

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NAVÍJEČ PRYŽOVÝCH DOPRAVNÍKOVÝCH PÁSŮ

RUBBER CONVEYOR BELT WINDER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PAVEL RICHTR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2010

Abstrakt

Cílem diplomové práce je navrhnout zařízení pro navíjení pryžových dopravníkových pásů o šířce 1830 mm do svitků o maximálním průměru 4500 mm.

Klíčová slova

Navíječ, dopravník, pás, pryž, cívka, rám

Abstract

The point of the diploma thesis is to design the machine for winding of rubber conveyor belts with width 1830 mm to rolls of maximum diameter 4500 mm.

Keywords

Winder, conveyor, belt, rubber, spool, frame



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Bibliografická citace:

RICHTER, P. *Navíječ pryžových dopravníkových pásů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 81 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně a bez cizí pomoci. Vycházel jsem z vlastních zkušeností, vědomostí, odborné literatury a odborných konzultací s vedoucím práce.

V Brně dne 20. 5. 2010



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Poděkování

Za věcné připomínky, cenné rady, ochotu a věnovaný čas děkuji vedoucímu práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc.

Obsah

1. Úvod	9
2. Účel zařízení	11
2.1 Navíjení pásů z válečkové tratě	11
2.2 Navíjení pásů volně ložených	11
3. Technické požadavky	12
4. Koncepce navrženého řešení	13
5. Návrh poháněcího ústrojí	14
5.1 Převodovka	14
5.2 Hydromotor	17
5.3 Vyrovnávací spojka	18
5.4 Ložiska hřídele cívky	19
6. Výpočet tažných sil	20
7. Hydraulický obvod	22
7.1 Výpočet parametrů	22
7.2 Výkonová charakteristika hydrogenerátoru	28
7.3 Konstrukce hydraulického obvodu	31
7.3.1 Hydrogenerátor	33
7.3.2 Rozvaděč	34
7.3.3 Pojistný ventil	35
7.3.4 Redukční ventil	35
7.3.5 Hydromotor	35
8. Rozběh a brzdění cívky	36
8.1 Rozběh cívky	36
8.2 Brzdění cívky	36
8.2.1 Výpočet doby brzdění cívky	37
8.2.2 Výpočet otevíracího tlaku pojistného ventilu při brzdění	39
9. Návrh elektromotoru	40
10. Hlavní skupiny stroje	41
10.1 Rám	42
10.1.1 Popis rámu	42
10.1.2 Podkladové plechy	43
10.1.3 Tažná a kotevní oka	44
10.1.4 Pevnostní kontrola rámu	46
10.2 Cívka	58
10.3 Hydraulický agregát	58
10.4 Poháněcí ústrojí cívky	58

10.4.1 Popis.....	58
10.4.2 Pevnostní kontrola hřídele cívký.....	60
10.4.3 Pevnostní kontrola výstupního hřídele převodovky.....	62
10.5 Systém vedení pásu.....	65
10.5.1 Plošné vedení pásu.....	66
10.5.2 Boční vedení pásu.....	68
10.6 Kryt pohonu.....	69
10.7 Žebříky.....	70
11. Určení měrného tlaku navíječe na podklad.....	71
12. Zásady použití navíječe.....	72
13. Závěr.....	73
Použité prameny.....	74
Seznam použitých symbolů a zkratk.....	76
Seznam příloh.....	81

1. Úvod

Manipulace s materiálem je proces nepostradatelný při řadě lidských činností. Každá manipulace či přeprava je něčím specifická, k čemuž je nutno přihlídnout při její realizaci. Před významným rozvojem techniky byly možnosti přepravy značně omezeny především objektivními hledisky - hmotností břemen a fyzickými dispozicemi lidí, respektive zvířat. S postupem času se objevovaly prostředky pro usnadnění manipulace s břemeny, snižující vliv omezujících faktorů a současně zvyšující efektivitu manipulace. Lidskou a zvířecí sílu postupně nahrazovaly stroje.

Aby však přeprava byla skutečně efektivní, je nutné znát a důsledně respektovat charakteristické vlastnosti materiálů či hmot, které je třeba dopravovat – například zda se jedná o látky kapalně, plynně či pevně, kusové nebo sypké atd.

Některé dopravní systémy jsou univerzální, schopné dopravovat různorodý materiál, jiné jsou však účelové, vhodné pro konkrétní materiál.

Jedním ze specifických prostředků pro manipulaci jsou pásové dopravníky (obr. 1), užívané pro dopravu sypkých materiálů o nejrůznější zrnitosti, sypné hmotnosti, abrazivnosti a v neposlední řadě sypném úhlu. Soubor zmiňovaných i dalších vlastností rozhoduje o vhodnosti použití plochého či tvarového dopravníku a rovněž o materiálu dopravního pásu. Častým řešením je pás pryžový, vhodný pro nepřiliš abrazivní látky při běžných teplotách.

Jednou z aplikací, kde se s pásovým dopravníkem s pryžovým pásem setkáváme, jsou povrchové hnědouhelné doly, lomy a další místa těžby nerostných surovin, charakteristická značnou prostorovou rozlehlostí, místem těžby s proměnnou polohou a naopak stacionárním zázemím pro zpracování vytěžené suroviny, což společně vede ke značným vzdálenostem, na nichž doprava probíhá. Pásové dopravníky jsou zde výhodné pro svůj kontinuální provoz a možnost přestavby dopravních tras, což zajišťuje variabilitu míst nakládky a výsypu materiálu za současné velmi dobré ekonomiky provozu.

Vzhledem k tomu, že pryžový pás podléhá mechanickému opotřebení, chemickým vlivům prostředí a stárnutí, je nutné občas přistoupit k jeho výměně. Nový pás je k místu montáže dopraven ve smotaném stavu (obr. 3) tak, jak byl vyexpedován výrobcem. Starý opotřebený a poškozený pás (obr. 2) je však po rozpojení z válečkové tratě snímán rozvinutý, což vzhledem k délkám dopravníků a tudíž i samotných pásů prakticky vylučuje možnost snadné manipulace. Aby se umožnila jeho následná přeprava a skladování, je nezbytné jej vhodným způsobem svinout. Vlastnosti pásů – tloušťka, šířka, tuhost, hmotnost – vylučují ruční svinování.

Východiskem může být použití speciálního zařízení pro navinutí rozpojeného pásu na cívku, čímž se docílí kompaktního celku, který umožňuje manipulaci, přepravu a stohování, například pomocí jeřábu.

Zařízení musí umožňovat provoz a obsluhu pomocí prostředků, které jsou v těžebních lokalitách běžně k dispozici. Jeho činnost by měla být co nejefektivnější, neboť výměna dopravníkových pásů působí odstávky těžebních zařízení a zvyšuje tím náklady těžby. Příprava k činnosti, vlastní navinutí pásu a následné uvolnění prostoru v okolí dopravníku tedy musí proběhnout v nejkratším možném čase.

Návrh navíjecího zařízení je předmětem této práce.



Obr. 1: Dálkový pásový dopravník [16]

2. Účel zařízení

2.1 Navíjení pásů z válečkové tratě

Navrhované zařízení má primárně sloužit pro navíjení pryžových pásů pásových dopravníků při jejich výměně. Po přistavení k vhodné koncové stanici dopravníku a rozpojení dopravního pásu se jeden jeho konec upevní k jádru cívky a jejím otáčením se pás začne navíjet přímo z válečkové tratě.

2.2 Navíjení pásů volně ložených

Navíjet je možné i pásy volně ložené na terénu. Omezením zde však je hmotnost pásu a tření mezi pásem a terénem. Při větších délkách pásů a přílišném odporu proti jeho tažení by mohlo docházet k sunutí navíječe proti ležícímu pásu. Tomu lze zabránit kotvením stroje k vhodnému objektu, například k dozeru. Pak je navíjení omezeno pouze momentem na cívce, který je poháněcí soustava schopna vyvinout.



Obr. 2: Vyřazené dopravníkové pásy [17]

3. Technické požadavky

Zařízení má dosahovat následujících parametrů:

Regulovatelné otáčky cívky:	(0 ÷ 15) otáček za minutu
Maximální hmotnost cívky včetně navinutého pásu:	45000 kg
Minimální průměr návínu:	600 mm
Maximální průměr návínu:	4500 mm
Šířka navíjeného pásu:	1830 mm
Minimální tažná síla při největším průměru návínu:	10000 N
Minimální otáčky cívky při největším průměru návínu a tažné síle 10 kN:	8 otáček za minutu



Obr. 3: Svitky nových pryžových dopravníkových pásů [18]

4. Koncepce navrženého řešení

Navíječ je koncipován jako autonomní mobilní zařízení, snadno přemístitelné mezi pracovišti, s jednoduchou obsluhou, minimálními nároky na údržbu, zohledňující specifika prostředí, v němž se provoz předpokládá. Není samohybný, ale přesunovatelný tažením za vhodným prostředkem. Toto řešení vede jednak ke zjednodušení konstrukce, snížení náročnosti údržby a v neposlední řadě k minimálním nárokům na charakter terénu jak v rámci přesunu, tak samotného pracovního nasazení.

Základ stroje představuje rám, jehož tuhost zaručuje dobré přenášení sil od zátěže na podklad a odolnost vůči namáhání během transportu. Spodní část rámu představuje rozměrnou opěrnou plochu, zaručující malý měrný tlak zejména na málo únosných podkladech.

Pohon navíječe je elektrohydraulický. Napájení elektrickou energií může probíhat přímo ze sítě, malá energetická náročnost umožňuje i použití elektrocentrály v místech mimo dosah rozvodů elektrické energie.

Pro optimální přenos výkonu elektromotoru na hřídel cívky je zvolen hydrostatický obvod, umožňující citlivé řízení výkonu, otáček a tažné síly a současně zajišťující spolehlivou ochranu proti přetížení při překročení tažné síly, stejně jako zastavení rotující cívky v nejkratším možném čase, což vede nejen ke zvýšení bezpečnosti, ale především ke zkrácení neproduktivních časů mezi jednotlivými operacemi.

Ložiska hřídele cívky umožňují její jednoduché a velmi rychlé uvolnění pro vyjmutí vzhůru při stálém bezpečném zajištění v ostatních směrech. Hřídel se provléká dutinou v jádru cívky, s níž se z ložisek vyjímá společně. Jedno z ložisek současně plní funkci spojky přenášející kroutící moment.

Prvky poháněcího ústrojí jsou proti povětrnostním vlivům a mechanickým poškozením chráněny kryty.

5. Návrh poháněcí ústrojí

Jak již bylo zmíněno, navíc je poháněn elektricky, přičemž přenos výkonu z hřídele elektromotoru na hřídel cívky se děje prostřednictvím hydraulického obvodu.

Hřídel cívky je přes zubovou vyrovnávací spojku propojena s převodovkou, jejíž pohon zajišťuje hydromotor.

Předběžný výpočet kroutícího momentu

Požadovaná tažná síla při největším průměru návinu na cívce:

$$T_{D_{\max}} = 10000 \text{ N}$$

Největší průměr návinu na cívce:

$$D_{\max} = 4500 \text{ mm}$$

Kroutící moment se určí ze vztahu:

$$M_{D_{\max}} = T_{D_{\max}} \cdot \frac{D_{\max}}{2}, \quad (1)$$

Po dosažení:

$$M_{D_{\max}} = 10000 \cdot \frac{4500 \cdot 10^{-3}}{2} = 22500 \text{ Nm}$$

5.1 Převodovka

Na základě určeného kroutícího momentu je zvolena dvoustupňová planetová převodovka **LOHMANN GFB 60 T2 1029** (obr. 4).

Technická data převodovky [11]

Maximální vstupní kroutící moment:

$$M_{1_{\max}} = 636 \text{ Nm}$$

Maximální otáčky vstupní hřídele:

$$n_{1_{\max}} = 1765 \text{ min}^{-1}$$

Převodový poměr:

$$i = 40,4$$

Maximální výstupní kroutící moment:

$$M_{2_{\max}} = 25694 \text{ Nm}$$

Maximální otáčky výstupní hřídele:

$$n_{2_{\max}} = 46,7 \text{ min}^{-1}$$

Maximální výstupní kroutící moment při zohlednění korekčního součinitele:

Hodnota korekčního součinitele K se volí na základě požadované předpokládané životnosti (Service Time Category) a stupně náročnosti provozu (Collective Load Class) [11]

A) Předpokládaná doba životnosti

Vzhledem k charakteru provozu navíječe se volí předpokládaná životnost v rozmezí 1600 ÷ 3200 hodin.

B) Stupeň náročnosti provozu

Ze čtyř zátěžových kategorií se volí stupeň 3, odpovídající zátěži „po většinu doby provozu zatížení blízké maximálnímu“

Odpovídající hodnota korekčního součinitele je pak: $K = 1,1$

Korigovaný maximální kroutící moment na výstupním hřídeli převodovky se určí ze vztahu:

$$M_{2K \max} = \frac{M_{2 \max}}{K}, \quad (2)$$

kde $M_{2 \max}$ [Nm] je maximální nekorigovaný výstupní kroutící moment

K [-] je korekční součinitel zohledňující náročnost provozu a předpokládanou životnost převodovky

Po dosazení:

$$M_{2K \max} = \frac{25694}{1,1} = 23358 Nm$$

Maximální dovolený kroutící moment na výstupním hřídeli převodovky $M_{2K \max}$ je větší než požadovaný kroutící moment na hřídeli cívky $M_{D \max}$.

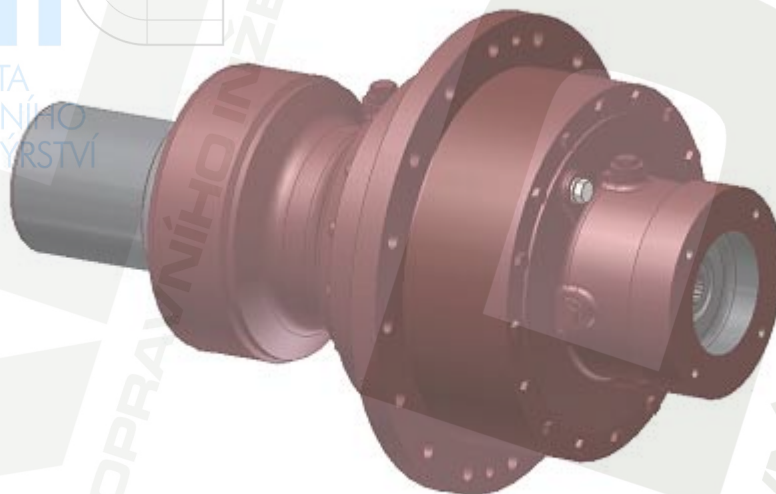
$$M_{2K \max} > M_{D \max}$$

$$23358 > 22500$$

Převodovku je možné pro tento účel použít.

Charakteristika převodovky

Jedná se o dvoustupňovou planetovou převodovku s integrovanou statickou lamelovou brzdou, primárně určenou pro pohon otoče stavebních strojů.



Obr 4: Převodovka LOHMANN GFB 60 T2 1029

Oproti použití převodovky pro pohon otoče stavebních strojů má uplatnění při pohonu cívky navíječe několik odlišností, z nichž nejvýznamnější je změna pracovní polohy z vertikální na horizontální, což ovlivňuje množství olejové náplně.

Převodovka orientovaná svisle má většinu vnitřního volného objemu zaplněnu olejem. Výška hladiny oleje se měří tyčovou měrkou v zátce uzavírající plnicí nátrubek. Při vodorovné orientaci převodovky výrobce stanovuje olejovou náplň následovně:

- Pro otáčky výstupní hřídele $n_2 < 20 \text{ min}^{-1}$ dosahuje hladina oleje úrovně osy převodovky
- Pro otáčky výstupní hřídele $n_2 > 20 \text{ min}^{-1}$ je převodovka olejem naplněna zcela, přičemž se její vnitřní objem propojí s vyrovnávací olejovou nádrčkou umístěnou nad převodovkou; nádržka vyrovnává změnu objemu oleje v důsledku jeho měnící se teploty.

Maximální otáčky výstupního hřídele při použití v pohonu navíječe jsou 15 min^{-1} , je tedy použito způsobu mazání s poloviční olejovou náplní. Původní nátrubek pro měрку oleje je nahrazen zátkou pro nalévání olejové náplně, zátka v úrovni osy převodovky pak nově slouží pro kontrolu olejové hladiny.

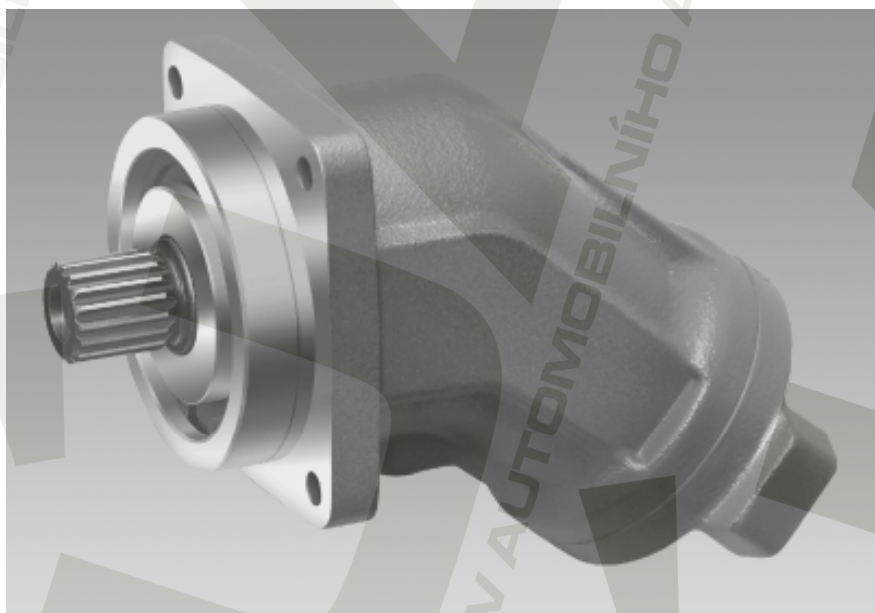
Převodovka je opatřena mokrou lamelovou statickou brzdou, která je v klidové poloze zabrzděna působením síly vinutých pružin. Její odbrzdění se provádí tlakovým olejem. Pro spojení převodovky s rámem stroje slouží příruba s otvory pro šrouby.

5.2 Hydromotor

Použit je konstantní axiální pístový hydromotor **Rexroth A2FM 125** (obr. 5). Hydromotor je kompatibilní s použitou planetovou převodovkou **LOHMANN GFB 60 T2 1029**, s níž po spojení přírubou tvoří jeden celek.

Technická data hydromotoru [10]

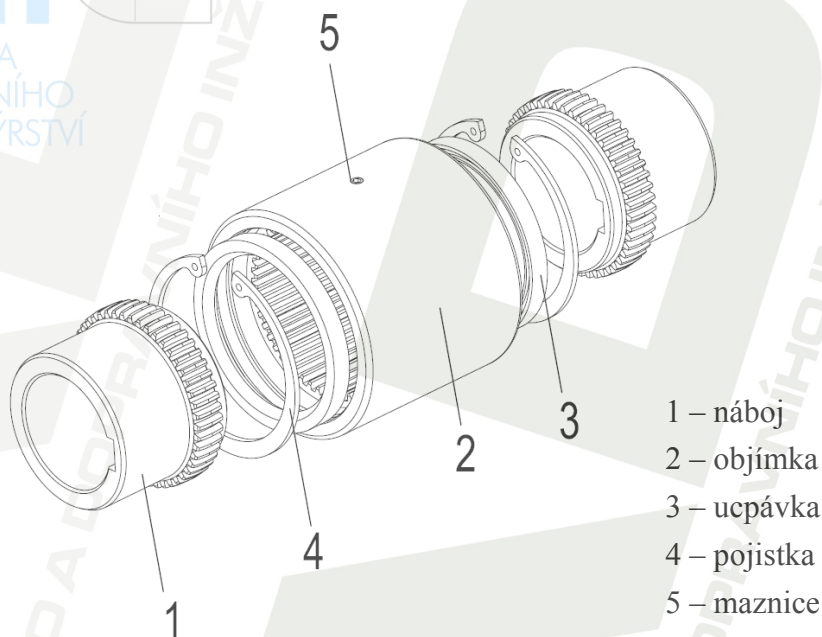
Geometrický objem:	125 cm ³
Maximální počet otáček:	4000 min ⁻¹
Maximální přípustný průtok při maximálních otáčkách:	500 l·min ⁻¹
Konstanta kroučícího momentu:	19,9 Nm·MPa ⁻¹
Přípustný kroučící moment při tlakovém spádu 35MPa:	697 Nm
Množství kapaliny pro předplnění:	0,8 l
Moment setrvačnosti v ose hřídele:	0,0116 kg·m ²
Přibližná hmotnost:	32 kg



Obr 5: Hydromotor Rexroth A2FM 125 [10]

5.3 Vyrovnávací spojka

Jejím účelem je propojení výstupní hřídele převodovky s hřídelí cívky a eliminovat jejich nesouosost plynoucí z výrobních nepřesností. S ohledem na velikost přenášeného kroutícího momentu je použita spojka **SITEX GST typ C** (obr. 6).



