



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## PŘÍDAVNÉ ZAŘÍZENÍ – LESNÍ LANOVÝ NAVIJÁK

ADDITIONAL EQUIPMENT - FOREST ROPE WINCH

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Radim Kovařík

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2021



# Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Radim Kovařík</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2020/21

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

## **Přídavné zařízení – lesní lanový naviják**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Návrh jednobubnového lesního lanového navijáku jako přídavné zařízení traktoru pro přibližování dříví. Uchycení lanového navijáku do třibodového závěsu za kolový traktor. Pohon navijáku vyvozený vývodovým hřídelem traktoru.

Technické parametry:

Traktor zvolené značky a typové řady.

Maximální tažná síla cca 50 kN.

Délka navíjení lana cca 80 m.

### **Cíle bakalářské práce:**

Stručná rešerše používaných traktorů v oblasti lesní kolové techniky.

Stručná rešerše obdobných používaných lanových navijáků pro přibližování dříví.

Konstrukční návrh navijáku a popis jednotlivých částí.

Výpočet základních funkčních parametrů.

Analytické výpočty silových parametrů a pevnostní výpočet vybraných konstrukčních částí.

Výkres celkové sestavy navíjecího zařízení.

Výkres podsestavy rámu.

Výkres podsestavy bubnu.

Výkresy vybraných součástí.

### **Seznam doporučené literatury:**

VANĚK, Antonín. Strojní zařízení pro stavební práce. 2., přeprac. vyd. Praha: Sobotáles, 1999. ISBN 8085920611.

JEŘÁBEK, Karel. Stroje pro zemní práce: Silniční stroje. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 8070783893.

NERUDA, Jindřich. Harvestorové technologie lesní těžby. 1. vyd. V Brně: Mendelova univerzita, 2013. ISBN 9788073758424.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato práce je zaměřená na návrh jednobubnového lesního lanového navijáku, který slouží jako přídatné zařízení pro univerzální kolový traktor. Teoretická část práce je zaměřena na obecný přehled používané lesní techniky. Praktická část se zabývá výpočtem základních funkčních parametrů a pevností. Na základě vypočtených hodnot je zpracován vlastní návrh lesního navijáku. Součástí návrhu je vytvoření 3D modelu. Výkresy navijecího zařízení, podsestavy rámu a bubnu jsou zpracovány na základě modelu zařízení.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Lesní lanový naviják, lesní technika, základní funkční parametry navijáku, přídatné zařízení, podsestavy rámu a bubnu, univerzální traktory, speciální traktory.

## ABSTRACT

This work is focused on the design of a single-drum forest rope winch, which serves as an additional device for a universal wheeled tractor. The theoretical part of the work is focused on a general overview of the forestry techniques. The practical part deals with the calculation of basic functional parameters and strengths. Based on the calculated values, the actual design of the forest winch is created. Part of the design is the creation of a 3D model. Drawings of winch device, subassemblies of frame and drum are based on the created model.

## KEYWORDS

Forest rope winch, forestry equipment, basic functional parameters of the winch, additional equipment, subassemblies of the frame and drum, universal tractors, special tractors.

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KOVAŘÍK, R. Přídavné zařízení – lesní lanový naviják. Brno, 2021. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 65 s. Vedoucí diplomové práce Jaroslav Kašpárek.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2021

.....

Radim Kovařík

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Jaroslavovi Kašpárkovi, Ph.D. za vedení bakalářské práce a poskytnutí cenných rad.



# OBSAH

Úvod .....	11
<b>1 Rešerše používaných kolových traktorů v lesnictví.....</b>	<b>12</b>
1.1 Speciální traktory .....	12
1.2 Univerzální traktory .....	14
<b>2 Rešerše navijáků .....</b>	<b>15</b>
2.1 Rozdělení používaných lesnických navijáků .....	15
2.2 Hlavní části mechanických navijáků .....	15
2.2.1 Buben.....	15
2.2.2 Převodovka .....	15
2.2.3 Spojka .....	15
2.2.4 Brzda.....	16
2.2.5 Rám.....	16
2.3 Výrobci navijáků.....	16
2.3.1 Pfanzelt S-line S150 .....	18
2.3.2 Igländ pento 5002 tl.....	19
2.3.3 Krpan 5,5 EH.....	20
<b>3 Konstrukční návrh .....</b>	<b>21</b>
3.1 Volba traktoru .....	22
<b>4 Výpočet základních funkčních parametrů .....</b>	<b>23</b>
4.1 Minimální síla při přetržení lana .....	23
4.2 Volba průměru lana .....	23
4.3 Výpočet rozměrů bubnu.....	24
4.3.1 Jmenovitý průměr bubnu .....	24
4.3.2 Průměr bubnu pod lanem.....	24
4.3.3 Minimální tloušťka stěny bubnu.....	24
4.3.4 Vnitřní průměr bubnu .....	24
4.3.5 Tloušťka stěny bubnu .....	24
4.3.6 Počet vrstev lana.....	25
4.3.7 Průměr koncových přírub .....	28
4.4 Točivý moment na bubnu .....	28
4.5 Minimální tažná síla.....	28
4.6 Pokles tažné síly.....	29
4.7 Převodový poměr, otáčky bubnu a rychlosti navíjení lana .....	29
4.7.1 Předběžné otáčky bubnu .....	29
4.7.2 Převodový poměr.....	30
4.7.3 Skutečné otáčky bubnu .....	30
4.7.4 Skutečná úhlová rychlost bubnu.....	30
4.7.5 Skutečná maximální rychlost navíjení první vrstvy lana .....	30
4.7.6 Skutečná maximální rychlost navíjení poslední vrstvy lana .....	31

4.8	Výpočet šnekového soukolí.....	31
4.8.1	Počet zubů šnekového kola .....	32
4.8.2	Základní parametry šnekového soukolí .....	33
4.9	Výpočet kuželové třecí spojky .....	36
4.9.1	Výpočet malého průměru spojky .....	36
4.9.2	Přítlačná síla spojky .....	37
4.10	Výpočet pásové brzdy.....	38
4.10.1	Obvodová síla na bubnu brzdy.....	39
4.10.2	Velký tah .....	39
4.10.3	Malý tah .....	39
4.10.4	Šířka pásu .....	39
4.10.5	Ovládací síla brzdy.....	40
4.11	Výpočet tlaků v hydraulických okruzích.....	40
4.11.1	Tlak v okruhu brzdy .....	40
4.11.2	Tlak v okruhu spojky .....	41
<b>5</b>	<b>Pevnostní výpočty.....</b>	<b>45</b>
5.1	Výpočet únosnosti šnekového soukolí .....	45
5.1.1	Výpočet únosnosti boků zubů v dotyku.....	45
5.1.2	Výpočet únosnosti v patě zubu .....	47
5.1.3	Účinnost šnekového soukolí .....	50
5.2	Výpočet bubnu .....	51
5.2.1	Reakce v ložisku A .....	52
5.2.2	Reakce v ložisku B.....	52
5.2.3	Maximální ohybový moment .....	52
5.2.4	Osový kvadratický moment průřezu .....	53
5.2.5	Modul průřezu v ohybu.....	53
5.2.6	Napětí v ohybu .....	53
5.2.7	Polární kvadratický moment průřezu .....	53
5.2.8	Modul průřezu v krutu .....	54
5.2.9	Napětí v Krutu.....	54
5.2.10	Napětí od přetlaku .....	54
5.2.11	Redukované napětí .....	54
5.2.12	Součinitel bezpečnost bubnu.....	55
	<b>Závěr .....</b>	<b>56</b>
	<b>Použité informační zdroje .....</b>	<b>57</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>60</b>
	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>65</b>

## ÚVOD

Lesní technika je hojně využívána v náročném lesním terénu a těžkých okolních podmínkách. Z tohoto důvodu je nutné při návrhu zařízení pro lesní průmysl dbát na dostatečné pevnostní rezervy. Tato skutečnost je o to více problematická ve vztahu s maximální možnou váhou lesního stroje s příslušenstvím, který má být co nejvíce šetrný při pohybu lesním terénem. Nejčastěji využívané traktory v lesním hospodářství jsou speciální lesní kolové traktory, které se využívají v náročných podmínkách. V méně náročných podmínkách najdou uplatnění také univerzální kolové traktory.

Nejčastěji používané navijáky spolu se speciálními traktory jsou navijáky pro pevnou montáž. Navijáky s pevnou montáží jsou zejména výhodné z důvodu malého posunutí těžiště traktoru. Podíváme-li se na navijáky pro montáž do tříbodového závěsu, pak můžeme konstatovat, že jsou výhodné, zejména pokud je potřeba využití hnacího prostředku i pro jiné účely než práce v lesnictví. Demontáž navijáku z tříbodového závěsu trvá pár minut a stroj je možné agregovat s jiným zařízením.

Na základě zadané tažné síly a délky lana bude nezbytné nejprve vypočítat jeho průměr, z kterého je pak dopočten rozměr bubnu, zvolen druh převodu, vypočítán převodový poměr a točivý moment. Následujícím výpočtem je výpočet přítláčné síly kuželové třecí spojky a ovládací síly pásové brzdy. Zvolený typ převodu a buben budou následně pevnostně zkontrolovány. Z vypočtených parametrů bude vytvořen 3D model lesního lanového jednobubnového navijáku do tříbodového závěsu univerzálního kolového traktoru.

Cílem bakalářské práce je výpočet základních funkčních parametrů, na které navazuje vytvoření konstrukčního návrhu. Z konstrukčního návrhu je následně vytvořena výkresová dokumentace. Důvodem pro zpracování nového návrhu lesního lanového jednobubnového navijáku do tříbodového závěsu bylo, že v současné době se na trhu nevyskytuje dostatečný počet existujících výrobků, které by splňovaly potřebnou kvalitu zpracování. Na trhu je většina zařízení s obdobnými parametry s převodem pomocí válečkového řetězu. Největší slabinou zařízení s podélně uloženým bubnem je velmi nekonstantní přítažná síla. Návrh se šnekovým soukolím bude sloužit jako alternativa, u které není tak velký pokles tažné síly.

# 1 REŠERŠE POUŽÍVANÝCH KOLOVÝCH TRAKTORŮ V LESNICTVÍ

Traktory jsou mobilní stroje, které slouží k tažení, tlačení nebo nesení pracovního zařízení. Pracovní zařízení může být kromě vlastního tažení, nebo tlačení ještě navíc poháněno traktořem, a to buď prostřednictvím točivého momentu na vývodové hřídeli traktoru, nebo za pomoci hydraulického či pneumatického mechanismu traktoru.

Kolové traktory používané v lesnictví jsou všeobecně rozděleny do následujících dvou hlavních skupin. Traktory speciální, které se dále dělí na speciální lesní kolové tahače, takzvané skidery a vyvážecí traktory, takzvané forwardery. [1]

## 1.1 SPECIÁLNÍ TRAKTORY

Speciální lesní kolové tahače jsou samostatnou podskupinou speciálních traktorů, Jejich rám je dvoudílný, přičemž je spojen pomocí středového kloubu, který umožňuje natáčení přední a zadní části kolem vertikální osy, z čehož je zřejmé že řízení je kloubové. Vyznačují se pohonem všech kol. Pro dobré kopírování členitého terénu koly stroje se používá buď výkyvné uložení jedné z náprav, většinou bývá výkyvně uložena přední, anebo je umožněno naklápění jednotlivých částí rámu vůči sobě. Pak se středový kloub nazývá středový axiální kloub a umožňuje jak natáčení kolem horizontální, tak i vertikální osy. Hmotnost traktoru je rozdělena v poměru 60:40 na přední a zadní nápravu. Stroj je určen jak pro profesionální pozemní úvazkové soustředování dříví, kdy je tento typ je přímo z výroby vybaven následujícím příslušenstvím: naviják, který je pevně připevněn na rám traktoru, dále pak úplný přibližovací štít, a také čelní rampovač. Je možné stroj použít i pro bezúvazkové soustředování dříví vlečením, kdy je traktor z výroby ještě navíc vybaven mobilním jeřábem s drapákem. Čelisti drapáku jsou hydraulicky ovládané a dřevní hmotu je tak možné vyvážet bez ručního vázání řetězových úvazků na jednotlivých kmenech. Celková konstrukce traktoru je přizpůsobena provozu v náročných podmínkách jako jsou velké hodnoty sklonu svahu, tomu je zapotřebí přizpůsobit konstrukci motoru, kvůli zabezpečení dostatečného mazání. Také je potřebné brát v úvahu terénní nerovnosti, kořeny a kameny přes které se jezdí a tomu jsou přizpůsobeny ráfky kol a pneumatiky. Celý podvozek je vytvořen tak, aby nebylo možné poškodit žádné důležité komponenty traktoru, jako je např. motor, převodovka a další části, které by se mohli poškodit o kmeny, pařezy nebo větve. Tyto traktory jsou jednoúčelové a používají se výhradně v lesním hospodářství. [1]



*Obr. 1 Speciální lesní kolový tahač LKT 60 [18]*

Vyvážecí traktory jsou koncepcí podobné speciálním lesním kolovým tahačům, avšak je zde několik odlišností: mohou mít více náprav, jejich součástí je ložná plocha a mobilní jeřáb, který slouží k nakládání a skládání dříví. V dnešní době se ve velké míře používají vyvážecí traktory spolu s harvestory, což jsou stroje, které umožňují provedení velkého množství operací jako je: kácení, odvětvování, řezání potřebných délek a ukládání dříví na skládku.[2]



*Obr. 2 Vyvážecí traktor John Deere 1010G [19]*



## 1.2 UNIVERZÁLNÍ TRAKTORY

Tyto traktory bývají konstruovány s rozdílnými velikostmi kol přední a zadní nápravy. Řízení je prováděno pomocí natáčení kol na přední nápravě, která je výkyvně uložená pro dobré překonávání terénních nerovností. Tento typ má poháněnou buď pouze zadní nápravu anebo obě nápravy, přičemž celková hmotnost stroje se rozkládá v poměru 40:60 na přední a zadní nápravu. Pokud mají být univerzální traktory používány k profesionální činnosti, je nezbytné použití pohonu všech kol. Dodatečně jsou vybaveny navijákem pevně připevněným na rám stroje, dále pak úplným přibližovacím štítem a čelním rampovačem. Rovněž je nutné provést vyztužení rámu včetně zakrytování podvozku ocelí, orámování kabiny, vyztužení ráfků kol a použití vhodného typu pneumatik. Takto upravený traktor je však vhodný pouze pro práci v lese, neboť demontáž lesní nástavby pro připojení jiného např. zemědělského náradí by byla časově velmi náročná a neprovádí se. Z tohoto důvodu se v lesním hospodářství používají i traktory, které nejsou vybaveny tak, jako bylo výše uvedeno. Na stroje jsou ve třibodovém závěsu připevněny navijáky, které tvoří s přibližovacím štítem jeden celek. Výměna navijáku za jiné pracovní zařízení trvá tedy krátkou dobu. Traktor je možné používat pro různé práce. Nevýhodou je však posunutí těžiště stroje. Traktor s tímto navijákem může táhnout méně hmoty než traktor s navijákem na pevno připevněným na rám. Přesto se navijáky v třibodovém závěsu používají zejména kvůli univerzálnosti použití. Zvláštní podskupinou jsou nárad'ové traktory, jejichž použití v lesnictví se soustřeďuje výhradně na práce související s pěstováním lesního sadebního materiálu.[1]



*Obr. 3 Univerzální kolový traktor Zetor Proxima CL s lesní nástavbou [17]*

## 2 REŠERŠE NAVIJÁKŮ

Navijáky se v lesnictví používají pro přibližování dříví zejména ve velmi členitých terénech, které jsou pro traktory nesjízdné k místům, ve kterých již lze se se stroji bezpečně pohybovat.

