

Diplomová práce



České
vysoké
učení technické
v Praze

F2

Fakulta strojní
Ústav konstruování a částí strojů

Návrh silniční frézy k opravě poklopů

Bc. Jiří Twardzik

Vedoucí: Ing. Eliška Cézová, Ph.D.

Obor: Transportní technika

Studijní program: Dopravní a transportní technika

Srpen 2022

Poděkování

Na úvod bych rád poděkoval paní Ing. Elišce Cézové, Ph.D. za vedení mé diplomové práce a podnětné připomínky. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Tomáši Krannichovi, Ph.D. za rady a pomoc při navrhování hydraulického okruhu pro koncept frézy. V neposlední řadě bych rád poděkoval mé rodině za podporu v době studia a tvorby diplomové práce.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma "Návrh silniční frézy k opravě poklopů" vypracoval pod vedením vedoucí samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, které jsem uvedl v seznamu literatury na konci magisterské práce.

V Praze, 1. srpna 2022

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá vytvořením koncepčního návrhu pokloповé frézy k usnadnění práce dělníků. Obsahuje rešerši zemní a silniční techniky a problematikou oprav kanalizačních poklopů. Návrh konceptu je doplněn o kontrolní a návrhové výpočty a návrh hydraulického schématu pro vytvořenou konstrukci.

Klíčová slova: fréza, oprava poklopu, konstrukce, hydraulický okruh

Vedoucí: Ing. Eliška Cézová, Ph.D.
Ústav konstruování a částí strojů,
Technická 4,
Praha 6

Abstract

The master thesis deals with the creation of a conceptual design of a manhole cutter to easymnt the work of workers. It contains a survey of earth and road technology and the issue of sewer manhole repairs. The concept design is supplemented by control and design calculations and a hydraulic scheme design for the created structure.

Keywords: milling machine, manhole repair, design, hydraulic circuit

Obsah

Zadání práce **1**

1 Úvod **3**

Část I Teoretická část

2 Silniční a zemní technika **7**

2.1 Zemní stroje pro stavbu silnic ... 7

2.1.1 Technologie vozovek 7

2.1.2 Stroje pro práci se zeminou .. 8

2.1.3 Stroje pro zhutňování..... 12

2.2 Stavba krytů vozovek 14

3 Frézovací stroje **19**

3.1 Frézování za studena 19

3.1.1 Frézovací nástroje a výškové
nastavování 23

4 Technologie opravy poklopů **27**

5 Pokloповé frézy **29**

5.1 Stehr..... 29

5.1.1 Stehr SKF 950..... 30

5.2 Mr.Manhole..... 30

5.2.1 B52 manhole cutter 31

5.2.2 Gold series six shooter 32

5.2.3 Platinum series six shooter .. 32

5.3 Beck Tec 33

Část II Návrh frézy

6 Volba koncepce a vlastností stroje **37**

6.1 Cílové vlastnosti stroje 38

6.2 Otočná fréza 39

6.3 Fréza s přisunovacím bubnem .. 41

6.4 Fréza se zasouvacími nohami ... 41

6.5 Srovnání koncepcí 43

6.6 Zvolená koncepce 43

7 Výkonové parametry pohonu **45**

7.1 Výkonové parametry - Stehr SKF
950 45

7.2 Výkonové parametry - MrManhole pohonné jednotky	46	10.4.1 Statické zatížení při transportní konfiguraci	78
7.3 Rozsah výkonových parametrů - PF90	48	10.4.2 Statické zatížení při pracovní konfiguraci	79
8 Návrh hydraulického okruhu	49	10.4.3 Hodnocení rámové konstrukce	81
8.1 Návrh okruhu rotačního hydromotoru a spalovacího motoru pro hlavní řezný pohyb	49	10.5 Stabilita stroje	81
8.1.1 Popis okruhu pro hlavní řezný pohyb	51	10.5.1 Reakční síly pracovních konfigurací	83
8.2 Návrh okruhu lineárních hydromotorů pro přísuv do záběru	54	10.5.2 Zhodnocení stability při pracovní zátěži	88
8.3 Kontrola navrženého spalovacího motoru pro celý okruh	59	11 Závěr	89
9 PF90	61	Přílohy	
9.1 Práce s PF90	66	A Seznam výkresů	93
10 Kontrolní výpočty	67	B Seznam použitých symbolů	95
10.1 Kontrolní výpočet profilu frézovacího nože	67	C Literatura	103
10.2 Kontrola svaru příruby nože . . .	70		
10.3 Kontrola šroubového pole příruby frézovacího nože	74		
10.4 Statická kontrola pevnosti svařence rámu frézy	77		

Obrázky

2.1 Sortiment pracovního zařízení, používaný u univerzálních hydraulických rypadel [1]	9	5.2 Stehr SKF 950 - pokloповá fréza[9]	30
2.2 Projekt pracovního zařízení traktorových strojů firmy Liebherr[1]	10	5.3 Mr.Manhole - logo[10]	31
2.3 Kloubový nakladač [1]	11	5.4 Mr.Manhole B-52 - pokloповá fréza[11]	31
2.4 Produktová řada firmy BOMAG - hutnicí a silniční technika[2]	13	5.5 Mr.Manhole - Platinum series Six shooter[12]	32
2.5 Finišer živičných krytů Vögele SUPER 1703-3i[3]	15	5.6 Beck Tec - logo[13]	33
2.6 Schéma bočnicového finišeru[4] .	17	5.7 Zvedák rámu Beck Tec - RH-GG/060[14]	34
3.1 Schéma funkčnosti fréz s předním vykládacím dopravníkem[5]	20	6.1 Schéma frézované hmoty okolo poklopu	39
3.2 Wirtgen W120 Fi[6]	22	6.2 Schéma konceptu otočné frézky .	40
3.3 Srovnávač Bobcat[7]	23	6.3 Schéma konceptu s přisunovacím bubnem	42
3.4 Moderní frézovací buben s vyměnitelnými komponenty[5]	24	6.4 Schéma konceptu s zasouvacími nohami	43
3.5 Vyměnitelný hrot frézovacího bubnu [5]	25	8.1 Schéma hydraulického okruhu motoru M1 pro PF-90	52
5.1 Stehr Baumaschinen GmbH - logo[8]	29	8.2 Schéma hydraulického okruhu lineárních motorů H pro PF-90 . . .	54
		9.1 PF90	61

9.2 Nástroj PF90	62
9.3 Nástroj PF90	63
9.4 Řez nástroje PF90	64
9.5 Uspořádání pohonu PF90	65
9.6 PF90 vložen do schématického přípravku	66
10.1 Schéma výpočtu nože	67
10.2 Schéma výpočtu svaru	71
10.3 Schéma smykových napětí ve svaru	72
10.4 Schéma výpočtu šroubového pole	74
10.5 Zobrazení modelu rámu v prostředí RFEM 6.02	77
10.6 Transportní konfigurace - výsledek napětí	79
10.7 Pracovní konfigurace - výsledek napětí	80
10.8 Model pro výpočet reakcí	82
10.9 Model pro výpočet reakcí s přidaným balastním závažím	86

Tabulky

2.1 Schéma stavby pláně [4]	8
2.2 Typy živičných krytů[4]	15
3.1 Vybrané silniční frézy firmy Wirtgen [6, 15, 16]	21
5.1 Vlastnosti frézy SKF 950[17] ...	30
5.2 Vlastnosti modelů fréz firmy MrManhole[18]	33
6.1 Srovnání koncepcí pokloповých fréz	44
10.1 Přehled konfigurací simulačních modelů	83
10.2 Reakční síly na středový přípravek a přední nápravu	84
10.3 Reakční síly na pravé zadní a levé zadní kolo	85
10.4 Vypočtené hodnoty teoretické normálové síly a koeficient bezpečnosti přenosu třecí reakce ..	86
10.5 Reakční síly na středový přípravek a přední nápravu s balastním závažím	87

10.6 Reakční síly na pravé zadní a levé
zadní kolo s balastním závažím . . . 88

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Twardzik** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **466554**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh silniční frézy k opravě poklopů

Název diplomové práce anglicky:

Design of a road milling machine for repairing hatches

Pokyny pro vypracování:

1. Rešerše technologie opravy poklopů včetně strojů a nástrojů
2. Konceptní návrh frézy
3. Řešení konstrukce včetně nezbytných návrhových a kontrolních výpočtů
4. Zpracování 3D modelu navržené konstrukce
5. Vypracování 2D dokumentace v rozsahu konceptního výkresu sestavy

Seznam doporučené literatury:

VANĚK, Antonín. Moderní strojní technika a technologie zemních prací. Praha: Academia, 2003. Česká matice technická (Academia). ISBN 80-200-1045-9.
VOŠTOVÁ, Věra. Stroje pro silniční práce. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998. ISBN 80-010-1858-X.
JEŘÁBEK, Karel. Stroje pro zemní práce: Silniční stroje. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 80-707-8389-3.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

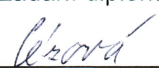
Ing. Eliška Cézová, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

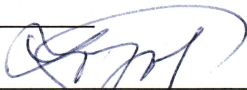
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:


Datum zadání diplomové práce: **05.04.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **03.06.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____


Ing. Eliška Cézová, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

29.4.2022
Datum převzetí zadání

Twardzik
Podpis studenta

Kapitola 1

Úvod

Úkolem diplomové práce je zmapování technologií zemních a silničních prací se zaměřením na opravy kanalizačních poklopů. Znalosti z technologií by měly sloužit k vytvoření koncepčního návrhu stroje - pokloповé frézy, která by měla dělníkům provádějícím opravu kanalizačních poklopů práci zrychlit, usnadnit a současně zajistit jejich vyšší bezpečnost při práci. Primárním úkolem stroje by mělo být uvolnění starého poškozeného nebo jinak nevyhovujícího poklopu kanalizace na pozemní komunikaci.

Myšlenku ke zpracování právě tohoto tématu jsem našel během samotného pracovního procesu, se kterým mám osobní zkušenost. Během studia jsem si přivydělával u nejmenovaného živnostníka, který se věnuje opravám kanalizace. I když se práce týkaly různých prvků kanalizační sítě, nejčastější činností byla výměna nebo opětovné osazení poklopu revizní šachty do správné nivelety komunikace. Tato práce obnášela uvolnění poklopu sbíjecími kladivy, jeho vytažení, následné osazení a zalití do správné polohy.

Cílem práce je vytvoření konceptu stroje, který by dokázal uvolnit opravený poklop revizní šachty bez velké námahy stavebních dělníků. Koncepční návrh by měl obsahovat zhodnocení vybraných konstrukčních uspořádání pro frézovací stroj, dále pak navržení uspořádání jednotlivých funkčních celků, navržení tvarování rámu stroje, hydraulické schéma pohonu a vybrané kontrolní výpočty pevnosti a funkčnosti navrženého stroje a jeho částí. Navržený stroj by měl být využitelný v zemích Evropské Unie, proto by jeho parametry měly být uzpůsobeny pro uvolnění nejčastěji používaných rámců poklopů v EU. Stroj by měl být zároveň samonosný a uzpůsobený pro práci bez potřeby vnějšího přívodu energie z jiného zdroje. Cílem je tak zaujmout malé firmy

1. Úvod

specializující se na opravy poklopů, které nemají k dispozici jiné velké stroje a využívají k dopravě pracovního nářadí a materiálu pouze lehké nákladní automobily.

Část I

Teoretická část

Kapitola 2

Silniční a zemní technika

Stavební výrobní proces se vyznačuje nemalými nároky na přesun zeminy. Jedná se o procesy vytěžení, uložení, zhutnění zeminy nebo kameniva. K zajištění těchto procesů se velkou měrou podílí mechanizace s cílem dosáhnout lepší kvality, plynulosti, rovnoměrnosti, hospodárnosti. Dalšími oblastmi zlepšení jsou ekologie procesů a zlepšení pracovních podmínek pro obsluhu strojů. Zemní práce se ve stavebnictví podílí 10 procenty na celkovém objemu prací. Zahrnují pestrou paletu procesů k utváření zemních děl. Tvoří významnou složku především u vodohospodářských děl, silničních a železničních staveb, letištních staveb, obytných i průmyslových objektů a zemědělských staveb. Nejvýznamnější podíl však zabírají zemní práce v oblastech souvisejících s těžbou, a to jak povrchovou, tak podpovrchovou. [1]

2.1 Zemní stroje pro stavbu silnic

2.1.1 Technologie vozovek

Vozovka je základní součástí silniční komunikace. Obvykle je vícevrstvá a je tvořena různými materiály ve tvaru pruhů či pásů. Vozovka je konstruována na zemním tělese, které je podle profilu krajiny buď násyp nebo zářez nebo odřez. Vzniklá plocha se nazývá pláň, pod kterou leží část nazývaná podloží. Podloží je část, ve které se projevuje napětí od zatížení dopravou a klimatické vlivy. Stavba pláně je realizována těmito pracemi: přípravné, kopné, zhutňovací a

Přípravné práce	odstraňování porostů, stromů, objektů, očištění povrchu, sejmutí ornice, profilování, odstranění kořenů atd.
Výkopové práce	budování náspů, zářezů odřezů, odvodňování atd.
Zhutňování zemin	zhutňování jednotlivých vrstev násypů ze soudružných a nesoudružných materiálů
Dokončovací práce	úpravy konečného vzhledu zemního tělesa, úprava pláně, dna a stěn příkopů, zpevňování svahů vegetací, opěrné zárubní a obkladní zdi, odvodňovací příkopy, atd.

Tabulka 2.1: Schéma stavby pláně [4]

dokončovací, viz tabulka 2.1. Další významnou vrstvou vozovky je posyp, který brání vniknutí vlhkosti do podloží a jeho promrzání. Kryty vozovek jsou tuhé nebo netuhé a slouží k ochraně podkladových vrstev před vnějšími klimatickými vlivy a silovými účinky kol vozidel. Mezi netuhé kryty vozovek patří živičné nebo dlážděné kryty, tuhé kryty jsou betonové. [4]

2.1.2 Stroje pro práci se zeminou

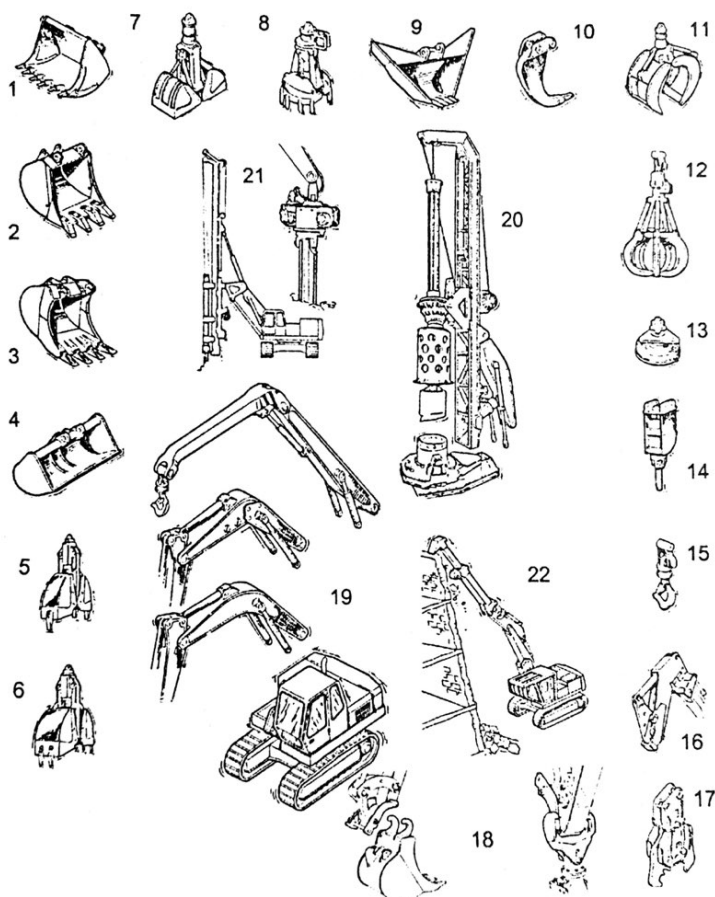
Rypadla

Rypadla patří mezi nejrozšířenější stroje zemní techniky pro stavební činnosti. Jejich práce spočívá v cyklickém rozpojování, nabírání, nakládání a přemísťování zemin, hornin a jiných materiálů a další zemní práce. Vyznačují se velkou variabilitou pracovních nástrojů i samotných konstrukcí a principů pohonu nástroje či podvozku. Podle principu pohonu nástroje je můžeme rozdělit na rypadla mechanická, hydraulická nebo s vlečným korečkem, tzv. dragline. Rozdělit je můžeme také podle jejich pohyblivosti na rypadla samojízdná, samohybná, přípojná či přívěsná.

Pracovní nástroje rypadel jsou primárně různá provedení lopat a lžic, které slouží k oddělení nabírané hmoty a její přemístění. Dalšími nástroji mohou být třeba háky, kladiva, drpáky, nůžky, magnetické desky vrtáky a další. Rozmanité nástroje zajišťují rypadlům universální použitelnost v mnoha odvětvích a činnostech. [19]

Traktorové stroje a jejich pracovní zařízení

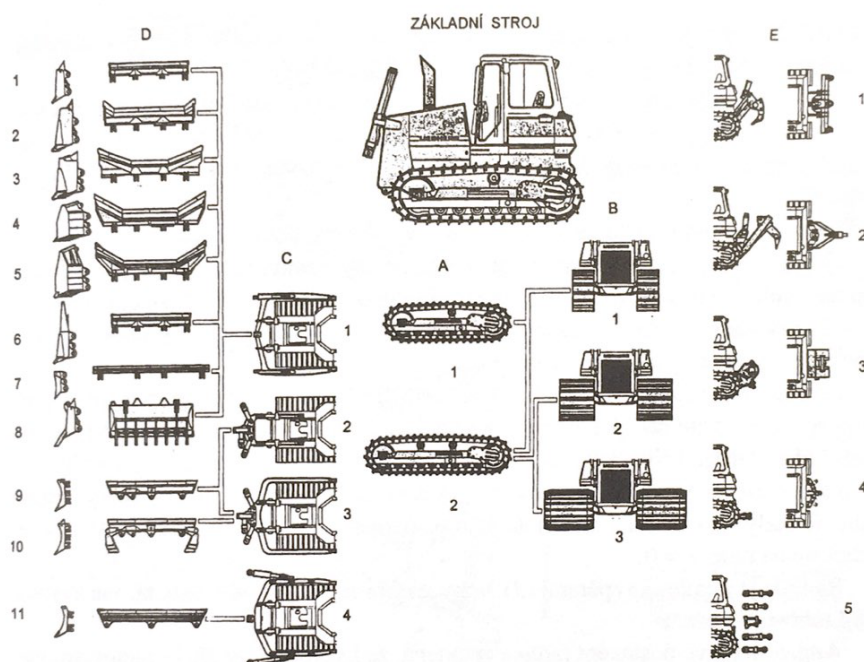
Druhým nejčastějším pracovním strojem pro zemní práce ve stavebnictví jsou traktorové mobilní stroje. Tento typ strojů bývá často využíván také v zemědělství, lesnictví nebo v průmyslu. Traktorové stroje se dělí nejčastěji podle typu pohonu a podvozku. Podle podvozku mohou být pásové, dvounápravové s pohonem obou či jedné nápravy a také jednoosé tahače. Podvozky umožňují průchodnost strojů terénem a zajišťují trakční možnosti celého stroje. Připojením různých druhů pracovních nástrojů vznikají víceúčelové nebo speciální stroje, např. dozerové radlice – dozery, skrejprvé korby – skrejpry, nakládací lopaty - nakladače, rypadlová zařízení - rypadla a jiné stroje. Také je možné vytvořit připojením pracovního nástroje na přední a zadní část traktoru univerzálnější stroj. .



Obrázek 2.1: Sortiment pracovního zařízení, používaný u univerzálních hydraulických rypadel [1]

Dozery

Buldozery jsou nejčastěji vybaveny pásovým podvozkem, který jim umožňuje dosáhnout dobrých trakčních výkonů a rozložení měrného tlaku na pojížděné zemině. Pásové podvozky mohou být provedením 1+1 nebo 1+2, kdy je jedno kolo hnací turasové a jedno nebo dvě jsou vodící. V nabídce výrobců je možné najít také dozery kolové. Podvozky jsou obvykle normální nebo prodloužené nebo se mohou lišit i jinou šířkou pásu k zajištění zmenšení měrných tlaků na půdu. Na obrázku 2.2 je možné vidět rozdílné podvozky a také variabilitu tvarů provedení radlic a přípojních zařízení jako jsou například rozrývače. Existují různé druhy radlic dozerů jako buldozerová, angledozerová, radlice ve tvaru „U“ či tiltdozerová. Radlice ve tvaru „U“ je vhodná zejména k hrnutí sypkých či kusových materiálů ve skladech a podobným činnostem. Radlice buldozerová a angledozerová jsou vhodné především pro těžbu a hrnutí zemin. Tiltdozerovou radlici je možné natáčet v horizontální rovině podél podélné osy stroje. Ostatní radlice jsou určeny vždy pro horizontální úpravu povrchu a je možné jimi upravovat povrchy především natočením sklonu vůči podélné vertikální rovině. Čelo nástroje má nejčastěji evolventní tvar. Nástroje dozerů jsou u moderních strojů ovládány přímočarými motory [19, 1].

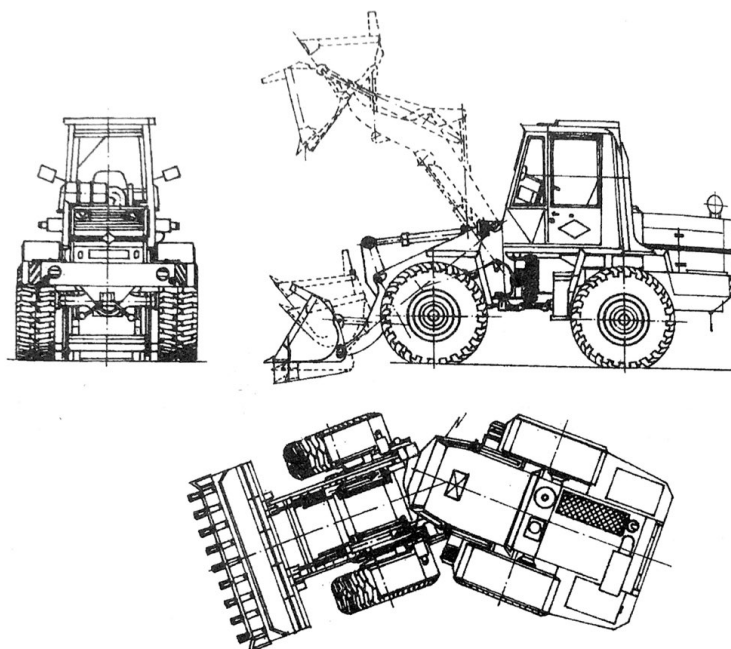


Obrázek 2.2: Projekt pracovního zařízení traktorových strojů firmy Liebherr[1]

Nakladače

Nakladače jsou stroje určené k nabírání hmoty či uchopování břemen, jejich přenesení na určené místo nebo jsou využívány jako prostředek k dopravě. Nejčastějším typem jsou čelní nakladače v různých variantách provedení a velikostí, s různým typem podvozků a dalších parametrů. Jiným typem jsou

nakladače otočné, jejichž výložník se může otáčet a vyprazdňovat naložený materiál do strany. Pracovním orgánem nakladače je nejčastěji lopata, je možné se také setkat s paletizační vidlicí, čelistovými nástroji nebo nástroji pro jiné činnosti jako například vrtáky, rypadla nebo sbíjecí kladiva.[1, 19]



Obrázek 2.3: Kloubový nakladač [1]

Nejtypičtější skupina je skupina tzv. mininakladačů. Mininakladače jsou malé stroje s hmotností do 6 tun s hydrostatickým typem pohonu. Podvozky mají pásové, častěji kolové směrově neřiditelné. Směr takovýchto podvozků je řízen smykem nápravy. Používají se jako výpomoc u menších prací ve spolupráci s lidskou pracovní silou. Větší nakladače jsou nejčastěji posazeny na traktorových nosičích, buď univerzálních nebo specializovaných, a jsou často kombinovány s jinými pracovními nástroji. Jejich podvozky i samotná provedení jsou velmi pestrá, mají možnost řídit jednu nebo dvě pracovní osy, některé mají také kloubové rámy zajišťující směrové řízení. [1, 19]

Rozrývače

Rozrývače jsou typem zařízení, které pomáhá rozrušit pevné a tvrdé horniny. Nástrojem rozrývače je nůž nejčastěji zavěšený na návěsném závěsu nesený kolovým nebo pásovým traktorem. Pro menší rozrušované hloubky se často využívá více nožů najednou. Jeden nůž je používán pro větší hloubky (1 m až 2 m) a hůře rozpojitelné zeminy a horniny. Pro zvýšení životnosti bývá nůž opatřen chráničem. Rozrývače se používají především k povrchové těžbě a díky svému principu práce mohou zajistit značné zlevnění rozpojování oproti vrtné technologii s odstřelem. [19]

zmenšování dutin. Směr vibrací je možné řídit, a to jak ve směru horizontálním, tak vertikálním. Pro hutnění živičných povrchů komunikací se používá vibračního principu zhutňování. [4]

Válce

Zhutňovací stroje se vyrábí v mnoha podobách. Nejtypičtější jsou válce, které jsou buď hladké, profilové k hnětení nebo kolové pneumatikové, nejčastěji jako nápravy speciálních strojů. Válce se mohou lišit hmotností, hnanými nápravami, schopností samostatného pohybu, připojitelností k tahačovým strojům nebo počty běhounů. Statické válce, které svou hutnicí funkci plní hmotností, se opatřují závažím v podobě vodního, pískového nebo litinového balastu. Ten může činit 20 až 50 procent hmotnosti stroje. Lehké válce pro vozovky váží okolo 8 tun a velmi těžké mohou dosahovat až 19 tun. [19]



