

Naviják lan s elektrickým pohonem a s planetovou převodovkou

Ladislav Uruba

Bakalářská práce
2022



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Ladislav Uruba
Osobní číslo:	T18227
Studijní program:	B3909 Procesní inženýrství
Studijní obor:	Technologická zařízení
Forma studia:	Prezenční
Téma práce:	Naviják lan s elektrickým pohonem a s planetovou převodovkou

Zásady pro vypracování

1. Vypracujte literární studii k danému tématu
2. Navrhněte konstrukční řešení navijáku
3. Zhotovte sestavu navijáku
4. Zhotovte výrobní dokumentaci

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

Kemka, V, Barták, J, Milčák P, Žitek, P.: Stavba a provoz strojů, stroje a zařízení, Informatorium, Praha, 2009, ISBN 978-80-7333-075-0

Lukovics, I, Sýkorová, L, Volek, F: Části a mechanismy strojů, Skripta, ES VUT Brno, 2000, ISBN 80-214-1566-5,
Volek, F.: Základy konstruování a části strojů - mechanismy strojů, Skripta, UTB ve Zlíně, 2003, ISBN 80-7318-111-8,

Bolek, A, Kochman, J. a kol. : Části strojů, 2. svazek. SNTL Praha, 1990

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. František Volek, CSc.**
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **3. ledna 2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2022**

prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D. v.r.
děkan

L.S.

prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D. v.r.
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 24. února 2022

PROHLÁŠENÍ AUTORA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Beru na vědomí, že:

- bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky bakalářské práce využít ke komerčním účelům; pokud je výstupem bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Prohlašuji,

- že jsem na bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdána verze bakalářské práce a verze elektronická nahánána do IS/ST-AG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně, dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....
podpis studenta

ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem lanového navijáku, který může sloužit k tahání i zvedání břemen. V návrhu je použito ocelové lano, asynchronní elektromotor a planetová převodovka. Při návrhu bylo postupováno v souladu s normami a součástí návrhu je tedy i pojistné brzdící zařízení. Práce je rozdělena do dvou částí, literární a praktické. V první literární části se zabývá rozbohem jednotlivých strojních součástí různých druhů navijáků. V druhé praktické části se pak zabývá samotnými výpočty.

Klíčová slova: lano, naviják, vrátek, planetová převodovka

ABSTRACT

Main focus of this thesis is to design a winch. Winch is driven by asynchronous electric motor and planetary gearbox. Winch is designed to be used for lifting and towing. While designing winch was obeyed all norms necessary for this specific applications. This work is split into two parts. Theoretical part is focused mainly on components of winches. Practical part is dealing with calculations and dimensioning of components.

Keywords: winch, planetary gearbox, rope

PODĚKOVÁNÍ:

Touto formou bych chtěl poděkovat především mému vedoucímu práce Ing. Františku Volkovi, za ochotu a trpělivost, ale také za cenné rady a odborné vedení při tvorbě této práce. Dále bych rád poděkoval své rodině a blízkým, za podporu při studiu. Velké díky patří také konstrukčnímu a technickému úseku firmy ZLiN AIRCRAFT a řediteli firmy, za ochotu a podporu při studiu.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

I	OBSAH	7	
II	ÚVOD	9	
III	TEORETICKÁ ČÁST	10	
	1	ROZBOR KONSTRUKCE LANOVÉHO NAVIJÁKU	11
1.1	POHONY	12	
1.1.1	RUČNÍ POHON.....	12	
1.1.2	HYDROMOTORY.....	13	
1.1.3	PNEUMATICKÉ POHONY.....	16	
1.1.4	ELEKTROMOTORY.....	18	
1.2	PŘEVODOVKY	22	
1.2.1	OZUBENÉ PŘEVODY.....	23	
1.2.2	ŠNEKOVÉ PŘEVODY.....	25	
1.2.3	PLANETOVÉ PŘEVODY.....	26	
1.2.4	TŘECÍ PŘEVODY.....	28	
1.3	LOŽISKA	29	
1.3.1	KLUZNÁ LOŽISKA.....	29	
1.3.2	VALIVÁ LOŽISKA.....	30	
1.4	SPOJKY	31	
1.4.1	TRUBKOVÁ SPOJKA.....	31	
1.4.2	KOTOUČOVÁ SPOJKA.....	31	
1.4.3	ZUBOVÉ SPOJKY.....	31	
1.4.4	TŘECÍ POJISTNÉ SPOJKY.....	32	
1.5	TAŽNÝ ČLEN	33	
1.5.1	ŘETĚZY.....	33	
1.5.2	LANA ZE SYNTETICKÝCH A PŘÍRODNÍCH VLÁKEN.....	34	
1.5.3	OCELOVÁ LANA.....	34	
1.6	BUBEN	34	
IV	PRAKTICKÁ ČÁST	35	
	2CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE	36	
	3JEDNOTLIVÉ ČÁSTI NAVIJÁKU	37	
3.1	BUBEN	37	

3.2	TAŽNÝ ČLEN	37
3.2.1	ZÁKLADNÍ CHARAKTERISTIKA BUBNU.....	38
3.2.2	VÝPOČET PLÁŠTĚ BUBNU	39
3.2.3	VÝPOČET SVARŮ BUBNU	41
3.3	MOTOR	42
3.4	PŘEVODOVÁ SOUSTAVA	42
3.4.1	PŘEVOD ŘEMENEM	43
3.4.2	PLANETOVÁ PŘEVODOVKA.....	45
3.4.3	PŘEVOD ŘETĚZEM	45
3.5	POTŘEBNÉ VÝPOČTY PRO NÁVRH A ULOŽENÍ BŘEMENOVÉ HŘÍDELE	46
3.5.1	PŘÍPAD A	47
3.5.2	PŘÍPAD B.....	48
3.5.3	PŘÍPAD C.....	49
3.5.4	VÝPOČET LOŽISKOVÝCH DOMKŮ PRO ULOŽENÍ BŘEMENOVÉ HŘÍDELE.	49
3.5.5	VÝPOČET PER PRO SPOJENÍ BŘEMENOVÉ HŘÍDELE A BUBNU	51
3.5.6	VÝPOČET SVARU BUBNU NA ZÁKLADĚ ROZMĚRŮ BŘEMENOVÉ HŘÍDELE	52
3.5.7	DRÁŽKOVÉ ZAKONČENÍ HŘÍDELE	52
3.6	SPOJKY	53
3.7	OMEZOVAČE HMOTNOSTI	53
3.8	BRZDA	53
V	ZÁVĚR	56
VI	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	59
VII	SEZNAM OBRÁZKŮ	63
VIII	SEZNAM PŘÍLOH	S
	EZNAM PŘÍLOH	64
IX	PŘÍLOHA P I: NÁZEV PŘÍLOHY	66

ÚVOD

V této bakalářské práci se věnuji návrhu lanového navijáku, podle zvolených parametrů.

Lanové navijáky nachází široké uplatnění téměř ve všech oblastech průmyslu. Především ve strojírenských firmách slouží ke zvedání těžkých břemen, na stavbách najdou využití velké navijáky pro několika tunová břemena v jeřábech, nebo menší navijáky požívané pro stavební zvedáky a dopravníky pro několika set kilová závaží. Navijáky najdeme hojně zastoupeny u terénních vozidel a vozidel různých složek integrovaného záchranného systému, a to jak na vozidlech hasičů, tak i na speciálních vozidlech záchranářů, horské služby a policie. Kde mohou sloužit k vyproštění jiných vozidel, odstranění těžkých překážek z cest, ale také může sloužit k vyproštění samotného vozidla, na kterém je naviják nainstalovaný. Když vozidlo zapadne, nebo nemůže vyjet příliš strmý kopec. Důležitou roli hrají navijáky také při pomoci složkám IZS, při vyprošťování osob a záchraně jejich života.

V mé práci se okrajově věnuji rozdělení jednotlivých typů navijáků. Naopak se podrobně věnuji rozboru jednotlivých konstrukčních součástí, které najdeme snad ve všech navijácích. Základní charakteristikou je bezpochyby pohon daného navijáku. Ten bývá nejčastěji elektrický, ale jsou i pneumatické a hydraulické pro speciální aplikace. V literární rešerši se věnuji každému druhu pohonu jednotlivě.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 ROZBOR KONSTRUKCE LANOVÉHO NAVIJÁKU

Lanový naviják je zařízení sloužící k navíjení lan na buben navijáku. Naviják má dvě hlavní součásti hnací – motor, převodovku a navíjecí – buben a jeho uložení v rámu. Navijáky můžeme dále rozdělovat podle jejich umístění na pevné a přenosné. Jako typické příklady pevných navijáků lze uvést navijáky na jeřábech, kočkách, na náraznících terénních automobilů, v dolech k tahání břemen, či různé menší ke zvedání například bran. Přenosné navijáky jsou charakteristicky malé a lehké a často neobsahují vlastní pohon, kvůli snadné manipulaci. Jsou určené především k manipulaci s břemeny. Jako jejich příklad můžeme uvést například malé navijáky, poháněné pomocí aku vrtaček určené na stavby, či navijáky na tahání klád pro lesníky. V obou případech je nutné, aby byl naviják snadno přemístitelný.

Dále je možno navijáky rozdělit i podle druhu pohonu, a to především na strojní pohon a na manuální pohon. Manuální pohon je konstrukčně nejjednodušší a nejlevnější, ovšem pohonu lidskou silou se snažíme vyhnout. U strojních pohonů je zdaleka nejrozšířenější pohon použitím elektromotorů, méně jsou pak hydromotory. Ve speciálních aplikacích nacházejí uplatnění motory poháněné stlačeným vzduchem, či spalovacími motory. Pneumatické navijáky jsou velmi spolehlivé a mohou pracovat i ve výbušném prostředí.

K přenosu kroutícího momentu z pohonu, ať už ručního, či strojního, používáme primárně převodovky s tvarovým stykem umístěné přímo za motorem. U elektromotorů využíváme nejčastěji šnekovou převodovku, a to kvůli velkému převodovému poměru a malé velikosti. U malých ručních pohonů se k úpravě nutné síly, pro navinutí lana, využíváme regulace délky páky a průměru navíjecího bubnu.

Pokud navijáky využíváme ke zvedání břemen, hlavně pokud se pod břemeny mohou pohybovat lidé, tak je více než vhodné použít pojistku, proti náhodnému uvolnění. Asi nejjednodušším způsobem je systém rohatky a západky. Jedná se o efektivní a konstrukčně nenáročné řešení. Dále je možno použití různých brzd, a to ať už přímo pomocí speciálních třecích prvků, umístěných přímo na bubnu, či samostatných kotoučů.

1.1 Pohony

1.1.1 Ruční pohon

K pohonu málo využívaných navijáků, nebo navijáků u kterých jsou důležité malé rozměry a mobilita, využíváme převážně klik a lidské síly. Výhoda tohoto řešení je především v jednoduché konstrukci. Toto řešení v mnoha případech neobsahuje ani převodovku. Pokud už se rozhodneme, že je nutné použití převodů bude se převážně jednat o převod pomocí dvou ozubených kol s čelním ozubením s velkým převodovým poměrem, převážně se používá jen jednoho převodového stupně, výjimečně i více. Tento velký převodový poměr můžeme použít s ohledem na malé obvodové rychlosti ručně poháněných strojů. Převod je zde z pravidla do síly tzn. že klikou poháníme pastorek. Velké ozubené kolo bývá většinou součástí bubnu, protože průměr bubnu se často řídí právě rozměrem tohoto kola, často se jedná o určující rozměr při návrhu takových navijáků. Ruční pohon má ale jednu zjevnou nevýhodu, a to je že je náročný pro obsluhu, která se může rychle unavit. Navíc je neekonomické platit člověka za něco, co můžeme snadno nahradit motorem. Ruční pohon zvolíme tedy jen tehdy pokud bude naviják málo používaný, jako záložní pohon, v aplikacích s požadavkem na mobilitu a kompaktnost zařízení anebo pokud nebude žádný jiný způsob, jak jej pohánět. O samotný pohon se stará klika, hnaná rukou. Kliky existují svařované, či montované. Mohou být určeny pro pohon jednou, či oběma rukama. Podle toho se také odvíjí jejich délka – jednoruční okolo 15-20 cm, obouruční okolo 40–60 cm. Konec kliky bývá většinou otočný, nejjednodušším způsobem, jak dosáhnout otočné kliky, je šroub přišroubovaný v těle kliky a na něm nasunutá dutá rukojeť s velkou vůlí, ta se často vyrábí z plastu, či dřeva, a to kvůli komfortu a ceně. Klika se k hřídeli nejčastěji připevňuje tvarovým stykem, a to většinou profilovaným otvorem na profilované zakončení hřídele – čtvercové, šestihranné, či s drážkou. Při návrhu kliky máme na mysli hlavně ergonomii celého provedení – délku kliky, tvar ručky, materiál a eliminaci ostrých hran, které by mohli zranit obsluhu.

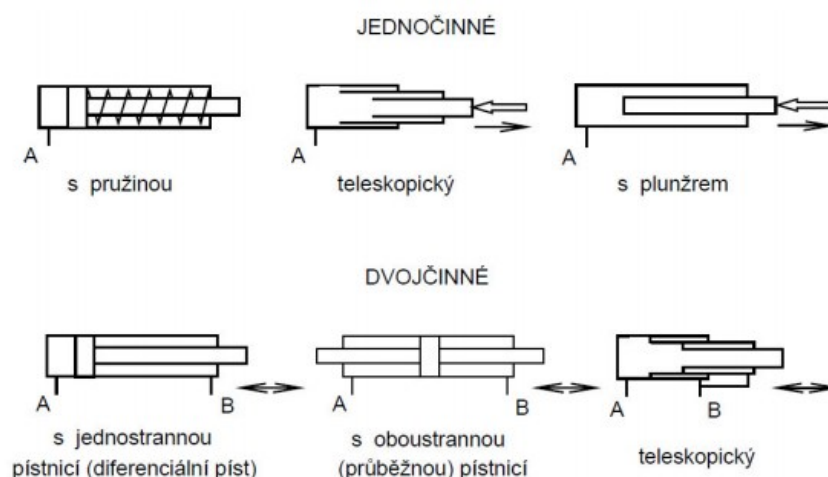


Obrázek 1 – naviják s ručním pohonem [10]

1.1.2 Hydromotory

Navijáky s hydraulickým pohonem se používají téměř výlučně jen jako součást větších strojů, které používají hydrauliku i k jinému účelu. Pořizovat hydrogenerátor a potrubí s armaturami je oproti elektromotoru výrazně složitější. Už jen proto, že hydrogenerátor by byl s největší pravděpodobností poháněn elektromotorem, takže by docházelo jen ke zbytečným ztrátám v hydraulickém okruhu. Ovšem pokud budeme mít umístěný hydrogenerátor na nákladním automobilu určený ke zvedání korby, můžeme jej snadno použít i k pohonu navijáku, takové řešení bude velmi jednoduché a spolehlivé. Bude nutno použít pouze složitějšího hydraulického rozvaděče a instalace dalších hydraulických hadic. Použití elektromotoru by v tomto případě bylo složitější, kvůli nutnosti použití silnějšího alternátoru a akumulátoru, navíc by toto řešení bylo méně spolehlivé a náchylné k přehřátí při dlouhém používání. Hydraulické systémy také neztrácejí svou účinnost tak rychle jako systémy hnané pneumaticky. Energie je dopravována tlakem hydraulické kapaliny a může být dopravena poměrně daleko od hydrogenerátoru.

