměr velikosti třecí síly F_T a velikosti celkové síly pohonu F_P . Právě tento poměr určuje, jak moc je využita tato koncepční úprava oproti původnímu návrhu, v němž sílu přenáší pouze cévový převod. V grafu 4.5 je možno vidět, že třecí síla je vzhledem k síle pohonu nejmenší na začátku a konci otáčení, kdy se její velikost pohybuje okolo 30% z celkové síly.

Graf 4.2
Průběh zatížení
řetězu



Graf 4.3
Průběh využití
třecí síly



4.2.3 Zhodnocení návrhu

Oproti původnímu návrhu došlo ve výpočetní rovině za daných vstupních předpokladů k odlehčení článkového řetězu, nahrazujícího cévový hřeben, což znamená jeho nižší dimenzování a tím i nižší pořizovací cenu, bez zásadnějších změn v konstrukci zařízení.

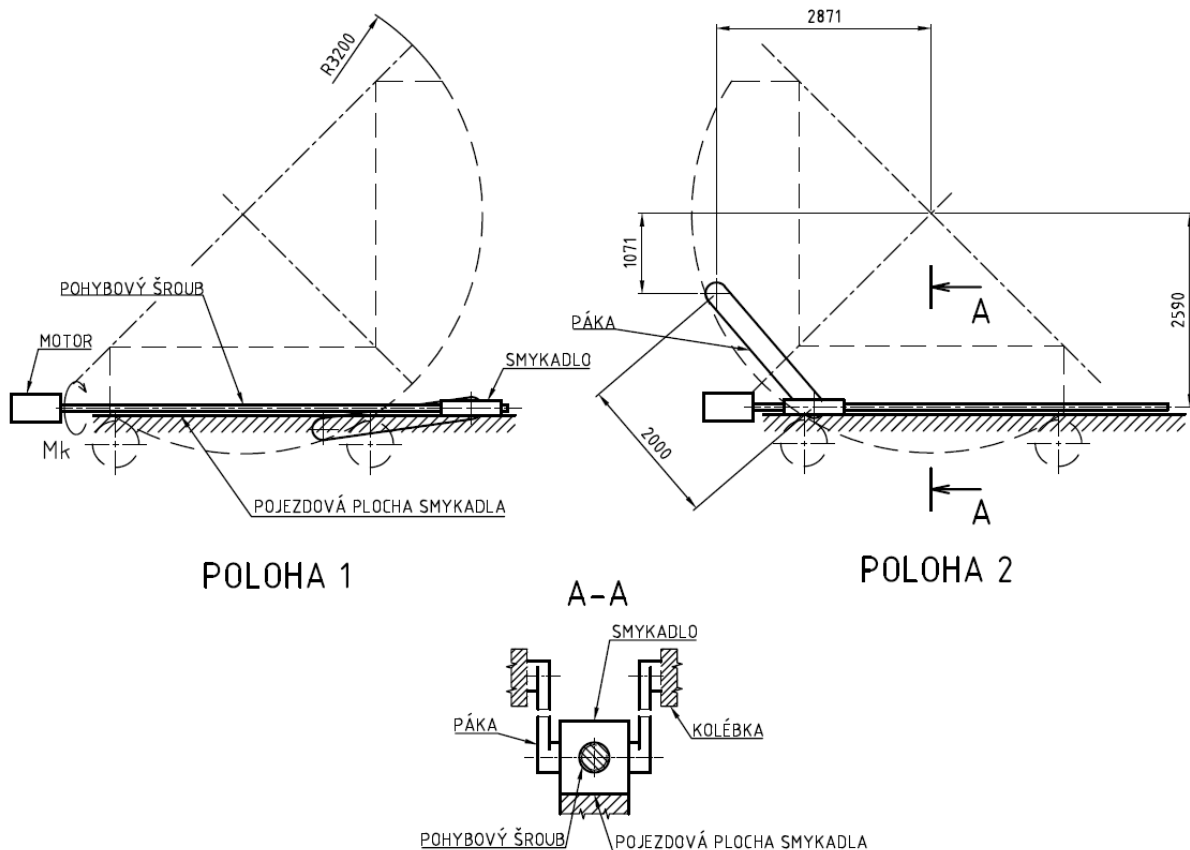
Problematickým faktorem jsou zde jako u původního návrhu nepřesnosti výroby zařízení, jelikož nepřesnosti uložení řetězu by měly kopírovat nepřesnosti kontaktního poloměru, po němž se kolébka odvaluje. Této shody je možné docílit korekcí průběhu střednice řetězu pomocí podložení řetězu v místě kontaktu vybočujících článků s podložnou plochou. Dalším způsobem může být posuvné uložení řetězového kola na pružných elementech, po vzoru původního návrhu, a spojení s kladkami pomocí kardanového hřídele.

Další nevýhodou tohoto řešení je zkomplikování procesu uložení kolébky na rám. Původní koncepce umožňovala vyjmutí čepů cévového hřebene, zde však může dojít ke kolizi řetězu s řetězovým kolem a tím k poškození zařízení. Této situaci je tedy třeba vhodnou konstrukční či jinou úpravou zabránit.

Hlavní problém pak představuje nemožnost přesně garantovat hodnotu koeficientu statického tření, která se odvíjí od vnějších podmínek a provedení stykových ploch, stejně jako není možné přímo garantovat rozložení přenosu výkonu mezi řetězový převod a třecím převodem díky mnoha proměnlivým faktorům. Pro tuto koncepci by tedy bylo vhodné praktické experimentální ověření některých výše uvedených teoretických předpokladů. Tento návrh se tedy jeví jako ne příliš vyhovující.

4.3 Návrh 2

4.3.1 Charakteristika návrhu



Obrázek 4.7 Schéma návrhu 2

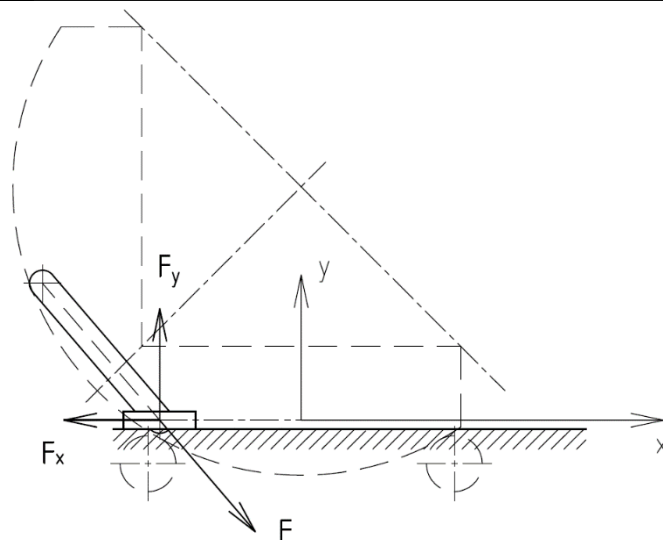
Tento návrh se od původní koncepce již velmi výrazně liší. K zajištění pohybu kolébky zde využíváme přenosu přímočarého posuvného pohybu smykadla, který je pak pomocí páky otočně připevněné k němu a kolébce převeden do rotačního pohybu kolébky. Posuv smykadla je pak zajištěn pohybovým šroubem, který je uložen na koncích vodící drážky, jež zamezují ohybovému namáhání šroubu, a poháněn je elektromotorem.

4.3.2 Analýza návrhu

Nejzásadnějšími parametry, které je nutné u tohoto návrhu posoudit, jsou axiální zatížení pohybového šroubu a normálové zatížení pojezdové plochy. Ty jsou dány především zátěžným momentem tíhové síly pro náklady 1-4 a budou také záviset na rozměrech a uchycení pohonného mechanismu. Rozměrové hodnoty, které budou pro výpočet uvažovány, jsou uvedeny ve schematickém návrhu na obrázku 4.7.

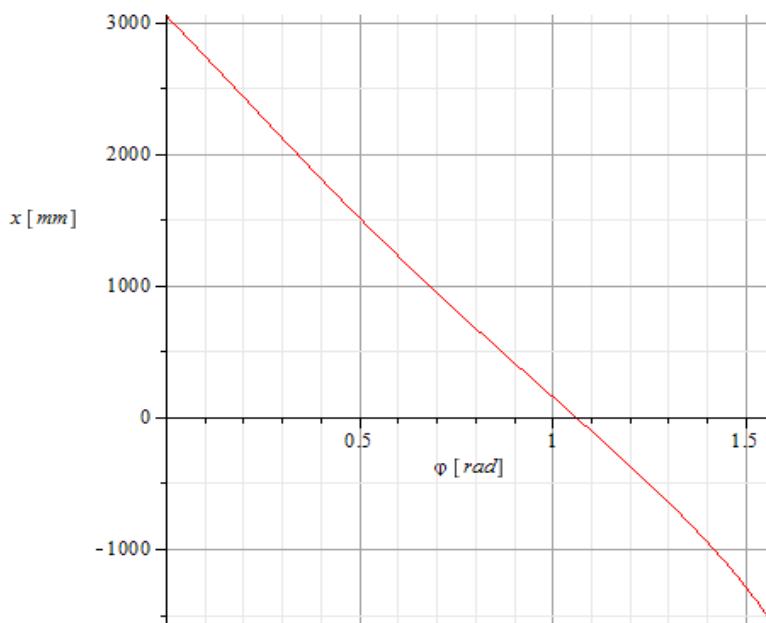
Výpočet silových poměrů byl proveden na základě posouzení statické rovnováhy smykadla, jež zachycuje síly od páky, pohybového šroubu i pojezdové plochy. Statickou rovnováhu je možné uvažovat za předpokladu, že se se bude jednat o rovnoměrný pohyb. Přibližně lineární závislost mezi natočením kolébky a posunutím smykadla ukazuje graf 4.6.