Obr 6: Hřídelová spojka SITEX GST typ C [8]

Jedná se o zubovou spojku, jejíž dva náboje, opatřené drážkou pro pero a vnějším ozubením, jsou vsunuty do objímky s vnitřním ozubením. Poloha nábojů v objímce je zajištěna pojistkami, vnikání nečistot do prostoru ozubení brání ucpávky. Pro mazání je spojka opatřena maznicí umístěnou ve stěně objímky. Maznice ústí do prostoru mezi čely ozubených nábojů.

Technická data [8]

Maximální radiální přesazení os:	1,3 mm
Maximální přenášený kroutící moment:	34000 Nm
Maximální úhlová odchylka os (na jednu stranu):	2°
Maximální provozní otáčky:	1550 min ⁻¹
Hmotnost:	94 kg

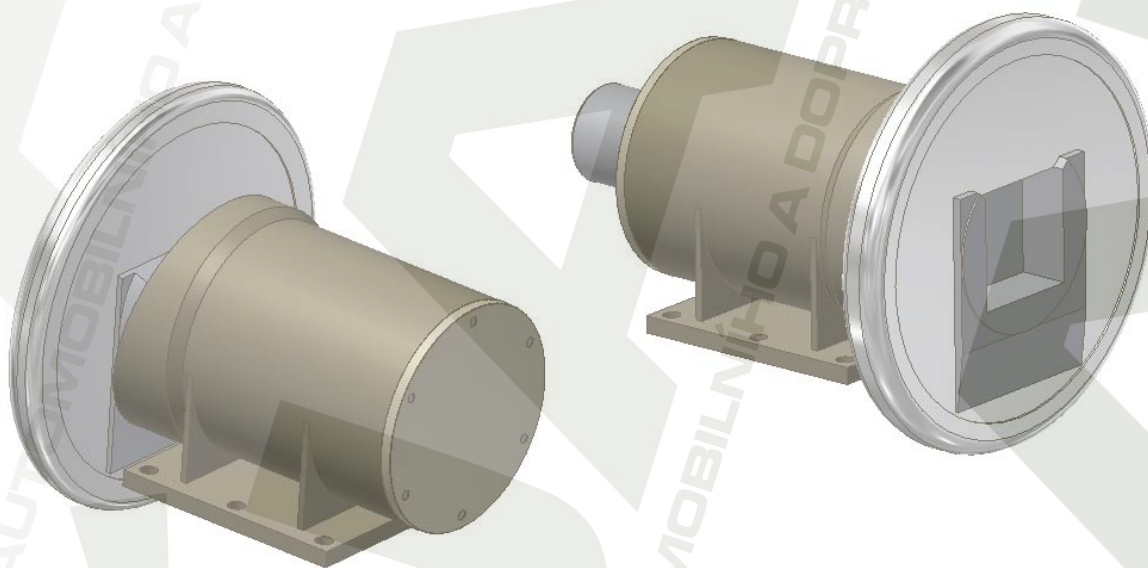
5.4 Ložiska hřídele cívky

Hřídel cívky je tyč čtvercového průřezu o straně 200 mm. Čtvercový průřez zabezpečuje přímé přenášení kroutícího momentu.

Na způsob uložení hřídele jsou kladeny tyto požadavky:

- Vysoká únosnost
- Dobrý přenos kroutícího momentu
- Bezpečné uložení při otáčení
- Rychlé a snadné uvolnění hřídele
- Zabránění nebezpečí vyklouznutí hřídele s cívkou i v uvolněné poloze
- Spolehlivý provoz při snadné údržbě

Pro uložení hřídele cívky byla zvolena ložiska **BOSCHERT – LAGER 170 – 230** (obr. 7)



Obr 7: Ložiska BOSCHERT – LAGER 170 – 230

Jedná se o účelová ložiska pro čtvercové hřídele. Pár je tvořen ložiskem v provedení koncovém a ložiskem s průběžným hřídelem, který je na konci opatřen drážkou pro pero. Ložiska mají dutinu s profilem odpovídajícím průřezu dané hřídele a o hloubce 90mm. Dutina je na funkčních plochách vyložena tvrzenými destičkami pro snížení otláčení.

Tři z obvodových stěn dutiny jsou pevné – vytvořeny v čele tvarové hřídele procházející tělesem ložiska, čtvrtou stěnu tvoří vnitřní plocha otvoru kotouče. Ten je výklopný ve směru osy ložiskového tělesa, přičemž jeho pohybem se otevírá, resp. uzavírá úložná dutina. Před vyjímáním čtvercové hřídele se uzavírací kotouč vyklopí směrem k ložiskovému tělesu.

Pro připojení k rámu stroje jsou ložisková tělesa opatřena deskou s otvory pro šrouby.

Technická data [7]

Maximální nosnost páru ložisek:	64000 kg
Strana čtvercového průřezu hřídele:	200 mm
Maximální přenášený kroutící moment:	41000 Nm

6. Výpočet tažných sil

Při určování reálných velikostí tažných sil je omezujícím faktorem maximální dovolený kroutící moment na výstupním hřídeli převodovky. Při konstantním kroutícím momentu bude velikost vyvinuté tažné síly záviset na aktuálním průměru návinu. Nejvyšší hodnoty tažné síly bude dosaženo při nejmenším průměru návinu, s jeho růstem bude tažná síla úměrně klesat až do své nejnižší hodnoty při plně navinuté cívce. Tato minimální hodnota je stanovena zadáním.

Skutečná maximální tažná síla na největším průměru návinu:

Navinutý průměr na cívce: $D_{\max} = 4500$ mm

Maximální dovolený kroutící moment na hřídeli cívky: $M_{2K\max} = 23358$ Nm

Skutečná maximální tažná síla na největším průměru návinu cívky se určí na základě vztahu:

$$T_1 = \frac{2 \cdot M_{2K\max}}{D_{\max}} \quad (3)$$

Po dosažení:

$$T_1 = \frac{2 \cdot 23358}{4500 \cdot 10^{-3}} = 10381 \text{ N} = 10,38 \text{ kN}$$

Skutečná maximální tažná síla na nejmenším průměru návinu:

Navinutý průměr na cívce: $D_{\min} = 600 \text{ mm}$

Skutečná tažná síla na nejmenším průměru návinu cívky se určí podle vztahu:

$$T_2 = \frac{2 \cdot M_{2K \max}}{D_{\min}} \quad (4)$$

Po dosažení:

$$T_2 = \frac{2 \cdot 23358}{600 \cdot 10^{-3}} = 77860 \text{ N} = 77,86 \text{ kN}$$

Síla T_2 je největší tažná síla v pásu, kterou je navíječ schopen vyvinout.

7. Hydraulický obvod

7.1 Výpočet parametrů

Stanovení tlaku na vstupu hydromotoru při maximálním kroutícím momentu:

Vztah pro maximální kroutící moment hydromotoru [10]:

$$M_{1\max} = \frac{V_{gM} \cdot p_{\max} \cdot \eta_{mhM}}{2\pi} \quad (5)$$

kde V_{gM} [cm³] je geometrický objem hydromotoru
 p_{\max} [Pa] je maximální tlakový spád na hydromotoru
 η_{mhM} [-] je mechanicko-hydraulická účinnost hydromotoru

Z rovnice (5) lze vyjádřit vztah pro určení největšího tlakového spádu

$$p_{\max} = \frac{2\pi \cdot M_{1\max}}{V_{gM} \cdot \eta_{mhM}} \quad (6)$$

Maximální kroutící moment na vstupním hřídeli převodovky:

$$M_{1\max} = \frac{M_{2K\max}}{i} \quad (7)$$

kde $M_{2K\max}$ [Nm] je maximální dovolený kroutící moment na výstupním hřídeli převodovky
 i [-] je převodový poměr převodovky

Po dosazení do rovnice (7)

$$M_{1\max} = \frac{23358}{40,4} = 578,2 Nm$$

Mechanicko-hydraulická účinnost axiálního pístového hydromotoru s nakloněným blokem [5]

$$\eta_{mhM} = 0,98$$

Po dosazení do rovnice (6) se určí maximální velikost tlakového spádu na hydromotoru

$$p_{\max} = \frac{2\pi \cdot 578,2}{125 \cdot 10^{-6} \cdot 0,98} = 29646376 \text{ Pa} = 29,65 \text{ MPa}$$

Stanovení průtoku oleje hydromotorem při maximálních otáčkách cívky

$$n_{2\max} = 15 \text{ min}^{-1}$$

Otáčky hydromotoru při maximálních otáčkách cívky se určí z rovnice:

$$n_{1\max} = i \cdot n_{2\max}, \quad (8)$$

kde $i [-]$ je převodový poměr převodovky
 $n_{2\max} [\text{min}^{-1}]$ jsou maximální otáčky cívky

Po dosazení:

$$n_{1\max} = 40,4 \cdot 15 = 606,0 \text{ min}^{-1}$$

Objemová účinnost axiálního pístového hydromotoru s nakloněným blokem [5]:

$$\eta_{oM} = 0,98$$

Průtok oleje hydromotorem se získá z rovnice [10]

$$Q_{\max} = \frac{n_{1\max} \cdot V_{gM}}{\eta_{oM}}, \quad (9)$$

kde $n_{1\max} [\text{min}^{-1}]$ jsou maximální otáčky hřídele hydromotoru
 $V_{gM} [\text{cm}^3]$ je geometrický objem hydromotoru
 $\eta_{oM} [-]$ je objemová účinnost hydromotoru

Po dosazení se získá maximální velikost průtoku oleje hydromotorem

$$Q_{\max} = \frac{606 \cdot 125 \cdot 10^{-6}}{0,98} = 0,07730 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 77,30 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Stanovení příkonu hydrogenerátoru:

Příkon hydrogenerátoru se určí z podmínky dodržení maximálního kroutícího momentu při 8 otáčkách cívky za minutu.

Otáčky hydromotoru při $n_2 = 8 \text{ min}^{-1}$:

$$n_1 = i \cdot n_2, \quad (10)$$

kde $n_1 [\text{min}^{-1}]$ je frekvence otáčení hřídele hydromotoru
 $i [-]$ je převodový poměr převodovky
 $n_2 [\text{min}^{-1}]$ je frekvence otáčení cívky

Po dosazení:

$$n_1 = 40,4 \cdot 8 = 323,2 \text{ min}^{-1}$$

Objemová účinnost axiálního pístového hydromotoru s nakloněným blokem [5]:

$$\eta_{oM} = 0,98$$

Průtok oleje hydromotorem při $n_2 = 8 \text{ min}^{-1}$:

$$Q = \frac{n_1 \cdot V_{gM}}{\eta_{oM}}, \quad (11)$$

kde $n_1 [\text{min}^{-1}]$ je frekvence otáčení hřídele hydromotoru
 $V_{gM} [\text{cm}^3]$ je geometrický objem hydromotoru
 $\eta_{oM} [-]$ je objemová účinnost hydromotoru

Po dosazení se získá velikost průtoku oleje hydromotorem

$$Q = \frac{242,4 \cdot 125 \cdot 10^{-6}}{0,98} = 0,0412 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1} = 41,23 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Příkon hydrogenerátoru se určí z rovnice:

$$P_{HG} = \frac{p_{\max} \cdot Q}{\eta_{cG}}, \quad (12)$$

kde p_{\max} [MPa] je maximální tlakový spád na hydromotoru

Q [$\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$] je průtok oleje hydrogenerátorem

η_{cG} [-] je celková účinnost hydrogenerátoru

Uvažuji celkovou účinnost axiálního pístového hydrogenerátoru s nakloněným blokem [5]:

$$\eta_{cG} = 0,95$$

Po dosazení:

$$P_{HG} = \frac{29646376 \cdot 0,0412}{60 \cdot 0,95} = 21429W = 21,43kW$$

Na základě příkonu hydromotoru se zvolí adekvátní asynchronní třífázový elektromotor.
(viz kapitola 9. *Návrh elektromotoru*)

Určení množství hydraulického oleje

Na základě empirického vztahu se množství oleje v otevřeném hydraulickém obvodu stanovuje jako (3 ÷ 5) násobek největšího průtoku hydrogenerátorem za minutu [5].

$$V_o = (3 \div 5) \cdot Q_{\max} \quad (13)$$

$$V_o = (3 \div 5) \cdot 77,3 = 231,9l \div 386,5l$$

Vzhledem k charakteru práce navijče, kdy se nepředpokládá dlouhodobý provoz a malému zahřívání oleje se volí jeho množství $V_o = 250l$

Tepelné vlastnosti hydraulického obvodu

Při provozu stroje dochází k ohřevu olejové náplně hydraulického obvodu, v důsledku tlakových ztrát v jednotlivých prvcích včetně vedení, kdy se část výkonu elektromotoru, nepřeměněná v mechanickou práci hydromotoru, převádí na teplo, nebo brzděním rotující cívky. Ta je brzděna výhradně prostřednictvím hydraulického obvodu, kdy brzdný moment je vyvozen průtokem oleje hydromotorem při tlakovém spádu vytvořeném tlakovým ventilem. Veškerá kinetická energie se tak mění v teplo, které ohřívá olejovou náplň. Ohřev oleje brzděním cívky je dominantní, neboť se na teplo převádí veškerý brzdný výkon.

Určení ohřevu oleje při brzdění cívky

Moment setrvačnosti navinuté cívky:

$$J_c = \frac{1}{2} m_c \cdot (r_2^2 + r_1^2), \quad (14)$$

kde J_c [kg·m²] je moment setrvačnosti zaplněné cívky jako dutého tlustostěnného válce
 m_c [kg] je hmotnost cívky
 r_1 [mm] je poloměr jádra cívky
 r_2 [mm] je poloměr největšího návinu na cívce

Po dosazení do rovnice (14) se určí moment setrvačnosti navinuté cívky

$$J_c = \frac{1}{2} 45000 \cdot \left[\left(\frac{2250}{1000} \right)^2 + \left(\frac{300}{1000} \right)^2 \right] = 115931,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kinetická energie rotující cívky

$$E_{kc} = \frac{1}{2} J_c \cdot \omega^2 \quad (15)$$

kde

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{2\max} \quad (16)$$

Po dosazení rovnice (16) do (15) a vyčíslení:

$$E_{kc} = \frac{1}{2} J_c \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{2\max})^2 = \frac{1}{2} \cdot 115931,25 \cdot (2 \cdot \pi \cdot \frac{15}{60})^2 = 143024,5 J$$

Množství tepla dodané oleji pro zvýšení teploty o ΔT

$$Q_o = c_o \cdot m_o \cdot \Delta T, \quad (17)$$

kde Q_o [J] je dodané teplo
 c_o [J·kg⁻¹·K⁻¹] je měrná tepelná kapacita oleje
 m_o [kg] je hmotnost olejové náplně

$$m_o = \rho_o \cdot V_o, \quad (18)$$

kde ρ_o [kg·m⁻³] je hustota oleje
 V_o [m³] je objem olejové náplně

Při ohřevu oleje brzděním cívky je dodané teplo rovno kinetické energii rotující cívky

Po vyjádření ΔT z rovnice (17), dosazení vztahu (18) a vyčíslení

$$\Delta T = \frac{Q_o}{c_o \cdot \rho_o \cdot V_o} = \frac{143024,5}{1670 \cdot 870 \cdot 0,25} = 0,394 K = 0,394^\circ C$$

Vzhledem k minimálnímu ohřevu oleje provozem stroje není nutné zařazovat do obvodu chladič.

7.2 Výkonová charakteristika hydrogenerátoru

Je vyjádřena vzájemnou závislostí průtoku a tlaku hydraulického oleje (obr. 8). Tlak oleje dosahuje hodnoty nejvýše 29,65 MPa, je omezen pojistným ventilem, který brání poškození systému v důsledku nadměrné zátěže na cívce v obou směrech otáčení. Současně průtok oleje obvodem je ohraničen hodnotou odpovídající maximálním otáčkám cívky, stanoveným na 15 min^{-1} .

Hydrogenerátor je vybaven výkonovou regulací, má tedy konstantní otáčky a v závislosti na zatížení je samočinně měněn úhel naklonění bloku, resp. geometrický objem hydrogenerátoru. V rámci mezních hodnot má závislost tlaku hydraulického oleje na průtoku obvodem hyperbolický průběh, odpovídající maximálnímu výkonu.

Mezní body křivky výkonu:

1)

Největší hodnota provozního tlaku je omezena nastavením pojistného ventilu. Tato hodnota je stanovena z dovolených kroutících momentů převodovky:

$$p_{\max} = 29,65 \text{ MPa}$$

Průtok oleje odpovídající maximálnímu výkonu a maximálnímu tlaku se určí z rovnice:

$$Q_{p \max} = \frac{P_{\max}}{p_{\max}} \quad (19)$$

kde P_{\max} [W] je maximální výkon hydrogenerátoru

p_{\max} [Pa] je maximální tlakový spád na hydrogenerátoru

η_{cG} [-] je celková účinnost, jejíž hodnotu pro axiální pístový hydrogenerátor volím [5]

$$\eta_{cG} = 0,95$$

$$Q_{p \max} = \frac{P_{HG} \cdot \eta_{cG}}{p_{\max}} = \frac{21429 \cdot 0,95 \cdot 60}{29646376} = 0,0412 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 41,20 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Do této hodnoty průtoku je možno dosáhnout maximální kroutící moment.

