

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh točny pro lodní výtah na Orlické přehradě

Design of Turntable for Sport Boats Lift on the Orlík Dam

Diplomová práce

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Pavel Malý

Bc. Pavel Skořepa

Praha 2015

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta: **strojní**
Ústav: **12113, Ústav konstruování a částí strojů**
Akademický rok: **2014/2015**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student: **Bc. Pavel Skořepa**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název práce: **Návrh točny pro lodní výtah na Orlické přehradě**

Název práce anglicky: **Design of Turntable for Sport Boats Lift on the Orlík Dam**

Zadání práce:

Hlavním cílem diplomové práce je návrh točny pro změnu orientace vozíku lodního výtahu malé sportovní plavby na Orlické přehradě. Návrh bude proveden tak, aby byly využity stávající stavební celky zdvihadla a točny. V práci bude řešena konstrukce a pohon točny. Součástí práce budou výpočty základních charakteristik pohonu točny.

Stručná osnova zadání:

1. Rešerše problematiky.
2. Koncepční varianty.
3. Návrh točny (ocelová konstrukce, pohon).
4. Zhodnocení návrhu.

Rozsah grafické části:

1. 3D model
2. Vybrané výkresy sestav a detailů.

Specifikace textové části:

1. Rešerše problematiky řešení.
2. Popis konstrukčního návrhu.
3. Min. rozsah 40 až 90 stran vč. obrázků + přílohy.

Doporučené podklady:

- ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací.* Praha: ČVUT, 2008.
CVEKL, Z., DRAŽAN, F. *Teoretické základy transportních zařízení.* Praha: SNTL, 1976.
POLÁK, J., SLÍVA, A., PAVLISKA, J. *Dopravní a manipulační zařízení I.* Ostrava: VŠB -
Technická univerzita, 2001.

Vedoucí práce: **Ing. Pavel Malý**

Datum zadání: **10. 4. 2015**

Termín odevzdání: **19. 6. 2015**

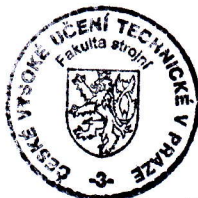
Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Zadání diplomové práce převzal dne: **8.4.2015**

Pavel Skořepa

.....
podpis studenta



Gyryff

.....
prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.
vedoucí ústavu

Michael Valášek

.....
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh točny pro lodní výtah na Orlické přehradě“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Pavla Malého, s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 29. 6. 2015

Pavel Skořepa

Poděkování

V první řadě bych rád poděkoval svým rodičům, kteří mě podporovali nejen při psaní této práce, ale při celém studiu.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Pavlu Malému za vedení diplomové práce, cenné připomínky k řešené problematice a za ochotu a trpělivost při konzultacích. Za odborné konzultace děkuji také panu doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. z Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel Fakulty strojní ČVUT v Praze a panu prof. Ing. Jaroslavu Novákovi, CSc. z Ústavu přístrojové a řídicí techniky Fakulty strojní ČVUT v Praze.

Anotační list

Jméno autora: **Pavel SKOŘEPA**

Název DP: Návrh točny pro lodní výtah na Orlické přehradě
Anglický název: Design of Turntable for Sport Boats Lift on the Orlík Dam

Rok: 2015

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí DP: Ing. Pavel Malý

Bibliografické údaje: počet stran 100
počet obrázků 48
počet tabulek 2
počet příloh 6

Klíčová slova: zdvihadlo, točna, konstrukce, hnací jednotka, hřídel
Keywords: Lift, Turntable, Construction, Drive Unit, Shaft

Anotace:

Předložená diplomová práce se zabývá návrhem točny pro lodní výtah na Orlické přehradě. První kapitola je rešerší lodních zdvihadel, točen pro lodní zdvihadla a také točen určených pro jiné účely. Ve druhé kapitole jsou popsány dvě koncepční varianty točny. Z těchto je vybrána výsledná varianta s přímým pohonem kol, která je dále rozpracována a popsána v následujících dvou kapitolách, z nichž jedna se věnuje ocelové konstrukci točny a druhá pohonu točny.

Abstract:

The submitted master's thesis deals with the design of the turntable for sport boats lift on the Orlík dam. The first chapter of this thesis is the research part that introduces boats lifts, turntables for boats lifts and turntables designed for other purposes. The second chapter describes two conceptual designs of the turntables. The selected conceptual design with direct drive wheels is further developed and described in the next two chapters. One of these chapters is focused on steel construction of the turntable and the other one is focused on drive of the turntable.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	- IX -
Úvod	- 1 -
Cíl práce.....	- 1 -
1 Rešerše problematiky	- 3 -
1.1 Stručný přehled lodních zdvihadel	- 3 -
1.2 Točny.....	- 7 -
2 Koncepční varianty.....	- 12 -
2.1 Varianta s pevným ozubeným věncem	- 12 -
2.2 Varianta s přímým pohonem kol	- 14 -
3 Návrh ocelové konstrukce točny	- 16 -
3.1 Analýza sil působících na točnu.....	- 17 -
3.1.1 Stav největších sil ve svislém směru	- 17 -
3.1.2 Stav největších sil ve vodorovném směru	- 20 -
3.2 Otoč	- 23 -
3.2.1 Rám otoče.....	- 23 -
3.2.2 Odpružené kyvné vidlice	- 24 -
3.2.2.1 Návrh přitlačných pružin	- 26 -
3.2.2.2 Pevnostní kontrola kyvné vidlice	- 31 -
3.2.3 Středicí ložisko točny.....	- 34 -
3.2.4 Kolejová dráha pro přepravní vozík.....	- 35 -
3.2.5 Krycí plechy.....	- 36 -
3.3 Středicí čep točny	- 36 -
3.4 Kruhová kolejnice	- 37 -
3.5 Kryt výtahového stroje	- 38 -
4 Návrh pohonu točny	- 40 -
4.1 Návrh elektromotoru a převodovky	- 40 -
4.1.1 Výpočet potřebného jmenovitého výkonu motoru.....	- 40 -
4.1.2 Kontrola momentové přetížitelnosti motoru	- 44 -
4.1.3 Kontrola maximálního momentu převodovky.....	- 46 -
4.2 Řízení pohonu	- 46 -
4.3 Brzdění a aretace točny	- 47 -
4.4 Návrh kola a hnacího hřídele	- 51 -
4.4.1 Spojení náboje kola s hnacím hřídelem	- 53 -
Návrh točny pro lodní výtah na Orlické přehradě	- VII -

4.4.1.1 Návrhové výpočty nalisování	- 54 -
4.4.1.2 Kontrolní výpočty nalisování	- 56 -
4.4.1.3 Podmínky pro realizaci lisování.....	- 58 -
4.4.2 Kontrola hnacího hřídele	- 59 -
4.4.2.1 Statická pevnostní kontrola	- 59 -
4.4.2.2 Dynamická pevnostní kontrola	- 65 -
4.4.2.3 Deformační kontrola.....	- 71 -
4.4.3 Ložiska hnacího hřídele	- 72 -
Závěr	- 74 -
Seznam použité literatury	- 76 -
Seznam obrázků	- 80 -
Seznam tabulek.....	- 82 -
Seznam příloh	- 82 -
Přílohy	

Seznam zkratek a symbolů

A_0	plocha průmětu krytu výtahového stroje do roviny kolmé na směr větru	[m ²]
A_1	plocha průmětu 1. části konstrukce točny	[m ²]
A_2	plocha průmětu 2. části konstrukce točny	[m ²]
A_3	plocha průmětu 3. části konstrukce točny	[m ²]
A_4	plocha průmětu 4. části konstrukce točny	[m ²]
A_5	plocha průmětu 5. části konstrukce točny	[m ²]
A_6	plocha průmětu 6. části konstrukce točny	[m ²]
A_7	plocha obrysového průmětu přepravního vozíku	[m ²]
A_7'	výpočtová plocha přepravního vozíku	[m ²]
b_{KD}	účinná šířka profilu kruhové kolejnice	[mm]
b_4	šířka drážky pro pero	[mm]
c	tuhost pružiny	[N.mm ⁻¹]
C_H	geometrická konstanta hřídele	[1]
C_N	geometrická konstanta náboje	[1]
C_{or}	radiální základní statická únosnost ložiska	[N]
C_r	základní dynamická únosnost ložiska	[N]
d	skutečný průměr drátu pružiny	[mm]
d'	předběžně zvolený průměr drátu pružiny	[mm]
d_H	průměr hřídele pod kolem	[mm]
d_N	průměr náboje kola	[mm]
d_O	průměr otvoru u dutého hřídele	[mm]
d_1	průměr hřídele v místě průřezu 1	[mm]
d_2	menší průměr hřídele v místě průřezu 2	[mm]
d_3	menší průměr hřídele v místě průřezu 3	[mm]
d_4	průměr hřídele v místě průřezu 4	[mm]
d_I	menší průměr hřídele v místě I	[mm]
d_{III}	menší průměr hřídele v místě III	[mm]
d_{IV}	menší průměr hřídele v místě IV	[mm]
D	střední průměr pružiny	[mm]
D_K	průměr hnacích a nosných kol točny	[mm]
D_{KD}	střední průměr kruhové kolejnice	[mm]
D_1	vnější průměr pružiny	[mm]

D_2	vnitřní průměr pružiny	[mm]
e	součinitel valivého tření	[mm]
e_i	dolní mezní úchylka hřídele	[μm]
e_s	horní mezní úchylka hřídele	[μm]
E_H	modul pružnosti v tahu materiálu hřídele	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]
E_N	modul pružnosti v tahu materiálu náboje	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]
E_I	dolní mezní úchylka náboje	[μm]
E_S	horní mezní úchylka náboje	[μm]
f_b	provozní faktor	[1]
f_c	součinitel čepového tření	[1]
f_n	součinitel tření mezi hřídelem a nábojem	[1]
f_p	součinitel tření mezi hnacím kolem a kruhovou kolejničí	[1]
F_n	lisovací síla	[N]
F_p	minimální potřebná síla přitlačné pružiny	[N]
F_r	radiální zatížení ložiska	[N]
F_{rozbK}	tažná síla na hnacím kole při rozběhu točny	[N]
F_1	síla pružiny ve stavu předeprnutém	[N]
F_8	síla pružiny ve stavu plně zatíženém	[N]
g	tíhové zrychlení	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
G	modul pružnosti ve smyku	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]
G_c	celková tíha točny s přepravním vozíkem a lodí	[N]
G_{c2}	celková tíha točny s přepravním vozíkem bez lodě	[N]
G_O	tíha otoče	[N]
G_{VL}	tíha přepravního vozíku s přepravovanou lodí a její posádkou	[N]
G_{VS}	tíha výtahového stroje s krytem	[N]
H_B	tvrdost podle Brinella	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]
i	poměr vinutí pružiny	[1]
i_c	skutečný celkový převodový poměr pohonu	[1]
i_c'	předběžný převodový poměr	[1]
i_p	převodový poměr čelní třístupňové převodovky	[1]
i_s	převodový poměr sekundárního převodu	[1]
J_c	celkový moment setrvačnosti všech hmot k ose rotace točny	[$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
J_{c2}	celkový moment setrvačnosti všech hmot kromě lodě k ose rotace točny	[$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

$k^{H.M.H.}$	součinitel bezpečnosti vzhledem k smluvní mezi kluzu podle energetické teorie	[1]
$k^{T_{max}}$	součinitel bezpečnosti vzhledem k smluvní mezi kluzu podle teorie maximálního smykového napětí	[1]
k_{dmin}	minimální součinitel dynamické bezpečnosti	[1]
k_{dI}	součinitel dynamické bezpečnosti v místě I	[1]
k_{dII}	součinitel dynamické bezpečnosti v místě II	[1]
k_{dIII}	součinitel dynamické bezpečnosti v místě III	[1]
k_{dIV}	součinitel dynamické bezpečnosti v místě IV	[1]
k_{min}	minimální součinitel bezpečnosti vzhledem k smluvní mezi kluzu materiálu náboje	[1]
k_n	součinitel bezpečnosti pro přenos krouticího momentu	[1]
k_p	součinitel bezpečnosti přenosu tažné síly	[1]
k_s	součinitel statické bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu	[1]
k_{smin}	minimální součinitel statické bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu	[1]
k_{s1}	součinitel statické bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu v místě průřezu 1	[1]
k_{s2}	součinitel statické bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu v místě průřezu 2	[1]
k_{s3}	součinitel statické bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu v místě průřezu 3	[1]
k_1	součinitel zatížení větrem pro plnostěnné nosníky a příhradové konstrukce z trubek	[1]
k_2	součinitel zatížení větrem pro kabiny a strojovny	[1]
K	korekční součinitel napětí v krutu	[1]
K_p	minimální přítláčná síla zajišťující bezpečný přenos tažné síly	[N]
K_1	přítláčná síla hnacího kola 1	[N]
$K_1^{F_1}$	přítláčná síla hnacího kola 1 při působení sil pružin F_1	[N]
$K_1^{F_8}$	přítláčná síla hnacího kola 1 při působení sil pružin F_8	[N]
K_2	přítláčná síla hnacího kola 2	[N]
$K_2^{F_1}$	přítláčná síla hnacího kola 2 při působení sil pružin F_1	[N]
$K_2^{F_8}$	přítláčná síla hnacího kola 2 při působení sil pružin F_8	[N]
K_3	největší svislé zatížení nosného kola 3	[N]

$K_{3,5}$	reakce v podpoře 3,5	[N]
K_4	největší svislé zatížení nosného kola 4	[N]
$K_{4,6}$	reakce v podpoře 4,6	[N]
K_5	největší svislé zatížení nosného kola 5	[N]
K_6	největší svislé zatížení nosného kola 6	[N]
l_K	vzdálenost osy hnacího kola od osy otáčení odpružené kyvné vidlice	[mm]
l_{min}	dovolená minimální délka pružiny	[mm]
l_p	vzdálenost osy pružiny od osy otáčení odpružené kyvné vidlice	[mm]
l_0	délka pružiny ve volném stavu	[mm]
l_1	délka pružiny ve stavu předepnutém	[mm]
l_8	délka pružiny ve stavu plně zatíženém	[mm]
L_n	účinná délka nalisování	[mm]
L_{10h}	trvanlivost ložiska v hodinách	[h]
m_L	hmotnost přepravované lodě s posádkou	[kg]
m_O	hmotnost otoče	[kg]
m_V	hmotnost přepravního vozíku	[kg]
m_{VS}	hmotnost výtahového stroje s krytem	[kg]
M_a	maximální krouticí moment na výstupním hřídeli převodovky	[N.m]
M_{amax}	maximální přípustný krouticí moment na výstupním hřídeli převodovky	[N.m]
M_b	brzdový moment	[N.m]
M_k	krouticí moment	[N.mm]
M_n	jmenovitý moment motoru	[N.m]
M_n'	potřebný jmenovitý moment motoru	[N.m]
M_o	ohybový moment	[N.mm]
M_{omax}	maximální ohybový moment	[N.mm]
M_{o1}	ohybový moment v místě průřezu 1	[N.mm]
M_{o2}	ohybový moment v místě průřezu 2	[N.mm]
M_{o3}	ohybový moment v místě průřezu 3	[N.mm]
M_{oI}	ohybový moment v místě I	[N.mm]
M_{oIII}	ohybový moment v místě III	[N.mm]
M_{oIV}	ohybový moment v místě IV	[N.mm]
M_{rozb}	rozběhový moment redukováný na hřídel motoru	[N.m]

M_{rozBK}	rozběhový moment na hnacím kole	[N.m]
M_t	moment pasivních odporů	[N.m]
M_{t2}	moment pasivních odporů bez uvažování tíhy lodě	[N.m]
M_T	třecí moment	[N.mm]
M_w	moment větru	[N.m]
M_{zr1}	moment zrychlujících sil hmot, jež se otáčejí kolem osy rotace točny	[N.m]
M_{zr2}	moment zrychlujících sil hmot, jež rotují na hřídelích hnací jednotky, redukováný na hřídel motoru	[N.m]
n	počet činných závitů pružiny	[1]
n_a'	předběžné výstupní otáčky převodových motorů	[min ⁻¹]
n_h	otáčky hnacího hřídele	[min ⁻¹]
n_K'	předběžné otáčky hnacích kol	[min ⁻¹]
n_m	jmenovité otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
n_O	skutečné otáčky otoče	[min ⁻¹]
n_O'	předběžné otáčky otoče	[min ⁻¹]
O_V	pasivní odpory při vytahování přepravního vozíku s lodí	[N]
ρ	tlak v nalisovaném spoji	[N.mm ⁻²]
ρ_D	dovolený kontaktní tlak mezi kolem a kolejnici	[N.mm ⁻²]
ρ_{Kmax}	maximální kontaktní tlak mezi kolem a kolejnici	[N.mm ⁻²]
ρ_L	mocnitel pro výpočet trvanlivosti ložiska	[1]
ρ_{max}	maximální tlak v nalisovaném spoji	[N.mm ⁻²]
ρ_{min}	minimální tlak v nalisovaném spoji	[N.mm ⁻²]
ρ_r	momentová přetížitelnost motoru	[1]
P_n'	potřebný jmenovitý výkon motoru	[kW]
P_{or}	radiální ekvivalentní statické zatížení	[N]
P_r	radiální ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
q_{oI}	součinitel vrubové citlivosti v místě I	[1]
q_{oII}	součinitel vrubové citlivosti v místě II	[1]
q_{oIII}	součinitel vrubové citlivosti v místě III	[1]
q_{oIV}	součinitel vrubové citlivosti v místě IV	[1]
$r_{\check{c}}$	roztečný poloměr valivých elementů soudečkových ložisek	[mm]
$r_{\check{c}V}$	poloměr čepů pojízděcích kol přepravního vozíku	[mm]
r_O	poloměr otoče	[m]

r_V	uvažovaná vzdálenost těžiště přepravního vozíku od osy rotace točny	[m]
r_{VS}	vzdálenost těžiště výtahového stroje s krytem od osy rotace točny	[m]
r_1	vzdálenost výslednice tlaku větru W_1 od osy otáčení točny	[m]
r_2	vzdálenost výslednice tlaku větru W_2 od osy otáčení točny	[m]
r_3	vzdálenost výslednice tlaku větru W_3 od osy otáčení točny	[m]
r_4	vzdálenost výslednice tlaku větru W_4 od osy otáčení točny	[m]
r_5	vzdálenost výslednice tlaku větru W_5 od osy otáčení točny	[m]
r_6	vzdálenost výslednice tlaku větru W_6 od osy otáčení točny	[m]
r_7	vzdálenost výslednice tlaku větru W_7 od osy otáčení točny	[m]
R_a^H	jakost povrchu hřídele	[μm]
R_a^N	jakost povrchu náboje	[μm]
R_e	mez kluzu	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]
R_{ek}	mez kluzu ve smyku	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]
R_K	poloměr nosných a hnacích kol točny	[mm]
R_{KV}	poloměr pojížděcích kol přepravního vozíku	[mm]
R_L	reakce ve vazbě L	[N]
R_m	pevnost v tahu	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]
$R_{p0,2}$	smluvní mez kluzu	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]
R_S	reakce v podpoře S	[N]
R_U	reakce v podpoře U	[N]
s_o	součinitel bezpečnosti ložiska při statickém zatížení	[1]
s_8	deformace pružiny ve stavu plně zatíženém	[mm]
S_V	síla v lanech výtahového stroje při vytahování přepravního vozíku s lodí	[N]
S_{V0}	teoretická síla v lanech výtahového stroje při vytahování přepravního vozíku s lodí ustálenou rychlostí	[N]
t_a	doba rozběhu točny	[s]
t_b	doba brzdění točny	[s]
t_{b1}	doba brzdění točny v 1. extrémním případě	[s]
t_{b2}	doba brzdění točny v 2. extrémním případě	[s]
t_4	hloubka drážky pro pero	[mm]
T	potřebná tažná síla k překonání pasivních odporů	[N]

T_2	potřebná tažná síla k překonání pasivních odporů bez uvažování tíhy lodě	[N]
v	montážní vůle	[μm]
w	část přesahu, která se při lisování strhne	[μm]
w_p	zatížení větrem	[$\text{kp}\cdot\text{m}^{-2}$]
W_{k1}	modul průřezu 1 v krutu	[mm^3]
W_{k2}	modul průřezu 2 v krutu	[mm^3]
W_{k3}	modul průřezu 3 v krutu	[mm^3]
W_{k4}	modul průřezu 4 v krutu	[mm^3]
W_{kI}	modul průřezu v krutu v místě II	[mm^3]
W_{kII}	modul průřezu v krutu v místě III	[mm^3]
W_{kIV}	modul průřezu v krutu v místě IV	[mm^3]
W_{ox}	modul průřezu v ohybu vzhledem k ose x	[mm^3]
W_{o1}	modul průřezu 1 v ohybu	[mm^3]
W_{o2}	modul průřezu 2 v ohybu	[mm^3]
W_{o3}	modul průřezu 3 v ohybu	[mm^3]
W_{oI}	modul průřezu v ohybu v místě I	[mm^3]
W_{oII}	modul průřezu v ohybu v místě III	[mm^3]
W_{oIV}	modul průřezu v ohybu v místě IV	[mm^3]
W_0	výslednice tlaku větru působící v těžišti uvažované plochy A_0	[N]
W_1	výslednice tlaku větru působící v těžišti uvažované plochy A_1	[N]
W_2	výslednice tlaku větru působící v těžišti uvažované plochy A_2	[N]
W_3	výslednice tlaku větru působící v těžišti uvažované plochy A_3	[N]
W_4	výslednice tlaku větru působící v těžišti uvažované plochy A_4	[N]
W_5	výslednice tlaku větru působící v těžišti uvažované plochy A_5	[N]
W_6	výslednice tlaku větru působící v těžišti uvažované plochy A_6	[N]
W_7	výslednice tlaku větru působící v těžišti uvažované plochy A_7	[N]
α	součinitel pevnostní teorie	[1]
α_a	úhel rozběhu	[$^\circ$]
α_b	úhel umístění snímače polohy	[$^\circ$]
α_N	součinitel teplotní roztažnosti náboje	[K^{-1}]
α_{oI}	součinitel tvaru vrubu v místě I	[1]
α_{oII}	součinitel tvaru vrubu v místě II	[1]
α_{oIII}	součinitel tvaru vrubu v místě III	[1]

α_{olV}	součinitel tvaru vrubu v místě IV	[1]
β_{ol}	součinitel vrubu v místě I	[1]
β_{olI}	součinitel vrubu v místě II	[1]
β_{olII}	součinitel vrubu v místě III	[1]
β_{olV}	součinitel vrubu v místě IV	[1]
$\bar{\delta}_{max}$	maximální tabulkový (skutečný) přesah	[μm]
$\bar{\delta}_{min}$	minimální tabulkový (skutečný) přesah	[μm]
Δd_{max}	maximální efektivní přesah	[μm]
$\Delta d'_{max}$	maximální výrobní přesah	[μm]
Δd_{min}	minimální efektivní přesah	[μm]
$\Delta d'_{min}$	minimální výrobní přesah	[μm]
ΔT	ohřátí náboje	[$^{\circ}\text{C}$]
ε_{vol}	součinitel velikosti hřídele v místě I	[1]
ε_{volI}	součinitel velikosti hřídele v místě II	[1]
ε_{volII}	součinitel velikosti hřídele v místě III	[1]
ε_{volIV}	součinitel velikosti hřídele v místě IV	[1]
η_c	celková mechanická účinnost pohonu	[1]
η_p	účinnost předpokládané třístupňové převodovky	[1]
η_{pol}	součinitel jakosti povrchu v místě I	[1]
η_{polI}	součinitel jakosti povrchu v místě II	[1]
η_{polII}	součinitel jakosti povrchu v místě III	[1]
η_{polIV}	součinitel jakosti povrchu v místě IV	[1]
η_s	účinnost sekundárního převodu	[1]
η_u	účinnost uložení hnacího hřídele v ložiskách	[1]
K	součinitel zahrnující vliv pasivních odporů, které nelze přesně vyjádřit	[1]
ν_H	Poissonovo číslo materiálu hřídele	[1]
ν_N	Poissonovo číslo materiálu náboje	[1]
ξ	součinitel setrvačných momentů	[1]
σ_{ao}	amplitudové napětí v ohybu	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]
σ_{aoI}	amplitudové napětí pro symetricky střídavý ohyb v místě I	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]
σ_{aoII}	amplitudové napětí pro symetricky střídavý ohyb v místě II	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]
σ_{aoIII}	amplitudové napětí pro symetricky střídavý ohyb v místě III	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]
σ_{aoIV}	amplitudové napětí pro symetricky střídavý ohyb v místě IV	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]

$\sigma_{Co(-1)}$	mez únavy pro symetricky střídavé zatěžování v ohybu	[N.mm ⁻²]
$\sigma_{Co(-1)I}^x$	mez únavy pro symetricky střídavé zatěžování v ohybu v místě vrubu I	[N.mm ⁻²]
$\sigma_{Co(-1)II}^x$	mez únavy pro symetricky střídavé zatěžování v ohybu v místě vrubu II	[N.mm ⁻²]
$\sigma_{Co(-1)III}^x$	mez únavy pro symetricky střídavé zatěžování v ohybu v místě vrubu III	[N.mm ⁻²]
$\sigma_{Co(-1)IV}^x$	mez únavy pro symetricky střídavé zatěžování v ohybu v místě vrubu IV	[N.mm ⁻²]
σ_{mo}	střední napětí v ohybu	[N.mm ⁻²]
σ_o	napětí v ohybu	[N.mm ⁻²]
σ_{omax}	maximální napětí v ohybu	[N.mm ⁻²]
σ_{ored1}	redukované napětí v ohybu v místě průřezu 1	[N.mm ⁻²]
σ_{ored2}	redukované napětí v ohybu v místě průřezu 2	[N.mm ⁻²]
σ_{ored3}	redukované napětí v ohybu v místě průřezu 3	[N.mm ⁻²]
σ_{o1}	napětí v ohybu pro průřez 1	[N.mm ⁻²]
σ_{o2}	napětí v ohybu pro průřez 2	[N.mm ⁻²]
σ_{o3}	napětí v ohybu pro průřez 3	[N.mm ⁻²]
σ_{oI}	napětí v ohybu v místě I	[N.mm ⁻²]
σ_{oII}	napětí v ohybu v místě II	[N.mm ⁻²]
σ_{oIII}	napětí v ohybu v místě III	[N.mm ⁻²]
σ_{oIV}	napětí v ohybu v místě IV	[N.mm ⁻²]
σ_o	osové napětí	[N.mm ⁻²]
σ_r	radiální napětí	[N.mm ⁻²]
$\sigma_{red}^{H.M.H.}$	redukované napětí podle energetické teorie	[N.mm ⁻²]
$\sigma_{red}^{T_{max}}$	redukované napětí podle teorie maximálního smykového napětí	[N.mm ⁻²]
σ_t	tečné napětí	[N.mm ⁻²]
σ_1	1. hlavní napětí	[N.mm ⁻²]
σ_2	2. hlavní napětí	[N.mm ⁻²]
σ_3	3. hlavní napětí	[N.mm ⁻²]
T_a	amplitudové napětí v krutu	[N.mm ⁻²]
T_{Dk}	dovolené napětí v krutu	[N.mm ⁻²]

T_{Dm}	dovolené mezní napětí materiálu pružiny v krutu	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
T_k	napětí v krutu	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
T_{k1}	napětí v krutu pro průřez 1	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
T_{k2}	napětí v krutu pro průřez 2	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
T_{k3}	napětí v krutu pro průřez 3	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
T_{k4}	napětí v krutu pro průřez 4	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
T_{kII}	napětí v krutu v místě II	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
T_{kIII}	napětí v krutu v místě III	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
T_{kIV}	napětí v krutu v místě IV	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
T_m	střední napětí v krutu	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
T_8	napětí materiálu pružiny v krutu ve stavu plně zatíženém	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
φ_{DL}	dovolené naklopení v ložisku	$[\text{°}]$
φ_{LS}	naklopení v ložisku axiálně sevřeném	$[\text{°}]$
φ_{LU}	naklopení v ložisku axiálně uvolněném	$[\text{°}]$
ω_m	úhlová rychlost elektromotoru	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$
ω_O	úhlová rychlost otoče	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$

Úvod

Lodní doprava, stejně jako ostatní druhy dopravy, slouží pro přepravu osob či nákladu. Dopravními prostředky jsou plavidla, která se pohybují na hladině vodních cest, jež mohou být tvořeny řekami, moři, oceány nebo uměle vytvořenými plavebními kanály. Na řekách se však často vyskytují překážky v podobě jezů a přehradních hrází, vybudovaných za účelem regulace průtoku, ochrany před povodněmi nebo zadržování vody pro výrobu elektrické energie. Tyto překážky lze překonávat v případě malých výškových rozdílů plavebními komorami a v případě větších výškových rozdílů kaskádami plavebních komor nebo častěji pomocí lodních zdvihadel (výtahů), která se vyznačují vyšší přepravní rychlostí, avšak jsou konstrukčně složitější, náročnější z hlediska údržby a jejich výstavba vyžaduje vyšší investiční náklady.

