ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav konstruování a částí strojů

Lesní přibližovací naviják

Forest Logging Winch

Bakalářská práce

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ
Studijní obor: 3901R051 – Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Pavel Syrovátka

Jan Kadlec

Praha 2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Lesní přibližovací naviják“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Pavla Syrovátky s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 15.6.2016 Jan Kadlec

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Pavlu Syrovátkovi za ochotu, čas, trpělivost a odborné vedení, dále pak panu Ing. Zdeňku Češpírovi, Ph.D. za cenné rady, připomínky, vstřícnost a čas.

Anotační list

Jméno autora:	***Jan Kadlec***
Název BP:	*Lesní přibližovací naviják*
Anglický název:	Forest Logging Winch
Rok:	*2016*
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Obor studia:	3901R051 - Konstruování podporované počítačem
Ústav:	*Ústav konstruování a částí strojů*
Vedoucí BP:	*Ing. Pavel Syrovátka*
Konzultant:	*Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.*

Bibliografické údaje:	počet stran	93
	počet obrázků	67
	počet tabulek	10
	počet příloh	8

Klíčová slova:	lanový naviják, traktorový naviják, lesnické nástavby, přibližování dřeva, lanový buben
Keywords:	cable winch, tractor winch, forestry extension, wood skidding, cable drum

Anotace:

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem dvoububnového lanového navijáku, který se používá v mýtních a předmýtních těžbách. Je určen pro vyklizování a přibližování dlouhého dříví lanem z porostu nebo paseky na přibližovací linku. Hlavním cílem práce je návrh pohonu-převodového soukolí, převodové skříně, spojek a brzd. Dále pevnostní výpočet převodové skříně a pevnostní kontrola komponentů spojek. Výstupem této práce je výkresová dokumentace.

Abstract:

This bachelor´s thesis focuses on a desing of double drum winch, which is used in clearcutting and shelterwood cutting. Winch is intended for removing and skidding long timber from growth or glade to skidding line. The main aim this thesis is to desing drive- gear train, gear-case, cluthes and brakes. Futher strenght calculation of gear-case and strenght test of clutch components. Outputs of this bachelor's thesis are drawings.

Obsah

1 ÚVOD 9

2 CÍL PRÁCE 10

3 REŠERŠE SOUČASNÉHO STAVU TECHNIKY 11

3.1 POPIS STROJE 11
3.1.1 LESNÍ NÁSTAVBA 11
3.2 HLAVNÍ ČÁSTI NAVIJÁKU 14
3.3 POHON NAVIJÁKU 14
3.4 ŽIVOTNOST LANOVÉHO NAVIJÁKU 14
3.5 RYCHLOST NAVÍJENÍ A TAŽNÁ SÍLA 15
3.6 PRACOVNÍ STAVY LANOVÉHO NAVIJÁKU 16
3.7 OVLÁDÁNÍ LANOVÉHO NAVIJÁKU 16
3.8 KONSTRUKČNÍ VARIANTY 17
3.8.1 ORIENTACE LANOVÝCH BUBNŮ 17
3.8.2 HLAVNÍ PŘEVODOVÉ SOUKOLÍ 18
3.8.3 MONTÁŽ NA TRAKTOR 19
3.8.3.1 Montáž přímo za vývodový hřídel 19
3.8.3.2 Použití předřadného převodu 19
3.8.4 SPOJKY 21
3.8.5 BRZDY 21
3.9 PŘEHLED VYRÁBĚNÝCH VARIANT NAVIJÁKŮ 22

4 NÁVRH KONSTRUKCE NAVIJÁKU 25

4.1 UMÍSTĚNÍ SPOJEK 25
4.2 UMÍSTĚNÍ BRZD 25
4.3 KONCEPČNÍ NÁVRH 26
4.4 ROZMĚRY 26
4.5 VELIKOST LANOVÉHO BUBNU 27
4.6 PŘEVODOVÝ POMĚR 28

5 NÁVRH POHONU 29

5.1 VÝPOČET LAMELOVÉ SPOJKY 29
5.1.1 PŘÍTLAČNÁ SÍLA 30
5.1.2 TLAK VE STYKOVÉ PLOŠE 30
5.1.3 OVLÁDACÍ TLAK SPOJKY 31
5.2 VÝPOČET PÁSOVÉ BRZDY 32
5.2.1 VÝPOČET POTŘEBNÉ TŘECÍ SÍLY 33
5.2.2 SILOVÉ ÚČINKY PÁSOVÉ BRZDY 33
5.2.3 CELKOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA HLAVNÍ ČEP PÁSOVÉ BRZDY 33
5.2.4 PŘÍDAVNÝ OHYBOVÝ MOMENT 34
5.3 VÝPOČET PŘEDŘADNÉHO ŘETĚZOVÉHO POHONU 35

5.3.1 URČENÍ TYPU ŘETĚZU 35
5.3.2 ROZTEČNÝ PRŮMĚR ŘETĚZOVÝCH KOL 36
5.3.3 SILOVÉ POMĚRY NA ŘETĚZOVÉM KOLE 36
5.3.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU 37
5.3.4.1 Kontrola proti přetržení 37
5.3.4.2 Kontrola měrného tlaku 37
5.4 NÁVRH ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ 38
5.4.1 ZADÁVANÉ PARAMETRY 39
5.4.2 ZVOLENÉ PARAMETRY SOUKOLÍ 40
5.4.3 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ 41
5.4.4 SILOVÉ POMĚRY NA ŠNEKOVÉM SOUKOLÍ 41
5.4.5 PŘEDPOKLÁDANÝ A DOVOLENÝ PRŮHYB HŘÍDELE ŠNEKU 42
5.4.6 VÝPOČET REAKCÍ V PODPORÁCH HŘÍDELE ŠNEKOVÉHO KOLA 42
5.4.6.1 Navíjení na obou bubnech 42
5.4.6.2 Navíjení levý buben 43
5.4.6.3 Navíjení na pravý buben 45
5.4.6.4 Maximální brzdná síla na obou bubnech 46
5.4.6.5 Maximální brzdná síla na levém bubnu 47
5.4.6.6 Maximální brzdná síla na pravém bubnu 48
5.4.7 KONTROLA HLAVNÍHO HŘÍDELE 49
5.4.8 LOŽISKA ULOŽENÍ HLAVNÍHO HŘÍDELE 51
5.4.8.1 Síly v ložiscích 52
5.4.9 VÝPOČET REAKCÍ V PODPORÁCH HŘÍDELE ŠNEKU 53
5.4.10 KONTROLA HŘÍDELE ŠNEKU 54
5.4.11 TRVANLIVOST LOŽISEK 56
5.5 KONTROLA SPOJENÍ NÁBOJ-HŘÍDEL POMOCÍ PER 57
5.5.1 ŠNEKOVÉ KOLO- HLAVNÍ HŘÍDEL 57
5.5.2 HLAVNÍ HŘÍDEL-UNAŠEČ SPOJKOVÝCH LAMEL 57
5.5.3 HŘÍDEL ŠNEKU-ŘETĚZOVÉ KOLO 58
5.6 KONTROLA KOMPONENTŮ LAMELOVÉ SPOJKY 58
5.6.1 KONTROLA OTLAČENÍ VNITŘNÍ LAMELY-VÁLCOVÉ KOLÍKY 58
5.6.2 KONTROLA VÁLCOVÝCH KOLÍKŮ NA OHYB 59
5.6.3 KONTROLA VÁLCOVÝCH KOLÍKŮ NA SMYK 59
5.6.4 KONTROLA OTLAČENÍ OZUBCŮ VNĚJŠÍCH LAMEL 60

6 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ NAVIJÁKU 61

6.1 PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ 61
6.2 LANOVÝ BUBEN 62
6.3 ŠNEKOVÉ SOUKOLÍ 63
6.4 UNAŠEČ VNITŘNÍCH LAMEL 63
6.5 TĚSNĚNÍ OVLÁDACÍCH PÍSTU 64
6.6 PŘÍVOD OVLÁDACÍHO MÉDIA 64
6.7 PÁSOVÁ BRZDA 65
6.8 CELKOVÁ SESTAVA 66
6.9 VÝSLEDNÉ SCHÉMA NAVIJÁKU 67

7 PEVNOSTNÍ KONTROLA PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ 68

7.1 VÝPOČTOVÝ MODEL **68**
7.2 MATERIÁL **69**
7.3 APLIKACE ZATÍŽENÍ **69**
7.3.1 VAZBY 69
7.3.2 VETKNUTÍ 70
7.3.3 ZATÍŽENÍ 71
7.4 SÍŤOVÁNÍ **72**
7.5 VÝSLEDKY **72**
7.5.1 VÝPOČET KRAJNÍCH PODPOR LANOVÉHO BUBNU 73
7.5.2 POSUNUTÍ A NAKLOPENÍ LOŽISKOVÝCH DOMKŮ 75

8 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ **76**

8.1 CELKOVÉ NAKLOPENÍ LOŽISEK **76**
8.2 AXIÁLNÍ POSUNUTÍ LOŽISEK **76**
8.2.1 AXIÁLNÍ VŮLE KUŽELÍKOVÝCH LOŽISEK 76
8.2.2 AXIÁLNÍ POSUNUTÍ VÁLEČKOVÉHO LOŽISKA 77
8.3 CELKOVÉ PRŮHYBY **78**

9 ZÁVĚR **80**

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ **82**

11 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY **86**

12 SEZNAM OBRÁZKŮ **89**

13 SEZNAM TABULEK **91**

14 SEZNAM GRAFŮ **92**

1 Úvod

Tématem práce je konstrukční návrh a pevnostní kontrola vybraných částí dvoububnového lanového navijáku, který je určen pro přímou montáž za traktor. Toto zařízení je určeno pro vyklizování a přibližování dlouhého dříví (stromů, surových kmenů, tyčí, výřezů) lanem z porostu nebo paseky na přibližovací linku, v mýtních a předmýtních porostech. Po sestavení nákladu umožňuje jeho vlečení linkou v polozávěsu a překonávání obtížných terénních úseků lanováním. Pohon navijáku je odvozen od vývodové hřídele traktoru. Konstrukce zařízení musí umožňovat ovládat nezávisle každý lanový buben, dále musí umožňovat ovládání funkcí pod zatížením bez nutnosti vypnutí vývodové hřídele traktoru.

Vstupními parametry pro řešení této konstrukce je maximální tažná síla, kterou je schopen naviják vyvinout na každém bubnu, rychlost navíjení lana, kapacita lana a rozměrové omezení. Maximální tažná síla navijáků je vždy uváděna při navíjení v první vrstvě lana, s návinem lana se tažná síla snižuje. Rychlost navíjení a kapacita lanového bubnu jsou určeny spíše dlouhodobou praxí s používáním navijáků a místních zvyklostech, proto při určování optimální rychlosti navijáku je vycházeno z již vyráběných navijáků. Rozměrové omezení je dáno zástavbovým prostorem v zadní části traktoru. Tyto rozměry se u různých velikostí a typů traktorů liší, proto se předpokládá instalace na traktory, které jsou pro provoz v lese nejčastěji používané.

Lanový naviják je jen jednou z částí, které se běžně montují na traktory určené pro provoz v lese. V první části práce je výčet zařízení včetně jejich popisu, které zabezpečují ochranu a efektivnější práci traktoru při těžbě a přibližování dřeva.

.

2 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je vytvoření vlastního návrhu dvoububnového lesního lanového navijáku pro přímou montáž za kolový traktor. Obsahem této práce je návrh důležitých součástí pohonu navijáku, jako je převodové soukolí, spojky a brzdy. Práce také obsahuje návrh nosné konstrukce navijáku, následné vyhodnocení silového působení vznikajícího při práci stroje a pevnostní kontrola navržené konstrukce s použitím výpočetní techniky. Toto zařízení musí umožňovat agregaci za běžně používané kolové traktory v lesním hospodářství. Součástí práce je výkresová dokumentace.

3 Rešerše současného stavu techniky

3.1 Popis stroje

Lanové navijáky určené pro přímou montáž se volí u univerzálních kolových traktorů často označované zkratkou UKT, kde jejich dlouhodobé využití bude jednoúčelové, tj. přibližování dřeva. Pro traktory, které jsou využívány pro celé spektrum prací, se využívá navijáků nesených v tříbodovém závěsu. Tyto navijáky se skládají z přibližovacího štítu, jehož součástí je navíjecí ústrojí. Pohon od vývodové hřídele traktoru je výhradně přes kardanový hřídel. Hlavní výhodou navijáků určených do tříbodového závěsu je velice rychlá a snadná demontáž. Naopak nevýhodou je umístění veškeré hmotnosti ve velké vzdálenosti od zadních kol a z toho plynoucí posunutí těžiště traktoru k zadní části. Při tahu dochází k významnějšímu odlehčování přední nápravy traktoru a ztrátě řiditelnosti traktoru. Další nevýhodou použití navijáků do tříbodového závěsu je velké namáhání zvedacích táhel hydrauliky, které přenášejí veškeré síly od navijáku a může docházet k poruchám na zvedacím ústrojí. Často se jedná o velice nepříznivé namáhání, boční tah, kroucení konstrukce apod. Z těchto důvodů se pro profesionální využití volí navijáky určené k přímé montáži, které jsou umístěny přímo na zadní části převodové skříně, tedy blíže k zadní nápravě a tím lépe využit tažného potenciálu traktoru.

3.1.1 Lesní nástavba

Naviják na pevnou montáž je jen jednou z částí, které dohromady utvoří z univerzálního kolového traktoru komplexní stroj, který může efektivně a bezpečně pracovat v náročnému provozu při práci v lese, souhrnně označované jako nástavba.

Taková to nástavba se skládá z:

1)<u>Navijáku</u>

2)<u>Konzole navijáku</u>. Konzole je přišroubována k zadní části převodové skříně, na svrchní straně je umístěn naviják. Díky konzole je možno agregovat naviják za traktory od různých výrobců, které se liší parametry připojovacích šroubů.

3) Rampovače, toto zařízení sloužící k navalování nebo manipulaci z dlouhou kulatinou nebo sortimenty na skládkách. Rampovače jsou různého typu, liší se jak výškou, konstrukcí ramen tak tvarem lžíce. *Rampovače se dostanou do hloubky minimálně 0,2 m, výška zdvihu je dle typu od 1,2 m až do výšky 3,5 m. Vlastní lžíce rampovače má několik variant od holé radlice až po nakládací lžíci*. [29] Zařízení se montuje na UKT, který je vybaven nástavbou pro soustřeďování dříví. Skládá se z ramen, hydraulických zvedacích válců a rampovací lžíce, která může být buď pevná, nebo zlamovací a může mít i přiklápěcí prst pro uchycení kulatiny. Místo pevné lžíce lze použít i pohyblivou lžíci, která má naklápěcí žlab a držák žlabu pro manipulaci s kulatinou. Na obr. 1 je uveden příklad rampovače s výškou zdvihu 2,2m s přiklápěcím prstem.

Obr. 1 Čelní rampovač [13]

4)Vyztužení konstrukce traktoru, nazývána jako podvázání. Zabezpečuje díly traktoru, jako jsou převodovka, portály a blok motoru, proti rozlomení způsobené vysokým namáháním. Často tvořena ocelovými profily vedoucí po obou stranách traktoru od přední nápravy ke konzole navijáku. K této konstrukci je také připevněna konzole předního rampovače. Tato konstrukce je podpořena párem předepjatých válcových tyčí vedoucí od konzole rampovače k zadní části.

5)Ochranné vany spodní části traktoru při pohybu stroje v lesním terénu, proti větvím, pařezům aj. Obvykle tvořena silným ocelovým plechem, jež je připevněna k podvázání.

6)Zadního zvedacího štítu se zdvihacím zařízením. Zdvihací zařízení štítu bývá umístěno na konzole navijáku, minimální zdvih odpovídá světlé výšce traktoru. Samotný štít je umístěn těsně za zadními koly traktoru. Štít umožňuje zapření traktoru v terénu při přibližování a tak využít maximální tažné síly, kterou disponuje naviják. Dále slouží pro zvednutí kmenů do polozávěsu a jejich tažení za traktorem, aniž by došlo k jejich nechtěnému boření do terénu. Velice často jsou ve štítu umístěny naváděcí rolny lana, které usměrňují lano na střed bubnu.

Obr. 2 Štít v dolní poloze [29]

Obr. 3 Štít v horní poloze [30]

7)Ochranné klece kabiny. Trubková konstrukce opatřená ocelovou sítí. Zabezpečující ochranu náchylných částí proti poškození (skla, osvětlení, atd.)

8)Zesílení okrajů disků, včetně ochrany ventilků.

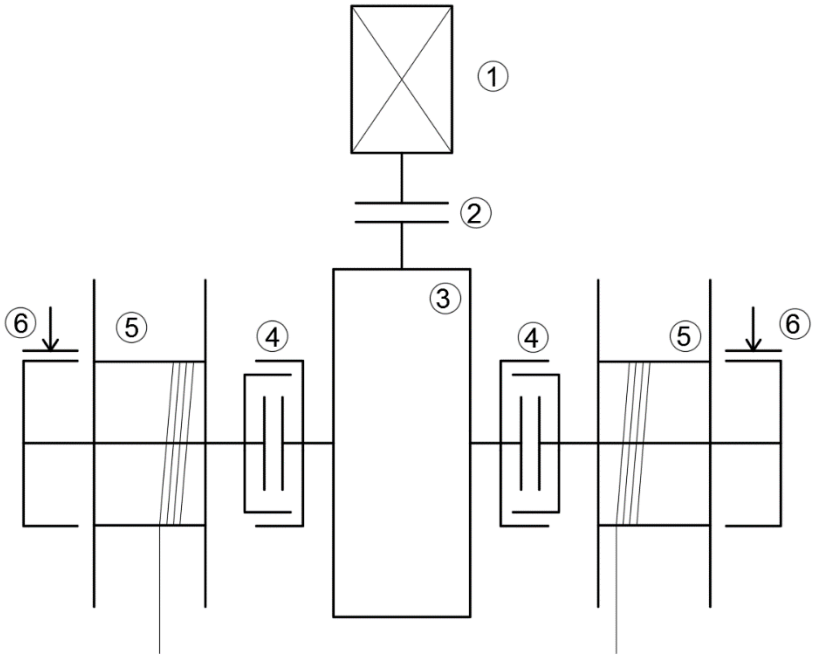
Obr. 5 UKT v lesní nástavbě - boční pohled [23]

Obr. 4 UKT v lesní nástavbě - zadní pohled [22]

Závěrem této subkapitoly je nutné poznamenat, že každý výrobce upravuje nástavbu nejen dle konkrétního traktoru, ale také dle konkrétních požadavků zákazníka, protože jsou používány v rozdílných podmínkách pro různé těžební činnosti a dle různých místních zvyklostí. Ukázky plné lesní nástavby je na obr. 4 a obr. 5.

3.2 Hlavní části navijáku

Lanové navijáky pro přímou montáž se v zásadě skládají z několika základních částí. Uspořádání jednotlivých částí se mění v závislosti na řadě faktorů jako je počet bubnů, orientace lanových bubnů, typ použitých spojek apod. Jednotlivé konstrukční varianty jsou uvedeny v dalších kapitolách. Na obr. 6 je zobrazeno základní schéma pohonu dvoububnového navijáku.



Obr. 6 Schéma pohonu: 1-traktor, 2-vyrovnávací spojka (příp. předřadný pohon), 3-převodová skříň, 4-ovládaná spojka, 5-lanový buben, 6-brzda lanového bubnu

3.3 Pohon navijáku

Pohon navijáku je od vývodového hřídele, jehož otáčky jsou pouze závislé na otáčkách motoru. Při jmenovitých otáčkách motoru jsou otáčky vývodové hřídele 540 ot.min^{-1} a disponuje výkonem motoru, snížený o příkon hydraulických čerpadel v traktoru, o účinnost převodového soukolí a účinnost ložisek. Konstrukce navijáku je zjednodušená tím, že vývodová hřídel umožňuje otáčení pouze v jednom směru, při pohledu zezadu ve směru jízdy po směru hodinových ručiček.

3.4 Životnost lanového navijáku

Lanové navijáky jsou konstruované na určitou maximální tažnou sílu při prázdném lanovém bubnu. Jako pohonu je využíváno vývodové hřídele traktoru, který má 540 ot.min^{-1}, při jmenovitých otáčkách motoru nejčastěji při (2000-2200) ot.min^{-1}. Předpoklad stálé práce traktoru při jmenovitých otáčkách by nebyl správný, pravděpodobněji bude motor provozován v okolí maxima kroutícího momentu (zhruba 1500-1700 ot.min^{-1}), z důvodu úspory paliva, proto i otáčky vývodové hřídele se budou nejčastěji pohybovat okolo 400 ot.min^{-1}. Z tohoto důvodu a také z důvodu nízké frekvence používání navijáku při plném zatížení, jsou pohyblivé elementy navijáku (šnekové soukolí, ložiska, apod.) konstruovány s nižší životností než na jakou je doporučeno konstruovat zařízení pro jednosměnný provoz.

3.5 Rychlost navíjení a tažná síla

Rychlost navíjení se s průměrem bubnu zvyšuje, tažná síla naopak klesá. Rychlost navíjení se obvykle pohybuje u vyráběných typů od cca. 0,5 m.s^{-1} při prázdném bubnu, po 1,1 m.s^{-1} při plném bubnu. Tato rychlost je omezená na jedné straně produktivitou práce (příliš pomalá rychlost navíjení) a na straně druhé výkonem traktoru pro využití tažné síly (nedostatečný kroutící moment na lanovém bubnu) a také bezpečností práce (vysoká rychlost navíjení).

Rychlost navíjení, tažná síla vychází z konstrukčních rozměrů lanového bubnu. Při malém vnitřním průměru bubnu je třeba malý kroutící moment pro získání maximální tažné síly, tedy k dosažení vhodné navíjecí rychlosti je nutné snížit převodový poměr. Potom dochází rychlému poklesu navíjecí síly s délkou navinutého lana, jelikož je zde omezení dané maximální šířkou bubnu z rozměrových důvodů. Je vhodné nalézt vhodnou kombinaci vnitřního průměru bubnu, převodového poměru a poklesu navíjecí síly. Tyto parametry jsou dále omezeny maximálními rozměry navijáku, konstrukčními rozměry skříně, ložisek apod.

3.6 Pracovní stavy lanového navijáku

Řízení lanového navijáku musí umožňovat nezávislé sepnutí spojky a brzdy každého lanového bubnu zvlášť, tak aby bylo možné realizovat tyto provozní stavy:

- Navíjení lana (spojka sepnuta, brzda rozepnutá)
- Přerušení navíjení (rozepnutí spojky s překrytím sepnutí brzdy, lano musí zůstat napnuto)
- Opětovné navíjení (rozepnutí brzdy s překrytím sepnutí spojky, lano musí zůstat napnuto)
- Pozvolné odbrždění (nesmí dojít k nekontrolovanému odvíjení lana, které by bylo způsobeno napětím v lanu)
- Úplné odbrždění (spojka rozepnuta, brzda rozepnutá, volné odvíjení lana obsluhou)
- Zabrždění (vlečení kmenů za traktorem, brzda sepnuta, spojka rozepnuta)

3.7 Ovládání lanového navijáku

Dříve bylo používáno mechanického ovládání. Ovládání chodu navijáku prováděla obsluha pomocí pák nebo lanek. V současné době se k ovládání funkcí navijáku používá dálkového rádiového ovládání, které zlepšuje produktivitu práce a uživatelský komfort. Proto je nutné použít elektricky ovládaných rozvaděčů. Tyto rozvaděče na základě elektrického signálu, směrují tok tekutiny. Tato tekutina dále ovládá spojky resp. brzdy. Díky použití elektricky ovládaných rozvaděčů, je možné realizovat výše uvedené pracovní stavy navijáku, které jsou obtížně dosažitelné pouhým mechanickým ovládáním.

V zásadě jsou dvě možnosti ovládání:

<u>Elektro-pneumatické ovládání</u> se jeví z hlediska ekologie jako vhodnější, nehrozí zde únik oleje do okolního prostředí. Výhodou je také nižší cena pneumatickým komponentů v porovnání s hydraulickými, ať už se jedná o rozvaděče nebo o samotné přívodní hadice. Nevýhodou jsou v porovnání s hydraulickým ovládáním nízké tlaky. Potom jsou nutné rozměrné ovládací písty, případně systém přepákování pro zajištění dostatečného přítlaku. Traktory jsou vybaveny zdrojem tlakového vzduchu a vzdušníkem. Obvykle pneumatický systém traktoru disponuje tlakem stlačeného vzduchu okolo 0,6MPa.

Elektro-hydraulické ovládání umožňuje použití řádově vyšších tlaků, než v případě pneumatického ovládání. Ovládací písty poté vycházejí rozměrově menší, ale jejich utěsnění proti úniku oleje je nutné věnovat značnou pozornost. Traktory jsou vybaveny zdrojem hydraulického oleje obvykle o tlaku (14-20)MPa. Jako zdroj tlakového oleje je možné využít traktor nebo někteří výrobci nabízejí navijáky se samostatným hydraulickým okruhem. Použití samostatného hydraulického okruhu je technicky a ekonomicky náročnější. Hlavními částmi samostatného hydraulického okruhu je hydraulické čerpadlo, nádrž hydraulické kapaliny, hydraulický akumulátor pro rychlé reakce spínaní, elektricky ovládané rozvaděče a pojistné ventily. Jako výhodnější se jeví řešení, kde je užito hydraulického okruhu traktoru, odpadne tak nutnost použití i hydraulického akumulátoru, protože výkon hydraulických čerpadel v traktorech je vesměs dostatečná pro rychlé reakce navijáku. Pro zajištění funkcí navijáku pak postačí elektro-rozvaděče, pojistné ventily a samotné ovládací jednotky. Pro regulaci ovládacích tlaků se používá pojistných ventilů, které jsou nastaveny pro daný tlak.

Ovládací jednotka zabezpečuje samotné ovládání elektro-rozvaděčů, jež dle zvolené funkce aktivuje nebo deaktivuje spojku resp. brzdu. Napájení elektrovýzbroje je z 12V zásuvky běžně umístěné na traktoru. Ovladač pak často umožňuje obsluhovat naviják bezdrátově, někdy je doplněn o funkce přidání/ubrání plynu a vypnutí/zapnutí motoru.