2)

Maximální průtok oleje, který je omezený nastavením hydrogenerátoru podle požadavku maximálního počtu otáček cívky za minutu:

$$Q_{\max} = 0,07730 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 77,30 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Tlak oleje odpovídající maximálnímu výkonu a maximálnímu průtoku se určí z rovnice:

$$p_{Q_{\max}} = \frac{P_{\max}}{Q_{\max}}, \quad (20)$$

kde $Q_{\max} [\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$ je maximální průtok oleje hydrogenerátorem

$P_{\max} [\text{W}]$ je maximální výkon hydrogenerátoru

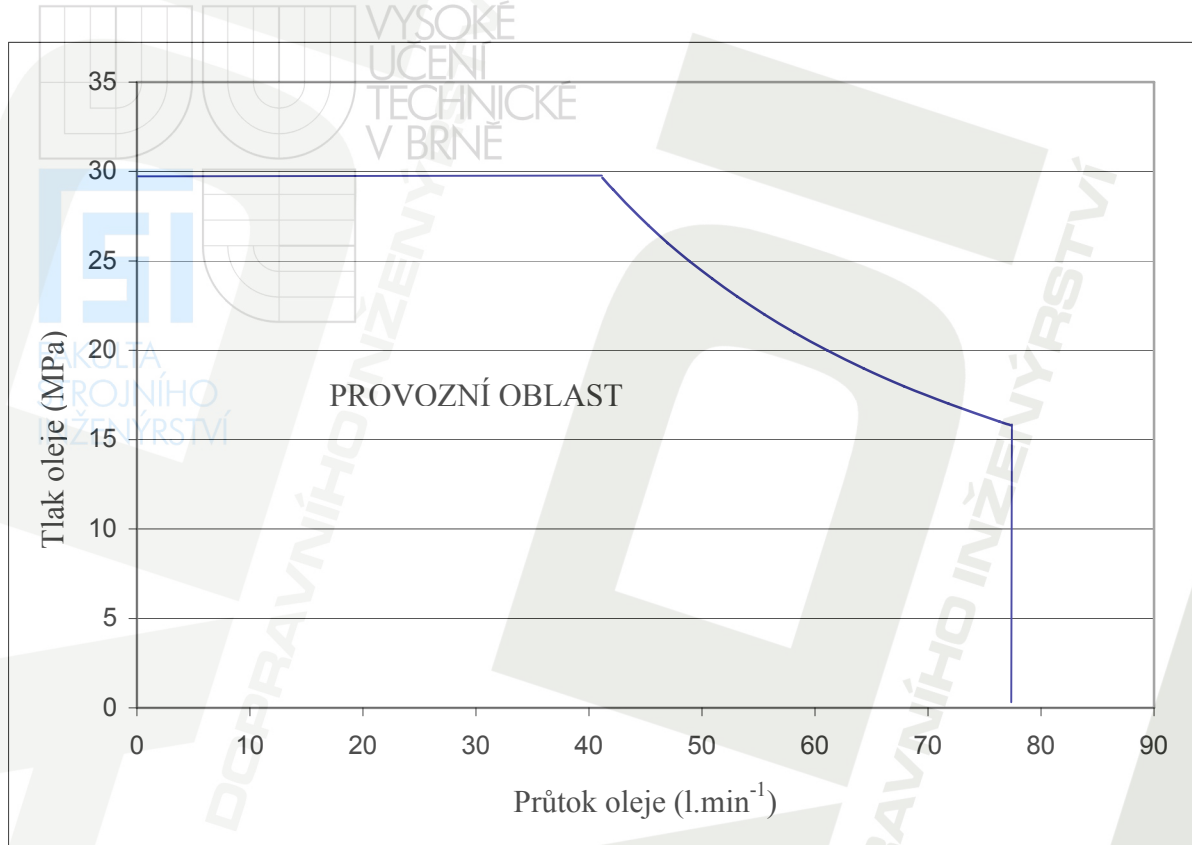
$p_{Q_{\max}} [\text{Pa}]$ je tlakový spád na hydrogenerátoru odpovídající maximálnímu průtoku oleje

Po dosazení do vztahu (20)

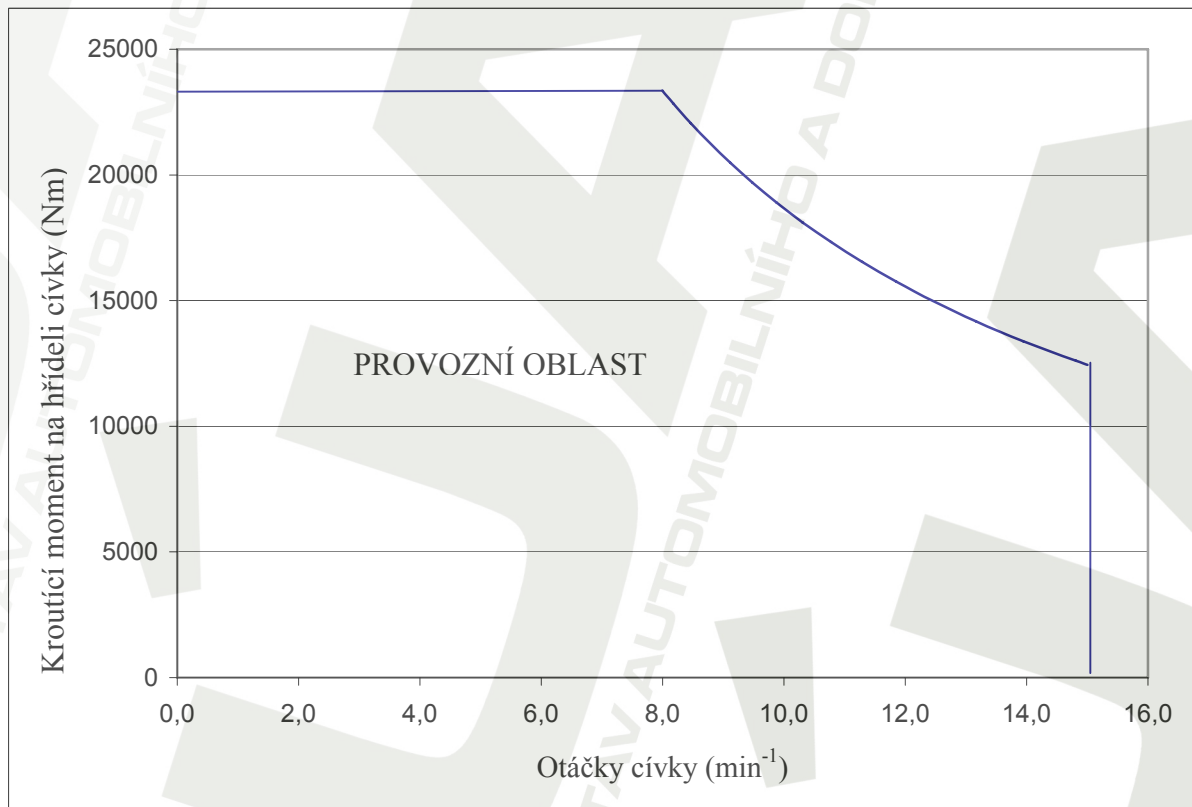
$$p_{Q_{\max}} = \frac{P_{HG} \cdot \eta_{cG}}{Q_{\max}} = \frac{21429 \cdot 0,95.60}{0,07730} = 15801461 \text{ Pa} = 15,80 \text{ MPa}$$

Do této hodnoty tlaku je možno dosáhnout maximálních otáček cívky

Na obr. 9 je znázorněna závislost krouťícího momentu, odvíjejícího se od tlakového spádu na hydromotoru, na otáčkách cívky. Frekvence otáčení cívky je úměrná průtoku oleje hydromotorem.



Obr. 8: Závislost tlaku hydraulického oleje na jeho průtoku



Obr. 9: Závislost kroučícího momentu na hřídeli cívký na frekvenci jejího otáčení

7.3 Konstrukce hydraulického obvodu

Popis hydraulického obvodu

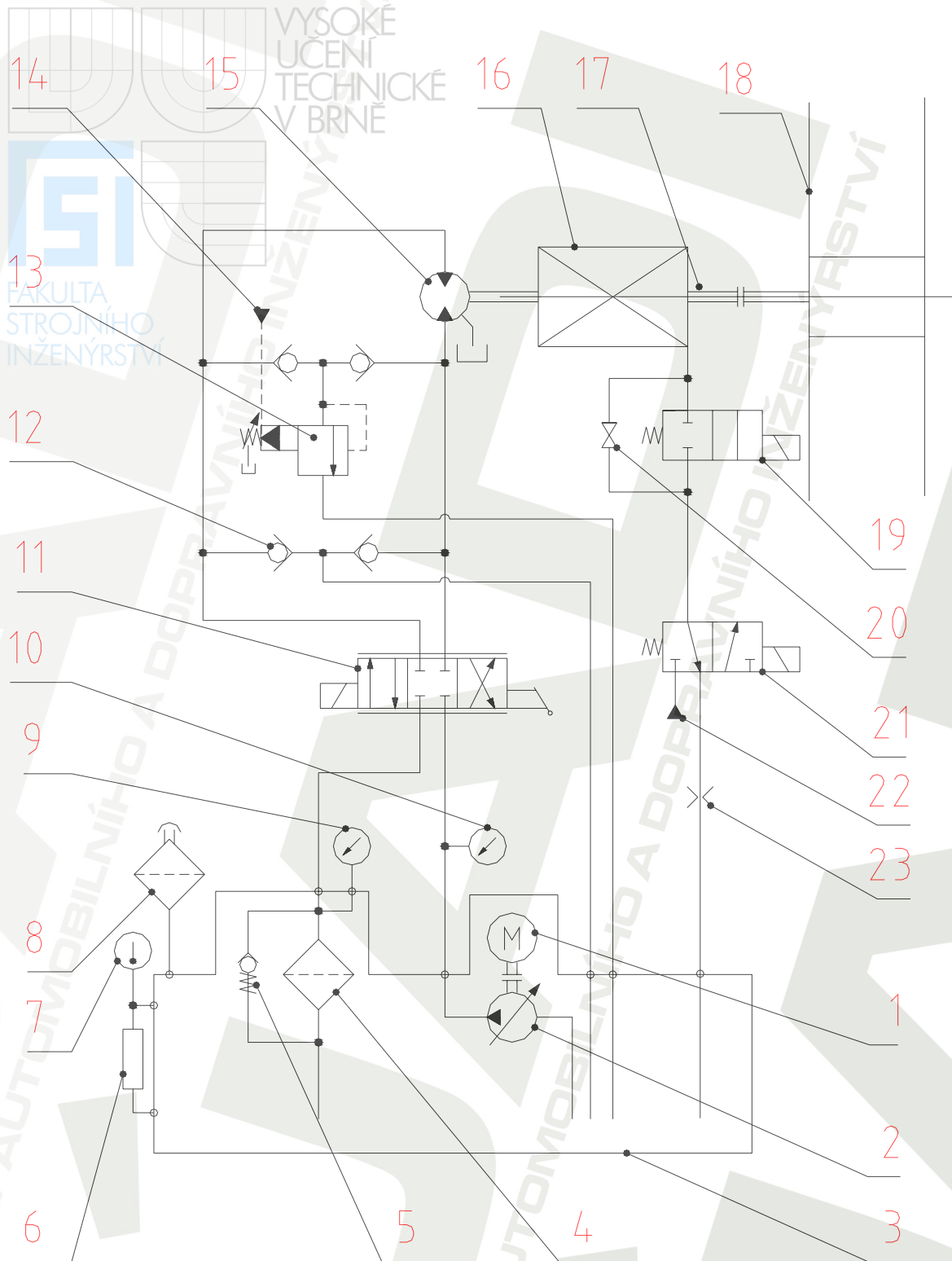
Hydraulický obvod je znázorněn na obr. 10. Regulační hydrogenerátor (pozice 2), poháněný elektromotorem (1), nasává olej z nádrže (3). Olej je přiváděn do proporcionálního čtyřcestného třípolohového rozvaděče (11). Tlak oleje ve výtlačné větvi hydrogenerátoru je snímán tlakoměrem (10). Z rozvaděče je tlakový olej veden hadicemi do hydromotoru (15). Hydromotor přes planetovou převodovku (16) a spojku (17) pohání hřídel cívky (18). Hydromotor je proti překročení tlaku oleje jištěn dvoustupňovým pojišťovacím ventilem (13). Ten po přivedení nízkého ovládacího tlaku ze zdroje (14) zvýší svůj otevírací tlak a je tím přestaven na režim pohonu hydromotoru. Ovládací tlak se získává redukcí tlaku oleje pohánějícího hydromotor. V okamžiku, kdy je hydromotor poháněn, je přítomen i ovládací tlak pojistného ventilu. Při přestavení rozvaděče do uzavřené polohy klesne i tlak ovládání pojistného ventilu. Ten je tím nastaven na nižší otevírací tlak a je v režimu brzdění cívky.

Olej se po průchodu hydromotorem vrací zpět do nádrže přes filtr (4). Pro případ nadměrného znečištění je filtr opatřen obtokovým ventilem (5), bránícím protržení filtrační vložky. Míra jejího znečištění je indikována tlakoměrem (9) zobrazujícím tlak ve zpětné větvi před filtrem.

Olejová nádrž je vybavena stavoznakem (6), teploměrem oleje (7) a nalévacím hrdlem (8). Víčko nalévacího hrdla obsahuje filtrační vložku a přetlakový ventil, který udržuje nad hladinou oleje v nádrži mírný přetlak vzduchu, bránící vzniku kavitace v hydrogenerátoru.

Rozvaděč (21) přivádí olej o nízkém tlaku z redukčního ventilu (22) do prostoru lamelové brzdy převodovky. Po přivedení tlakového oleje dojde k jejímu odbrzdění. Clona (23) omezuje odtok oleje z prostoru brzdy, čímž zpomaluje její zabrzdování a eliminuje tak vznik případných rázů.

Při přerušení dodávky elektrické energie v průběhu navíjení pružina v rozvaděči (21) přestaví šoupátko do polohy, kdy je propojen prostor lamelové brzdy s olejovou nádrží. Aby při tom nedocházelo k samovolnému zabrzdování při dosud rotující cívce, je do obvodu zařazen elektromagnetický ventil (19), jehož pružina při přerušení napájení naopak odvod oleje z brzdy uzavře, čímž ji ponechá v odbrzděné poloze a cívka je brzděna pouze tlakovým spádem, vytvořeným ventilem (13). Ručním ventilem (20) může obsluha po zastavení cívky tlakový olej z brzdy vypustit a tím ji manuálně zabrzdit.



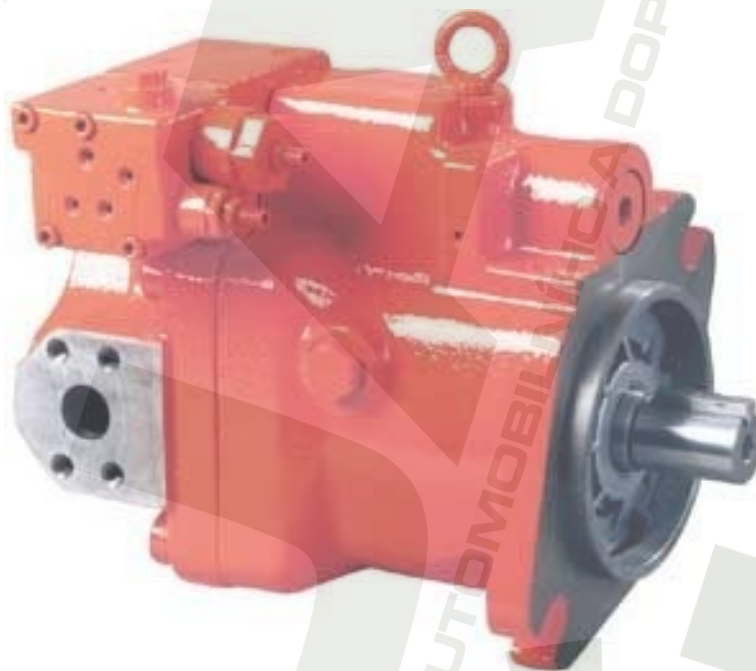
Obr 10: Schéma hydraulického obvodu

7.3.1 Hydrogenerátor

Je použit axiální pístový hydrogenerátor *Kawasaki K3VL80* (obr. 11).

Technická data [15]

Geometrický objem:	80 cm ³
Pracovní tlak	
- jmenovitý:	32 MPa
- maximální (špičkový):	35 MPa
Maximální provozní otáčky:	2400 min ⁻¹
Minimální provozní otáčky:	600 min ⁻¹
Maximální tlak průsaků (špičkový):	0,4 MPa
Hmotnost:	34 kg
Objem náplně hydrogenerátoru:	800 cm ³
Maximální vstupní krouticí moment:	400 Nm
Rozsah provozních teplot:	-20 °C ÷ 95 °C



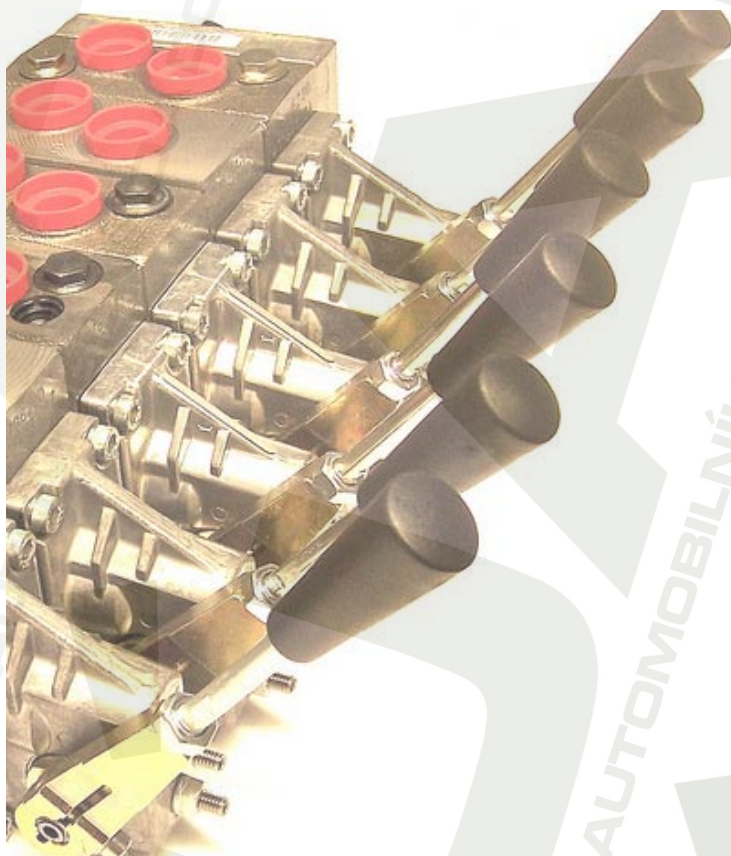
Obr 11: Hydrogenerátor Kawasaki K3VL80 [19]

7.3.2 Rozvaděč

Je použit proporcionální rozvaděč *Sauer Danfoss PVG 32* (obr. 12).
Rozvaděč je opatřen ruční ovládací pákou a elektromagnetickým ovládáním.

Technická data [14]

Maximální pracovní tlak	35 MPa
Maximální průtok oleje:	140 l·min ⁻¹
Chod šoupátka:	± 7 mm
Maximální průsak při tlaku 0,1MPa a 21mm ² s ⁻¹ :	20 cm ³ ·min ⁻¹
Rozsah teplot oleje	
- doporučený:	30°C ÷ 60°C
- mezní:	-30°C ÷ 90°C



Obr 12: Proporcionální rozvaděč *Sauer Danfoss PVG 32* (šestisekční) [20]

7.3.3 Pojistný ventil

Je použito tlakového ventilu s připojováním tlaku **Rexroth**. Jeho účelem je ochrana hydraulického obvodu před překročením největšího provozního tlaku oleje a tím mechanické části poháněcího ústrojí před vyšším kroutícím momentem než dovoleným. Při přivedení tlakového oleje k hydromotoru je současně připojen nízký ovládací tlak k pojistnému ventilu, který je tak nastaven na vyšší otevírací tlak, odpovídající vypočtenému nejvyššímu dovolenému krouticímu momentu, který smí hydromotor vyvinout. Nižší tlak, při kterém ventil otevírá bez připojeného ovládacího tlaku, odpovídá dovolenému brzděmu krouticímu momentu.

7.3.4 Redukční ventil

K redukci pracovního tlaku od hydrogenerátoru pro ovládání pojistného ventilu a odbrzdění lamelové brzdy převodovky je osazen redukční ventil **Hydro Control HC – SE3/2VPE**. Jedná se o ventil s třemi možnými vstupy oleje o vysokém tlaku, a se dvěma výstupy redukovaného nízkého tlaku. Každý z obou nízkotlakých výstupů má vlastní elektricky ovládaný dvoupolohový rozvaděč, který řídí výstup oleje o redukovaném tlaku.

Redukční ventil je vybaven integrovaným hydraulickým akumulátorem, který urychluje dodávání redukovaného tlaku do pojistného ventilu, resp. lamelové brzdy a eliminuje zpoždění vysokotlakého oleje na vstupu redukčního ventilu. Rovněž může být využit pro odbrzdění lamelové brzdy převodovky, není-li hydrogenerátor v činnosti.

7.3.5 Hydromotor

O hydromotoru včetně jeho popisu bylo pojednáno v kapitole 5 *Návrh poháněcího ústrojí*

8. Rozběh a brzdění cívky

Vzhledem k maximální možné hmotnosti cívky s navinutým pásem a s ní souvisejícím setrvačným momentem je třeba věnovat zvláštní pozornost rozběhu a především brzdění cívky.

8.1 Rozběh cívky

Cívka se uvádí do pohybu přestavováním šoupátka rozvaděče. Při plném otevření kanálů rozvaděče je přiveden olej o maximálním provozním tlaku k hydromotoru, který vyvine maximální kroutící moment. Tento stav trvá až do okamžiku, kdy hydromotor dosáhne otáček odpovídajících průtoku, při maximálním tlaku oleje omezeném výkonovými možnostmi elektromotoru, resp. hydrogenerátoru. Následně začne tlak oleje klesat podle křivky výkonu hydrogenerátoru za současného zvyšování průtoku oleje až do ustálení velikosti tažné síly.