Hydromotor je součástí hydraulického obvodu a je určen k převodu tlaku kapaliny na rotační, či lineární pohyb. Lineární hydromotory dělíme na jednočinné a dvočinné. U jednočinných slouží hydraulická kapalina pouze k posunu pístu v jednom směru, a to v pracovním směru a návrat pístu je řešený jinak např. pružinou. U dvočinných pístů se o návrat pístu stará hydraulická kapalina, která ovšem nevyvodí stejnou sílu v obou směrech pohybu, kvůli rozdílné ploše působení hydrostatického tlaku.



Obrázek 2 – rozdělení lineárních hydromotorů [9]

$$P = \frac{F}{S} > F = P * S = P * \frac{\pi * D^2}{4}$$

působení síly v hlavním pracovním pohybu

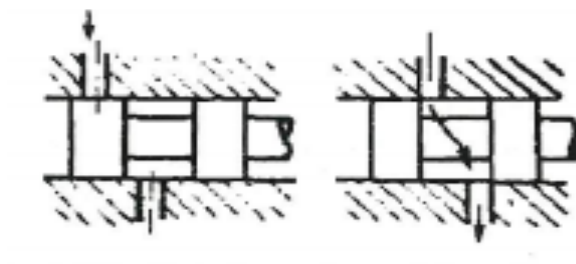
$$P = \frac{F}{S} > F = P * S = P * \frac{\pi * (D - d)^2}{4}$$

působení síly při návratu

Mnohem častěji se používá rotačních hydromotorů, které můžeme připojit přímo na hřídel bubnu navijáku, na rozdíl od lineárních hydromotorů, u kterých bychom museli použít mechanismus k přetvoření lineárního pohybu na rotační. Nejčastěji používané jsou lamelové a axiální pístové. Ovšem u navijáků jsou velmi často používány zubové hydromotory. Ty mají sice špatnou pracovní charakteristiku v rozsahu nízkých otáček, ovšem lze je velmi snadno regulovat, mají poměrně malé rozměry a dobře snášejí přetížení, bez možnosti poškození motoru, na rozdíl od elektromotorů.

K zajištění správné funkce hydromotorů musíme zajistit spoustu podmínek. K tomu slouží ostatní součásti hydraulického obvodu. Mezi nejdůležitější určitě patří filtry, chladiče, pojistné ventily a řídicí prvky.

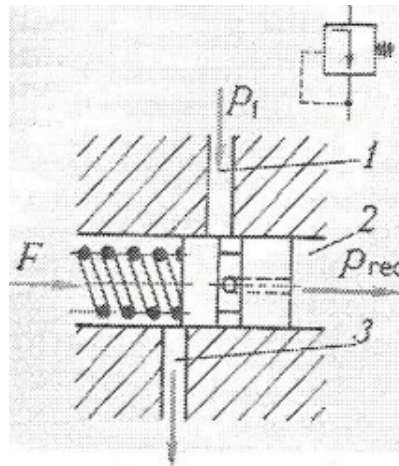
Pro řízení směru kapaliny používáme rozvaděče, u nich je hlavním parametrem počet cest, kterými může kapalina proudit – dvoucestné, třicestné, vícecestné. Pro samotné řízení využívají různých šoupátek a ventilů. Nejznámější je určitě zpětný ventil. Typický zpětný ventil se skládá z pružiny a zátky v dutině. To umožňuje plynulý tok kapaliny v jednom směru, ovšem v druhém směru nikoliv. Šoupátka poté ovládáme buď mechanicky pomocí pák, elektromagneticky, pneumaticky.



Obrázek 3 – schéma šoupátkového rozvaděče [2]

Kromě řízení směru kapaliny je velmi důležité také schopnost regulovat tlak kapaliny. Asi nejdůležitější jsou pojistné ventily. Jejich konstrukce není příliš náročná, jedná se o dutinu s otvorem v její stěně. Dutinou proudí hydraulická kapalina a otvor je zakrytý zátkou, která je proti stěně trubky přitlačována, nejčastěji pružinou. Pokud tlak kapaliny přesáhne

maximální hodnotu, tak překoná sílu vyvolanou pružinou, odtlačí zátku a kapalina může vytéct vzniklou mezerou. Na podobném principu pracují i redukční ventily, které se využívají ke snížení tlaku v systému. Fungují tak, že kapalina o určitém tlaku je přivedena na regulační člen, který pak ovládá regulovaný člen. Nejjednodušší řešením je přivádět kapalinu na šoupátko, které je zajištěno z jedné strany pružinou. Tlak z regulované části tlačí proti pružině, čímž posouvá šoupátko z otevřené do uzavřené polohy. Nastavení v tomto případě provádíme pomocí stlačení pružiny. K tomu účelu využíváme šroub s rozšířeným zakončením, do kterého zapadne pružina. Tlak regulované kapaliny bude v případě na obr.4 přímo úměrný vychýlení pružiny šroubem. Existují ovšem i složitější a přesnější systémy, obsahující více ventilů a membrány pro přesnější kontrolu rozdílů tlaků.

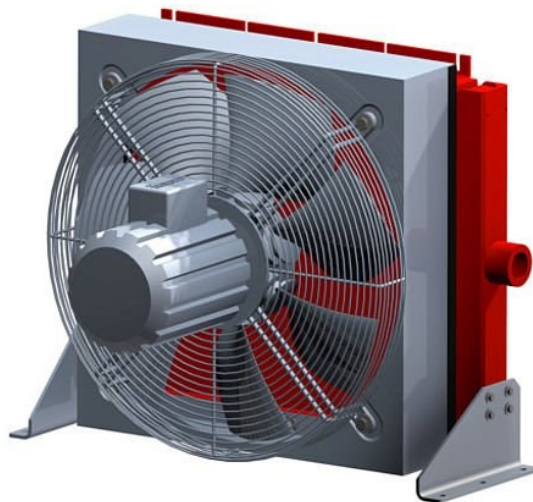


Obrázek 4 – schéma a princip činnosti redukčního ventilu

V mnoha aplikacích se snažíme regulovat hlavně průtok kapaliny, k tomu účelu užíváme škrtící ventily. Ty k omezení průtoku využívají změnu průřezu, kterým může kapalina protékat. Toto řešení ovšem není vždy ideální, neboť v důsledku velkých rozdílů tlaků před a za ventilem může docházet ke kavitaci. Kavitace je způsobena tím, že kapalina při průchodu zúženým místem získává rychlost a snižuje se její tlak. Kapaliny mohou za nízkých tlaků vřít i při pokojových teplotách, takže při snížení tlaků začnou vznikat maličké bublinky, které krátce za ventilem implodují, čímž vytvoří mikro výry a lokální tlakové vlny, které vytrhávají kousky ventilu. Což značně snižuje životnost ventilu, schopnost přesné regulace a schopnost těsného dosednutí ventilu do ventilového sedla.

Při pohonu hydromotorů se hydraulická kapalina zahřívá, protože žádný systém nemůže pracovat se 100 % efektivností, tudíž se část energie přemění na teplo, které je odváděno právě hydraulickou kapalinou. Zvýšení teploty kapaliny způsobuje její roztážení, snížení viskozity a může urychlit chemické procesy vedoucí k degradaci hydraulické kapaliny.

Pokud by teplota dosáhla vysoké teploty, mohla by začít i vřít, to však nesmíme dopustit. Teplo odchází ze systému i trubkami a otevřených hydraulických systémů i volnou konvencí přímo z vany, což je v mnoha případech dostačující. U uzavřených systémů odchází teplo pouze stěnami trubek, což většinou není dostatečné, proto používáme chladiče. Chladiče používáme převážně vzduchové, ale můžeme použít i různé kapalinové výměníky tepla. Vzduchové chladiče jsou z pravidla levnější než výměníky, ale špatně budou fungovat ve špinavém prostředí a jsou taky hlučnější. Oproti tomu jsou výměníky menší, efektivnější a zvládnou pracovat i prašných prostředích. Jejich instalace je ale podstatně náročnější a provoz dražší, může v nich docházet k mísení hydraulické a chladicí kapaliny. Jejich servisní intervaly jsou delší, servis bude ovšem nákladnější a bude vyžadovat specializované zacházení.



Obrázek 5 - Vzduchový chladič hydraulické kapaliny [11]

1.1.3 Pneumatické pohony

Ve speciálních případech můžeme s výhodou využít pneumatických systémů k pohonu navijáků. Stejně jako u hydraulických systémů by bylo velmi neefektivní instalovat všechny potřebné součásti pneumatického systému pouze pro pohon navijáku. Ovšem pokud již máme pneumatické rozvody nainstalované ve firmě, budově, či přímo jako součást stroje, pak má pneumatický pohon oproti elektromotoru mnohé výhody. Jednou z největších je možnost pracovat ve výbušném prostředí, díky svému pohonu, jenž nemůže vytvořit jiskru, jako elektromotor. Mezi další výhody patří vysoká spolehlivost a jednoduchost, jsou spolehlivější a lehčí na konstrukci než hydraulické systémy. O mazání se stará přímo stlačený vzduch, takže i tato starost odpadá. Mohou pracovat téměř nepřetržitě. Dají se

ovládat velmi plynule a jejich provoz je tichý. Protože je plyn stlačitelný, rychlost navijení se může měnit v závislosti na zatížení. Zároveň je taky velmi odolný proti přetížení. [2]

Bohužel cena za práci vykonanou vzduchem, je díky ztrátám vyšší než u hydraulických, či elektromotorem hnaných alternativ. Celkově jsou pneumatické pohony vhodné spíše pro malé zatížení, nejsou tedy příliš vhodné pro navijáky, protože zde jsou zatížení velká. Proto pohon stlačeným vzduchem volíme pouze do takových situací, kde to není jinak možné. Proto se využívají v prostředích, kde je velké riziko požáru, protože na rozdíl od elektromotorů nemůže přeskočit jiskra, která by mohla vést k požáru, či explozi, a to pouze proto, že speciální úpravy elektromotorů do takových podmínek jsou drahé. Další možnou výhodou představuje to, že nejsou poháněné tekutým médiem, jako je hydraulická kapalina, která by při úniku mohla prosáknout do výrobku, či způsobit požár. Najdeme je tedy na ropných plošinách, rafineriích, místech pro zpracování hořlavých plynů a v potravinářském průmyslu.

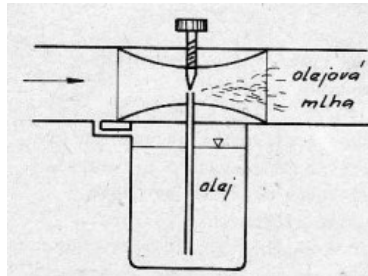
Pro stlačení plynů se používají kompresory, či dmyhadla. Dmyhadla dopravují velké množství vzduchu s nízkým tlakem, proto se pro stlačování vzduchu využívají převážně kompresory. Využíváme tedy hlavně kompresory s lineárním pístem, ať už pomalu, či rychle běžné. Často se taky používají lamelové kompresory a radiální odstředivé kompresory.

Typicky se kompresor bude skládat z elektromotorem hnaného rychloběžného pístu, protože nebude potřebovat tak velký převodový poměr, jako by potřeboval pomaluběžný píst hnaný elektromotorem. V těsné blízkosti posledního pístu, pokud se jedná o dvou, či více stupňovou kompresi, se bude nacházet chladič stlačeného vzduchu. Neboť stlačováním předáváme vzduchu energii. Za chladičem bude vzdušník, jehož objem bude v asi 20 - 60x větší, než je objem pístu.

Vzdušník slouží jako akumulátor energie, aby nemusel motor nepřetržitě pracovat a taky k vyrovnání špiček tlaků, vzniklých při kompresi. Typicky je jeho součástí ventil pro vypouštění zkondenzované vody, přetlakový ventil a manometr. Manometr zde slouží i jako regulační člen ke spuštění kompresoru, pokud tlak v zásobníku klesne pod určitou hodnotu.

O rozvod stlačeného vzduchu se typicky stará soustava trubek se speciálními členy pro úpravu vzduchu. Rozvodné potrubí není tak citlivé na drobné úniky jako hydraulické potrubí, protože tlakový vzduch uniká do atmosféry. Používáme odvodňovacích ventilů, filtrů a rozprašovačů. Odvodňovací ventily slouží k odvedení zkondenzované vody z potrubí, tak aby nezrezlo a aby se voda nedostala do dalších částí soustavy. Filtry bývají

umístěné jak na vstupu do potrubí, tak i v jeho částech, kvůli možnosti odlétání kusů rzi, či jiných nečistot v potrubí. I přes to, že kompresory propouští trochu oleje, určitě to nestačí pro mazání celé pneumatické soustavy. Proto používáme rozprašovače oleje, které se starají o mazání válců a mechanismů hnaných stlačeným vzduchem.



Obrázek 6 - Maznice stlačeného vzduchu

1.1.4 Elektromotory

Asi nejjednodušší způsob pohonu navijáků jsou elektromotory, jelikož elektřina je zavedena skoro všude, na rozdíl od pneumatických, nebo hydraulických potrubí. Dá se snadno přenášet na dlouhé vzdálenosti a je cenově velmi efektivní, vzhledem k tomu že ostatní systémy ji často používají pro generování energie. Elektromotory mají skvělou hustotu energie, to znamená že i poměrně malé motory mohou vykonat velké množství práce.

Rozeznáváme několik druhů elektromotorů, ale ve finále všechny pracují na stejném principu, a to na principu elektromagnetické indukce. Ve vinutí motoru procházející proud naindukuje točivé elektromagnetické pole, které otáčí magnetem rotoru. Na tomto principu fungují víceméně všechny elektromotory.

