



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

VYPROŠŤOVACÍ LANOVÝ NAVIJÁK PRO MOBILNÍ STROJE

RECOVERY WINCH FOR MOBILE MACHINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ŠTĚPÁN TICHÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSC.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Štěpán Tichý

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Vyprošťovací lanový naviják pro mobilní stroje

v anglickém jazyce:

Recovery winch for mobile machines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte lanový naviják pro vyprošťování mobilních strojů. Základní technické parametry: maximální síla 20 kN

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritická rešerše existujících řešení,
- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988
3. Související ČSN a firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 31.10.2012



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem lanového navijáku pro mobilní stroje s maximální tažnou silou 20000 N. Práce je složena z technické zprávy a výkresové dokumentace. Technická zpráva obsahuje rešeršní část současných řešení, návrh a kontrolu lana, lanového bubnu, elektromotoru, převodovky a ložisek. Dále práce obsahuje vlastní návrh poloautomatické mechanické spojky s výpočtem komponent, ze kterých je složena. Výkresová dokumentace obsahuje výkres sestavy a výkres lanového bubnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

lanový naviják, lano, lanový buben, elektromotor, planetová převodovka, mechanická spojka

ABSTRACT

Bachelor's thesis deals with design rope winch for mobile machines with a maximum pulling force of 20000 N. The work consists of technical report and drawings. Technical report includes a search of the current solution, designs and controls rope, rope drum, electromotor, gearbox and bearings. Next the work includes custom design of semiautomatic mechanical clutch with the calculation components of which it is composed. Design documentation includes component drawing and drawing the rope drum.

KEYWORDS

rope winch, rope, rope drum, electric motor, planetary gearbox, mechanical clutch



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TICHÝ, Š. *Vyprošťovací lanový naviják pro mobilní stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 53 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2013

.....

Štěpán Tichý



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady a připomínky při vypracování této bakalářské práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Přehled současných řešení	11
1.1 Hlavní části lanového navijáku	11
1.1.1 Rozdělení lanových navijáků dle použití	11
1.1.2 Rozdělení lanových navijáků dle druhu pohonu	13
1.1.3 Rozdělení lanových navijáků dle druhu převodové soustavy	15
1.1.4 Rozdělení lanových navijáků dle typu lana	15
1.1.5 Rozdělení podle způsobu upevnění lanových navijáků	16
1.1.6 Akumulátory a elektroinstalace	17
1.2 Přehled konstrukčních provedení	17
1.2.1 Provedení elektromotor – planetová převodovka	17
1.2.2 Provedení elektromotor – šnekový a čelní převod	18
1.2.3 Provedení hydraulický motor – planetová převodovka	18
1.2.4 Provedení hydraulický motor – šneková převodovka	18
1.3 Zhodnocení	19
2 Koncepce navrženého řešení	20
2.1 Mechanická spojka	20
3 Výpočet lana a lanového bubnu	22
3.1 Lano	22
3.1.1 Jmenovitá únosnost lana	22
3.1.2 Volba lana	22
3.2 Volba háku	23
3.3 Lanový buben	23
3.3.1 Průměr bubnu měřený pod lanem	23
3.3.2 Šířka lanového bubnu	23
3.3.3 Délka lana	24
3.3.4 Tloušťka stěny lanového bubnu	24
3.4 Pevnostní kontrola lanového bubnu	25
3.4.1 Ohybové napětí	25
3.4.2 Napětí v krutu	26
3.4.3 Napětí od vnějšího přetlaku	26
3.4.4 Redukované napětí	27
3.4.5 Bezpečnost pláště lanového bubnu	27
4 Výpočet pohonu	28
4.1 Elektromotor	28



4.2	Volba převodovky.....	28
4.2.1	Návrhový převodový poměr.....	28
4.2.2	Zvolení převodovky.....	29
4.3	Kontrola elektromotoru.....	30
4.3.1	Skutečný výkon vyvozený maximální silou.....	30
4.3.2	Celkový skutečný potřebný výkon	30
4.4	Kontrola převodovky	31
4.4.1	Kontrola maximálního momentu.....	31
4.4.2	Kontrola perového spoje.....	31
4.5	Brzdny moment.....	32
5	Výpočet ložisek	33
5.1	Kontrola ložiska na opotřebení	33
5.1.1	Výsledné vnitřní silové účinky	33
5.1.2	Maximální kontaktní tlak	34
5.1.3	Měrné zatížení ložiska	35
5.1.4	Obvodová rychlost v místě opotřebení.....	35
5.1.5	Součin $p_m v_o$	35
5.1.6	Životnost ložiska	36
5.2	Brzdny výkon vyvozený ložisky.....	36
6	Výpočet mechanické spojky.....	38
6.1	Drážkový spoj	39
6.2	Kontrola svaru přenášečů hřídele	39
6.3	Tlačná pružina.....	41
6.3.1	Volba základních parametrů pružiny.....	41
6.3.2	Délka pružiny ve volném stavu	42
6.3.3	Počet závitů pružiny	42
6.3.4	Pevnostní kontrola a bezpečnost pružiny	43
6.4	Zkrutná pružina.....	44
	Závěr.....	46
	Seznam použitých zkratk a symbolů	49
	Seznam příloh.....	53



ÚVOD

Vyprošťovací lanové navijáky pro mobilní stroje patří, pro většinu populace, k ne příliš používaným zařízením. V pravou chvíli však mohou být velkým pomocníkem. Hlavním rozlišujícím prvkem lanových navijáků je velikost tažné síly a konstrukční provedení. Lanové navijáky jsou montovány, jako dodatečná výstroj, na montážní desku, která je pevně spojena s rámem vozidla. Oproti jiným manipulačním zařízením, např. vrátkům, je zde dosahováno poměrně nízkých rychlostí navíjení a malých výkonů.

Zařízení je svým účelem konstruováno především pro vyproštění vozidla zapadlého v nezpevněném terénu, kdy poháněcí kola vozidla jsou vyřazena ze záběru a nezbyvá, než vozidlo podložit nebo potlačit. Další využití spadá zejména do oblasti lesnictví, vojenské techniky, hasičských a jiných záchranných vozidel. Zde je úspěšně využíváno např. pro vyprošťování havarovaných dopravních prostředků, tahání uvízlých kmenů stromů a jiných břemen, při kyvadlovém převozu přes rozvodněné řeky a potoky nebo při přemísťování kolejových vozidel za účelem uvolnění dopravních tras.



1 PŘEHLED SOUČASNÝCH ŘEŠENÍ

1.1 HLAVNÍ ČÁSTI LANOVÉHO NAVIJÁKU

Mezi hlavní části navijáku patří buben, na němž je upevněno a navinuto lano s hákem na konci, převodovka, brzda, či jiné zařízení zabraňující zpětnému chodu zatíženého lana, motor, rám a ovládací prvky. S výhodou lze taktéž využít jednoduché příslušenství v podobě lanových kladek, za účelem dosažení větší tažné síly na úkor rychlosti tažení vozidla. Podle použití a druhu těchto částí navijáky rozdělujeme do několika skupin.

1.1.1 ROZDĚLENÍ LANOVÝCH NAVIJÁKŮ DLE POUŽITÍ

Hlavním rozlišujícím prvkem je zde velikost tažné síly a samotného zařízení, odolnost vůči povětrnostním podmínkám, četnost a spolehlivost použití, a od toho se odvíjející kvalita zpracování. Dle použití jsou tedy navijáky rozděleny do těchto kategorií:

OFF-ROAD

Tyto navijáky jsou určeny pro větší automobily, někdy též označovány jako All-wheel drive (AWD), Four-wheel drive (4WD) nebo „four by four” (4x4). Velikost tažné síly navijáku je doporučováno volit větší o 25-50% hmotnosti vozidla s užitečným zatížením a její hodnota se v této kategorii může dostat až na 8,1 tuny. Speciálně pro expediční off-road vozidla a závodní off-road vozidla se doporučuje volit navijáky pro nejméně 4 tuny.



Obr. 1 Off-road použití navijáku Warn [6]



ČTYŘKOLKY

Na trhu též označovány jako All-terrain vehicle (ATV), či Utility Task Vehicle (UTV), ale jejich použití je úspěšně aplikováno i na motocykly a sněžné skútry. Jsou menší konstrukce a výkonů zpravidla se pohybujících v rozmezí tažné síly mezi 0,6 - 1,8 tun.



Obr. 2 Použití navijáku Warn u čtyřkolek [6]

ODTAHOVÁ VOZIDLA

Svou konstrukcí jsou předurčeny k častému použití. Nejvýhodnější kombinací z hlediska životnosti je zde hydraulický motor ve spojení se šnekovou převodovkou.



Obr. 3 Použití u odtahových služeb [7]



OSTATNÍ POUŽITÍ

Navijáky pro lodě, lesní techniku, zemědělskou techniku, hasičská a jiná záchranná vozidla. Jsou často speciálně konstruovány na problematiku daného odvětví.



Obr. 4 Lanový naviják Warn na hasičském vozidle [8]

1.1.2 ROZDĚLENÍ LANOVÝCH NAVIJÁKŮ DLE DRUHU POHONU

ELEKTRICKÉ

Jsou zde využívány dva druhy motorů – s permanentním magnetem, nebo se sériovým vinutím. Motory s permanentním magnetem mají přibližně o 10-15% nižší proudový odběr, než výkonné, průmyslově používané, motory se sériovým vinutím, avšak jsou citlivější na nešetrné zacházení a taktéž na teplo. Jejich druhou nevýhodou je tendence ztrácet výkon při velmi nízkých teplotách. Pro občasné použití, či rekreační účely, je motor s permanentním magnetem vhodnou volbou pro naviják. Pro profesionální použití a pro použití při nízkých teplotách je vhodné použít naviják s motorem se sériovým vinutím. Dále se dají motory rozdělit podle velikosti přiváděného napětí na 12V nebo 24V [9].

Výhodou elektromotorů je jejich snadná montáž a pořizovací cena. Nevýhodou pak značné zahřívání při provozu. Elektrické navijáky vydrží jen krátkodobé přetížení elektrickým proudem, proto výrobci doporučuje používat naviják v krátkých intervalech s delší přestávkou na ochlazení elektromotoru. Pro nepřetržité nebo velmi časté použití, je lepší volit naviják hydraulický, kde nehrozí spálení motoru.

HYDRAULICKÉ

Hydraulické navijáky nejčastěji využívají planetové nebo šnekové převodovky s hydraulickým motorem, který je poháněn čerpadlem vozidla. Největší výhodou tohoto pohonu je možnost nepřetržitého provozu bez poškození, musí být však během provozu zapnutý motor vozidla. Nehrozí zde přehřívání a následné shoření motoru, jako je tomu u



elektrických motorů, jsou proto využívány zejména v profesionální sféře v oblasti odtahových služeb a záchranných vozidel. Nevýhodou je především vysoká pořizovací cena, nutnost montáže čerpadla a elektromagnetických ventilů, závislost na chodu motoru vozidla a nemožnost použití při vysokém náklonu terénu, kdy hrozí odlití oleje z motoru vozidla a následné zadření motoru.

SE SPALOVACÍM MOTOREM

Pohon spalovacím motorem je u lanových navijáků velice vzácný. Největší výhodou je naprostá nezávislost a případná možnost odpojení a použití mimo vozidlo. Nevýhodou pak především malá přetížitelnost a nutnost spouštět v nezátíženém stavu.

Tento typ pohonu se používá zejména pro vyprošťovací lanové navijáky hasičských a záchranných jednotek, kdy se pro pohon použije např. motorová jednotka řetězové pily. Z motorové pily se vyjme řetěz a místo něj se prostřednictvím speciálního adaptéru usadí pila do vlastního navijáku viz. Obr. 5 [5].