Doba rozběhu při plném otevření šoupátka rozvaděče bude závislá na hmotnosti, resp. momentu setrvačnosti cívky a objektivně je omezena výkonovými parametry pohonu navíječe.

8.2 Brzdění cívky

Snahou je minimalizovat dobu brzdění cívky, jednak z důvodu bezpečnosti, jednak pro urychlení celého procesu navíjení. Brzdění cívky je řešeno výhradně hydraulickým obvodem, který v brzděném režimu působí proti rotující zátěži nejvyšším možným momentem, jaký umožňuje mechanická část poháněcí soustavy.

Přestaví-li obsluha náhle šoupátko rozvaděče do uzavřené polohy, hydromotor začne nasávat přes zpětný ventil z nádrže olej, který se do ní opět vrátí po průchodu hydromotorem, zpětným ventilem a tlakovým ventilem. Tlakový ventil je nyní nastaven na nižší hodnotu otevíracího tlaku než při rozběhu, protože klesl ovládací tlak z redukčního ventilu. Na tlakovém ventilu dochází k tlakové ztrátě, která v součinnosti s průtokem tvoří brzdný výkon. Průtok oleje bude při konstantním tlakovém spádu klesat až do úplného zastavení cívky. Teprve po úplném zastavení je možné cívku zajistit proti pootočení lamelovou statickou brzdou v převodovce přestavením rozvaděče ovládnutí brzdy do polohy zabrzděno.

BRZDA PŘEVODOVKY NESMÍ BÝT POUŽITA JAKO PROVOZNÍ !

Vzhledem k mechanické účinnosti převodovky musí být brzdný moment vyvozený hydromotorem menší než moment rozběhový, aby nedošlo při brzdění, a tedy zpětném pohonu hydromotoru od setrvačností rotující zátěže, k překročení dovoleného kroučícího momentu na výstupním hřídeli převodovky.

8.2.1 Výpočet doby brzdění cívky

S rozběhem plně navinuté cívky z klidu do maximálních otáček se nepočítá – tento režim nemá v rámci provozu navíječe opodstatnění. Naopak k zastavování rotující plně navinuté cívky bude při práci stroje docházet často, je proto účelné znát dobu jeho trvání. Nejdéle bude brzdění trvat při cívce s navinutým pásem o maximální hmotnosti, otáčející se s maximální možnou frekvencí.

Brzdění cívky je pohybem rovnoměrně zpomaleným, kde proti setrvačně rotující cívce působí brzdný moment.

Cívka s plným návinem má tvar dutého tlustostěnného válce o vnitřním průměru 600 mm (průměr jádra cívky), vnějším průměru 4500 mm a maximální přípustné hmotnosti 45000 kg.

Doba do zastavení cívky:

$$\omega = \varepsilon \cdot t, \quad (21)$$

kde ω [rad·s⁻¹] je úhlová frekvence otáčení cívky
 ε [rad·s⁻²] je úhlové zrychlení cívky
 t [s] je čas

Z rovnice (21) vyjádřený čas:

$$t = \frac{\omega}{\varepsilon} \quad (22)$$

Úhlové zrychlení ε se vyjádří pomocí brzdného momentu a momentu setrvačnosti

$$\varepsilon = \frac{M_B}{J_c}, \quad (23)$$

kde ε [rad·s⁻²] je úhlové zrychlení

M_B [Nm] je brzdný moment

J_c [kg·m²] je moment setrvačnosti cívky

Po dosazení rovnice (23) do rovnice (22) se získá vztah

$$t = \frac{\omega}{\frac{M_B}{J_c}} \quad (24)$$

$$\omega_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot n_{2\max}, \quad (25)$$

kde $n_{2\max}$ [min⁻¹] jsou maximální otáčky cívky

Po dosazení rovnice (25) do rovnice (24) a následně číselných hodnot

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{2\max}}{\frac{M_B}{J_c}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{15}{60}}{\frac{23358}{115931,25}} = 7,79s$$

Plně navinutá cívka o maximální hmotnosti 45000 kg z maximální frekvence otáčení zastaví za 7,79 s.

8.2.2 Výpočet otevíracího tlaku pojistného ventilu při brzdění cívky

Pro hnací moment převodovky platí:

$$M_H = \frac{p_H \cdot V_{gM} \cdot \eta_{mhM} \cdot i \cdot \eta_p}{2 \cdot \pi}, \quad (26)$$

kde p_H [Pa] je tlakový spád na hydromotoru pro vyvození hnacího momentu

i [-] je převodový poměr převodovky

η_p [-] je účinnost převodovky

Dále vztah pro brzdňý moment:

$$M_B = \frac{p_B \cdot V_{gM} \cdot \eta_{mhM} \cdot i}{2 \cdot \pi \cdot \eta_p}, \quad (27)$$

kde p_B [Pa] je tlakový spád na hydromotoru pro vyvození brzdňého momentu

Pro vícestupňovou planetovou převodovku platí:

$$\eta_p = (\eta_{1st})^n, \quad (28)$$

kde η_p [-] je celková účinnost převodovky

η_{1st} [-] je účinnost jednoho převodového stupně

n [-] je počet převodových stupňů

Pro jeden stupeň planetového převodu se volí účinnost $\eta_{1st} = 0,97$ [11]

Pro účinnost dvoustupňové planetové převodovky potom platí:

$$\eta_p = (0,97)^2 = 0,941$$

Při požadavku rovnosti hnacího a brzdňého momentu

$$M_H = M_B \quad (29)$$

platí i rovnost pravých stran rovnic (26) a (27)

$$\frac{p_H \cdot V_{gM} \cdot \eta_{mhM} \cdot i \cdot \eta_p}{2 \cdot \pi} = \frac{p_B \cdot V_{gM} \cdot \eta_{mhM} \cdot i}{2 \cdot \pi \cdot \eta_p} \quad (30)$$

odkud po vyjádření tlakového spádu při brzdění a vykrácení

$$p_B = p_H \cdot \eta_p^2 \quad (31)$$

Po dosazení do rovnice (31) se získá hodnota potřebného tlakového spádu na hydromotoru pro brzdění:

$$p_B = 29646376 \cdot (0,97^2)^2 = 26245724 \text{ Pa} = 26,25 \text{ MPa}$$

9. Návrh elektromotoru

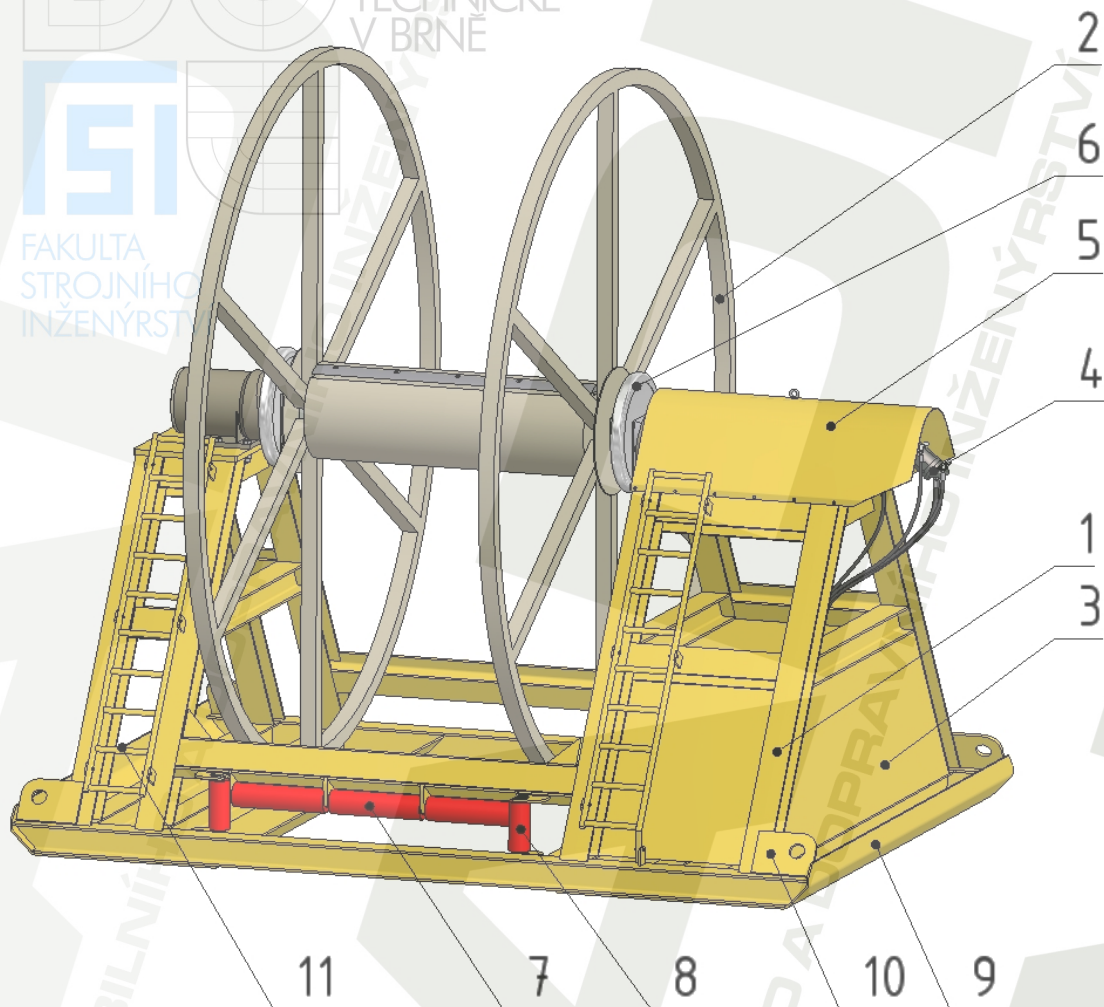
Na základě vypočteného příkonu hydrogenerátoru a potřebných otáček je zvolen třífázový asynchronní elektromotor **SIEMENS 1LA9166-4LA6x** s kotvou nakrátko.

Parametry motoru [21]:

Typová řada:	1LA9
Výkon:	22 kW
Počet pólů:	4
Otáčky:	1455 min ⁻¹
Napětí:	400 V / 50 Hz
Krytí:	IP 55
Třída izolace:	F

Motor se vyrábí v provedení patkovém nebo přírubovém.

10. Hlavní skupiny stroje



Obr 13: Navíječ

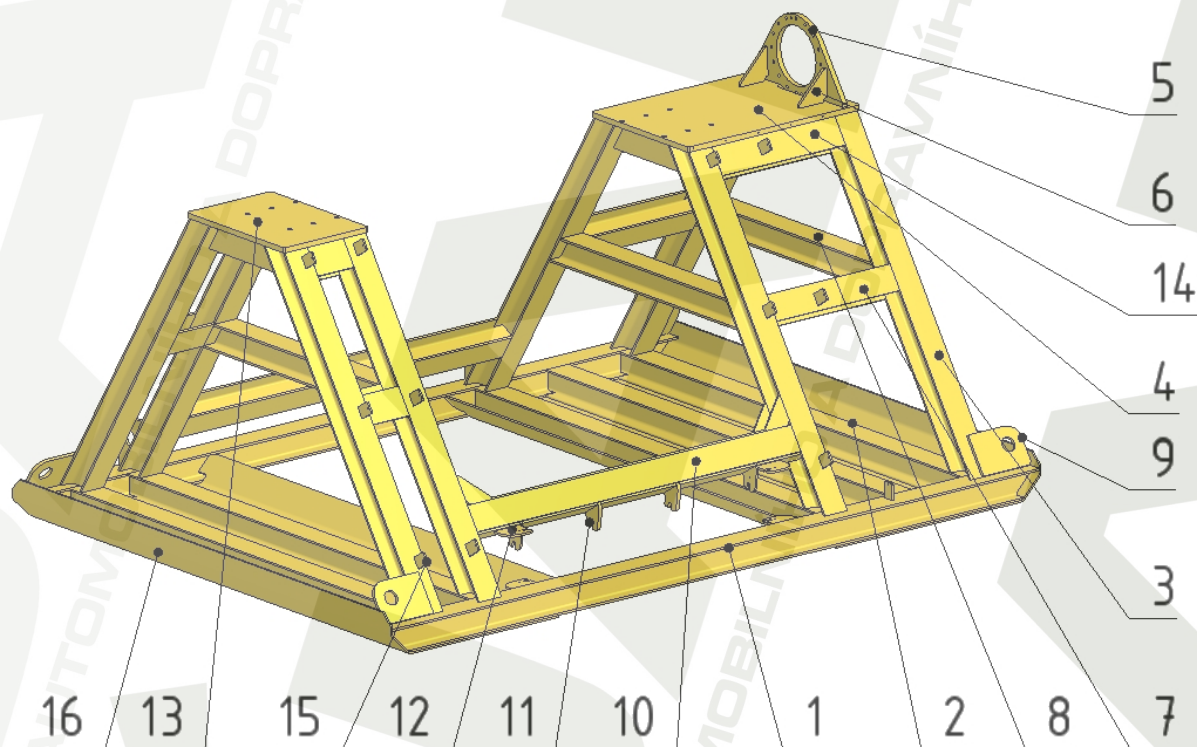
- 1 – Rám
- 2 – Cívka
- 3 – Skříň hydraulického agregátu
- 4 – Poháněcí ústrojí cívky
- 5 – Kryt pohonu
- 6 – Ložisko hřídele cívky
- 7 – Váleček plošného vedení pásu
- 8 – Váleček bočního vedení pásu
- 9 – Podkladový plech
- 10 – Tažné oko
- 11 – Žebřík

10.1 Rám

Účelem rámu je přenos sil od hmotnosti cívky s navinutým pásem na podklad, zachycení reakcí vzniklých tahem v pásu, kroutících momentů od pohonu cívky a jejího brzdění. Rám dále zajišťuje pevné ustavení stroje a jeho malý měrný tlak na půdu. Je v něm uložen agregát, poháněcí ústrojí, systém vedení pásu a ostatní příslušenství.

Je proveden jako svařenec z ocelových válcovaných tyčí průřezu HEB 180, vyztužených žebry z ocelových plechů.

10.1.1 Popis rámu



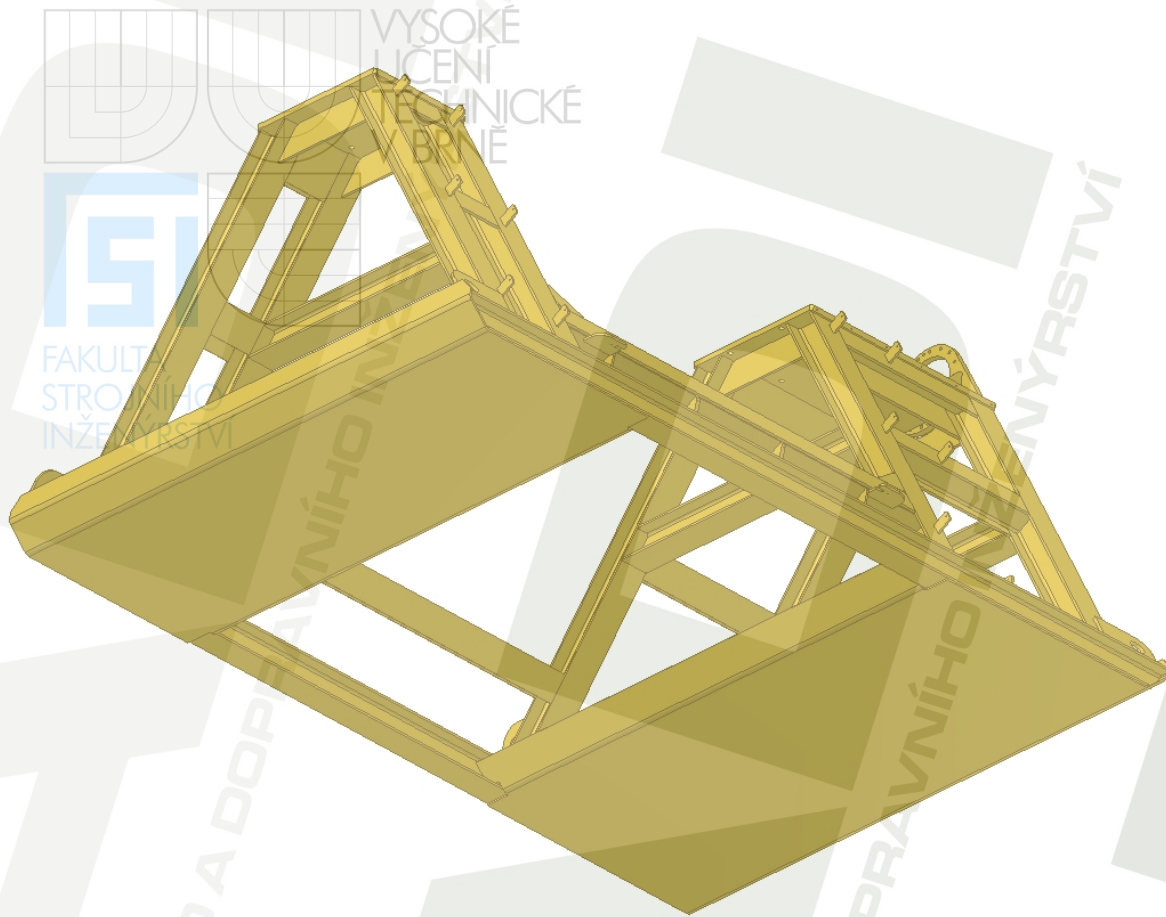
Obr 14: Rám navijedce

Základ rámu (obr. 14) tvoří dvojice podélných nosníků (pozice 1), propojených pěti příčnými profily (2), třemi na straně poháněcího ústrojí a dvěma na straně protilehlé. V místech napojení příčných profilů na podélné jsou vztyčeny šikmé stojiny (3). Každá dvojice tvořená levou a pravou stojinou představuje tvar písmene A. Stojiny jsou přibližně v polovině výšky propojeny vodorovnou výztuhou (8). Každá strana rámu obsahuje dva páry

stojin, dvojice na straně pohonu jsou opět propojeny výztuhami (7), dvojice na straně opačné plechovými obdélníky. Skupiny příčníků (2) jsou na obou stranách podloženy plechem (16) tloušťky 12 mm. Každá ze čtveřic stojin (3) je propojena deskou tloušťky 35 mm. Deska (13) volného konce hřídele cívky je kratší a odpovídá menší vzdálenosti této dvojice stojin. Na horní plochu této desky je přišroubováno těleso koncového ložiska cívky. Dvojice stojin na straně pohonu mají větší vzdálenost, čemuž přísluší i deska (14) o větší délce, nesoucí hnací ložisko a převodovku. Ta je přišroubována k přírubě (5), jejíž spoj s deskou (14) je vyztužen žebry (6). Vnitřní dvojice stojin jsou ve spodní části propojeny vodorovnými výztuhami, z nichž přední (10) slouží současně jako nosník válečků vedení pásu. Válečky plošného vedení jsou ukotveny ve čtveřici konzol (11) přivařených do dutiny profilu. Konzoly (12) nesou válečky se svisle orientovanou osou, které zajišťují boční vedení pásu. Nosník (10) je vyztužen plechovými pásy přivařenými mezi čela pásnic válcovaného profilu, což z něj tvoří uzavřený profil. Připojení nosníku ke stojinám je doplněno trojúhelníkovými žebry. Konzoly (15) slouží k uchycení žebříku pro přístup k ovládání ložisek hřídele cívky.

10.1.2 Podkladové plechy

Pro snížení měrného tlaku na podklad je spodní rovina rámu opatřena dvojicí ohýbaných podkladových plechů tloušťky 12 mm (obr. 15). Okraje plechů kolmé ke směru tažení stroje jsou dvojitě ohnuty kolem zkosených konců podélných nosníků. Tím jsou vytvořeny náběhové plochy pro snazší tažení stroje po nerovném terénu, současně bránící masivnímu hrnutí zeminy. Dalším účelem podkladových plechů je rovnoměrné rozložení hmotnosti a zajištění malého měrného tlaku na podklad. Plechy jsou přerušovanými svary přivařeny ke spodním pásnicím příčníků, podélníků a jejich zkoseným čelům. Odtok vody z prostoru nad plechy je umožněn otvory mezi zkosenými spodními hranami čel podélných nosníků rámu a přilehlým ohybem příslušného plechu.