Konstrukce navijáků se řídí podle normy: ČSN EN 14492-1+A1; Jeřáby – Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem – Část 1: Vrátky se strojním pohonem.

### 2.1 ROZDĚLENÍ POUŽÍVANÝCH LESNICKÝCH NAVIJÁKŮ

- Na základě počtu bubnů: jednobubnové, dvoububnové,
- na základě pohonu: mechanický pohon, hydraulický pohon,
- podle konstrukce: nesené navijáky do třibodového závěsu, nesené navijáky pevně přimontované,
- podle určení: navijáky pro pozemní soustředování, navijáky lanovkové.

### 2.2 HLAVNÍ ČÁSTI MECHANICKÝCH NAVIJÁKŮ

Mechanické navijáky jsou tvořeny na sobě závislými částmi. Pro správnou funkci navijáku je nutné správně navrhnout jednotlivé části tak, aby spolu byly kompatibilní. V jednotlivých podkapitolách jsou hlavní části mechanických navijáků detailně popsány.

#### 2.2.1 BUBEN

Jedná se o ocelový svařenec z bubnového válce a přírub bubnu. Na buben je přiváděn točivý moment prostřednictvím sepnuté spojky z převodovky a navíjí lano. K odvíjení může docházet buď ručním tažením konce lana při rozpojené spojce anebo zařazením reverzních otáček vývodové hřídele traktoru spolu se sepnutou spojkou. Lana je zpravidla na bubnu navijáku pro pozemní soustředování okolo 60-100 metrů. Buben může být proveden jako hladký anebo s drážkami. [1]

#### 2.2.2 PŘEVODOVKA

Slouží k redukci otáček vývodové hřídele traktoru na potřebné otáčky bubnu. Užívá se několik druhů převodů zejména podle plánovaného využití navijáku. Navijáky pro občasné používání jsou vybaveny nejčastěji řetězovým převodem pomocí válečkového řetězu. Navijáky pro profesionální použití mají převod buď pomocí čelních ozubených kol, kuželových kol ale nejvíce jsou používány šnekové soukolí, které jsou schopné zajistit přenos velkých točivých momentů a je u nich možné dosažení velkých převodových poměrů. [1]

#### 2.2.3 SPOJKA

Slouží k přenosu točivého momentu z převodovky na buben. Zpravidla se umísťují až za převodovku. Používají se zejména spojky třecí. Pro méně náročné nasazení se používá jednokotoučové třecí spojky, pro přenos větších točivých momentů se pak používají vícekotoučové třecí spojky, kuželové třecí spojky a lamelové třecí spojky.



Je také možné užití zubových spojek, které se dříve hojně užívaly. K ovládní spojek dochází buď mechanicky prostřednictvím páky, pomocí hydraulického nebo pneumatického mechanismu. [1]

#### 2.2.4 BRZDA

Slouží k zajištění bubnu v dané poloze. Nejvíce se používají se pásové brzdy, lamelové brzdy nebo čelistové brzdy. Na některých typech se používá k brzdění rohatka se západkou. [1]

#### 2.2.5 RÁM

Nejčastěji se jedná o ocelový svařenec, na kterém jsou uloženy všechny výše uvedené komponenty. V případě navijáků do tříbodového závěsu je součástí rámu také přibližovací štít.

Navijáky pak dále mohou být vybaveny řadičem lana, který slouží k lepšímu ukládání lana na buben.

### 2.3 VÝROBCI NAVIJÁKŮ

V dnešní době je na trhu spousta výrobců lesnických navijáků, které se vyrábí s maximálními tažnými silami od přibližně 30kN až do 120kN a více. Téměř všechny firmy nabízí dvě varianty navijáku. První variantou jsou navijáky do tříbodového závěsu, druhou variantou navijáky pro pevnou montáž. Zaměříme-li se na Evropské výrobce, tak můžeme například jmenovat firmy jako je: Pfanzelt, Uniforest, Krpan, Igländ, Tajfun, Agama, Maxwald, ŠLP Křtiny, Bystroň. Dále budou uvedeny některé vybrané typy mechanicky poháněných navijáků jednotlivých výrobců s přibližnou tažnou silou okolo 50 kN, které jsou připojované do tříbodového závěsu traktoru.



Obr. 4 Naviják Pfanzelt v agregaci s traktorem Fendt [21]





*Obr. 5 Navijáky Uniforest [20]*



*Obr. 6 Agama typ AGA 7 dvoububnový pevný naviják [22]*

### 2.3.1 PFANZELT S-LINE S150

Poloprofesionální jednobubnový lesní naviják od německého výrobce. Naviják se připojuje do tříbodového závěsu. Tento typ navijáku se používá v agregaci s univerzálními kolovými traktory.

Tab. 1 Vybrané technické parametry Pfanzelt S-Line S150 [21][23]

Tažná síla první vrstvy lana	50 kN
Tažná síla poslední vrstvy lana	40 kN
Standardní dodávaný rozměr lana	Ø 10 mm x 70 m
Standardní šířka štítu	1500 mm
Hmotnost (bez lana)	510 kg
Druh převodu	Šnekové soukolí
Druh spojky	Lamelová třecí spojka
Druh brzdy	Lamelová třecí brzda
Převodový poměr	Výrobce neuvádí
Střední rychlost lana při 540 ot/min	0,57 m/s
Ovládání	Dálkové
Požadovaný výkon traktoru	40 kW
Maximální vstupní otáčky	540 min <sup>-1</sup>



Obr. 7 Naviják Pfanzelt S-line S150 [23]



### 2.3.2 IGLAND PENTO 5002 TL

Dvoububnový lesní naviják od norského výrobce. Tento naviják připojitelný do tříbodového závěsu má velice podobnou konstrukci převodovky a bubnů jako naviják stejného výrobce, avšak určeného pro pevnou montáž. Naviják se hodí pro použití spolu s univerzálními kolovými traktory.

Tab. 2 Vybrané technické parametry Igländ Pento 5002 TL [25]

Tažná síla první vrstvy lana	50 kN
Tažná síla poslední vrstvy lana (pro délku lana 120m)	26,5 kN
Standardní dodávaný rozměr lana	2 x Ø 11 mm x 50 m
Standardní šířka štítu	2050 mm
Hmotnost (bez lana)	683 kg
Druh převodu	Řetězový převod + Šnekové soukolí
Druh spojky	Kotoučová třecí spojka
Druh brzdy	Pásová třecí brzda
Převodový poměr	1:9,7
Rychlost navíjení při 540 ot/min	0,59 – 1,12 m/s
Ovládání	Elektrohydraulické
Požadovaný výkon traktoru	52 – 81 kW
Maximální vstupní otáčky	540 min <sup>-1</sup>



Obr. 8 Naviják Igländ Pento 5002 TL [25]

### 2.3.3 KRPAN 5,5 EH

Jednobubnový lesní naviják slovinského výrobce. Tento naviják na rozdíl od předešlých dvou typů má jiný typ převodu. Tyto navijáky bývají nejčastěji používány u vlastníků menších lesů v kombinaci s univerzálním zemědělským traktorem.

Tab. 3 Vybrané technické parametry Krpan 5,5 EH [26]

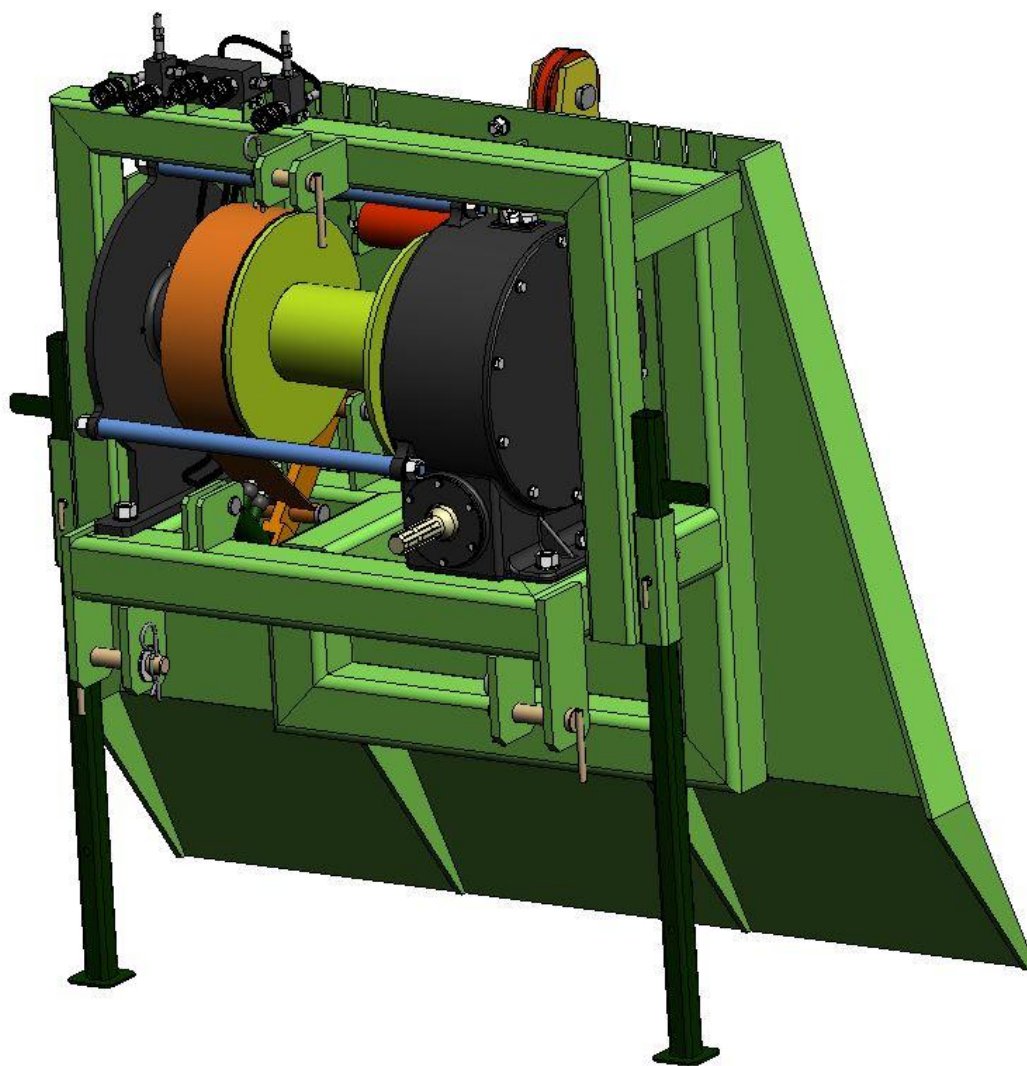
Tažná síla první vrstvy lana	55 kN
Tažná síla poslední vrstvy lana (pro délku lana 120m)	Výrobce neuvádí
Standardní dodávaný rozměr lana	Ø 10 mm x 70 m
Standardní šířka štítu	1515 mm
Hmotnost (bez lana)	406 kg
Druh převodu	Řetězový převod
Druh spojky	Kotoučová třecí spojka
Druh brzdy	Pásová třecí brzda
Převodový poměr	Výrobce neuvádí
Střední rychlost navíjení při 540 min <sup>-1</sup>	0,6 m/s
Ovládání	Elektrohydraulické
Požadovaný výkon traktoru	45 – 55 kW
Maximální vstupní otáčky	540 min <sup>-1</sup>



Obr. 9 Naviják Krpan 5,5 EH [26]

### 3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Po prozkoumání různých navijáků světových výrobců byl zvolen jednobubnový naviják s mechanickým pohonem. Redukce otáček vývodové hřídele se uskutečňuje pomocí převodovky se šnekovým soukolím. Upevnění na traktor je realizováno pomocí tříbodového závěsu. Rám spolu se štítem tvoří jeden celek. Na něm je připevněná převodovka, která tvoří spolu s výstupním hřídelem a bubnem jeden kompaktní celek. Přenos točivého momentu z převodovky na buben se realizuje pomocí kuželové třecí spojky. K brzdění bubnu slouží jednoduchá pásová brzda. Ovládání spojky a brzdy je prostřednictvím přímočarých hydromotorů, které jsou připojeny na vnější hydraulický okruh zvoleného traktoru. Maximální vstupní otáčky jsou  $540 \text{ min}^{-1}$ . Smysl otáčení při pohledu na vstupní hřídel je proti směru otáčení hodinových ručiček.



*Obr. 10 Sestava výsledného návrhu navijáku*

### 3.1 VOLBA TRAKTORU

Je zvolen univerzální kolový traktor značky Zetor typu Forterra 100 CL. Zvolený traktor je odolný při použití v náročných podmínkách. Je konstruován jako stroj s dlouhou životností, nízkou spotřebou pohonných hmot a cenově dostupnými náhradními díly. Pro práci v lesním hospodářství je tak vhodnou volbou.