Průběhy jednotlivých sil v závislosti na natočení kolébky jsou znázorněny v grafech 4.7, 4.8 a 4.9. Rozměry pohonné soustavy je vhodné volit tak, aby byl mezi pojezdovou plochou a smykadlem pouze tlakový styk. Tento předpoklad je zde dodržen.

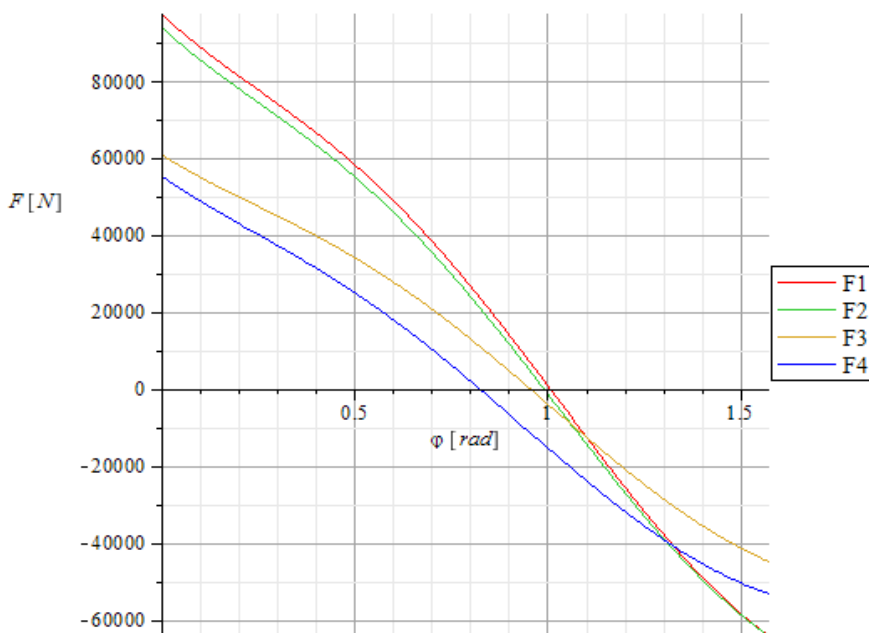


Obrázek 4.8 Silový rozbor návrhu 2

Graf 4.6
Závislost polohy
smykadla na natočení

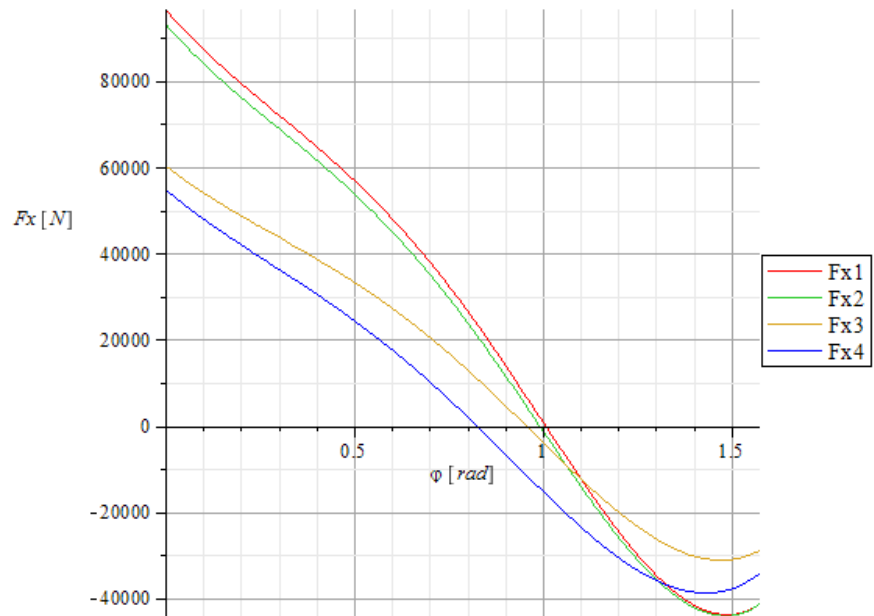


Graf 4.7
Průběh velikosti síly
na páku



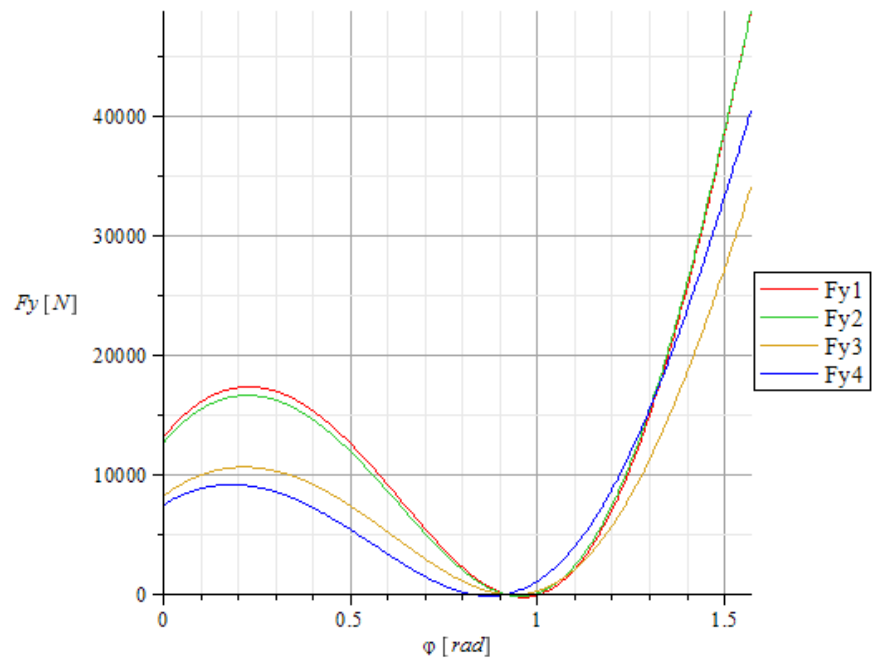
Graf 4.8

Průběh velikosti síly
ve směru osy šroubu



Graf 4.9

Průběh velikosti
normálové síly na
pojezdovou plochu



Za předpokladu, že smykadlo bude na pojezdové ploše uloženo kluzně, je síla $F_x [N]$ složena ze síly $F_s [N]$ od šroubu a třecí síly $F_T [N]$ od smykadla. Jelikož však směr třecí síly závisí na směru pohybu, bude v případě pohybu z polohy 1 do polohy 2 platit rovnice (2)

$$F_S = F_X - F_T \quad (2)$$

a v opačném směru rovnice (3).

$$F_S = F_X + F_T \quad (3)$$

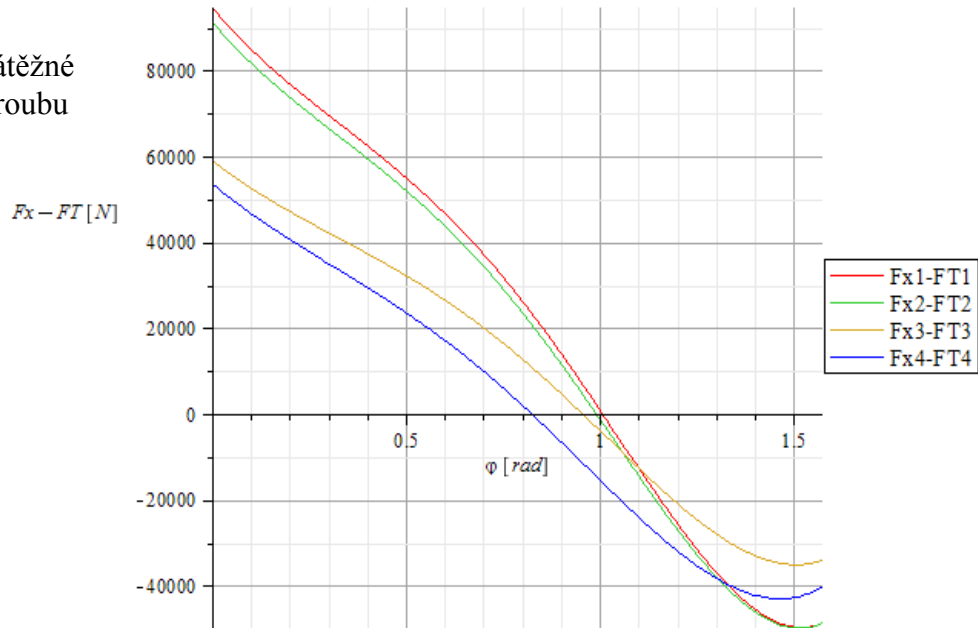
Pro výpočet třecí síly F_T uvažujeme kluzný styk ocel – ocel koeficient dynamického tření $f_D=0,10$. [9]

Jak však z porovnání grafů 4.8 a 4.10 vyplývá, je vliv tření minimální.