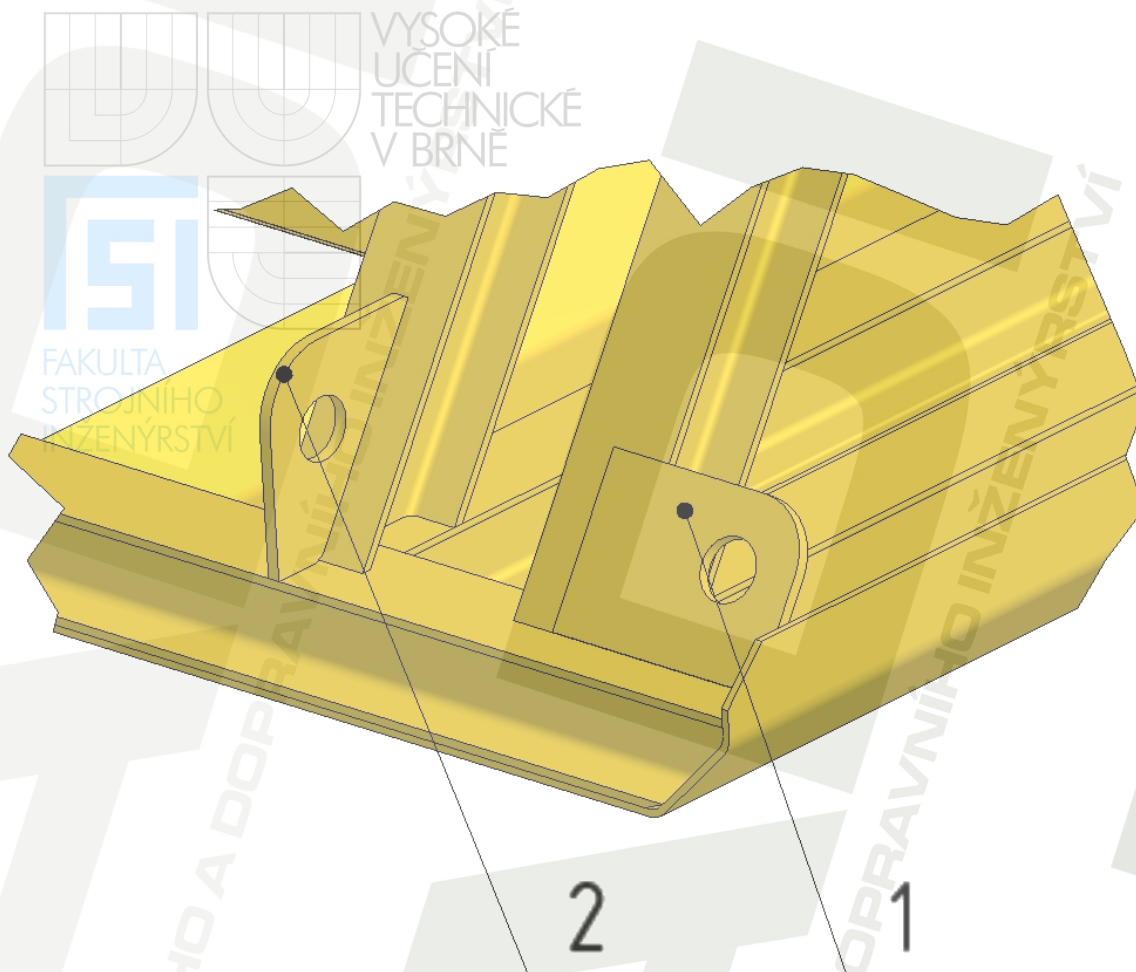
Obr 15: Spodní strana rámu navijče s podkladovými plechy

Plech na straně pohonu má oproti plechu podkládajícímu stranu volného konce hřídele cívky s ohledem na vyšší zatížení od agregátu a poháněcího ústrojí větší délku. Šířka obou plechů je shodná a odpovídá vnějšímu obrysu podélných nosníků.

10.1.3 Tažná a kotevní oka

Na kratších vzdálenostech se přemísťování navijče předpokládá tažením. K tomu je rám opatřen dvěma oky na každé straně (obr. 16). Oka jsou přivařena ke koncům podélných nosníků základu rámu. Jsou vypálena z plechu tloušťky 20 mm, průměr otvorů je 100 mm.

Je dovoleno tažení stroje pouze bez cívky nebo s prázdnou cívkou!

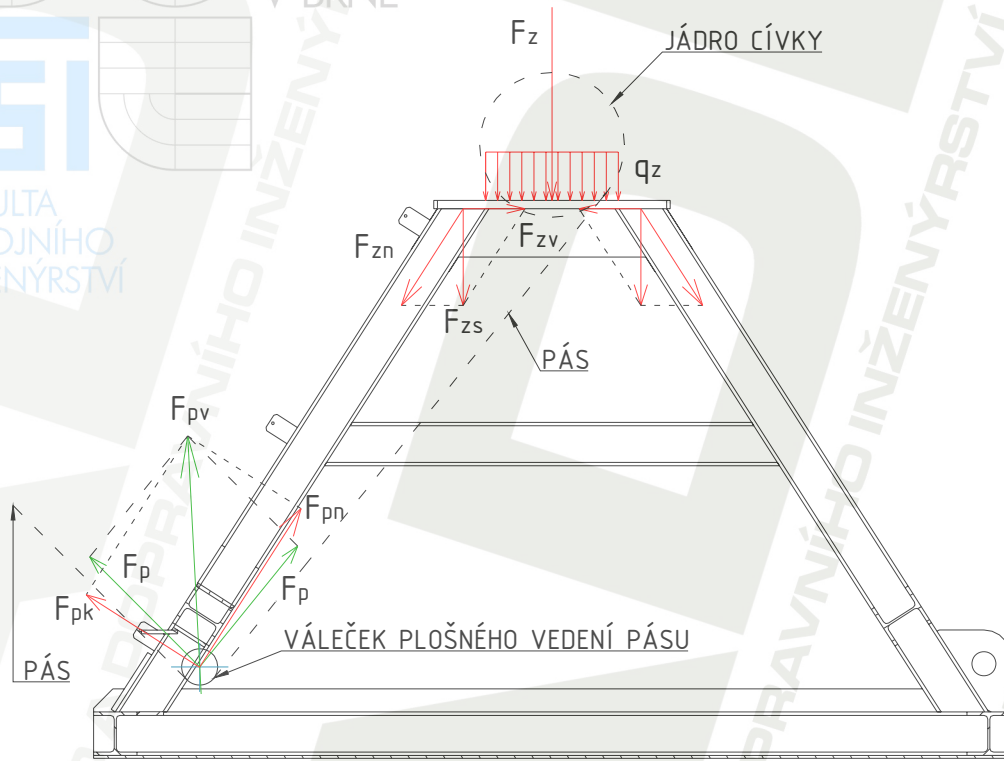


Obr 16: Detail umístění ok. 1 – tažné oko, 2 – kotevní oko

Na počátku navíjení, kdy lze dosáhnout nejvyšší tažné síly, není navíječ zatížen návinem na cívce a může docházet k jeho sunutí ve směru navíjení. Tomu lze bránit kotvením navíječe k odpovídajícímu objektu. Za tímto účelem je k rámu přivařena dvojice kotevních ok. Jsou umístěna na protilehlé straně rámu proti vodícímu systému válečků tak, aby síly byly přenášeny v přímém směru a nedocházelo k nežádoucímu namáhání rámu vznikajícími momenty.

Materiál kotevních ok i otvory jsou stejné jako u ok tažných.

10.1.4 Pevnostní kontrola rámu



Obr 17: Silové působení na rám

- q_z - zatížení přenášené z přípojovací desky tělesa ložiska cívky
- F_z - ekvivalentní zatěžující síla odpovídající q_z
- F_{zs} - polovina velikosti síly F_z připadající na jednu stojinu působící ve svislém směru
- F_{zv} - složka síly F_{zs} působící ve vodorovném směru
- F_{zn} - složka síly F_{zs} působící ve směru normály průřezu stojiny
- F_p - tahová síla v pásu
- F_{pv} - výslednice tahových sil působících ve větvích pásu po stranách vodičích válečků
- F_{pn} - složka síly F_{pv} působící ve směru normály průřezu stojiny
- F_{pk} - složka síly F_{pv} působící v rovině průřezu stojiny

Pozn.: Hodnoty sil používané v pevnostních výpočtech jsou hodnotami maximálními; index „max“ není pro přehlednost uváděn.

Stanovení velikosti ekvivalentní zatěžující síly F_z při plné cívce

$$F_z = \left(\frac{m_c + m_h}{2} + m_l \right) \cdot g, \quad (32)$$

kde m_c [kg] je maximální hmotnost cívky včetně návinu

m_h [kg] je hmotnost čtvercového hřídele

m_l [kg] je hmotnost ložiskového tělesa

$$F_z = \left(\frac{45000 + 744}{2} + 480 \right) \cdot 9,81 = 229083 \text{ N}$$

Zátěžná síla připadající na jednu stojinu:

$$F_{zs} = \frac{F_z}{2} = \frac{229083}{2} = 114542 \text{ N}$$

Velikosti sil F_{zv} a F_{zn} byly určeny ze silových obrazců graficky a jejich hodnoty jsou:

$$F_{zv} = 73341 \text{ N}$$

$$F_{zn} = 136010 \text{ N}$$

Síly vznikající působením tahu v pásu mají proměnný směr i velikost. Největších hodnot nabývají při prázdné cívce:

$$F_p = 77860 \text{ N}$$

$$F_{pv} = 115200 \text{ N}$$

$$F_{pn} = 94065 \text{ N}$$

$$F_{pk} = 67194 \text{ N}$$

Naopak nejmenší hodnoty těchto sil odpovídají konci navíjení, kdy je dosaženo největšího průměru návinu:

$$F_p = 10381 \text{ N}$$

$$F_{pv} = 7918 \text{ N}$$

$$F_{pn} = 7545 \text{ N}$$

$$F_{pk} = 1364 \text{ N}$$

Kontrola stojiny

Největší zatížení přenášejí přední stojiny bližší k cívce, nad nimiž jsou umístěna ložisková tělesa nesoucí konce hřídele cívky. Zatížení se skládá z působení hmotnosti plně navinuté cívky a reakce od tažné síly v pásu.

Největší síla podél střednice stojiny:

$$F_s = F_{zn} + F_{pn} \quad (33)$$

$$F_s = 136010 + 7545 = 143555N$$

Štíhlostní poměr:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{\sqrt{\frac{I_y}{S_s}}}, \quad (34)$$

kde l_{red} [mm] je redukovaná délka stojiny
 I_y [mm⁴] je kvadratický moment průřezu stojiny k ose ohybu y
 S_s [mm²] je plocha průřezu stojiny

Vzhledem ke způsobu uložení konců stojiny přivařením je

$$l_{red} = \frac{l_s}{2}, \quad (35)$$

kde l_s [mm] je délka stojiny

Po dosazení (35) do (34) a vyčíslení

$$\lambda = \frac{\frac{l_s}{2}}{\sqrt{\frac{I_y}{S_s}}} = \frac{\frac{2476}{2}}{\sqrt{\frac{13600000}{6530}}} = 27,13$$

Při štíhlostním poměru $\lambda < 40$ je prut namáhán tlakem => namáhání stojiny je tlakové.

Největší tlakové napětí potom bude:

$$\sigma_d = \frac{F_s}{S_s} \quad (36)$$

kde F_s [N] je největší síla podél střednice stojiny

S_s [mm²] je plocha průřezu stojiny

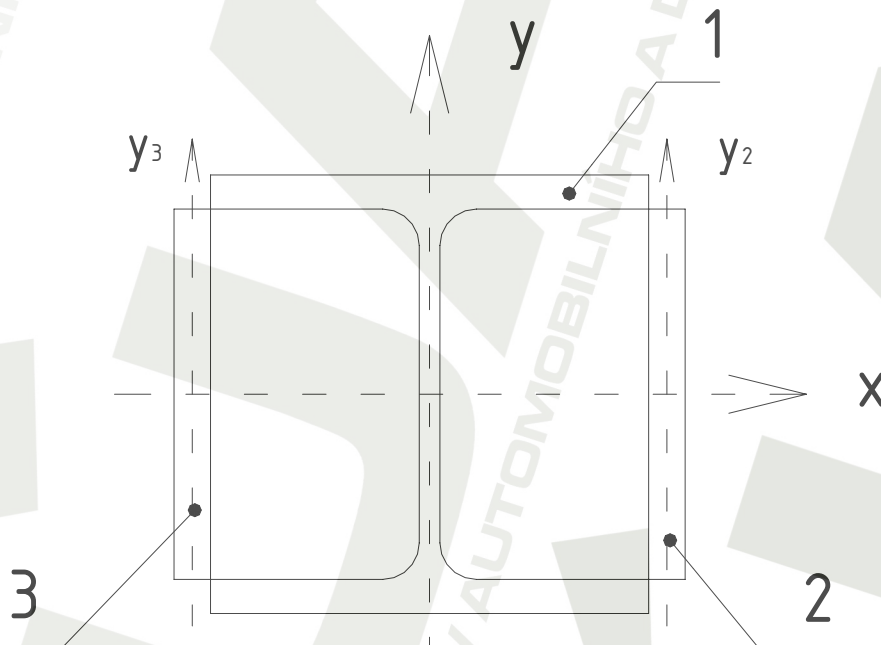
$$\sigma_d = \frac{143555}{6530} = 21,98 \text{ MPa}$$

Pro materiál 11 373 je dovolené napětí v tlaku při míjivém namáhání $\sigma_{Dd} = 80 \text{ MPa}$ [4]

$\sigma_d < \sigma_{Dd}$ Tlakové napětí v průřezu stojiny je menší než napětí dovolené.

Kontrola nosníku válečků

Stanovení modulů průřezu v ohybu



Obr 18: Průřez vyztuženého nosníku válečků vedení pásu

K ose ohybu x

$$J_x = J_{1x} + J_{2x} + J_{3x}, \quad (37)$$

kde J_x [mm⁴] je celkový kvadratický moment k ose ohybu x

J_{1x} [mm⁴] je kvadratický moment plochy 1 k ose ohybu x

J_{2x} [mm⁴] je kvadratický moment plochy 2 k ose ohybu x

J_{3x} [mm⁴] je kvadratický moment plochy 3 k ose ohybu x

$$J_{2x} = J_{3x} = \frac{bh^3}{12}, \quad (38)$$

kde b [mm] je šířka ploch 2 a 3

h [mm] je výška ploch 2 a 3

Po dosazení rovnice (38) do (37) a vyčíslení

$$J_x = J_{1x} + 2 \cdot \frac{bh^3}{12} = 13600000 + 2 \cdot \frac{15 \cdot 152^3}{12} = 47079520 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu v ohybu k ose x

$$W_{ox} = \frac{J_x}{H_x}, \quad (39)$$

kde J_x [mm⁴] je celkový kvadratický moment k ose ohybu x

H_x [mm] je vzdálenost krajního vlákna od osy ohybu ve směru osy x

Po dosazení:

$$W_{ox} = \frac{J_x}{H_x} = \frac{47079520}{90} = 523106 \text{ mm}^3$$

K ose ohybu y

$$J_y = J_{1y} + J_{2y2} + J_{3y2} + S_2 \cdot a_2^2 + S_3 \cdot a_3^2, \quad (40)$$

kde J_y [mm⁴] je celkový kvadratický moment k ose ohybu y
 J_{1y} [mm⁴] je kvadratický moment plochy 1 k ose ohybu y
 J_{2y2} [mm⁴] je kvadratický moment plochy 2 k ose ohybu y
 J_{3y2} [mm⁴] je kvadratický moment plochy 3 k ose ohybu y
 S_2 [mm²] je obsah plochy 2
 S_3 [mm²] je obsah plochy 2
 a_2 [mm] je vzdálenost osy y_2 od osy y
 a_3 [mm] je vzdálenost osy y_3 od osy y

$$J_{2y2} = J_{3y3} = \frac{hb^3}{12}, \quad (41)$$

kde b [mm] je šířka ploch 2 a 3
 h [mm] je výška ploch 2 a 3

Po dosazení rovnice (41) do (40) a vyčíslení

$$J_y = J_{1y} + 2 \cdot \frac{hb^3}{12} + b \cdot h \cdot a_2^2 + b \cdot h \cdot a_3^2$$
$$J_y = 13600000 + 2 \cdot \frac{152 \cdot 15^3}{12} + 15 \cdot 152 \cdot 97,5^2 + 15 \cdot 152 \cdot 97,5^2 = 57034000 \text{ mm}^4$$

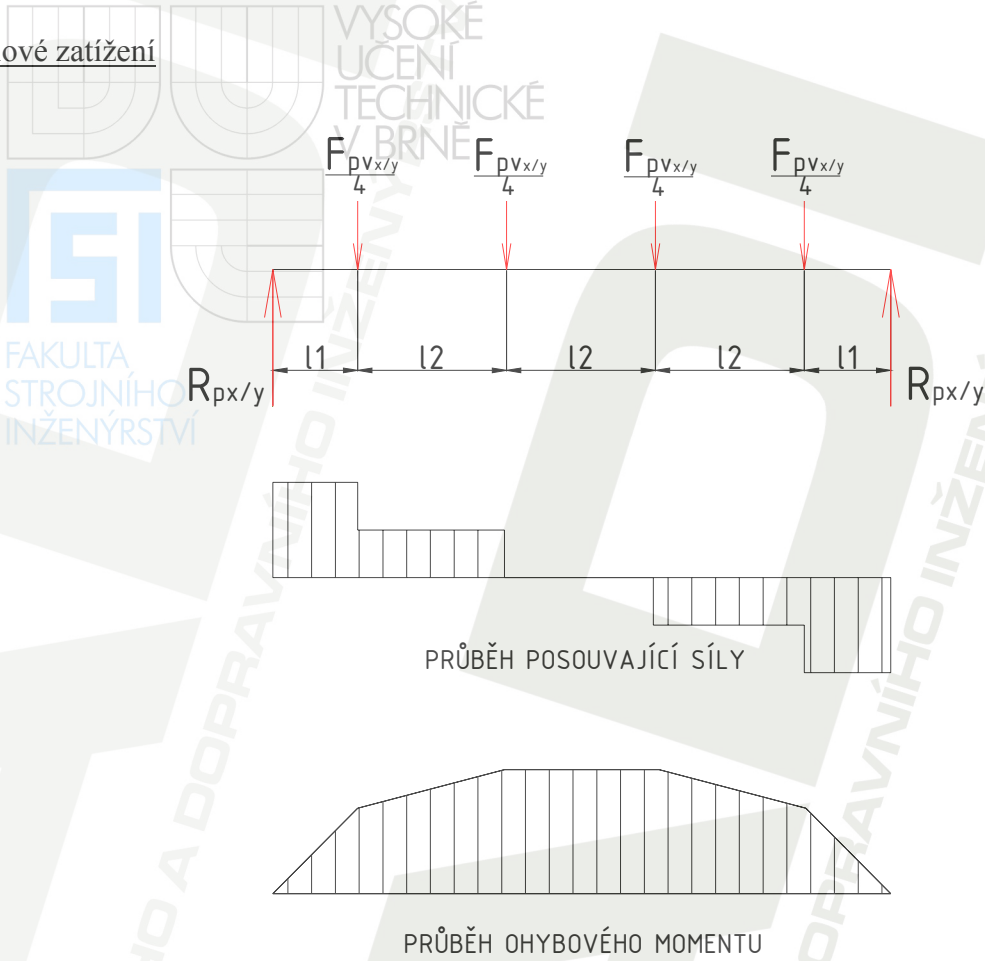
Modul průřezu v ohybu k ose y

$$W_{oy} = \frac{J_y}{H_y}, \quad (42)$$

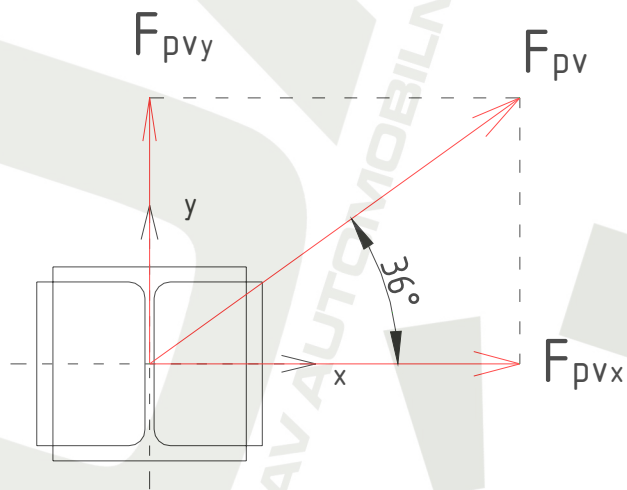
kde J_y [mm⁴] je celkový kvadratický moment k ose ohybu y
 H_y [mm] je vzdálenost krajního vlákna od osy ohybu ve směru osy y

$$W_{oy} = \frac{57034000}{105} = 543480 \text{ mm}^3$$

Silové zatížení



Obr 19: Průběh sil a ohybového momentu



Obr 20: Rozklad sil na nosníku válečků

Při největší hodnotě tažné síly v pásu jsou velikosti sil na nosníku válečků:

$$F_{pv \max} = 115200 N$$

$$F_{pvx \max} = F_{pv \max} \cdot \cos 36^\circ = 115200 \cdot \cos 36^\circ = 93199 N$$

$$F_{pvy \max} = F_{pv \max} \cdot \sin 36^\circ = 115200 \cdot \sin 36^\circ = 67713 N$$