Tab. 4 Technické parametry traktoru převzaty z [29]

maximální výkon motoru	70,4 kW
maximální otáčky motoru	2200 min <sup>-1</sup>
Zdvihový objem	4156 cm <sup>3</sup>
max. točivý moment	420 N·m
počet převodových stupňů (vpřed / vzad)	24/18
max. rychlost	40 km/h
otáčky zadního vývodového hřídele	nezávislé 540/540E/1000/1000E; závislé
dodávka hydraulického čerpadla	70 l/min
vnější vývody hydrauliky	6+1
typ tříbodového závěsu	kategorie II
max. zvedací síla ramen tříbodového závěsu	77000 N
pohon	Všech kol
provozní hmotnost	4300 – 5200 kg
délka/ šířka/ výška	(5016/ 2383/ 2943) mm



Obr. 3 Zetor Forterra [29]

## 4 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH FUNKČNÍCH PARAMETRŮ

### 4.1 MINIMÁLNÍ SÍLA PŘI PŘETRŽENÍ LANA

Výpočet je proveden dle normy ČSN EN 14492-1+A1 [12].

$$F_{Lmin} \geq k_L \cdot F_{Gmax} \quad (1)$$

$$F_{Lmin} \geq 2 \cdot 50\,000$$

$$F_{Lmin} \geq 100\,000 \text{ N}$$

Kde:  $F_{Gmax}$  [N] Maximální tažná síla dle zadání

$k_L = 2$  [-] Minimální součinitel bezpečnosti zvolen podle [12]

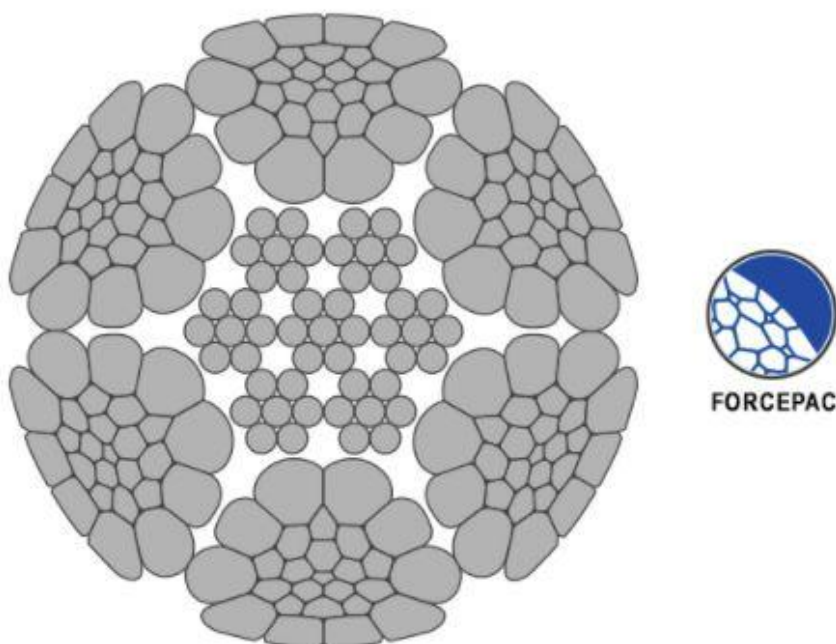
### 4.2 VOLBA PRŮMĚRU LANA

Na základě minimální síly při přetržení lana (1) bylo zvoleno ocelové lano PYTHON 5 R+F s nejbližší vyšší minimální silou při přetržení. Toto lano je přímo výrobcem určené pro použití v lesnictví a dalších aplikacích a má následující vybrané parametry [26].

Jmenovitý průměr lana:  $d_L = 11 \text{ mm}$

Minimální síla při přetržení:  $F_L = 122\,000 \text{ N}$

Jmenovitá pevnost drátků:  $1960 \text{ N/mm}^2$



Obr. 12 Průřez lana PYTHON 5 R+F [26]

### 4.3 VÝPOČET ROZMĚRŮ BUBNU

#### 4.3.1 JMENOVITÝ PRŮMĚR BUBNU

Výpočet proveden dle normy ČSN 27 1820. [13]

$$D_b = d_L \cdot \alpha \quad (2)$$

$$D_b = 11 \cdot 14$$

$$D_b = 154 \text{ mm}$$

Kde:  $\alpha$  [-] Součinitel průměru bubnu zvolen podle [12]

Dle [12] je zvolen normalizovaný jmenovitý průměr bubnu  $D_b = 160 \text{ mm}$ .

#### 4.3.2 PRŮMĚR BUBNU POD LANEM

$$D_1 = D_b - d_L \quad (3)$$

$$D_1 = 160 - 11$$

$$D_1 = 149 \text{ mm}$$

#### 4.3.3 MINIMÁLNÍ TLOUŠŤKA STĚNY BUBNU

Podle [4] lze tloušťku stěny bubnu přibližně určit vztahem níže uvedeným vztahem.

$$s_{min} = 0,8 \cdot d_L \quad (4)$$

$$s_{min} = 0,8 \cdot 11$$

$$s_{min} = 8,8 \text{ mm}$$

Vzhledem ke konstrukčnímu záměru, který předpokládá využití trubky bubnu současně i pro uložení ložisek bubnu, je zvolen jako polotovar ocelová trubka bezešvá TR 159x28 ČSN 42 5715 – 11 523 [16]. Vnější část bude obrobená na průměr  $D_1$  uvnitř bude obrobená pouze část, kde jsou uložena ložiska, zbytek je neobroben. Vnitřní průměr pak vypočteme z rozměrů polotovaru.

#### 4.3.4 VNITŘNÍ PRŮMĚR BUBNU

$$D_0 = 159 - 2 \cdot 28 \quad (5)$$

$$D_0 = 103 \text{ mm}$$

#### 4.3.5 TLOUŠŤKA STĚNY BUBNU

$$s = \frac{D_1 - D_0}{2} \quad (6)$$



$$s = \frac{149 - 103}{2}$$

$$s = 23 \text{ mm}$$

#### 4.3.6 POČET VRSTEV LANA

Dle zadání je požadovaná délka navíjení přibližně  $l_L = 80\text{m}$ , z toho je zřejmé že nebude stačit jedna vrstva lana na bubnu a bude nutné, aby bylo vrstev více. Výpočty níže provedené určí teoretický počet vrstev lana. Nejprve však musí být určena šířka bubnu mezi koncovými přírubami, která je zvolena  $l_b = 236,5 \text{ mm}$

#### POČET NÁVINŮ LANA

Je vypočten jako podíl celkové délky bubnu a průměru lana. Po zaokrouhlení dolů na celé číslo vyjadřuje, kolik návinů lana se na buben teoreticky vejde.

$$x_n = \frac{l_b}{d_L} \quad (7)$$

$$x_n = \frac{236,5}{11}$$

$$x_n = 21,5$$

Skutečný počet návinů v jedné vrstvě lana je po zaokrouhlení je následující:

$$x_n = 21$$

Dále je potřebné vypočítat celkovou délku lana v jednotlivých vrstvách lana, výpočet bude proveden tak, že pro každou vrstvu bude vypočítán obvod vrstvy na ose lana, vypočte se jako obvod kruhu podle [11] a délka lana v jedné vrstvě se určí jako součin obvodu a počtu návinů.

Obvod 1. vrstvy lana:

$$o_1 = \pi \cdot D_b \quad (8)$$

$$o_1 = \pi \cdot 160$$

$$o_1 = 502,655 \text{ mm}$$

Délka lana v 1. vrstvě pak je následující:

$$L_1 = x_n \cdot o_1 \quad (9)$$

$$L_1 = 21 \cdot 0,502655$$

$$L_1 = 10,556 \text{ m}$$

Obvod 2. vrstvy lana:

$$o_2 = \pi \cdot (2 \cdot v_l + D_b) \quad (10)$$

$$o_2 = \pi \cdot (2 \cdot 9,526 + 160)$$

$$o_2 = 562,510 \text{ mm}$$

Kde:  $v_l$  [mm]      Vzdálenost vrstev lana

Vzdálenost vrstev lana je zjištěná pomocí programu Solidworks.

Délka lana v 2. vrstvě:

$$L_2 = x_n \cdot o_2 \quad (11)$$

$$L_2 = 21 \cdot 0,562510$$

$$L_2 = 11,813 \text{ m}$$

Obvod 3. vrstvy lana:

$$o_3 = \pi \cdot (4 \cdot v_l + D_b) \quad (12)$$

$$o_3 = \pi \cdot (4 \cdot 9,526 + 160)$$

$$o_3 = 622,366 \text{ mm}$$

Délka lana v 3. vrstvě:

$$L_3 = x_n \cdot o_2 \quad (13)$$

$$L_3 = 21 \cdot 0,622366$$

$$L_3 = 13,070 \text{ m}$$

Obvod 4. vrstvy lana:

$$o_4 = \pi \cdot (6 \cdot v_l + D_b) \quad (14)$$

$$o_4 = \pi \cdot (6 \cdot 9,526 + 160)$$

$$o_4 = 682,221 \text{ mm}$$

Délka lana v 4. vrstvě:

$$L_4 = x_n \cdot o_4 \quad (15)$$

$$L_4 = 21 \cdot 0,682,221$$

$$L_4 = 14,327 \text{ m}$$

Obvod 5. vrstvy lana:

$$o_5 = \pi \cdot (8 \cdot v_l + D_b) \quad (16)$$

$$o_5 = \pi \cdot (8 \cdot 9,526 + 160)$$

$$o_5 = 742,076 \text{ mm}$$

Celková délka lana v 5. vrstvě:

$$L_5 = x_n \cdot o_5 \quad (17)$$

$$L_5 = 21 \cdot 0,742076$$

$$L_5 = 15,584 \text{ m}$$

Obvod 6. vrstvy lana:

$$o_6 = \pi \cdot (10 \cdot v_l + D_b) \quad (18)$$

$$o_6 = \pi \cdot (10 \cdot 9,526 + 160)$$

$$o_6 = 801,932 \text{ mm}$$

Délka lana v 6. vrstvě pak je následující:

$$L_6 = x_n \cdot o_6 \quad (19)$$

$$L_6 = 21 \cdot 0,801932$$

$$L_6 = 16,841 \text{ m}$$

#### **CELKOVÁ DÉLKA**

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 \quad (20)$$

$$L = 10,556 + 11,813 + 13,070 + 14,327 + 15,584 + 16,841$$

$$L = 82,189 \text{ m}$$

Délka lana zaokrouhlena na celé číslo:

$$L = 82 \text{ m}$$

Pro splnění požadované délky navíjení bude teoreticky stačit 6 vrstev lana na bubnu i s ohledem na počet rezervních závitů, které se neodvíjejí a bývá jich zpravidla 2 až 3 závity dle literatury [4].

#### 4.3.7 PRŮMĚR KONCOVÝCH PŘÍRUB

Podle normy ČSN EN 14492-1+A1 by koncové příruby měly přecházet nad poslední vrstvu lana nejméně o dvojnásobek průměru lana. [12]

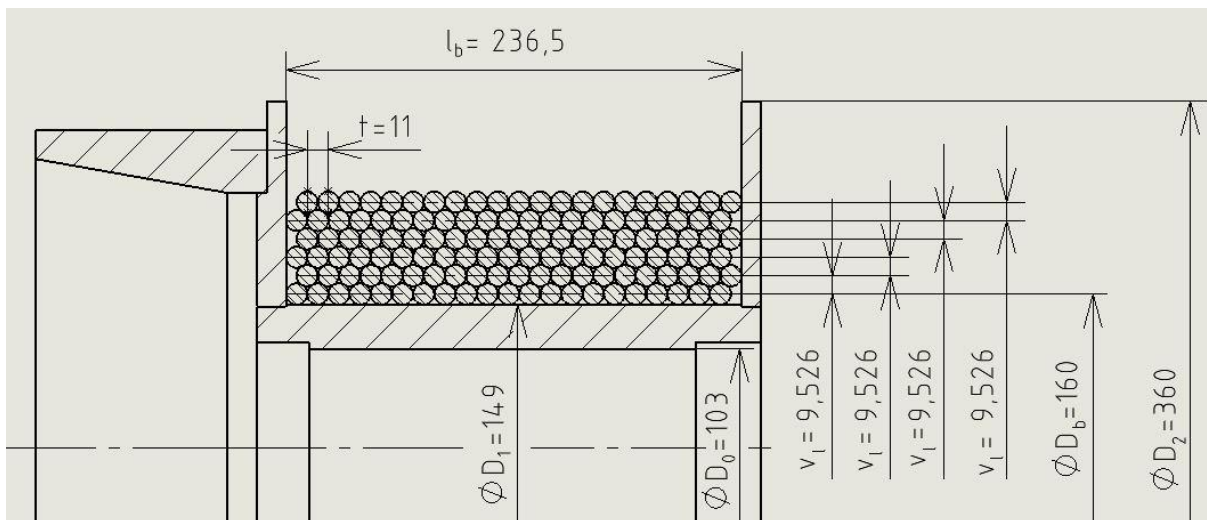
$$D_2 = (D_b + 10 \cdot v_l + d_L) + 2 \cdot (2 \cdot d_L) \quad (21)$$

$$D_2 = (160 + 10 \cdot 9,526 + 11) + 2 \cdot (2 \cdot 11)$$

$$D_2 = 310,263 \text{ mm}$$

Průměr vnějších přírub byl zvolen větší než vypočtený průměr.

$$D_2 = 360 \text{ mm}$$



Obr. 13 Nákres rozměrů bubnu

#### 4.4 TOČIVÝ MOMENT NA BUBNU

Výstupní točivý moment z převodovky má konstantní hodnotu, jedná se o potřebný točivý moment k zajištění maximální tažné síly první vrstvy lana. Točivý moment se vypočte podle literatury [9].

$$M_{TB} = F_L \cdot \frac{D_b}{2} \quad (22)$$

$$M_{TB} = 50000 \cdot \frac{0,160}{2}$$

$$M_{TB} = 4000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

#### 4.5 MINIMÁLNÍ TAŽNÁ SÍLA

Protože je výstupní točivý moment z převodovky konstantní, klesá s rostoucím počtem vrstev lana tažná síla. V poslední vrstvě se tažná síla vypočte podle [9]:

$$F_{Gmin} = \frac{M_{TB}}{\frac{(D_b + 10 \cdot v_l)}{2}} \quad (23)$$

$$F_{Gmin} = \frac{4000}{\frac{(0,160 + 10 \cdot 0,009526)}{2}}$$

$$F_{Gmin} = 31340,251 \text{ N}$$

#### 4.6 POKLES TAŽNÉ SÍLY

$$x_{pts} = \left(1 - \frac{F_{Gmin}}{F_{Gmax}}\right) \cdot 100 \quad (24)$$

$$x_{pts} = \left(1 - \frac{31340,251}{50000}\right) \cdot 100$$

$$x_{pts} = 37,3 \%$$

#### 4.7 PŘEVODOVÝ POMĚR, OTÁČKY BUBNU A RYCHLOSTI NAVÍJENÍ LANA

Pro výpočet převodového poměru je nejprve nutné zvolit maximální rychlost navíjení první vrstvy, vypočítat otáčky bubnu a následně spočítat převodový poměr.