Pro učení potřebné délky pohybového šroubu je nutné znát závislost polohy na smykadla na natočení kolébky. Z ní pak pro zvolené rozměry pohonného mechanismu vychází, že velikost rozsahu pohybu smykadla je přibližně 4,6 m.

Graf 4.4

Průběh velikosti zátěžné síly pohybového šroubu



4.3.3 Zhodnocení návrhu

Díky využití pohybového šroubu s sebou tento návrh přináší několik výhod oproti návrhům předchozím.

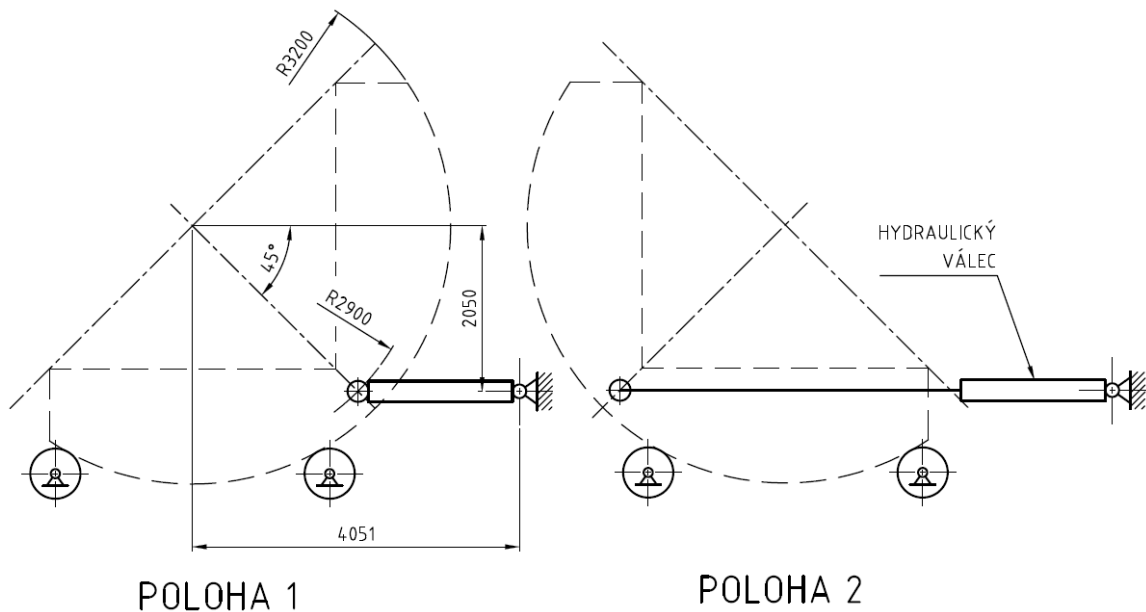
1. Pokud bude dodržena podmínka samosvornosti pohybového šroubu, nebude potřeba přidávat do soustavy pohonu brzdné prvky.
2. Umožňuje poměrně snadnou montáž a demontáž kolébky, kdy stačí pouze oddělit páku od kolébky.
3. V momentě změny směru zátěžného momentu dojde ke změně zatížení pohybového šroubu ze spouštění břemene na zdvihání, či naopak, což však nebude mít za dodržení podmínky samosvornosti vliv na směr zatížení motoru.

Konstrukce rámu bude muset zachycovat síly od smykadla a také axiální a malé radiální síly od uložení pohybového šroubu. Ty budou přenášeny skrze vhodně dimenzovaná ložiska uložení šroubu. Uložení smykadla bude muset být vyrobeno s dostatečnou přesností a musí být také dostatečně tuhé, aby nedocházelo k výchylkám a tím zatěžování pohybového šroubu ohybem, a také je nutné zajistit dostatečné mazání na stykové ploše smykadla.

Nevýhodou tohoto řešení může být délka pohybového šroubu, nízká účinnost pohonného mechanismu a s tím i vyšší požadavky na instalovaný příkon. Také rychlost otáčení kolébky je omezena dvěma faktory. Prvním je stoupání závitu na jednu otáčku, které je omezeno podmínkou samosvornosti závitu, a druhou jsou maximální otáčky šroubu, které jsou spojeny s dodržáním maximálního tlaku v závitech šroubu. [10]

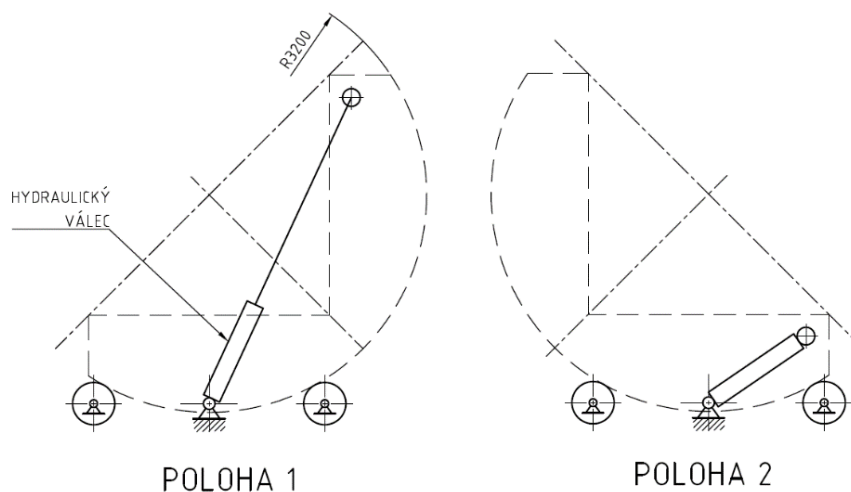
4.4 Návrh 3

4.4.1 Charakteristika návrhu



Obrázek 4.9 Schéma návrhu 3

Na rozdíl od předchozích návrhů nevyužívá tento návrh k pohonu zařízení přímo rotačního pohybu elektromotoru, ale lineární hydromotory. Tato koncepce se tedy ve srovnání se sklápěčem ingotů z podkapitoly 3.3.3 zaměřuje na využití hydraulického pohonu, při současném zachování výhod rotačního uložení na kladkách popsanych v podkapitole 4.1.5.



Obrázek 4.10 Alternativa návrhu 3

Pro tento návrh má zásadní vliv na silové poměry a celkovou funkčnost zařízení především poloha hydraulického válce. Jak je patrné z jednoho z alternativních návrhů, schematicky zobrazeného na obrázku 4.10, umístění pohonu musí zapadnout do celkové koncepce zařízení. V tomto případě by hydraulický válec musel být umístěn na boku kolébky a při plném vysunutí by zasahoval do oblasti ložné plochy, což je zcela nevyhovující. Z těchto důvodů je mnohem vhodnější umístění zobrazené na obrázku 4.9, kde do pracovního prostoru nijak nezasahuje a má vhodnou polohu vůči středu otáčení, což se projevuje především na reakčních silách vůči zátěžnému momentu.

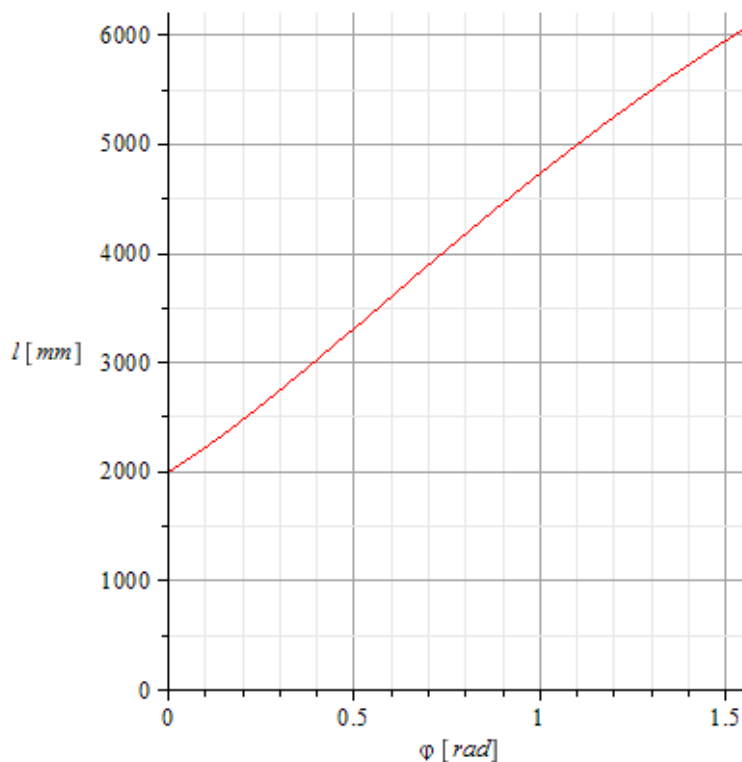
4.4.2 Analýza návrhu

Nejpodstatnějšími parametry při analýze tohoto návrhu jsou silové zatížení lineárního hydromotoru a potřebná velikost zdvihu, jež jsou závislé na volbě rozměrů a umístění. Hodnoty použité pro tento výpočet jsou znázorněny ve schématu na obrázku 4.9.