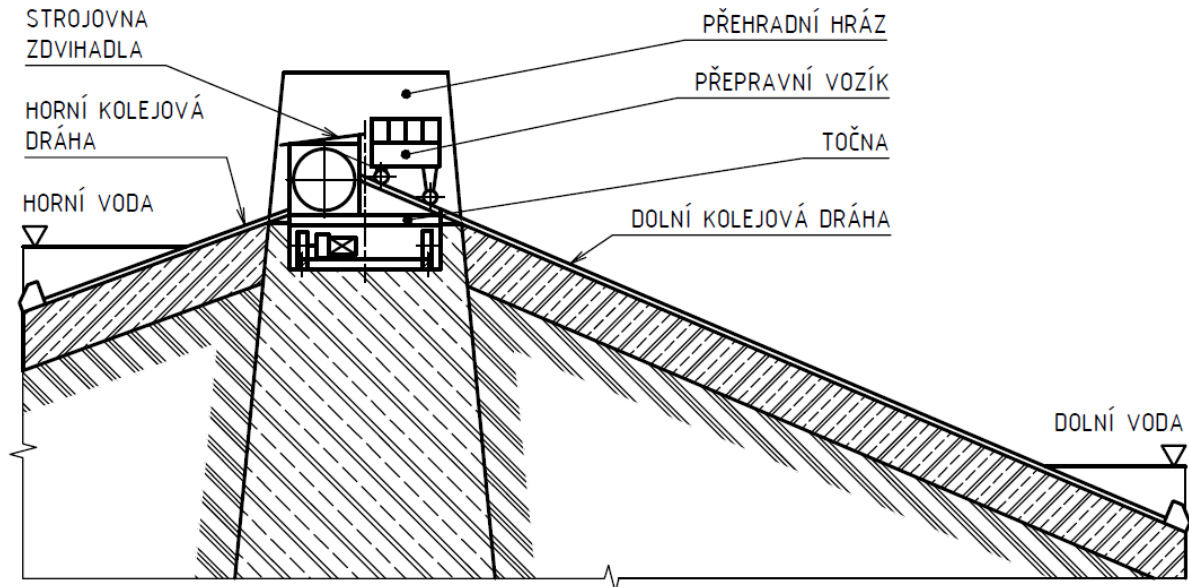
V České republice je v současné době jediné lodní zdvihadlo. Jedná se o šikmé zdvihadlo, určené k přepravě sportovních lodí s maximálním výtlakem 3,5 t, a nachází se na vltavském vodním díle Orlík. Pro velká plavidla se plánuje do budoucna stavba velkého lodního zdvihadla jak na vodním díle Orlík, kde pro něj již byla při stavbě přehrady připravena dráha s ozubnicí, tak i na vodním díle Slapy. Tímto by se vytvořila vodní cesta splavná po celé délce Vltavy.

Přestože výše uvedené šikmé lodní zdvihadlo na Orlické přehradě prošlo od svého uvedení do provozu již několika rekonstrukcemi, přičemž poslední se uskutečnila v roce 2012 a byla při ní zvětšena šířka přepravního vozíku, je stále mnoho sportovních a rekreačních lodí, které tímto zdvihadlem nemohou být v současnosti přepravovány. Řešením tohoto problému je u stávajícího zdvihadla zvětšit nosnost, případně jeho užité rozměry, což však představuje provést nový návrh jeho hlavních částí, kterými jsou výtahový stroj, přepravní vozík a točna. Návrh této točny je hlavním předmětem předložené diplomové práce.

Cíl práce

Cílem této diplomové práce je navrhnout pro zdvihadlo sportovních lodí na Orlické přehradě točnu, tedy její pohon a ocelovou konstrukci, jež umožní společně s novým přepravním vozíkem a výtahovým strojem zvýšení nosnosti zdvihadla ze současných 3,5 t na 6 t.

Požadovanou funkcí točny je otočit strojovnu zdvihadla a vytažený přepravní vozík s lodí z jedné strany přehradní hráze na stranu druhou, kde je přepravní vozík s lodí spuštěn ke druhé hladině vodní cesty (viz obr. 1.).



obr. 1.: Schéma lodního výtahu na Orlické přehradě

1 Rešerše problematiky

Rešerše je rozdělena do dvou částí. V první části jsou pro představu uvedeny a stručně popsány základní druhy používaných lodních zdvihadel a ve druhé části jsou popsány konstrukce točen, jež se využívají pro lodní zdvihadla, ale také točen určených pro jiné účely.

1.1 Stručný přehled lodních zdvihadel

Lodní zdvihadla lze dělit podle směru přepravy plavidla na svislá, šikmá a speciální.

Příkladem svislého zdvihadla může být lodní zdvihadlo mezi městy Strépy a Thieu v Belgii (viz obr. 2.). Toto zdvihadlo přepravuje plavidla o maximálním výtlačku 1 350 t a překonává výškový rozdíl 73,15 m. Pro přepravu jsou zde použity dva na sobě nezávisle pracující přepravní žlaby s protizávažím. [1]



obr. 2.: Svislé lodní zdvihadlo, Strépy-Thieu, Belgie, [2]

Šikmá lodní zdvihadla se principem podobají pozemním lanovým drahám. Jejich přepravní žlab může být vzhledem ke směru pohybu uložen příčně nebo podélně. Nevýhodou u těchto zdvihadel je vodorovná složka setrvačné síly, která může zapříčinit rozhoupání hladiny vody ve žlabu a způsobovat tak nárazy lodě do stěny žlabu. Řešením jsou velmi pozvolné rozjezdy a brzdění žlabu, čímž se však prodlužuje doba přepravy.

Mezi šikmá zdvihadla je možné zařadit například lodní zdvihadlo ve francouzské vesnici Arzviller (viz obr. 3.). Převazuje plavidla do výšky 44,55 m po dráze s úhlem sklonu $22,3^\circ$, jeho přepravní žlab je příčně uložen a vyvažován dvojicí závaží, která se pohybuje pod žlabem v jeho dráze. [3]



obr. 3.: Šikmé lodní zdvihadlo, Arzviller, Francie, [4]

Dalším příkladem je šikmé lodní zdvihadlo na řece Jenisej v ruském městě Krasnojarsk (viz obr. 4.). Výška, do které jsou plavidla o maximálním výtoku 1 500 t přepravována, je 104 m a úhel sklonu dráhy činí $5,71^\circ$. Přepravní žlab je uložen podélně a je poháněn 156 hydromotory, jejichž pastorky zabírají s ozubnicemi, které jsou součástí kolejové dráhy. V horní poloze dráhy je žlab otáčen pomocí točny, jež bude popsána dále. [5]



obr. 4.: Šikmé lodní zdvihadlo, Krasnojarsk, Rusko, [6]

Posledním šikmým lodním zdvihadlem, které bude popsáno, je šikmé zdvihadlo sportovních lodí na přehradě Orlík (viz obr. 5.). Toto zdvihadlo bylo do provozu uvedeno v roce 1966 a od té doby prošlo několika rekonstrukcemi. [7]



obr. 5.: Šikmé lodní zdvihadlo na vodním díle Orlík – pohled na přepravní vozík u dolní stanice, [8]



obr. 6.: Šikmé lodní zdvihadlo na vodním díle Orlík – detail přepravního vozíku, [9]

Lodě s maximálním výtlačkem 3,5 t, šířkou 3 m a délkou 8,5 m jsou přepravovány do výšky 71,5 m po kolejové dráze dlouhé 277 m, přičemž úhel sklonu dráhy je 22° v dolní části a 8° v horní části. Přepravní vozík, jenž přepravuje plavidla nasucho rychlostí $1,225 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, je vytahován dvěma lany pomocí bubnového

výtahového stroje (vozík nemá protizávaží) s elektromotorem o maximálním výkonu 70 kW. V nejvyšším místě dráhy je vozík s lodí otočen na točně o 180° a spouštěn ke druhé hladině. [10]



obr. 7.: Šikmé lodní zdvihadlo na vodním díle Orlík – pohled na přepravní vozík v horní stanici, [11]

Za speciální lodní zdvihadlo lze považovat rotační zdvihadlo Falkirk Wheel (viz obr. 8.) u skotského města Falkirk. Základem je rotor, ve kterém jsou proti sobě otočně uloženy dva vyvážené přepravní žlaby. Po otočení rotoru o 180° jsou vyměněny polohy dvou žlabů, čímž je překonán výškový rozdíl 34,5 m. [12]



obr. 8.: Rotační lodní zdvihadlo Falkirk Wheel, Skotsko, [13]

1.2 Točny

Točny pro změnu orientace lodí se využívají většinou u šikmých lodních zdvihadel s podélně uloženým přepravním žlabem. Od ostatních točen se liší především úpravou otočné části (otoče), na které musí být část šikmé dráhy a někdy také strojná zdvihadla.

V následujícím textu budou popsány dvě točny pro lodní zdvihadla a tři točny určené pro jiné účely, u nichž bude stát za povšimnutí řešení jejich pohonu.

První popisovaná točna, jejíž nový návrh je předmětem této práce, je točna lodního zdvihadla na přehradě Orlík (viz obr. 9.).



obr. 9.: Točna lodního zdvihadla na přehradě Orlík s vytaženým přepravním vozíkem

Průměr této točny je 9 480 mm, rozsah otočení $\pm 180^\circ$ a zatížena je jak přepravním vozíkem s lodí o celkové hmotnosti 8 500 kg [10], tak i strojnou zdvihadla. Otoč, jež je středěna naklápěcím soudečkovým ložiskem [14], se odvaluje pěti nosnými koly o průměru 500 mm po kruhové kolejnici se středním průměrem 8 000 mm. [15]

Pohon otoče zajišťuje elektromotor, převodovka a převáděcí kuželové soukolí, které jsou uloženy na ocelové konstrukci otoče, přičemž výstupní pastorek převáděcího kuželového soukolí zabírá s cévovým ozubením věnce, jenž je ukotven v šachtě točny (viz Příloha 1.). [16]

U točen velkých průměrů se používá místo kruhové otočné plošiny (otoče) pouze otočný most na podvozkách, jejichž kola se odvalují po kolejnici. Tak je tomu i u točny výše popisovaného lodního zdvihadla ve městě Krasnojarsk (viz obr. 10.). Tato točna, jež je zatížena přepravním žlabem s lodí o celkové hmotnosti 8 100 t, má průměr 104,6 m a rozsah otáčení $\pm 140^\circ$. Pro napájení přepravního žlabu jsou na boku otočného mostu sloupy s trolejovým vedením. [5]



obr. 10.: Točna s přepravním žlabem lodního zdvihadla v Krasnojarsku, [17]

Zajímavé řešení pohonu lze nalézt u železniční točny lokomotiv rekonstruované českou firmou Adeco (viz obr. 11.).



obr. 11.: Železniční točna lokomotiv v Bohumíně, [18]

Točna o průměru 26 m je osazena dvěma hnacími jednotkami, které přenášejí krouticí moment přímo na kola točny. Každá jednotka sestává z elektromotoru a čelní převodovky, jež je nasunuta na hnacím hřídeli kola. Reakční moment je potom

zachycován reakčním ramenem, spojujícím převodovku s rámem otoče (viz obr. 12.). Kromě dvou hnacích jednotek, řízených frekvenčními měniči, je točna vybavena ještě ručním pohonem, který je realizován řetězovým převodem a jednostupňovým převodem ozubenými koly (viz obr. 13.). [19]

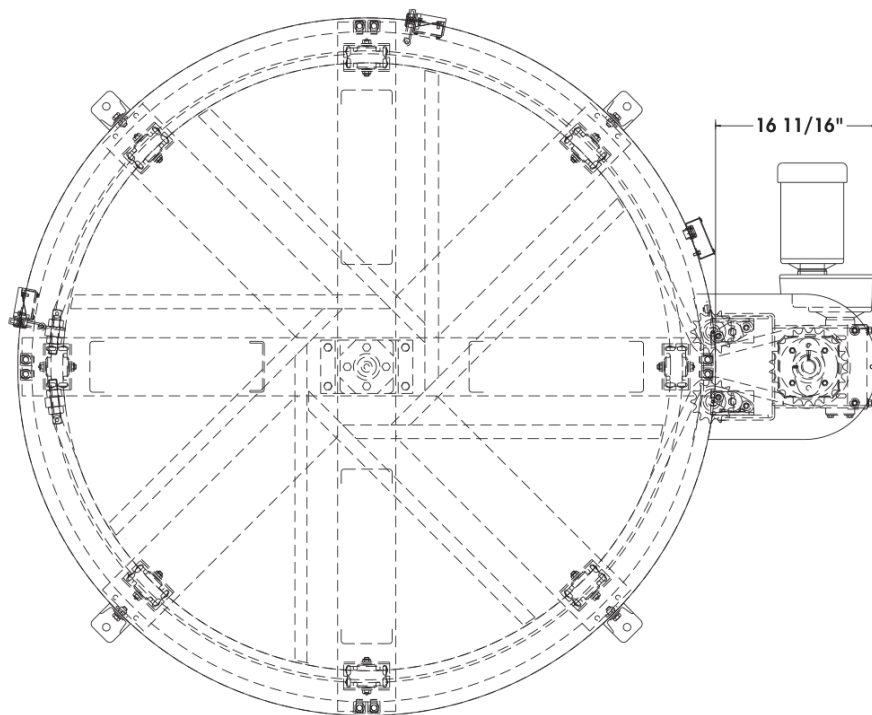


obr. 12.: Hnací jednotka železniční točny lokomotiv, Bohumín, [20]



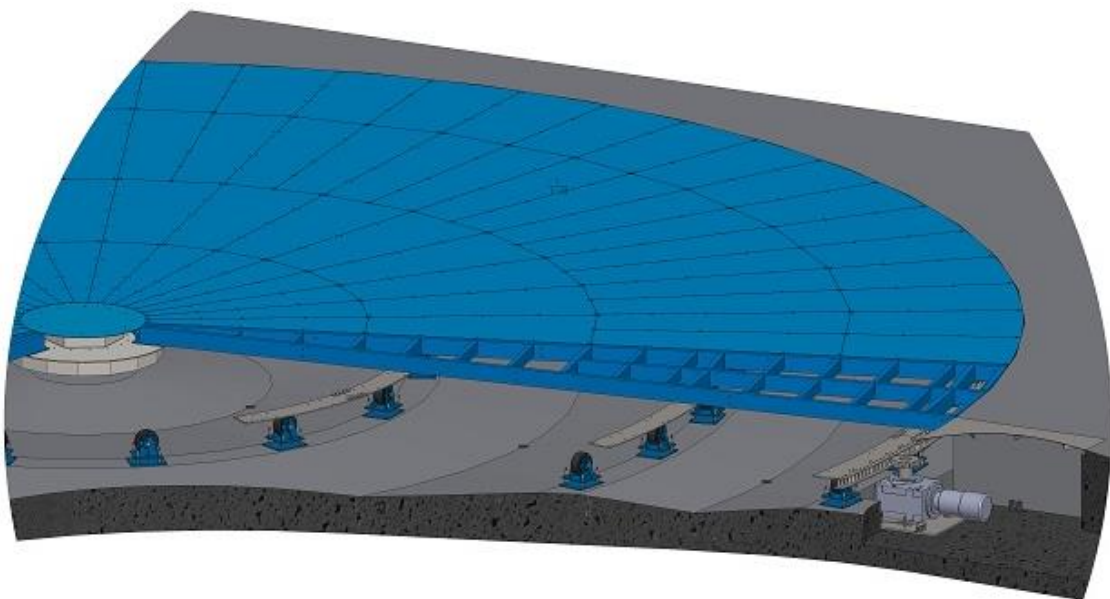
obr. 13.: Ruční pohon železniční točny před montáží podlah, Bohumín, [21]

Další možností pohonu je elektromotor s převodovkou a řetězovým převodem. Tento pohon využívá firma Material Flow & Conveyor Systems pro pohon točen, které jsou součástí dopravníkových linek (viz obr. 14.). Největší točna vyráběná touto firmou má průměr 2 438,4 mm (převedeno ze stop), nosnost 2 268 kg (převedeno z liber) a obvodovou rychlost $10,7 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ (převedeno ze stop za minutu). [22]



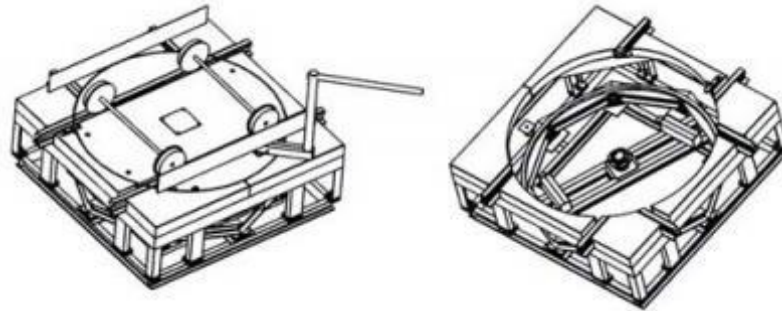
obr. 14.: Uspořádání pohonu točny od firmy Material Flow & Conveyor Systems, [23]

Posledním popisovaným zařízením je točna pro nákladní automobily od firmy Weizhong Revolving Machinery. Pohon je řešen elektromotorem a převodovkou, z níž vystupuje pastorek, který zabírá s cévovým ozubením věnce spojeného s otočí. Ta se odvaluje po kladkách, jež jsou upevněny v šachtě (viz obr. 15.). Uvedená firma má v nabídce největší točnu o průměru 24 m, jejíž nosnost je 100 t a rozsah otáček (0,1 až 0,25) min⁻¹. Výkon třífázového elektromotoru je 22 kW. [24]



obr. 15.: Točna pro nákladní automobily od firmy Weizhong Revolving Machinery, [25]

Nakonec lze spíše pro zajímavost uvést točnu kolejových vozíků s ručním pohonem od české firmy Iteco (viz obr. 16.). Tato točna, jejíž nosnost je 10 400 kg, má otoč o průměru 2 180 mm uloženou na čtyřech valivých kladkách a středovém naklápěcím kuličkovém ložisku. K otočení je třeba síla přibližně 480 N. [26]



obr. 16.: Točna s ručním pohonem od firmy Iteco, [27]

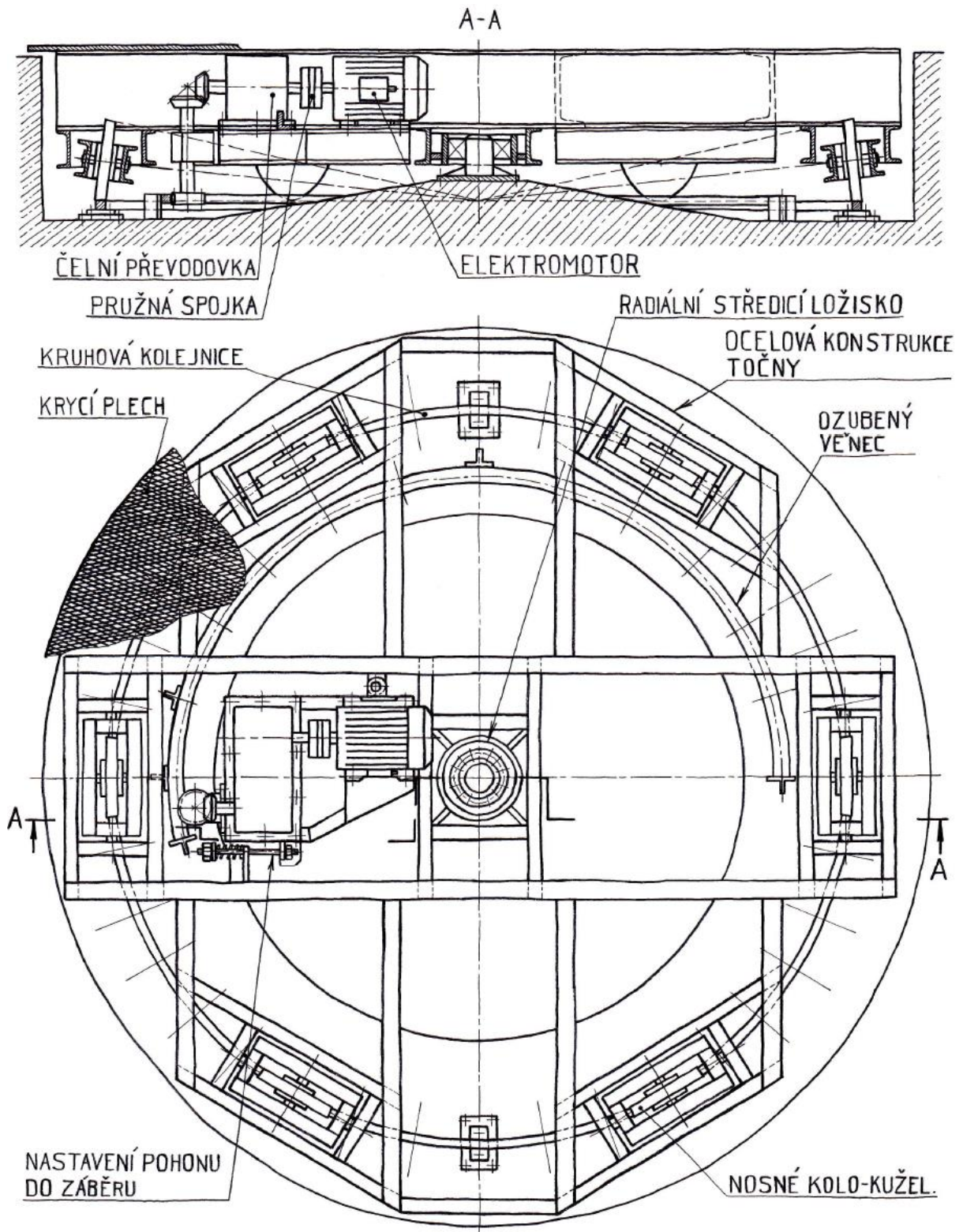
2 Koncepční varianty

Koncepční varianty ukazují především možnosti řešení pohonu točny. Při jejich tvorbě je třeba brát v potaz velikost celkového převodového poměru pohonu, neboť realizace převodu ovlivní konstrukci pohonu a tím do jisté míry i konstrukci rámu otoče (otočné části točny). Jelikož otáčky otoče budou vzhledem k jejímu průměru přibližně 1 min^{-1} a otáčky běžného asynchronního elektromotoru, který bude použit k pohonu, se pohybují v rozmezí (700 až 2 800) min^{-1} , lze předpokládat, že celkový převodový poměr se bude pohybovat v řádu stovek. Z tohoto a z rozměrů točny vyplývá, že převod pohonu je nutno řešit vícestupňově. S ohledem na tuto skutečnost byly navrženy dvě základní koncepční varianty, ze kterých je možné úpravami odvodit další způsoby řešení.

2.1 Varianta s pevným ozubeným věncem

První koncepční varianta (viz *obr. 17.*) využívá k pohonu čelní třístupňové převodovky, převáděcího kuželového soukolí a pastorku s ozubeným věncem. Elektromotor je připojen k čelní převodovce pružnou hřídelovou spojkou, která tlumí rázy při rozběhu zařízení. Pastorek převáděcího kuželového soukolí, jehož funkcí je změnit vodorovnou osu rotace na svislou, je spojen s výstupním hřídelem čelní převodovky a kolo je spojeno se svislým vřetenem. Převodový poměr kuželového soukolí je v tomto případě roven jedné. Je však možné tento poměr zvětšit a namísto čelní třístupňové převodovky použít pouze dvoustupňovou. Na spodním konci vřetena je pastorek, který zabírá s ozubeným věncem, jenž je pevně ukotven v šachtě točny pomocí tyčí průřezu T. Ozubení věnce může být buď evolventní nebo cévové, jehož výroba by byla při potřebném velkém průměru věnce (přibližně 7 m) jednodušší a méně nákladná. Jelikož požadovaný rozsah otáčení točny je $\pm 180^\circ$, není třeba, aby ozubený věnec byl vyráběn jako uzavřený kruh, ale stačí jeho určitá výseč.

Elektromotor, čelní třístupňová převodovka a svislé vřeteno jsou upevněny k rámu pohonu, který je otočně uložen v rámu celé otoče. Otočné uložení s předepnutou pružinou umožňuje vyrovnávat odchylky kruhovitosti ozubeného věnce a souososti věnce s osou rotace točny, čímž je udržován pastorek a ozubený věnec po celou dobu otáčení v záběru.



obr. 17.: Skica koncepční varianty s pevným ozubeným věncem

Otoč točny je nesena šesti kuželovými koly a středěna radiálním ložiskem, které je nasunuto na středícím čepu, jenž je pevně ukotven v šachtě točny. Kuželová kola zajišťují podmínky pro jejich ideální odvalování po kruhové kolejnici a jsou uložena

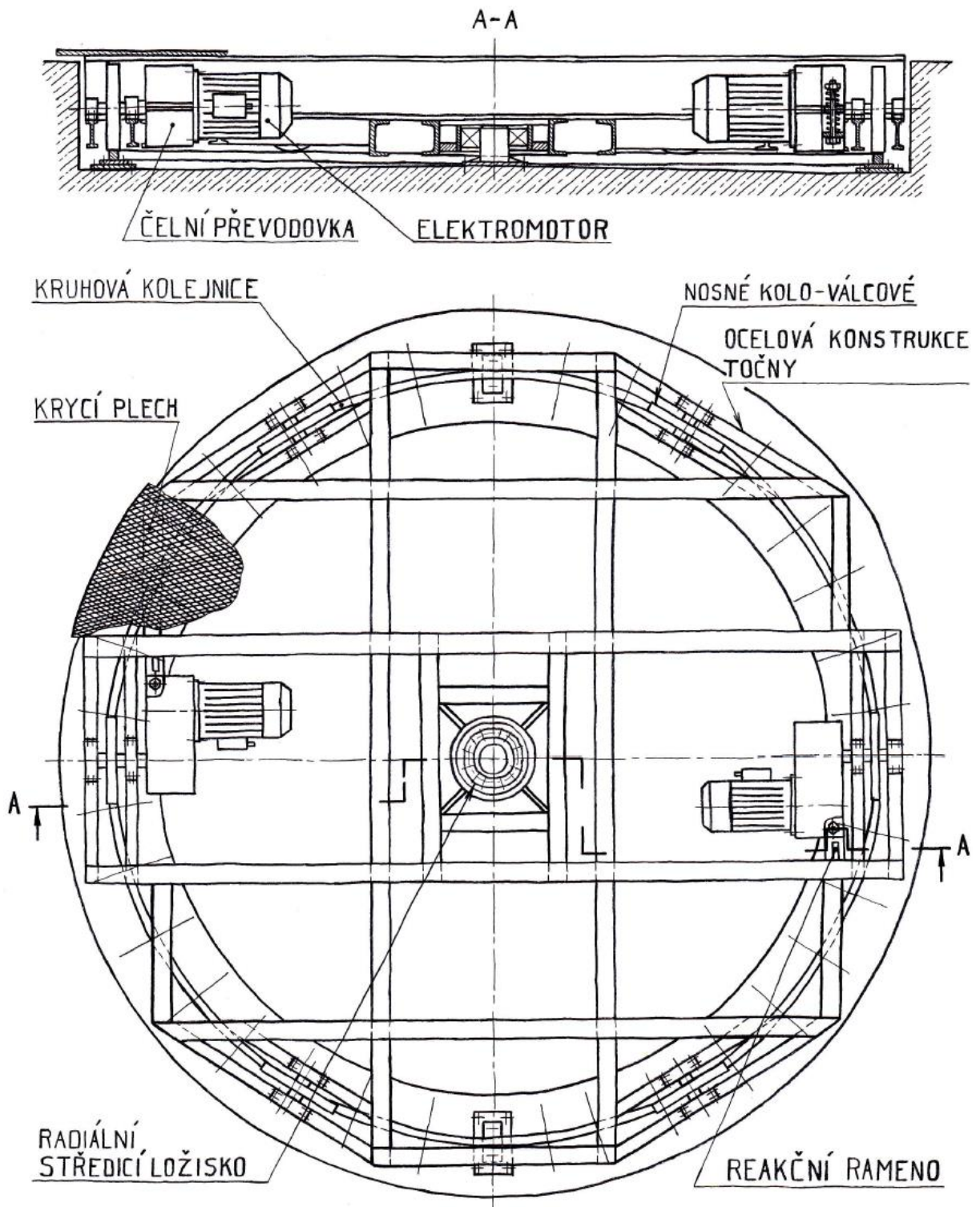
v naklápěcích rámech. Kruhová kolejnice je upevněna pomocí podkladnic a kotevních šroubů v šachtě. Rám otoče je řešen jako svařenec, na němž bude také strojovna lodního výtahu a část skloněné kolejové dráhy přepravního vozíku. Pro zajištění bezpečnosti provozu je točna zakryta pochozími krycími plechy.

2.2 Varianta s přímým pohonem kol

Ve druhé koncepční variantě (viz *obr. 18.*) je pohon točny řešen jednou nebo dvěma hnacími jednotkami připojenými přímo na hnací válcová kola. Počet hnacích jednotek je dán maximálním přenesitelným krouticím momentem z hnacího kola na kolejnici. Hnací jednotka sestává z elektromotoru, čelní třístupňové převodovky, hnacího hřídele a hnacího kola. Elektromotor je upevněn svou přírubou k čelní převodovce, která je nasunuta dutým výstupním hřídelem na hnací hřídel, na němž je nalisováno hnací kolo. Reakční moment pohonu je zachycován reakčním ramenem. Převod pohonu však není tvořen pouze čelní třístupňovou převodovkou, ta je pouze primárním převodem. Sekundární převod pak vzniká mezi hnacím kolem a kolejnicí.

Otoč točny je uložena na šesti válcových kolech, z nichž jedno nebo dvě jsou hnací, a středěna je radiálním ložiskem stejně jako v první variantě. Rám otoče je i zde řešen jako svařenec, na kterém bude strojovna lodního výtahu a část skloněné kolejové dráhy pro přepravní vozík. Pro zajištění bezpečnosti provozu je točna v této variantě opět zakryta pochozími krycími plechy.

