

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu sklepního výtahu

The Project of Basement Elevator

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: doc. Ing. Jan Bečka CSc.

Radek Pěnička

Praha 2016

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu sklepního výtahu“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Jana Bečky CSc., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 27.06.2016

.....

Radek Pěnička

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu doc. Ing. Janu Bečkovi CSc. za odbornou pomoc a cenné připomínky při zpracování bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jaroslavu Kříčkovi za užitečné rady při zpracování bakalářské práce. Zároveň bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.

Anotační list

Jméno autora: *Radek Pěnička*

Název BP: *Návrh pohonu sklepního výtahu*

Anglický název: *The Project of Basement Elevator*

Rok: *2016*

Studijní program: *B2342 Teoretický základ strojního inženýrství*

Obor studia: *2301ROOO Studijní program je bezoborový*

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí BP: *doc. Ing. Jan Bečka, CSc.*

Konzultant: *Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.*

Bibliografické údaje: počet stran 68

počet obrázků 32

počet tabulek 16

počet příloh 8

Klíčová slova: *sklepní výtah, pohon, hnací řetěz, převodovka, výtahová vodítka*

Keywords: *basement elevator, drive, drive chain, gearbox, elevator guides*

Anotace:

Cílem této bakalářské práce je navrhnout pohon sklepního výtahu pro dopravu zboží ze suterénu do úrovně terénu. Výtah bude instalován uvnitř budovy (průjezdu). Pro získání přehledu je třeba provést rešerši v oblasti sklepních výtahů.

Abstract:

The aim of this bachelor's thesis is to design a basement elevator to transport goods from the basement to the ground level. The elevator will be installed inside the building (passage). Part of the thesis is focused on research in the basement elevators.

Obsah

Úvod	7
1. Základní informace	8
1.1 Charakteristika výtahů	8
1.2 Rozdělení výtahů	8
1.2.1 Rozdělení podle druhu pohonu	8
1.2.2 Rozdělení podle druhu přepravy	10
1.2.3 Rozdělení podle použitého nosného orgánu	10
1.3 Vodítka a vedení klece	11
1.3.1 Vodítka	11
1.3.2 Valivé vedení	12
2. Sklepní (stolový) výtah	13
2.1 Druhy sklepních (stolových) výtahů	13
2.2 Nosné orgány sklepního (stolového) výtahu	15
3. Sestava pohonu sklepního (stolového) výtahu	16
3.1 Rám	16
3.2 Elektromotor	16
3.2.1 Výpočet krouticích momentů, otáček a výkonů:	17
3.3 Spojka	18
3.4 Řetěz	19
4. Čelní dvoustupňová převodovka	20
4.1 Zvolené parametry čelní dvoustupňové převodovky	20
4.1.1 Modul a počet zubů čelní dvoustupňové převodovky	20
4.1.2 Parametry řetězových kol:	21
4.1.3 Řešení silových poměrů v celé převodovce:	22
4.2 Kontrolní výpočty	33
4.2.1 Kontrola ozubení	33
4.2.2 Kontrola řetězového převodu	35
4.2.3 Kontrola kuličkových ložisek	36
4.2.4 Kontrola statické bezpečnosti hřídelů	39
4.2.5 Kontrola per	43

4.2.6	Kontrola průhybu výstupního hřídele	44
4.2.7	Dynamická bezpečnost výstupního hřídele.....	46
5.	Šneková převodovka	50
5.1	Zvolené parametry šnekové převodovky.....	50
5.1.1	Volba počtu zubů šneku a šnekového kola.....	50
5.1.2	Volba materiálu šneku a šnekového kola.....	50
5.1.3	Modul ozubení a rozměry šneku a šnekového kola:	51
5.1.4	Krouticí momenty na vstupním a výstupním hřídeli.....	52
5.1.5	Silové poměry na šnekovém soukolí.....	52
5.2	Kontrolní výpočty.....	53
5.2.1	Pevnostní výpočet ozubení šnekového soukolí	53
5.2.2	Kontrola ložisek šneku a šnekového kola	54
5.2.3	Kontrola per	56
5.2.4	Kontrola uchycení věnce.....	57
5.2.5	Kontrola statické bezpečnosti	58
6.	Závěr	63
	Seznam obrázků	64
	Seznam tabulek.....	65
	Seznam příloh	66
	Seznam použitých zkratk a symbolů	67
	Použitá literatura	68

Úvod

Cílem této bakalářské práce je navrhnout sklepní (stolový) nákladní výtah pro dopravu zboží ze suterénu do úrovně terénu (chodníku), a to uvnitř budovy, konkrétně v průjezdu. Bude vypracován koncepční návrh konstrukce sklepního výtahu a vytvořena celková dispoziční sestava. Detailně bude vyřešen pohon a části pohonu výtahu, navržen elektromotor, převodovka, spojky, sestava pohonu. Návrh pohonu sklepního výtahu bude doplněn kontrolními výpočty.

Základní technické parametry navrhovaného sklepního výtahu

- nosnost: $G = 2\,000\text{ kg}$
- nominální (jmenovitá) rychlost: $v_z = 0,2\text{ m/s}$

1. Základní informace

1.1 Charakteristika výtahů

Výtah je strojní zařízení, které slouží k vertikální, popř. i šikmé, dopravě osob a břemen mezi dvěma nebo více místy různých výškových úrovní. Osoby nebo břemena spočívají při dopravě na plošině, která je nosnou částí kabiny nebo klece. Klec je vedena pevnými vodičky, která jsou zakotvena v šachtě výtahu a která umožňují přímočarý posuv klece nahoru a dolů, příp. ve směru odkloněném od svislého směru o úhel max. 15° . Klec je zavěšena na jednom nebo více nosných orgánech (lanech či kloubových řetězech), které ji spojují s výtahovým strojem, tj. motorickým zdvihacím ústrojím výtahu sloužícím ke zvedání a spouštění klece. [1] [2] [3]

Práce výtahu jako zdvihacího zařízení je buď přerušovaná, nebo nepřetržitá. Většinou je však přerušovaná, tj. nastupování a vystupování osob, resp. nakládání a vykládání břemen, probíhá při stojící kabině nebo kleci. Pokud se jedná o výtahy s nepřetržitým pracovním cyklem, jedná se o výtahy osobní oběžné, tzv. páternostery, kdy se nástup a výstup osob děje za jízdy výtahu při plynulém pohybu výtahu. [1] [3]

1.2 Rozdělení výtahů

Výtahy lze dělit podle různých kritérií, především se nabízí dělení podle druhu pohonu, na kterém závisí koncepce zařízení a konstrukce jeho komponentů, také lze výtahy dělit podle druhu přepravy či podle použitého nosného orgánu.

1.2.1 Rozdělení podle druhu pohonu

- elektrické výtahy (s trakčním neboli třecím pohonem, bubnovým pohonem, řetězovým pohonem)
- hydraulické výtahy (s přímým, nepřímým pístem)
- pneumatické výtahy

1.2.1.1 Elektrické výtahy s trakčním pohonem

Trakční neboli třecí pohon je pohon určený pro pohon lanových výtahů s protizávažím. Přenos hnací obvodové síly z hnacího lanového kotouče na lana je uskutečněn výhradně třením. Trakční pohon může být převodový (asynchronní) nebo

bezpřevodový (synchronní). Použití trakčního pohonu je vhodné především tam, kde je možnost umístění strojovny výtahu s výtahovým strojem nad výtahovou šachtou. Umístění strojovny výtahu v suterénu pod úrovní nejnižšího podlaží obsluhovaného výtahem bývá méně časté. V případě použití trakčního pohonu je potřeba vyvažovacího zařízení, což je nevýhodou tohoto druhu pohonu, neboť se tím zvyšují nároky na prostor ve výtahové šachtě. I přes to je trakční pohon jako jediný vhodný pro extrémně vysoké zdvihy, tj. je vhodný do budov s vyšším počtem stanic, zejména obytné panelové domy či obchodní domy. [2][3]

1.2.1.2 Elektrické výtahy s bubnovým pohonem

Výhodou bubnového pohonu je maximální možné využití prostoru výtahové šachty pro kabinu. Na buben, kterým je osazen výtahový stroj, jsou navíjena nosná lana a není tak potřeba použít vyvažovací zařízení, která jinak zmenšují prostor ve výtahové šachtě. Nosné lano je na buben navíjeno výhradně jen v jedné vrstvě. Nevýhodou tohoto pohonu je však omezení zdvihu výtahu. Velikost bubnu s ohledem na skutečnost, že nosná lana mohou být na buben navíjena pouze v jedné vrstvě, roste úměrně se zdvihem, tj. není výhodné tento typ pohonu využívat při velkých zdvihacích výškách. [2][3]

1.2.1.3 Elektrické výtahy s řetězovým pohonem

Řetězový pohon je uskutečněn záběrem zubů hnací kladky s čepy řetězu. Počet zubů hnací řetězky by měl být co největší, aby dynamická síla v řetězu, rezultující ze změny okamžité rychlosti řetězu při přechodu přes řetězku, byla co nejmenší, a aby co největší počet zubů byl v záběru. Tento požadavek nelze vždy zcela splnit, neboť s rostoucím počtem zubů rychle vzrůstá průměr řetězky a převod. Počet zubů hnací řetězky by však v žádném případě neměl klesnout pod minimální hodnotu 7. Řetězový pohon je využíván např. u oběžných osobních výtahů, tzv. páternosterů, sloužících k dopravě osob převážně v administrativních budovách s vysokou hustotou pohybu osob. [2][3]

1.2.1.4 Hydraulické výtahy

Hydraulické výtahy jsou vhodné do budov s nižším počtem podlaží (cca s dvěma až šesti stanicemi) a s výškou zdvihu cca do 20 m, resp. 25 m. U hydraulických výtahů s přímým druhem pohonu působí píst bezprostředně na rám

výtahu, s nepřímým druhem pohonu píst působí na rám výtahu pomocí lan a kladky. Přímo poháněné hydraulické výtahy jsou převážně instalovány do menších zdvihacích výšek, než je tomu u hydraulických výtahů s nepřímým pohonem. [2]

1.2.2 Rozdělení podle druhu přepravy

- osobní výtahy
 - výtahy určené pro dopravu osob nebo osob a nákladů
 - výtahy určené pro dopravu osob s omezenou schopností pohybu a orientace
- nákladní výtahy
 - s povolenou přepravou osob
 - se zakázanou přepravou osob

1.2.2.1 Osobní výtahy

Jsou určeny pro dopravu osob a jejich zavazadel, jsou používány především ve vícepatrových budovách, také slouží k dopravě osob a zavazadel do podzemních staveb (např. metra). Speciálním typem osobního výtahu, resp. výtahem řazeným obecně mezi zdvihací zařízení, je oběžný výtah skládající se z řetězu kabin, tzv. páternoster. [3][6]

1.2.2.2 Nákladní výtahy

Jsou určeny pro svislou přepravu nákladů a případný doprovod. Bývají větší než osobní výtahy a jsou konstruovány pro těžší náklady. Používají se však i malé nákladní výtahy do hmotnosti 100 kg, a to nejčastěji v jídelnách a restauracích. Mezi nákladní výtahy se také řadí sklepní (stolové) výtahy pro dopravu zboží ze suterénu (sklepa) do úrovně terénu (chodníku), tj. výtahy obsluhující 1 až dvě patra.[3][6]

1.2.3 Rozdělení podle použitého nosného orgánu

- lanové výtahy
- řetězové výtahy

1.2.3.1 Lanové výtahy

K zavěšení klece výtahu a vyvažovacího závaží výtahu slouží ocelová lana. Používají se šestipramenná ocelová lana. Výtahová lana nesmějí být nastavována.

V případě výtahů osobních nebo nákladních s doprovodem osob musí být klec výtahu zavěšena nejméně na dvou lanech. Výtahy s nosným lanem či lany se používají pro větší dopravní zdvih a rychlost.

1.2.3.2 Řetězové výtahy

K zavěšení klece výtahu a vyvažovacího závaží výtahu slouží kloubové řetězy. Výtahy s pohonem pomocí kloubového řetězu se využívají pro malé zdvihy a rychlosti. V případě sklepních (stolových) výtahů se jako nosný orgán používají tzv. Gallovy řetězy, které jsou složeny ze střídavě spojených vnějších a vnitřních článků tvořených vždy jedním čepem a příslušným počtem destiček. Gallovy řetězy je možno používat u výtahů s dopravní rychlostí maximálně do 0,3 – 0,5 m/s. Jejich výhodou je jejich značná ohebnost (mohou být použity i pro malý počet zubů hnací řetězové klady) a odolnost proti nárazům, nesnesou však zatížení v příčném směru, které by vedlo k namáhání tohoto hnacího řetězu ohybem. Nevýhodou Gallových řetězů je jejich velká hmotnost a prodlužování vlivem jejich opotřebení.

1.3 Vodítka a vedení klece

K vedení výtahové klece včetně vyvažovacích závaží slouží ocelová vodítka, která jsou kotvená ve výtahové šachtě.

1.3.1 Vodítka

Vodítka mají tři funkce:

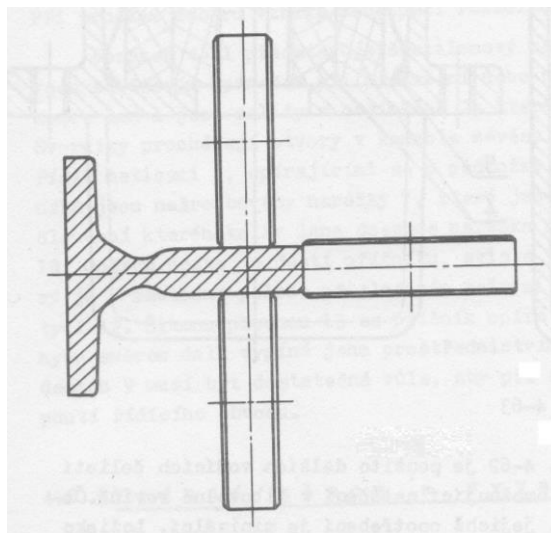
- Vedení výtahové klece, resp. vyvažovacího závaží, při svislém pohybu ve výtahové šachtě a omezení pohybu ve vodorovném směru na minimum, tj. zabránit kývání výtahové klece při pohybu, resp. kývání vyvažovacího závaží.
- Zabránit naklonění výtahové klece (natočení ve svislé rovině) při excentrické poloze břemena.
- Umožnit zastavení klece zachycovači.