Obr. 5 Vyprošťovací lanový naviják KBF 1000 [5]



1.1.3 ROZDĚLENÍ LANOVÝCH NAVIJÁKŮ DLE DRUHU PŘEVODOVÉ SOUSTAVY

Převodový mechanismus je realizován stálým převodovým poměrem, přičemž jsou rozlišovány 3 základní druhy převodových soustav používaných u lanových navijáků:

ČELNÍMI OZUBENÝMI KOLY

Využívá pastorku ozubeného kola v ose motoru a hnaného ozubeného kola v ose bubnu. Jejich hlavní nevýhodou je nízký převodový poměr, který musíme kompenzovat motorem s nízkými výstupními otáčkami. V dnešní době se již prakticky u navijáků nepoužívá.

PLANETOVÉ

Tento typ převodovky využívá planetového převodu, přičemž hřídel hnacího motoru je pevně spojen s čepem slunečního kola, které je v záběru s planetovými koly. Ty jsou spojeny košem, který nám na hřídeli přenáší výstupní rychlost převodu. Na venkovní straně jsou kola v záběru s korunovým kolem, jež je často vyrobeno v dutině tělesa převodové skříně. Převody zde bývají většinou vícešupňové, nejčastěji třístupňové. Výhodou je dosažení vysokých převodových poměrů, nízká cena a hmotnost. Nevýhodou pak nutnost použití brzdy. Z důvodu zahřívání nejsou vhodné pro nepřetržité použití a využití v komerční sféře. Patří mezi nejčastěji používané převodovky pro běžné použití.

ŠNEKOVÉ

Lanový buben je poháněn prostřednictvím šnekového převodu sestávajícího se z šneku a šnekového kola. Mohou být v provedení samosvorném, kdy není potřeba použít brzdu a odpadá tudíž případná porucha brzdy. Hlavní nevýhodou šnekových převodů je jejich nízká účinnost, nízká rychlost navíjení a vysoké výrobní náklady. Převodovky tohoto typu jsou obvykle několikanásobně odolnější oproti planetovým převodům, čímž si získali svou oblibu zejména u odtahových služeb.

1.1.4 ROZDĚLENÍ LANOVÝCH NAVIJÁKŮ DLE TYPU LANA

Tažná síla, kterou je lano schopno nést než se přetrhne, závisí na druhu lana, průměru a charakteristice lana a musí být vždy větší, než je nominální síla navijáku. Délka lana se nejčastěji pohybuje v rozmezí 15 – 45 m. V současné době se v tomto odvětví používají dva druhy lan:

OCELOVÁ LANA

Tato tradiční lana se vyrábějí z několika pramenů uhlíkové ocele. Nejčastěji se používají sedmisvazková po 19 pramenech, označována jako 7x19 a lana šestisvazková po 37 pramenech (6x37). Druhá zmiňovaná jsou více pružná a odolná vůči únavě materiálu, ale méně odolná proti praskání, oproti lanům 7x19. Ocelová lana jsou v porovnání s



konkurenčními syntetickými více odolná vůči opotřebení a vysokým teplotám. Největší nevýhodou ocelových lan je jejich vyšší hmotnost, nutnost obsluhy lana používat ochranné rukavice a větší množství kinetické energie uvolněné v případě roztržení, která může způsobit zranění obsluhujících osob.

SYNTETICKÁ LANA

V současné době dosahují tato lana vysoké obliby zejména u navijáků menších nosností a často jsou využívána jako doplňková výbava navijáků pro zvýšení jejich dosahu. Lana jsou, oproti ocelovým lanům, až pětikrát lehčí při stejné únosnosti a v případě roztržení mají méně kinetické energie. V nouzovém případě se na syntetickém laně dá vyrobiť uzel. Naopak mezi jejich nevýhody patří vyšší pořizovací cena, nižší odolnost proti opotřebení, nutnost většího průřezu lana a nižší odolnost vůči teplotám, které mohou vznikat od převodového ústrojí a brzdy.

1.1.5 ROZDĚLENÍ PODLE ZPŮSOBU UPEVNĚNÍ LANOVÝCH NAVIJÁKŮ

TRVALÉ

Jsou neustále připevněny na montážní desce, která je pevně spojena s rámem vozidla, nebo na místě k tomu určeném přímo výrobcem vozidla. Musí účinně odolávat povětrnostním podmínkám, sněhu, blátu, či vodě. Umístění na vozidle musí být jednak vhodné pro ovládání samotného navijáku a nesmí příliš snižovat světlou výšku vozidla a nájezdový úhel. Při montáži je třeba dbát i na proudění vzduchu k chladiči vozidla, což majitel ocení zejména v letních měsících. Do technického průkazu vozidla musí být proveden zápis opravňující uživatele jezdit s namontovaným navijákem na pozemních komunikacích (naviják se nemusí demontovat při provozu po veřejných komunikacích).



Obr. 6 Montážní deska Moose [10]



DOČASNÉ

Mohou mít umístěnou montážní desku trvale na vozidle s mechanismem uzpůsobeným pro odejmutí navijáku z desky, nebo mít přímo naviják upevněn na originálním předním nárazníku, který je pro to uzpůsoben. Zachová se tak původní vzhled vozidla a na naviják nejsou kladeny tak přísné požadavky na odolnost vůči okolnímu prostředí.

1.1.6 AKUMULÁTORY A ELEKTROINSTALACE

U elektrických navijáků je zapotřebí volit vhodné akumulátory, které budou dodávat elektrický proud. Běžné startovací akumulátory dodávané v automobilu špatně snášejí hluboké vybití a naopak akumulátory vhodné pro hluboké vybití špatně snášejí vysoké startovací proudy. Problém řeší akumulátory pro lodní motory, které jsou vhodné jak pro časté, tak hluboké vybíjení i při vysokých proudech při startování. Kapacitu akumulátorů lze zvětšit jejich paralelním zapojením.

Vždy je vhodné používat naviják s nastartovaným motorem, pokud to situace dovoluje a předejít tak případnému nenastartování vozidla po vytáhnutí z krizové situace.

Velice se doporučuje použít v elektroinstalaci navijáku odpojovač přívodu elektrického proudu, který zamezí případnému samovolnému spuštění navijáku, což je nejčastější příčinou spálení elektromotorů.

Ovládání se provádí buď pomocí ovladače spojeného s navijákem kabelem, nebo bezdrátovým přenosem, jenž poskytuje možnost vzdálit se od vozidla do bezpečné vzdálenosti, pokud není zřejmé, jak se bude vozidlo při tažení chovat.

1.2 PŘEHLED KONSTRUKČNÍCH PROVEDENÍ

Na trhu je mnoho výrobců, kteří nabízejí různá provedení lanových navijáků. Na ukázkou byly vybrány 4 nejčastěji používané kombinace konstrukčních provedení, skládající se z různých druhů pohonů a převodových soustav uvedených v předchozí kapitole. U těchto provedení byla volena pokud možno co nejbližší velikost jediného zadaného parametru bakalářské práce, tj. maximální síla v laně 20 kN.

1.2.1 PROVEDENÍ ELEKTROMOTOR – PLANETOVÁ PŘEVODOVKA

SUPERWINCH TERRA 45SR [11]

Tento typ navijáku se používá pro ATV nebo UTV vozidla. Poháněcí jednotkou je elektromotor o výkonu 1,2 kW pracující při napětí 12 V. Převodový poměr třístupňové planetové převodovky je 191:1. Maximální tažná síla dosahuje hodnoty 20 022 N s rychlostí navíjení 1,7 m·min⁻¹.



Obr. 7 Superwinch Terra 45SR [11]



1.2.2 PROVEDENÍ ELEKTROMOTOR – ŠNEKOVÝ A ČELNÍ PŘEVOD

COMEUP WOLF 8.5 [12]

Naviják nachází své uplatnění v profesionální sféře, zejména pak pro použití odtahovými vozidly. Poháněcí jednotkou je elektromotor o výkonu 3,4 kW pracující při napětí 12 V, respektive 1,9 kW při napětí 24 V. Převodový poměr dosahuje hodnoty 228,9:1 a je realizován pomocí kombinace šnekového převodu a převodu čelními ozubenými koly. Maximální tažná síla je zde 37 827 N při rychlosti navíjení 1,8 m·min⁻¹.



Obr. 8 Comeup Wolf 8.5 [12]

1.2.3 PROVEDENÍ HYDRAULICKÝ MOTOR – PLANETOVÁ PŘEVODOVKA

COMEUP HV-8 [12]

Naviják pro profesionální použití, využíván zejména pro menší hasičská a jiná záchranná vozidla. Pohon zde obstarává hydraulický motor, do kterého je přiváděna kapalina čerpadlem o tlaku 150 barů a průtoku 60 l/min. Čerpadlo kapaliny není součástí navijáku. Převodový poměr je zde, oproti elektricky poháněným navijákům, poměrně malý, a to 16:1. Stará se o něj dvoustupňová planetová převodovka. Velikost maximální tažné síly dosahuje hodnoty 35 610 N při vysoké rychlosti navíjení 15 m·min⁻¹.



Obr. 9 Comeup HV-8 [12]

1.2.4 PROVEDENÍ HYDRAULICKÝ MOTOR – ŠNEKOVÁ PŘEVODOVKA

SUPERWINCH H9W PRO [13]

Profesionální naviják pro časté použití. O pohon se stará hydraulický motor s konstrukcí dimenzovanou na kapalinu o maximálním příchodím tlaku 124 barů a maximálním průtoku 45 l/min. Čerpadlo musí být zakomponováno ve vozidle, nebo se zde musí dokoupit, jelikož není součástí navijáku. Převodový poměr dosahuje hodnot 54:1 a je realizován šnekovým převodem. Maximální tažná síla pak dosahuje hodnoty 24 500 N při rychlosti navíjení 4,63 m·min⁻¹.



Obr. 10 Superwinch H9W PRO [13]



1.3 ZHODNOCENÍ

V tab. 1 jsou shrnuty nejdůležitější informace a parametry vybraných konstrukčních provedení.

Tab. 1 Zhodnocení existujících řešení

Výrobce typ	Superwinch Terra 45SR [11]	Comeup Wolf 8.5 [12]	Comeup HV-8 [12]	Superwinch H9W PRO [13]
Typ pohonu	elektrický	elektrický	hydraulický	hydraulický
Druh převodu	planetový	šnekový a čelním ozubením	planetový	šnekový
Max. tažná síla [N]	20022	37827	35610	24500
Převodový poměr	191:1	228,9:1	16:1	54:1
Typ – průměr [mm] × délka lana [m]	syntetické – 6,5 × 15,2	ocelové – 8 × 45	ocelové – 10 × 30	ocelové – 8 × 30
Průměr × délka bubnu [mm × mm]	50,2 × 124,5	82 × 229	90 × 190	72 × 228
Rychlost navíjení [m·min ⁻¹]	1,7	1,8	15	4,63
Vnější rozměry (Š × D × V) [mm × mm × mm]	384 × 114 × 122	561,5 × 366,5 × 263,7	557,6 × 238 × 243	-
Hmotnost [kg]	12,65	40	35,5	28,5

Navijáky byly vybírány přednostně podle velikosti maximální tažné síly v laně a to tak, aby se co nejvíce přibližovaly zadaným 20 kN. Z hlediska této hodnoty je usuzováno, že navijáky by mohly být použity pro čtyřkolky nebo malá osobní vozidla, tudíž pro neprofesionální použití. Každá z těchto variant má své výhody i nevýhody.