Obrázek 2.4: Produktová řada firmy BOMAG - hutnicí a silniční technika[2]

Hutnicí desky

Dalšími hutnicími stroji k hutnění živičných povrchů jsou vibrační desky. Jsou to stroje, v jejichž útroběch se nachází budič vibrací, který svou odstředivou silou nevážku ve vertikálním směru nadzvedává stroj o 1 - 5 mm od povrchu a následně dopadá na zeminu. Navíc impulzy v horizontálním směru dodávají stroji posuvný pohyb po povrchu. Hutnicí desky mají větší hloubkový dosah než vibrační válce a je možné je použít i na betonovou dlažbu. Je možné se setkat s deskami ručně vedenými, přívěsnými nebo samohybnými. [19]

Vibrační pěchy

Vibrační pěchy jsou malé stroje poháněné elektromotorem nebo spalovacím motorem. Na zhutňovaný materiál působí tlakem a rázy. Vnitřní mechanismus

Živičný kryt	Výroba	Doprava	Pokládka
postřik	tavící kotle, vaříče	rozstřikovač pojiva	rozstřikovač pojiva
nátěr	tavící kotle, vaříče	rozstřikovač pojiva	rozstřikovač pojiva, podrťovač, vále hutní
asfaltová směs, asfaltový beton	obalovna	přepravník živice	finišer, hutnické mechanismy
lité asfalty	vaříče, obalovna, míchací souprava	pojízdný vaříč přepravník	finišer, rozhrnovače litého asfaltu

Tabulka 2.2: Typy živičných krytů[4]

umožňoval více směrů rozhrnu a řízené dávkování do obou příčných polovin. Spolu s hladícím a hutnickým trámem je hlavním pracovním orgánem. Rozhrnovač i celý stroj má nastavitelnou šířku pro variabilní použití. Podvozky bývají kolové nebo pásové. O pohon celého systému se stará diesellový motor, který pohání hydrostatické čerpadlo. Pro dosažení kvalitního pokládaného povrchu je pohon rozhrnovače a dopravníku z násypky regulován, aby nedocházelo k nehomogenním vlastnostem položené vrstvy. Vibrační hutnický trám je nastavován na hloubku vrstvy a úhel náběhu trámu na povrch vozovky. Nejznámější výrobci finišerů jsou Vögel, Ammann, Cat, Dynapac a další. Výrobci mají ve svém portfoliu výrobky několika velikostních stupňů. [19]

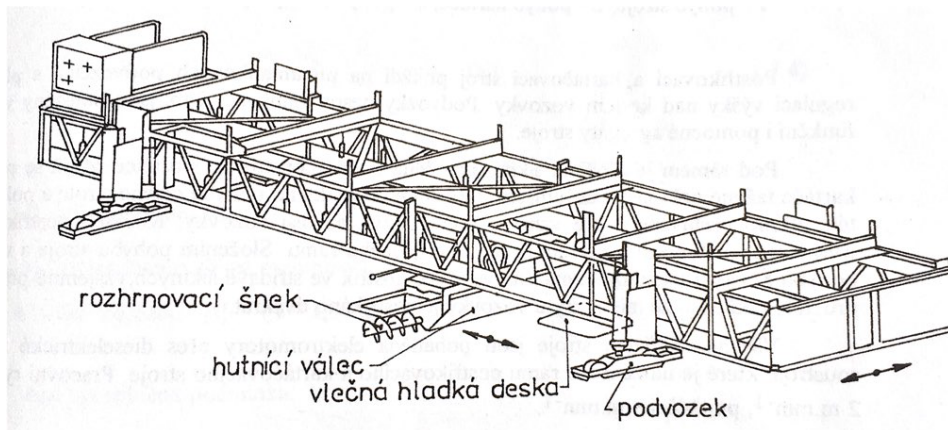


Obrázek 2.5: Finišer živičných krytů Vögele SUPER 1703-3i[3]

Dohutnění

K dohutnění živičných krytů se využívá vibračních válců s hladkými běhouny. Zhutňování živičných povrchů je relativně komplikovanou operací s

vyrobeny jako příhradové konstrukce, na nichž je uložen pracovní element. Čerstvý beton je nutné chránit proti vysychání například aplikací postřiku. Takovéto postřikové zařízení může být samostatné nebo je součástí finišeru. [4]



Obrázek 2.6: Schéma bočnicového finišeru[4]

Stroje pro bezbočnicovou betonáž

Bezbočnicová betonáž se vyznačuje nemožností opakovaných přejezdů. K vedení směru finišerů se používá drátů či laserů. Betonová směs je zhutňována mezi vlečnými nebo kluznými bočnicemi, které jsou součástí stroje. Za rozhrnovací lopatou je soustava vibračních orgánů, které směs uvedou do tekutého stavu. Poté následuje uklidnění směsi lisovací deskou. Nivelační zařízení může být ve formě hladícího válce, který odstraní přebytečný materiál. Výsledná textura je docílena hladící deskou nebo jiným texturovacím zařízením. [19]

Kapitola 3

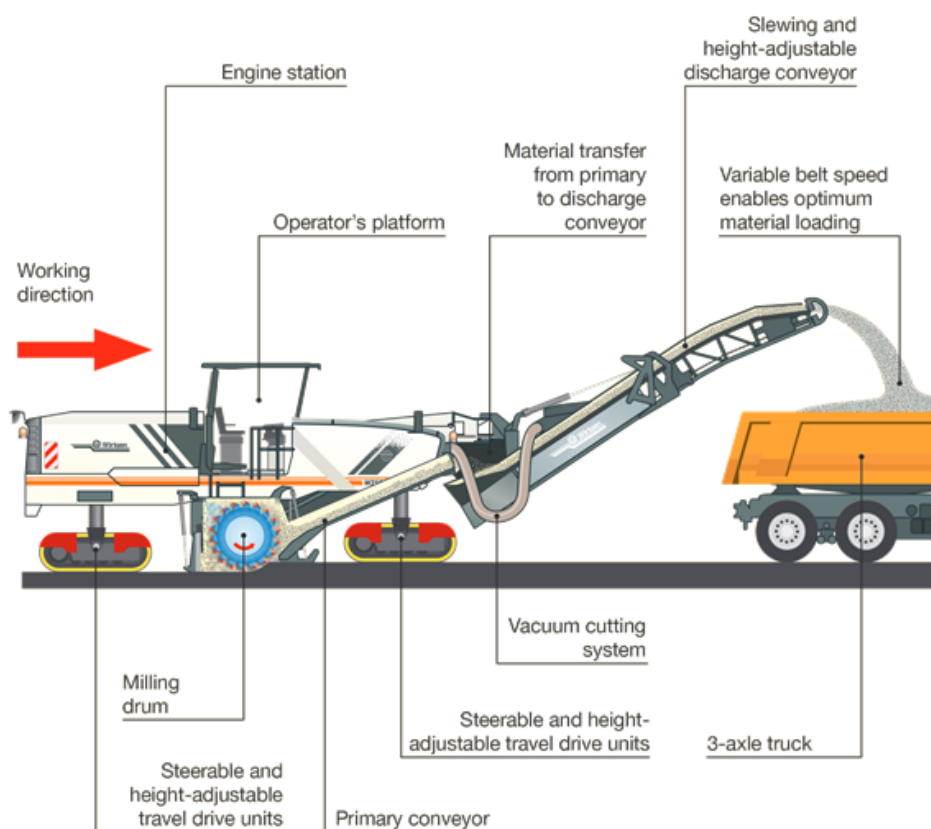
Frézovací stroje

Frézovací stroje patří do skupiny strojů k rozrušování a rozpojování zemin a jiných tuhých povrchů. Do této skupiny je možné zařadit zemní vrtáky, bourací kladiva, rozrývače, zemní a silniční frézy. Pro větší stavební díla a opravy se s výhodou používá frézovacích strojů, protože jejich výkon, kvalita a efektivita převyšuje techniku bouracích kladiv. Frézy jsou často vybaveny dopravníky, které zajišťují kontinuální nakládku do dopravních prostředků v průběhu odebírání vozovky.[19]

3.1 Frézování za studena

Frézování za studena probíhá při teplotě přímo ovlivněné aktuálním počasím. Můžeme se setkat s tzv. frézováním za tepla, které probíhá po nahřátí odebrané živice infrazářiči nebo mikrovlnnými ohříváči. Tato technologie umožňuje snížit prašnost, hlučnost, opotřebení nožů a výkonové požadavky na frézovací stroje, ale klade nároky na nahřívací techniku. Technologie frézování za tepla je použitelná pouze u živických krytů, protože vlastnosti těchto krytů jsou přímo závislé na své teplotě. Technologii frézování za studena je možné použít nejen při opravách celého krytu, ale také při vytváření speciálních profilů nebo jemném odběru s cílem dosažení vyrovnání zvlněného profilu a úpravy struktury povrchu. Pro každou operaci je potřeba využít speciálních nástrojů k dosažení dobrých výsledků s co nejlepší efektivitou. [4]

Historie frézovacích strojů sahá někdy do 70. let 20. století. Do té doby



Obrázek 3.1: Schéma funkčnosti fréz s předním vykládacím dopravníkem[5]

byla oprava krytu vozovky velmi obtížná a neefektivní. Používaly se například lámače betonu, po kterých přišly na řadu buldozery a nakládky nalámaných částí vozovky včetně podkladové vrstvy, která se musela znovu obnovit. V 70. letech se objevila technologie frézování za tepla, kdy před frézy byly připojeny velkoplošné hořáky, které nahřívaly živичnou plochu. Tato technologie umožnila odběr pouze části krytu vozovky a ušetřila nemalé náklady na obnovu celého krytu. V roce 1975 byla v Evropě vyvinuta technologie frézování za studena, která přinesla úsporu v podobě absence ohříváčů a spotřebovaného plynu. Vznik této technologie umožnila aplikace karbidových nástrojů. Karbidové nástroje byly převzaty z důlního odvětví. V roce 1979 společnost Wirtgen začala používat rotující karbidové hroty k dosažení rovnoměrného opotřebení hrotů. Od 80.let se začaly objevovat frézy s nakládacím dopravníkem z přední strany. To zajistilo nakládací logistiku a efektivitu nakládky. Další vývoj už se věnoval především rovnoměrnému opotřebení, zlepšení navádění a řízení, zvýšení efektivity a ekonomičnosti celého procesu.[5]

Frézy je možné rozdělit podle velikosti na malé a velké. Malé frézy se vyznačují dobrou manévrovatelností a flexibilitou aplikací. Malý poloměr otáčení umožňuje práci v omezených prostorách a okolo zařízení silnic. Do

Model	Výkon motoru [kW]	Suchá hmotnost stroje [kg]	Šířka záběru [mm]	Hloubka záběru [mm]	Frézovací rychlost [m/min]	Kapacita dopravníku [m ³ / min]
W 35 Ri	45	2 970	350	0-110	25	33
W 120 Fi	265	19 800	1200	0-330	60	176
W 200 Hi	447	27 800	2100	0-300	85	375

Tabulka 3.1: Vybrané silniční frézy firmy Wirtgen [6, 15, 16]

této skupiny lze zařadit frézy s frézovací šířkou do 130 cm. Velké frézovací stroje poskytují velké frézovací výkony (motory s výkony přes 250 kW) a bývají často vybaveny pásovými podvozky s frézovacím bubnem umístěným mezi nimi. Jsou vybaveny převážně předními vykládacími dopravníky. Moderní stroje zajišťují kvalitní opracování nově vzniklých ploch, což následně umožňuje kvalitní napojení nově položených vrstev. Díky svým vlastnostem jsou tyto stroje ekonomické nejen po stránce spotřebovaného času, tak také možností recyklace odfrézovaného materiálu. Živičný odpad ze starých krytů je ve velké míře recyklován v obalovnách k výrobě nové živičné směsi.[5]

Wirtgen W 35 Ri

Nejmenším zástupcem silniční frézy firmy Wirtgen je v současné model W 35 Ri. Stroj je uzpůsoben pro jednočlennou obsluhu. Fréza je opatřena vykládacím dopravníkem schopným se natáčet do obou stran v celkovém rozsahu 25° a maximální kapacitou 33 m³ za hodinu. Stroj je díky svým malým rozměrům vhodný do stísněných prostor například průmyslových hal, garáží nebo k práci okolo poklopů nebo jiných překážek. Díky hydraulickému řízení předního kola dokáže vyfrézovat tvar o nejmenším poloměru křivosti 80 cm. Stroj je poháněn vznětovým spalovacím motorem o maximálního výkonu 45 kW. Suchá hmotnost stroje je 2970 kg, provozní s kapalinami činí 4650 kg. [16]

Wirtgen W 120 Fi

Silniční fréza Wirtgen W 120 Fi je prostřední model v kompaktní řadě fréz firmy Wirtgen. Fréza je opatřena dopředným vykládacím dopravníkem schopným dopravit odfrézovaný materiál do výšky korby nákladního automobilu a natáčet se do obou stran v celkovém rozsahu 130° a s maximální kapacitou 176 m³ za hodinu. Velikost stroje je kompromisem mezi výkonem a manévrovatelností. Hodí se především do městských nebo podnikových zástaveb. K pohybu využívá 4 pásové hydraulicky poháněné podvozky nebo 4 hydraulicky poháněná kola. Díky pohonu všech podvozků je zajištěna spolehlivá trakce bez prokluzu. Dále pak umožňuje krabí pohyb a nejmenší frézovaný poloměr 1,6 m. Pásový podvozek vedle frézovacího válce umožňuje zasunutí

ze frézovací prostor a zmenšuje tak potřebnou šířku na práci stroje. Stroj je poháněn vznětovým spalovacím motorem o výkonu 265 kW. Suchá hmotnost stroje je 19 800 kg, provozní s kapalinami činí 21 000 kg.[6]



Obrázek 3.2: Wirtgen W120 Fi[6]

Wirtgen W 200 Hi

Silniční fréza Wirtgen W 200 Hi je druhou nejmenší frézou z řady velkých fréz. K pohybu využívá 4 pásové hydraulicky poháněné podvozky schopné se nezávisle na sobě výškově nastavovat a řídit tak sklon k podélné i příčné rovině. Fréza je opatřena dopředným vykládacím dopravníkem schopným dopravit odfrézovaný materiál do výšky korby nákladního automobilu a natáčet se do obou stran v celkovém rozsahu 120° a s maximální kapacitou 375 m³ za hodinu. Díky pohonu všech podvozků je zajištěna spolehlivá trakce bez prokluzu. Dále pak umožňuje krabí pohyb a nejmenší frézovaný poloměr 1,9 m. Stroj je poháněn vznětovým spalovacím motorem o výkonu 447 kW. Suchá hmotnost stroje je 27 800 kg, provozní s kapalinami činí 29 800 kg.[15]

Firma Wirtgen platí na celosvětovém trhu za lídra v technologii frézování za studena. Dále se na trhu můžeme setkat se stroji značek Caterpillar nebo Bomag. Tyto firmy produkují speciální jednoúčelové stroje, je možné se setkat i s příslušenstvím pro stroje univerzální jako například nakladače, nákladní automobily Unimog nebo smykové mininakladače. Takovéto příslušenství je poháněno přes vývody hydraulických agregátů nosičů nářadí a vyrábí je například firmy Bobcat nebo Kobit.

Bobcat Srovnávače

Firma Bobcat vyrábí zejména malé nakladače řízené smykem nebo nakladače na pásovém podvozku. Nakladače jsou vybaveny vývody hydraulického

obvodu pro pohon různorodého příslušenství jako je například bourací kladivo, míchačka, okružní pila, drapaková lžíce, úhlový smeták a dalších. Jedním z těchto příslušenství jsou srovnávače. Na místo radlice se připojí lišta upravující příčnou polohu frézy na stroji a hydromotor frézy se připojí na hydraulický vývod z nakladače. Jedná se o malé frézy s výkonem až 200 m²/h a šířkou řezu 35 až 102 cm. Taková to fréza už nedisponuje vykládacím dopravníkem, ale vyfrézovaný recyklát zanechává v místě řezu volně ležet. Buben může obsahovat 42 - 78 břitů. Fréza je použitelná pro opravy živičných i betonových povrchů. [7]



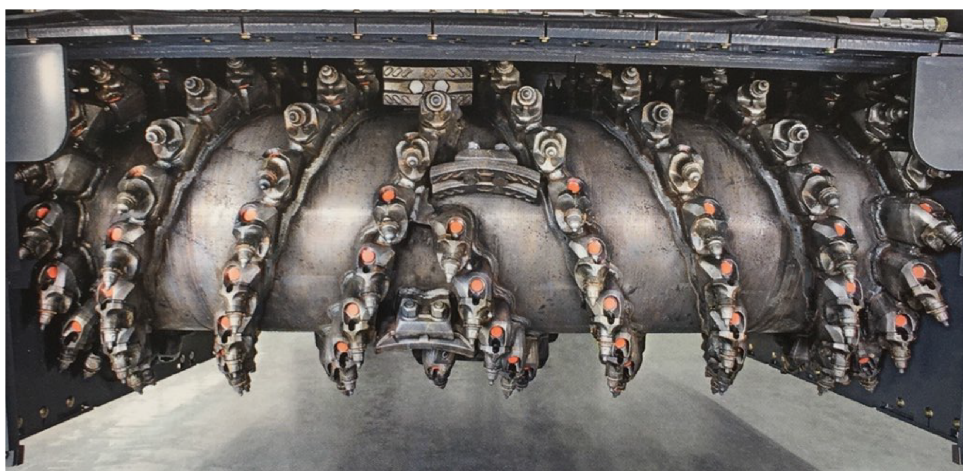
Obrázek 3.3: Srovnávač Bobcat[7]

3.1.1 Frézovací nástroje a výškové nastavování

Nástrojem pro frézování je speciálně zkonstruovaný buben osazený frézovacími hroty. Pro rozrušování krytu vozovky je buben ve vodorovné poloze a nastavení jeho sklonu a výšky je realizováno posuvem celého stroje na výškově nastavitelných podvozcích. Každé kolo nebo pás je samostatně nastavitelný pro dosažení přesných poloh i na nerovném povrchu. Buben se pohybuje nesousledně vůči posuvu. Hroty vyřezávají postupně se rozšiřující třísku, které se podle tvaru někdy říká čárkově tvarová tříska. Tvar třísky i řezné síly jsou přímo ovlivněny frézovací rychlostí a hloubkou záběru. Dále jsou řezné síly ovlivněny pevností řezaného materiálu, typem hrotu a bubnu a řeznou rychlostí.[5]

Frézovací bubny s nesousledným pohybem jsou osazeny držáky hrotů s hroty a vyhazovači. Buben musí plnit tři základní úkoly: řezání a vylamování částic materiálu, přesunutí oddělených částic materiálu do oblasti vyhazovačů, vyhození částic na vykládací dopravník. Obvykle je celý nástroj konstruován symetricky, aby zatížení bylo rovnoměrné. Buben můžeme rozdělit do třech částí: část vnějšího prstence, dopravní spirálová část a část vyhazovací s vyhazovači. Vnější prstenec bubnu zajišťuje kvalitu a kolmost hrany

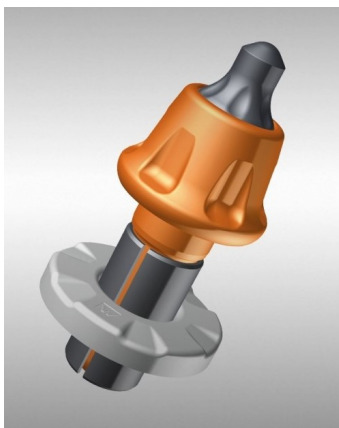
s neopravovaným krytem. Firma Wirtgen produkuje čtyři typy frézovacích bubnů. Jednotlivé typy bubnů se od sebe liší počtem hrotů, mezerami mezi hroty, vyhazovači a hlavně podmínkami použití. Eco cutter se hodí pro hrubé odstraňování vrstev krytů vozovek. Oproti standardnímu bubnu obsahuje o 50 procent méně řezných hrotů. To zajišťuje menší řezné odpory a nižší pořizovací náklady na nástroj. K dosažení nejjemnější textury frézovaného povrchu je potřeba použít jemné nebo super jemné frézovací bubny, které se vyznačují malými mezerami mezi hroty a jsou blízko za sebou. Nejjemnější bubny mohou vytvořit povrch s hloubkou nerovností jen 0,5 mm. Mohou být použity pro srovnání nerovností na povrchu nebo obnovení přilnavosti povrchu vozovky.[5]



Obrázek 3.4: Moderní frézovací bubna s vyměnitelnými komponenty[5]

Špičky řezných hrotů jsou jedinou součástí, která se přímo dotýká frézovaného materiálu, a jsou tudíž nejzatěžovanější součástí bubnu. Držák hrotu je ve své patě přivařen přímo na bubna a je nevyměnitelnou částí bubnu. Ostatní části bubnu je možné snadno za pomoci nářadí vyměnit. Poloha každého hrotu je definována třemi souřadnicemi a dvěma úhly. To zajišťuje minimální opotřebení a působení v řezu. Protože vyměnitelná špička hrotu je rotačně symetrický díl, pro jeho rovnoměrné opotřebení je volně otočný. Při kontaktu s obráběným povrchem se pod tlakem podél své podélné osy pootočí o cca 10° na jednu otáčku. Díky tomu je hrot rovnoměrně opotřebováván a samo-ostřen. Špička hrotu je vyrobena z extrémně tvrdého sintrovaného wolfram karbidu s příměsí kobaltu. Životnosti špiček nástrojů je dosahováno jejich tvrdostí a kvalitou chlazení. Chlazení je dosahováno vstřikováním chladicí vody do prostoru bubnu směrem na špičky nástrojů. Chlazení vodou zároveň snižuje prašnost práce.[5]

Nastavení hloubky odebírané vrstvy je velmi významná technologická veličina a její řízení v průběhu procesu zaručuje kvalitu stavby a úsporu nákladů. U starších velkých fréz se odebíraná výška ovládala podle pevné zadní osy rotace. Výšková korekce se řídila pomocí výškově nastavitelných předních



Obrázek 3.5: Vyměnitelný hrot frézovacího bubnu [5]

pásových podvozků. Moderní frézy umožňují výškové nastavení předních i zadních pásových podvozků. Stroje jsou navíc vybaveny automatickým vyrovnávacím systémem, který se stará o trvalou rovnoběžnou polohu k frézovanému povrchu. Pro nastavení hloubky řezu je možné použít různé principy relativních i absolutních systémů řídicích systémů. Základní relativní řídicí systém pracuje na odměřování od stávajícího povrchu vozovky. Dalším může být realizován přes odměřovací lano podél dráhy frézy nebo podle optického laserového paprsku vysílaného ze stacionárního bodu. Absolutní řídicí systémy používají ke stanovení výšky elektronické bubliny od absolutního horizontu.[5]

Kapitola 4

Technologie opravy poklopů

V silničních komunikacích v České republice se často setkáváme s poklopy, které nejsou správné výšce a vytvářejí tak překážku pro projíždějící dopravu. Vady mohou mít podobu poklesnutí rámu šachty, zvednutí rámu nad rovinu vozovky, prasknutí víka poklopu nebo jiné poškození. Všechny tyto závady vedou v opravě jednotlivých poklopů nebo větší plošné vysprávky krytu vozovky. Oprava jednotlivých poklopů spočívá v vybourání stávajícího poklopu z vozovky, následná úprava otvoru pro nově osazený rám poklopu a jeho osazení.

■ Bourací práce

Bourací práce jsou nejnáročnější prací na celé opravě. Obtížnost celého procesu je závislá na bezprostředním okolí opravovaného poklopu. Tím je myšlen stav krytu vozovky, technologie a materiál, kterým byl poklop osazen, a hloubka ve které se nachází kónus šachtice. K bourání vadného rámu se nejčastěji používá ruční nářadí v podobě bouracích kladiv. Bourací kladiva mohou být poháněna elektricky z elektrocentrály nebo jiného zdroje nebo poháněna spalovacím motorem. U bouracích kladiv je rozhodující síla úderů, kterými působí na rozrušovanou hmotu. Místo ručně ovládaných bouracích kladiv, je možné také použít mininankladač nebo jiný nosič nářadí s bouracím kladivem. K vybrání rozrušené suti se používá ruční nářadí jako lopata, krumpáč, motyka, zednické lžíce a další. Nářadí, které stavební dělníci použijí, je záležitostí každé firmy a jejích možností.[20, 21]

Bourací práce musí splňovat jisté zásady, aby práce byla provedena efektivně a levně. Bezpečnost pracovníků je nejdůležitějším aspektem opravy, dalšími jsou velikost vybourané ho otvoru, rychlost a čistota při opravě. Během opravy je nutné v maximální míře zamezit padání uvolněné suti do šachty kanalizace. Napadanou suť po opravě je nutné z kanalizace vybrat a nechat ji po opravě čistou. Zabránit propadání suti mohou krycí desky instalované do šachtice. Alternativou k vybourání poklopu kladivý je vytažení pomocí speciálního zvedáku, který podebere stávající rám a pomocí pohybových šroubu jej vytáhne nad úroveň vozovky.[20, 21]

■ Znovuosazení poklopu

Dobře připravený otvor pro opětovné osazení rámu poklopu má rovnou válcovou stěnu s průměrem přibližně 10 cm větší než osazovaný rám a umožňující přesné vystředění. Vyrovnávací prstence se používají v hlubokých otvorech, aby se ušetřilo množství zalévaného betonu. Prstence pro dosažení dlouhé životnosti musí být nalepeny na lepidle nikoli pouze volně položeny. K osazení rámu zalitého do betonu se používají ocelové držáky, které drží poklop nad vyrovnávacími prstenci nebo kónusem šachty. Tato mezera je zevnitř utěsněna nafukovacím bedněním, které zadrží tekutý beton v mezeře a na vnějšku poklopu. Je prováděno pouze ručně s pomocí držáků, které jsou mechanicky nastavitelné. Rám poklopu by měl být důkladně podlití a zalitý až 5 cm pod úroveň horní hrany rámu, který je zároveň s rovinnou vozovky.[21]

Kapitola 5

Pokloповé frézy

Pokloповé frézy se k práci na silničních stavbách a opravách v ČR v podstatě neuplatňují. Důvodem proč se nerozšířily mohou být náklady na provoz a pořízení, technické a personální požadavky, znalost a zkušenost s podobnými technologiemi. Trh obsahuje jen malé množství produktů, které by se k tomuto účelu daly využít. V dalších odstavcích představím jednotlivé výrobce a stroje, které se používají k opravám pokloпов revizních šachet.