3.8 Konstrukční varianty

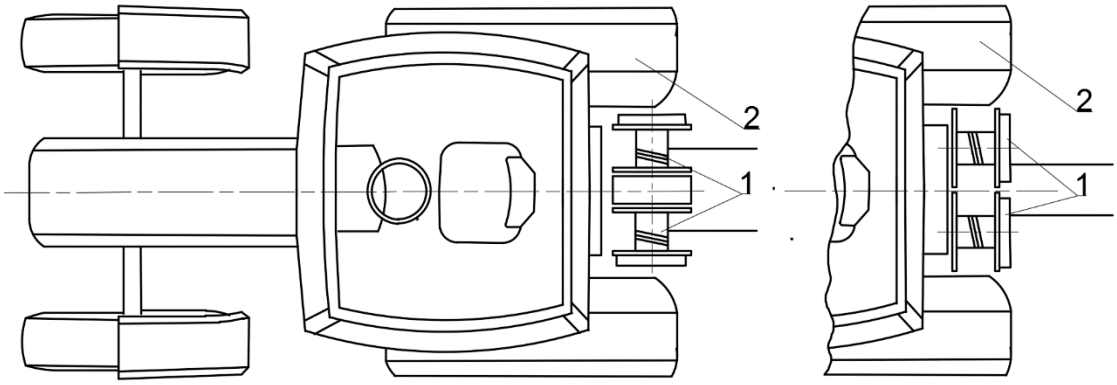
3.8.1 Orientace lanových bubnů

Osa lanových bubnů rovnoběžně s podélnou osou traktoru

Takovéto uspořádání se objevuje zejména u jednobubnových navijáků. U dvoububnových navijáků se s tímto konstrukčním řešením setkáváme velice zřídka, hlavně kvůli nutnosti použít pro každý buben samostatné ozubené kolo a hlavní hřídel. Další nevýhodou je složitější vedení lana z naváděcích rolen na lanový buben. Vzhledem k rovnoběžnosti os je možnost použití čelního válcového ozubení, pro dostatečný převodový poměr je převod dvoustupňový.

Lanové bubny uloženy příčně

Nejčastější konstrukční uspořádání u dvoububnových navijáků je uložení lanových bubnů kolmo k podélné ose traktoru. Hojné využívání této koncepce je díky možnosti využití průběžné hřídele převodovky pro uložení lanových bubnů, dále také jednoduché vedení lan z naváděcích rolen štítu přímo na lanový buben. Kvůli příčnému uložení je třeba použít úhlového ozubení.



Obr. 7 Orientace lanových bubnů kolmo na osu traktoru (vlevo), rovnoběžně s osou traktoru (vpravo) 1-lanové bubny, 2-traktor

3.8.2 Hlavní převodové soukolí

Vzhledem k volbě uložení lanových bubnů kolmo na osu traktoru je třeba použít soukolí, jejichž osy jsou navzájem kolmé.

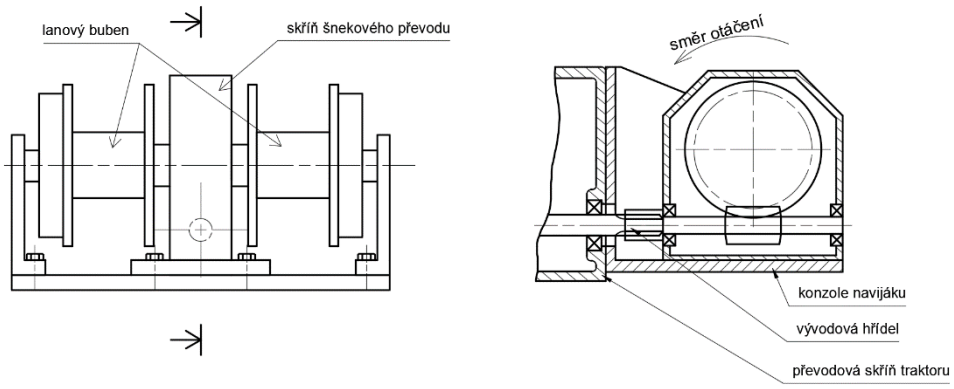
- Kuželové soukolí, nevýhoda tohoto soukolí jsou malé dosažitelné převodové poměry (i_{max}=8) v jednom stupni. Je tedy nutno předřadit převod a z toho plynoucí složitější konstrukce. Naopak mají vyšší účinnost nežli soukolí šneková. Vzhledem k vysokému zatížení ozubení je nezbytné použít kuželová kola se zakřivenými zuby, jejichž výroba je náročná.
- Šneková soukolí, vysoké převodové poměry dosažitelné v jednom stupni. Nižší účinnost.

3.8.3 Montáž na traktor

Existuje řada možností montáže za traktor, ale vždy je montáž navijáku prováděna na konzolu, která je připevněna k traktoru. Tato konzole umožňuje agregaci navijáku za téměř jakýkoliv traktor disponující dostatečným prostorem v zadní části. Konstrukce navijáku je vždy stejná, pouze je pozměněna konzole dle rozmístění šroubů a pozice vývodové hřídele.

3.8.3.1 Montáž přímo za vývodový hřídel

Jednou z možností montáže je montáž šnekové převodovky přímo za vývodový hřídel traktoru, potom je osa šneku totožná s osou vývodové hřídele, dle obr. 8. Toto řešení je výhodné hlavně z hlediska nízko-položeného těžiště navijáku, jež zvyšuje příčnou stabilitu traktoru a v neposlední řadě téměř bezúdržbovým provozem v porovnání s montáží s předřadným soukolím. Hlavní nevýhodou je nutnost zajištění souososti vývodové hřídele a vstupu. Dále je také celý mechanismus umístěn nízko nad terénem, což zvyšuje stupeň znečištění a také možnost poškození. Lano je navíjeno na vrchní část bubnu pro zajištění optimální výšky lana nad úrovní terénu.



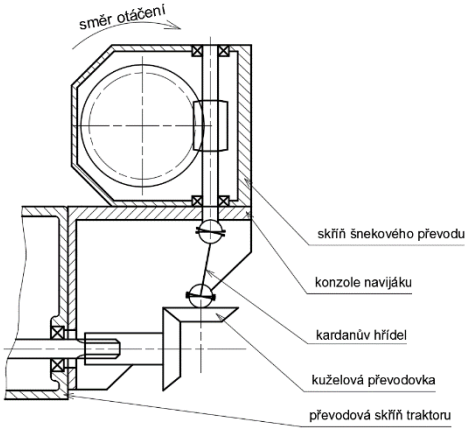
Obr. 8 Montáž navijáku přímo za vývodový hřídel

3.8.3.2 Použití předřadného převodu

Nejčastěji užívanou možností je umístění stupu výrazně nad úrovní vývodového hřídele traktoru a použití předřadného převodu, který je schopen do jisté míry vyrovnávat odchylky dané přesností výroby a montáže. Abychom zmenšily nejenom namáhání celé konstrukce, ale i tendenci odlehčování přední nápravy traktoru, lano nabíhá na buben ve spodní části bubnu.

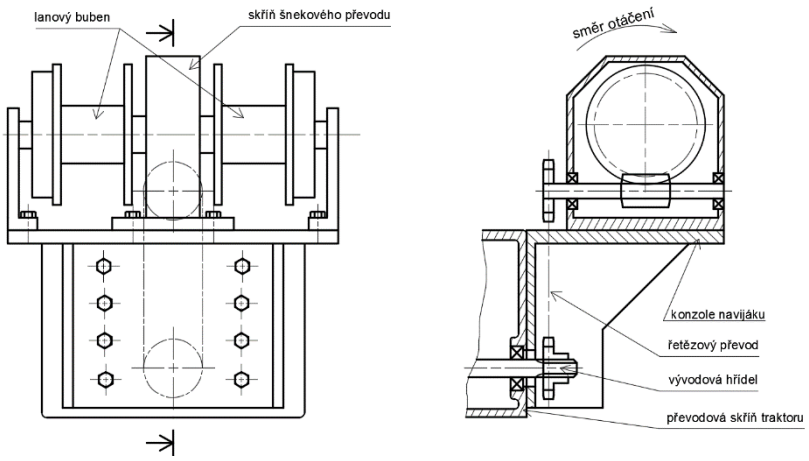
Používané typy předřadných převodů:

- Použití kuželové převodovky, umístěné hned za vývodovou hřídelí. Z kuželové převodovky vede krátký kardanový hřídel ke vstupu převodovky (šneku). Celá převodovka je tedy pootočená o 90°, osa šneku je vertikálně. Toto řešení má nízké nároky na údržbu, ale je finančně náročné zejména výrobou kuželové převodovky a použití kardanova hřídele. Schéma uspořádání je uvedeno na obr. 9.



Obr. 9 Předřadný pohon s využitím kuželové převodovky a kardanova hřídele

- Další možností je také použití řetězového převodu s válečkovým řetězem, u šnekových převodovek, obvykle s převodem 1:1, jedno řetězové kolo je umístěno na vývodové hřídeli a druhé na vstupu do převodové skříně lanového navijáku. Vzhledem k tomu, že řetězový převod je umístěn pouze pod plechovým krytem a je mazán pouze ručně, je nutné počítat s nižší trvanlivostí převodu. Na druhé straně výměna převodu je snadná, a ze všech řešení je nejlevnější.



Obr. 10 Předřadný pohon pomocí řetězového převodu

3.8.4 Spojky

Vzhledem k požadavkům na zapínání a vypínání spojky při zatížení je výběr omezen na spojky třecí. Třecí spojky mají také charakter bezpečnostního prvku, kdy při přetížení dojde k prokluzu spojky. Je zde uvedeno několik typů třecích spojek, jejich výhody a nevýhody.

Základní typy třecích spojek jsou:

- Lamelová (možnost většího počtu třecích ploch a z toho plynoucí nižší přítlačná síla)
- Pásová (nutnost rotačního přívodu ovládacího média, vysoká účinnost s velkým úhlem opásání)
- Čelisťová (nutnost rotačního přívodu ovládacího média, nižší účinnost v porovnání s pásovou spojkou)
- Kuželová (jedna třecí plocha, širší podélná zástavba, vyšší účinnost nežli u čelní třecí spojky)

3.8.5 Brzdy

Stejně jako u spojek i zde požaduje možnost pozvolného brzdění resp. odbrždění. Tudíž i brzdy jsou omezeny na třecí.

Základní typy třecích brzd jsou:

- Lamelová (možnost většího počtu třecích ploch)
- Pásová (vysoká účinnost s velkým úhlem opásání, namáhání hřídele na ohyb)
- Čelisťová (nižší účinnost v porovnání s pásovou spojkou)

Často je volena kombinace lamelové spojky a pásové brzdy, protože je výhodné použití válcové plochy, na jejíž vnějším průměru je umístěna pásová brzda a na ve vnitřním prostoru je umístěna lamelová spojka.

3.9 Přehled vyráběných variant navijáků

Na trhu je mnoho výrobců nabízející navijáky se srovnatelnou tažnou silou, ale pouze několik navijáků se od sebe odlišuje konstrukčně. Tito hlavní zástupci konstrukčně odlišných navijáků jsou zde uvedeny.

Igland 5002,6002,9002

Finský výrobce s více než 20 letou tradicí výroby lesních zařízení. Všechny tyto nabízené varianty, jsou obdobné konstrukce. Liší se zejména tažnou (typ 5002-50kN, 6002-60kN atd.) Naviják je složen ze šnekové převodovky, dvou bubnů, lamelové suché třecí spojky a pásové brzdy. Pohon šneku je od vývodového hřídele traktoru přes řetězový převod. Na hřídeli šnekového kola jsou symetricky uloženy. Přenos kroutícího momentu na bubny je realizován pomocí lamelových třecích spojek s hydraulickým ovládáním, které jsou umístěny na boku lanového bubnu. Brždění bubnu je zabezpečeno pomocí pásové brzdy rovněž s hydraulickým ovládáním. Dle hmotnosti navijáku, svařované konstrukce, ale i podle hojného použití kuličkových ložisek je možné tyto modely označit jako ekonomické. Modely 6002 a 9002 jsou vybaveny vlastním hydraulickým okruhem se zubovým čerpadlem.

<u>Technická data navijáku Igland 6002:</u> [18]

Maximální tažná síla - při prázdném bubnu: 60kN
- při plné bubnu: 32,4kN

Teoretická kapacita bubnu: 97m/12mm

Rychlost navíjení při 540ot.min^{-1}: 0,6-1,1m.s^{-1}

Vnitřní převod: 1:9,7

Hmotnost: 358kg

Rozměry (mm): 760x850x580 (výška x šířka x hloubka)

Obr. 11 Naviják IGLAND 6002 [19]

Schlang & Reichart

Německý výrobce vyznačující se dlouhou životností, vysokou technickou vyspělostí, ale také vysokou cenou. Výrobce nabízí navijáky pro pevnou montáž s tažnou silou od 40kN do160kN.

Kroutící moment je od vývodového hřídele přenášen přes kuželovou převodovku poté krátkým kardanovým hřídelem ke šnekové převodovce, proto je osa hřídele šneku je orientována horizontálně. Na hlavní hřídeli jsou opět symetricky uloženy bubny. Více-lamelové spojky jsou uloženy na ve vnitřním průměru lanového bubnu, přitlačovány jsou jedním hydraulickým pístem v každém bubnu (viz. obr. 13, poz. 5). Brzda je rovněž více-lamelová, ovládaná soustavou hydraulických pístů (viz. obr. 13, poz. 3). Jak lamely, tak písty brzdy jsou umístěny na boku lanového bubnu. Ovládání je elektro-hydraulické s vlastním pístovým čerpadlem. Díky velkému průměru lanového bubnu dochází k pouze 30% poklesu tažné síly při navíjení na vrchní vrstvě lana. Jistou zvláštností je, že převodová skříň, lanové bubny a jiné nosné části nejsou řešeny jako svařence, ale jako odlitky.

<u>Technická data navijáku Schlang & Reichart 161:</u> [14]

Maximální tažná síla - při prázdném bubnu: 60kN
- při plné bubnu: 42kN

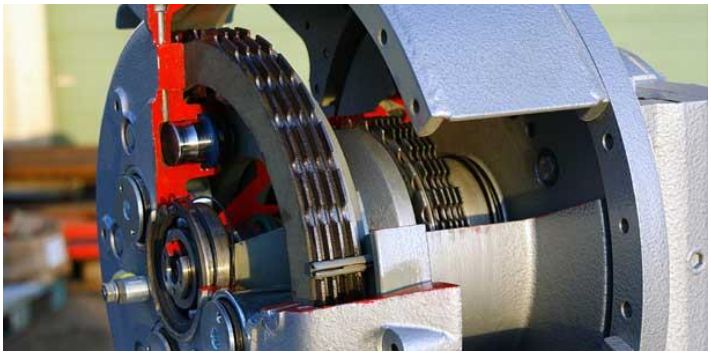
Teoretická kapacita bubnu: 120m/12mm

Střední rychlost navíjení při 540ot.min^{-1}: 0,6m.s^{-1}

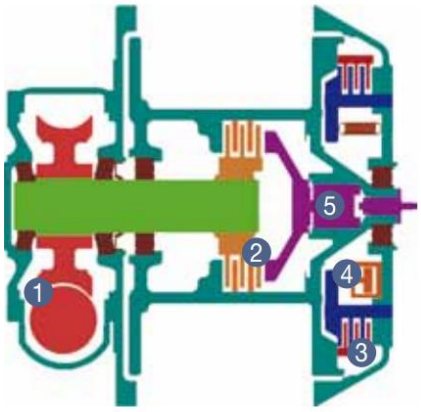
Vnitřní převod: 1:12

Hmotnost: 620kg

Rozměry (mm): 461x990x462 (výška x šířka x hloubka)



Obr. 12 Konstrukční provedení navijáku SCHLANG&REICHART [27]



Obr. 13 Zjednodušený řez navijákem [28]

DTN-4x4

Výrobce: PTR Třeboň

První typ konstrukčně podobného navijáku byl vyroben již v roce 1985 označovaný DTN-4. V roce 2011 naviják prošel konstrukčními úpravami, došlo ke zvýšení tažné síly z 40kN na 60kN a naviják je vyráběn do dnes po názvem DTN-4x4. Tento naviják je velice rozšířený naviják v České republice. Pohonné ústrojí je tvořeno šnekovým převodem se stálou olejovou náplní, běžící ve svařované převodové skříni. Lanové bubny jsou uloženy na hřídeli šnekového kola. Spojky i brzdy jsou zde řešeny jako pásové, spojky jsou systémem přepákování ovládány pneumatickými válci. Detail pásové brzdy a pásové spojky včetně přepákování je zobrazen na obr. 15. Naviják je nabízen s elektro-pneumatickým na přání s elektro-hydraulickým ovládáním. Tyto navijáky jsou montovány přímo na vývodovou hřídel. Přímá montáž navijáku na vývodovou hřídel klade značné nároky na souosost vývodové hřídele a hřídele šneku. I zde je k montáži použita konzole navijáku, viz obr. 16. Součástí navijáku je i uchycení celé kinematiky zvedacího štítu jak je patrné z obr. 14. Svým umístěním a druhem použitých spojek se značně odlišuje od ostatních konstrukcí.

<u>Technická data navijáku DTN-4x4:</u> [15]

Maximální tažná síla při prázdném bubnu: 60kN
Teoretická kapacita bubnu: 200m/12,5mm
Rychlost navíjení při 540ot.min^{-1}: 0,6 m.s^{-1}
Hmotnost: 560kg

Obr. 14 Pohled na naviják DTN-4x4 [25]

Obr. 15 Detail pásové brzdy a pásové spojky navijáku [26]

Obr. 16 Detail pásové brzdy a pásové spojky navijáku

4 Návrh konstrukce navijáku

Parametry konstrukce navijáku vyplývající ze zadání:

- Dva nezávisle ovladatelné lanové bubny
- Tažná síla navijáku 2x60kN, tj. 60kN na každém bubnu

Na základě provedené rešerše současného stavu techniky volím tyto výchozí parametry návrhu konstrukce:

- Převod šnekovým soukolím s předřadným řetězovým převodem
- Suché třecí lamelové spojky
- Suché pásové brzdy
- Osa lanových bubnů kolmá na osu traktoru
- Elektro-hydraulické ovládání
- Konstrukční životnost 6000 hodin, při plném zatížení

4.1 Umístění spojek

Spojky jsou voleny lamelové se suchým třecím obložením. Vzhledem k tomu, že k odvíjení lana provádí obsluha stroje a možnosti spínat každý buben zvlášť nezávisle na sobě, není možné umístit spojku, tam kde by to bylo nejvýhodnější z hlediska rozměrů. Tedy v místě nejmenšího kroutícího momentu a nejvyšších otáček tj. na stupu do převodovky navijáku. Spojka musí být umístěna mezi hřídel šnekového kola a lanový buben místo, kde dosahuje kroutící moment nejvyšších hodnot. Obsluha zařízení bude teoreticky překonávat pouze tření v ložiskách bubnu, prakticky k tomuto odporu přibyde zbytkové tření mezi lanovým bubnem a spojkou resp. brzdou.

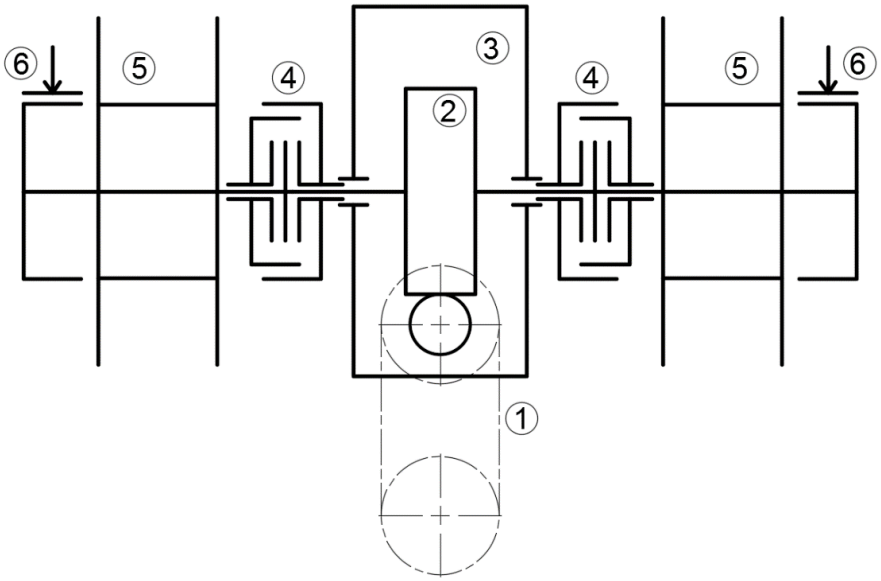
4.2 Umístění brzd

Brzdná síla musí mít minimálně stejnou hodnotu jako tažná síla, častěji se volí z bezpečnostních důvodů brzdná síla o cca 10-15kN vyšší. Proto je nutné brzdu umístit přímo na lanový buben. Brzda je volena pásová, poskytující velkou účinnost při velkém úhlu opásání. Pásové brzdy potřebují válcovou třecí plochu, která je v tomto případě výhodná, jelikož do vnitřního prostoru tohoto válcového mezikruží je možné umístit lamelové spojky.

4.3 Koncepční návrh

Pohon lanového navijáku je přes předřadný řetězový převod a šnekové soukolí. Jedno řetězové kolo předřadného převodu je nasazeno přímo na vývodový hřídel a druhé na hřídel šneku. Lanové bubny zvoleny kolmo na osu traktoru z důvodu použití šnekového soukolí. Hřídel šnekového kola je průběžná, skrze převodovku. Na této hřídeli jsou otočně uloženy lanové bubny, které jsou spojeny s hřídelí šnekového kola dvojicí třecích lamelových spojek. Brzdění lanových bubnů je zajištěno pásovou brzdou. Schéma zvoleného pohonu navijáku je uvedeno na obr. 17.

Schéma pohonu navijáku:



Obr. 17 Schéma pohonu navijáku: 1- předřadný řetězový převod, 2- šnekové soukolí, 3- převodová skříň, 4- lamelová třecí spojka, 5- lanový buben, 6- pásová brzda

4.4 Rozměry

Naviják bude pomocí konzole namontován na zadní část převodové skříně traktoru. Z toho plyne rozměrové omezení dané prostorem pro zástavbu v zadní části traktoru toto omezení je zejména šířkové. Hloubka a výška navijáku není prakticky omezena, ale ovlivňuje výsledné těžiště traktoru. Maximální zástavbové rozměry se liší dle typu a výrobce traktoru. Takový traktor by měl být dostatečně obratný s relativně malými rozměry, ale stále dostatečným výkonem a tažnou silou. Avšak pojmy jako je obratnost, malé rozměry apod. jsou relativní, proto je volba traktoru závislá na charakteru provozu, místních zvyklostech a také finančních možnostech vlastníka. V rámci této práce je určena maximální šířka, porovnáním několika traktorů, které se nejčastěji používají pro přibližování dřeva.

Porovnány byly traktory John Deere 6230, Zetor Forterra 115 a Valtra N103, u kterých byla zjištěna maximální zástavbová šířka pohybující se od 1130mm po 1200mm. Tudíž i maximální šířka bude omezena na 1130mm.

Naviják také musí být uložen v dostatečné výšce nad terénem, tak aby bylo lano při navíjení co nejméně namáháno ohybem a také kvůli eliminaci možných poškození daných provozem v lese. Výškové umístění navijáku je však spíše otázkou konstrukce konzole navijáku než samotné konstrukce navijáku.

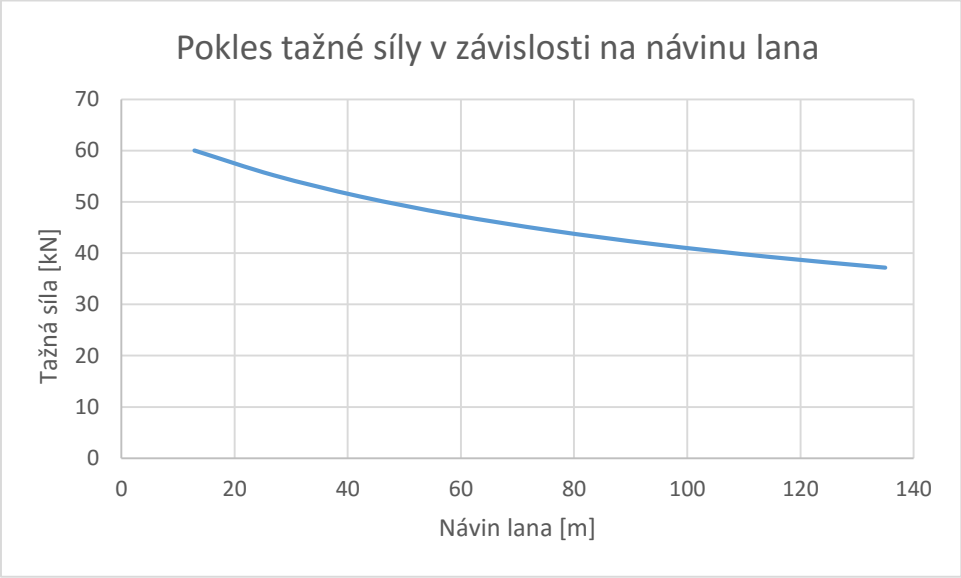
4.5 Velikost lanového bubnu

Volba velikosti lanového bubnu je poměrně náročnou záležitostí, musí splňovat řadu požadavků.