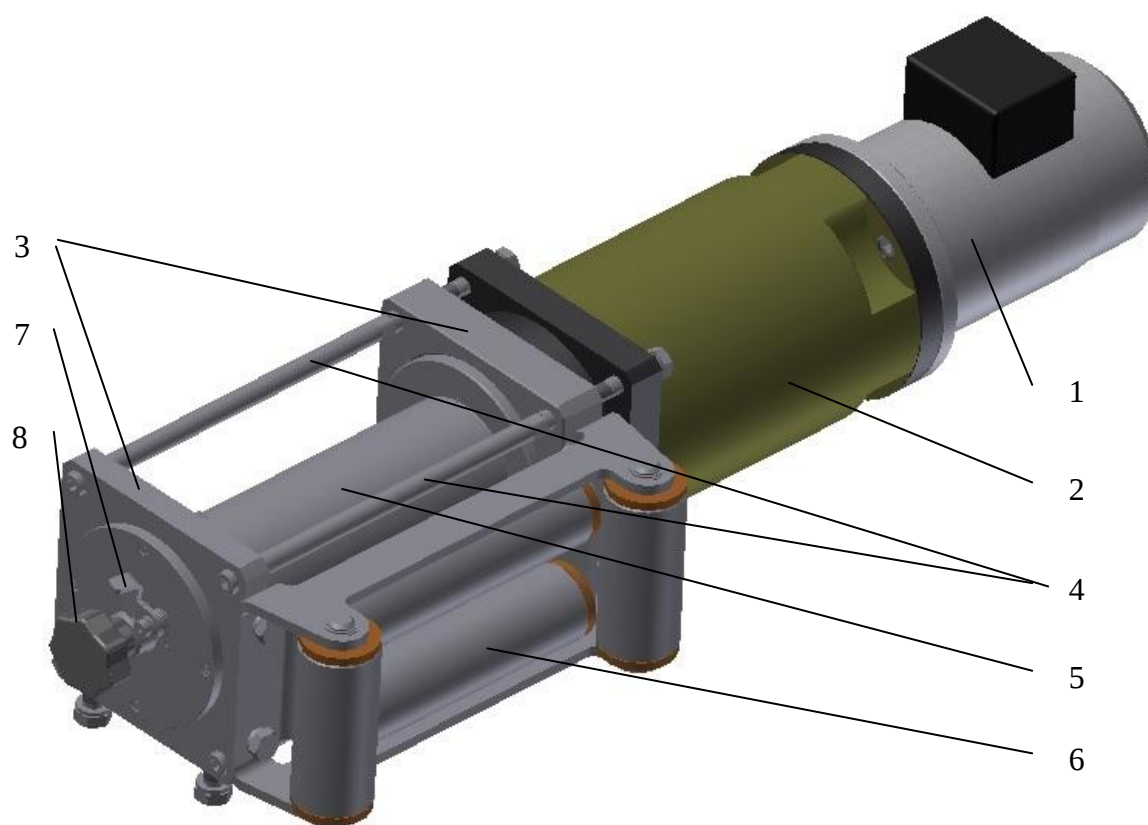
Potřebujeme-li naviják pro občasné, běžné použití, hydraulický naviják asi nebude tou správnou volbou. Jak z hlediska pořizovací ceny, do které se jistě promítne nutnost dokoupit hydraulické čerpadlo, tak z hlediska údržby hydraulické kapaliny. Má však nezastupitelnou hodnotu v profesionální sféře, tam je jistě tou správnou volbou.

Elektricky poháněný naviják firmy Comeup, využívající kombinaci šnekového převodu a převodu čelními ozubenými koly, téměř dvojnásobně převyšuje požadovanou maximální tažnou sílu. Toto provedení však více než trojnásobně převyšuje hmotnost navijáku Superwinch Terra 45SR. Ten se zdá být, z hlediska našich požadavků, nejlepší variantou. Potvrzuje i trend trhu, kdy je pro běžné použití v drtivé většině případů volena kombinace elektromotoru společně s planetovou převodovkou.



2 KONCEPCE NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ

Po předchozí rešeršní části a na základě výpočtů v následující části práce se jako nejvhodnější, pro zadané zatížení 20 kN a neprofesionální použití, jeví kombinace elektromotoru společně s planetovou převodovkou. Jako pohon je proto volen 12 V elektromotor firmy Letrika [14] o výkonu 1,5 kW s integrovanou elektromagnetickou brzdou. Výstupní hřídel tohoto motoru je spojena s třístupňovou planetovou převodovkou firmy MOTOR-GEAR a.s. [15]. Rám bubnu je tvořen dvěma základovými deskami, které jsou spojeny čtyřmi rozpěrnými tyčemi. V těchto deskách je zalisováno samomazné kluzné ložisko firmy Oiles America Corporation [16]. V ložiscích je nasunut svařovaný ocelový lanový buben, na kterém se nachází ocelové lano firmy Diepa [17] s hákem na konci lana. Jelikož se předpokládá provoz i v nepříznivých povětrnostních podmínkách, je mezi lanovým bubnem a základovými deskami těsnění kruhového průřezu, zabráňující vniku vnějších nečistot do prostoru kluzných ložisek.



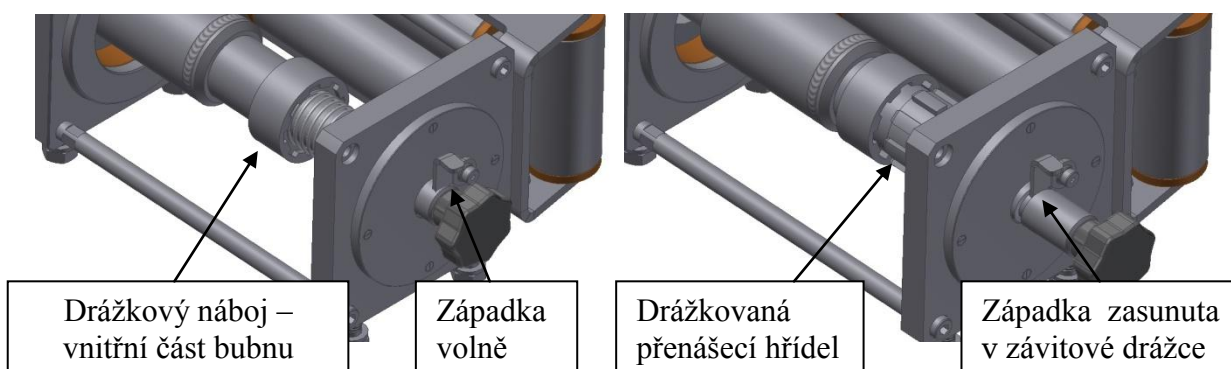
Obr. 11 Popis částí navijáku: 1 - motor, 2 - planetová převodovka, 3 - základové desky, 4 - rozpěrné tyče, 5 - lanový buben, 6 - rolny, 7 - západka, 8 - madlo mechanické spojky

2.1 MECHANICKÁ SPOJKA

Pro rychlejší manipulaci s lanem, při odvíjení lana z bubnu, je do navijáku zařazena mechanická spojka. Ta je tvořena drážkovým spojením mezi lanovým bubnem a hřídelí, která přenáší kroučící moment z převodového ústrojí. Vysunutím této hřídele, jež je nepřetržitě



nasunuta na perovém spoji výstupní hřídele převodového ústrojí, ze záběru vzájemně doléhajících drážek se uvolní, jinak motorem brzděný, lanový buben a je možné rychleji odvinout potřebnou délku lana. Tato přenášeční hřídel je neustále přitlačována pružinou na hřídel převodového ústrojí a pro vysunutí je použit její vystupující konec, který se manuálně vytáhne do potřebné vzdálenosti a samočinně zajistí západkou obsahující zkrutnou pružinu. Západka je v tuto chvíli zasunuta v závitové drážce přenášeční hřídele se zkoseným koncem této drážky. Při spuštění navíjení se tedy nejdříve roztočí pouze přenášeční hřídel a po vyjetí západky ze závitové drážky se pomocí přitlačné pružiny samovolně zasune zpět do drážek náboje bubnu. V tuto chvíli se začíná otáčet i buben a navíjí se lano. Tento poloautomatický mechanismus je výhodný z hlediska ovládání, kdy se nemusí obsluha navracet zpět, po upevnění lana ke kotevnímu bodu, k navijáku, ale v případě bezdrátového dálkového ovládání pouze spustí motor navijáku. Západka je opatřena i úchytem pro prst na zvednutí, pokud chceme z nějakého důvodu buben zajistit ihned.



Obr. 12 Mechanická spojka: vlevo - navíjecí poloha; vpravo - odvíjecí poloha (volná)

Dále naviják obsahuje rolny, které jsou přišroubovány do základových desek. Zajistí se tak správné navinutí lana, ostatní části nejsou vystaveny případnému vydírání lanem a buben je namáhán menším axiálním zatížením.



3 VÝPOČET LANA A LANOVÉHO BUBNU

3.1 LANO

Lano vyprošťovacího navijáku je počítáno na namáhání čistým tahem a součinitel bezpečnosti lana volen dle normy ČSN-EN 14492-1 [4].

3.1.1 JMENOVITÁ ÚNOSNOST LANA

$$F_j \geq k \cdot F [N] \quad (1)$$

$$F_j \geq 2 \cdot 20000 [N]$$

$$F_j \geq 40000 N$$

kde: $k = 2 [-]$ je součinitel bezpečnosti lana, dle ČSN-EN 14492-1 [4]

$F = 20000 N$ – maximální síla v laně, zadáno

3.1.2 VOLBA LANA

Pro svou dobrou ohebnost a na základě výpočtu jmenovité únosnosti z rovnice (1) je voleno ocelové lano Diepa 1318 CZ [17] s těmito parametry:

Jmenovitý průměr lana $d_L = 6,5 \text{ mm}$

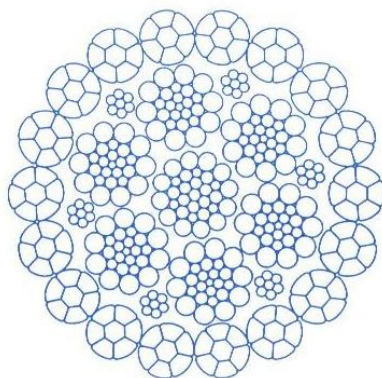
Únosnost lana $F_j = 41,4 \text{ kN}$

Směr vinutí stejnosměrný

Celkový počet drátů 241

Jmenovitá pevnost drátů 2160 MPa

Lano bude vybaveno koncovkou pro šroub, která se upevní na bok lanového bubnu.



Obr. 13 Průřez lana Diepa 1318 CZ [17]



3.2 VOLBA HÁKU

Podobně jako u lana je volen i u háku dle ČSN-EN 14492-1 [4] součinitel bezpečnosti 2.

Dovolené zatížení 40 kN splňuje Hák vlečný 5000 kg Zn [18].



Obr. 14 Hák vlečný 5000kg Zn [18]

3.3 LANOVÝ BUBEN

Lanový buben u navijáků je podstatně menších průměrů v poměru k tloušťce lana, než je tomu například u bubnů jeřábových. Většinou se tato hodnota pohybuje okolo desetinásobku průměrů lana. Normou ČSN-EN 14492-1 [4] je stanoven minimální poměr průměru bubnu:průměru lana na 9:1.