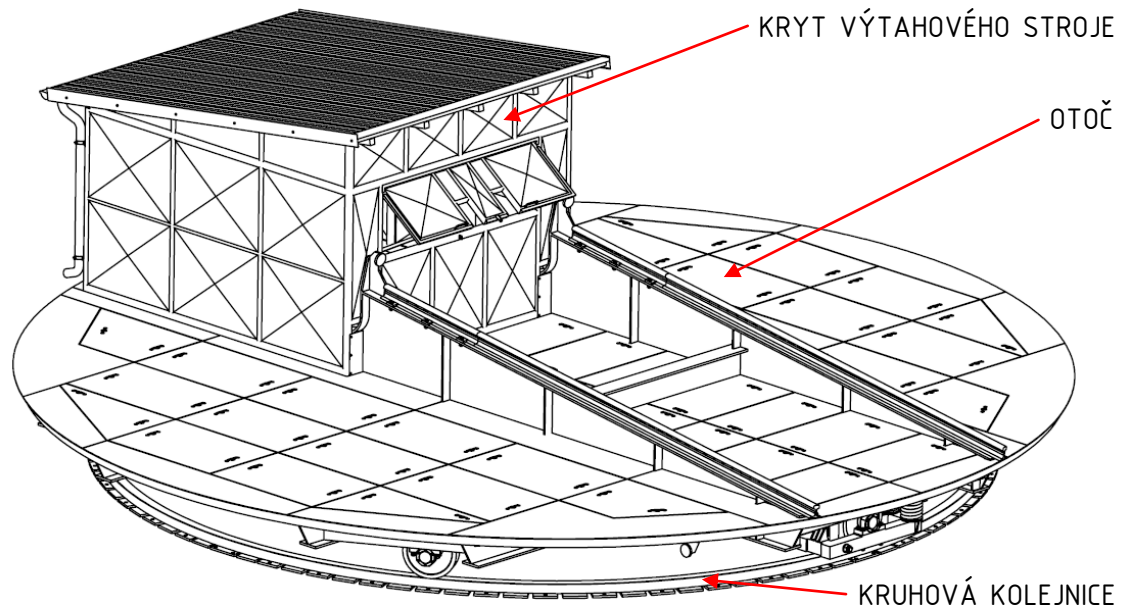
Ze dvou výše popsaných koncepčních variant byla vybrána varianta s přímým pohonem kol, u které se předpokládá jednodušší konstrukce a nižší výrobní náklady při splnění požadované funkce. Vybraná varianta byla podrobněji rozpracována a je v dalších částech práce blíže popsána. Avšak i u této varianty byly v průběhu řešení provedeny některé úpravy. Především pro zajištění stálého styku hnacích kol s kolejnicí, jelikož při výrobě točny a její instalaci do šachty vzniknou zcela jistě nepřesnosti, které způsobí, že některé z šesti uvažovaných kol nebude v kontaktu s kolejnicí, což by mělo v případě hnacích kol za následek přerušování přenosu tažné síly z kola na kolejnici.



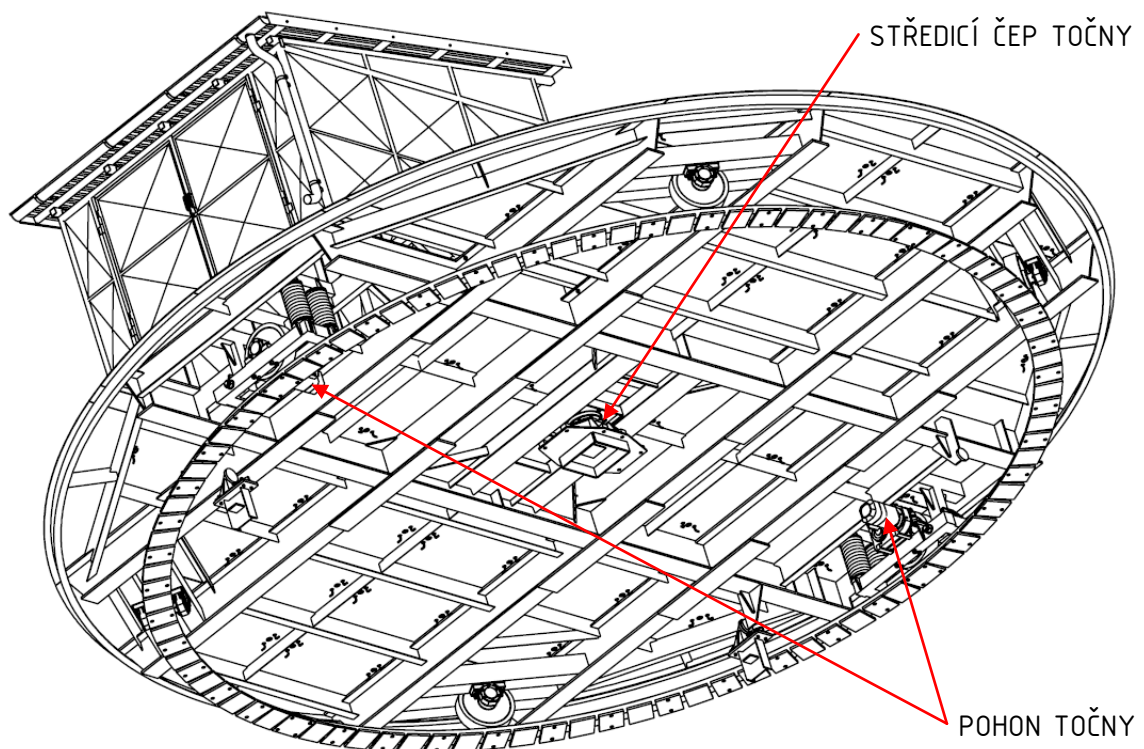
obr. 18.: Skica koncepční varianty s přímým pohonem kol

3 Návrh ocelové konstrukce točny

Podle vybrané koncepční varianty se celá sestava točny pro lodní výtah skládá z pěti hlavních skupin – otoč, pohon točny, středící čep točny, kruhová kolejnice a kryt výtahového stroje (viz obr. 19. a obr. 20.). Výkres sestavy točny pro lodní výtah je v Příloze 3.



obr. 19.: Pohled na sestavu točny shora



obr. 20.: Pohled na sestavu točny zespoda

V této kapitole bude popisován návrh ocelové konstrukce točny, tedy otoče, středícího čepu točny, kruhové kolejnice a krytu výtahového stroje. Návrh pohonu točny je popsán ve čtvrté kapitole.

3.1 Analýza sil působících na točnu

Pro dimenzování a kontrolu jednotlivých částí točny je třeba provést analýzu sil, které při provozu na točnu působí. Cílem analýzy je tedy zjistit velikosti sil v nejméně příznivých případech, přičemž nejméně příznivým případem je myšlen takový případ, ve kterém zatěžující síly dosáhnou svého maxima. Pro řešení této analýzy je zaveden zjednodušující předpoklad, že axiální síly, tedy síly působící na točnu ve svislém směru, jsou přenášeny přes válcová kola na kruhovou kolejnici a radiální síly, tedy síly působící na točnu ve vodorovném směru, jsou přenášeny přes středící ložisko na středící čep.

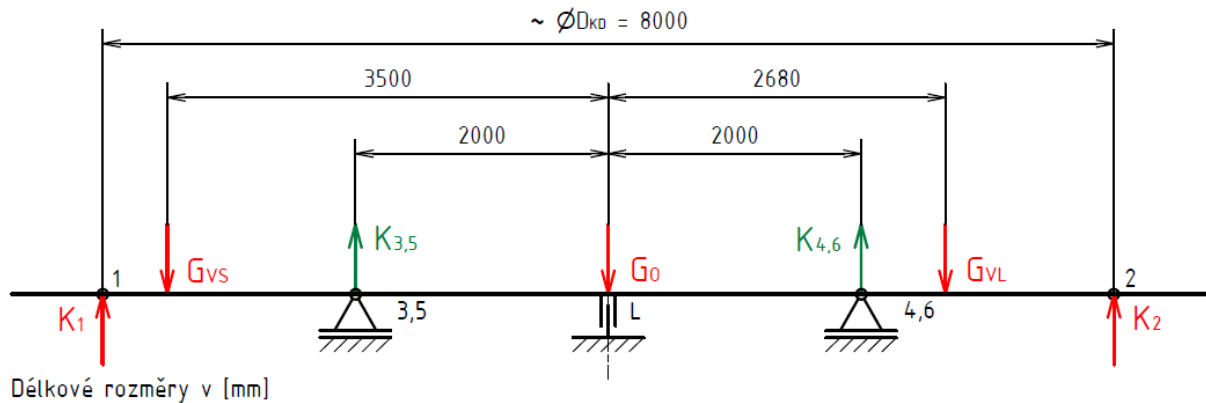
Při provozu točny nenastane nikdy stav, ve kterém by dosáhly síly působící ve svislém směru a síly působící ve vodorovném směru svého maxima v jednom okamžiku, nýbrž svého maxima síly dosahují vždy zvlášť, tedy ve dvou stavech provozu točny. Z toho plyne, že je třeba dále tyto stavy řešit zvlášť.

3.1.1 Stav největších sil ve svislém směru

Stav, ve kterém dosahují svého maxima síly působící ve svislém směru, nastane tehdy, když probíhá otáčení plně zatížené točny, tedy když je na točně přepravní vozík s naloženou lodí.

Jelikož je točna symetrická podle svislé roviny, která prochází osou rotace točny a která je rovnoběžná se směrem vytahování či spouštění přepravního vozíku, a je uvažováno působení svislých sil v této rovině, je točna zjednodušena na staticky určitý nosník o dvou podporách (viz *obr. 21.*). Podpora 3,5 představuje místo, které je dáno průmětem dvou nosných (nepoháněných) kol točny 3 a 5 do roviny symetrie. Obdobně podpora 4,6 představuje místo, které je dáno průmětem zbývajících dvou nosných (nepoháněných) kol točny 4 a 6 do roviny symetrie. Vazba L představuje středící ložisko točny, které udržuje otoč v ose rotace (použitá válcová kola jsou bez nákolků – funkci nákolků přebírá středící ložisko). Síly K_1 a K_2 , které jsou v místech uložení hnacích kol točny, jsou přítláčné síly hnacích kol 1 a 2. Velikosti těchto sil

jsou dány stlačením pružin odpružených kyvných vidlic (odpružené vidlice zajišťují stálý styk hnacích kol točny s kolejnici, podrobněji – viz podkapitola 3.2.2 *Odpružené kyvné vidlice*), přičemž v nejméně příznivém případě z hlediska zatížení nosných kol jsou pružiny kyvných vidlic nejméně stlačeny, a na pružinách tak vznikají síly F_1 , čímž jsou dány přítláčné síly hnacích kol $K_1^{F_1}$ a $K_2^{F_1}$.



obr. 21.: Model točny pro výpočet sil ve svislém směru

Silové účinky větru při určování sil ve svislém směru lze při uvažování dokonale tuhé konstrukce točny a vodorovném směru výslednic tlaku větru zanedbat. Ze statické rovnováhy ve svislém směru jsou potom vypočteny reakce v podporách 3,5 a 4,6.

$$\begin{aligned}
 K_{4,6} &= \frac{-G_{VS} \cdot 3500 + (G_{VS} + G_0 + G_{VL} - K_1^{F_1} - K_2^{F_1}) \cdot 2000 + G_{VL} \cdot 2680}{4000} = \\
 &= \frac{-122625 \cdot 3500 + (122625 + 147150 + 151074 - 78400 - 78400) \cdot 2000}{4000} + \\
 &+ \frac{151074 \cdot 2680}{4000} \doteq 125947,2 \text{ N}, \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_{3,5} &= G_{VS} + G_0 + G_{VL} - K_1^{F_1} - K_2^{F_1} - K_{4,6} = \\
 &= 122625 + 147150 + 151074 - 78400 - 78400 - 125947,2 = 138101,8 \text{ N}, \quad (2)
 \end{aligned}$$

kde G_{VS} je tíha výtahového stroje s krytem [N], G_0 je tíha otoče [N], G_{VL} je tíha přepravního vozíku s přepravovanou lodí a její posádkou [N], $K_1^{F_1}$ je přítláčná síla hnacího kola 1 při působení sil pružin F_1 [N], $K_2^{F_1}$ je přítláčná síla hnacího kola 2 při

působení sil pružin F_1 [N] a délkové rozměry jsou dány konstrukčním řešením točny, výtahového stroje a přepravního vozíku.

$$G_{VS} = m_{VS} \cdot g = 12\,500 \cdot 9,81 = 122\,625 \text{ N}, \quad (3)$$

kde m_{VS} je hmotnost výtahového stroje s krytem [kg] a g je tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$].

$$G_O = m_O \cdot g = 15\,000 \cdot 9,81 = 147\,150 \text{ N}, \quad (4)$$

kde m_O je hmotnost otoče [kg].

$$G_{VL} = (m_V + m_L) \cdot g = (8\,800 + 6\,600) \cdot 9,81 = 151\,074 \text{ N}, \quad (5)$$

kde m_V je hmotnost přepravního vozíku [kg] a m_L je hmotnost přepravované lodě s posádkou [kg].

$$K_1^{F_1} = K_2^{F_1} = 2 \cdot F_1 \cdot \frac{l_p}{l_K} = 2 \cdot 15\,680 \cdot \frac{900}{360} = 78\,400 \text{ N}, \quad (6)$$

kde konstanta 2 udává počet pružin na odpružené kyvné vidlici, F_1 je síla pružiny při jejím nejmenším stlačení [N] (viz podkapitola 3.2.2.1 *Návrh přítlačných pružin*), l_p je vzdálenost osy pružiny od osy otáčení odpružené kyvné vidlice [mm] a l_K je vzdálenost osy hnacího kola od osy otáčení odpružené kyvné vidlice [mm] (viz obr. 28.).

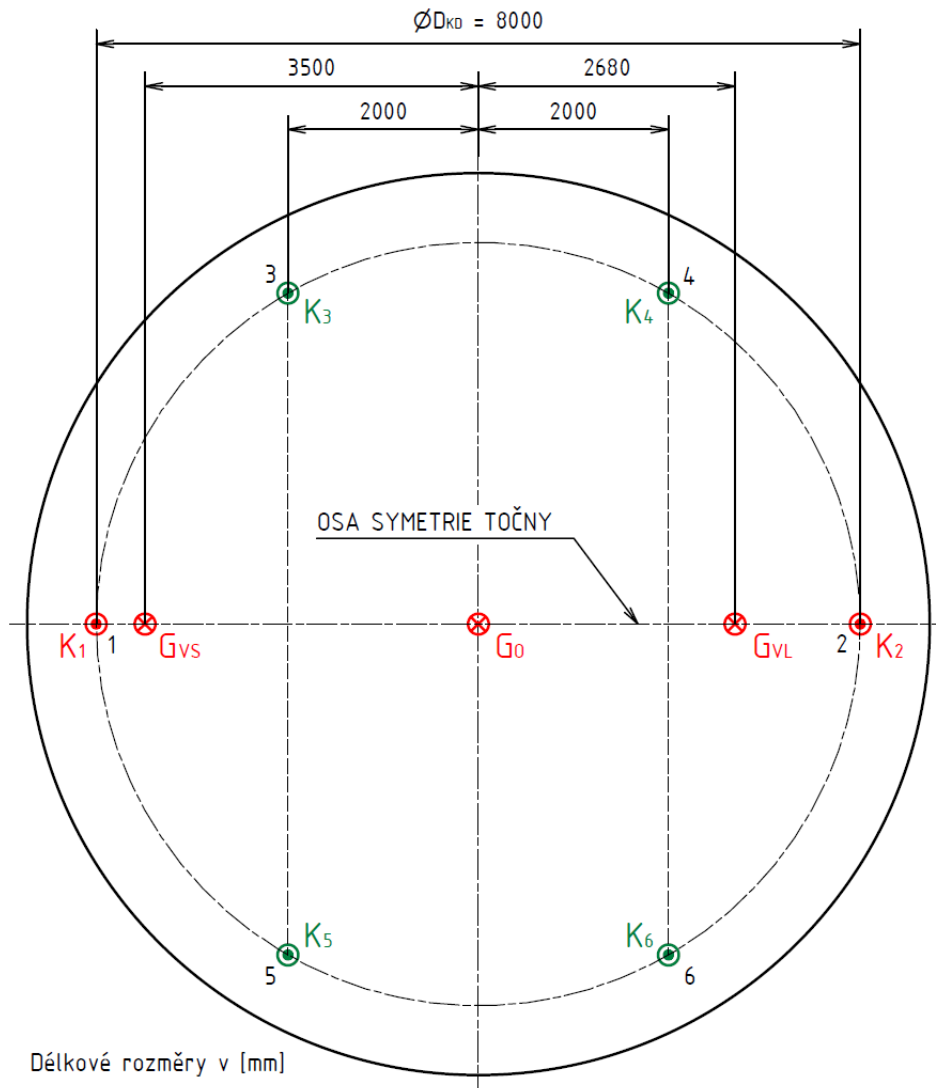
Z již známých reakcí $K_{3,5}$ a $K_{4,6}$ lze potom dopočítat reakce v jednotlivých podporách 3, 4, 5 a 6, jež představují čtyři nosná kola točny 3, 4, 5 a 6 (viz obr. 22.).

$$K_3 = K_5 = \frac{K_{3,5}}{2} = \frac{138\,101,8}{2} = 69\,050,9 \text{ N}, \quad (7)$$

$$K_4 = K_6 = \frac{K_{4,6}}{2} = \frac{125\,947,2}{2} = 62\,973,6 \text{ N}. \quad (8)$$

Vypočtené reakce K_3 , K_4 , K_5 a K_6 odpovídají největším svislým zatížením nosných kol točny a jejich hodnoty se uplatní především při pevnostní kontrole rámu otoče, kol, hřídelů kol a při kontrole ložisek hřídelů kol. Při výpočtech dle vztahů (7) a (8) je opět uvažována symetrie točny podle výše zmíněné svislé roviny a dále je uvažován ideální případ, při kterém budou ve styku s kolejnicí všechna kola točny. Tento případ ale zřejmě nikdy nenastane a v reálném provozu budou ve styku s kolejnicí vždy obě hnací kola a tři ze čtyř kol nosných. Svislé zatížení připadající na

nosné kolo, jež nebude ve styku s kolejnicí, se pak rozdělí mezi zbývající tři nosná kola, čímž dojde k jejich většímu zatížení, než je zde předpokládáno. Tato skutečnost je však zohledněna předimenzováním určitých částí točny.

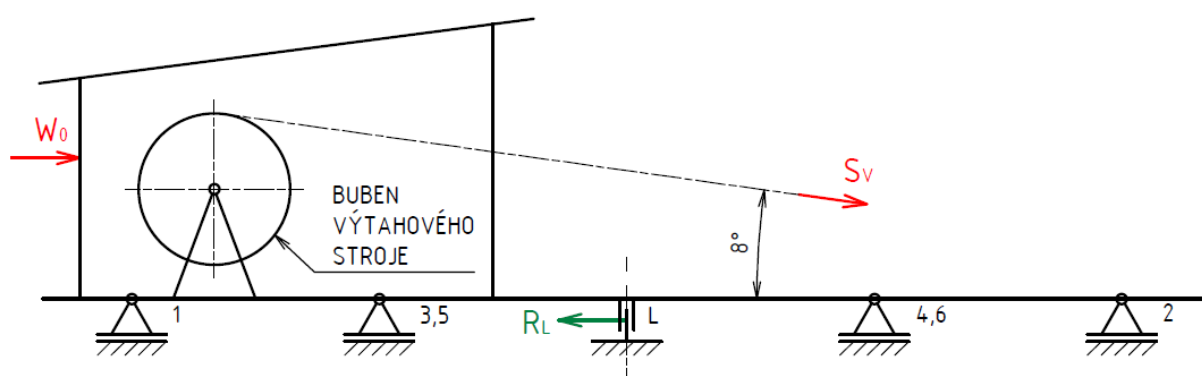


obr. 22.: Schéma rozkladu reakcí v podporách 3,5 a 4,6

3.1.2 Stav největších sil ve vodorovném směru

Síly působící ve vodorovném směru vznikají ve dvou případech. První případ nastává, když je točna zastavena v jedné z koncových poloh a provádí se vytahování nebo spouštění přepravního vozíku. Druhý případ je dán skutečností, že kola točny nebudou nikdy z důvodu výrobních a montážních nepřesností umístěna tak, aby jejich osy rotace procházely přesně středem točny. V důsledku toho pak budou při otáčení otoče vznikat přídavné síly ve vodorovném směru a také bude

pravděpodobně docházet ke smýkání kol. Velikosti přídavných sil jsou závislé na přesnosti výroby a montáže, a lze je tak přesně stanovit pouze experimentálně. Jejich výskyt bude mít nepříznivý vliv především na středící ložisko točny, avšak nepředpokládá se, že by přídavné síly byly větší než síly, jež vznikají v prvním případě. Z tohoto důvodu je považován za stav, ve kterém dosahují svého maxima síly působící ve vodorovném směru, první případ, a navíc situace, kdy se provádí vytahování přepravního vozíku s lodí a na kryt výtahového stroje působí silové účinky větru (viz obr. 23.).



obr. 23.: Model točny pro výpočet sil ve vodorovném směru

Ze statické rovnováhy ve vodorovném směru je potom vypočtena reakce ve vazbě L.

$$R_L = W_0 + S_V \cdot \cos 8^\circ = 2\,612,3 + 176\,923,5 \cdot \cos 8^\circ \doteq 177\,814\text{ N}, \quad (9)$$

kde W_0 je výslednice tlaku větru působící v těžišti uvažované plochy A_0 [N], přičemž vztah (10) pro její výpočet je převzat od Dražana [28], S_V je síla v lanech výtahového stroje při vytahování přepravního vozíku s lodí [N] a úhel 8° je dán sklonem kolejové dráhy výtahu v její horní části, tedy na přehradní hrázi, kde je točna umístěna.

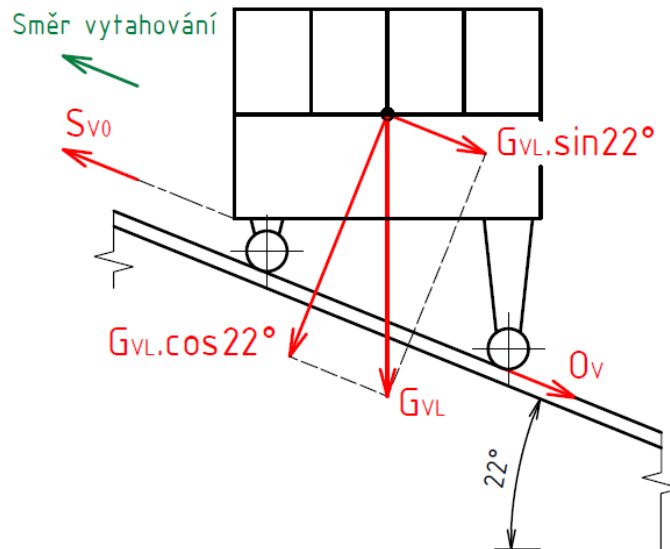
$$W_0 = w_p \cdot k_2 \cdot A_0 = 40,981 \cdot 0,85 \cdot 7,832 \doteq 2\,612,3\text{ N}, \quad (10)$$

kde w_p je zatížení větrem [$\text{kp} \cdot \text{m}^{-2}$] dle Dražana [28], k_2 je součinitel pro kabiny a strojovny [1] dle Dražana [28] a A_0 je plocha průmětu krytu výtahového stroje do roviny kolmé na směr větru [m^2].

$$S_V \approx 3 \cdot S_{V0} = 3 \cdot 58\,974,5 = 176\,923,5\text{ N}, \quad (11)$$

kde S_{V0} je teoretická síla v lanech výtahového stroje při vytahování přepravního vozíku s lodí ustálenou rychlostí [N] (viz obr. 24.) a konstanta 3, jež je odhadnuta,

zohledňuje skutečnost, že při vytahování je třeba ještě překonávat odpory na vodicích válcích výtahových lan a na začátku vytahování také setrvačné síly přepravního vozíku s lodí, a v důsledku toho dochází ke zvětšení síly v lanech.



obr. 24.: Působení sil při vytahování přepravního vozíku s lodí ustálenou rychlostí

$$S_{v0} = G_{VL} \cdot \sin 22^\circ + O_v = 151074 \cdot \sin 22^\circ + 2381,2 \doteq 58974,5 \text{ N}, \quad (12)$$

kde úhel 22° je sklon kolejové dráhy výtahu v její dolní části, tedy v úseku mezi hladinou vody a přehradní hrází, a O_v jsou pasivní odpory při vytahování přepravního vozíku s lodí [N], jež jsou dle Dražana [28] dány vztahem

$$O_v = \frac{G_{VL} \cdot \cos 22^\circ}{R_{KV}} \cdot (e + f_c \cdot r_{cV}) \cdot \kappa = \frac{151074 \cdot \cos 22^\circ}{200} \cdot (0,8 + 0,02 \cdot 60) \cdot 1,7 \doteq 2381,2 \text{ N}. \quad (13)$$

Ve vztahu (13) je R_{KV} poloměr pojízděcích kol přepravního vozíku [mm], e je součinitel valivého tření [mm], f_c je součinitel čepového tření [1], r_{cV} je poloměr čepů pojízděcích kol přepravního vozíku [mm] a κ je součinitel zahrnující vliv pasivních odporů, které nelze přesně vyjádřit [1].

Reakce R_L , jež je vypočtena ve vztahu (9), odpovídá největšímu radiálnímu zatížení středícího ložiska a její hodnota se uplatní především při kontrole tohoto ložiska a při pevnostní kontrole středícího čepu točny.

Jelikož hřídele kol točny jsou uloženy ve dvou ložiskách a jedno z nich musí být nutně axiálně sevřené, aby byla kola správně vedena po kruhové kolejnici, dochází k tomu, že síly působící na točnu ve vodorovném směru jsou vlivem tření mezi kolem a kolejnici přenášeny částečně i axiálně sevřeným ložiskem na kruhovou kolejnici.

Při zavedeném předpokladu, že síly působící na točnu ve vodorovném směru jsou přenášeny přes středící ložisko pouze na středící čep, je však tato skutečnost zanedbána a její nepříznivý vliv na axiálně sevřená ložiska hřídelů kol je zohledněn předimenzováním těchto ložisek.

3.2 Otoč

Otoč (viz *obr. 19.*) je otočná část točny, která je uložena na šesti válcových kolech, z nichž dvě jsou hnací a čtyři nosná (nepoháněná). Protože kola jsou bez nákolků, je otoč centrována pomocí středícího ložiska. Hlavní rozměry otoče, tedy její průměr, výška mezi kruhovou kolejnicí a krycími plechy a sklon části kolejové dráhy pro přepravní vozík, jsou dány podmínkou, že musí být využity stávající stavební celky zdvihadla a točny.

Hlavní části otoče jsou její rám, odpružené kyvné vidlice, středící ložisko točny, kolejová dráha pro přepravní vozík, krycí plechy a nosná kola s uložením. Tyto části, případně jejich návrh nebo kontrola, jsou podrobněji popsány dále.

3.2.1 Rám otoče

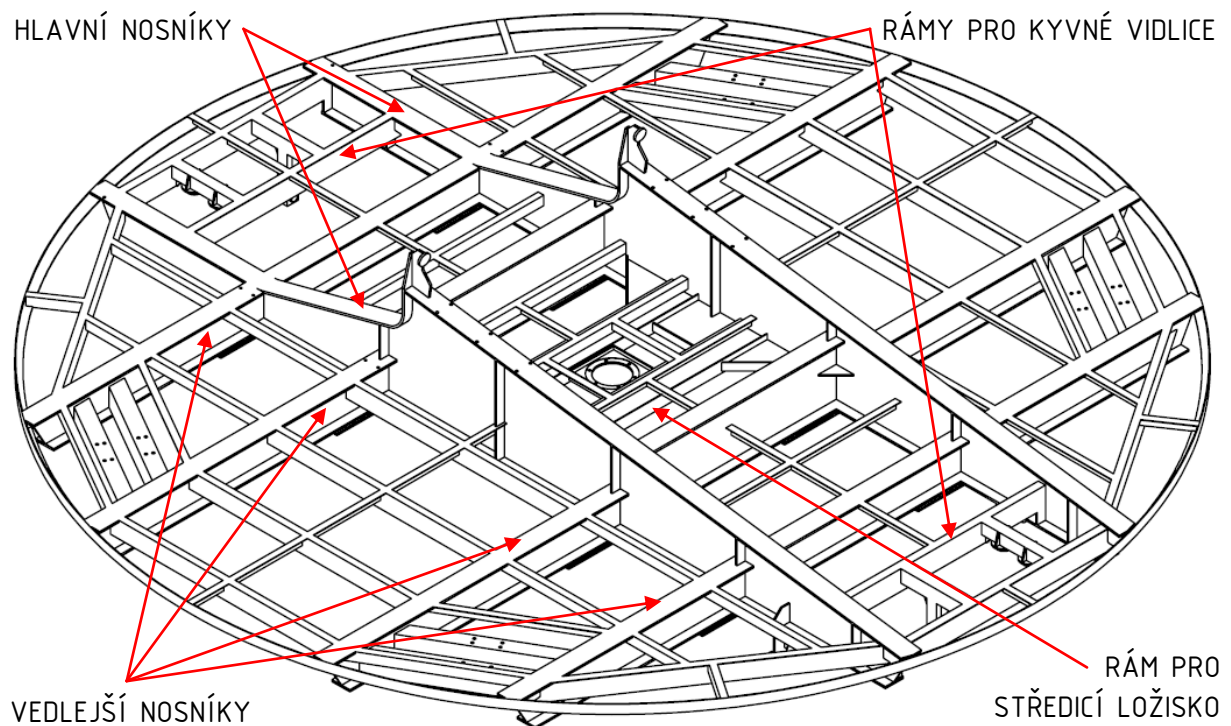
Rám otoče (viz *obr. 25.*) je navržen jako svařenec. Jeho nosnými prvky jsou hlavní nosníky s nájezdy pro přepravní vozík a vedlejší nosníky pro uložení nosných kol točny. Tyto plnostěnné nosníky o výšce 360 mm jsou svařeny ze stěny tloušťky 15 mm a pásnic tloušťky 20 mm, přičemž hlavní nosníky jsou vyztuženy žebry z ploché oceli. U těchto nosných prvků bylo kontrolováno napětí v ohybu. Na obou hlavních nosnících, jejichž rozteč je dána rozchodem kolejí pro přepravní vozík, je doraz točny k jejímu ustavení v koncových polohách (viz podkapitola *4.3 Brzdění a aretace točny*).