1) Dostatečnou kapacitu lana, která záleží na podmínkách používání, místních zvyklostem apod. běžně je kapacita okolo 110 metrů.
2) S rostoucím vnitřním průměrem se nám zvyšuje přenášený kroutící moment, ale snižuje se pokles tažné síly s větším počtem závitů lana.
3) Požadavek na konstrukční uspořádání (ukrytí spojkových lamel, úspora zástavbového prostoru apod.)
4) Požadavky technologické (polotovar, svařitelnost)
5) Požadavek dimenzování bubnu (namáhání vnějším přetlakem, namáhání ohybem)

Byl zvolen lanový buben o vnitřním průměru 274mm a vnitřní šířce 180mm. Při tomto vnitřním průměru bude potřebný kroutící moment pro vyvození maximální tažné síly na jednom bubnu:

$$\frac{M_{kII}}{2} = F_{lb}.\frac{d_b}{2} = 60.10^3.\frac{0{,}274}{2} = 8220Nm \qquad (1)$$



Graf 1: Pokles tažné síly v závislosti na návinu lana

Jak je patrné z grafu 1, tak při návinu 100m lana o průměru 12mm, dojde k poklesu tažné síly o 33%, což je v porovnání s vyráběnými typy hodnota příznivá.

4.6 Převodový poměr

Volbu převodového poměru šnekového soukolí závisí jednak na rychlosti navíjení a také na potřebném výkonu traktoru. U dvoububnových navijáků obdobné konstrukce se obvykle pohybuje v rozmezí od cca. 0,5m.s^{-1} při prázdném bubnu po 1,1m.s^{-1} na bubnu plném. Hodnoty jsou udávané při jmenovitých otáčkách vývodové hřídele 540 ot.min^{-1}. Hodnoty jsou ověřené provozem jako univerzální pro široké spektrum provozních podmínek.

Převodový poměr	Rychlost při prázdném bubnu [m.s^{-1}]	Rychlost při plné kapacitě [m.s^{-1}]	Potřebný výkon [kW]
1:10	0,77	1,24	103,3
1:12,5	0,62	0,10	82,6
1:14	**0,55**	**0,89**	**73,8**
1:16	0,48	0,78	64,5

Tab. 1: Porovnání převodových poměrů

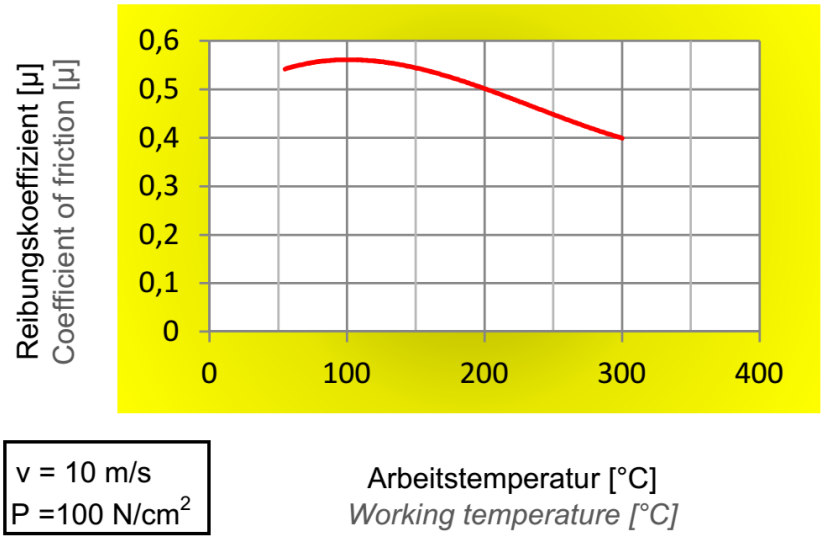
Z výše uvedených byl zvolen převodový poměr 1:14 jak ukazuje tab. 1, tento převodový poměr představuje vhodný kompromis mezi rychlostí navíjení a potřebným výkonem traktoru. Celý tento převodový poměr je realizován pouze šnekovým soukolím, tudíž předřadný řetězový převod má převodový poměr 1:1.

5 Návrh pohonu

5.1 Výpočet lamelové spojky

Jako třecí obložení je zvoleno třecí suché obložení **R-087** od fy SCHAEFFLER v tloušťce 4mm. Toto obložení má vysoký součinitel tření je doporučené pro průmyslové spojky a brzdy. Obložení s vysokou chemickou odolností a s teplotní odolností do 350C°.

Koeficient je určen z katalogového listu produktu [34], kde je udáván ve formě grafu závislosti koeficientu tření na pracovní teplotě (viz. graf 2). S ohledem na možné znečištění třecích ploch (vlhkost, příp. mastnota) je dále počítáno s koeficientem tření **μ_t = 0,4**.



Graf 2: Závislost koeficientu tření na pracovní teplotě [34]

<u>Výchozí parametry pro výpočet:</u>

- Vnější poloměr třecího obložení: R_2=228mm
- Vnitřní poloměr třecího obložení: R_1=193mm
- Počet třecích ploch: i=4
- Koeficient tření třecího obložení: μ_t=0,4

5.1.1 Přítlačná síla

$$\frac{M_{kII}}{2} = i.\mu_t.N.R_s \rightarrow N = \frac{M_{kII}/2}{i.\mu_t.R_s} = \frac{M_{kII}}{2.i.\mu_t.\frac{D_1+D_2}{2}} = \frac{16\,440.10^3}{2.4.0{,}4.\frac{228+193}{2}} = 24406{,}18N \approx 24{,}4kN \tag{2}$$

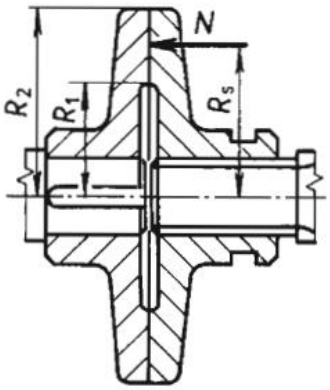
kde i [-] počet třecích ploch

μ_t [-] součinitel tření

N [N] přítlačná síla ve stykové ploše

R_s [mm] střední třecí poloměr

$$R_s = \frac{1}{3}\frac{D_2^3 - D_1^3}{D_2^2 - D_1^2} \approx \frac{R_1 + R_2}{2}$$



Obr. 18 Výpočtové schéma pro přítlačnou sílu [1]

5.1.2 Tlak ve stykové ploše

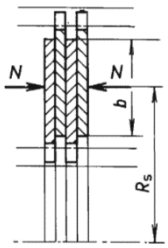
Dovolený tlak p_D, pro výše uvedený třecí materiál opět naleznu v katalogovém listu.

$$p_D = 100N.cm^{-2} = 1MPa \tag{3}$$

$$p = \frac{N}{S} = \frac{N}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)} = \frac{N}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} = \frac{24{,}4.10^3}{\pi(228^2 - 193^2)} = 0{,}52MPa < p_D \rightarrow vyhovuje \tag{4}$$

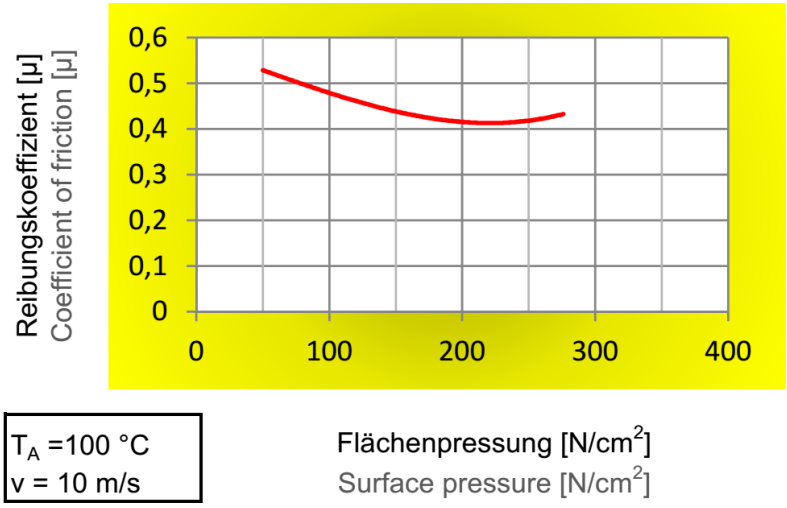
kde N [N] přítlačná síla

S [mm^2] styková plocha lamel



Obr. 19 Výpočtové schéma pro přítlačnou sílu [1]

Hodnota tlaku ve stykových plochách je záměrně volena o cca 50% nižší z důvodu delší životnosti obložení a také lepšího koeficientu tření. Jak je vidět z grafu 3 s rostoucím tlakem ve stykových plochách se snižuje koeficient tření.



Graf 3: Závislost koeficientu tření v závislosti na tlaku ve stykových plochách [34]

5.1.3 Ovládací tlak spojky

Přítlačná síla je zajištěna pomocí jednočinného hydraulického pístu s účinným průměrem D_{ps}=65mm. Návrat pístu do výchozí polohy a tím i vypnutí spojek umožňuje trio listových pružin připevněných na jedné straně k přítlačné desce a na straně druhé opřené o čelo trubky lanového bubnu.

$$p_o = \frac{N}{S_p} = \frac{F_o}{\frac{\pi . D_{ps}^2}{4}} = \frac{24{,}4.10^3}{\frac{\pi . 65^2}{4}} = 7{,}35MPa \approx 73{,}5bar \tag{5}$$

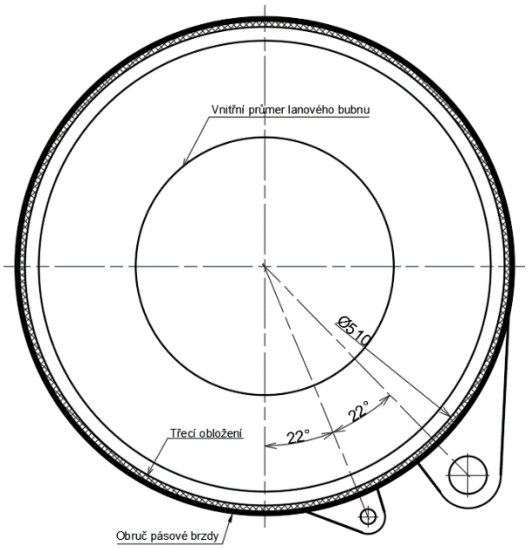
kde N [N] přítlačná síla

D_{ps} [mm] průměr pístu spojky

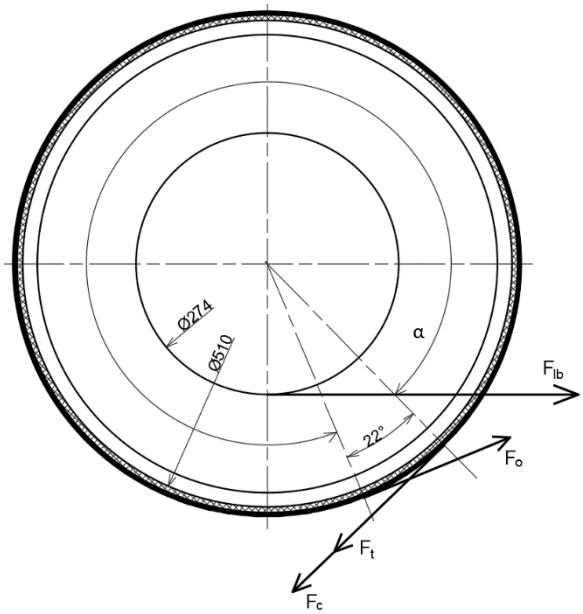
Ovládací tlak spojky je spíše hodnotou rámcovou, jelikož není uvažován vliv pasivních odporů, síly působící listové pružiny, která se bude měnit s opotřebením obložení. Závěrečné nastavení ovládacího tlaku je tedy vhodné provést až při provozních zkouškách.

5.2 Výpočet pásové brzdy

Třecí obložení pásové brzdy je voleno stejné jako u lamelových spojek. Z důvodu bezpečnosti je koeficient tření μ=0,35. Brzda je dimenzována na maximální brzdnou sílu F_{lb}=70kN opět z důvodu bezpečnosti a také větší pravděpodobnosti provozního znečištění dané umístěním pásové brzdy.



Obr. 20 Pásová brzda a základní rozměry pro výpočet



Obr. 21 Zjednodušený výpočtový model pásové brzdy

Kde:	F_o [kN]	ovládací síla
	F_t [kN]	potřebná třecí síla
	F_{lb} [kN]	síla vyvozená lanem
	F_c [kN]	celková síla působící na čep pásové brzdy
	α [rad], ϕ [°]	úhel opásání
	μ_t [-]	součinitel tření

5.2.1 Výpočet potřebné třecí síly

Výpočet třecí síly z rovnováhy kroutících momentů, dle obr. 36:

$$F_{lb}.274 = F_t.510 \rightarrow F_t = F_{lb}.\frac{274}{510} = 70.\frac{274}{510} = 37{,}61kN \tag{6}$$

Kde: F_t [kN] potřebná třecí síla

F_{lb} [kN] síla vyvozená lanem

Přepočet úhlu opásání na obloukovou míru:

$$\alpha = \frac{\varphi.180}{\pi} = \frac{338.\pi}{180} = 5{,}90rad. \tag{7}$$

5.2.2 Silové účinky pásové brzdy

Z Eulerova vztahu pro vláknové tření platí:

$$\frac{F_t}{F_o} = e^{\alpha.\mu_t} \rightarrow F_o = \frac{F_t}{e^{\alpha.\mu_t}} = \frac{37{,}61}{e^{5{,}90.0{,}35}} = 4{,}76kN \tag{8}$$

Kde: F_o [kN] ovládací síla

F_t [kN] potřebná třecí síla

F_c [kN] celková síla působící na čep pásové brzdy

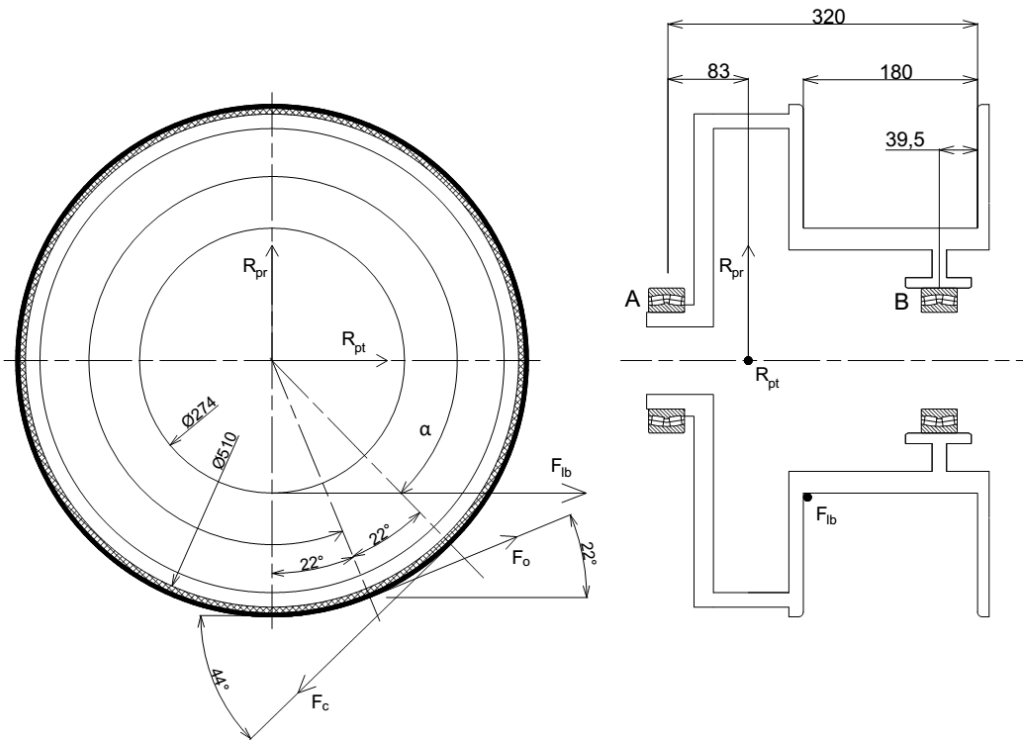
α [rad] úhel opásání

μ_t [-] součinitel tření

5.2.3 Celková síla působící na hlavní čep pásové brzdy

$$F_c = F_o + F_t = 4{,}76 + 37{,}61 = 42{,}37kN \tag{9}$$

5.2.4 Přídavný ohybový moment



Obr. 22 Výpočtový model přídavného ohybového momentu od pásové brzdy

Kde: R_{pr} [kN] přídavné namáhání v radiálním směru

R_{pt} [kN] přídavné namáhání v tečném směru

$$r: R_{pr} + F_o.\sin(22°) - F_c.\sin(44°) = 0 \rightarrow R_{pr} = F_c.\sin(44°) - F_o.\sin(22°) = 42{,}37.\sin(44°) - 4{,}76.\sin(22°) = 27{,}65kN \quad (10)$$

$$t: R_{pt} + F_o.\cos(22°) - F_c.\cos(44°) = 0 \rightarrow R_{pt} = F_c.\cos(44°) - F_o.\cos(22°) = 42{,}37.\cos(44°) - 4{,}76.\cos(22°) = 26{,}07kN \quad (11)$$

5.3 Výpočet předřadného řetězového pohonu

Předřadný převod je tvořen válečkovým řetězem a párem řetězových kol. Jedno řetězové kolo je přímo nasazeno na vývodovém hřídeli traktoru, druhé je potom na hřídeli šneku. Převod má převodový poměr 1:1. Délka řetězu se odlišuje dle agregace za různé typy traktorů. Výhodou tohoto převodu je jeho variabilita použití, snadná úprava délky řetězu, jiné koncovky vývodových hřídelí výměnou jednoho řetězového kola.

Výpočet je proveden dle norem ČSN 01 4809, ČSN 02 3311, ČSN 02 4811 zpracováno dle lit. [8]

Výchozí řetězového pohonu

- Otáčky řetězového kola: n_1=(0-540)ot.min^{-1}
- Převodový poměr: i_p=1
- Maximální výkon přenášený řetězovým převodem: P_1=71,5kW
- Válečkový řetěz: ČSN 02 3311
- Obvodová rychlost: obvykle (3,26 – 6,53) m.s^{-1}
- Počet zubů řetězových kol zvoleny z_1=z_2=19, z rozměrových důvodů a s ohledem na obvodovou rychlost řetězu.

5.3.1 Určení typu řetězu

Diagramový výkon podle provozních podmínek

$$P_d = \frac{P_1}{\chi . \mu_m . \varphi_p} = \frac{71,5}{0,6.1.1} = 119,17kW \qquad (12)$$

kde χ [-] činitel výkonu a pro dané podmínky je roven χ = 0,6 z z lit. [6] z tab. 2.

μ_m [-] činitel mazání a je určen z lit. [8] z tab. 1 podle provozu hnacího a hnaného stroje a velikosti obvodové rychlosti. Z tabulky 1 volím součinitel mazání μ = 1

ϕ_p [-] činitel provedení řetězu a určí se se z lit. [8] z tab. 3. Pro řetěz ČSN 02 3311 je součinitel provedení řetězu 1

P_1 [kW] je výkon přenášený převodem

Z diagramu pro volbu řetězu odpovídá vypočtenému diagramovému výkonu dvouřadý řetěz 28B, nicméně z rozměrových důvodů je zvolen dvouřadý řetěz 24B s předpokladem snížení životnosti řetězu.

5.3.2 Roztečný průměr řetězových kol

$$D_1 = D_2 = \frac{t}{\sin(\frac{180°}{z_1})} = \frac{38{,}10}{\sin(\frac{180}{19})} = 231{,}47mm \tag{13}$$

Kde t [mm] rozteč článků řetězu pro řetěz 24B je t=38,10mm

z_1,z_2 [-] počet zubů řetězových kol

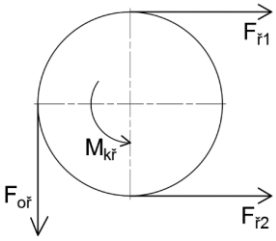
5.3.3 Silové poměry na řetězovém kole

Obvodová síla:

$$F_{oř} = \frac{P_1}{v_1} = \frac{P_1}{r_1.\omega_1} = \frac{P_1}{\frac{D_1}{2}.\frac{2\pi.n_1}{60}} = \frac{71{,}5.10^3}{\frac{231{,}47.10^{-3}}{2}.\frac{2\pi.540}{60}} = 10924{,}94N \tag{14}$$

Kde P_1 [W] výkon přenášený převodem

v_1 [m.s^{-1}] rychlost řetězu při maximálních otáčkách



Obr. 23 Síly působící na řetězové kolo

Odstředivá síla v řetězu:

$$F_c = m_1.v_1^2 = m_1.(r_1.\omega_1)^2 = m_1.(\frac{D_1}{2}.\frac{2\pi.n_1}{60})^2 = 14{,}2.\left(\frac{231{,}47.10^{-3}}{2}.\frac{2\pi.540}{60}\right)^2 = 608{,}22N \tag{15}$$

Kde m_1 [kg.m^{-1}] hmotnost 1m řetězu, pro řetěz 24B-2 je m_1=14,2kg.m^{-1} [5]

v_1 [m.s^{-1}] rychlost řetězu při maximálních otáčkách

V tažené větvi je celková tahová síla $F_{ř1}$

$$F_{ř1} = F_{oř} + F_c = 10924{,}94 + 608{,}22 = 11533{,}16N \tag{16}$$

Ve volné větvi celková tahová síla $F_{ř2}$

$$F_{ř2} = F_{oř} = 608{,}22N \tag{17}$$

5.3.4 Pevnostní kontrola řetězu

5.3.4.1 Kontrola proti přetržení

Statická bezpečnost

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_{ř1}} = \frac{324.10^3}{11533,16} = 28,09 > 7 \rightarrow vyhovuje \tag{18}$$

Kde F_{pt} [N] minimální síla při přetržení řetězu pro řetěz 24B-2 je F_{pt}=324kN, dle lit. [5]

$F_{ř1}$ [N] síla v tažené větvi

Dynamická bezpečnost

$$k_d = \frac{F_{pt}}{Y_ř . F_{ř1}} = \frac{324.10^3}{3.11533,16} = 9,36 > 5 \rightarrow vyhovuje \tag{19}$$

Kde F_{pt} [N] minimální síla při přetržení řetězu pro řetěz 24B-2 je F_{pt}=324kN

$F_{ř1}$ [N] síla v tažené větvi

$Y_ř$ [-] činitel rázů určený dle lit. [8]

5.3.4.2 Kontrola měrného tlaku

Tlak v kloubech řetězu

$$p_p = \frac{F_{ř1}}{S_ř} = \frac{11533,16}{1109} = 10,40MPa \tag{20}$$

Kde $S_ř$ [mm2] plocha kloubu řetězu určená dle lit. [5]

$F_{ř1}$ [N] síla v tažené větvi

Dovolený tlak v kloubech řetězu

$$p_{dř} = \lambda . p_{sř} = 0,73.16,09 = 11,75MPa \rightarrow p_{dř} > p_p \rightarrow vyhovuje \tag{21}$$

Kde $p_{sř}$ [MPa] směrný tlak v kloubu řetězu určený dle lit. [8]

λ [-] činitel tření určený dle lit. [8]

5.4 Návrh šnekového soukolí

Nejvhodnějším typem šnekového soukolí je z hlediska rozměrů soukolí s globoidním šnekovým kolem a globoidním šnekem. Tyto soukolí mají oproti soukolím s válcovým šnekem dvakrát až třikrát větší únosnost. Jejich velkou nevýhodou je velice složitá a nákladná výroba, vysoké nároky na přesnost výroby i montáže. S ohledem na tyto nevýhody je vhodnější použít soukolí se šnekem válcovým.

Návrh šnekového soukolí byl proveden v programu MITCALC, tento program pro zadané parametry soukolí vypočítá optimální varianty soukolí v souladu s normou DIN 3996. Program kontroluje nejen odolnost proti opotřebení či pittingu, ale i dovolený průhyb šneku.

Materiál šnekového kola je zvolen hliníkový bronz CuAl10Fe5Ni5, s mezí pevnosti R_m=700MPa. Tento bronz byl zvolen z důvodu vysoké únavové pevnosti a nižší ceně v porovnání s cínovými bronzy. Maximální kluzná rychlost hliníkových bronzů do 4 $m.s^{-1}$ není v tomto případě limitující.

Materiál šneku je hojně používaná ocel 16MnCr5, kalená cementovaná.

<u>Výchozí parametry soukolí:</u>

- Převodový poměr – 1:14
- Kroutící moment na výstupu – 16440Nm → ≈ 71,5kW na vstupu
- Otáčky šneku – 540 $ot.min^{-1}$
- Požadovaná životnost - 6000h

5.4.1 Zadávané parametry

Šnekové ozubení

			Šnek	Kolo	
i	**Výpočet bez chyb.**				
ii	☐ **Informace o projektu**				
?	**Kapitola vstupních parametrů**				
1.0	☑ **Volba základních vstupních parametrů**				
1.1	Jednotky výpočtu		SI Units (N, mm, kW...)		
1.2	Poháněný šnek / šnekové kolo		Šnek		
1.3	Přenášený výkon	Pw [kW]	71,461	66,500	
1.4	Otáčky šneku / šnekového kola	n [/min]	540,00	38,57	[/min]
1.5	Krouticí moment (šnek / kolo)	Mk [Nm]	1263,71	16463,69	[Nm]
1.6	Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	14,00		
1.7	Skutečný převodový poměr / odchylka	i	14,00	0,00%	
2.0	☑ **Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.**				
2.0	Označení materiálu podle normy :		DIN		
2.1	Materiál šneku:		Konstrukční ocel legovaná 16MnCr5 (Rm=785 MPa) cementovaná kalená		
2.2	Materiál kola :		Hliníkový bronz CuAl10Fe5Ni5-C-GZ (DIN EN 1982) (Rm=700 MPa)		
2.3	Typ šneku (typ profilu zubu)		ZN (N) Obecné		
2.4	Typ zatížení převodovky od hnacího stroje		A...Plynulé		
2.5	Typ zatížení převodovky od poháněného stroje		B...S malou nerovnoměrností		
2.6	Způsob mazání		Mazání broděním šneku		
2.7	Typ oleje		Syntetický olej založený na polyglykolu (PEG)		
2.8	Označení oleje - výběr		ISO VG - 220 (AGMA no 5)		
2.9	Kinematická viskozita při 40°C a 100°C	ν40,ν100	220,00	40,00	[mm^2/s]
2.10	Měrná hmotnost maziva při 15°C	ρoil15	1,060	[kg/dm^3]	
2.11	Střední hodnota drsnosti šneku	Ra1	0,50	[microm]	
2.12	Součinitel vnějších dynamických sil	KA	1,25	1,25 ☑	
2.13	Požadovaná životnost	Lh	6000	[h]	
2.14	**Požadované koeficienty bezpečnosti**				
2.15	Bezpečnost proti opotřebení	SW	1,10	≥1.10	
2.16	Bezpecnost proti pittingu	SH	1,00	≥1.00	
2.17	Bezpečnost proti nedovolenému průhybu	Sδ	1,00	≥1.00	
2.18	Bezpečnost proti únavovému lomu	SF	1,10	≥1.10	

Obr. 24 Zadávané parametry pro výpočet šnekového soukolí v prostředí programu MITCALC

Ze souboru možných variant je vybrána varianta s vhodným poměrem šířky soukolí osové vzdálenosti a také s ohledem na koeficienty bezpečnosti tak, aby se dosáhlo dobrého využití materiálu. Následně bylo soukolí korigováno na osovou vzdálenost a_w=300mm.