3.3.1 PRŮMĚR BUBNU MĚŘENÝ POD LANEM

NÁVRHOVÝ PRŮMĚR BUBNU

$$D_{BN} = \alpha \cdot d_L [mm] \quad (2)$$

$$D_{BN} = 10 \cdot 6,5 [mm]$$

$$D_{BN} = 65 \text{ mm}$$

kde: $\alpha = 10$ je součinitel poměru bubnu k průměru lana, voleno

VOLBA PRŮMĚRU BUBNU

Na základě následujících pevnostních výpočtů je volen průměr bubnu měřený pod lanem větší, než navrhovaný, a to: $D_B = 78 \text{ mm}$.

3.3.2 ŠÍŘKA LANOVÉHO BUBNU

Je volena šířka bubnu pro 30 navinutých závitů lana v jedné vrstvě.

**NÁVRHOVÁ ŠÍŘKA BUBNU**

$$L_{BN} = n_z \cdot d_L [mm] \quad (3)$$

$$L_{BN} = 30 \cdot 6,5 [mm]$$

$$L_{BN} = 195 mm$$

kde: $n_z = 30$ je počet navinutých závitů lana, voleno

VOLBA ŠÍŘKY BUBNU

Návrhová šířka bubnu je počítána pro ideální případ, kdy na sebe jednotlivé závity lana přímo doléhají. Skutečná šířka bude větší o vzniklé mezery mezi závity. Je proto volena šířka bubnu: $L_B = 200 mm$.

3.3.3 DÉLKA LANA**NÁVRHOVÁ DÉLKA LANA**

Je volena délka lana pro navinutí 2 vrstev lana na sobě.

$$l_{LN} = n_z \cdot \pi \cdot \left(n_v \cdot \frac{D_B}{1000} + n_v^2 \cdot \frac{d_L}{1000} \right) [m] \quad (4)$$

$$l_{LN} = 30 \cdot \pi \cdot \left(2 \cdot \frac{78}{1000} + 2^2 \cdot \frac{6,5}{1000} \right) [m]$$

$$l_{LN} = 17,153 m$$

kde: $n_v = 2$ je počet vrstev lana na lanovém bubnu, voleno

VOLBA DÉLKY LANA

Dle výpočtu z rovnice (4) je voleno lano délky: $l_L = 17,5 m$.

3.3.4 TLOUŠŤKA STĚNY LANOVÉHO BUBNU**NÁVRHOVÁ TLOUŠŤKA STĚNY BUBNU**

[2], str. 53

$$s_N = 0,8 \cdot d_L [mm] \quad (5)$$

$$s_N = 0,8 \cdot 6,5 [mm]$$

$$s_N = 5,2 mm$$

VOLBA TLOUŠŤKY STĚNY BUBNU

Na základě následujících výpočtu pera na výstupním hřídeli převodovky a pro vhodné pevnostní výpočty bubnu je jako polotovar bubnu volena trubka ocelová bezešvá z materiálu 11 523.0 o rozměrech $82,5 \times 22,2 mm$ [19], která je v místě lana obrobena na průměr



$D_B = 78\text{mm}$. Vnitřní část bubnu je uzpůsobena mechanické spojce a největší průměr vzniklé díry má rozměr $D_D = 54,5\text{ mm}$. Nejmenší tloušťka stěny lanového bubnu je tedy:

$$s = \frac{D_B - D_D}{2} [\text{mm}] \quad (6)$$

$$s = \frac{78 - 54,5}{2} [\text{mm}]$$

$$s = 11,75\text{ mm}$$

3.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA LANOVÉHO BUBNU

Pevnostní kontrola pláště lanového bubnu spočívá ve stanovení redukovaného napětí a porovnání jeho hodnoty s napětím dovoleným. Buben je namáhán trojím způsobem: ohybem, krutem a vnějším přetlakem.

3.4.1 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

Ohybový moment je největší v případě zatěžování bubnu v jeho středu. Reakce od ložisek je v případě symetrického bubnu stejná a rovná se polovině zatěžující síly.

$$M_o = F_R \cdot \frac{L_B + 2 \cdot x_L}{2} [\text{Nmm}] \quad (7)$$

$$M_o = 10000 \cdot \frac{200 + 2 \cdot 17,5}{2} [\text{Nmm}]$$

$$M_o = 1175000\text{ Nmm}$$

kde: $F_R = 10000\text{ N}$ je reakční síla ložiska

$x_L = 17,5\text{ mm}$ – vzdálenost kraje bubnu od středu ložiska, voleno

PRŮŘEZOVÝ MODUL PRO OHYB

[2], str. 54

$$W_o = 0,8 \cdot (D_B - s)^2 \cdot s [\text{mm}^3] \quad (8)$$

$$W_o = 0,8 \cdot (78 - 11,75)^2 \cdot 11,75 [\text{mm}^3]$$

$$W_o = 41257\text{ mm}^3$$

**VÝSLEDNÉ OHYBOVÉ NAPĚTÍ**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} [MPa] \quad (9)$$

$$\sigma_o = \frac{1175000}{41257} [MPa]$$

$$\sigma_o = 28,48 MPa$$

3.4.2 NAPĚTÍ V KRUTU**KROUTÍCÍ MOMENT**

$$M_k = F \cdot \frac{D_B + d_L}{2} [Nmm] \quad (10)$$

$$M_k = 20000 \cdot \frac{78 + 6,5}{2} [Nmm]$$

$$M_k = 845000 Nmm$$

PRŮŘEZOVÝ MODUL PRO KRUT

[2], str. 54

$$W_k = 2 \cdot W_o [mm^3] \quad (11)$$

$$W_k = 2 \cdot 41257 [mm^3]$$

$$W_k = 82514 mm^3$$

VÝSLEDNÉ NAPĚTÍ V KRUTU

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} [MPa] \quad (12)$$

$$\tau = \frac{845000}{82514} [MPa]$$

$$\tau = 10,24 MPa$$

3.4.3 NAPĚTÍ OD VNĚJŠÍHO PŘETLAKU

[2], str. 54

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{s \cdot t} [MPa] \quad (13)$$



$$\sigma_{tl} = \frac{20000}{11,75 \cdot 6,5} [MPa]$$

$$\sigma_{tl} = 261,87 MPa$$

kde: $t = 6,5$ mm je vzdálenost závitů lana od sebe

3.4.4 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

[2], str. 54

Výsledné redukované napětí se stanoví podle hypotézy HMM:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau^2} [MPa] \quad (14)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{28,48^2 + 261,87^2 - 28,48 \cdot 261,87 + 3 \cdot 10,24^2} [MPa]$$

$$\sigma_{red} = 249,49 MPa$$

3.4.5 BEZPEČNOST PLÁŠTĚ LANOVÉHO BUBNU

$$k_B = \frac{R_e}{\sigma_{red}} [-] \quad (15)$$

$$k_B = \frac{355}{249,49} [-]$$

$$k_B = 1,42$$

kde: $R_e = 355$ MPa je minimální mez kluzu pro materiál 11 523.0, dle [1], str. 1128

U zařízení se nepředpokládá trvalý provoz ani nepřetržité navíjení při maximální zátěži. Tažná síla bude mít spíše proměnlivý charakter a to v závislosti na terénu, ze kterého bude vozidlo vytahováno. K maximálnímu napětí tak dojde pouze v krajních situacích. Výsledná bezpečnost je počítána pro tyto krajní situace a z hlediska jejich četnosti je hodnota $k_B = 1,42$ dostatečná.



4 VÝPOČET POHONU

Jak je již uvedeno v koncepčním návrhu, pohonná část je složena z elektromotoru se zabudovanou elektromagnetickou brzdou a planetové převodovky. Jelikož v zadání není uvedena, je volena rychlost navíjení $3,5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$.

4.1 ELEKTROMOTOR

NÁVRHOVÝ VÝKON ELEKTROMOTORU

Výkon elektromotoru musí být větší, než výkon vyvolaný součinem síly taženého břemena při zvolené rychlosti navíjení.

$$P_N = F \cdot \frac{v_{NN}}{60} [W] \quad (16)$$

$$P_N = 20000 \cdot \frac{3,5}{60} [W]$$

$$P_N = 1167 \text{ W}$$

kde: $v_{NN} = 3,5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ je návrhová rychlost navíjení 2. vrstvy lana, volena

VOLBA ELEKTROMOTORU

Je volen stejnosměrný 12 V elektromotor firmy Letrika typ AMJ4539 [14], který je výrobce schopen na vyžádání dovybavit elektromagnetickou brzdou.

Základní technické parametry zvoleného elektromotoru:

Výkon	$P = 1500 \text{ W}$
Otáčky motoru	$n_M = 2250 \text{ min}^{-1}$
Krouticí moment	$M_{kM} = 6,4 \text{ Nm}$
Směr otáčení	obousměrný
Hmotnost motoru	$m_M = 7,5 \text{ kg}$

4.2 VOLBA PŘEVODOVKY

4.2.1 NÁVRHOVÝ PŘEVODOVÝ POMĚR

Převodovka je navrhována pro zatížení ve druhé vrstvě lana na lanovém bubnu. Tato vrstva vytváří větší krouticí moment a potřebuje tudíž větší výkon vyvozený motorem při stejné úhlové rychlosti, než by tomu bylo u vrstvy první. Výpočet převodového poměru pro druhou vrstvu zaručí spolehlivé navinutí i ve vrstvě první.

**PRŮMĚR BUBNU V MÍSTĚ 2. VRSTVY LANA**

$$D_{B2} = D_B + 3 \cdot d_L \text{ [mm]} \quad (17)$$

$$D_{B2} = 78 + 3 \cdot 6,5 \text{ [mm]}$$

$$D_{B2} = 97,5 \text{ mm}$$

OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_B = \frac{v_T \cdot 1000}{\pi \cdot D_{B2}} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (18)$$

$$n_B = \frac{3,5 \cdot 1000}{\pi \cdot 97,5} \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$$n_B = 11,43 \text{ min}^{-1}$$

NÁVRH PŘEVODOVÉHO POMĚRU

$$i_N = \frac{n_M}{n_B} \text{ [-]} \quad (19)$$

$$i_N = \frac{2250}{11,43} \text{ [-]}$$

$$i_N = 196,85$$

4.2.2 ZVOLENÍ PŘEVODOVKY

Je volena planetová převodovka od firmy MOTOR-GEAR a.s., typ REP 150 3 C 196 AU38 FLQ AE16 P03 P [15].

Základní technické parametry zvolené převodovky:

Převodový poměr	$i = 196$
Počet stupňů planetové převodovky	3
Účinnost	$\eta_p = 91 \%$
Maximální dovolený výstupní moment	$M_{p\max} = 1900 \text{ Nm}$
Průměr výstupní hřídele	$d_{p2} = 38 \text{ mm}$
Hmotnost převodovky	$m_p = 21 \text{ kg}$



4.3 KONTROLA ELEKTROMOTORU

Elektromotor je kontrolován z hlediska maximálního skutečného potřebného výkonu. Ten se skládá ze součtu skutečného potřebného výkonu, jež je vyvozený břemenem, a brzdného výkonu, který je uskutečňován jako odpor v ložiscích.

