

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2341 Strojírenství
Studijní zaměření: Konstrukce průmyslové techniky

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh mechanismu pro zvedák vagónů

Autor: Jakub Šperl

Vedoucí práce: Ing. Eva Krónerová, Ph.D.

Akademický rok 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jakub ŠPERL**
Osobní číslo: **S11B0112K**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **Konstrukce průmyslové techniky**
Název tématu: **Návrh mechanismu pro zvedák vagónů**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Vypracování řešerše o možnostech zvedacích zařízení pro těžká břemena. Výpočet zvedáku - aplikace poznatků z CMS1 a 2. Výkresová dokumentace.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Vypracování řešerše na zadané téma
2. Návrh a kontrola zvedacího zařízení
3. Vypracování 3D modelu zvedacího zařízení
4. Zhodnocení návrhu a výkresová dokumentace

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy.* Plzeň: ZČU, 2011

BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů. Sv. 1.* Praha: SNTL, 1989

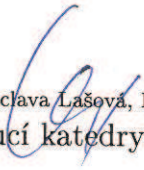
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Eva Krónerová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Eva Krónerová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **23. září 2013**
Termín odevzdání bakalářské práce: **27. června 2014**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 23. září 2013

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Šperl	Jméno Jakub	
STUDIJNÍ OBOR	B2341 „Konstrukce průmyslové techniky“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Krónerová, Ph.D.	Jméno Eva	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh mechanismu pro zvedák vagónů		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODE- VZD.	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	37	TEXTOVÁ ČÁST	20	GRAFICKÁ ČÁST	17
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce obsahuje konstrukční návrh mechanismu zvedáku vagónů. Dále obsahuje vypracovanou výkresovou dokumentaci ve 3D software Creo a FEM analýzu zpracovanou pomocí software NX Unigraphics a NX Nastran.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ PO- JMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>šroubový zvedák, šneková převodovka, 3D modelování, konstrukce, CAD, MKP</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Šperl	Name Jakub	
FIELD OF STUDY	B2341 “ Design of Manufacturing Machines“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Krónerová, Ph.D.	Name Eva	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	The design of mechanism for lifting of wagons		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	37	TEXT PART	20	GRAPHICAL PART	17
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Bachelor disert includes the design mechanism jack wagons. It also contains drawings drawn in 3D software Creo and FEM analysis processed using software Unigraphics NX and NX Nastran.
KEY WORDS	screw jack, worm gear, 3D modeling, design, CAD, FEM

Obsah

Úvod.....	8
1 Zdvihací stroje.....	9
1.1 Zvedáky	9
1.1.1 Ručně poháněné zvedáky	9
1.1.2 Strojně poháněné zvedáky.....	10
1.2 Kladkostroje.....	11
1.3 Navijáky.....	13
1.4 Jeřáby.....	13
1.5 Výtahy	15
2 Zvedák vagónů	16
2.1 Návrh mechanismu zvedáku.....	16
2.2 Popis zvedáku, hlavní parametry	17
2.3 Stavební struktura – pro výpočet zatížení.....	18
2.4 Návrh zvedáku	20
2.4.1 Návrh pohybového šroubu a matice.....	20
2.4.2 Návrh elektromotoru	21
2.4.3 Návrh šnekového soukolí.....	21
2.4.4 Návrh hřídelů šneku a šnekového kola	25
2.4.5 Návrh spojení zajišťující přenos točivého momentu.....	31
2.4.6 Návrh ložisek hřídelů	32
2.4.7 Návrh šroubových spojení.....	37
2.4.8 Návrh stojanu	38
2.5 Výkresová dokumentace zvedáku	42
Závěr.....	45
Seznam použité literatury	46
Seznam tabulek	47
Seznam obrázků	48
Seznam příloh.....	49

Přehled použitých značek a symbolů:

zkratka	název
MKP	metoda konečných prvků
CAD	Computer Aided Design
FEM	Finite Element Method

značka veličiny	název veličiny	jednotka
m	hmotnost	kg
g	gravitační zrychlení	m.s ⁻²
h	zdvih	mm
h ₀	min. zdvihová výška	mm
v _z	zdvihová rychlost	m.min ⁻¹
Q	síla od zatížení břemenem	N
R _A , R _B	reakce v uložení	N
F _r	radiální síla	N
F _a	axiální síla	N
P	ekvivalentní zatížení ložiska	N
F _{kr}	kritická síla na vzpěr	N
M _T	točivý moment	N.mm
k	bezpečnost	-
σ _{kt}	napětí na mezi kluzu	MPa
σ _D	dovolené napětí	MPa
σ _{DŠ}	dovolené napětí jádra šroubu	MPa
σ _t	napětí v tahu	MPa
σ _d	napětí v tlaku	MPa
σ _{red}	redukované napětí	MPa
τ _k	napětí ve smyku	MPa
τ _D	dovolené napětí ve smyku	MPa
p _{dov}	dovolené napětí v tlaku	MPa
d ₃	malý průměr závitu	mm
d ₂	střední průměr závitu	mm
φ'	redukovaný třecí úhel	°
γ	úhel stoupání závitu	°
H ₁	nosná výška závitu	mm
z	počet závitů	-
P	stoupání závitu	mm
W _o	průřezový modul v ohybu	mm ³
W _k	průřezový modul v krutu	mm ³
L _h	trvanlivost	h
n _š	otáčky šroubu	min ⁻¹
n ₁	otáčky šneku	min ⁻¹
n ₂	otáčky šnekového kola	min ⁻¹
η _{př}	účinnost převodu	-
η _{lož}	účinnost ložisek	-
P _m	výkon elektromotoru	kW
P _D	dovolený přenášený výkon	kW
i	převodový poměr	-

Úvod

Tato práce se věnuje zvedacím zařízením, na které je zpracovaná rešerše. V rešerši jsou uvedeny druhy zvedacích zařízení, jejich základní popisy a principy na jakých pracují. Dále jsou popsány základní konstrukční prvky těchto zařízení.

Praktická část práce se zabývá již řešením samotného zvedáku vagónů. Řešení spočívá v návrhu mechanismu zvedáku a jeho pevnostní kontrole. Větší část práce je zaměřena na konstrukci převodovky, která je důležitým prvkem mezi pohonem zvedáku a mechanismem, který uskutečňuje zdvih břemene. Další částí práce je vytvoření 3D modelu sestavy zvedáku a zvláště pak převodovky, ke které je zpracována výrobní dokumentace. Tato dokumentace je v příloze této práce. V závěru je provedena pevnostní kontrola rámu zvedáku pomocí MKP analýzy.

1 Zdvihací stroje

Zdvihací stroje slouží pro zvedání břemen. Zdvih břemen se uskutečňuje na různé vzdálenosti v různých směrech a různými principy, využívajících různých druhů převodových mechanismů. Břemena mohou být materiál nebo osoby. Zdvihaná břemena se liší v rozměrech a hlavně v hmotnostech. Hmotnost je tedy rozhodující veličinou, která rozhoduje při konstrukci zvedáků. Další důležitou veličinou je výška a směr zdvihu. Proto mezi základní parametry zdvihacích zařízení patří nosnost a výška zdvihu. Další parametry se liší podle druhu zdvihacího zařízení. Například u některých jeřábů je celková nosnost závislá na délce vyložení ramene jeřábu. Podle konstrukce se dají rozdělit do těchto kategorií:

- Zvedáky
- Kladkostroje
- Navijáky
- Jeřáby
- Výtahy [3]

1.1 Zvedáky

Zdvihací prostředky, které při malých zdvizích vyvozují velké zvedací síly. Používají se zejména při pomocných montážních pracích nebo při servisních a údržbářských pracích prováděných na dopravních prostředcích. Jejich konstrukce je lehká, relativně malých rozměrů a jsou snadno přemístitelné. Pro všechny zvedáky musí být zvolena konstrukce s ohledem na bezpečnost obsluhujících osob, tak aby nedošlo k náhlému uvolnění břemene a také sama konstrukce zvedáku by neměla být nebezpečná pro obsluhu. V dnešní době je třeba zabývat se i ergonomickými vlastnostmi a v neposlední řadě také designem výrobku.

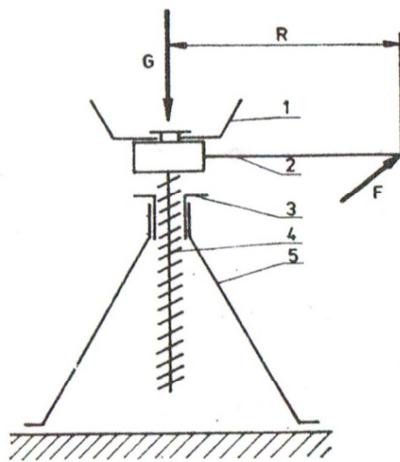
Podle způsobu pohonu se mohou zvedáky dělit:

- Ručně poháněné
- Strojně poháněné

1.1.1 Ručně poháněné zvedáky

Ručně poháněné zvedáky jsou konstrukčně jednoduché a lehké zvedáky. Používají se pro zvedání lehčích břemen při kratších zdvizích. Jsou převážně používány jako nouzové zvedáky při opravách nebo ve stavebnictví při montážních pracích.

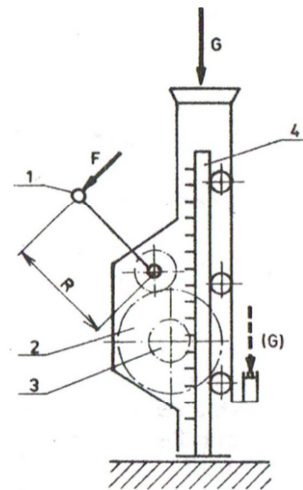
- Šroubový zvedák je založen na posunu šroubu v matici (obr. 1). Závit šroubu bývá lichoběžníkový a musí být samosvorný pro zajištění polohy zvedaného břemene.
- Hřebenový zvedák využívá převody ozubenými koly a rotační pohyb kliky je na posuvný uskutečněn pomocí ozubeného kola a hřebenu (obr. 2). Poloha břemena je zajištěna západkou a rohatkou.
- Hydraulický zvedák (obr. 3) je založen na principu Pascalova zákona a dvou pístů o různých průměrech. Břemeno zvedá větší píst. Tlak v kapalině, kterou je hydraulický olej, je vyvozen účinkem menšího pístu. Polohu břemena zajišťuje výtlačný ventil. Spouštění se provádí povolením přepouštěcího ventilu. Výška zdvihu těchto zvedáků je velmi malá, naopak hmotnost zvedaných břemen je velmi vysoká.



Šroubový zdvihák

1 - otočná opěrka; 2 - páka;
3 - matice; 4 - šroub; 5 - stojan

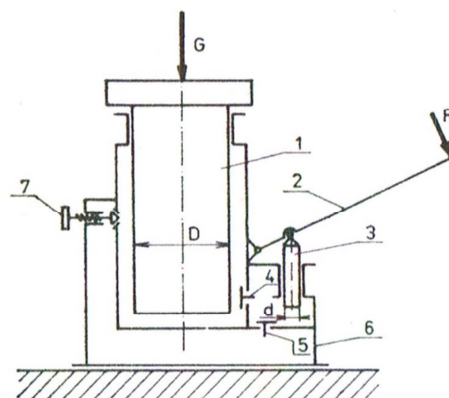
Obrázek 1-šroubový zvedák [3]



Hřebenový zdvihák

1 - klika; 2 - ozubený převod;
3 - pastorek; 4 - hřeben

Obrázek 2-hřebenový zvedák [3]



Hydraulický zdvihák

1 - zdvhačící píst; 2 - páka;
3 - píst čerpadla; 4 - výtlačný
ventil; 5 - sací ventil;
6 - nádrž; 7 - přepouštěcí
ventil

Obrázek 3-hydraulický zvedák [3]

1.1.2 Strojně poháněné zvedáky

Jsou to v převážné míře elektromotorem poháněné zvedáky, které mají obvykle více druhů převodových mechanismů, transformující točivý moment motoru na zdvihovou sílu. Zdvihová síla je získána přeměnou točivého momentu elektromotoru pomocí převodových mechanismů. U hydraulického zvedáku je síla vyvozena přímočarými hydromotory, do kterých je potřebný tlak dodáván převážně zubovými hydraulickými čerpadly připojenými k elektromotoru.

- Šroubový zvedák je na stejném principu jako ručně ovládaný. Vysoké otáčky motoru jsou redukovány v převodovce, která přenáší potřebný točivý moment na šroub, po kterém se posouvá matice, na které je uloženo břemeno. Tyto zvedáky (obr. 4) jsou používány v opravárenství pro zvedání automobilů.
- Hydraulické zvedáky se využívají ve spojení nůžkovým mechanismem (obr. 5), který kompenzuje omezenou délku zdvihu přímočarého hydromotoru. Používají se jako nakládací můstky, také jako zvedací pojízdné plošiny pro zvedání osob, které provádějí různé montážní, opravárenské nebo stavební práce.



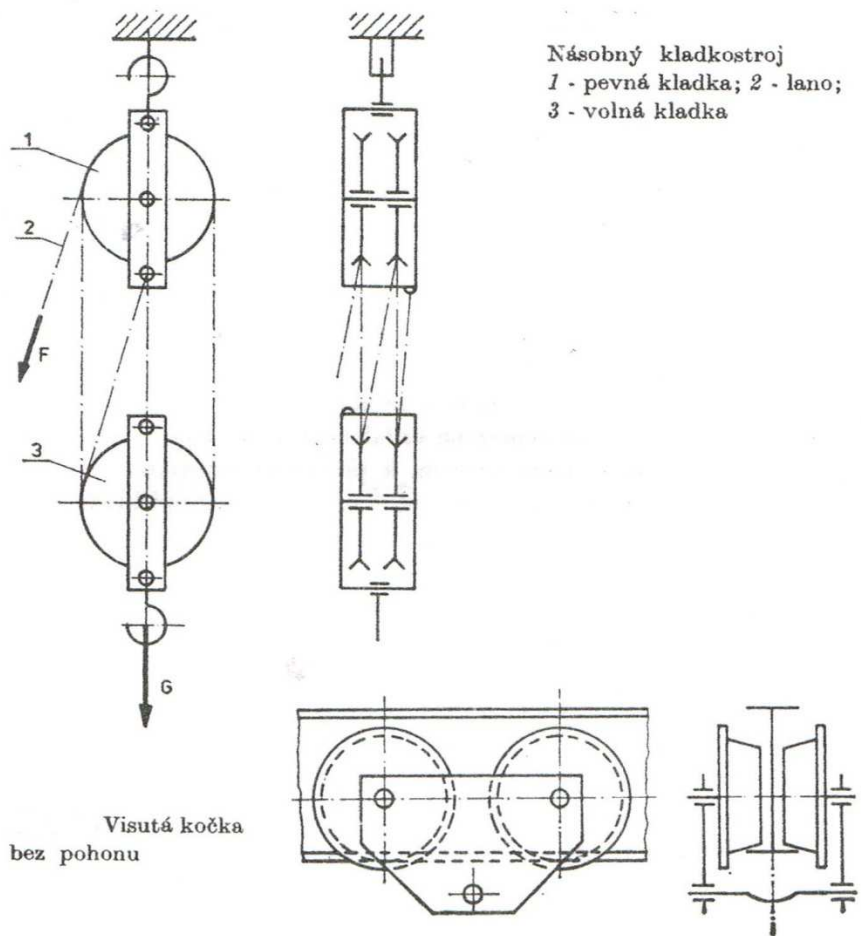
Obrázek 4-šroubový zvedák strojně poháněný



Obrázek 5-hydraulický zvedák s nůžkovým mechanismem

1.2 Kladkostroje

Kladkostroje (obr. 6) jsou mobilní lehká zařízení sloužící pro zvedání břemen při montáži a drobné manipulaci zejména v dílnách. Zdvih může být až 10m a jejich hlavní části jsou pevná kladka, volná kladka a lano nebo řetěz. Kladkostroje mohou být podle počtu kladek jednoduché nebo násobné. Podle použitého zdvihacího prvku lanové nebo řetězové. Kladkostroj je přichycený pevně k nosné konstrukci nebo může pojíždět, pak hovoříme o kočce. Tyto kočky pojíždějí zavěšeny nejčastěji v profilech průřezu I nebo H. Kladkostroje jak pevné tak kočky jsou typizovány a často používány u mostových jeřábů (obr. 7). Pohon podobně jako u zvedáku může být ruční a strojní, ale na rozdíl od zvedáku se u kladkostrojů v současnosti již od ručního pohonu opouští a i nejmenší kladkostroje (obr. 8) jsou poháněny lehkými jednofázovými střídavými elektromotory.



Obrázek 6-kladkostroj a visutá kočka [3]



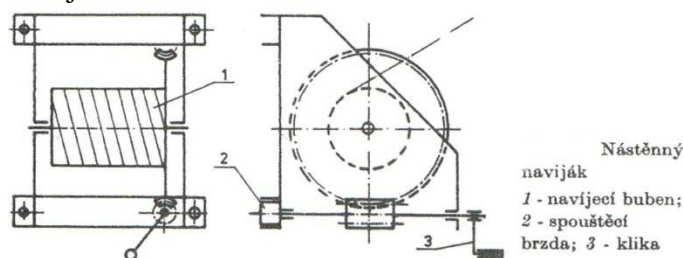
Obrázek 7-kladkostroj mostového jeřábu



Obrázek 8-přenosný elektrický kladkostroj

1.3 Navijáky

Navijáky jsou určeny pro zvedání břemen při montáži, ve stavebnictví, v dolech apod. Zdvih může být až několik desítek metrů. Navijáky jsou velmi často doplněny kladkostrojem. Zdvihová síla je vyvozena podobně jako u kladkostrojů lanem nebo řetězem, který je navíjen na buben. Pohon může být ruční (obr. 9) nebo motorem. Poloha břemena je zajištěna brzdou. Navijáky mohou být používány nejen ke zvedání břemen ve svislém směru, ale také k posunování břemen ve vodorovném nebo šikmém směru. Lanový naviják se stejnosměrným elektromotorem na 12V je na obr. 10.