Napětí od síly ve směru osy x

Maximální velikost reakce ve směru osy x :

$$R_{px \max} = 2 \cdot \frac{F_{pvx \max}}{4} = \frac{F_{pvx \max}}{2} \quad (43)$$

Největší ohybový moment

$$M_{ox \max} = R_{px \max} \cdot (l_1 + l_2) - \frac{F_{pvx \max}}{4} \cdot l_2, \quad (44)$$

kde l_1 [mm] je vzdálenost krajní konzoly vodícího válečku od stojiny

l_2 [mm] je vzdálenost sousedních konzol vodících válečků

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{ox \max} = \frac{M_{ox \max}}{W_{oy}} \quad (45)$$

Po dosazení rovnic (43), (44)

$$\sigma_{ox \max} = \frac{R_{px \max} \cdot (l_1 + l_2) - \frac{F_{pvx \max}}{4} \cdot l_2}{W_{oy}} = \frac{\frac{F_{pvx \max}}{2} \cdot (l_1 + l_2) - \frac{F_{pvx \max}}{4} \cdot l_2}{W_{oy}}$$

a vyčíslení

$$\sigma_{ox \max} = \frac{93199}{2} \cdot (357 + 626,5) - \frac{93199}{4} \cdot 626,5 = 57,47 \text{ MPa}$$

Napětí od síly ve směru osy y

Maximální velikost reakce ve směru osy y:

$$R_{py \max} = 2 \cdot \frac{F_{pvy \max}}{4} = \frac{F_{pvy \max}}{2} \quad (46)$$

Největší ohybový moment

$$M_{oy \max} = R_{py \max} \cdot (l_1 + l_2) - \frac{F_{pvy \max}}{4} \cdot l_2, \quad (47)$$

kde l_1 [mm] je vzdálenost krajní konzoly vodícího válečku od stojiny
 l_2 [mm] je vzdálenost sousedních konzol vodících válečků

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{oy \max} = \frac{M_{oy \max}}{W_{ox}} \quad (48)$$

Po dosazení rovnic (46), (47) a vyčíslení

$$\sigma_{oy \max} = \frac{M_{oy \max}}{W_{ox}} = \frac{R_{py \max} \cdot (l_1 + l_2) - F_{pvy \max} \cdot l_2}{W_{ox}} = \frac{\frac{F_{pvy \max}}{2} \cdot (l_1 + l_2) - \frac{F_{pvy \max}}{4} \cdot l_2}{W_{ox}}$$
$$\sigma_{oy \max} = \frac{67713}{2} \cdot (357 + 626,5) - \frac{67713}{4} \cdot 626,5 = 43,38 \text{ MPa}$$

Celkové největší ohybové napětí v nosníku válečků vedení pásu

$$\sigma_{o \max} = \sigma_{ox \max} + \sigma_{oy \max} \quad (49)$$

kde $\sigma_{ox \max}$ [MPa] je největší ohybové napětí od síly působící ve směru osy x
 $\sigma_{oy \max}$ [MPa] je největší ohybové napětí od síly působící ve směru osy y

Po dosazení

$$\sigma_{o \max} = 57,47 + 43,38 = 100,85 \text{ MPa}$$

Zjednodušená představa výpočtového modelu nosníku neuvažuje žebra a způsob připojení k rámu. To snižuje skutečné ohybové napětí v průřezu nosníku.

Pro materiál 11 373 je dovolené napětí v ohybu při míjivém namáhání $\sigma_{Do} = 105 \text{ MPa}$ [4]

$\sigma_o < \sigma_{Do}$ Ohybové napětí v průřezu nosníku je menší než napětí dovolené.

Kontrola příčnicku

Z příčnicků, spojujících spodní podélné nosníky rámu, jsou nejzatíženější příčnicku umístěné pod vnitřními dvojicemi stojin nejbližších cívice. Jsou namáhány tahem od síly v pásu a vodorovnou složkou vzniklou z tíhové síly od hmotnosti cívky v důsledku šikmosti stojin.

Tahová síla příčnicku:

$$F_{tp} = F_p + F_{zv} \quad (50)$$

kde F_{zv} [N] je vodorovná složka síly od hmotnosti cívky
 F_p [N] je tahová síla v pásu

Po dosazení do (50)

$$F_{tp} = 77860 + 7334 = 85194 \text{ N}$$

Tahové napětí v příčniku

$$\sigma_{tp} = \frac{F_{tp}}{S_p}, \quad (51)$$

kde S_p [mm²] je plocha průřezu příčniku

Po dosažení a vyčíslení:

$$\sigma_{tp} = \frac{85194}{6530} = 13,05 \text{ MPa}$$

Pro materiál 11 373 je dovolené napětí v tahu při míjivém namáhání $\sigma_{Dt} = 70 \text{ MPa}$ [4]

$\sigma_{tp} < \sigma_{Dt}$ Tahové napětí v průřezu příčniku je menší než napětí dovolené.

K maximálnímu zatížení příčniku od tahové síly v pásu by došlo pouze teoreticky při přenášení veškeré síly na kotevní oka rámu.

Pevnostní kontrola svarů kotevních ok

Kotevní oka jsou přivařena každé dvěma koutovými svary jmenovité tloušťky 8 mm a délky 380 mm

Jmenovité napětí ve svarech [4]:

$$\tau_{\perp} = \frac{N_o}{2 \cdot 0,7 \cdot t_{so} \cdot l_{so}}, \quad (52)$$

kde τ_{\perp} [MPa] je jmenovité napětí ve svaru
 N_o [N] je tahová síla připadající na jedno oko
 t_{so} [mm] je jmenovitá tloušťka svaru
 l_{so} [mm] je délka svaru

Síla připadající na jedno oko je rovna polovině maximální tažné síly:

$$N_o = \frac{T_2}{2}, \quad (53)$$

kde T_2 [N] je maximální tažná síla v pásu

Po dosazení rovnice (53) do (52) a následně číselných hodnot:

$$\tau_{\perp} = \frac{\frac{T_2}{2}}{2 \cdot 0,7 \cdot t_{so} \cdot l_{so}} = \frac{\frac{77860}{2}}{2 \cdot 0,7 \cdot 8 \cdot 380} = 9,14 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí ve svarech [4]:

$$\tau_{Dsv} = \alpha_{\tau} \cdot \sigma_D, \quad (54)$$

kde τ_{Dsv} [MPa] je dovolené napětí ve svaru
 α_{τ} [-] je převodní součinitel
 σ_D [MPa] je dovolené napětí základního materiálu

Pro ocel 11 373 se je dovolené napětí $\sigma_D = 100$ MPa [4]

Pro koutové svary svařované v ochranné atmosféře CO_2 je při čelním namáhání převodní součinitel $\alpha_{\tau} = 0,90$ [4]

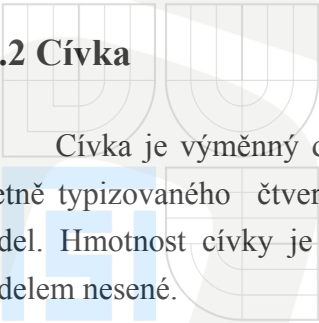
Po dosazení do (54):

$$\tau_{Dsv} = 0,9 \cdot 100 = 90 \text{ MPa}$$

Napětí ve svarech je menší než napětí dovolené.

$$\tau_{Dsv} > \tau_{\perp}$$

10.2 Cívka



Cívka je výměnný díl, který není přímou součástí navíječe. Má stanovené rozměry, včetně typizovaného čtvercového otvoru o straně 200 mm, kterým se provléká čtvercový hřídel. Hmotnost cívky je zahrnuta do celkové maximální hmotnosti zátěže, čtvercovým hřídelem nesené.

Jádro cívky tvoří vyztužená trubka, jejíž podélně vyříznutá část je nahrazena segmentovou příložkou, pod níž se vkládá konec pásu, který se následně příložkou dotažením přítlačných šroubů sevře. Cívka je opatřena bočnicemi tvořenými paprsky z uzavřených profilů, po obvodu propojených obručí. Průměr návínů pásu smí být nejvýše rovný vnějšímu průměru cívky.

10.3 Hydraulický agregát

Poháněcí agregát se skládá z elektromotoru, hydrogenerátoru, nádrže hydraulického oleje včetně filtru, rozvaděče a redukčního ventilu. Dále obsahuje silové elektrické rozvody, elektroniku ovládání rozvaděče a redukčního ventilu, kontrolní přístroje jako tlakoměr pracovního tlaku, indikace znečištění filtru nebo teploměr oleje.

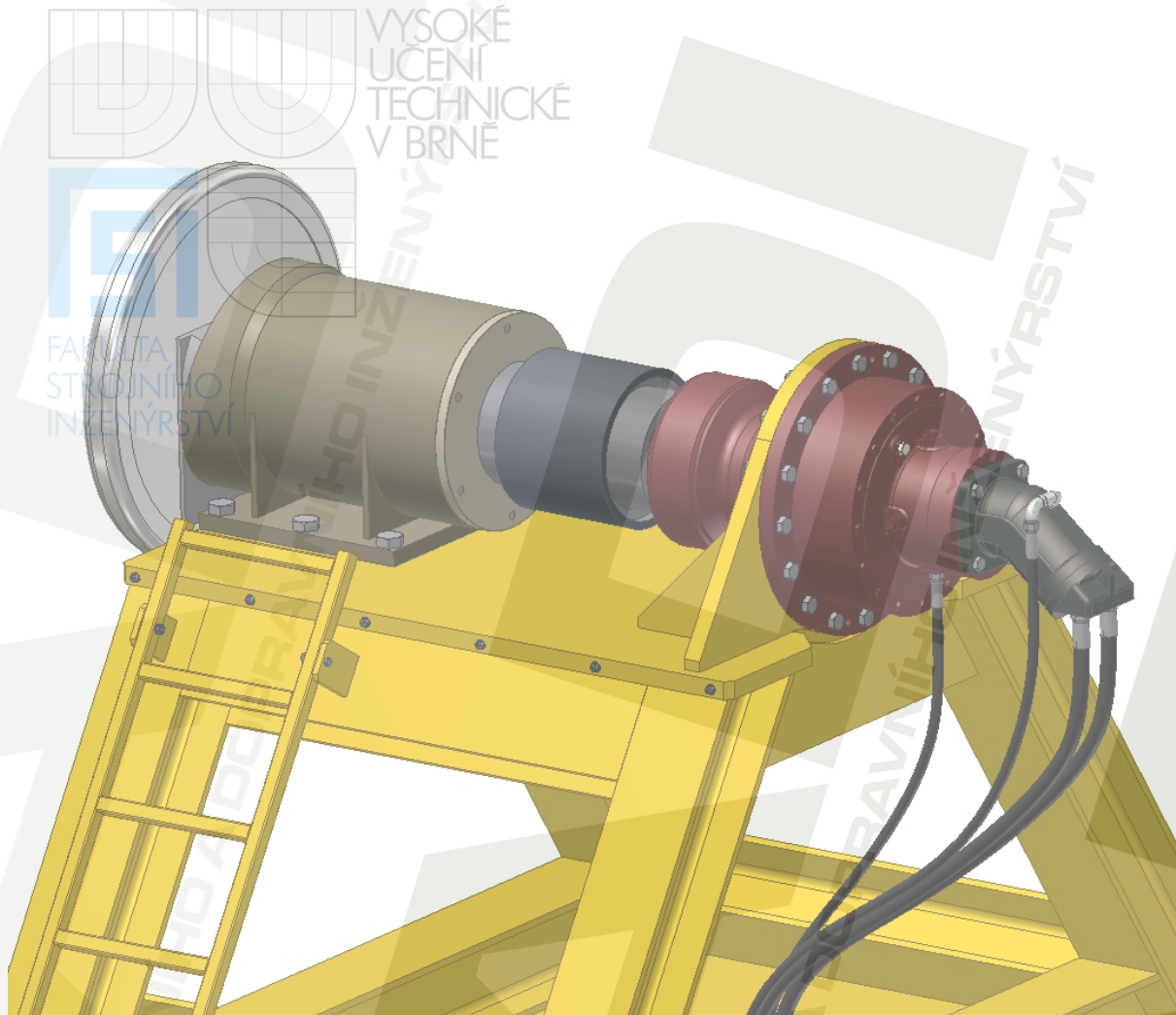
Veškeré komponenty agregátu včetně příslušenství jsou uzavřeny v plechové skříni, integrované do prostoru mezi stojinami rámu na širší straně pohonu. Skříň má čela tvaru lichoběžníku. Je opatřena dvířky a utěsněna proti vnikání vody a prachu. Ve stropě skříně je průchod pro tlakové hadice přívodu oleje k hydromotoru, ovládání statické brzdy a pro odvádění průsaků z hydromotoru.

10.4 Poháněcí ústrojí cívky

10.4.1 Popis

Je tvořeno hydromotorem, který tlakovou energii hydraulického oleje převádí na mechanickou v podobě točivého momentu. Otáčky hydromotoru jsou redukovány převodovkou. Hřídel cívky je propojen s výstupní hřídelí převodovky prostřednictvím zubové vyrovnávací spojky.

Jednotlivé části včetně hydromotoru jsou blíže popsány v kapitole 5. *Návrh poháněcího ústrojí.*



Obr 21: Uložení poháněcího ústrojí cívky

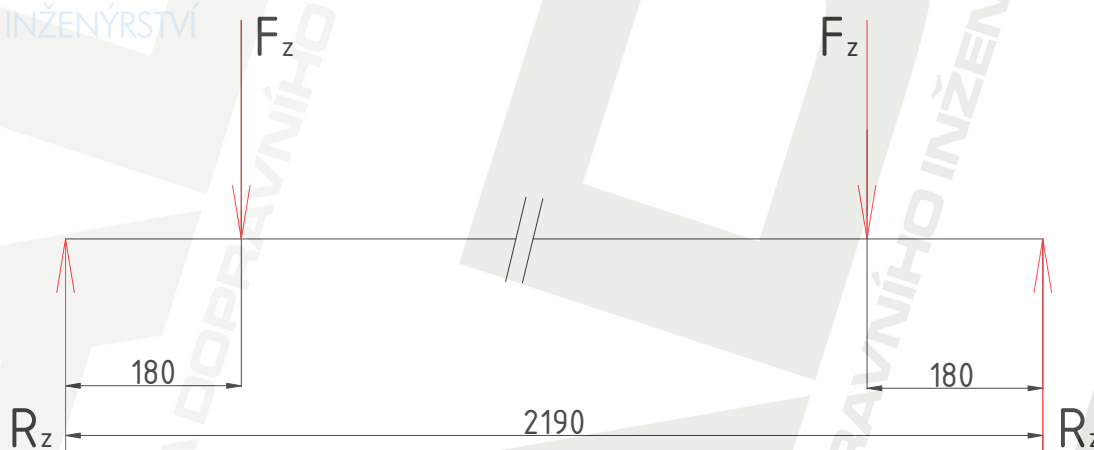
Uložení jednotlivých částí je patrné z obr. 21. Tělo ložiska je pro připevnění k základu opatřeno deskou se šesti otvory pro šrouby M30.

Převodovka rotačního tvaru je k rámu přišroubována šestnácti šrouby M20. Deska nesoucí těleso ložiska a přírubu převodovky má tloušťku 35 mm a je přivařena k vodorovně seříznutým koncům čtveřice stojin.

10.4.2 Pevnostní kontrola hřídele cívky

Cívka je namáhána kombinací ohybu a krutu. Z hlediska ohybu se jedná o nosník na dvou podporách zatížený dvěma stejně velkými silami při krajích nosníku (obr. 22). Úsek hřídele zatížený krutem sahá od poháněcího ložiska po okraj cívky.

Ohyb



Obr 22: Působení sil na hřídeli cívky

Stanovení zatěžující síly F_z

$$F_z = \frac{m_c \cdot g}{2}, \quad (55)$$

kde m_c [kg] je největší přípustná hmotnost cívky včetně navinutého pásu
 g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je tíhové zrychlení

$$F_z = \frac{45000 \cdot 9,81}{2} = 220725 \text{ N}$$

Velikost reakční síly R_z je stejná jako velikost síly zátěžné F_z .

$$R_z = F_z \quad (56)$$

Velikost maximálního ohybového momentu:

$$M_{oc\ max} = R_z \cdot l_{co}, \quad (57)$$

kde R_z [N] je velikost reakční síly

l_{co} [mm] je rameno působení síly R_z (vzdálenost opěrné hrany ložiska od cívky)

Po dosazení:

$$M_{oc\ max} = 220725 \cdot 120 \cdot 10^{-3} = 39730,5\text{Nm}$$

Největší ohybové napětí:

$$\sigma_{oc} = \frac{M_{oc\ max}}{W_{oc}} = \frac{M_{oc\ max}}{\frac{a^3}{6}}, \quad (58)$$

kde σ_{oc} [MPa] je největší ohybové napětí hřídele cívky

$M_{oc\ max}$ [Nm] je maximální ohybový moment od zatížení hřídele cívky

W_{oc} [mm³] je modul průřezu v ohybu hřídele cívky

a [mm] je strana čtverce průřezu hřídele

$$\sigma_{oc} = \frac{39730,5 \cdot 10^3}{\frac{200^3}{6}} = 29,80\text{MPa}$$

Krut

Napětí v krutu:

$$\tau_{kc} = \frac{M_{2K\ max}}{W_{kc}} = \frac{M_{2K\ max}}{0,208a^3}, \quad (59)$$

kde τ_{kc} [Pa] je největší napětí v krutu

$M_{2K\ max}$ [Nm] je maximální kroutící moment

W_{kc} [mm³] je modul průřezu v krutu hřídele cívky

Po dosazení do (59)

$$\tau_{kc} = \frac{23358 \cdot 10^3}{0,208 \cdot 200^3} = 14,04 \text{ MPa}$$

Redukované napětí podle podmínky plasticity HMH:

$$\sigma_{cred} = \sqrt{\sigma_{oc}^2 + 3\tau_{kc}^2}, \quad (60)$$

kde σ_{cred} [MPa] je největší redukované napětí

σ_{oc} [MPa] je největší ohybové napětí

τ_{kc} [MPa] je největší napětí v krutu

Po dosazení:

$$\sigma_{cred} = \sqrt{29,80^2 + 3 \cdot 14,04^2} = 38,46 \text{ MPa}$$

Pro materiál 11 373 je dovolené napětí při střídavém kombinovaném namáhání $\sigma_D = 60$ MPa

[4]

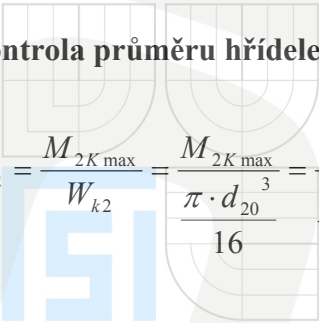
$\sigma_{cred} < \sigma_D$ Napětí v průřezu hřídele cívky je menší než napětí dovolené.