Vodítka musí být tak dlouhá, aby je výtahová klec, resp. vyvažovací závaží, nemohly opustit. Současně je kladen velký důraz na jejich rovnost. Vodítka by měla být dokonale rovná, neboť jakákoliv jejich nerovnost, nepřesná montáž či drsný povrch jejich aktivních částí způsobují neklidný chod a vibrace výtahové klece, resp. vyvažovacího závaží. Průřez vodítek bývá nejčastěji speciální T – profil. Vodítka

mohou být po celé délce vyztužena válcovanými profily, např. profilem U. Spojení vodiček je rozebíratelné a může být provedeno spojem tvarovým, který je zpravidla proveden stejným profilem jako má vodičko, nebo spojem plochým, který je tvořen stykovou deskou se vzájemnou centráží spojovaných částí vodiček. [4]

1.3.2 Valivé vedení

Valivým vedením, které je používáno zejména u výtahů s vyššími rychlostmi, se dosahuje dokonalého vedení klece na vodičkách při tichém chodu. Valivé vedení představuje podstatně menší odpor proti pohybu vlivem tření na vodičkách. Při valivém vedení nejsou vodička mazána, což znamená zvýšení bezpečnosti provozu výtahu, neboť nedochází k akumulaci hořlavého mazacího media v dolní části šachty. Valivý vodič (schéma je uvedeno na obr. 1.) je tvořen třemi vodícími kladkami, které jsou uloženy na valivých ložiskách. Jedna vodící kladka dosedá na vodící kolejnici čelně, zbývající dvě vodící kladky bočně. Vodící kladky jsou téměř vždy odpruženy a jsou tudíž v trvalém styku s vodičkem. Obruče vodících kladek jsou z gumy nebo plastů (polyuretan) a tlumí vibrace a izolují zvukově klec od vodiček. [2][4]



obr. 1.: Schéma valivého vodiče

2. Sklepní (stolový) výtah

Sklepní (stolový či také chodníkový) nákladní výtah slouží k vertikální dopravě nákladů mezi dvěma či více stanicemi, z nichž jedna je v úrovni venkovního terénu – např. chodníku, a ostatní stanice v podzemním podlaží budov. Jedná se o nákladní výtahy se zakázanou dopravou osob. Práce sklepního (stolového) výtahu jako zdvihacího zařízení je přerušovaná, tj. nakládání a vykládání břemen probíhá při stojící kleci. Sklepní (stolové) výtahy se stavějí zpravidla pro nosnosti 350 kg, 500 kg a 1 000 kg, zdvihy v rozmezí 2,5 m až 8 m a velmi malé rychlosti (do 0,25 m/s). Vzhledem k tomu, že výtahová šachta ústí v úrovni venkovního terénu, zpravidla chodníku, musí mít sklepní (stolový) výtah víko nebo poklop, který bude možné bezpečně přecházet, či přejíždět. [3][5][6][7]



obr. 2.: Sklepní (stolový) výtah

2.1 Druhy sklepních (stolových) výtahů

Podle způsobu výjezdu výtahu na úroveň venkovního terénu lze sklepní (stolové) výtahy rozdělit na dva druhy. Jednak sklepní (stolové) výtahy otevírající při výjezdu na úroveň terénu poklop zakrývající výtahovou šachtu obloukem vytvořeným na ocelové konstrukci tohoto výtahu (viz obr. 3.). V takovém případě výtah nemusí mít jako ostatní výtahy plný strop. Tento typ výtahu je vhodný pro menší zdvihy, pro větší zdvihy je však strop doporučován. Za druhý typ sklepního (stolového) výtahu

lze označit výtah s plným stropem, kdy při výjezdu tohoto výtahu na úroveň venkovního terénu vyjíždí celá klec výtahu s plným stropem. Strop výtahu v tomto případě slouží současně jako víko zakrývající výtahovou šachtu, po kterém se běžně přechází a přejíždí (viz obr. 4. a 5.). Tento druhý typ sklepního (stolového) výtahu je vhodný do průjezdů, kde se předpokládá i větší zatížení víka výtahu např. v důsledku pohybu automobilů průjezdem. [3][7]



obr. 3.: Sklepní (stolový) výtah - bez plného stropu



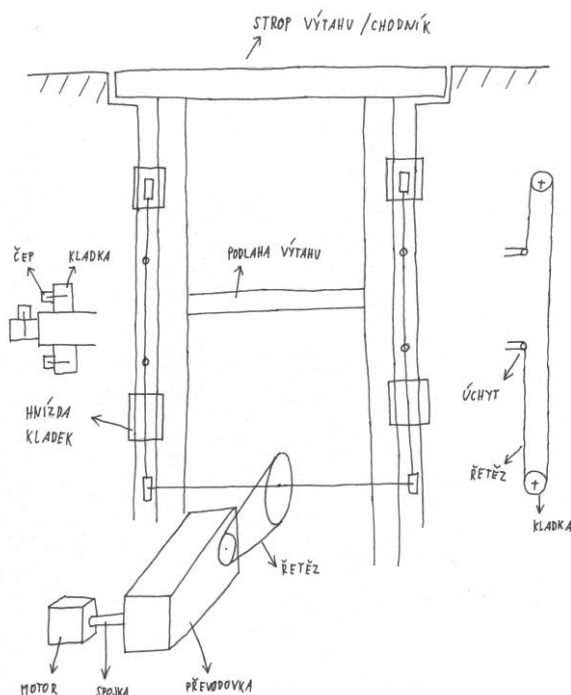
obr. 4.: Sklepní (stolový) výtah – s plným stropem



obr. 5.: Sklepní (stolový) výtah - s plným stropem

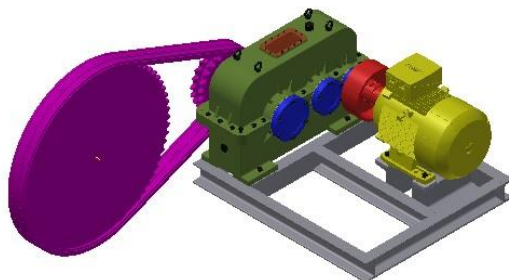
2.2 Nosné orgány sklepního (stolového) výtahu

Nosnými orgány stolového výtahu jsou dva hnací řetězy - Gallovy řetězy, na nichž je zavěšena klec. Klec má spodní zavěšení umožňující výjezd klece do úrovně venkovního terénu - chodníku. Řetězy jsou vedeny přes převáděcí řetězky k výtahovému stroji. Klec je ve výtahové šachtě vedena ocelovými vodičky. [3][6]

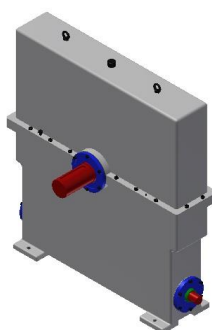


obr. 6.: Dispozice sklepního (stolového) výtahu

3. Sestava pohonu sklepního (stolového) výtahu



obr. 7.: Sestava pohonu - s čelní dvoustupňovou převodovkou



obr. 8.: Sestava pohonu - se šnekovou převodovkou

Na obr. 7. je zobrazena sestava pohonu sklepního (stolového) výtahu s čelní dvoustupňovou převodovkou se šikmými zuby. Sestava se nachází na dně prohlubně výtahové šachty. Převodovka je na vstupním hřídeli spojena pomocí pružné spojky k elektromotoru. Motor spolu s převodovkou jsou přišroubovány ke svařovanému rámu.

Jako druhé řešení pohonu sklepního výtahu je použita šneková převodovka (viz obr. 8.), která je bez přídavných převodů.

3.1 Rám

Rám je svařen z válcovaných profilů U Din 1026. Materiál rámu je z materiálu 11 373.

3.2 Elektromotor

Elektromotor volím trojfázový asynchronní. Pro návrh tohoto elektromotoru si nejprve spočítám parametry, jako jsou otáčky a výkon.

Otáčky na bubnu:

$$n_b = \frac{60 \cdot v_b}{\pi \cdot D_b} = \frac{60 \cdot 0,2}{\pi \cdot 0,2} = 19,099 \text{ min}^{-1}$$

Celková účinnost převodu:

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_b \cdot \eta_f = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,94 = 0,858$$

Předběžná hodnota výkonu motoru:

$$P'_M = \frac{P_b}{\eta_c} = \frac{4}{0,858} = 4,66 \text{ kW}$$

Nejbližší vyšší řada výkonů motorů je $P_M = 5,5 \text{ kW}$. Volím Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1CB0. [10]

tab. 1.: Hodnoty elektromotoru

výkon (kW)	5,50
otáčky (ot/min)	1 450
účinnost	IE1
počet pólů (pól)	4
kostra motoru	hliník
krytí	IP55
velikost motoru	132S
třída izolace	F/B
základní napětí (V)	690/400
jmenovitý vstupní proud (A)	11,2
kroučící moment (Nm)	36
hmotnost (kg)	38
ATEX certifikace	NE
druh zatížení	S1
ložiska DE/NDE	6208 2ZC3

3.2.1 Výpočet kroučících momentů, otáček a výkonů:

Vstupní hřídel:

$$Mk_1 = Mk_m = 36,221 \text{ Nm}$$

$$n_1 = 1450 \text{ s}^{-1}$$

$$P_1 = 5500 \text{ W}$$

Předlokový hřídel:

$$Mk_2 = 192,431 \text{ Nm}$$

$$n_2 = 267,476 \text{ s}^{-1}$$

$$P_2 = 5390 \text{ W}$$

Výstupní hřídel:

$$Mk_3 = 869,576 Nm$$

$$n_3 = 58,007 s^{-1}$$

$$P_3 = 5282,2 W$$

3.3 Spojka

Kroutící moment motoru:

$$Mk_m = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = \frac{5500}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1450}{60}} = 36,221 Nm$$

Výpočtový moment spojky:

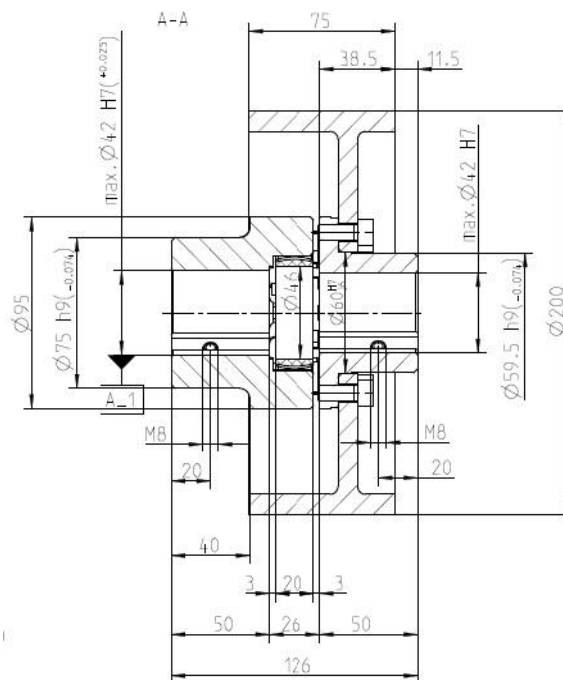
$k = 1,7$...součinitel pro spojku na vstupu

$$Mk_v = k \cdot Mk_m = 1,7 \cdot 36,221 = 61,577 Nm$$

Průměr hřídele elektromotoru: $d_m = 38$ mm

Průměr vstupního hřídele převodovky: $d_1 = 25$ mm

Zvolena pružná hřídelová spojka s brzdým bubnem ROTEX 42 BTAN. [11]



obr. 9.: Hřídelová spojka s brzdým s brzdým bubnem ROTEX 42 BTAN

charakteristické vlastnosti spojky:

$$\max d = 42 \text{ mm}$$

$$\max d_1 = 42 \text{ mm}$$

$$T_{KN} = 265 \text{ Nm}$$

$$T_{Kmax} = 530 \text{ Nm}$$

$$\text{moment setrvačnosti: } J = 0,043 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

3.4 Řetěz

Volba válečkového řetězu se uskutečňuje na základě otáček malého kola a velikosti přenášeného výkonu na velké kolo.

Výkon na výstupním hřídeli se přepočítá na tzv. diagramový výkon podle vztahu:

$$P_D = \frac{P_3}{\chi \cdot \varphi \cdot \mu} = \frac{5,282}{0,9 \cdot 1 \cdot 1} = 5,869 \text{ kW}$$

Pro otáčky $n_3 = 58,007 \text{ s}^{-1}$ a pro výkon $P_D = 5,869 \text{ kW}$ je zvolen řetěz 20B dvouřadý ČSN 02 3311.