Obrázek 9-ručně poháněný naviják [3]

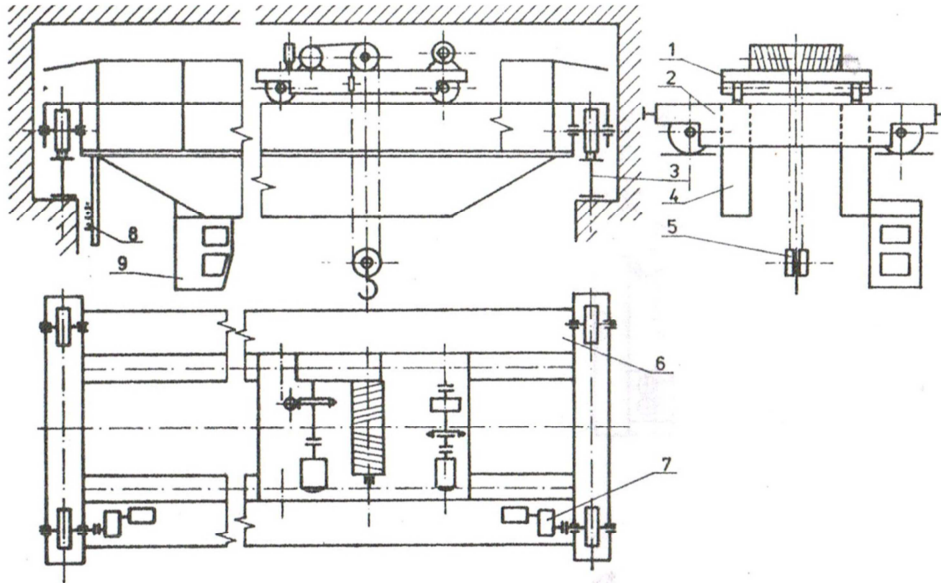


Obrázek 10-naviják poháněný elektromotorem na 12V

1.4 Jeřáby

Jeřáby patří mezi nejvíce rozšířené zdvihací stroje. Břemena se přemísťují jak ve vodorovném tak svislém směru. Mezi základní pohyby jeřábu patří ve svislém směru zdvihání a spouštění, ve vodorovném směru pojezdem, otáčení nebo sklápění. Podle těchto pohybů jsou hlavní části jeřábu rozděleny na zdvihací mechanismy, pojezdové mechanismy, otáčecí mechanismy, sklápěcí mechanismy a hlavní část jeřábu tvoří nosná konstrukce. Hlavní dělení jeřábů je podle nosné konstrukce:

- Mostový jeřáb (obr. 11)
- Portálový jeřáb
- Sloupový jeřáb
- Věžový jeřáb
- Konzolový jeřáb
- Silniční a kolejové
- Plovoucí



Mostový jeřáb

1 - jeřábová kočka; 2 - příčný nosník; 3 - nosník jeřábových kolejí; 4 - hlavní nosník; 5 - kladnice; 6 - plošina; 7 - pojízďeč mechanismus; 8 - trolejové vedení; 9 - kabina řidiče

Obrázek 11-mostový jeřáb [3]

1.5 Výtahy

Výtahy jsou určeny pro dopravu materiálu a osob. Doprava se uskutečňuje ve svislém nebo šikmém směru. Klec, plošina nebo kabina výtahu se pohybuje po celé dráze spojitě nebo přerušovaně a je tažena lanem nebo řetězem podél pevného vedení. Pohon výtahů je většinou elektrický. Dělení výtahů:

- Výtahy pro dopravu osob nebo osob a nákladů (obr. 12)
- Výtahy pro dopravu nákladů se zakázanou dopravou osob
- Oběžné výtahy (páternoster)
- Speciální výtahy (čištění výškových budov)



Obrázek 12-stavební výtah

2 Zvedák vagónů

2.1 Návrh mechanismu zvedáku

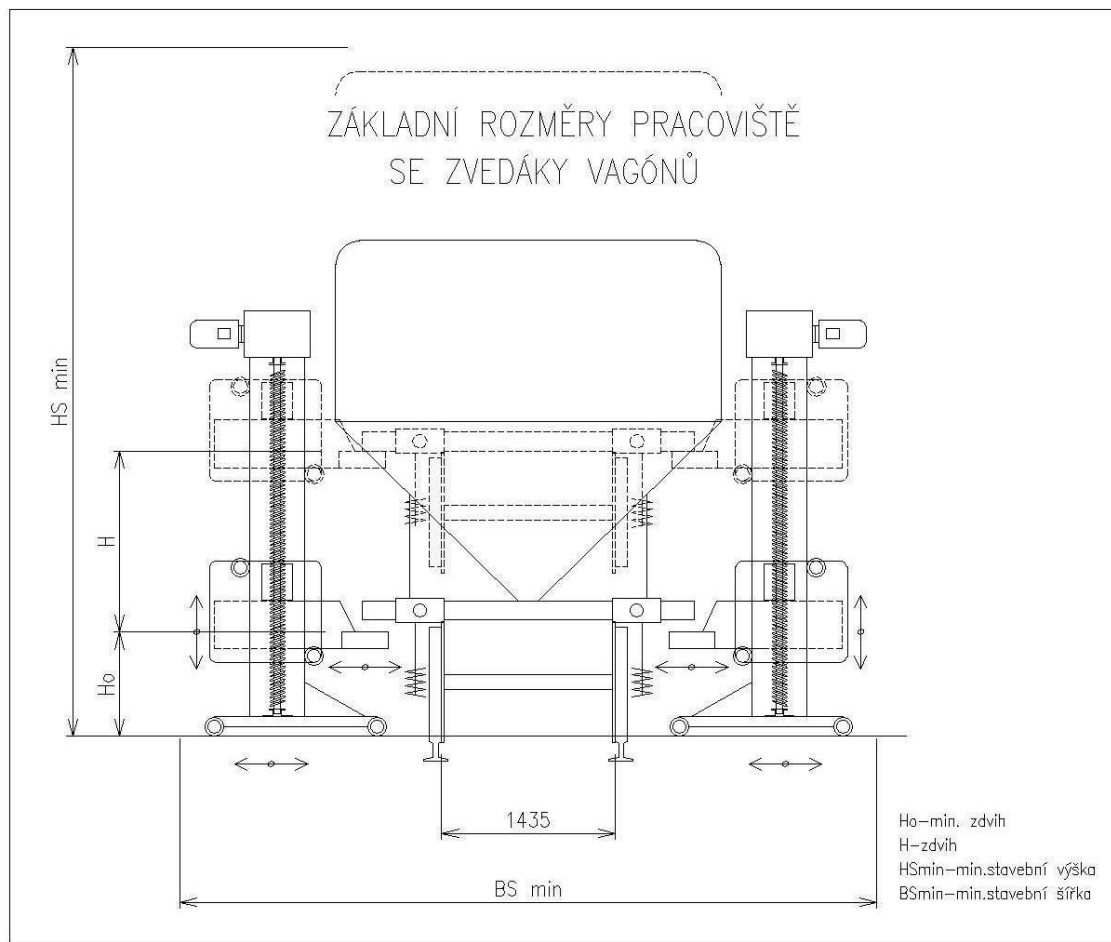
Pro návrh zařízení na zvedání vagónů jsou důležité dva vstupní údaje. Hmotnost vagónu, který má být zvedán a výška zdvihu, do které má být zdvihnut. Vagóny se zvedají z důvodu jejich opravy a údržby, proto je zvolen zdvih 1 500 mm a se součtem světlé výšky cca. 500 mm je celková výška zdvihu 2 000 mm, která pro snadný přístup k podvozku vagónu plně postačuje. Hmotnost vagónu je závislá na typu vagónu. Vagóny jsou osobní nebo nákladní, které se ještě dále dělí na výsypné, cisternové, plošinové a ostatní. Jmenovité hmotnosti jednotlivých vozů jsou v tabulce 1. Údaje jsou převzaty z katalogových listů jednotlivých vagónů od výrobce LEGIOS. S ohledem na co největší univerzálnost zařízení bude jako vstupní hodnota pro návrh zvolena nejvyšší jmenovitá hmotnost vagónu 30.000 kg.

Tabulka 1-rozměry a hmotnosti nákladních vagónů

Typ vagonu	Jmen. hmotnost [kg]	Délka [mm]	Vzdál. ot. čepů [mm]	Rozchod [mm]
Výsypný	21.000 kg	12.680 mm	7.880 mm	1.435 mm
Plošinový	24.500 kg	19.900 mm	14.860 mm	1.435 mm
Výsypný	27.300 kg	21.640 mm	16.600 mm	1.435 mm
Cisternový	24.800 kg	16.640 mm	11.600 mm	1.435 mm

Těmto vstupním údajům nejlépe vyhovuje, ze zdvihacích zařízení, kategorie zvedáků. Hydraulické zvedáky mají dostatečnou nosnost, ale jsou vhodnější pro kratší zdvihy než zvolených 1.500 mm, z toho důvodu nejsou pro použití vhodné. Konstrukce šroubového zvedáku ve spojení s vhodnými převody a strojním pohonem v podobě elektromotoru bude tedy plně vyhovovat požadavku na zdvih nákladního vagónu. Mezi výhody šroubových zvedáků s kluzným dotykem patří levná konstrukce a bezpečnost, která je zaručena použitím samosvorného závitu pohybového šroubu zajišťující zdvih. Nevýhodou tohoto převodu je nízká účinnost.

Použitím soupravy čtyř zvedáků je zajištěna univerzálnost pracoviště, která spočívá v mobilitě jednotlivých zvedáků umožňující jednoduchou úpravu polohy zvedáků vůči různým druhům vagónů. Na čelním pohledu na pracoviště (obr. 13) je patrné ustavení zvedáků vůči vagónu. Z obrázku jsou zřejmé minimální požadavky na prostor potřebný pro bezpečné použití sestavy zvedáků. Jedná se o minimální stavební výšku HS a minimální stavební šířku BS. Pro bezpečné zvedání musí být celá sestava zvedáků ovládána z jednoho místa a otáčky šroubů kontrolovány čidly otáček hlídající synchronní zdvih všech zvedáků.



Obrázek 13-pohled na montážní pracoviště

2.2 Popis zvedáku, hlavní parametry

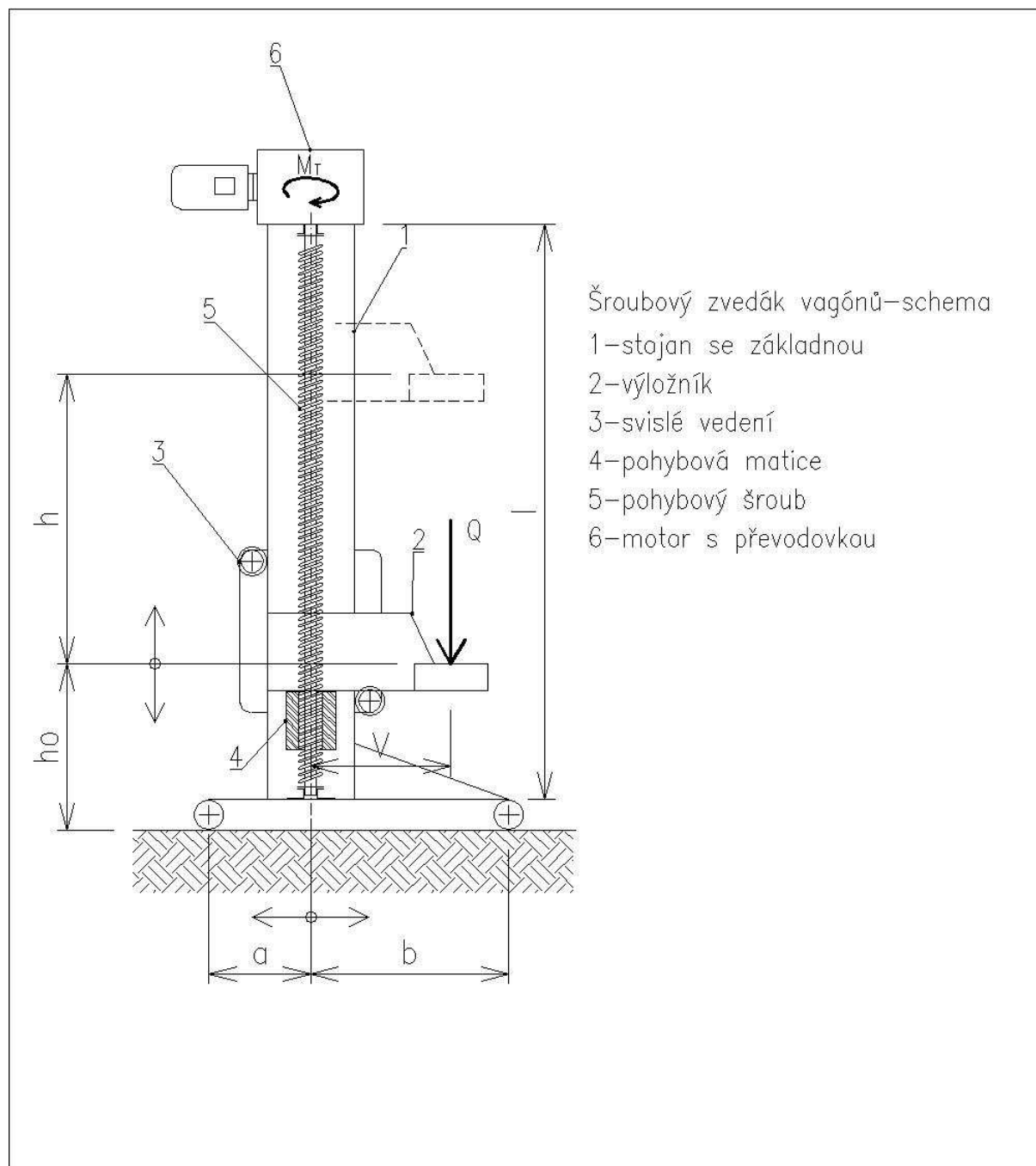
Na obrázku 14 je znázorněno schéma zvedáku, který se skládá ze stojanu (1) pevně spojeného se základnou, na které mohou být pojezdová kola, která musí být při zdvihání zabrzděna nebo jinak zajištěna. Po stojanu se svisle pohybuje výložník (2), který je pevně spojen s maticí (4). Maximální vyložení V nesmí větší než vzdálenost B , z důvodu stability zvedáku. Zdvih výložníku obstarává převod šroub - matice, posuvný pohyb vykonává matice (4), šroub (5) se otáčí. Šroub je uložen v ložiskách ve stojanu. Točivý moment je dodáván, přes šnekovou převodovku, elektromotorem a transformován na zdvihovou sílu převodem šroub-matice.

Nosnost jednoho zvedáku při použití soupravy čtyř zvedáků je 7 500kg a z toho je stanoveno vnější zatížení silou Q od břemene:

$$Q = \frac{m \cdot g}{i} = \frac{30000 \cdot 10}{4} = 75 \text{ kN}$$

kde: $i[-]$... počet zvedáků

Zdvih h je 1 500 mm. Minimální zdvihová výška h_0 je 500 mm. Zdvihová rychlost v_z je zvolena $0,3 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$.

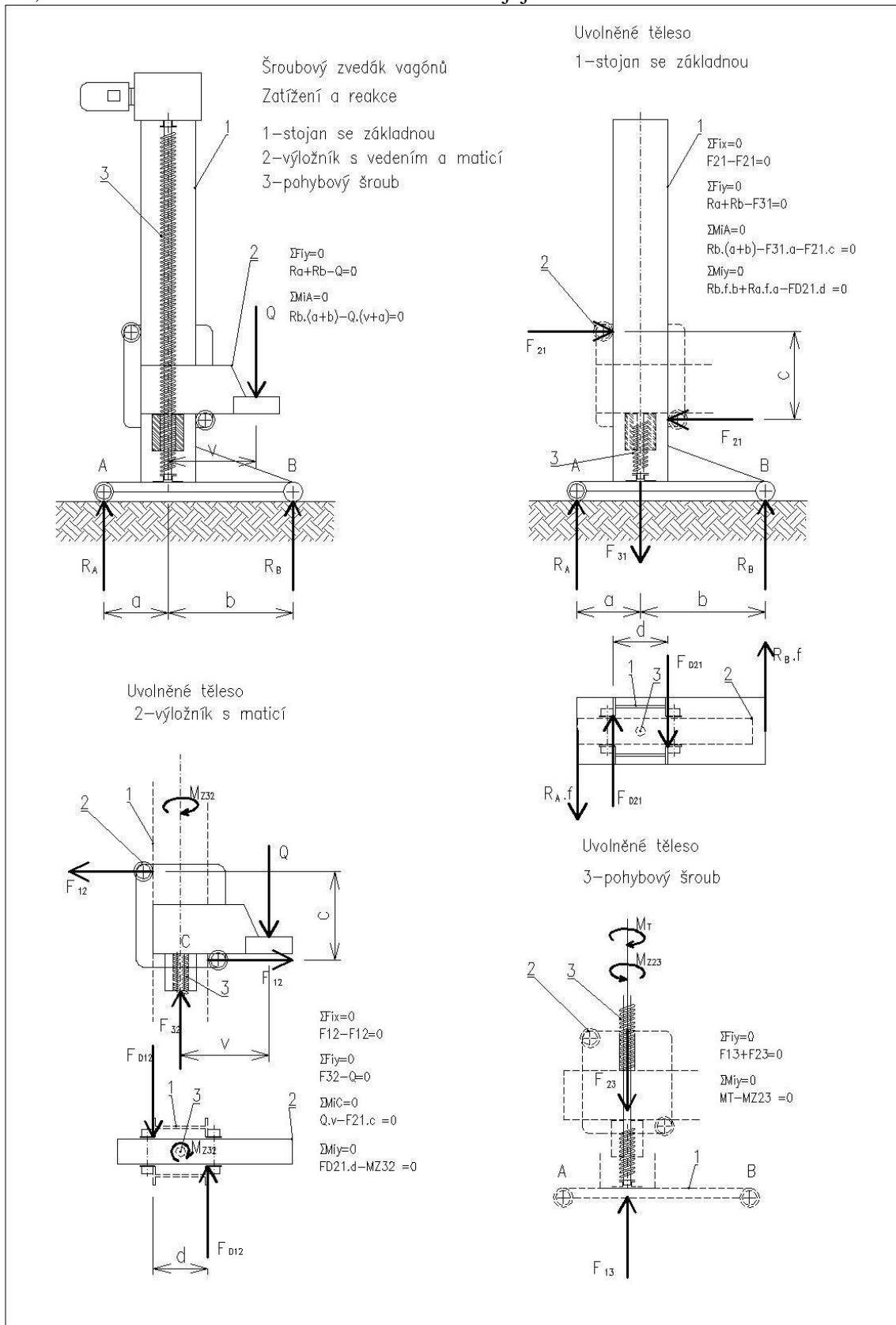


Obrázek 14—schéma zvedáku

2.3 Stavební struktura – pro výpočet zatížení

Pro návrh a výpočet zvedáku je výložník uvažován jako jeden celek společně s maticí a svislým vedením. Vnější zatížení je silou Q vyvolanou břemenem a vlastní tíhou G zvedáku, která je v návrhu zanedbána. Tento vnější silový účinek vyvolá reakce R_A a R_B (obr. 15). Pomocí metody uvolňování je sestava zvedáku, která je ve statické rovnováze, rozdělena na jednotlivé části a jsou zakresleny všechny vnější a vnitřní akční a reakční účinky jak od sil, tak od momentů. Tyto jednotlivé části jsou také ve statické rovnováze. Na obrázku 15 jsou dále nakresleny uvolněné části zvedáku. Pro každé uvolněné těleso, jsou napsány složkové podmínky

rovnováhy pro síly a momenty. Výpočtem získáme velikosti zatížení jednotlivých částí zvedáku, které se budou dimenzovat nebo kontrolovat jejich návrh.



Obrázek 15-zatížení a reakce zvedáku jako celku i jeho jednotlivých částí

2.4 Návrh zvedáku

2.4.1 Návrh pohybového šroubu a matice

Šroub je namáhám silou Q na tlak a dále vlivem tření v závitech na krut od točivého momentu M_T . Jedná se tedy o kombinované zatížení. V předběžném návrhu je uvažováno namáhání pouze tlakem se zvýšeným koeficientem bezpečnosti $k = 5$. Materiálem šroubu je zvolena ocel 11 500, mez kluzu $\sigma_{kt} = 250$ MPa, dovolené napětí $\sigma_D = 50$ MPa. [2]

Výpočet průměru šroubu:

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 75000}{\pi \cdot 50}} = 43,7 \text{ mm.}$$

Zvolen závit TR 60x3 ($d_2 = 58,5$ mm, $d_3 = 56,5$ mm).

Úhel stoupání závitu a redukovaný třecí úhel:

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{fz}{\cos \beta} = \frac{0,15}{\cos 15} = 0,1553; \varphi' = 8,83^\circ$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{3}{\pi \cdot 58,5} = 0,016; \gamma = 0,935^\circ.$$

Šroub je samosvorný $\operatorname{tg} \varphi' > \operatorname{tg} \gamma$.

Točivý moment namáhající šroub na krut při zvedání:

$$M_T = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 75000 \cdot \frac{58,5}{2} \cdot \operatorname{tg}(0,935 + 8,83) = 377546,5 \text{ N.mm.}$$

Napětí v tlaku:

$$\sigma_d = \frac{F_{23}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{75000}{\frac{\pi \cdot 56,5^2}{4}} = 30,0 \text{ MPa.}$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_T}{W_k} = \frac{M_T}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{377546,5}{\frac{\pi \cdot 56,5^3}{32}} = 21,3 \text{ MPa.}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{30,0^2 + 4 \cdot 21,3^2} = 47,6 \text{ MPa,}$$

$$\sigma_D = \frac{\sigma_{kt}}{k} = \frac{250}{2,5} = 100 \text{ MPa,}$$

$\sigma_{red} < \sigma_D$ průměr šroubu vyhovuje.

Počet závitů matice z . Matice je zhotovena z bronzu s dovoleným napětím v tlaku $p_{dov} = 10$ MPa.

$$z = \frac{Q}{0,75 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} = \frac{75000}{0,75 \cdot \pi \cdot 58,5 \cdot 1,5 \cdot 10} = 36,2.$$

Výška matice:

$m = P \cdot z = 3,37 = 111$ mm, výška matice je zvolena 115 mm.

Vzhledem ke štíhlosti šroubu je provedena kontrola na vzpěr. Šroub je na každém konci uložen v jednosměrném axiálním ložisku. Požadovaná bezpečnost je 2,5. Určení kritické síly:

$$F_{kr} = \pi^3 \cdot \frac{E \cdot d_3^4}{64 \cdot l^2} = \pi^3 \cdot \frac{210000 \cdot 56,5^3}{64 \cdot 2300^2} = 195987 \text{ N.}$$

Výsledná bezpečnost:

$$k = \frac{F_{kr}}{Q} = \frac{195987}{75000} = 2,61 > 2,5 \text{ šroub na vzpěr je vyhovující.}$$

Účinnost závitů:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 0,935}{\operatorname{tg}(0,935 + 8,83)} = 0,095.$$

Otáčky šroubu:

$$n_{\xi} = \frac{1000 \cdot v_z}{P} = \frac{1000 \cdot 0,3}{3} = 100 \text{ ot. min}^{-1}.$$

Potřebný výkon šroubu pro zvedání:

$$P_{\xi} = \frac{M_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\xi}}{60000} = \frac{377546,5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 100}{60 \cdot 10^6} = 3,95 \text{ kW.}$$

2.4.2 Návrh elektromotoru

Je zvolen střídavý asynchronní motor. Potřebný výkon motoru je určen z výkonu šroubu pro zvedání. Mezi šroubem a maticí je šneková převodovka s předběžně stanovenou účinností $\eta_{př} = 0,8$ a dále je zohledněna účinnost ložisek $\eta_{lož} = 0,99$.