10.4.3 Pevnostní kontrola výstupního hřídele převodovky

Průměr hřídele je $d = 170$ mm. Přenos kroutícího momentu mezi hřídelem a nábojem spojky probíhá prostřednictvím těsného pera, jehož rozměry jsou [1]:

- šířka pera: $b_p = 40$ mm
- výška pera: $h_p = 22$ mm
- hloubka drážky v hřídeli: $t_p = 13,5$ mm
- hloubka drážky v náboji: $t_1 = 8,5$ mm
- délka pera: $l_p = 245$ mm

Kontrola průměru hřídele


$$\tau_{k2} = \frac{M_{2K \max}}{W_{k2}} = \frac{M_{2K \max}}{\frac{\pi \cdot d_{20}^3}{16}} = \frac{M_{2K \max}}{\pi \cdot (d_2 - t_p)^3} \cdot \frac{16}{16}, \quad (61)$$

kde τ_{k2} [MPa] je největší napětí v krutu

$M_{2K \max}$ [Nm] je maximální kroutící moment

W_{k2} [mm³] je modul průřezu v krutu

d_2 [mm] je průměr hřídele

d_{20} [mm] je průměr jádra hřídele pod dnem drážky pro pero

t_p [mm] je hloubka drážky pro pero v hřídeli

Po dosazení do (61)

$$\tau_k = \frac{23358 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot (170 - 13,5)^3}{16}} = 31,04 \text{ MPa}$$

Pro materiál 12 050 je dovolené napětí v krutu při střídavém namáhání $\tau_{Dk} = 40 \text{ MPa}$ [4]

$\tau_k < \tau_{Dk}$ Napětí v průřezu hřídele je menší než napětí dovolené.

Kontrola pera na otláčení

$$\sigma_d = \frac{F_{p2}}{S_{p2}}, \quad (62)$$

kde σ_d [MPa] je napětí v tlaku

F_{p2} [N] je síla působící otláčení pera

S_{p2} [mm²] je činná plocha pera v tlaku

$$F_{p2} = \frac{M_{2K \max}}{\frac{d_2}{2}}, \quad (63)$$

$$S_{p2} = (l_p - b_p) \cdot t_1, \quad (64)$$

kde l_p [mm] je délka pera
 b_p [mm] je šířka pera
 t_1 [mm] je hloubka drážky pro pero v náboji

Po dosazení rovnic (63) a (64) do (62) a vyčíslení

$$\sigma_d = \frac{2M_{2k \max}}{(l_p - b_p) \cdot t_1} = \frac{2 \cdot 23358 \cdot 10^3}{(245 - 40) \cdot 8,5} = 157,70 \text{ MPa}$$

Pro materiál pera 11 600 je dovolené napětí v tlaku při míjivém namáhání $\sigma_{Dd} = 165 \text{ MPa}$ [4]

$\sigma_d < \sigma_{Dd}$ Tlakové napětí je menší než napětí dovolené.

Rozměry pera vycházejí z rozměrů spojky, obojí je dáno výrobcem. Výrobcem uváděný dovolený krouticí moment spojky je větší než krouticí moment při pohonu, resp. brzdění navíječe.

Kontrola pera na smyk

$$\tau_s = \frac{F_\tau}{S_\tau}, \quad (65)$$

kde τ_s [MPa] je napětí ve smyku
 F_τ [N] je síla působící smyk pera
 S_τ [mm²] je činná plocha pera ve smyku

$$F_\tau = F_{p2} \quad (66)$$

$$S_\tau = (l_p - b_p) \cdot b_p + \frac{\pi \cdot b_p^2}{4}, \quad (67)$$

Po dosazení rovnic (66) a (67) do (65) a vyčíslení

$$\tau_s = \frac{2M_{2K \max}}{d_2 \left[(l_p - b_p) \cdot b_p + \frac{\pi \cdot b_p^2}{4} \right]} = \frac{2 \cdot 23358 \cdot 10^3}{170 \left[(285 - 40) \cdot 40 + \frac{\pi \cdot 40^2}{2} \right]} = 22,31 \text{ MPa}$$

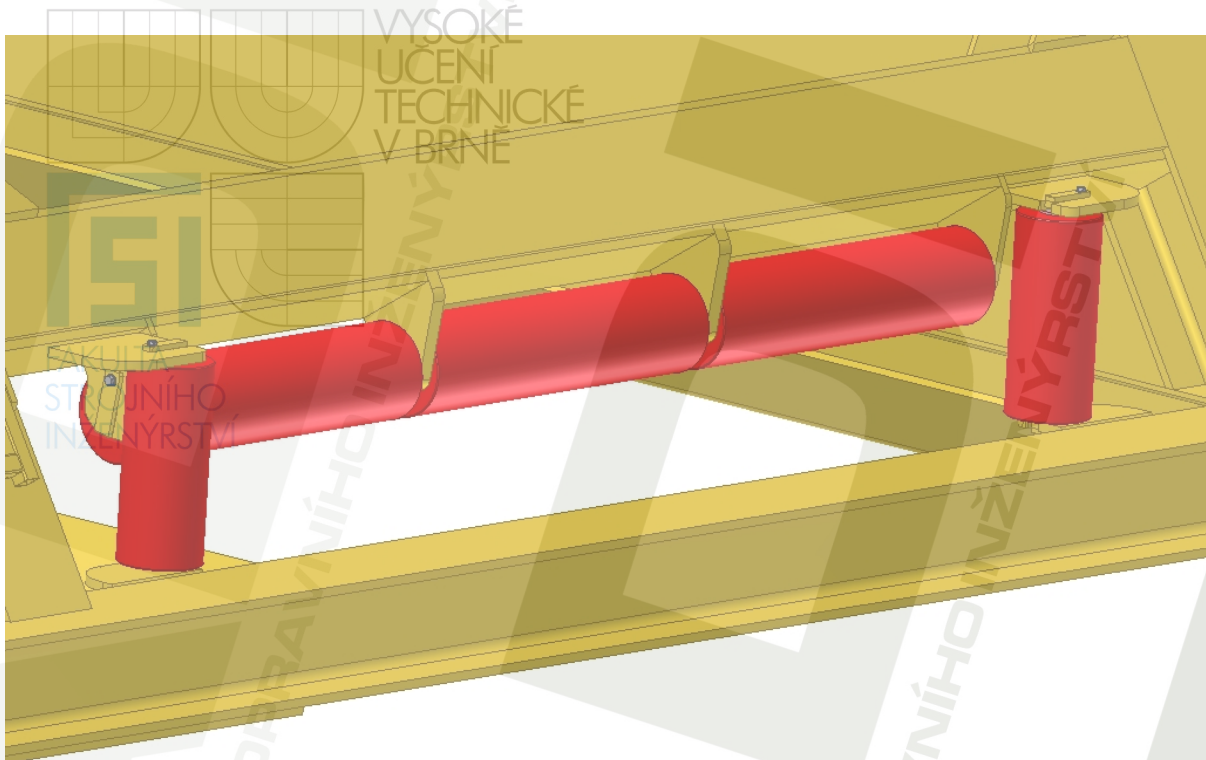
Pro materiál 11 600 je dovolené napětí ve smyku při míjivém namáhání $\tau_{Dd} = 80 \text{ MPa}$ [4]

$\tau_s < \tau_{Ds}$ Smykové napětí je menší než napětí dovolené.

10.5 Systém vedení pásu

Pro správné nabíhání pásu přiváděného do prostoru rámu navíječe a dále na cívku je třeba zajistit jeho vedení jak plošné, tak i stranové (obr. 23). Plošné vedení zabraňuje kolizím pásu s výztužnými profily rámu a určuje výšku působíště tažné síly. Vzhledem k relativně vysoko umístěné ose cívky a malému průměru jejího jádra, na němž vzniká největší tažná síla, by při přímém nabíhání pásu na cívku docházelo ke vzniku klopného momentu, který by nízká hmotnost nezátíženého navíječe obtížně kompenzovala. I z tohoto důvodu je systém navádění pásu umístěn ve spodní části stroje, působíště tažné síly navíječe tak má polohu nezávislou na aktuálním průměru návínů na cívce – cca 310 mm nad úrovní terénu.

Boční vedení působí na podélné hrany pásu a vede jej tak, aby nabíhal kolmo k ose cívky. Tím se jednotlivé závity na cívku ukládají rovnoměrně a nepůsobí bočním namáháním na bočnice cívky.



Obr 23: Systém vedení pásu

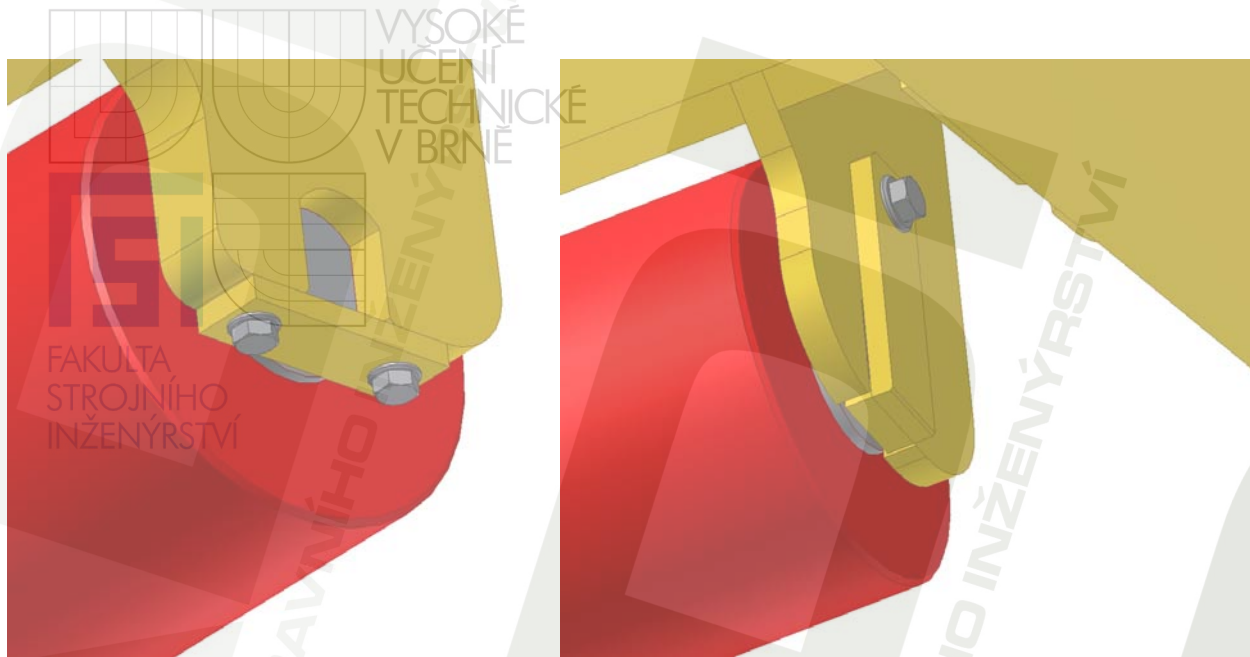
Vodící systém pásu tvoří pět vodících válečků. Jedná se o válečky dopravníkových tratí pásových dopravníků.

10.5.1 Plošné vedení pásu

Plošné vedení pásu zajišťuje trojice vodorovně situovaných sousedních válečků. Použity jsou válečky *TRANZA typ F* – hladké ocelové válečky o průměru 152 mm a činné délce 600 mm s provedením konců osy Double Flat. Válečky mají na každé straně ložisko 6308, průměr osy válečku je 40 mm [6].

Uloženy jsou ve čtyřech konzolách přivařených k vodorovné výztuze rámu – nosníku válečků. Dvě vnitřní konzoly mají tloušťku 25 mm a jsou společné pro uložení konců os dvou sousedních válečků. Vnější konzoly jsou tloušťky 12 mm a nesou konce krajních válečků.

Konce válečkových os v provedení Double Flat jsou v konzolách uloženy v drážkách odpovídajícího tvaru. Zajištění válečků v drážkách je provedeno příložkami se šrouby (viz obr. 24). Levá část obrázku zobrazuje uložení válečku ve vnitřní společné konzole (sousední váleček chybí), obrázek vpravo pak vnější konzolu krajního válečku.



Obr 24: Detail uložení a jištění válečků plošného vedení pásu

Kontrola únosnosti válečků:

Zatížení válečků je závislé na průměru náviny, který určuje směr a velikost působící tahové síly v pásu. Její nositelka je vždy tečná k povrchu náviny na cívce a k obvodu válečků. Při měnícím se navinutém průměru se mění úhel mezi nositelkou tažné síly a základní rovinou stroje, především se však mění velikost tažné síly.

Dalším faktorem ovlivňujícím sílu působící na válečky je sklon mezi vnější větví pásu nabíhající na vedení a základní rovinou navíječe. S rostoucím sklonem nabíhajícího pásu roste i velikost síly. Maximální přípustný úhel sklonu pásu je 45° .

Největší zatížení válečků plošného vedení nastane při tomto mezním úhlu vnější větve pásu, nejmenším navinutém průměru cívky a plném kroučícím momentu na jejím hřídeli.

Při minimálním průměru náviny a největším kroučícím momentu, kdy je maximální tažná síla 77870 N, má síla zatěžující válečky velikost 115200 N.

Ložisko 6308 [9]

Vnitřní průměr:	40 mm
Statická únosnost:	24 kN
Dynamická únosnost:	42,3 kN

Při kontrole se počítá s nižší únosností statickou, neboť největší tažná síla může být vyvinuta i při stojícím pásu.

Předpokládá se rovnoměrné rozložení zátěžné síly na všechny válečky.

Zatížení jednoho ložiska:

$$F_l = \frac{F_{pv}}{m}, \quad (68)$$

kde F_l [N] je zatížení jednoho ložiska

F_{pv} [N] je výslednice tahových sil ve větvích pásu

m [-] je počet ložisek

$$F_l = \frac{115200}{6} = 19200N$$

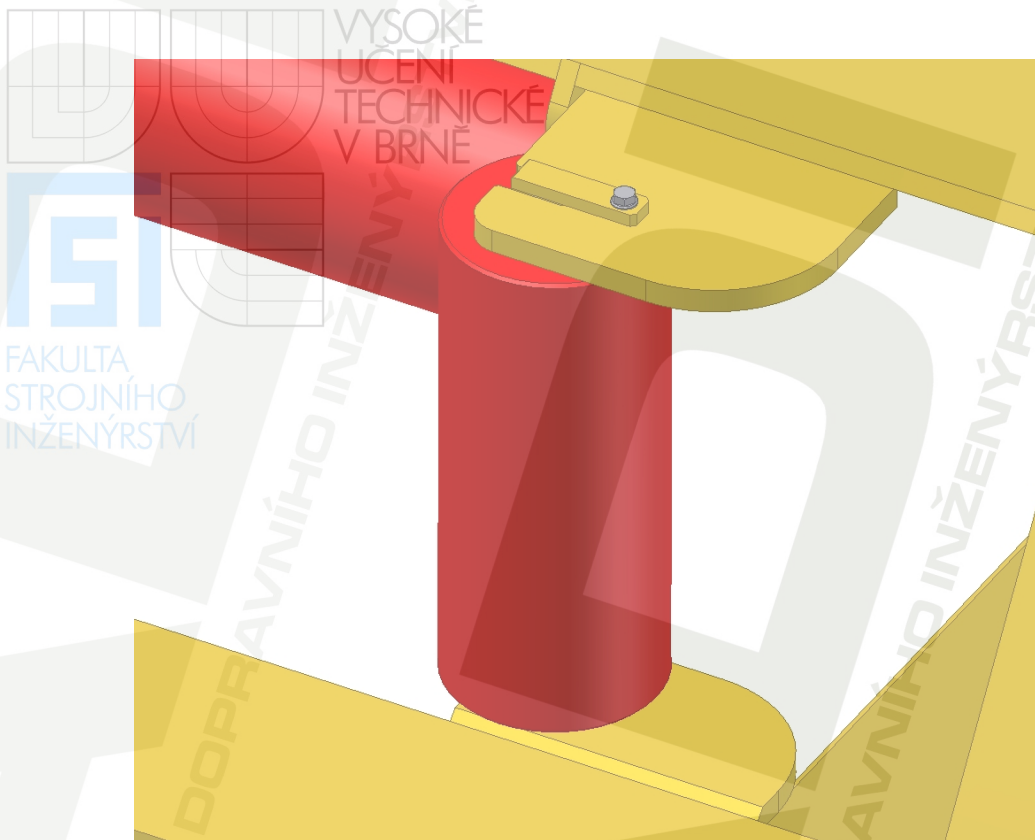
$$24000N > 19200N$$

Únosnost ložiska je větší než skutečná zátěžná síla.

10.5.2 Boční vedení pásu

Bočně je pás veden mezi dvojicí svislých válečků, vzdálenost mezi jejich vnitřními obrysy je 1830 mm. Každý z válečků je ukotven ve dvou konzolách (obr. 25), z nichž horní je přivařena k nosníku vodorovných válečků, spodní pak k podélnému nosníku základu stroje. Válečky jsou stejného typu jako u vedení plošného včetně konců os, průměr válečků je 133 mm, činná délka 250 mm.

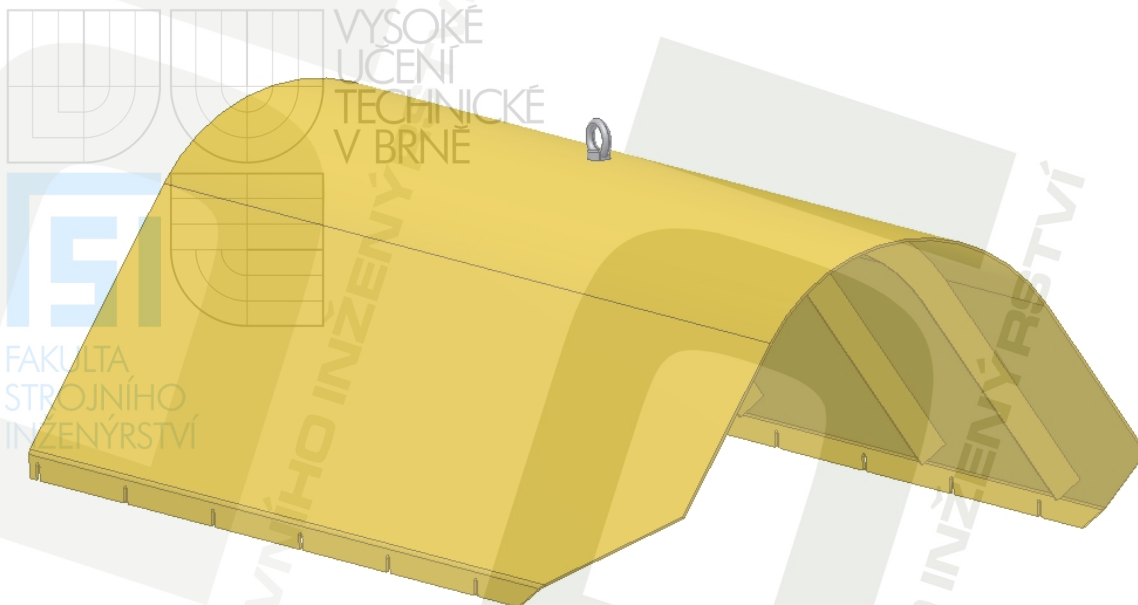
Uložení válečku je patrné z obr. 25, přičemž jištění obou konců osy je totožné pomocí příložky.