Dále je rám otoče tvořen dvěma dílčími rámy pro uložení kyvných vidlic a jejich pružin a rámem pro uložení středícího ložiska točny, přičemž tyto tři rámy jsou svařeny z normalizovaných válcovaných tyčí průřezu U a I.

Poslední důležitou částí jsou výztuhy, jež zamezují nadměrnému průhybu krycích plechů točny. Tyto výztuhy, tvořené normalizovanými válcovanými tyčemi průřezu U a L, jsou uspořádány tak, aby společně tvořily dosedací plochu pro krycí plechy.

Jelikož největší průměr rámu otoče je 9 480 mm, bude z důvodu jeho přepravy na místo instalace zřejmě nutné, aby výroba rámu proběhla ve dvou fázích, přičemž v první fázi bude svařen most z hlavních nosníků, dílčích rámu a příslušných výztuh a ve druhé fázi, která se již uskuteční v místě instalace, budou k mostu připojena ramena tvořená vedlejšími nosíky a budou dohotoveny zbylé výztuhy.

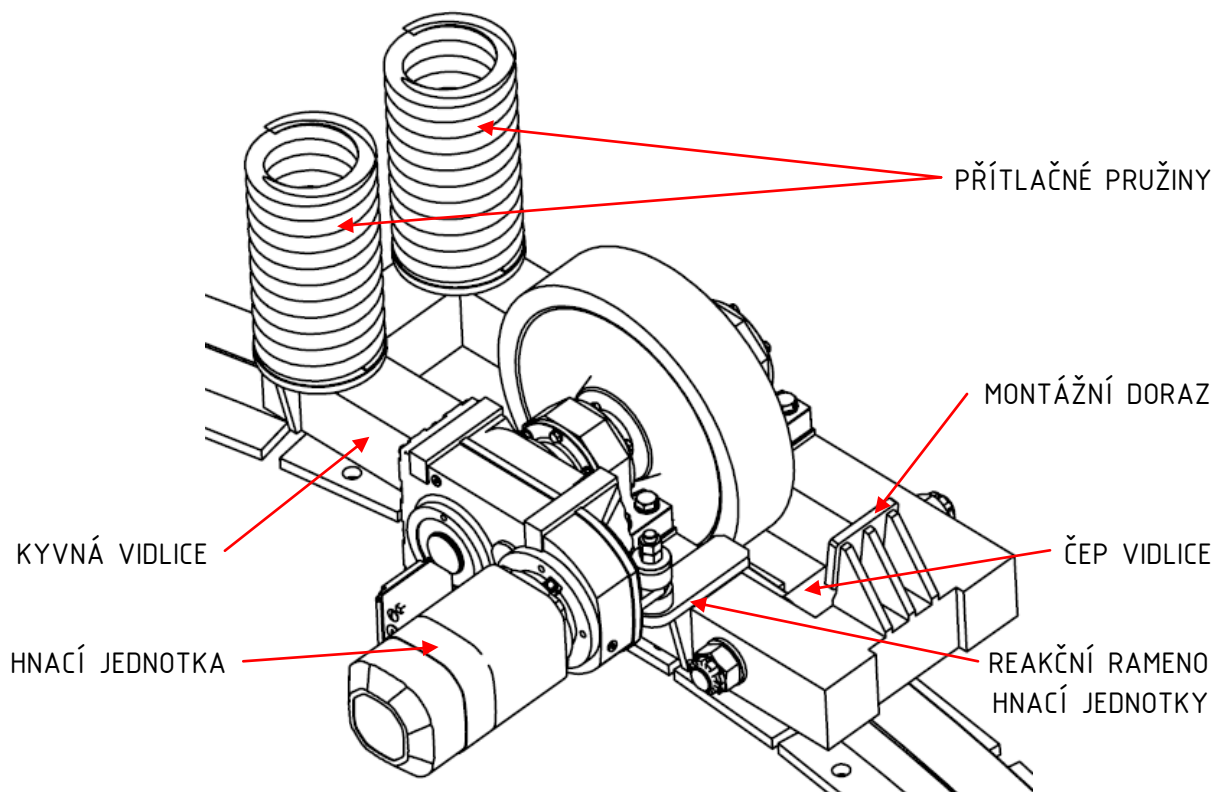
Základní materiál rámu otoče je ocel S235JRG2 (11 375).



obr. 25.: Rám otoče

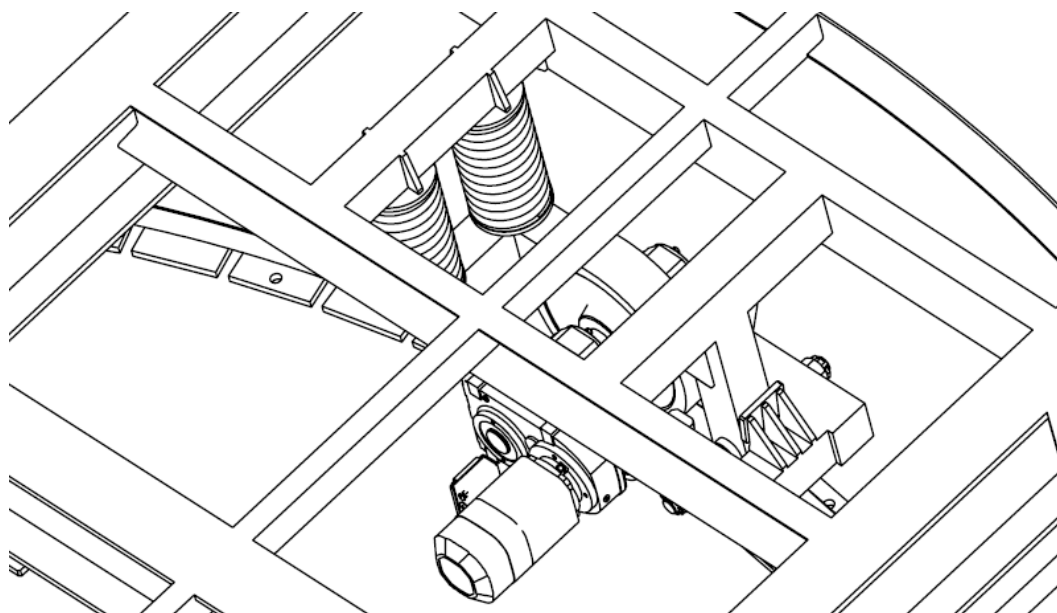
3.2.2 Odpružené kyvné vidlice

Součástí otoče jsou dvě odpružené kyvné vidlice (viz obr. 26.), v nichž jsou uloženy hnací jednotky pohonu. Funkcí těchto vidlic je zajišťovat stálý kontakt hnacích kol s kolejnicí a také přitlačovat hnací kola ke kolejnici dostatečně velkou silou k tomu, aby mohly být přenášeny prostřednictvím adheze tažné síly z kol na kolejnici, a to jak při ustálené rychlosti, tak i při rozběhu točny. Při výrobě točny a její instalaci do šachty totiž vzniknou zcela jistě nepřesnosti, které by mohly v případě pevného uložení hnacích kol způsobit, že některé z těchto kol nebude v kontaktu s kolejnicí, a dojde tak k přerušení přenosu tažné síly z kola na kolejnici.



obr. 26.: Odpružená kyvná vidlice s hnací jednotkou

Každá odpružená kyvná vidlice sestává ze samotné vidlice, dvou přítlačných pružin a čepu, pomocí kterého je otočně uložena v rámu otoče (viz obr. 27.). Samotná kyvná vidlice je vyrobena jako svařenec z normalizovaných válcovaných tyčí průřezu U 120. Její součástí jsou dosedací plochy přítlačných pružin a ložiskových těles, reakční rameno hnací jednotky, pouzdra čepu a montážní doraz.

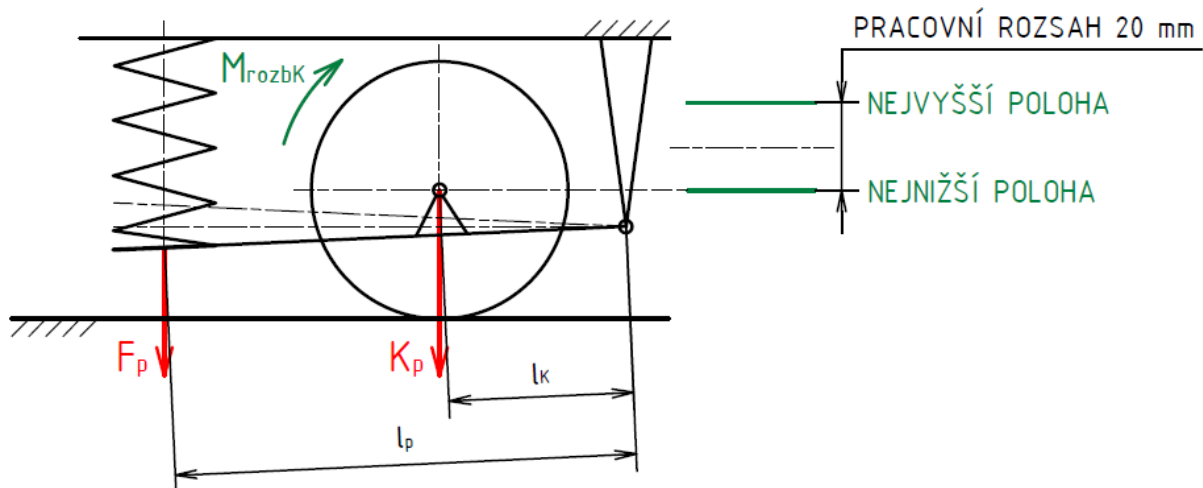


obr. 27.: Uložení odpružené kyvné vidlice v rámu otoče

Montážní doraz bude využit při montáži přítlačných pružin, jejíž postup je následující. Pružiny stlačené stahovákem budou vloženy mezi rám otoče a kyvnou vidlici, přičemž kyvná vidlice bude již zajištěna čepem v rámu otoče. Následně budou pružiny uvolněny povolením stahováků, čímž dojde silou pružin k rozevření kyvné vidlice a k opření montážního dorazu o rám otoče. Po uložení celé otoče do šachty točny a po dosednutí kol na kolejnici budou pružiny vlivem tíhy otoče stlačeny, a dojde tak k natočení kyvné vidlice do pracovní polohy a k uvolnění dorazu.

3.2.2.1 Návrh přítlačných pružin

Přítlačné pružiny kyvné vidlice jsou navrženy tak, aby i v nejméně příznivém případě byla na hnacím kole dostatečně velká přítlačná síla k přenosu tažné síly z kola na kolejnici prostřednictvím adheze. Jako nejméně příznivý případ je přitom uvažován takový případ, kdy je točna ve stavu rozběhu a kyvná vidlice je ve své nejnižší poloze, při které jsou přítlačné pružiny nejméně stlačeny (viz obr. 28.). Právě v tento okamžik je nutné zajistit na hnacím kole dostatečně velkou přítlačnou sílu k přenosu síly tažné, tedy minimální přítlačnou sílu zajišťující bezpečný přenos tažné síly.



obr. 28.: Schéma odpružené kyvné vidlice v nejnižší poloze

Nejnižší poloha kyvné vidlice je dána pracovním rozsahem jejího pohybu, přičemž tento rozsah vyplývá ze všech tolerancí, které ovlivňují polohu kola ve svislém směru a které bude nutné při výrobě a montáži točny dodržet. V ideálním případě, při dodržení absolutní přesnosti výroby a montáže, by byl pracovní rozsah kyvné vidlice nulový (pak by bylo dostačující pevné uložení kol bez odpružení), avšak

tento případ nikdy nenastane, a proto je stanovena hodnota pracovního rozsahu na 20 mm. Z této hodnoty potom musí být dopočteny příslušné tolerance.

Minimální přitlačná síla zajišťující bezpečný přenos tažné síly je

$$K_p = \frac{k_p \cdot F_{\text{rozbK}}}{f_p} = \frac{1,3 \cdot 7232,4}{0,12} = 78\,351\text{N}, \quad (14)$$

kde k_p je součinitel bezpečnosti přenosu tažné síly [1] dle Dražana [28], F_{rozbK} je tažná síla na hnacím kole při rozběhu točny [N] a f_p je součinitel tření mezi hnacím kolem a kruhovou kolejnicí při provozu venku [1] dle Dražana [28].

$$F_{\text{rozbK}} = \frac{M_{\text{rozbK}}}{R_K} = \frac{1808,1}{0,25} = 7\,232,4\text{N}, \quad (15)$$

kde M_{rozbK} je rozběhový moment na hnacím kole [N.m] a R_K je poloměr nosných a hnacích kol točny, dosazený v [m].

$$M_{\text{rozbK}} = (M_t + M_w + \xi \cdot M_{zr1}) \cdot \frac{1}{2 \cdot i_s \cdot \eta_s} =$$

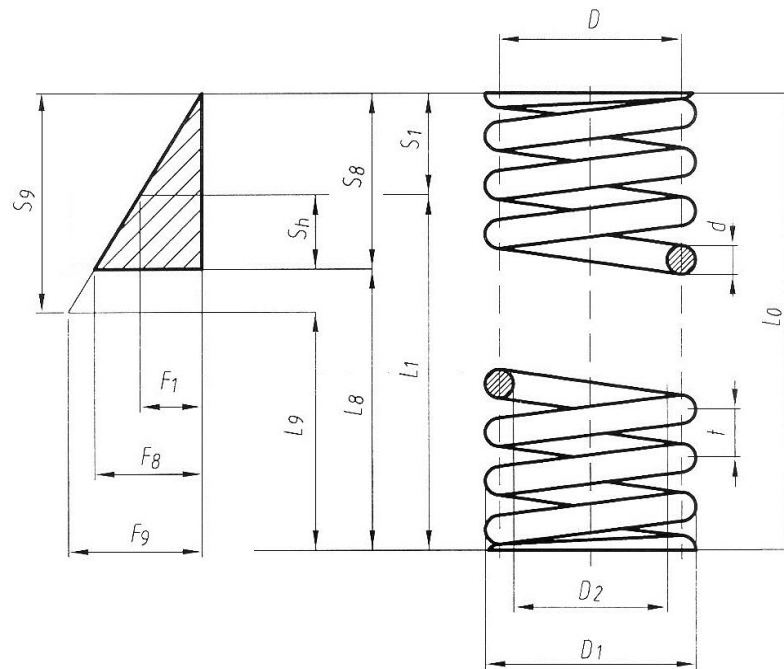
$$= (24\,214 + 75,7 + 1,3 \cdot 23\,152,6) \cdot \frac{1}{2 \cdot 16 \cdot 0,94} \doteq 1808,1\text{N.m}, \quad (16)$$

kde M_t je moment pasivních odporů [N.m], M_w je moment větru [N.m], ξ je součinitel setrvačných momentů [1] dle Dražana [28], M_{zr1} je moment zrychlujících sil hmot, jež se otáčejí kolem osy rotace točny [N.m], konstanta 2 udává počet hnacích jednotek (tedy počet hnacích kol), i_s je převodový poměr sekundárního převodu [1], který je tvořen hnacím kolem a kruhovou kolejnicí, a η_s je účinnost sekundárního převodu [1]. Hodnoty všech těchto veličin jsou vypočteny v podkapitolách 4.1.1 Výpočet potřebného jmenovitého výkonu motoru a 4.1.2 Kontrola momentové přetížitelnosti motoru.

Z minimální přitlačné síly K_p je potom dle vztahu (17) vypočtena minimální potřebná síla jedné přitlačné pružiny.

$$F_p \approx \frac{K_p}{2 \cdot \frac{l_p}{l_K}} = \frac{78\,351}{2 \cdot \frac{900}{360}} = 15\,670,2\text{N}, \quad (17)$$

kde konstanta 2 udává počet pružin na odpružené kyvné vidlici, l_p je vzdálenost osy pružiny od osy otáčení odpružené kyvné vidlice [mm] a l_k je vzdálenost osy hnacího kola od osy otáčení odpružené kyvné vidlice [mm] (viz obr. 28.), přičemž rozměry l_p a l_k jsou dány konstrukčním řešením rámu otoče. Úpravou hodnoty 15 670,2 N na 15 680 N je získána síla F_1 , což je síla pružiny ve stavu předeprnutém (viz pracovní diagram na obr. 29.), která je v tomto případě výchozím parametrem pro návrh tlačné šroubovitě válcové pružiny.



obr. 29.: Šroubovitá válcová pružina tlačná a její pracovní diagram, [29]

Návrh přítlačné pružiny kyvné vidlice je řešen pomocí počítačového programu Microsoft Excel 2010 a zde jsou uvedeny pouze výpočty výsledného návrhu. Vztahy (18) až (28) použité pro tento návrh jsou převzaty od Leinvebera [30].

Nejdříve je vypočtena síla pružiny ve stavu plně zatíženém.

$$F_8 = F_1 + c \cdot (l_1 - l_8) = 15\,680 + 118 \cdot (400 - 350) = 21\,580 \text{ N}, \quad (18)$$

kde c je tuhost pružiny [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$], jež je zvolena tak, aby při největším stlačení pružiny byla síla F_8 co nejmenší, neboť větší síla než F_1 již k bezpečnému přenosu tažné síly z hnacího kola na kolejnici není třeba, a navíc příliš velká síla F_8 způsobuje zbytečné zatěžování kyvné vidlice a součástí hnací jednotky pohonu. l_1 je délka pružiny ve stavu předeprnutém [mm] a l_8 je délka pružiny ve stavu plně zatíženém [mm], přičemž

hodnoty těchto délek vyplývají z konstrukčního řešení rámu otoče, délek l_p a l_k a pracovního rozsahu odpružené kyvné vidlice.

Na základě vypočtené síly F_8 je určen skutečný průměr drátu pružiny dle vztahu

$$d = 2,3 \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D \cdot K}{\pi \cdot \tau_8}} = 2,3 \sqrt[3]{\frac{21580 \cdot 170 \cdot 1,237}{\pi \cdot 529,2}} \doteq 27,951 \text{ mm.} \quad (19)$$

Hodnota skutečného průměru drátu pružiny je upravena na 28 mm. Ve vztahu (19) je D střední průměr pružiny [mm], jehož hodnota je dána šířkou kyvné vidlice, K je korekční součinitel napětí v krutu [1] a τ_8 je napětí materiálu pružiny v krutu ve stavu plně zatíženém [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1} = \frac{6,071 + 0,2}{6,071 - 1} \doteq 1,237, \quad (20)$$

kde i je poměr vinutí [1], jenž je dán vztahem

$$i = \frac{D}{d'} = \frac{170}{28} \doteq 6,071, \quad (21)$$

přičemž d' je předběžně zvolený průměr drátu pružiny [mm]. Pro předběžně zvolený průměr drátu větší než 11,8 mm musí platit podmínka, že

$$4 \leq i \leq 12, \quad (22)$$

což je splněno.

$$\tau_8 = 0,9 \cdot \tau_{Dm} = 0,9 \cdot 588 = 529,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}, \quad (23)$$

kde τ_{Dm} je dovolené mezní napětí v krutu [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$], které je dáno vztahem

$$\tau_{Dm} = 0,56 \cdot R_m = 0,56 \cdot 1050 = 588 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}, \quad (24)$$

přičemž R_m je pevnost v tahu materiálu pružiny – oceli 51CrV4 [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] dle [31].

Dále je vypočten počet činných závitů pružiny dle vztahu

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot c \cdot D^3} = \frac{79\,000 \cdot 28^4}{8 \cdot 118 \cdot 170^3} \doteq 10,5, \quad (25)$$

kde G je modul pružnosti ve smyku materiálu pružiny [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] dle [30].

Pro takto navrženou pružinu je nutné zkontrolovat, zda délka pružiny ve stavu plně zatíženém není menší než dovolená minimální délka pružiny, která je dána vztahem

$$l_{\min} = l_0 - s_8 \cdot \frac{T_{Dm}}{\tau_8} = 533 - 183 \cdot \frac{588}{529,2} \doteq 329,7 \text{ mm}, \quad (26)$$

kde l_0 je délka pružiny ve volném stavu [mm] a s_8 je deformace pružiny ve stavu plně zatíženém [mm].

$$l_0 = l_1 + \frac{F_1}{c} = 400 + \frac{15\,680}{118} \doteq 532,9 \text{ mm}, \quad (27)$$

přičemž vypočtená hodnota délky l_0 je upravena na 533 mm.

$$s_8 = l_0 - l_8 = 533 - 350 = 183 \text{ mm}. \quad (28)$$

Potom platí, že

$$l_{\min} < l_8, \quad (29)$$

a pružina tedy z hlediska dovoleného napětí v krutu vyhovuje.

Z důvodu správné funkce točny je však ještě nutné zkontrolovat, zda při největším stlačení pružin na obou kyvných vidlicích nedojde vlivem vzniklé síly na pružinách k nadzvednutí otoče ze šachty točny ve stavu, kdy bude točna nejméně zatížena. Při nadzvednutí otoče by totiž došlo ke vzniku výškového rozdílu mezi kolejnicemi kolejové dráhy výtahu na přehradní hrázi a kolejnicemi na točně, čímž by nebyl umožněn plynulý vjezd přepravního vozíku na točnu.

Nejmenší zatížení točny ve svislém směru nastane, pokud bude přepravní vozík na kolejové dráze mimo točnu, a navíc na něm nebude přepravována loď, čímž vzniká tak malá svislá složka síly v lanech výtahového stroje, že ji lze zanedbat, a je tak vytvořena ještě méně příznivější situace. Pro udržení otoče v šachtě točny musí tedy platit, že

$$K_1^{F_8} + K_2^{F_8} \leq G_0 + G_{VS}, \quad (30)$$

kde $K_1^{F_8}$ je přítláčná síla hnacího kola 1 při působení sil pružin F_8 [N] a $K_2^{F_8}$ je přítláčná síla hnacího kola 2 při působení sil pružin F_8 [N], přičemž síly $K_1^{F_8}$ a $K_2^{F_8}$ jsou si rovny a jsou dány vztahem (31),

$$K_1^{F_8} = K_2^{F_8} = 2 \cdot F_8 \cdot \frac{l_p}{l_k} = 2 \cdot 21580 \cdot \frac{900}{360} = 107900 \text{ N.} \quad (31)$$

Ve vztahu (31) udává konstanta 2 počet pružin na odpružené kyvné vidlici.

$$K_1^{F_8} + K_2^{F_8} = 107900 + 107900 = 215800 \text{ N} \quad (32)$$

$$G_o + G_{vS} = 147150 + 122625 = 269775 \text{ N} \quad (33)$$

Z výsledků vztahů (32) a (33) vyplývá, že podmínka dle vztahu (30) je splněna, a pružina tedy vyhovuje i z hlediska velikosti síly F_8 při jejím největším stlačení.

Výroba navržených přitlačných pružin bude muset být řešena zakázkově, avšak firem vyrábějících pružiny z drátu o průměru 28 mm není mnoho. Jako vhodná se jeví firma UVB TECHNIK, která dokáže vyrobit pružiny s průměrem drátu až 55 mm.

Parametry navržených přitlačných pružin jsou shrnuty v *tab. 1*.

tab. 1.: Parametry přitlačných pružin odpružené kyvné vidlice

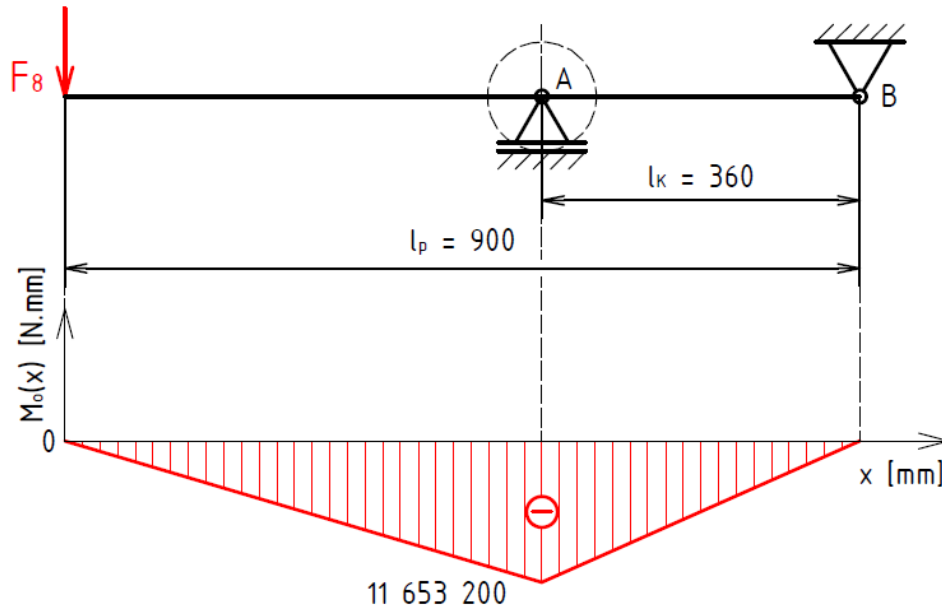
Typ pružiny	šroubovitá válcová tlačná
Průměr drátu d	28 mm
Střední průměr D	170 mm
Vnější průměr D_1	198 mm
Vnitřní průměr D_2	142 mm
Délka pružiny ve volném stavu l_0	533 mm
Délka pružiny ve stavu předepnutém l_1	400 mm
Délka pružiny ve stavu plně zatíženém l_8	350 mm
Síla pružiny ve stavu předepnutém F_1	15 680 N
Síla pružiny ve stavu plně zatíženém F_8	21 580 N
Počet činných závitů	10,5
Celkový počet závitů	12,5
Smysl vinutí	pravý
Konce pružiny	tvár D (zavřené, broušené)
Materiál	ocel 51CrV4

3.2.2.2 Pevnostní kontrola kyvné vidlice

Pro kyvnou vidlici je provedena statická pevnostní kontrola, při níž je uvažováno namáhání ohybovým momentem od sil přitlačných pružin v nejméně příznivém případě, tedy v případě, že jsou pružiny nejvíce stlačeny, a vznikají tak na nich síly ve stavu plně zatíženém (síly F_8). Síla působící na reakčním ramenu hnací jednotky není uvažována, neboť ve srovnání se silami F_8 je zanedbatelná.