5.1 Stehr

Firma Stehr pochází z Německé spolkové země Severní Porýní-Vestfálsko. Jedná se o strojírenskou firmu, která se zabývá vývojem a produkcí speciálních strojů pro praxi. Společnost vlastní německé i evropské patenty strojů z oblasti strojírenství. Nabízí výrobky zemních strojů připojitelné k traktorům a nosičům náradí, nejčastěji jde o například zhutňovací desky a kola, grejdry, rýhovače, zemní stabilizátory a pokloповou frézu.[17]



Obrázek 5.1: Stehr Baumaschinen GmbH - logo[8]

Hmotnost	800 kg bez nástroje
Kroutící moment	12000 Nm
Hydraulický příkon	35 - 84 kW
Max. tlak	210 bar
Průtok	100 - 240 l/min

Tabulka 5.1: Vlastnosti frézy SKF 950[17]

5.1.1 Stehr SKF 950

Součástí pokloповé frézy SKF 950 je nástroj ve tvaru dutého bubnu bez dna. Řezné plochy jsou vybaveny nástroji připomínající standardní nástroje bubňů fréz na frézování za studena. Buben je navíc opatřen vyhazovači uvolněného materiálu po vnějším plášti bubnu. Práce stroje spočívá v rotaci bubnu podle své osy rotace po směru hodinových ručiček a pomalého lineárního pohybu svisle do záběru. Stroje jsou připojitelné ke kolovým nakladačům, Unimogům, mobilním bagrům, nákladním vozidlům s jeřábem a podobně. Fréza má vyměnitelné nástroje o různých průměrech (od 420 mm do 1420 mm).[17]



Obrázek 5.2: Stehr SKF 950 - pokloповá fréza[9]

5.2 Mr.Manhole

Firma Mr.Manhole LLC pochází z USA konkrétně ze státu Ohio. V roce 2002 přišla na trh se systémem Mr.Manhole, který si dává za cíl zvýšit produktivitu

a bezpečnost práce na opravách a stavbě poklopů revizních šachet. Tento systém obsahuje jak mechanizovaný stroj k frézování silnic, tak také přípravky a stavební materiály na stavbu takto opravovaných silničních prvků. Ve svém portfoliu mají tři principiálně stejné, ale výkonově odlišné pokloповé frézy. Pokloповou frézu je možné dohledat také pod patentem USA č. US 7,740,415 B1 z roku 2010.



Obrázek 5.3: Mr.Manhole - logo[10]



Obrázek 5.4: Mr.Manhole B-52 - pokloповá fréza[11]

■ 5.2.1 B52 manhole cutter

Stroj nazvaný B52 manhole cutter je frézovací zařízení, které se pomocí držáku zavěsí na rameno kolového nebo pásového nakladače a jeho hydraulický obvod, který slouží k pohonu připojitelného příslušenství. Přímo na tento přípravek navazuje motor frézy. Jedná se o zubový hydromotor, který roztáčí frézovací nástroj. Nástroj je symetrické zařízení se čtyřmi noži a centrálním dílem, který je spojuje a zajišťuje přenos sil od motoru po nože. Každý nůž je opatřen čtyřmi vyměnitelnými hroty. Nože mají fixní polohu a vyfrézovaný průměr

je 1302 mm. Přídavným příslušenstvím je možné dosáhnout průměrů 914 mm a 1626 mm. Posuv nástroje do záběru je realizován posunutím ramene nakladače a opřením jeho ramene do zařízení. Toto zařízení je vyobrazeno na obrázku 5.4 připojené na nakladač Bobcat. Za tuto stroj si výrobce nechá zaplatit necelých 20 tisíc dolarů včetně příslušenství pro obsluhu.[18]

■ 5.2.2 Gold series six shooter

Stroj Gold series six shooter je vylepšený model B52. Princip stroje je stejný včetně zavěšení a hydropohonu. Stroj je opatřený šesti noži. Držáky nožů už ve standardním provedení nastavitelné a to v rozsahu průměrů 1117 mm až 1524 mm. Nastavení průměru je realizováno vysunutím držáku nože a zajištěním čepem. Tento rozsah se dá ještě zvětšit příslušenstvím na průměry 711 mm -1829 mm. [18]

■ 5.2.3 Platinum series six shooter

Platinum series six shooter je nejvyšší řadou pokloповých fréz firmy Mr.Manhole, viz 5.5 obrázek. Výrobce slibuje nejvyšší produktivitu a variabilitu nastavení rozsahu průměrů. Principiálně se stále jedná o nástroj stejný jako B52 a Gold series six shooter. Za tuto řadu si výrobce nechá zaplatit 33 tis. dolarů včetně základního příslušenství. [18]



Obrázek 5.5: Mr.Manhole - Platinum series Six shooter[12]

Model	Počet řezných nožů	Hmotnost [kg]	Nastavení řezaného průměru [cm]
B-52	4	628	132
Gold six shooter	6	764	112 - 152
Platinum six shooter	6	855	127 - 183
Model	Hydraulický příkon [kW]	Kroutící moment [Nm]	Otáčky za minutu
B-52	21,75 - 60,90	3879 - 6207	53 - 94
Gold six shooter	21,75 - 60,90	3879 - 6207	53 - 94
Platinum six shooter	21,75 - 60,90	3879 - 6207	53 - 94

Tabulka 5.2: Vlastnosti modelů fréz firmy MrManhole[18]

5.3 Beck Tec

Společnost Beck Tech byla založena v roce 1978 a pochází z města Bad Rappenau v Německu. Zabývá se konstrukcí a vývojem produktů k opravě kanalizačních a šachetních systémů. Nabízí přes 500 různých produktů k tomuto odvětví. Firma produkuje stavební materiály, postupy a také mechanizované stroje k zefektivnění oprav a stavby kanalizačních prvků. Jedním takovým strojem je například mechanický a mechanicko-hydraulický zvedák rámu poklopu. Stroj zachytí poklop za spodní hranu jeho rámu a opřením o podklad jej vytrhne ze své polohy v terénu nebo silnici. Tyto stroje nabízí ve dvou variantách velikosti a různých variantách pohonu a principu přenosu zvedacích sil (hydraulika, pohybový šroub). Zvedáky jsou schopné vyvinout tahovou sílu až 12 tun. Pro ilustraci jeden z jejich produktů viz obrázek 5.7.[20]



Obrázek 5.6: Beck Tec - logo[13]



Obrázek 5.7: Zvedák rámu Beck Tec - RH-GG/060[14]

Část II

Návrh frézy

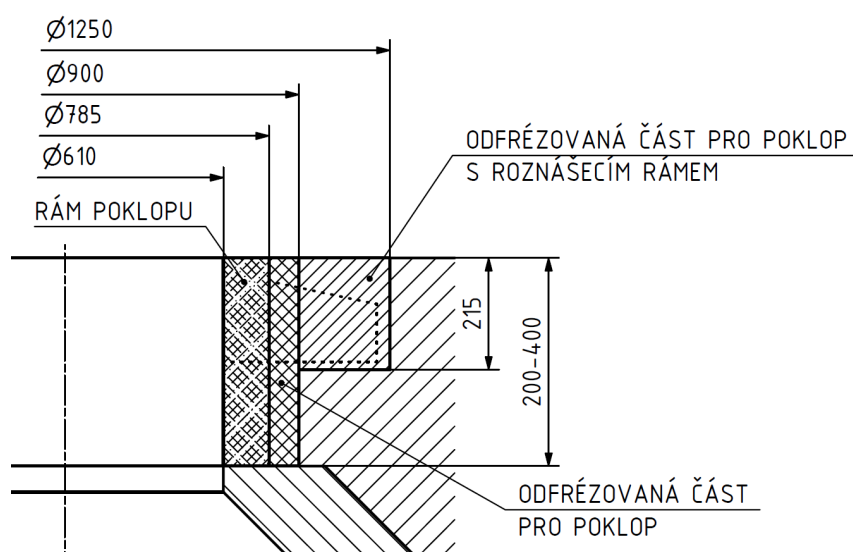
Kapitola 6

Volba koncepce a vlastností stoje

Na počátku projektu bylo sestavení požadavků a vlastností, které má výsledný stroj splňovat. Z rešerše trhu se ukázalo, že komerčně prodávané stroje jsou v podstatě dva, z toho jeden dodávaný pouze na americký trh. Důležitou informací je, že stroje váží od 550 kg do 850 kg a jejich pohon je zajišťován mobilním strojem, který frézu také nese. Oba typy stojů se od sebe liší konstrukcí frézovacích nástrojů a také způsobem nesení a kontaktem s krytem vozovky.

Stroj firmy Stehr má tři nohy, které slouží k opoře a usazení stroje na jednom místě. Pro dosažení lepšího usazení stroje na místě je využita hmotnost nosného stroje, který se do frézy opře svou vlastní vahou. Výhodou stroje je, možnost frézovat do plného asfaltu bez nutnosti střídit stroj v přípravku nebo poklopu. Stroj je opatřen bubnovým nástrojem, který se svou čelní mezikruhovou plochou zařezává do okolí pokopu. Nástroj nedisponuje možností změny frézovaného poloměru nebo mezikruží, a tak pro jiné velikosti otvorů nebo poklopů je nutné změnit nástroj za jiný.

Stroje firmy MrManhole potřebují speciální přípravek pro vystředění nástroje v poklopu, protože v neseném zařízení jsou zavěšeny a mají volný pohyb do stran. Frézy jsou určeny pro nakladače řízené smykem, které místo radlice mají nasazen rám pro zavěšenou pohonnou jednotku, která přímo pohání celý nástroj. Jednotlivé řezné nože je možné nastavit na požadovaný poloměr, ale neumožňují změnit šířku vyfrézovaného mezikruží. Nastavení je realizováno několika otvory pro zajišťovací čepy. Stroj díky přípravku pevně uchyceném v poklopu umožňuje jeho vytažení po vyfrézování dostatečné hloubky okolo poklopu.



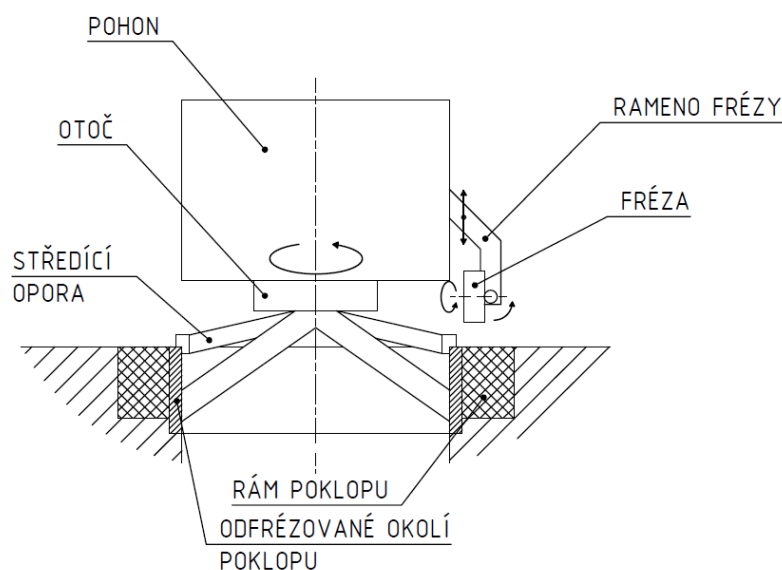
Obrázek 6.1: Schéma frézované hmoty okolo poklopu

nejméně sutin a pro osazení bylo spotřebováno co nejmenší množství betonu. Pro osazení obvyklého rámu stačí vytvořit okolo osy šachty prstenec s vnějším průměrem 900 mm. Takto vzniklý otvor umožňuje pod poklop rámu vložit vyrovnávací prstence a prostor pro vlití betonové směsi. Obvyklá hloubka nutná k odebrání se pohybuje okolo 300 mm a maximálně 500 mm. Nejmenší nutná hloubka k osazení obvyklého poklopu revizní šachty činní 170 mm. Revizní šachty s poškozeným kuželovým dílem šachty vyžadují osazení poklopu s roznášecím rámem, aby se dopravní zatížení rozložilo do větší plochy podkladu vozovky. Takový rám vyžaduje otvoru s hloubkou 215 mm a vnější průměr 1250 mm. Z těchto důvodů by nástroj měl být nastavitelný pro opravy s obvyklým poklopem a poklopem s roznášecím rámem.[22, 23]

Před samotným navržením konceptu vznikly 3 koncepce inspirované skutečnými stroji, které vznikly výhradně pro opravu poškozených či výškově nevyhovujících poklopů s kruhovými rámy. Srovnání jejich výhod a nevýhod je v tabulce 6.1 pod popisem jednotlivých koncepcí.

6.2 Otočná fréza

První koncepční návrh otočné frézy vznikl inspirací frézovacího stroje firmy Beck, o které jsem se zmínil v kapitole 5.3. Firma Beck se zabývá pokloповou technologií dlouhodobě, na jednom z jejich videí bylo možné zahlédnout stroj, který se nastrčil do talířového přípravku vloženého do rámu poklopu.



Obrázek 6.2: Schéma konceptu otočné frézky

Přípravek zajišťoval centrování stroje s rámem poklopu. Frézovacím nástrojem byl malý buben po obvodu osazený hroty a poháněný řemenem od malého spalovacího motoru. Otáčivý posuv byl realizován obsluhou stroje, která obcházela okolo osy poklopu a tlačila stroj před sebou. Ke stroji nejsou dohledatelná žádná data, ani to, jestli byl někdy komerčně prodáván nebo šlo jen o testování vývojovou firmou a neosvědčil se.

Na základě videa je možné usoudit, že stroj nebyl příliš hmotný a nevyžadoval manipulaci těžkou technikou, vše mohla zajisti lidská síla. Pro malé firmy by takovýto stroj mohl zajišťovat finančně dostupné usnadnění fyzické práce. Princip posuvu nástroje do záběru s využitím lidské síly zabezpečuje úměrnou přítlačnou sílu a stálý dohled nad řezným procesem. Zásadní nevýhoda stroje spočívá v tom, že osa frézovacího nástroje je vůči vozovce rovnoběžná a neumožňuje hluboký řez bez toho, aby vytvořila široký vstupní otvor. Takováto poloha frézovacího nástroje se dobře hodí k povrchovému a vrstvomému rozrušení krytu vozovky, jako je využíváno u velkých silničních fréz. Na druhou stranu tím, že fréza je malých rozměrů a rozrušuje pouze malou plochu, řezné síly tak nejsou velké a svou tíhovou silou je dokáže zachytit bez zvyšování hmotnosti přídatnou hmotou nebo balastní nádrží nebo závaží.

Můj prvotní návrh konceptu otočné frézky by umožňoval polohování osy rotace nástroje. Pro dosažení větší hloubky řezu by se osa nástroje překlápěla do svislého směru, ve kterém by rozrušovala čelem nástroje prostor okolo rámu poklopu. Takovýto koncept by vedl ke složitějšímu nástroji se dvěma hlavními plochami a otočnému čepu v rameni frézky. Tento koncept dobře

ilustruje schéma koncepčního uspořádání na obrázku 6.2. Stroj by se velmi podobal popsanému stroji od firmy Beck. Vyžadoval by 3 rotační a 1 posuvný mechanismus pro pokrytí celého prostoru okolo opravovaného poklopu revizní šachty.

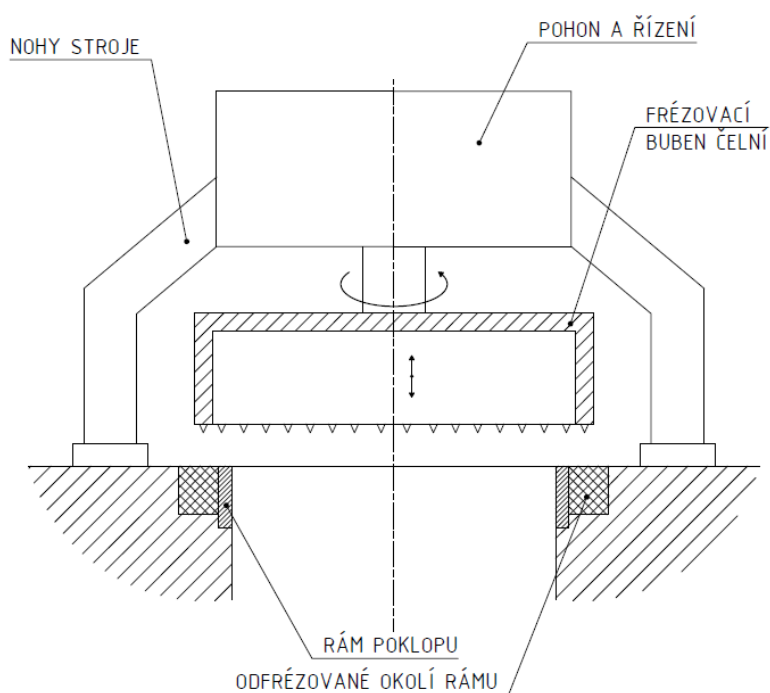
6.3 Fréza s přisunovacím bubnem

Druhý koncepční návrh samonosného stroje pro frézování mezikruží vznikl inspirací pokloповé frézy firmy Stehr, o které jsem se zmínil v kapitole 5.1. Koncepce vznikla na základě tvaru frézovacího nástroje. Nástroj je ve tvaru válce bez dna osazený řeznými noži na čele mezikruží. Nástroj na těchto základech neumožňuje nastavení vyřezávaného průměru. Zvětšení řezaného průměru by mohlo být dosaženo přidáním nožů na válcovou plochu po vnější straně. Další nevýhodou odvislou od tvarování nástroje je, že rozrušený materiál musí odvádět po vnějším nebo vnitřním plášti nástroje. To zároveň s velkou kontaktní plochou vede k velikým třecím silám a požadavku na pohonné ústrojí. Výhodné na tomto typu nástroje je, že jeho velký počet řezných elementů rovnoměrně rozprostřených na čele nástroje vede k dobrému rozložení řezných sil. Nedochází tak k vytvoření jedné osamocené řezné reakce na jednom noži, ale k více méně rovnoměrné distribuci řezných sil. Z navržených koncepcí se tento nástroj vyznačuje nejvyšší hmotností.

Další výhodou toho uspořádání je, že pohyblivou částí je pouze řezný nástroj. To snižuje nároky na hydraulický okruh a také počet dílů, které vyžadují větší přesnost. Díky nepohyblivému rámu je tato koncepce tuhá a levná a jediný výrobně náročný prvek je pohyblivý střed spojující nástroj s pohonem. Nevýhodou této koncepce je komplikovaný přístup pod buben a proto jej není možné středit v kostře šachty.

6.4 Fréza se zasouvacími nohami

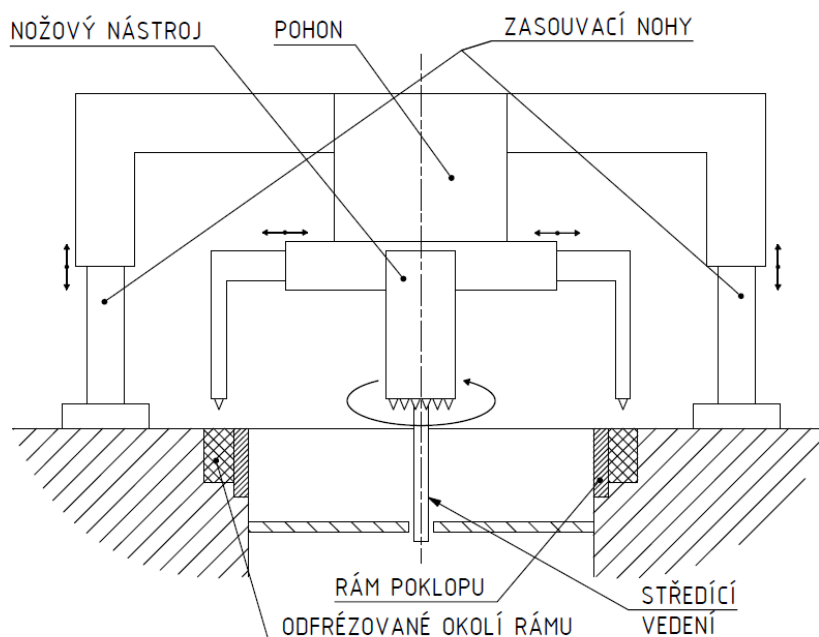
Nástroj třetí koncepce vznikl z inspirace stroje firmy Mr.Manhole, kterou jsem představil v kapitole 5.2. Vykružovací nástroj složený z několika samostatných nožů opatřených řeznými elementy z tvrdokovu. Nástroj má nastavitelný průměr vyřezávaného mezikruží díky možnosti povytažení jednotlivých nožů. Jednotlivé nože, protože nejsou mezi sebou spojeny, představují zjednodušeně vetknuté nosníky, které se zařezávají do hloubky podkladu a jsou náchylné na vzpěr. Další nevýhodou je jejich vzdálenost mezi sebou. Může tak docházet



Obrázek 6.3: Schéma konceptu s přisunovacím bubnem

k nerovnoměrnému zatížení celého nástroje a to tak, že by zabíral pouze jeden nůž. To by vedlo k reakci nikoli momentovou, ale pouze osamělou silou na nástroj respektive na rám. Na druhou stranu takto otevřené uspořádání řezného nástroje umožňuje obsluze využít vnitřní válec šachty k vystředění nástroje nad šachtou a zachycení případných vodorovných sil do konstrukce šachty. To by snížilo potřebné reakce zachycované třecími silami v nohách frézy. Otevřená konstrukce řezného orgánu také zmenšuje třecí plochu, a tudíž výkonové nároky.

Přísuv řezného nástroje do záběru je realizován posuvnými nohami. Každá noha vybavená hydraulickým válcem s vedením by ovládala klesání celého stroje. Po vyfrézování dostatečné hloubky by zase vytáhla celý nástroj výše. Tato koncepce předpokládá hydraulický válec na každé noze. Přináší to s sebou problém se synchronizací pohybu každé nohy, protože pokud by systém nebyl nijak synchronizován, došlo by k nerovnoměrnému poklesu nohou. Docházelo by tak k problémům jako, např. nerovný řez a naklopení celého stroje k nejzatíženějšího vrcholu konstrukce.



Obrázek 6.4: Schéma konceptu s zasouvacími nohama

6.5 Srovnání koncepcí

V tabulce 6.1 jsem stručně srovnal vlastnosti jednotlivých navržených koncepcí, které jsem na úvod práce vytvořil. Při vytváření jednotlivých návrhů jsem narážel na různé problémy, které jsem se snažil průběžně řešit. Vlastnosti výsledné koncepce představím v kapitole 6.6.

6.6 Zvolená koncepce

Pro svůj návrh jsem si zvolil nástroj s oddělenými noži, protože ten umožňuje nastavit velikost vyvrtaného prstence a je tudíž univerzálnější. Jeho další výhodou je, že umožňuje montáž do přípravku vloženého do šachty. To zajistí vystředění nástroje a přesnější řez a zároveň umožní přenesení části řezných sil do šachty ve vodorovném směru a sníží tak nároky na třecí reakce v podporách (nohách) stroje. Nožový nástroj má odlehčenou stavbu a tudíž je lehčí, což je výhoda při transportu, ale současně i nevýhoda, protože vyžaduje větší přítlak při pracovním procesu.

Typ koncepce	Otočná fréza	Fréza s přísouvacím bubnem	Fréza se zasouvacíma nohama
Klady	malý nástroj; lehký stroj; středění stroje v rámu poklopu; posuv realizovaný lidskou silou	hmotný nástroj; tuhý rám; realizování dvou pohybů	nastavitelný průměr nástroje; krátká hnací hřídel; středění nástroje v šachtě
Zápory	natáčení nástroje; omezená hloubka řezu; realizování tří různých pohybů	nenastavitelný průměr nástroje; zachycení řezných sil třecími reakcemi s vozovkou	synchronizace spouštění nohou; lehčí nástroj; zachycení řezných sil třecími reakcemi s vozovkou

Tabulka 6.1: Srovnání koncepcí pokloповých fréz

Nohy budu konstruovat jako pevné, protože konstrukce více nezávislých lineárních hydromotorů je obtížná, nákladná a může být nespolehlivá. Proto bude pohyblivý pouze nástroj, který bude konat jak rotační hlavní pohyb tak i přísuv do záběru. Pro realizaci těchto pohonů se nabízí využití pohybového šroubu. Pohybový šroub by mohl zajišťovat oba pohyby, ale spatřuji při jeho použití riziko v nemožnosti omezit přítlačnou sílu. Zároveň v řezném procesu je nutné zajistit nepřetížitelnost řezného nástroje. Z těchto dvou důvodů budu navrhovat hydraulický pohonný systém, který je schopný tyto dva požadavky bez problému zabezpečit. Další výhodou hydraulického rozvodu výkonu je jeho variabilita, která umožní snadné a prostorově úsporné rozdělení systému rotačního pohonu nástroje a lineární posuv nástroje do záběru.

Kapitola 7

Výkonové parametry pohonu

Proces frézování a rozpojování živičných a betonových materiálů je velmi komplikovaná problematika. Know-how patří společnostem, které se dlouhodobě zabývají a dodávají stroje na trh. Svá data získaná praxí si střeží a nezveřejňují. Proto je obtížné se na tento trh připojit s vlastními stroji. Vývoj takového stroje je zatížen náročným ověřováním funkčnosti v praxi případně laboratoři. Pro tuto práci, která má za úkol vytvořit koncept stroje, využívám podobnost s jinými stroji, jejichž funkčnost je ověřena. Z manuálů a brožur jsem stanovil nároky na hydraulický okruh pro koncept frézy. Jako vzorové stroje jsem si zvolil Stehr SKF 950 a pohonnou jednotku MrManhole MM-Super duty.