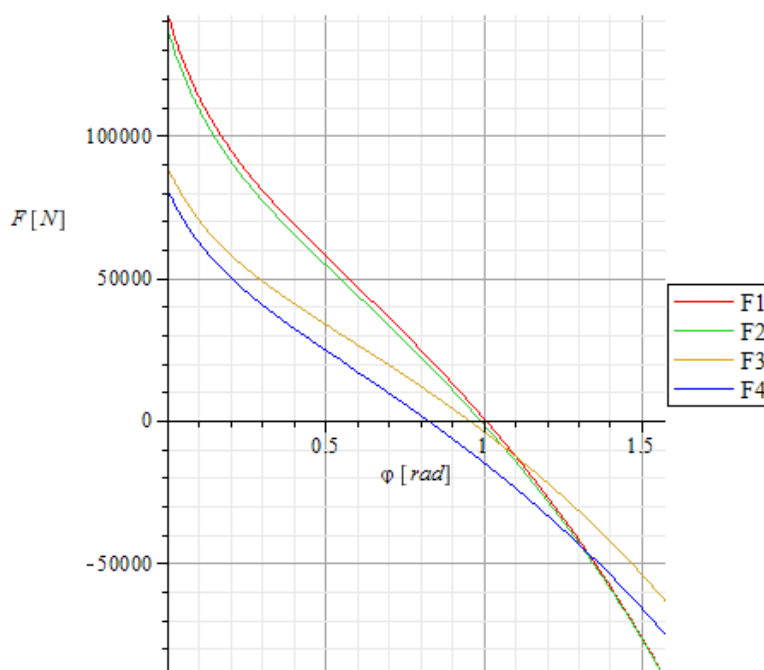
Z výpočtu závislosti potřebného vysunutí lineárního hydromotoru l [mm] na natočení kolébky φ [rad] je patrné, že závislost mezi nimi je přibližně lineární, jak znázorňuje graf 4.11, a požadovaný zdvih je v tomto případě 4,1m.

Závislost zatížení hydraulického válce pro jednotlivé varianty nákladu, kdy v kladném směru síly F [N] je hydromotor zatěžován tahem, pak znázorňuje graf 4.12.

Graf 4.11
Závislost vysunutí hydraulického válce na natočení



Graf 4.12
Závislost zátěžné síly na natočení



4.4.3 Zhodnocení návrhu

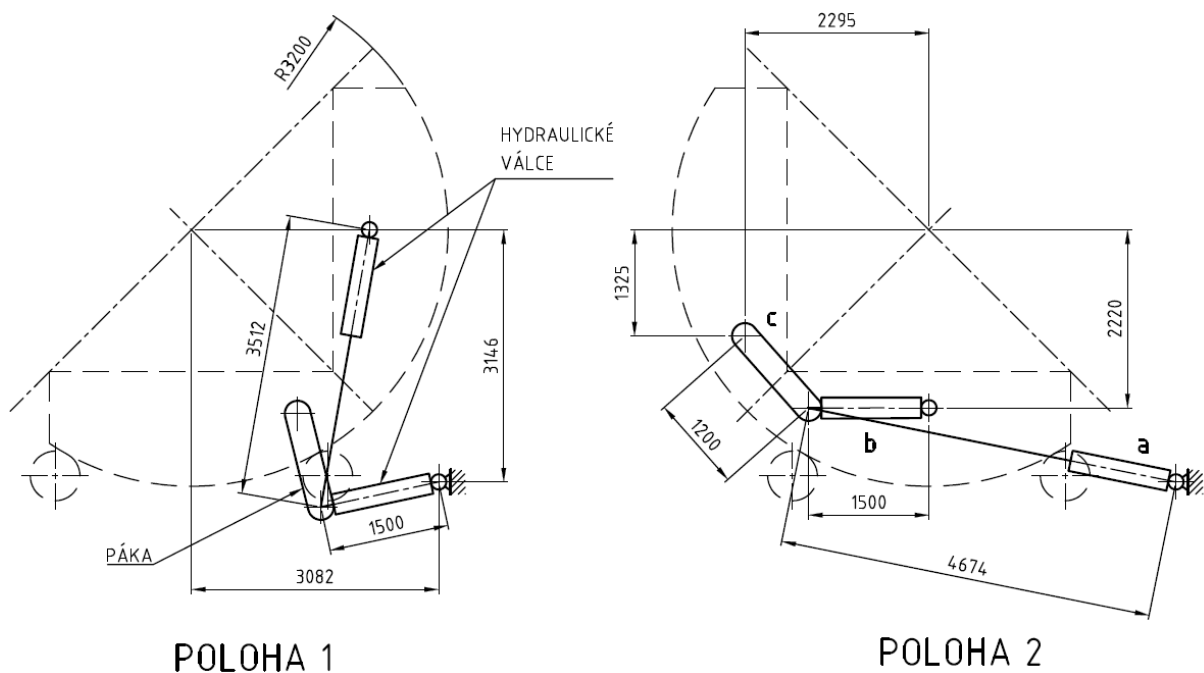
Přínosem tohoto řešení je výrazné zjednodušení konstrukce pohonu, které vyžaduje pouze jeden lineární hydromotor. Také díky minimální stlačitelnosti hydraulického oleje je možné udržovat zařízení zastavené pouhým uzavřením průtoku v hydraulickém obvodu a koncepce není citlivá na výrobní nepřesnosti. Přináší s sebou však několik významnějších nevýhod.

1. Je nutná úprava nosného rámu, aby bylo možné uchytit hydraulický válec, který je umístěn nad úrovní kladek. To má mimo jiné za následek i zvětšení celkových rozměrů celého zařízení.
2. Vzhledem k velkému zdvihu hydromotoru musí být jeho délka značná. Je možné využít teleskopický hydraulický válec, jeho cena je však výrazně vyšší a vzniká u něj také riziko překročení vzpěrné stability.
3. Změna směru zatížení v průběhu sklápění má negativní vliv na složitost hydraulického obvodu. [10]
4. Při takto velkém zdvihu nelze využít jedné z hlavních předností hydraulického mechanismu, a to schopnost přenášet velká zatížení na krátké vzdálenosti.

Již z tohoto zhodnocení je patrné, že tento návrh není pro dané zařízení příliš vhodný a vyžaduje úpravy.

4.5 Návrh 4

4.5.1 Charakteristika návrhu



Obrázek 4.11 Schéma návrhu 4

Poslední návrh vychází z návrhu předchozího, se záměrem potlačit pomocí koncepčních úprav jeho největší nevýhody. Tyto úpravy jsou na první pohled patrné. Namísto jednoho lineárního hydromotoru využívá tento návrh dvou, kde jeden je otočně uchycen přímo k samotné kolébce, a přibývá zde také páka, která je na jednom konci také uchycena ke kolébce a její druhý konec tvoří styčnick s hydromotory.

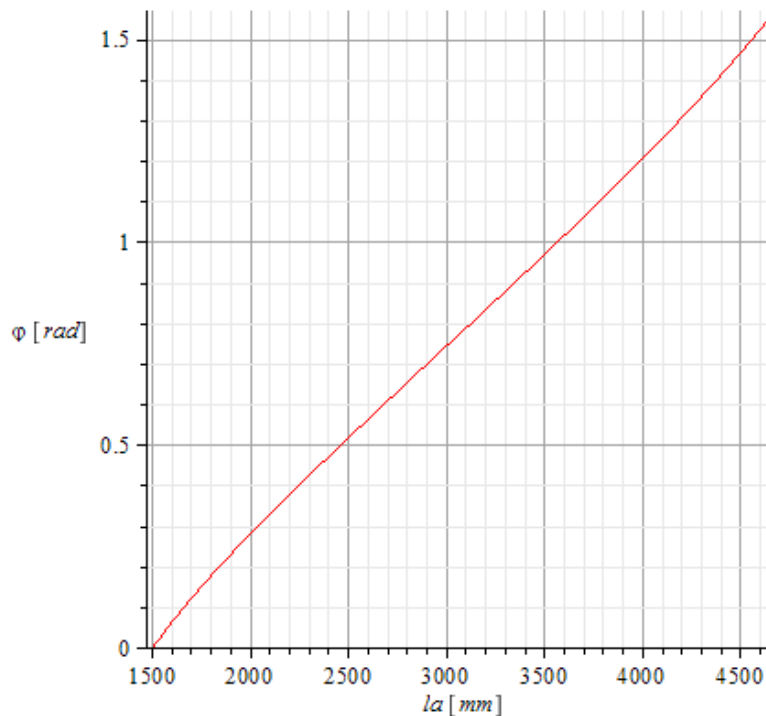
Cílem těchto úprav je oproti předchozímu návrhu snížit zdvih hlavního hydraulického válce, ve schématu na obrázku 4.11 označeného *a*, a také snížit jeho zatížení, aby byly tyto dva parametry v optimálnějších poměrech.