Protože je kyvná vidlice symetrická jak z hlediska geometrie, tak i z hlediska působících sil, je možné provést kontrolu pouze její jedné poloviny, tedy jednoho

ramena. To je zjednodušeno na staticky určitý nosník o dvou podporách. Podpora A je v místě svislé osy hnacího kola a představuje vazbu mezi hnacím kolem a kruhovou kolejničí. Podpora B je v místě osy otáčení kyvné vidlice a představuje uložení kyvné vidlice na jejím čepu (viz obr. 30.).



obr. 30.: Zjednodušený model ramena kyvné vidlice a průběh ohybového momentu

Maximální ohybový moment na rameni kyvné vidlice je dán vztahem

$$M_{o_{\max}} = -F_8 \cdot (l_p - l_k) = -21580 \cdot (900 - 360) = -11653200 \text{ N.mm.} \quad (34)$$

Maximální napětí v ohybu je potom

$$\sigma_{o_{\max}} = \frac{|M_{o_{\max}}|}{2 \cdot W_{ox}} = \frac{|-11653200|}{2 \cdot 60700} \doteq 96 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (35)$$

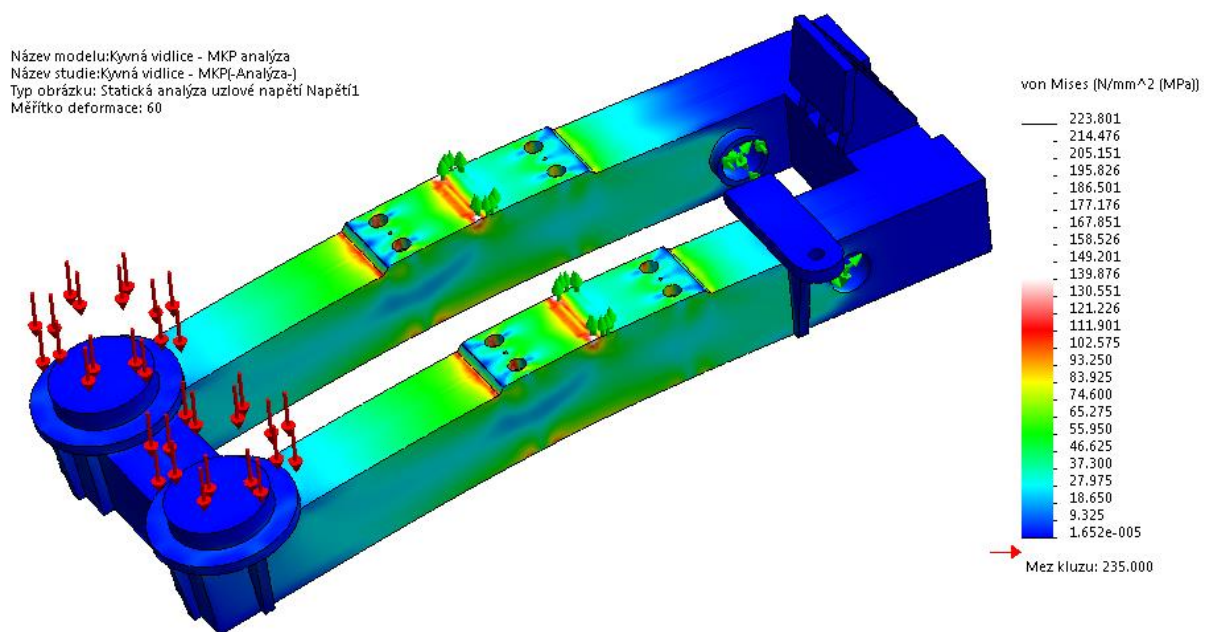
kde W_{ox} je modul průřezu v ohybu vzhledem k ose x (osa ohybu) [mm^3] pro válcovanou tyč průřezu U 120 dle [32] a konstanta 2 udává počet tyčí (rameno kyvné vidlice je svařeno ze dvou tyčí průřezu U 120). Potom je součinitel statické bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{o_{\max}}} = \frac{235}{96} \doteq 2,4, \quad (36)$$

kde R_e je mez kluzu materiálu kyvné vidlice – oceli S235JRG2 (11 375) [N.mm^{-2}] dle [31]. Hodnota vypočteného součinitele k_s je považována za dostačující, a kyvná vidlice tedy z hlediska statické bezpečnosti vyhovuje.

Statická pevnostní kontrola kyvné vidlice je provedena kromě výše uvedené analytické metody také metodou konečných prvků pomocí doplňkového modulu Simulation v počítačovém programu Solidworks Premium 2014 [33]. V tomto případě je provedena kontrola celé kyvné vidlice, tedy obou jejích ramen.

Okrajové podmínky pro řešení napětí jsou dány druhem a umístěním použitých vazeb. V místě osy otáčení kyvné vidlice jsou použity rotační vazby a v místě dosedacích ploch ložiskových těles jsou použity posuvné vazby. Zatěžující síly F_8 jsou potom na obou ramenech rozloženy na plochách tvořených mezikružšími, na které ve skutečnosti dosedají závěrné závitové přítlačných pružin. Pro tvorbu sítě je využito lineárních tetraedrických elementů o velikosti 8 mm. Obrázek modelu s vytvořenou sítí je možné vidět v *Příloze 2*.



obr. 31.: Model kyvné vidlice s rozložením napětí stanoveným metodou konečných prvků

Výpočtem napětí metodou konečných prvků je v uvedeném programu získán model kyvné vidlice (viz obr. 31.), na němž je znázorněno rozložení vypočtených napětí. Maximální napětí stanovené touto metodou je přibližně 223,8 N.mm⁻² a nachází se v okolí průsečíků hran dosedacích ploch ložiskových těles a úseček, jež tvoří hranici ploch pro umístění posuvných vazeb. Takto vysoké napětí je však pravděpodobně jen důsledkem omezených možností programu modelovat skutečné uspořádání posuvné vazby, a jeho hodnotu tak nelze považovat za vypovídající. Na velmi malé oblasti ale maximální napětí klesá až na hodnoty, které leží v rozmezí

přibližně $(90 \text{ až } 110) \text{ N.mm}^{-2}$ a které již za vypovídající považovat lze. Tyto hodnoty jsou srovnatelné s hodnotou maximálního napětí stanovenou analytickou metodou. Odchylka činí (6 až 15) %.

Na rozdíl od kontroly analytickou metodou je zjištěno pomocí metody konečných prvků zvýšené napětí v oblastech děr pro šrouby ložiskových těles a v oblasti svarů, jež spojují podložky ložiskových těles s rameny kyvné vidlice. V oblasti svarů je napětí až $141,6 \text{ N.mm}^{-2}$, z čehož vyplývá součinitel statické bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu 1,7, avšak jeho hodnota je považována za dostačující.

3.2.3 Středicí ložisko točny

Jelikož jsou použita válcová kola točny bez nákolků, je třeba její otoč středit pomocí středicího ložiska a středicího čepu. Jako středicí ložisko je použito soudečkové ložisko 22228EW33J značky ZKL, které je uloženo v rámu otoče v ose rotace a nasunuto na středícím čepu točny. Mazání ložiska je zajištěno plastickým mazivem SKF LGHB 2.

Jelikož otáčky středicího ložiska jsou malé ($n_o = 1,023 \text{ min}^{-1}$, viz vztah (61) v podkapitole 4.1.2 *Kontrola momentové přetížitelnosti motoru*), jedná se o staticky zatížené ložisko, pro jehož kontrolu je rozhodující výpočet bezpečnosti při statickém zatížení. Vztahy (37) a (38) použité pro tento výpočet jsou převzaty z katalogu valivých ložisek ZKL [34].

Součinitel bezpečnosti při statickém zatížení ložiska je

$$s_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} = \frac{1080000}{177814} \doteq 6,1, \quad (37)$$

kde C_{or} je radiální základní statická únosnost ložiska [N] dle [35] a P_{or} je radiální ekvivalentní statické zatížení [N], jež je pro případ zatížení ložiska pouze radiální silou vypočteno dle vztahu (38).

$$P_{or} = F_r = R_L \doteq 177814 \text{ N}, \quad (38)$$

kde F_r je radiální zatížení ložiska [N], které je rovno reakci R_L (viz vztah (9) v podkapitole 3.1.2 *Stav největších sil ve vodorovném směru*).

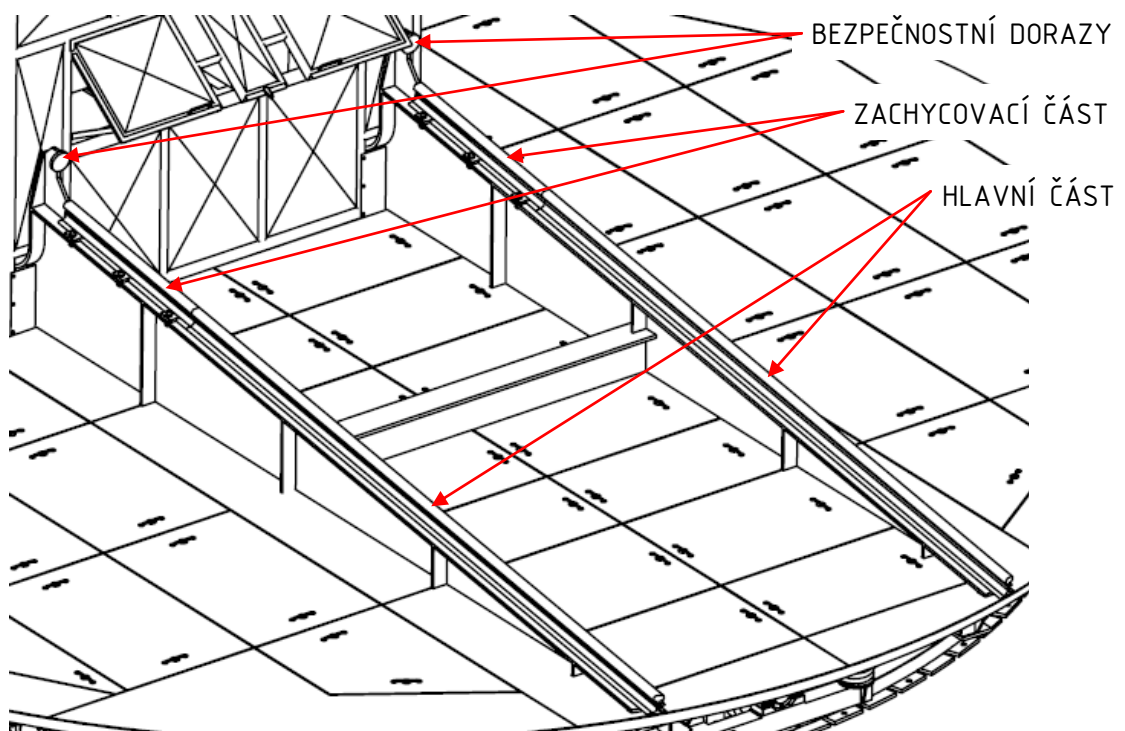
Vypočtený součinitel bezpečnosti při statickém zatížení ložiska nemá být dle katalogu valivých ložisek ZKL [34] menší než 3, což je splněno, a tudíž středící ložisko točny z hlediska bezpečnosti při statickém zatížení vyhovuje.

3.2.4 Kolejová dráha pro přepravní vozík

Kolejová dráha pro přepravní vozík (viz obr. 32.) vytváří společně s hlavními nosníky rámu otoče nájezd, po němž je vozík vytažen na točnu. Jelikož kolejová dráha na točně musí ležet ve stejné rovině jako kolejová dráha výtahu na přehradní hrázi, je sklon nájezdu 8° .

Kolejová dráha pro přepravní vozík je na točně rozdělena na dvě části, hlavní a zachycovací. Na hlavní části stojí přepravní vozík při otáčení točny a její kolejnice jsou k hlavním nosníkům rámu otoče přivařeny. Na zachycovací části je přepravní vozík pomocí svého zachycovače zajištěn proti pohybu a její kolejnice jsou z důvodu vyměnitelnosti při opotřebení k hlavním nosníkům rámu otoče přišroubovány.

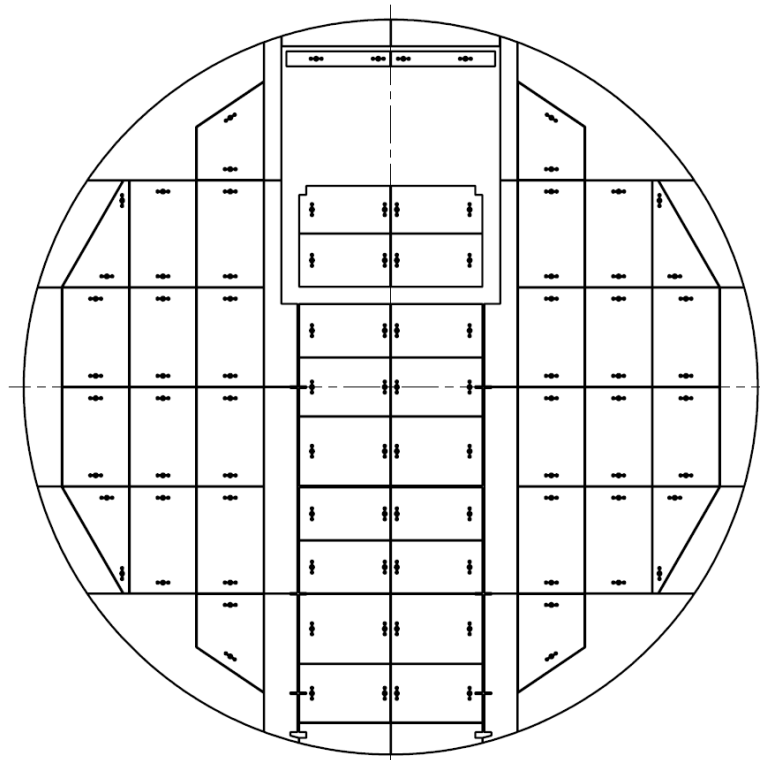
Kolejnice jsou použity typu Xa (určeny pro důlní a polní dráhy), jejichž výška je 125 mm a šířka hlavy 58 mm. Vzdálenost mezi vnitřními hranami kolejnic, tedy rozchod koleje, je 2 362 mm. Horní konec kolejové dráhy je opatřen bezpečnostními dorazy přepravního vozíku.



obr. 32.: Kolejová dráha pro přepravní vozík

3.2.5 Krycí plechy

Krycí pochůzné plechy (viz *obr. 33.*), jejichž funkcí je především zajištění bezpečnosti provozu točny (zábrana proti pádu osoby do šachty), jsou vyrobeny z lístkového plechu tloušťky 6 mm. Obvodové plechy, jejichž vnější obrys tvoří největší průměr točny 9 600 mm, a plechy lemující hlavní nosníky jsou přivařeny k rámu otoče. Ostatní plechy jsou odnímatelné a umožňují tak kontrolu a údržbu některých částí točny, přičemž rozměry jednotlivých odnímatelných plechů jsou navrženy tak, že hmotnost největšího plechu je 60 kg, čímž je umožněna manipulace s plechy pomocí sil jedné až dvou osob.

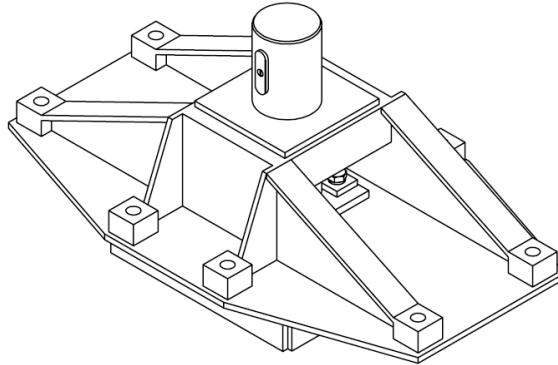


obr. 33.: Půdorys krycích plechů

3.3 Středící čep točny

Středící čep točny (viz *obr. 34.*), jenž společně se středícím ložiskem udržuje otoč v ose rotace, je totožné konstrukce jako u stávající točny. Sestává z vlastního čepu o průměru 120 mm, podstavce, přídržky čepu a pera, které aretuje vložku, jež je nasunuta mezi čepem a vnitřním kroužkem středícího ložiska. Podstavec, který je vyroben jako svařenec z normalizovaných polotovarů, je pomocí osmi kotevních šroubů M24 upevněn v šachtě točny tak, aby osa středícího čepu procházela

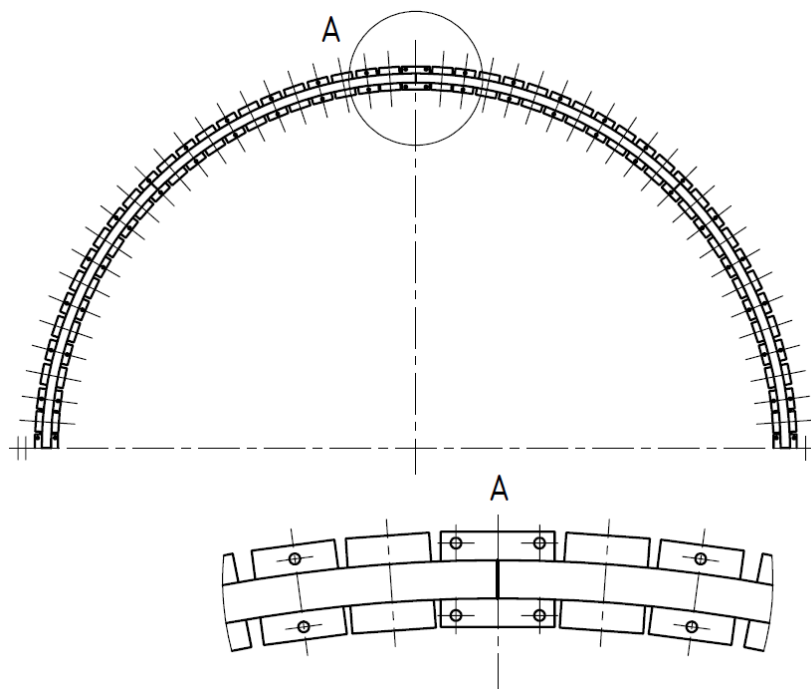
středem kruhové kolejnice. Vlastní čep je vyroben z oceli E295 (11 500) a byla u něj provedena statická pevnostní kontrola.



obr. 34.: Středící čep točny

3.4 Kruhová kolejnice

Kruhová kolejnice (viz obr. 35.) tvoří kolejovou dráhu, po níž se odvalují hnací a nosná kola točny. Její konstrukce je totožná s konstrukcí kolejnice stávající točny. Je tedy svařena z osmi dílů a v šachtě je uložena na 96 podkladnicích, jež jsou k ní přivařeny (provedení podkladnic je zřejmé z obr. 35.), a upevněna pomocí kotevních šroubů M24. Průřez kolejnice je obdélníkový o výšce 90 mm a šířce 100 mm a její střední průměr je 8 000 mm.

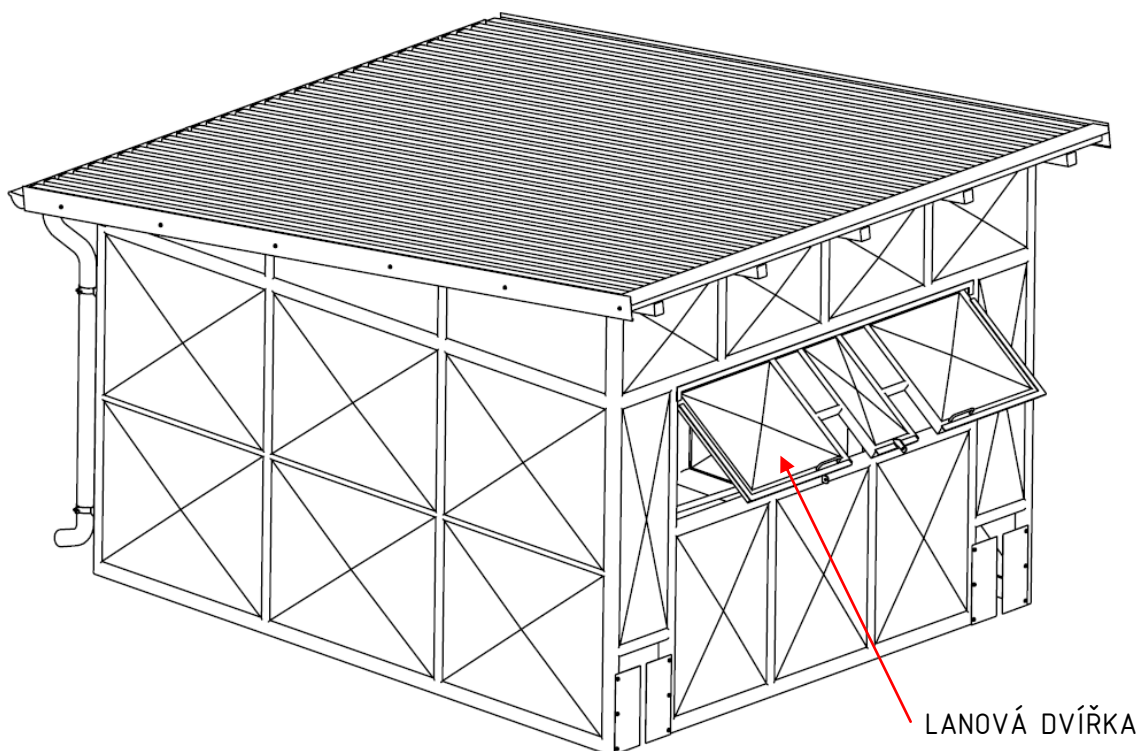


obr. 35.: Kruhová kolejnice s detailem podkladnic

3.5 Kryt výtahového stroje

Součástí točny je také kryt výtahového stroje, jehož funkcí je chránit před povětrnostními vlivy výtahový stroj zdvihadla, tedy jeho elektromotor, převodovku, lanový buben a další pomocné a bezpečnostní prvky. Uvedené provedení krytu je však pouze návrhem a podle skutečného uspořádání výtahového stroje může být upraveno. V tomto provedení se kryt skládá z nosné kostry, plechových výplní, lanových dvířek, přístupových vrat a střechy včetně okapu. Upevněn je 10 šrouby M16 k hlavním a vedlejším nosníkům rámu otoče.

Nosná kostra je svařenec z ocelových uzavřených čtvercových a obdélníkových profilů (jáklů) a je vyplněna plechy, jež jsou ohýbány do tvaru psaníček pro zvýšení jejich tuhosti. Lanová dvířka (viz obr. 36.) jsou při provozu točny vyklopena a zajištěna dvěma vzpěrami, čímž je umožněn pohyb výtahových lan do stran při jejich odvíjení a navíjení. Po ukončení provozu jsou dvířka zavřena a zajištěna visacím zámekem, přičemž lana procházejí úzkými otvory.

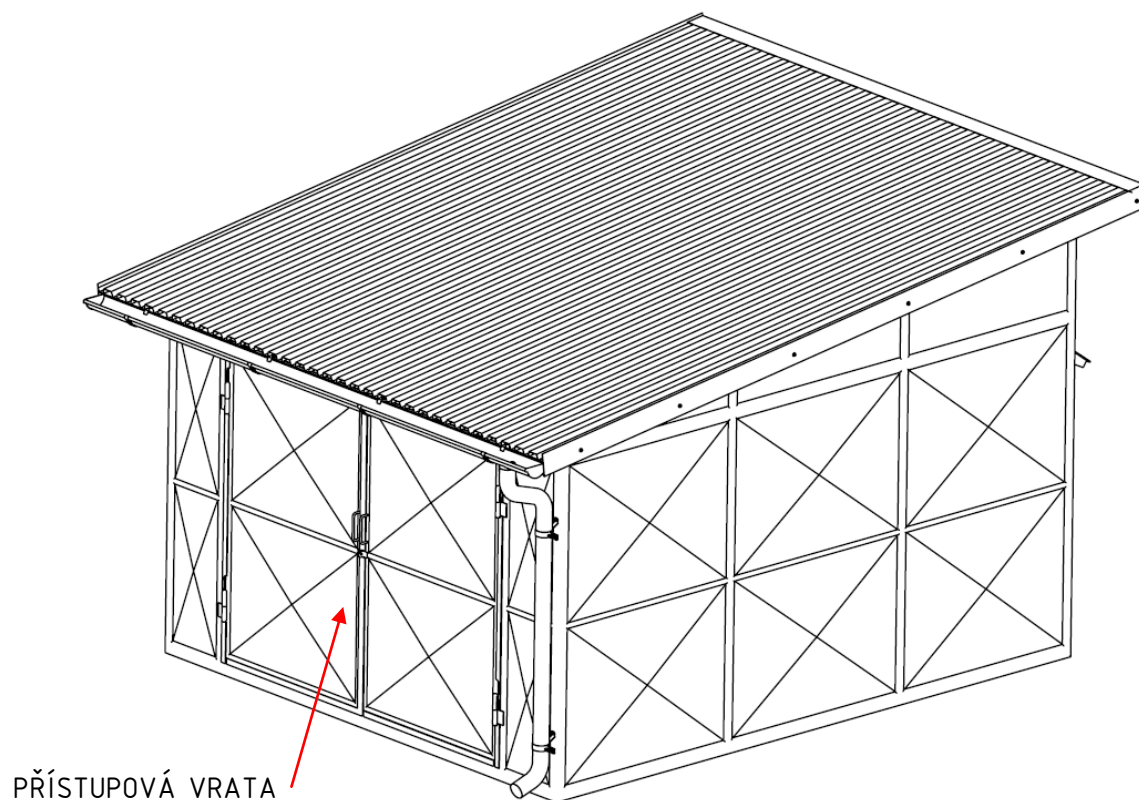


obr. 36.: Pohled na kryt výtahového stroje zepředu

Přístupová vrata (viz obr. 37.) jsou dvoukřídlá, zajištěna jsou též visacím zámekem a po otevření obou křídel je k dispozici otvor o šířce 1 960 mm a výšce 1 640 mm. Střecha krytu je tvořena pozinkovaným trapézovým plechem a svod jejího

okapu je vyveden mimo krycí plechy točny tak, aby voda ze střechy byla odváděna mimo točnu a do šachty tak pronikalo co nejmenší množství vody.

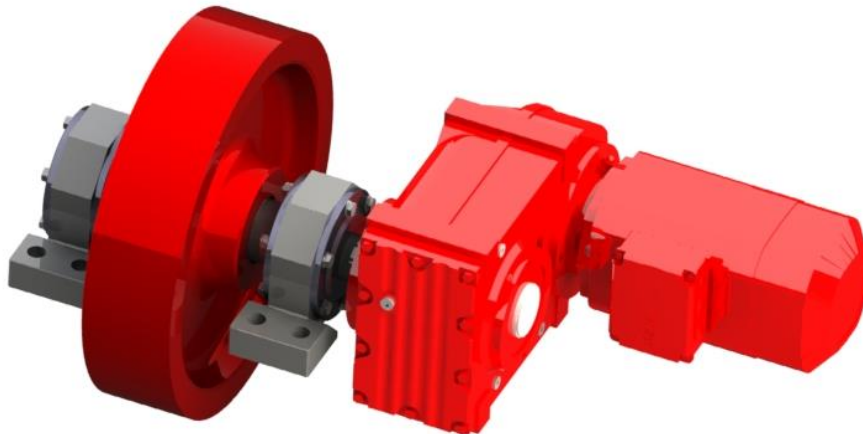
Délka uvedeného krytu výtahového stroje je 3 360 mm, šířka 2 860 mm a výška 2 240 mm.



obr. 37.: Pohled na kryt výtahového stroje zezadu

4 Návrh pohonu točny

Pohon točny je tvořen dvěma hnacími jednotkami (viz obr. 38.), jež jsou umístěny proti sobě. Každá hnací jednotka sestává z elektromotoru, čelní třístupňové převodovky, hnacího kola a hnacího hřídele s uložením. Výkres sestavy hnací jednotky pohonu točny je v Příloze 4.



obr. 38.: Hnací jednotka pohonu točny

4.1 Návrh elektromotoru a převodovky

Asynchronní elektromotor hnací jednotky je zvolen podle vypočteného jmenovitého výkonu potřebného k otáčení otoče ustálenou rychlostí, přičemž je třeba takto navržený motor zkontrolovat z hlediska momentové přetížitelnosti při rozběhu zařízení. U vybrané převodovky je potom nutné zkontrolovat maximální přenášený krouticí moment.

Vztahy (39) až (62), použité pro návrh elektromotoru, jsou převzaty od Dražana [28].

4.1.1 Výpočet potřebného jmenovitého výkonu motoru

Potřebný jmenovitý výkon motoru P_n' je vypočten ze jmenovitého momentu M_n' , který je třeba k otáčení otoče ustálenou rychlostí. Tento moment je dán momentem pasivních odporů M_t a momentem větru M_w .

Moment pasivních odporů je

$$M_t = T \cdot \frac{D_{KD}}{2} = 6\,053,5 \cdot \frac{8}{2} = 24\,214 \text{ N.m}, \quad (39)$$

kde D_{KD} je střední průměr kruhové kolejnice, tedy průměr kolejové dráhy, po níž se odvalují kola točny (dosazeno v [m]), a T je potřebná tažná síla k překonání pasivních odporů [N], vypočtená dle vztahu

$$T = \frac{G_c}{R_K} \cdot (e + f_{\xi} \cdot r_{\xi}) \cdot \kappa = \frac{420\,849}{250} \cdot (0,8 + 0,02 \cdot 49,9) \cdot 2 \doteq 6\,053,5 \text{ N}, \quad (40)$$

kde G_c je celková tíha točny s přepravním vozíkem a lodí [N], jež zatěžuje nosná a hnací kola, R_K je poloměr nosných a hnacích kol točny [mm], e je součinitel valivého tření [mm], f_{ξ} je součinitel čepového tření [1], r_{ξ} je roztečný poloměr valivých elementů použitých soudečkových ložisek 22214EW33J [mm] a κ je součinitel zahrnující vliv pasivních odporů, které nelze přesně vyjádřit [1].

$$G_c = (m_O + m_{VS} + m_V + m_L) \cdot g = (15\,000 + 12\,500 + 8\,800 + 6\,600) \cdot 9,81 =$$

$$= 420\,849 \text{ N}, \quad (41)$$

kde m_O je hmotnost otoče [kg], m_{VS} je hmotnost výtahového stroje s krytem [kg], m_V je hmotnost přepravního vozíku [kg] a m_L je hmotnost přepravované lodě s posádkou [kg].