4.3.1 SKUTEČNÝ VÝKON VYVOZENÝ MAXIMÁLNÍ SILOU

SKUTEČNÁ RYCHLOST NAVÍJENÍ

Tato rychlost je počítána, stejně jako při návrhu výkonu elektromotoru v rovnici (16), při navinování 2. vrstvy lana.

$$v_N = \frac{\pi \cdot D_{B2} \cdot n_M}{i \cdot 1000} [m \cdot \min^{-1}] \quad (20)$$

$$v_N = \frac{\pi \cdot 97,5 \cdot 2250}{196 \cdot 1000} [m \cdot \min^{-1}]$$

$$v_N = 3,52 m \cdot \min^{-1}$$

SKUTEČNÝ VÝKON VYVOZENÝ SILOU

$$P_S = F \cdot \frac{v_N}{60 \cdot \eta_P \cdot \eta_{ost}} [W] \quad (21)$$

$$P_S = 20000 \cdot \frac{3,52}{60 \cdot 0,91 \cdot 0,95} [W]$$

$$P_S = 1357,24 W$$

kde: $\eta_{ost} = 0,95 [-]$ je účinnost ostatních částí navijáku, voleno

4.3.2 CELKOVÝ SKUTEČNÝ POTŘEBNÝ VÝKON

$$P_C = P_S + P_L [W] \quad (22)$$

$$P_C = 1357,24 + 28,85 [W]$$

$$P_C = 1386,09 W$$

kde: $P_L = 28,85 W$ je brzdový výkon vyvozený ložisky, z rovnice (40)

Celkový skutečný potřebný výkon elektromotoru je menší než výrobcem uváděná hodnota výkonu zvoleného elektromotoru. Zvolený elektromotor vyhovuje.



4.4 KONTROLA PŘEVODOVKY

U převodovky je kontrolován maximální dovolený výstupní moment a otláčení pera převodovky.

4.4.1 KONTROLA MAXIMÁLNÍHO MOMENTU

Maximální moment je vyvolán maximální silou v laně F na maximálním poloměru. Ten je na navijáku vyvozen v době navinování druhé vrstvy lana.

$$M_{kmax} = F \cdot \frac{D_{B2}}{2 \cdot 1000} [Nm] \quad (23)$$

$$M_{kmax} = 20000 \cdot \frac{97,5}{2 \cdot 1000} [Nm]$$

$$M_{kmax} = 975 Nm$$

Maximální moment je menší, než maximální dovolený moment na výstupním hřídeli převodovky $M_{pmax} = 1900 Nm$, tudíž převodovka z tohoto hlediska vyhovuje.

4.4.2 KONTROLA PEROVÉHO SPOJE

Perové spoje jsou namáhány na střih a otláčení. Výpočet pera na základě jeho statické pevnosti ve střihu se obvykle neprovádí a zpravidla rozhoduje výpočet na otláčení.

DOVOLENÝ TLAK

Dovolený tlak na bocích drážek v náboji pro jednosměrné, klidné zatížení je počítán dle [1], str. 1081.

$$p_D = 0,8 \cdot p_0 [MPa] \quad (24)$$

$$p_D = 0,8 \cdot 150 [MPa]$$

$$p_D = 120 MPa$$

kde: $p_0 = 150 MPa$ je základní hodnota tlaku, pro spojení ocel – ocel dle [1], str. 1081

OBVODOVÁ SÍLA NA POVRCHU HŘÍDELE

$$F_o = \frac{M_{kmax} \cdot 2 \cdot 1000}{d_{p2}} [N] \quad (25)$$

$$F_o = \frac{975 \cdot 2 \cdot 1000}{38} [N]$$



$$F_o = 51315,79 \text{ N}$$

MINIMÁLNÍ DÉLKA PERA

$$l_{min} = \frac{F_o}{p_D \cdot t_1} + b \text{ [mm]} \quad (26)$$

$$l_{min} = \frac{51315,79}{120 \cdot 3,3} + 10 \text{ [mm]}$$

$$l_{min} = 139,59 \text{ mm}$$

kde: $t_1 = 3,3 \text{ mm}$ je hloubka drážky pro pero v náboji, [1], str. 1078

$b = 10 \text{ mm}$ – šířka pera, [1], str. 1078

Výsledná hodnota není náhodou blíží se 140 mm, ale cíleně dosažena na základě zvoleného průměru bubnu v místě navinování lana. Jelikož bude v tomto perovém spoji docházet k posunu náboje při ovládání mechanické spojky, jsou volena dvě výměnná pera s přídržnými šrouby o délce 70 mm, která jsou pro posuvné spoje vhodná. Rozměry výměnných per jsou $10 \times 8 \times 70 \text{ mm}$ dle [3], str. 468.

4.5 BRZDNÝ MOMENT

POTŘEBNÝ BRZDNÝ MOMENT

$$M_{BN} = \frac{F \cdot D_{B2} \cdot \eta_P}{2 \cdot i \cdot 1000} \text{ [Nm]} \quad (27)$$

$$M_{BN} = \frac{20000 \cdot 97,5 \cdot 0,91}{2 \cdot 196 \cdot 1000} \text{ [Nm]}$$

$$M_{BN} = 4,53 \text{ Nm}$$

ZVOLENÝ BRZDNÝ MOMENT

Součinitel bezpečnosti brzdy je volen o velikosti $\beta = 1,75$.

$$M_{BN2} = \beta \cdot M_{BN} \text{ [Nm]} \quad (28)$$

$$M_{BN2} = 1,75 \cdot 4,53 \text{ [Nm]}$$

$$M_{BN2} = 7,93 \text{ Nm}$$

Motor bude obsahovat elektromagneticky ovládanou brzdou nadstavenou na brzdňý moment o velikosti $M_B = 8 \text{ Nm}$.

5 VÝPOČET LOŽISEK

U vyprošťovacích lanových navijáků, používaných at' už v průmyslové, profesionální či hobby sféře, se dnes využívají výhradně kluzná ložiska. Je to nejspíše dáno poměrem výhodné ceny při dosažení relativně dobrých výkonů. Dalším kritériem může být i nenáročnost na ustavení ložiska a především pak velikost zastavěného prostoru. Ten by zvýšil i celkové vnější rozměry navijáku a množství použitého materiálu.

Nejinak tomu bylo i u ložisek navrhovaných pro tento vyprošťovací naviják. Použitím valivých ložisek by bylo dosaženo vyšší životnosti této části, avšak zkomplikovala by se tím konstrukce lanového bubnu, základových desek i ostatních vymežovacích částí, na které by byl kladen větší důraz co do přesnosti výroby a následného ustavení. Ve výsledku by výrobní náklady výrazně převýšily náklady na výrobu dle návrhu, tj. s ložisky kluznými. Takový naviják by byl sice výhodnější z hlediska údržby, účinnosti a životnosti, ale nebyl by konkurenceschopný z hlediska ceny.

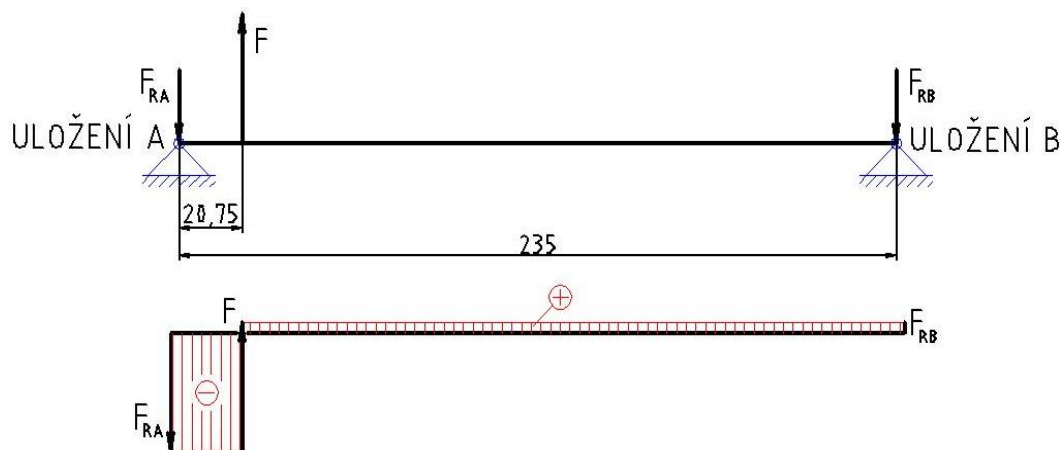
Z těchto důvodů jsou volena 2 stejná samomazná kluzná ložiska Oiles America Corporation [16] s typovým označením Oiles SP 500. Jedná se o ložiska vyrobená z vysokopevné mosazi plněné pevným mazivem. V případě použití rolen jsou zatěžována radiální silou a poměrně malou axiální silou vyvozenou navinováním lana do závitů. Ložisko je proto typu radiálního s přírubovým pouzdem. Vnější část pouzdra je nalisována do základových desek, má průměr 90 mm a délku 14 mm. Vnitřní část pouzdra je nasazená na bubnu, má průměr 80 mm a velikost 19 mm. Tato část je namáhána otěrem, z čehož bude odvozen kontrolní výpočet na opotřebení.

5.1 KONTROLA LOŽISKA NA OPOTŘEBENÍ

Největší zatížení ložiska bude při navíjení lana na kraji bubnu. Výslednou reakční sílu pro ložisko určíme z výsledných vnitřních účinků.

5.1.1 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ SILOVÉ ÚČINKY

Působení sil na buben a diagram průběhu sil je uveden na Obr. 15.



Obr. 15 Působení síly v krajní poloze a průběh zatěžování silami



Ze silové a momentové rovnováhy platí:

$$\sum F = 0: \quad F_{RA} - F + F_{RB} = 0 \quad (29)$$

$$\sum M = 0: \quad F \cdot l_1 - F_{RB} \cdot l_2 = 0 \quad (30)$$

kde: $l_1 = 20,75$ mm je vzdálenost síly F v krajní poloze od středu ložiska A, voleno

$l_2 = 235$ mm – vzdálenost ložisek od sebe, voleno

Síly v reakcích na základě těchto rovnováh vyjádříme a vyčíslíme:

$$F_{RB} = F \cdot \frac{l_1}{l_2} [N] \quad (31)$$

$$F_{RB} = 20000 \cdot \frac{20,75}{235} [N]$$

$$F_{RB} = 1723 \text{ N}$$

$$F_{RA} = F - F_{RB} [N] \quad (32)$$

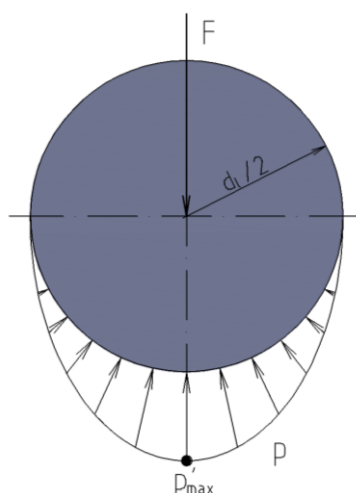
$$F_{RA} = 20000 - 1723 [N]$$

$$F_{RA} = 18277 \text{ N}$$

5.1.2 MAXIMÁLNÍ KONTAKTNÍ TLAK

[1], str. 707

Maximální kontaktní tlak působící na ložisku je znázorněn na Obr. 16. Jeho hodnota musí být menší, než je dovolená hodnota pro zvolený typ pouzdra.



Obr. 16 Průběh kontaktního tlaku v ložisku s mezným mazáním [1], str. 707.



$$p'_{max} = \frac{4 \cdot F_{RA}}{\pi \cdot d_l \cdot l_l} [MPa] \quad (33)$$

$$p'_{max} = \frac{4 \cdot 18277}{\pi \cdot 80 \cdot 19} [MPa]$$

$$p'_{max} = 15,31 MPa$$

kde: $d_l = 80$ mm je vnitřní průměr kluzného ložiska, voleno

$l_l = 19$ mm – délka vnitřní části ložiska, voleno

Dovolená hodnota kontaktního tlaku pro zvolený typ ložiska má velikost $p_{Dk} = 25$ MPa [1], str. 707. Ložisko z tohoto hlediska vyhovuje.