Maximální rychlost navíjení první vrstvy lana je zvolena  $v_{LP1} = 0,6 \frac{m}{s}$

##### 4.7.1 PŘEDBĚŽNÉ OTÁČKY BUBNU

Otáčky bubnu vychází z následujících dvou rovnic (25) a (26) podle [9].

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

$$v_{LP1} = \omega_{bp} \cdot \frac{D_b}{2} \quad (26)$$

Vyjádřením  $\omega_{bp}$  z (26) a dosazením do (25) je získán výsledný vztah pro otáčky bubnu:

$$n_{bp} = \frac{2 \cdot v_{LP1}}{D_b} \quad (27)$$

$$n_{bp} = \frac{2 \cdot 0,6}{0,160}$$

$$n_{bp} = \frac{2 \cdot 0,6}{0,160}$$

$$n_{bp} = 71,62 \text{ min}^{-1}$$

#### 4.7.2 PŘEVODOVÝ POMĚR

Je vypočten jako podíl vstupních a výstupních otáček podle [3]. Na základě výsledku převodového poměru je vhodné použít šnekové soukolí, které umožňuje vysoké převodové poměry, na rozdíl např. od převodu s čelními ozubenými koly, kdy by musely být použity dva převodové stupně.

$$i_p = \frac{n_{PTO}}{n_{bp}} \quad (28)$$

$$i_p = \frac{540}{71,62}$$

$$i_p = 7,54$$

Kde:  $n_{PTO}$  [min<sup>-1</sup>] Maximální otáčky zadního vývodového hřídele

Podle ČSN 01 4755 [14] je zvolen nejbližší vyšší normalizovaný převodový poměr pro šnekové převodovky.

$$i_p = 8$$

#### 4.7.3 SKUTEČNÉ OTÁČKY BUBNU

Protože byl zvolen normalizovaný převodový poměr, skutečné otáčky jsou vypočteny úpravou vzorce (28):

$$n_b = \frac{n_{PTO}}{i_p} \quad (29)$$

$$n_b = \frac{540}{8}$$

$$n_b = 67,5 \text{ min}^{-1}$$

#### 4.7.4 SKUTEČNÁ ÚHLOVÁ RYCHLOST BUBNU

$$\omega_b = 2 \cdot \pi \cdot n_b \quad (30)$$

$$\omega_b = 2 \cdot \pi \cdot 67,5$$

$$\omega_b = 7,069 \frac{1}{s}$$

#### 4.7.5 SKUTEČNÁ MAXIMÁLNÍ RYCHLOST NAVÍJENÍ PRVNÍ VRSTVY LANA

Vychází z rovnic (30) a (26).

$$v_{L1} = \omega_b \cdot \frac{D_b}{2} \quad (31)$$

$$v_{L1} = 7,069 \cdot \frac{0,160}{2}$$

$$v_{L1} = 0,565 \frac{m}{s}$$

#### 4.7.6 SKUTEČNÁ MAXIMÁLNÍ RYCHLOST NAVÍJENÍ POSLEDNÍ VRSTVY LANA

Vychází z rovnic (30) a (26).

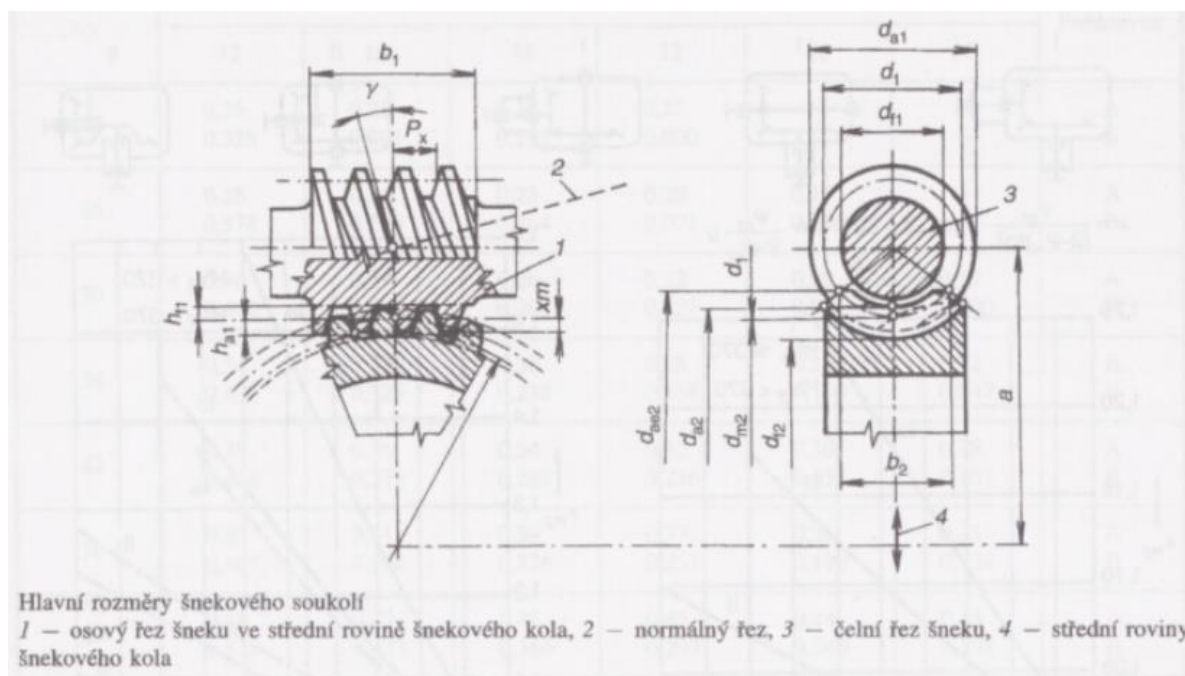
$$v_{L6} = \omega_b \cdot \frac{(D_b + 10 \cdot v_l)}{2} \quad (32)$$

$$v_{L6} = \omega_b \cdot \frac{(0,160 + 10 \cdot 0,009526)}{2}$$

$$v_{L1} = 0,902 \frac{m}{s}$$

#### 4.8 VÝPOČET ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ

Podle normy ČSN 01 4602 Je zvolen válcový šnek typu ZN2 s globoidním šnekovým kolem. Šnek typu ZN2, úhel profilu je u obecného šneku normalizován v normálním řezu a modul je vždy normalizován v čelním řezu [3]. Nejprve je provedena volba počtu zubů, volba modulu, výpočet základních rozměrů, a nakonec je proveden výpočet na únosnost zubů v dotyku a v ohybu podle normy DIN 3996 uvedené v literatuře [3].



Obr. 44 Rozměry šnekového sokolí převzato z [6]

Dle normy ČSN 01 4755 [14] je zvoleno:

počet chodů šneku  $z_1 = 4$

součinitel průměru šneku  $q = 8$

osový modul  $m = 10 \text{ mm}$

Dle literatury [3] je zvoleno:

úhel profilu v normálním řezu  $\alpha_n = 20^\circ$

smysl stoupání šroubovice levý

jednotkové posunutí tvořícího šneku  $x = 0$

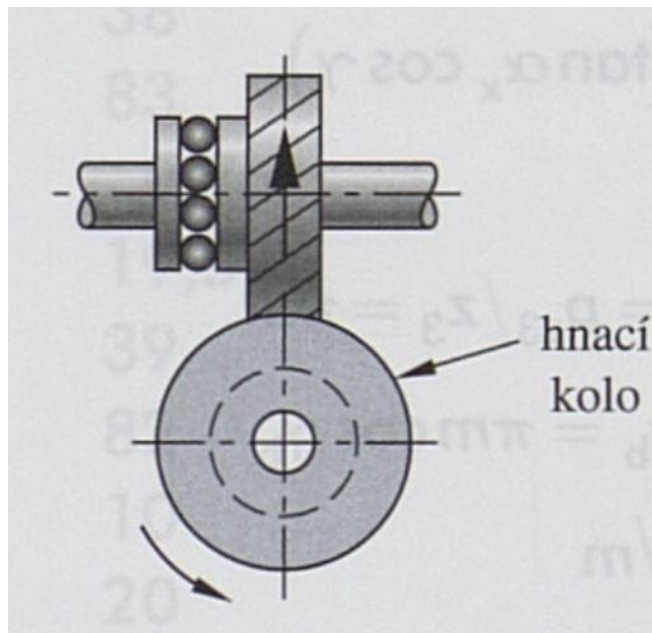
#### 4.8.1 POČET ZUBŮ ŠNEKOVÉHO KOLA

Počet zubů šnekového kola je vypočten dle literatury [3].

$$z_2 = z_1 \cdot i \quad (33)$$

$$z_2 = 4 \cdot 8$$

$$z_2 = 32$$



Obr. 15 Smysl rotace při levém stoupání šroubovice převzato z [3]



**4.8.2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ**

Výpočet níže uvedených základních parametrů proveden podle literatury [3].

**ROZTEČNÝ PRŮMĚR ŠNEKU**

$$d_1 = q \cdot m \quad (34)$$

$$d_1 = 8 \cdot 10$$

$$d_1 = 80 \text{ mm}$$

**HLAVOVÝ PRŮMĚR ŠNEKU**

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} \quad (35)$$

$$d_{a1} = 80 + 2 \cdot 10$$

$$d_{a1} = 100 \text{ mm}$$

Kde:  $h_{a1} = m$  [mm] výška hlavy zubu šneku

**PATNÍ PRŮMĚR ŠNEKU**

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} \quad (36)$$

$$d_{f1} = 80 - 2 \cdot 12,5$$

$$d_{f1} = 55 \text{ mm}$$

Kde:  $h_{f1} = 1,2 \cdot m$  [mm] výška paty zubu šneku

**ROZTEČNÝ PRŮMĚR ŠNEKOVÉHO KOLA**

$$d_2 = z_2 \cdot m \quad (37)$$

$$d_2 = 32 \cdot 10$$

$$d_2 = 320 \text{ mm}$$

**HLAVOVÝ PRŮMĚR ŠNEKOVÉHO KOLA**

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2} \quad (38)$$

$$d_{a2} = 320 + 2 \cdot 10$$

$$d_{a2} = 340 \text{ mm}$$

Kde:  $h_{a2} = m$  [mm] výška hlavy zubu šnekového kola

**PATNÍ PRŮMĚR ŠNEKU**

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} \quad (39)$$

$$d_{f2} = 320 - 2 \cdot 12$$

$$d_{f2} = 296 \text{ mm}$$

Kde:  $h_{f2} = 1,2 \cdot m$  [mm] výška paty zubu šnekového kola

**ROZTEČNÝ ÚHEL STOUPÁNÍ**

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{z_1}{q}\right) \quad (40)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{4}{8}\right)$$

$$\gamma = 26,565^\circ$$

**STOUPÁNÍ ZÁVITU ŠNEKU**

$$p_z = \pi \cdot m \cdot z_1 \quad (41)$$

$$p_z = \pi \cdot 10 \cdot 4$$

$$p_z = 125,664 \text{ mm}$$

**OSOVÁ ROZTEČ**

$$p_x = \pi \cdot m \quad (42)$$

$$p_x = \pi \cdot 10$$

$$p_x = 31,416 \text{ mm}$$

**NORMÁLNÁ ROZTEČ**

$$p_n = p_x \cdot \cos(\gamma) \quad (43)$$

$$p_n = 31,416 \cdot \cos(26,565^\circ)$$

$$p_n = 28,099 \text{ mm}$$

**NORMÁLNÝ MODUL**

$$m_n = m \cdot \cos(\gamma) \quad (44)$$

$$m_n = 10 \cdot \cos(26,565^\circ)$$

$$m_n = 8,944 \text{ mm}$$

**ÚHEL PROFILU V OSOVÉM ŘEZU**

$$\alpha_x = \tan^{-1} \left( \frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\gamma)} \right) \quad (45)$$

$$\alpha_x = \tan^{-1} \left( \frac{\tan(20^\circ)}{\cos(26,565^\circ)} \right)$$

$$\alpha_x = 22,143^\circ$$

**ROZTEČNÁ VZDÁLENOST OS**

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (46)$$

$$a = \frac{80 + 320}{2}$$

$$a = 200 \text{ mm}$$

**DÉLKA ŠROUBOVICE**

Minimální délka šroubovice šneku se vypočte dle literatury [6].

$$b_1 \approx (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m \quad (47)$$

$$b_1 \approx (12,5 + 0,09 \cdot 32) \cdot 10$$

$$b_1 \approx 153,8 \text{ mm}$$

Je zvolena délka šroubovice

$$b_1 = 180 \text{ mm}$$

**ŠÍŘKA VĚNCE**

Šířka věnce se vypočte dle literatury [6].

$$b_2 \approx 0,67 \cdot \left( 1 + \frac{2}{q} \right) \cdot d_2 \quad (48)$$

$$b_2 \approx 0,67 \cdot \left( 1 + \frac{2}{8} \right) \cdot 320$$

$$b_2 \approx 53,6 \text{ mm}$$

## NEJVĚŠÍ PRŮMĚR KOLA

Největší průměr kola se vypočítá dle literatury [6].

$$d_{ae2} = d_{a2} + 2 \cdot v^* \cdot m \quad (49)$$

$$d_{ae2} = 340 + 2 \cdot 0,5 \cdot 10$$

$$d_{ae2} = 350 \text{ mm}$$

Kde:  $v^* = 0,5$  [-] součinitel převýšení kola zvolen dle [3]

## 4.9 VÝPOČET KUŽELOVÉ TŘECÍ SPOJKY

Třecí spojka bude zároveň sloužit jako omezovač, v případě že by bylo taženo břemeno, které vyvolá v laně větší sílu než  $F_{Gmax}$ , dojde k prokluzu spojky.