5.4.2 Zvolené parametry soukolí

4.0 ☑ Návrh geometrie ozubení

4.1	**Tabulka vyhovujících řešení**					
4.2	Kontrolovat bezpečnost	SW ☑	SH ☑	Sδ ☐	SF ☑	
4.3	Rozsah z1 od - do		1	3		
4.4	Rozsha q od - do		6	25		
4.5	Třídit výsledky podle parametru:		z1			

4.6	z1	z2	i	n2	q	m	DP	eta	gama	a	d1	d2	mass	SW	SH	Sd	SF	S
4.7	2	28	14,00	38,57	7,50	16,00	1,59	0,931	14,93	302,80	124,19	463,66	493,39	1,22	1,51	1,10	4,65	1,32

4.8	**Návrh geometrie**					
4.9	Počty zubů šneku / šnekového kola	z1,z2	2	28		
4.10	Normálný úhel záběru	α	20,00	14,5		[°]
4.11	Součinitel průměru šneku (q = d1 / m)	q	7,50	6 - 25	◉	
4.12	Průměr roztečné kružnice šneku	d1	124,1934	~ 135,31	○	[mm]
4.13	Úhel stoupání	γ	14,9314	4	○	[°]
4.14	Smysl stoupání šroubovice		Pravý			
4.15	Modul ozubení / normalizovaná hodnota	mn	16,000			[mm]
4.16	Circular Pitch / Diametral Pitch	CP/DP	1,9790	1,5875		
4.17	Vzdálenost levého/pravého ložiska šneku (%průměru kola	l1%,l2%	50,00	50,00		[% da2]
4.18	Vzdálenost levého/pravého ložiska šneku	l1,l2	253,90	253,90	☑	[mm]
4.19	Délka ozubení šneku	L	202,88	202,88	☑	[mm]
4.20	Šířka šnekového kola	b2H	117,98	117,98	☑	[mm]
4.21	Jednotkové posunutí kola	x [modul]	0,3797	> -0,338		
4.22	Průměr roztečné kružnice šneku / šnekového kola	d1, d2	124,193	463,655		[mm]
4.23	**Výpočet ozubení na zadanou osovou vzdálenost**					
4.24	Požadovaná osová vzdálenost / aktuální	a [mm]	300,000	300,000		
4.25	Dosažení osové vzdálenosti změnou parametru	Korekce x <-0.5;1.0>	(285,924;309,924)			
4.26	Přibližná hmotnost kompletní převodovky / soukolí	m	489,991	268,310		[kg]
4.27	Celková účinnost / Maximální teoretická	μges, μmax	93,06	95,86		[%]
4.28	Koeficienty bezpečnosti (opotřebení, zadírání)	SW, SH	1,16	1,51		
4.29	Koeficienty bezpečnosti (průhyb, únavový lom)	Sδ, SF	1,12	4,56		

Obr. 25 Výběr vhodné varianty šnekového soukolí a výpočet ozubení na zadanou osovou vzdálenost

5.4.3 Základní rozměry šnekového soukolí

5.1	Modul: normálný / tečný / osový	mn,mt,mx	16,0000	62,0967	16,5591		[mm]
5.2	Rozteč: normálná / tečná / osová	pn,pt,px	50,2655	195,0825	52,0220		[mm]
5.3	Úhel záběru: normálný / tečný / osový	alfan,alfat,alfax	20,0000	54,7045	20,6408		[°]
5.4	Počty zubů šneku / šnekového kola	z1,z2	2	28			
5.5	Průměr hlavové kružnice	da1,da2	156,1934	507,8066			[mm]
5.6	Průměr roztečné kružnice	d1,d2	124,1934	463,6554			[mm]
5.7	Průměr patní kružnice	df1,df2	84,1934	435,8066			[mm]
5.8	Průměr valivé kružnice	dw1,dw2	112,0421	463,6554			[mm]
5.9	Průměr střední kružnice	dm1,dm2	124,1934	476,2312			[mm]
5.10	Vnější průměr šnekového kola	de2	524,3700	486,1-535,6		☑	[mm]
5.11	Výška hlavy zubu	ha1,ha2	16,0000	22,0756			[mm]
5.12	Výška paty zubu	hf1,hf2	20,0000	13,9244			[mm]
5.13	Osová vzdálenost	a	300,0000				[mm]
5.14	Délka šneku / šířka kola	L/b2H	202,8800	117,9800			[mm]
5.15	Úhel stoupání na: základním průměru / valivém průměru	γ, γw	14,9314	16,4670			[°]
5.16	Tloušťka zubu v normální rovině	sn1,sn2	25,1327	29,5554			[mm]
5.17	Tloušťka zubu v osové rovině	sx1,sx2	26,0110	30,5882			[mm]
5.18	Tloušťka zubové mezery v normální rovině	en1,en2	25,1327	20,7100			[mm]
5.19	Tloušťka zubové mezery v osové rovině	ex1,ex2	26,0110	21,4338			[mm]

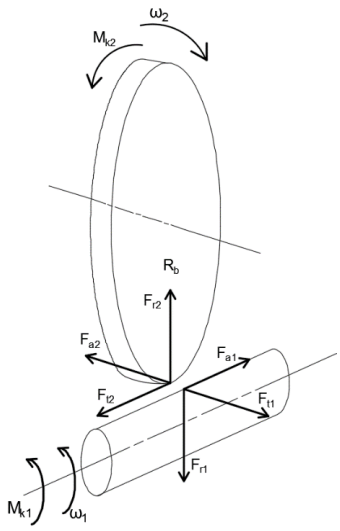
Obr. 26 Základní rozměry zvoleného šnekového soukolí

5.4.4 Silové poměry na šnekovém soukolí

Obvodová síla: F_{t1}=25 438,26N≈25,5kN F_{t2}=86 427,00N≈86,5kN

Axiální síla: F_{a1}=86 427,00N≈86,5kN F_{a2}=25 438,26N≈25,5kN

Radiální síla: F_{r1}=33 984,46N≈34kN F_{r2}=33 984,46N≈34kN



Obr. 27 Směry silových účinků šnekového soukolí

5.4.5 Předpokládaný a dovolený průhyb hřídele šneku

9.0 ☑ **Průhyb hřídele (DIN 3996)**				
9.1	Vzdálenost levého ložiska šneku	l1	253,9033	[mm]
9.2	Vzdálenost pravého ložiska šneku	l2	253,9033	[mm]
9.3	Reakce v levém ložisku	RA	21225,27	[N]
9.4	Reakce v pravém ložisku	RB	21225,27	[N]
9.5	Průhyb hřídele šneku	δm	0,14499	[mm]
9.6	Dovolený průhyb hřídele šneku	δlim	0,16277	[mm]
9.7	Bezpečnost proti nedovolenému průhybu	**Sδ**	**1,12**	

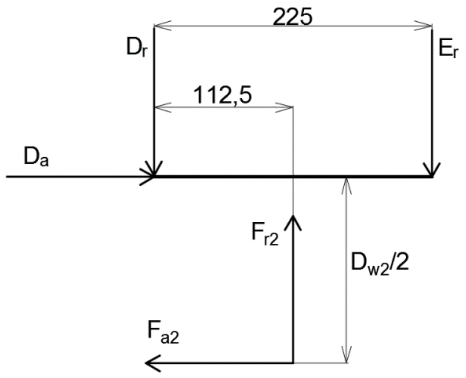
Obr. 28 Předpokládaný a dovolený průhyb hřídele šneku vypočtený programem MITCALC

5.4.6 Výpočet reakcí v podporách hřídele šnekového kola

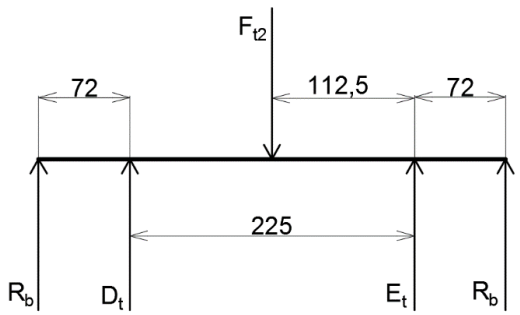
Výpočet reakcí v ložiscích hlavního hřídele je nutné provést celkem pro 4 případy a stanovit tak nejvyšší zatížení ložisek a celé konstrukce.

5.4.6.1 Navíjení na obou bubnech

Rovina F_a+F_r



Rovina F_t



Obr. 29 Výpočtové schéma hlavního hřídele pro stanovení reakcí, navíjení oba bubny

Rovina F_a+F_r:

$$M_e: D_r + E_r - F_{r2} = 0 \rightarrow E_r = F_{r2} - D_r = 34 - 43{,}3 = -9{,}3kN \tag{22}$$

$$r: D_r.225 - F_{a2}.\frac{D_{w2}}{2} - F_{r2}.112{,}5 = 0 \rightarrow D_r = \frac{F_{a2}.\frac{D_{w2}}{2} + F_{r2}.112{,}5}{225} = \frac{25{,}5.\frac{463{,}65}{2} + 34.112{,}5}{225} = 43{,}27kN \tag{23}$$

Rovina F_t:

$$Ze\ symetrie\ plyne: D_t = E_t = \frac{F_{t2}}{2} - R_b = \frac{86{,}45}{2} - 60 = -16{,}78kN \tag{24}$$

Celkové zatížení:

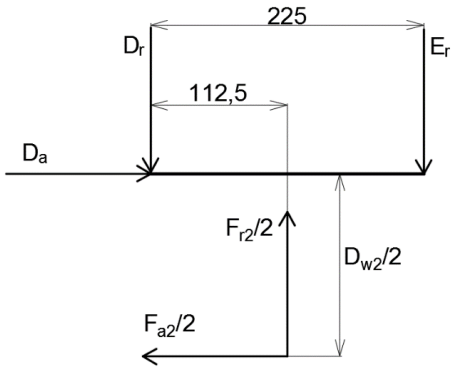
$$D = \sqrt{D_r^2 + D_t^2} = \sqrt{43{,}27^2 + (-16{,}78)^2} = 46{,}41kN \tag{25}$$

$$E = \sqrt{E_r^2 + E_t^2} = \sqrt{9{,}3^2 + (-16{,}78)^2} = 19{,}18kN \tag{26}$$

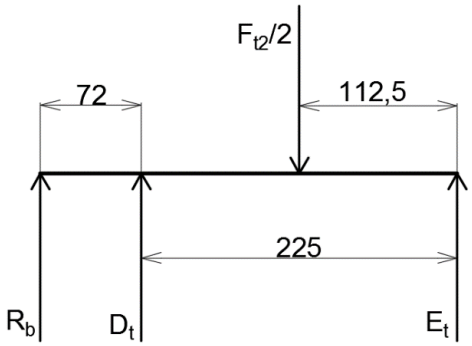
$$D_a = F_{a2} = 25{,}5kN \tag{27}$$

5.4.6.2 Navíjení levý buben

Rovina F_a+F_r



Rovina F_t



Obr. 30 Výpočtové schéma hlavního hřídele pro stanovení reakcí, navíjení levý buben

Rovina F_a+F_r:

$$r: D_r + E_r - \frac{F_{r2}}{2} = 0 \rightarrow E_r = \frac{F_{r2}}{2} - D_r = \frac{34}{2} - 21{,}64 = -4{,}64kN \tag{28}$$

$$M_e: D_r.225 - \frac{F_{a2}}{2}.\frac{D_{w2}}{2} - \frac{F_{r2}}{2}.112{,}5 = 0 \rightarrow D_r = \frac{\frac{F_{a2}}{2}.\frac{D_{w2}}{2} + \frac{F_{r2}}{2}.112{,}5}{225} = \frac{\frac{25{,}5}{2}.\frac{463{,}65}{2} + \frac{34}{2}.112{,}5}{225} = 21{,}64kN \tag{29}$$

Rovina F_t:

$$t: R_b + D_t + E_t - \frac{F_{t2}}{2} = 0 \rightarrow E_t = \frac{F_{t2}}{2} - R_b - D_t = \frac{86{,}5}{2} - 68{,}45 - (-68{,}73) = 43{,}53kN \tag{30}$$

$$M_e: -D_t.225 + \frac{F_{t2}}{2}.112{,}5 - R_b.(72 + 225) = 0 \rightarrow D_t = \frac{\frac{F_{t2}}{2}.112{,}5 - R_b.(72 + 225)}{225} = \frac{\frac{86{,}5}{2}.112{,}5 - 68{,}45.(72 + 225)}{225} = -68{,}73kN \tag{31}$$

Celkové zatížení:

$$D = \sqrt{D_r^2 + D_t^2} = \sqrt{21{,}64^2 + (-68{,}73)^2} = 72{,}06kN \tag{32}$$

$$E = \sqrt{E_r^2 + E_t^2} = \sqrt{(-4{,}64)^2 + 43{,}53^2} = 43{,}78kN \tag{33}$$

$$D_a = \frac{F_{a2}}{2} = \frac{25{,}5}{2} = 12{,}75kN \tag{34}$$

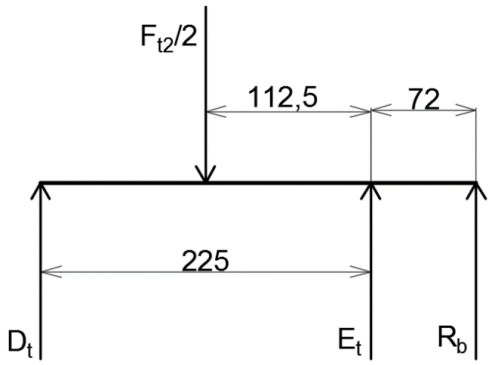
5.4.6.3 Navíjení na pravý buben

Rovina F_a+F_r, se při navíjení na pravý buben, nikterak neodlišuje od navíjení na levém bubnu.

$$D_r = 21{,}64kN \tag{35}$$

$$E_r = -4{,}64kN \tag{36}$$

Rovina F_t



Obr. 31 Výpočtové schéma hlavního hřídele pro stanovení reakcí, navíjení pravý buben

$$t: R_b + D_t + E_t - \frac{F_{t2}}{2} = 0 \rightarrow E_t = \frac{F_{t2}}{2} - R_b - D_t = \frac{86{,}5}{2} - 68{,}45 - 43{,}53 = -68{,}73kN \tag{37}$$

$$M_e: -D_t.225 + \frac{F_{t2}}{2}.112{,}5 + R_b.72 = 0 \rightarrow D_t = \frac{\frac{F_{t2}}{2}.112{,}5 + R_b.72}{225} = \frac{\frac{86{,}5}{2}.112{,}5 + 68{,}45.72}{225} = 43{,}53kN \tag{38}$$

Celkové zatížení:

$$D = \sqrt{D_r^2 + D_t^2} = \sqrt{21{,}64^2 + 43{,}53^2} = 48{,}61kN \tag{39}$$

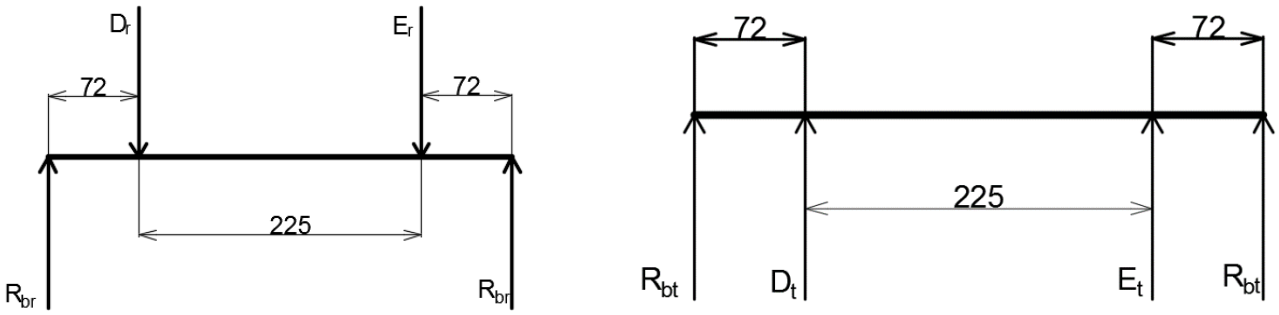
$$E = \sqrt{E_r^2 + E_t^2} = \sqrt{(-4{,}64)^2 + (-68{,}73)^2} = 68{,}89kN \tag{40}$$

$$E_a = \frac{F_{a2}}{2} = \frac{25{,}5}{2} = 12{,}75kN \tag{41}$$

5.4.6.4 Maximální brzdná síla na obou bubnech

Při výpočtu reakcí při aktivované pásové brzdě, šnekové soukolí překonává odpor v ložiskách, odpor ve šnekovém soukolí a případné odpory vznikající nedokonalým vypnutím lamelových spojek. Tyto odpory jsou ve srovnání se silou, které vyvozuje lano zanedbatelné, proto i účinky šnekového soukolí zanedbám.

Rovina F_a+F_r **Rovina F_t**



Obr. 32 Výpočtové schéma hlavního hřídele pro stanovení reakcí, maximální brzdná síla oba bubny

Rovina F_a+F_r:

$$Ze\ symetrie\ plyne: D_r = E_r = R_{br} = -7{,}14kN \tag{42}$$

Rovina F_t:

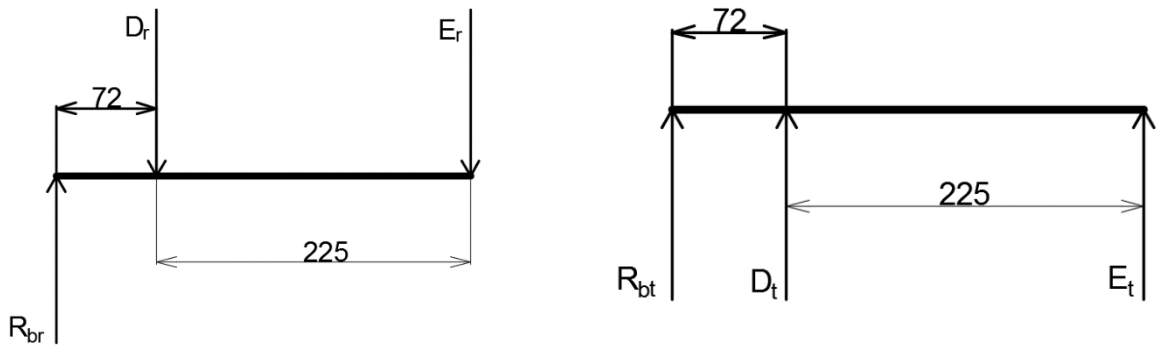
$$Ze\ symetrie\ plyne: D_t = E_t = -R_{bt} = -85{,}41kN \tag{43}$$

Celkové zatížení:

$$D = E = \sqrt{D_r^2 + D_t^2} = \sqrt{(-7{,}14)^2 + (-85{,}41)^2} = 85{,}71kN \tag{44}$$

5.4.6.5 Maximální brzdná síla na levém bubnu

Rovina F_a+F_r **Rovina F_t**



Obr. 33 Výpočtové schéma hlavního hřídele pro stanovení reakcí, maximální brzdná síla levý buben

Rovina F_a+F_r:

$$r: R_{br} - D_r - E_r = 0 \rightarrow E_r = R_{br} - D_r = -7{,}14 - (-9{,}42) = 2{,}28kN \tag{45}$$

$$M_e: -R_{br}.(72 + 225) + D_r.225 = 0 \rightarrow D_r = \frac{R_{br}.(72 + 225)}{225} = \frac{-7{,}14.297}{225} = -9{,}42kN \tag{46}$$

Rovina F_t:

$$t: R_{bt} + D_t + E_t = 0 \rightarrow E_t = -R_{bt} - D_t = -85{,}41 - (-112{,}74) = 27{,}33kN \tag{47}$$

$$M_e: -R_{bt}.(72 + 225) - D_t.225 = 0 \rightarrow D_t = \frac{-R_{bt}.(72 + 225)}{225} = \frac{-85{,}41.297}{225} = -112{,}74kN \tag{48}$$

Celkové zatížení:

$$D = \sqrt{D_r^2 + D_t^2} = \sqrt{(-9{,}42)^2 + (-112{,}74)^2} = 113{,}13kN \tag{49}$$

$$E = \sqrt{E_r^2 + E_t^2} = \sqrt{2{,}28^2 + 27{,}33^2} = 27{,}43kN \tag{50}$$

5.4.6.6 Maximální brzdná síla na pravém bubnu

Maximální brzdná síla na pravém bubnu je obdobná jako u levého bubnu. Dojde pouze k záměně hodnot v podpoře „E“ a „D“.

$$D_r = 2{,}28kN \tag{51}$$

$$E_r = -9{,}42kN \tag{52}$$

$$D_t = -112{,}74kN \tag{53}$$

$$E_t = 27{,}33kN \tag{54}$$

Celkové zatížení:

$$D = \sqrt{D_r^2 + D_t^2} = \sqrt{2{,}28^2 + 27{,}33^2} = 27{,}43kN \tag{55}$$

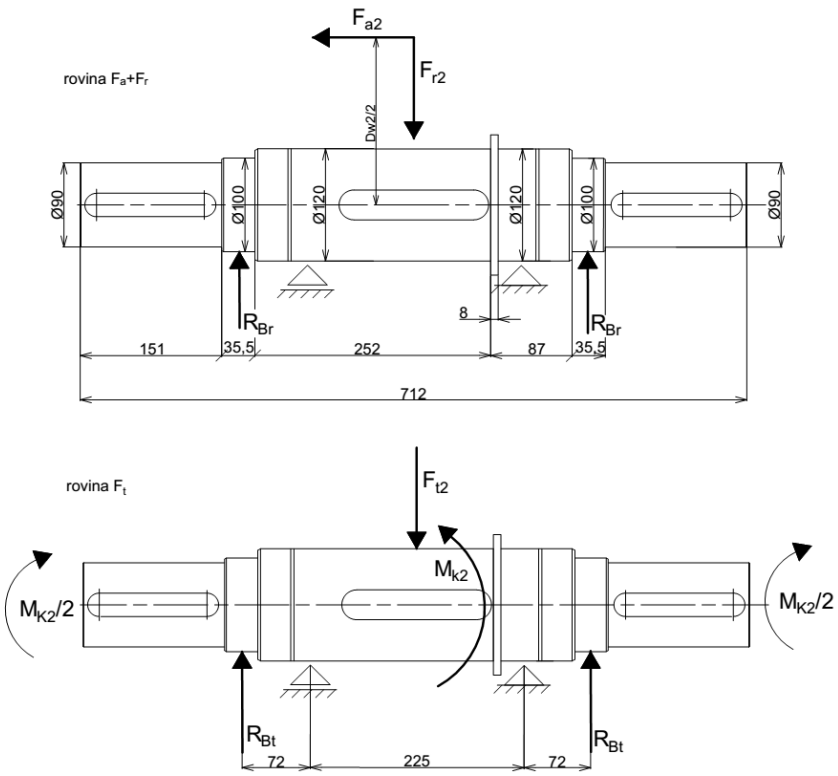
$$E = \sqrt{E_r^2 + E_t^2} = \sqrt{(-9{,}42)^2 + (-112{,}74)^2} = 113{,}13kN \tag{56}$$

5.4.7 Kontrola hlavního hřídele

Hřídel je analyzována pomocí doplňku programu Autodesk Inventor, jež stanoví namáhání hřídele včetně oslabení hřídele pery, zápichy apod. Dále také analyzuje průhyb a natočení hřídele, které jsou důležité pro kontrolu ložisek a šnekového kola. Redukované napětí σ_{red}, je určeno dle hypotézy HMH. Vypočtené hodnoty naklopení a deformací hřídelů jsou použity ke shrnutí výsledků, ke konci této práce.

Pevnostní kontrola hřídele je provedena pro všech šest případů zatěžování, protože není předem zřejmé, kdy bude docházet k největšímu namáhání. Výsledky jsou uvedeny formou výsledkové tabulky.

Schéma zatížení a hlavních rozměrů hřídele pro kontrolní výpočet



Obr. 34 Výpočtový model s hlavními rozměry pro kontrolu hlavního hřídele

Typ zatížení	1.	2.	3.	4.	5./6.
Maximální redukované napětí σ_{red} [MPa]	143,08	99,47	99,47	40,72	40,72
Maximální průhyb y_{max} [mm]	0,1230	0,0848	0,07747	0,086	0,086
Průhyb pod šnekovým kolem					
rovina F_a+F_r y_{r2} [mm]	0,00331	0,00166	0,00166	0,00155	0,00082
rovina F_t y_{t2} [mm]	0,02424	0,01241	0,01180	0,01853	0,0098
Průhyb pod ložiskem bubnu $y_š$ [mm]	0,0356	0,0239	0,0211	0,0348	0,0276
Úhel natočení pod ložiskem bubnu $\varphi_š$ [°]	0,0288	0,0200	0,0185	0,0266	0,0203
Úhel natočení v podporách φ_p [°]	0,0208	0,0142	0,0139	0,0193	0,0131

Tab. 2 Výsledky kontroly hlavního hřídele spočítané doplňkem programu AutoDesk Inventor

Typy zatížení: *1- navíjení na oba bubny, 2- navíjení na levý buben, 3- navíjení na pravý buben, 4- brzda na obou bubnech, 5- brzda na levém bubnu, 6- brzda na pravém bubnu*

Z výsledkové tabulky 2 vyplývá, že k největšímu namáhání hřídele dochází v prvním případě zatížení, tj. pokud je navíjeno na oba bubny. Napětí zde dosahuje hodnoty σ_{red}=143,08MPa.Toto namáhání je dáno kombinací zatížení krutem, ohybem a tlakem.