Parametry řetězu:

$$P = 31,75 \text{ mm}$$

$$b_{1\min} = 19,56 \text{ mm}$$

$$b_{4\max} = 43,2 \text{ mm}$$

$$d_1 = 19,05 \text{ h}_{10}$$

$$d_2 = 10,19 \text{ h}_9$$

$$\text{síla pro přetržení: } F_{Pt} = 178 \text{ kN}$$

$$\text{plocha kloubu } S = 590 \text{ mm}^2$$

$$\text{hmotnost 1m délky: } m = 7,21 \text{ kg}$$

4. Čelní dvoustupňová převodovka

4.1 Zvolené parametry čelní dvoustupňové převodovky

4.1.1 Modul a počet zubů čelní dvoustupňové převodovky

Zvolené hodnoty:

Normálový modul soukolí 12: $m_n = 2$

Počet zubů pastorku 1: $z_1 = 19$

Počet zubů kola 1: $z_2 = 103$

Normálový modul soukolí 34: $m_n = 3,5$

Počet zubů pastorku 2: $z_3 = 18$

Počet zubů kola 2: $z_4 = 83$

4.1.1.1 Silové poměry v ozubení:

Soukolí 12:

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot Mk1}{dw1} = \frac{2 \cdot 36221}{38,934} = 1860,640 N$$

$$F_{a12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \beta_w = 1860,640 \cdot \operatorname{tg} 11,974^\circ = 394,597 N$$

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nw}}{\cos \beta_w} = 1860,640 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20,332^\circ}{\cos 11,974^\circ} = 704,775 N$$

Soukolí 34:

$$F_{t34} = \frac{2 \cdot Mk2}{dw3} = \frac{2 \cdot 192431}{64,158} = 5998,631 N$$

$$F_{a34} = F_{t34} \cdot \operatorname{tg} \beta_w = 5998,631 \cdot \operatorname{tg} 9,971^\circ = 1054,582 N$$

$$F_{r34} = F_{t34} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nw}}{\cos \beta_w} = 5998,631 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20,332^\circ}{\cos 11,974^\circ} = 2270,236 N$$

4.1.2 Parametry řetězových kol:

počet zubů na 1. řetězovém kole: $z_1 = 23$

počet zubů na 2. řetězovém kole: $z_2 = 69$

roztečný průměr 1. řetězového kola: $d_{r1} = 233,170 \text{ mm}$

roztečný průměr 2. řetězového kola: $d_{r2} = 697,578 \text{ mm}$

počet článků = 87

osová vzdálenost kol: $a_M = 605,705 \text{ mm}$

4.1.2.1 Silové poměry u řetězového převodu:

$$\sin \delta = \frac{d_{r2} - d_{r1}}{2 \cdot a_M}$$

$$\delta = 22,542^\circ$$

Obvodová rychlost řetězu na kole v_1 musí být menší než v_D .

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{r1} \cdot n_3}{60} = \frac{\pi \cdot 0,23317 \cdot 58,006}{60} = 0,708 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_D = 7,3 \cdot \sqrt{\frac{z_1}{P}} = 7,3 \cdot \sqrt{\frac{23}{31,75}} = 6,213 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

v_1 je menší než v_D a tudíž vyhovuje

Přenášená tečná síla v řetězu:

$$F_{Tr} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_{r1}} = \frac{2 \cdot 869,576}{233,170 \cdot 10^{-3}} = 7458,722 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tahová složka odstředivé síly:

$$F_{oc} = m \cdot v_1^2 = 7,21 \cdot 0,708^2 = 3,616 \text{ N}$$

Tahová síla od tíhy řetězu:

$$F_{gr} = K_h \cdot m \cdot g \cdot a_M = 6,25 \cdot 7,21 \cdot 9,81 \cdot 0,606 = 267,760 \text{ N}$$

Celková tažná síla:

$$F_{rt} = F_{Tr} + F_{oc} + F_{gr} = 7458,722 + 3,616 + 267,760 = 7462,339N$$

Celková síla na uvolněné větvi řetězu:

$$F_{ru} = F_{oc} + F_{gr} = 3,616 + 267,760 = 271,376N$$

Výsledná síla zatěžující ložiska převodovky na výstupní hřídeli:

$$F_{Vr} = \sqrt{F_{rt}^2 + F_{ru}^2 + 2 \cdot F_{rt} \cdot F_{ru} \cdot \cos(\delta + \delta)} = 7656,360N$$

$$\sin \gamma = \frac{F_{rt} \cdot \sin \delta - F_{ru} \cdot \sin \delta}{F_{Vr}}$$

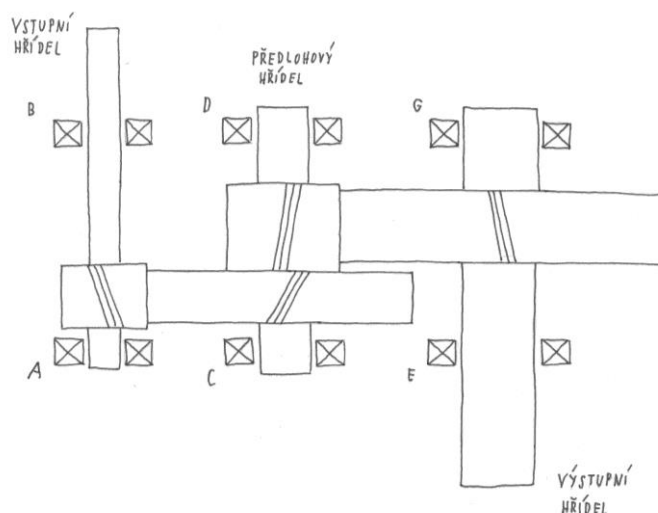
$$\gamma = 21,104^\circ \square$$

Složky výsledné síly:

$$F_{vrx} = F_{Vr} \cdot \cos \gamma = 7142,845N$$

$$F_{vry} = F_{Vr} \cdot \sin \gamma = 2756,741N$$

4.1.3 Řešení silových poměry v celé převodovce:



obr. 10.: Schéma uspořádání hřídelů a ložisek v převodovce

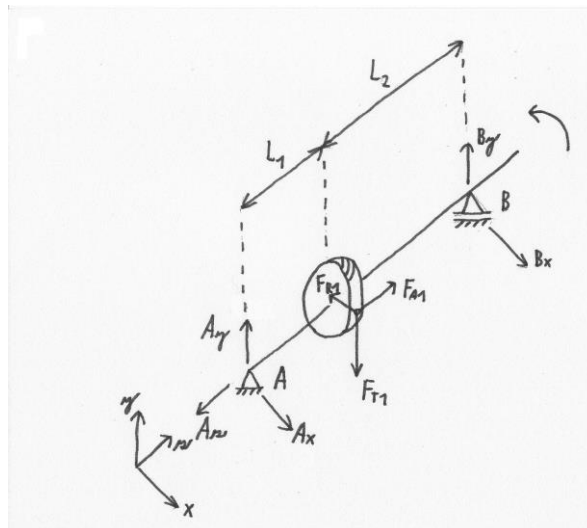
Vzdálenosti mezi ložisky a ozubenými koly:

tab. 2.: Vzdálenosti mezi ložisky a koly

L1	49,5	mm
L2	122,5	mm
L3	53,5	mm
L4	57	mm
L5	69,5	mm
L6	106,18	mm
L7	113,5	mm
L8	72,5	mm

4.1.3.1 Vstupní hřídel:

1. směr otáčení (proti směru hodinových ručiček):



obr. 11.: Vstupní hřídel – otáčení proti směru hodinových ručiček

Rovina x-z:

$$\sum F_z : -A_z + F_{A1} = 0$$

$$\sum F_x : A_x + B_x - F_{R1} = 0$$

$$\sum M_A : F_{A1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{R1} \cdot L_1 - B_x \cdot (L_1 + L_2) = 0$$

$$A_z = F_{A1} = 394,597 N$$

$$B_x = \frac{F_{A1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{R1} \cdot L_1}{L_1 + L_2} = 247,489 N$$

$$A_x = F_{R1} - B_x = 457,287N$$

maximální ohybový moment pod pastorkem 1:

$$M_o = |B_x \cdot L_2| = 30,317Nm$$

Rovina y-z:

$$\sum F_z : -A_z + F_{A1} = 0$$

$$\sum F_y : A_y + B_y - F_{T1} = 0$$

$$\sum M_A : F_{T1} \cdot L_1 - B_y \cdot (L_1 + L_2) = 0$$

$$B_y = \frac{F_{T1} \cdot L_1}{L_1 + L_2} = 535,475N$$

$$A_y = F_{T1} - B_y = 1325,165N$$

maximální ohybový moment pod pastorkem 1:

$$M_o = |A_y \cdot L_1| = 65,596Nm$$

Výsledná reakce v podpoře A:

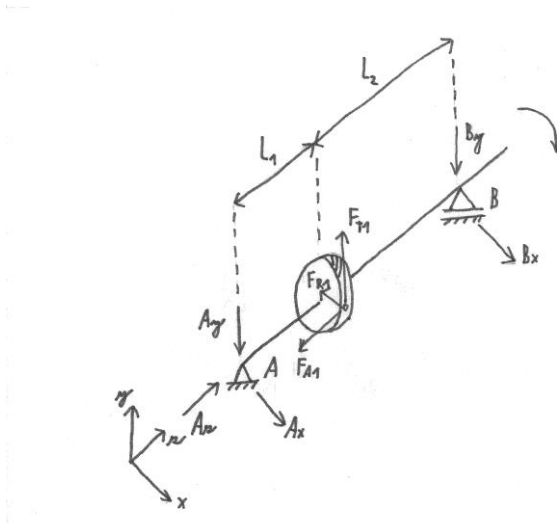
$$F_{rA} = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = 1401,846N$$

$$F_{dA} = 394,597N$$

Výsledná reakce v podpoře B:

$$F_{rB} = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = 589,902N$$

2. směr otáčení (po směru hodinových ručiček):



obr. 12.: Vstupní hřídel – otáčení po směru hodinových ručiček

Rovina x-z:

$$\sum F_z : A_z - F_{A1} = 0$$

$$\sum F_x : A_x + B_x - F_{R1} = 0$$

$$\sum M_A : -F_{A1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{R1} \cdot L_1 - B_x \cdot (L_1 + L_2) = 0$$

$$A_z = F_{A1} = 394,597 N$$

$$B_x = \frac{-F_{A1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{R1} \cdot L_1}{L_1 + L_2} = 158,167 N$$

$$A_x = F_{R1} - B_x = 546,609 N$$

maximální ohybový moment pod pastorkem 1:

$$M_o = |A_x \cdot L_1| = 27,057 Nm$$

Rovina y-z:

$$\sum F_z : A_z - F_{A1} = 0$$

$$\sum F_y : -A_y - B_y + F_{T1} = 0$$

$$\sum M_A : -F_{T1} \cdot L_1 + B_y \cdot (L_1 + L_2) = 0$$

$$B_y = \frac{F_{T1} \cdot L_1}{L_1 + L_2} = 535,475 N$$

$$A_y = F_{T1} - B_y = 1325,165 N$$

maximální ohybový moment pod pastorkem 1:

$$M_o = |A_y \cdot L_1| = 65,596 Nm$$

Výsledná reakce v podpoře A:

$$F_{rA} = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = 1433,472 N$$

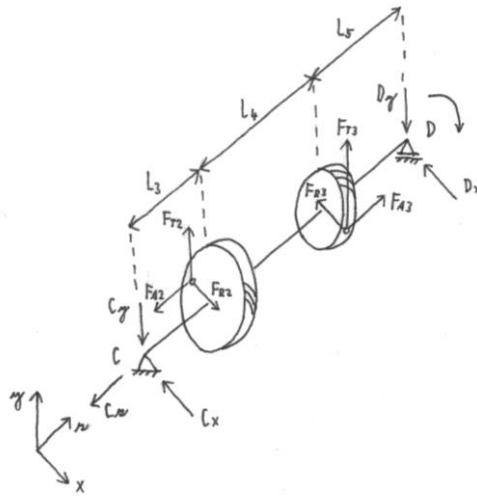
$$F_{aA} = 394,597 N$$

Výsledná reakce v podpoře B:

$$F_{rB} = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = 558,346 N$$

4.1.3.2 Předlohový hřídel:

1. směr otáčení (po směru hodinových ručiček):



obr 13.: Předlohový hřídel - otáčení po směru hodinových ručiček

Rovina x-z:

$$\sum F_z : -C_z - F_{A2} + F_{A3} = 0$$

$$\sum F_x : -C_x - D_x + F_{R2} - F_{R3} = 0$$

$$\sum M_C : F_{A2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{R2} \cdot L_3 + F_{R3} \cdot (L_3 + L_4) + F_{A3} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + D_x \cdot (L_3 + L_4 + L_5) = 0$$

$$C_z = -F_{A2} + F_{A3} = 659,985 N$$

$$D_x = \frac{-F_{A2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{R2} \cdot L_3 - F_{R3} \cdot (L_3 + L_4) - F_{A3} \cdot \frac{d_{w3}}{2}}{(L_3 + L_4 + L_5)} = -1603,493N$$

$$C_x = -D_x + F_{R2} - F_{R3} = 38,032N$$

maximální ohybový moment pod kolem 1:

$$M_o = |C_x \cdot L_3 - F_{A2} \cdot \frac{d_{w2}}{2}| = 39,608Nm$$

maximální ohybový moment pod pastorkem 2:

$$M_o = |-D_x \cdot L_5| = 111,443Nm$$

Rovina y-z:

$$\sum F_z : -C_z - F_{A2} + F_{A3} = 0$$

$$\sum F_y : -C_y - D_y + F_{T2} + F_{T3} = 0$$

$$\sum M_C : -F_{T2} \cdot L_3 - F_{T3} \cdot (L_3 + L_4) + D_y \cdot (L_3 + L_4 + L_5) = 0$$

$$D_y = \frac{F_{T2} \cdot L_3 + F_{T3} \cdot (L_3 + L_4)}{(L_3 + L_4 + L_5)} = 4235,516N$$

$$C_y = -D_y + F_{T2} + F_{T3} = 3623,754N$$

maximální ohybový moment pod kolem 1:

$$M_o = |C_y \cdot L_3| = 193,8709Nm$$

maximální ohybový moment pod pastorkem 2:

$$M_o = |D_y \cdot L_5| = 294,368Nm$$

Výsledná reakce v podpoře C:

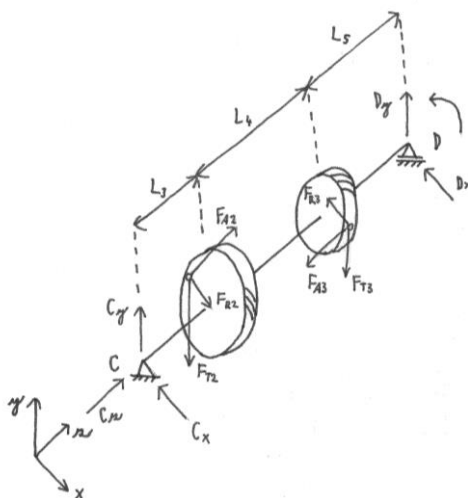
$$F_{rC} = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = 3623,954N$$

$$F_{aC} = 659,985N$$

Výsledná reakce v podpoře D:

$$R_{rD} = \sqrt{D_x^2 + D_y^2} = 4528,884N$$

2. směr otáčení (proti směru hodinových ručiček):



obr. 14.: Předlohový hřídel - otáčení proti směru hodinových ručiček

Rovina x-z:

$$\sum F_z : C_z + F_{A2} - F_{A3} = 0$$

$$\sum F_x : -C_x - D_x + F_{R2} - F_{R3} = 0$$

$$\sum M_C : -F_{R2} \cdot L_3 - F_{A2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{A3} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + F_{R3} \cdot (L_3 + L_4) + D_x \cdot (L_3 + L_4 + L_5) = 0$$

$$C_z = F_{A3} - F_{A2} = 659,985N$$

$$D_x = \frac{F_{R2} \cdot L_3 + F_{A2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{A3} \cdot \frac{d_{w3}}{2} - F_{R3} \cdot (L_3 + L_4)}{(L_3 + L_4 + L_5)} = -764,903N$$

$$C_x = -D_x + F_{R2} - F_{R3} = -800,558N$$

maximální ohybový moment pod kolem 1:

$$M_o = |C_x \cdot L_3| = 42,830Nm$$

maximální ohybový moment pod pastorkem 2:

$$M_o = |D_x \cdot L_5 + F_{A3} \cdot \frac{d_{w3}}{2}| = 86,991Nm$$

Rovina y-z:

$$\sum F_z : C_z + F_{A2} - F_{A3} = 0$$

$$\sum F_y : C_y + D_y - F_{T2} - F_{T3} = 0$$

$$\sum M_C : F_{T2} \cdot L_3 + F_{T3} \cdot (L_3 + L_4) - D_y \cdot (L_3 + L_4 + L_5) = 0$$

$$D_y = \frac{F_{T2} \cdot L_3 + F_{T3} \cdot (L_3 + L_4)}{(L_3 + L_4 + L_5)} = 4235,516N$$

$$C_y = F_{T2} + F_{T3} - D_y = 3623,754N$$

maximální ohybový moment pod kolem 1:

$$M_o = |C_y \cdot L_3| = 193,8709Nm$$

maximální ohybový moment pod pastorkem 2:

$$M_o = |D_y \cdot L_5| = 294,368Nm$$

Výsledná reakce v podpoře C:

$$F_{rC} = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = 3711,130N$$

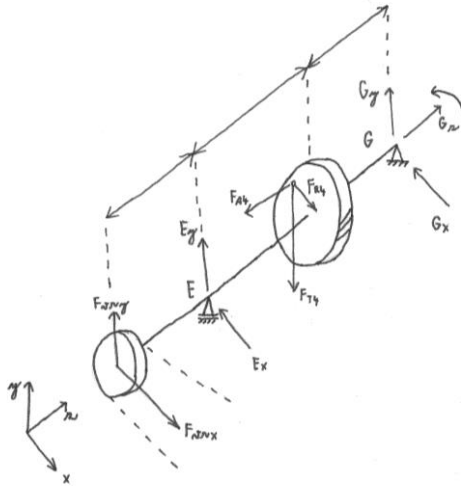
$$F_{aC} = 659,985N$$

Výsledná reakce v podpoře D:

$$F_{rD} = \sqrt{D_x^2 + D_y^2} = 4304,030N$$

4.1.3.3 Výstupní hřídel:

1. směr otáčení (proti směru hodinových ručiček):



obr. 15.: Výstupní hřídel – otáčení proti směru hodinových ručiček

Rovina x-z:

$$\sum F_z : G_z - F_{A4} = 0$$

$$\sum F_x : -E_x - G_x + F_{vrx} + F_{R4} = 0$$

$$\sum M_G : F_{vrx} \cdot (L_6 + L_7 + L_8) - E_x \cdot (L_7 + L_8) + F_{R4} \cdot L_8 + F_{A4} \cdot \frac{d_w^4}{2} = 0$$

$$G_z = F_{A4} = 1054,582N$$

$$E_x = \frac{F_{vrx} \cdot (L_6 + L_7 + L_8) + F_{R4} \cdot L_8 + F_{A4} \cdot \frac{d_w^4}{2}}{(L_7 + L_8)} = 12943,996N$$

$$G_x = -E_x + F_{vrx} + F_{R4} = -3530,914N$$

maximální ohybový moment pod ložiskem E:

$$M_o = |F_{vrx} \cdot L_6| = 758,427Nm$$

maximální ohybový moment pod kolem 2:

$$M_o = |G_x \cdot L_8| = 255,991Nm$$

Rovina y-z:

$$\sum F_z : G_z - F_{A4} = 0$$

$$\sum F_y : E_y + G_y + F_{vry} - F_{T4} = 0$$

$$\sum M_G : F_{vry} \cdot (L_6 + L_7 + L_8) + E_y \cdot (L_7 + L_8) - F_{T4} \cdot L_8 = 0$$

$$E_y = \frac{-F_{vry} \cdot (L_6 + L_7 + L_8) + F_{T4} \cdot L_8}{(L_7 + L_8)} = -1992,279N$$

$$G_y = -E_y - F_{vry} + F_{T4} = 5234,168N$$

maximální ohybový moment pod ložiskem E:

$$M_o = |F_{vry} \cdot L_6| = 292,711Nm$$

maximální ohybový moment pod kolem 2:

$$M_o = |G_y \cdot L_8| = 379,477Nm$$

Výsledná reakce v podpoře G:

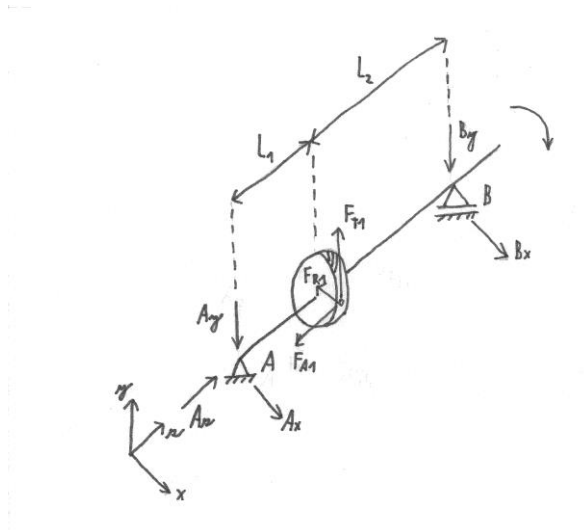
$$F_{rG} = \sqrt{G_x^2 + G_y^2} = 6313,785N$$

$$F_{aG} = 1054,582N$$

Výsledná reakce v podpoře E:

$$F_{rE} = \sqrt{E_x^2 + E_y^2} = 13096,419N$$

2. směr otáčení (po směru hodinových ručiček):



obr. 16.: Výstupní hřídel - otáčení po směru hodinových ručiček

Rovina x-z:

$$\sum F_z : -G_z + F_{A4} = 0$$

$$\sum F_x : -E_x - G_x + F_{vrx} + F_{R4} = 0$$

$$\sum M_G : F_{vrx} \cdot (L_6 + L_7 + L_8) - E_x \cdot (L_7 + L_8) + F_{R4} \cdot L_8 - F_{A4} \cdot \frac{d_{w4}}{2} = 0$$

$$G_z = F_{A4} = 1054,582N$$

$$E_x = \frac{F_{vrx} \cdot (L_6 + L_7 + L_8) + F_{R4} \cdot L_8 - F_{A4} \cdot \frac{d_{w4}}{2}}{(L_7 + L_8)} = 11266,634N$$

$$G_x = -E_x + F_{vrx} + F_{R4} = -1853,553N$$

maximální ohybový moment pod ložiskem E:

$$M_o = |F_{vrx} \cdot L_6| = 758,427Nm$$

maximální ohybový moment pod kolem 2:

$$M_o = |G_x \cdot L_8 - F_{A4} \cdot \frac{d_{w4}}{2}| = 290,377Nm$$

Rovina y-z:

$$\sum F_z : -G_z + F_{A4} = 0$$

$$\sum F_y : -E_y - G_y - F_{vry} + F_{T4} = 0$$

$$\sum M_G : -F_{vry} \cdot (L_6 + L_7 + L_8) - E_y \cdot (L_7 + L_8) + F_{T4} \cdot L_8 = 0$$

$$E_y = \frac{-F_{vry} \cdot (L_6 + L_7 + L_8) + F_{T4} \cdot L_8}{(L_7 + L_8)} = -1992,279N$$

$$G_y = -E_y - F_{vry} + F_{T4} = 5234,169N$$

maximální ohybový moment pod ložiskem E:

$$M_o = |F_{vry} \cdot L_6| = 292,711Nm$$

maximální ohybový moment pod kolem 2:

$$M_o = |G_y \cdot L_8| = 379,477Nm$$

Výsledná reakce v podpoře G:

$$F_{rG} = \sqrt{G_x^2 + G_y^2} = 5552,673N$$

$$F_{aG} = 1054,582N$$

Výsledná reakce v podpoře E:

$$F_{rE} = \sqrt{E_x^2 + E_y^2} = 11441,425N$$

4.2 Kontrolní výpočty

4.2.1 Kontrola ozubení

Materiál kol volím 12 020.

Kontrola ozubení je provedena dle [8].

Pro soukolí 12 (pastorek 1 a kolo 1) platí:

tab. 3.: Kontrola ozubení pro soukolí 12 (pastorek 1 a kolo1)

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
			Roz.	pastorek1	kolo1		pastorek1	kolo1
z ₁	19		d	38,84894	210,6022	σ _{Flim}	500	500
z ₂	103		d _a	43,39784	214,5978	σ _{Hlim}	1210	1210

m_n	2		d_f	34,40217	205,6022	Y_{Fa}	2,574114	2,182312
x_1	0,138306		d_b	36,40998	197,3804	Y_{sa}	1,622718	1,805258
x_2	0		d_w	38,93443	211,0656	Y_ϵ	0,700477	0,700477
α_n	20		h_a	2,274447	1,997835	Y_β	0,9	0,9
β	12		h_f	2,223388	2,5	F_β	6	6
a_w	125		h	4,497835	4,497835	$Y_{N.X}$	1	1
b_1	42		s_n	3,34295	3,141593	Z_H	2,42803	2,42803
b_2	40		s_t	3,417633	3,211778	Z_E	189,8	189,8
P	5,5		v_n	2,940235	3,141593	Z_ϵ	0,790236	0,790236
n_1	1450		v_t	3,005922	3,211778	Z_β	0,989013	0,989013
M_{k1}	36221,47		α_w	20,74575		Z_B	1	1
v	2,949483					$Z_{R.T}$	1	1
u	5,421053					K_A	1,1	1,1
						K_V	1,147729	1,147729
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,345637	1,34332
h_k	1,737245	1,492991				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	2,951899	2,951899		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,393842	1,393842
z'	3	13						
M/z	15,51672	76,8762		přes zuby				
d	2,952131	2,952131				S_F	5,0346	5,092592
M/d	42,04138	213,363		přes kuličky		S_H	2,124238	2,124238

Pro druhé soukolí 34 (pastorek 2 a kolo 2) platí:

tab. 4.: Kontrola ozubení pro druhé soukolí 34 (pastorek 2 a kolo 2)

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
			Roz.	pastorek2	kolo2		pastorek2	kolo2
z_3	18		d	63,97188	294,9814	σ_{Flim}	500	500
z_4	83		d_a	72,01857	301,9704	σ_{Hlim}	1210	1210
m_n	3,5		d_f	56,27963	286,2314	Y_{Fa}	2,599485	2,214172
x_3	0,151108		d_b	60,00488	276,6892	Y_{sa}	1,616751	1,777546
x_4	0		d_w	64,15842	295,8416	Y_ϵ	0,708472	0,708472
α_n	20		h_a	4,023346	3,494468	Y_β	0,916667	0,916667
β	10		h_f	3,846123	4,375	F_β	6	6
a_w	180		h	7,869468	7,869468	$Y_{N.X}$	1	1
b_3	74		s_n	5,882778	5,497787	Z_H	2,434321	2,434321
b_4	70		s_t	5,97353	5,582599	Z_E	189,8	189,8
P	5,39		v_n	5,112796	5,497787	Z_ϵ	0,792475	0,792475
n_1	267,4757		v_t	5,191669	5,582599	Z_β	0,992375	0,992375
M_{k2}	192431,3		α_w	20,72961		Z_B	1	1
v	0,895926					$Z_{R.T}$	1	1
u	4,611111					K_A	1,1	1,1
						K_V	1,023543	1,023543

Kontrolní rozměry					$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2			$K_{F\beta}$	1,392466	1,389434
h_k	3,078001	2,610991			$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	5,194624	5,194624		konst. tloušťka	$K_{H\beta}$	1,447776	1,447776
z'	3	10					
M/z	27,11469	102,4087		přes zuby			
d	5,16623	5,16623			S_F	5,030433	5,092329
M/d	69,7101	299,9447		přes kuličky	S_H	2,039921	2,039921

Minimální hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu je požadována $S_{Fmin} = 1,4$. Minimální hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů je požadována $S_{Hmin} = 1,1$. Pro pastorky i pro kola jsou vypočítané součinitelé bezpečností vyšší a tudíž vyhovující.

4.2.2 Kontrola řetězového převodu

Celková tahová síla v řetězu nesmí být větší než minimální síla pro přetržení řetězu.

celková tahová síla v řetězu: $F_{rt} = 7\,462,339\text{ N}$,

minimální síla k přetržení: $F_{Pt} = 178\,000\text{ N}$.

$$F_{rt} \leq F_{Pt}$$

Dále se řetěz kontroluje z hlediska maximálního tlaku v kloubech.