Minimální výkon motoru:

$$P_m = \frac{P_{\xi}}{\eta_{př} \cdot \eta_{lož}} = \frac{3,95}{0,8 \cdot 0,99} = 4,99 \text{ kW.}$$

Z katalogu je vybrán motor SIEMENS 1LE 1002 – CB0, 5,5 kW, 1450 ot.min⁻¹, m = 38 kg.

2.4.3 Návrh šnekového soukolí

Šnekové soukolí je navrženo s obecným ozubením, válcovým šnekem a globoidním šnekovým kolem. U obecného ozubení se normalizuje normálový modul m_n . Ve výpočtech soukolí se veličiny s indexem 1 týkají šneku, který je hnacím členem a s indexem 2, šnekového kola, které je hnaným členem.

Převodový poměr soukolí:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1450}{100} = 14,5.$$

Počty zubů:

Šnek je zvolen dvouchodý, a tedy $z_1 = 2$. Počet zubů šnekového kola je $z_2 = i \cdot z_1 = 14,5 \cdot 2 = 29$.

Návrh modulu:

Předběžný výpočet na ohyb podle Bacha, je proveden pro šnekové kolo, které se bere jako válcové kolo se šikmými zuby. Materiál šnekového kola je šedá litina a pro předběžnou volbu má snížené dovolené namáhání v ohybu c hodnotu 2,0 MPa. Poměrná šířka ψ_m' věnce je zvolena 10. [1]

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{T2}}{\pi \cdot c \cdot \psi'_m \cdot z_2}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 377564,5}{\pi \cdot 2 \cdot 10 \cdot 29}} = 7,5 \text{ mm, zvolen normalizovaný modul } m = 8 \text{ mm.}$$

Průměr šneku (součinitel průměru šneku q je zvolen 10):

$$d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 8 = 80 \text{ mm.}$$

Úhel stoupání šroubovice šneku:

$$\sin \gamma = \frac{m_n z_1}{d_1} = \frac{8 \cdot 2}{80} = 0,2; \gamma = 11,537^\circ.$$

Průměr šnekového kola:

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} \cdot z_2 = \frac{8}{\cos 11,537} \cdot 29 = 236,784 \text{ mm.}$$

Teoretická osová vzdálenost kol:

$$a_t = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (80 + 236,784) = 158,392 \text{ mm.}$$

Valivá osová vzdálenost a_w je zvolena 160 mm, z toho důvodu se provede korekce šnekového kola.

Potřebné jednotkové posunutí:

$$x_2 = \frac{a_w - a_t}{m} = \frac{160 - 158,392}{8} = 0,201.$$

Délka šneku:

$$l_1 \approx (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m_n = (11 + 0,06 \cdot 29) \cdot 8 = 101,9 \text{ mm, délka je zvolena } 100 \text{ mm.}$$

Šířka šnekového kola:

$$b_2 \approx 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) \cdot d_1 = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{10}\right) \cdot 80 = 72 \text{ mm, šířka kola je zvolena } 75 \text{ mm.}$$

Další geometrické rozměry šneku a šnekového kola jsou v příloze A.

Sklužová rychlost:

$$v_k = \frac{r_{w1} \cdot \omega_1}{\cos \gamma_w} = \frac{d_{w1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1}{2 \cdot 60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma_w} = \frac{83,216 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1450}{2 \cdot 60 \cdot 1000 \cdot \cos 11,102} = 6,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Třecí úhel:

$$\text{tg } \varphi' = 0,02 + \frac{0,03}{v_k} = 0,02 + \frac{0,03}{6,4} = 0,0247, \varphi' = 1,414^\circ.$$

Soukolí je nesamosvorné z důvodu $\gamma > \varphi'$.

Silové poměry soukolí:

Silové poměry jsou patrné z obrázku 16. Obvodová síla F_{t2} působící na šnekové kolo, je shodná s axiální silou F_{a1} působící na šnek:

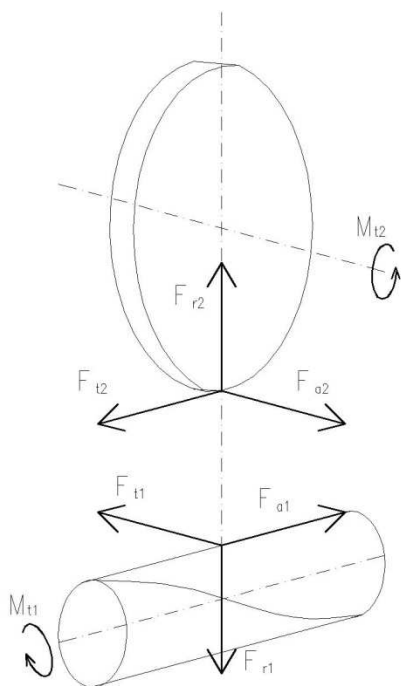
$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot M_{T2}}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 377546,5}{236,784} = 3189 \text{ N}.$$

Axiální síla působící na kole je shodná s obvodovou silou působící na šnek:

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \cdot \text{tg } (\gamma + \varphi') = 3189 \cdot \text{tg } (11,537 + 1,414) = 733 \text{ N}.$$

Radiální síla:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\text{tg } \alpha_n}{\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \text{tg } (\varphi')} = 733 \cdot \frac{\text{tg } 20}{\sin 11,537 + \cos 11,537 \cdot \text{tg } 1,414} = 1190 \text{ N}.$$



Obrázek 16-silové poměry šnekového soukolí

Kontrolní výpočet soukolí dle ČSN 01 4780:

Výpočtem se kontroluje předběžně navržený modul. Jde o výpočet čtyř sil, které se berou jednotlivě jako největší možné dovolené obvodové síly působící na šnekové kolo. Po určení jednotlivých sil, se bere nejnižší z nich, jako maximální možné dovolené obvodové zatížení šnekového kola. Materiál šneku je ocel 11 600 a materiál šnekového kola je šedá litina 42 2420. [1]

Dovolené zatížení na ohyb (šnek):

$$F_{Do1} = \frac{1}{\chi_o} \cdot m_n \cdot b_o \cdot k_{Mo1} \cdot r_{o1} = \frac{1}{0,6} \cdot 8 \cdot 61,6 \cdot 195 \cdot 0,25 = 40040 \text{ N.}$$

Dovolené zatížení na ohyb (šnekové kolo):

$$F_{Do2} = \frac{1}{\chi_d} \cdot m_n \cdot b_o \cdot k_{Mo2} \cdot r_{o2} = \frac{1}{0,6} \cdot 8 \cdot 61,6 \cdot 52 \cdot 0,42 = 40040 \text{ N.}$$

Dovolené zatížení na dotyk (šnek):

$$F_{Dd1} = \frac{1}{\chi_d} \cdot d_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{Md1} \cdot r_{d1} = \frac{1}{0,5} \cdot 236,784^{0,8} \cdot 55,45 \cdot 5,3 \cdot 0,1 = 4663 \text{ N.}$$

Dovolené zatížení na dotyk (šnekové kolo):

$$F_{Dd2} = \frac{1}{\chi_d} \cdot d_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{Md2} \cdot r_{d2} = \frac{1}{0,5} \cdot 236,784^{0,8} \cdot 55,45 \cdot 2,9 \cdot 0,22 = 5613 \text{ N.}$$

Kde:

b_o – výpočtová šířka na ohyb, $b_o = (d_{a1} + 2 \cdot c_a) \cdot \arccos \psi = (96 + 2 \cdot 0,25 \cdot 8) \cdot 0,616 = 61,6$ mm,

b_d – výpočtová šířka na dotyk, $b_d = d_{a1} \cdot \sin \psi = 96 \cdot \sin 35,281 = 55,45$ mm,

k_{Mo1}, k_{Mo2} – součinitelé materiálu na ohyb (příloha B),

k_{Md1}, k_{Md2} – součinitelé materiálu na dotyk (příloha B),

r_{o1}, r_{o2} – rychlostní součinitelé pro ohyb (příloha B),

r_{d1}, r_{d2} – rychlostní součinitelé pro dotyk (příloha B),

χ_o, χ_d – součinitele doby běhu pro dotyk a pro ohyb (příloha B).

Šnekové soukolí vyhovuje, $F_{Dmin} = F_{Dd1} = 4663$ N, $F_{min} > F_{t2}$.

Dovolený přenášený výkon:

$$P_D = \frac{F_{Dmin} \cdot v_2}{1000} = \frac{F_{Dmin} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot n_2}{10^6 \cdot 60} = \frac{4663 \cdot \pi \cdot 237 \cdot 100}{10^6} = 5,79 \text{ kW.}$$

Účinnost převodu:

$$\eta_{př} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 11,573}{\operatorname{tg} (11,573 + 1,414)} = 0,89.$$

2.4.4 Návrh hřídelů šneku a šnekového kola

Šnek je vyroben přímo na hřídeli a je jeho součástí. Hřídel je uložen ve dvou valivých kuželíkových ložiskách. Tyto ložiska jsou zvolena pro poměrně velké axiální síly, které na šnek působí. Šnekové kolo je samostatné a je uloženo na hřídeli. Přenos točivého momentu hřídelem kola je zajištěn spojením perem. Hřídel kola je stejně jako hřídel se šnekem uložen ve dvou kuželíkových ložiskách. Hřídel kola je dutý a je přímo nasazen pohybový šroub. Přenos točivého momentu je opět zajištěn spojem s perem.

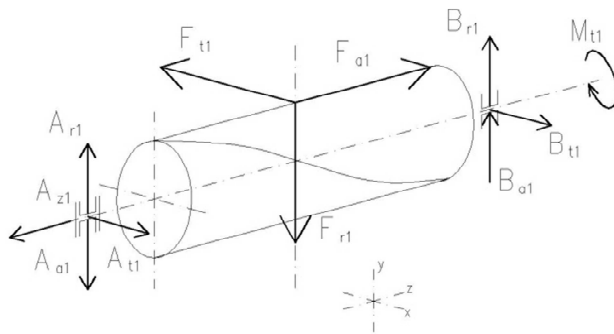
Před vlastním návrhem a kontrolou hřídelů jsou vypočteny reakce v uložení obou hřídelů a točivý moment přenášený šnekem. Dále je provedena kontrola průřezů hřídelů, které jsou kombinovaně namáhány ohybem, krutem a tlakem. Tlakové napětí je zanedbáno.

Točivý moment na šneku:

$$M_{T1} = \frac{M_{T2}}{i} \cdot \eta_{př} = \frac{377546,5}{14,5} \cdot 0,89 = 29334 \text{ N.mm.}$$

Na obrázcích 17 a 18 jsou zobrazeny složky reakcí v uložení hřídele šneku a kola. Řešení je provedeno ve dvou rovinách a výsledná reakce je potom jejich vektorovým součtem. Uložení obou hřídelů v ložiskách je symetrické. Pak jsou radiální reakce v uložení A a B shodné.

Reakce v uložení hřídele šneku:



Obrázek 17-reakce v uložení hřídele šneku

Rovina yz:

$$A_{a1} = B_{a1} = \frac{F_{a1} \cdot r_{w1}}{l_1} = \frac{3189,41,6}{228} = 581 \text{ N},$$

$$A_{r1} = B_{r1} = \frac{F_{r1}}{2} = \frac{1190}{2} = 595 \text{ N}.$$

Výsledná reakce ve směru osy y je součtem absolutních hodnot reakcí od axiální a radiální síly. Z důvodu možné změny směru otáčení hřídele to platí pro obě ložiska.

$$A_{y1} = B_{y1} = |A_{a1}| + |A_{r1}| = 595 + 581 = 1176 \text{ N}.$$

Rovina xz:

$$A_{t1} = B_{t1} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{733}{2} = 366,5 \text{ N}.$$

Výsledná reakce ve směru osy x:

$$A_{x1} = B_{x1} = A_{t1} = 366,5 \text{ N}.$$

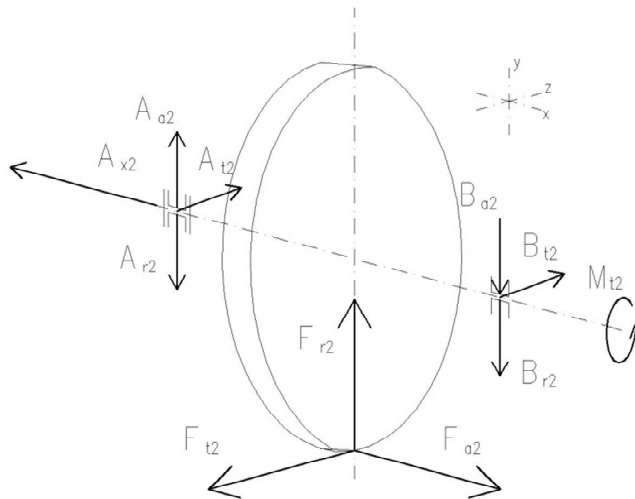
Celkové výsledné radiální reakce:

$$A_1 = B_1 = \sqrt{A_{x1}^2 + B_{y1}^2} = \sqrt{366,5^2 + 1176^2} = 1223 \text{ N}.$$

Celková výsledná axiální reakce (zachycuje pouze jedno ložisko ve směru axiální síly):

$$A_{z1} = F_{a1} = 3189 \text{ N}.$$

Reakce v uložení hřídele šnekového kola:



Obrázek 18-reakce v uložení hřídele šnekového kola

Rovina xy:

$$A_{a2} = B_{a2} = \frac{F_{a2} \cdot r_{w2}}{l_2} = \frac{733 \cdot 118,4}{108} = 804 \text{ N},$$

$$A_{r2} = B_{r2} = \frac{F_{r2}}{2} = \frac{1190}{2} = 595 \text{ N}.$$

Výsledná reakce ve směru osy y je součet absolutních hodnot reakcí od axiální a radiální síly. Z důvodu možné změny směru otáčení hřídele kola to platí pro obě ložiska.

$$A_{y2} = B_{y2} = |A_{a2}| + |A_{r2}| = 804 + 581 = 1399 \text{ N}.$$

Rovina yz:

$$A_{t2} = B_{t2} = \frac{F_{t2}}{2} = \frac{3189}{2} = 1594,5 \text{ N}.$$

Výsledná reakce ve směru osy y:

$$A_{y2} = B_{y2} = A_{t2} = 1594,5 \text{ N}.$$

Celkové výsledné radiální reakce:

$$A_2 = B_2 = \sqrt{A_{x2}^2 + B_{y2}^2} = \sqrt{1594,5^2 + 1399^2} = 2121 \text{ N}.$$

Celková výsledná axiální reakce (zachycuje pouze jedno ložisko ve směru axiální síly):

$$A_{x2} = F_{a2} = 733 \text{ N}.$$

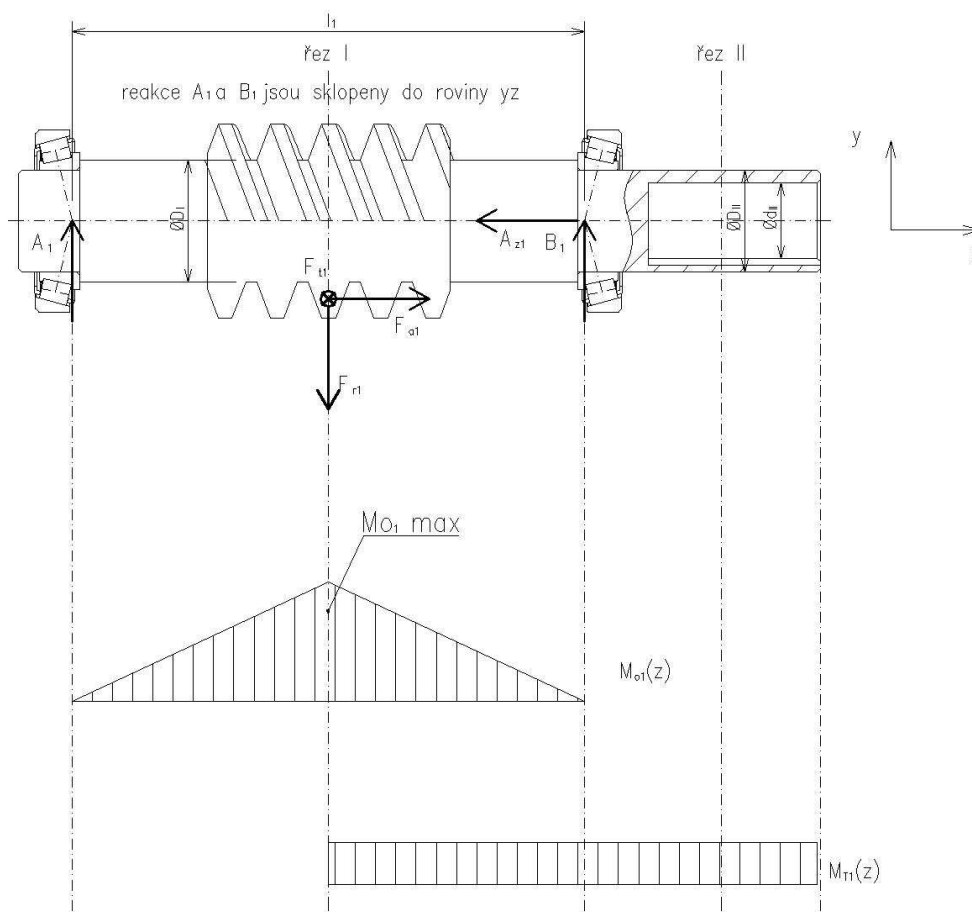
Pevnostní kontrola hřídelů šneku a šnekového kola:

Na obrázcích 19 a 20 jsou znázorněny průběhy ohybového a točivého momentu.

Hřídel kola je nejvíce namáhán v řezu I. V tomto řezu je nevyšší ohybový moment a působí zde také točivý moment, který hřídel namáhá na krut. Jedná se tedy o kombinované namáhání. Vyšetření hřídele proběhne dále v řezu II, kde je hřídel namáhán již jen na krut.

Hřídel šneku je podobně jako hřídel kola nejvíce namáhán v řezu I. Další kontrola je v řezu II, kde je hřídel opět namáhán pouze krutem. V tomto místě je hřídel dutý z důvodu spojení s hřídelem elektromotoru, který je ve vnitřním průměru uložen.

Hřídel šneku, řez I:



Obrázek 19-průběh ohybového a točivého momentu hřídele šneku

Namáhání ohybem:

$$M_{o1I} = A_1 \cdot \frac{l_1}{2} = 1223 \cdot \frac{228}{2} = 139422 \text{ N.mm},$$

$$\sigma_{o1I} = \frac{M_{o1I}}{W_{o1I}} = \frac{139422}{21205,7} = 6,6 \text{ MPa}.$$

Kde:

$$W_{o1I} = \frac{\pi \cdot D_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21205,7 \text{ mm}^3 - \text{průřezový modul profilu v ohybu v řezu I.}$$

Namáhání krutem:

$$\tau_{k1I} = \frac{M_{T1}}{W_{k1I}} = \frac{29334}{42411,5} = 0,7 \text{ MPa.}$$

Kde:

$$W_{k1I} = \frac{\pi \cdot D_I^3}{16} = \frac{\pi \cdot 60^3}{16} = 42411,5 \text{ mm}^3 - \text{průřezový modul profilu v krutu v řezu I.}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o1I}^2 + 4 \cdot \tau_{k1I}^2} = \sqrt{6,6^2 + 4 \cdot 0,7^2} = 6,8 \text{ MPa.}$$

Materiál hřídele šneku je ocel 11 600, dovolené napětí $\sigma_D=180$ MPa.
 $\sigma_{red} < \sigma_D$ – hřídel šneku v řezu I vyhovuje.