4.5.2 Analýza návrhu

Stejně jako v předchozím návrhu, jsou i pro tento návrh hlavní silové poměry zatížení jednotlivých hydromotorů. Pro výpočet bylo v tomto případě využito závislosti zátěžné síly na vysunutí l_a [mm] hydraulického válce *a*, jelikož tento postup vedl k usnadnění celého výpočtu. Jak je z grafu 4.13 patrné, je závislost natočení kolébky na vysunutí válce a přibližně lineární.

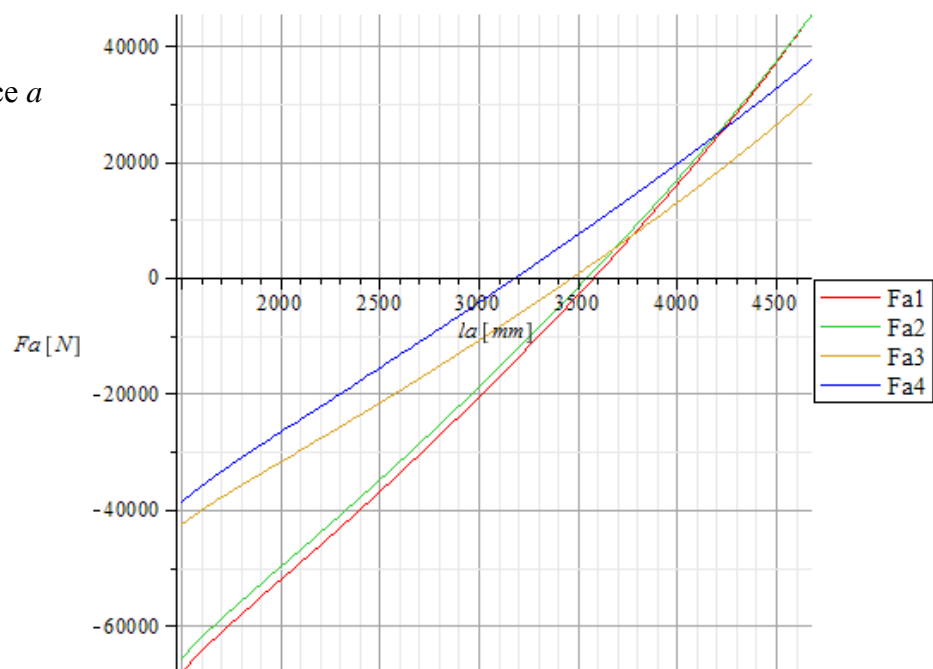
Graf 4.13

Závislost natočení kolébky na zdvihu válce *a*



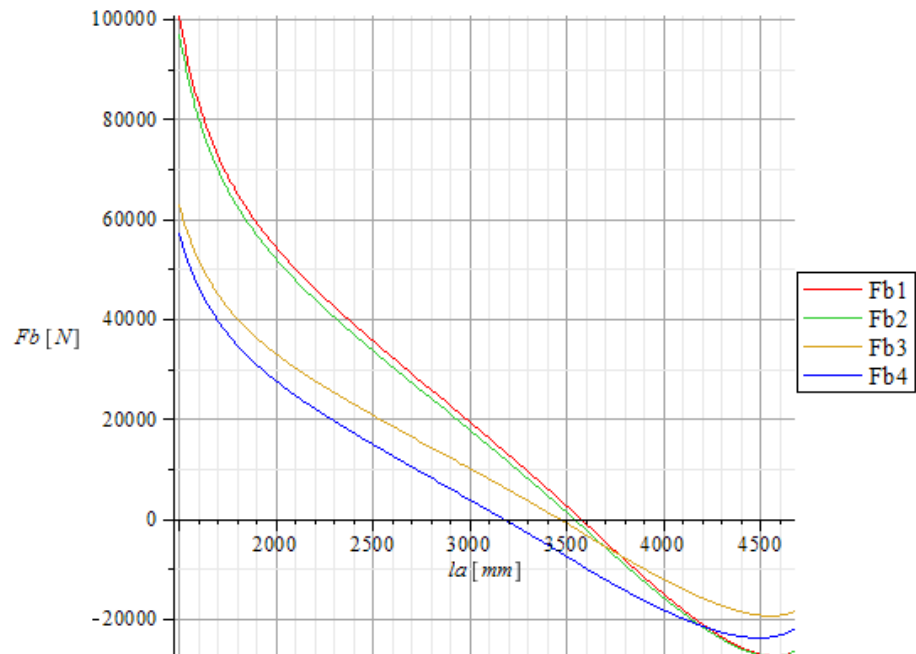
Graf 4.14

Závislost velikosti zatížení válce *a* na jeho vysunutí

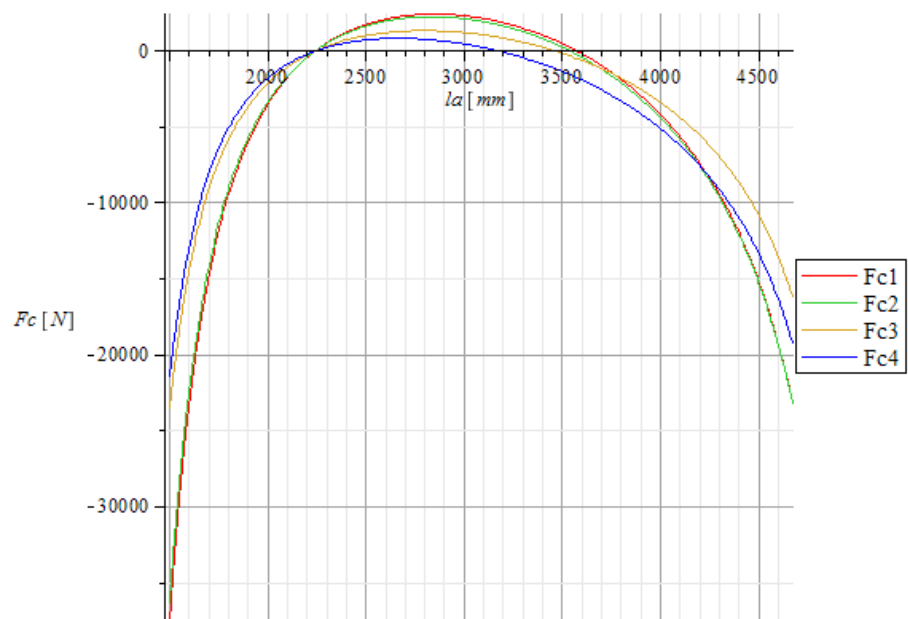


Pro výpočet silových zatížení je opět zaveden předpoklad rovnoměrného pohybu, musí tedy platit statická rovnováha sil. Dalším zavedeným předpokladem je, že závislost zdvihu hydromotoru b na zdvihu hydromotoru a je lineární. Průběhy zatížení jednotlivých válců jsou znázorněny v grafech 4.14, 4.15 a 4.16. Kladné hodnoty sil jsou tlakové, záporné hodnoty tahové.

Graf 4.15
Závislost velikosti zatížení válce b na vysunutí válce a



Graf 4.16
Závislost velikosti zatížení páky c na vysunutí válce a



4.5.3 Zhodnocení návrhu

Ve srovnání s předchozím návrhem došlo k odlehčení hydromotorů o přibližně 30% (z maximální síly přibližně 150kN pro návrhu 3 na maximální sílu na hydraulický válec b přibližně 100kN) a k odlehčení hlavního hydraulického válce a o přibližně 60% (z maximální síly přibližně 150kN pro návrhu 3 na maximální sílu přibližně 65kN), dále pak ke snížení potřebného zdvihu o asi 1m (avšak i v tomto případě by bylo nutné využití teleskopických hydraulických válců) a vhodnějšímu uchycení k podložnému rámu na úrovni kladek, to však

za cenu výrazně složitější konstrukce. Je zde také nutné vhodně navrhnout hydraulický obvod, aby byl schopen vypořádat se se změnou směru zatížení v průběhu sklápění, a také zajistit lineární závislost mezi vysouváním obou hydromotorů. Tato druhá podmínka však není zcela nutná, jelikož samostatné vysouvání a zasouvání jednotlivých hydromotorů by mělo vliv pouze na silové poměry v pohonu a rychlost chodu, ne však na funkci zařízení.