Směrný tlak v řetězu: $p = 27,9\text{ MPa}$

součinitel tření: $\lambda = 0,73$

$$\text{Tlak v kloubu řetězu: } p_p = \frac{F_{tah}}{S} = \frac{7462,339}{0,00059} = 12,648\text{ MPa}$$

$$\text{Dovolený tlak: } p_D = p \cdot \lambda = 27,9 \cdot 0,73 = 20,367\text{ MPa}$$

$$p_p \leq p_D$$

Kontroly řetězového převodu v obou případech vyhovují.

4.2.3 Kontrola kuličkových ložisek

Pro přehlednost jsou do následující tabulky z obou směrů otáčení hřídelů vybrány větší hodnoty působících sil.

tab. 5.: Kontrola ložisek

Ložisko	A	B	C	D	E	G
Fr [N]	1433,472	589,902	3711,130	4528,884	13096,419	6313,785
Fa [N]	394,597	0	659,985	0	0	1054,582

Navržená kuličková ložiska se kontrolují na základní dynamickou bezpečnost C.

$$C = F \cdot \sqrt[p]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} \text{ [N]}$$

Pro kuličková ložiska je součinitel styku roven $p = 3$. Minimální trvanlivost ložiska je požadována $L_{\min} = 25000$ hod.

Ložiska byla počítána dle hodnot z katalogu ZKL. [12]

4.2.3.1 Vstupní hřídel

$$n_1 = 1450 \text{ s}^{-1}$$

Volím jednořadé kuličkové ložisko 6305.

tab. 6.: Kuličkové ložisko 6305

Označení ČSN 02 4630	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C ₀ [N]	C _{TAB} [N]
6305	25	62	17	10 806	21 123

Ložisko v místě A:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{394,597}{10806} = 0,037$$

součinitel: $e = 0,24$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{394,597}{1433,472} = 0,275$$

$$\frac{F_a}{F_r} \geq e \quad \rightarrow \quad \text{součinitel: } X = 0,56$$

$$Y = 1,8$$

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 1433,472 + 1,8 \cdot 394,597 = 1513,019N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 1513,019 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 60 \cdot 1450}{10^6}} = 19603,375N$$

$$C \leq C_{TAB}$$

Ložisko v místě B:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = F_r = 589,902N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 589,902 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 60 \cdot 1450}{10^6}} = 7643,039N$$

$$C \leq C_{TAB}$$

4.2.3.2 Předlokový hřídel

$$n_2 = 267,476s^{-1}$$

Volím jednořadé kuličkové ložisko 6407.

tab. 7.: Kuličkové ložisko 6407

Označení ČSN 02 4630	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C ₀ [N]	C _{TAB} [N]
6407	35	100	25	31 000	55 200

Ložisko v místě C:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{659,985}{31000} = 0,021$$

součinitel: $e = 0,22$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{659,985}{3711,130} = 0,178$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad \rightarrow \quad \text{součinitel: } X = 1$$

$$Y = 0$$

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = F_r = 3711,130N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 3711,130 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 60 \cdot 267,476}{10^6}} = 27371,467N$$

$$C \leq C_{TAB}$$

Ložisko v místě D:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = F_r = 4528,884N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 4528,884 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 60 \cdot 267,476}{10^6}} = 33402,814N$$

$$C \leq C_{TAB}$$

4.2.3.3 Výstupní hřídel

$$n_3 = 58,007s^{-1}$$

Volím jednořadé kuličkové ložisko 6312.

tab. 8.: Jednořadé kuličkové ložisko 6312

Označení ČSN 02 4630	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C ₀ [N]	C _{TAB} [N]
6312	60	130	31	52 100	81 500

Ložisko v místě E:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = F_r = 13096,419N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 13096,419 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 60 \cdot 58,007}{10^6}} = 58033,119N$$

$$C \leq C_{TAB}$$

Ložisko v místě G:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1054,582}{52100} = 0,020$$

součinitel: $e = 0,22$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1054,582}{6313,784} = 0,167$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad \rightarrow \quad \text{součinitel: } X = 1$$

$$Y = 0$$

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = F_r = 6313,785 N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 6313,785 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 60 \cdot 58,007}{10^6}} = 27977,771 N$$

$$C \leq C_{TAB}$$

Na všech třech hřídelích jsem zvolil ložiska kuličková. Ložiska na dané hřídeli jsem volil stejného typu. Výběr ložisek byl proveden z katalogu ZKL.

4.2.4 Kontrola statické bezpečnosti hřídelů

Statická kontrola hřídelů je prováděna pod ozubenými koly a případně ložisky. Porovnává se výsledné redukované napětí σ_{ored} s dovoleným napětím v ohybu $\tau_{Do} = 80 \text{ MPa}$

Podle [9] platí pro material 12 020 mez kluzu $Re_{min} = 235 \text{ MPa}$ pro 11 700 je $Re_{min} = 345 \text{ MPa}$.

Ohybové momenty do roviny XY a roviny YZ jsem zvolil pro daný směr otáčení, pro který výsledný maximální ohybový moment vyjde větší.

4.2.4.1 Vstupní hřídel

$$M_{k1} = 36,221 \text{ Nm}$$

Pod pastorkem 1:

$$W_{opl} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,034402^3}{32} = 3,997 \cdot 10^{-6} m^3$$

Ohybový moment v rovině XZ je roven $M_{oxz} = 30,317 \text{ Nm}$

Ohybový moment v rovině YZ je roven $M_{oyz} = 65,596 \text{ Nm}$

$$M_{opl} = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oyz}^2} = \sqrt{30,317^2 + 65,596^2} = 72,263 \text{ Nm}$$

$$M_{oredpl} = \sqrt{M_{opl}^2 + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_{k1}\right)^2} = \sqrt{72,263^2 + \left(\frac{2}{2} \cdot 36,221\right)^2} = 80,833 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{oredpl} = \frac{M_{oredpl}}{W_{opl}} = \frac{80,833}{3,997 \cdot 10^{-6}} = 20,222 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{oredpl}} = \frac{235}{20,222} = 11,621$$

4.2.4.2 Předlokový hřídel

$M_{k2} = 192,431 \text{ Nm}$

Pod kolem 1:

Pro výpočet W_k je použita kružnice o průměru $d=37,467 \text{ mm}$, která je vepsaná mezi kružnicí hřídele a dvě díry pro pera.

$$W_{ok1} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - 2 \cdot \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 0,044^3}{32} - 2 \cdot \frac{0,012 \cdot 0,0049 \cdot (0,044 - 0,0049)^2}{2 \cdot 0,044}$$

$$W_{ok1} = 6,320 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Ohybový moment v rovině XZ je roven $M_{oxz} = 42,830 \text{ Nm}$

Ohybový moment v rovině YZ je roven $M_{oyz} = 193,871 \text{ Nm}$

$$M_{ok1} = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oyz}^2} = \sqrt{42,830^2 + 193,871^2} = 198,545 \text{ Nm}$$

$$W_{kk1} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,037467^3}{16} = 1,033 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{ok1} = \frac{M_{ok1}}{W_{ok1}} = \frac{198,545}{6,320 \cdot 10^{-6}} = 31,416 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kk1} = \frac{M_{k2}}{W_{kk1}} = \frac{192,431}{1,033 \cdot 10^{-5}} = 18,634 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oredkl} = \sqrt{\sigma_{ok1}^2 + (\alpha \cdot \tau_{k1})^2} = \sqrt{31,416^2 + (2 \cdot 18,634)^2} = 48,742 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{oredkl}} = \frac{235}{48,742} = 4,821$$

Pod pastorkem 2:

$$W_{op2} = \frac{\pi \cdot d_{f3}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,056280^3}{32} = 1,750 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Ohybový moment v rovině XZ je roven $M_{oxz} = 111,443 \text{ Nm}$

Ohybový moment v rovině YZ je roven $M_{oyz} = 294,368 \text{ Nm}$

$$M_{op2} = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oyz}^2} = \sqrt{111,443^2 + 294,368^2} = 314,757 \text{ Nm}$$

$$M_{oredp2} = \sqrt{M_{op2}^2 + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_{k2}\right)^2} = \sqrt{314,757^2 + \left(\frac{2}{2} \cdot 192,431\right)^2} = 368,920 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{oredp2} = \frac{M_{oredp2}}{W_{op2}} = \frac{368,920}{1,750 \cdot 10^{-5}} = 21,080 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{oredpl}} = \frac{235}{21,080} = 11,148$$

4.2.4.3 Výstupní hřídel

$M_{k3} = 869,576 \text{ Nm}$

Pod ložiskem E:

$$W_{oE} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,06^3}{32} = 2,121 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Ohybový moment v rovině XZ je roven $M_{oxz} = 758,427 \text{ Nm}$

Ohybový moment v rovině YZ je roven $M_{oyz} = 292,711 \text{ Nm}$

$$M_{oE} = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oyz}^2} = \sqrt{758,427^2 + 292,711^2} = 812,952 \text{ Nm}$$

$$M_{oredE} = \sqrt{M_{oE}^2 + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_{k3}\right)^2} = \sqrt{812,952^2 + \left(\frac{2}{2} \cdot 869,576\right)^2} = 1190,401 Nm$$

$$\sigma_{oredE} = \frac{M_{oredE}}{W_{oE}} = \frac{1190,401}{2,121 \cdot 10^{-5}} = 56,136 MPa$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{oredE}} = \frac{345}{56,136} = 6,146$$

Pod kolem 2:

Pro výpočet W_k je použita kružnice o průměru $d=60,133$ mm, která je vepsaná mezi kružnicí hřídele a dvě díry pro pera.

$$W_{ok2} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - 2 \cdot \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 0,07^3}{32} - 2 \cdot \frac{0,02 \cdot 0,0074 \cdot (0,07 - 0,0074)^2}{2 \cdot 0,07}$$

$$W_{ok2} = 2,539 \cdot 10^{-5} m^3$$

Ohybový moment v rovině XZ je roven $M_{oxz} = 290,377$ Nm

Ohybový moment v rovině YZ je roven $M_{oyz} = 379,477$ Nm

$$M_{ok2} = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oyz}^2} = \sqrt{290,377^2 + 379,477^2} = 477,830 Nm$$

$$W_{kk2} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,060133^3}{16} = 4,269 \cdot 10^{-5} m^3$$

$$\sigma_{ok2} = \frac{M_{ok2}}{W_{ok2}} = \frac{477,830}{2,539 \cdot 10^{-5}} = 18,821 MPa$$

$$\tau_{kk2} = \frac{M_{k3}}{W_{kk2}} = \frac{869,576}{4,269 \cdot 10^{-5}} = 20,368 MPa$$

$$\sigma_{oredk2} = \sqrt{\sigma_{ok2}^2 + (\alpha \cdot \tau_{kk2})^2} = \sqrt{18,821^2 + (2 \cdot 20,368)^2} = 44,873 MPa$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{oredk2}} = \frac{345}{44,873} = 7,688$$

Statické bezpečnosti vyhovují.

4.2.5 Kontrola per

Pera se kontrolují na otláčení a na stříh. Vychází se z pevnostních podmínek

$$p = \frac{4 \cdot Mk}{d_H \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \text{ a } \tau = \frac{2 \cdot Mk}{d_H \cdot b \cdot l_a} \leq \tau_D.$$

Za předpokladu klidného zatížení a těsného uložení pera předpokládejme

$$p_D = 110 \text{MPa} \text{ a } \tau_D = 60 \text{MPa}.$$

a) pero na hřídeli od motoru:

K průměru hřídele $d_H = 38 \text{ mm}$ je dle normy ČSN 02 2562 zvoleno pero šířky $b = 10 \text{ mm}$, výšky $h = 8 \text{ mm}$ a délky $l = 70 \text{ mm}$.

$$l_a = l - b = 70 - 10 = 60 \text{mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot 36,221}{0,038 \cdot 0,008 \cdot 0,060} = 7,943 \text{MPa}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 36,221}{0,038 \cdot 0,010 \cdot 0,060} = 3,177 \text{MPa}$$

b) pero na vstupním hřídeli:

K průměru hřídele $d_H = 25 \text{ mm}$ je dle normy ČSN 02 2562 zvoleno pero šířky $b = 8 \text{ mm}$, výšky $h = 7 \text{ mm}$ a délky $l = 25 \text{ mm}$.

$$l_a = l - b = 25 - 8 = 17 \text{mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot 36,221}{0,025 \cdot 0,007 \cdot 0,017} = 48,701 \text{MPa}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 36,221}{0,025 \cdot 0,008 \cdot 0,017} = 21,307 \text{MPa}$$

c) pero pod kolem 1 na předlohovém hřídeli:

K průměru hřídele $d_H = 44 \text{ mm}$ jsou dle normy ČSN 02 2562 zvolena dvě pera šířky $b = 12 \text{ mm}$, výšky $h = 8 \text{ mm}$ a délky $l = 32 \text{ mm}$ pootočená o 120° .

$$l_a = l - b = 32 - 12 = 20 \text{mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot 192,431}{0,044 \cdot 0,008 \cdot 2 \cdot 0,020} = 54,668 \text{MPa}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 192,431}{0,044 \cdot 0,012 \cdot 2 \cdot 0,020} = 18,223 \text{MPa}$$

d) pero pod kolem 2 na výstupním hřídeli:

K průměru hřídele $d_H = 70$ mm jsou dle normy ČSN 02 2562 zvolena dvě pera šířky $b = 20$ mm, výšky $h = 12$ mm a délky $l = 56$ mm pootočená o 120° .

$$l_a = l - b = 56 - 20 = 36 \text{mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot 869,576}{0,070 \cdot 0,012 \cdot 2 \cdot 0,036} = 57,512 \text{MPa}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 869,576}{0,070 \cdot 0,020 \cdot 2 \cdot 0,036} = 17,253 \text{MPa}$$

e) pero pod řetězovým kolem 1 na výstupním hřídeli:

K průměru hřídele $d_H = 58$ mm jsou dle normy ČSN 02 2562 zvolena dvě pera šířky $b = 16$ mm, výšky $h = 10$ mm a délky $l = 45$ mm pootočená o 120° .

$$l_a = l - b = 45 - 16 = 29 \text{mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot 869,576}{0,058 \cdot 0,010 \cdot 2 \cdot 0,029} = 103,398 \text{MPa}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 869,576}{0,058 \cdot 0,016 \cdot 2 \cdot 0,029} = 32,311 \text{MPa}$$

Zvolená pera vyhovují z hlediska kontrol na otláčení i na stříh, a tudíž je možné je použít.