Dle literatury [3] jsou zvoleny následující hodnoty spojky

materiál	cermet
součinitel tření	$f_{SO} = 0,32$
dovolený tlak	$p_{maxSO} = 1 \text{ MPa}$
třecí úhel	$\alpha_{sp} = 10^\circ$

### 4.9.1 VÝPOČET MALÉHO PRŮMĚRU SPOJKY

Vzorec získaný vyjádřením z rovnice pro točivý moment za předpokladu rovnoměrného tlaku dle literatury [3].

$$M_S = \frac{\pi \cdot f_{SO} \cdot p_{maxSO}}{12 \cdot \sin(\alpha_{sp})} \cdot (D_{SP}^3 - d_{SP}^3) \quad (50)$$

Kde: $D_{SP} = 300$	[mm]	zvolený velký průměr spojky
$d_{SP} = ?$	[mm]	malý průměr spojky
$M_S = M_{TB}$	[N·m]	přenášený točivý moment spojkou

Odvozený vzorec:

$$d_{SP} = \sqrt[3]{D_{SP}^3 - \frac{M_S \cdot 12 \cdot \sin(\alpha_{sp})}{\pi \cdot f_{SO} \cdot p_{maxSO}}} \quad (51)$$

$$d_{SP} = \sqrt[3]{300^3 - \frac{4000 \cdot 10^3 \cdot 12 \cdot \sin(10^\circ)}{\pi \cdot 0,32 \cdot 1}}$$

$$d_{SP} = 265,47 \text{ mm}$$

Malý průměr spojky je zvolen menší než vypočtený.

$$d_{SP} = 264 \text{ mm}$$

#### 4.9.2 PŘÍTLAČNÁ SÍLA SPOJKY

Přítláčná síla je vyjádřena z rovnice pro přenášený moment zaběhlé spojky, rovnoměrné opotřebení dle literatury [3].

$$M_S = \frac{F_{SP} \cdot f_{SO}}{4 \cdot \sin(\alpha_{SP})} \cdot (D_{SP} + d_{SP}) \quad (52)$$

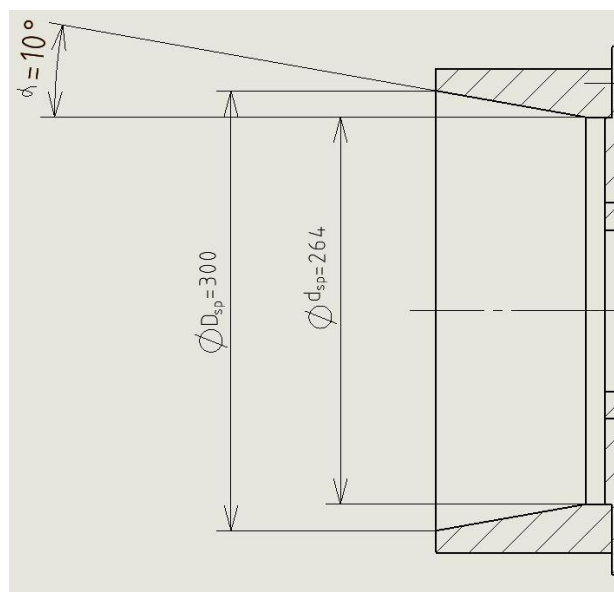
Odvozený vzorec

$$F_{PS} = \frac{M_S \cdot 4 \cdot \sin(\alpha_{SP})}{f_{SO} \cdot (D_{SP} + d_{SP})} \quad (53)$$

$$F_{PS} = \frac{M_S \cdot 4 \cdot \sin(\alpha_{SP})}{f_{SO} \cdot (D_{SP} + d_{SP})}$$

$$F_{PS} = \frac{4000 \cdot 4 \cdot \sin(10^\circ)}{0,32 \cdot (300 + 264)}$$

$$F_{PS} = 15394,342 \text{ N}$$



Obr. 57 Schéma rozměrů třecích částí

#### 4.10 VÝPOČET PÁSOVÉ BRZDY

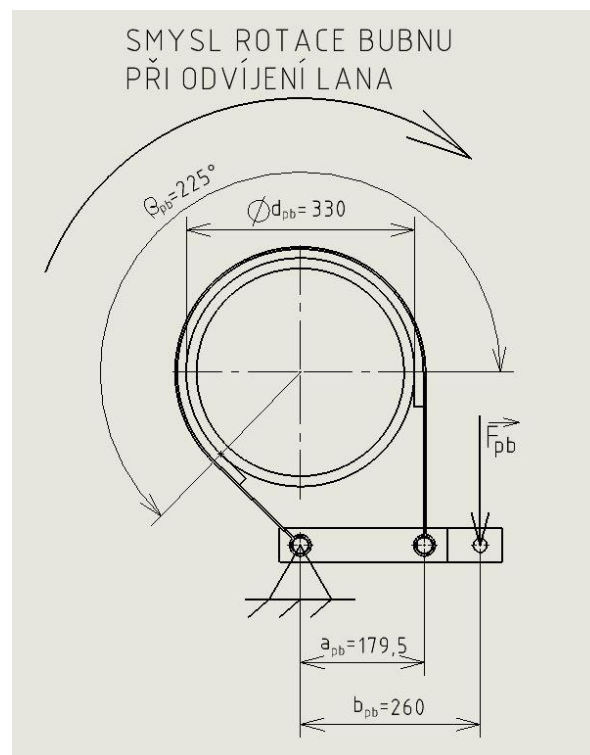
Brzdňý moment pásové brzdy je zvolen stejně velký jako maximální točivý moment na bubnu  $M_{TB}$ , avšak je opačně orientovaný. Byla zvolena jednoduchá pásová brzda, která je vhodná pouze pro jeden směr otáčení a je vypočítána podle literatury [4].

Zvolené hodnoty brzdy dle [3]

materiál	TAROX Strada
součinitel tření	$f_{BO} = 0,38$
dovolený tlak	$p_{maxBO} = 1.8 \text{ MPa}$
Úhel opásání	$\beta_{pb} = 225^\circ$

S ohledem na celkovou konstrukci, jsou zvoleny následující hodnoty:

Průměr brzdového bubnu	$d_{pb} = 330 \text{ mm}$
vzdálenost čepů	$a_{pb} = 179,5 \text{ mm}$
celková délka páky	$b_{pb} = 260 \text{ mm}$



Obr. 68 Schéma rozměrů pásové brzdy

**4.10.1 OBVODOVÁ SÍLA NA BUBNU BRZDY**

$$F_O = \frac{M_B}{\frac{D_{pb}}{2}} \quad (54)$$

$$F_O = \frac{4000}{\frac{300 \cdot 10^{-3}}{2}}$$

$$F_O = 24242,424 \text{ N}$$

Kde:  $M_B = M_{TB}$  [N·m] brzdny moment

**4.10.2 VELKÝ TAH**

$$F_T = F_O \cdot \frac{e^{f_{BO} \cdot \beta_{pb}}}{e^{f_{BO} \cdot \beta_{pb}} - 1} \quad (55)$$

$$F_T = 24242,424 \cdot \frac{e^{0,38 \cdot \frac{225}{360} \cdot 2\pi}}{e^{0,38 \cdot \frac{225}{360} \cdot 2\pi} - 1}$$

$$F_T = 31275,086 \text{ N}$$

**4.10.3 MALÝ TAH**

$$F_t = F_O \cdot \frac{1}{e^{f_{BO} \cdot \beta_{pb}} - 1} \quad (56)$$

$$F_t = 24242,424 \cdot \frac{1}{e^{0,38 \cdot \frac{225}{360} \cdot 2\pi} - 1}$$

$$F_t = 7032,662 \text{ N}$$

**4.10.4 ŠÍŘKA PÁSU**

Dle literatury [3] se maximální tlak vypočte podle vzorce:

$$p_{maxBO} = \frac{2 \cdot F_T}{b_p \cdot d_{pb}} \quad (57)$$

Kde:  $b_p$  [mm] šířka pásu

Z této rovnice je pak vyjádřena minimální šířka pásu:

$$b_p = \frac{2 \cdot F_T}{p_{maxBO} \cdot d_{pb}} \quad (58)$$

$$b_p = \frac{2 \cdot 7032,662}{1,8 \cdot 330}$$

$$b_p = 105,303 \text{ mm}$$

Je zvolena šířka pásu

$$b_p = 110 \text{ mm}$$

#### 4.10.5 OVLÁDACÍ SÍLA BRZDY

dle literatury [4].

$$F_{pb} = F_t \cdot \frac{a_{pb}}{b_{pb}} \quad (59)$$

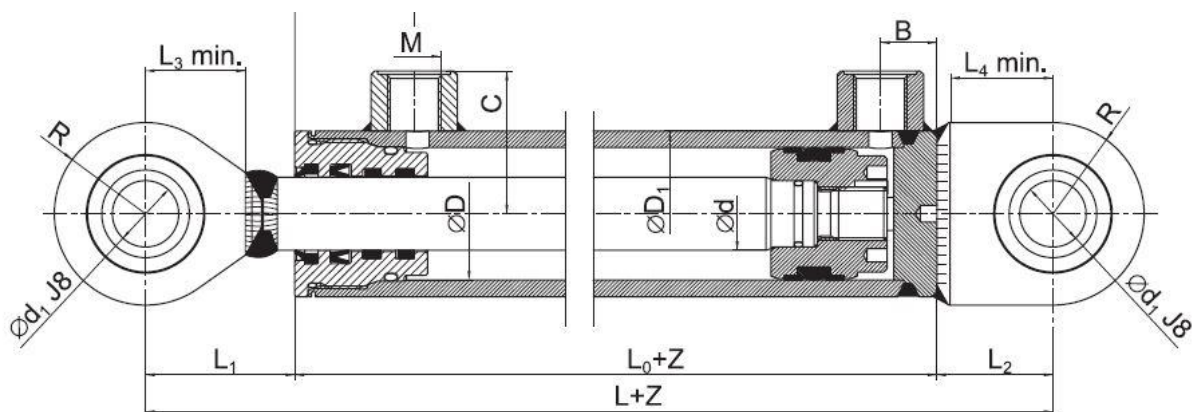
$$F_{pb} = 7032,662 \cdot \frac{179,5}{260}$$

$$F_{pb} = 4855,242 \text{ N}$$

### 4.11 VÝPOČET TLAKŮ V HYDRAULICKÝCH OKRUŽÍCH

#### 4.11.1 TLAK V OKRUHU BRZDY

Pro ovládání jednoduché pásové brzdy byl zvolen dvojčinný přímočarý hydromotor výrobce Hydraulics s.r.o. typu ZH1. Síla na páku bude vyvozována při vysouvání hydromotoru.



Obr. 79 dvojčinný přímočarý hydromotor ZH1 [28]

Vybrané parametry přímočarého hydromotoru dle [28]

Průměr pístu  $d_{PHM1} = 20 \text{ mm}$

Vnitřní průměr hydraulického válce  $D_{PHM1} = 32 \text{ mm}$



**HYDRAULICKÁ PLOCHA PŘÍMOČARÉHO MOTORU BRZDY**

Obsah kruhu dle [11]

$$S_{PHM1} = \frac{\pi \cdot D_{PHM1}^2}{4} \quad (60)$$

$$S_{PHM1} = \frac{\pi \cdot 32^2}{4}$$

$$S_{PHM1} = 804,248 \text{ mm}^2$$

**MAXIMÁLNÍ TLAK PŘÍMOČARÉHO HYDRAULICKÉHO MOTORU BRZDY**

Vzorec pro tlak dle [10].

$$p_{PHM1} = \frac{F_{pb}}{S_{PHM1}} \quad (61)$$

$$p_{PHM1} = \frac{4855,242}{804,248}$$

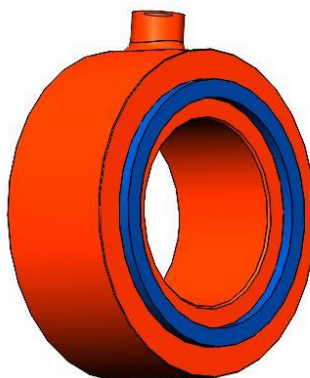
$$p_{PHM1} = 6,037 \text{ MPa}$$

Hodnota je zaokrouhlena na nižší hodnotu:

$$p_{PHM1} = 6,0 \text{ MPa}$$

**4.11.2 TLAK V OKRUHU SPOJKY**

Pro ovládání spojky je použit jednočinný přímočarý hydromotor zvláštní konstrukce, který používají někteří světoví výrobci jako např. Krpan. K rozpojení spojky slouží vinutá tlačná pružina. K sepnutí spojky je potřebné, aby hydromotor vyvinul požadovanou přítlačnou sílu spojky vypočítanou rovnicí (53) ke které ještě bude navíc připočtena síla pružiny.