Výsledný moment větru, který působí proti směru otáčení, je vypočten jako absolutní hodnota rozdílu momentů větru působících na levé a pravé polovině točny (viz *obr. 39.*).

$$M_w = |W_1 \cdot r_1 + W_2 \cdot r_2 + W_3 \cdot r_3 + W_4 \cdot r_4 - (W_5 \cdot r_5 + W_6 \cdot r_6 + W_7 \cdot r_7)| =$$

$$= |209,0,5445 + 19,1,0,726 + 204,7,2,21 + 1256,6,2,77 - (373,3,1,552 +$$

$$+ 144,2,328 + 1202,2,2,68)| = 75,7 \text{ N.m}, \quad (42)$$

kde W_1 až W_7 jsou výslednice tlaku větru působící v těžištích uvažovaných ploch A_1 až A_7 [N], a r_1 až r_7 jsou vzdálenosti výslednic W_1 až W_7 od osy otáčení točny [m] (viz *obr. 39.*), jež jsou dány konstrukčním řešením točny.

$$W_1 = w_p \cdot k_1 \cdot A_1 = 25,9,81 \cdot 1,0,852 \doteq 209 \text{ N}, \quad (43)$$

$$W_2 = w_p \cdot k_1 \cdot A_2 = 25,9,81 \cdot 1,0,078 \doteq 19,1 \text{ N}, \quad (44)$$

$$W_3 = w_p \cdot k_2 \cdot A_3 = 25,9,81 \cdot 0,85 \cdot 0,982 \doteq 204,7 \text{ N}, \quad (45)$$

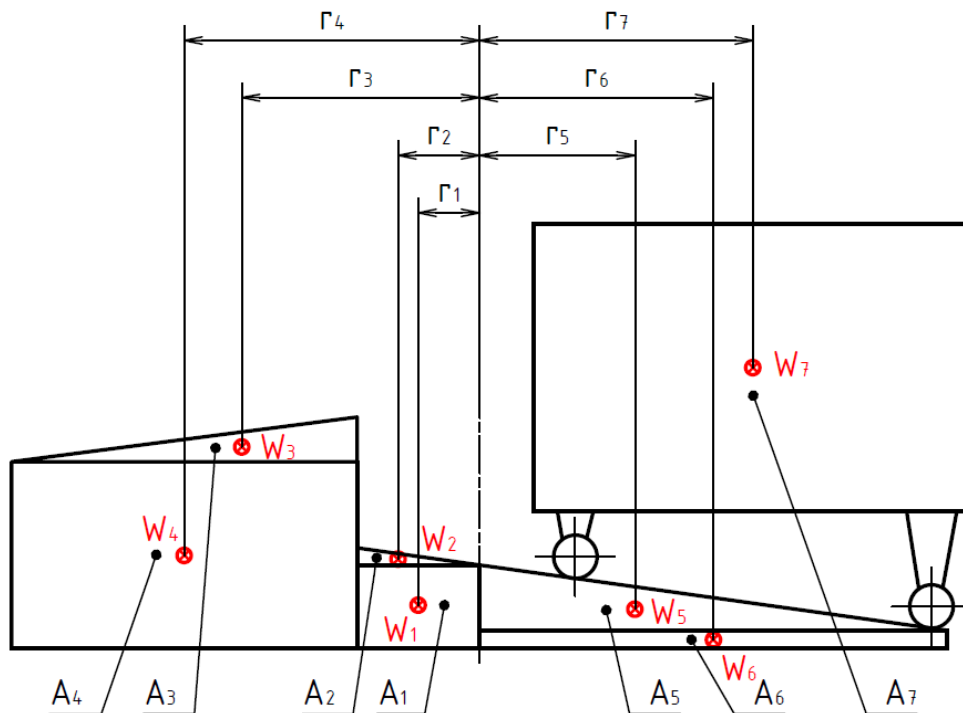
$$W_4 = w_p \cdot k_2 \cdot A_4 = 25,981 \cdot 0,85 \cdot 6,028 \doteq 1256,6 \text{ N}, \quad (46)$$

$$W_5 = w_p \cdot k_1 \cdot A_5 = 25,981 \cdot 1 \cdot 1,522 \doteq 373,3 \text{ N}, \quad (47)$$

$$W_6 = w_p \cdot k_1 \cdot A_6 = 25,981 \cdot 1 \cdot 0,587 \doteq 144 \text{ N}, \quad (48)$$

$$W_7 = w_p \cdot k_1 \cdot A_7' = 25,981 \cdot 1 \cdot 4,902 \doteq 1202,2 \text{ N}, \quad (49)$$

kde w_p je zatížení větrem [$\text{kp} \cdot \text{m}^{-2}$] dle Dražana [28], k_1 je součinitel pro plnostěnné nosníky a příhradové konstrukce z trubek [1] dle Dražana [28], k_2 je součinitel pro kabiny a strojovny [1] dle Dražana [28] a A_1 až A_6 jsou plochy průmětů příslušných částí konstrukce do roviny kolmé na směr větru [m^2] (viz obr. 39.). Plocha A_7' je výpočtová plocha přepravního vozíku, která je odhadnuta jako jedna třetina plochy obrysového průmětu přepravního vozíku do roviny kolmé na směr větru A_7 [m^2].



obr. 39.: Schéma pro výpočet momentu větru

Potřebný jmenovitý moment motoru je potom

$$M_n' = (M_t + M_w) \cdot \frac{1}{2 \cdot i_c' \cdot \eta_c} = (24\,214 + 75,7) \cdot \frac{1}{2 \cdot n_m \cdot 0,874} \doteq \frac{13\,895,7}{n_m} \text{ N.m}, \quad (50)$$

kde konstanta 2 udává počet hnacích jednotek (tedy počet elektromotorů). Předběžný převodový poměr i_c' [1] je vypočten ze vztahu (51),

$$i_c' = \frac{n_m}{n_o'} = \frac{n_m}{1}, \quad (51)$$

kde n_m jsou jmenovité otáčky elektromotoru [min^{-1}] a n_o' jsou předběžné otáčky otoče [min^{-1}]. Celková mechanická účinnost pohonu η_c [1] je dána součinem všech účinností, vyskytujících se v pohonu, tedy

$$\eta_c = \eta_p \cdot \eta_s \cdot \eta_u = 0,94 \cdot 0,94 \cdot 0,99 \doteq 0,874, \quad (52)$$

kde η_p je účinnost předpokládané třístupňové převodovky [1] dle katalogu výrobce [36], η_s je účinnost sekundárního převodu [1], který je tvořen hnacím kolem a kruhovou kolejničí, a η_u je účinnost uložení hnacího hřídele v ložiskách [1].

Pro výpočet potřebného jmenovitého momentu M_n' je uvažován méně příznivý případ, kdy moment větru M_w působí proti směru otáčení, a tudíž se k momentu pasivních odporů ve vztahu (50) přičítá.

Z potřebného jmenovitého momentu je vypočten výkon motoru, který je třeba pro otáčení otoče ustálenou rychlostí.

$$P_n' = \frac{M_n' \cdot \omega_m}{1000} = \frac{M_n' \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m}{1000 \cdot 60} = \frac{13\,895,7 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m}{n_m \cdot 1000 \cdot 60} \doteq 1,455 \text{ kW}, \quad (53)$$

kde ω_m je úhlová rychlost elektromotoru [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$].

Jelikož budou k pohonu točny použity převodové motory, tedy asynchronní elektromotory s čelními třístupňovými převodovkami, je třeba stanovit předběžné výstupní otáčky těchto motorů (otáčky výstupního hřídele převodovky) n_a' [min^{-1}]. Tyto otáčky jsou rovny předběžným otáčkám hnacích kol

$$n_K' = i_s \cdot n_o' = 16 \cdot 1 = 16 \text{ min}^{-1}, \quad (54)$$

kde i_s je převodový poměr sekundárního převodu [1],

$$i_s = \frac{D_{KD}}{D_K} = \frac{8\,000}{500} = 16, \quad (55)$$

přičemž D_K je průměr hnacích a nosných kol točny [mm].

Na základě vypočteného potřebného výkonu a předběžných výstupních otáček je vybrán asynchronní převodový motor SEW Eurodrive FA77/GDRS90L4BE2, jehož technické údaje jsou uvedeny v *tab. 2*.

tab. 2.: Technické údaje převodového motoru pohonu točny, [37]

Označení	FA77/GDRS90L4BE2
Velikost (osová výška)	90L
Jmenovitý výkon	2,2 kW
Jmenovitý moment	15 N.m
Jmenovité otáčky	1 400 min ⁻¹
Počet pólů	4
Momentová přetížitelnost	2,2
Napětí	(230/400) V, 50 Hz
Krytí	IP 55
Převodový poměr převodovky	85,52
Výstupní otáčky převodovky	16 min ⁻¹
Brzdňý moment brzdy	5 N.m
Hmotnost	75,6 kg

4.1.2 Kontrola momentové přetížitelnosti motoru

Při rozběhu točny v době, než se uvede na provozní otáčky, musí elektromotory kromě překonávání pasivních odporů a odporu větru urychlovat ještě hmoty, které rotují jak kolem osy rotace točny, tak kolem všech os hnacích jednotek. Je třeba tedy zkontrolovat, že moment potřebný pro rozběh točny není větší, než přípouští momentová přetížitelnost vybraného elektromotoru. Musí tedy být splněna podmínka

$$M_{\text{rozb}} \leq p_r \cdot M_n, \quad (56)$$

kde p_r je momentová přetížitelnost motoru [1], M_n je jmenovitý moment motoru [N.m] a M_{rozb} je rozběhový moment redukováný na hřídel motoru [N.m], který je dán vztahem

$$M_{\text{rozb}} = (M_t + M_w + M_{zr1}) \cdot \frac{1}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} + \frac{M_{zr2}}{2}, \quad (57)$$

kde konstanta 2 udává počet hnacích jednotek (tedy počet elektromotorů), i_c je skutečný celkový převodový poměr pohonu [1], M_{zr1} je moment zrychlujících sil hmot, jež se otáčejí kolem osy rotace točny [N.m], a M_{zr2} je moment zrychlujících sil hmot, jež rotují na hřídelích hnacích jednotek, redukováný na hřídel motoru [N.m]. Moment M_{zr2} je však možné podle Dražana [28, str. 144] zahrnout do součinitele setrvačných momentů ξ [1], čímž se vztah pro výpočet rozběhového momentu zjednoduší na tvar

$$M_{\text{rozb}} = (M_t + M_w + \xi \cdot M_{zr1}) \cdot \frac{1}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} =$$

$$= (24\,214 + 75,7 + 1,3 \cdot 23\,152,6) \cdot \frac{1}{2 \cdot 1368,32 \cdot 0,874} \doteq 22,7 \text{ N.m.} \quad (58)$$

Skutečný celkový převodový poměr pohonu je

$$i_c = i_p \cdot i_s = 85,52 \cdot 16 = 1368,32 \quad (59)$$

kde i_p je převodový poměr čelní třístupňové převodovky [1].

Moment M_{zr1} ve vztahu (58) je

$$M_{zr1} = \frac{\pi \cdot n_o}{30 \cdot t_a} \cdot J_c = \frac{\pi \cdot 1,023}{30 \cdot 2} \cdot 432\,241 \doteq 23\,152,6 \text{ N.m,} \quad (60)$$

kde t_a je doba rozběhu točny [s], n_o jsou skutečné otáčky otoče [min^{-1}] a J_c je celkový moment setrvačnosti všech hmot k ose rotace točny [kg.m^2].

$$n_o = \frac{n_m}{i_c} = \frac{1400}{1368,32} \doteq 1,023 \text{ min}^{-1}. \quad (61)$$

Celkový moment setrvačnosti je dán součtem jeho složek, tedy

$$\begin{aligned} J_c &= \frac{1}{2} \cdot m_o \cdot r_o^2 + m_{VS} \cdot r_{VS}^2 + (m_V + m_L) \cdot r_V^2 = \\ &= \frac{1}{2} \cdot 15\,000 \cdot 4,74^2 + 12\,500 \cdot 3,5^2 + (8\,800 + 6\,600) \cdot 2,68^2 \doteq 432\,241 \text{ kg.m}^2, \end{aligned} \quad (62)$$

kde r_o je poloměr otoče [m], r_{VS} je vzdálenost těžiště výtahového stroje s krytem od osy rotace točny [m] a r_V je uvažovaná vzdálenost těžiště přepravního vozíku od osy rotace točny [m], přičemž tyto rozměry vyplývají z konstrukčního řešení točny.

Po dosazení vypočteného rozběhového momentu M_{rozb} , jmenovitého momentu motoru M_n a momentové přetížitelnosti motoru p_r do podmínky (56),

$$M_{rozb} \leq p_r \cdot M_n,$$

$$22,7 < 2,2 \cdot 15,$$

$$22,7 < 33,$$

je zřejmé, že moment potřebný pro rozběh točny není větší, než připouští momentová přetížitelnost vybraného elektromotoru, a tudíž tento elektromotor vyhovuje.

4.1.3 Kontrola maximálního momentu převodovky

Podle výrobce vybraného převodového motoru je nutné zkontrolovat, zda maximální přenášený krouticí moment převodovkou není větší, než výrobce připouští, neboli musí být splněna podmínka dle příručky výrobce [36], tedy

$$M_a \cdot f_b \leq M_{amax}, \quad (63)$$

kde M_a je maximální krouticí moment na výstupním hřídeli převodovky [N.m], f_b je provozní faktor [1] a M_{amax} je maximální přípustný krouticí moment na výstupním hřídeli převodovky [N.m], který je odečten z katalogu výrobce [37].

Maximální krouticí moment na výstupním hřídeli převodovky při provozu točny v ustáleném stavu je

$$M_a = (M_t + M_w) \cdot \frac{1}{2 \cdot i_s \cdot \eta_s \cdot \eta_u} = (24\,214 + 75,7) \cdot \frac{1}{2 \cdot 16 \cdot 0,94 \cdot 0,99} \doteq 815,7 \text{ N.m}, \quad (64)$$

kde konstanta 2 udává počet hnacích jednotek (tedy počet převodovek).

Provozní faktor f_b je odečten z diagramu v [36] pro nejnepříznivější podmínky, tedy pro stupeň rázu (III), provoz točny 16 hodin denně a četnost spínání 16 za hodinu, ve které jsou započteny jak rozběhy, tak i brzdění.

Po dosazení do podmínky (63),

$$M_a \cdot f_b \leq M_{amax},$$

$$815,7 \cdot 1,54 < 1500,$$

$$1256,2 < 1500,$$

je zřejmé, že maximální přenášený krouticí moment převodovkou není větší, než připouští výrobce, a tudíž tato převodovka vyhovuje.

4.2 Řízení pohonu

Jelikož jsou asynchronní elektromotory hnacích jednotek pohonu přiměřeně předdimenzovány, jsou při přímém připojení do sítě schopny provést rozběh točny za kratší dobu, než je doba rozběhu t_a , která je uvažována při výpočtu rozběhového momentu $M_{rozb.}$. Snížením doby rozběhu se však zvyšuje rozběhový moment, což má za následek nejen větší zatížení součástí pohonu krouticím momentem, ale

také možnost proklouznutí hnacího kola na kolejnici vlivem ztráty adheze, což je nepřijatelné. Proklouznutím kola totiž dochází jednak k problematickému rozběhu točny z důvodu poklesu tažné síly a jednak se zvyšuje opotřebení hnacích kol a kruhové kolejnice.

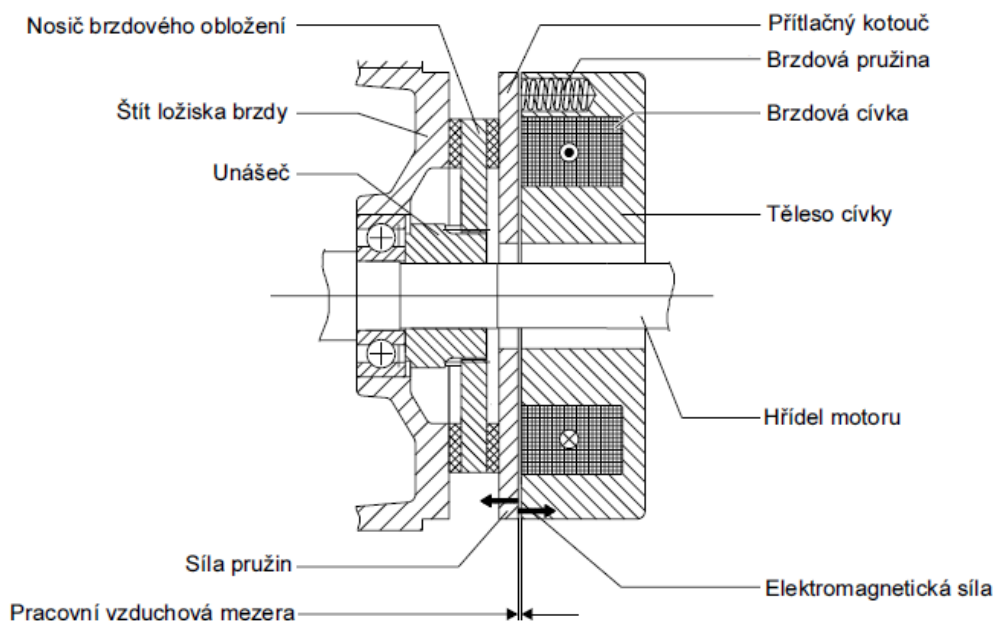
Aby se předešlo výše popsaným nežádoucím jevům, předpokládá se pro řízení třífázových asynchronních elektromotorů hnacích jednotek pohonu frekvenční měnič, díky kterému bude nastavena požadovaná doba rozběhu točny t_a (lineární rozběhová rampa) tak, aby nebyl překročen vypočtený rozběhový moment na hnacích kolech točny. Tímto bude zajištěn bezproblémový rozběh zařízení.

Samotné ovládání točny bude provedeno rádiovým dálkovým řízením z kabiny obsluhy přepravního vozíku.

4.3 Brzdění a aretace točny

V této části bude stručně popsán návrh jedné z možností, jak provést brzdění a aretaci točny v koncové poloze. Vztahy (64) až (69), použité pro návrh brzdění, jsou převzaty od Dražana [28].

Točna bude brzděna před koncovými polohami pomocí elektromagnetických kotoučových brzd, které jsou součástí elektromotorů hnacích jednotek. Tyto brzdy se odbrzdí elektromagnetickou silou brzdových cívek a brzdí silou brzdových pružin (viz obr. 40.). Při přerušení dodávky proudu tedy brzdy zabrzdí.



obr. 40.: Konstrukce elektromagnetické kotoučové brzdy motoru hnací jednotky, [36]

Nastavením přitlačné síly brzdových pružin lze pro zvolený typ brzdy BE2 nastavit brzdny moment v rozsahu (5 až 20) N.m. Nastavení brzdneho momentu je zvoleno tak, aby brzdny moment na hnacím kole nebyl větší než moment rozběhový na tomto kole. Touto podmínkou je zajištěno, že při brzdění nebudou součásti pohonu zatěžovány větším krouticím momentem, než na který jsou dimenzovány (jako nejnepříznivější případ je při dimenzování uvažován rozběh točny), a že nedojde ke smyku kola na kolejnici vlivem ztráty adheze. Výše uvedené podmínce vyhovuje tedy nastavení brzdneho momentu brzdy na hodnotu $M_b = 5$ N.m.

Z nastavené hodnoty brzdneho momentu je vypočtena doba brzdění točny pro dva extrémní případy, které při brzdění před koncovými polohami nastanou. První extrémní případ nastane, když bude točna zatížena přepravním vozíkem s lodí o maximální možné hmotnosti a výsledný moment větru bude působit ve směru otáčení. Doba brzdění potom bude

$$t_{b1} = \frac{\xi \cdot \frac{\pi \cdot n_0}{30 \cdot i_c} \cdot J_c \cdot \eta_c}{2 \cdot M_b + (M_t - M_w) \cdot \frac{\eta_c}{i_c}} = \frac{1,3 \cdot \frac{\pi \cdot 1,023}{30 \cdot 1368,32} \cdot 432\,241,0874}{2,5 + (24\,214 - 75,7) \cdot \frac{0,874}{1368,32}} \doteq 1,513 \text{ s}, \quad (64)$$

kde konstanta 2 udává počet hnacích jednotek (tedy počet brzd).

Druhý extrémní případ nastane, když bude točna zatížena přepravním vozíkem bez lodě a výsledný moment větru bude působit proti směru otáčení. V tomto případě bude doba brzdění

$$t_{b2} = \frac{\xi \cdot \frac{\pi \cdot n_0}{30 \cdot i_c} \cdot J_{c2} \cdot \eta_c}{2 \cdot M_b + (M_{t2} + M_w) \cdot \frac{\eta_c}{i_c}} = \frac{1,3 \cdot \frac{\pi \cdot 1,023}{30 \cdot 1368,32} \cdot 384\,837,10874}{2,5 + (20\,488,8 + 75,7) \cdot \frac{0,874}{1368,32}} \doteq 1,48 \text{ s}, \quad (65)$$

kde J_{c2} je celkový moment setrvačnosti všech hmot kromě lodě k ose rotace točny [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$], jenž je vypočten dle vztahu

$$\begin{aligned} J_{c2} &= \frac{1}{2} \cdot m_o \cdot r_o^2 + m_{VS} \cdot r_{VS}^2 + m_V \cdot r_V^2 = \\ &= \frac{1}{2} \cdot 15\,000 \cdot 4,74^2 + 12\,500 \cdot 3,5^2 + 8\,800 \cdot 2,68^2 \doteq 384\,837,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \end{aligned} \quad (66)$$

a M_{t2} je moment pasivních odporů bez uvažování tíhy lodě [N.m] dle vztahu (67),

$$M_{t2} = T_2 \cdot \frac{D_{KD}}{2} = 5\,122,2 \cdot \frac{8}{2} = 20\,488,8 \text{ N.m}, \quad (67)$$

přičemž T_2 je potřebná tažná síla k překonání pasivních odporů bez uvažování tíhy lodě [N], vypočtená dle vztahu

$$T_2 = \frac{G_{c2}}{R_K} \cdot (e + f_{\xi} \cdot r_{\xi}) \cdot K = \frac{356\,103}{250} \cdot (0,8 + 0,02 \cdot 49,9) \cdot 2 \doteq 5\,122,2 \text{ N}. \quad (68)$$

Ve vztahu (68) je G_{c2} celková tíha točny s přepravním vozíkem bez lodě [N], zatěžující nosná a hnací kola,

$$G_{c2} = (m_o + m_{VS} + m_V) \cdot g = (15\,000 + 12\,500 + 8\,800) \cdot 9,81 = 356\,103 \text{ N}. \quad (69)$$

Aby bylo zajištěno přesné navazování části kolejové dráhy na točně na horní i dolní kolejovou dráhu lodního výtahu, je třeba zajistit vždy dojezd otoče do koncové polohy až na doraz točny. Z uvedených výpočtů dob brzdění t_{b1} a t_{b2} je zřejmé, že při větším zatížení točny je třeba k zastavení otoče větší dobu brzdění. Jelikož na točně ale nebudou z důvodu složitosti žádné snímače hmotnosti, které by rozpoznaly, zda na točně je, či není loď, a v závislosti na zatížení točny by byla vyhodnocena potřebná doba brzdění (ze které by se vypočetl okamžik, v němž se má začít brzdit), musí být stanovena pouze jedna doba brzdění t_b , při které bude zajištěn dojezd otoče až na doraz. Tato doba bude určena jako hodnota menší, než je minimum z dob t_{b1} a t_{b2} , tedy

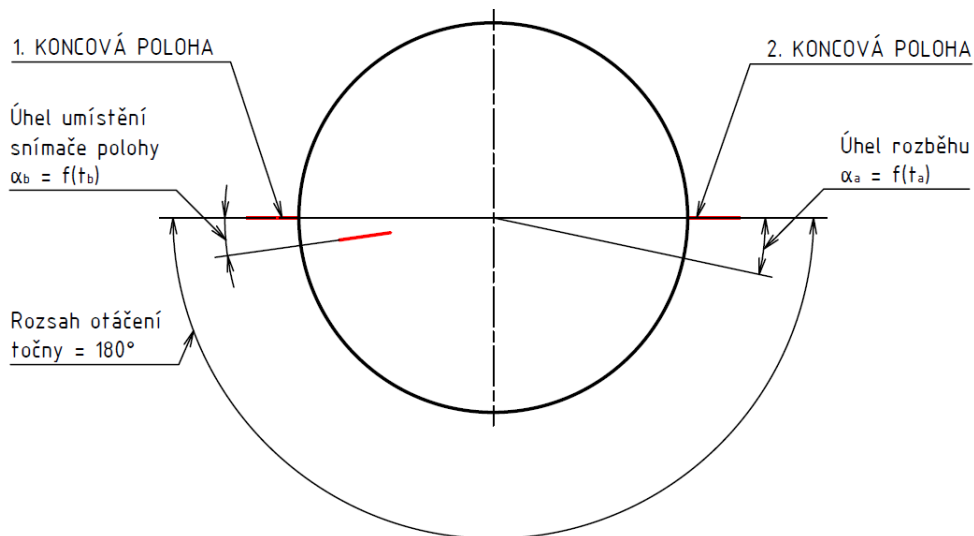
$$t_b < \min(t_{b1}; t_{b2}). \quad (70)$$

Na základě podmínky (70) je zvolena doba brzdění $t_b = 1,3$ s. Protože doba brzdění t_b je ještě menší než doba brzdění t_{b2} , je bezpečně zajištěno, že otoč dojede do koncové polohy až na doraz i v případě, že na točně bude pouze přepravní vozík bez lodě a výsledný moment větru bude navíc působit proti směru otáčení otoče (případ, kdy je třeba k zastavení otoče nejmenší doba brzdění).

Ze stanovené doby brzdění t_b lze určit okamžik, ve kterém se musí začít brzdit, tedy vypnout přívod proudu k elektromotorům hnacích jednotek, aby se uvedly do činnosti elektromagnetické kotoučové brzdy. Tento okamžik je dán přesným umístěním snímače polohy otoče před koncovou polohou, takže úhel mezi koncovou polohou točny a snímačem polohy otoče odpovídá úhlu α_b , o který se otoč otočí za

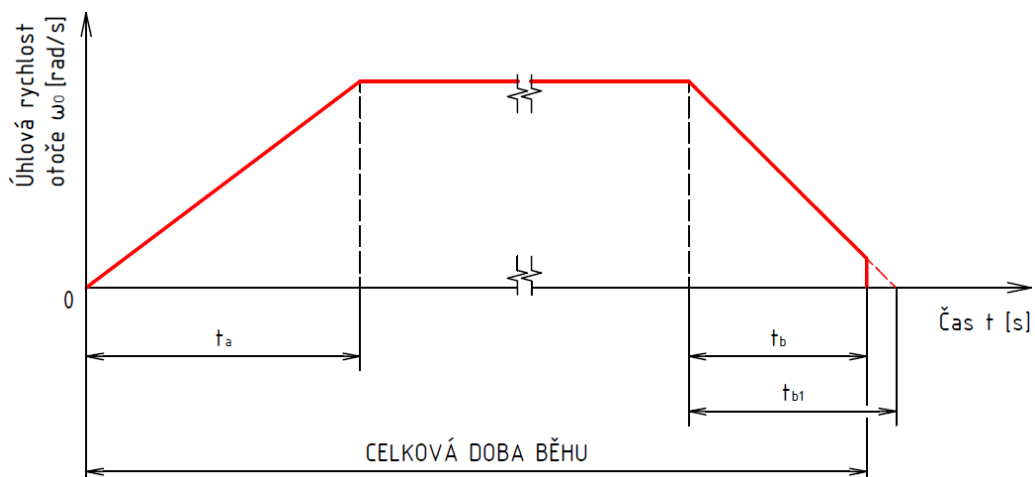
dobu brzdění t_b . Na základě signálu z uvedeného snímače polohy otoče (indukční snímač polohy) jsou potom vypnuty elektromotory a sepnuty brzdy.

Jelikož stanovení doby brzdění uvedenými výpočty není absolutně přesné, bylo by dobré provést ve skutečnosti zkoušku doběhu točny při zatížení pouze přepravním vozíkem bez lodě, pomocí které by se určilo zpomalení otoče při brzdění. Ze zpomalení by se potom stanovily skutečné hodnoty doby brzdění a úhlu umístění snímače polohy otoče (viz obr. 41.), čímž by byla zajištěna správná funkce točny.

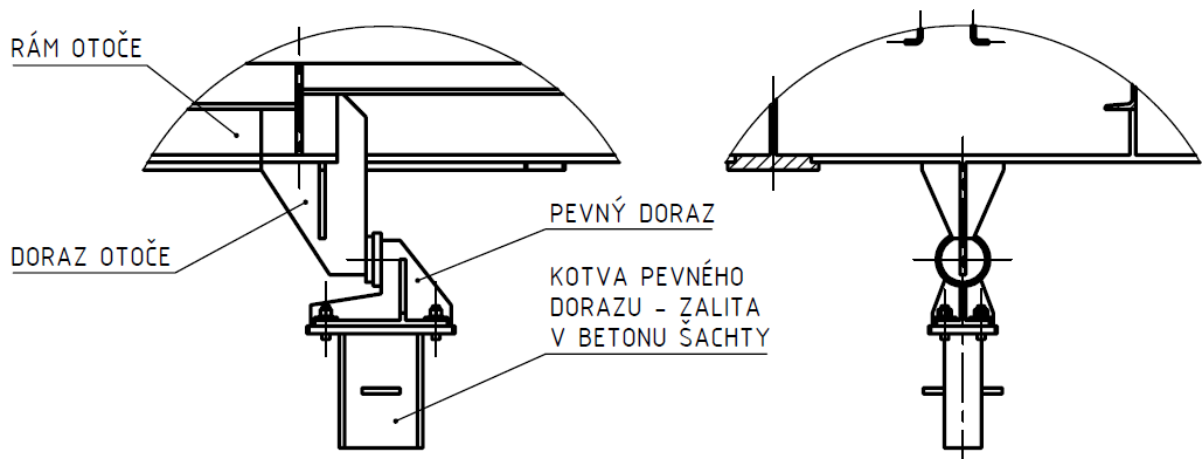


obr. 41.: Úhel umístění snímače polohy otoče

Protože doba brzdění t_b je menší než doba, která je potřeba k úplnému zastavení otoče (zpomalení na nulovou rychlost), bude mít otoč v okamžiku opření o doraz nenulovou rychlost (viz obr. 42.), a tudíž i nenulovou kinetickou energii. Potom budou dorazy (viz obr. 43.) namáhány na otláčení, ohyb a smyk.



obr. 42.: Rozběhová a brzdňá rampa točny



obr. 43.: Dorazy točny

Aretace točny, neboli zamezení pohybu otoče v koncových polohách, je zajištěna sepnutými elektromagnetickými kotoučovými brzdami. Odaretování se provádí samočinně při zapnutí elektromotorů hnacích jednotek, kdy se brzdy odbrzdí elektromagnetickou silou brzdových cívek.