1.1.4.1 Stejnoseměrné elektromotory

Je nejstarším typem elektromotorů. Můžeme jej použít pro menší výkony, nebo pro pohon z bateriových úložišť. Rotor se typicky skládá z několika cívek, které jsou pravidelně rozmístěné po obvodu rotoru a vyvedeny na komutátor, který mechanicky přepíná cívky tak, aby cívka se vzájemným působením magnetů statoru a příslušné cívky pootočila po směru působení mg pole statoru., které jsou mezi sebou izolované. Po hřídeli rotoru vedou vodiče z cívek, které jsou na konci hřídele napojeny a kontaktní plochy. Na tyto kontaktní plochy jsou přitlačovány zdroje proudu – uhlíky, tak aby byl v kontaktu vždy jen jedna polarita s jednou kontaktní plochou. Při otáčení hřídele se mění polarita tím i magnetické pole, které vytváří kroutící moment. Toto zakončení hřídele se nazývá komutátor. Stator je buď permanentní magnet, nebo elektromagnet. Nevýhodou je že při napájení ze sítě musíme

usměrnit střídavý proud na stejnosměrný a taky nutnost seřizovat servisovat, obsahující uhlíky, které podléhají velmi brzkému opotřebením a musí se často měnit.

1.1.4.2 Asynchronní elektromotory

Nejpoužívanějšími průmyslovými elektromotory jsou třífázové asynchronní motory. Ke svému pohonu využívají třífázové 400V napětí, které je široce rozšířené a rozvodné sítě výrobních hal a různých podniků jsou pro něj přizpůsobeny. Asynchronní motory jsou velmi jednoduché na konstrukci, téměř bezúdržbové, ekonomické, dokážou se roztočit bez pomocných elektrotechnických zařízení, toto tvrzení platí ovšem pouze u menších motorů, přibližně do výkonu do 3kW. Kvůli tomu, že při roztáčení mají asynchronní motory asi sedmkrát větší proudový odběr, než v běžném provozu se pro větší motory používají frekvenční měniče, jak z důvodu regulace otáček, tak i z důvodu hladkého rozběhu motoru. Rychlost otáčení asynchronních elektromotorů se dá velmi snadno regulovat frekvenčními měniči. Velmi omezené změny otáček dosáhneme snížením napětí. Asynchronní motory využívají točivého magnetického pole, vzniklého ve statoru k indukci proudu do cívek rotoru a tím generují točivý moment. Z jejich konstrukce je zcela jasné, že rotor musí být o něco pomalejší než točivé magnetické pole. Odtud název asynchronní. Každou z fází střídavého proudu vedeme na jinou cívku statoru. Cívky zapojujeme buď do hvězdy, nebo trojúhelníka, a to podle specifikace výrobce pro napětí, které přivádíme do motoru. Můžeme také zapojit přepínač, mezi zapojeními, a to například pro starty motorů, které by příliš zatěžovaly síť, či aktivovaly prvky nadproudové ochrany. Toto řešení má ovšem smysl pouze u větších motorů. Tím že hodnota jmenovitého napětí je na každé cívce jiná, tak je i jiná polarita magnetického pole. V průběhu času se napětí na jednotlivých cívkách mění podle sinusoidy. Díky posunutí fází o 120° vzniká točivé magnetické pole. Rychlost točivého magnetického pole vychází z počtu pólpárů a z frekvence napájecího napětí.

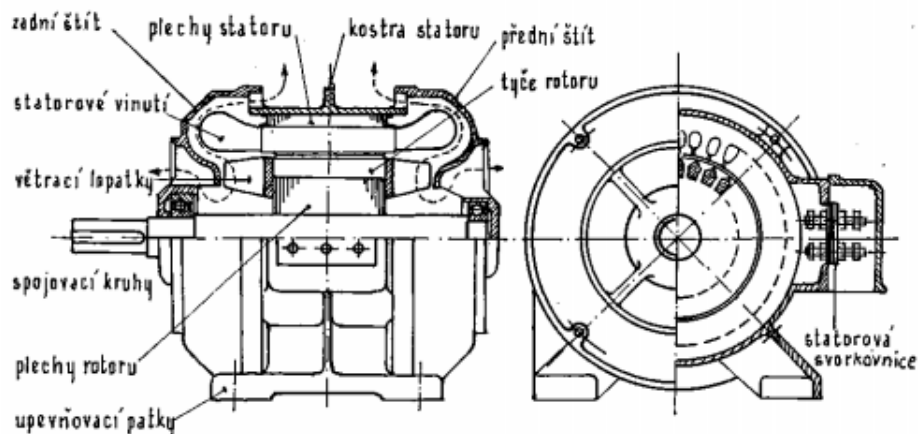
$$n = (60 \cdot f) / p \text{ [ot/min]}$$

Rychlost tedy můžeme regulovat i počtem vynutí, tato regulace je ovšem značně nevýhodná. Jedná se o skokovou regulaci, která se dnes již téměř nepoužívá. Mnohem častěji se využívá frekvenčních měničů. [4]

Asynchronní motory jsou buď s kotvou na krátko, nebo s kroužkovou kotvou. Rozdíl mezi nimi je v provedení rotoru.

Asynchronní motor s kroužkovým vedením má složitější konstrukci. Skládá se z litinové kostry a dvou ložiskových štítů. V kostře motoru jsou nalisovány tenké plechy, které jsou od sebe vzájemně izolovány, jako například u transformátorů. To zamezuje vzniku vířivých proudů. Plechy mají tvar mezikruží a mají drážky, do kterých se ukládá třífázové vinutí. Jednotlivé fáze vynutí jsou vyvedeny na statorovou svorkovnici. Svorkovnice má obvykle šest svorek, což umožňuje zapojení jak do trojúhelníka, tak i do hvězdy. Na hřídeli rotoru jsou nalisované tenké plechy s drážkami pro rotorové vinutí. Hřídel bývá uložen na kuličkových ložiskách. Začátky rotorového vynutí jsou typicky připojeny ke třem sběracím kroužkům, na ty dosedají sběrací kartáče, které jsou vyvedeny na rotorové svorkovnice. K těmto svorkám připojujeme spouštěč. Mezi rotorem a státorem bývá mezera od 0,3 mm u malých motorů, až po 1 a více mm u velkých motorů. O chlazení takových motorů se stará větrák, což je v podstatě jen vrtule, umístěná na konci rotorové hřídele.

Motory s kotvou na krátko jsou výrazně jednodušší na konstrukci. Statorová část je shodná s kroužkovou kotvou, ale rotorovou část tvoří klec, skládající se z neizolovaných tyčí. Ty bývají převážně vyrobené z hliníku, ale mohou být i měděné, či mosazné. Tyče jsou na obou stranách spojeny spojovacími kruhy nakrátko. V prostoru kotvy se nachází tenké plechy. Kotvy u malých motorů mohou být přímo odlévány do drážek plechů, v takovém případě odléváme pod tlakem. [4]



Obrázek 7 - motor s rotorem na krátko [4]

Na výstupu elektromotorů se umísťují buď řemenice, anebo spojky. Elektromotory jsou umísťovány pomocí šroubů, proto jsou v litinových skříních elektromotorů přídavné nohy s otvory pro snadné usazení.

Pro různé aplikace elektromotorů jsou vhodné různé momentové charakteristiky motoru. Změny těchto charakteristik můžeme dosáhnout i za použití vhodných klecí. Nečastější

problém, který se u elektromotorů snažíme minimalizovat je hlavně velký proudový odběr při rozběhu, a i tento problém lze mimo jiné minimalizovat volbou správné klece. Momentová charakteristika vyjadřuje velikost momentu na hřídeli v závislosti na otáčkách.

$$M = \frac{3P}{\omega_1} = \frac{3I_2^2 \frac{R_2}{s}}{\omega_1}$$

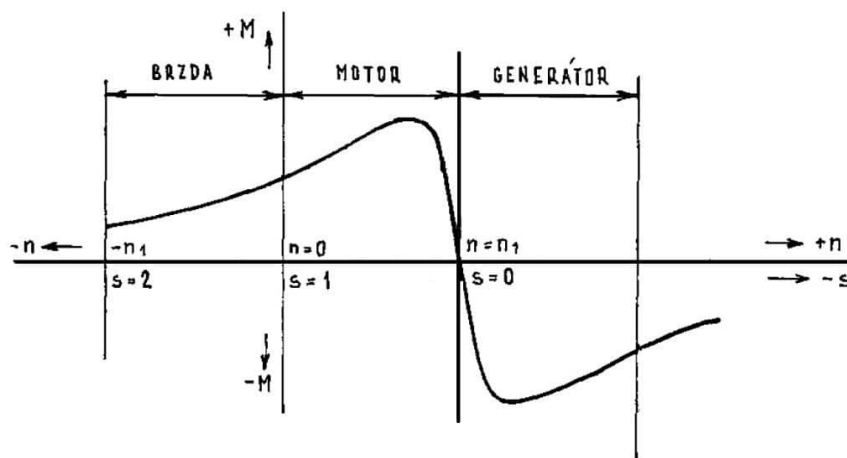
P – mechanický výkon [W]

ω_1 – úhlová rychlost točivého magnetického pole [rad/s]

I_2 – proud indukovaný na vinutí [A]

$\frac{R_2}{s}$ – proměnlivý odpor v závislosti na skluzu motoru [Ω]

Tato rovnice vyjadřuje závislost motoru na frekvenci f $M=f(s)$. Pokud si tuto funkci graficky vyneseme do grafu získáme momentovou charakteristiku asynchronního motoru. Rozeznáváme hlavní tři oblasti práce asynchronních motorů – brzdící, motorová a generátorová oblast. [4]

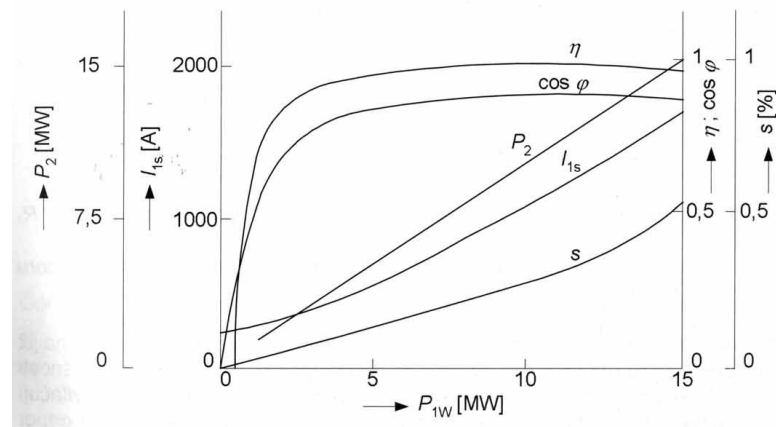


Obrázek 8 - momentová charakteristika asynchronního motoru [4]

Na grafu jasně vidíme závislost skluzu na napětí na hřídeli. Při spouštění motoru má motor skluz $s=1$ a otáčky $n=0$. Pokud do takového motoru přivedeme proud, vyvine moment označovaný jako moment záběru M_z . Po rozběhu motory nejčastěji operují s malým skluzem s_n , a to při poskytování jmenovitého momentu M_n . Motor lze i přetížít a tím zvětšit skluz. Se zvětšujícím se skluzem vzrůstá jak odebíraný proud, tak vytvářený moment, a to až po hodnotu M_m , ta se nazývá momentem zvratu. Při zatížení větším momentem se motor zastaví a motor začne odebírat až desetkrát větší proud, proto jej musíme okamžitě odpojit od sítě. [4]

V brzdícím režimu zapojíme motor tak, aby vzniklo točivé magnetické pole působící proti momentu na vstupní hřídeli motoru. Tohoto jevu užíváme při brždění strojů poháněných asynchronními motory. Takové brždění se využívá u velkých strojů a zařízení, chceme-li zkrátit čas jejich doběhu, a to zejména pro bezpečnost obsluhy. Takto generovaný moment se zvětšuje se snižujícími otáčkami, což znamená že největší brzdny účinek je těsně před zastavením hřídele. Po zastavení hřídele musíme odpojit motor od sítě, jinak by došlo k roztočení motoru opačným směrem. [4]

Krom momentové charakteristiky je pro asynchronní motory důležitá taky pracovní charakteristika. Tak zobrazuje průběhy proudů, změnu skluzu a otáček se stoupajícím momentem. Dále se u asynchronních motorů používá velmi často také proudová charakteristika, jedná se v podstatě o momentovou charakteristiku, jen místo kroutícího momentu je na svislé ose vynesena proud.



Obrázek 9 - pracovní charakteristika velkého motoru [12]

1.2 Převodovky

Jsou strojní součásti sloužící k přenosu a změně kroutícího momentu a ke změně smyslu otáčení. Převody dělíme na dvě kategorie, a to podle toho jakým mechanismem přenášejí kroutící moment na stykové a na třecí. Stykové používají k přenosu kroutícího momentu do sebe vzájemně dosedající elementy, jako například ozubená kola, nebo šneky. Třecí přenášejí kroutící momentu za využití vzájemného tření mezi elementy – variátory.

Dále je můžeme dělit podle poměru momentů a otáček na vstupním a výstupním hřídeli na převody do rychla – na výstupním hřídeli menší moment, a na převody do pomala – na výstupní hřídeli větší moment. Mezi další důležité parametry převodovky patří i počet převodů. Zde rozlišujeme jedno rychlostní převodovky – mají neměnný převodový poměr,

stupňovitě – u nich můžeme skokově měnit výstupní moment, a plynulé – výstupní moment regulujeme plynule např. variátory.

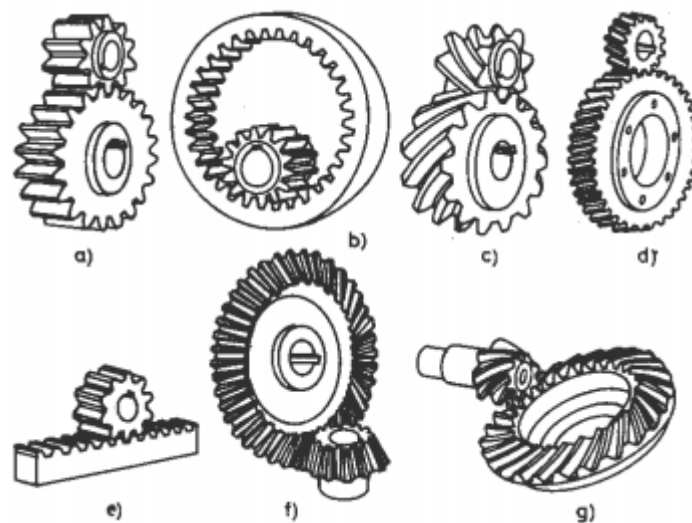
1.2.1 Ozubené převody

Převod pomocí ozubených kol je nepoužívanější mechanický převod. Jedná se o přesné převody s tvarovým stykem. Točivý moment je přenášen pomocí ozubených kol umístěných na hřídelích. Moment je přenášen boky zubů těchto kol. Menší kolo z dvojice ozubení z pravidla nazýváme pastorek, větší kolo pak pouze kolo. Tvary těchto ozubení se mohou velmi lišit. Ozubení dělíme hlavně podle os spolu zabírajících kol na převody s rovnoběžnými, různoběžnými a mimoběžnými osami. Typický zástupce soukolí s rovnoběžnými osami jsou převody s čelním ozubením. Převodů s různoběžnými osami se využívá, pokud máme nevhodný směr vstupní, nebo výstupní hřídele. Hřídele svírají typicky úhel 90° a bývají osazeny kuželovými soukolími. S mimoběžnými osami se pak nejčastěji setkáme u šnekových a šroubových převodovek.