Hřídel šneku, řez II:

Namáhání pouze krutem:

$$\tau_{k1II} = \frac{M_{T1}}{W_{k1II}} = \frac{29334}{16335} = 1,8 \text{ MPa.}$$

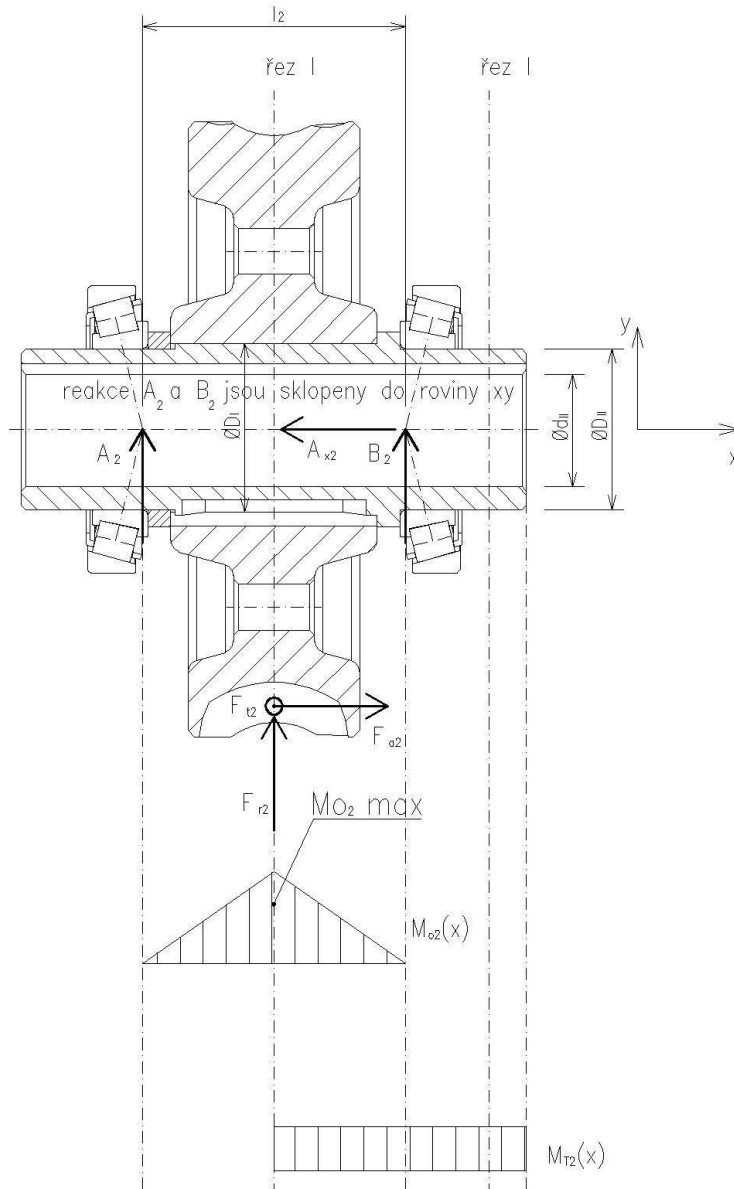
Kde:

$$W_{k1II} = \frac{\pi \cdot (D_{II}^4 - d_{II}^4)}{16 \cdot D_{II}} = \frac{\pi \cdot (50^4 - 38^4)}{16 \cdot 50} =$$

16355 mm³ – průřezový modul profilu v krutu v řezu II.

Materiál hřídele šneku je ocel 11 600, dovolené napětí $\tau_D=90$ MPa.
 $\tau_{k1II} < \tau_D$ – hřídel šneku v řezu II vyhovuje.

Hřídel kola, řez I:



Obrázek 20-průběh ohybového a točivého momentu hřídele šnekového kola

Namáhání ohybem:

$$M_{o2I} = A_2 \cdot \frac{l_2}{2} = 2121 \cdot \frac{108}{2} = 114534 \text{ N.mm},$$

$$\sigma_{o2I} = \frac{M_{o2I}}{W_{o2I}} = \frac{114534}{33236} = 3,4 \text{ MPa.}$$

Kde:

$$W_{o2I} = \frac{\pi \cdot (D_I^4 - d_{II}^4)}{32 \cdot D_I} = \frac{\pi \cdot (75^4 - 50^4)}{32 \cdot 75} = 33236 \text{ mm}^3 - \text{průřezový modul profilu v ohybu v řezu I.}$$

Namáhání krutem:

$$\tau_{k2I} = \frac{M_{T2}}{W_{k2I}} = \frac{377546,5}{66472} = 5,6 \text{ MPa.}$$

Kde:

$$W_{k2I} = \frac{\pi \cdot (D_I^4 - d_{II}^4)}{16 \cdot D_I} = \frac{\pi \cdot (75^4 - 50^4)}{16 \cdot 75} = 66472 \text{ mm}^3 - \text{průřezový modul profilu v krutu v řezu I.}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o2I}^2 + 4 \cdot \tau_{k2I}^2} = \sqrt{3,4^2 + 4 \cdot 5,6^2} = 11,7 \text{ MPa.}$$

Materiál hřídele kola je ocel 11 600, dovolené napětí $\sigma_D=180$ MPa.

$\sigma_{red} < \sigma_D$ – hřídel šneku v řezu I vyhovuje.

Hřídel šneku, řez II:

Namáhání pouze krutem:

$$\tau_{k2II} = \frac{M_{T2}}{W_{k2II}} = \frac{377546,5}{49817} = 7,6 \text{ MPa.}$$

Kde:

$$W_{k2II} = \frac{\pi \cdot (D_{II}^4 - d_{II}^4)}{16 \cdot D_{II}} = \frac{\pi \cdot (70^4 - 50^4)}{16 \cdot 70} =$$

49817 mm³ – průřezový modul profilu v krutu v řezu II.

Materiál hřídele šneku je ocel 11 600, dovolené napětí $\tau_D=90$ MPa.

$\tau_{k1II} < \tau_D$ – hřídel šneku v řezu II vyhovuje.

2.4.5 Návrh spojení zajišťující přenos točivého momentu

Točivý momentu od elektromotoru na pohybový šroub je přenášen spoji. První je spoj elektromotoru s hřídelem šneku, kde hřídel rotoru elektromotoru je uložen přímo v duté části hřídele šneku. Spojení je zajištěno perem. Další spojení je mezi nábojem šnekového kola a výstupním hřídelem převodovky. Šnekové kolo je z jedné strany zajištěno osazením na hřídeli a z druhé strany rozpěrným kroužkem, jehož tloušťka je upravena při montáži, tak aby byla zajištěna správná poloha šnekového kola vůči šneku. Náboj šnekového kola s hřídelem je spojen perem. Poslední spojení je mezi výstupním hřídelem převodovky a pohybovým šroubem. Jde opět o spoj perem, kde válcová koncová část šroubu je uložena v dutém hřídeli šnekového kola. Kontrola per je provedena na otlačení jen pro materiál s dvojice hřídel – náboj, který má nižší hodnotu dovoleného napětí v tlaku. Průřez pera je přiřazen dle průměru hřídele. Délka pera je volena.

Spojení elektromotor – šnek

Materiál obou hřídelů je ocel 11 600, $p_{dov} = 180$ MPa, průměr hřídele $d = 38$ mm, pero těsné 10e7 x 8 x 70.

Výsledný tlak na boku pera:

$$p_d = \frac{F_o}{\frac{h}{2} \cdot (l-b)} = \frac{2 \cdot M_{T1}}{d \cdot \frac{h}{2} \cdot (l-b)} = \frac{2 \cdot 29334}{38 \cdot \frac{8}{2} \cdot (70-10)} = 6 \text{ MPa} < p_{dov}, \text{ délka pera vyhovuje.}$$

Spojení výstupní hřídel – náboj šnekového kola

Materiál náboje je šedá litina 42 2420, $p_{dov} = 40 \text{ MPa}$ a hřídel je z oceli 11 600, $p_{dov} = 180 \text{ MPa}$, průměr hřídele $d = 75 \text{ mm}$, pero těsné 20e7 x 12 x 80.

Výsledný tlak na boku pera:

$$p_d = \frac{F_o}{\frac{h}{2} \cdot (l-b)} = \frac{2 \cdot M_{T2}}{d \cdot \frac{h}{2} \cdot (l-b)} = \frac{2 \cdot 377546,5}{75 \cdot \frac{12}{2} \cdot (80-20)} = 28 \text{ MPa} < p_{dov}, \text{ délka pera vyhovuje.}$$

Spojení výstupní hřídel – pohybový šroub

Materiál obou hřídelů je ocel 11 600, $p_{dov} = 180 \text{ MPa}$, průměr hřídele $d = 50 \text{ mm}$, pero těsné 14e7 x 9 x 120.

Výsledný tlak na boku pera:

$$p_d = \frac{F_o}{\frac{h}{2} \cdot (l-b)} = \frac{2 \cdot M_{T2}}{d \cdot \frac{h}{2} \cdot (l-b)} = \frac{2 \cdot 377546,5}{50 \cdot \frac{9}{2} \cdot (120-14)} = 32 \text{ MPa} < p_{dov}, \text{ délka pera vyhovuje.}$$

2.4.6 Návrh ložisek hřídelů

Jde o návrh otočného uložení hřídele šneku, hřídele šnekového kola a také pohybového šroubu, který se rovněž otáčí. Návrh ložisek je již zmíněn v kapitole 2.4.4, zde jsou také stanoveny reakce v uložení, která jsou pro výpočet ložisek nezbytná. Ložiska jsou tedy z důvodu výskytu nezanedbatelných axiálních sil zvolena kuželíková. V těchto ložiskách symetricky jsou uloženy oba hřídele převodovky. Pohybový šroub přenáší pouze axiální sílu a jen v jednom směru. Radiální síly vznikající klopením výložníku jsou všechny zachyceny svislým vedením rámu zvedáku. Proto je pohybový šroub uložen ve spodní části rámu zvedáku v jednom jednosměrném axiálním ložisku. Případné dodatečně vzniklé radiální síly je spoj šroubu s hřídelem převodovky schopen zachytit a přenést.

Výpočet ložisek je proveden pro navrhovanou životnost 10.000 hodin.

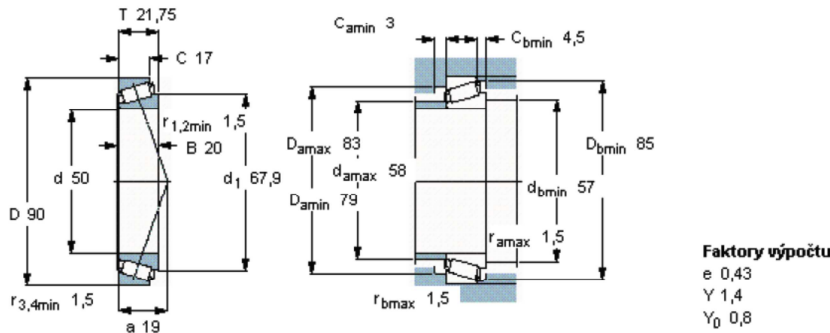
Kontrola ložisek hřídele šneku:

Pro hřídel šneku jsou navržena kuželíková ložiska 30210. Parametry ložiska z tabulek SKF jsou na obrázku 21.



Kuželíková ložiska, jedna řada

Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Hodnoty rychlosti		Označení
d	D	T	dynamické C	statické C0	Referenční rychlost	Omezující rychlost	** ložisko SKF Explorer
mm			kN		r/min		-
50	90	21,75	76,5	91,5	5600	7500	30210 J2/Q



Obrázek 21-parametry ložiska hřídele šneku

Na obrázku 22 jsou nakresleny radiální síly $A_{1,2}$ a axiální síla A_{z1} působící na ložiska. Dále také přídatné axiální síly $F'_{aA1,B1}$ v ložiskách vzniklé.

Velikost zatěžujících sil:

$A_1 = B_1 = 1223 \text{ N}$ (vnější radiální síly),

$A_{z1} = 3189 \text{ N}$ (vnější axiální síla).

Přídavné axiální síly:

— — N.

Zatížení jednotlivých ložisek je stanoveno tak, že vnější axiální síla A_{z1} se sečte se silou, která má stejný směr, tedy se silou F'_{aA1} a porovná se silou opačného směru, vzhledem k symetrickému uložení a tedy stejné velikosti radiálních reakcí je součet vždy větší a tento součet se projeví jako axiální zatížení ložiska B. Ložisko A je v axiálním směru zatíženo pouze svou přídatnou silou F'_{aA1} . Vnější axiální síla mění při změně směru otáčení šneku také svůj směr, proto jsou obě ložiska A i B počítána jako by byly zatíženy součtem vnější axiální síly a přídatné síly. Axiální zatížení obou ložisek je tedy: [2]

N.

Radiální zatížení ložisek A, B:

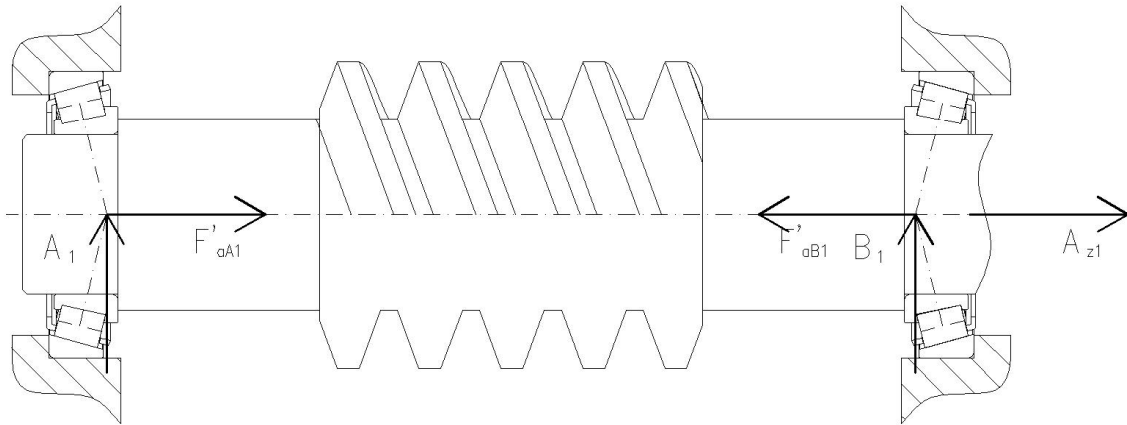
N.

Ekvivalentní zatížení ložisek A, B:

N.

Trvanlivost ložisek A, B:

h, trvanlivost ložiska 30210 vyhovuje.



Obrázek 22-zatížení ložisek hřídele šneku

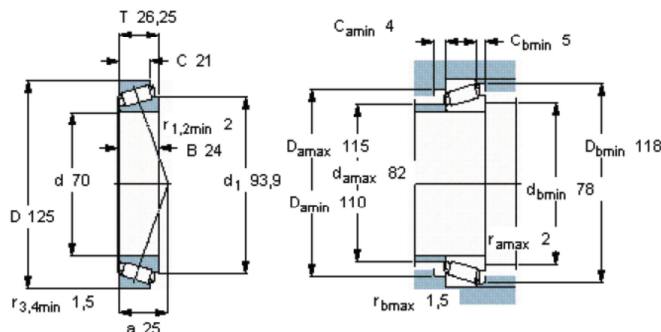
Kontrola ložisek hřídele šnekového kola:

Pro hřídel šnekového kola jsou navržena kuželíková ložiska 30210. Parametry ložiska z tabulek SKF jsou na obrázku 23.



Kuželíková ložiska, jedna řada

Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Hodnoty rychlosti		Označení
d	D	T	dynamické	statické	Referenční rychlost	Omezující rychlost	** ložisko SKF Explorer
mm	mm	mm	kN	C0	r/min	r/min	-
70	125	26,25	125	156	4000	5300	30214 J2/Q



Faktory výpočtu
e 0,43
Y 1,4
Y₀ 0,8

Obrázek 23-parametry ložiska hřídele šnekového kola

Na obrázku 24 jsou nakresleny radiální síly $A_{1,2}$ a axiální síla A_{z1} působící na ložiska. Dále také přídavné axiální síly $F'_{aA2,B2}$ v ložiskách vzniklé.

Velikost zatěžujících sil:

$A_2 = B_2 = 2121 \text{ N}$ (vnější radiální síly),

$A_{x2} = 733 \text{ N}$ (vnější axiální síla).

Přídavné axiální síly:

$$F'_{aA2} = F'_{aB2} = \frac{A_2}{2 \cdot Y} = \frac{2121}{2 \cdot 1,4} = 757,5 \text{ N.}$$

Zatížení jednotlivých ložisek je stanoveno tak, že vnější axiální síla A_{x2} se sečte se silou, která má stejný směr, tedy se silou F'_{aA2} a porovná se silou opačného směru, vzhledem k symetrickému uložení a tedy stejné velikosti radiálních reakcí je součet vždy větší a tento součet se projeví jako axiální zatížení ložiska B. Ložisko A je v axiálním směru zatíženo pouze svou přídavnou silou F'_{aA2} . Vnější axiální síla mění při změně směru otáčení šneku také svůj směr, proto jsou obě ložiska A i B počítána jako by byly zatíženy součtem vnější axiální síly a přídavné síly. Axiální zatížení obou ložisek je tedy: [2]

$$F_a = A_{x2} + F'_{aA2} = 733 + 757,5 = 1490,5 \text{ N.}$$

Radiální zatížení ložisek A, B:

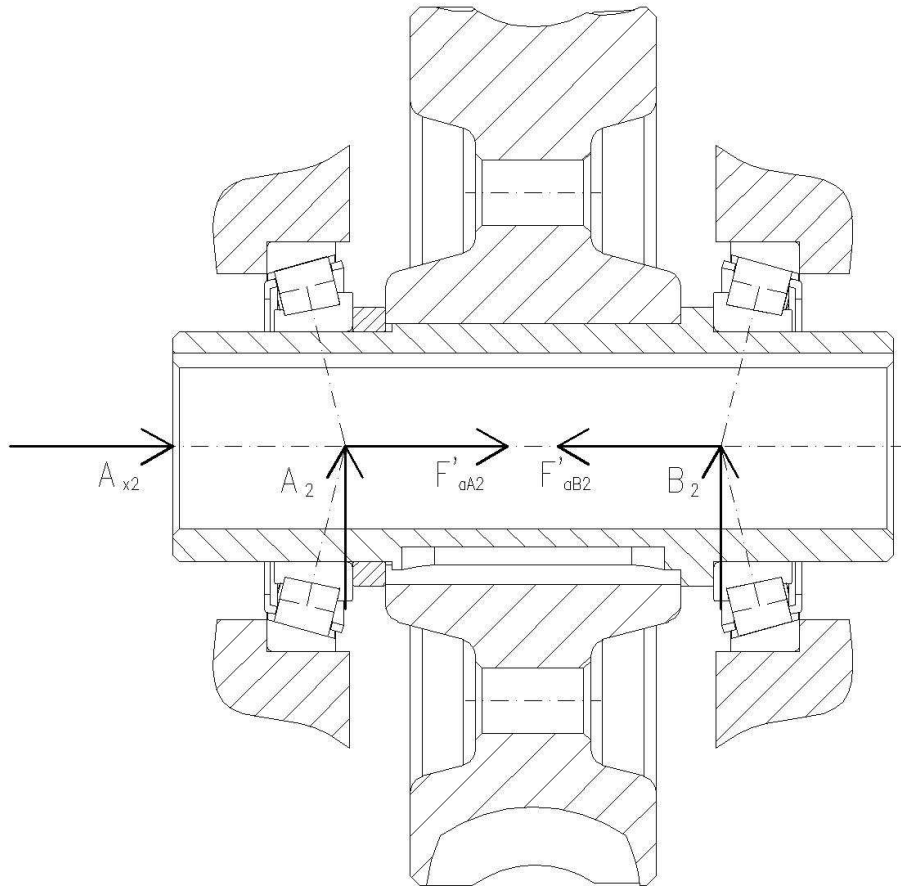
$$F_r = A_2 = 2121 \text{ N.}$$

Ekvivalentní zatížení ložisek A, B:

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 2121 + 1,4 \cdot 1490,5 = 2935 \text{ N.}$$

Trvanlivost ložisek A, B:

$$L_h = \frac{16666}{n_2} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{3,3} = \frac{16666}{100} \cdot \left(\frac{125000}{2935}\right)^{3,3} = 40 \times 10^6 \text{ h, trvanlivost ložiska 30214 vyhovuje.}$$



Obrázek 24-zatížení ložisek hřídele šnekového kola

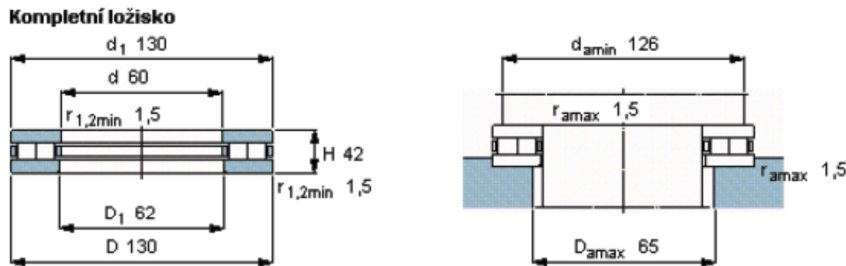
Kontrola ložiska pohybového šroubu:

Spodní čep pohybového šroubu je uložen v jednosměrném axiálním válečkovém ložisku SKF 89412 TN. Parametry ložiska z tabulek SKF jsou na obrázku 25. Ložisko je zatíženo pouze axiální silou F_a , která je rovna tíze břemene $Q = 75.000 \text{ N}$.



Axiální válečková ložiska, kompletní ložiska / válečkové a klecové axiální jednotky

Základní rozměry		Základní hodnoty zatížení			Hodnoty rychlosti		Označení	
d	D	H	C	statické	Referenční rychlost	Omezující rychlost	Kompletní ložisko	Válečková a klecová axiální montáž
mm			kN	C0	r/min		-	
60	130	42	310	1180	1200	2400	89412 TN	K 89412 TN



Obrázek 25-parametry ložiska pohybového šroubu

Ekvivalentní zatížení ložisek A, B:

N.