Materiálem hřídele je ocel 11 600 (E335), s minimální mezí kluzu R_{emin}= 260MPa [5].

Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$k = \frac{R_{emin}}{\sigma_{red}} = \frac{260}{143{,}08} = 1{,}82 \tag{57}$$

Průhyby a natočení pod ložiskem bubnu R_b, stejně jako maximální průhyb jsou zde uvedené spíše pro informaci, jelikož pro uložení bubnu, byly použity soudečková ložiska, které umožňují vyrovnávat velké úhly naklopení a nesouososti.

5.4.8 Ložiska uložení hlavního hřídele

Hlavní hřídel je uložena ve dvojici stejných kuželíkových ložisek montovaných do “X“. Kuželíková ložiska při zatížení radiální silou vyvolávají axiální sílu, která způsobují dodatečné axiální namáhání skříně. Výpočet axiální síly je provedena pro všechny typy zatěžování. Vypočtené axiální síly jsou dále použity pro stanovení životnosti ložisek a také jako vstup pro pevnostní řešení převodové skříně.

Kontrola trvanlivosti je provedena pouze pro ložisko D, které je více namáháno, zejména působením axiální síly vyvozující šnekové soukolí. Výpočet působení axiálních sil je v souladu s příručkou výrobce ložisek. [21] Je zde uveden výpočet axiálních sil pro jeden typ zatížení, ostatní výsledky jsou získané stejným postupem. Shrnutí všech výsledků je uvedeno tabulkovou formou.

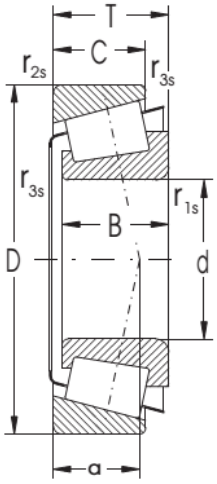
Kuželíkové ložisko 32024X [21]

Rozměry: d=120mm
D=180mm
T=38mm

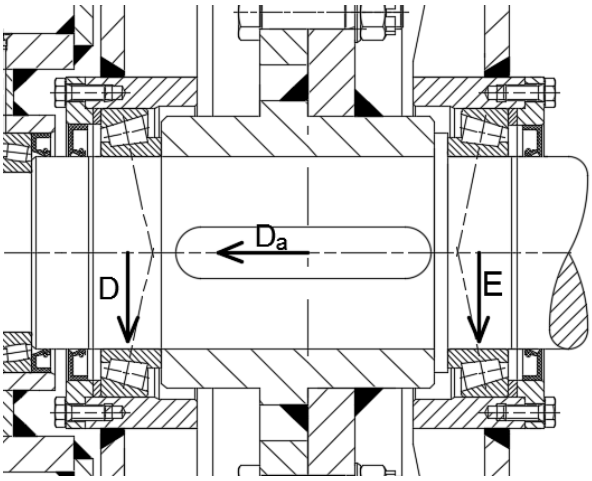
Dynamická únosnost: C=242kN
Statická únosnost: C_0=415kN

<u>Výpočtové součinitele:</u>

e_L=0,46
Y_D= Y_E =1,3



Obr. 35 Základní rozměry ložiska



Obr. 36 Označení působících sil na ložiska

Příklad výpočtu axiálních sil v ložiscích:

Navíjení na oba bubny (E=19,18kN; D=46,41kN; D_a=25,5kN)

Ověření typu zatěžování

$$\frac{D}{Y_D} > \frac{E}{Y_E} \rightarrow \frac{46{,}41}{1{,}3} > \frac{19{,}18}{1{,}3} \rightarrow 35{,}7 > 14{,}75 \rightarrow platí \tag{58}$$

$$D_a \geq 0{,}5.\left(\frac{D}{Y_D} - \frac{E}{Y_E}\right) \rightarrow 25{,}5 \geq 0{,}5.\left(\frac{46{,}41}{1{,}3} - \frac{19{,}18}{1{,}3}\right) \rightarrow 25{,}5 \geq 10{,}47 \rightarrow platí \tag{59}$$

Potom axiální síly mají velikost

$$E_{ac} = \frac{0{,}5.E}{Y_E} = \frac{0{,}5.19{,}18}{1{,}3} = 7{,}38kN \tag{60}$$

$$D_{ac} = D_a + E_{ac} = 25{,}5 + 7{,}38 = 32{,}88kN \tag{61}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska D

$$\frac{D_{ac}}{D} > e_L \rightarrow \frac{32{,}88}{46{,}41} > 0{,}46 \rightarrow 0{,}71 > 0{,}46 \tag{62}$$

$$P_{D1} = 0{,}4.D + Y_D.D_{ac} = 0{,}4.46{,}41 + 1{,}3.32{,}88 = 61{,}31kN \tag{63}$$

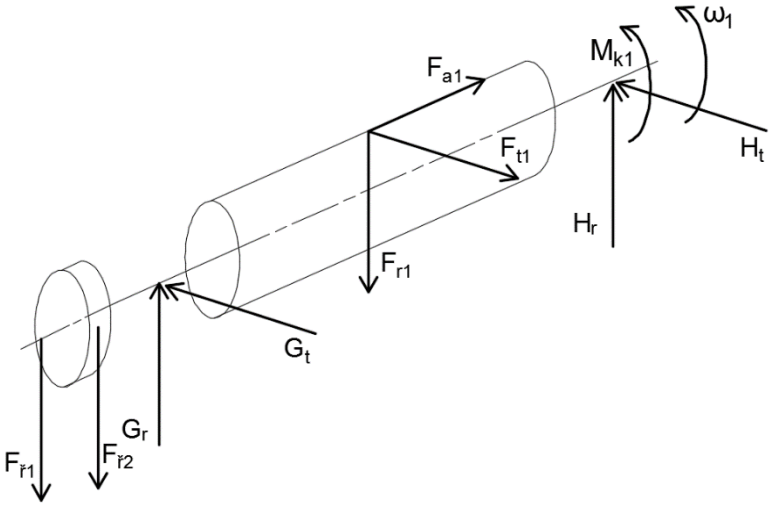
5.4.8.1 Síly v ložiscích

Typ zatížení	1	2	3	4	5	6
Radiální síly						
E [kN]	19,18	43,78	68,89	85,71	27,43	113,13
D [kN]	46,41	72,06	48,61	85,71	113,13	27,43
Axiální síly						
E_{ac} [kN]	7,38	16,84	26,49	32,97	43,51	43,51
D_{ac} [kN]	32,88	29,09	38,75	32,97	43,51	43,51

Tab. 3 Výsledné síly působící na kuželíková ložiska

Typy zatížení: *1- navíjení na oba bubny, 2- navíjení na levý buben, 3- navíjení na pravý buben, 4- brzda na obou bubnech, 5- brzda na levém bubnu, 6- brzda na pravém bubnu*

5.4.9 Výpočet reakcí v podporách hřídele **šneku**



$F_{ř1}$=11,53kN

$F_{ř2}$=0,61kN

F_{t1}=25,5kN

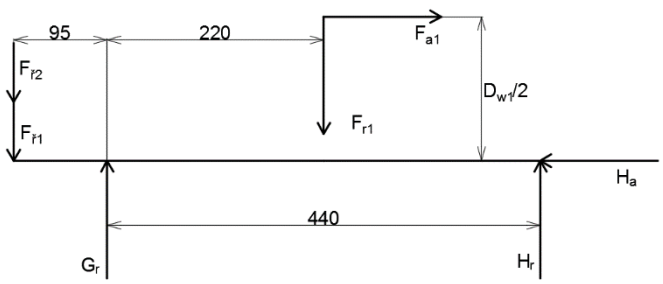
F_{a1}=86,5kN

F_{r1} =34kN

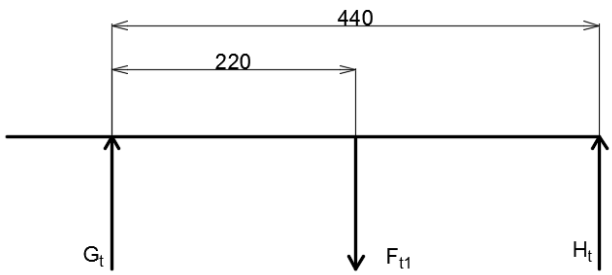
Obr. 37 Působící síly, včetně jejich směru na hřídeli šneku

Je zřejmé, že k největšímu namáhání hřídele šneku dochází při maximálním kroutícím momentu, tj. maximální tažné síle na obou lanových bubnech.

Rovina F_a+F_r



Rovina F_t



Obr. 38 Výpočtové schéma hřídele šneku, pro stanovení reakcí

Rovina F_a+F_r:

$$r: -F_{ř1} - F_{ř2} + G_r - F_{r1} + H_r = 0 \rightarrow H_r = F_{r1} - G_r + F_{ř1} + F_{ř2} = 34 - 20{,}75 + 11{,}53 + 0{,}61 = 25{,}39kN \quad (64)$$

$$M_h: (F_{ř1} + F_{ř2}).(95 + 440) - G_r.440 + F_{r1}.220 - F_{a1}.\frac{D_{w1}}{2} = 0 \rightarrow G_r = \frac{(F_{ř1} + F_{ř2}).(95 + 440) + F_{r1}.220 - F_{a1}.\frac{D_{w1}}{2}}{440} = \frac{(11{,}53 + 0{,}61).535 + 34.220 - 86{,}5.\frac{112{,}04}{2}}{440} = 20{,}75kN \quad (65)$$

Rovina F_t:

$$Ze\ symetrie\ plyne: G_t = H_t = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{25{,}5}{2} = 12{,}75kN \quad (66)$$

Celkové zatížení:

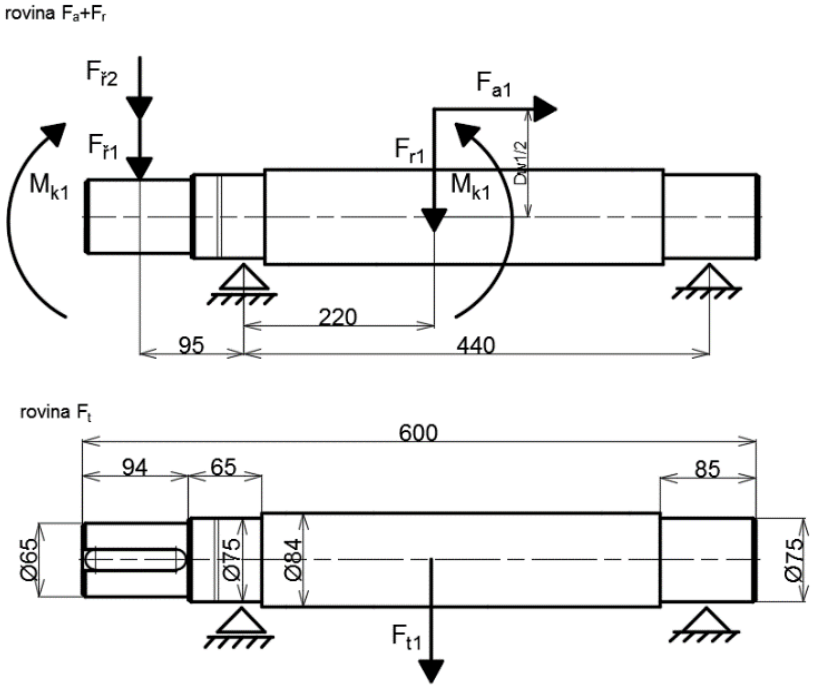
$$G = \sqrt{G_r^2 + G_t^2} = \sqrt{20{,}75^2 + 12{,}75^2} = 24{,}35kN \quad (67)$$

$$H = \sqrt{H_r^2 + H_t^2} = \sqrt{25{,}39^2 + 12{,}75^2} = 28{,}41kN \quad (68)$$

$$H_a = F_{a1} = 86{,}5kN \quad (69)$$

5.4.10 Kontrola hřídele šneku

Kontrola hřídele šneku byla, stejně jako kontrola hlavního hřídele, provedena v doplňku programu AutoDesk Inventor. Kontrolu hřídele postačí vyhodnotit, pro případ maximálního kroutícího momentu, kdy je současně největší silové působení šnekového soukolí. Zjednodušením výpočtu oproti skutečnosti je zanedbání ztužujícího vlivu šroubovice profilu ozubení.



Obr. 39 Výpočtový model pro kontrolní výpočet hřídele šneku

Maximální redukované napětí σ_{red} [MPa]	82,24
Průhyb pod šnekovým kolem	
rovina F_a+F_r y_{r1} [mm]	0,09058
rovina F_t y_{t1} [mm]	0,08164
Úhel natočení v podporách	
Levá podpora φ_{pL} [°]	0,0489
Pravá podpora φ_{pR} [°]	0,0432

Tab. 4 Výsledné hodnoty spočítané doplňek programu AutoDesk Inventor

Hřídel šnekového kola je zhotovena z cementované a kalené oceli 14 220 (16MnCr5) s mezí pevnosti R_m=785MPa. [5] Potom koeficient statické bezpečnosti vzhledem k mezi pevnosti.

$$k = \frac{R_m}{\sigma_{red}} = \frac{785}{82{,}24} = 9{,}54 \tag{70}$$

5.4.11 Trvanlivost ložisek

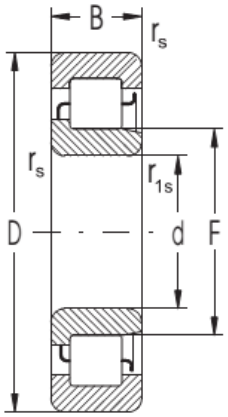
Výpočet trvanlivosti ložisek je provedena pro uložení hřídele šneku, hřídele šnekového kola i pro uložení lanového bubnu. Trvanlivosti ložisek jsou určeny na základě rovnice upravené trvanlivosti zahrnující vliv maziva, technologie výroby a provozních podmínek. Zde je uveden výpočet trvanlivosti pro jedno ložisko, ostatní výsledky jsou získané obdobným způsobem.

Pravé ložisko hřídele šneku:

Jednořadé radiální válečkové ložisko NJ2215E [35]

Rozměry: d=75mm
D=130mm
B=31mm

Dynamická únosnost C: 162kN
Statická únosnost C_0: 196kN
Maximální axiální únosnost: 6,67kN
Dynamické zatížení H=28,41kN



Obr. 40 Hlavní rozměry ložiska

Rovnice základní trvanlivosti

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{H}\right)^{P} . \frac{10^6}{60.n_1} = \left(\frac{162}{28{,}41}\right)^{\frac{10}{3}} . \frac{10^6}{60.540} = 10\,164{,}38h \tag{71}$$

Rovnice upravené trvanlivosti

$$L_{na} = a_1 . a_{23} . L_{10h} = 1.0{,}65.10164{,}38 = 6606{,}85h \tag{72}$$

kde a_1 [-] součinitel spolehlivosti (pro 90% spolehlivost, je a_1=1)

a_{23} [-] koeficient materiálu, maziva, technologie výroby a provozních podmínek, určeno dle lit. [35] (normální provozní podmínky, mazivo s kinematickou viskozitou v=320mm^2.s^{-1}, odečteno a_{23}=0,65.)

Ložisko	Axiální soudečkové	Válečkové levé	Válečkové pravé	Kuželíkové „D“	Soudečkové
Umístění	Hřídel šneku	Hřídel šneku	Hřídel šneku	Hřídel šnekového kola	Lanový buben
Označení	29415EJ	NJ315E	NJ2215E	32024X	23020
Trvanlivost [h]	7 459,60	15 108,64	6606,85	6606,17	6264,22

Tab. 5 Výsledné trvanlivosti použitých ložisek

Z uvedené tabulky vyplývá, že ložiska vyhovují požadavku na minimální životnost 6000h.

5.5 Kontrola spojení náboj-hřídel pomocí per

5.5.1 Šnekové kolo- hlavní hřídel

Zvolený typ pera: 2x pero **32H9x18x160** ČSN 02 2562, pootočené o 120°

$$p = \frac{4.M_{KII}}{d_h.h.n_p.l_a} = \frac{4.16440.10^3}{120.18.2.128} = 118{,}92MPa \leq p_D \rightarrow vyhovuje \tag{73}$$

kde M_{kII} [Nmm] kroutící moment přenášený hřídelem
d_h [mm] průměr hřídele
h [mm] výška pera
l_a [mm] funkční délka pera
n_p [-] počet per
p_D [MPa] dovolený tlak ve spoji (dle lit. [3], ocel-ocel 120MPa)
p [MPa] tlak ve spoji

5.5.2 Hlavní hřídel-unašeč spojkových lamel

Zvolený typ pera: 2x pero **25H9x14x140** ČSN 02 2562, pootočené o 120°

$$p = \frac{4.M_{KII}/2}{d_{h2}.h_2.n_{p2}.l_{a2}} = \frac{4.16440.10^3/2}{90.14.2.115} = 113{,}46MPa \leq p_D \rightarrow vyhovuje \tag{74}$$

5.5.3 Hřídel šneku-řetězové kolo

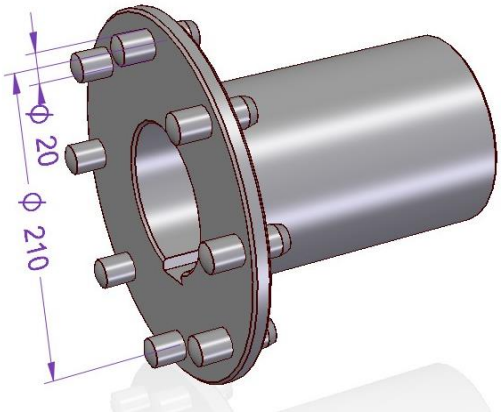
Zvolený typ pera: pero **18H9x11x90** ČSN 02 2562

$$p = \frac{4.M_{KI}}{d.h.l_a} = \frac{4.1264{,}40.10^3}{65.11.72} = 98{,}24MPa \leq p_D \rightarrow vyhovuje \tag{75}$$

5.6 Kontrola komponentů lamelové spojky

5.6.1 Kontrola otlačení vnitřní lamely-válcové kolíky

Z unašeče vnitřních lamel je kroutící moment přenášen na vnitřní lamely, skrze válcové kalené kolíky. Tyto kolíky umožňují axiální pohyb lamel. Axiálního posuvu je třeba pro vypnutí resp. zapnutí lamelové spojky a také pro kompenzování opotřebení třecího obložení.



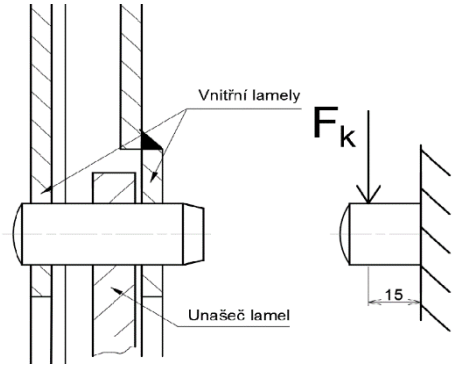
Obr. 41 Unašeč vnitřních lamel

$$p = \frac{\frac{M_{kil}}{r_k}}{s_{il}.d_k.i_{kvyp}} = \frac{\frac{M_{kil}}{r_k}}{s_{il}.d_k.\frac{3}{4}.i_k} = \frac{\frac{4110.10^3}{100}}{6.20.\frac{3}{4}.8} = 57{,}08MPa < p_D \rightarrow vyhovuje \tag{76}$$

kde	s_{il} [mm]	tloušťka vnitřních lamel
	d_k [mm]	průměr kolíku
	i_k [-]	celkový počet kolíků
	i_{kvyp} [-]	výpočtový počet kolíků, i_{kvyp}=3/4.i_k
	M_{kil} [Nmm]	kroutící moment připadající na vnitřní jednu lamelu
	r_k [mm]	roztečný poloměr kolíků
	p [MPa]	kontaktní tlak ve spoji
	p_D [MPa]	dovolený tlak ve spoji, pro ocel 11 500 a mijivé zatížení p_D=70MPa (dle lit. [1], str. 257)

5.6.2 Kontrola válcových kolíků na ohyb

Levá vnitřní lamela způsobuje největší ohybové namáhání, proto postačí kontrola zatížením této levé lamely. Výpočtový model je možné zjednodušit na vetknutý nosník zatížený osamělou silou, dle obr. 42.



Obr. 42 Výpočtový model pro kontrolu válcových kolíků

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_k . l_F}{\frac{\pi . d_k^3}{32}} = \frac{\frac{M_{kil}}{r_k . i_{kvyp}} . l_F}{\frac{\pi . d_k^3}{32}} = \frac{\frac{4110.10^3}{100.6} . 15}{\frac{\pi . 20^3}{32}} = 130{,}82 MPa < \sigma_D \rightarrow vyhovuje \qquad (77)$$

kde l_f [mm] vzdálenost působení síly F_k od vetknutí

σ_o [MPa] ohybové napětí

σ_D [MPa] dovolené ohybové napětí, pro ocel 12 020 a míjivé zatížení σ_D=140MPa (dle lit. [1], str. 257)

5.6.3 Kontrola válcových kolíků na smyk

$$\tau_S = \frac{F_k}{\frac{\pi . d_k^2}{4}} = \frac{\frac{M_{kil}}{r_k . i_{kvyp}}}{\frac{\pi . d_k^2}{4}} = \frac{\frac{4110.10^3}{100.6}}{\frac{\pi . 20^2}{4}} = 21{,}8 MPa < \tau_D \rightarrow vyhovuje \qquad (78)$$

τ_D [MPa] dovolené smykové napětí, pro ocel 12 020 a míjivé zatížení τ_D=80MPa (dle lit. [1], str. 257)

5.6.4 Kontrola otlačení ozubců vnějších lamel

Přenos kroutícího momentu vnějších lamel do lanového bubnu je prostřednictvím půlkruhových ozubců. Vzhledem k netvrzenému povrchu vnitřních ozubců v lanovém bubnu je dovolené napětí sníženo, aby nedocházelo k zatlačování ozubců lamel do ozubců lanového bubnu.

$$p = \frac{\frac{M_{kel}}{r_o}}{s_{el}.v_o.i_{ovyp}} = \frac{\frac{M_{kel}}{r_o}}{s_{el}.v_o.\frac{3}{4}.i_o} = \frac{\frac{4110}{0{,}23}}{12.10.\frac{3}{4}.8} = 24{,}82MPa < p_D \rightarrow vyhovuje \qquad (79)$$

kde s_{el} [mm] tloušťka vnějších lamel

v_o [mm] výška ozubců lamel

i_o [-] celkový počet ozubců

i_{ovyp} [-] výpočtový počet ozubců, $i_{kvyp}=3/4.i_o$

M_{kel} [Nm] kroutící moment připadající na vnejší jednu lamelu

r_o [mm] roztečný poloměr ozubců

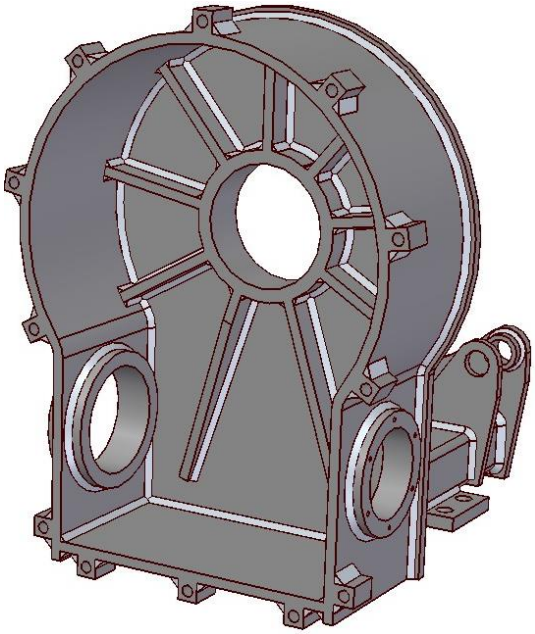
p [MPa] kontaktní tlak ve spoji

p_D [MPa] dovolený tlak ve spoji, pro ocel 11 523 a proměnlivé zatížení p_d=30MPa (dle lit. [1], str. 257)

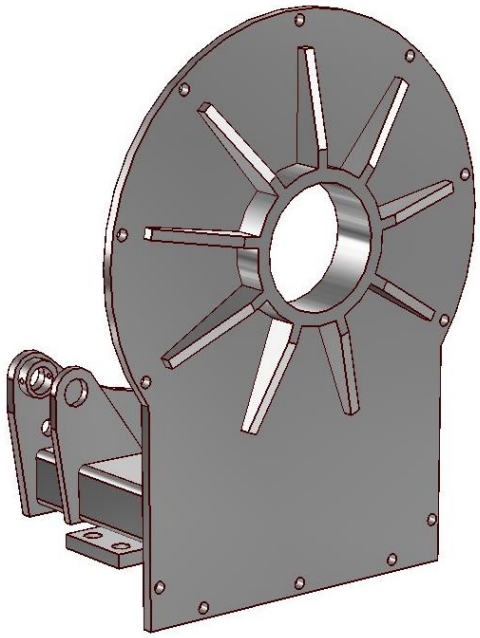
6 Konstrukční provedení jednotlivých částí navijáku

6.1 Převodová skříň

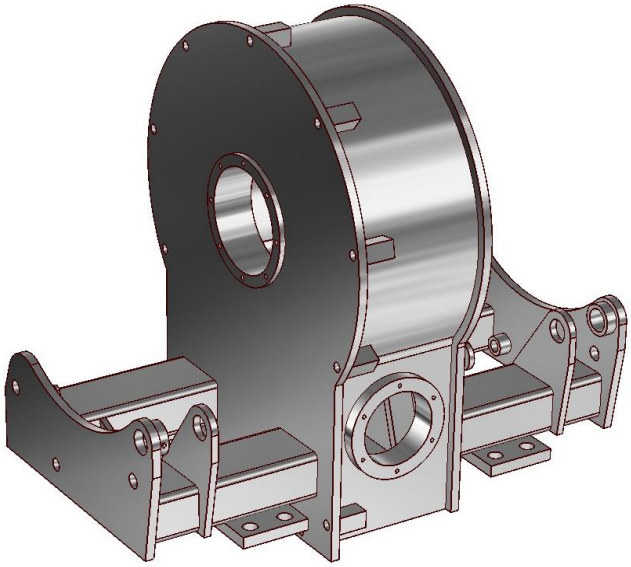
Převodová skříň šnekového soukolí tvoří nosnou konstrukci lanového navijáku. Z důvodu smontovatelnosti soukolí je skříň dělená, dohromady sešroubovaná pomocí lícovaných šroubů, které zajišťují vzájemnou polohu obou částí skříně. Ke konstrukci převodové skříně jsou po stranách přišroubované, dvojicí lícovaných šroubů, krajní podpory lanového bubnu. Konstrukčně je řešená jako svařenec z tvarových výpalků ocelových plechů tlouštěk 12,15 a 20mm, použity jsou zde také čtyřhranné obdélníkové profily. Pro ložiskové domky jsou využity normalizované bezešvé ocelové trubky s ohledem na co nejmenší nutnost obrábění. Ve vnitřním prostoru převodové skříně je tuhost domků pro kuželíková ložiska zvýšena řadou žeber, které mají minimalizovat axiální síly, jež vyvolává šnekové soukolí a kuželíková ložiska. Sváry jsou voleny tak, aby byly dobře dostupné pro běžné ruční svařování. Zřetel je také kladen na snadnou obrobitelnost skříně. Průběžné hřídele jsou těsněny pomocí víček s kontaktním těsněním. Ke konzoli navijáku je převodová skříň upevněna lícovanými šrouby, pro které jsou vytvořeny patky na obdélníkových profilech. Na těchto profilech je také umístěn mechanismus ovládání pásové brzdy.