Obr 25: Váleček bočního vedení pásu

10.6 Kryt pohonu

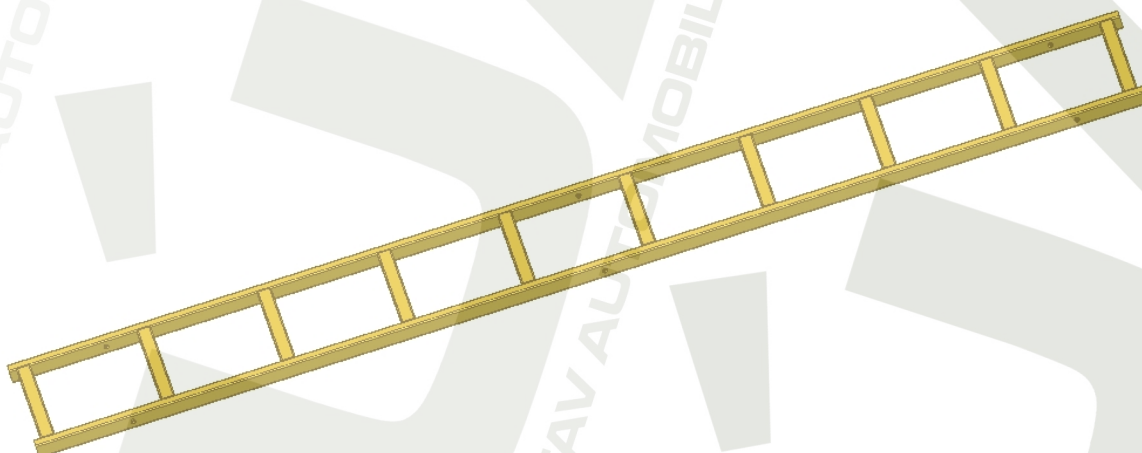
Proti přímému působení povětrnostních vlivů, prachu a případným pádům menších těles je pohonná soustava opatřena krytem z ohnutého plechu tl. 4 mm (obr. 26). Osa ohybu je totožná s osou cívky a tím i celé pohonné soustavy. Kryt navazuje na linie šikmých stojin. Pro zvýšení tuhosti je plech krytu z vnitřní strany opatřen přivařenými žebry, horní část je navíc vyztužena pásem plechu. Ve svislé ose těžiště je do vyvrtaného otvoru vložen závěsný šroub M16 s okem, jištěný maticí. V každé ze spodních podélných hran plechu je šest výřezů, které umožňují nasunutí krytu na šrouby, jimiž je poté kryt připevněn k desce nesoucí pohonnou soustavu bez nutnosti jejich úplného vyšroubování. Zadní hrany ohnutého plechu krytu jsou zkoseny.



Obr 26: Kryt poháněcího ústrojí

10.7 Žebříky

Pro umožnění přístupu k oběma ložiskům, jejichž osa je ve výšce 2500 mm nad terénem, je rám stroje vybaven dvojicí žebříků (obr. 27) umístěných po stranách cívky. Žebříky jsou svařeny z ocelových čtvercových trubek o vnější straně čtverce 30 mm a tloušťce stěny 3 mm. Délka postranic žebříků je 2400 mm. Každý žebřík má 10 příček v rozteči 260 mm a o šířce 340 mm. K rámu jsou žebříky upevněny prostřednictvím šesti konzol šrouby M10 procházejícími otvory vrtanými v postranicích. Žebříky jsou rovnoběžné s linií stojin, což jim dává vhodný sklon. Od jejich vnější roviny jsou vzdáleny 80 mm.



Obr 27: Žebřík

11. Určení měrného tlaku navíječe na podklad

Celková hmotnost navíječe:

$$m_n = m_s + m_c, \quad (69)$$

m_n [kg] je celková hmotnost navíječe přenášená na podklad

m_s [kg] je hmotnost stroje zahrnující rám, pohonnou soustavu včetně příslušenství

m_c [kg] je hmotnost plně navinuté cívky

Po dosazení:

$$m_n = 8813 + 45000 = 53813 \text{ kg}$$

Styková plocha stroje s podkladem:

$$S_c = s \cdot (l_{p1} + l_{p2}), \quad (70)$$

kde S_c [m²] je celková styková plocha

s [m] je šířka podkladních plechů

l_{p1} [m] je délka prvního plechu

l_{p2} [m] je délka druhého plechu

Po dosazení do rovnice (70)

$$S_c = 3,8 \cdot (1,2 + 1,5) = 10,26 \text{ m}^2$$

Měrný tlak:

$$p_m = \frac{m_n \cdot g}{S_c}, \quad (71)$$

Po dosazení:

$$p_m = \frac{m_c \cdot g}{S_c} = \frac{58813 \cdot 9,81}{10,26} = 56233,48 \text{ Pa} = 56,23 \text{ kPa}$$

12. Zásady použití navíječe

Pro správné plnění požadované funkce navíječe je třeba dodržovat tyto hlavní zásady:

- zařízení smí obsluhovat pouze proškolená obsluha
- terén pro ustavení navíječe musí být srovnaný a dostatečně únosný
- konec pásu připravený k upnutí do upínací štěrbin musí být rovný a kolmo seříznutý
- po vložení konce pásu do upínací štěrbin v jádře cívky a dotažení šroubů příločky je třeba první dva závity navinout odlehčeně, jinak hrozí vytržení pásu ze štěrbin
- při zastavení cívky v důsledku přetížení je nutné neprodleně přestavením rozvaděče uzavřít přívod oleje do hydromotoru
- cívku lze otáčet pouze po dokonalém zajištění uzavřených ložisek čtvercového hřídele
- s ložisky hřídele cívky je možné manipulovat jen když je cívka v klidu
- lamelovou brzdu převodovky je možné zabrzdit až po zastavení cívky, nikdy ne za pohybu
- je třeba počítat se setrvačnými účinky cívky a dobou jejího brzdění
- konec pásu navinutého na cívce je třeba zajistit stažením páskou
- stroj lze přemísťovat tažením pouze bez cívky, nejvýše s vloženou prázdnou cívku
- při provozu zařízení je nezbytný stálý dohled obsluhy

13. Závěr

Konstrukce navíječe splňuje požadavky stanovené zadáním. Rovněž umožňuje dodatečné úpravy v rámci případných změn v požadavcích.

Při potřebě navíjet pryžové pásy znečištěné, ať už zbytky dopravovaného materiálu nebo v důsledku předchozího volného skladování, lze stroj doplnit čistícím zařízením. Dále lze řízení stroje rozšířit o dálkové ovládání, které by obsluze umožňovalo kontrolu chodu pásu v kterékoli části dopravníku při současné možnosti regulace rychlosti navíjení, případně úplného vypnutí stroje. Jestliže by při dlouhodobém provozu navíječe docházelo k nadměrnému ohřevu hydraulického oleje, je možné do hydraulického obvodu doplnit chladič oleje.

Konstrukce stroje při dodržení zásad obsluhy zaručuje dlouhodobý provoz s minimálními nároky na údržbu. Hydraulický obvod podléhá obecně platným pravidlům provozu hydraulických zařízení (dodržování lhůt pro výměnu hydraulického oleje apod.). Dále je třeba věnovat pozornost všem mazacím místům – zejména ložisek hřídele cívky a vyrovnávací zubové spojky a kontrolovat stav olejové náplně planetové převodovky.

Použité prameny

- [1] SVOBODA, Pavel; a. j. *Základy konstruování: Výběr z norem pro konstrukční cvičení*. 4. vyd. Brno: PC DIR, 1996. 288 s. ISBN 80-214-0709-3.
- [2] SVOBODA, Pavel; BRANDEJS, Jan; PROKEŠ, František. *Základy konstruování*. 3. vyd. Brno: CERM, 2005. 202 s. ISBN 80-7204-405-2.
- [3] SOBEK, Evžen; BRANDEJS, Jan; DVOŘÁČEK, Jiří; MAZAL, Pavel; SVOBODA, František. *Základy konstruování: Návodů pro konstrukční cvičení*. 6. vyd. Brno: CERM, 2004. 163 s. ISBN 80-7204-331-5.
- [4] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3.vyd. Praha: SCIENTIA, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [5] PAVLOK, Bohuslav; SIVÁK, Václav. *Hydraulické mechanismy: Příklady pro cvičení*. 2. vyd. Vysoká škola báňská Ostrava, 1984. 166 s.

Firemní katalogy

- [6] Conveyor Components. Catalogue EasyRun Rollers. Tranza, 2004.
- [7] Safety Chucks. Produktkatalog. Boschert, 2009.
- [8] Couplings. Sitex ST couplings (EN), Milan – Italy, 2008.
- [9] Kuličková ložiska. Katalog SKF.
- [10] Konstantní hydromotor A2FM. R-CZ 91 001/09.00. Mannesmann Rexroth.
- [11] Swing Drives. Swing Drive Mobilex GFB. Lohmann + Stolterfoht.
- [12] Manipolatori. Technical Catalogue for Hydraulic Remote Controls. Hydro Control.

- [13] Tlakové a plnicí ventily pro oblast mobilní hydrauliky. R-CZ 64 642/06.02. Rexroth Bosch Group.
- [14] PVG 32 Proportional Valves. Technical information. Sauer Danfoss.
- [15] Axial Piston Pump Series K3VL. Data Sheet P-1002/01.06GB. Kawasaki Hydraulics Products.

Webové stránky

- [16] PhotoHint.com. Rádce fotografa [online]. 2009. ISSN 1214-049X [cit. 2010-03-15]. Dostupné z: <<http://www.fotoaparar.cz>>.
- [17] National Geographic com. National Geographic Česko [online]. 2008. [cit. 2010-04-08] Dostupné z: <<http://www.national-geographic.cz>>.
- [18] Hosting90. Příslušenství dopravních zařízení [online]. 2009, poslední revize 22.3.2009 [cit. 2010-05-02] Dostupné z: <<http://www.dopravnipasy.com>>.
- [19] Direct Industry. Virtual Industrial Exhibition [online]. 2008. [cit. 2010-02-24] Dostupné z: <<http://www.directindustry.com>>.
- [20] Yahoo Inc. Photos [online]. 2010. [cit. 2010-02-24] Dostupné z: <<http://www.flickr.com>>.
- [21] ATM+. Elektromotory Vlastimil Moravec [online]. 2009. [cit. 2010-04-03] Dostupné z: <<http://www.elektromotory.net>>.

Seznam použitých symbolů a zkratk

a	[mm]	strana čtvercového průřezu hřídele cívky
a_2	[mm]	vzdálenost osy y_2 od osy y
a_3	[mm]	vzdálenost osy y_3 od osy y
b	[mm]	šířka ploch 2 a 3
b_p	[mm]	šířka pera
c_o	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita hydraulického oleje
d_2	[mm]	průměr výstupního hřídele převodovky
d_{20}	[mm]	průměr jádra výstupního hřídele převodovky
D_{max}	[mm]	největší průměr návinnu pásu na cívce
D_{min}	[mm]	nejmenší průměr návinnu pásu na cívce
E_{kc}	[J]	kinetická energie rotující cívky
F_τ	[N]	síla působící smyk pera
F_l	[N]	síla zatížení jednoho ložiska vodícího válečku
F_p	[N]	tahová síla v pásu
F_{p2}	[N]	síla působící otažení pera
F_{pk}	[N]	složka síly F_{pv} působící v rovině průřezu stojiny
F_{pn}	[N]	složka síly F_{pv} působící ve směru normály průřezu stojiny
F_{pv}	[N]	výslednice tahových sil ve větvích pásu
F_{pvx}	[N]	složka síly F_{pv} působící ve směru osy x
F_{pvy}	[N]	složka síly F_{pv} působící ve směru osy y
F_s	[N]	síla působící podél střednice stojiny
F_{tp}	[N]	tahová síla v příčnicku
F_z	[N]	ekvivalentní zatěžující síla od ložiskového tělesa
F_{zn}	[N]	složka síly F_{zs} působící ve směru normály průřezu stojiny
F_{zs}	[N]	zatěžující síla jedné stojiny
F_{zv}	[N]	vodorovná složka síly F_{zs}
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
h	[mm]	výška ploch 2 a 3
h_p	[mm]	výška pera
H_x	[mm]	vzdálenost krajního vlákna od osy ohybu ve směru osy x
H_y	[mm]	vzdálenost krajního vlákna od osy ohybu ve směru osy y
i	[-]	převodový poměr převodovky
I_y	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu stojiny k ose ohybu y

J_{1x}	$[\text{mm}^4]$	kvadratický moment plochy 1 k ose ohybu x
J_{1y}	$[\text{mm}^4]$	kvadratický moment plochy 1 k ose ohybu y
J_{2x}	$[\text{mm}^4]$	kvadratický moment plochy 2 k ose ohybu x
J_{2y}	$[\text{mm}^4]$	kvadratický moment plochy 2 k ose ohybu y
J_{3x}	$[\text{mm}^4]$	kvadratický moment plochy 3 k ose ohybu x
J_{3y}	$[\text{mm}^4]$	kvadratický moment plochy 3 k ose ohybu y
J_c	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	moment setrvačnosti plně navinuté cívky
J_x	$[\text{mm}^4]$	celkový kvadratický moment průřezu k ose ohybu x
J_y	$[\text{mm}^4]$	celkový kvadratický moment průřezu k ose ohybu y
K	$[-]$	korekční součinitel kroutícího momentu převodovky
l_1	$[\text{mm}]$	vzdálenost krajní konzoly vodícího válečku od stojiny
l_2	$[\text{mm}]$	vzdálenost sousedních konzol vodících válečků
l_{co}	$[\text{mm}]$	vzdálenost opěrné hrany ložiska od bočnice cívky
l_p	$[\text{mm}]$	délka pera
l_{p1}	$[\text{m}]$	délka prvního podkladového plechu
l_{p2}	$[\text{m}]$	délka druhého podkladového plechu
l_{red}	$[\text{mm}]$	redukováná délka stojiny
l_s	$[\text{mm}]$	délka stojiny
l_{so}	$[\text{mm}]$	délka svaru oka
m	$[-]$	počet ložisek všech válečků plošného vedení pásu
M_{1max}	$[\text{Nm}]$	maximální kroutící moment na vstupním hřídeli převodovky
M_{2Kmax}	$[\text{Nm}]$	korigovaný kroutící moment na výstupním hřídeli převodovky
M_{2max}	$[\text{Nm}]$	maximální kroutící moment na výstupním hřídeli převodovky
M_B	$[\text{Nm}]$	brzdny moment na hřídeli cívky
m_c	$[\text{kg}]$	hmotnost plně navinuté cívky
M_{Dmax}	$[\text{Nm}]$	kroutící moment na hřídeli cívky při největším průměru návinu
m_h	$[\text{kg}]$	hmotnost hřídele cívky
M_H	$[\text{Nm}]$	hnací moment na hřídeli cívky
m_l	$[\text{kg}]$	hmotnost ložiskového tělesa
m_n	$[\text{kg}]$	hmotnost navíječe
m_o	$[\text{kg}]$	hmotnost náplně hydraulického oleje
M_{ocmax}	$[\text{Nm}]$	maximální ohybový moment hřídele cívky
M_{oxmax}	$[\text{Nm}]$	maximální ohybový moment od síly působící ve směru osy x
M_{oymax}	$[\text{Nm}]$	maximální ohybový moment od síly působící ve směru osy y
m_s	$[\text{kg}]$	hmotnost rámu s příslušenstvím

m_z	[kg]	hmotnost zátěže (cívky s navinutým pásem)
n	[-]	počet převodových stupňů převodovky
n_1	[min^{-1}]	otáčky vstupního hřídele převodovky
$n_{1\text{max}}$	[min^{-1}]	maximální otáčky vstupního hřídele převodovky
n_2	[min^{-1}]	otáčky výstupního hřídele převodovky
$n_{2\text{max}}$	[min^{-1}]	maximální otáčky výstupního hřídele převodovky
N_o	[N]	tahová síla připadající na jedno oko
p_B	[Pa]	tlakový spád na hydromotoru pro vyvození brzdného momentu
p_H	[Pa]	tlakový spád na hydromotoru pro vyvození hnacího momentu
P_{HG}	[W]	příkon hydrogenerátoru
p_m	[Pa]	měrný tlak
p_{max}	[Pa]	maximální tlakový spád na hydromotoru
P_{max}	[W]	maximální výkon hydrogenerátoru
$p_{Q\text{max}}$	[Pa]	tlakový spád při maximálním průtoku oleje
Q_o	[J]	teplo
Q	[$\text{l}\cdot\text{min}^{-1}$]	průtok oleje hydromotorem
Q_{max}	[$\text{l}\cdot\text{min}^{-1}$]	maximální průtok oleje hydromotorem
$Q_{p\text{max}}$	[$\text{l}\cdot\text{min}^{-1}$]	průtok oleje hydrogenerátorem při maximálním tlakovém spádu
q_z	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$]	spojité zatížení od přípojovací desky ložiskového tělesa
r_1	[mm]	poloměr jádra cívky
r_2	[mm]	poloměr největšího návínu na cívce
R_{px}	[N]	reakce od síly F_{pv} ve směru osy x
R_{py}	[N]	reakce od síly F_{pv} ve směru osy y
R_z	[N]	reakce od zatěžující síly F_z
S_τ	[mm^2]	činná plocha pera ve smyku
S_2	[mm^2]	obsah plochy 2
S_3	[mm^2]	obsah plochy 3
S_c	[m^2]	celková styková plocha
S_p	[mm^2]	plocha průřezu příčníku
S_{p2}	[mm^2]	činná plocha pera v tlaku
S_s	[mm^2]	plocha průřezu stojiny
s	[m]	šířka podkladových plechů
t	[s]	čas
t_1	[mm]	hloubka drážky pro pero v náboji
T_1	[N]	maximální tažná síla v pásu při největším průměru návínu

T_2	[N]	maximální tažná síla v pásu při nejmenším průměru návinnu
T_{Dmax}	[N]	tažná síla na největším průměru návinnu pásu
t_p	[mm]	hloubka drážky pro pero v hřídeli
t_{so}	[mm]	jmenovitá tloušťka svaru oka
V_{gM}	[cm ³]	geometrický objem hydromotoru
V_o	[l]	objem olejové náplně
W_{k2}	[mm ³]	modul průřezu v krutu výstupního hřídele převodovky
W_{kc}	[mm ³]	modul průřezu v krutu hřídele cívky
W_{oc}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu hřídele cívky
W_{ox}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu k ose x
W_{oy}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu k ose y
α_t	[-]	převodní součinitel dovoleného napětí
ΔT	[°C]	změna teploty hydraulického oleje
ε	[rad·s ⁻²]	úhlové zrychlení cívky
η_{1st}	[-]	účinnost jednoho stupně převodovky
η_{cQ}	[-]	celková účinnost hydrogenerátoru
η_{mhM}	[-]	mechanicko-hydraulická účinnost hydromotoru
η_{oM}	[-]	objemová účinnost hydromotoru
η_p	[-]	účinnost převodovky
λ	[-]	štíhlostní poměr stojiny
ρ_o	[kg·m ⁻³]	hustota hydraulického oleje
σ_{cred}	[MPa]	redukované napětí hřídele cívky
σ_d	[MPa]	napětí v tlaku
σ_{Dd}	[MPa]	dovolené napětí v tlaku
σ_{Do}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_{Dt}	[MPa]	dovolené napětí v tahu
σ_{oc}	[MPa]	ohybové napětí hřídele cívky
σ_{omax}	[MPa]	maximální celkové ohybové napětí
σ_{oxmax}	[MPa]	maximální ohybové napětí od síly působící ve směru osy x
σ_{oymax}	[MPa]	maximální ohybové napětí od síly působící ve směru osy y
σ_{tp}	[MPa]	tahové napětí v příčniku
τ_{\perp}	[MPa]	jmenovité smykové napětí ve svaru
τ_{Dk}	[MPa]	dovolené napětí v krutu
τ_{Ds}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
τ_{Dsv}	[MPa]	dovolené napětí ve svaru

τ_k	[MPa]	napětí v krutu
τ_{k2}	[MPa]	napětí v krutu výstupního hřídele převodovky
τ_{kc}	[MPa]	napětí v krutu hřídele cívk
τ_s	[MPa]	napětí ve smyku
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost cívk
ω_{max}	[rad·s ⁻¹]	maximální úhlová rychlost cívk

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Seznam příloh



1. Výkres sestavení navíječe
2. Výkres svařence rámu
3. Hydraulické schema navíječe
4. Seznam položek výkresu sestavení navíječe
5. Seznam položek výkresu svařence rámu
6. Seznam položek hydraulického schematu navíječe