Výše popsaný návrh brzdění a aretace točny je pouze jeden z více možných způsobů. Dalším způsobem může být elektrické brzdění frekvenčním měničem do odporu a aretace točny například servomotorem ovládanou závorou, jež by byla v koncové poloze horizontálně vysunuta z otoče do otvoru v šachtě točny.

4.4 Návrh kola a hnacího hřídele

Hnací kola (viz obr. 44.) i nosná (nepoháněná) kola točny jsou válcová kola bez nákoků normalizovaného průměru 500 mm a šířky 120 mm. Materiálem je ocel 42 2661.1. Pro zvolená kola je třeba provést kontrolu maximálního kontaktního tlaku p_{Kmax} mezi kolem a kolejnicí, který nesmí být vyšší než dovolená hodnota p_D , aby nenastalo předčasné opotřebení povrchu kola, které se projevuje tvorbou pittingů. Musí tedy být splněna podmínka

$$p_{Kmax} \leq p_D \quad (71)$$

Jelikož jsou hnací i nosná kola totožná, je provedena kontrola pouze pro hnací kola, která jsou zatěžována větším svislým zatížením. Vztah pro výpočet kontaktního tlaku vychází z Hertzovy teorie kontaktních tlaků a je převzat od Gajduška [38].

Protože kola jsou válcová a kruhová kolejnice, po níž se kola odvalují, má rovinný povrch, jedná se o přímkový styk, pro který platí vztah (72),

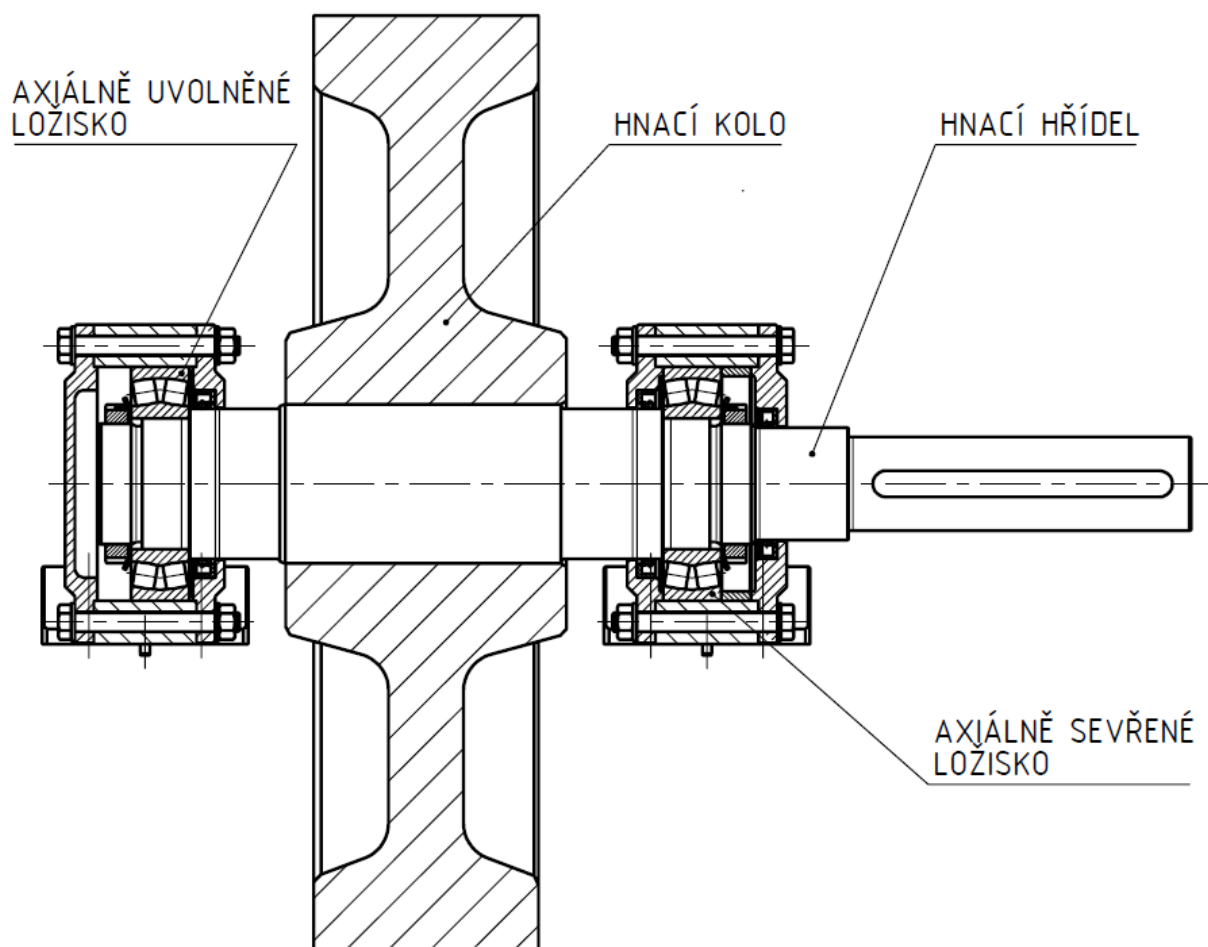
$$p_{K_{\max}} = 192 \cdot \sqrt{\frac{K_1^{F_8}}{b_{KD} \cdot R_K}} = 192 \cdot \sqrt{\frac{107900}{94.250}} \doteq 411,4 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (72)$$

kde b_{KD} je účinná šířka profilu kruhové kolejnice [mm] a $K_1^{F_8}$ je svislé zatížení kola v nejnepříznivějším případě [N], tedy v případě, že přitlačné pružiny kyvné vidlice jsou nejvíce stlačeny, a na pružinách tak vznikají síly F_8 (viz vztah (31)).

Dovolený kontaktní tlak je stanoven tak, aby životnost kola, vyjádřená počtem styků odvalovaných ploch, byla minimálně $2 \cdot 10^7$. [39, str. 68]

$$p_D = 0,31 \cdot H_B = 0,31 \cdot 1500 = 465 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (73)$$

kde H_B je tvrdost podle Brinella [N.mm^{-2}] pro ocel 42 2661.1 dle Gajdůška [38, str. 68]. Porovnáním výsledků vztahů (72) a (73) je vidět, že podmínka (71) je splněna a zvolená kola vyhovují.



obr. 44.: Hnací kolo točny s hnacím hřídelem

Hnací hřídel pohonu slouží k přenosu krouticího momentu z čelní třístupňové převodovky na hnací kolo. Uložen je ve dvou soudečkových ložiskách, z nichž jedno je axiálně uvolněné a jedno axiálně sevřené (viz obr. 44.). Ložisková tělesa jsou potom přišroubována k ramenům kyvné vidlice.

Výchozími rozměry pro konstrukci hnacího hřídele jsou šířka náboje kola, šířky ramen kyvné vidlice a nejmenší průměr hřídele, který se nachází v místě nasunutí do otvoru dutého výstupního hřídele čelní třístupňové převodovky. Tento průměr (50 mm) je tedy dán výrobcem použité převodovky. Ostatní rozměry jsou dány konstrukčním řešením samotného hřídele, jeho uložením v ložiskách a druhem spojení s nábojem kola, které je popsáno níže.

4.4.1 Spojení náboje kola s hnacím hřídelem

Poháněná kola točny jsou spojena s hnacími hřídeli nalisováním, tak jako u hnacích dvojkolí kolejových vozidel. Stejně tak i nosná (nepoháněná) kola točny jsou spojena s nosnými hřídeli nalisováním. Jelikož ale na spojení hnacích kol s hnacími hřídeli jsou kladeny nároky z hlediska přenosu krouticího momentu, jsou výpočty nalisování provedeny pouze pro toto spojení.

Pro návrh nalisování jsou dle [40], [31] a [30] uvažovány následující hodnoty:

- soustava uložení	soustava jednotné díry,
- toleranční pole náboje	H6,
- součinitel bezpečnosti pro přenos krouticího momentu	$k_n = 1,3$,
- minimální součinitel bezpečnosti vzhledem k smluvní mezi kluzu materiálu náboje	$k_{\min} = 1,1$,
- součinitel tření mezi hřídelem a nábojem	$f_n = 0,12$,
- modul pružnosti v tahu materiálu hřídele – oceli E360 (11 700)	$E_H = 2,06 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$,
- modul pružnosti v tahu materiálu náboje – oceli 42 2661.1	$E_N = 2,094 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$,
- Poissonovo číslo materiálu hřídele	$\nu_H = 0,3$,
- Poissonovo číslo materiálu náboje	$\nu_N = 0,3$,
- smluvní mez kluzu materiálu náboje	$R_{p0,2} = 350 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$,
- součinitel teplotní roztažnosti náboje	$\alpha_N = 11,2 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$,
- jakost povrchu hřídele	$R_a^H = 0,8 \text{ } \mu\text{m}$,
- jakost povrchu náboje	$R_a^N = 1,6 \text{ } \mu\text{m}$,
- průměr hřídele pod kolem	$d_H = 85 \text{ mm}$,
- průměr náboje kola	$d_N = 160 \text{ mm}$,
- účinná délka nalisování	$L_n = 147 \text{ mm}$.

4.4.1.1 Návrhové výpočty nalisování

Vztahy (74) až (85), použité pro návrhové výpočty nalisování, jsou převzaty od Švece [40]. Výpočty jsou provedeny pro nalisování za studena i pro nalisování (nasazení) za tepla. V obou případech je třeba stanovit nejdříve minimální tlak ve spoji pro přenos požadovaného krouticího momentu. Tento tlak vyplývá z podmínky únosnosti

$$k_n \cdot M_{rozbk} \leq M_T, \quad (74)$$

kde M_{rozbk} je rozběhový moment na hnacím kole dle vztahu (16) (minimální tlak je počítán pro nejnepříznivější případ, tedy z momentu, který je třeba při rozběhu točny), dosažený v [N.mm], a M_T je třecí moment [N.mm] dle vztahu

$$M_T = \pi \cdot d_H \cdot L_n \cdot p_{\min} \cdot f_n \cdot \frac{d_H}{2}. \quad (75)$$

Minimální tlak ve spoji je potom

$$p_{\min} = \frac{k_n \cdot M_{rozbk}}{\pi \cdot d_H \cdot L_n \cdot f_n \cdot \frac{d_H}{2}} = \frac{1,3 \cdot 1808100}{\pi \cdot 85 \cdot 147 \cdot 0,12 \cdot \frac{85}{2}} \doteq 11,7 \text{ N.mm}^{-2}. \quad (76)$$

Dále je stanoven minimální efektivní přesah, který se využije na vznik tlaku.

$$\Delta d_{\min} = p_{\min} \cdot d_H \cdot \left(\frac{C_N + \nu_N}{E_N} + \frac{C_H - \nu_H}{E_H} \right) = 11,7 \cdot 85 \cdot \left(\frac{1,786 + 0,3}{2,094 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,3}{2,06 \cdot 10^5} \right) \doteq$$

$$\doteq 0,0133 \text{ mm} = 13,3 \mu\text{m}, \quad (77)$$

kde C_N je geometrická konstanta náboje [1] a C_H je geometrická konstanta hřídele [1], přičemž tyto konstanty jsou dány vztahy

$$C_N = \frac{\left(\frac{d_N}{d_H} \right)^2 + 1}{\left(\frac{d_N}{d_H} \right)^2 - 1} = \frac{\left(\frac{160}{85} \right)^2 + 1}{\left(\frac{160}{85} \right)^2 - 1} \doteq 1,786, \quad (78)$$

$$C_H = \frac{\left(\frac{d_H}{d_O}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_H}{d_O}\right)^2 - 1}. \quad (79)$$

Ve vztahu pro geometrickou konstantu C_H představuje d_O průměr otvoru u dutého hřídele [mm]. Protože hnací hřídel je však plný, je $d_O = 0$ a geometrická konstanta $C_H = 1$.

Pro nalisování náboje na hřídel za studena je nutné minimální efektivní přesah navýšit ještě o hodnotu w , což je část přesahu [μm], která se při lisování strhne, a tedy neuplatní. Tímto navýšením je získán minimální výrobní přesah

$$\Delta d'_{\min} = \Delta d_{\min} + w = 13,3 + 13,2 = 26,5 \mu\text{m}, \quad (80)$$

$$w \doteq 5,5 \cdot (R_a^H + R_a^N) = 5,5 \cdot (0,8 + 1,6) = 13,2 \mu\text{m}. \quad (81)$$

Na základě vypočteného minimálního výrobního přesahu je ke zvolenému tolerančnímu poli náboje H6 (dolní mezní úchylka $EI = 0 \mu\text{m}$, horní mezní úchylka $ES = 22 \mu\text{m}$) přiřazeno toleranční pole hřídele r5 (dolní mezní úchylka $ei = 51 \mu\text{m}$, horní mezní úchylka $es = 66 \mu\text{m}$), přičemž musí být splněna podmínka

$$\delta_{\min} \geq \Delta d'_{\min}, \quad (82)$$

kde δ_{\min} je minimální tabulkový (skutečný) přesah [μm], který se vypočte jako rozdíl dolní mezní úchylky hřídele ei a horní mezní úchylky náboje ES , tedy

$$\delta_{\min} = ei - ES = 51 - 22 = 29 \mu\text{m}. \quad (83)$$

Porovnáním výsledků vztahů (80) a (83) je vidět, že podmínka (82) je splněna, a tudíž navržené uložení pro nalisování za studena vyhovuje.

Při nalisování (nasazení) náboje na hřídel za tepla nedochází ke stržení žádné části přesahu. Proto není třeba minimální efektivní přesah, vypočtený dle vztahu (77), nijak zvětšovat a platí

$$\Delta d'_{\min} = \Delta d_{\min} = 13,3 \mu\text{m}. \quad (84)$$

Na základě minimálního efektivního přesahu je tedy ke zvolenému tolerančnímu poli náboje H6 přiřazeno toleranční pole hřídele p5 (dolní mezní úchylka $ei = 37 \mu\text{m}$,

horní mezní úchylka $es = 52 \mu\text{m}$), přičemž musí být splněna opět podmínka (82). Minimální tabulkový (skutečný) přesah je

$$\delta_{\min} = ei - ES = 37 - 22 = 15 \mu\text{m}. \quad (85)$$

Porovnáním výsledků vztahů (84) a (85) je vidět, že podmínka (82) je splněna, a tudíž navržené uložení pro nalisování (nasazení) za tepla vyhovuje.

4.4.1.2 Kontrolní výpočty nalisování

Vztahy (86) až (103), použité pro kontrolní výpočty nalisování, jsou převzaty od Švece [40]. Cílem těchto výpočtů je pevnostní kontrola náboje hnacího kola. Řešení napjatosti náboje je třeba provést zvlášť pro nalisování za studena a zvlášť pro nalisování (nasazení) za tepla. Nejdříve je vypočten z navrženého uložení maximální tlak ve spoji.

Pro nalisování za studena je maximální tlak

$$p_{\max} = \frac{\Delta d_{\max}}{d_H \cdot \left(\frac{C_N + \nu_N}{E_N} + \frac{C_H - \nu_H}{E_H} \right)} = \frac{0,0528}{85 \cdot \left(\frac{1,786 + 0,3}{2,094 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,3}{2,06 \cdot 10^5} \right)} \doteq 46,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}, \quad (86)$$

kde Δd_{\max} je maximální efektivní přesah (dosazen v [mm]), jenž je vypočten dle vztahu

$$\Delta d_{\max} = \Delta d'_{\max} - w = 66 - 13,2 = 52,8 \mu\text{m}, \quad (87)$$

přičemž $\Delta d'_{\max}$ je maximální výrobní přesah [μm], rovný maximálnímu tabulkovému (skutečnému) přesahu δ_{\max} [μm] pro uložení H6/r5,

$$\Delta d'_{\max} = \delta_{\max} = es = 66 \mu\text{m}. \quad (88)$$

Z maximálního tlaku jsou získána hlavní napětí σ_1 , které odpovídá tečnému napětí σ_t , σ_2 , které odpovídá osovému napětí σ_o a σ_3 , které odpovídá radiálnímu napětí σ_r .

$$\sigma_1 = C_N \cdot p_{\max} = 1,786 \cdot 46,5 \doteq 83 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}, \quad (89)$$

$\sigma_2 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, jelikož osově napětí pro hřídel (otevřená nádoba) je nulové,

$$\sigma_3 = -p_{\max} = -46,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}. \quad (90)$$

Podle teorie maximálního smykového napětí τ_{\max} je redukované napětí

$$\sigma_{red}^{T_{max}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 83 - (-46,5) = 129,5 \text{ N.mm}^{-2} \quad (91)$$

a součinitel bezpečnosti vzhledem k smluvní mezi kluzu

$$k_{max}^T = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}^{T_{max}}} = \frac{350}{129,5} \doteq 2,7. \quad (92)$$

Podle energetické teorie H.M.H. je redukované napětí

$$\begin{aligned} \sigma_{red}^{H.M.H.} &= \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \\ &= \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(83 - 0)^2 + (0 - (-46,5))^2 + (-46,5 - 83)^2} \doteq 113,6 \text{ N.mm}^{-2} \end{aligned} \quad (93)$$

a součinitel bezpečnosti vzhledem k smluvní mezi kluzu

$$k_{red}^{H.M.H.} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}^{H.M.H.}} = \frac{350}{113,6} \doteq 3,1. \quad (94)$$

Z porovnání součinitelů bezpečnosti dle vztahů (92) a (94) s minimálním součinitelem bezpečnosti k_{min} je zřejmé, že materiál náboje hnacího kola pro nalisování za studena vyhovuje.

Pro nalisování (nasazení) za tepla je maximální tlak

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_H \cdot \left(\frac{C_N + v_N}{E_N} + \frac{C_H - v_H}{E_H} \right)} = \frac{0,052}{85 \cdot \left(\frac{1,786 + 0,3}{2,094 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,3}{2,06 \cdot 10^5} \right)} \doteq 45,8 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (95)$$

kde maximální efektivní přesah Δd_{max} (dosazen v [mm]) je shodný s maximálním výrobním přesahem $\Delta d'_{max}$, jenž je roven maximálnímu tabulkovému (skutečnému) přesahu δ_{max} pro uložení H6/p5,

$$\Delta d_{max} = \Delta d'_{max} = \delta_{max} = es = 52 \mu\text{m}. \quad (96)$$

Z maximálního tlaku jsou opět získána hlavní napětí σ_1 , σ_2 a σ_3 .

$$\sigma_1 = C_N \cdot p_{max} = 1,786 \cdot 45,8 \doteq 81,8 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (97)$$

$$\sigma_2 = 0 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (98)$$

$$\sigma_3 = -p_{max} = -45,8 \text{ N.mm}^{-2}. \quad (99)$$

Podle teorie maximálního smykového napětí τ_{\max} je redukované napětí

$$\sigma_{red}^{\tau_{\max}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 81,8 - (-45,8) = 127,6 \text{ N.mm}^{-2} \quad (100)$$

a součinitel bezpečnosti vzhledem k smluvní mezi kluzu

$$k^{\tau_{\max}} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}^{\tau_{\max}}} = \frac{350}{127,6} \doteq 2,7. \quad (101)$$

Podle energetické teorie H.M.H. je redukované napětí

$$\begin{aligned} \sigma_{red}^{H.M.H.} &= \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \\ &= \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(81,8 - 0)^2 + (0 - (-45,8))^2 + (-45,8 - 81,8)^2} \doteq 112 \text{ N.mm}^{-2} \end{aligned} \quad (102)$$

a součinitel bezpečnosti vzhledem k smluvní mezi kluzu

$$k^{H.M.H.} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}^{H.M.H.}} = \frac{350}{112} \doteq 3,1. \quad (103)$$

Z porovnání součinitelů bezpečnosti dle vztahů (101) a (103) s minimálním součinitelem bezpečnosti k_{\min} je zřejmé, že materiál náboje hnacího kola vyhovuje i pro nalisování (nasazení) za tepla.

4.4.1.3 Podmínky pro realizaci lisování

Podmínkami pro realizaci lisování se rozumí lisovací síla pro nalisování za studena a potřebné ohřátí náboje při nalisování (nasazení) za tepla. Vztahy (104), (105) a (106) pro výpočet těchto podmínek jsou převzaty od Švece [40].

Velikost potřebné lisovací síly je

$$F_n = \pi \cdot d_H \cdot L_n \cdot p_{\max} \cdot f_n = \pi \cdot 85 \cdot 147,46 \cdot 5,0 \cdot 12 \doteq 219038,4 \text{ N}. \quad (104)$$

Potřebné ohřátí náboje hnacího kola je

$$\Delta T = \frac{\Delta d_{\max} + v}{\alpha_N \cdot d_H} = \frac{0,052 + 0,012}{11,2 \cdot 10^{-6} \cdot 85} \doteq 67,2 \text{ K} = 67,2 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (105)$$

přičemž v je montážní vůle (dosazená v [mm]), která se dle Švece [40, str. 58] bere jako minimální vůle pro uložení 85 H7/g6.

$$v = EI - es = 0 - (-12) = 12 \mu\text{m}, \quad (106)$$

kde EI je dolní mezní úchylka tolerančního pole H7 a es je horní mezní úchylka tolerančního pole g6.

Na základě vypočtených podmínek pro realizaci a technologických možností dílny, ve které se budou kola na hřídele lisovat, je možné rozhodnout, zda se provede nalisování za studena s uložením 85 H6/r5, nebo nalisování (nasazení) za tepla s uložením 85 H6/p5.

4.4.2 Kontrola hnacího hřídele

Jelikož hnací a nosné hřídele jsou stejné konstrukce a ze stejného materiálu, přičemž hnací hřídele jsou oproti nosným zatěžovány větším ohybovým momentem, a navíc i krouticím momentem, bude postačující provést podrobnou kontrolu pouze pro hnací hřídel.

4.4.2.1 Statická pevnostní kontrola

Při statické pevnostní kontrole je uvažováno namáhání hnacího hřídele ohybovým momentem od svislého zatížení kola, krouticím momentem a tlakem v místě nalisování náboje hnacího kola. Dále je uvažován nejnepříznivější případ, při kterém jsou jednak přítláčné pružiny kyvné vidlice nejvíce stlačeny, a na pružinách tak vznikají síly F_8 , čímž je dáno největší svislé zatížení $K_1^{F_8}$, a jednak je točna ve stavu rozběhu, kdy jsou hnací hřídele zatíženy rozběhovým krouticím momentem M_{rozbK} .

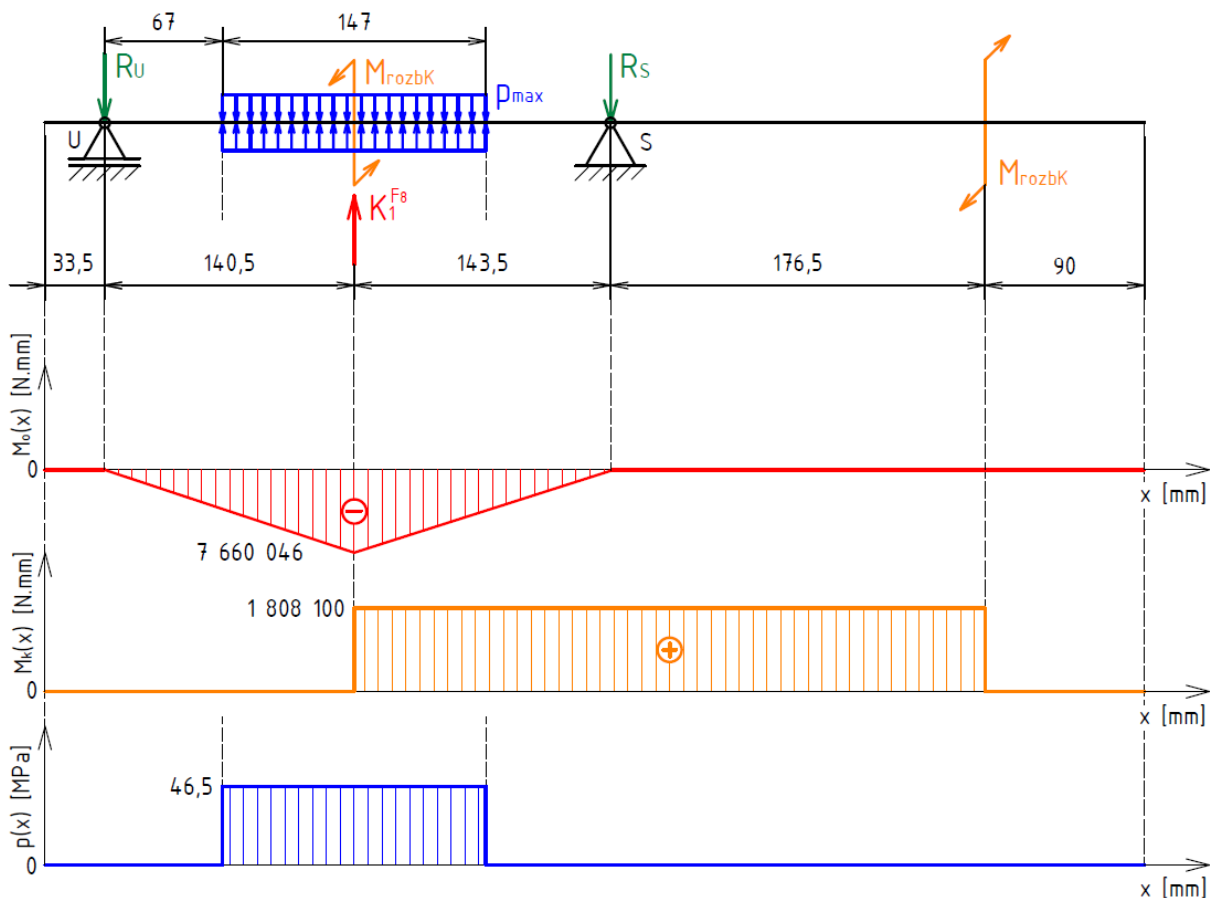
Naopak je při statické pevnostní kontrole zanedbáno namáhání hnacího hřídele ohybovým momentem od části tíhy převodového motoru, jenž je převodovkou nasunut na válcový konec hřídele a podepřen reakčním ramenem na kyvné vidlici. Taktéž je zanedbána posouvající radiální síla, jež vyvolává smyk, neboť napětí od této síly je ve srovnání s napětími v ohybu a krutu malé.

Hnací hřídel je zjednodušen na staticky určitý nosník o dvou podporách – podpora U v místě uložení hřídele v axiálně uvolněném ložisku a podpora S v místě uložení hřídele v axiálně sevřeném ložisku. Ze statické rovnováhy jsou v těchto podporách určeny reakce R_U a R_S [N].

$$R_S = \frac{K_1^{F_8} \cdot 140,5}{(140,5 + 143,5)} = \frac{107\,900 \cdot 140,5}{(140,5 + 143,5)} \doteq 53\,380,1\text{N}, \quad (107)$$

$$R_U = K_1^{F_8} - R_S = 107\,900 - 53\,380,1 = 54\,519,9\text{N}. \quad (108)$$

Na základě známých reakcí R_U a R_S a svislého zatížení $K_1^{F_8}$ je stanoven metodou řezu průběh ohybového momentu po celé délce hřídele (viz obr. 45).

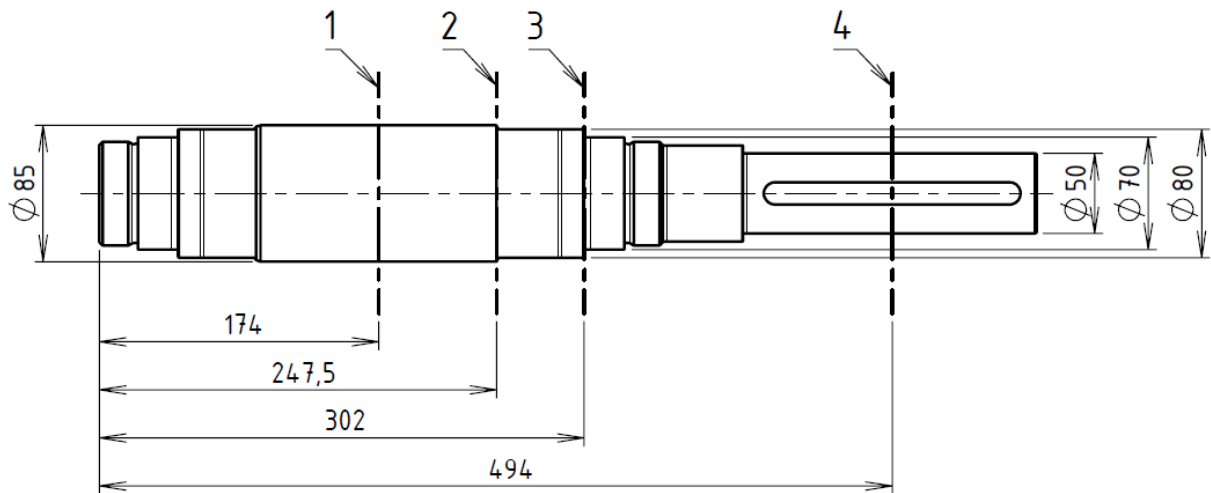


obr. 45.: Průběh ohybového momentu, kroticého momentu a tlaku na hnacím hřídeli

Dále jsou na hřídeli stanoveny čtyři kritické průřezy (viz obr. 46.), v nichž se předpokládají největší napětí.