4.2.6 Kontrola průhybu výstupního hřídele

Maximální dovolený průhyb hřídele mezi kuličkovými ložisky je dán vztahem

$$y_{D \max} = \frac{l}{3000}, \text{ kde } l \text{ je vzdálenost mezi ložisky. Vzdálenost mezi ložiskem E a G je}$$

186 mm.

$$y_{D_{\max}} = \frac{l}{3000} = \frac{186}{3000} = 0,062\text{mm} = 62\mu\text{m}$$

Maximální dovolený průhyb pod čelními ozubenými koly je dán vztahem $y_{DK} = \frac{m}{100}$, kde m je modul kola. Modul ozubeného kola na výstupním hřídeli je 3,5.

$$y_{DK} = \frac{m}{100} = \frac{3,5}{100} = 0,035\text{mm} = 35\mu\text{m}$$

Do programu Autodesk Inventor byly pro výstupní hřídel otáčející se po směru hodinových ručiček zadány tyto vstupní hodnoty obr. 17. a obr. 18.

Index	Umístění	Radiální zatížení				Ohybový moment				Spojitě zatížení				Axiální zatížení	Kroticí moment	
		Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr			Délka
1	25,32 mm															-869,576 N m
2	25,32 mm	2756,741 N		2756,741 N												
3	25,32 mm		-7142,845 N	7142,845 N	270,00 deg											
4	245 mm	-5998,631 N		5998,631 N	180,00 deg											
5	245 mm															869,576 N m
6	245 mm					155,995 N m		155,995 N m	90,00 deg							
7	245 mm		-2270,236 N	2270,236 N	270,00 deg											

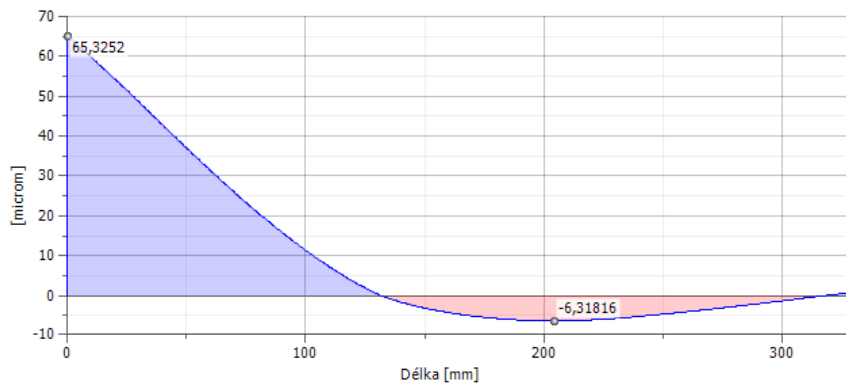
obr. 17.: Vstupní hodnoty sil a momentů výstupního hřídele

Index	Typ	Umístění	Reakční síla			
			Y	X	Velikost	Směr
1	Volný	131,5 mm	2057,411 N	-11266,632 N	11452,944 N	280,35 deg
2	Pevná	317,5 mm	-5213,545 N	1853,551 N	5533,236 N	160,43 deg

obr. 18.: Vstupní hodnoty podpor výstupního hřídele

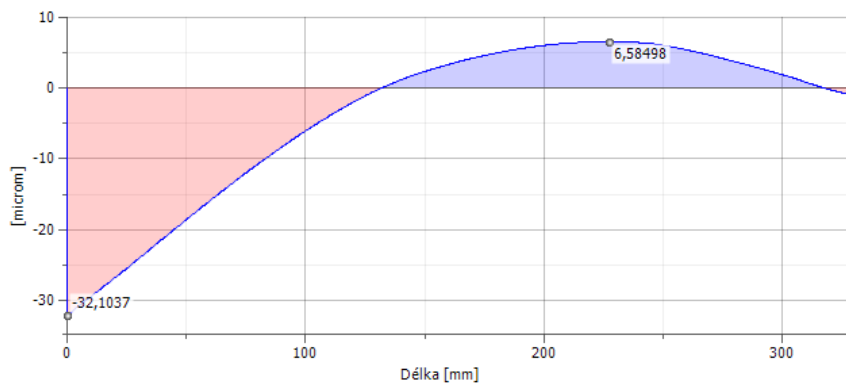
Výstupní hodnoty jsou uvedeny na obr. 19. a obr. 20.

výstup do roviny x-z:



obr. 19.: Průhyb do roviny x-z

výstup do roviny y-z:



obr. 20.: Průhyb do roviny y-z

Z obr. 19. a obr. 20. je poznat, že skutečné hodnoty maximálních průhybů na této hřídeli jsou menší než dovolené.

4.2.7 Dynamická bezpečnost výstupního hřídele

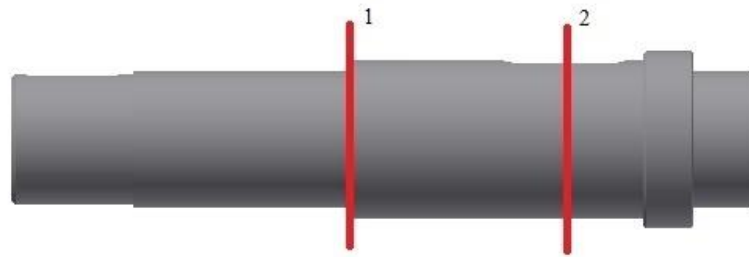
Materiál 11700

Mez pevnosti pro tah: $\sigma_{Pt} = 850MPa$

Mez kluzu pro tah: $\sigma_K = 390MPa$

Mez kluzu pro smyk: $\tau_K = 234MPa$

Mez únavy pro střídavý ohyb: $\sigma_C = 169MPa$



obr. 21.: Výstupní hřídel

Kontrola bezpečnosti v místě 1

zde se nachází osazení:

$$D = 70 \text{ mm}$$

$$d = 60 \text{ mm}$$

$$r = 1,5 \text{ mm}$$

$$t = (D-d) / 2 = 5 \text{ mm}$$

$$M_k = 869,576 \text{ Nm}$$

$$M_o = 752 \text{ Nm}$$

Z tabulek určím součinitel tvaru, vrubové citlivosti, součinitel velikosti a jakosti povrchu:

$$\alpha_0 = 2,4$$

$$\eta_C = 0,5$$

$$\beta_o = 1 + (\alpha_0 - 1) \cdot \eta_C = 1,7$$

$$\varepsilon_{v_o} = 1$$

$$\eta_p = 0,85$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{v_o} \cdot \eta_p}{\beta_o} = 84,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a_o} = \sigma_o = 35,462 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 20,503 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{Co(-1)}}{\sigma_{ao}} = \frac{\sigma_{Co(-1)}}{\sigma_o} = 2,383$$

$$k_{\tau} = \frac{\tau_k}{\tau_m} = 11,413$$

$$k_d = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} = 2,333$$

Kontrola bezpečnosti v místě 2:

zde se nachází drážka pro pero:

$$D = 70 \text{ mm}$$

$$t = 7,4 \text{ mm}$$

$$D-t = 62,6 \text{ mm}$$

$$b = 20 \text{ mm}$$

$$h = 12 \text{ mm}$$

$$M_k = 869,576 \text{ Nm}$$

$$M_o = 477,830 \text{ Nm}$$

Z tabulek určím součinitel vrubu, velikosti a jakosti povrchu:

$$\beta_o = 2,07$$

$$\varepsilon_{v_o} = 1$$

$$\eta_p = 0,63$$

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{v_o} \cdot \eta_p}{\beta_o} = 51,435 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ao} = \sigma_o = 19,840 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 18,053 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{Co(-1)}}{\sigma_{ao}} = \frac{\sigma_{Co(-1)}}{\sigma_o} = 2,592$$

$$k_{\tau} = \frac{\tau_k}{\tau_m} = 12,962$$

$$k_d = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} = 2,542$$

Obě kontroly vyšly větší než 1.

5. Šneková převodovka

5.1 Zvolené parametry šnekové převodovky

5.1.1 Volba počtu zubů šneku a šnekového kola

Zvolené hodnoty:

Převodové číslo se určí jako poměru vstupních otáček elektromotoru a otáček na výstupu převodovky:

$$u_{12} = \frac{n_m}{n_b} = \frac{1450}{19,099} = 75,92$$

úhel profilu: $\alpha_n = 20^\circ$

počet zubů (chodů) šneku: $z_1 = 1$

počet zubů šnekového kola: $z_2 = 73$.

převodové číslo šnekového soukolí bude: $u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{73}{1} = 73$

5.1.2 Volba materiálu šneku a šnekového kola

Materiál šneku je zvolen:

ocel 12 050 - mez kluzu $Re = 305$ MPa

Materiál věnce šnekového kola je zvolen:

cínový bronz CuSn10P1

mez pevnosti: $\sigma_{Pt} = 250$ MPa

mez kluzu: $\sigma_k = 150$ MPa

mez únavy: $\sigma_C = 180$ MPa

mez únavy při souměrném zatížení: $\sigma_{C(0)} = 120$ MPa

5.1.3 Modul ozubení a rozměry šneku a šnekového kola:

V následující tabulce tab. 9. jsou vypočítané rozměry šnekového soukolí.

tab. 9.: Rozměry šnekového soukolí

Volba modulu:	m_n [mm] =	10,00
Volba součinitele průměru šneku:	q =	8,00
Ozubení šneku:		obecné
Roztečný průměr šneku:	d_1 [mm] =	80,00
Hlavový průměr šneku:	d_{a1} [mm] =	100,00
Patní průměr šneku:	d_{f1} [mm] =	55,00
Přibližný vstupní průměr hř. šneku:	d_{lh} [mm] =	19,5
Skuteč. úhel stoupání šroubovice:	γ [°] =	7,18
Roztečný průměr šnekového kola:	d_2 [mm] =	735,77
Součinitel poměrné šířky šn.kola:	ψ_d =	0,94
Šířka věnce šnekového kola:	b_2 [mm] =	75,00
Zvolená valivá osová vzdálenost:	a_{w12} [mm] =	400,00
Jednotkové rad.posunutí nástr.:	x =	-0,789
Průměr šroubového válce šneku:	d_{w1} [mm] =	64,23
Průměr šroubového válce šn.kola:	d_{w2} [mm] =	735,77
Průměr hlavové kružnice šn.kola:	d_{a2} [mm] =	740,00
Průměr patní kružnice šn.kola:	d_{f2} [mm] =	695,00
Jednotkové hlavové převýšení:	v^* =	0,75
Průměr hlavového válce šn.kola:	d_{aM2} [mm] =	755
Průměr výstupu hř. šnek.kola:	d_{llh} [mm] =	73,9
Valivý úhel:	γ_w [°] =	8,90
Kluzná rychlost šneku:	v_k [ms ⁻¹] =	4,94
Třecí úhel:	ϕ [°] =	2,24
Účinnost šnekového soukolí:	η_z =	0,76
Účinnost uložení šneku:	$\eta_{Lš}$ =	0,990
Účinnost uložení šnekového kola:	η_{LK} =	0,995
Účinnost šnekové převodovky:	η_{12} =	0,748
Krouticí moment na výstupním hř.:	M_{kII} [Nm] =	1977,89
Výkon na výstupním hřídeli:	P_{2vyp} [kW] =	4,11
Požadovaný výkon na výstupním hřídeli:	P_2 [kW] =	4,00

Z posledních dvou řádků v tab. 9. je patrné, že vybraný elektromotor s výkonem 5,5kW, je dostačující, jelikož $P_{2vyp} \geq P_2$.

5.1.4 Krouticí momenty na vstupním a výstupním hřídeli

Vstupní hřídel:

$$M_{k1} = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{5500}{1450} = 36227,137 \text{ Nmm} = 36,227 \text{ Nm}$$

Výstupní hřídel:

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot u_{12} \cdot \eta_{12} = 36,224 \cdot 73 \cdot 0,748 = 1977,892 \text{ Nm}$$

5.1.5 Silové poměry na šnekovém soukolí

Velikosti sil na šneku:

tab. 10.: Velikost sil na šneku

tečná:	F_{t1} [N] =	1128,0
radiální:	F_{r1} [N] =	2506,2
axiální:	F_{a1} [N] =	6798,1
Volená vzdálenost rad.ložisek:	l_s [mm] =	503,0
Reakce v rovině tečných sil:	F_{Ax} [N] =	564,0
Reakce v rovině rad. a ax. sil:	F_{Ay} [N] =	1687,2
Výsledná radiální reakce:	F_A [N] =	1778,9
Axiální zatížení ložiska:	F_{Aax} [N] =	6798,1

Velikosti sil na šnekovém kole:

tab. 11.: Velikost sil na šnekovém kole

tečná:	F_{t2} [N] =	5376,4
radiální:	F_{r2} [N] =	2506,2
axiální:	F_{a2} [N] =	892,1
Volená vzdálenost ložisek:	l_k [mm] =	166,0
Reakce v rovině tečných sil:	F_{Ax} [N] =	2688,2
Reakce v rovině rad. a ax. sil:	F_{Ay} [N] =	3230,1
Výsledná radiální reakce:	F_A [N] =	4202,4
Axiální zatížení ložiska:	F_{Aax} [N] =	892,1

5.2 Kontrolní výpočty

5.2.1 Pevnostní výpočet ozubení šnekového soukolí

Kontrola dotykového napětí:

tab. 12.: Kontrola dotykového napětí

Součinitel materiálů:	$Z_M[\text{MPa}^{1/2}] =$	210
Součinitel tvaru zubů:	$Z_H =$	1,743
Součinitel trvání záběru:	$\varepsilon_\alpha =$	1,65
Součinitel rozdělení zatížení:	$K_{H\alpha} =$	0,81
Součinitel koncentrace zat.:	$K_{H\beta} =$	1,00
Součinitel vnitřních dyn.sil:	$K_V =$	1,10
Součinitel vnějších dyn.sil:	$K_1 =$	1,15
Součinitel zatížení na dotyk:	$K_H =$	1,02
Dotykové napětí:	$\sigma_H[\text{MPa}] =$	115,49
Počet provozních cyklů:	$N[10^7 \text{ cyklů}] =$	2,98
Ekvivalentní počet prov.cyklů:	$N_E[10^7 \text{ cyklů}] =$	2,86
Dovolené dotykové napětí:	$\sigma_{Hdov}[\text{MPa}] =$	235,98
Součinitel bezpečnosti:	$S_H =$	2,04

Minimální hodnota součinitele bezpečnosti $S_{Hmin} = 1,1$ až $1,2$. Vypočítaná hodnota součinitele bezpečnosti je vyšší, a tudíž vyhovující.