Ozubení vzájemně zabírající v soukolí musí mít stejný modul. Modul určuje velikost zubu. Výška zubu od paty k hlavě zubu je 2.25 násobek modulu. Menší modul znamená jemnější ozubení. Větší moduly využijeme pro větší přenášené výkony.

1.2.1.1 Tvary zubů

Zuby ozubených kol jsou namáhány na ohyb a otlak a můžeme je uvažovat jako vetknutý nosník. Tvary zubů se mohou lišit v závislosti na požadavcích daného soukolí. Rozeznáváme zuby přímé, šikmé a šípové. U kuželových kol se používají i zakřivené zuby. Zuby mají nejčastěji tvar evolventy. Evolventu opisuje bod na přímce, která se odvaluje po kružnici.



Obrázek 10 - Druhy valivých ozubení [15]

Přímé zuby jsou asi nejpoužívanějším tvarem zubů. Zubová drážka probíhá kolmo k okrajům kola, a to bez jakékoliv modulace. Jsou výrobně nejjednodušší a nevytváří žádné axiální síly. Ovšem nemají příliš plynulý záběr a délka záběru je omezena šířkou ozubeného kola

Šikmé zuby jsou mírně náročnější na výrobu a generují axiální síly. Ovšem v záběru může být najednou více než jeden zub. I záběr jednotlivého zubu bývá plynulejší a delší. Navíc síly se lépe rozloží do šikmého zubu a mají větší plochu záběru, takže jsou odolnější jak proti namáhání na ohyb, tak i proti namáhání na otláčení. Šikmé zuby jsou navíc i výrazně tišší než zuby přímé. Boky zubů jsou zaobleny tak, aby z části tvořily šroubovici. Spoluzabírající kola musí mít z principu stejný úhel zkosení, ale orientace sklonu je rozdílná – pravé a levé kolo.

Šípovité zuby mají dvě proti sobě orientované sady šikmých zubů za účelem odstranění axiální síly. Axiální síly budou na ozubení ale stále vznikat a způsobovat napětí v těle ozubeného kola. Mohou se vyrábět buď s drážkou uprostřed, nebo bez drážky. Drážka má čistě technologický význam, proto jsou kola s drážkou levnější než kola bez drážky. Šípová kola využíváme hlavně pro přenos velkých momentů při nízkých rychlostech. Tyto kola se příliš často nepoužívají.

Kuželová ozubená kola se využívají pro různoběžné osy hřídelů se společným průnikem. Nejčastěji mají přímé zuby, Mohou mít také šikmé a šípovité zuby. Jejich výhody a nevýhody jsou stejné jako u čelního ozubení. Specialitou u šikmých kol jsou zakřivené zuby. Existuje několik druhů zakřivení, dělí se hlavně podle způsobu výroby, který má každý výrobce strojů pro výrobu zakřivených ozubení jiné. Kola s kruhovými zuby se vyrábějí na

speciálních strojích firmy Gleason. Středky kružnic, jejichž tvar opisují zuby, leží na jedné pomocné kružnici. Tyto zuby dokážou skloubit přednosti přímých zubů a zakřivených zubů, jako jsou malé osové síly a tichý chod. [6]

Kola s eloidními zuby řídicí křivkou je část prodloužené epicykloidy a boky zubů jsou tvořeny složitou zborcenou přímkou. Epicykloida je křivka, která vznikne jako trasa pevně zvoleného bodu na kružnici, která se kutálí po jiné kružnici. Ozubení se vyrábí pomocí kotoučové frézovací hlavy na strojích firmy Oerlikon. [6]

Kola se spirálními zuby se řídí buď Archimedovou, nebo logaritmickou spirálou.

Kola s paloidními, eliodními a spirálovými zuby jsou čím dál víc nahrazovány koly s kruhovými zuby. Rozlišujeme kola na pravá a levé. Při pohledu ze středu kola se zuby pravých kol zakrucují ve směru hodinových ručiček. Zuby u levých kol se stáčejí proti směru otáčení hodinových ručiček. [6]

Kola se zakřivenými zuby provozujeme pouze v jednom směru, a to v takovém směru, aby zuby vstupovaly do záběru svou silnější stranou. [6]

1.2.2 Šnekové převody

U šnekového převodu dochází k přenosu energie tvarovým spojením. Jedná se o převod mezi dvěma mimoběžnými hřídeli, a to v místě nejkratší příčky. Šnekový převod má místo ozubených kol šnek a šnekové kolo. Šnekový převod může připomínat šroubový převod s minimem zubů na hnacím kole. Člen, který vypadá jako šroub, označujeme šnek a spoluzabírající kolo je tedy šnekové kolo. Šnekové převodovky vynikají obzvláště velkými převodovými poměry, a to klidně $i = 100$. Mohou přenášet velké výkony a díky plynulému záběru mají velmi plynulý chod a jsou velmi tiché. I při velkém převodovém poměru a velkém přenášeném výkonu jsou velmi malé a lehké. Na druhou stranu dochází vlivem velkého tření ke ztrátám, vzniku tepla a nižší životnosti. Účinnost se pohybuje průměrně okolo 80 %. Účinnost závisí na mnoha faktorech a nalezneme převodovky s účinností od 50 % do 90 %. Účinnost klesá s rostoucím převodovým poměrem. Šnekové převodovky musí být vyrobeny vcelku přesně, proto jsou náročné na výrobu, a tedy i nákladné. Šnekové převody mohou být vyráběny tak, aby byly samosvorné. V takovém případě je vždy poháněn šnek a soukolí nelze uvést do pohybu sebevětším momentem na šnekovém kole. To je velmi významné právě u zdvihacích zařízení.

1.2.2.1 Druhy šnekových soukolí

U šnekových soukolí rozeznáváme tři druhy soukolí. Ty se liší tvarem členů a tím i velikostí záběrů jednotlivých členů.

Nejjednodušším tvarem jsou válcová soukolí, kde má jak šnek, tak i kolo tvar válců. Ty používáme především pro podřadné zařízení pro malé výkony, nebo jako převod u ručního převodu. V záběru je zde pouze malá část zubu, proto jsou nevhodné pro malé zatížení

U smíšených soukolích se snažíme dostat větší část šneku do záběru. Toho dosáhneme globoidním tvarem šnekového kola. Globoidní tvar zaručuje že kolo obejmě šnek lépe než pouhé válcové kolo. Smíšená soukolí jsou nejčastěji používané, a to i přes to, že jsou na výrobu nákladnější než válcová soukolí.

Nejnákladnější na výrobu a s největší částí soukolí v záběru jsou globoidní soukolí. Jedná se o soukolí, kde je jak šnek, tak i kolo upraveno do globoidního tvaru právě tak, aby byla co největší část v záběru. Takové převody mohou přenášet obrovské zatížení, a dosahovat velkých převodových poměrů.

1.2.3 Planetové převody

Planetové převody jsou výjimečné tím, že vstupní a výstupní hřídel jsou typicky sousedé. Planetové převody se skládají z čelních ozubených kol. Na vstupní hřídeli je umístěné centrální kolo. Okolo něj jsou planetová kola a ty se otáčejí po obvodu korunového kola, který zároveň slouží jako rám. Planetové převodovky mají typický převodový poměr okolo $i=10$. Dosahují účinnosti v rozmezí 90-96 %. Můžeme zařadit i více převodových stupňů za sebe a tím dosáhnout vyšších převodových poměrů, při mírném snížení účinnosti. Podle toho, které členy převodovky jsou spojeny unašeči se vstupní a výstupní hřídeli rozeznáváme rozdílné konstrukce planetových převodovek.

1.2.3.1 K-U

Unašeč je připojen na hnací, nebo hnanou hřídel, a to podle toho, zda potřebujeme převod redukční, nebo multiplikační. Pokud potřebujeme dosáhnout redukce, tak připojíme unašeč na výstupní hřídel a poháníme centrální kolo. Druhá strana unašeče je připojena na planetová ozubená kola. Tento druh převodu má vysokou účinnost a je vhodný jako silový převod. U tohoto konstrukčního řešení existuje více druhů provedení. Jako silové jsou vhodné převody s jednoduchými (Obr. 11a) a dvojitými (Obr. 11b) satelity. Naopak jako kinematické,

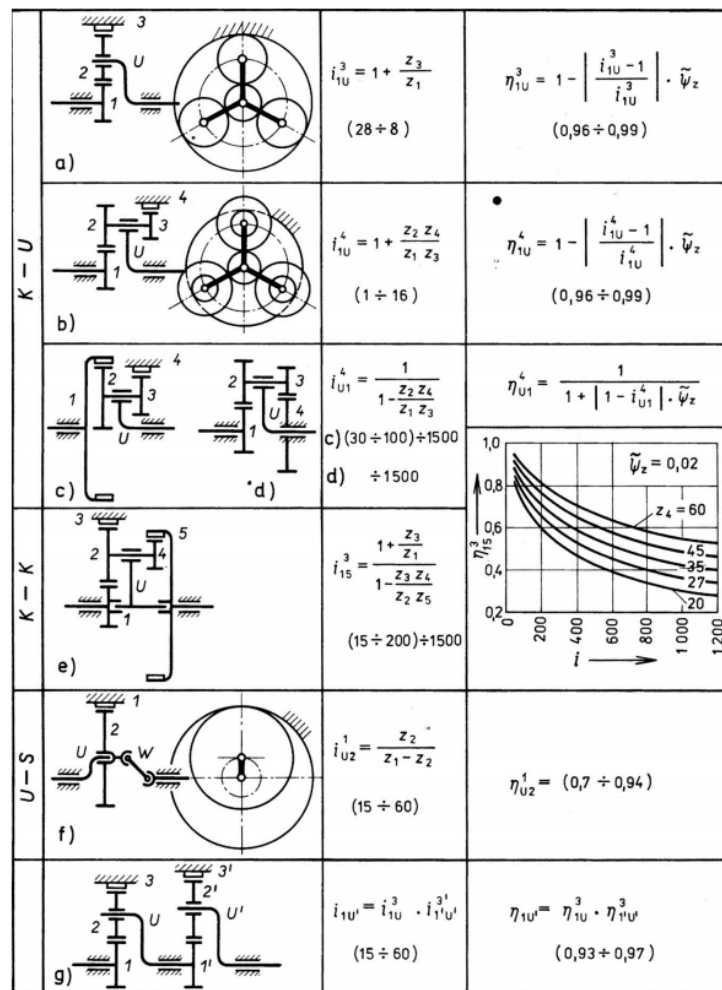
vhodné pro velké převodové poměry, ale ne velké zatížení, jsou vhodné konstrukční řešení podle obrázku (Obr. 11c,d) [5]

1.2.3.2 K-K

Jedná se konstrukční řešení, ve kterém unašeč slouží pouze jako opora satelitů. Vstupní i výstupní hřídel jsou zde osazeny korunovými koly. Dosahujeme velkých převodových poměrů, ale také mírného zhoršení účinnosti [5]

1.2.3.3 U-S

Jde o převod, ze kterého je pomocí přídavného zařízení pohyb satelitů vyvedený na přídavné zařízení. Na hnacím hřídeli je unašeč, který pohání satelitní kola, jenž se otáčí v korunovém kole. [5]



Obrázek 11 - druhy planetových převodů [5]

1.2.3.4 Složené planetové převodovky

Planetové převody můžeme skládat za sebe a dosáhnout tak velkých převodových poměrů. Výsledný převodový poměr získáme součinem jednotlivých převodových poměrů na každém stupni převodu. Mohou mít více konstrukčních variant, typicky se však jedná o typ K-U, kdy unašeč, který je normálně připojen na výstupní hřídeli, je připojen přímo na další centrální kolo, kde slouží jako hnací hřídel. [5]

1.2.4 Třecí převody

Jedná se o druh převodu, kde se o přenos momentu nestará tvarový styk, ale třecí síla, mezi jednotlivými členy. Velikost třecí síly závisí pouze na normálové síle a na koeficientu tření materiálů v kontaktu.

$$F_T = k \cdot F_N$$

Součinitelé tření a dovolené přítláčné tlaky u dvojic třecích kol

Materiál kol nebo obložení	Stav třecích ploch	Součinitel tření f	Dovolený přítláčný tlak měkčího materiálu na 1 mm šířky kotouče p_D ($N \cdot mm^{-1}$)
kalená ocel/kalená ocel	mazané	0,04 až 0,08	120 až 150
litina/litina	mazané	0,10	120 až 140
litina/litina	suché	0,15	120 až 140
litina nebo ocel/kůže	suché	0,15 až 0,30	10 až 20
litina nebo ocel/fibr	suché	0,40	30 až 40
litina nebo ocel/asbest	suché	0,30 až 0,50	40 až 50
litina nebo ocel/pryž	suché	0,80	10 až 15

Obrázek 12 - součinitelé tření a dovolené přítláčné tlaky u dvojic třecích kol [13]

Konstrukčně nejjednodušší řešení třecího převodu je válcový třecí převod, kde je na hnacím hřídeli umístěný pryžový válec a válec stejné šířky, jen jiného průměru je umístěn i na hnaném hřídeli. Ze předchozího vzorce je jasné, že pokud chceme přenést větší moment potřebujeme větší přítláčnou sílu. Neboť maximální vstupní moment je pouze maximální normálová (přítláčná) síla vynásobená poloměrem válce na vstupní hřídeli. Pokud budeme zvětšovat normálovou sílu, budeme muset zvětšovat i ložiska, zachytávající reakci této přítláčné síly a zvětšit průměr hřídelů, aby zvládly rostoucí ohybový moment. Z tohoto plyne, že třecí převodovky jsou vhodné spíše pro přetržitý provoz, kdy v neztíženém stavu uvolníme normálovou sílu a tím odebereme statické zatížení z ložisek, jinak by mohlo časem dojít k vytlačení důlků v ložiscích. Při provozu dochází k významné deformaci spoluzabírajících členů. Tuto deformaci zohledňujeme při výpočtu převodového poměru. U třecích převodovek může docházet k prokluzu, nejde tedy o přesné převody. Deformace tedy

není až tak důležitá při výpočtu převodového poměru, jako je při návrhu používání převodu. Při deformaci totiž vzniká velké množství tepla, což má nepříznivý vliv na životnost třecích komponentů. Třecí členy můžeme chladit, ale to má za následek snížení třecího koeficientu.

Třecí převody s pevným převodovým poměrem nemají příliš velké uplatnění a používají se spíše pro malé zatížení a přetržitý provoz. Ovšem existují i třecí převody s plynulou změnou převodového poměru – variátory.