*Obr. 20 Návrh přímočarého hydromotoru*

Navržené rozměry přímočarého hydromotoru:

$$\text{vnitřní průměr pístu} \quad d_{PHM2} = 95 \text{ mm}$$

$$\text{vnější průměr pístu} \quad D_{PHM2} = 110 \text{ mm}$$

Navržené rozměry pružiny:

$$\text{průměr drátu} \quad d_{dp} = 6,3 \text{ mm}$$

$$\text{střední průměr pružiny} \quad D_{pp} = 91 \text{ mm}$$

$$\text{délka ve volném stavu} \quad L_0 = 200 \text{ mm}$$

$$\text{délka v provozním stavu} \quad L_p = 55 \text{ mm}$$

$$\text{počet závitů pružiny} \quad n_t = 6,5$$

#### TUHOST PRUŽINY

Vypočtena dle literatury [3].

$$k_p = \frac{d_{dp}^4 \cdot G}{8 \cdot D_{pp}^3 \cdot n_a} \quad (62)$$

$$k_p = \frac{6,3^4 \cdot 81500}{8 \cdot 91^3 \cdot (6,5 - 2)}$$

$$k_p = 4,733 \text{ N/mm}$$

$$\text{Kde: } G = 81\,500 \quad [\text{MPa}] \quad \text{Modul pružnosti ve smyku zvolen dle [3]}$$

$$n_a = n_t - 2 \quad [-] \quad \text{počet činných závitů dle [3]}$$

#### DÉLKA STLAČENÍ V PROVOZNÍM STAVU

Vypočtena dle literatury [3].

$$y_p = L_0 - L_p \quad (63)$$

$$y_p = 200 - 55$$

$$y_p = 145 \text{ mm}$$

**SÍLA PRUŽINY**

Síla pružiny se vypočte dle literatury [3].

$$F_{pp} = k_p \cdot y_p \quad (64)$$

$$F_{pp} = 4,733 \cdot 145$$

$$F_{pp} = 686,216 \text{ N}$$

**HYDRAULICKÁ PLOCHA PŘÍMOČARÉHO MOTORU SPOJKY**

Vypočte se jako mezikruží dle [11]

$$S_{PHM2} = \frac{\pi \cdot D_{PHM2}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{PHM2}^2}{4} \quad (65)$$

$$S_{PHM2} = \frac{\pi \cdot 110^2}{4} - \frac{\pi \cdot 95^2}{4}$$

$$S_{PHM2} = 2415,099 \text{ mm}^2$$

**MAXIMÁLNÍ TLAK PŘÍMOČARÉHO HYDRAULICKÉHO MOTORU SPOJKY**

Vzorec pro tlak dle [10]

$$S_{PHM2} = \frac{F_{PS} + F_{pp}}{p_{PHM2}} \quad (66)$$

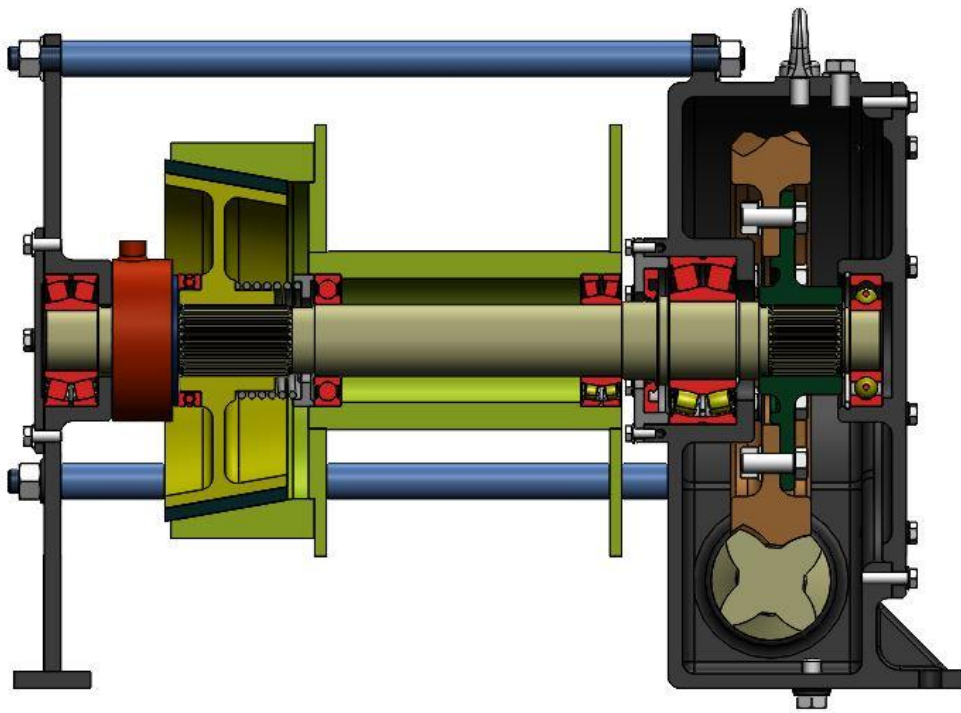
$$p_{PHM2} = \frac{15394,342 + 686,216}{2415,099}$$

$$p_{PHM2} = 6,658 \text{ MPa}$$

Hodnota je zaokrouhlena na nižší hodnotu, z důvodu aby nemohlo dojít k přenosu většího točivého momentu než je moment  $M_{TB}$ .

$$p_{PHM2} = 6,6 \text{ MPa}$$

Zvolený traktor má dle výrobce pracovní tlak čerpadla hydraulického okruhu 20 MPa. Aby byly zajištěny potřebné vypočtené tlaky dle (61) a (66) je nutné vybavit okruhy pojistnými tlakovými ventily. Dle [29] jsou zvoleny pojistné ventily VMP o rozsahu nastavitelného tlaku 10–180 bar, které budou nastaveny na požadované hodnoty.



*Obr. 21 Řez sestavou převodovky*

## 5 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

V této kapitole bude proveden výpočet zvolených součástí. Nejprve bude provedena kontrola šnekového soukolí podle normy DIN 3996, která je uvedena v literatuře [3]. Další výpočet se bude týkat lanového bubnu.

### 5.1 VÝPOČET ÚNOSNOSTI ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ

#### 5.1.1 VÝPOČET ÚNOSNOSTI BOKŮ ZUBŮ V DOTYKU

Výpočet je proveden podle literatury [3] která uvádí výpočet podle normy DIN 3996.

*„Boky zubů mohou být poškozeny v důsledku únavového poškození jamkovou korozi (pittingem). Pevnostní kontrola ozubeného šnekového soukolí se provádí jen pro boky zubů šnekového kola, protože mívají menší tvrdost.“* [3] str. 921

#### SOUČINITEL POČTU CYKLŮ

$$Z_h = \left( \frac{25000}{L_h} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (67)$$

$$Z_h = \left( \frac{25000}{15000} \right)^{\frac{1}{6}}$$

$$Z_h = 1.089$$

Kde:  $L_h = 15000$  [h] požadovaná doba provozu v hodinách

#### SKLUZOVÁ RYCHLOST

$$v_k = \frac{\pi \cdot n_{PTO} \cdot d_1}{\cos(\gamma)} \quad (68)$$

$$v_k = \frac{\pi \cdot \frac{540}{60} \cdot 0,08}{\cos(\gamma)}$$

$$v_k = 2,529 \frac{m}{s}$$

#### SOUČINITEL RYCHLOSTI

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{(4 + v_k)}} \quad (69)$$

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{(4 + 2,529)}}$$

$$Z_v = 0,875$$

### SOUČINITEL VELIKOSTI

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{(2900 + a)}} \quad (70)$$

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{(2900 + 200)}}$$

$$Z_s = 0,984$$

### PRACOVNÍ ŠÍŘKA ŠNEKOVÉHO KOLA

$$b_{2H} = 0,45 \cdot (d_{a1} + (4 \cdot m_n)) \quad (71)$$

$$b_{2H} = 0,45 \cdot (100 + (4 \cdot 8,994))$$

$$b_{2H} = 61,1 \text{ mm}$$

### PARAMETR STŘEDNÍHO HERTZOVA NAPĚTÍ

$$p_m^* = 1,03 \cdot \left( 0,4 + \frac{x}{i} + 0,01 \cdot z_1 - 0,083 \frac{b_{2H}}{m_x} + \frac{\sqrt{2 \cdot q - 1}}{6,9} + \frac{q + 50 \cdot \frac{(i + 1)}{i}}{15,9 + 37,5 \cdot q} \right) \quad (72)$$

$$p_m^* = 1,03 \cdot \left( 0,4 + \frac{0}{8} + 0,01 \cdot 4 - 0,083 \frac{61,1}{10} + \frac{\sqrt{2 \cdot 8 - 1}}{6,9} + \frac{8 + 50 \cdot \frac{(8 + 1)}{8}}{15,9 + 37,5 \cdot 8} \right)$$

$$p_m^* = 1,007$$

Dle [3] je zvolen materiál pro výrobu šnekového kola bronz CuAl10Ni jehož mez únavy v dotyku je:  $\sigma_{HlimT} = 660 \text{ MPa}$ . Jako materiál pro výrobu šneku je zvolena ocel ČSN 14 220.

### REDUKOVANÝ MODUL PRUŽNOSTI V TAHU

$$E_{red} = \frac{2}{\frac{(1 - \mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \mu_2^2)}{E_2}} \quad (73)$$

$$E_{red} = \frac{2}{\frac{(1 - 0,3^2)}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{(1 - 0,35^2)}{122600}}$$

$$E_{red} = 174252,954 \text{ MPa}$$

Kde:	$\mu_1 = 0,3$	[-]	poissonovo číslo oceli [3]
	$\mu_2 = 0,35$	[-]	poissonovo číslo bronzu CuAl10Ni [3]
	$E_1 = 2,1 \cdot 10^5$	[MPa]	modul pružnosti oceli [3]
	$E_2 = 122600$	[MPa]	modul pružnosti bronzu CuAl10Ni [3]

**STŘEDNÍ NAPĚTÍ V DOTYKU**

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{p_m^* \cdot M_{TB} \cdot K_A \cdot 10^3 \cdot E_{red}}{a^3} \right) \quad (74)$$

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{1,007 \cdot 4000 \cdot 1,5 \cdot 10^3 \cdot 174252,954}{200^3} \right)$$

$$\sigma_{Hm} = 461,607 \text{ MPa}$$

Kde:	$K_A = 1,5$	[-]	součinitel vnějších dynamických vlivů zvolen dle [3]
------	-------------	-----	--

**KORIGOVANÁ MEZ ÚNAVY V DOTYKU**

$$\sigma_{HG} = \sigma_{HlimT} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_{oil} \quad (75)$$

$$\sigma_{HG} = 660 \cdot 1,089 \cdot 0,875 \cdot 0,894 \cdot Z_{oil}$$

$$\sigma_{HG} = 550,621 \text{ MPa}$$

Kde:	$Z_{oil} = 0,89$	[-]	součinitel maziva – zvolen pro minerální olej [3]
------	------------------	-----	---

**SOUČINITEL BEZPEČNOSTI V DOTYKU**

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{Hm}} \geq S_{Hmin} \quad (76)$$

$$S_H = \frac{550,621}{461,607} \geq 1$$

$$S_H = 1,193 \geq 1$$

Kde:	$S_{Hmin} = 1$	[-]	minimální hodnota součinitele bezpečnosti v dotyku [3]
------	----------------	-----	--

**5.1.2 VÝPOČET ÚNOSNOSTI V PATĚ ZUBU**

Výpočet je proveden podle literatury [3].

*„Zuby šnekového kola mohou být trvale deformovány nebo ulomeny v důsledku vysokého napětí v patě zubu. Dojde-li však k lomu zubu šnekového kola, je to většinou iniciováno jiným*

poškozením (opotřebením nebo pittingem). Nejedná se tedy o typický únavový lom od ohybového zatížení. Výpočtová metoda podle DIN je založena na hypotéze smykového napětí.“ [3]

#### KORIGOVANÁ MEZ ÚNAVY VE SMYKU

$$\tau_{FG} = \tau_{FlimT} \cdot Y_{NL} \quad (77)$$

$$\tau_{FG} = 128 \cdot 2$$

$$\tau_{FG} = 256 \text{ MPa}$$

Kde:  $\tau_{FlimT} = 128$  [MPa] Mez únavy ve smyku pro bronz CuAl10Ni [3]

$Y_{NL} = 2$  [-] Součinitel počtu cyklů bronzu CuAl10Ni [3]

#### PŘIBLIŽNÁ TLOUŠŤKA ZUBU NA ROZTEČNÉ KRUŽNICI ŠNEKOVÉHO KOLA VE STŘEDNÍ ROVINĚ

$$s_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m_x \quad (78)$$

$$s_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot 10$$

$$s_2 = 15,708 \text{ mm}$$

#### ÚBYTEK TLOUŠŤKY ZUBU OTĚREM

$$\Delta s_{lim} = 0,3 \cdot m_x \quad (79)$$

$$\Delta s_{lim} = 0,3 \cdot 10$$

$$\Delta s_{lim} = 3 \text{ mm}$$

#### STŘEDNÍ TLOUŠŤKA PATY ZUBU ŠNEKOVÉHO KOLA V ČELNÍM ŘEZU

$$s_{ft2} \approx 1,06 \cdot \left( s_2 - \Delta s_{lim} + (d_2 - d_{f2}) \cdot \frac{\tan(\alpha_x)}{\cos(\gamma)} \right) \quad (80)$$

$$s_{ft2} \approx 1,06 \cdot \left( 15,708 - 3 + (320 - 296) \cdot \frac{\tan(22,143^\circ)}{\cos(26,565^\circ)} \right)$$

$$s_{ft2} \approx 25,527 \text{ mm}$$

#### SOUČINITEL TVARU ZUBU

$$Y_F = 2,9 \cdot \frac{m_x}{s_{ft2}} \quad (81)$$

$$Y_F = 2,9 \cdot \frac{10}{25,527}$$

$$Y_F = 1,113$$



**SOUČINITEL ÚHLU STOUPÁNÍ ŠROUBOVICE**

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos(\gamma)} \quad (82)$$

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos(26,565^\circ)}$$

$$Y_\gamma = 1,118$$

**OBVODOVÁ SÍLA NA ŠNEKOVÉM KOLE**

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{TB}}{d_2} \quad (83)$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 4000}{0,320}$$

$$F_{t2} = 25000 \text{ N}$$

**SMYKOVÉ NAPĚTÍ V PATĚ ZUBU**

$$\tau_F = \frac{F_{t2}}{b_{2H} \cdot m_x} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_K \quad (84)$$

$$\tau_F = \frac{25000}{61,6 \cdot 10} \cdot 0,5 \cdot 1,113 \cdot 1,118 \cdot 1$$

$$\tau_F = 25,985 \text{ MPa}$$

Kde:  $Y_\epsilon = 0,5$  [-] Součinitel vlivu záběru profilu zvolen dle [3]

$Y_K = 1$  [-] Součinitel tloušťky věnce zvolen dle [3]

**SOUČINITEL BEZPEČNOSTI PROTI VZNIKU LOMU V PATĚ ZUBU**

$$S_F = \frac{\tau_{FG}}{\tau_F} \geq S_{Fmin} \quad (85)$$

$$S_F = \frac{256}{25,985} \geq 1$$

$$S_F = 9,852 \geq 1$$

Kde:  $S_{Fmin} = 1$  [-] minimální hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu[3]

Oba dva součinitele bezpečnosti jsou vyšší než minimální hodnota, kterou uvádí literatura [3]. Šnekové soukolí je vyhovující pro plánovanou životnost 15000 hodin.