7.1 Výkonové parametry - Stehr SKF 950

Pokloповá fréza SKF 950 je stroj vážící 800 kg, který je poháněn nosícím strojem, například čelním smykem řízeným nakladačem, Unimogem nebo malým rypadlem. Nástroj frézující mezikruží je buben bez dna opatřený na svém čele hroty pro rozpojování krytů vozovek. Výrobce udává minimální a maximální požadavky na hydraulický příkon z nosiče stroje, který pohání frézovací buben. Dále výrobce udává maximální kroutící moment stroje a tlaková ztráta činí maximálně 1 bar. [9]

■ Technická data výrobce

- $Q_{min}^{SKF950} = 100 \text{ l/min}$
- $Q_{max}^{SKF950} = 240 \text{ l/min}$
- $M_k^{SKF950} = 12\,000 \text{ Nm}$
- $p^{SKF950} = 210 \text{ bar}$

■ Technická data dopočítána

$$P_{HYDRmin}^{SKF950} = Q_{min}^{SKF950} \cdot p^{SKF950} = 100 \cdot \frac{0,001}{60} \cdot 210 \cdot 10 = 35,0 \text{ kW} \quad (7.1)$$

$$P_{HYDRmax}^{SKF950} = Q_{max}^{SKF950} \cdot p^{SKF950} = 240 \cdot \frac{0,001}{60} \cdot 210 \cdot 10 = 84,0 \text{ kW} \quad (7.2)$$

Výrobce neudává vztah mezi průtokem a otáčkami, proto provedu teoretický odhad na základě deklarovaného kroutícího momentu a vypočteného výkonu. Předpokládám stoprocentní účinnost přenosu a předpokládám maximální kroutící moment při tlaku 120 bar.

$$\omega_{TEORmin}^{SKF950} = \frac{P_{HYDRmin}^{SKF950}}{M^{SKF950}} = \frac{35 \cdot 1000}{12000} = 2,912 \text{ ot/min} = 175 \text{ ot/min} \quad (7.3)$$

■ 7.2 Výkonové parametry - MrManhole pohonné jednotky

Produkty firmy MrManhole se od sebe liší velikostí a počtem nožů. O rotační pohon se stará jedna a ta samá pohonná jednotka, která v sobě obsahuje gerotorový hydromotor, který převádí hydraulickou energii v mechanickou rotační. Výrobce dále deklaruje tabulku hydraulických parametrů k optimální funkci stroje a vztah hydraulických parametrů k výstupním mechanickým parametrům z pohonné jednotky.[18]

■ Technická data výrobce

- $Q_{min}^{MrManhole} = 20 \text{ gpm} = 75,7 \text{ l/min} \sim n_{min}^{MrManhole} = 53 \text{ ot/min}$
- $Q_{max}^{MrManhole} = 45 \text{ gpm} = 170,3 \text{ l/min} \sim n_{max}^{MrManhole} = 119 \text{ ot/min}$
- $p_{min}^{MrManhole} = 2500 \text{ PSI} = 172,4 \text{ bar} \sim M_{Kmin}^{MrManhole} = 3879 \text{ Nm}$
- $p_{max}^{MrManhole} = 4000 \text{ PSI} = 275,8 \text{ bar} \sim M_{Kmax}^{MrManhole} = 5423 \text{ Nm}$

Hodnoty kroutícího momentu a rychlosti otáčení jsou přiřazené k jednotlivým veličinám teoretickou cestou a slouží spíše k ilustrativním informacím.

■ Technická data dopočítána

$$P_{HYDROmin}^{MrManhole} = Q_{min}^{MrManhole} \cdot p_{min}^{MrManhole} = 75,7 \cdot \frac{0,001}{60} \cdot 172,4 \cdot 10 = 21,8 \text{ kW} \quad (7.4)$$

$$P_{HYDROmax}^{MrManhole} = Q_{max}^{MrManhole} \cdot p_{max}^{MrManhole} = 170,3 \cdot \frac{0,001}{60} \cdot 275,8 \cdot 10 = 78,3 \text{ kW} \quad (7.5)$$

$$P_{MECHmin}^{MrManhole} = \frac{M_{min}^{MrManhole} \cdot n_{min}^{MrManhole}}{9550} = \frac{3879 \cdot 53}{9550} = 21,5 \text{ kW} \quad (7.6)$$

$$P_{MECHmax}^{MrManhole} = \frac{M_{max}^{MrManhole} \cdot n_{max}^{MrManhole}}{9550} = \frac{5423 \cdot 119}{9550} = 67,6 \text{ kW} \quad (7.7)$$

$$\eta_{TEORmin}^{MrManhole} = \frac{P_{MECHmin}^{MrManhole}}{P_{HYDROmin}^{MrManhole}} = \frac{21,5}{21,8} = 98,6 \% \quad (7.8)$$

$$\eta_{TEORmax}^{MrManhole} = \frac{P_{MECHmax}^{MrManhole}}{P_{HYDROmax}^{MrManhole}} = \frac{67,6}{78,3} = 86,3 \% \quad (7.9)$$

Hodnoty mechanických veličin dokládané výrobcem skutečně naznačují pouze informativní charakter o výkonových vlastnostech pohonné jednotky, protože účinnost z rovnice 7.8 je neúměrně vysoká. Dalším poznatkem z výpočtu je ten, že se s největší pravděpodobností jedná o hydraulický okruh s absencí škrcení průtoku za účelem řídit rychlost hydromotoru.

7.3 Rozsah výkonových parametrů - PF90

Pokloповou frézu, kterou jsem navrhl, jsem pro lepší orientaci nazval PF90 a budu tak označovat veličiny i v této kapitole. Pro návrh stroje PF90 volím výkonové charakteristiky na základě stroje firmy MrManhole, protože se tvarování nástroje nejvíce podobá zvolené koncepci pro PF90. Frézovací nástroj frézy PF90 bude vybaven 5 noži, které budou schopny vyfrézovat drážku do hloubky 400 mm. Tato hodnota odpovídá nejčastější potřebné hloubce při výměně poklopu a jeho rámu. K maximální univerzálnosti stroje bude možné nože vysunout a nastavit tak větší vyřezávaný poloměr. Řezný poloměr by se měl pohybovat v rozmezí od 900 mm až do 1200 mm.

Stroj bude mířit na menší firmy s menším rozpočtem a menšími výkonovými a přepravními kapacitami. Z tohoto důvodu nastavím jako etalon pro výkon minimální požadavky na stroj firmy MrManhole. Hlavním návrhovým parametrem pro hlavní pracovní pohyb je výkon okolo 21 kW. Aby řezné síly odpovídaly pokud možno co nejlépe zvolenému etalonu, návrhová rychlost otáčení nástroje bude okolo 50 ot./min. Nejmenší fréza firmy MrManhole váží přibližně 628 kg a při práci se právě její hmotnost stará o přítlak do řezného procesu. Pro stroj PF90 bych rád dosáhl přítlaku přibližně 430 kg. Přítlak je oproti tíhové síle nástroje MrManhole B-52 menší přibližně o čtyřicet procent, abych omezil nadlehčení podpěr PF90.

- $P_{navrh}^{PF90} = 20 \text{ kW}$
- $n_{navrh}^{PF90} = \text{cca } 50 \text{ ot./min}$
- $M_{Knavrh}^{PF90} = 3750 \text{ Nm}$
- $d_{rozsah}^{PF90} = 900 - 1200 \text{ mm}$
- $h^{PF90} = 400 \text{ mm}$

Kapitola 8

Návrh hydraulického okruhu

8.1 Návrh okruhu rotačního hydromotoru a spalovacího motoru pro hlavní řezný pohyb

Při návrhu hydraulického okruhu jsem začínal od volby rotačního hydromotoru pro hlavní řezný pohyb. Pro tento účel jsem zvolil motor Poclain MSE11 01 s hřídelovým výstupem a bez brzdy. Ve výkresu hydraulického schématu je označený jako M1. Parametry M1[24]:

- $P_{MAX}^{M1} = 50 \text{ kW}$
- $p_{MAX}^{M1} = 400 \text{ bar}$
- $V_g^{M1} = 1404 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot.}}$
- $M_{Kteor}^{M1} = 2223 \text{ Nm}/100\text{bar}$
- $m^{M1} = 88 \text{ kg}$

Podle zvoleného motoru a požadavků na řezný výkon jsem vypočetl závislé veličiny pro přivedený hydraulický výkon.

$$p^{M1}(M_{Knavrh}^{PF90} = 3750 \text{ Nm}) = \frac{M_{Knavrh}^{PF90}}{M_{Kteor}^{M1}} \cdot 100 = \frac{3750}{2223} \cdot 100 = 168,0 \text{ bar} \quad (8.1)$$

$$Q_{navrh}^{M1}(n_{navrh}^{PF90}) = V_g^{M1} \cdot n_{navrh}^{PF90} = 1404 \cdot 50 = 70,2 \frac{l}{min} \quad (8.2)$$

Na základě těchto hodno jsem zvolil hydraulické čerpadlo. Tuto volbu jsem provedl také s přihlédnutím k pohonnému spalovacímu motoru. Protože výkon 20 kW není pro zážehové motory zcela obvyklý, zvolil jsem proto vznětový motor spalující naftu. Vybral jsem pohonnou jednotku Kubota D1803-CR-TE5B, která už je vybavena kompletním příslušenstvím a používá se do široké škály pohonných aplikací mobilní techniky. Ve výkrese hydraulického schématu je označený jako M1.[25]

- $P_{MAX}^{SM}(n = 2700 \text{ ot/min}) = 37 \text{ kW}$
- $M_{kMAX}^{SM}(n = 1650 \text{ ot/min}) = 150 \text{ Nm}$
- $BSCF_{MIN}^{SM}(n = 1200 - 1500 \text{ ot/min}) = 212 \frac{g}{kW \cdot h}$
- $m^{SM} = 185 \text{ kg}$

Na základě měrné spotřeby jsem zvolil pracovní otáčky okolo 1500 ot / min. Podle charakteristiky výrobce je výkon v této rychlostní hladině okolo 24 kW. Kontrolu provedu na konci návrhu celého hydraulického okruhu. Volbu hydrogenerátoru jsem udělal na základě zvoleného rozmezí otáček a průtoku motorem M1.

$$V_g^{P1} = \frac{Q_{navrh}^{M1}}{n_{navrh}^{SM}} = \frac{70,2 \cdot 1000}{1500} = 46,8 \frac{cm^2}{ot.} \quad (8.3)$$

Dále jsem zvolil jednosměrné zubové čerpadlo ARGO-HYTOS GP3L - 46R. Ve výkrese hydraulického schématu je označený jako P1. Čerpadlo bude dodávat hydraulickou kapalinu do okruhu motoru M1 a jeho příslušenství.[26]

- $V_g^{P1} = 46 \text{ }^2/ot$
- $p_{2MAX}^{P1} = 250 \text{ bar}$
- $p_n^{P1} = 230 \text{ bar}$
- $p_3^{P1} = 270 \text{ bar}$

- $n_n^{P1} = 1500 \text{ ot/min}$
- $n_{MAX}^{P1} = 3000 \text{ ot/min}$
- $\eta_{obj}^{P1} = 95 \%$
- $\eta_{mech}^{P1} = 85 \%$

$$n^{P1} = \frac{Q_{navrh}^{M1}}{V_g^{M1} \cdot \eta_{obj}^{P1}} = \frac{70,2 \cdot 1000}{46 \cdot 0,95} = 1606 \text{ ot/min} \Rightarrow n^{P1} = 1600 \text{ ot/min} \quad (8.4)$$

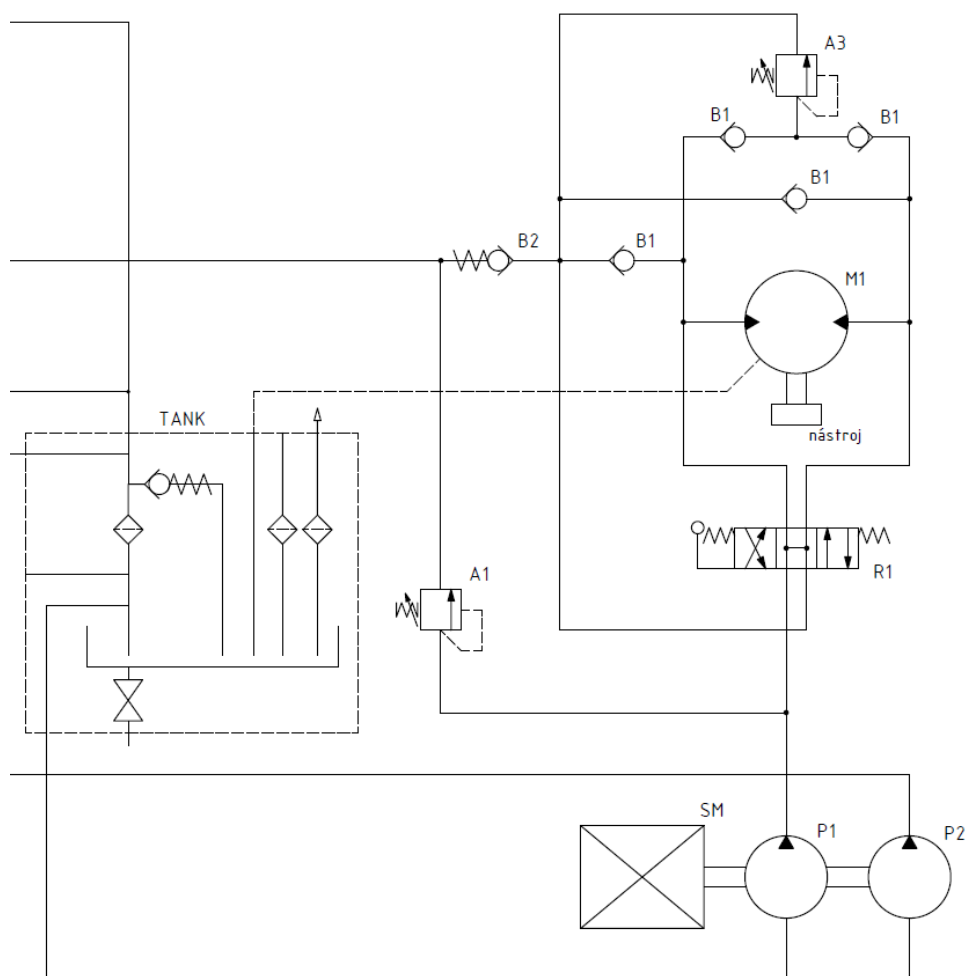
$$Q^{M1} = Q^{P1} = V_g^{P1} \cdot n^{P1} \cdot \eta_{obj}^{P1} = \frac{46}{1000} \cdot 1600 \cdot 0,95 = 69,9 \text{ l/min} \quad (8.5)$$

$$n^{M1} = \frac{Q_{M1}}{V_g^{M1}} = \frac{1404}{69,9 \cdot 1000} = 49,8 \text{ ot/min} \quad (8.6)$$

V této fázi jsem nastavil parametry hydraulického čerpadla a provedl přepočty jejich hodnot na základě zvolených prvků.

8.1.1 Popis okruhu pro hlavní řezný pohyb

Okruh jsem navrhl jako otevřený, protože přímé připojení čerpadla na spalovací motor neumožňuje jeho reverzaci. Aby řezný nástroj bylo možné ovládat ve směru rotace, je okruh vybaven rozváděčem R1. Směr pohybu nástroje je důležitý pro efektivní využití oboustranných řezných nožů a v případě zaseknutí nástroje k jeho vyproštění pohybem ve směru opačném. Rozváděč R1 je od firmy ARGO HYTOS model RPR1-103H11. Jedná se o čtyřcestný třípolohový šoupátkový rozváděč řízený ruční pákou. Řízení pákou je zvoleno pro ušetření nákladů. Zvolené propojení H11 umožňuje odlehčený start a volný pohyb motoru ve střední poloze. Ovládací páka nemá aretaci a do středové polohy se vrací pružinami. Pružiny zajišťují v případě uvolnění ovládací síly návrat zpět do střední polohy a slouží tak zároveň jako ochranný systém proti zranění obsluhy a poškození stroje. V případě, že řezné síly překonají reakční síly podvozku a uvedou frézu do pohybu, obsluha uvolní páku a přívod hydraulické kapaliny k hydromotoru se přeruší a dojde k zastavení stroje. Parametry rozváděče R1:[27]



Obrázek 8.1: Schéma hydraulického okruhu motoru M1 pro PF-90

- $Q_{MAX}^{R1} = 140 \text{ l/min}$
- $Q^{R1} = 69,9 \text{ l/min}$
- $p_{MAX}^{R1} = 350 \text{ bar}$
- $\Delta p^{R1}(69,9 \text{ l/min}) = 2,5 \text{ bar}$

Okruh jsem dále vybavil dvěma přímo řízenými tlakovými ventily A1 a A3. Oba ventily jsou identické ARGO HYTOS VPR-R-16-13, jen nastaveny na jiný tlak. Ventil A1 slouží jako pojistný ventil chránící celý systém proti přetížení v případě závady a nekontrolovanému zvýšení tlaku. Ovládací tlak jsem nastavil na 250 bar.[28]

- $Q_{MAX}^{A1} = 120 \text{ l/min}$

- $p_{MAX}^{A1} = 320 \text{ bar}$
- $p^{A1} = 250 \text{ bar}$

Ventil A3 slouží k omezení maximálního řezného momentu, je přímo úměrný přivedenému tlaku na hydromotor. Nastavený tlak jsem nastavil na hodnotu 168 bar plus tlak na výstupu z okruhu, který je předpnutý pro ochranu motoru proti kavitaci. Předpnutí činí přibližně 7 bar a tlaková ztráta ve zpětném ventilu B1 2 bar, proto nastavení na ventilu A3 je 177 bar. Tento prvek zajišťuje nepřetížitelnost řezného nástroje. Když řezný moment stoupne nad 3750 Nm, tak se ventil otevře a hydraulická kapalina poteče do nádrže a řezný pohyb se přeruší.

- $Q_{MAX}^{A3} = 120 \text{ l/min}$
- $Q^{A3} = 69,9 \text{ l/min}$
- $p_{MAX}^{A3} = 320 \text{ bar}$
- $p^{A3} = 174 \text{ bar}$

Dvojice jednosměrných ventilů B1 (ARGO HYTOS VJ3-16-055) slouží k oddělení vstupní a výstupní větve hydromotoru, které využívají jeden tlakový ventil, jako ochranu proti přetížení. Druhá dvojice slouží k přívodu kapaliny z odpadu, pro případ snížení tlaku v jedné z větví při přestavování a doběhu nástroje. Zabraňují tak poklesu tlaku pod hodnotu sytých par, který by mohl způsobovat kavitaci v motoru. Pro tuto funkci musí být okruh vybaven předpínacím ventilem B2 (ARGO HYTOS SCF-B2/H015A), který v odpadu před vstupem do nádrže udržuje stálý tlak a v případě poklesu tlaku před ventily B1 se přes ně přepustí hydraulická kapalina.[29, 30]

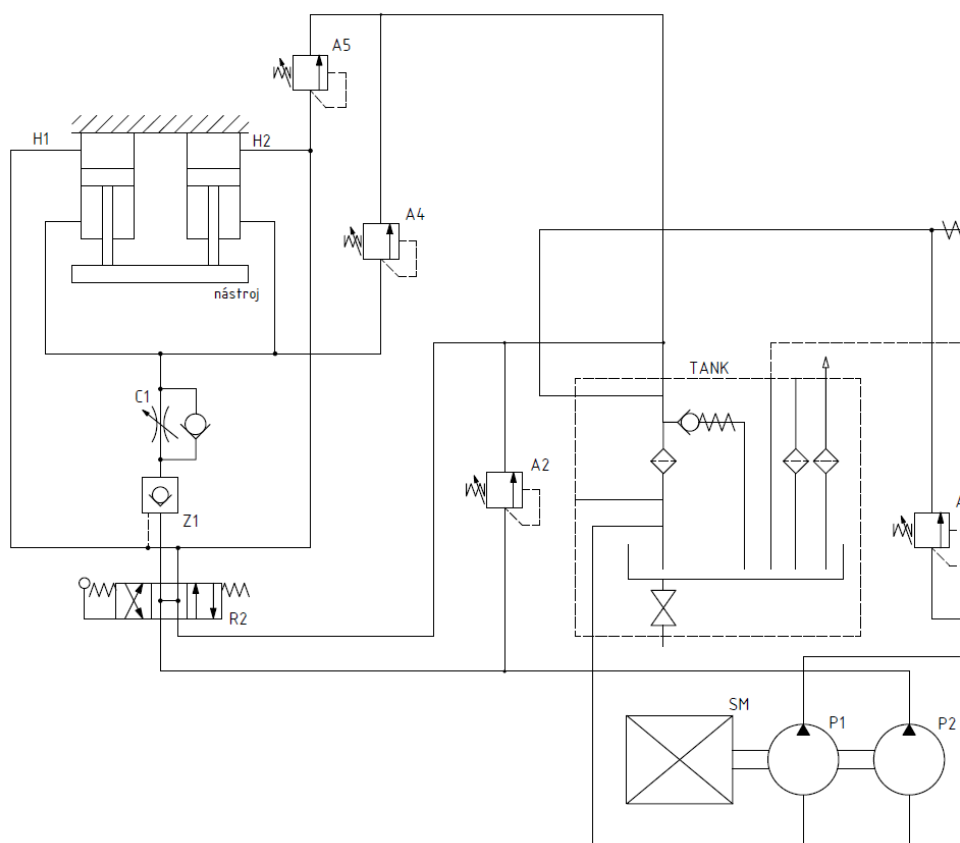
- $Q_{MAX}^{B1} = 160 \text{ l/min}$
- $p_{MAX}^{B1} = 320 \text{ bar}$
- $\Delta p^{B1}(69,9 \text{ l/min}) = 0,9 \text{ bar}$

- $Q_{MAX}^{B2} = 120 \text{ l/min}$
- $p_{MAX}^{B2} = 420 \text{ bar}$
- $\Delta p^{B2}(69,9 \text{ l/min}) = 7 \text{ bar}$

Když zanedbáme tlakovou ztrátu v hadicích, výsledný tlak při maximálním momentu na hydrogenerátoru P1 součtem tlakových ztrát rozváděče a předpínacího jednosměrného ventilu B2.

$$p^{P1} = p^{M1} + 2 \cdot \Delta p^{R1}(69,9 \text{ l/min}) + \Delta p^{B2}(69,9 \text{ l/min}) = 168 + 2 \cdot 2,5 + 7 = 180 \text{ bar} \quad (8.7)$$

8.2 Návrh okruhu lineárních hydromotorů pro přísuv do záběru



Obrázek 8.2: Schéma hydraulického okruhu lineárních motorů H pro PF-90

Okruh pro přísuv nástroje je stejně jako pohon řešen jako otevřený a to z důvodu přímého připojení hydrogenerátoru na spalovací motor SM. Hlavními návrhovými parametry jsou rychlost pohybu nástroje a síla přitlaku na nástroj. Rychlost spouštění nástroje jsem zvolil na hodnotu 5 mm/s. Stroj tak vzdálenost od úvrati k úvrati urazí při spouštění za 80 s. Parametr

přítlačné síly do řezného procesu je závislý od hmotnosti nástroje. Nástroj jsem navrhl o hmotnosti přibližně 330 kg a požadovaná přítlačná síla zvolená v kapitole 7.3 je ekvivalent hmotnosti 430 kg. Válce tudíž budou přítlačovat řezný nástroj do záběru silou až 100 kg. Protože návrh probíhal systémem několika iterací, představím výslednou konfiguraci a její parametry a součásti.

Hydraulické válce jsem zvolil od firmy Hydraulics, konkrétně model EH-50/32x500-K. Jedná se o dvojčinný přímočarý hydromotor bez tlumení se zdvihem 500 mm. Zvolil jsem konfiguraci dvou proti sobě symetricky uložených pístů. Synchronizace je vyřešena uložením do pevných vidliček na čepu a zároveň ložiskový domek je lineárně veden rovnobokým drážkovaním, které omezuje natočení. Písty na schématu jsou značeny H1 a H2. Písty jsou na fréze uspořádané pístnicovou stranou dolů, tudíž při spouštění nástroje se napouští pístová strana. Parametry pístů H1 a H2:[31]

- $D^H = 50 \text{ mm}$
- $d^H = 32 \text{ mm}$
- $S_D^H = 1963 \text{ mm}^2$
- $S_d^H = 1159 \text{ mm}^2$
- $z^H = 500 \text{ mm}$
- $p_{MAX}^H = 180 \text{ bar}$

Zdrojem hydraulického výkonu pro okruh posuvu nástroje jsem zvolil jednosměrné zubové čerpadlo ARGO-HYTOS GP1 - 1. Ve výkresu hydraulického schématu je označený jako P2. Parametry hydrogenerátoru P2:[32]

- $V_g^{P2} = 1 \text{ cm}^3/\text{ot}$
- $p_{2MAX}^{P2} = 270 \text{ bar}$
- $p_n^{P2} = 250 \text{ bar}$
- $p_3^{P2} = 280 \text{ bar}$
- $n_n^{P2} = 1500 \text{ ot}/\text{min}$
- $n_{MAX}^{P2} = 3500 \text{ ot}/\text{min}$
- $\eta_{obj}^{P2} = 95 \%$

$$\blacksquare \eta_{mech}^{P2} = 85 \%$$

$$n^{SM} = n^{P2} = 1600 \text{ ot/min} \quad (8.8)$$

$$Q^{P2} = V_g^{P2} \cdot n^{P2} \cdot \eta_{obj}^{P2} = \frac{1}{1000} \cdot 1600 \cdot 0,95 = 1,52 \text{ l/min} \quad (8.9)$$

$$p_{kD}^H = \frac{F_N}{S_D^H \cdot 2} = \frac{100 \cdot 9,81 \cdot 10}{19,63 \cdot 2} = 2,50 \text{ bar} \quad (8.10)$$

Zvoleným rozváděčem označeným R2 je od firmy ARGO HYTOS model RPR3-043H11. Jedná se o čtyřcestný třípolohový šoupátkový rozvaděč řízený ruční pákou. Řízení pákou je zvoleno pro ušetření nákladů. Zvolené propojení H11 umožňuje odlehčený start. Ovládací páka nemá aretaci a do středové polohy se vrací pružinami proto v případě nepozornosti obsluhy dojde k zastavení pohybu a přerušení řezného procesu. Parametry rozváděče R2:[33]

- $Q_{MAX}^{R2} = 30 \text{ l/min}$
- $Q^{R2} = 1,52 \text{ l/min}$
- $p_{MAX}^{R2} = 320 \text{ bar}$
- $\Delta p^{R2}(1,52 \text{ l/min}) = 0,5 \text{ bar}$

Okruh je dále vybaven dvěma přímo řízenými tlakovými ventily A2 a A4. Oba ventily jsou identické ARGO HYTOS SR1A-A2/L-6, pouze jsou nastaveny na jiný tlak. Ventil A2 slouží jako pojistný ventil chránící celý systém proti přetížení v případě závady a nekontrolovanému zvýšení tlaku. Tlak bude nastaven na 100 bar. [34]

- $Q_{MAX}^{A2} = 30 \text{ l/min}$
- $p_{MAX}^{A2} = 350 \text{ bar}$
- $p^{A2} = 100 \text{ bar}$

Ventil A4 slouží k přepuštění kapaliny z pístnicového prostoru při dojezdu do horní úvratě. V momentě, kdy obsluha přidrží páku rozváděče i po dojetí nadoraz, nedojde k neúměrnému zvýšení tlaku a zničení řídicích prvků. Pokud bude tlak na A4 nastaven na nejnižší hodnotu, která zaručuje úplnou těsnost při pohybu, bude zaručena i hospodárnost při nepozornosti obsluhy.