Variátory jsou zařízení určené k plynulé změně převodového poměru, skládají se typicky ze dvou, nebo tří členů. Typický kuželový variátor má dva kužely, jeden hnaný a druhý hnací, uspořádané tak, že hnací má největší průměr ve stejném místě jako má hnací nejmenší průměr. Mezi dvěma kuželi se nachází vložené kolo, které se může posouvat po obvodu kuželů. V mezních polohách vloženého kola budou i mezní převodové poměry. Existuje více druhů variátorů.

1.3 Ložiska

Ložiska jsou součásti sloužící k minimalizaci tření při vzájemném pohybu. Dělíme je na axiální (síla působí v ose hřídele) a radiální (síla působí kolmo na hřídel).

1.3.1 Kluzná ložiska

Skládají se z hřídelového čepu a z ložiskové misky. Obě tyto součásti jsou velmi namáhané otěrem a tím i náchylné k brzkému opotřebení, proto výrobci investují značné prostředky do vývoje lepších materiálů jak pro ložiskové misky, tak i pro čepy. Kluzná ložiska jsou méně přesná a dosahují menší účinnosti než valivá ložiska. Jsou ovšem významně menší a lehčí, což je činí vhodnými pro speciální aplikace, například uchycení ojníc ke klikové hřídeli.

Konce hřídelů – ložiskové čepy, jsou často tepelně opracované, nebo mají jinou povrchovou úpravu, právě pro omezení tření. Ložiskové misky se vyrábí z materiálů, která dobře odolávají opotřebení a zároveň neopotřebovávají hřídel, protože je ekonomičtější vyměnit misku než celou hřídel. Vhodné materiály pro výrobu ložiskových misek jsou tedy různé slitiny bronzů, cínů, nebo speciální mosazi. Můžeme také použít samomazná ložiska z pórovitých materiálů, vzniklých práškovou metalurgií. V poslední době se začaly hojně využívat polymery, hlavně pak polyamidy, polystyreny, polyvinylchloridy, nejlepší vlastnosti pak vykazuje polytetrafluorén (PTFA – „teflon“).

U kluzných ložisek se snažíme dosáhnout kapalinného tření, to vzniká při vyšších otáčkách tak, že se okolo ložiskového čepu vytvoří souvislá vrstva oleje, která brání vzájemnému kontaktu misky a čepu. Tím značně snižuje opotřebení. Existuje také polosuché a suché tření. Těmto se snažíme vyhnout. Jedním ze způsobů, jak dosáhnout kapalinného tření i při nízkých otáčkách je vtlačení maziva přímo mezi miskou a čep. To můžeme vtlačovat pouze v jednom místě, pro jednosměrné zatížení anebo na více místech, to je vhodné, pokud zatěžujeme hřídel proměnlivě z více směrů.



Obrázek 13 - kluzné ložisko [14]

1.3.2 Valivá ložiska

Jsou strojní součásti sloužící k minimalizaci tření. Využívají valivých elementů mezi vnitřním a vnějším kroužkem. Valivá ložiska jsou více používána než kluzná ložiska, a to hlavně kvůli menším ztrátám, lepší zatížitelnosti za klidu, či při rozběhu. Dále jsou mnohem přesnější, mají menší vůle. Velmi dobře zvládají vysoké otáčky a jsou spolehlivé. Naopak netlumí vibrace, ani rázy a jsou velké a těžké. Jsou náročné na výrobu a přesnost při výrobě, ovšem nejsou příliš ekonomicky náročné, díky masivní sériové výrobě, protože ložiska jsou silně normalizovaná. Ložiska se dimenzují hlavně na trvanlivost, udávanou v hodinách. Dělíme je podle tvarů valivých elementů. Nejběžnější jsou kuličková ložiska. Dále se vyrábí soudečková, válečková a jehlová ložiska. Jehlová ložiska mají výbornou únosnost, i přes své malé rozměry. Ložiska dělíme na radiální a axiální, mohou být i kombinovaná, která zvládnou zachytit jak radiální, tak i axiální složku síly. Nejčastěji se vyrábí z kalených ocelí, obvykle se valivé ložisko skládá z vnitřního a vnějšího kroužku. Ty jsou broušeny na přesný rozměr, toleranční třída IT 7. Valivých elementů umístěných v kleci. Klec se stará o to, aby byly všechny valivé elementy rovnoměrně rozloženy a nedocházelo k přetížení jednoho elementu, při nezátížení ostatních.

1.4 Spojky

Spojky jsou strojní součásti sloužící k přenosu kroutícího momentů mezi hřídeli. Dělíme je na mechanické a třecí. Dále je můžeme dělit na pevné, ovládané, pružné a pojistné.

1.4.1 Trubková spojka

Jedná se o nejjednodušší možnost spojení dvou hřídelů. Je to v podstatě tlustostěnná trubka, která se nasune na konce spojovaných hřídelů. Je vhodná pouze pro souběžné hřídele, malé otáčky a malé zatížení. Trubka se k hřídelům připevní klíny. Okolo trubky často umístíme ještě tenkostěnný kryt z plechu, kvůli vystrčeným koncům klínů.

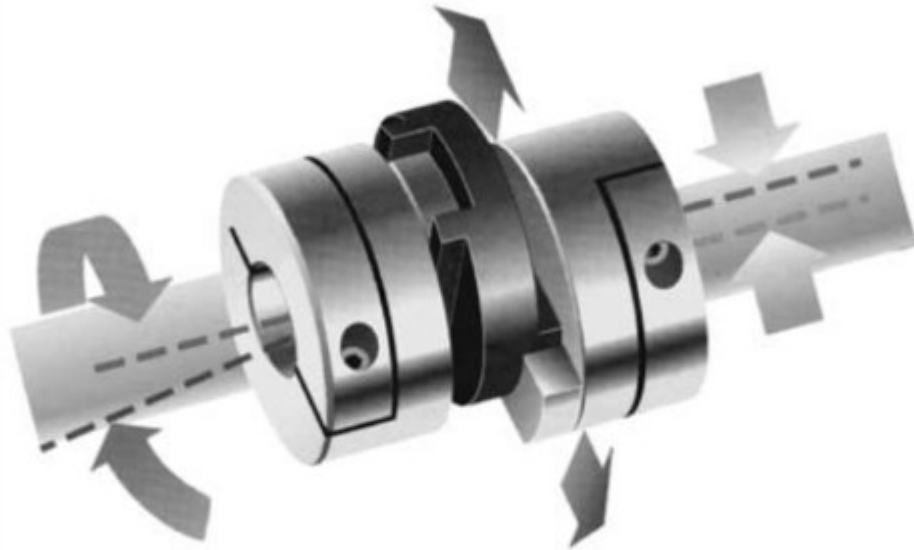
1.4.2 Kotoučová spojka

Může mít více konstrukčních variant, typicky se skládá ze dvou kotoučů spojených šrouby. Šrouby zde nejsou k přenosu kroutícího momentu, nýbrž k zajištění dostatečného přitlaku mezi kotouči tak, aby spojka fungovala jako třecí. Mezi kotouči je zde umístěný pryžové mezikruží pro zlepšení tření mezi kotouči. Může být použita také jako pojistná spojka, kdy místo šroubů je mezi kotouči umístěný sřížný kolík, ten se přestřihne zatížíme-li spojku příliš velkým kroutícím momentem. Existuje i varianta, kdy ji můžeme použít jako pružnou spojku k omezení rázů. V takovém případě budou kotouče spojeny kolíky, které budou umístěny v pryžových, nebo korkových krouzcích a až teprve ty budou umístěny v otvorech kotoučů. Kotouče se na hřídele připevňují buď pery, klíny, mohou být lisované, nebo vyráběny přímo jako součást hřídelů.

1.4.3 Zubové spojky

Podobně jako kotoučové spojky mají více konstrukčních řešení a každé z nich má jiné použití. V principu se ale jedná o spojky s tvarovým stykem. O přenos momentu se stará tvar v hnané části, který zapadá do negativního tvaru hnací části.

Nejjednodušší je spojka zubová dilatační, určená k vyrovnání tepelné dilatace hřídelů, pokud obsahuje mezičlen může sloužit i ke spojení mírně vyosených hřídelů, Mezičlen může být vyroben i z polymeru, či může být opatřený nějakou polymerní, nebo pryžovou vrstvou k vyrovnání rázů



Obrázek 14 - zubová spojka [9]

Zubové spojky mohou být i mechanicky ovládané, rozpojení i spojení probíhá většinou za klidu stroje. Pokud bychom se je snažili zapojit při otáčejícím se hnacím hřídeli mohlo by dojít k vylomení zubů, nebo jinému poškození dosedacích ploch. Pokud by byly jednotlivé zářezy z jedné strany skosené mohou sloužit i jako pojistné spojky. Jedna část spojky je přitlačována pružinou a při přetížení spojka začne prokluzovat. Zuby mohou být i zkosené z jedné, nebo z obou stran. Pokud jsou zkosené jen z jedné strany fungují na principu rohatky a západky.

Pro přenášení velkých kroutících momentů používáme vyfrézovaných zubů na čele hřídelů, toto řešení neumožňuje vyosení hřídelů, ani neeliminuje rázy. Na konci hřídele je možné použít jak drážek, tak i evolventních zubů. Evolventní zuby jsou nákladnější, ovšem dokážou přenést velmi velké momenty, při nízké hmotnosti.

1.4.4 Třecí pojistné spojky

Jedná se o spojky u nich dojde k rozpojení při přetížení. Chrání důležité části stroje před poškozením. I některé třecí převodovky mohou sloužit jako pojistné třecí spojky. Typická třecí spojka se skládá z třecí a přitlačné části. Třecí část má podobnou konstrukci talířové spojce, tedy dva talíře připevněné na hřídelích, běžně k tomuto účelu používáme pera. Stykové plochy talířů bývají opatřeny adhezním materiálem. Jeden kotouč je pevně umístěný, zatím co druhý je přitlačen k prvnímu. Typicky je hnací hřídel přitlačen k hnanému. Pohyblivý talíř je přitlačován pružinou, nebo jiným deformačním prvkem uchyceným v držáku. Držák můžeme nastavit pomocí matice. Čím víc pružinu, nebo deformační člen stlačíme, tím větší bude schopna spojka přenést moment. Proto je nutné

přesně předepsat jakou silou má být spojka přitlačována. Pro montážní výkres je samozřejmě zbytečné předepisovat sílu v newtonech, místo toho zakótujeme polohu matice, ve které bude pružina přitlačovat spojku správnou silou. Protože pružiny mají lineární charakteristiku je tato spojka velmi snadno regulovatelná. Pokud dojde k prokluzu snažíme se co nejrychleji odpojit zařízení, jinak může dojít ke spálení adhezní vrstvy a tím k nenávratnému poškození spojky.



Obrázek 15 - pojistná třecí spojka [11]

1.5 Tažný člen

Klíčovou částí každého lanového navijáku je tažný prvek, v tomto případě budeme volit ocelové lano, ale existují i další možnosti, jako jsou syntetická lana, nebo řetězy. Musí podléhat normám, neboť prasknutí tažného prvku je extrémně nebezpečné a může dojít k usmrcení obsluhy, nebo přihlížejících osob. Zejména u lan je prasknutí lana velmi nebezpečné, protože napjatá lana v sobě skrývají velké množství energie, která se po prasknutí uvolní a vystřelí lano velkou rychlostí.

1.5.1 Řetězy

Řetězy se skládají z ocelových ok, pro navijáky se používají výjimečně, ale přesto uplatnění nacházejí, například u zvedáků motorů v autodílnách. Oproti ocelovým lanům jsou dražší a mají menší únosnost.

1.5.2 Lana ze syntetických a přírodních vláken

Lana ze syntetických a přírodních vláken se pro průmyslové aplikace nepoužívají velmi často, mají menší únosnost, ale obsluha s nimi může pracovat bez ochranných pomůcek a lze je lépe ohýbat. Nemají příliš dobrou odolnost proti oděru. Nejznámější a průmyslově nejpoužívanější jsou upínací pásy tzv. kurtny. Ty se používají hlavně pro uchycení nákladu a napínají se pomocí zařízení, které by se dalo nazvat ručním lanovým navijákem.

1.5.3 Ocelová lana

Ocelová lana jsou v průmyslové praxi nejčastěji používaným tažným členem. Mají výbornou únosnost. Často ale dochází k poškození jednotlivých vláken, která mohou ublížit obsluze, proto musí obsluha používat ochranné rukavice. Při volbě lana musíme správně zvážit maximální ohyb, který u lana nastane. Proto musíme často používat bubnů a kladek větších průměru, aby nedocházelo k přílišnému ohybu a tím praskání lana. Lana se napouští mazivem, aby do nich nevnikala voda, či jiné kapaliny. V mé práci použiji právě ocelové lano

1.6 Buben

V přímém kontaktu s ocelovým lanem je buben, ten se stará o navíjení lana a zároveň slouží i k jeho skladování, když se naviják nepoužívá. Buben bývá z pravidla opatřen drážkami pro vedení lana tak, aby nedocházelo k jeho zamotání a bývá opatřen i částí, sloužící k uchycení lana. Rychlost navíjení i kroutící moment se mění, pokud je na bubnu navinuto více vrstev. Bubny, konstruované pro navíjení lana v jedné vrstvě, musí být drážkované [16]. Často se pro navíjení také využívají různé vodící členy tak, aby bylo lano rovnoměrně namotáno.

II. PRAKTICKÁ ČÁST

2 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Cílem této bakalářské práce je navrhnout naviják lan, který bude splňovat zadané parametry a odpovídat všem normám nutným pro zajištění bezpečného provozu. Naviják se může použít i pro zvedání břemen, tak i pro jejich tahání. A to s dodržením těchto parametrů

Maximální váha užitečného břemena: 1 500 kg

Maximální tažná vzdálenost: 40 m

Požadovaná rychlost navíjení: 12 m/min

Typ převodu: Planetový převod

Typ pohonu: Elektromotor

Způsob uchycení: k rámu pomocí šroubů

3 JEDNOTLIVÉ ČÁSTI NAVIJÁKU

3.1 Buben

3.2 Tažný člen

Jako tažný člen voleno ocelové lano podléhající normám.