### 5.1.3 ÚČINNOST ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ

Účinnost je vypočtena podle literatury [3].

$$\eta_1 = \frac{\cos(\alpha_n) - f \cdot \tan(\gamma)}{\cos(\alpha_n) + f \cdot \cot(\gamma)} \quad (86)$$

$$\eta_1 = \frac{\cos(20^\circ) - 0,029 \cdot \tan(26,565^\circ)}{\cos(20^\circ) + 0,029 \cdot \cot(26,565^\circ)}$$

$$\eta_1 = 0,927$$

Kde:  $f$  [-] součinitel tření šnekového převodu [3]

$$f = 0,103 \cdot \exp(-1,185 \cdot v_k^{0,450}) + 0,012$$

$$f = 0,103 \cdot \exp(-1,185 \cdot 2,529^{0,450}) + 0,012$$

$$f = 0,029$$

### VSTUPNÍ TOČIVÝ MOMENT

Zanedbáme-li ztráty v ložiscích, pak je nutné přivádět na šnek následující točivý moment podle literatury [3].

$$M_{PTO} = \frac{M_{TB}}{i \cdot \eta_1} \quad (87)$$

$$M_{PTO} = \frac{4000}{8 \cdot 0,927}$$

$$M_{PTO} = 539,239 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### TOČIVÝ MOMENT NA VÝSTUPNÍM HŘÍDELI TRAKTORU

Protože zvolený traktor má jmenovité otáčky motoru  $n_m=2200 \text{ min}^{-1}$  a současně otáčky vývodového hřídele při těchto otáčkách motoru jsou  $n_{PTO}=540 \text{ min}^{-1}$ . Lze spočítat převodový poměr mezi motorem a zadním vývodovým hřídelem dle literatury [3].

$$i_T = \frac{n_m}{n_{PTO}} \quad (88)$$

$$i_T = \frac{2200}{540}$$

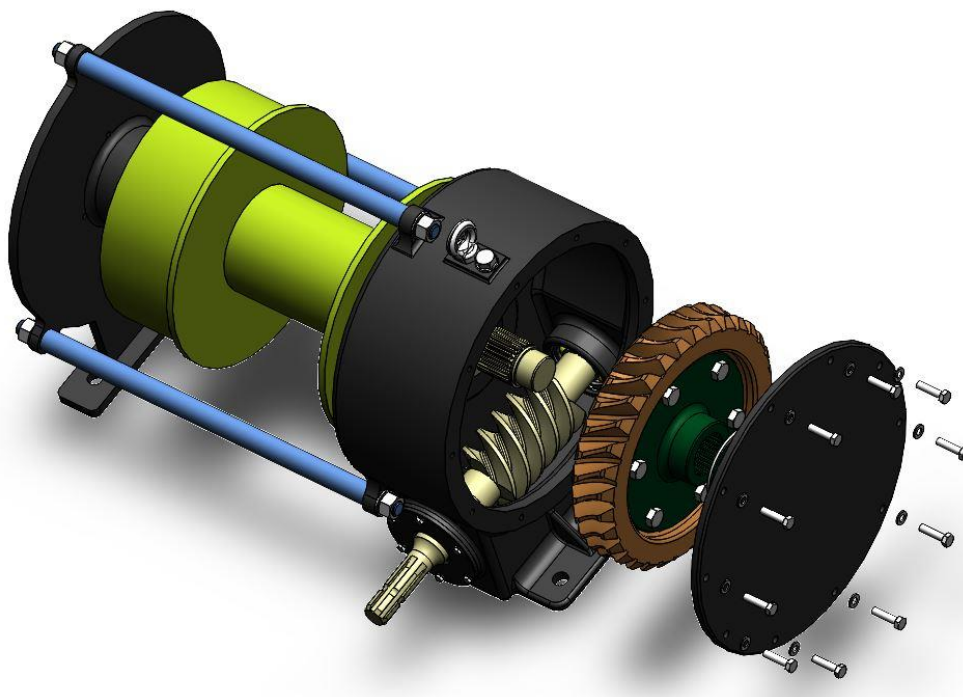
$$i_T = 4,074$$

Maximální točivý moment motoru je dle výrobce 420 N·m. Točivý moment na výstupním hřídeli pak je přibližně následující.

$$M_{TPTO} = i_T \cdot M_m \quad (89)$$

$$M_{TPTO} = 4,074 \cdot 420$$

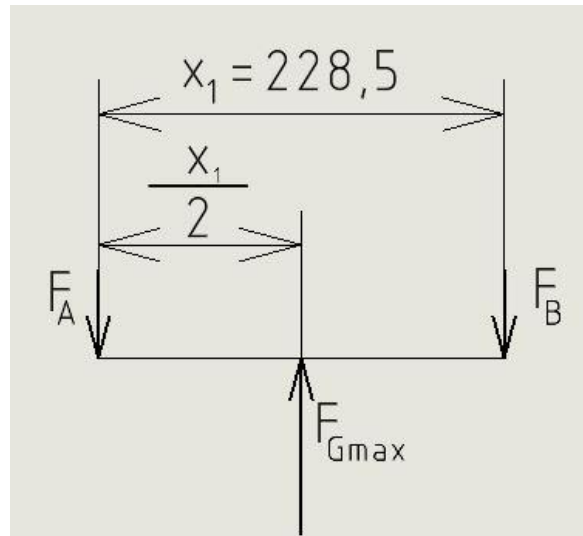
$$M_{TPTO} = 1711,08 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obr. 22 Zobrazení sestavy převodovky

## 5.2 VÝPOČET BUBNU

Buben je namáhán třemi způsoby. Krutem, ohybem a vnějším přetlakem. Nejprve jsou určeny reakce v ložiscích A a B dle literatury [5]. Poté jsou vypočteny kvadratické momenty průřezu. Z nich pak lze spočítat průřezové moduly v krutu a ohybu dle literatury [5]. Nakonec jsou vypočítána jednotlivá napětí, které se sečtou na redukované napětí podle teorie HMM dle literatury [8] a je vypočten součinitel bezpečnosti bubnu. Kritické místo je zvoleno v polovině vzdálenosti mezi reakčními silami v místě ložisek.



Obr. 23 Schéma působení sil

### 5.2.1 REAKCE V LOŽISKU A

$$F_A = \frac{F_{Gmax} \cdot \frac{x_1}{2}}{x_1} \quad (90)$$

$$F_A = \frac{50000 \cdot \frac{228,5}{2}}{228,5}$$

$$F_A = 25000 \text{ N}$$

kde:  $x_1 = 228,5$  [mm] vzdálenost ložisek

### 5.2.2 REAKCE V LOŽISKU B

$$F_B = F_{Gmax} - F_A \quad (91)$$

$$F_B = 50000 - 25000$$

$$F_B = 25000 \text{ N}$$

### 5.2.3 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o1max} = F_B \cdot \frac{x_1}{2} \quad (92)$$

$$M_{o1max} = 25000 \cdot \frac{228,5}{2}$$

$$M_{o1max} = 2856,25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

**5.2.4 OSOVÝ KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU**

$$J_{x1} = \frac{\pi \cdot D_1^4}{64} - \frac{\pi \cdot D_0^4}{64} \quad (93)$$

$$J_{x1} = \frac{\pi \cdot 149^4}{64} - \frac{\pi \cdot 103^4}{64}$$

$$J_{x1} = 18669578,01 \text{ mm}^4$$

**5.2.5 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU**

$$W_{o1} = \frac{J_{x1}}{e_1} \quad (94)$$

$$W_{o1} = \frac{18669578,01}{\frac{149}{2}}$$

$$W_{o1} = 250598,363 \text{ mm}^3$$

kde:  $e_1 = \frac{D_1}{2}$  [mm] vzdálenost krajního vlákna od neutrální osy

**5.2.6 NAPĚTÍ V OHYBU**

$$\sigma_{o1max} = \frac{M_{o1max}}{W_{o1}} \quad (95)$$

$$\sigma_{o1max} = \frac{2856,25}{250598,363}$$

$$\sigma_{o1max} = \frac{2856,25}{250598,363}$$

$$\sigma_{o1max} = 11,398 \text{ MPa}$$

**5.2.7 POLÁRNÍ KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU**

$$J_{P1} = \frac{\pi \cdot D_1^4}{32} - \frac{\pi \cdot D_0^4}{32} \quad (96)$$

$$J_{P1} = \frac{\pi \cdot 149^4}{32} - \frac{\pi \cdot 103^4}{32}$$

$$J_{P1} = 37339156,011 \text{ mm}^4$$

**5.2.8 MODUL PRŮŘEZU V KRUTU**

$$W_{k1} = \frac{J_{P1}}{e_1} \quad (97)$$

$$W_{k1} = \frac{37339156,011}{\frac{149}{2}}$$

$$W_{k1} = 501196,725 \text{ mm}^3$$

**5.2.9 NAPĚTÍ V KRUTU**

$$\tau_{k1max} = \frac{M_{TB}}{W_{k1}} \quad (98)$$

$$\tau_{k1max} = \frac{4000}{501196,725}$$

$$\tau_{k1max} = \frac{2856,25}{250598,363}$$

$$\tau_{k1max} = 7,981 \text{ MPa}$$

**5.2.10 NAPĚTÍ OD PŘETLAKU**

$$\sigma_{tl1} = \frac{F_{Gmax}}{s \cdot t_l} \quad (99)$$

$$\sigma_{tl1} = \frac{50000}{23 \cdot 11}$$

$$\sigma_{tl1} = 197,628 \text{ MPa}$$

kde:  $t_l = 11$  [mm] stoupání lana na bubnu

**5.2.11 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{RED1} = \sqrt{\sigma_{o1max}^2 + \sigma_{tl1}^2 - \sigma_{o1max} \cdot \sigma_{tl1} + 3 \cdot \tau_{k1max}} \quad (100)$$

$$\sigma_{RED1} = \sqrt{11,398^2 + 197^2 - 11,398 \cdot 197 + 3 \cdot 7,981}$$

$$\sigma_{RED1} = 192,68 \text{ MPa}$$

**5.2.12 SOUČINITEL BEZPEČNOST BUBNU**

$$k_1 = \frac{R_{e1}}{\sigma_{RED1}} \quad (101)$$

$$k_1 = \frac{355}{192,68}$$

$$k_1 = 1,842$$

kde:  $R_{e1} = 355$  [MPa] mez kluzu oceli 11 523 dle [3]

Výsledný součinitel bezpečnosti bubnu je větší než minimální dovolená hodnota součinitele, která je rovna hodnotě 1. Součást je vyhovující pro dané zatížení.

## ZÁVĚR

Návrhu lesního lanového jednobubnového navijáku předcházela teoretická část, ve které byly stručně probrány základní typy kolových traktorů používaných v lesním hospodářství. V druhé části této rešerše bylo krátce pojednáno o lesních lanových navijácích. Byli uvedeni významní současní výrobci těchto zařízení. Následoval popis vybraných lesních lanových navijáků podobných parametrů, jako bylo uvedeno v zadání.

Návrh byl proveden na základě výpočtů základních funkčních parametrů lesního lanového jednobubnového navijáku do tříbodového závěsu univerzálního kolového traktoru. Během výpočtů bylo na základě výsledků jednotlivých parametrů průběžně rozhodováno o volbě použitých strojních částí lesního lanového navijáku. Díky využití šnekového soukolí bylo možné buben navijáku uložit kolmo k podélné ose traktoru. Příčné uložení umožňuje uložení delšího bubnu, na který je lano navíjeno příznivěji než při podélném uložení bubnu. Následek delšího bubnu je větší délka lana v jednotlivých vrstvách. S počtem vrstev lana souvisí celková tažná síla u mechanicky poháněných lesních lanových navijáků. Protože třecí kuželová spojka je navržena tak, že přenáší konstantní točivý moment, klesá s každou další vrstvou lana tažná síla. Pro navrženou délku lana 82 m je na bubnu namotáno šest vrstev lana. Maximální tažná síla je 50 kN při prázdném bubnu. Pokles tažné síly v šesté vrstvě je 37,3 %. Minimální tažná síla je tedy 31,340251 kN. Pro zmenšení poklesu tažné síly by bylo vhodné užít kratšího lana, které by vytvořilo méně vrstev, avšak tato změna je na úkor navíjené délky.

Na základě pevnostních výpočtů šnekového soukolí dle normy DIN 3996 byly pro plánovanou životnost navijáku 15 000 hodin stanoveny součinitele bezpečnosti. Součinitel bezpečnosti v dotyku  $S_H = 1,193$  a součinitel bezpečnosti v ohybu  $S_F = 9,852$ . Vypočtené součinitele byly porovnány s minimálními hodnotami. Šnekové soukolí je z hlediska únosnosti vyhovující pro použití v dané aplikaci pro plánovanou dobu provozu. Součástí výpočtu byla také účinnost šnekového soukolí, která je rovna hodnotě 92,7 %. Navržený převod má tedy na šnekové soukolí velmi dobrou účinnost. Vzhledem k požadavku na požadovaný točivý moment na vstupním hřídeli převodovky je zvolený traktor Forterra 100 CL vyhovující. Na vývodovém hřídeli poskytuje potřebný točivý moment s dostatečnou rezervou. Zvedací síla v zadním tříbodovém závěsu traktoru je dle výrobce 77 kN.

Příložená výkresová dokumentace obsahuje výkres sestavy, výkres podsestavy bubnu, výkres podsestavy rámu a výkres výstupního hřídele převodovky.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] NERUDA, Jindřich a Vladimír SIMANOV. *Technika a technologie v lesnictví*. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2006. ISBN 80-7157-988-2.
- [2] NERUDA, Jindřich. *Harvestorové technologie lesní těžby*. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2008. ISBN 978-80-7375-146-3.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] REMTA, František, František DRAŽAN, Ladislav KUPKA, Oldřich JURÁŠEK, Zdeněk LEDR a Otakar ZDEBSKI. *Jeřáby. I. díl*. Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1974, 645 stran : ilustrace, tabulky.
- [5] JANÍČEK, Přemysl, Emanuel ONDRÁČEK, Jan VRBKA a Jiří BURŠA. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. Brno: CERM, 2004, 287 stran : obrázky (černobílé). ISBN 80-214-2592-X
- [6] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Paté upravené vydání. Úvaly: Albra, 2011, xiv, 927 stran : ilustrace. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [7] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů. 2. svazek. 5. přeprac. vyd.* Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. : il. ISBN 80-03-00426-8.
- [8] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988. Učební texty vysokých škol.
- [9] HALLIDAY, David, Robert RESNICK, Jearl WALKER a Petr DUB. *Fyzika. Svazek 1. 2. přeprac. vyd.* Brno: VUTIUM, 2013, 1 sv. (různé stránkování) : obr., barev. fot., grafy. ISBN 978-80-214-4123-1
- [10] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o, 2002, 238 s. : il. ISBN 80-214-2037-5.
- [11] MIKULČÁK, Jiří. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky a vzorce pro střední školy*. Praha: Prometheus, 2003, 276 s. : il. ISBN 80-7196-264-3.
- [12] ČSN EN 14492-1+A1. *Jeřáby – Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem – Část 1: Vrátky se strojním pohonem*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [13] ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*. Praha: Český normalizační institut. 1957
- [14] ČSN 01 4755. *Počet zubov, súčinitele priemeru, moduly a prevodové čísla*. Praha: Vydavateľství ÚNM, 1986.