Trvanlivost ložiska:

h, trvanlivost ložiska SKF 89412 TN vy-

hovuje.

2.4.7 Návrh šroubových spojení

Spojení šrouby je v převodovce realizováno při spojení horní a spodní části převodové skříně. Zde je použito osm šroubů M10x40 s maticemi a podložkami. Zajištění přesné vzájemné polohy je uskutečněno dvěma válcovými kolíky 5x20. Tyto šrouby jsou zatíženy od radiální síly šnekového kola. Dále jsou pomocí šroubů spojeny víka obou hřídelů, která zachycují jejich axiální síly. Víko hřídele šneku je upevněno osmi šrouby M8x25. Upevnění obou vík hřídele šnekového kola je pomocí šesti šroubů M10x25 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Velikost předepnutí všech šroubových spojů není určena a je úměrná velikosti šroubů. [2]

Spojení částí převodové skříně, 8ks M10x40 – 8.8, $d_3 = 8,773$ mm, $\sigma_{Dš} = 120$ MPa:

Zatížení jednoho šroubového spoje:

_____ N.

Napětí v jádře šroubu:

_____ MPa < $\sigma_{Dš}$, šroubový spoj vyhovuje.

Matice je použita normalizovaná, tudíž tlak v závitech vyhovuje a není třeba ho počítat.

Spojení víka šneku, 8ks M8x25 – 8.8, $d_3 = 6,773$ mm, $\sigma_{D\check{S}} = 120$ MPa:
Zatížení jednoho šroubového spoje:

$$F_{\check{S}} = \frac{F_{a1}}{n} = \frac{3189}{8} = 399 \text{ N.}$$

Napětí v jádře šroubu:

$$\sigma_t = \frac{F_{\check{S}}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{399}{\frac{\pi \cdot 6,773^2}{4}} = 11 \text{ MPa} < \sigma_{D\check{S}}, \text{ šroubový spoj vyhovuje.}$$

Šroub je přímo zašroubován do tělesa skříně. Délka zašroubování je 13,5 mm. Minimální délka zašroubování v tělese ze šedé litiny je 1,25 násobek jmenovitého průměru šroubu. Pro M8 je délka zašroubování 10 mm. Není tedy potřeba počítat tlak v závitech.

Šroubové spoje víka šnekového kola není třeba počítat, z důvodu několikanásobně menšího zatížení od axiální síly šnekového kola. [2]

2.4.8 Návrh stojanu

Stojan je řešen jako svařenec tvořený válcovanými profily. Podstavec je z dvou profilů obdélníkového průřezu 120x80x6, na kterých jsou přivařeny dva svislé sloupy z U240 profilu, ty jsou v dolní a horní části příčně spojeny profily U120. Na spodních spojovacích prvcích je uloženo axiální ložisko pohybového šroubu a na horních je uložena šneková převodovka s elektromotorem. Sloupy jsou v přední části na straně výložníku ztuženy žebry z plechu a dále je mezi příruby U240 přivařen plech. Ze zadní části jsou sloupy ztuženy pruty z rovnoramenného L profilu.

Kontrola navrženého stojanu je provedena za použití výpočetní techniky metodou MKP. Pro stanovení okrajových podmínek výpočtu je zjištěno zatížení rámu, které je patrné z obrázku 26, zde jsou již navržené rozměry zvedáku a dále jsou zde uvedeny podmínky statické rovnováhy pro zvedák jako celek a zvlášť pro stojan uvolněný ze sestavy. Vnější akční a reakční účinky jsou na obrázku zobrazeny s plnou šipkou. Jedná se o reakce R_a a R_b , jejichž poloha na vnějších krajích podstavce je zajištěna přivařenými podložkami z plechu tl. 15 mm a velikosti 120 x 120 mm a zatížení od břemene Q . Vnitřními reakčními účinky je síla od pohybového šroubu F_{31} a dále silová dvojice F_{21} od vodících kol pojezdu výložníku.

Vnější reakce R_a , R_b :

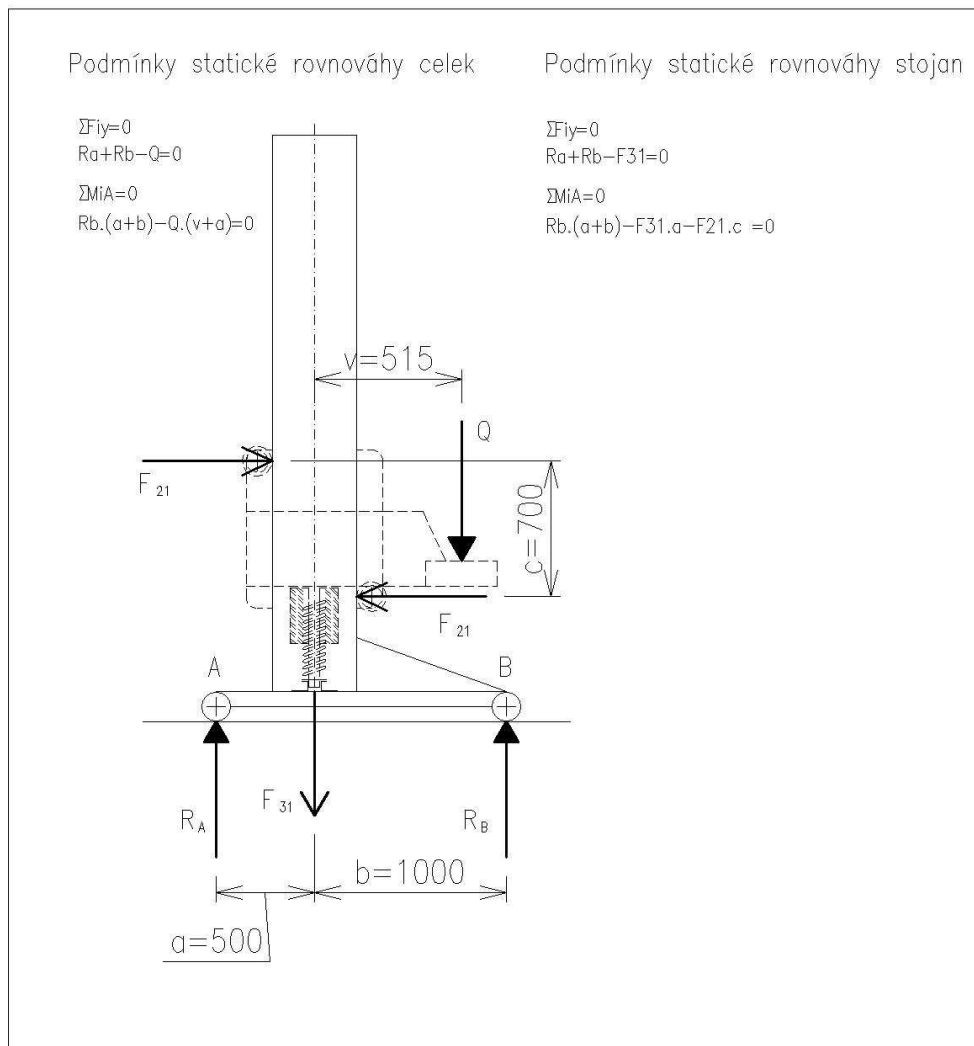
$$R_b = \frac{Q \cdot (v+a)}{a+b} = \frac{75000 \cdot 1015}{1500} = 50750 \text{ N,}$$

$$R_a = Q - R_b = 75000 - 50750 = 24250 \text{ N.}$$

Vnitřní reakční účinky F_{21} , F_{31} :

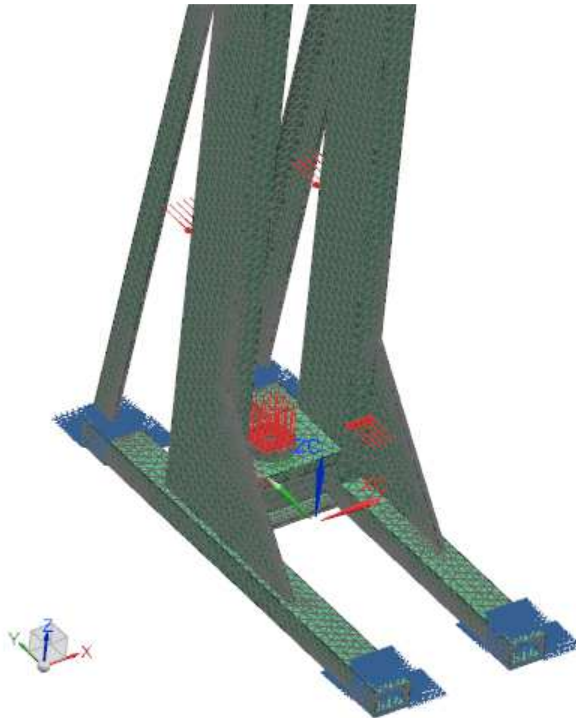
$$F_{31} = Q = 75000 \text{ N,}$$

$$F_{21} = \frac{R_b \cdot (a+b) - F_{31} \cdot a}{c} = \frac{50750 \cdot 1500 - 75000 \cdot 500}{700} = 55179 \text{ N.}$$

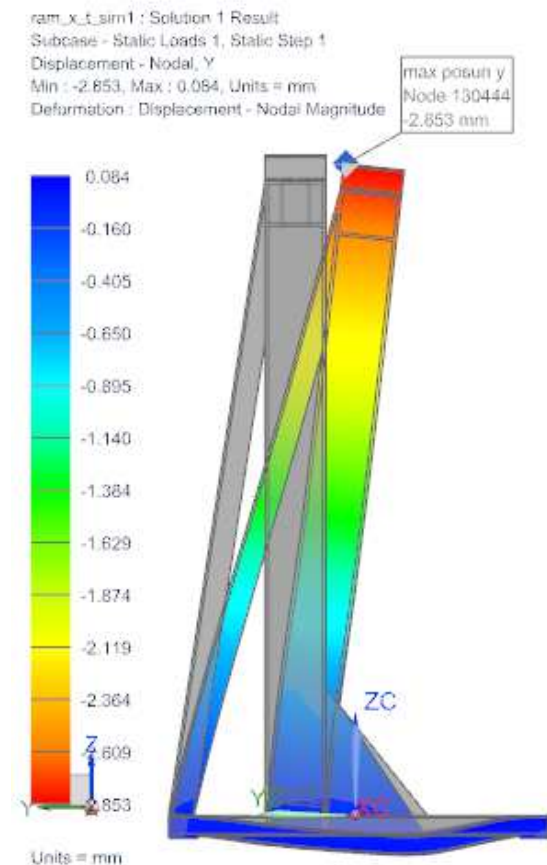


Obrázek 26-zatížení stojanu, reakce a rozměry

K výpočtu je použit software Unigraphics NX 8.5 s řešičem NX Nastran. Pro výpočet je model svařence stojanu modelován jako jedno těleso a je tedy považován za dokonale svařený. Sítování modelu je provedeno tetraedry s mezi uzly. Okrajové podmínky (obr. 27) výpočtu jsou stanoveny pro spodní plochy podložek, na kterých rám stojí. Těmto plochám je zamezeno v posuvu ve všech třech osách. Styk mezi koly výložníku a stojanem je čárový, a proto jsou síly F_{21} zadány tak, že působí na stojan na přímkách. Zatížení od pohybového šroubu je přeneseno přes axiální ložisko. Působíště této síly je tedy definováno na ploše styku ložiska se stojanem. Polohy těchto zatížení platí pro výložník ve spodní poloze.



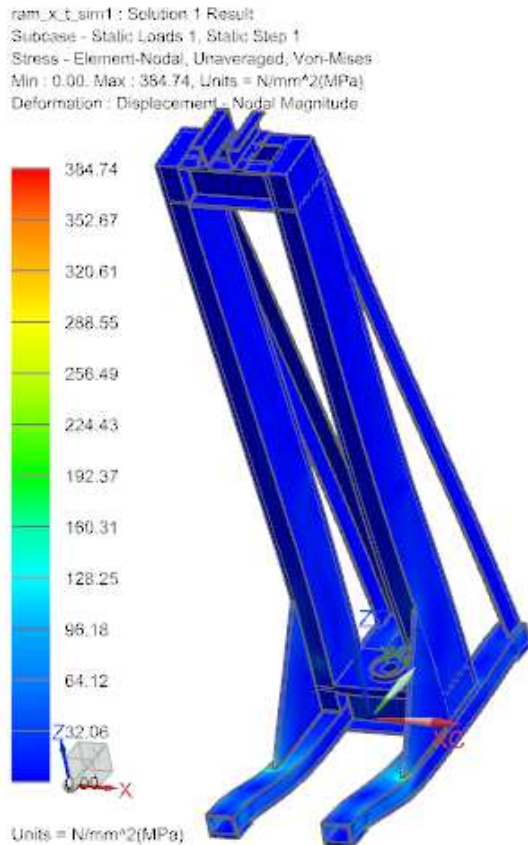
Obrázek 27-síťování modelu a okrajové podmínky



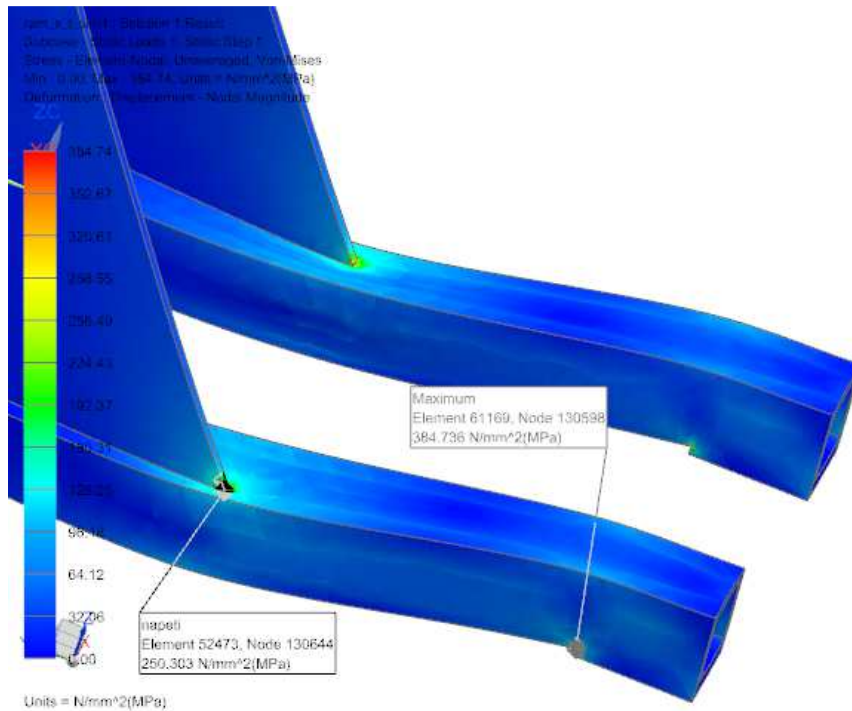
Obrázek 28-deformace stojanu ve směru osy y

Vypočtená deformace, která je největší ve směru osy y, je na patrná z obrázku 28 a její hodnota je -2,8 mm. Velikost tohoto odklonění sloupu od svislé roviny je minimální a zcela přípustné.

Velikost redukovaného napětí podle Von-Mise je na obrázku 29, vzhledem k použitému materiálu svařence stojanu, kterým je konstrukční ocel 11 373, by napětí nemělo překročit hodnotu dovoleného namáhání $\sigma_D = 94 \text{ MPa}$ ($\sigma_{kt} = 235 \text{ MPa}$, $k=2,5$). Na stojanu v místě připojení výztuh k základně a v přechodu mezi podložkami a základnou jsou ostré přechody, které působí jako koncentrátory napětí. Zde má napětí vysoké hodnoty (obr. 30). Ve skutečnosti v těchto místech je svár, který ostrý přechod odstraní a tím sníží špičku napětí.



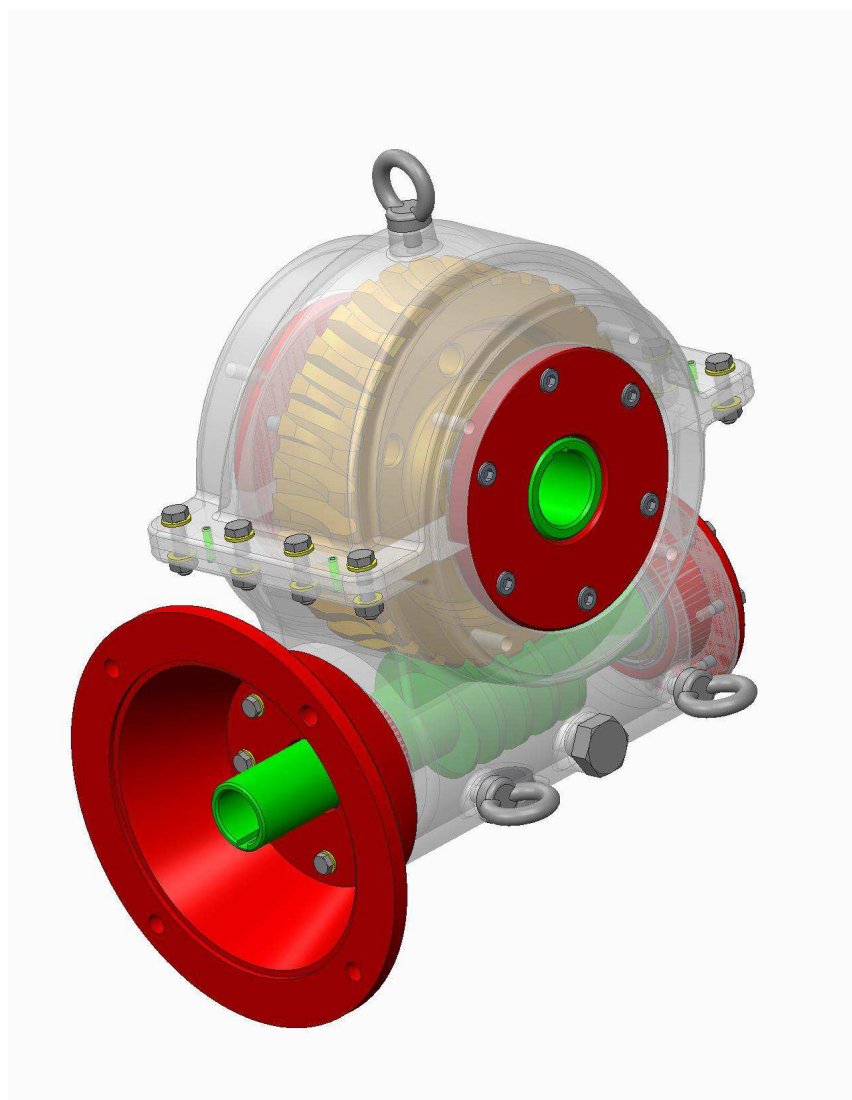
Obrázek 29-redukované napětí podle Von-Mises



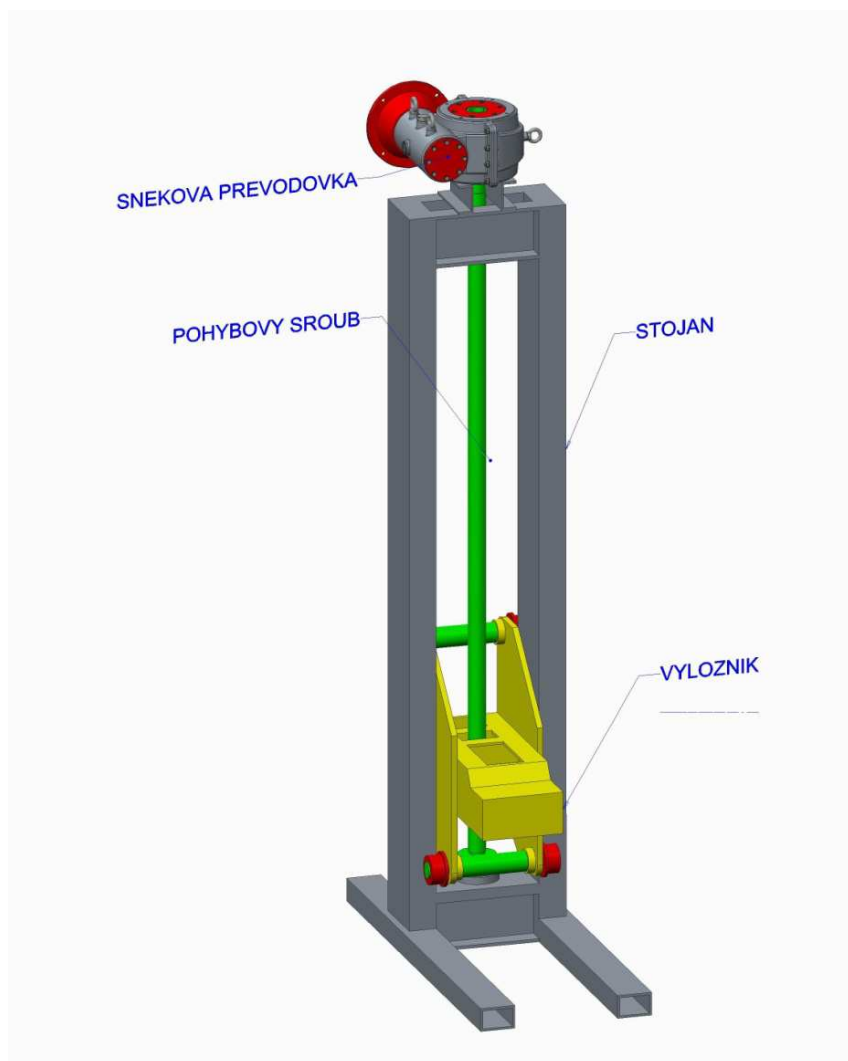
Obrázek 30- koncentrace napětí v místech vrubů

2.5 Výkresová dokumentace zvedáku

Výkresová dokumentace konstrukce šnekové převodovky a zvedáku je zpracována pomocí CAD softwaru Creo Parametric 2.0. V tomto 3D modeláři je vypracována sestava jednotlivých modelů komponent zvedáku a dále také výrobní dokumentace, která je zhotovena pro díly převodovky a nachází se v příloze C. Model převodovky je na obrázku 31. Rám zvedáku je modelován pro použití ve výpočtu MKP pouze zjednodušeně jako jeden celek. Na obrázku 31 je pohled na celou sestavu zvedáku a jeho jednotlivé části.