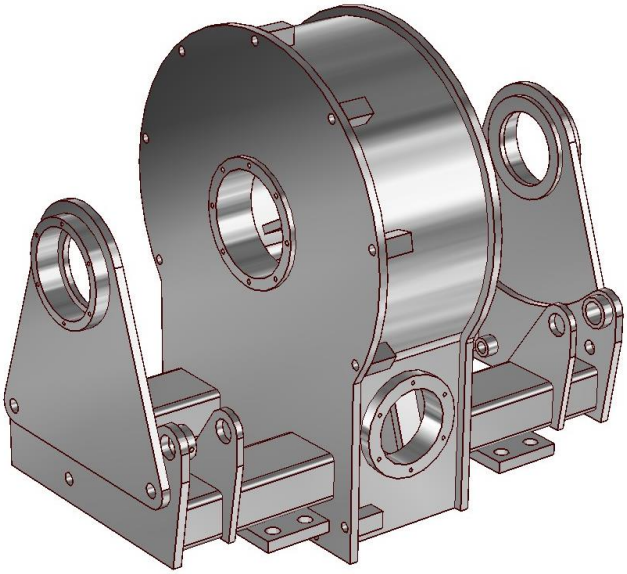
Obr. 43 Provedení žeber v levé části převodové skříně



Obr. 44 Provedení žeber v pravé části převodové skříně



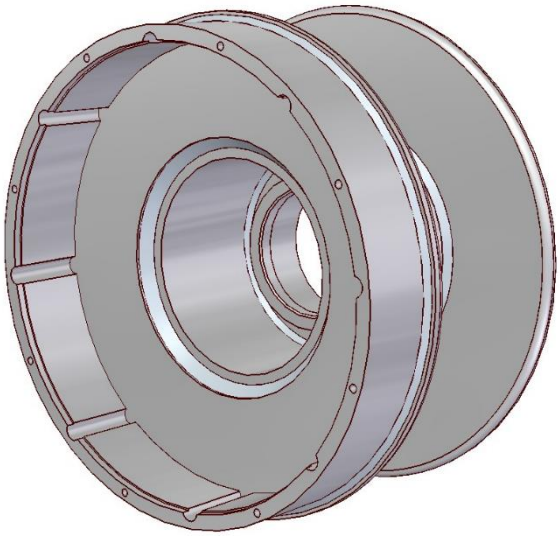
Obr. 45 Celkový pohled na převodovou skříň



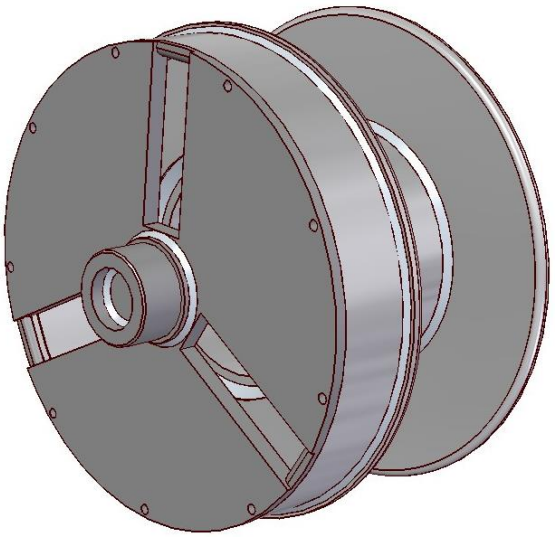
Obr. 46 Celkový pohled na převodovou skříň včetně krajních podpor lanových bubnů

6.2 Lanový buben

Pro vnitřní průměr lanového bubnu je použitá normalizovaná bezešvá trubka, boky lanového bubnu jsou tvarové výpalky tlouštěk 12,15mm. Unášení vnějších lamel a ukrytí lamelových spojek zabezpečuje opět bezešvá trubka. Na vnitřním průměru jsou obrobeny půlkruhové ozubce, do kterých zapadají vnější lamely, na vnějším průměru je třecí plocha pro pásovou brzdu. K této trubce je z boku přišroubovaná příruba, jejíž součástí je hydraulický píst vyvozující potřebnou přítlačnou sílu. V této přírubě je také trojice listových pružin, umožňující vypnutí lamelových spojek. Uložení lanového bubnu je na dvou soudečkových ložiscích, jedno ložisko je ve vnitřním průměru lanového bubnu a druhé je umístěné na přírubě.



Obr. 48 Lanový buben - pohled na vnější unašeč lamel



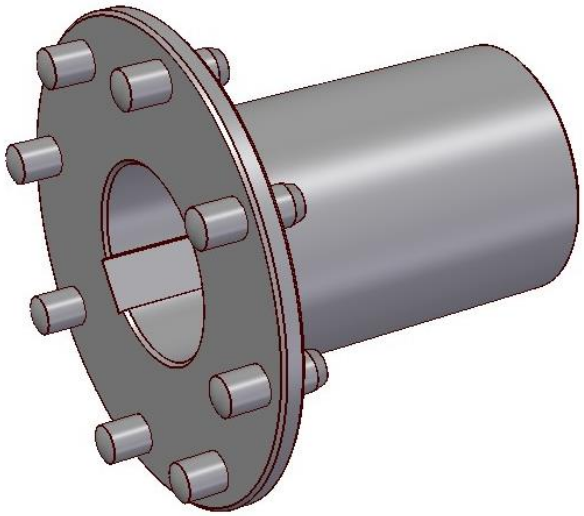
Obr. 47 Lanový buben, včetně příruby

6.3 Šnekové soukolí

Šnekové kolo je dělené, spojené lícovanými šrouby. Vnitřní náboj kola je ocelový svařenec, zatímco vnější bronzový věnec je litý. Hřídel šnekového kola je uložena ve dvojici kuželíkových ložisek, montovaných do „X“. Záběr šnekového soukolí se seřizuje při montáži stejně jako předepsaná vůle kuželíkových ložisek, vymezovacími podložkami umístěnými pod víčky hřídele šnekového kola. Hřídel šneku je v radiální směru uložena ve dvojici válečkových ložisek, jelikož axiální síly mohou působit pouze v jednom směru, tak vysoké axiální síla je zachycena axiálním soudečkovým ložiskem. Tyto axiální soudečkové ložiska ke správnému chodu potřebují určité minimální zatížení, v případě chodu šnekového soukolí naprázdno toto minimální zatížení zabezpečuje KM matice na konci hřídele.

6.4 Unašeč vnitřních lamel

Unášení vnitřních lamel spojky zabezpečují normalizované válcové kolíky. Umožňují axiální posunutí lamel, pro zapnutí resp. vypnutí spojky. Délka kolíků odpovídá mezním stavům opotřebení třecího obložení lamel, funkce je zajištěna jak v případě nového obložení, tak až do úplného opotřebení. Unašeč lze konstrukcí označit za svařenec normalizované trubky a tvarového výpalku. Do tvarového výpalku jsou poté zalisovány zmíněné válcové kolíky.

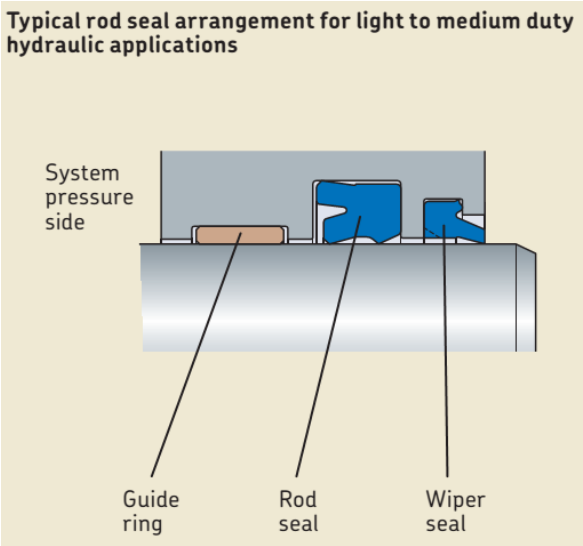


Obr. 49 Unašeč vnitřních lamel

.

6.5 Těsnění ovládacích pístu

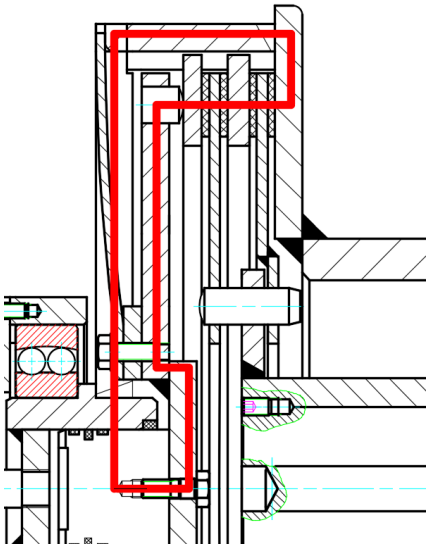
Z důvodu snížení rizika průsaku hydraulického oleje jsou ovládací tlaky zvoleny okolo 80 bar. Těsnění ovládacích pístů je provedena, dle příručky výrobce [17], viz. obr. 50. U každého pístu je použita dvojice vodících kroužků (guide ring), těsnění pístnice (rod seal) a stírací kroužek (wiper seal). Takovéto složení těsnění by mělo zabezpečovat dlouhou životnost bez úniku oleje.



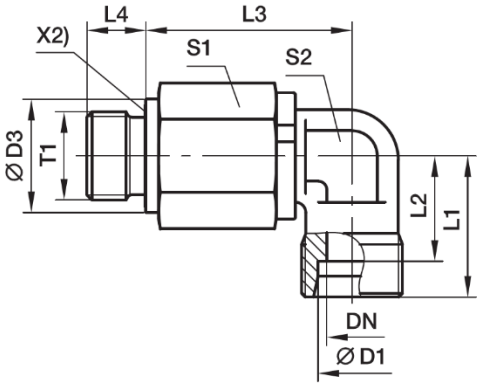
Obr. 50 Těsnění hydraulických pístů [17]

6.6 Přívod ovládacího média

K přívodu tlakového oleje je využito rotačního přívodu, díky tomuto přívodu není třeba zachycovat velké axiální síly vyvozující hydraulický píst pomocí ložisek, dojde tedy ke zjednodušení konstrukce. Jak zobrazuje obr. 52 silový tok od hydraulického pístu je uzavřen jen v rámci lanového bubnu a neprochází přes žádné ložisko. Zvolený rotační přívod od fy Parker s označením **DG104/16SMOMD** umožňuje přívod tlakového média, až do tlaku 250 bar a maximálních otáčkách 45 ot.min^{-1}.Pro zachycení ztrátového momentu postačí přívodní ocelová trubka, protože ztrátový moment u tohoto rotačního přívodu je 0,24Nm při 250 bar. [32]



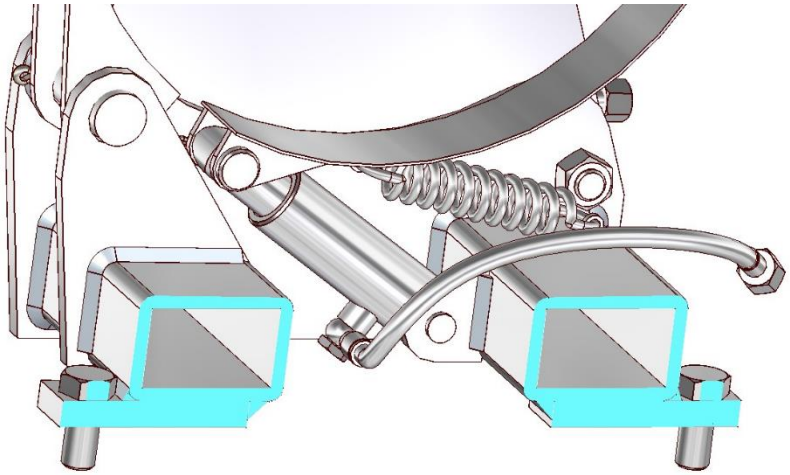
Obr. 52 Silový tok lamelové spojky



Obr. 51 Rotační přívod hydraulického oleje [32]

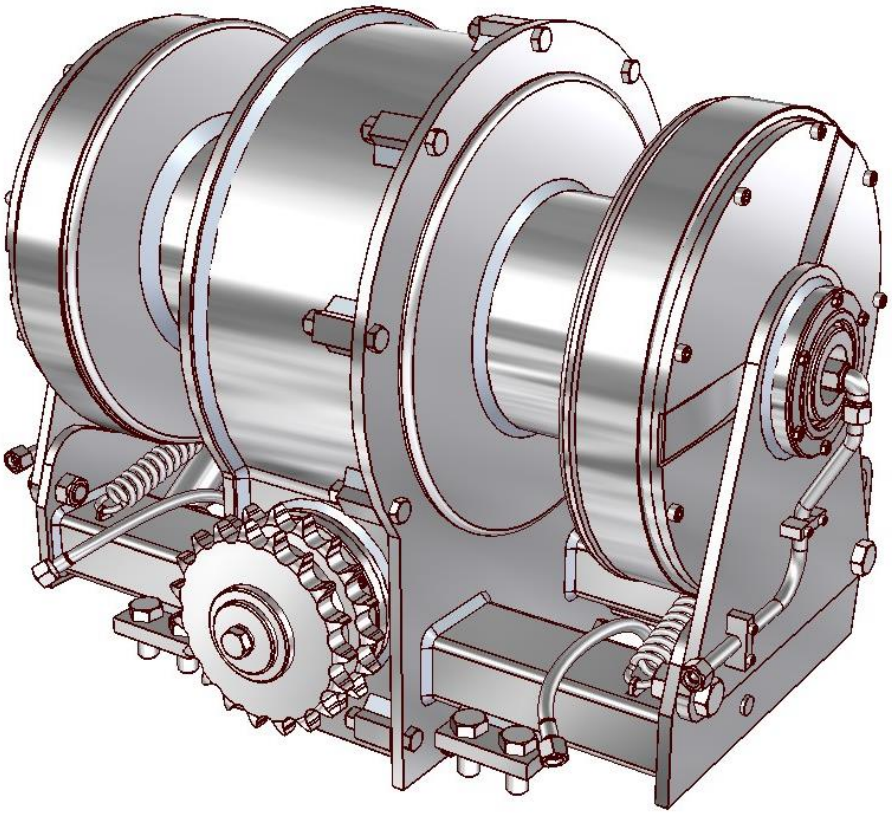
6.7 Pásová brzda

Pásová brzda je tvořena obručí z pružinové oceli tloušťky 2mm. Na obručí je přilepeno třecí obložení. Pásová brzda je ovládána jednočinným hydraulickým válcem. Vinutá tažná pružina vrací pásovou brzdu do výchozí vypnuté polohy.

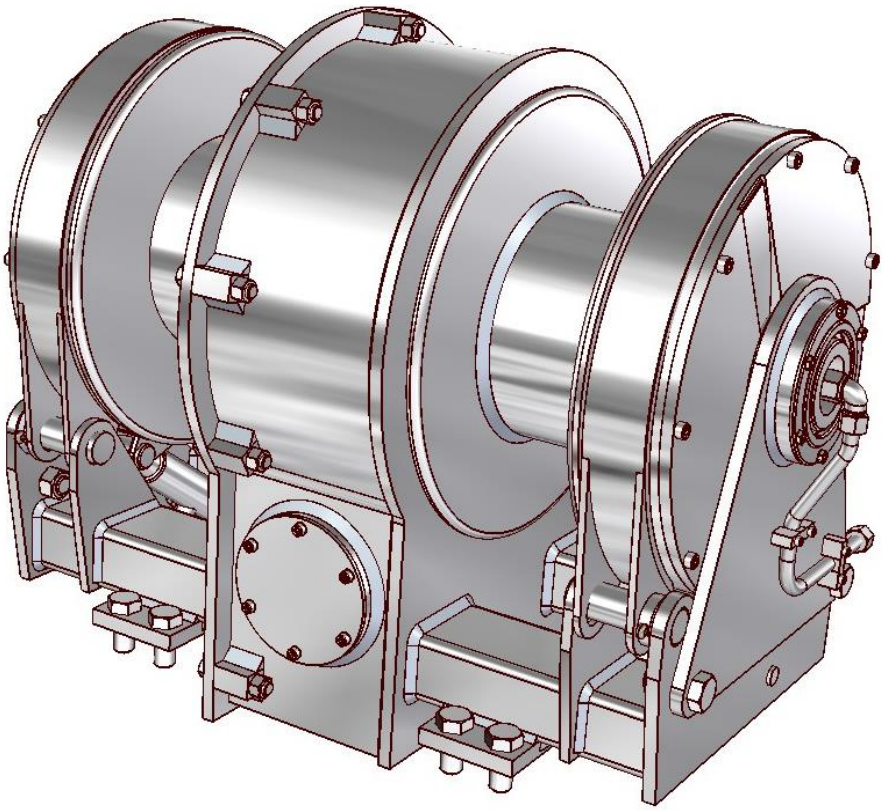


Obr. 53 Mechanismus pásové brzdy

6.8 Celková sestava

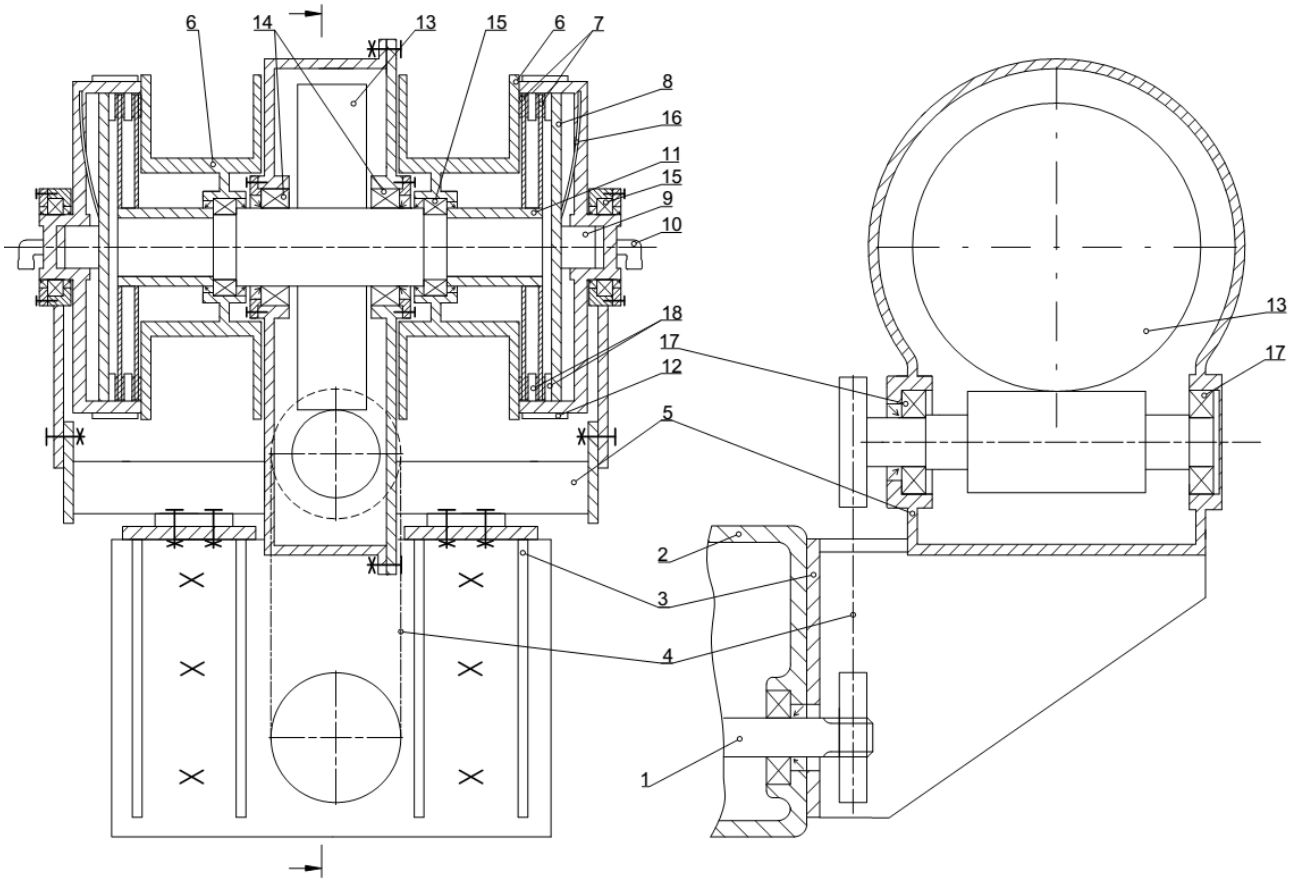


Obr. 54 Čelní izometrický pohled na celkovou sestavu navijáku



Obr. 55 Zadní izometrický pohled na celkovou sestavu navijáku

6.9 Výsledné schéma navijáku



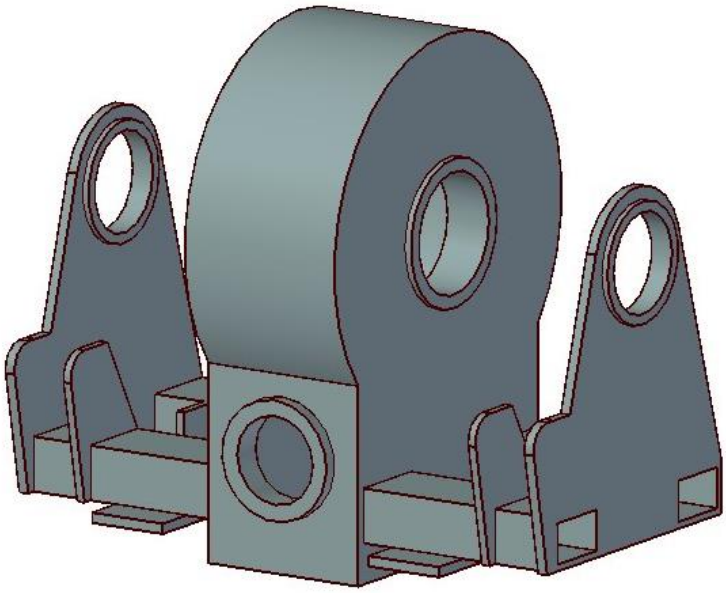
Obr. 56 Schéma konstrukce navijáku 1- vývodová hřídel traktoru, 2- převodová skříň traktoru, 3- konzole navijáku, 4- předřadný řetězový převod, 5- převodová skříň navijáku, 6- lanové bubny, 7- vnitřní lamely spojky, 8- přítlačná deska, 9- hydraulický píst, 10- rotační přívod tlakového oleje, 11- unašeč vnitřních lamel, 12- pásová brzda, 13- šnekové soukolí, 14- uložení hřídele šnekového kola, 15- uložení lanového bubnu, 16- listové pružiny, 17- uložení hřídele šneku, 18- vnější lamely spojky

7 Pevnostní kontrola převodové skříně

Kontrolní výpočet převodové skříně je proveden v programu ABAQUS využívající metodu konečných prvků. Zatížení převodové skříně je již vypočítáno z předchozích kapitol, jedná se o vypočtené reakce v podporách a doplněné o vypočtené účinky vyvolávající pásová brzda. Výpočet převodové skříně je opět proveden pro šest případů zatížení doplněný o výpočet krajních podpor lanového bubnu při maximálním zatížení. Těchto šest případů se liší v závislosti na navíjení nebo zabrždění lanových bubnů. Účelem výpočtu je především stanovit posunutí, naklopení jednotlivých ložiskových kroužků, dále také zjistit místo maximálního napětí a jeho velikost. Vypočtené posunutí a naklopení ložiskových kroužků je použito v konečném zhodnocení s kontextem poddajnosti ostatních částí.

7.1 Výpočtový model

Výpočtový model zahrnuje celou řadu zjednodušení, které by měly usnadnit jak samotný výpočet, tak samotné síťování modelu. V modelu není zahrnuto šroubových spojů v dělící rovině skříně a v krajních podpor lanových bubnů. Výpočtový model je dále zbaven malých poloměrů zaoblení, malých otvorů a také zde není modelován profil svarové housenky. Některé tvary plechů jsou zde zjednodušeny. Tyto zjednodušení by v konečném výsledku neměly způsobovat velkou odchylku vypočtených hodnot za účelem zhodnocení skříně jako celku.