- $Q_{MAX}^{A4} = 30 \text{ l/min}$
- $p_{MAX}^{A4} = 350 \text{ bar}$
- $p^{A4} = 30 \text{ bar}$

Zámek Z5 má zabránit poklesu nástroje, respektive vyjetí pístů, když je rozváděč ve střední poloze. Zámek volně propouští kapalinu od pumpy do pístů a v opačném směru kapalinu přepustí pouze při zvýšení tlaku v ovládacím kanálu. Zámek jsem zvolil ARGO HYTOS RJV1-05 s parametry:[35]

- $Q_{MAX}^{Z1} = 20 \text{ l/min}$
- $p_{MAX}^{Z1} = 250 \text{ bar}$
- $\Delta p_{2-1}^{Z1}(1,52 \text{ l/min}) = 0 \text{ bar}$
- $\Delta p_{1-2}^{Z1}(0,7 \text{ l/min}) = 2,5 \text{ bar}$

Jednosměrný škrťací ventil bude regulovat rychlost spouštění nástroje do záběru. Ve směru nahoru ze záběru není nutná řídit rychlost, proto volba jednosměrného škrťacího ventilu. Zvolil jsem škrťací ventil ARGO HYTOS VSO1-04/R2-O:[36]

$$Q_{regul}^{C1} = Q_{kOUT}^{H1+H2} = S_d^H \cdot 2 \cdot v_k^H = 1159 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 60 = 695400 \text{ mm}^3/\text{min} = 0,70 \text{ l/min} \quad (8.11)$$

- $Q_{MAX}^{C1} = 20 \text{ l/min}$
- $p_{MAX}^{C1} = 100 \text{ l/min}$
- $\Delta p_{B-A}^{C1}(1,52 \text{ l/min}) = 0 \text{ bar}$

$$\blacksquare \Delta p_{A-B}^{C1}(0,7 \text{ l/min}) = 10 \text{ bar}$$

Průtok z válců pro spouštění bude omezen na hodnotu 0,7 l/min. Přitékající objem do válců je výsledkem plochy pístu a rychlosti posuvu.

$$Q_{kIN}^{H1+H2} = S_D^H \cdot 2 \cdot v_k^H = 1963 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 60 = 1177800 \text{ mm}^3/\text{min} = 1,18 \text{ l/min} \quad (8.12)$$

$$Q_k^{A5} = Q^{P2} - Q_{kIN}^{H1+H2} = 1,52 - 1,18 = 1177800 \text{ mm}^3/\text{min} = 0,34 \text{ l/min} \quad (8.13)$$

Protože přiváděný průtok do pístového prostoru při spouštění je vyšší než průtok potřebný k zaplnění prostoru od pohybu, je nutné jej odvádět do nádrže. K tomuto účelu slouží ventil A5. Ventil A5 zároveň reguluje přítlačnou sílu nástroje. Tlak, který bude udržovat pro pohyb dolů, je součtem tlakových ztrát na prvcích C1, Z1 a R2 převedených na plochu pístu a tlaku potřebného k vyvození přítlačné síly. Ventil A5 je také od firmy ARGO HYTOS a zvolený model VPP2-06-TV/25.

$$p^{A5} = p_{kD}^H + \frac{S_d^H}{S_D^H} \cdot (\Delta p_{A-B}^{C1} + \Delta p_{1-2}^{Z1} + \Delta p^{R2}) = 2,5 + \frac{1159}{1963} \cdot (10 + 2,5 + 0,5) = 10,17 \text{ bar} \quad (8.14)$$

Tento tlak bude vyvíjen neustále v případě sepnutého rozváděče ve směru klesání bez ohledu na to, je-li nástroj v řezu nebo nikoli. Protože jsem zvolil škrťící ventil bez stabilizace, bude rychlost klesání ovlivněna zatížením nástroje. Pokud nástroj nebude v kontaktu s asfaltem bude jeho rychlost vyšší čas k přisunutí do záběru bude kratší.

Jelikož rychlost zvedání nástroje není regulována škrťícím ventilem a pracovní objem pístnicové strany je menší než pístové, bude také rychlost zvedání nástroje vyšší.

$$v_z^H = v_z^N = \frac{Q^{P2}}{2S_d^H} = \frac{1,52 \cdot 1000000}{2 \cdot 1059 \cdot 60} = 10,9 \text{ mm/s} \quad (8.15)$$

8.3 Kontrola navrženého spalovacího motoru pro celý okruh

Pro pohon obou okruhů jsem zvolil vznětový motor napřímo připojený k oběma čerpadlům, která se starají o rozvod hydraulické kapaliny ke spotřebičům. Protože návrh byl zvolen pro pohon okruhu hlavního pohybu nástroje, je nutné provést kontrolu, jestli výkon stačí i na pohon okruhu přísuvu hydraulickými písty. Pro stanovení výkonů na čerpadlech je nutné znát jejich maximální tlaky a jejich průtoky.

- $p^{P1} = 180 \text{ bar}$
- $Q^{P1} = 69,9 \text{ l/min}$
- $Q^{P2} = 1,52 \text{ l/min}$

Tlak na čerpadle P2 nás bude zajímat v situaci klesání a maximálního přitlačného tlaku, protože při zvedání bude na druhém čerpadle P1 malý tlak a celkový výkon bude nižší, tudíž pro kontrolu nepodstatný. Tento tlak se bude skládat pouze z tlakové ztráty na rozváděči a nastaveného tlaku na A5.

$$p_k^{P2} = p^{A5} + \Delta p^{R2} = 10,17 + 0,5 = 10,67 \text{ bar} \quad (8.16)$$

Porovnání přivedeného výkonu ze spalovacího motoru a součtu potřebných výkonů pro hydraulická čerpadla.

$$P_{hydroMAX}^{P1+P2} = p^{P1} \cdot Q^{P1} + Q^{P2} \cdot p_k^{P1} = \frac{180 \cdot 69,9}{60 \cdot 10} + \frac{1,52 \cdot 10,67}{60 \cdot 10} = 20,9 \text{ kW} \quad (8.17)$$

$$P^{SM} = \frac{P_{hydroMAX}^{P1+P2}}{\eta_{mech}} = \frac{20,9}{0,85} = 24,5 \text{ kW} \quad (8.18)$$

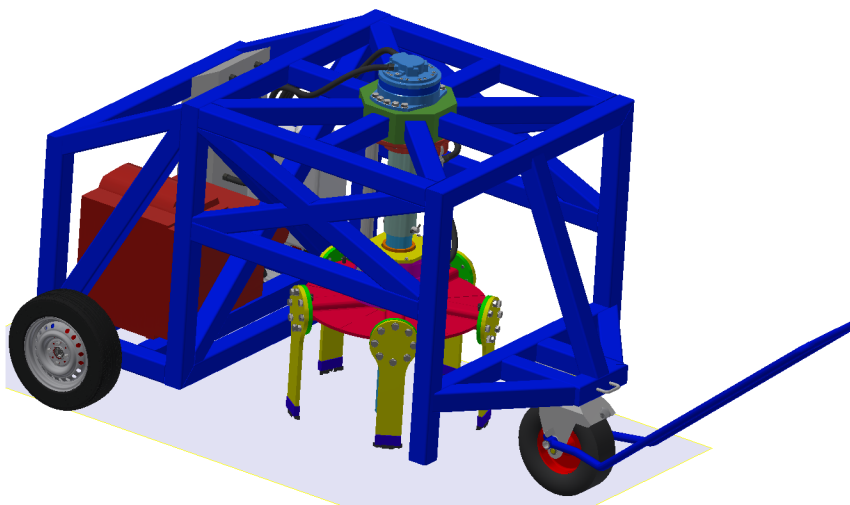
$$P_{MAX}^{SM}(1600 \text{ ot/min}) = 25 \text{ kW} > P^{SM} = 24,5 \text{ kW} \Leftarrow \text{vyhovuje} \quad (8.19)$$

Protože maximální výkon, který je schopný motor poskytnout při nastavených otáčkách 1600 ot/min je vyšší než výkon potřebný dodávat čerpadlům při maximálním zatížení, je volba motoru vyhovující, i když s pouze malou výkonovou rezervou.

Kapitola 9

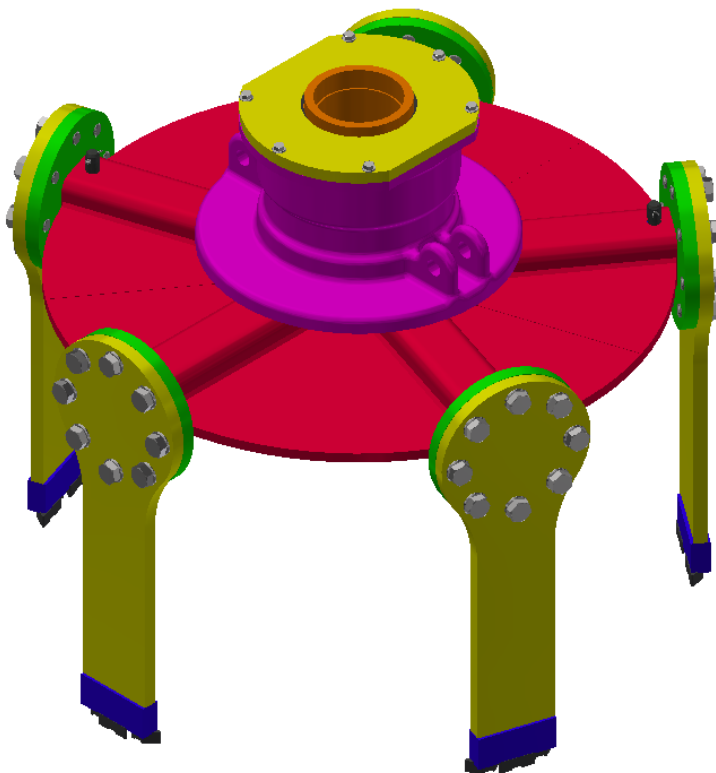
PF90

V předchozí kapitole jsem vytvořil návrh pohonné soustavy stroje PF90. Navržené součásti se stali základními prvky, které určují podobu navrhovaného stroje. Nejdůležitějšími prvky jsou hydraulické písty, hydromotor pohánějící řezný nástroj a spalovací motor, který se stará o výrobu mechanické energie. Spalovací motor a hydraulický systém je uložen v separátní části od prostoru, kde probíhá pohyb nástroje. Protože součásti jsou poměrně velké a vysoké, jejich uložení jsem navrhl vedle sebe a nikoli na sebe, abych nezvyšoval nepřiměřeně těžiště stroje. Kvůli transportu je také nutné brát ohled na šířku stroje, proto tyto části jsou orientovány za sebou. V následujících podkapitolách představím jednotlivé části, jejich funkci a ovládání.



Obrázek 9.1: PF90

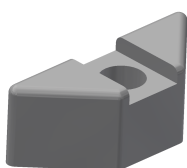
Rám frézy PF90 je konstruován z čtvercových profilů ČSN EN 10219-2 rozměru 100x100x5. Je rozdělený na část motorovou (pohonnou) a pracovní, kde se frézovací nástroj otáčí a probíhají pracovní pohyby. Rám je vybaven řadou výztuh, zajímavou částí je místo připevnění středu a hydromotoru nástroje. Nad pracovní částí je osm prutů paprskově směřujících do středu z rohů a středů vnějšího rámu. Do tohoto prostoru je přivařený střed s tvarem desetistěnu s podstavou oktagonu. Tento střed slouží k upevnění motoru a zároveň krytí spojky a ložiska pohonné hřídele, dobře zřejmé z obrázku 9.5. Dále je svařenec rámu vybaven na čele stroje hákem k připojení karabiny navijáku pro účel vytažení na transportní vozík. V přední části je uložena otáčecí náprava s jedním kolem s pneumatikou. Pro její uložení rám tvarován do obdélníkového uspořádání taženého od pracovního prostoru. Na jeho dně je přivařený plech, který vytváří připojovací přírubu k přední nápravě. Zadní kola jsou připojena k rámu přes příruby navařené na vyčnívající profily na motorové části rámu. Rám dohromady váží okolo 830 kg a je základem stability celého stroje. V půdoryse rám zabírá plochu 2700 x 1500 mm.



Obrázek 9.2: Nástroj PF90

Frézovací nástroj je konstruován jako osově symetrický a jeho nejvýraznějším prvkem je pět řezných nožů. Nože mají tvar plochých tyčí, které se rozšiřují v přírubové části. Aby nože mohly být jednoduše vyměněny v případě poškození, jsou k přírubě přišroubovány osmi šrouby ISO 4017-M20x45-8.8. V dolní části, kde dochází k řezu, jsou na rozšiřovacím držáku přišroubovány

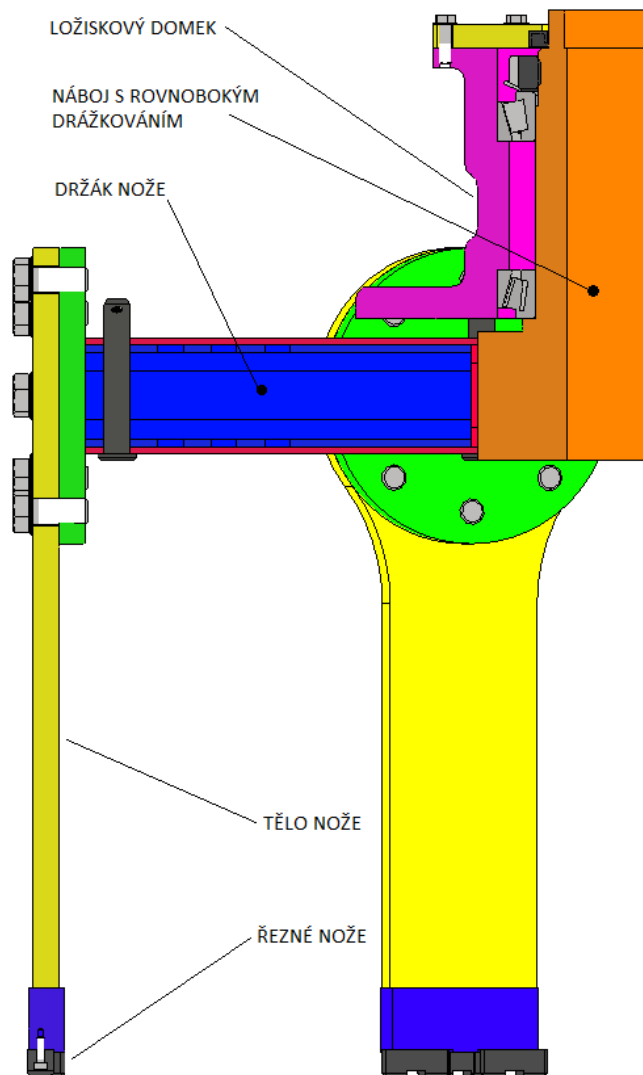
jednotlivé řezné segmenty. Tyto segmenty jsou tvarovány jako hranoly s lichoběžníkovou podstavou. Na každém noži jsou právě tři a jsou připevněny jedním šroubem s válcovou hlavou ISO 4762-M6x20-8.8 v jeho středu. Připevnění řezného segmentu umožňuje snadnou demontáž a výměnu za nový po opotřebení řezných ploch. Tvarování je velmi jednoduché z důvodu levné výroby, protože tyto díly budou nejvíce exponované a často měněné. Pro zaručení delší trvanlivosti je nutné hrot opatřit návarem tvrdokovu. V prvotní fázi testování si dovedu představit, že půjde o použití obalované elektrody s tvrdokovem. Optimalizace výroby a tvarování takového dílu není předmětem této práce, ale v budoucnu při pokračování ověřování funkce a vývoje stroje je zapotřebí tomuto dílu věnovat zvýšenou péči, protože jeho funkčnost a životnost zásadně ovlivňuje výkonnost a efektivitu stroje.



Obrázek 9.3: Nástroj PF90

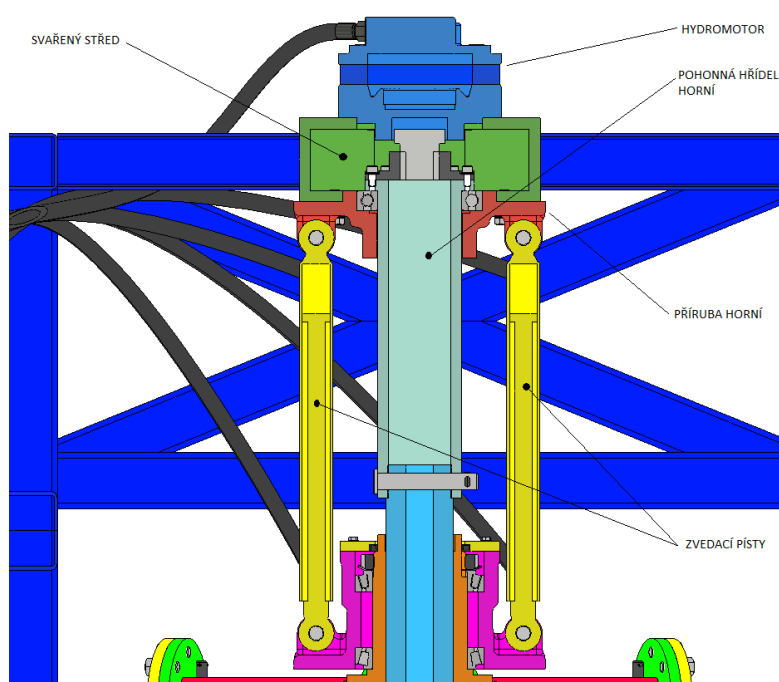
Takto vytvarovaný díl je připevněn k přírubě, která je přivařena ke čtvercové trubce. Centrální kruhový díl, který drží všech pět nožů, je svařencem pěti výsečí a náboje s rovnobokým drážkováním ČSN ISO 14-10x112x120. Výseče jsou složeny z rovného tlustého plechu a čtvercových trubek, které slouží k zasunutí nožů. Držáky nožů jsou ve čtvercových profilech pojištěny čepem se závlačkou. Přenos reakčních sil je realizován o čep a konec držáku nože přením o vnitřní hranu profilu. Profil držáku každého nože je vybavena čtyřmi otvory pro čepy, což umožňuje přenastavení průměru vysunutí nožů podle potřebného průměru řezu. Nastavitelné průměry jsou 900 mm, 983 mm, 1066 mm a 1150 mm. Na středový náboj je přiváděn mechanický výkon pohonnou hřídelí visící ze středového osmistenného svařence, který drží hydromotor pohonu nástroje. Rotační výkon je přenášen přes rovnoboké drážkování. Aby se nástroj mohl pohybovat nahoru a dolů do řezu, je rovnoboké drážkování vyrobeno přes celou délku pohonné hřídele, po které se pohybuje střed náboje nástroje. Lineární pohyb nástroje zajišťují hydromotory připevněné k ložiskovému domku. Aby se ložiskový domek netočil společně s nábojem nástroje, je s ním spojen přes pár kuželíkových ložisek. Tato ložiska jsou volena podle prostorových požadavků a nikoli podle životnosti, a proto jsou značně předimenzovaná. Prostor uvnitř ložiskového domku je, proti prachu a nečistotám chráněn guferem.

Přívod pohonu k nástroji je realizován od hydromotoru uloženého nahoře ve středové části rámu. Motor má hřídelový vývod s rovnobokým drážkováním. Motor je ve svislé poloze připojený k přírubové spojce, která je spojena šrouby s horním dílem pohonné hřídele. Pohonná hřídel je konstruována jako dělená,



Obrázek 9.4: Řez nástroje PF90

aby rovnoboké drážkování nebylo po celé její délce a také aby to usnadnilo montáž. Díly hřídele jsou spojeny čepem se závlačkou. Horní příruba dělá ložiskový domek pro pohonnou hřídel. Ložiskový domek a horní příruba slouží k připevnění pístů, které pohybují řezným nástrojem v axiálním směru. Na konci dolní pohonné hřídele je prostor k připevnění frézy k přípravku, který vystředí celou frézu s opravovaným poklopem. K připevnění je z důvodu jednoduchosti a úspory prostoru zvolen princip závitů, do kterého se pohyblivá hřídel přípravku zašroubuje a udrží osu stroje souosou s opravovaným poklopem v procesu vyřezávání. Přípravek není předmětem návrhu, ale jeho použití je velmi důležité k funkci a bezpečnosti stroje. Dolní konec pohonné hřídele visí 10 cm nad povrchem stejně jako hroty nástroje, aby bylo možné překonat nerovnosti na vozovce, proto je zdvih pístů 500 mm. Díky tomu je zaručena hloubka řezu 400 mm.



Obrázek 9.5: Uspořádání pohonu PF90

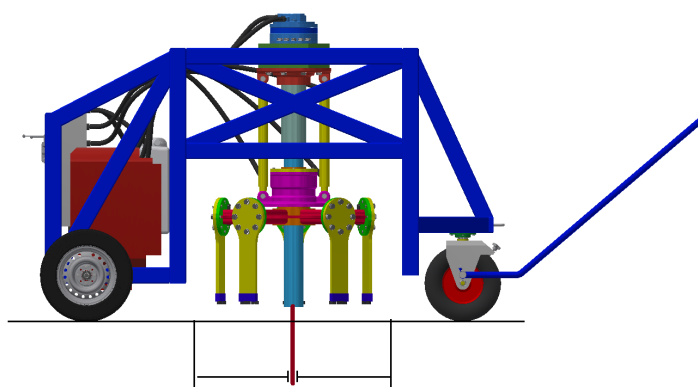
Nápravy PF90 připomínají řešení přívěsného vozíku za automobil. Vpředu je jediné kolo s nosností až 800 kg. Jeho úlohou je podpírat stroj v přední části a zároveň umožnit jeho směrové řízení. Kolo je možné natáčet pomocí řídicího madla, které obsluha používá k tahání po pracovišti. Dále je vybaveno jednoduchou brzdou k zabrzdění. Šroub uložený ve vidlici kola obsluha jednoduše zašroubuje a opře o pneumatiku. Dojde tak k zablokování pohybu stroje. Natáčení okolo svislé osy není nikterak blokováno. Pohyb okolo svislé osy kola stejně jako nástroje je umožněn přes 2 kuželíková ložiska. Zadní kola jsou řešena jako samostatná a nezávislá. Kdyby byla uložena na jedné hřídeli, neumožňovalo by to jejich protisměrný pohyb a manévrování by pro obsluhu bylo velmi silově náročné. Zadní kola jsou vybavena standardními vozíkovými bubnovými brzdami, aby je bylo možné zastavit a přenášet přes ně reakční síly od řezného procesu. Kola jsou klasickými čtrnáctipalcovými plechovými koly z přívěsných vozíků. Standardní sortiment ušetří náklady na výrobu.

Motor uložený v rámu potřebuje k chlazení vzduch, proto jeho chladič je orientován vně stroje. Protože délka motoru je pouze 900 mm a rám má na šířku 1300 mm využitelného prostoru, motor orientován je napříč s chladičem uloženým na kraji rámu. To způsobí nevyvážení, které je nutné vyvážit jinými komponenty. V motorovém prostoru je uložena také hydraulická soustava, která má dost volného prostoru vedle motoru. Uložení motoru je realizováno skrze přídavnou rámovou konstrukci vyrobenou přímo pro spalovací motor. Ovládací páky hydraulických rozváděčů jsou na zadním čele stroje. Celý stroj by měl být pokud možno opatřen krytem, aby nedošlo k nechtěnému kontaktu

pohyblivých součástí s obsluhou nebo vylétnutí odfrézované suti od nože. Je nezbytné, aby obsluha neustále dohlížela na proces řezu pro případ jakékoli závady. Protože každá oprava vyžaduje jinou hloubku řezu, je také nutné předem vytvořit značky na nožích, které budou značit potřebnou hloubku prořezu.