5.1.3 MĚRNÉ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

[1], str. 706

$$p_m = \frac{F_{RA}}{d_l \cdot l_l} [MPa] \quad (34)$$

$$p_m = \frac{18277}{80 \cdot 19} [MPa]$$

$$p_m = 12,03 MPa$$

5.1.4 OBVODOVÁ RYCHLOST V MÍSTĚ OPOTŘEBENÍ

$$v_o = \pi \cdot \frac{d_l}{i \cdot 60 \cdot 1000} \cdot n_M [m \cdot s^{-1}] \quad (35)$$

$$v_o = \pi \cdot \frac{80}{196 \cdot 60 \cdot 1000} \cdot 2250 [m \cdot s^{-1}]$$

$$v_o = 0,048 m \cdot s^{-1}$$

Dovolená hodnota kluzné rychlosti pro zvolený typ ložiska má hodnotu $v_D = 0,5 m \cdot s^{-1}$ [1], str. 708. Obvodová rychlost je menší, než dovolená, tudíž ložisko z tohoto hlediska vyhovuje.

5.1.5 SOUČIN $p_m v_o$

[1], str. 707

$$(p_m v_o)_{max} = p_m \cdot v_o [MPa \cdot m \cdot s^{-1}] \quad (36)$$

$$(p_m v_o)_{max} = 12,03 \cdot 0,048 [MPa \cdot m \cdot s^{-1}]$$



$$(p_m v_o)_{max} = 0,58 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Dovolená hodnota součinu pro zvolený typ ložiska má velikost $(p_m v_o)_D = 1,65 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ dle [1], str. 708. Součin vyhovuje.

5.1.6 ŽIVOTNOST LOŽISKA

[1], str. 708

$$t_L = \frac{\pi \cdot d_l \cdot l_l \cdot w}{4 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot k_o \cdot v_o \cdot F_{RA}} [h] \quad (37)$$

$$t_L = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 19 \cdot 0,2}{4 \cdot 1,75 \cdot 4,5 \cdot 0,42 \cdot 10^{-4} \cdot 0,048 \cdot 18277} [h]$$

$$t_L = 822,84 \text{ h}$$

kde: $w = 0,2 \text{ mm}$ je lineární opotřebenění pouzdra, voleno

$f_1 = 1,75 [-]$ – součinitel zohledňující druh pohybu, voleno dle [1], str. 706

$f_2 = 4,5 [-]$ – součinitel vlivu teploty a čistoty uložení, voleno dle [1], str. 706

$k_o = 0,42 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^3 \cdot \text{s} \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ – součinitel opotřebenění, dle [1], str. 705

Do tohoto výpočtu jsou zahrnuty parametry, které výrazně snižují výslednou životnost ložiska. Prvním z nich je volba poměrně vysokého součinitele vlivu teploty a čistoty uložení a to i přesto, že jsou ložiska utěsněna. Je to také z důvodu, že zvolená ložiska jsou samomazná a nepředpokládá se jejich údržba. Dále je třeba si uvědomit, že výpočet je proveden pro zatížení v krajní poloze lana při maximálním síle 20000 N, ale není zde započítáno měnící se působíště síly na bubnu v průběhu navíjení jednotlivých závitů. Ve skutečnosti by tedy byla životnost mnohem delší. I při těchto aspektech je však ložisko při každodenním 15-ti minutovém provozu schopno pracovat 9 roků, než dosáhne zvoleného opotřebenění 0,2 mm.

5.2 BRZDNÝ VÝKON VYVOZENÝ LOŽISKY

TŘECÍ SÍLA NA POVRCHU OBOU LOŽISEK

$$F_t = f_t \cdot F [N] \quad (38)$$

$$F_t = 0,03 \cdot 20000 [N]$$

$$F_t = 600 \text{ N}$$

kde: $f_t = 0,03 [-]$ je součinitel smykového tření, voleno pro materiál ložiska dle [1], str. 705

**TŘECÍ MOMENT**

$$M_t = F_t \cdot \frac{d_l}{2 \cdot 1000} [Nm] \quad (39)$$

$$M_t = 600 \cdot \frac{80}{2 \cdot 1000} [Nm]$$

$$M_t = 24 Nm$$

VÝKON VYVOZENÝ TŘECÍ SÍLOU V LOŽISCÍCH

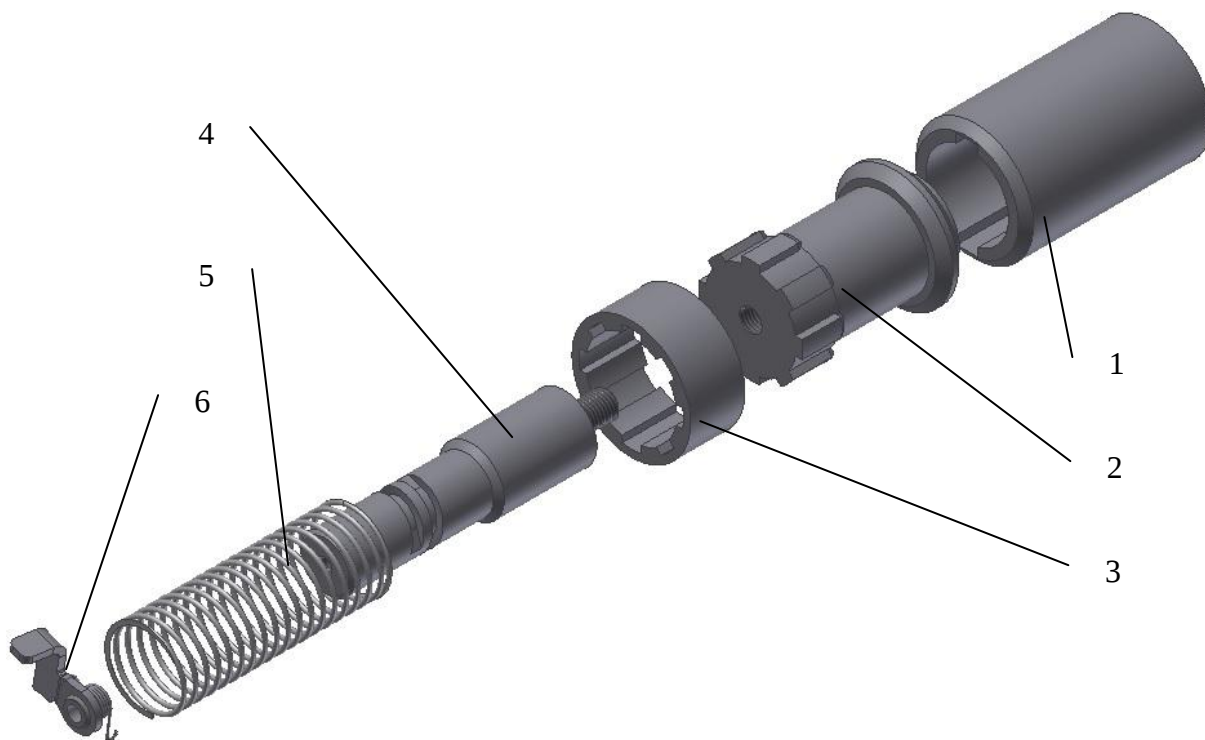
$$P_L = M_t \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{i \cdot 60} [W] \quad (40)$$

$$P_L = 24 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 2250}{196 \cdot 60} [W]$$

$$P_L = 28,85 W$$

6 VÝPOČET MECHANICKÉ SPOJKY

Mechanická spojka navržená v tomto navijáku je složena z několika součástí. Jedná se o přenášečí hřídel, drážkový náboj – vnitřní část bubnu, tlačnou pružinu a západku se zkrutnou pružinou.



Obr. 17 Části mechanické spojky: 1 - přenášečí hřídel – trubka; 2 - přenášečí hřídel – tyč; 3 - drážkový náboj; 4 - přenášečí hřídel – prodlužovací část; 5 - tlačná pružina; 6 - západka se zkrutnou pružinou

Přenášečí hřídel slouží k přenosu kroutícího momentu mezi převodovkou a lanovým bubnem. Na straně převodovky je moment přenášen pomocí 2 výměnných per, které jsou vypočítány v rovnici (26), na straně lanového bubnu pomocí drážkového spoje. Samotná přenášečí hřídel je pro svou snadnější výrobu tvořena dvěma částmi, které se k sobě následně svaří. První částí je trubka s drážkami pro pera (Obr. 17 pozice 1). Druhou částí drážková tyč (Obr. 17 pozice 2). Dále se do tohoto svařence zašroubuje prodlužovací část (Obr. 17 pozice 4) se závitovou drážkou pro západku, která bude vyvedena ven z navijáku a osazena madlem pro uchopení.

Drážkový náboj (Obr. 17 pozice 3) je část lanového bubnu opatřená vnitřním rovnobokým drážkováním. Tyto drážky mají pro snadnější nasouvání a vysouvání ze záběru mírně větší rozměry, než je tomu u běžného spoje s rovnobokými drážkami. Původně byla zamýšlena výroba náboje samostatně, s následným svařením uvnitř trubky bubnu. Z důvodu velice problematického přístupu do místa svaru (drážkování se nachází přibližně ve středu bubnu) a možnosti znehodnocení vyrobených drážek se však více zamlouvá volba menšího průměru díry u trubky lanového bubnu, s následným úběrem materiálu po obou stranách této díry. Vzniklý drážkový náboj tak bude mít po výrobě zaručenou kvalitu a přesnost.



Tlačná pružina (Obr. 17 pozice 5) je nasunuta na prodlužovací části přenášečí hřídele, která tvoří její vodící trn. Jednou stranou se opírá o samotnou přenášečí hřídel a druhou stranou o vnitřní část víčka na boční straně navijáku.

Západka (Obr. 17 pozice 6) je vyrobena z ohnutého plechu a přišroubována z venkovní strany víčka. Zkrutná pružina ji pak neustále přitlačuje na prodlužovací část hřídele a v případě uvedení spojky do provozu (vytažením přenášečí hřídele ven z drážek náboje) západku zasune do závitové drážky.

Výpočet spojky se skládá z výpočtu délky drážkového spoje, kontroly svaru přenášečí hřídele, výpočtu tlačné pružiny a návrhu zkrutné pružiny. Funkce celého mechanismu je podrobně popsána v kapitole 2.1.

6.1 DRÁŽKOVÝ SPOJ

Je voleno ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ $8 \times 42 \times 48$ ČSN ISO 14 dle [3], str. 175. Jak je již uvedeno, pro lepší funkci mechanismu jsou drážky v náboji vyrobeny širší, než je u běžného spoje.

MINIMÁLNÍ DÉLKA DRÁŽKOVÁNÍ

[1], str. 1082

Drážkový spoj je namáhán na otlačení a řídí se stejnými dovolenými hodnotami tlaku na bok drážek jako je tomu u per v rovnici (24).

$$l_{mindr} = \frac{2 \cdot M_{kmax} \cdot 1000}{p_D \cdot d_s \cdot h \cdot K \cdot z} [mm] \quad (41)$$

$$l_{mindr} = \frac{2 \cdot 975 \cdot 1000}{120 \cdot 45 \cdot 3 \cdot 0,75 \cdot 8} [mm]$$

$$l_{mindr} = 20,06 \text{ mm}$$

kde: $d_s = 45 \text{ mm}$ je střední průměr drážkového profilu

$h = 3 \text{ mm}$ – výška drážkování

$K = 0,75 [-]$ – součinitel drážkování, voleno dle [1], str. 1082

$z = 8 [-]$ – počet drážek

Volena délka rovnobokých drážek $l_{drh} = 23 \text{ mm}$ pro drážkový hřídel a $l_{dm} = 24,5 \text{ mm}$ pro drážkový náboj uvnitř lanového bubnu.