Silové poměry jsou u této koncepce výrazně závislé na volbě mnoha parametrů, jak jsou polohy uchycení páky a válců a také jejich délky a zdvihy. Tento návrh by tedy vyžadoval ještě hlubší optimalizační proces, aby bylo dosaženo neoptimalnějších hodnot.

Zařízení by tedy bylo relativně složité nejen konstrukčně, ale i návrhově. Sejmutí kolébky z rámu je zde poměrně snadné, vyžaduje však odpojení hydraulického válce b od kolébky, aby nemuselo dojít k rozpojení hydraulického obvodu. Stejně jako v předchozím návrhu není tato koncepce citlivá na výrobní nepřesnosti, nevyžaduje velké množství komponent a umožňuje udržení stále polohy kolébky bez použití brzdy.

5 ZHODNOCENÍ

5.1 Metoda multikriteriálního hodnocení

Aby bylo možné efektivně a systematicky porovnat jednotlivé návrhy jak mezi sebou, tak s původní koncepcí, na základě jejich technickoekonomické úrovně, je nutné zvolit metodu, která pro bude mít dostatečně vypovídající hodnotu. Z té by mělo být patrné, v čem jsou největší přednosti daného návrhu, v čem největší slabiny a jaké je jeho celková úroveň. V případě této práce byla zvolena bodovací metoda multikriteriálního hodnocení.

Podstatou této metody je následující. Je zvoleno několik kritérií $T_i [-]$, na základě kterých budou návrhy hodnoceny, a těmto kritériím jsou přiřazeny váhy. Váhu $g_i [-]$ je volena z intervalu $0 \leq g_i \leq 1$, kdy 0 je váha nejnižší (kritérium pro nás nemá žádný význam) a 1 nejvyšší (kritérium pro nás má velkou důležitost). Poté je na základě toho, jak moc který návrh dané kritérium splňuje, provedeno hodnocení. Hodnocení vyjadřují třídnic $t_i [-]$, která nabývá hodnot na stupnici 0 - 5, kdy 0 znamená, že návrh podle tohoto kritéria zcela nevyhovuje, a naopak 5 znamená, že návrh podle tohoto kritéria vyhovuje výborně. Celková technickoekonomická úroveň návrhu, vyjadřující úroveň splnění všech kritérií $\tau [-]$, je pak vypočítána podle vzorce (4). Její hodnoty pro jednotlivé návrhy jsou následně zapsány do tabulky a na základě ní je určen nejvhodnější návrh. [12]

$$\tau = \frac{\sum_{i=1}^n (g_i * t_i)}{\sum_{i=1}^n g_i * t_{max}} = \frac{g_1 * t_1 + g_2 * t_2 + \dots + g_n * t_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) * t_{max}} \leq 1 \quad (4)$$

5.2 Hodnocení návrhů

Vzhledem k charakteru zařízení a požadavkům na něj kladeným byla zvolena tato následující kritéria s přiřazenou váhou:

T_1) Složitost návrhu – toto kritérium hodnotí komplexnost a časovou náročnost návrhového procesu. $g_1 = 0,7$

T_2) Složitost konstrukce – zde je hodnocena složitost konstrukčního a výrobního provedení, včetně velikosti konstrukce. $g_2 = 0,8$

T_3) Požadavky na pohonnou soustavu – toto kritérium ukazuje, jak velké jsou požadavky na pohonnou soustavu, jako schopnost přenášet velké zátěže či možnost změny směru zatížení v průběhu chodu. Je zde zohledněna i energetická náročnost, tedy požadavky na instalovaný příkon zařízení. $g_3 = 0,5$

T_4) Předpokládaná ekonomická náročnost – v tomto případě jsou hodnoceny předpokládané finanční náklady na výrobu zařízení s důrazem na cenu hlavních komponent. Význam tohoto kritéria je velký, avšak díky mnoha neznámým parametrům nemá dostatečně vypovídající charakter. $g_4 = 0,5$

T_5) Náchylnost na výrobní nepřesnosti – toto kritérium ukazuje, jak moc je nutné při návrhu zařízení počítat s případnými výrobními nepřesnostmi. $g_5 = 0,3$

T_6) Náročnost demontáže kolébky – zde je hodnoceno, jak složitý úkon představuje demontáž a montáž kolébky z rámu za účelem přepravy. $g_6 = 0,2$

Nyní přejdeme k samotnému hodnocení návrhů a původní koncepcce.

5.2.1 Stávající řešení

T_1) Návrh vyžaduje výpočet parametrů cévového převodu, motoru a návrh brzdného a jistícího mechanismu. $t_1 = 3$

T_2) V konstrukci se nalézá několik převodových stupňů a cévový hřeben se skládá z mnoha menších dílců. $t_2 = 3$

T_3) Soustava motoru musí být schopna zpracovat změnu směru zatížení. $t_3 = 4$

T_4) U tohoto návrhu se kromě brzdy v motorové části nevyskytují komponenty, které by návrh výrazně finančně zatěžovaly. $t_4 = 4$

T_5) Je nutné zamezit poškození cévového převodu v důsledku nepřesností polohy čepů hřebene. $t_5 = 2$

T_6) Demontáž kolébky vyžaduje vyjmutí několika čepů hřebene, aby nedošlo při ukládání kolébky na rám ke kolizi hřebene s ozubeným kolem. $t_6 = 3$

Celková úroveň stávajícího návrhu je $\tau = 0,65$

5.2.2 Návrh 1

T_1) Návrh vyžaduje výpočet parametrů řetězového převodu, motoru, spojovacího hřídele a návrh brzdného a jistícího mechanismu. Dále je pak potřeba prakticky ověřit vstupní předpoklady ohledně třecího převodu spolupracující s řetězovým převodem, které je však obtížné zaručit. $t_1 = 0$

T_2) V konstrukci přibyl řetězový převod, spojovací hřídel a dále zde musí být umístěn převod převádějící krouticí moment motoru na pohonný mechanismus a brzda. $t_2 = 3$

T_3) Soustava motoru musí být schopna zpracovat změnu směru zatížení. $t_3 = 4$

T_4) Využití řetězu by díky jeho rozměrům mohlo vést k navýšení ceny zařízení. $t_4 = 3$

T_5) Při návrhu je nutné brát zřetel na výrobní nepřesnosti, ty se však dají poměrně snadno kompenzovat. $t_5 = 4$

T_6) Demontáž kolébky vyžaduje doplňkový mechanismus či vhodný postup, který by zamezil kolizi řetězu s řetězovým kolem při ukládání kolébky. $t_6 = 1$

Celková úroveň návrhu 1 je $\tau = 0,49$

5.2.3 Návrh 2

T_1) Návrh vyžaduje výpočet parametrů pohybového šroubu, jeho uložení a motoru. Také je nutné vhodně umístit smykadlo. $t_1 = 3$

T_2) V zařízení je umístěna pojezdová plocha, která musí být dostatečně tuhá a vhodně mazána, pohybový šroub a jeho uložení. $t_2 = 3$

T_3) Soustava motoru musí pojmout proměnlivý zátěžný moment, který však působí pouze jedním směrem. Pohon však bude mít díky nízké účinnosti velké energetické nároky. $t_3 = 3$

T_4) Dlouhý pohybový šroub může vést k navýšení ceny zařízení, stejně jako jeho uložení pojmající velké statické zatížení. $t_4 = 3$

T_5) Citlivost na výrobní nepřesnosti vykazuje pouze drážka smykadla, u které je potřeba vzhledem k její délce zvolit vhodný výrobní postup. $t_5 = 3$

T_6) Demontáž kolébky vyžaduje pouze vytažení čepu páky. $t_6 = 5$

Celková úroveň návrhu 2 je $\tau = 0,63$

5.2.4 Návrh 3

T_1) Návrh vyžaduje výpočet parametrů hydromotoru a jeho uchycení k rámu. $t_1 = 4$

T_2) Nejzásadnějším komponentem je zde hydromotor. Konstrukce rámu se však kvůli neoptimálnímu uchycení musí zvětšit. Také musí být na zařízení umístěn zajišťující brzdny systém v případě odpojení hydraulického obvodu. $t_2 = 2$

T_3) Hydromotor musí být schopen pojmout velké a proměnlivé zatížení při velkém zdvihu. $t_3 = 1$

T_4) Atypické parametry hydromotoru mohou vést ke zvýšení jeho ceny. $t_4 = 3$

T_5) Konstrukce pohonu není citlivá na výrobní nepřesnosti. $t_5 = 5$

T_6) Demontáž kolébky vyžaduje pouze vytažení čepu hydraulického válce. $t_6 = 5$

Celková úroveň návrhu 3 je $\tau = 0,59$

5.2.5 Návrh 4

T_1) Návrh vyžaduje výpočet parametrů hydromotorů a celkový optimalizační proces pro určení nejvhodnějších vstupních parametrů. $t_1 = 3$

T_2) Nejzásadnějšími komponenty jsou zde dva lineární hydromotory. Také musí být na zařízení umístěn zajišťující brzdny systém v případě odpojení hydraulického obvodu. $t_2 = 3$

T_3) Hydromotory musí být schopny pojmout proměnlivé zatížení a hydraulický obvod musí být vhodně navrhnut s ohledem na vazbu mezi nimi. $t_3 = 2$

T_4) Použití dvou hydraulických válců znamená zvýšení ceny, stejně jako úprava k němu přílehlého hydraulického obvodu. $t_4 = 2$

T_5) Konstrukce pohonu není citlivá na výrobní nepřesnosti. $t_5 = 5$

T_6) Demontáž kolébky vyžaduje pouze vytažení čepů hydraulického válce a páky. $t_6 = 5$

Celková úroveň návrhu 4 je $\tau = 0,60$

5.3 Výsledné zhodnocení návrhů

Tabulka 5.1 Výsledky hodnocení návrhů

Návrh	Celková úroveň návrhu
Stávající	0,65
1	0,49
2	0,63
3	0,59
4	0,60

Jak vyplývá z tabulky 5.1, zobrazující výsledky hodnocení technickoekonomických parametrů, jako nejlepší návrh se jeví stávající koncepce, využívající k pohonu zařízení cévový převod. Hlavní předností tohoto návrhu je optimální poměr náročnosti konstrukce a finančních nákladů na její provedení.