9.1 Práce s PF90

Práce s pokloповou frézou by měla probíhat podle tohoto popisu. Stroj je dopraven na místo opravy na vozíku za nákladním automobilem. Obsluha stroj složí na vozovku za pomoci hydraulické ruky nebo vozíkových nájezdů. Protože je stroj těžký přibližně 1,5 tuny, je nutné se pomoci při skládání a nakládání navijákem na vozíku. Do otevřeného poklopu obsluha vloží přípravek, který zajistí středění frézy a zachytávání padající suti do šachty kanalizace. Poté je provedeno napolohování pokloповé frézy nad opravovaný poklop a připojení k přípravku přes závit. Po připojení a zabrzdění všech kol a nastavení průměru řezu nožů může být spuštěn spalovací motor. Obsluha dohlíží na řezný proces a po vyfrézování požadované hloubky zasune řezný nástroj do horní polohy, následně vypne všechny pohony, aby za vypnutého motoru mohla uvolnit stroj z přípravku a převezla stroj k dalšímu opravovanému poklopu. V případě, že je nutné vytvořit větší prostor například pro roznášecí desku o větších rozměrech, stačí pouze vysunout všechny nože do požadovaného průměru a řez opakovat. Aby vnitřní součásti byly přístupné, mělo by být krytí opatřeno panty nebo vytvoření tzv. servisních okének. Pro tento účel je uzpůsoben i hydraulický okruh nástroje, který umožňuje volné pootočení nástroje v neutrální poloze rozváděče.

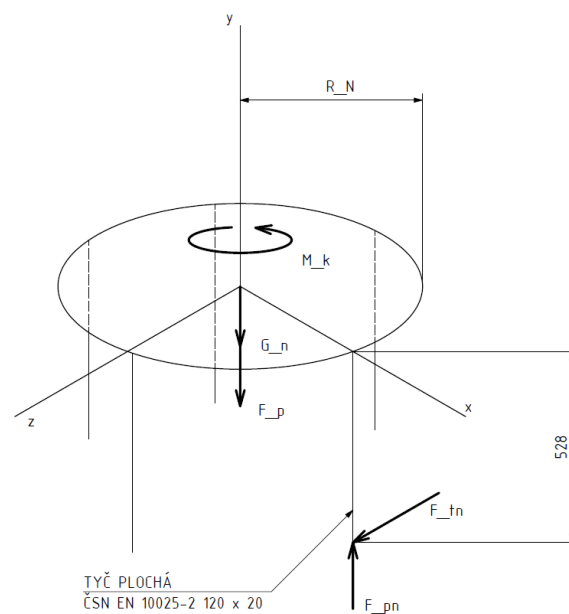


Obrázek 9.6: PF90 vložen do schématického přípravku

Kapitola 10

Kontrolní výpočty

10.1 Kontrolní výpočet profilu frézovacího nože



Obrázek 10.1: Schéma výpočtu nože

Pro kontrolu jsem provedl výpočet na namáhání těla nože. Tělo frézovacího nože je vyrobeno z ploché tyče ČSN EN 10025-2 rozměru 120 x 20 z materiálu S355J2. Materiál S355J2 jsem zvolil, protože držák nože je k tělu přivařený a ocel S355J0 je zaručeně svařitelná. Předpokladem výpočtu je zatížení jediného nože plnou řeznou silou, přestože je nástroj opatřen pěti stejnými noži. Tímto

předpokladem simulují nejméně bezpečný případ zatížení a zároveň, když bude nůž nejvíce zasunut na jeho konci, vznikne největší síla. Pro zjednodušení budu vycházet ze schématu silových poměrů na nástroj podle obrázku 10.1.

Silové poměry:

- $M_k^{PF90} = 3750 \text{ Nm}$
- $G_N = m_N \cdot g = 330 \cdot 9,81 = 3237 \text{ N}$
- $F_N = 981 \text{ N}$

Rozměry nože

- $R^n = 465 \text{ mm}$
- $l^n = 528 \text{ mm}$

Nůž si zjednoduším na model vetknutého nosníku s volným koncem. Silové poměry na noži:

$$F_t^n = \frac{M_k^{PF90}}{R_N} = \frac{3750000}{465} = 8065 \text{ N} \quad (10.1)$$

$$F_p^n = F_N + G_N = 981 + 3159 = 4130 \text{ N} \quad (10.2)$$

Mechanické charakteristiky nože a materiálu nože:

- $R_m^{S355} = 470 \text{ N/mm}^2$
- $R_e^{S355} = 345 \text{ N/mm}^2$
- $E^{S355} = 210000 \text{ N/mm}^2$
- $\sigma_u^{S355} = 188 \text{ N/mm}^2$

- $S^n = 2400 \text{ mm}^2$
- $J_{MIN}^n = 80000 \text{ mm}^4$
- $W_{ox}^n = 48000 \text{ mm}^3$

Protože při výpočtu zanedbávám setrvačné účinky a vibrace, volím koeficient bezpečnosti 2,5.

$$\sigma_D^n = \frac{R_e^{S355}}{k_n} = \frac{345}{2,5} = 138 \text{ N/mm}^2 \quad (10.3)$$

Nejzatíženějším místem těla nože je místo u příruby, v tomto místě je největší ohybové napětí. Smyk a tlak je po délce profilu těla nože rozložené konstantně.

Výpočet namáhání:

$$\sigma_{ox}^n = \frac{F_t^n \cdot l^n}{W_{ox}^n} = \frac{8065 \cdot 528}{48000} = 88,71 \text{ N/mm}^2 \quad (10.4)$$

$$\sigma_t^n = \frac{F_p^n}{S^n} = \frac{4130}{2400} = 1,72 \text{ N/mm}^2 \quad (10.5)$$

$$\tau^n = \frac{F_t^n}{S^n} = \frac{8065}{2400} = 3,36 \text{ N/mm}^2 \quad (10.6)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{red}^n &= \sqrt{(\sigma_{ox}^n + \sigma_t^n)^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau^n)^2} = \\ &= \sqrt{(88,71 + 1,72)^2 + (\sqrt{3} \cdot 3,36)^2} = 90,62 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (10.7)$$

$$\sigma_{red}^n = 90,62 \text{ N/mm}^2 < \sigma_D^n = 138 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (10.8)$$

Jelikož se jedná o štíhlý dlouhý profil zatěžovaný osovou silou, je nutná kontrola na vzpěr. Na začátku řezného procesu dochází k prvnímu případu vzpěru. Tento případ se vyznačuje jedním volným koncem a druhým pevně vetknutým.

$$\lambda_{mez}^{S355} = \pi \sqrt{\frac{n \cdot E^{S355}}{\sigma_u^{S355}}} = \pi \sqrt{\frac{0,25 \cdot 210000}{188}} = 52,5 \quad (10.9)$$

$$\lambda^n = \frac{l^n}{\sqrt{\frac{J_{MIN}^n}{S^n}}} = \frac{528}{\sqrt{\frac{80000}{2400}}} = 91,45 > \lambda_{mez}^{S355} = 52,5 \quad (10.10)$$

Protože lambda pro výpočtový model vyšla větší než lambda mezní, jedná se o vzpěr podle Eulerovy teorie.

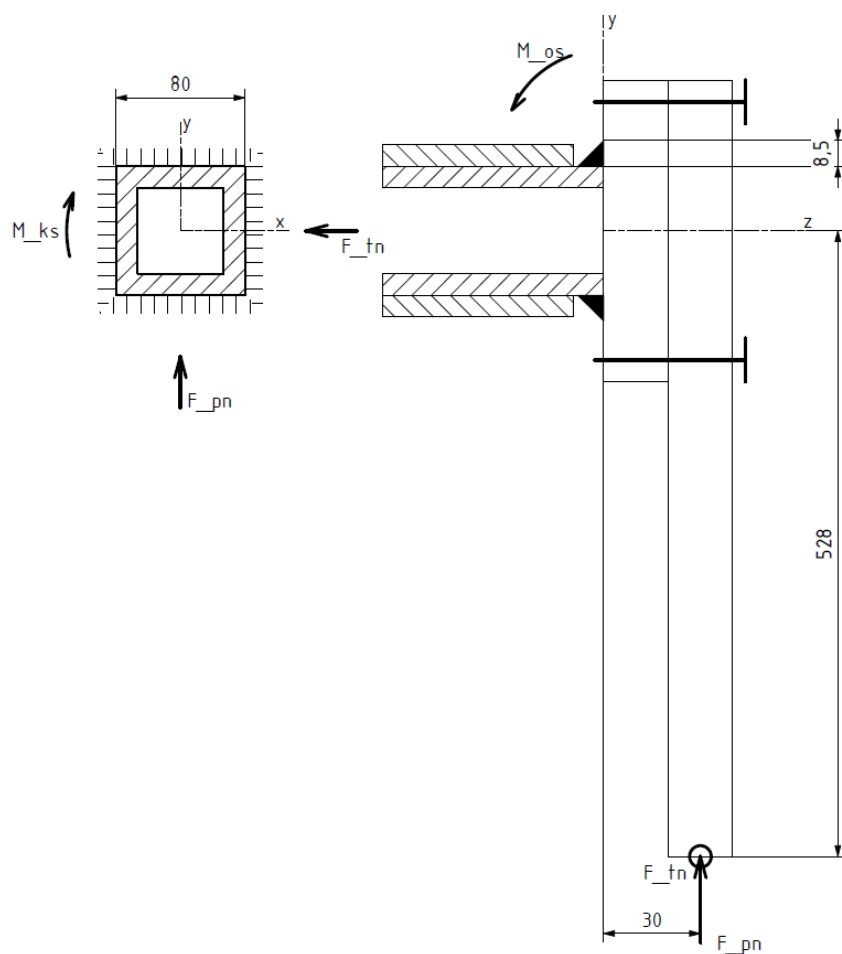
$$F_{KR}^n = \frac{\pi^2 \cdot E^{S355} \cdot J_{MIN}^n}{4 \cdot (l^n)^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 80000}{4 \cdot 528^2} = 148,7 \text{ kN} \quad (10.11)$$

Jelikož kritická síla pro vzpěr je 148,7 kN a v případě frézovacího nože v ose nože působí síla 4,1 kN, usuzuji, že ke vzpěru nedojde. Na základě tohoto výpočtu prohlašuji, že zvolený profil a materiál nože vyhovuje podmínkám zatížení a je bezpečné jej takto provozovat.[37, 38]

10.2 Kontrola svaru příruby nože

Další nezbytnou kontrolou pro bezpečnou funkci nože je kontrola svaru příruby k držáku. Držákem nože je čtvercový profil ČSN EN 10219-2 - 80 x 6, který je zasunut do většího čtvercového profilu a zajištěn čepem. Příruba je z široké oceli DIN 59200 - 220 x 20 a z materiálu. Oba díly jsou vyrobeny z oceli S235JR. Mechanické vlastnosti zvoleného materiálu jsou:

- $R_m^{S235} = 360 \text{ N/mm}^2$
- $R_e^{S235} = 225 \text{ N/mm}^2$



Obrázek 10.2: Schéma výpočtu svaru

- $E^{S235} = 210000 \text{ N/mm}^2$
- $h^n = 80 \text{ mm}$

Předpoklady výpočtu jsou stejné jako při kontrole profilu těla nože nástroje. Celá řezná síla je přenášena jedním nožem a navíc je zatížena maximální přítláčnou silou. Pro lepší představu jsem vytvořil obrázek 10.2, ve kterém jsou vyznačeny všechny síly, reakční momenty a rozměry.

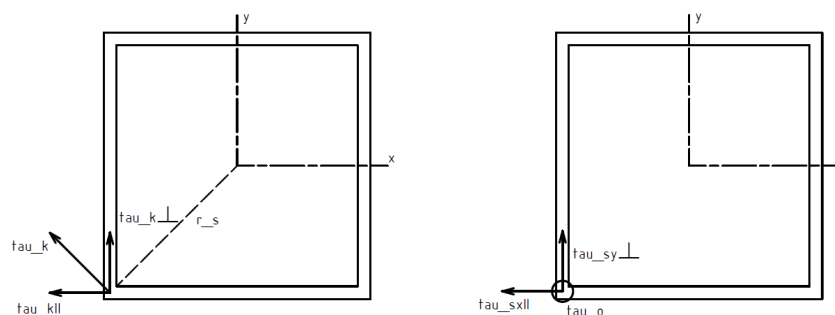
- $F_t^n = 8065 \text{ N}$
- $F_p^n = 4130 \text{ N}$
- $l^n = 528 \text{ mm}$
- $a^n = 30 \text{ mm}$

Svar je zvolen s rozměrem $z=6$ mm okolo celého profilu 80x6. Protože se jedná o koutový svar, jeho napětí bude přepočítáno na smykové napětí k pomyslné výšce přepony svaru. Potřebné parametry k výpočtu svaru:

- $\alpha_{\tau_{II}}^s = 0,75$
- $\alpha_{\tau_K}^s = 0,65$
- $r^s = 56,57$ mm
- $z^s = 8,5$ mm
- $a^s = 6$ mm
- $J_x^s = J_y^s = 2556608$ mm⁴
- $J_p^s = J_x^s + J_y^s = 5113216$ mm⁴

$$M_o^s = F_p^n \cdot a^n = 4130 \cdot 30 = 123900 \text{ Nmm} \quad (10.12)$$

$$M_k^s = F_t^n \cdot l^n = 8065 \cdot 528 = 4258000 \text{ Nmm} \quad (10.13)$$



Obrázek 10.3: Schéma smykových napětí ve svaru

Na obrázku 10.3 je vyznačené místo, které je nejvíce namáhané v celém svaru.

$$\tau_{xK}^s = \frac{F_t^n}{4 \cdot a^s \cdot h^n} = \frac{8065}{4 \cdot 6 \cdot 80} = 4,20 \text{ N/mm}^2 \quad (10.14)$$

$$\tau_{yII}^s = \frac{F_p^n}{4 \cdot a^s \cdot h^n} = \frac{4130}{4 \cdot 6 \cdot 80} = 2,15 \text{ N/mm}^2 \quad (10.15)$$

$$\tau_o^s = \frac{M_o^s \cdot h^n}{2 \cdot J_x^s} = \frac{123900 \cdot 80}{2 \cdot 2556608} = 1,94 \text{ N/mm}^2 \quad (10.16)$$

$$\tau_k^s = \frac{M_k^s \cdot r^s}{J_p^s} = \frac{4258000 \cdot 56,57}{5113216} = 47,11 \text{ N/mm}^2 \quad (10.17)$$

$$\tau_{kK}^s = \tau_k^s \cdot \cos(45^\circ) = 47,11 \cdot \cos(45^\circ) = 33,11 \text{ N/mm}^2 \quad (10.18)$$

$$\tau_{kII}^s = \tau_k^s \cdot \sin(45^\circ) = 47,11 \cdot \sin(45^\circ) = 33,11 \text{ N/mm}^2 \quad (10.19)$$

$$\begin{aligned} \tau_{red}^s &= \sqrt{\left(\frac{\tau_{kII}^s + \tau_{yII}^s}{\alpha_{\tau II}^s}\right)^2 + \left(\frac{\tau_o^s}{\alpha_{\tau K}^s}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{kK}^s + \tau_{xK}^s}{\alpha_{\tau K}^s}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{33,11 + 2,15}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{1,94}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{33,11 + 4,20}{0,65}\right)^2} = 74,26 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (10.20)$$

Protože při výpočtu zanedbávám setrvačné účinky a vibrace, volím koeficient bezpečnosti 2,5, stejně jako u výpočtu profilu těla nože.

$$\tau_D^s = \frac{R_e^{S235}}{2,5 \cdot 2} = \frac{225}{2,5 \cdot 2} = 45 \text{ N/mm}^2 \quad (10.21)$$

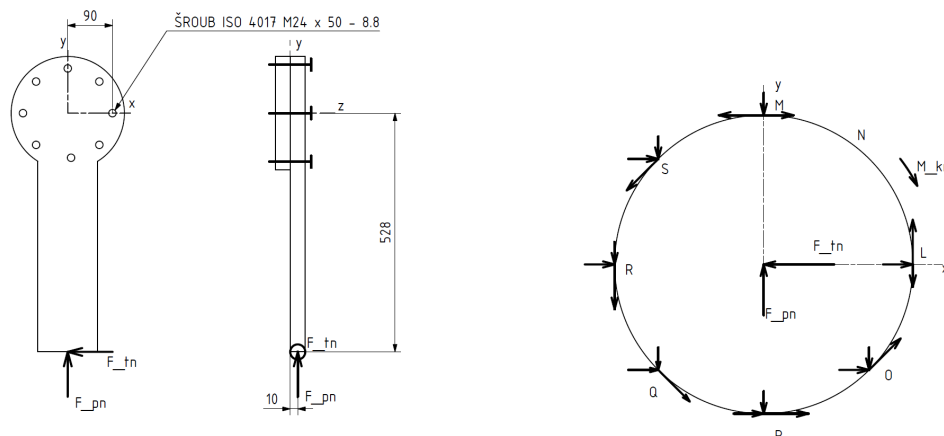
$$\tau_{red}^s = 74,26 \text{ N/mm}^2 < \tau_D^s = 45 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{nevyhovuje} \quad (10.22)$$

Hodnota redukovaného smykového napětí je vyšší než dovolené smykové napětí, proto je nutné upravit konstrukci držáku nože. Přestože se nabízí

možnost zvětšit velikost svaru, zvolil bych raději cestu zvětšení profilu držáku nože na 90x6 a zachování velikosti svaru. Zvětší se tak hlavně průřezové vlastnosti, které sníží velikosti smykových napětí. Další z možností je pevnější materiál, například S355JR. Problematická je jeho dostupnost u běžných výrobců v této velikosti nežli s ocelí S235JR.[39, 40]

10.3 Kontrola šroubového pole příruby frézovacího nože

Dalším spojem, který jsem na řezném nástroji kontroloval je šroubové pole, které drží tělo nástroje pevně s přírubou nože. Vstupní předpoklady jsou stejné jako u kontroly svaru, jen s tím rozdílem, že zanedbávám ohybový moment od síly F_p^n . Už u výpočtu svaru její vliv byl malý a v tomto výpočtu je o dvě třetiny menší, protože její rameno je pouze třetinové délky. Šroubové pole je v kruhové konfiguraci na průměru 180 mm a její osa je od působiště řezných sil vzdálena 528 mm. Šroubů je dohromady osm typu s šestihrannou hlavou ISO 4017 - M20x45 - 8.8. Spojují dva ploché díly z oceli. Pro názornou představu je vše vyobrazeno na obrázku 10.4.



Obrázek 10.4: Schéma výpočtu šroubového pole

- $F_t^n = 8065 \text{ N}$
- $F_p^n = 4130 \text{ N}$
- $l^n = 528 \text{ mm}$
- $r^b = 90 \text{ mm}$

Z obrázku 10.4 je dobře vidět, že reakční síly na šroubech nejsou rozloženy rovnoměrně. Nejzatíženějším šroubem je šroub P. Jeho přenášená síla je:

$$\begin{aligned}
 F_P^b &= \sqrt{\left(\frac{F_t^n \cdot l^n}{8 \cdot r_s} + \frac{F_t^n}{8}\right)^2 + \left(\frac{F_p^n}{8}\right)^2} = \\
 &= \sqrt{\left(\frac{8065 \cdot 528}{8 \cdot 90} + \frac{8065}{8}\right)^2 + \left(\frac{4130}{8}\right)^2} = 6351,6 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{10.23}$$

Při stanovení koeficientu bezpečnosti pro předpětí ve šroubu zohledňuji fakt, že se jedná o kontrolu normalizovaných dílů a jejich výměna v případě selhání by tudíž nebyla příliš finančně nákladná. Proto volím koeficient bezpečnost 1,5. Předpětí bude ve všech šroubech stejné, aby jejich montáž nebyla složitá, ale návrh předpětí navrhuji na nejzatíženější šroub.[40]

- $f_{ocel} = 0,15 \text{ N}$
- $k^b = 1,5 \text{ mm}$

$$Q^b = \frac{F_P^b \cdot k^b}{f_{ocel}} = \frac{6351,6 \cdot 1,5}{0,15} = 63516 \text{ N}
 \tag{10.24}$$

K pevnostní kontrole šroubu je potřeba geometrické vlastnosti šroubu a metrického závitu M20 (ISO 4017 - M20x45 - 8.8).

- $\alpha^M = 60^\circ$
- $P^b = 2,5 \text{ mm}$
- $d^b = 20 \text{ mm}$
- $d_2^b = 18,346 \text{ mm}$
- $d_3^b = 17,294 \text{ mm}$
- $A_s^b = 245 \text{ mm}^2$
- $\rho_H^b = 0,8 \cdot d_2^b = 14,7 \text{ mm}$
- $R_{el}^b = 640 \text{ N/mm}^2$

- $\gamma_M = \arctg\left(\frac{P^b}{\pi \cdot d_2^b}\right) = \arctg\left(\frac{2,5}{\pi \cdot 18,346}\right) = 2,47965^\circ$
- $f'_M = 1,15 \cdot f_{ocel} = 0,1725$
- $\phi'_M = \arctg(f'_M) = \arctg(0,1725) = 9,7920$

Utahovací moment šroubu určím součtem tření v závitech a pod hlavou šroubu od síly předpětí.

$$\begin{aligned}
 M^b &= M_Z^b + M_T^b = \frac{Q^b \cdot d_2^b}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_M + \phi'_M) + Q^b \cdot f_{ocel} \cdot \rho_H^b = \\
 &= \frac{63516 \cdot 18,346}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,47965 + 9,7920) + 63516 \cdot 14,7 \cdot 0,15 = 266785 \text{ Nmm}
 \end{aligned}
 \tag{10.25}$$

Z utahovacího momentu a síly předpětí vypočtu hodnotu redukováného napětí ve šroubu a zhodnotím jeho vhodnost použití.

$$\sigma^b = \frac{Q^b}{A_s^b} = \frac{63516}{353} = 259,2 \text{ N/mm}^2
 \tag{10.26}$$

$$\tau^b = \frac{M_Z^b \cdot 16}{\pi \cdot (d_3^b)^3} = \frac{126939 \cdot 16}{\pi \cdot 17,294^3} = 125,0 \text{ N/mm}^2
 \tag{10.27}$$

$$\sigma_{red}^b = \sqrt{(\sigma^b)^2 + (\tau^b)^2} = \sqrt{259,2^2 + 125^2} = 337,7 \text{ N/mm}^2
 \tag{10.28}$$

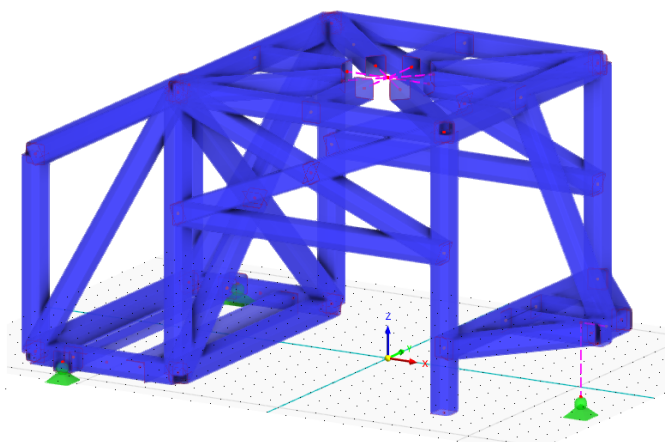
$$k_\sigma^b = \frac{R_{el}^b}{\sigma_{red}^b} = \frac{640}{337,7} = 1,9
 \tag{10.29}$$

Bezpečnost napětí ve šroubu je 1,9 vzhledem k jeho mezi kluzu, tudíž navržené šroubové pole vyhovuje z pevnostního hlediska na navržené zatížení. [38, 40, 41]

10.4 Statická kontrola pevnosti svařence rámu frézy

Cílem práce je navrhnout koncepční řešení. Koncepce stroje přímo souvisí s tvarováním rámu a uspořádáním všech součástí, které stroj tvoří. Z tohoto důvodu jsem provedl statickou kontrolu rámu stroje. Rámová konstrukce se skládá z 52 prutů. Kromě dvou prutů, které tvoří lože pro motor a hydrauliku, jsou všechny z čtvercového profilu ČSN EN 10219-2-100x-5 a materiálu S235JR, který je běžně dostupný. Protože tvarování rámu je složité a pro výpočet velmi pracné a komplikované, provedl jsem kontrolu pomocí metody konečných prvků (dále jen MKP) v programu RFEM 6.02. Program se svým přístupným ovládáním dobře hodí hlavně k výpočtům prutových soustav, jako jsou například skládané průmyslové haly nebo mosty nebo strojní rámy.

Pokloповá fréza PF90 bude zatěžována v provozu ve stavu transportním a pracovním, proto jsem se rozhodl výpočet rozdělit do dvou, na pracovní a transportní konfiguraci.