Statická síla působící na lano, kde m_B váha břemena, γ součinitel náhodného zavěšení, m_K je váha lana, háků a kladek a g je gravitační zrychlení

$$F_S = (m_B \cdot \gamma + m_K) \cdot g$$

$$F_S = (1500 \cdot 1,3 + 40) \cdot 9,81$$

$$F_S = 19\,522\text{ N}$$

Celková síla působící na lano, kde v_z je rychlost zvedání

$$F_c = F_S \cdot (1,3 + 0,39 \cdot v_z)$$

$$F_c = 19\,522(1,3 + 0,39 \cdot 0,2)$$

$$F_c = 26\,160\text{ N}$$

Určení minimální síly nutné k přetržení lana pro volbu lana dle ČSN 27 0100

kde $k_L=4,1$ pro zvedací zařízení

$$F_{min} = k_L \cdot F_c$$

$$F_{min} = 4,1 \cdot 26\,160$$

$$F_{min} = 105\text{ kN}$$

Lano zvoleno SEAL – 6x31S+1WRC

Jedná se o šestipramenné lano od výrobce Lana Vamberk

Průměr lana $d=13$ mm při zvolené třídě pevnosti 1 770 MPa

Lano má únosnost 106,5 kN tedy vyhovuje pro tuto aplikaci

3.2.1 Základní charakteristika bubnu

Zvolen materiál C45+C (ČSN 12 050)

Hodnoty pevností pro výpočet sníženy s ohledem na způsob zatěžování.

$$\sigma_{\text{dov}} = 120[\text{MPa}] \quad \tau_{\text{dov}} = 90[\text{MPa}]$$

Průměr bubnu vypočítán podle ČSN 27 1820 a následně zvolen z tabulky, také obsažené v normě, kde α_B je součinitel z normy

$$D_B = d \cdot \alpha_B$$

$$D_B = 13 \cdot 18$$

$$D_B = 234 \text{ mm}$$

Podle normy zvolen nejbližší vyšší průměr bubnu a to $D_B = 250 \text{ mm}$

Délka lana v jedné otáčce je v podstatě obvod okolo kruhu.

$$L_1 = \pi \cdot D_1$$

$$L_1 = 257,5\pi$$

$$L_1 = 805,8 \text{ mm}$$

Nutný počet otáček vypočítán pomocí, kde L_c je celková délka lana

$$n = \frac{L_c}{L_1}$$

$$n = \frac{44}{0,8058}$$

$$n = 55 \text{ ot.}$$

Na bubnu bude max 20 ot. v jedné řadě, tudíž bude lano navíjeno do 3 řad po 20 ot.

Šířka bubnu tedy

$$b_B = n \cdot d$$

$$b_B = 20 \cdot 13$$

$$b_B = 260 \text{ mm}$$

Otáčky bubnu pro požadovanou rychlost navíjení.

$$n = \frac{v_z}{L_1}$$

$$n = \frac{12}{0,8}$$

$$n = 15 \text{ ot/min}$$

3.2.2 Výpočet pláště bubnu

Buben je namáhán na vnější přetlak, krut a ohyb

Tloušťka stěny bubnu zvolena $t=50$ mm

Ohyb je maximální, když bude zatížené lano právě v půlce bubnu. Reakce v ložiscích budou stejné a ohyb bude maximální.

$$M_0 = \frac{F_c \cdot b_B}{4}$$

$$M_0 = \frac{26\,160 \cdot 260}{4}$$

$$M_0 = 1\,700\,400 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu určeno z ohybového momentu a z průřezové charakteristiky bubnu

$$W_o = \left(\frac{\pi D_B^3}{32} \right) - \left(\frac{\pi (D_B - 2t)^3}{32} \right)$$

$$W_o = \left(\frac{\pi 250^3}{32} \right) - \left(\frac{\pi 150^3}{32} \right)$$

$$W_o = 1\,202\,641 \text{ mm}^3$$

Napětí v ohybu je tedy

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{1\,700\,400}{1\,202\,641}$$

$$\sigma_o = 1,42 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu vypočítáno obdobně, kroutící moment je

$$M_k = F_C \cdot \left(\frac{D_B}{2} + 2d \right)$$

$$M_k = 26\,120 \cdot \left(\frac{250}{2} + 2 \cdot 13 \right)$$

$$M_k = 3\,944\,120 \text{ Nmm} = 3944 \text{ Nm}$$

Průřezový modul je

$$W_K = \left(\frac{\pi D_B^3}{16} \right) - \left(\frac{\pi (D_B - 2t)^3}{16} \right)$$

$$W_K = \left(\frac{\pi 250^3}{16} \right) - \left(\frac{\pi 150^3}{16} \right)$$

$$W_K = 2\,405\,282 \text{ mm}^3$$

Napětí v krutu je tedy

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K}$$

$$\tau_K = \frac{3\,944\,120}{2\,405\,282}$$

$$\tau_K = 1,64 \text{ MPa}$$

Odolnost pláště proti vnějšímu přetlaku od lana

$$\sigma_t = \frac{F \cdot 2}{d \cdot k_{SL} \cdot t \cdot L_1}$$

$$\sigma_t = \frac{26\,160 \cdot 2}{13 \cdot 0,4 \cdot 50 \cdot 804}$$

$$\sigma_t = 101 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_t)^2 + \alpha \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(1,42 + 101)^2 + 3 \cdot 1,64^2}$$

$$\sigma_{red} = 102,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dov} = 110 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{dov}$$

Napětí působící v bubnu je menší než dovolené napětí

Rychlost navíjení se bude v čase měnit s postupným odvíjením lana z bubnu.

3.2.3 Výpočet svarů bubnu

Buben je svařenec. Plášť a boční díly jsou spojeny koutovým svarem o délce l_s , a navržené tloušťce $t = 3 \text{ mm}$

$$l_s = 2 \cdot L_1$$

$$l_s = 1\,611,6 \text{ mm}$$

Síla F působí napětí ve svaru, napětí počítáno pro přenos jen jedním svarem, pro případ lana na straně svaru:

$$\sigma_1 = \frac{F}{l_s \cdot 0,7 \cdot t} = \frac{26\,160}{805,8 \cdot 0,7 \cdot 3} = 15,4 \text{ MPa}$$

Moment M_o způsobuje namáhání na ohyb, M_o je maximální ve středu, takže se zatížení rozloží mezi oba svary:

$$\sigma_2 = \frac{M_o}{2 \cdot W_o} = \frac{M_o}{2 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{(D + 2 \cdot 0,7t)^4 - D^4}{D + 2 \cdot 0,7t} \right)}$$

$$\sigma_2 = \frac{1\,202\,641}{\frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{(250 + 2 \cdot 0,7 \cdot 3)^4 - 250^4}{250 + 2 \cdot 0,7 \cdot 3} \right)}$$

$$\sigma_2 = 5,8 \text{ MPa}$$

Moment M_k způsobuje namáhání na krut, napětí se rozloží mezi oba svary:

$$\tau_3 = \frac{M_k}{2 \cdot W_k} = \frac{M_k}{2 \cdot \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{(D + 2 \cdot 0,7 \cdot t)^4 - D^4}{D + 2 \cdot 0,7 \cdot t} \right)}$$

$$\tau_3 = \frac{3\,944\,120}{\frac{\pi}{8} \cdot \left(\frac{(250 + 2 \cdot 0,7 \cdot 3)^4 - 250^4}{250 + 2 \cdot 0,7 \cdot 3} \right)}$$

$$\tau_3 = 9,48 \text{ MPa}$$

Výsledné redukované napětí

$$\sigma_{rv} = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2)^2 + \tau_3^2}$$

$$\sigma_{rv} = \sqrt{(15,4 + 5,8)^2 + 9,48^2}$$

$$\sigma_{rv} = 23,2 \text{ MPa}$$

Výslední napětí ve svaru je 23,2 MPa, dovolené napětí svarů je 80 MPa, svar vyhovuje.

Svar středu bubnu a stěny bubnu viz. 3.5.6

3.3 Motor

Po orientačním výpočtu vyšlo, že požadovaný výkon motor bude 6,3 kW a bude volen motor s otáčkami okolo 750 ot/min, pro minimalizaci převodového poměru

Motor zvolen 1LC160L-8 od výrobce Siemens

Tento motor poskytuje příkon $P_e = 7,5 \text{ kW}$, otáčky $n_e = 720 \text{ ot/min}$ a kroutící moment $M_{ke} = 99,5 \text{ Nm}$. Motor bude napájen 3x400V a bude zapojený do trojúhelníka. Motor má účinnost $\eta = 86 \%$. Hmotnost motoru $m_e = 123 \text{ kg}$. Skutečný výkon $P_{es} = 6,45 \text{ kW}$

Potřebný převodový poměr podle rychlosti navíjení

$$i_{min1} = \frac{n_e}{n}$$

$$i_{min1} = \frac{725}{15}$$

$$i_{min1} = 48,3 > 48$$

Potřebný převodový poměr podle poměru kroutících momentů

$$i_{min2} = \frac{M_e}{Mk_e}$$

$$i_{min2} = \frac{3944}{99}$$

$$i_{min2} = 39,8 > 40$$

3.4 Převodová soustava

Převodová soustava může být rozdělena na 3 členy:

1. Převod řemenem, $i_1=2$
2. Planetová převodovka, $i_2=8$
3. Převod řetězem, $i_3=3$

Celkový převodový poměr je $i_c=48$ a je získán součinem jednotlivých převodových poměrů.

3.4.1 Převod řemenem

Pro převod z výstupní hřídele elektromotoru na vstupní hřídel planetové převodovky je zvolen převod pomocí klínového řemenu. Napínání řemenu je řešeno umožněním posunu elektromotoru. Elektro motor se může posouvat o 40mm v drážkách rámu. Motor je po napnutí fixován k rámu pomocí šroubů.

Převodový poměr byl zvolen $i_1=2$. Průměr malé řemenice zvolen $d_{\check{R}}=125\text{mm}$ a průměr velké řemenice tedy $D_{\check{R}}=250\text{mm}$ Průměry řemenic zvoleny na základě tabulek.

Řemenice jsou nakupované od výrobce HABERKON

Navržená osová vzdálenost hřídelí $a_R \approx 350\text{ mm}$

Kroutící moment na hnané hřídeli

$$M_{K1} = M_e \cdot i \cdot \eta$$

$$M_{K2} = 99 \cdot 2 \cdot 0,97$$

$$M_{K2} = 192\text{ Nm}$$

Otáčky výstupní hřídele

$$n_1 = \frac{n_e}{i}$$

$$n_1 = \frac{725}{2}$$

$$n_1 = 362,5\text{ ot/min}$$

Obvodová rychlost řemene

$$v_{\check{r}} = \frac{d_{\check{R}} * n_e}{19100} = \frac{125 * 725}{19100} = 4,74\text{ m/s}$$

Délka řemene[13]

$$L_{P\check{R}} \approx 2 \cdot a_R + 1,57(d_R + D_R) + \frac{(D_R - d_R)^2}{4 \cdot a_R} = 700 + 589 + 11,2 = 1300$$

Po zaokrouhlení byla zvolena délka řemene 1250mm a průřez řemene SPA.

Skutečná osová vzdálenost tedy [13]

$$a_{RS} = 0,25 \cdot \left[\left(L_{P\check{R}S} - \pi \frac{d_R + D_R}{2} \right) + \sqrt{\left(L_{P\check{R}S} - \pi \frac{d_R + D_R}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{D_R - d_R}{2} \right)^2} \right]$$

$$a_{RS} = 0,25 \left[\left(1250 - \pi \frac{375}{2} \right) + \sqrt{\left(1250 - \pi \frac{375}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{125}{2} \right)^2} \right]$$

$$a_{RS} = 318,2 \text{ mm}$$

Úhel opásání malé řemenice [13]

$$\beta \approx 180^\circ - 2 \cdot \arcsin \left(\frac{D_R - d_R}{2 \cdot a_{RS}} \right) = 180^\circ - 2 \cdot 11,3^\circ = 157,4^\circ$$

Určení součinitelů pro výpočet minimálního počtu řemenů. [13]

$$c_1 = 0,94$$

Pro úhel opásání 157°

$$c_2 = 1,3$$

Pro velmi těžký pracovní režim, pohon střídavým elektromotorem a 10h pracovní směnu

$$c_3 = 0,89$$

Pro řemen délky 1250 mm a průřez A

$$N_0 = 2,25 \text{ až } 2,58$$

Pro otáčky malé řemenice 700 ot/min, průměr malé řemenice $d_{\check{R}} = 125 \text{ mm}$ a řemen SPA [13]

$$z_{\check{R}} = \frac{P_{es} \cdot c_2}{N_0 \cdot c_1 \cdot c_3}$$

$$z_{\check{R}} = \frac{6,45 \cdot 1,3}{(2,25 \text{ až } 2,58) \cdot 0,94 \cdot 0,89}$$

$$z_{\check{R}} = 3,89 \text{ až } 4,45$$

S přihlédnutím k faktu, že stroj bude zvedat maximální zatížení pouze výjimečně, zvoleno řešení se 4 řemeny.

3.4.2 Planetová převodovka

Byla zvolena planetová převodovka PGH 220 od výrobce SESAME s převodovým poměrem $i_2=8$

Kroutící moment na výstupu z převodovky bude tedy

$$M_{K2} = M_1 \cdot i_2 \cdot \eta$$

$$M_{K2} = 192 \cdot 8 \cdot 0,94$$

$$M_{K2} = 1444 \text{ Nm}$$

A otáčky výstupní hřídele

$$n_2 = \frac{n_1}{i_2}$$

$$n_2 = \frac{362,5}{8}$$

$$n_2 = 45,3 \text{ ot/min}$$

3.4.3 Převod řetězem

Kroutící moment přenesený na břemenovou hřídel

$$M_{K3} = M_{K2} \cdot i_3 \cdot \eta$$

$$M_{K3} = 1444 \cdot 3 \cdot 0,98$$

$$M_{K3} = 4\,245 \text{ Nm}$$

Otáčky výstupní hřídele

$$n_3 = \frac{n_2}{i_3}$$

$$n_3 = \frac{45,3}{3}$$

$$n_3 = 15,1 \text{ ot/min}$$

Skutečná rychlost navíjení

$$v_1 = n_1 \cdot L_1$$

$$v_1 = 15,1 \cdot 0,8058$$

$$v_1 = 12,2 \text{ m/s}$$

Řetěz zvolen 24B na základě tabulek[13]

Řetězové kola nakupována od výrobce SKF.

Malé řetězové kolo PHS 24B-1BH15 o průměru roztečné kružnice 183,25mm s 15ti kalenými zuby

$$d_z = 138,25 \text{ mm} \quad z_z = 15$$

Otvor pro náboj o maximálním průměru 92mm, průměr náboje 132 mm a délce náboje 50 mm.

Velké řetězové kolo PHS 24B-1CH45 o průměru roztečné kružnice 546,2 mm se 45ti kalenými zuby

$$D_z = 546,2 \text{ mm} \quad Z_z = 45$$

Síla při přetržení pro zvolený řetěz dle tabulek. $F_{Pt} = 170 \text{ kN}$ [13]

Síla při přetržení, musí být větší než přenášená síla.

Musí tedy platit podmínka.

$$F_{Pt} > \frac{M_{K2}}{0,5 \cdot d_z}$$

$$170\,000 > \frac{4\,245}{0,5 \cdot 0,13825}$$

$$170\,000 > 61\,411 - \text{vyhovuje}$$

3.5 Potřebné výpočty pro návrh a uložení břemenové hřídele

Hřídel je uložena v rámu ve dvou ložiscích a přenáší kroučící moment na buben. Namáhání na krut je hlavní způsob namáhání. Ohybový moment je zanedbatelný. Sám se sváry pevnostně ověřen počítačovou simulací.