Obr. 57 Výpočtový model převodové skříně

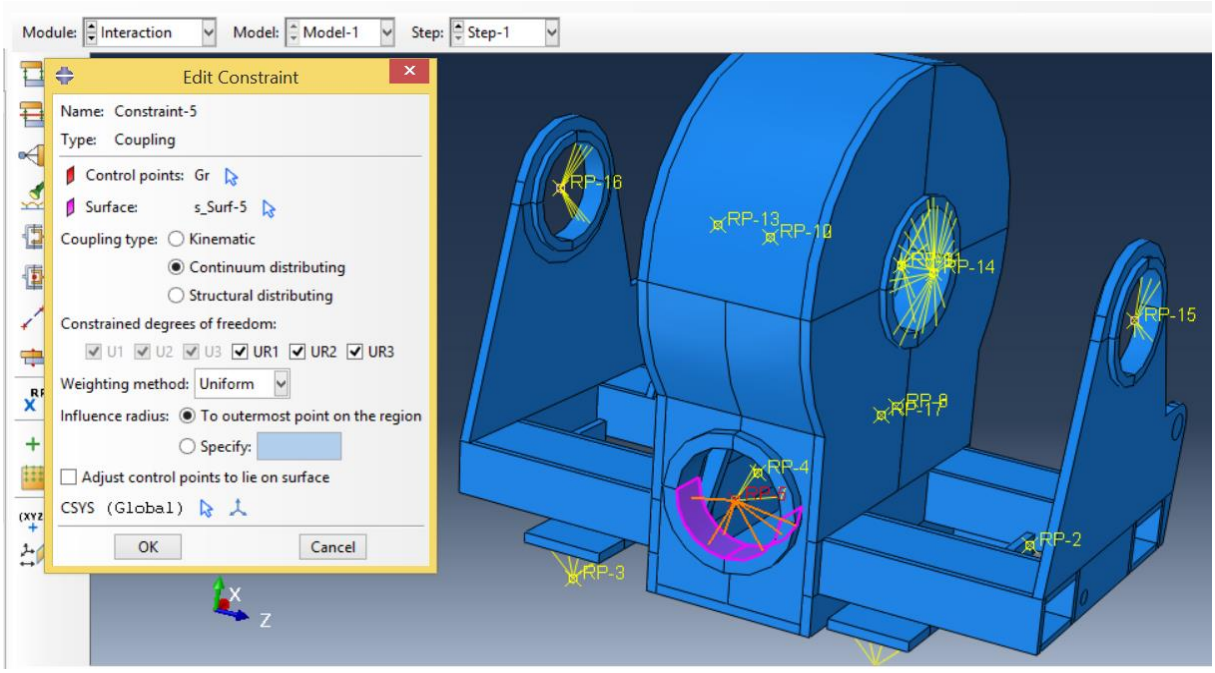
7.2 Materiál

Materiálem skříně je ocel S355J2H s minimální mezí kluzu R_{emin}=355MPa. [5] V prostřední programu byla ocel zadána jako elastický materiál, definovaný modulem pružnosti v tahu $E_{ocel}=2{,}1.10^5$ MPa a Poissonovým číslem μ=0,3.

7.3 Aplikace zatížení

7.3.1 Vazby

Pro každou zatěžující sílu byl vytvořen samostatný referenční bod. Každému referenčnímu bodu byla přirazena vazba „Coupling“ k povrchu, který zatěžovala daná síla. Tyto vazby umožňují lepší přiblížení realitě, kdy u ložiskových domků dochází k zatěžování jen té části povrchu, která je ve směru působení síly.

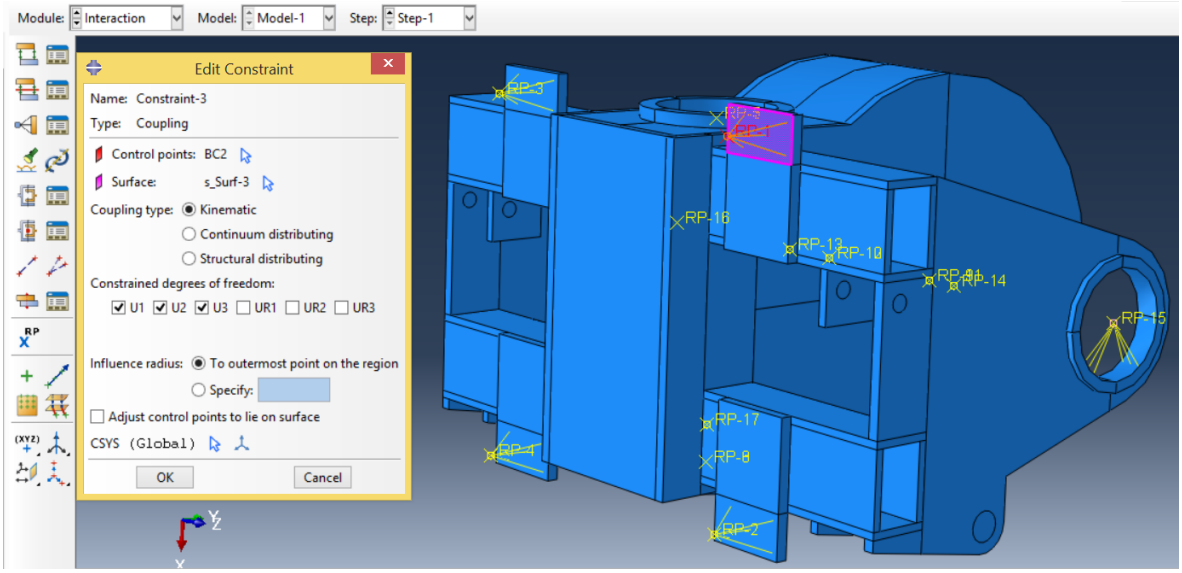


Obr. 58 Ukázka aplikace zatížení na plochu

7.3.2 Vetknutí

Vetknutí je provedeno v místě styku patek konstrukce navijáku s konstrukcí konzole navijáku. Zjednodušením oproti skutečnosti je absence připevnění navijáku ke konzoli pomocí lícovaným šroubů, které způsobují dodatečné namáhání patek tlakem v poměrně úzké oblasti pod hlavou šroubu.

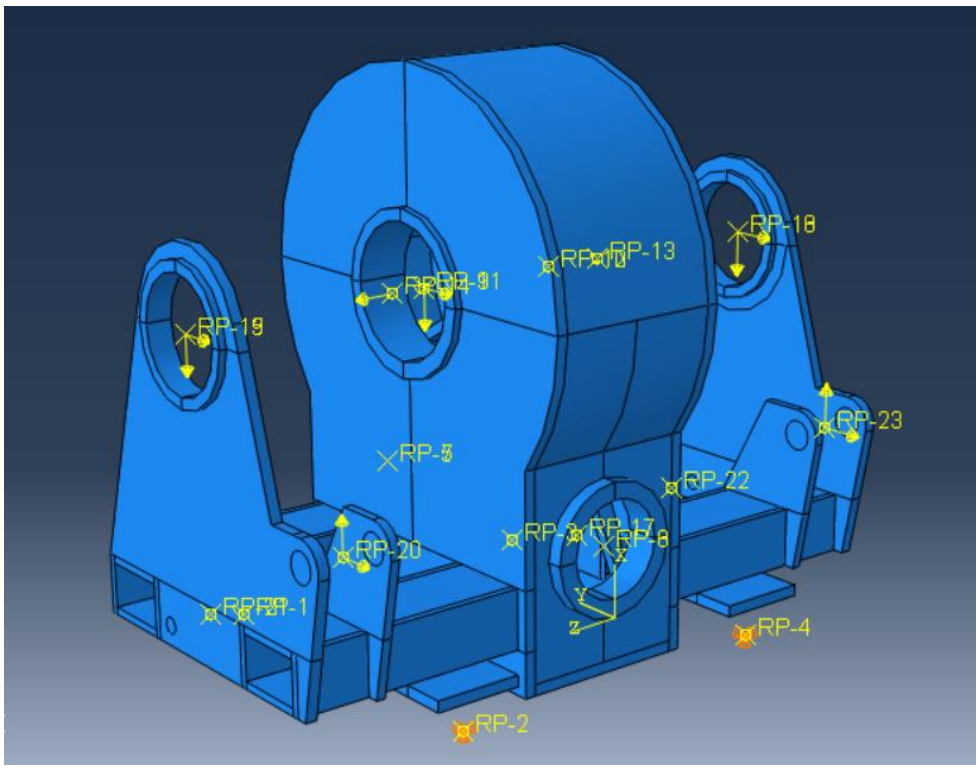
Samotné vetknutí je opět provedeno pomocí referenčního bodu, ke kterému je přiřazena vazba ke každé ploše patky. Těmto referenčním bodům jsou poté definovány nulové posuvy ve třech směrech.



Obr. 59 Vetknutí patek převodové skříně

7.3.3 Zatížení

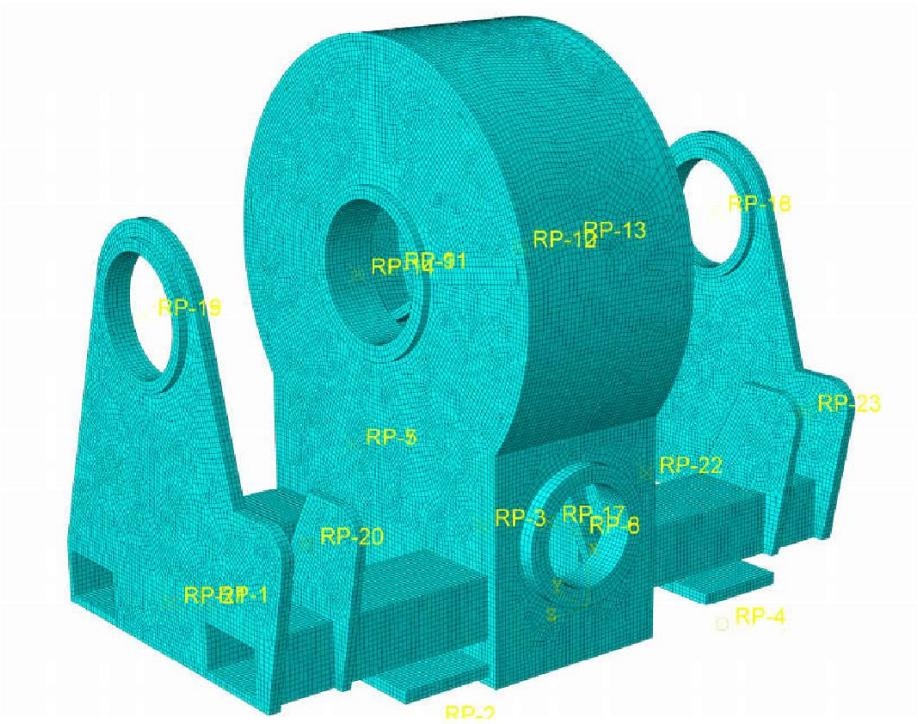
Všechny zatíženy jsou voleny jako osamělé síly působící v připravených referenčních bodech. Osamělé síly jsou zadávány ve třech směrech, hodnoty zatížení jsou spočítány z předešlých kapitol.



Obr. 60 Výsledný pohled po aplikaci všech zatížení

7.4 Síťování

Síťování modelu je provedeno pomocí hexagonální strukturované sítě s globální velikostí elementů 6mm. Za účelem síťování bylo nutné rozdělit model na více než 120 částí, tak aby bylo možné provést síťování hexagonálními elementy.



Obr. 61 Výpočtový model po vysíťování

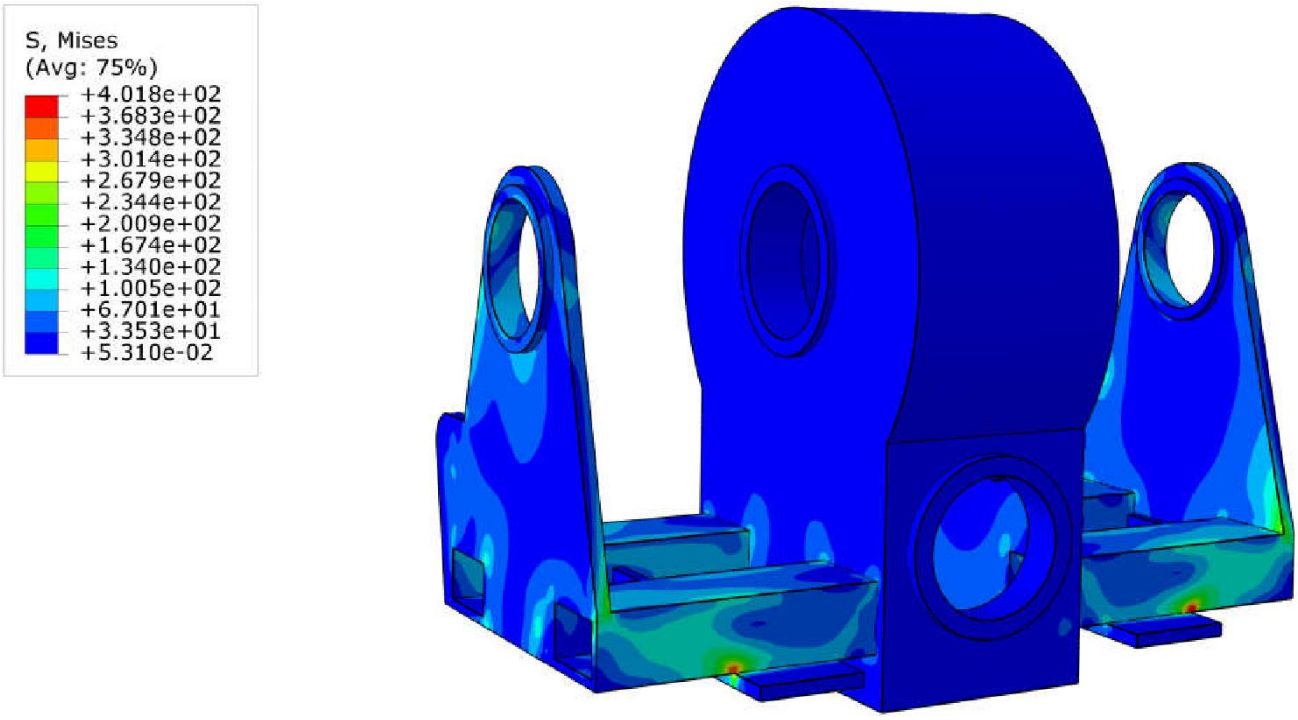
7.5 Výsledky

Výsledky zobrazující velikost napětí jsou zde uvedeny pro nejnepříznivější typ zatížení z hlediska napětí, ostatní výsledky napětí jsou umístěny v příloze. Vždy je uveden celkový pohled na napětí skříně a detailnější pohled na místo maximálního napětí. Zobrazené hodnoty ve výsledcích jsou v jednotkách MPa. Odečtené naklopení a posunutí ložiskových domků je uvedeno ke konci této kapitoly.

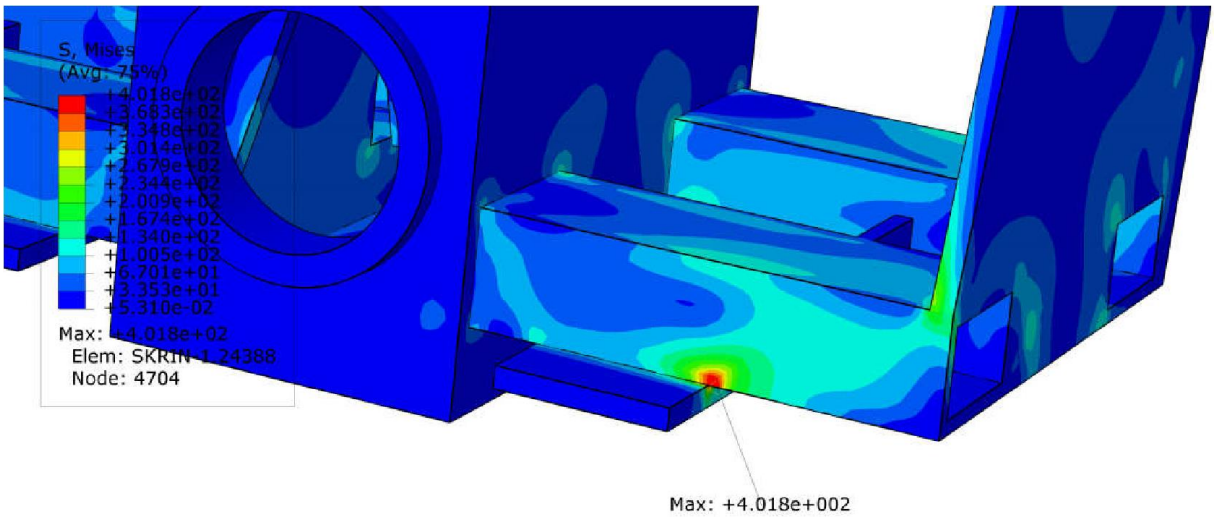
1) Navíjení na oba bubny – příloha A
2) Navíjení levý buben – příloha B
3) Navíjení pravý buben – příloha C
4) Brzda oba bubny – příloha D
5) Brzda levý/ pravý buben – příloha E

7.5.1 Výpočet krajních podpor lanového bubnu

Při maximálním zatížení krajních podpor dochází k největšímu napětí v obdélníkových profilech a patkách převodové skříně.



Obr. 62 Rozložení napětí, při zatížení krajních podpor



Obr. 63 Detail maxima napětí

Převodová skříň byla konstruovaná zejména s ohledem na potřebnou tuhost vnitřního prostoru skříně, ale jak je patrné z výsledků, tak dochází k vysokým špičkám napětí v rozích mezi patkou a obdélníkovým profilem. Toto napětí v případě maximálního zatížení krajních podpor dosahuje hodnoty více než 400MPa. Při použitém materiálu skříně, oceli S355J2H, s minimální mezí kluzu R_{emin}=355MPa, jsou tyto špičky napětí za mezí kluzu. Tyto špičky napětí je nutné vyhodnocovat s rezervou, protože v modelu není žádný plynulý přechod. Tyto ostré hrany jsou vždy zdrojem špiček napětí, které je ve skutečnosti daleko menší vlivem pozvolnějších přechodů způsobenou svarovou housenkou, zaoblením hran obdélníkového profilu apod. Problém by mohl nastat při cyklickém zatěžování, ale tyto vyšetřované mezní stavy nelze označit za cyklické, nicméně skříň musí staticky vyhovět. Pro detailnější rozbor špiček napětí by bylo nutné provést výpočet na submodelu patek a obdélníkového profilu, do kterého by bylo třeba detailně zahrnout vliv sváru a zaoblení obdélníkového profilu. Řešení tohoto submodelu je již za rámcem obsahu této práce.

7.5.2 Posunutí a naklopení ložiskových domků

V těchto šesti vypočtených případech resp. pěti případech (šestý a pátý je liší ve výsledcích pouze stranou, která je zatížená) jsou sledovány důležité hodnoty naklopení a posunutí ložiskových domků. Posunutí je odečítáno pouze v axiálním směru, protože převodová skříň má v radiálním směru daleko větší tuhost a případné odečtené hodnoty jsou velice malé.

Je sledováno:

- Axiální posunutí a naklopení ložiskového domku „E“ (pravý domek hlavní hřídele)
- Axiální posunutí a naklopení ložiskového domku „D“ (levý domek hlavní hřídele)
- Axiální posunutí a naklopení ložiskového domku „H“ (pravý domek hřídele šneku)
- Naklopení ložiskového domku „G“ (levý domek hřídele šneku)

	Zatížení	1.	2.	3.	4.	5. /6.
Posunutí [mm]	E	-0,0273	-0,0519	-0,0953	-0,1331	-0,1825
	D	0,1470	0,1015	0,0133	0,1061	0,1481
	H	0,1126	0,0511	0,0511	-	-
Naklopení [°]	E	0,0119	0,0126	0,0175	0,0201	0,0101
	D	0,0244	0,0287	0,0126	0,0251	0,0291
	H	0,0171	0,1010	0,1010	-	-
	G	0,0224	0,0119	0,0119	-	-

Tab. 6 Odečtené deformace ložiskových domků

Dále je určeno celkové naklopení ložisek v krajních podporách lanových bubnů z hodnot naklopení a posunutí těchto podpor při jejich maximálním zatížení.

Celkové naklopení ložisek v krajních podporách: φ_a=0,4820°

8 Vyhodnocení výsledků

8.1 Celkové naklopení ložisek

Celkové vyhodnocení naklopení ložisek je vyhodnoceno pro 1. případ zatížení, kdy dochází k největšímu naklopení při uvažování naklopení hřídelů a ložiskových domků skříně. Při vyhodnocení celkového naklopení ložisek je potřeba respektovat směry naklopení ložiskových domků skříně a hřídelů. Tyto směry jsou respektovány vektorovým součtem jednotlivých naklopení. Tyto naklopení jsou dále srovnávány s dovolenými hodnotami naklopení dle výrobce ložisek. [21] [35]

	Naklopení [°]			
Ložisko	Skříň	Hřídel	Vektorový součet	Dovolené
E	0,0119	0,0208	0,0327	0,067
D	0,0244	0,0208	0,0452	0,067
H	0,0171	0,0432	0,0464	0,050
G	0,0224	0,0489	0,0538	0,067
A	0,4820	-	0,4820	2,5
B	-	0,0288	0,0288	2,5

Tab. 7 Celkové naklopení valivých ložisek

Jak je patrné z této tabulky, sestava převodové skříně a hřídelí šnekového soukolí vyhovují dovoleným hodnotám naklopení použitých valivých ložisek.

8.2 Axiální posunutí ložisek

8.2.1 Axiální vůle kuželíkových ložisek

Dalším hodnotícím kritériem je zhodnocení axiální posunutí ložiskových domků „E“ a „D“. Tyto axiální posunutí ložiskových domků způsobí v kuželíkových ložiscích axiální vůli.

	Zatížení	1.	2.	3.	4.	5. /6.	Dovolená
Posunutí [mm]	E	-0,0273	-0,0519	-0,0953	-0,1331	-0,1825	
	D	0,1470	0,1015	0,0133	0,1061	0,1481	
	Celkové	0,1743	0,1534	0,1086	0,2392	0,3306	0,280

Tab. 8 Axiální posunutí kuželíkových ložisek

Maximální axiální vůle kuželíkových ložisek není přesně stanoveno. Porovnávací hodnotou mohou být párované kuželíkové ložiska stejného typu, u kterých je stanovena maximální výrobní vůle, o velikosti 0,280mm. Z uvedené tabulky je patrná maximální axiální vůle, při 5. a 6. případu zatížení, o velikosti 0,3306mm. Tato hodnota sice nevyhovuje maximální výrobní vůli, ale jedná se o jediný mezní případ zatížení, kdy axiální vůle přesahuje výrobní vůli párovaných ložisek. Může tedy dojít ke snížení životnosti ložiska.

8.2.2 Axiální posunutí válečkového ložiska

Při maximální axiální síle působící na hřídel šneku dojde k posunutí ložiska „H“, vzhledem ke konstrukci uložení toto posunutí musí umožňovat druhé válečkové ložisko typu NJ „G“.

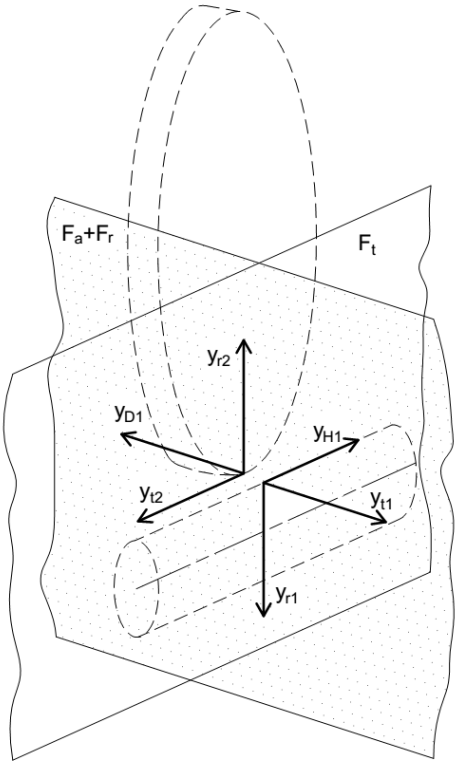
Ložisko	Posunutí [mm]	Dovolené [mm]
G	0,0171	1,8

Tab. 9 Axiální posunutí válečkového ložiska

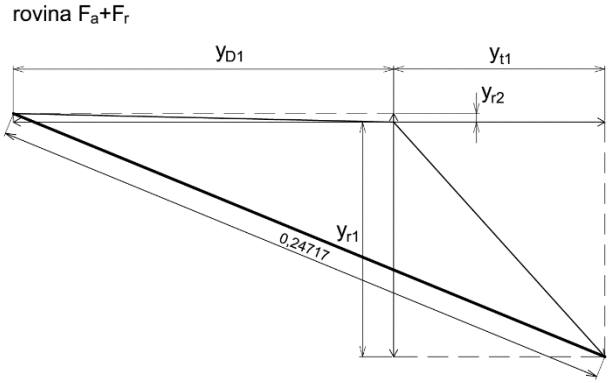
Toto posunutí je řádově nižší, než je dovolené posunutí vnitřního ložiskového kroužku.