Obrázek 31-3D model převodovky



Obrázek 32-3D model sestavy zvedáku

Závěr

Při návrhu mechanismu a převodovky bylo postupováno dle základních strojírenských výpočtů. Některé části jsou dimenzovány způsobem takovým, že jejich rozměry jsou stanoveny přímo z pevnostního výpočtu. Jedná se především o nejdůležitější části mechanismu. V tomto případě zmíním pohybový šroub a matici. Z převodového ústrojí se jednalo o návrh modulu ozubení a tím i tedy rozměrů kol od modulu odvozených. U dalších částí byly jejich rozměry navrženy s ohledem na již dimenzované části. Následně je u nich provedena pevnostní kontrola. O částech, jejichž rozměry byly stanoveny přímo z pevnostního výpočtu a také s ohledem na bezpečnost, můžu prohlásit, že jsou z pevnostního hlediska navrženy optimálně. U druhé skupiny součástí jsou případy, které jsou značně předimenzovány. Jedná se například o některá ložiska. U těchto částí je možné přehodnotit jejich návrh, ale vzhledem k tomu, že se nejedná o ekonomicky náročné položky, není třeba se tím zabývat.

Výkresová dokumentace je zpracovaná pomocí 3D modeláře, který při návrhu a konstrukci značně zjednodušuje a urychluje práci. Stejně tak při tvorbě výrobní dokumentace. Při pevnostní kontrole rámu zvedáku je použit další specializovaný software, který pomocí metody konečných prvků umožňuje pevnostní kontrolu složitých konstrukcí, které by početní analytickou metodou šli řešit jen těžko.

Výsledkem práce je tedy konstrukční návrh zvedáku vagónů, jehož realizací by byla schopnost bezpečně zvedat.

Seznam použité literatury

- [1] BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů. Sv. 1.*
Praha: SNTL, 1989
- [2] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra.*
Brno: Computer Press, 1999.
ISBN 80-7226-055-3
- [3] KOPERNICKÝ, V. *Stroje pro 4. ročník SPŠ strojnických.*
Praha: SNTL, 1989
- [4] KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. *Obecné strojní části 2: základní a složené mechanismy.*
Plzeň: ZČU, 2011
- [5] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA P. *Strojnické tabulky.*
Praha: Scientia, 1998.
ISBN 80-7183-123-9

Seznam tabulek

Tabulka 1-rozměry a hmotnosti nákladních vagónů	16
-------------------------------------------------------	----

Seznam obrázků

Obrázek 1-šroubový zvedák.....	10
Obrázek 2-hřebenový zvedák.....	10
Obrázek 3-hydraulický zvedák.....	10
Obrázek 4-šroubový zvedák strojně poháněný	11
Obrázek 5-hydraulický zvedák s nůžkovým mechanismem	11
Obrázek 6-kladkostroj a vysutá kočka	12
Obrázek 7-kladkostroj mostového jeřábu Obrázek 8-přenosný elektrický kladkostroj	12
Obrázek 9-ručně poháněný naviják.....	13
Obrázek 10-naviják poháněný elektromotorem na 12V	13
Obrázek 11-mostový jeřáb	14
Obrázek 12-stavební výtah.....	15
Obrázek 13-pohled na montážní pracoviště	17
Obrázek 14-schéma zvedáku.....	18
Obrázek 15-zatížení a reakce zvedáku jako celku i jeho jednotlivých částí	19
Obrázek 16-silové poměry šnekového soukolí	24
Obrázek 17-reakce v uložení hřídele šneku	26
Obrázek 18-reakce v uložení hřídele šnekového kola.....	27
Obrázek 19-průběh ohybového a točivého momentu hřídele šneku	28
Obrázek 20-průběh ohybového a točivého momentu hřídele šnekového kola	30
Obrázek 21-parametry ložiska hřídele šneku	33
Obrázek 22-zatížení ložisek hřídele šneku	34
Obrázek 23-parametry ložiska hřídele šnekového kola	34
Obrázek 24-zatížení ložisek hřídele šnekového kola	36
Obrázek 25-parametry ložiska pohybového šroubu	37
Obrázek 26-zatížení stojanu, reakce a rozměry	39
Obrázek 27-síťování modelu a okrajové podmínky.....	40
Obrázek 28-deformace stojanu ve směru osy y	40
Obrázek 29-redukované napětí podle Von-Mises	41
Obrázek 30- koncentrace napětí v místech vrubů	42
Obrázek 31-model převodovky	43
Obrázek 32-3D model sestavy zvedáku	44

Seznam příloh

Příloha A - Geometrické rozměry šneku a šnekového kola

Příloha B – Tabulky materiálů a součinitelů pro výpočet šnekového soukolí

Příloha C – Výkresová dokumentace

PŘÍLOHA A

Geometrické rozměry šneku a šnekového kola

Příloha A – Geometrické parametry soukolí

GEOMETRICKÝ PARAMETR		ŠNEK	ŠNEKOVÉ KOLO
Převodový poměr	i	14,5	
Parametry základního profilu šneku	m	8 mm	
	α	20°	
	h_a^*	1,00	
	c_a^*	0,25	
	r_f^*	0,38	
Osový modul	m_x	8,165 mm	
Osový úhel profilu	α_x	20,3788°	
Úhel stoupání	γ	11,537°	
Úhel stoupání	γ_w	11,102°	
Osová vzdálenost	a_w	160 mm	
Osová rozteč zubů	p_x	25,6510 mm	
Normálová rozteč zubů	p_n	25,1327 mm	
Rozteč na základní kružnici	p_b	24,046 mm	
Součinitel trvání záběru	ε	2,51	
Počet zubů	z	2	29
Jednotková korekce	x	0	0,201
Průměr roztečné kružnice	d	80 mm	236,784 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	96 mm	256 mm
Průměr patní kružnice	d_f	60 mm	220 mm
Vnější průměr věnce	d_{ae}	-	264 mm
Průměr základní kružnice	d_b	74,993 mm	221,964 mm
Průměr valivé kružnice	d_w	83,216 mm	236,784 mm
Tloušťka zubů v normálové rovině	s_n	12,566 mm	13,737 mm
Šířka mezery v normálové rovině	e_n	12,566 mm	11,396 mm
Tloušťka zubů v osově rovině	s_x	12,825 mm	14,020 mm
Šířka mezery v osově rovině	e_x	12,825 mm	11,631 mm
Výška hlavy zubů	h_a	8 mm	9,608 mm
Výška paty zubů	h_f	10 mm	8,392 mm

PŘÍLOHA B

Tabulky materiálů a součinitelů pro výpočet šnekového soukolí

Příloha B – Tabulky materiálů a součinitelů pro výpočet šnekového soukolí

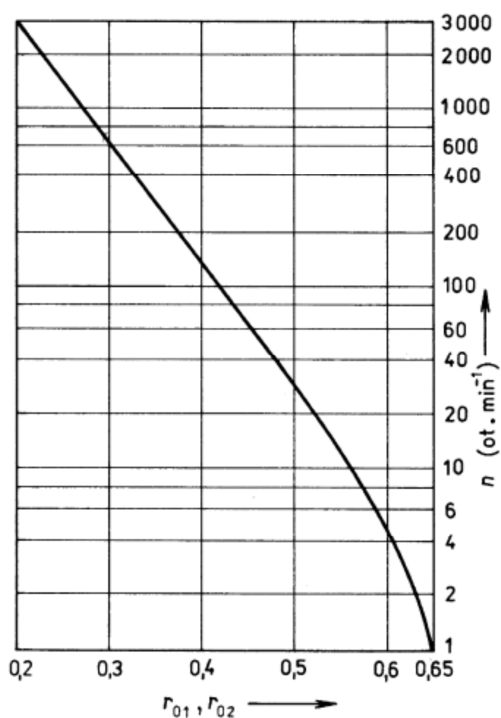
Tabulka 2 - součinitel materiálu na ohyb a dotyk [1]

Materiál šneku nebo kola	Pevnost σ_{p1} (MPa)	Tvrdość HB	k_{Mo} (MPa)	Součinitel k_{Md} při záběru s materiálem skupiny				
				A	B	C	D	E
A Bronz	150	60	46		2.4 ¹⁾	2.4	2.6	4.8
	200	70	62		2.9 ¹⁾	2.9	3.4	6.8
	250	80	75		3.9 ¹⁾	3.9 ¹⁾	4.4	7.7
	300	90	90		4.8 ¹⁾	4.8	5.3	9.6
B Šedá litina	200	160	52	4.4 ¹⁾	2.9 ¹⁾	2.9 ¹⁾	2.9 ¹⁾	3.6 ²⁾
C Konstrukční	500 až 550	141 až 155	175	6.8 ¹⁾	4.3 ¹⁾			
	600 až 700	169 až 197	195	9.6	5.3 ¹⁾			
E Oceli k cementování nelegované slitinové	500 až 550	141 až 155	260	29.2	19.4 ²⁾			9.8 ²⁾
	650	183	310	31.5	19.4 ²⁾			9.8 ²⁾
	800	225	390	34.0	19.4 ²⁾			9.8 ²⁾
	950 1 250	268 339	410 410	34.0 39.0	19.4 ²⁾ 19.4 ²⁾			9.8 ²⁾ 9.8 ²⁾

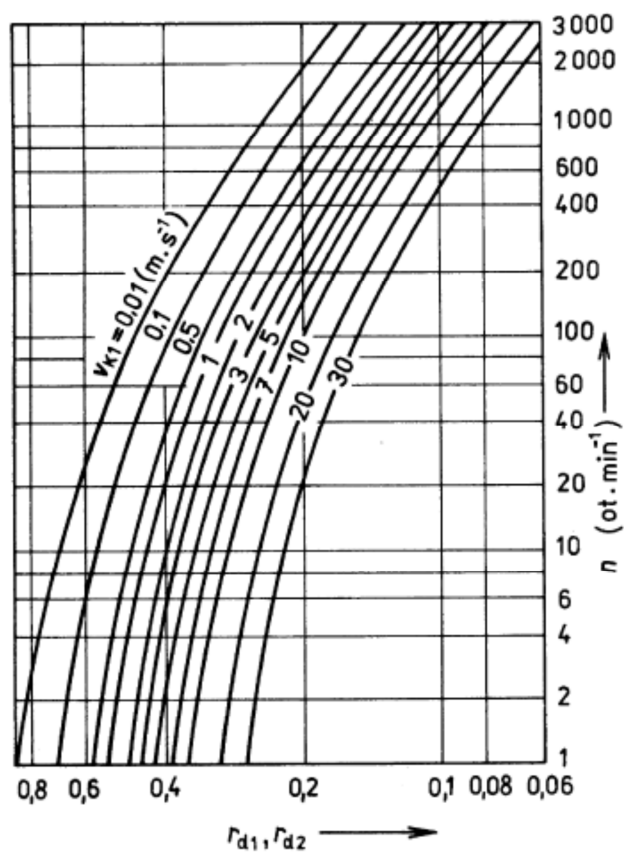
¹⁾ Platí pro $v_{k1} = v_1 / \cos \gamma = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

²⁾ Platí pro ruční pohon.

Příloha B – Tabulky materiálů a součinitelů pro výpočet šnekového soukolí

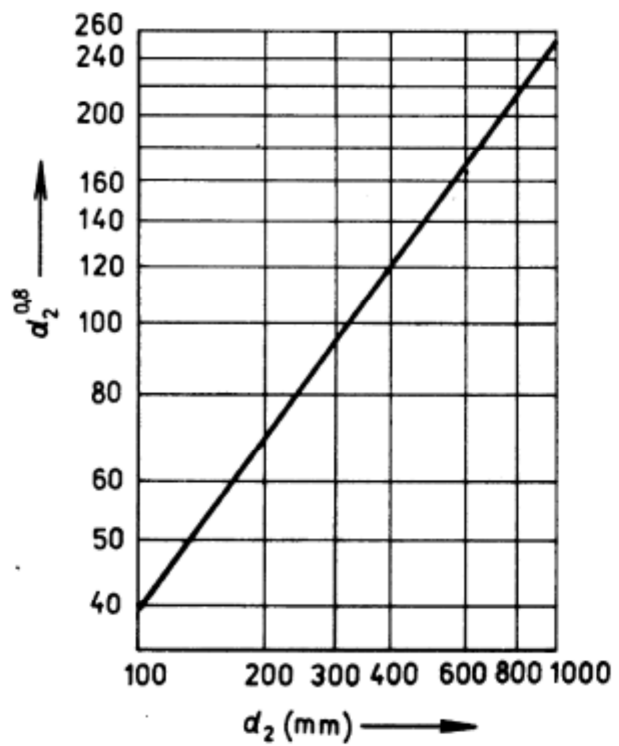


Obrázek 33-rychlostní součinitelé pro ohyb [1]



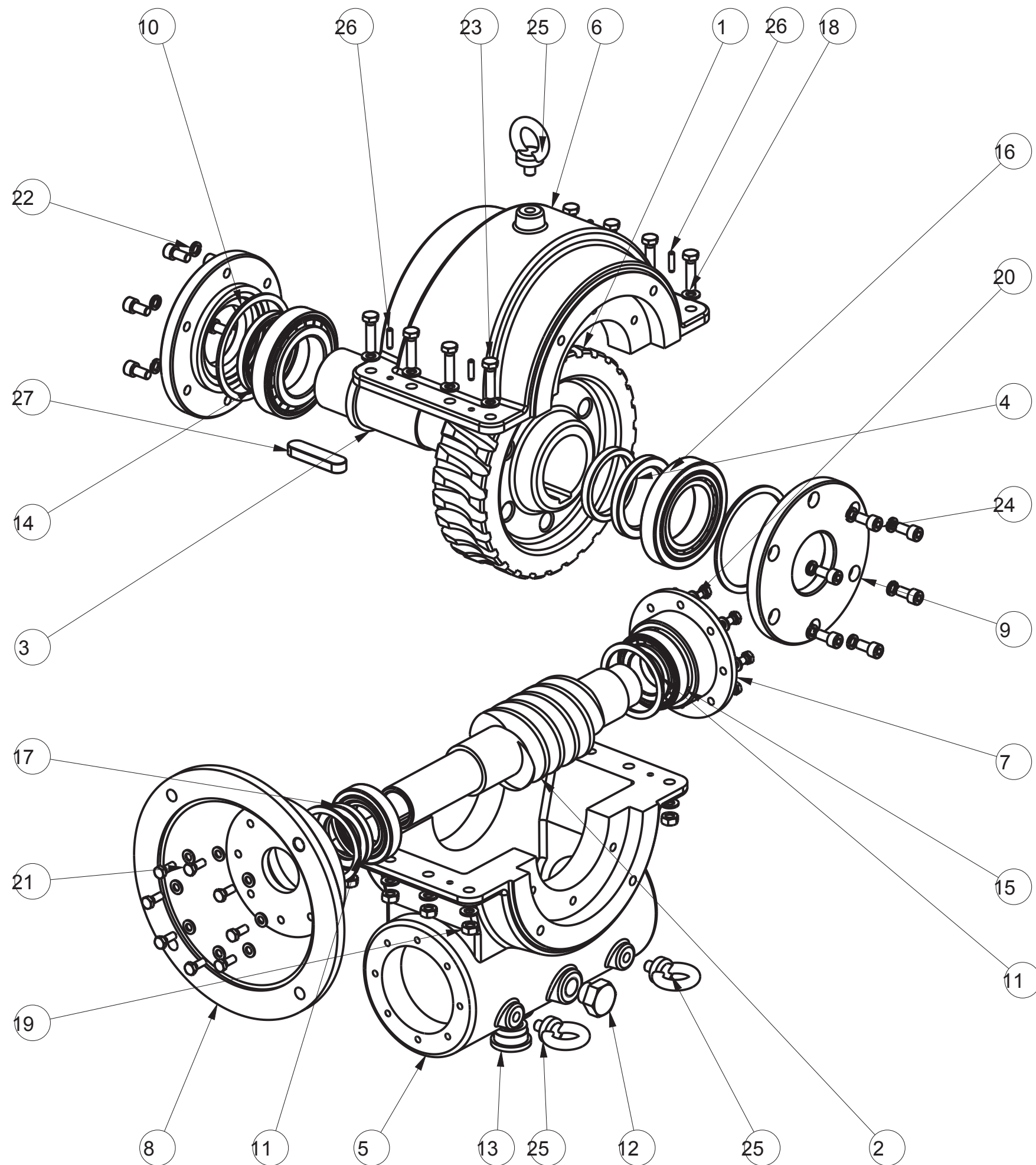
Obrázek 34-rychlostní součinitelé pro dotyk [1]