V porovnání s návrhem 2, jenž k pohonu využívá pohybový šroub, a který dosáhl druhého nejvyššího hodnocení, vykazuje původní koncepce o něco větší citlivost na výrobní nepřesnosti a vyžaduje přídatné brzděné a jistící prvky. Návrh 2 s sebou tedy přináší několik výhod, avšak jeho největší slabinou je finanční náročnost této koncepce, která je dána především prvky jako dlouhý pohybový šroub, smykadlo a jejich uložení, které musí být schopny přenášet axiální i malé radiální zatížení, a dále pak nízká účinnost pohonu.

Návrhy 3 a 4, které se v hodnocení umístily za návrhem 2, se ukázaly problematickými především díky výsledným velkým rozměrům a zdvihům hydraulických válců využitých k jejich pohonu. Díky tomu by byly jak finančně náročné, tak problematické na návrh celkového hydraulického systému. Minimální rozdíl mezi návrhy 3 a 4 také ukazuje, že úpravy, aplikovaná na návrh 4, jež měly zmírnit nedostatky návrhu 3, vedly k velmi výraznému nárůstu složitosti celé koncepce, neúměrnému zlepšení, které tento návrh přinesl. Na druhou stranu s sebou tyto návrhy přinášejí výhody jako minimální citlivost na výrobní nepřesnosti či relativní jednoduchost konstrukce samotné, vyžadující malé množství prvků.

Jak se tedy ukazuje, využití hydraulického pohonu příliš nevyhovuje pro tento koncept sklápěcího zařízení. Tento typ pohonu je mnohem vhodnější pro typ aplikace, jako je již zmiňovaný sklápěč ingotů z podkapitoly 3.3.3. U této koncepce je totiž možné mnohem lépe využít potenciál hydraulických pohonů.

Návrh 1, který v hodnocení technickoekonomických kvalit získal nejnižší hodnocení, se ve výsledku ukázal jako velmi málo vyhovující pro praktickou aplikaci. Využití zdvojeného pohonu, tedy jak třecím, tak řetězovým převodem, s sebou přineslo mnohem více nevýhod, než přínosů, především díky nemožnosti zajistit silová rozložení a teoretické předpoklady zavedené pro tento návrh.

5.4 Bezpečnostní rizika spojená s návrhy

Z hlediska potenciálního ohrožení lidského zdraví a majetku nepředstavuje žádný z návrhů vysokou míru rizika, avšak i přes tento fakt je potřeba dávat velký důraz na ochranu života a zdraví pracovníků, kteří při výkonu práce přijdou s tímto zařízením do styku.

U všech návrhů se vyskytuje především riziko stlačení a vtažení částí těla mezi rotující a odvalující se části zařízení, jako je místo styku kladek a kolébky. Pro původní a první návrh navíc vzniká toto riziko také v okolí řetězového a cévového převodu. U všech návrhů se také vyskytují prvky využívající elektrický proud, ať už k pohonu nebo ovládání zařízení. Je tedy nutno zamezit možnému kontaktu vodičů se živými částmi. Vzhledem k provozním rychlostem nepředstavuje možnost nárazu pohybujících se částí do člověka za standardních situací větší riziko. Jako nejvhodnější ochrana proti takovýmto rizikům se jeví fyzické zábrany.

Specifičtější jsou pro tyto zařízení rizika spojená se samovolným rozpohybováním zařízení především v důsledku výpadku dodávek elektrické energie. V takovém případě totiž může dojít je rozpohybování velké hmoty s vysokou hybností, což může mít za následek škody na majetku i na zdraví pracovníků. Takovýmto situacím je nutno u všech návrhů, kromě návrhu 2, zamezit pomocí samočinných brzděných systémů, které v takovém případě aktivují.

U původního a prvního návrhu by se mělo jednat o brzdu v motorové soustavě, u návrhů 3 a 4 o mechanismus uzavření hydraulického obvodu, který zamezí pohybu hydraulických válců. U návrhů 2 nemůže díky dodržení samosvornosti šroubu k rozpohybování zařízení vnějšími zatíženími dojít. Vhodné je také využití pojistných čepů, které svým zasunutím zajistí zařízení ve stálé poloze při jeho odstavení, nebo v případě ukládání nákladu, kdy se může projevit zvýšené dynamické zatížení.

Při práci se zařízením by se neměl nikdo vyskytovat na ploše zařízení ani v jeho blízkém okolí. Zařízení by také mělo být vybaveno výstražným systémem signalizujícím uvedení do chodu. Práce a údržba na něm musí probíhat v odstaveném a zajištěném stavu, a provádět ji mohou pouze k těmto úkonům pověřeni pracovníci. Každý pracovník, který s tímto sklápěcím zařízením přijde při výkonu práce do styku, by měl být řádně proškolen dle průvodní dokumentace a platných směrnic BOZP.

5.5 Rámcový popis alternativních využití navržených mechanismů

V případě všech výše představených návrhů se jedná o koncepcce pohonu zařízení, vykonávacích rotační pohyb v rozsahu 0° - 90° , uložených na pevném základu, určených k usměrňování a polohování břemen o hmotnostech v řádu desítek tun. Jedná se tedy o poměrně specifický manipulační úkol, čemuž odpovídá i jednoúčelovost těchto zařízení.

Tyto koncepcce tedy mohou najít své uplatnění především v oblastech těžkého průmyslu, jako je slévárenská výroba (manipulace s ingoty a odlitky), energetické a jaderné strojírenství (manipulace s výměníky, nádobami a kontejnmenty), nebo kupříkladu výroba těžké dopravní techniky (manipulace při výrobě jeřábů, lodí). Jedná se především o případy, kdy využití manipulace za pomoci jeřabové techniky není zcela vyhovující.

Cévvý a řetězový převod, využívaný ve stávajícím a prvním návrhu může najít své uplatnění u zařízení, jež vykonávají rotační pohyb, a je u nich kladen menší důraz na přesnost chodu při zároveň nižší frekvenci chodu zařízení. V takovýchto případech by bylo možné tyto mechanismy aplikovat jako levnější náhradu velkých ozubených kol, které by jinak musely být využity.

U návrhu 2, využívajícího k pohonu pohybový šroub, se naskýtá možnost oproti koncepcím pohonu u ostatních návrhů využít přesnosti a citlivosti chodu tohoto mechanismu k přesnému polohování velkých a objemných kusů. Tento pohonný mechanismus by tedy mohl být aplikován v případech strojního opracovávání velkých kusů, nebo v případě robotizovaného svařování velkých svařenců. Omezením tohoto mechanismu je však malý rozsah polohování, a to pouze v rozmezí 0° - 90° .

Hydraulické mechanismy, využitě v případě návrhů 3 a 4, s sebou přinášejí jednu výhodu, která u této konkrétní aplikace nemá přílišné uplatnění, avšak mohlo by jí být využito v jiných případech. Je jí možnost samostatného umístění zařízení s hydraulickými válci a hydraulického agregátu. Této přednosti může být využito v případech, kdy by kupříkladu zařízení pracovalo v prostředí nedovolujícím práci s elektrickým proudem kvůli riziku vznícení okolních látek v důsledku jiskření. Příkladem práce v takovémto prostředí může být například důlní činnost, při které hrozí vznícení plynů. Zařízení tak může být bez většího rizika umístěno v oblasti ražby, zatímco hydraulický agregát, využívající ke svému chodu elektrické části, bude umístěn v bezpečné zóně a pohonné médium bude dodávat na dálku.

Jak je z textu výše patrné, jednotlivé možnosti aplikace navržených mechanismů jsou dosti specifické a většinou jednoúčelové, což odpovídá charakteru zařízení, pro které byly navrhovány. Možnosti jejich využití tedy závisí na typu aplikace a požadavcích objednatele.