Reakce v ložiscích se budou lišit v závislosti na poloze lana. Budou rozlišovány tři pozice a, b, c.

- a) Lano nejbliže u převodovky. Maximální zatížení na ložisku A
- b) Lano nejdále od převodovky. Maximální zatížení na ložisku B
- c) Lano ve středu bubnu. Minimální zatížení i ohybový moment

C45+C (ČSN 12 050)

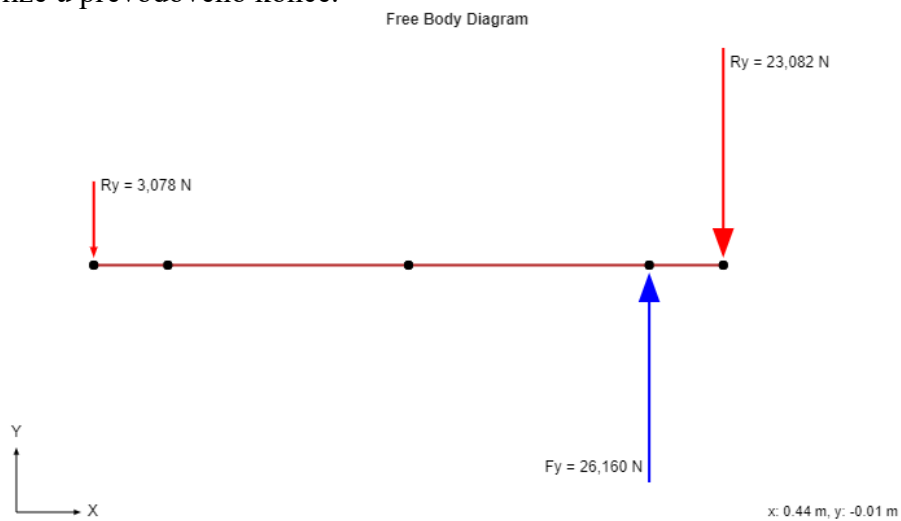
Hodnoty pevností pro výpočet sníženy s ohledem na způsob zatěžování.

$$\sigma_{OD} = 120 \text{ MPa} \quad \tau_{DK} = 90 \text{ MPa}$$

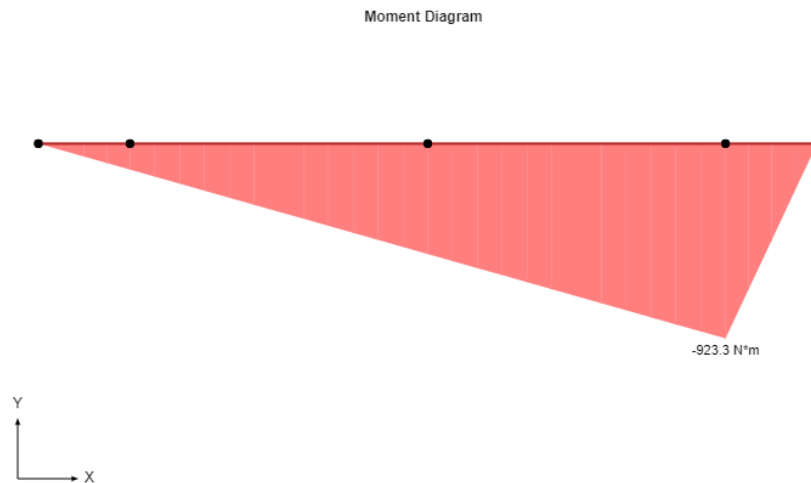
$$\alpha_B = \frac{\sigma_{OD}}{3^{1/2} \cdot \tau_{DK}} = \frac{120}{3^{1/2} \cdot 90} = 0,77$$

3.5.1 Příklad A

Lano nejblíže u převodového konce.



Obrázek 16 – výpočet reakcí v ložiscích případ A [17]



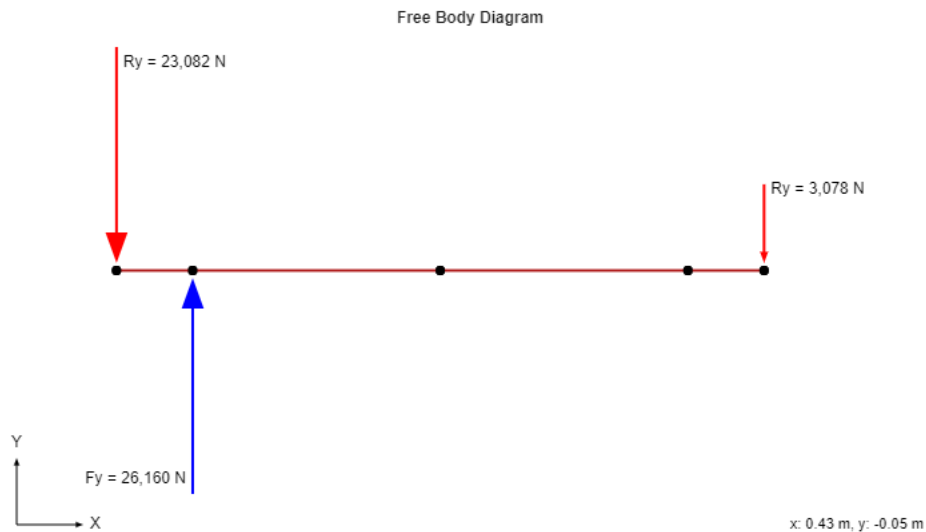
Obrázek 17 – graf ohybového momentu případ A [17]

Reakce v ložisku A je tedy $R_A = 23\,047 \text{ N}$

A ohybový moment na hřídeli je $M_O = 922 \text{ Nm}$

3.5.3 Příklad C

Reakce i moment v případu C jsou shodně velké, jen v opačných bodech s případem A.



Obrázek 20 – potvrzení že reakce v C jsou shodné s A [17]

Návrh vhodného průměru hřídele

$$M_{red} = \sqrt{M_0^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{K1})^2}$$

$$M_{red} = \sqrt{923^2 + 0,75 \cdot (0,77 \cdot 4281)^2}$$

$$M_{red} = 3\,000,2 \text{ Nm}$$

$$d_1' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{RED}}{\pi \cdot \sigma_D}}$$

$$d_1' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3\,000\,200}{\pi \cdot 120}}$$

$$d_1' = 51 \text{ mm}$$

Průměr hřídele zvolen $d_I = 55 \text{ mm}$, s ohledem na oslabení od drážek pro pero.

3.5.4 Výpočet ložiskových domků pro uložení břemenové hřídele.

Ložiska jsou dimenzována pro maximální sílu a životnost $L_h = 15\,000 \text{ h}$. Skutečná životnost ložiska bude však násobně vyšší, protože bude maximální silou zatěžováno jen výjimečně. Životnost závisí na přípustném dynamické únosnosti C , ekvivalentním zatížení ložiska P a otáčkách n

Veškeré údaje pro výpočet budu čerpany z oficiálního katalogu výrobce SKF. [19]

Ložisko bude uloženo v ložiskovém domku od stejného výrobce.

Ložisko UC 311 s ložiskovým domkem F311/Y

$$P = R_{A,B}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_h = \left(\frac{71,5}{23,1}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 15}$$

$$L_h = 32\,949h$$

Ložisko vyhovuje požadavku na trvanlivost a je čekávána násobně vyšší životnost, než je vypočítána.

Obě ložiska jsou namáhána stejným zatížením, ale na druhé straně hřídele je použit větší průměr ložiska, kvůli způsobu montáže. Druhé ložisko tedy UC 312 s ložiskovým domkem F 312/Y.

Ložiskový domek bude uchycen pomocí 4 šroubů. Výrobce doporučuje použít šrouby se závitem M20. Ložiskový domek bude zatěžován shodnou silou jako ložisko, šrouby tedy musí součásti tlačit dostatečně k sobě, pro vytvoření dostatečného tření mezi rámem a ložiskovým domkem.

Koeficient tření dvou ocelí $k_t = 0,15$

$$R_A < 4 \cdot F_{\dot{\sigma}_L} \cdot k_t$$

$$23\,082 < 4 \cdot F_{\dot{\sigma}_L} \cdot 0,15$$

$$F_{\dot{\sigma}_L} > 38\,470N$$

$$\sigma_{\dot{\sigma}_L} = \frac{F_{\dot{\sigma}_L}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}$$

$$\sigma_{\dot{\sigma}_L} = \frac{38\,470}{\frac{\pi \cdot 16,9_3^2}{4}}$$

$$\sigma_{\dot{\sigma}_L} = 172\,MPa$$

Dimenzovanému zatížení bude vyhovovat ocelový šroub třídy pevnosti 10.9 dle ČSN EN ISO 898-1

Výpočet je shodný pro oba ložiskové domky.

Šrouby prochází otvory v ložiskovém domku a jsou šroubovány do rámu. Ve výpočtu použit koeficient bezpečnosti matice $k_{MA} = 1,5$ a měrný dovolený tlak na jednotlivých závitech materiálu $P_{dov} = 40$ MPa

Počet závitů matice bude

$$H = \frac{d_{\xi} - d_3}{2}$$

$$H = \frac{20 - 16,9}{2}$$

$$H = 1,55 \text{ mm}$$

$$i = \frac{F_{\xi L} \cdot k_{MA}}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot P_{dov}}$$

$$i = \frac{38\,470 \cdot 1,5}{\pi \cdot 18,376 \cdot 1,55 \cdot 40}$$

$$i = 16,1$$

V rámu o tloušťce 50mm bude 20 činných závitů, spojení pevnostně vyhovuje.

3.5.5 Výpočet per pro spojení břemenové hřídele a bubnu

Hřídel je s bubnem spojen pomocí dvou per. PERO 16x10 mm

$$M_K = 2 \cdot F \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F = \frac{4\,281\,000}{55} = 77\,836 [N]$$

$$\tau_S = \frac{F}{b \cdot l_1} \leq \tau_{DS} \Rightarrow l_1 = \frac{F}{b \cdot \tau_S} = \frac{77\,836}{16 \cdot 100} = 48 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot l_2} \leq p_D \Rightarrow l_2 = \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot p_D} = \frac{10186}{3 \cdot 160} = 97,3 \text{ mm}$$

Výsledné pera budou tedy 2x PERO 16h9x10x100 ČSN 02 2562

Do vnitřního prostoru bubnu bude navařeny trubka, která bude sloužit k přenosu kroutícího momentu a bude v ní drážka pro pero.

3.5.6 Výpočet svaru bubnu na základě rozměrů břemenové hřídele

Navržen koutový svar o tloušťce 5mm.

Průřez trubky potřebný pro přenos kroutícího momentu

$$W_K = \left(\frac{\pi \cdot D_T^3}{16} \right) - \left(\frac{\pi \cdot (D_T - 2t)^3}{16} \right)$$

$$W_K = \left(\frac{\pi \cdot 80^3}{32} \right) - \left(\frac{\pi \cdot 55^3}{32} \right)$$

$$W_K = 33\,932 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K}$$

$$\tau_K = \frac{4\,281\,000}{2 \cdot 33\,932}$$

$$\tau_K = 63 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Trubka Ø80x12,5 – vyhovuje.

Napětí ve svaru trubky bude.

$$\tau_3 = \frac{M_k}{2 \cdot W_k} = \frac{M_k}{2 \cdot \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{(D + 2 \cdot 0,7 \cdot t)^4 - D^4}{D + 2 \cdot 0,7 \cdot t} \right)}$$

$$\tau_3 = \frac{4\,281\,000}{\frac{\pi}{8} \cdot \left(\frac{(80 + 2 \cdot 0,7 \cdot 5)^4 - 80^4}{80 + 2 \cdot 0,7 \cdot 5} \right)}$$

$$\tau_3 = 58,1 \text{ MPa}$$

Svar vyhovuje.

Svar bude z důvodu zvýšení bezpečnosti proveden z obou stran. Výsledné napětí bude tedy poloviční.

3.5.7 Drážkové zakončení hřídele

Na obou koncích hřídele budou připevněny součásti sloužící k přenosu kroutícího momentu.

Na jedné straně řetězové kolo a na protilehlé straně příruba pro uchycení brzdového kotouče.

Součásti budou připevněny k hřídeli pomocí drážkového zakončení hřídele na obou stranách. Stěny drážek jsou namáhány na otlak. Síla působí ve středním průměru $d_{sd} = 50$ mm. Pro výpočet uvažujeme, že sílu přenáší pouze 75% drážek, proto $k_{dr} = 0,75$. Počet drážek $N=8$. Síla působící na drážkách je tedy

$$F = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_{sd}} = \frac{4\,281}{0,025} = 171\,240\,N$$

Z podmínky otláčení určíme potřebnou délku drážek. Měrný dovolený tlak je $P_d = 30\text{ MPa}$

$$l_d \geq \frac{F}{k_d \cdot N \cdot d_{sd} \cdot P_d}$$

$$l_d \geq \frac{171240}{0,75 \cdot 8 \cdot 50 \cdot 30}$$

$$l_d \geq 19\text{ mm}$$

Zakončení hřídele na obou koncích tedy 8x46x54 s minimální délkou drážky $l_d = 25\text{ mm}$, dle ČSN ISO 01 4940. [20]

3.6 Spojky

Mezi břemenovou hřídelí nebo zdvihacím médiem a zařízením bránícím nežádoucímu zpětnému chodu břemena, nesmí být zařízení, kterým by se mohl přerušit silový řetězec. [16]Bezpečnostní opatření podle normy

3.7 Omezovače hmotnosti

Vrátky pro účely zdvihání a spouštění s nosností 1 000 kg nebo více a vrátky pro účely tažení s tažnou silou 10 000 N nebo více musí být vybaveny omezovačem nosnosti. [16]. Omezovač hmotnosti lze integrovat přímo do jednotky ovládající elektromotor.

3.8 Brzda

Brzdy musí sepnout automaticky v následujících případech, když se:

- d) vrátí ovládač do neutrální polohy;
- e) aktivuje funkce nouzového zastavení;
- f) přeruší vnější napájení brzdy;
- g) přeruší nebo vypne napájení odpovídajícího pohonu (= motoru). [16]

Pojistná disková brzda ROBA diskstop

Jedná o diskovou brzdu, pro kterou musí být k hřídeli přidán brzdny kotouč.