Obrázek 10.5: Zobrazení modelu rámu v prostředí RFEM 6.02

Navržený model rámu přesně odpovídá návrhu vytvořenému v 3D modelovacím softwaru. Všechny pruty jsou modelovány jako prvky "nosník", které mohou přenášet síly ve všech směrech a také momenty ve všech směrech. Všechny pruty mají svou délkovou hmotnost. Ve středu pracovní části rámu je nahrazen oktagonální svařenec držící hydromotor a pohonnou hřídel tuhými pruty bez hmotnosti. Tyto pruty nahrazují tuhý svařenec s oktagonální podstavou. Tato konfigurace koncepce je na vozovce postavena na 3 kolech. Ve předu je menší otočné kolečko na vidlici. Zadní kola jsou připojena přes bubnové brzdy a příruby k rámu. Osa otáčení zadních kol je shodná s osou vysunutých krátkých profilů, proto je rotační vazba umístěna přímo na konec těchto vysunutých profilů. Protože je osa předního kola umístěna oproti

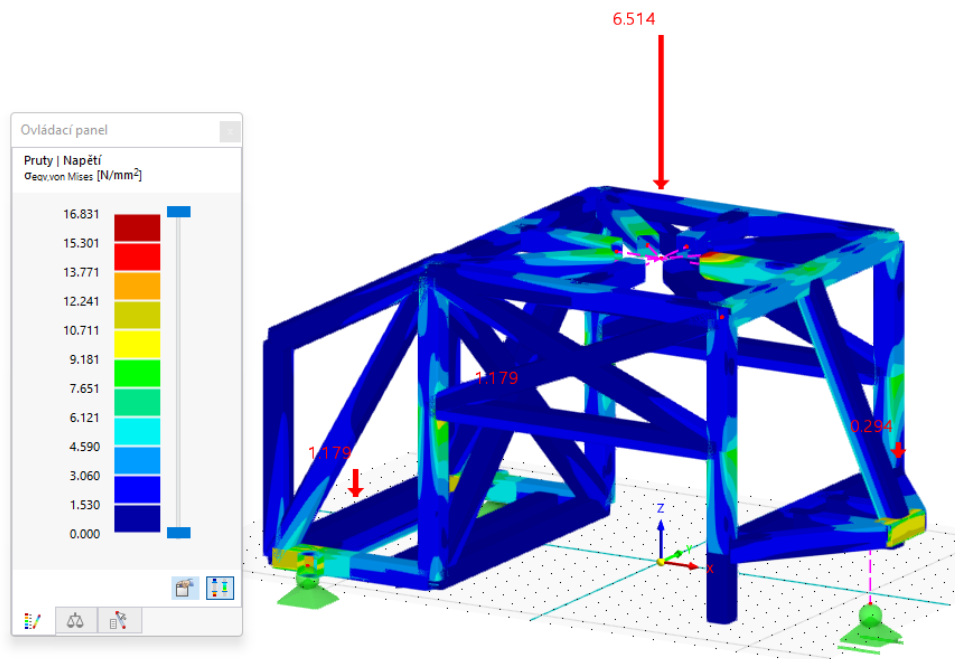
zadním osám níže, propojil jsem přední sférickou vazbu tuhými pruty do místa, kde je přední náprava připojena k rámu. Místo osy rotace kolečka je ve stejném místě jako rotační vazba. Takto vymodelovanou rámovou konstrukci jsem podrobil dvěma zatěžovacím konfiguracím

■ 10.4.1 Statické zatížení při transportní konfiguraci

První zatěžovací konfigurace je transportní. To je případ, kdy všechny brzdy jsou uvolněny a celá váha stroje je přenášena na povrch vozovky. Hmotnost rámu je součástí modelů prutů, proto bylo potřeba pouze doplnit síly reprezentující hmotnosti jiných částí stroje. Ve středu pracovní části stroje působí síla o velikosti 6,514 kN a reprezentuje součet hmotností pohonné hřídele, hydromotoru, nástroje s hydraulickými písty a oktagonálního svařence středu. Tyto součásti dohromady váží 660 kg. V motorovém prostoru působí síly reprezentující hmotnosti spalovacího motoru a hydrauliky. Tyto součásti váží odhadem přibližně 240 kg a jsou rozložené přibližně symetricky, proto jsem je nahrazení jako dvě osamocené síly ve středu vnějších dolních prutů motorového prostoru. Na obrázku se jedná o síly o velikosti 1,179 kN. Poslední silou, která reprezentuje hmotnost části stroje je síla o velikosti 0,293 kN. Je umístěna ve předu rámu a reprezentuje hmotnost přední nápravy a madla nápravy. Protože stroj při transportu není zabrzděný a jeho kolečka se mohou volně pohybovat, je přední rotační vazba navíc volně pohyblivá ve směru osy "x". Pro konvergenci výpočtu jsem nechal zadní rotační vazby nepohyblivé ve všech osách. Výpočet proběhl ve statickém režimu s konstantními silami.

■ Výsledek simulace transportní konfigurace

Výsledek proběhl bez konvergenčních problémů. Výsledky reakčních sil byly programem vypočteny přesně s nulovou odchylkou. Při bližším zkoumání deformací je dobře patrný uvolněný pohyb ve směru x přední podporou. Největší dosažená deformace uzlu konstrukce je 0,4 mm, pohyb ve směru x měl největší podíl konkrétně hodnotu 0,3 mm. Bod v pomyslném středu konstrukce poklesl vlivem síly 6,514 kN a tíhy konstrukce o hodnotu 0,2 mm ve směru z. Tato deformace je z pohledu rozměrů stroje velmi malá a dokazuje velkou tuhost celé konstrukce. Materiál prutů je S235JR s mezí kluzu 225 MPa. Výsledky simulace říkají, že v prutech vznikne maximální redukované napětí podle teorie MMH 16,831 Mpa. Toto napětí se ani z daleka neblíží mezi kluzu materiálu. Nejzatíženějším místem je přední podélný prut hvězdicového středu v místě svaru s oktagonálním středovým dílem.



Obrázek 10.6: Transportní konfigurace - výsledek napětí

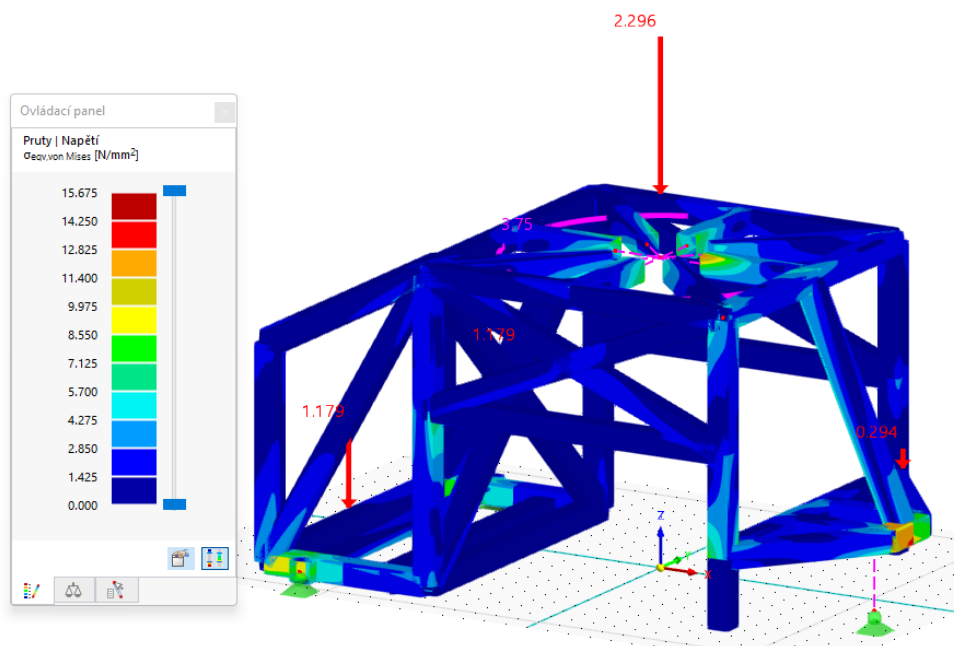
$$k^{trans} = \frac{R_e^{S235}}{\sigma_{red}^{trans}} = \frac{225}{16,831} = 13,36 \quad (10.30)$$

Ostatní místa vykazují menší napětí v prutech, ale je vidět, že nejrizikovější jsou místa okolo náprav, do kterých se koncentrují reakční síly.

10.4.2 Statické zatížení při pracovní konfiguraci

Druhá zatěžovací konfigurace je pracovní. To je případ, kdy všechny brzdy jsou zabrzděny a pracovní orgán provádí řezný proces. Při tomto procesu je hmotnost nástroje opřena o horní vrstvu řezaného materiálu, tudíž jeho hmotnost nezatěžuje rámovou konstrukci. Navíc nástroj je přitlačován silou hydraulických pístů, která nadzvedává celý stroj a její působíště je při ideálním rozložení směrem vzhůru ve středu pracovního prostoru rámu. Hmotnost rámu je součástí modelů prutů, proto bylo potřeba pouze doplnit síly, reprezentující hmotnosti jiných částí stroje. Ve středu pracovní části stroje v transportní konfiguraci působí síla o velikosti 6,514 kN, reprezentuje součet hmotností pohonné hřídele, hydromotoru, nástroje s hydraulickými písty a oktagonálního svařence středu. V této konfiguraci je síla zmenšena o hmotnost nástroje a přítlak hydraulických pístů na hodnotu 2,296 kN ve svislém směru.

Při řezném procesu vzniká také momentová reakce, která může dosahovat až maximálního kroutícího momentu hydromotoru motoru. Tento kroutící moment má hodnotu 3,750 kNm. Zbylé zatížení se už shoduje s transportní konfigurací, síly od motoru s hydraulikou a hmotnost přední nápravy. Protože stroj při práci má zabrzděna všechna kolečka, jsou rotační vazby všechny pevné a nedovolují posuv v žádném ze směrů. Reálné vibrační a setrvačné účinky pracovního procesu jsou obtížně stanovitelné, výpočet proběhl pouze se statickým zatížením, které jsem zde popsal.



Obrázek 10.7: Pracovní konfigurace - výsledek napětí

■ Výsledek simulace pracovní konfigurace

Výsledek proběhl bez konvergenčních problémů. Výsledky reakčních sil byly programem vypočteny přesně s nulovou odchylkou. Při bližším zkoumání deformací je dobře patrné zkroucení kolem osy "z" od řezného momentu. Protože všechny podpory jsou pevné a neumožňují pohyb, deformace se zmenšily téměř na polovinu, největší dosahuje pouze 0,2 mm. Bod v pomyslném středu konstrukce poklesl vlivem zatěžujících sil a tíhy konstrukce pouze o hodnotu 0,1 mm ve směru "z". Tato deformace je z pohledu rozměrů stroje velmi malá a dokazuje velkou tuhost celé konstrukce i v pracovní konfiguraci, i když pevné vazby tomu rozhodně napomáhají. Materiál prutů je S235JR s mezí kluzu 225 MPa. Výsledky simulace říkají, že v prutech vznikne maximální redukované napětí podle teorie MMH 15,675 Mpa. Toto napětí se ani z daleka neblíží mezi kluzu materiálu. Nejzatíženějším místem je přední podélný prut hvězdicového středu v místě svaru s oktagonálním středovým dílem.

$$k^{work} = \frac{R_e^{S235}}{\sigma_{red}^{work}} = \frac{225}{15,675} = 14,35 \quad (10.31)$$

Výsledek při pracovním zatížení je ještě lepší než v transportní konfiguraci. Domnívám se, že je to způsobeno pevnou sférickou vazbou pod přední nápravou, která celou soustavu vyztužuje.

10.4.3 Hodnocení rámové konstrukce

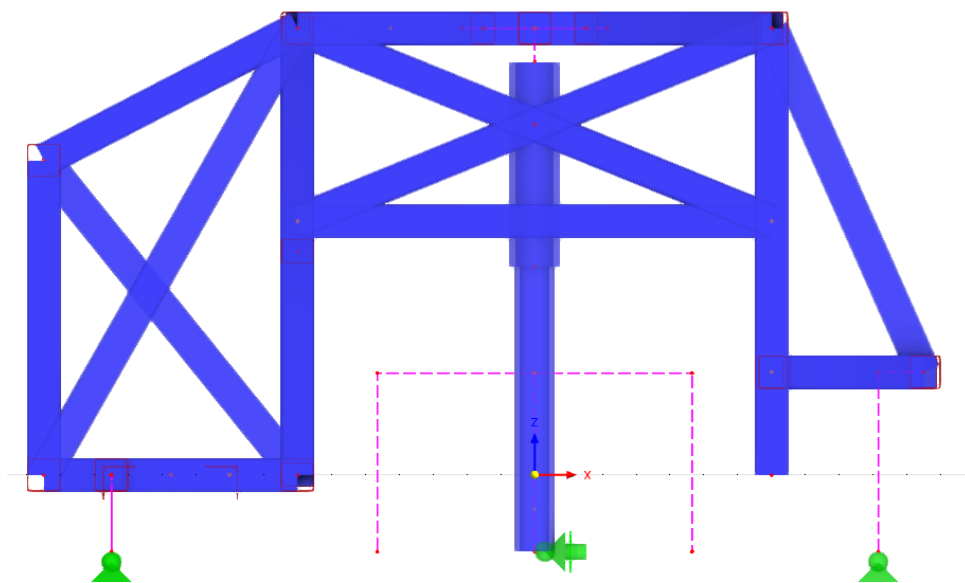
Výpočet modelu rámu v prostředí RFEM 6.02 proběhl z pohledu konvergence úspěšně. Z pohledu vzniklých napětí by se dalo říci, že konstrukce je značně předimenzovaná a velmi tuhá. Je však možné vyzpozorovat jisté nedostatky vzniklé zjednodušením. Například vidím problém v zadních vazbách, které mají představovat kola. Protože se jedná o kola s pneumatikami, která nejsou v žádném ze směrů dokonale tuhá, bylo by vhodnější opatřit vazbu směrovými tuhostmi, které by odpovídaly tuhostem zvolených pneumatik. Totéž se týká také přední nápravy, která má jiné kolo, ale také s pneumatikou. Navíc přední náprava je uložena na vidlici z ohýbaného plechu a v simulaci je nahrazena tuhým prutem. Náhrada za prut poddajný by byla vhodnější. I přes tyto problémy a nedostatky si troufám tvrdit, že výpočet nám dává dobré informace o navržené konstrukci, který pevnostně by měla vydržet transportní i pracovní zatěžování.

10.5 Stabilita stroje

Další důležitou kontrolou je zjistit, jestli reakční síly od řezného procesu je možné zachytit pneumatikami do vozovky. Práce na vozovce při opravě neumožňuje fixaci stroje do povrchu asfaltu. Jedinou možností jak zafixovat frézu na jedno místo je použít přípravek, který se přichytí do šachty opraveného poklopu. Tento přípravek by bez větších problémů mohl zachycovat horizontální síly přivedené od pohonného hřídele. Přípravek by pracoval jako radiální ložisko, které by středilo pohonnou hřídel, respektive stroj, k otvoru poklopu. Zaručovalo by to přesnější vyfrézované mezikružší.

Celý problém řešení reakčních sil je staticky neurčitý, protože jedna součást (rám) se šesti stupni volnosti, je uložen ve třech pevných rotačních vazbách

a jedné posuvné rotační vazbě. Pro jeho řešení jsem stejně jako u výpočtu statického zatížení rámu zvolil program RFEM 6.02, který metodou konečných prvků na zvoleném modelu spočítá reakční síly v podporách. Tvar rámu modelu se nijak neliší od rámu počítaného na pevnost, pouze jeho uložení není v osách kol, ale na místě styku s vozovou jsou pevné rotační vazby. Dále je v modelu vymodelovaná hřídel, která se velikostně i tuhostně podobá navržené hřídeli pohánějící nástroj. Pomocí tuhých prutů bez hmotnosti je vymodelován pracovní nástroj, přes který jsou do výpočtu vloženy řezné síly. Uvedenou situaci dobře popisuje pohled na obrázku 10.8.



Obrázek 10.8: Model pro výpočet reakcí

Během pracovního procesu může nastat několik zatěžovacích situací. Pro jejich pokrytí jsem vytvořil 18 zatěžovacích stavů. První parametr, který tyto případy dělí, je hloubka umístění přípravku v poklopu. Polovina simulací má rotační vazbu posuvnou ve směru osy "z" na úrovni povrchu vozovky a druhá v hloubce přibližně 40 cm pod úroveň vozovky. Toto rozdělení slouží k zamyšlení nad vhodností uložení přípravku v šachtě. Další rozdíl v modelech je poloha řezného nástroje. Jedna poloha reprezentuje začátek procesu řezu a je na úrovni povrchu vozovky a druhá poloha reprezentuje řez v hloubce na koncové úvratí hydraulických pístů 40 cm pod úroveň vozovky. Další situace jsem vytvořil podle orientace řezných sil. Předpoklad rovnoměrného rozložení řezných sil na všechny nože reprezentuje varianta zatěžovaná pouze momentem. Další 4 varianty jsou: osamocená síla ve směru osy "y" na přední části řezného nástroje, respektive zadní části nástroje a osamocená síla na boční straně nástroje ve směru osy "x", respektive proti směru osy "x". Vše jsem zaznamenal do přehledné tabulky 10.1, aby bylo zřejmé, který model má jakou konfiguraci a řezné síly.

Model	Uložení ve výšce [cm]	Nástroj	Poloha řezné síly	Orientace řezné síly
1	0	-	moment	-
2	-40	-	moment	-
3	0	na povrchu	na boku	"+"směr x
4	0	na povrchu	na boku	"-"směr x
5	0	na povrchu	vpředu	"+"směr y
6	0	na povrchu	vzadu	"+"směr y
7	-40	na povrchu	na boku	"+"směr x
8	-40	na povrchu	na boku	"-"směr x
9	-40	na povrchu	vpředu	"+"směr y
10	-40	na povrchu	vzadu	"+"směr y
11	0	v hloubce	na boku	"+"směr x
12	0	v hloubce	na boku	"-"směr x
13	0	v hloubce	vpředu	"+"směr y
14	0	v hloubce	vzadu	"+"směr y
15	-40	v hloubce	na boku	"+"směr x
16	-40	v hloubce	na boku	"-"směr x
17	-40	v hloubce	vpředu	"+"směr y
18	-40	v hloubce	vzadu	"+"směr y

Tabulka 10.1: Přehled konfigurací simulačních modelů

Takto nastavené výpočtové modely jsem nechal spočítat programem RFEM 6.02.

10.5.1 Reakční síly pracovních konfigurací

Všechny výpočty konvergovaly bez problému a z jejich výsledků jsem si vytáhl reakční síly v rotačních podporách. Výsledky reakčních sil po složkách jsou zaznamenány v tabulkách 10.2 a 10.3.

- R_{sx} -reakční síla středového přípravku ve směru osy x
- R_{sy} -reakční síla středového přípravku ve směru osy y
- R_{px} -reakční síla na přední kolo ve směru osy x
- R_{py} -reakční síla na přední kolo ve směru osy y
- R_{pz} -reakční síla na přední kolo ve směru osy z
- R_{zpx} -reakční síla na zadní pravého kolo ve směru osy x

Model	R _{sx} [N]	R _{sy} [N]	R _{px} [N]	R _{py} [N]	R _{pz} [N]
1	235	15	496	839	-3 987
2	147	-5	522	850	-3 962
3	7 899	313	665	-940	-3 987
4	-7 429	343	328	738	-3 987
5	533	7 622	397	1 096	-3 785
6	-63	7 592	596	-581	-4 188
7	10 794	378	-369	-976	-2 562
8	-10 324	408	1 362	701	-5 411
9	589	10 844	373	-126	-3 785
10	-119	10 814	619	-1 803	-4 188
11	5 485	248	1 546	-921	-4 904
12	-5 191	239	-503	779	-3 019
13	372	5 117	448	2 132	-3 800
14	-78	5 126	596	432	-4 123
15	7 995	322	618	-968	-3 923
16	-7 701	313	426	732	-4 000
17	441	7 827	417	999	-3 812
18	-147	7 836	626	-701	-4 111

Tabulka 10.2: Reakční síly na středový přípravek a přední nápravu

- R_{zpy} -reakční síla na zadní pravého kolo ve směru osy y
- R_{zpz} -reakční síla na zadní pravého kolo ve směru osy z
- R_{zlx} -reakční síla na zadní levého kolo ve směru osy x
- R_{zly} -reakční síla na zadní levého kolo ve směru osy y
- R_{zlz} -reakční síla na zadní levého kolo ve směru osy z

Abych mohl zhodnotit schopnost pneumatik přenést reakční síly, potřeboval jsem porovnat hodnotu reakce ve směru "z" proti reakční síle, která by přenesla sílu působící v rovině "xy" pomocí třecích sil. Tuto teoretickou sílu jsem označil T s příslušným indexem kola, kterého se to týkalo, při koeficientu tření pneumatika asfalt 0,8.

$$T_i^n = Riz^n \cdot \mu^{p-a} = Riz^n \cdot 0,8 \quad (10.32)$$

$$k_i^n = \frac{Riz^n}{Rixy^n} \quad (10.33)$$

Model	R_zpx [N]	R_zpy [N]	R_zpz [N]	R_zlx [N]	R_zly [N]	R_zlz [N]
1	193	-1 727	-2 896	-924	873	-2 896
2	223	-1 708	-2 863	-891	863	-2 861
3	-889	-983	-3 167	391	1 610	-2 625
4	-4	-1 844	-3 167	-960	764	-2 625
5	60	-1 670	-2 997	-990	1 016	-2 997
6	-859	-730	-2 795	326	1 784	-2 795
7	-1 815	-1 310	-3 879	-544	1 908	-3 337
8	931	-1 546	-2 455	-34	437	-1 913
9	-463	-2 671	-4 911	-499	17	-1 082
10	-1 350	-1 729	-4 710	850	784	-881
11	-105	-734	-2 603	1 139	1 408	-2 179
12	-693	-2 009	-3 548	-1 677	991	-3 120
13	403	-912	-1 729	-1 223	1 728	-4 158
14	-560	2	-1 565	42	2 505	-3 998
15	-883	-968	-3 076	336	1 614	-2 687
16	110	-1 802	-3 040	-899	758	-2 647
17	89	-1 699	-2 994	-947	938	-2 881
18	-835	-788	-2 842	356	1 718	-2 733

Tabulka 10.3: Reakční síly na pravé zadní a levé zadní kolo

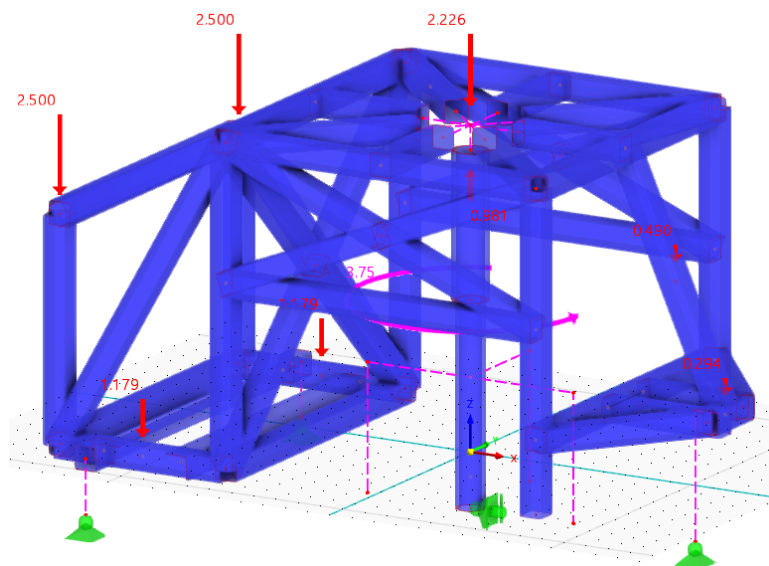
Z tabulek je možné vyčíst, že ve dvou případech (model 10 a 11) reakce ve směru osy "z" nestačí k zachycení reakčních sil působících na zadní levé kolo. V případě modelu 10 je bezpečnost pouze 0,6. Pro zadní pravé kolo je nejnižší hodnotou bezpečnosti 1,088 v modelu 8 a pro přední kolo je bezpečnost modelu 13 pouze 1,395. Rád bych docílil hodnoty bezpečnosti 2 na všech kolech ve všech modelech, protože zanedbávám setrvačné účinky a vibrace při řezném procesu. Docílím toho přidáním balastního závaží, které zvedne hodnotu reakčních sil ve směru osy "z". Balastní závaží vypočtu z výsledků nejhorších výsledků pro přední a zadní nápravu a implementuji je do výpočtu do vhodných míst z pohledu konstrukce. [41, 42]

$$B_{zl}^{10} = T_{zl}^{10} - k_R \cdot \sqrt{(R_{zlx}^{10})^2 + (R_{zly}^{10})^2} = 705 - 2 \cdot \sqrt{(850)^2 + (784)^2} = -1607 \text{ N} \quad (10.34)$$

$$\begin{aligned} B_{zl}^{11} &= T_{zl}^{11} - k_R \cdot \sqrt{(R_{zlx}^{11})^2 + (R_{zly}^{11})^2} = \\ &= 1743 - 2 \cdot \sqrt{(1308)^2 + (1408)^2} = -1878 \text{ N} \Rightarrow 191 \text{ kg} \end{aligned} \quad (10.35)$$

Model	T _p [N]	k _p [-]	T _{zp} [N]	k _{zp} [-]	T _{zl} [N]	k _{zl} [-]
1	3189	3,3	2317	1,3	2317	1,8
2	3169	3,2	2291	1,3	2289	1,8
3	3189	2,8	2533	1,9	2100	1,3
4	3189	4,0	2533	1,4	2100	1,7
5	3028	2,6	2397	1,4	2397	1,7
6	3351	4,0	2236	2,0	2236	1,2
7	2050	2,0	3103	1,4	2670	1,3
8	4329	2,8	1964	1,1	1531	3,5
9	3028	7,7	3929	1,4	866	1,7
10	3351	1,8	3768	1,7	705	0,6
11	3924	2,2	2082	2,8	1743	1,0
12	2415	2,6	2838	1,3	2496	1,3
13	3040	1,4	1383	1,4	3326	1,6
14	3299	4,5	1252	2,2	3199	1,3
15	3139	2,7	2461	1,9	2150	1,3
16	3200	3,8	2432	1,3	2117	1,8
17	3050	2,8	2395	1,4	2304	1,7
18	3289	3,5	2234	2,0	2187	1,2

Tabulka 10.4: Vypočtené hodnoty teoretické normálové síly a koeficient bezpečnosti přenosu třecí reakce



Obrázek 10.9: Model pro výpočet reakcí s přidáním balastním závažím

$$\begin{aligned}
 B_p^{13} &= T_p^{13} - k_R \cdot \sqrt{(Rpx^{13})^2 + (Rpy^{13})^2} = \\
 &= 3040 - 2 \cdot \sqrt{(448)^2 + (2132)^2} = -1317 \text{ N} \Rightarrow 134 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{10.36}$$

Model	R _{sx} [N]	R _{sy} [N]	R _{px} [N]	R _{py} [N]	R _{pz} [N]
1	352	15	722	839	-5 736
2	222	-5	763	850	-5 724
3	8 016	313	890	-940	-5 736
4	-7 312	343	554	738	-5 736
5	650	7 622	623	1 096	-5 535
6	54	7 592	821	-581	-5 938
7	10 911	378	-144	-976	-4 312
8	-10 207	408	1 588	701	-7 161
9	706	10 844	599	-126	-5 535
10	-2	10 814	845	-1 803	-5 938
11	5 560	248	1 788	-921	-6 667
12	-5 116	239	-262	779	-4 782
13	447	5 117	689	2 132	-5 563
14	-3	5 126	837	432	-5 886
15	8 070	322	859	-968	-5 686
16	-7 626	313	667	732	-5 763
17	516	7 827	659	999	-5 575
18	-72	7 836	868	-701	-5 874

Tabulka 10.5: Reakční síly na středový přípravek a přední nápravu s balastním závažím

I přestože bezpečnost ve výpočtovém modelu 10 byla pro zadní levé kolo nejnižší, největší nedostatek přitlačné síly právě v modelu 11 a chybí jí přes 190 kg přitlačné síly. Na základě těchto vypočítaných výsledků jsem implementoval do druhého výpočtu s balastním závažím 3 přídatné síly. Pro přední nápravu jsem přidal závaží s hmotností 50 kg na šikmý přední nosník. Pro zadní nápravu jsou zvolil dvě závaží o hmotnosti 255 kg (2500 N) do rohů rámu v prostoru motoru viz obrázek 10.9. Výsledky jsem znovu zpracoval stejně jako v případě bez balastních závaží.