6 ZÁVĚR

V této práci byla shrnuta problematika koncepčního navrhování způsobu realizace pohonu sklápěcího zařízení o velkých nosnostech, a to od základního definování pojmu manipulace s materiálem o velkých hmotnostech, přes rešeršní popis různých způsobů manipulace a k nim příslušejících zařízení, s hlubším zaměřením na sklápěče, až po uplatnění těchto teoretických znalostí při vytváření návrhů koncepcí pohonu těchto zařízení.

Teoretická část tvoří souhrn informací z oblasti manipulace s materiálem, který slouží jako základ pro následnou konstrukční činnost. Byly v ní nejen definovány základní pojmy s touto problematikou spojené, ale i uvedeny nejzákladnější typy zařízení pro manipulaci s materiálem určené. Tyto zařízení jsou totiž často součástí pracovních celků, v nichž nacházejí sklápěče své uplatnění, a navíc je možné u těchto zařízení najít inspiraci pro následnou koncepční tvorbu u zařízení jim podobných. Nedílnou součástí tohoto teoretického souhrnu je i pojednání o bezpečnostních rizicích provozu takovýchto zařízení, jelikož požadavky na bezpečnost a ochranu zdraví pracovníků jsou velmi úzce s touto problematikou spjaty. Všechny tyto informace slouží také jako doplnění materiálů v dostupné technické literatuře, kde je většinou tato oblast zájmu jen velmi mělce popsána.

V druhé, praktické části této práce bylo vytvořeno několik možných koncepcí pohonu sklápěče určeného ke sklápění svařenců o hmotnosti do 35 tun, zkonstruovaného ve společnosti KonCAD s.r.o., ve spolupráci s níž byla tato práce vytvořena. Jednotlivé alternativní návrhy využívají různé druhy pohonu, jako elektromotorický, či hydraulický, a každý z nich sebou přináší rozličné výhody i nevýhody, proto bylo nutné tyto návrhy za pomoci metody multikriteriálního hodnocení mezi sebou porovnat, a na základě tohoto hodnocení určit nejvhodnější variantu. Jako návrhy s největším potenciálem se ukázala původní koncepce s cévovým převodem, díky dobrému poměru technickoekonomických parametrů, a návrh číslo 2 s pohybovým šroubem, díky svým výrazným přednostem, avšak vyšší cenou. Naopak návrhy využívající hydraulický pohon se pro zařízení tohoto konkrétního typu ukázaly jako ne zcela vyhovující. Všechny tyto návrhy mohou následně sloužit jako podklad nejen pro navrhování sklápěčů stejného typu, ale i pro navrhování jiných, typově příbuzných zařízení.

Je však na závěr nutné zdůraznit, že jednotlivé koncepce byly hodnoceny na základě předběžných návrhů, které vznikaly při zavedení různých vstupních předpokladů. Pro skutečně objektivní hodnocení je nutné hlubší rozpracování a analýza jednotlivých návrhů, včetně ověření zavedených vstupních předpokladů. Takovéto přehodnocení by mohlo vést ke změně výsledného pořadí jednotlivých návrhů při hodnocení jejich technickoekonomických parametrů.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] FORÝTEK, Lumír. *Manipulační stroje a zařízení*. 2. opr. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1986, 192 s.
- [2] JEŘÁBEK, Karel. *Stroje a zařízení pro manipulaci: doplňkové skriptum*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1991, 55 s.
- [3] HLAVENKA, Bohumil. *Manipulace s materiálem: systémy a prostředky manipulace s materiálem*. Vyd. 4., V Akademickém nakl. CERM 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008, 164 s. ISBN 978-80-214-3607-7.
- [4] DUŠÁTKO, Antonín. *Bezpečnost manipulace s materiálem a jeho skladování*. Praha: Dashöfer, c2012, 166 s. ISBN 978-80-86897-67-7.
- [5] Bubnový obraceč forem. *Dopravníky a dopravníkové systémy - T M T spol. s r.o. Chrudim* [online]. 2013 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.tmt.cz/cz/bubnovy-obracec-forem1>
- [6] Upender Inverter - Air Technical Industries. Manufacturer of Material Handling Equipment | Air Technical Industries [online]. 2015 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.airtechnical.com/upender-inverter.php>
- [7] PANTOGRAFICKÉ POLOHOVADLÁ. *Kovaco* [online]. 2015 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://kovaco.sk/pantograficke-polohovadla/p28/s191/i1643>
- [8] Ing. Miroslav Vávra, doc. Ing. Jiří Havlík Ph.D.. THE GEOMETRY OF PIN GEARING. *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské - Technické univerzity Ostrava. Řada strojní*, Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2011, s. 177-181, ISSN 1210-0471
- [9] *Coefficients Of Friction* [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm#method
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] VAŽURA, Jaroslav. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Vyd. 2. Brno: Ediční středisko VUT, 1987, 171 s. : il., grafy, schémata.
- [12] KOLÍBAL, Zdeněk a Radek KNOFLÍČEK. *Morfologická analýza stavby průmyslových robotů*. 1. vyd. Košice: Viena, 2000, 178 s. Edice vědecké a odborné literatury. ISBN 80-889-2227-5.

8 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

Seznam obrázků

Obrázek 3.1 Obraceč forem [5]	23
Obrázek 3.2 Pantografické polohovadlo [7].....	24
Obrázek 3.3 Sklápěč ingotů.....	25
Obrázek 4.1 Sklápěč svařenců.....	27
Obrázek 4.2 a) Schéma cévového převodu [8] b) Cékový převod na zařízení	27
Obrázek 4.3 Pohonný mechanismus.....	28
Obrázek 4.4 Uložení nákladu	29
Obrázek 4.5 Schéma návrhu 1	31
Obrázek 4.6 Silový rozbor návrhu 1	32
Obrázek 4.7 Schéma návrhu 2.....	36
Obrázek 4.8 Silový rozbor návrhu 2.....	37
Obrázek 4.9 Schéma návrhu 3	40
Obrázek 4.10 Alternativa návrhu 3	40
Obrázek 4.11 Schéma návrhu 4.....	42

Seznam grafů

Graf 4.1 Průběh velikosti zatěžujících momentů	30
Graf 4.2 Průběh velikosti třecí síly.....	34
Graf 4.3 Průběh zatížení řetězu	33
Graf 4.4 Průběh velikosti síly pohonu	33
Graf 4.5 Průběh využití třecí síly	34
Graf 4.6 Průběh síly na páku	37
Graf 4.7 Závislost polohy smykadla na natočení	37
Graf 4.8 Průběh normálové síly na pojezdovou plochu	38
Graf 4.9 Průběh síly ve směru osy šroubu.....	38
Graf 4.10 Zátěžná síla pohybového šroubu.....	39
Graf 4.11 Závislost vysunutí hydraulického válce na natočení.....	41
Graf 4.12 Závislost zátěžné síly na natočení	41
Graf 4.13 Závislost natočení kolébky na zdvihu válce a	43
Graf 4.14 Závislost zatížení válce a na jeho vysunutí.....	43
Graf 4.15 Závislost zatížení páky c na vysunutí válce a	44
Graf 4.16 Závislost zatížení válce b na vysunutí válce a	44

Seznam tabulek

Tabulka 4.1 Technické údaje sklápěče	29
Tabulka 4.2 Údaje o nákladech	30
Tabulka 4.3 Parametry jednotlivých nákladů	29
Tabulka 5.1 Výsledky hodnocení návrhů	48

Seznam použitých symbolů

Symbol	Rozměr	Veličina
m	$[t]$	hmotnost nákladu
T_x	$[m]$	poloha těžiště ve směru x
T_y	$[m]$	poloha těžiště ve směru y
F_P	$[N]$	síla od pohonu
F_G	$[N]$	tíhová síla
M	$[Nm]$	zatěžující moment
F_T	$[N]$	třecí síla
f_s	$[-]$	koeficient statického tření
F_N	$[N]$	normálová síla
φ	$[rad]$	natočení kolébky
F_A	$[N]$	síla od kladky A
F_B	$[N]$	síla od kladky B
F_R	$[N]$	síla zatěžující řetěz
F	$[N]$	síla na páku
F_x	$[N]$	zatížení pohonu ve směru x
F_y	$[N]$	zatížení pohonu ve směru y
x	$[mm]$	poloha smykadla
F_S	$[N]$	síla zatěžující šroub
f_D	$[-]$	koeficient dynamického tření
l	$[mm]$	délka hydraulického válce při vysouvání
l_a	$[mm]$	délka hydraulického válce a při vysouvání
F_a	$[N]$	síla zatěžující hydraulický válec a
F_b	$[N]$	síla zatěžující hydraulický válec b
F_c	$[N]$	síla zatěžující páku c
T_i	$[-]$	kritérium hodnocení
g_i	$[-]$	váha kritéria
t_i	$[-]$	třídník
τ	$[-]$	úroveň splnění kritérií

9 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Sestavný výkres sklápěče 0-M-17 676/a