8.3 Celkové průhyby

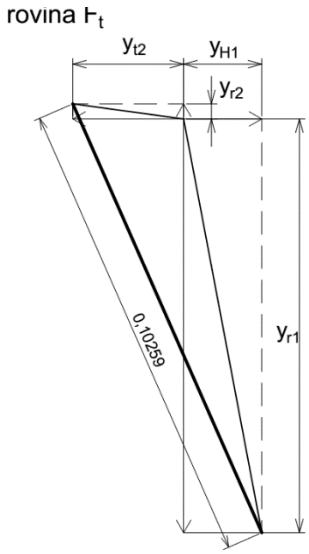
Zhodnocení celkových průhybů hřídelí šnekového soukolí a převodové skříně je provedeno ve dvou kolmých rovinách. Nejnepříznivější případ zatížení je při navíjení na obou bubnech maximální silou, z důvodu maximálního zatížení šnekového soukolí a také axiální síla působící na šnekové kolo vymezí vůli mezi axiálním posunem ložiskového domku „D“ a vnitřním kroužkem ložiska, dojde tedy k vychýlení šnekového kola k ložisku „D“. Směry průhybů jsou naznačeny na obr.64, respektují směry průhybů vypočtených z minulých kapitol. Průhyby v jednotlivých rovinách jsou určeny graficky a dále jsou porovnány s dovolenou hodnotou průhybu šnekového soukolí.



Obr. 64 Naznačené směry deformací ve dvou rovinách



Obr. 65 Vektorový součet jednotlivých deformací v rovině Fa+Fr



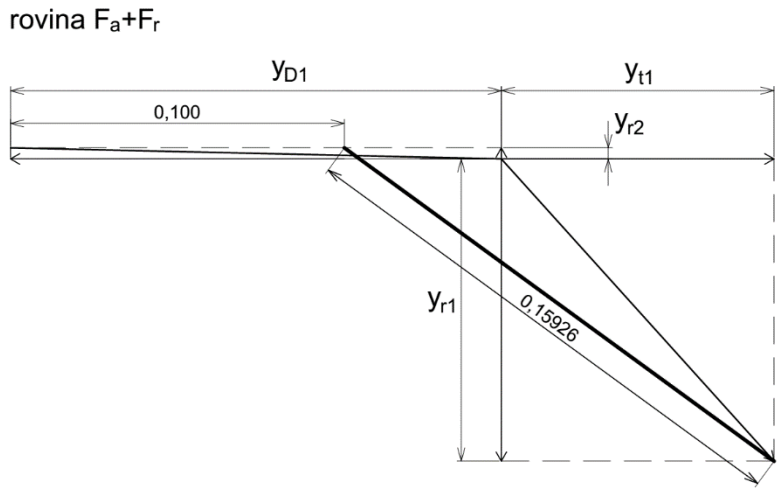
Obr. 66 Vektorový součet jednotlivých deformací v rovině Ft

Použité značení v obr. 65, 66, 67: y_{D1} -axiální posuv ložiska „D“, y_{r2}- průhyb hlavního hřídele v radiálním směru, y_{t2}- průhyb hlavního hřídele v tečném směru, y_{t1}- průhyb hřídele šneku v tečném směru, y_{r1}- průhyb hřídele šneku v radiálním směru, y_{H1}- axiální posuv ložiska „H“

	Celkové průhyby [mm]				
Rovina	Hřídel šneku	Hlavní hřídel	Skříň	Vektorový součet	Dovolená
F_a+F_r	0,09058	0,00331	0,1470	0,24709	0,16227
F_t	0,08164	0,02424	0,0171	0,10259	

Tab. 10 Porovnání vypočtených a dovolených průhybů

Z uvedené tabulky je zřejmé, že průhyb v rovině F_t je vyhovující. Průhyb v rovině F_a+F_r již přesahuje dovolenou hodnotu, řešením je již při montáži zajistit vychýlení šnekového kola, přidáním vymezujících podložek k pravému kuželíkovému ložisku. Navržené vychýlení o velikosti 0,100mm, zabezpečí vyhovující celkový průhyb v rovině F_a+F_r, jak zobrazuje grafický výpočet.



Obr. 67 Vektorový součet deformace, při použití podložek tl. 0,1mm

9 Závěr

Byl navržen dvoububnový lesní přibližovací naviják umožňující pevnou instalaci za nejčastěji používané traktory v lesním hospodářství. Pro využití maximální tažné síly na obou bubnech je třeba minimální výkon traktoru 71,5kW. Hydraulické ovládání lamelových spojek a pásových brzd umožňuje ovládat lanové bubny nezávisle na sobě a bez nutnosti vypnutí vývodové hřídele traktoru. Navržené hydraulické ovládání využívá tlakového oleje z hydraulického obvodu traktoru, jež je ekonomicky výhodnější než samostatný hydraulický okruh navijáku. Při použití tlakového oleje hrozí únik do okolního prostředí, proto je kladen zřetel na těsnění hydraulických pístů. Navržené provedení lamelových spojek a pásových brzd nevyžaduje seřizování ani údržbu po celou dobu životnosti třecího obložení. Údržba navijáku se bude skládat z kontroly a výměny převodového oleje v převodové skříni, z čištění a namazání předřadného řetězového pohonu.

Pro výpočty konstrukce bylo nutné vypočítat reakce v ložiscích lišící se dle navíjení nebo zabrždění lanových bubnů a dle polohy ocelového lana na bubnu. Tyto spočítané hodnoty byly dále použity pro pevnostně-deformační analýzu skříně a hřídelí šnekového soukolí. Analýza skříně byla provedena pomocí metody konečných prvků v programu ABAQUS pro hřídele šnekového soukolí byl použit doplněk programu Autodesk Inventor. Z pevnostní analýzy konstrukce převodové skříně vyplynulo, že místo největšího namáhání je místě styku obdélníkového profilu a připevňovacích patek. Ke konci práce bylo provedeno celkové zhodnocení konstrukce z hlediska průhybů a celkových naklopení ložisek. Při tomto celkovém zhodnocení byly použity získané hodnoty deformací z výpočtu MKP a vypočtené deformace hřídelí šnekového soukolí. Celkové průhyby byly kontrolovány zejména kvůli šnekovému soukolí a porovnávány s dovolenými hodnotami daných příslušnou normou. Při celkovém vyhodnocení výsledků vyplynulo, že k maximálnímu naklopení ložisek a maximálnímu průhybu hřídelí pod šnekovým soukolím dochází v případě navíjení maximální tažnou silou na oba bubny.

Z hlediska celkových naklopení valivých ložisek, hřídele šnekového soukolí a převodové skříně zcela vyhovují dovoleným hodnotám dle výrobce ložisek. V případě využití maximální tažné síly na obou bubnech deformace skříně přesáhly dovolené hodnoty pro šnekové soukolí. Pro vyhovění dovolených deformací, bylo navrženo jednoduché zajištění vyosení šnekového kola vůči šneku přidáním podložky pod levé ložisko uložení hlavní hřídele. Byla provedena i kontrola prvků lamelové spojky zahrnující kontrolu lamel a kontrolu unašeče vnitřních lamel.

Přínosem tohoto konstrukčního návrhu je především nízký pokles navíjecí síly s rostoucím návinem ocelového lana, která je dána použitím velkého vnitřního průměru lanového bubnu.

Co se týče nevýhod zmiňovaného stroje, tak tím jsou větší rozměry dané již samotnou velikostí šnekového soukolí, od kterého se odvíjí i velikosti ostatních komponent. Návrh šnekového soukolí byl proveden v souladu s normou DIN 3996, ale i při dobrém využití materiálu převodu, mají současní výrobci obdobných navijáku rozměrově menší soukolí. S většími rozměry souvisí i vyšší hmotnost celku, která činní 722kg, což je o více než 100kg v porovnání s vyráběnými navijáky.

10 Seznam použitých zkratek a symbolů

a_1	[-]	Součinitel spolehlivosti ložiska
a_{23}	[-]	Koeficient materiálu, maziva, technologie výroby
a_w	[mm]	Valivá osová vzdálenost
C	[kN]	Dynamická únosnost ložiska
C_0	[kN]	Statická únosnost ložiska
D	[kN]	Celkové zatížení podpory D
D_1	[mm]	Roztečný průměr
D_2	[mm]	Roztečný průměr
D_a	[kN]	Axiální síla v podpoře D
D_{ac}	[kN]	Axiální síla působící na ložisko D
d_b	[mm]	Průměr bubnu
d_h	[mm]	Průměr hřídele
d_{h2}	[mm]	Průměr hřídele
d_k	[mm]	Průměr kolíku
D_{ps}	[mm]	Průměr ovládacího pístu
D_r	[kN]	Síla v radiálním směru a v podpoře D
D_t	[kN]	Síla v tečném směru a v podpoře D
E	[kN]	Celkové zatížení podpory E
e	[-]	Eulerovo číslo
e_L	[-]	Porovnávací hodno axiálního a radiálního zatížení ložisek
E_a	[kN]	Axiální síla v podpoře E
E_{ac}	[kN]	Axiální síla působící na ložisko E
E_{ocel}	[MPa]	Modul pružnosti oceli v tahu
E_r	[kN]	Radiální síla v podpoře E
E_t	[kN]	Tečná síla v podpoře E
F_{a1}	[kN]	Axiální síla šneku
F_{a2}	[kN]	Axiální síla šnekového kola
F_c	[kN]	Celková síla
F_c	[N]	Odstředivá síla
F_k	[N]	Síla přenášená kolíky
F_{lb}	[N]	Tažná síla navijáku
F_o	[kN]	Ovládací síla
F_{ob}	[N]	Obvodová síla
F_{pt}	[N]	Minimální síla při přetržení řetězu
F_{r1}	[kN]	Radiální síla šneku

F_{r2}	[kN]	Radiální síla šnekového kola
$F_{ř1}$	[N]	Celková tahová síla v tažené větvi
$F_{ř2}$	[N]	Celková tahová síla ve volné větvi
F_t	[kN]	Třecí síla
F_{t1}	[kN]	Obvodová síla šneku
F_{t2}	[kN]	Obvodová síla šnekového kola
G	[kN]	Celková radiální síla v podpoře G
g	[$m.s^{-1}$]	Gravitační zrychlení
G_r	[kN]	Síla v radiální rovině a v podpoře G
G_t	[kN]	Síla v tečné rovině a v podpoře G
H	[kN]	Celková radiální síla v podpoře H
h	[mm]	Výška pera
H_a	[kN]	Axiální síla působící v podpoře H
H_r	[kN]	Síla v radiální rovině a v podpoře H
H_t	[kN]	Síla v tečné rovině a podpoře H
i	[-]	Počet třecích ploch
i_k	[mm]	Celkový počet kolíků
i_{kvyp}	[mm]	Výpočtový počet kolíků
i_o	[-]	Celkový počet ozubců
i_{ovyp}	[-]	Výpočtový počet ozubců
i_p	[-]	Převodový poměr
k	[-]	Koeficient statické bezpečnosti
k_d	[-]	Dynamická bezpečnost řetězu
k_s	[-]	Statická bezpečnost řetězu
L_{10h}	[h]	Základní trvanlivost ložiska
l_a	[mm]	Funkční délka pera
l_f	[mm]	Vzdálenost působiště síly
L_{na}	[h]	Upravená trvanlivost ložiska
m_1	[$kg.m^{-1}$]	Hmotnost 1m řetězu
M_{kel}	[Nm]	Kroutící moment na jednu vnější lamelu
M_{kII}	[Nm]	Kroutící moment na hřídely šneku
M_{kil}	[Nm]	Kroutící moment na jednu vnitřní lamelu
M_o	[Nmm]	Ohybový moment
N	[N]	Přítlačná síla spojky
n_1	[min^{-1}]	Otáčky řetězového kola
n_p	[-]	Počet per

p	[MPa]	Tlak ve stykové ploše
P	[-]	Mocnitel dynamického zatížení ložisek
P_1	[kW]	Přenášený výkon
p_d	[MPa]	Dovolený tlak
P_d	[kW]	Diagramový výkon
P_{D1}	[kN]	Ekvivaletní zatížení ložiska D
$p_{dř}$	[MPa]	Dovolený tlak v kloubech řetězu
p_o	[MPa]	Ovládací tlak
p_p	[MPa]	Tlak v kloubech řetězu
$p_{sř}$	[MPa]	Směrný tlak v kloubu řetězu
r	[-]	Radiální směr
R_1	[mm]	Vnitřní poloměr třecího obložení
R_2	[mm]	Vnější poloměr třecího obložení
R_{emin}	[MPa]	Minimální mez kluzu v tahu
r_k	[mm]	Roztečný poloměr kolíků
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
r_o	[mm]	Roztečný poloměr ozubců
R_{pr}	[kN]	Přídavné namáhání v radiálním směru
R_{pt}	[kN]	Přídavné namáhání v tečném směru
R_s	[mm]	Střední třecí poloměr
S	[mm^2]	Styková plocha lamel
s_{el}	[mm]	Tloušťka vnějších lamel
s_{il}	[mm]	Tloušťka vnitřních lamel
S_p	[mm^2]	Činná plocha pístu
$S_ř$	[mm^2]	Plocha kloubu řetězu
t	[-]	Tečný směr
T	[mm]	Šířka ložiska
t	[mm]	Rozteč článků řetězu
v_1	[m.s^{-1}]	Rychlost řetězu
v_o	[mm]	Výška ozubců lamel
W_o	[mm^3]	Modul průřezu v ohybu
Y_D	[-]	Součinitel axiální síly pro ložisko D
y_{D1}	[mm]	Axiální posuv ložiska D
Y_E	[-]	Součinitel axiální síly pro ložisko E
y_{h1}	[mm]	Axiální posuv ložiska H
y_{max}	[mm]	Maximální průhyb

y_{r1}	[mm]	Průhyb hřídele šneku v radiálním směru
y_{r2}	[mm]	Průhyb pod šnekovým kolem v radiálním směru
$Y_{ř}$	[-]	Činitel rázů
$y_{š}$	[mm]	Průhyb pod ložiskem bubnu
y_{t1}	[mm]	Průhyb hřídele šneku v tečném směru
y_{t2}	[mm]	Průhyb pod šnekovým kolem v tečném směru
z_1	[-]	Počet zubů
z_2	[-]	Počet zubů
α	[rad]	Úhel opásání
λ	[-]	Činitel tření
μ	[-]	Poissonovo číslo
μ_t	[-]	Koeficient tření
μ_m	[-]	Činitel mazání řetězu
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
τ_D	[MPa]	Dovolené smykové napětí
τ_S	[MPa]	Smykové napětí
ϕ	[°]	Úhel opásání
ϕ_p	[°]	Natočení v podporách
ϕ_p	[-]	Činitel provedení řetězu
ϕ_{pL}	[°]	Natočení v levé podpoře
ϕ_{pR}	[°]	Natoření v pravé podpoře
$\phi_{š}$	[°]	Natočení pod ložisem bubnu
χ	[-]	Činitel výkonu
ω_1	[s^{-1}]	Úhlová rychlost řetězu

11 Seznam použitých zdrojů

LITERATURA

[1] BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů, 1., svazek*. 5. vyd. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-00046-4

[2] BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů, 2. svazek*. 5. vyd. Praha: SNTL, 1990. ISBN 80-03-00426-8

[3] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů.* Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3

[4] DOUDA, Václav. *Mechanizační prostředky lesnické*. Praha: SNTL, 1959

[5] DRASTÍK, F. a kol. *Strojnické tabulky.* 2 vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-95-X

[6] *Forterra, návod k obsluze a údržbě*. Brno: Zetor, 2012. 199 s.

[7] *John Deere řady 6, návod k obsluze a údržbě*. Praha: Strom, 2014. 288 s.

[8] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet řetězového převodu*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008. Vysokoškolská příručka.

[9] *Lesnická nástavba, návod k obsluze, údržbě a seřizování*. Slavkov u Brna: Forest Meri, 2013. 42 s.

[10] *Pfanzelt, návod k obsluze a údržbě*. Beroun: Topagri, 2012. 48 s.

[11] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací*. Praha: ČVUT, 2008.

[12] *Valtra N103, návod k obsluze a údržbě*. Beroun: Topagri, 2014. 252 s.

INTERNET

[13] Čelní rampovač [online]. 2010 [cit. 10-10-2015]. Dostupné z: http://www.lesst.cz/image.php?nid=10244&oid=2377056&width=900

[14] Dreipunktseilwinden [online]. 2014 [cit. 7-3-2016]. Dostupné z: http://www.schlang-reichart.de/seilwinden/dreipunktseilwinden/profibaureihe/#tabs3

[15] Dvoububnový naviják DTN 4x4 [online]. 2013 [cit. 7-6-2016]. Dostupné z: http://www.ptr.cz/cz/lesnicke-nastavby/lanove-navijaky/dvoububnovy-navijak-dtn-4x4-rz.html

[16] Forstseilwinden [online]. 2012 [cit. 10-11-2015]. Dostupné z: http://www.konrad-adler.de/forstseilwinden.html

[17] Hydraulic seals [online]. 2014 [cit. 6-5-2016]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/98-161853/Hydraulic-seals---12393_2-EN.pdf

[18] Igland 6002 [online]. 2012 [cit. 1-8-2012]. Dostupné z: http://www.igles.cz/igland-6002-pronto-tl/

[19] Igland 6002 Pronto [online]. 2011 [cit. 15-10-2015]. Dostupné z: http://www.lesst.cz/image.php?nid=10244&oid=2292124&width=900

[20] Igland 6002 Pronto – technické údaje [online]. 2010 [cit. 15-10-2015]. Dostupné z: http://www.lesst.cz/index.php?nid=10244&lid=cs&oid=2286679

[21] Kuželíková ložiska SKF [online]. 2014 [cit. 2-4-2016]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_05_Kuzelikova%20loziska.pdf

[22] Lesní nástavba Valtra [online]. 2012 [cit. 15-10-2015]. Dostupné z: http://www.forestmeri.cz/cms/upload/galerie/nahledy/1331230780.jpg

[23] Lesní nástavba Valtra [online]. 2012 [cit. 15-10-2015]. Dostupné z: http://www.forestmeri.cz/cms/upload/galerie/nahledy/1331230972.jpg

[24] Nástavby na traktory [online]. 2010 [cit. 2-12-2010]. Dostupné z: http://www.vlkproject.cz/produkty/nastavby.htm

[25] Naviják DTN-4 [online]. 2013 [cit. 2-12-2015]. Dostupné z: http://www.vlkproject.cz/produkty/img/dtn4-2.jpg

[26] Naviják DTN-4 – detail spojky [online]. 2013 [cit. 2-12-2015]. Dostupné z: http://www.vlkproject.cz/produkty/img/dtn4-3n.jpg

[27] Profesionální tříbodové lanové navijáky Pfanzelt [online]. 2012 [cit. 10-10-2015]. Dostupné z: http://www.topagri.cz/sites/default/files/120227_sw_profi_cz_web.pdf

[28] Profi-seilwinde Pfanzelt [online]. 2014 [cit. 7-3-2016]. Dostupné z: http://www.pfanzelt-maschinenbau.de/uploads/pics/120202_slshow_profi_seilwinde_01.jpg

[29] Přibližovací štít [online]. 2011 [cit. 15-10-2015]. Dostupné z: http://www.lesst.cz/image.php?nid=10244&oid=2286070&width=900

[30] Přibližovací štít [online]. 2011 [cit. 15-10-2015]. Dostupné z: http://www.lesst.cz/image.php?nid=10244&oid=2286075&width=900

[31] Rampovače, rampovací lžíce [online]. 2012 [cit. 2-6-2016]. Dostupné z: http://www.vlkproject.cz/produkty/lzice.htm

[32] Rotary fittings [online]. 2010 [cit. 2-12-2015]. Dostupné z: http://mdmetric.com/4100/Chapter%20P%20UK.pdf

[33] Speciální traktorové nástavby [online]. 2013 [cit. 7-3-2016]. Dostupné z: http://www.topagri.cz/produkty/pfanzelt/lesni-lanove-navijaky/specialni-traktorove-nastavby

[34] Technical data Schaeffler R-087 [online]. 2014 [cit. 5-5-2016]. Dostupné z: http://www.schaeffler-friction.de/en/downloads2014/industrie/R-087_en.pdf

[35] Valivá ložiska ZKL [online]. 2013 [cit. 1-5-2016]. Dostupné z: http://www.agrozetshop.cz/files/valiva_loziska_CZE.pdf

12 Seznam obrázků

Obr. 1 Čelní rampovač 12
Obr. 2 Štít v dolní poloze 13
Obr. 3 Štít v horní poloze 13
Obr. 4 UKT v lesní nástavbě - boční pohled 13
Obr. 5 UKT v lesní nástavbě - zadní pohled 13
Obr. 6 Schéma pohonu 14
Obr. 7 Orientace lanových bubnů 18
Obr. 8 Montáž navijáku přímo za vývodový hřídel 19
Obr. 9 Předřadný pohon s využitím kuželové převodovky a kardanova hřídele 20
Obr. 10 Předřadný pohon pomocí řetězového převodu 20
Obr. 11 Naviják IGLAND 6002 22
Obr. 12 Konstrukční provedení navijáku SCHLANG&REICHART 23
Obr. 13 Zjednodušený řez navijákem 23
Obr. 14 Pohled na naviják DTN-4x4 24
Obr. 15 Detail pásové brzdy a pásové spojky navijáku 24
Obr. 16 Detail pásové brzdy a pásové spojky navijáku 24
Obr. 17 Schéma pohonu navijáku 26
Obr. 18 Výpočtové schéma pro přítlačnou sílu 30
Obr. 19 Výpočtové schéma pro přítlačnou sílu 30
Obr. 20 Pásová brzda a základní rozměry pro výpočet 32
Obr. 21 Zjednodušený výpočtový model pásové brzdy 32
Obr. 22 Výpočtový model přídavného ohybového momentu od pásové brzdy 34
Obr. 23 Síly působící na řetězové kolo 36
Obr. 24 Zadávané parametry pro výpočet šnekového soukolí v programu MITCALC 39
Obr. 25 Výběr vhodné varianty šnekového soukolí, výpočet ozubení na osovou vzdálenost 40
Obr. 26 Základní rozměry zvoleného šnekového soukolí 41
Obr. 27 Směry silových účinků šnekového soukolí 41
Obr. 28 Předpokládaný a dovolený průhyb hřídele šneku vypočtený programem MITCALC 42
Obr. 29 Výpočtové schéma hlavního hřídele pro stanovení reakcí, navíjení oba bubny 42
Obr. 30 Výpočtové schéma hlavního hřídele pro stanovení reakcí, navíjení levý buben 43
Obr. 31 Výpočtové schéma hlavního hřídele pro stanovení reakcí, navíjení pravý buben 45
Obr. 32 Výpočtové schéma hlavního hřídele pro stanovení reakcí, brzdná síla oba bubny 46
Obr. 33 Výpočtové schéma hlavního hřídele pro stanovení reakcí, brzdná síla levý buben 47
Obr. 34 Výpočtový model s hlavními rozměry pro kontrolu hlavního hřídele 49
Obr. 35 Základní rozměry ložiska 51
Obr. 36 Označení působících sil na ložiska 51
Obr. 37 Působící síly, včetně jejich směru na hřídeli šneku 53
Obr. 38 Výpočtové schéma hřídele šneku, pro stanovení reakcí 53
Obr. 39 Výpočtový model pro kontrolní výpočet hřídele šneku 55
Obr. 40 Hlavní rozměry ložiska 56
Obr. 41 Unašeč vnitřních lamel 58
Obr. 42 Výpočtový model pro kontrolu válcových kolíků 59
Obr. 43 Provedení žeber v levé části převodové skříně 61
Obr. 44 Provedení žeber v pravé části převodové skříně 61
Obr. 45 Celkový pohled na převodovou skříň 62
Obr. 46 Celkový pohled na převodovou skříň včetně krajních podpor lanových bubnů 62
Obr. 47 Lanový buben - pohled na vnější unašeč lamel 62
Obr. 48 Lanový buben, včetně příruby 62

Obr. 49 Unašeč vnitřních lamel 63
Obr. 50 Těsnění hydraulických pístů 64
Obr. 51 Rotační přívod hydraulického oleje 65
Obr. 52 Silový tok lamelové spojky 65
Obr. 53 Mechanismus pásové brzdy 65
Obr. 54 Čelní izometrický pohled na celkovou sestavu navijáku 66
Obr. 55 Zadní izometrický pohled na celkovou sestavu navijáku 66
Obr. 56 Schéma konstrukce navijáku 67
Obr. 57 Výpočtový model převodové skříně 68
Obr. 58 Ukázka aplikace zatížení na plochu 69
Obr. 59 Vetknutí patek převodové skříně 70
Obr. 60 Výsledný pohled po aplikaci všech zatížení 71
Obr. 61 Výpočtový model po vysíťování 72
Obr. 62 Rozložení napětí, při zatížení krajních podpor 73
Obr. 63 Detail maxima napětí 73
Obr. 64 Naznačené směry deformací ve dvou rovinách 78
Obr. 65 Vektorový součet jednotlivých deformací v rovině Fa+Fr 78
Obr. 66 Vektorový součet jednotlivých deformací v rovině Ft 78
Obr. 67 Vektorový součet deformace, při použití podložek tl. 0,1mm 79

13 Seznam tabulek

Tab. 1 Porovnání převodových poměrů 28
Tab. 2 Výsledky kontroly hlavního hřídele 50
Tab. 3 Výsledné síly působící na kuželíková ložiska 52
Tab. 4 Výsledné hodnoty spočítané doplňek programu AutoDesk Inventor 55
Tab. 5 Výsledné trvanlivosti použitých ložisek 57
Tab. 6 Odečtené deformace ložiskových domků 75
Tab. 7 Celkové naklopení valivých ložisek 76
Tab. 8 Axiální posunutí kuželíkových ložisek 76
Tab. 9 Axiální posunutí válečkového ložiska 77
Tab. 10 Porovnání vypočtených a dovolených průhybů 79

14 Seznam grafů

Graf 1: Pokles tažné síly v závislosti na návinu lana 28
Graf 2: Závislost koeficientu tření na pracovní teplotě 29
Graf 3: Závislost koeficientu tření v závislosti na tlaku ve stykových plochách 31

15 Seznam příloh

Výkres sestavy		03-01-0001-00
3D model		
Seznam položek (kusovník)		03-01-0001-K
Výsledné napětí:	- při navíjení na oba bubny	příloha A
	- při navíjení na levý buben	příloha B
	- při navíjení na pravý buben	příloha C
	- při brzdě na obou bubnech	příloha D
	- při brzdě na levém/pravém bubnu	příloha E