Příloha B – Tabulky materiálů a součinitelů pro výpočet šnekového soukolí

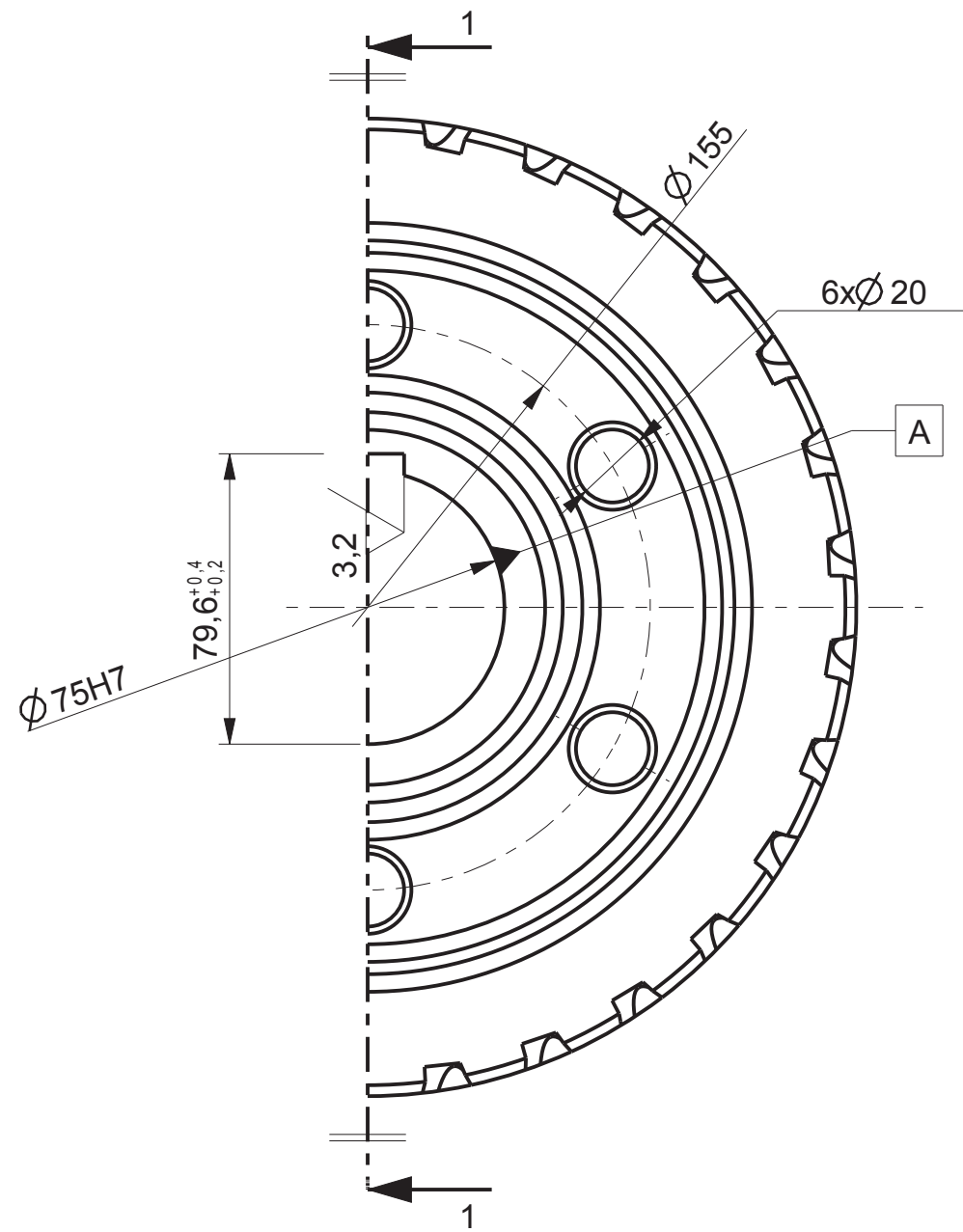
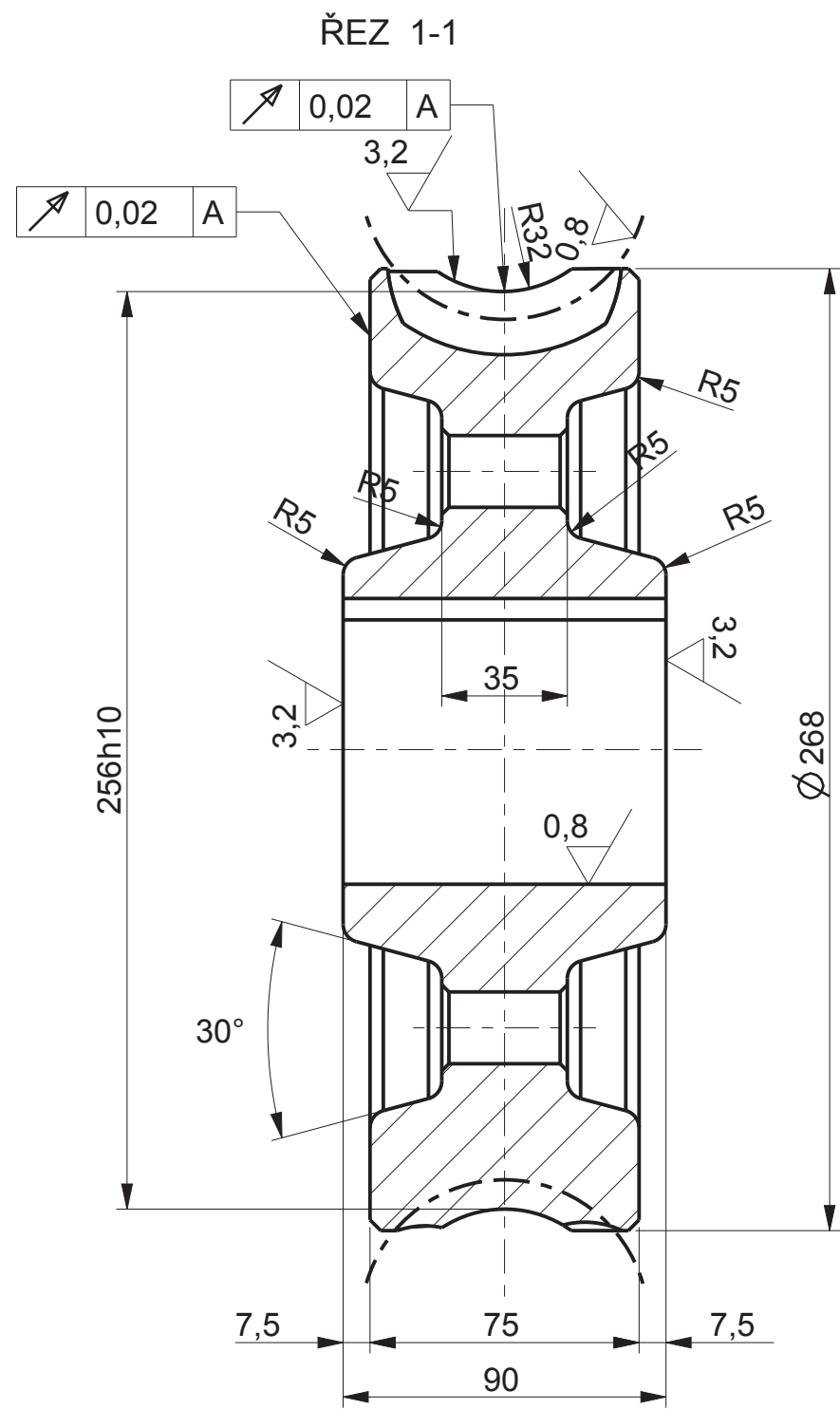


Obrázek 35-součinitel doby běhu [1]

KATALOGOVÝ LIST - ŠNEKOVÁ PŘEVODOVKA

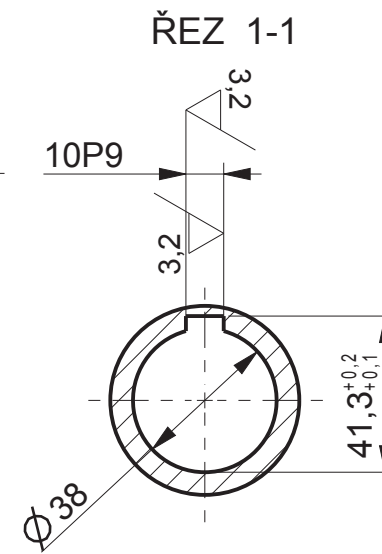
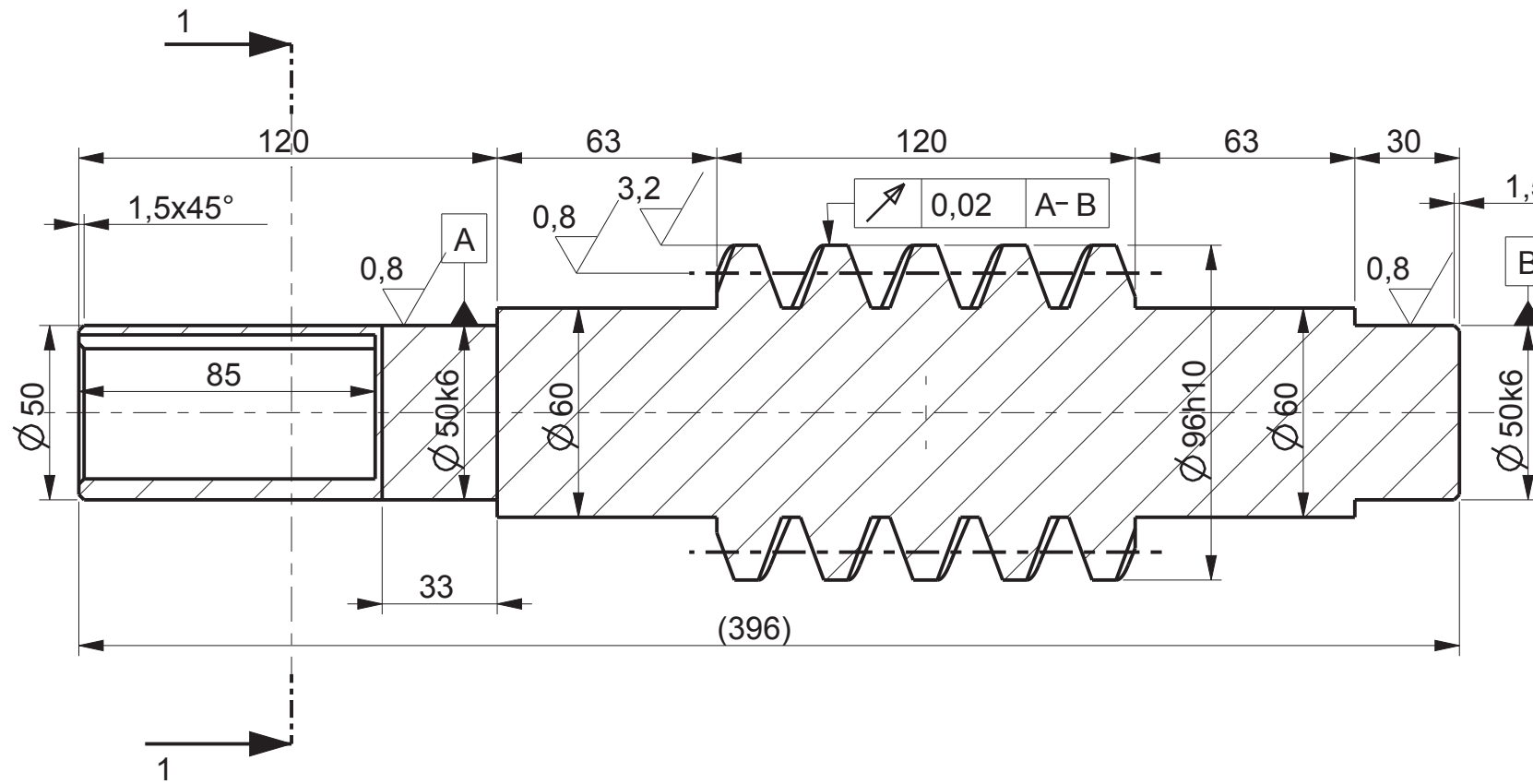


1	SNEKOVE KOLO
2	SNEK
3	HRIDEL KOLA
4	DIST KROUZEK
5	SKRIN SPODNI
6	SKRIN HORNÍ
7	VIKO SNEKU 1
8	VIKO SNEKU 2
9	VIKO KOLA
10	DIST_KROUZEK_KOLA
11	DIST_KROUZEK_SNEKU
12	ZATKA M24
13	OLEJOZNAK
14	LOZISKO
15	LOZISKO
16	TESNENI GP
17	TESNENI GP
18	PODLOZKA
19	MATICE
20	PODLOZKA
21	SROUB
22	PODLOZKA
23	SROUB
24	SROUB
25	ZAVESNE OKO
26	VALCOVY KOLIK
27	PERO TESNE
Poz.	Název
Šneková převodovka	



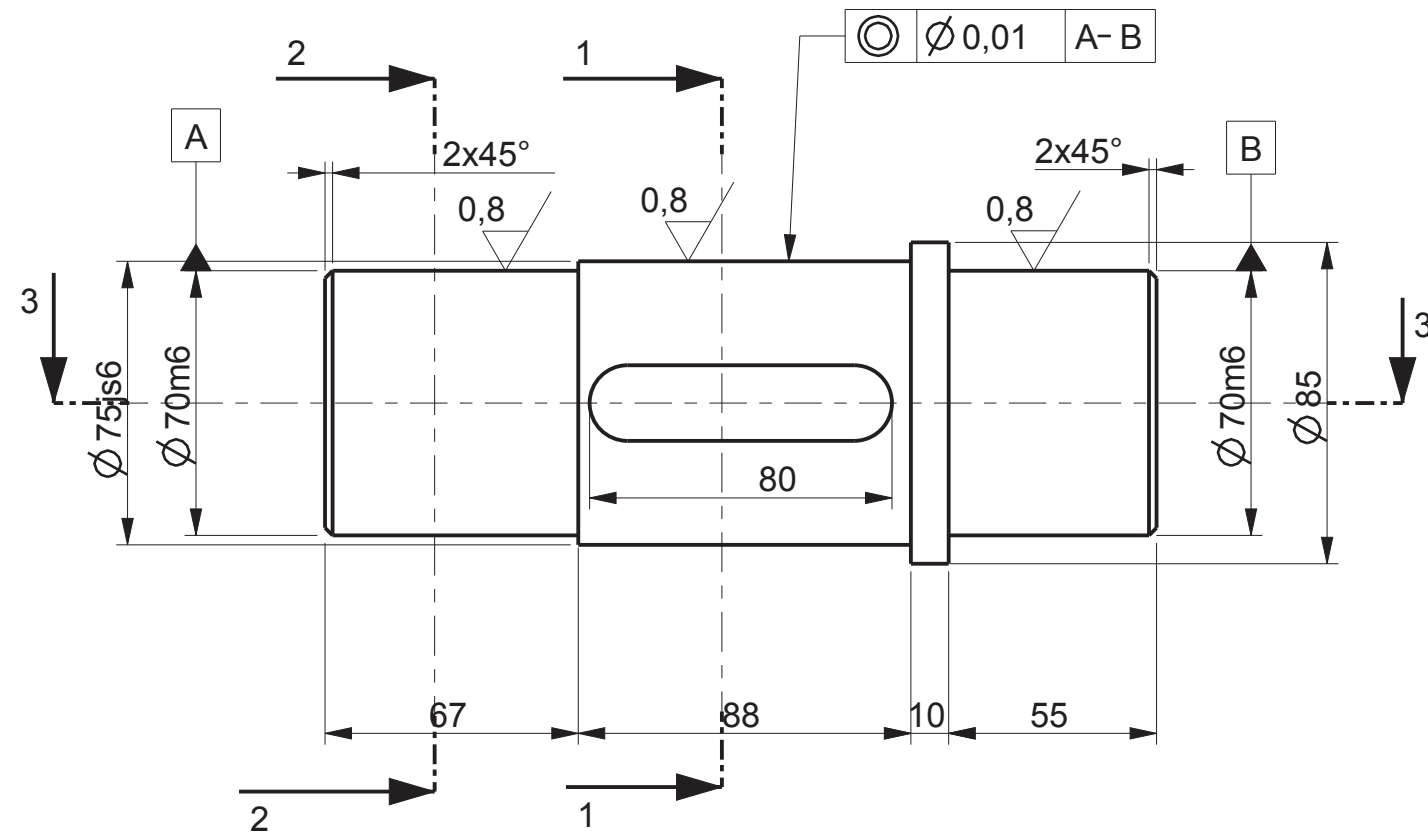
Typ šneku	-	ZN2
Osový modul	mx	8,165
Počet zubů	z	29
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	pravý
Úhel stoupání šroubovice na roztečné ploše	γ	11°32'13"
Základní údaje šnekového převodu	-	
Jednotkové posunutí	x	0,201
Stupeň přesnosti		
Kontrolované mezní úchytky		
Kontrolní rozměr	tloušťka zubů na konst.těživě	
	výška hlavy zubů	9,608
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	KKS-001
	počet zubů	2
	vzdálenost os	160
Součinitel průměru šneku	q	10
Modul	m	8
Průměr roztečné kružnice	d	236,784
Stoupání závitu šneku	pz	51,302
Úhel profilu podle ČSN 01 4756	α_0	20°
Úhel sklonu boční křivky zubů	β	78°27'47"
Úhel os	Σ	90°

***		ODLITEK		42 2420		18,992		BP-S01-001		1		
Pocet kusu	Název - rozmer		Polotovary	Material konečný/výchozí	T.odp.	C .hmot.	Hr.hmot.	C .výkr. sestavy	Poz.			
Quantity	Title - size		Blank	End material/Material		Weight	Raw weight	Drawing asm. No.	Pos.			
Kreslil /DWN.	Datum	Jmeno/Name		Datum	Name							
Prezk. /CHK			Techno-log/ist									
Schval. /APP			Prezk. /CHK									
			Schval. /APP									
ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni				index/No.		Schvail/Appr.		popis zmeny/change		Datum Podpis/Name		
Vsechna prava vyhrazena/All rights reserved				Poznamka/Note:								
Methode 1	TOLERANCE/TOLEROVANI		Soubor-model/PART-file		SNEKOVE_KOLO		Meritko		C.sestavy / Assembly No.		BP-S01-001	
ISO 128	ISO 80015 ISO 2768mK		Soubor-vykres/DRW-file		SNEKOVE_KOLO		SCALE 0,500		Typ/Type			
Název / Title				SNEKOVE KOLO				CISLO VYKRESU /DRAWING NO.				Format SIZE
								BP-01-001				3
								list/sheet 1		pocet listu/ no.sheets 1		



Typ šneku	-	ZN2
Osový modul	mx	8,165
Počet zubů	z	2
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	pravý
Úhel stoupání šroubovice na roztečné ploše	γ	11°32'13"
Základní údaje šnekového převodu	-	
Jednotkové posunutí	x	-
Stupeň přesnosti		ČSN 01 4682
Kontrolované mezní úchytky		
Kontrolní rozměr	tloušťka zubů na konst.těživě	
	výška hlavy zubů	8
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	KKS-002
	počet zubů	29
	vzdálenost os	160
Součinitel průměru šneku	q	10
Modul	m	8
Průměr roztečné kružnice	d	80
Stoupání závitů šneku	pz	51,302
Úhel profilu podle ČSN 01 4756	α_0	20°
Úhel sklonu boční křivky zubů	β	78°27'47"
Úhel os	Σ	90°

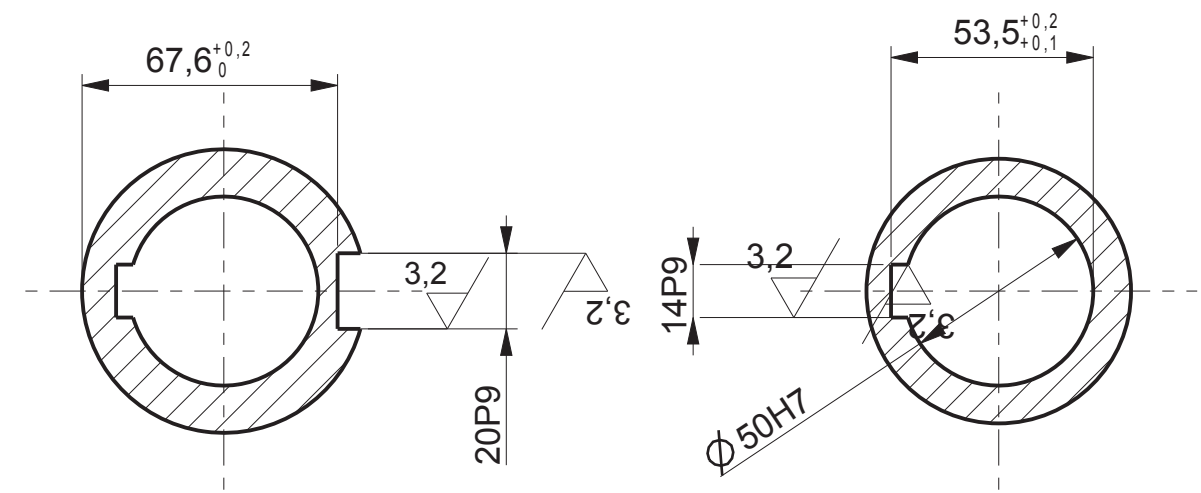
KR 100-400		CSN 42 5510		11 600		9,075		BP-S01-001		2	
Pocet kusu	Název - rozmer		Polotovár	Material konečný/výchozí	T.odp.	C .hmot.	Hr.hmot.	C .výkr. sestavy	Poz.		
Quantity	Title - size		Blank	End material/Material		Weight	Raw weight	Drawing asm. No.	Pos.		
Kreslil /DWN.	Datum	Jmeno/Name		Datum	Name						
Prezk. /CHK			Techno-log/ist								
Schval. /APP			Prezk. /CHK								
			Schval. /APP								
ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni				index/No.		Schvalil/Appr.		popis zmeny/change		Datum	Podpis/Name
Vsechna prava vyhrazena/All rights reserved				Poznamka/Note:							
Methode 1	TOLERANCE/	Soubor-model/PART-file		SNEK	Meritko	C.sestavy /		BP-S01-001			
ISO 128	TOLEROVANI	Soubor-vykres/DRW-file		SNEK	SCALE	Assembly No.					
	ISO 80015				0,500	Typ/Type					
	ISO 2768mK										
Název / Title				SNEK				CISLO VYKRESU /DRAWING NO.		Format SIZE	
								BP-01-002		3	
								list/sheet 1		pocet listu/ no.sheets 1	