Výsledky simulace s balastním závažím nepotvrdily předpoklad, že se zvýší koeficient bezpečnosti přenosu řezných sil třecími reakcemi s povrchem vozovky. Všechny koeficienty bezpečnosti na přední nápravě slibují hodnotu bezpečnost 2, ale koeficienty bezpečnosti na zadních nápravách v mnoha případech nepřekonal hranici 2. Při porovnání s předchozím modelem je vidět, že reakce ve směru osy "z" vzrostly přibližně o hodnotu balastu, ale také vzrostly hodnoty reakcí ve směru osy "y". Tento nárůst způsobil, že hodnoty koeficientu bezpečnosti klesly i s využitím většího závaží než teoreticky bylo potřeba. Tato nepřiměřená reakce velmi pravděpodobně vznikla tím, že podpory nahrazující zadní kola jsou modelované jako naprosto tuhé. Tato nevhodná volba vyvolává nepřiměřenou reakci v podporách. Pro další vývoj by bylo vhodné nahradit pevné rotační vazby poddajnými. Pneumatika je typicky poddajná s rozdílnou

Model	T _p [N]	k _p [-]	T _{zp} [N]	k _{zp} [-]	T _{zl} [N]	k _{zl} [-]
1	4589	4,1	3817	1,9	3817	1,5
2	4580	4,0	3786	1,5	3784	1,9
3	4589	3,5	4034	1,9	3600	1,5
4	4589	5,0	4034	1,5	3600	1,8
5	4428	3,5	3898	1,6	3898	1,8
6	4750	4,7	3736	2,0	3736	1,4
7	3450	3,5	4603	1,6	4170	1,5
8	5728	3,3	3464	1,4	3031	2,3
9	4428	7,2	5429	1,5	2366	2,2
10	4750	2,4	5268	1,8	2205	1,3
11	5334	2,7	3577	2,2	3238	1,3
12	3825	4,7	4333	1,5	3991	1,5
13	4450	2,0	2878	1,6	4821	1,7
14	4709	5,0	2747	2,5	4694	1,4
15	4549	3,5	3955	1,9	3645	1,5
16	4610	4,7	3927	1,5	3612	1,9
17	4460	3,7	3890	1,5	3799	1,8
18	4699	4,2	3768	2,0	3681	1,4

Tabulka 10.6: Reakční síly na pravé zadní a levé zadní kolo s balastním závažím

tuhostí ve směru valení a ve směru příčném. Tuto charakteristiku by měl simulovat podrobnější a preciznější model.

10.5.2 Zhodnocení stability při pracovní zátěži

Z výsledku simulace reakčních sil není možné jasně říci, jestli je stroj schopný bezpečně přenést řezné síly. Protože simulaci chybí správné nahrazení pneumatik na zadních nápravách, jsou výsledky zkresleny a neodpovídají představě skutečného zatížení. Toto zjištění se primárně týká zadních kol. V případě přední nápravy došlo k cílenému navýšení koeficientu bezpečnosti v modelu 13, na který byla balastní zátěž počítána. Dalším problémovým parametrem je hodnota koeficientu tření mezi pneumatikou a asfaltovým povrchem. Literatura udává vždy rozptyl mezi možnými hodnotami. Na koeficient tření má vliv mnoho faktorů, například čistota povrchu, vlhkost povrchu, teplota a další. Z těchto důvodů si trůufám tvrdit, že navržený koncept frézy PF90 potřebuje propracovanější simulaci k ověření funkčnosti nebo testování v reálných podmínkách při opravě poklopu.

Kapitola 11

Závěr

Práce si dala za cíl vytvořit z poznatků řešerše a praktických i teoretických znalostí ze studia návrh konceptu pokloповé frézy. Teoretická část shrnuje poznatky o zemní a silniční technice se zaměřením na frézování živičných a betonových povrchů. Praktická část představuje několik koncepcí, na základě kterých vznikl propracovaný koncept. Hlavním obsahem práce je vytvoření detailního konceptu pokloповé frézy nazvané PF90. Koncept obsahuje návrhový výpočet pohonného ústrojí pro pohon řezného nástroje včetně zvoleného spalovacího motoru a hydraulických řídicích a výkonných prvků. Toto navržené pohonné ústrojí je zakomponováno do konstrukčního uspořádání s ohledem na funkčnost, ekonomičnost a pevnost stroje. Koncept PF90 obsahuje návrh rámové konstrukce, náprav stroje, řezného nástroje a pohonu nástroje. Funkčnost vybraných dílů je ověřena výpočty analytickými i numerickými metodami. Kontroly mechanických součástí prokázaly vhodnost volby dílů a jejich řešení nebo jasně popsaly nedostatky a navrhly řešení problému. Numerické výpočty reakčních sil od řezného procesu vykazovaly nedostatky v simulovaných modelech. Koncept jasně ukázal směr, kterým by se měl další vývoj vydat a jaké nedostatky je potřeba řešit.

Přílohy práce obsahují 7 výkresů, které ilustrují stroj PF09. Výkresy sestav popisují navržené součásti, jejich funkci a spojení s ostatními komponenty. Výrobní výkres svařence rámu popisuje detailně tvarování rámové konstrukce. Takto vzniklý koncept je základem pro další vývoj směrem k produkční verzi PF90. Je třeba se zaměřit na tvar a připevnění řezných nožů frézy. Tyto komponenty zásadně ovlivňují funkci a výkonnost stroje. Protože navržený koncept váží bezmála 1600 kg a je s ním na staveništi manipulováno převážně lidskou silou obsluhy, možnost předního poháněného kola by tuto práci výrazně usnadnila. Dalším důležitým prvkem, která není součástí PF90, je přípravek

centrující stroj v šachtě. Jeho funkce zaručuje kvalitní řez a přenos části řezných sil mimo kola podvozků. Vylepšený stroj by mohl dále umožňovat vytažení uvolněného poklopu nebo odsávat uvolněnou suť během řezného procesu.



Přílohy



Příloha A

Seznam výkresů

- 1002-01-9001 POKLOPOVÁ FRÉZA
- 1002-01-1003 FRÉZA - podsestava
- 1002-01-2001 FRÉZOVACÍ NÁSTROJ
- 1002-01-6001 PŘEDNÍ KOLO
- 1002-01-3004 RÁM - svařenec
- 1002-01-3005 PŘEDNÍ ČÁST RÁMU
- 1002-01-3006 ZADNÍ ČÁST RÁMU

Příloha B

Seznam použitých symbolů

- Q_{min}^{SKF950} - minimální průtok SKF950
- Q_{max}^{SKF950} - maximální průtok SKF950
- M_k^{SKF950} - kroučící moment SKF950
- p^{SKF950} - hydraulický tlak SKF950
- $P_{HYDROmin}^{SKF950}$ - minimální hydraulický příkon SKF950
- $P_{HYDROmax}^{SKF950}$ - maximální hydraulický příkon SKF950
- $\omega_{TEORmin}^{SKF950}$ - nejmenší teoretické otáčky SKF950
- $Q_{min}^{MrManhole}$ - minimální průtok pohonnou jednotkou MrManhole
- $Q_{max}^{MrManhole}$ - maximální průtok pohonnou jednotkou MrManhole
- $n_{min}^{MrManhole}$ - minimální otáčky pohonu MrManhole
- $n_{max}^{MrManhole}$ - maximální otáčky pohonu MrManhole
- $p_{min}^{MrManhole}$ - minimální tlak pohonu MrManhole
- $p_{max}^{MrManhole}$ - maximální tlak pohonu MrManhole
- $p_{min}^{MrManhole}$ - minimální kroučící moment pohonu MrManhole
- $p_{max}^{MrManhole}$ - maximální kroučící moment pohonu MrManhole
- $P_{HYDROmin}^{MrManhole}$ - minimální hydraulický příkon pohonu MrManhole

- $P_{HYDROmax}^{MrManhole}$ - maximální hydraulický příkon pohonu MrManhole
- $P_{MECHmin}^{MrManhole}$ - minimální mechanický výkon pohonu MrManhole
- $P_{MECHmax}^{MrManhole}$ - maximální mechanický výkon pohonu MrManhole
- $\eta_{TEORmin}^{MrManhole}$ - teoretická účinnost při min. výkonu pohonu MrManhole
- $\eta_{TEORmax}^{MrManhole}$ - teoretická účinnost při max. výkonu pohonu MrManhole
- P_{navrh}^{PF90} - návrhový výkon PF90
- n_{navrh}^{PF90} - návrhové otáčky PF90
- M_{Knavrh}^{PF90} - návrhový kroutící moment PF90
- d_{rozsah}^{PF90} - návrhový rozsah průměru nožů PF90
- h^{PF90} - návrhová hloubka řezu PF90
- P_{MAX}^{M1} - max. výkon hydromotoru M1
- p_{MAX}^{M1} - max. tlak hydromotoru M1
- V_g^{M1} - geometrický objem motoru M1
- M_{Kteor}^{M1} - kroutící moment motoru M1 na 100 bar
- m^{PF90} - hmotnost motoru M1
- p'^{M1} - tlakový spád na motoru M1
- Q_{navrh}^{M1} - návrhový průtok motorem M1
- P_{MAX}^{SM} - maximální výkon spalovacího motoru
- M_{kMAX}^{SM} - max. kroutící moment spalovacího motoru
- $BSCF_{MIN}^{SM}$ - měrná spotřeba spalovacího motoru
- m^{SM} - hmotnost spalovacího motoru
- $V_g'^{P1}$ - návrhový geometrický objem čerpadla P1
- V_g^{P1} - geometrický objem čerpadla P1
- p_{2MAX}^{P1} - max stálý tlak čerpadla P1
- p_n^{P1} - nominální tlak čerpadla P1
- p_3^{P1} - špičkový tlak čerpadla P1
- n_n^{P1} - nominální otáčky čerpadla P1
- n_{MAX}^{P1} - max. otáčky čerpadla P1

- η_{obj}^{P1} - objemová účinnost čerpadla P1
- η_{mech}^{P1} - mechanická účinnost P1
- n'^{P1} - návrhové otáčky čerpadla P1
- n^{P1} - otáčky čerpadla P1
- Q^{M1} - průtok motorem M1
- Q^{P1} - průtok čerpadlem P1
- n^{M1} - otáčky motoru P1
- Q_{MAX}^{R1} - max. průtok rozváděčem R1
- Q^{R1} - průtok rozváděčem R1
- p_{MAX}^{R1} - max. tlak rozváděče R1
- Δp^{R1} - tlaková ztráta rozváděče R1
- Q_{MAX}^{A1} - max. průtok tlakového ventilu A1
- p_{MAX}^{A1} - max. tlak tlakového ventilu A1
- p^{A1} - nastavený tlak tlakového ventilu A1
- Q_{MAX}^{A3} - max. průtok tlakovým ventilem A3
- Q^{A3} - max. tlak tlakového ventilu A3
- p_{MAX}^{A3} - max. tlak tlakového ventilu A3
- p^{A3} - nastavený tlak tlakového ventilu A3
- Q_{MAX}^{B1} - max. průtok jednosměrným ventilem B1
- p_{MAX}^{B1} - max tlak jednosměrného ventilu B1
- Δp^{B1} - tlaková ztráta jednosměrného ventilu B1
- Q_{MAX}^{B2} - max. průtok jednosměrným ventilem B2
- p_{MAX}^{B2} - max. tlak jednosměrného ventilu B2
- Δp^{B2} - tlaková ztráta jednosměrného ventilu B2
- p^{P1} - tlak čerpadla P1
- D^H - průměr pístu motoru H
- d^H - průměr pístnice motoru H
- S_D^H - pístová plocha motoru H

- S_d^H - pístnicová plocha motoru H
- z^H - zdvih motoru H
- p_{MAX} - max. tlak motoru H
- V_g^{P2} - geometrický objem čerpadla P2
- p_{2MAX}^{P2} - max stálý tlak čerpadla P2
- p_n^{P2} - nominální tlak čerpadla P2
- p_3^{P2} - špičkový tlak čerpadla P2
- n_n^{P2} - nominální otáčky čerpadla P2
- n_{MAX}^{P2} - max. otáčky čerpadla P2
- η_{obj}^{P2} - objemová účinnost čerpadla P2
- η_{mech}^{P2} - mechanická účinnost P2
- n^{SM} - otáčky spalovacího motoru
- n^{P2} - otáčky čerpadla P2
- Q^{P2} - průtok čerpadlem P2
- F^N - přítlačná síla
- p_{kD}^H - tlak na pístové straně motoru H při klesání nástroje
- v_k^H - rychlost vysouvání pístů (nástroje)
- Q_{MAX}^{R2} - max. průtok rozváděčem R2
- Q^{R2} - průtok rozváděčem R2
- p_{MAX}^{R2} - max. tlak rozváděče R2
- Δp^{R2} - tlaková ztráta rozváděče R2
- Q_{MAX}^{A2} - max. průtok tlakového ventilu A2
- p_{MAX}^{A2} - max. tlak tlakového ventilu A2
- p^{A2} - nastavený tlak tlakového ventilu A2
- Q_{MAX}^{A4} - max. průtok tlakového ventilu A4
- p_{MAX}^{A4} - max. tlak tlakového ventilu A4
- p^{A4} - nastavený tlak tlakového ventilu A4
- Q_{MAX}^{Z1} - max. průtok zámku Z1

- p_{MAX}^{Z1} - max. tlak zámku Z1
- Δp_{2-1}^{Z1} - tlaková ztráta zámku Z1 ve volném směru
- Δp_{1-2}^{Z1} - tlaková ztráta zámku Z1 v říditelném směru
- Q_{regul}^{C1} - regulovaný průtok ventilem C1
- Q_{kOUT}^{H1+H2} - výstupní průtok z pístů H1 a H2 při klesání nástroje
- Q_{MAX}^{C1} - max. průtok škrťacího ventilu C1
- p_{MAX}^{C1} - max. tlak škrťacího ventilu C1
- Δp_{B-A}^{C1} - tlaková ztráta škrťacího ventilu C1 ve volném směru
- Δp_{A-B}^{C1} - tlaková ztráta škrťacího ventilu C1 v řízeném směru
- Q_{kIN}^{H1+H2} - vstupní průtok do pístů H1 a H2 při klesání nástroje
- Q_k^{A3} - odpadní průtok tlakového ventilu A5 při klesání
- p^{A5} - nastavený tlak tlakového ventilu A5
- v_z^H - rychlost zasouvání pístů
- v_z^N - rychlost zvedání nástroje
- p_k^{P2} - tlak na čerpadle P2 při klesání
- $P_{hydroMAX}^{P1+P2}$ - součet výkonů čerpadel při max. zatížení
- P^{SM} - max. potřebný příkon čerpadel
- P_{MAX}^{SM} - max. výkon spalovacího motoru
- M_k^{PF90} - kroutící moment pokloповé frézy
- g - gravitační zrychlení
- m_N - hmotnost nástroje
- G_N - tíhová síla nástroje
- F_N - přítlačná síla na nástroj
- R^n - malý poloměr řezného nástroje
- l^n - délka nože
- F_t^n - tečná řezná síla na nůž
- F_p^n - přítlačná (osová) řezná síla na nůž
- R_m^{S355} - mez pevnosti oceli S355J2

- R_e^{S355} - mez kluzu oceli S355J2
- E^{S355} - Youngův modul pružnosti oceli S355J2
- σ_u^{S355} - mez úměrnosti oceli S355J2
- S^n - obsah průřezu nože
- J_{MIN}^n - nejmenší kvadratický moment průřezu nože
- W_{ox}^n - ohybový modul k ose x průřezu nože
- σ_D^n - dovolené napětí profilu nože
- k_n - koeficient bezpečnosti napětí na noži
- σ_{ox}^n - ohybové napětí na noži od tečné síly
- σ_t^n - normálové napětí na noži od normálové síly
- τ_n - smykové napětí na noži od tečné síly
- σ_{red}^n - redukované napětí na noži
- λ_{mez}^{S355} - mezní štíhlost
- λ^n - štíhlost nástroje
- F_{KR}^n - kritická síla nože
- R_m^{S235} - mez pevnosti oceli S235JR
- R_e^{S235} - mez kluzu oceli S235JR
- E^{S355} - Youngův modul pružnosti oceli S235JR
- h^n - výška profilu držáku
- a^n - rameno ohybové síly na držák
- $\alpha_{\tau II}^s$ - převodní součinitel svaru pro τ rovnoběžné
- $\alpha_{\tau K}^s$ - převodní součinitel svaru pro τ kolmé
- r^s - rameno svaru
- z^s - velikost svaru
- a^s - výpočtová výška svaru
- J_x^s - kvadratický moment profilu svaru k ose x
- J_y^s - kvadratický moment profilu svaru k ose y
- J_p^s - polární kvadratický moment profilu svaru k ose x

- M_o^s - ohybový moment na svaru
- M_k^s - kroutící moment na svaru
- τ_{xK}^s - smykové napětí svaru ve směru x kolmé
- τ_{yII}^s - smykové napětí svaru ve směru y rovnoběžné
- τ_o^s - smykové napětí svaru od ohybového momentu
- τ_k^s - smykové napětí svaru od kroutícího momentu
- τ_{kK}^s - smykové napětí svaru od kroutícího momentu kolmé
- τ_{kII}^s - smykové napětí svaru od kroutícího momentu rovnoběžné
- τ_{red}^s - redukované smykové napětí svaru
- τ_D^s - dovolené smykové napětí ve svaru
- r^b - poloměr šroubového pole
- F_P^b - síla na šroub P ve směru xy
- f_{ocel} - koeficient tření ocel ocel
- k^b - koeficient bezpečnosti přenosu sil na kontaktních plochách
- α^M - úhel profilu metrického závitu
- P^b - rozteč závitu
- d^b - jmenovitý průměr závitu
- d_2^b - střední průměr závitu
- d_3^b - malý průměr závitu
- A_s^b - výpočtový průřez závitu
- ρ_H^b - poloměr pod hlavou šroubu
- R_{el}^b - mez kluzu šroubu
- M^b - utahovací moment šroubu
- Q^b - předpětí ve šroubu
- M_Z^b - moment od tření v závitu
- M_T^b - moment od tření pod hlavou
- σ^b - tahové napětí ve šroubu
- τ^b - smykové napětí ve šroubu

B. Seznam použitých symbolů

- σ_{red}^b - redukované napětí ve šroubu
- σ^b - bezpečnost šroubu k mezu kluzu
- k^{trans} - koeficient bezpečnosti v pevnosti při transpotrní konfiguraci
- k^{work} - koeficient bezpečnosti v pevnosti při pracovní konfiguraci
- T_i^n - teoretická tečná reakce modelu n v podpoře i
- k_i^n - bezpečnost přenosu reakčních sil modelu n v podpoře i
- B_i^n - chybějící balastní síla modelu n v podpoře i

Příloha C

Literatura

- [1] A. Vaněk, *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*, 1st ed. Praha: Academia, 2003.
- [2] “Bomag - our machines,” Hellerwald, c2022. [Online]. Available: <https://www.bomag.com/ww-en/machinery/categories/>
- [3] “Vögele super 1703-3i,” Windhagen, c2022. [Online]. Available: <https://www.wirtgen-group.com/ocs/en-us/voegele/super-1703-3i-202-p/>
- [4] V. Voštová, *Stroje pro silniční práce*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998.
- [5] *Wirtgen cold milling manual - Technology and application*, 1st ed. Německo: Wirtgen GmbH, 2013.
- [6] “Wirtgen w 120 fi,” Německo, c2022. [Online]. Available: <https://www.wirtgen-group.com/ocs/en-cz/wirtgen/w-120-fi-185536-p/>
- [7] “Bobcat fréza na asfalt,” Praha, c2022. [Online]. Available: <https://www.bobcat.cz/freza-na-asfalt-0>
- [8] “Stehr - logo,” Schwalmtal (Německo), c2021. [Online]. Available: <https://www.stehr.com/en/images/stehr.png>
- [9] “Stehr skf 950,” Schwalmtal (Německo), 2017. [Online]. Available: <https://www.stehr.com/en/manhole-cutter/stehr-skf-950>
- [10] “Mr.manhole - logo,” Delphos (Ohio), 2022. [Online]. Available: <https://mrmanhole.com/>
- [11] “B-52 manhole cutter,” Delphos (Ohio), 2022. [Online]. Available: <https://mrmanhole.com/b-52-manhole-cutter/>

- [12] “Platinum series six shooter manhole cutter,” Delphos (Ohio), 2022. [Online]. Available: <https://mrmanhole.com/trip-davis/>
- [13] “Beck tec - logo,” Bad Rappenau. [Online]. Available: <https://www.beck-tec.de/>
- [14] “Beck tec rh-gg/060,” Bad Rappenau. [Online]. Available: <https://www.beck-tec.de/produkte/detail/Schachtrahmenheber/d/20459>
- [15] “Wirtgen w 200 hi,” Německo, c2022. [Online]. Available: <https://www.wirtgen-group.com/ocs/en-cz/wirtgen/w-200-hi-124-p/>
- [16] “Wirtgen w 35 ri,” Německo, c2022. [Online]. Available: <https://www.wirtgen-group.com/ocs/en-cz/wirtgen/w-35-ri-17-p/>
- [17] “Stehr baumaschinen gmbh,” Schwalmtal (Německo), c2021. [Online]. Available: <https://www.stehr.com/en/>
- [18] “The solution for manhole cutting and leveling|mr.manhole,” Delphos (Ohio), 2022. [Online]. Available: <https://mrmanhole.com/>
- [19] K. Jeřábek, *Stroje pro zemní práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996.
- [20] “Beck tec,” Bad Rappenau. [Online]. Available: <https://www.beck-tec.de/>
- [21] “Regulace šachtových rámů, zálivkové malty,” Praha, 2019.
- [22] “Šachtový poklop s odvětráním v litino-betonovém rámu,” Přelouč, c2020. [Online]. Available: <https://katalog.kasi.cz/produkt/kdb61>
- [23] “Šachtový poklop bez odvětrání v roznášecím rámu,” Přelouč, c2020. [Online]. Available: <https://katalog.kasi.cz/produkt/keg97b>
- [24] “Poclain ms11-mse11,” Francie, c2022. [Online]. Available: <https://poclain-hydraulics.com/products/hydraulic-motors/ms-multipurpose/ms11-mse11-motor-max-1687cc-50-kw>
- [25] “Kubota power packs,” Německo, 2021. [Online]. Available: https://kdg.kubota-eu.com/wp-content/uploads/2022/03/Kubota_Diesel-Power-Packs_EN_2021-12.pdf
- [26] “Zubové čerpadlo gp3l,” Vrchlabí, c2022. [Online]. Available: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/hydraulicke-pohony/gp3l.html>
- [27] “Rozváděč rpr1-10,” Vrchlabí, c2022. [Online]. Available: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/rozvadece/rpr1-10.html>
- [28] “Tlakový ventil vpr-r-16,” Vrchlabí, c2022. [Online]. Available: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/tlakove-a-redukcniventily/vpp-r-16-25.html>

- [29] “Tlakový ventil vj3-16,” Vrchlábí, c2022. [Online]. Available: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/jednosmerne-ventily/vj3-1.html>
- [30] “Jednosměrný ventil scf-b2,” Vrchlábí, c2022. [Online]. Available: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/jednosmerne-ventily/sc1f-b2.html>
- [31] “Výrobní katalog přímočarých hydromotorů,” Slopné, c2017. [Online]. Available: https://www.hydraulics.cz/wed/pdf/vyrobni_katalog_cz2019.pdf
- [32] “Zubové čerpadlo gp1,” Vrchlábí, c2022. [Online]. Available: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/hydraulicke-pohony/gp1.html>
- [33] “Rozváděč rpr3-04,” Vrchlábí, c2022. [Online]. Available: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/rozvadece/rpr3-04.html>
- [34] “Tlakový ventil sr1a-a2,” Vrchlábí, c2022. [Online]. Available: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/tlakove-a-redukcní-ventily/sr1a-a2.html>
- [35] “Zámek rjv1-05,” Vrchlábí, c2022. [Online]. Available: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/jednosmerne-ventily/rjv1-05.html>
- [36] “Škrtící ventil vso1-04,” Vrchlábí, c2022. [Online]. Available: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/skrtici-ventily/vso1-04r.html>
- [37] “Technická příručka,” Kladno, c2020. [Online]. Available: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355j2drive-s355j2g3>
- [38] J. E. Shigley, C. R. Mischke, and R. G. Budynas, *Konstruování strojních součástí*, první ed. Brno: VUTIUM, 2010.
- [39] “Technická příručka,” Kladno, c2020. [Online]. Available: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s235jrdrive-s235jrg2>
- [40] V. Švec, *Části a mechanismy strojů*, první ed. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997.
- [41] J. Leinveber and P. Vávra, *Strojnické tabulky*, 5th ed. Úvaly: Albra, 2011.

- [42] M. Valášek and et.al., *Mechanika A*, 1st ed. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004.