Potřebnou brzdnu sílu lze vypočítat z minimálního průměru kotouče $d_{min} = 950\text{mm}$ a z potřebného momentu $M_{ke} = 3\,944\text{ Nm}$. Síla závisí i na koeficientu bezpečnosti $k_B = 2$ a koeficient tření, jako vše v tomto výpočtu, podle výrobce $k_t = 0,4$ [11]

$$F = \frac{M_{ke} \cdot k_B \cdot 2}{d_{min} \cdot k_t}$$

$$F = \frac{3944 \cdot 2 \cdot 2}{0,75 \cdot 0,4}$$

$$F = 52\,590\text{ N}$$

Zvolena tedy nejsilnější řada brzd velikosti 10 a brzdné síly $F = 11\,182\text{ N}$ a po obvodu kotouče rozmístěno 5 brzd. Skutečný průměr kotouče musí být však o 80 mm větší než vypočítaný, kvůli požadavkům výrobce. Průměr kotouče $d_K = 830\text{ mm}$ a šířka kotouče bude 25 mm dle specifikace výrobce. Maximální házivost kotouče až 0,2 mm a tolerance šířky kotouče $+0/-0.05\text{ mm}$

Brzdny kotouč bude k hřídeli připevněn pomocí přitlačných kotoučů spojených 8 šrouby M30x3,5. Příruba je k břemenové hřídeli připevněna pomocí tvarového styku – drážkové zakončení břemenové hřídele viz. 3.5.8

Napětí ve šroubu budeme uvažovat podobně jako u třecí spojky spojené šrouby.

Přenášená síla je určena z kroutícího momentu působícího ve středu třecí plochy příruby

$$d_{ST} = 250\text{ mm.}$$

Síla bude přenášena osmi šrouby. Koeficient tření dvou ocelí je podle normy $k_t = 0,15$ [13]

$$F = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_{ST}} = \frac{4\,281}{0,125} = 34\,248\text{ N}$$

$$F = 8 \cdot F_{\check{S}R} \cdot k_t$$

$$8 \cdot F_{\check{S}R} = F/k_t$$

$$8 \cdot F_{\check{S}R} = 34\,248/0,15$$

$$F_{\check{S}R} = 28\,540\text{ N}$$

$$\sigma_{\check{S}R} = \frac{F_{\check{S}R}}{\frac{\pi d_3^2}{4}}$$

$$\sigma_{\check{S}R} = \frac{4 \cdot 28\,540}{\pi 25,7^2}$$

$$\sigma_{\check{S}R} = 55\text{ MPa}$$

Šrouby snesou napětí.

Předepsaný utahovací moment pro šrouby bude 400 Nm.

Tlak od šroubu na přírubu hřídele budeme uvažovat jako tvar mezikruží mezi otvorem a hlavou šroubu. Mezikruží má plochu $S_M = 883 \text{ mm}^2$

$$\sigma_{HL} = \frac{F_{\check{S}R}}{S_M}$$

$$\sigma_{HL} = \frac{28\,540}{883}$$

$$\sigma_{HL} = 32,3 \text{ MPa}$$

Příruba bude přenášet kroutící moment, ovšem napětí v krutu bude velmi malé.

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_K}{d_{4P}^2 \cdot b_P - d_{1P}^2 \cdot b_P} = \frac{3\,944\,120}{315^2 \cdot 20 - 155^2 \cdot 20} = 2 \text{ MPa}$$

Obě napětí příruby vyhovují.

Šrouby prochází otvory a jsou na ně našroubovány matice.

Ve výpočtu použit koeficient bezpečnosti matice $k_{MA} = 1,5$ a měrný dovolený tlak na jednotlivých závitech materiálu $P_{dov} = 40 \text{ MPa}$

Počet závitů matice bude

$$H = \frac{d_5 - d_3}{2}$$

$$H = \frac{30 - 25,7}{2}$$

$$H = 2,15 \text{ mm}$$

$$i = \frac{F_{\check{S}R} \cdot k_{MA}}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot P_{dov}}$$

$$i = \frac{28\,540 \cdot 1,5}{\pi \cdot 27,727 \cdot 2,15 \cdot 40}$$

$$i = 5,7$$

Použity dvě standartní matice, které mají 4 chody závitu. Ve výsledku tak bude napětí odolávat osm chodů závitu a bude dosaženo ochrany proti povolení. Uchycení brzdy prokázáno počítačovou simulací.

ZÁVĚR

Práce se věnuje návrhu lanového navijáku podle zvolených parametrů. Podrobně se zabývá pohony, rozdělením převodů a návrhem dle norem.

V literární části jsou rozbrány dílčí části navijáku, nejvíce prostoru je věnováno rozdělení jednotlivých druhů pohonů

Cílem práce bylo navrhnout lanový naviják, tento cíl byl splněn. Návrh je koncipován od koncového členu. Začíná tedy ocelovým lanem, což je tažným členem. Lano určuje nejdůležitější parametr navijáku, kterým je nosnost. Navržený naviják má nosnost 1,5t, při rychlosti navíjení až 12 m/min. Zvolený elektromotor má výkon 6,3 kW a jedná se o asynchronní motor od výrobce Siemens. Následuje převod řemenem s převodovým poměrem $i=2$ na planetovou převodovku s převodovým poměrem $i=8$. Planetová převodovka je spojena s břemenovou hřídelí pomocí řetězového převodu s převodovým poměrem $i=3$. Naviják je navržen dle norem, to se promítlo jak ve volbě bezpečnostních koeficientů, tak i volbou brzdných členů. Jako pojistná brzda byla zvolena Romba – diskstop. Po obvodu disku bylo umístěno pět brzdných třmenů, které sepnou v případě výpadku proudu. Běžné brzdění bude zajištěno přímo elektromotorem. Navržené konstrukce rámu i bubny jsou svařované.

Naviják může být uchycen pomocí šroubů k různým nosníkům, ale lze jej uchytit i jiným způsobem podle požadované aplikace. Rám je navržený tak, aby měl co nejširší spektrum využití, zejména však v těžkých průmyslových provozech.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] VOLEK, František, 2009. Základy konstruování a části strojů I. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. ISBN 978-807-3186-548.
- [2] VOLEK, František, 2003. Základy konstruování a části strojů II: mechanismy strojů. Zlín: Univerzita Tomáše Bati, Fakulta technologická. ISBN 80-731-8111-8.
- [3] PROKEŠ, Josef a Jiří VOSTROVSKÝ, 1988. Hydraulické a pneumatické mechanismy. Praha: SNTL, 275 s.
- [4] PAVLÁK, Milan, 1981. Elektrotechnika I. 3. vyd. Brno: VUT Brno, 135 s.
- [5] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN, 1990. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury. ISBN 80-030-0426-8.
- [6] PRÁŠIL, Ludvík. Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmym i%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf
- [7] VRÁNA, Václav. Asynchronní stroje [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: http://feil.vsb.cz/kat420/vyuka/hgf/elektrotechnika/sylab_asynchronni_stroje_bc.pdf
- [8] MAŇAS, Miroslav, František TOMIS a Josef HELŠTÝN, 1987. Výrobní stroje a zařízení: gumárenské a plastikářské stroje. Brno: VUT, Díl 1, 253 s.
- [9] Hřídlové spojky a kluby – katalog [online]. In: [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: https://www.teatechnik.cz/doc/katalogy/hridelove_spojky_a_klouby.pdf
- [10] Bovram [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://www.bovram.cz/navijak-rucni-450kg/>
- [11] BMC Tech [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://bmc-tech.cz>
- [12] ElektriKa.cz - Provozní charakteristiky elektromotorů [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://elektriKa.cz/data/clanky/provozni-charakteristiky-elektromotoru/view>
- [13] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA, 2011. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, xiv, 927 s. ISBN 9788073610814.

- [14] E-konstruktor - Vše o kluzných ložiscích [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/novinka/vse-o-kluznych-loziscich>
- [15] DVOŘÁČEK, Josef, 1978. Stavba a provoz strojů II. Praha: SNTL.
- [16] ČSN EN 14492-1+A1: Jeřáby - Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem, 2010. 01.05.2010. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.
- [17] 2D Finite Element Analysis - mechanicalc.com. Mechanicalc.com [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: <https://mechanicalc.com/calculators/finite-element-analysis/>
- [18] Vážící těleso ložiska lanového bubnu do 8t, 2021. Format 1 [online]. Křenovice u Slavkova u Brna: Format 1 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.format1.cz/lb8t-vazici-teleso-loziska-lanoveho-bubnu-do-8t.html#tab-description>
- [19] Katalog valivých ložisek SKF: PUB BU/P1 17000/1 CS [online], 2019. [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

F_S	statická síla
F_C	celková síla
F_{\min}	minimální síla nutná k přetržení lana
$F_{\text{šL}}$	síla v šroubu ložiska
v_Z	rychlost zvedání
k_L	součinitel bezpečnosti pro lano
k_T	součinitel bezpečnosti pro lano
k_{SL}	koeficient stlačení lana
m_B	tíha břemene
m_K	tíha kladky
γ	koeficient náhodného zavěšení
d	průměr lana
D_B	průměr bubnu
α_B	součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu pro návrh šířky bubnu
L_1	délka lana v jedné otáčce
D_1	průměr osy lana namotaného na kole v první vrstvě
D_2	průměr osy lana namotaného na kole v druhé vrstvě
L_C	délka celého lana
n	otáčky
b_B	šířka bubnu
t	tloušťka stěny bubnu
σ_t	napětí v tlaku
σ_{red}	redukované napětí
σ_o	ohybové napětí
σ_{dov}	dovolené napětí

σ_{dov}	napětí v šroubu ložiska
τ_k	napětí v krutu
τ_{dov}	dovolené napětí v krutu
ot	otáčky
N	newton
Nm	newton metr
M_0	ohybový moment
W_0	průřezový modul v ohybu
M_K	kroutící moment
W_K	průřezový modul v krutu
n_e	otáčky elektromotoru
P_e	příkon elektromotoru
P_{es}	výkon elektromotoru
M_{ke}	kroutící moment elektromotoru
m_e	hmotnost elektromotoru
m_p	hmotnost převodovky
kg	kilogram
M_{K1}	kroutící moment na výstupu 1. převodového stupně
M_{K2}	kroutící moment na výstupu 2. převodového stupně
M_{K3}	kroutící moment na výstupu 3. převodového stupně
I_1	převodový poměr 1. převodového stupně
I_2	převodový poměr 2. převodového stupně
I_3	převodový poměr 3. převodového stupně
I_c	celkový převodový poměr
V_1	skutečná rychlost zvedání
L_h	životnost ložiska

h	hodina
d_1	průměr 1. hřídele
C	základní dynamická únosnost ložiska
C_0	základní statická únosnost ložiska
P	mezní únavové zatížení
M_Z	zastavovaný moment
K_b	koeficient bezpečnosti brzdy
T_{Br}	toleranční faktor brzdy
t	tloušťka svaru
l_s	délka svaru
$\sigma_{1,2}$	normálové a ohybové napětí ve svaru bubnu
$\tau_{3,rV}$	smykové a výsledné napětí ve svaru bubnu
$F_{\text{šR}}$	síla ve šroubu
d_3	malý průměr šroubu
$\sigma_{\text{šR}}$	napětí ve šroubu
σ_{HL}	napětí od hlavy šroubu
S_M	plocha mezikruží hlavy šroubu
b_p	šířka příruby
d_{sd}	střední průměr drážek
k_{dr}	koeficient pro výpočet drážkového hřídele
$i_{\min 1}$	Potřebný převodový poměr podle rychlosti navíjení
$i_{\min 2}$	Potřebný převodový poměr podle poměru kroutících momentů
m/s	metrů za sekundu
$d_{\text{ř}}$	průměr malé řemenice
$D_{\text{ř}}$	průměr velké řemenice
β	úhel opásání malé řemenice

a_R	navržená osová vzdálenost hřídelí
a_{RS}	skutečná osová vzdálenost hřídelí
$L_{PŘ}$	navržená délka řemene
$L_{PŘS}$	skutečná délka řemene
N_o	jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem
N_P	jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem v pracovních podmínkách
c_1	součinitel úhlu opásání
c_3	součinitel vlivu délky řemene
c_2	součinitel dynamičnosti a pracovního režimu
$Z_{Ř}$	počet potřebných řemenů
d_z	průměr roztečné kružnice malého řetězového kola
z_z	počet zubů malého řetězového kola
D_z	průměr roztečné kružnice velkého řetězového kola
Z_z	počet zubů velkého řetězového kola
F_{Pt}	síla při přetržení řetězu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 – naviják s ručním pohonem [10].....	12
Obrázek 2 – rozdělení lineárních hydromotorů [9]	13
Obrázek 3 – schéma šoupátkového rozvaděče [2].....	14
Obrázek 4 – schéma a princip činnosti redukčního ventilu	15
Obrázek 5 - Vzduchový chladič hydraulické kapaliny [11]	16
Obrázek 6 - Maznice stlačeného vzduchu	18
Obrázek 7 - motor s rotorem na krátko [4]	20
Obrázek 8 - momentová charakteristika asynchronního motoru [4]	21
Obrázek 9 - pracovní charakteristika velkého motoru [12]	22
Obrázek 10 - Druhy valivých ozubení [15]	24
Obrázek 11 - druhy planetových převodů [5].....	27
Obrázek 12 - součinitele tření a dovolené přítláčné tlaky u dvojic třecích kol [13].....	28
Obrázek 13 - kluzné ložisko [14].....	30
Obrázek 14 - zubová spojka [9].....	32
Obrázek 15 - pojistná třecí spojka [11].....	33
Obrázek 16 – výpočet reakcí v ložiscích případ A [17]	47
Obrázek 17 – graf ohybového momentu případ A [17].....	47
Obrázek 18 – graf ohybového momentu případ B [17]	48
Obrázek 19– výpočet reakcí v ložiscích případ B [17].....	48
Obrázek 20 – potvrzení že reakce v C jsou shodné s A [17].....	49

SEZNAM PŘÍLOH

- 9930-000-000 – Sestava navijáku
- 9930-001-000 – Rám L
- 9930-001-001 – Základní deska L
- 9930-001-002 – Deska stojanová
- 9930-001-003 – Deska převodovky přední
- 9930-001-004 – Deska převodovky zadní
- 9930-001-005 – Řemenice velká
- 9930-001-006 – Distanční kroužek elektromotoru
- 9930-001-007 – Přítlačná podložka elektromotoru
- 9930-001-008 – Distanční kroužek převodovky
- 9930-001-009 – Přítlačná podložka elektromotoru
- 9930-002-000 – Rám P
- 9930-002-001 – Základní deska P
- 9930-002-002 – Deska stojná
- 9930-002-003 – Deska horní P
- 9930-002-004 – Odsazení třmenu
- 9930-003-000 – Sestava břemenové hřídele
- 9930-003-001 – Břemenová hřídel
- 9930-003-002 – Střed bubnu
- 9930-003-003 – Stěna bubnu
- 9930-003-004 – Plášť bubnu
- 9930-003-005 – Lanová příložka
- 9930-003-006 – Příruba disku
- 9930-003-007 – Podložka přítlačná břemenové

PŘÍLOHA P I: NÁZEV PŘÍLOHY