6.2 KONTROLA SVARU PŘENÁŠECÍ HŘÍDELE

Jedná se o svar do V vedený po obvodu v drážce mezi trubkou (Obr. 17 pozice 1) a tyčí (Obr. 17 pozice 2). Svar je namáhán pouze na krut.



Obr. 18 Svařenec přenášečí hřídele

SMYKOVÉ NAPĚTÍ VE SVARU

[3], str. 693

$$\tau_{kS} = \frac{M_{kmax} \cdot 1000}{\frac{\pi \cdot [(D_V + 2 \cdot h_s)^4 - D_V^4]}{16 \cdot (D_V + 2 \cdot h_s)}} [MPa] \quad (42)$$

$$\tau_{kS} = \frac{975 \cdot 1000}{\frac{\pi \cdot [(47 + 2 \cdot 3,5)^4 - 47^4]}{16 \cdot (47 + 2 \cdot 3,5)}} [MPa]$$

$$\tau_{kS} = 74 \text{ MPa}$$

kde: $D_V = 47 \text{ mm}$ je nejmenší průměr svaru

$h_s = 3,5 \text{ mm}$ – výška svaru přenášečí hřídele, voleno

DOVOLENÉ NAPĚTÍ ZÁKLADNÍHO MATERIÁLU

[1], str. 518

Jelikož je svařovací elektroda o vyšší pevnosti, než mez pevnosti základního materiálu, je počítána bezpečnost svaru vzhledem k dovolenému napětí základního materiálu.

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_s} [MPa] \quad (43)$$

$$\sigma_D = \frac{355}{2} [MPa]$$

$$\sigma_D = 177,5 \text{ MPa}$$

kde: $k_s = 2 [-]$ je součinitel bezpečnosti svarového spoje, voleno

**DOVOLENÉ NAPĚTÍ VE SVARU**

[1], str. 519

$$\tau_{DS} = \alpha_{\tau} \cdot \sigma_D \text{ [MPa]} \quad (44)$$

$$\tau_{DS} = \alpha_{\tau} \cdot \sigma_D \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{DS} = 133,13 \text{ MPa}$$

kde: $\alpha_{\tau} = 0,75$ [-] je převodní součinitel svarového spoje, voleno dle [1], str. 519

Dovolené napětí ve svaru je vyšší než vypočítané v rovnici (42) – svar vyhovuje.

6.3 TLAČNÁ PRUŽINA

Při výpočtu pružiny je vycházeno z rozměrů v navrženém modelu lanového navijáku. Z těchto rozměrů jsou voleny základní rozměry pružiny. Dále jsou voleny materiálové charakteristiky a tlačné síly v obou polohách. Následně je z těchto zvolených sil a délkových rozměrů pružiny při ustavení vypočítána potřebná délka pružiny v nestlačeném stavu a počet jejích závitů. Na závěr je provedena pevnostní kontrola pružiny s výpočtem její bezpečnosti.

6.3.1 VOLBA ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ PRUŽINY

Pružina bude pracovat mezi dvěma polohami. První poloha je při doléhajících zubech drážkového spoje a druhá poloha je při rozpojeném spojení, když je odvíjeno lano z bubnu a západka spojky je zasunuta v závitové drážce prodlužovací části přenášeči hřídele. Při těchto polohách jsou voleny síly:

$F_1 = 5 \text{ N}$ – velikost tlačné síly pružiny v poloze 1

$F_2 = 15 \text{ N}$ – velikost tlačné síly pružiny v poloze 2

Pružina je nasunuta na prodlužovací části přenášeči hřídele, která tvoří její vodící trn. Ta má v místech svého upnutí největší průměr a to o velikosti 30 mm. Z druhé strany je pružina opřena o boční víčko, které je taky v tomto místě vytaženo na venkovní průměr 30 mm. Vzhledem k těmto rozměrům je volen:

$D_{VP} = 32 \text{ mm}$ – vnitřní průměr pružiny

Průměr drátu pružiny je na základě několika pokusů pevnostních výpočtů volen:

$d_d = 2 \text{ mm}$ – průměr drátu pružiny

Jako materiál pružiny je volen patentovaný pružinový drát z nelegované oceli, tažený za studena podle ČSN EN 10270-1:2001 dle [1], str. 563. Mechanické vlastnosti materiálu:

$E = 206\,000 \text{ MPa}$ – modul pružnosti v tahu

$G = 81\,500 \text{ MPa}$ – modul pružnosti ve smyku



6.3.2 DÉLKA PRUŽINY VE VOLNÉM STAVU

Ze vztahu lineární tuhosti pružiny:

$$k = \frac{F_{min}}{y_{min}} = \frac{F_{max}}{y_{max}}$$

lze jednoduchou úpravou získat vzorec pro výpočet délky pružiny ve volném stavu, pokud jsou dány velikosti tlačné síly při určitých velikostech stlačení. Délka volné pružiny se potom vypočítá takto:

$$L_0 = \frac{L_1 \cdot F_2 - L_2 \cdot F_1}{F_2 - F_1} [mm] \quad (45)$$

$$L_0 = \frac{96 \cdot 15 - 58,8 \cdot 5}{15 - 5} [mm]$$

$$L_0 = 114,75 \text{ mm}$$

kde: $L_1 = 96 \text{ mm}$ je délka pružiny při poloze 1, odměřeno z modelu

$L_2 = 58,5 \text{ mm}$ – délka pružiny při poloze 2, odměřeno z modelu

6.3.3 POČET ZÁVITŮ PRUŽINY

POČET ČINNÝCH ZÁVITŮ PRUŽINY

$$n_a = \frac{G \cdot d_d^4 \cdot (L_0 - L_1)}{8 \cdot D_{SP}^3 \cdot F_1} [-] \quad (46)$$

$$n_a = \frac{81500 \cdot 2^4 \cdot (114,75 - 96)}{8 \cdot 34^3 \cdot 5} [-]$$

$$n_a = 15,55$$

kde: $D_{SP} = 34 \text{ mm}$ je střední průměr pružiny, $D_{SP} = D_{VP} + d_d$

CELKOVÝ POČET ZÁVITŮ

Voleno provedení konce pružiny uzavřené obrobené.

$$n_{tn} = n_a + n_e [-] \quad (47)$$

$$n_{tn} = 15,55 + 2 [-]$$

$$n_{tn} = 17,55$$

kde: $n_e = 2 [-]$ je počet závěrných závitů, voleno dle [1], str. 559



Volen počet závitů tlačné pružiny $n_t = 17,5$.

6.3.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA A BEZPEČNOST PRUŽINY

NEJVĚTŠÍ MOŽNÉ STLAČENÍ PRUŽINY

$$L_s = n_t \cdot d_d \text{ [mm]} \quad (48)$$

$$L_s = 17,5 \cdot 2 \text{ [mm]}$$

$$L_s = 35 \text{ mm}$$

Největší možné stlačení pružiny (při dolehnutí závitů na sebe) je menší, než stlačení pružiny v poloze 2, takže k tomuto stavu nedojde – vyhovuje.

SÍLA VYVINUTÁ PRUŽINOU V MEZNÍM STAVU

[1], str. 571

$$F_s = \frac{F_1}{L_0 - L_1} \cdot (L_0 - L_s) \text{ [N]} \quad (49)$$

$$F_s = \frac{5}{114,75 - 96} \cdot (114,75 - 35) \text{ [N]}$$

$$F_s = 21,27 \text{ N}$$

POMĚR VINUTÍ

$$C = \frac{D_{SP}}{d_d} [-] \quad (50)$$

$$C = \frac{34}{2} [-]$$

$$C = 17$$

Doporučená hodnota poměru vinutí je $4 \leq C \leq 20$, dle [1], str. 566. Vypočítaná hodnota poměru vinutí vyhovuje.

BERGSTRÄSSERŮV SOUČINITEL

[1], str. 558

$$K_B = \frac{4 \cdot C + 2}{4 \cdot C - 3} [-] \quad (51)$$

$$K_B = \frac{4 \cdot 17 + 2}{4 \cdot 17 - 3} [-]$$



$$K_B = 1,077$$

SMYKOVÉ NAPĚTÍ V MEZNÍM STAVU

[1], str. 557

$$\tau_s = K_B \cdot \frac{8 \cdot F_s \cdot D_{SP}}{\pi \cdot d_d^3} [MPa] \quad (52)$$

$$\tau_s = 1,077 \cdot \frac{8 \cdot 21,27 \cdot 34}{\pi \cdot 2^3} [MPa]$$

$$\tau_s = 247,92 MPa$$

MEZ KLUZU VE SMYKU

[1], str. 562

$$R_{se} = 0,45 \cdot (1980 - 740 \cdot \log d) [MPa] \quad (53)$$

$$R_{se} = 0,45 \cdot (1980 - 740 \cdot \log 2) [MPa]$$

$$R_{se} = 790,76 MPa$$

BEZPEČNOST PRUŽINY V MEZNÍM STAVU

$$k_p = \frac{R_{se}}{\tau_s} [-] \quad (54)$$

$$k_p = \frac{790,76}{247,92} [-]$$

$$k_p = 3,19$$

Volené parametry pružiny vyhovují s bezpečností v mezním stavu $k_p = 3,19$.

6.4 ZKRUTNÁ PRUŽINA

Tato pružina má za úkol automaticky přitlačit západku do závitové drážky v prodlužovací části přenášecí hřídele při jejím vysunutí. Nebude tak potřeba se západkou manipulovat nebo hlídat její funkci.

Je volena síla, která bude na západku působit v místě jejího dotyku s hřídelí:

$$F_z = 8 \text{ N} - \text{síla působící na západku}$$

**POTŘEBNÝ MOMENT VYVINUTÝ PRUŽINOU**

$$M_P = F_z \cdot l_z \text{ [Nmm]} \quad (55)$$

$$M_P = 8 \cdot 17,4 \text{ [Nmm]}$$

$$M_P = 139,2 \text{ Nmm}$$

kde: $l_z = 17,4 \text{ mm}$ je velikost ramena západky, voleno

Na základě těchto parametrů je volena zkrutná pravotočivá pružina firmy Hennlich Industrietechnik, spol. s r. o. typ M 10 R 20 [20] s momentem síly vyvinutým pružinou $M_P = 149,23 \text{ Nmm}$ a maximální povolenou výchylkou $\alpha = 180^\circ$.



ZÁVĚR

Výsledkem této bakalářské práce je výpočet a konstrukční návrh vyprošťovacího lanového navijáku pro mobilní stroje, dle zadaného parametru tažné síly 20 000 N. Na začátku jsou současné lanové navijáky rozděleny podle hlavních rozlišujících prvků a mechanismů v nich použitých. Tyto prvky jsou pak vyobrazeny na konkrétních příkladech a navzájem porovnány.

Následuje konstrukční návrh lanového navijáku této práce. Je popsáno uspořádání hlavních částí a funkce navržené mechanické spojky.

Výpočet se zabývá volbou a návrhem jednotlivých součástí s jejich kontrolou a je rozdělen do několika kapitol.

V první výpočtové kapitole je provedena volba lana, háku a návrh lanového bubnu s jeho pevnostní kontrolou. Zvolená délka lana je spíše kratší, avšak dostačující z hlediska vyproštění z nepříjemné situace. V případě potřeby jej lze jednoduše prodloužit, například syntetickým lanem, které je možné uschovat ve vozidle.

V další kapitole je zvolen elektromotor s brzdou a provedena jeho výkonnostní kontrola. Dále je zde volena převodová soustava, u které je pozměněn perový spoj výstupní hřídele, z důvodů konstrukce lanového bubnu s mechanickou spojkou.