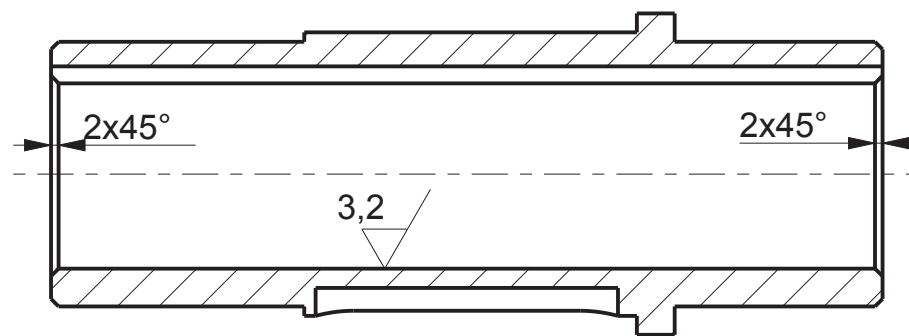
◎ Ø0,01 A-B

ŘEZ 1-1

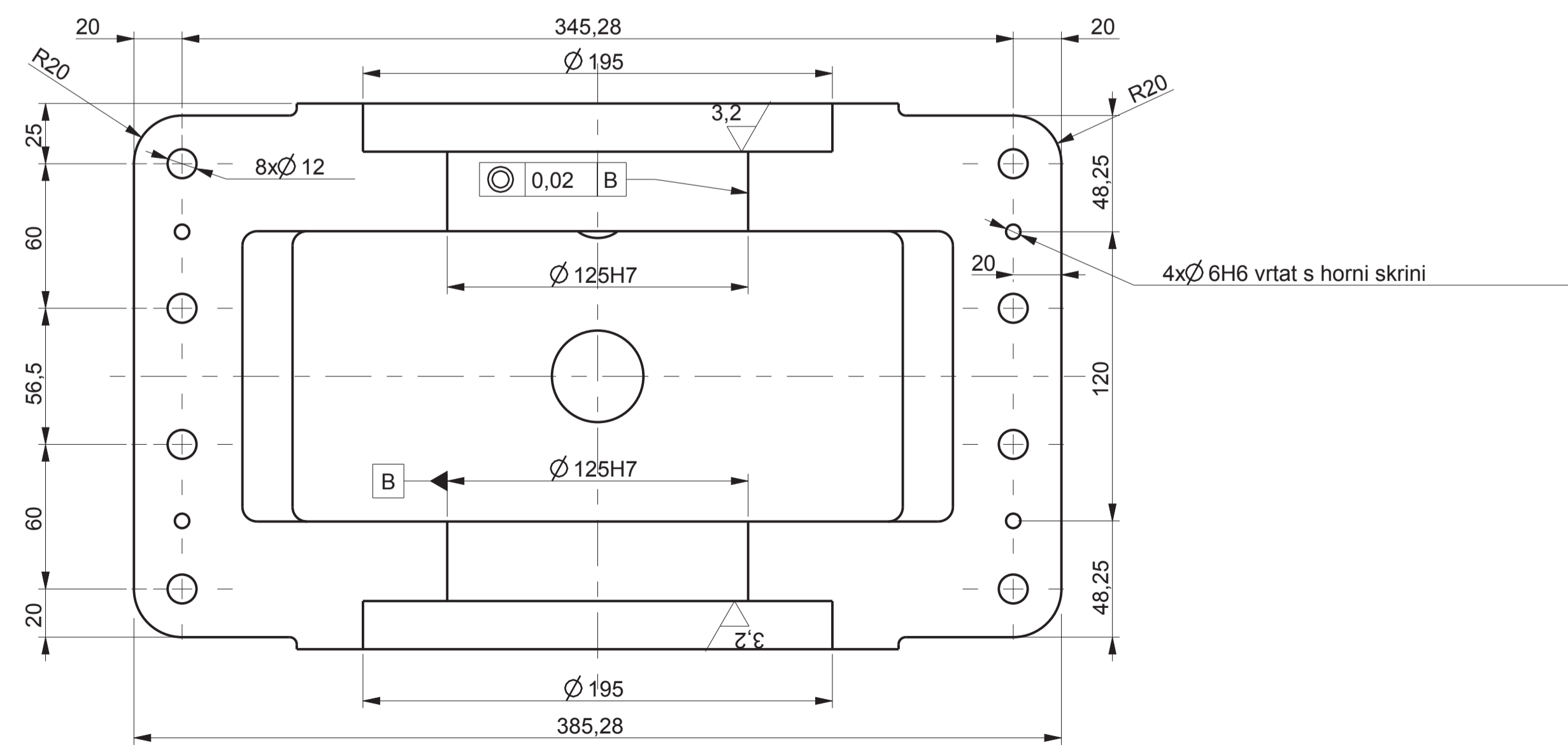
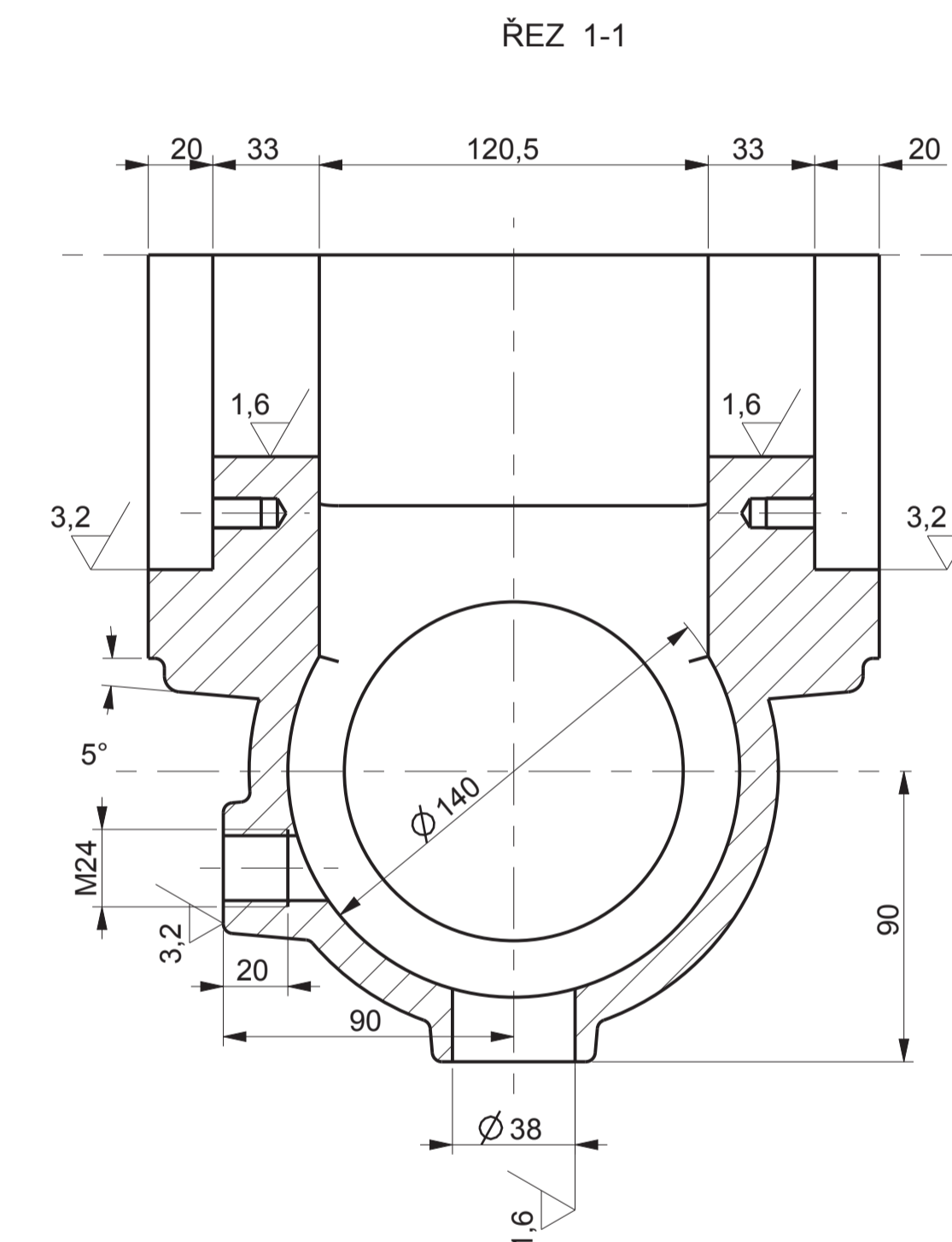
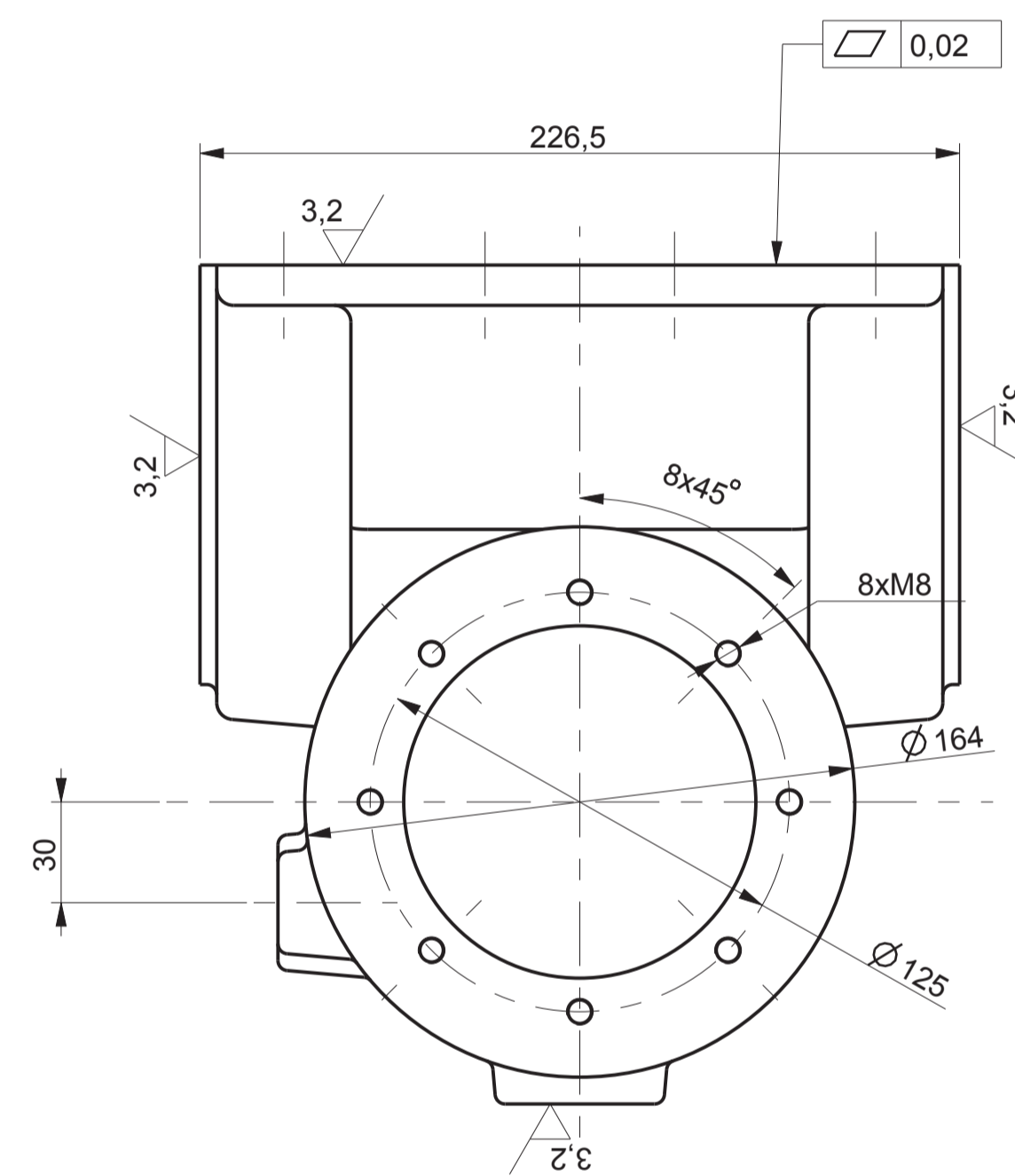
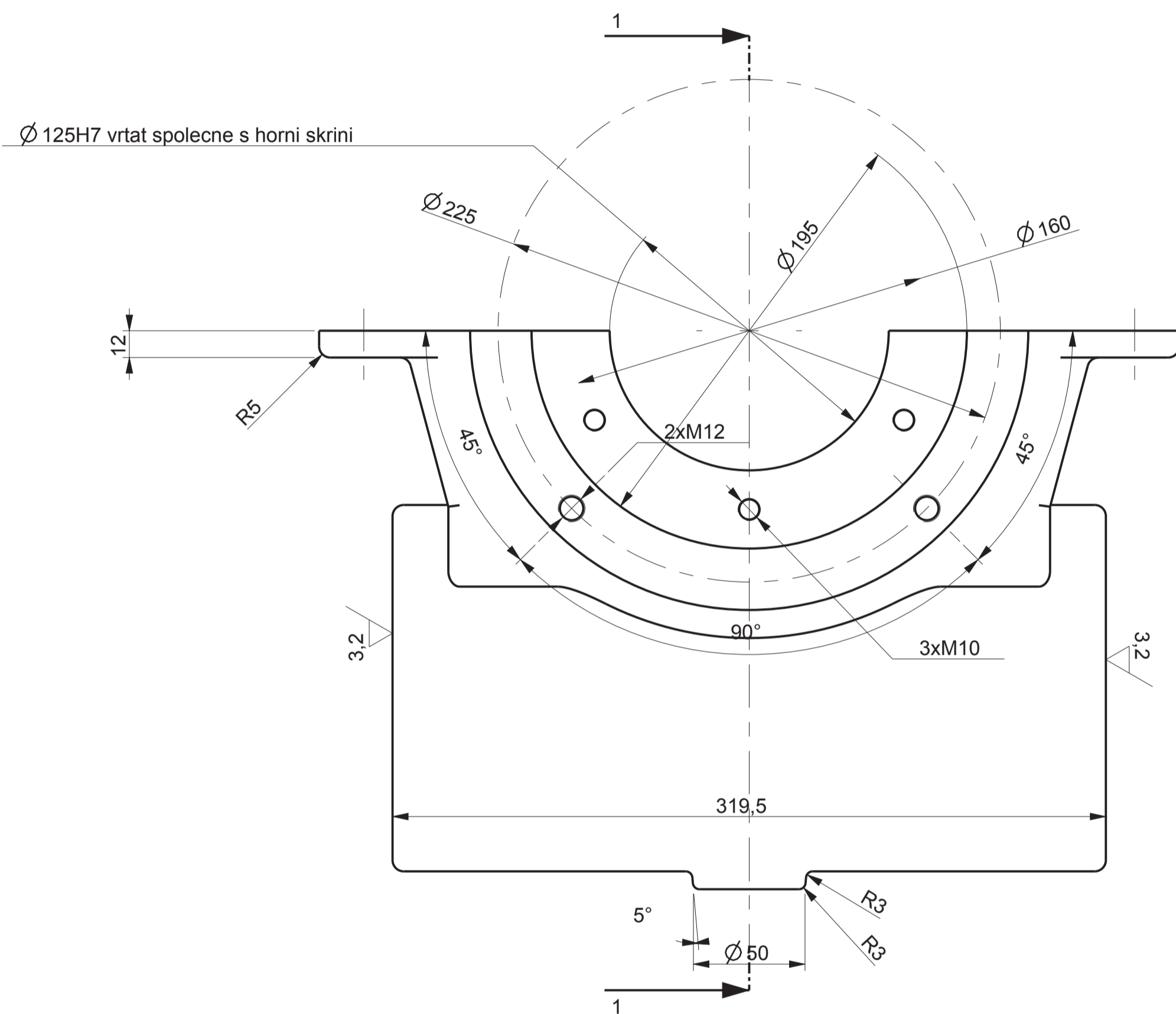
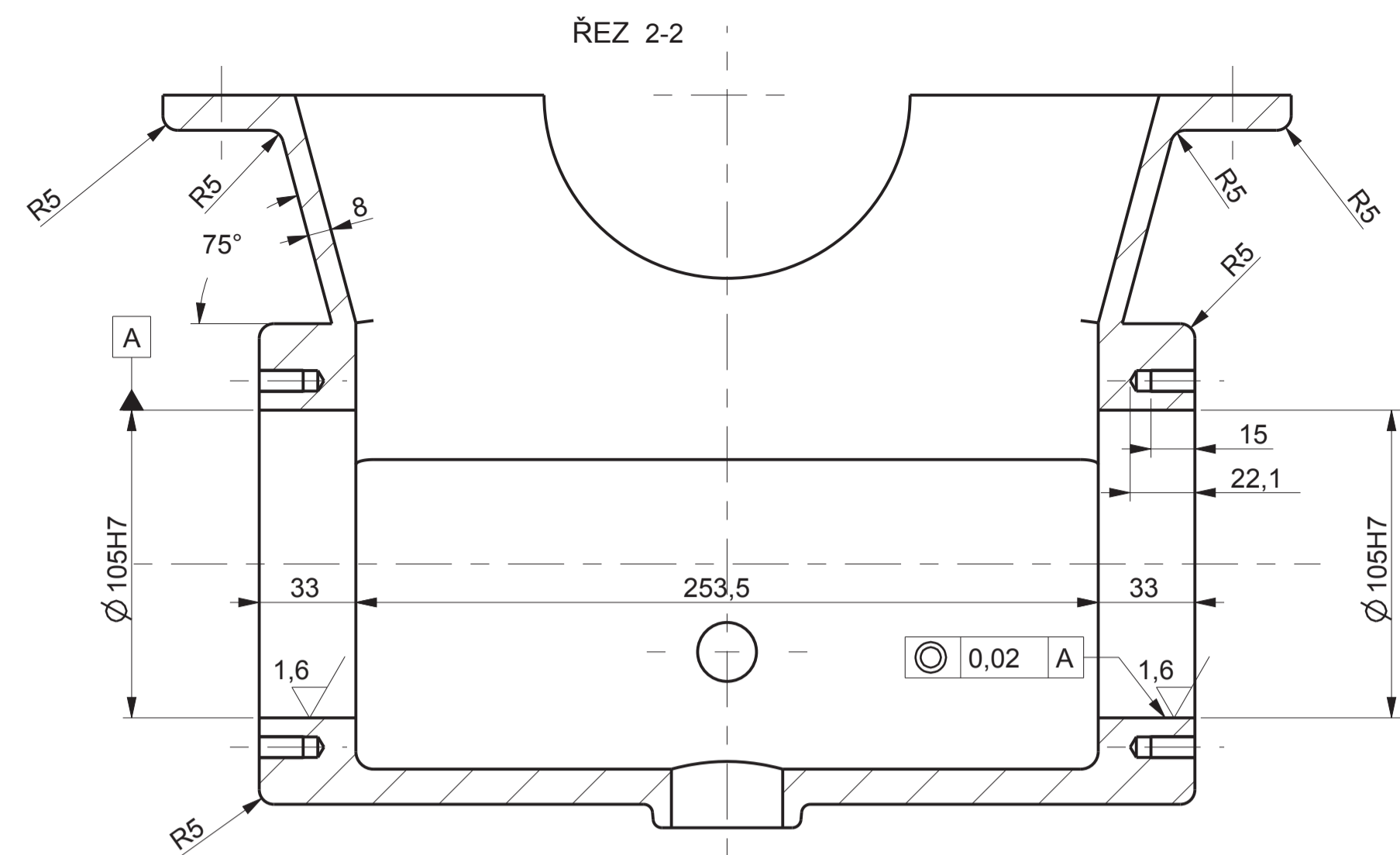
ŘEZ 2-2



ŘEZ 3-3



	KR 90-225	CSN 42 5510	11 600		3,602		BP-S01-001	3
Pocet kusu / Quantity	Název - rozmer / Title - size	Polotovary / Blank	Material konecny/výchozí / End material/Material	T.odp.	C .hmot. / Weight	Hr.hmot. / Raw weight	C .výkr. sestavy / Drawing asm. No.	Poz. / Pos.
Kreslil /DWN.	Datum	Jmeno/Name	Techno-log/ist	Datum	Name			
Prezk. /CHK			Prezk. /CHK					
Schval. /APP			Schval. /APP					
ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni Vsechna prava vyhrazena/All rights reserved							index/No. Schvalil/Appr. popis zmeny/change Datum Podpis/Name	
Methode 1 ISO 128							TOLERANCE/TOLEROVANI ISO 80015 ISO 2768mK	
Soubor-model/PART-file			Soubor-vykres/DRW-file		HRIDEL_KOLA	Meritko SCALE 0,500	C.sestavy / Assembly No.	BP-S01-001
Nazev / Title					HRIDEL KOLA		CISLO VYKRESU /DRAWING NO. BP-01-003	
							list/sheet 1	pocet listu/ no.sheets 1
							Format SIZE 3	



Pocet kusů / Quantity		Název - rozměr / Title - size		Položka / Blank		Material konečný/výchozí / End material/Material		T.odp. / Weight		C.hmot. / Raw weight		C.vykr. sestavy / Drawing asm. No.		Poz. / Pos.	
		ODLITEK		42 2420		33,574		BP-S01-001		5					
Kreslí / DWG	15-May-14	Jakub Šperl	Techno-logist												
Prez. / CHK			Prez. /CHK												
Schvál. /APP			Schvál. /APP												
ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni												Poznámka/Note:			
Všechna práva vyhrazena/All rights reserved															
Methode 1		TOLERANCE/TOLEROVANI		SKRIN_SPODNI		Meritko		C.sestavy / Assembly No.		BP-S01-001					
ISO 128		ISO 8015		SKRIN_SPODNI		SCAL		Ø,500							
Název / Title												CÍSLO VÝKRESU /DRAWING NO.		Format	
SKRIN SPODNI												BP-01-005		1	
												listsheet 1		pocet listu/no sheets 1	