- [15] ČSN 01 4602 4.diel. *Názvoslovie ozubených prevodov závitovkové prevody*. Praha: Český normalizační institut, 1990.
- [16] ČSN 425715. *Trubky ocelové bezešvé tvářené za tepla*. Praha: Český normalizační institut, 1981.
- [17] Zetor Proxima CL s lesní nástavbou | Články | AGROZET - náhradní díly, zemědělské stroje a technika. *AGROZET - náhradní díly, zemědělské stroje a technika* [online]. Copyright © 2016 [cit. 05.05.2021]. Dostupné z: <https://www.agrozet.cz/clanky-a-recenze/zetor-proxima-cl-s-lesni-nastavbou.html>
- [18] LKT s.r.o.: LKT 60. LKT Trstená [online]. Slovenská republika, 2021 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.lktholding.sk/produkty/lkt-60/>
- [19] MERIMEX S.R.O.: JOHN DEERE 1010G [online]. Dolní Jadruž 55, 348 15 Planá, 2021 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.merimex.cz/john-deere/stroje-john-deere/vyvozeci-traktory/john-deere-1010g/>
- [20] NEREZ - Luděk Polčák: UNIFOREST SÉRIE G A GK [online]. Tyršova 749, 763 12 Vizovice, 2021 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.nerez.com/uniforest-serie-g>
- [21] Pfanzelt S-line geared cable winches for anyone working in forests. *301 Moved Permanently* [online]. Copyright © 2021 [cit. 05.05.2021]. Dostupné z: <https://www.pfanzelt.com/en/cable-winches/s-line-geared-cable-winches/>
- [22] AGAMA a.s.: AGA 7 dvoububnový pevný naviják [online]. Huštěnovská 2001, 686 03 Staré Město, 2021 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.agama-as.cz/aga-7-dvoububnovy-pevny-navijak>
- [23] PM Pfanzelt Maschinenbau GmbH: S-line remote controlled winch [online]. Frankau 37, D-87675 Rettenbach am Auerberg, Germany, 2021 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: [https://www.pfanzelt.com/en/cable-winches/s-line-geared-cable-winches/#pageSection\\_139](https://www.pfanzelt.com/en/cable-winches/s-line-geared-cable-winches/#pageSection_139)
- [24] AGRICO, s.r.o.: Lesní lanový naviják Pfanzelt S-Line [online]. Čapkova 802, 517 21 Týniště nad Orlicí, 2021 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.agrico-sro.cz/eshop-lesni-lanovy-navijak-pfanzelt-s-line.html>
- [25] Nosted& AS: IGLAND 5002 Pento TL [online]. Grønviksveien 8, 4515 Mandal, Norway, 2021 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://nosted.com/en/5002-pento-tl>
- [26] Pišek - Vitli Krpan d.o.o.: Krpan 5,5EH [online]. Jazbina 9a, 3240 Šmarje pri Jelšah, Slovinsko, 2021 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.vitli-krpan.com/cz/prodejni-program/lesnicke-navijaky/serie-eh/363-krpan-5-5eh>
- [27] PYTHON 6 RF. *PYTHON High performance wire rope* [online]. Dostupné z: <https://www.wdi-python.de/datasheets/complementary-rope/python-6-rf/>

- [28] HYDRAULICS s.r.o [online]. Slopné 201, 763 23 Slopné, Česká republika, 2021 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/>
- [29] ZETOR TRACTORS a. s.: zetor forterra [online]. Trnkova 111, 628 00 Brno - Líšeň, Česká republika, 2021 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz/zetor-forterra>
- [30] REROSA - HYDRAULIKA, s.r.o.: Pojistné Ventily [online]. Nádražní 192/38, Hustopeče u Brna, 693 01, Česká republika, 2021 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.rerosa.cz/pojistne-ventily>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$a$	[mm]	roztečná vzdálenost os
$a_{pb}$	[mm]	vzdálenost čepů
$b_1$	[mm]	délka šroubovice
$b_2$	[mm]	šířka věnce
$b_{2H}$	[mm]	pracovní šířka šnekového kola
$b_p$	[mm]	šířka pásu
$b_{pb}$	[mm]	celková délka páky
$D_0$	[mm]	vnitřní průměr bubnu
$d_1$	[mm]	roztečný průměr šneku
$D_1$	[mm]	průměr bubnu pod lanem
$d_2$	[mm]	roztečný průměr šnekového kola
$D_2$	[mm]	průměr koncových přírub
$d_{a1}$	[mm]	hlavový průměr šneku
$d_{a2}$	[mm]	hlavový průměr šnekového kola
$d_{ae2}$	[mm]	největší průměr kola
$D_b$	[mm]	jmenovitý průměr bubnu
$d_{dp}$	[mm]	průměr drátu pružiny
$d_{f1}$	[mm]	patní průměr šneku
$d_{f2}$	[mm]	patní průměr šnekového kola
$d_L$	[mm]	jmenovitý průměr lana
$d_{PHM1}$	[mm]	průměr pístu brzdy
$d_{PHM2}$	[mm]	vnitřní průměr pístu spojky
$D_{PHM2}$	[mm]	vnitřní průměr hydraulického válce brzdy
$D_{PHM2}$	[mm]	vnější průměr pístu spojky
$D_{pp}$	[mm]	střední průměr pružiny
$d_{SP}$	[mm]	malý průměr spojky
$D_{SP}$	[mm]	velký průměr spojky
$e_1$	[mm]	vzdálenost krajního vlákna od neutrální osy
$E_1$	[MPa]	modul pružnosti oceli
$E_2$	[MPa]	modul pružnosti bronzu CuAl10Ni
$E_{red}$	[MPa]	redukovaný modul pružnosti v tahu

$f$	[-]	součinitel tření šnekového převodu
$F_A$	[N]	reakční síla
$F_B$	[N]	reakční síla
$f_{BO}$	[-]	součinitel tření brzdového obložení
$F_{Gmax}$	[N]	maximální tažná síla
$F_{Gmin}$	[N]	minimální tažná síla
$F_L$	[N]	minimální síla při přetržení zvoleného lana
$F_{Lmin}$	[N]	minimální síla při přetržení lana
$F_O$	[N]	obvodová síla na bubnu brzdy
$F_{pp}$	[N]	síla pružiny
$F_{PS}$	[N]	přítlačná síla spojky
$f_{SO}$	[-]	součinitel tření spojkového obložení
$F_t$	[N]	malý tah
$F_T$	[N]	velký tah
$F_{t2}$	[N]	obvodová síla na šnekovém kole
$G$	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
$h_{a1}$	[mm]	výška hlavy zubu šneku
$h_{a2}$	[mm]	výška hlavy zubu šnekového kola
$h_{f1}$	[mm]	výška paty zubu šneku
$h_{f2}$	[mm]	výška paty zubu šnekového kola
$i_p$	[-]	převodový poměr
$i_T$	[-]	celkový převod mezi motorem a zadním vývodovým hřídelem
$J_{P1}$	[mm <sup>4</sup> ]	polární kvadratický moment průřezu bubnu
$J_{x1}$	[mm <sup>4</sup> ]	osový kvadratický moment průřezu bubnu
$k_1$	[-]	součinitel bezpečnosti bubnu
$K_A$	[-]	součinitel vnějších dynamických vlivů
$k_L$	[-]	minimální součinitel bezpečnosti
$k_p$	[N/mm]	tuhost pružiny
$L$	[mm]	Celková délka lana
$L_0$	[mm]	délka pružiny ve volném stavu
$L_1$	[mm]	délka lana v 1. vrstvě
$L_2$	[mm]	délka lana v 2. vrstvě
$L_3$	[mm]	délka lana v 3. vrstvě

$L_4$	[mm]	délka lana v 4. vrstvě
$L_5$	[mm]	délka lana v 5. vrstvě
$L_6$	[mm]	délka lana v 6. vrstvě
$l_b$	[mm]	šířka bubnu mezi koncovými přírubami
$L_h$	[h]	požadovaná doba provozu
$L_p$	[mm]	délka pružiny v provozním stavu
$m$	[mm]	osový modul
$m_n$	[mm]	normální modul
$M_{o1max}$	[N·m]	maximální ohybový moment
$M_{PTO}$	[N·m]	vstupní točivý moment
$M_{TPTO}$	[N·m]	maximální točivý moment na výstupním hřídeli traktoru
$M_S$	[N·m]	přenášený točivý moment spojkou
$M_{TB}$	[N·m]	točivý moment na bubnu
$n_a$	[-]	počet činných závitů pružiny
$n_b$	[min <sup>-1</sup> ]	skutečné otáčky bubnu
$n_{bp}$	[min <sup>-1</sup> ]	předběžné otáčky bubnu
$n_m$	[min <sup>-1</sup> ]	jmenovité otáčky motoru
$n_{PTO}$	[min <sup>-1</sup> ]	maximální otáčky zadního vývodového hřídele
$n_t$	[-]	počet závitů pružiny
$o_1$	[mm]	obvod 1. vrstvy lana
$o_2$	[mm]	obvod 2. vrstvy lana
$o_3$	[mm]	obvod 3. vrstvy lana
$o_4$	[mm]	obvod 4. vrstvy lana
$o_5$	[mm]	obvod 5. vrstvy lana
$o_6$	[mm]	obvod 6. vrstvy lana
$p_m^*$	[-]	parametr středního Hertzova napětí
$p_{maxBO}$	[MPa]	dovolený tlak brzdového obložení
$p_{maxSO}$	[MPa]	dovolený tlak spojkového obložení
$p_n$	[mm]	normální rozteč
$P_{pb}$	[N]	ovládací síla brzdy
$p_{PHMI}$	[MPa]	maximální tlak přímočarého hydromotoru brzdy
$p_{PHMI}$	[MPa]	maximální tlak přímočarého hydromotoru spojky
$p_x$	[mm]	osová rozteč

$p_z$	[mm]	stoupání závitu šneku
$R_{e1}$	[MPa]	mez kluzu
$s$	[mm]	tloušťka stěny bubnu
$s_2$	[mm]	přibližná tloušťka zubu na roztečné kružnici ve střední rovině
$S_F$	[-]	součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu
$S_{Fmin}$	[-]	minimální hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu
$s_{ft2}$	[mm]	střední tloušťka paty zubu šnekového kola v čelním řezu
$S_H$	[-]	součinitel bezpečnosti v dotyku
$S_{Hmin}$	[-]	minimální hodnota součinitele bezpečnosti v dotyku
$s_{min}$	[mm]	minimální tloušťka stěny bubnu
$S_{PHM1}$	[mm <sup>2</sup> ]	hydraulická plocha přímočarého hydromotoru brzdy
$S_{PHM2}$	[mm <sup>2</sup> ]	hydraulická plocha přímočarého hydromotoru spojky
$v_k$	[m·s <sup>-1</sup> ]	skluzová rychlost
$v_1$	[mm]	vzdálenost vrstev lana
$v_{L1}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	skutečná maximální rychlost navíjení první vrstvy lana
$v_{L6}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	skutečná maximální rychlost navíjení poslední vrstvy lana
$v_{LP1}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	předběžná maximální rychlost navíjení první vrstvy lana
$W_{k1}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v krutu
$W_{o1}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu
$x$	[-]	jednotkové posunutí tvořícího šneku
$x_1$	[mm]	vzdálenost ložisek
$x_n$	[-]	počet návinů lana
$x_{pts}$	[%]	pokles tažné síly
$Y_F$	[-]	součinitel tvaru zubu
$Y_K$	[-]	součinitel tloušťky věnce kola
$Y_{NL}$	[-]	součinitel počtu cyklů
$y_p$	[mm]	délka stlačení v provozním stavu
$Y_\gamma$	[-]	součinitel úhlu stoupání šroubovice
$Y_\varepsilon$	[-]	součinitel vlivu záběru
$z_1$	[-]	počet chodů šneku
$z_2$	[-]	počet zubů šnekového kola
$Z_h$	[-]	součinitel počtu cyklů
$Z_{oil}$	[-]	součinitel maziva

$Z_s$	[-]	součinitel velikosti
$Z_v$	[-]	součinitel rychlosti
$\alpha_n$	[°]	úhel profilu v normálním řezu
$\alpha_{sp}$	[°]	třecí úhel
$\alpha_x$	[°]	úhel profilu v osovém řezu
$\beta_{pb}$	[°]	úhel opásání
$\gamma$	[°]	roztečný úhel stoupání
$\Delta s_{lim}$	[mm]	úbytek tloušťky zubu otěrem
$\eta_1$	[-]	účinnost šnekového soukolí
$\mu$	[-]	poissonovo číslo bronzu CuAl10Ni
$\mu_1$	[-]	poissonovo číslo oceli
$\sigma_{01max}$	[MPa]	maximální napětí v ohybu
$\sigma_{HG}$	[MPa]	korigovaná mez únavy v dotyku
$\sigma_{Hm}$	[MPa]	střední napětí v dotyku
$\sigma_{RED1}$	[MPa]	redukované napětí
$\sigma_{t1}$	[MPa]	napětí od přetlaku
$\tau_{01max}$	[MPa]	maximální napětí v krutu
$\tau_F$	[MPa]	smykové napětí v patě zubu
$\tau_{FG}$	[MPa]	korigovaná mez únavy ve smyku
$\tau_{FlimT}$	[MPa]	mez únavy ve smyku pro bronz CuAl10Ni
$\omega_b$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	skutečná úhlová rychlost bubnu
$\omega_{bp}$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	předběžná úhlová rychlost bubnu



## SEZNAM PŘÍLOH

### Výkresová dokumentace:

sestava	0-LN-S01-UADI-2021
rám	0-LN-S02-UADI-2021
buben	2-LN-S03-UADI-2021
výstupní hřídel převodovky	2-LN-D-P-007-UADI-2021