Kontrola zubů šnekového kola na ohyb:

tab. 13.: Kontrola zubů šnekového kola na ohyb

Součinitel zatížení při namáhání na ohyb:	$K_F =$	1,022
Náhradní počet zubů šnekového kola:	$Z_V =$	75
Součinitel tvaru zubu:	$Y_F =$	1,37
Součinitel sklonu zubu:	$Y_\beta =$	0,95
Ohybové napětí:	$\sigma_F[\text{MPa}] =$	9,52
Součinitel:	$k_\beta =$	1,70
Dovolené ohybové napětí:	$\sigma_{Fdov}[\text{MPa}] =$	89,80
Součinitel bezpečnosti:	$S_F =$	9,43

Minimální hodnota součinitele bezpečnosti $S_{Fmin} = 1,5$ až $2,0$. Vypočítaná hodnota součinitele bezpečnosti je vyšší a tudíž vyhovující.

5.2.2 Kontrola ložisek šneku a šnekového kola

5.2.2.1 Šnek

tab. 14.: Šnek

n [min ⁻¹]	F _A [N]	F _{Aax} [N]	L _h [h]
1450	1778,9	6798,1	25 000

Volím radiální jednořadé kuličkové ložisko 6208 a axiální kuličkové ložisko obousměrné 52409.

tab. 15.: Jednořadé kuličkové ložisko 6208

Označení ČSN 02 4630	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C ₀ [N]	C _{TAB} [N]
6208	40	80	18	20 800	35 800

$$F = X \cdot F_A + Y \cdot F_{Aax} = F_A = 1778,9N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 1778,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 60 \cdot 1450}{10^6}} = 23048,5N$$

$$C \leq C_{TAB}$$

Spočtená dynamická únosnost vyšla nižší než únosnost tabulková, ložisko můžu použít.

tab. 16.: Axiální kuličkové ložisko obousměrné 52409

Ozn. ČSN 02 4730	d ₂ [mm]	D [mm]	d ₃ [mm]	D ₁ [mm]	H [mm]	B [mm]	C ₀ [N]	C [N]
52409	35	100	100	47	72	17	243 000	141 700

$$F = X \cdot F_A + Y \cdot F_{Aax} = F_{Aax} = 6798,1N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 6798,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 60 \cdot 1450}{10^6}} = 88079,7N$$

$$C \leq C_{TAB}$$

Spočtená dynamická únosnost vyšla nižší než únosnost tabulková, ložisko můžu použít.

5.2.2.2 Šnekové kolo

tab. 17.: Šnekové kolo

n [min^{-1}]	F_A [N]	F_{Aax} [N]	L_h [h]
19,86	4202,4	892,1	25 000

Volím jednořadé kuličkové ložisko 6016.

tab. 18.: Jednořadé kuličkové ložisko 6016

Označení ČSN 02 4630	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C_0 [N]	C_{TAB} [N]
6016	80	125	22	39 800	47 500

$$F = X \cdot F_A + Y \cdot F_{Aax} = F_A = 4202,4N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 4202,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 60 \cdot 19,86}{10^6}} = 13027,8N$$

$$C \leq C_{TAB}$$

$$\frac{F_{Aax}}{C_0} = \frac{892,1}{39800} = 0,022$$

součinitel: $e = 0,22$

$$\frac{F_{Aax}}{F_A} = \frac{892,1}{4202,4} = 0,212$$

$$\frac{F_{Aax}}{F_A} \leq e \quad \rightarrow \quad \text{součinitel: } X = 1$$

$$Y = 0$$

$$F = X \cdot F_A + Y \cdot F_{Aax} = F_A = 4202,4N$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 4202,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 60 \cdot 19,86}{10^6}} = 13027,8N$$

$$C \leq C_{TAB}$$

Spočtená dynamická únosnost vyšla nižší než únosnost tabulková, ložisko můžu použít.

5.2.3 Kontrola per

a) pero na vstupním hřídeli (pod spojkou):

K průměru hřídele $d_H = 35$ mm je dle normy ČSN 02 2562 zvoleno pero šířky $b = 10$ mm, výšky $h = 8$ mm a délky $l = 30$ mm.

$$l_a = l - b = 30 - 10 = 20\text{mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot 36,224}{0,035 \cdot 0,008 \cdot 0,020} = 25,874\text{MPa}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 36,224}{0,038 \cdot 0,0010 \cdot 0,020} = 10,350\text{MPa}$$

b) pero pod šnekovým kolem na výstupním hřídeli:

K průměru hřídele $d_H = 90$ mm je dle normy ČSN 02 2562 zvoleno pero šířky $b = 25$ mm, výšky $h = 14$ mm a délky $l = 90$ mm.

$$l_a = l - b = 90 - 25 = 65\text{mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot 1977,892}{0,090 \cdot 0,014 \cdot 0,065} = 96,600\text{MPa}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 1977,892}{0,090 \cdot 0,025 \cdot 0,065} = 27,048\text{MPa}$$

c) pero na výstupním hřídeli (pod spojkou):

K průměru hřídele $d_H = 74$ mm je dle normy ČSN 02 2562 zvoleno pero šířky $b = 20$ mm, výšky $h = 12$ mm a délky $l = 120$ mm.

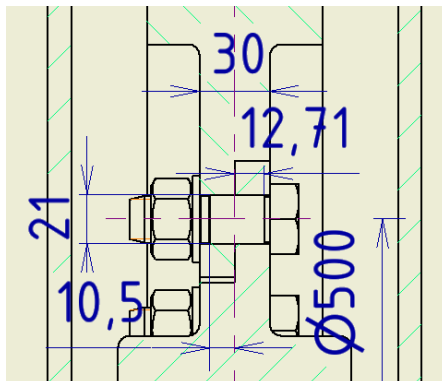
$$l_a = l - b = 120 - 20 = 100\text{mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot 1977,892}{0,074 \cdot 0,012 \cdot 0,100} = 89,094\text{MPa}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 1977,892}{0,074 \cdot 0,020 \cdot 0,100} = 26,728\text{MPa}$$

Zvolená pera vyhovují z hlediska kontrol na otláčení i na stříh, a tudíž je možné je použít.

5.2.4 Kontrola uchycení věnce



obr. 22.: Detail lícového šroubu (číslo výkresu: PM2-2016-00-S)

a) Kontrola na otláčení:

Zvolený typ šroubu: Šroub M20x60 ČSN 02 1111

Zvolený počet šroubů: $n = 10$ ks

Krouticí moment: $M_{k2} = 1977,892$ Nm

Průměr umístění šroubů: $d_s = 500$ mm

Délka styku: $L = 10,5$ mm

p_D na otláčení: $p_D = 120$ MPa

Výpočtový počet šroubů: $n_v = \frac{n}{3} = \frac{10}{3} = 3,333$ ks

Průměr dřívku šroubu: $d_2 = 21$ mm

Plocha otláčovaná (průmět): $S = d_2 \cdot L \cdot n_v = 0,021 \cdot 0,0105 \cdot 3,333 = 7,349 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2$

Síla otláčující šrouby: $F = \frac{Mk}{\frac{d_s}{2}} = \frac{1977,892}{\frac{0,5}{2}} = 7911,568$ N

Tlak ve spoji: $p = \frac{F}{S} = \frac{7911,568}{7,349 \cdot 10^{-4}} = 10,765$ MPa

$$p < p_D$$

Tlak v navrhovaném spoji je menší než tlak dovolený a tudíž spojení vyhovuje.

b) Kontrola na stříh:

Dovolené napětí ve smyku: $\tau_D = 50$ MPa pro daný materiál šroubu

Výpočtový počet šroubů: $n_v = \frac{n}{3} = \frac{10}{3} = 3,333ks$

Plocha dřívků šroubu: $S = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot n_v = \frac{\pi \cdot 0,021^2}{4} \cdot 3,333 = 1,154 \cdot 10^{-3} mm^2$

Síla stříhající šrouby: $F = \frac{Mk}{\frac{d_s}{2}} = \frac{1977,892}{\frac{0,5}{2}} = 7911,568N$

Napětí ve smyku: $\tau = \frac{F}{S} = \frac{7911,568}{1,154 \cdot 10^{-3}} = 6,856MPa$

$$\tau < \tau_D$$

Napětí ve smyku v dřívku šroubu je menší než napětí dovolené a tudíž spojení

c) při použití nelícovaných šroubů musí platit $M_t \geq M_{k2}$

$$M_t = F \cdot f \cdot \frac{d_s}{2} \cdot n = \frac{\pi \cdot d_3}{4} \cdot \sigma_{Dov} \cdot f \cdot \frac{d_s}{2} \cdot n = \frac{\pi \cdot 10,16^2}{4} \cdot 250 \cdot 0,15 \cdot \frac{0,5}{2} \cdot 10 = 7600,612Nm$$

Vypočítaný moment vyhovuje podmínce.

5.2.5 Kontrola statické bezpečnosti

Pomocí programu Autodesk Inventor byly vypočítány pro danou hřídel maximální momenty v jednotlivých rovinách.

5.2.5.1 Vstupní hřídel

$$M_{k1} = 36,224 Nm$$

Pod šnekem:

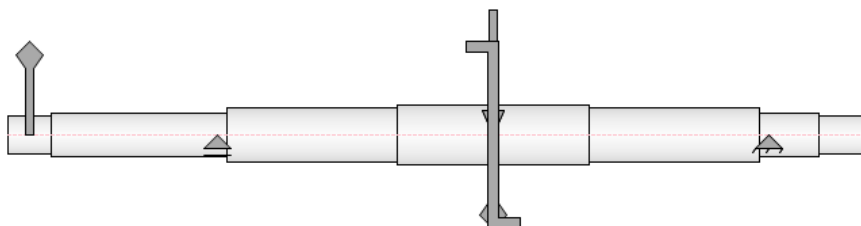
$$W_{oS} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,055^3}{32} = 1,63 \cdot 10^{-5} m^3$$

Index	Umístění	Radiální zatížení				Ohybový moment				Spojitě zatížení			Axiální zatížení	Krouticí moment		
		Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost			Směr	Délka
1	20 mm															36,224 N m
2	442,5 mm		1128,000 N	1128,000 N	90,00 deg											
3	442,5 mm															-36,224 N m
4	442,5 mm	2506,200 N		2506,200 N												
5	442,5 mm					-186,949 N m	186,949 N m	180,00 deg								

obr. 23.: Vstupní hodnoty sil a momentů

Index	Typ	Umístění	Reakční síla				Axiální zatížení
			Y	X	Velikost	Směr	
1	Volný	191 mm	941,914 N	564,000 N	1097,861 N	30,91 deg	
2	Pevná	694 mm	1670,431 N	564,000 N	1763,076 N	18,66 deg	

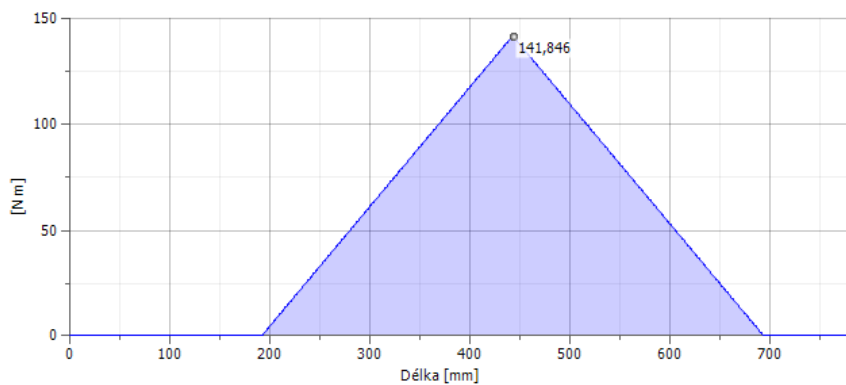
obr. 24.: Vstupní hodnoty podpor



obr. 25.: Hřídel se šnekem

Výstupní hodnoty jsou na obr. 26. a obr. 27.