Třetí výpočtová kapitola je zaměřena na volbu a kontrolu kluzných ložisek a zdůvodňuje jejich použití.

Poslední kapitola podrobně popisuje konstrukci navržené mechanické spojky a její jednotlivé části. Je zde počítáno vzájemné působení drážkového spoje a únosnost svarového spoje hřídele. Dále jsou navrženy pružiny, které spojku přetváří do poloautomatické podoby. Funkčnost tohoto mechanismu by bylo nutné ověřit praktickými testy a popřípadě změnit konstrukci jednotlivých částí.

V práci není řešen návrh elektroinstalace, ale vzhledem ke konstrukci mechanické poloautomatické spojky by bylo vhodné použít ovládání pomocí dálkového ovladače.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] GAJDUŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*, skripta VUT Brno, 1988
- [3] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, XIV, 914 s. ISBN 80-736-1033-7.
- [4] ČSN-EN 14492-1. *Jeřáby - Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [5] Lanový naviják KBF 1000. ZAHAS s.r.o. [online]. 2007 [cit. 2013-01-31]. Dostupné z: http://qishop.zahas-sro.cz/12-Vyprostovani/Vyprostovaci-navijaky/Samotny-lanovy-navijak-KBF-1000-vcetne-automatickeho-ukladace-lana-bez-prislusenstvi-_d76538_10939.aspx
- [6] Warn Industries [online]. 2006 [cit. 2013-01-31]. Dostupné z: <http://www.warn.com>
- [7] Odtáhovka. AUTO SLOVAKIA [online]. 2007 [cit. 2013-01-31]. Dostupné z: <http://www.auto-slovakia.sk/odtahova-sluzba>
- [8] Novinka v technice: lanový naviják WARN. Hasiči Proseč [online]. 2011 [cit. 2013-01-31]. Dostupné z: <http://www.sdh-prosec.cz/drupal/node/71>
- [9] Ako si vybrat naviják. GPS [online]. 2012 [cit. 2013-01-31]. Dostupné z: <http://www.webareal.sk/gps/1-poradime/2-Ako-si-vybrat-navijak>
- [10] Adapter, včetně desky k zadnímu uchycení elektrického navijáku na čtyřkolku 2" (51mm). Čtyřkolky, náhradní díly, příslušenství [online]. 2012 [cit. 2013-02-01]. Dostupné z: <http://www.quad-centrum.cz/i228410/adapter-vcetne-desky-k-zadnimu-uchyceni-elektrickeho-navijaku-na-ctyrkolku-2-51mm>
- [11] Terra 45 SR – 2041 kgs/12V. Superwinch, Ltd [online]. 2000 [cit. 2013-02-21]. Dostupné z: <http://superwinch.shptron.com/p/terra-45-sr-%E2%80%93-2041-kgs-12v?pp=12&pp=12>
- [12] Welcome!. Comeup Industries Inc. [online]. 2012 [cit. 2013-02-21]. Dostupné z: http://www.comeupwinch.com/product_header.aspx?pmc_name=Industry_Winch#
- [13] H9W PRO 2,500 kgs (Standard Drum) complies with EN14492-1. Superwinch, Ltd [online]. 2000 [cit. 2013-02-21]. Dostupné z: <http://superwinch.shptron.com/p/h9w-pro-2-500-kgs-standard-drum-complies-with-en14492-1?pp=12&pp=12>
- [14] Letrika [online]. 2008 [cit. 2013-03-20]. Dostupné z: <http://www.letrika.com/en/>
- [15] Katalog planetové převodovky REP. MOTOR-GEAR a.s. [online]. 2001 [cit. 2013-03-20]. Dostupné z: <http://www.motorgear.cz/userfiles/file/rep-planetove.pdf>



- [16] *Oiles America Corporation* [online]. 2004 [cit. 2013-03-26]. Dostupné z: <http://www.oiles.com/index.html>
- [17] Diepa - speciální lana. *Pavlínek s.r.o.* [online]. 2010 [cit. 2013-03-25]. Dostupné z: http://www.pavlinek.cz/katalogy/stare_katalogy/lana_retezy_komponenty/pdf/diepa.pdf
- [18] Háček vlečný. *Metal Trade.cz* [online]. 2008 [cit. 2013-03-25]. Dostupné z: <http://www.metal-trade.cz/cs/eshop/item/454-hak-vlecny>
- [19] Trubka bezešvá hladká kruhová, ČSN 42 5715.01, rozměr 82,5x22,2. *Ferona a.s.* [online]. 2004 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=38725>
- [20] Katalog zkrutné pružiny - pravotočivé. *HENNLICH* [online]. 2013 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z: http://www.hennlich.cz/uploads/cz_Zkrutn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_pravoto%C4%8Div%C3%A9.pdf



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

b	[mm]	šířka pera
C	[-]	poměr vinutí
D_B	[mm]	průměr bubnu měřený pod lanem
D_{B2}	[mm]	průměr bubnu v místě 2. vrstvy lana
D_{BN}	[mm]	návrhový průměr bubnu měřený pod lanem
d_d	[mm]	průměr drátu pružiny
d_L	[mm]	jmenovitý průměr lana
d_l	[mm]	vnitřní průměr ložiska
d_{P2}	[mm]	průměr výstupní hřídele
d_s	[mm]	střední průměr drážkového profilu
D_{SP}	[mm]	střední průměr pružiny
D_V	[mm]	nejmenší průměr svaru
D_{VP}	[mm]	vnitřní průměr pružiny
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	maximální síla v laně
f_1	[-]	součinitel zohledňující druh pohybu
F_1	[N]	velikost tlačné síly pružiny v poloze 1
f_2	[-]	součinitel vlivu teploty a čistoty uložení
F_2	[N]	velikost tlačné síly pružiny v poloze 2
F_j	[N]	jmenovitá únosnost lana
F_O	[N]	obvodová síla na povrchu hřídele
F_R	[N]	reakční síla ložiska
F_{RA}	[N]	reakce v místě středu ložiska A
F_{RB}	[N]	reakce v místě středu ložiska B
F_s	[N]	síla vyvinutá pružinou v mezním stavu
F_t	[N]	třecí síla na povrchu ložisek
f_t	[-]	součinitel smykového tření
F_z	[N]	síla působící na západku
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
h	[mm]	výška drážkování
h_s	[mm]	výška svaru přenášečí hřídele
i	[-]	převodový poměr



i_N	[-]	návrhový převodový poměr
k	[-]	součinitel bezpečnosti lana
K	[-]	součinitel drážkování
k_B	[-]	bezpečnost pláště lanového bubnu
K_B	[-]	Bergsträsserův součinitel
k_o	$[\text{mm}^3 \cdot \text{s} \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}]$	součinitel opotřebení
k_p	[-]	bezpečnost pružiny v mezním stavu
k_s	[-]	součinitel bezpečnosti svarového spoje
L_0	[mm]	délka pružiny ve volném stavu
l_1	[mm]	vzdálenost síly F v krajní poloze od středu ložiska A
L_1	[mm]	délka pružiny při poloze 1
l_2	[mm]	vzdálenost ložisek od sebe
L_2	[mm]	délka pružiny při poloze 2
L_B	[mm]	šířka lanového bubnu
L_{BN}	[mm]	návrhová šířka lanového bubnu
l_{drh}	[mm]	délka rovnobokých drážek hřídele
l_{dm}	[mm]	délka rovnobokých drážek náboje
l_L	[m]	délka lana
l_l	[mm]	délka vnitřní části ložiska
l_{LN}	[m]	návrhová délka lana
l_{min}	[mm]	minimální délka pera
l_{mindr}	[mm]	minimální délka drážkování
L_s	[mm]	největší možné stlačení pružiny
l_z	[mm]	velikost ramena západky
M_B	[Nm]	brzdňý moment
M_{BN}	[Nm]	potřebný brzdňý moment
M_{BN2}	[Nm]	zvolený brzdňý moment
M_k	[Nmm]	krouticí moment
M_{kM}	[Nm]	krouticí moment elektromotoru
M_{kmax}	[Nm]	maximální krouticí moment vyvozený silou
m_M	[kg]	hmotnost elektromotoru
M_o	[Nmm]	ohybový moment
m_p	[kg]	hmotnost převodovky



M_P	[Nmm]	potřebný moment vyvinutý pružinou
M_{Pmax}	[Nm]	maximální dovolený výstupní moment
M_t	[Nm]	třecí moment
n_a	[-]	počet činných závitů pružiny
n_B	[min ⁻¹]	otáčky lanového bubnu
n_e	[-]	počet závěrných závitů
n_M	[min ⁻¹]	otáčky elektromotoru
n_t	[-]	počet závitů tlačné pružiny
n_{tn}	[-]	celkový počet závitů
n_v	[-]	počet vrstev lana na lanovém bubnu
n_Z	[-]	počet navinutých závitů lana
P	[W]	výkon elektromotoru
p'_{max}	[MPa]	maximální kontaktní tlak
p_0	[MPa]	základní hodnota tlaku
P_C	[W]	celkový skutečný potřebný výkon
p_D	[MPa]	dovolený tlak
p_{Dk}	[MPa]	dovolená hodnota kontaktního tlaku
P_L	[W]	brzdný výkon vyvozený ložisky
p_m	[MPa]	měrné zatížení ložiska
$(p_m v_o)_D$	[MPa·m·s ⁻¹]	dovolená hodnota součinu $p_m v_o$
$(p_m v_o)_{max}$	[MPa·m·s ⁻¹]	součin $p_m v_o$
P_N	[W]	návrhový výkon elektromotoru
P_S	[W]	skutečný výkon vyvozený silou
R_e	[MPa]	minimální mez kluzu
R_{se}	[MPa]	mez kluzu ve smyku
s	[mm]	tloušťka stěny bubnu
s_N	[mm]	návrhová tloušťka stěny bubnu
t	[mm]	vzdálenost závitů lana od sebe
t_1	[mm]	hloubka drážky pro pero v náboji
t_L	[h]	životnost ložiska
v_D	[m·s ⁻¹]	dovolená hodnota kluzné rychlosti
v_N	[m·min ⁻¹]	skutečná rychlost navíjení
v_{NN}	[m·min ⁻¹]	návrhová rychlost navíjení 2. vrstvy lana



v_o	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	obvodová rychlost v místě opotřebení
w	$[\text{mm}]$	lineární opotřebení ložiska
W_k	$[\text{mm}^3]$	průřezový modul pro krut
W_o	$[\text{mm}^3]$	průřezový modul pro ohyb
x_L	$[\text{mm}]$	vzdálenost kraje bubnu od středu ložiska
z	$[-]$	počet drážek
α_τ	$[-]$	převodní součinitel svarového spoje
β	$[-]$	součinitel bezpečnosti brzdy
η_{ost}	$[-]$	účinnost ostatních částí navijáku
η_p	$[-]$	účinnost převodovky
σ_D	$[\text{MPa}]$	dovolené napětí základního materiálu
σ_o	$[\text{MPa}]$	výsledné ohybové napětí
σ_{red}	$[\text{MPa}]$	redukováné napětí
σ_{tl}	$[\text{MPa}]$	napětí od vnějšího přetlaku
τ	$[\text{MPa}]$	výsledné napětí v krutu
τ_{Ds}	$[\text{MPa}]$	dovolené napětí ve svaru
τ_{kS}	$[\text{MPa}]$	smykové napětí ve svaru přenášeč hřídele
τ_s	$[\text{MPa}]$	smykové napětí v mezním stavu



SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESY

0-LN-00	LANOVÝ NAVIJÁK - výkres sestavy, seznam položek
2-LN-00/01	LANOVÝ BUBEN - výkres svařence