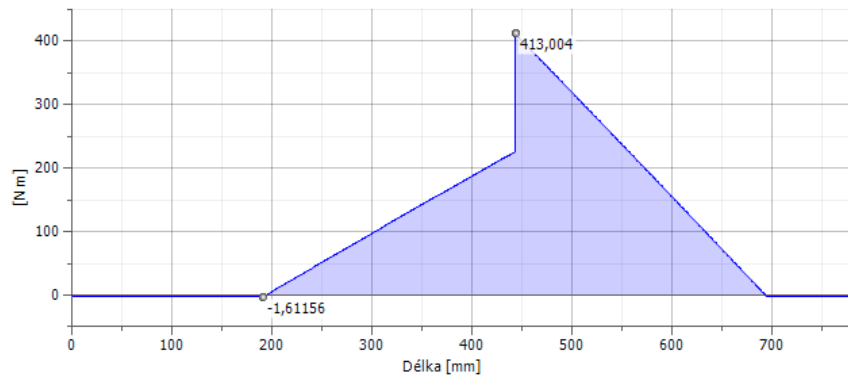
výstup do roviny x-z:



obr. 26.: Ohybový moment v rovině x-z

Ohybový moment v rovině x-z je roven $M_{oxz} = 141,846 \text{ Nm}$

výstup do roviny y-z:



obr. 27.: Ohybový moment v rovině y-z

Ohybový moment v rovině y-z je roven $M_{oyz} = 413,004 \text{ Nm}$

$$M_{o\check{s}} = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oyz}^2} = \sqrt{141,846^2 + 413,004^2} = 436,684 \text{ Nm}$$

$$\alpha = 2$$

$$M_{ored\check{s}} = \sqrt{M_{o\check{s}}^2 + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_{k1}\right)^2} = \sqrt{436,684^2 + \left(\frac{2}{2} \cdot 36,224\right)^2} = 438,184 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{ored\check{s}} = \frac{M_{ored\check{s}}}{W_{o\check{s}}} = \frac{438,184}{1,63 \cdot 10^{-5}} = 26,827 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{ored\check{s}}} = \frac{305}{26,827} = 11,369$$

5.2.5.2 Výstupní hřídel

$$M_{k2} = 1977,892 \text{ Nm}$$

Pod šnekovým kolem:

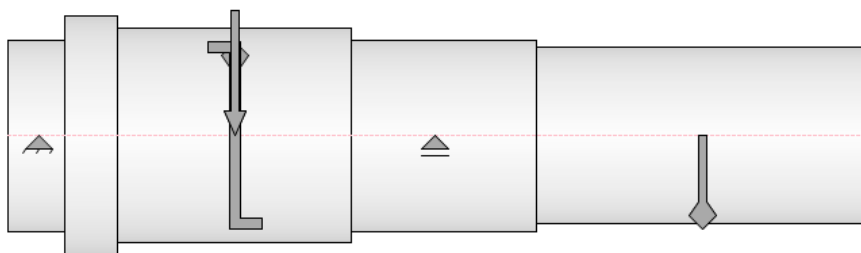
$$W_{o\check{s}K} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 0,090^3}{32} - \frac{0,025 \cdot 0,0087 \cdot (0,090 - 0,0087)^2}{2 \cdot 0,090} = 6,36 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Index	Umístění	Radiální zatížení				Ohybový moment				Spojitě zatížení				Axiální zatížení	Kрутicí moment	
		Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr			Délka
1	95 mm														1977,892 N m	1,3 mic
2	95 mm		-2506,200 N	2506,200 N	270,00 deg											1,3 mic
3	95 mm					-40,143 N m	40,143 N m	270,00 deg								1,3 mic
4	95 mm	-5376,400 N		5376,400 N	180,00 deg											1,3 mic
5	291 mm														-1977,892 N m	-1,7 mic

obr. 28.: Vstupní hodnoty sil a momentů

Index	Typ	Umístění	Reakční síla				Axiální zatížení
			Y	X	Velikost	Směr	
1	Pevná	13 mm	-2707,305 N	-1510,022 N	3099,947 N	209,15 deg	
2	Volný	179 mm	-2522,177 N	-996,178 N	2711,779 N	201,55 deg	

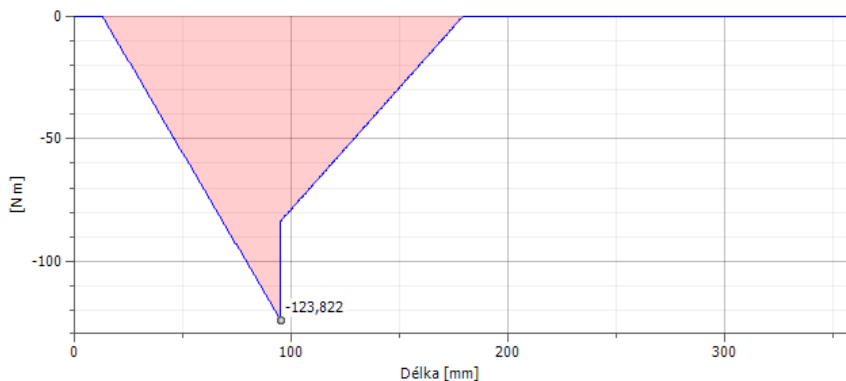
obr. 29.: Vstupní hodnoty podpor



obr. 30.: Výstupní hřídel

Výstupní hodnoty jsou na obr. 31. a obr. 32.

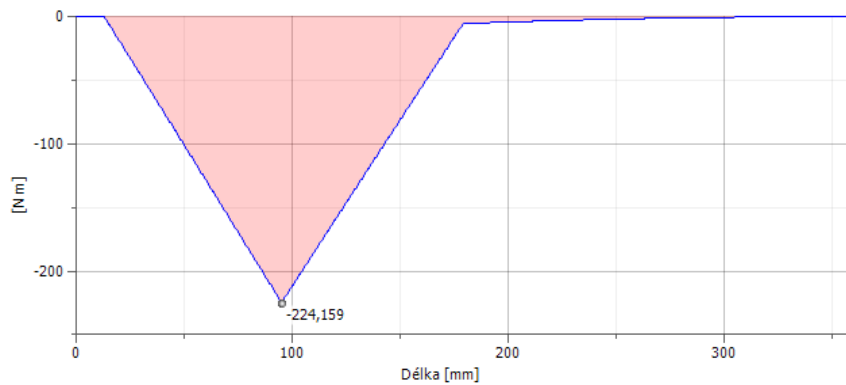
výstup do roviny x-z:



obr. 31.: Ohybový moment v rovině x-z

Ohybový moment v rovině x-z je roven $M_{oxz} = -123,822 \text{ Nm}$

výstup do roviny y-z:



obr. 32.: Ohybový moment v rovině y-z

Ohybový moment v rovině y-z je roven $M_{oyz} = -224,159 \text{ Nm}$

$$M_{o\check{S}K} = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oyz}^2} = \sqrt{(-123,822)^2 + (-224,159)^2} = 256,159 \text{ Nm}$$

$$W_{k\check{S}K} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 0,090^3}{16} - \frac{0,025 \cdot 0,0087 \cdot (0,090 - 0,0087)^2}{2 \cdot 0,090} = 1,35 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o\check{S}K}}{W_{o\check{S}K}} = \frac{256,159}{6,36 \cdot 10^{-5}} = 4,028 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_{k2}}{W_{k\check{S}K}} = \frac{1977,892}{1,35 \cdot 10^{-4}} = 14,635 \text{ MPa}$$

$$\alpha = 2$$

$$\sigma_{ored\check{S}K} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{4,028^2 + (2 \cdot 14,635)^2} = 29,545 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{ored\check{S}K}} = \frac{235}{29,545} = 7,954$$

Statické bezpečnosti vyhovují.

6. Závěr

Na začátku této bakalářské práce byla provedena charakteristika výtahů a jejich rozdělení dle různých kritérií. Dále byla provedena rešerše v oblasti sklepních výtahů. Byl vypracován koncepční návrh konstrukce sklepního výtahu a vytvořena celková dispoziční sestava. Pro sklepní výtah byl navržen rám, elektromotor, spojka, řetěz, převodovky (čelní a šneková).

U čelní dvoustupňové převodovky i u šnekové převodovky byly prováděny podrobné kontrolní výpočty. Tyto kontrolní výpočty byly prováděny dle norem ČSN. Provedené kontrolní výpočty ukázaly, že navržené ozubení, řetězový převod, ložiska, průměry hřídelů a pera vyhovují dovoleným podmínkám.

V první řadě byla navržena čelní dvoustupňová převodovka s přídatným převodem a poté šneková převodovka bez přídatného převodu. Nevýhodou šnekové převodovky je nižší účinnost a riziko přehřátí mechanismu. Výhodou šnekové převodovky je tišší chod a možnost dosažení velkých převodových poměrů.

Celá sestava pohonu byla modelována ve 3D programu Autodesk Inventor. Výstupní výkresy jsou připojeny na konec práce v podobě příloh.

Seznam obrázků

obr. 1.: Schéma valivého vodiče.....	12
obr. 2.: Sklepní (stolový) výtah	13
obr. 3.: Sklepní (stolový) výtah - bez plného stropu.....	14
obr. 4.: Sklepní (stolový) výtah – s plným stropem	14
obr. 5.: Sklepní (stolový) výtah - s plným stropem.....	15
obr. 6.: Dispozice sklepního (stolového) výtahu	15
obr. 7.: Sestava pohonu - s čelní dvoustupňovou převodovkou	16
obr. 8.: Sestava pohonu - se šnekovou převodovkou.....	16
obr. 9.: Hřídelová spojka s brzdným s brzdným bubnem ROTEX 42 BTAN	18
obr. 10.: Schéma uspořádání hřídelů a ložisek v převodovce	22
obr. 11.: Vstupní hřídel – otáčení proti směru hodinových ručiček	23
obr. 12.: Vstupní hřídel – otáčení po směru hodinových ručiček	25
obr. 13.: Předlohový hřídel - otáčení po směru hodinových ručiček	26
obr. 14.: Předlohový hřídel - otáčení proti směru hodinových ručiček	28
obr. 15.: Výstupní hřídel – otáčení proti směru hodinových ručiček	30
obr. 16.: Výstupní hřídel - otáčení po směru hodinových ručiček	32
obr. 17.: Vstupní hodnoty sil a momentů výstupního hřídele	45
obr. 18.: Vstupní hodnoty podpor výstupního hřídele	45
obr. 19.: Průhyb do roviny x-z.....	46
obr. 20.: Průhyb do roviny y-z.....	46
obr. 21.: Výstupní hřídel	47
obr. 22.: Detail lícového šroubu (číslo výkresu: PM2-2016-00-S).....	57
obr. 23.: Vstupní hodnoty sil a momentů	58
obr. 24.: Vstupní hodnoty podpor	59
obr. 25.: Hřídel se šnekem	59
obr. 26.: Ohybový moment v rovině x-z.....	59
obr. 27.: Ohybový moment v rovině y-z.....	60
obr. 28.: Vstupní hodnoty sil a momentů	61
obr. 29.:Vstupní hodnoty podpor	61
obr. 30.: Výstupní hřídel	61
obr. 31.: Ohybový moment v rovině x-z.....	61
obr. 32.: Ohybový moment v rovině y-z.....	62

Seznam tabulek

tab. 1.: Hodnoty elektromotoru	17
tab. 2.: Vzdálenosti mezi ložisky a koly	23
tab. 3.: Kontrola ozubení pro soukolí 12 (pastorek 1 a kolo1)	33
tab. 4.: Kontrola ozubení pro druhé soukolí 34 (pastorek 2 a kolo 2)	34
tab. 5.: Kontrola ložisek	36
tab. 6.: Kuličkové ložisko 6305	36
tab. 7.: Kuličkové ložisko 6407	37
tab. 8.: Jednořadé kuličkové ložisko 6312	38
tab. 9.: Rozměry šnekového soukolí	51
tab. 10.: Velikost sil na šneku	52
tab. 11.: Velikost sil na šnekovém kole.....	52
tab. 12.: Kontrola dotykového napětí	53
tab. 13.: Kontrola zubů šnekového kola na ohyb.....	53
tab. 14.: Šnek	54
tab. 15.: Jednořadé kuličkové ložisko 6208	54
tab. 16.: Axiální kuličkové ložisko obousměrné 52409	54
tab. 17.: Šnekové kolo.....	55
tab. 18.: Jednořadé kuličkové ložisko 6016	55

Seznam příloh

Příloha 1 – PM1–2016–00–P – Sestava pohonu

Příloha 2 – PM1–2016–00–S – Sestava čelní převodovky

Příloha 3 – PM1–2016–01 – Ozubené kolo 1

Příloha 4 – PM1–2016–03 – Víčko 3

Příloha 5 – PM1–2016–04 – Výstupní hřídel

Příloha 6 – PM1–2016–05 – Rám

Příloha 7 – PM2–2016–00–S – Sestava šnekové převodovky

Příloha 8 – PM2–2016–01 – Hřídel se šnekem

Seznam použitých zkratk a symbolů

Vysvětlení použitých symbolů je provedeno přímo v textu bakalářské práce u jednotlivých výpočtů.

Použitá literatura

- [1] MARKOVÁ, Lidmila. *Technologické celky – Výtahy a pohyblivé schody v budovách*. Vydavatelství ČVUT, 1997, 56 s.
- [2] JANOVSÝ, Lubomír. *Systémy a strojní zařízení pro vertikální dopravu*. Ediční středisko ČVUT, únor 1991, 139 s.
- [3] JANOVSÝ, Lubomír; DOLEŽAL, Josef. *Výtahy a eskalátory*. SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., 1980 696 s.
- [4] JANOVSÝ, Lubomír. *Výtahy a eskalátory I*. Vydavatelství ČVUT, říjen 1973, 210 s.
- [5] JANOVSÝ, Lubomír. *Výtahy a eskalátory II*. Vydavatelství ČVUT, 1974, 170 s.
- [6] JANOVSÝ, Lubomír. *Systémy a prostředky vertikální dopravy*. Vydavatelství ČVUT, červen 1978, 352 s.
- [7] BALCAR, Otakar. *Výtahy osobní a nákladní s elektrickým pohonem*. Státní nakladatelství technické literatury, 1955, 345 s.
- [8] KUGL, Otmar; HOUKAL, Jiří; TOMEK, Pavel; ZÝMA, Jiří. *Projekt – III. ročník*. Vydavatelství ČVUT, 2005, 169 s.
- [9] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Albra – pedagogické nakladatelství, 2011, 927 s.
- [10] <http://www.elektromotory.cz/goods/index/id/1539>
- [11] <http://www.spojky-ktr.cz/rotex-btan>
- [12] <http://www.zkl.cz/cs/katalog/loziska>
- [13] <http://www.i-vytahy.cz/cs/sekce/nove-vytahy.html>
- [14] <http://www.domovni-vytahy.cz/jidelni-a-male-nakladni.html>
- [15] <http://www.triplex.cz/fotogalerie/nakladni-vytahy-fotogalerie/>