Průřez 1

První kritický průřez je průřez 1 (viz obr. 46.). V místě průřezu 1 je hřídel namáhán maximálním ohybovým momentem od svislého zatížení $K_1^{F_8}$, kroticím momentem M_{rozbK} a také je třeba zde uvažovat napětí vyvolané tlakem p_{max} , jelikož v místě průřezu 1 je na hřídeli nalisované hnací kolo.



obr. 46.: Staticky kontrolované průřezy na hnacím hřídeli

Napětí v ohybu pro průřez 1 je

$$\sigma_{o1} = \frac{|M_{o1}|}{W_{o1}} = \frac{7\,660\,046}{60\,291,6} \doteq 127 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (109)$$

kde M_{o1} je ohybový moment v místě průřezu 1 [N.mm], vypočtený metodou řezu, a W_{o1} je modul průřezu 1 v ohybu [mm³].

$$\begin{aligned}
 |M_{o1}| &= |M_o(174)| = |-R_U \cdot (174 - 33,5)| = |-54\,519,9 \cdot (174 - 33,5)| \doteq \\
 &\doteq 7\,660\,046 \text{ N.mm}, \quad (110)
 \end{aligned}$$

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 85^3}{32} \doteq 60\,291,6 \text{ mm}^3, \quad (111)$$

kde d_1 je průměr hřídele v místě průřezu 1 [mm] (viz obr. 46.).

Napětí v krutu pro průřez 1 je

$$\tau_{k1} = \frac{M_{rozbK}}{W_{k1}} = \frac{1808100}{120583,2} \doteq 15 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (112)$$

kde M_{rozbK} je rozběhový moment na hnacím kole dosazený v [N.mm], který působí na hnacím hřídeli v daném úseku (viz obr. 45.), a W_{k1} je modul průřezu 1 v krutu [mm³].

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{\pi \cdot 85^3}{16} \doteq 120\,583,2 \text{ mm}^3. \quad (113)$$

Podle teorie maximálního smykového napětí τ_{\max} (součinitel $\alpha = 2$) je potom redukované napětí v ohybu v místě průřezu 1 dáno vztahem (114),

$$\sigma_{ored1} = \sqrt{(\sigma_{o1} + p_{max})^2 + (\alpha T_{k1})^2} = \sqrt{(127 + 46,5)^2 + (2,15)^2} \doteq 176,1 \text{ N.mm}^{-2} \quad (114)$$

a součinitel statické bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu v místě průřezu 1 je

$$k_{s1} = \frac{R_e}{\sigma_{ored1}} = \frac{325}{176,1} \doteq 1,8, \quad (115)$$

kde R_e je mez kluzu oceli E 360 (11 700) [N.mm⁻²] dle Drastíka [31]. Minimální součinitel statické bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu je uvažován $k_{smin} = 1,2$, z čehož vyplývá, že

$$k_{s1} > k_{smin}, \quad (116)$$

a tedy hnací hřídel v místě prvního kritického průřezu vyhovuje.

Průřez 2

Druhý kritický průřez je průřez 2 (viz obr. 46.). V místě průřezu 2 má hřídel oproti průřezu 1 zmenšený průměr a je zde namáhán ohybovým momentem od svislého zatížení $K_1^{\bar{F}_8}$ a krouticím momentem M_{rozbk} .

Napětí v ohybu pro průřez 2 je

$$\sigma_{o2} = \frac{|M_{o2}|}{W_{o2}} = \frac{3\,736\,608,6}{50\,265,5} \doteq 74,3 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (117)$$

kde M_{o2} je ohybový moment v místě průřezu 2 [N.mm], vypočtený metodou řezu, a W_{o2} je modul průřezu 2 v ohybu [mm³].

$$\begin{aligned} |M_{o2}| &= |M_o(247,5)| = \left| -R_U \cdot (247,5 - 33,5) + K_1^{\bar{F}_8} \cdot (247,5 - 174) \right| = \\ &= \left| -54\,519,9 \cdot (247,5 - 33,5) + 107\,900 \cdot (247,5 - 174) \right| \doteq 3\,736\,608,6 \text{ N.mm}, \end{aligned} \quad (118)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} \doteq 50\,265,5 \text{ mm}^3, \quad (119)$$

kde d_2 je menší průměr hřídele v místě průřezu 2 [mm] (viz obr. 46.), přičemž je zanedbán přechodový rádius R2,5.

Napětí v krutu pro průřez 2 je

$$\tau_{k2} = \frac{M_{rozbk}}{W_{k2}} = \frac{1808100}{100531} \doteq 18 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (120)$$

kde W_{k2} je modul průřezu 2 v krutu [mm^3].

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{\pi \cdot 80^3}{16} \doteq 100531 \text{ mm}^3. \quad (121)$$

Podle teorie maximálního smykového napětí τ_{\max} je redukované napětí v ohybu v místě průřezu 2

$$\sigma_{ored2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + (\alpha \cdot \tau_{k2})^2} = \sqrt{74,3^2 + (2 \cdot 18)^2} \doteq 82,6 \text{ N.mm}^{-2} \quad (122)$$

a součinitel statické bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu v místě průřezu 2 je

$$k_{s2} = \frac{R_e}{\sigma_{ored2}} = \frac{325}{82,6} \doteq 3,9. \quad (123)$$

Potom platí, že

$$k_{s2} > k_{\min}, \quad (124)$$

a hnací hřídel tedy v místě druhého kritického průřezu vyhovuje.

Průřez 3

Třetí kritický průřez je průřez 3 (viz *obr. 46*). V místě průřezu 3 má hřídel opět zmenšený průměr a je zde namáhán ohybovým momentem od svislého zatížení $K_1^{F_8}$ a krouticím momentem M_{rozbk} .

Napětí v ohybu pro průřez 3 je

$$\sigma_{o3} = \frac{|M_{o3}|}{W_{o3}} = \frac{827\,393,2}{33\,673,9} \doteq 24,6 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (125)$$

kde M_{o3} je ohybový moment v místě průřezu 3 [N.mm], vypočtený metodou řezu, a W_{o3} je modul průřezu 3 v ohybu [mm^3].

$$\begin{aligned} |M_{o3}| &= |M_o(302)| = \left| -R_U \cdot (302 - 33,5) + K_1^{F_8} \cdot (302 - 174) \right| = \\ &= \left| -54\,519,9 \cdot (302 - 33,5) + 107\,900 \cdot (302 - 174) \right| \doteq 827\,393,2 \text{ N.mm}, \end{aligned} \quad (126)$$

$$W_{o3} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 70^3}{32} \doteq 33\,673,9 \text{ mm}^3, \quad (127)$$

kde d_3 je menší průměr hřídele v místě průřezu 3 [mm] (viz obr. 46.), přičemž je zanedbán zápch G4x0,3 ČSN 01 4960.

Napětí v krutu pro průřez 3 je

$$\tau_{k3} = \frac{M_{rozbk}}{W_{k3}} = \frac{1808100}{67\,347,9} \doteq 26,8 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (128)$$

kde W_{k3} je modul průřezu 3 v krutu [mm^3].

$$W_{k3} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 70^3}{16} \doteq 67\,347,9 \text{ mm}^3. \quad (129)$$

Podle teorie maximálního smykového napětí τ_{\max} je redukované napětí v ohybu v místě průřezu 3

$$\sigma_{ored3} = \sqrt{\sigma_{o3}^2 + (\alpha \cdot \tau_{k3})^2} = \sqrt{24,6^2 + (2 \cdot 26,8)^2} \doteq 59 \text{ N.mm}^{-2} \quad (130)$$

a součinitel statické bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu v místě průřezu 3 je

$$k_{s3} = \frac{R_e}{\sigma_{ored3}} = \frac{325}{59} \doteq 5,5. \quad (131)$$

Potom platí, že

$$k_{s3} > k_{s\min}, \quad (132)$$

a hnací hřídel tedy v místě třetího kritického průřezu vyhovuje.

Průřez 4

Poslední kritický průřez je průřez 4 (viz obr. 46.). V místě průřezu 4 je hřídel namáhán pouze kroticím momentem M_{rozbk} , avšak jeho průměr je v tomto místě nejmenší, a navíc je průřez zeslaben drážkou pro pero.

Napětí v krutu pro průřez 4 je

$$\tau_{k4} = \frac{M_{rozbk}}{W_{k4}} = \frac{1808100}{23\,018,9} \doteq 78,5 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (133)$$

kde W_{k4} je modul průřezu 4 v krutu [mm^3], jenž je vypočten podle Kugla [41].

$$W_{k4} \approx \frac{\pi \cdot d_4^3}{16} - \frac{b_4 \cdot t_4 \cdot (d_4 - t_4)^2}{2 \cdot d_4} = \frac{\pi \cdot 50^3}{16} - \frac{14,5 \cdot 5 \cdot (50 - 5,5)^2}{2 \cdot 50} \doteq 23\,018,9 \text{ mm}^3, \quad (134)$$

kde d_4 je průměr hřídele v místě průřezu 4 [mm] (viz obr. 46.), b_4 je šířka drážky pro pero [mm] a t_4 je hloubka drážky pro pero [mm]. Pero ČSN 02 2562 – 14e7x9x160 slouží pro přenos krouticího momentu z dutého výstupního hřídele čelní třístupňové převodovky na hnací hřídel.

Protože je hřídel v místě průřezu 4 namáhán čistým krutem, je vypočtené napětí v krutu τ_{k4} porovnáno s dovoleným napětím v krutu, jehož hodnota je dle Leinvebera [30] pro ocel E360 (11 700) $\tau_{Dk} = 125 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Platí, že

$$\tau_{Dk} > \tau_{k4}, \quad (135)$$

a hnací hřídel tedy v místě posledního kritického průřezu vyhovuje.

4.4.2.2 Dynamická pevnostní kontrola

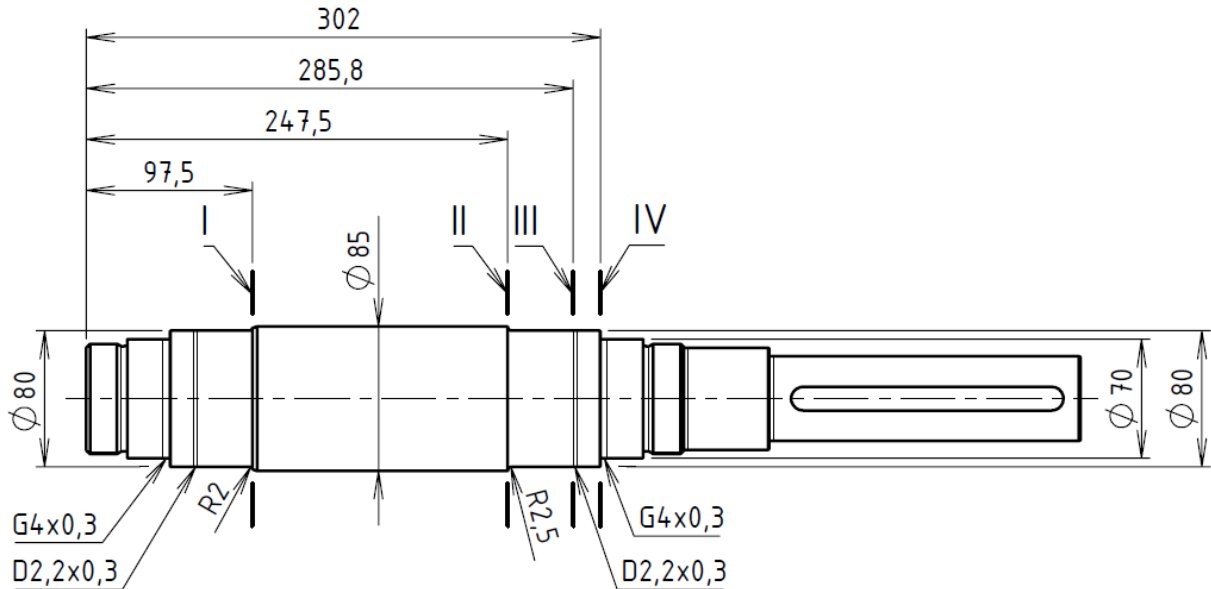
Při dynamické pevnostní kontrole hnacího hřídele je uvažován symetricky střídavý ohyb a stálý krut při provozu točny v ustáleném stavu. Dále je uvažován nejnepříznivější případ, který může při provozu v ustáleném stavu nastat, tedy přítlačné pružiny kyvné vidlice jsou nejvíce stlačeny, a na pružinách tak vznikají síly F_8 , čímž je dáno největší svislé zatížení $K_1^{F_8}$, a hnací hřídele jsou zatíženy krouticím momentem M_a (viz podkapitola 4.1.3 *Kontrola maximálního momentu převodovky*, ve výpočtech dynamické pevnostní kontroly je však tento moment dosazován v [N.mm]).

Platí také, že pro symetricky střídavý ohyb je střední napětí nulové ($\sigma_{mo} = 0$) a amplitudové napětí je rovno napětí v kontrolovaném místě s vrubem ($\sigma_{ao} = \sigma_o$). Pro stálý krut je střední napětí rovno napětí v kontrolovaném místě s vrubem ($\tau_m = \tau_k$) a amplitudové napětí je nulové ($\tau_a = 0$).

Vztahy (136) až (167), použité při dynamické kontrole, jsou převzaty od Kugla [41] a hodnoty všech součinitelů pro výpočet meze únavy v místě vrubu jsou odečteny z diagramů v [42]. Dále jsou pro ocel E360 (11 700) uvažovány dle [31], [30] a [42] následující hodnoty:

- | | |
|--|--|
| - mez kluzu ve smyku | $R_{ek} = 234 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, |
| - pevnost v tahu | $R_m = 850 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, |
| - mez únavy pro střídavé zatěžování v ohybu | $\sigma_{Co(-1)} = 365 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, |
| - minimální součinitel dynamické bezpečnosti | $k_{dmin} = 1,3$. |

Na hřídeli jsou v oblasti namáhání střídavým ohybem stanovena čtyři místa s vruby (viz obr. 47.), která jsou kontrolována.



obr. 47.: Dynamicky kontrolovaná místa na hnacím hřídeli

Místo I

V prvním kontrolovaném místě (viz obr. 47.) je vrub tvořen osazením, tedy přechodem z menšího průměru na větší, přičemž vrubový účinek je snížen přechodovým rádiusem R2. Hřídel je v tomto místě namáhán pouze ohybovým momentem od svislého zatížení $K_1^{F_b}$.

Napětí v ohybu v místě I je

$$\sigma_{ol} = \frac{|M_{ol}|}{W_{ol}} = \frac{3\,489\,273,6}{50\,265,5} \doteq 69,4 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (136)$$

kde M_{ol} je ohybový moment v místě I [N.mm], vypočtený metodou řezu, a W_{ol} je modul průřezu v ohybu v místě I [mm^3].

$$\begin{aligned}
 |M_{ol}| &= |M_o(97,5)| = |-R_U \cdot (97,5 - 33,5)| = |-54\,519,9 \cdot (97,5 - 33,5)| \doteq \\
 &\doteq 3\,489\,273,6 \text{ N.mm}, \quad (137)
 \end{aligned}$$

$$W_{ol} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} \doteq 50\,265,5 \text{ mm}^3, \quad (138)$$

kde d_1 je menší průměr hřídele v místě I [mm] (viz obr. 47.).

Mez únavy pro symetricky střídavé zatěžování v ohybu v místě vrubu I (mez únavy reálné součásti) je

$$\sigma_{Co(-1)}^x = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vol} \cdot \eta_{pol}}{\beta_{ol}} = 365 \cdot \frac{0,732 \cdot 0,775}{1,803} \doteq 114,8 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (139)$$

kde ε_{vol} je součinitel velikosti hřídele v místě I [1], η_{pol} je součinitel jakosti povrchu v místě I [1] a β_{ol} je součinitel vrubu v místě I [1].

$$\beta_{ol} = 1 + q_{ol} \cdot (\alpha_{ol} - 1) = 1 + 0,599 \cdot (2,34 - 1) \doteq 1,803, \quad (140)$$

kde q_{ol} je součinitel vrubové citlivosti v místě I [1] a α_{ol} je součinitel tvaru vrubu v místě I [1].

Součinitel dynamické bezpečnosti v místě I je

$$k_{dl} = \frac{\sigma_{Co(-1)}^x}{\sigma_{aol}} = \frac{114,8}{69,4} \doteq 1,7, \quad (141)$$

kde σ_{aol} je amplitudové napětí pro symetricky střídavý ohyb v místě I [N.mm^{-2}], jež je rovno napětí v ohybu v kontrolovaném místě. Potom platí, že

$$k_{dl} > k_{dmin}, \quad (142)$$

a tedy hnací hřídel v kontrolovaném místě I vyhovuje.

Místo II

Ve druhém kontrolovaném místě (viz *obr. 47.*) je vrub tvořen opět osazením, přičemž vrubový účinek je snížen přechodovým rádiusem $R_{2,5}$. V místě II je však hřídel namáhán ohybovým momentem od svislého zatížení $K_1^{F_8}$ a krouticím momentem M_a .

Napětí v ohybu v místě II je rovné napětí v ohybu σ_{o2} dle vztahu (117),

$$\sigma_{ol} = \sigma_{o2} \doteq 74,3 \text{ N.mm}^{-2}. \quad (143)$$

Napětí v krutu v místě II je

$$\tau_{kII} = \frac{M_a}{W_{kII}} = \frac{815700}{100531} \doteq 8,1 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (144)$$

kde W_{kII} je modul průřezu v krutu v místě II [mm^3], který je roven modulu průřezu v krutu W_{k2} dle vztahu (121),

$$W_{kII} = W_{k2} \doteq 100531 \text{N} \cdot \text{mm}^2. \quad (145)$$

Mez únavy pro symetricky střídavé zatěžování v ohybu v místě vrubu II je

$$\sigma_{Co(-1)II}^x = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vdl} \cdot \eta_{poll}}{\beta_{oll}} = 365 \cdot \frac{0,732 \cdot 0,775}{1,744} \doteq 118,7 \text{N} \cdot \text{mm}^{-2}, \quad (146)$$

kde ε_{vdl} je součinitel velikosti hřídele v místě II [1], η_{poll} je součinitel jakosti povrchu v místě II [1] a β_{oll} je součinitel vrubu v místě II [1].

$$\beta_{oll} = 1 + q_{oll} \cdot (\alpha_{oll} - 1) = 1 + 0,62 \cdot (2,2 - 1) = 1,744, \quad (147)$$

kde q_{oll} je součinitel vrubové citlivosti v místě II [1] a α_{oll} je součinitel tvaru vrubu v místě II [1].

Součinitel dynamické bezpečnosti v místě II je při kombinovaném namáhání symetricky střídavým ohybem a stálým krutem

$$k_{dII} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{aoll}}{\sigma_{Co(-1)II}^x}\right)^2 + \left(\frac{T_{kII}}{R_{ek}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{74,3}{118,7}\right)^2 + \left(\frac{8,1}{234}\right)^2}} \doteq 1,6, \quad (148)$$

kde σ_{aoll} je amplitudové napětí pro symetricky střídavý ohyb v místě II [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$], jež je rovno napětí v ohybu v kontrolovaném místě. Potom platí, že

$$k_{dII} > k_{dmin}, \quad (149)$$

a hnací hřídel tedy v kontrolovaném místě II vyhovuje.

Místo III

Ve třetím kontrolovaném místě (viz *obr. 47.*) je vrub tvořen zápichem D2,2x0,3 ČSN 01 4960. Zápich zde tvoří přechod mezi soustruženou částí hřídele, kde je třeba vyrobit soustružením přechodový rádius R2,5, a broušenou částí hřídele, na kterou doléhá břit hřídelového těsnicího kroužku G 80-100-10 NBR ČSN 02 9401.02 (viz *obr. 44.*). V místě III je hřídel namáhán ohybovým momentem od svislého zatížení $K_1^{F_8}$ a krouticím momentem M_a .

Napětí v ohybu v místě III je

$$\sigma_{oIII} = \frac{|M_{oIII}|}{W_{oIII}} = \frac{1692150,8}{49143} \doteq 34,4 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (150)$$

kde M_{oIII} je ohybový moment v místě III [N.mm], vypočtený metodou řezu, a W_{oIII} je modul průřezu v ohybu v místě III [mm³].

$$\begin{aligned} |M_{oIII}| &= |M_o(285,8)| = \left| -R_U \cdot (285,8 - 33,5) + K_1^{F_8} \cdot (285,8 - 174) \right| = \\ &= \left| -54519,9 \cdot (285,8 - 33,5) + 107900 \cdot (285,8 - 174) \right| \doteq 1692150,8 \text{ N.mm}, \end{aligned} \quad (151)$$

$$W_{oIII} = \frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 79,4^3}{32} \doteq 49143 \text{ mm}^3, \quad (152)$$

kde d_{III} je menší průměr hřídele v místě III [mm] (viz *obr. 47.*), tedy průměr, jenž je dán hloubkou zápichu.

Napětí v krutu v místě III je

$$\tau_{kIII} = \frac{M_a}{W_{kIII}} = \frac{815700}{98285,9} \doteq 8,3 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (153)$$

kde W_{kIII} je modul průřezu v krutu v místě III [mm³].

$$W_{kIII} = \frac{\pi \cdot d_{III}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 79,4^3}{16} \doteq 98285,9 \text{ mm}^3. \quad (154)$$

Mez únavy pro symetricky střídavé zatěžování v ohybu v místě vrubu III je

$$\sigma_{Co(-1)III}^x = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vIII} \cdot \eta_{pIII}}{\beta_{oIII}} = 365 \cdot \frac{0,741 \cdot 0,775}{1,412} \doteq 148,4 \text{ N.mm}^{-2}, \quad (155)$$

kde ε_{vIII} je součinitel velikosti hřídele v místě III [1], η_{pIII} je součinitel jakosti povrchu v místě III [1] a β_{oIII} je součinitel vrubu v místě III [1].

$$\beta_{oIII} = 1 + q_{oIII} \cdot (\alpha_{oIII} - 1) = 1 + 0,62 \cdot (1,665 - 1) \doteq 1,412, \quad (156)$$

kde q_{oIII} je součinitel vrubové citlivosti v místě III [1] a α_{oIII} je součinitel tvaru vrubu v místě III [1].

Součinitel dynamické bezpečnosti v místě III je

$$k_{dIII} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_{a0III}}{\sigma_{Co(-1)III}^x}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{kIII}}{R_{ek}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{34,4}{148,4}\right)^2 + \left(\frac{8,3}{234}\right)^2}} \doteq 4,3, \quad (157)$$

kde σ_{a0III} je amplitudové napětí pro symetricky střídavý ohyb v místě III [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$], jež je rovno napětí v ohybu v kontrolovaném místě. Potom platí, že

$$k_{dIII} > k_{dmin}, \quad (158)$$

a hnací hřídel tedy v kontrolovaném místě III vyhovuje.

Místo IV

V posledním kontrolovaném místě (viz obr. 47.) je vrub tvořen osazením, přičemž v místě přechodu z menšího průměru na větší je vytvořen zápich G4x0,3 ČSN 01 4960. Zápich je zde z technologických důvodů, aby část hřídele, na níž je uloženo soudečkové ložisko 22214EW33J (viz obr. 44.), mohla být broušena. V místě IV je hřídel namáhán ohybovým momentem od svislého zatížení $K_1^{\bar{F}_3}$ a krouticím momentem M_a .

Napětí v ohybu v místě IV je

$$\sigma_{oIV} = \frac{|M_{oIV}|}{W_{oIV}} = \frac{827\,393,2}{32\,815,4} \doteq 25,2 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}, \quad (159)$$

kde M_{oIV} je ohybový moment v místě IV [$\text{N}\cdot\text{mm}$], který je roven ohybovému momentu M_{o3} dle vztahu (126), a W_{oIV} je modul průřezu v ohybu v místě IV [mm^3].

$$M_{oIV} = M_{o3} \doteq 827\,393,2 \text{ N}\cdot\text{mm}, \quad (160)$$

$$W_{oIV} = \frac{\pi \cdot d_{IV}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 69,4^3}{32} \doteq 32\,815,4 \text{ mm}^3, \quad (161)$$

kde d_{IV} je menší průměr hřídele v místě IV [mm] (viz obr. 47.), tedy průměr, jenž je dán hloubkou zápichu.

Napětí v krutu v místě IV je

$$\tau_{kIV} = \frac{M_a}{W_{kIV}} = \frac{815\,700}{65\,630,9} \doteq 12,4 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}, \quad (162)$$

kde W_{klV} je modul průřezu v krutu v místě IV [mm³].

$$W_{klV} = \frac{\pi \cdot d_{IV}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 69,4^3}{16} \doteq 65\,630,9 \text{ mm}^3. \quad (163)$$

Mez únavy pro symetricky střídavé zatěžování v ohybu v místě vrubu IV je

$$\sigma_{Co(-1)IV}^x = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vdIV} \cdot \eta_{polIV}}{\beta_{olV}} = 365 \cdot \frac{0,741 \cdot 0,775}{1,964} \doteq 106,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}, \quad (164)$$

kde ε_{vdIV} je součinitel velikosti hřídele v místě IV [1], η_{polIV} je součinitel jakosti povrchu v místě IV [1] a β_{olV} je součinitel vrubu v místě IV [1].

$$\beta_{olV} = 1 + q_{olV} \cdot (\alpha_{olV} - 1) = 1 + 0,557 \cdot (2,73 - 1) \doteq 1,964, \quad (165)$$

kde q_{olV} je součinitel vrubové citlivosti v místě IV [1] a α_{olV} je součinitel tvaru vrubu v místě IV [1].

Součinitel dynamické bezpečnosti v místě IV je

$$k_{dIV} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_{aolV}}{\sigma_{Co(-1)IV}^x}\right)^2 + \left(\frac{T_{klV}}{R_{ek}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{25,2}{106,7}\right)^2 + \left(\frac{12,4}{234}\right)^2}} \doteq 4,1, \quad (166)$$

kde σ_{aolV} je amplitudové napětí pro symetricky střídavý ohyb v místě IV [N·mm⁻²], jež je rovno napětí v ohybu v kontrolovaném místě. Potom platí, že

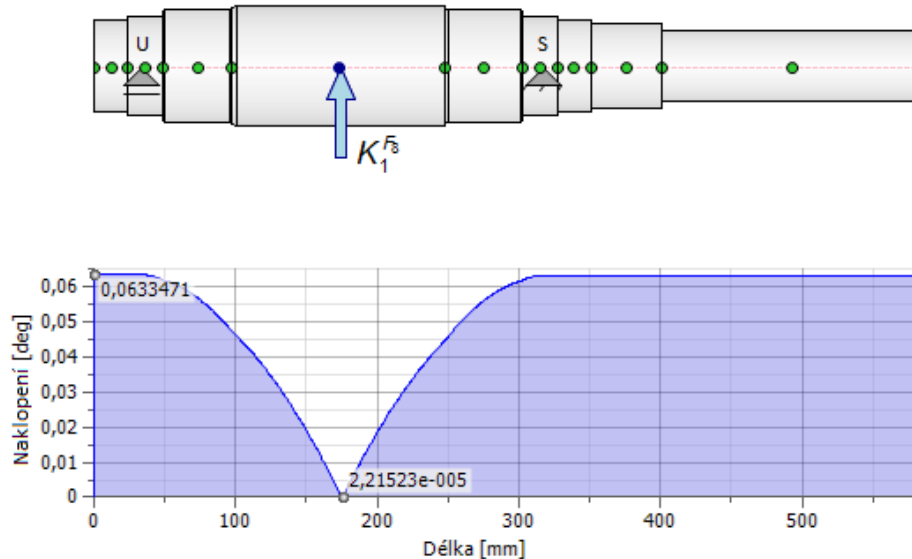
$$k_{dIV} > k_{dmin}, \quad (167)$$

a hnací hřídel tedy v posledním kontrolovaném místě vyhovuje.

4.4.2.3 Deformační kontrola

Jelikož je hnací hřídel zatížen svislým zatížením $K_1^{F_8}$, dochází k jeho ohybové deformaci – průhybu. To má nepříznivý vliv zejména na trvanlivost ložisek, protože v důsledku průhybu hřídele dojde k nesouososti jejich vnějšího a vnitřního kroužku. Proto je třeba provést deformační kontrolu hřídele, kterou se v tomto případě rozumí kontrola ohybové tuhosti. Cílem této kontroly je zjistit úhel sklonu (naklopení) průhybové čáry hřídele v místech působišť reakcí v ložiskách a tuto hodnotu porovnat s hodnotou dovoleného naklopení ložisek.

Průběh úhlu sklonu průhybové čáry hnacího hřídele (viz obr. 48.) je určen pomocí počítačového programu Autodesk Inventor Professional 2013 [43], přičemž v modelu hřídele pro výpočet jsou zanedbány drážky za závity M65x2 pro hřídelové matice ČSN 02 3630 – KM13 a drážky pro podložky ČSN 02 3640 – MB13.



obr. 48.: Průběh úhlu sklonu průhybové čáry hnacího hřídele

Z průběhu úhlu sklonu průhybové čáry hnacího hřídele jsou odečteny hodnoty naklonění v ložisku axiálně uvolněném $\varphi_{LU} \doteq 0,0633^\circ$ a v ložisku axiálně sevřeném $\varphi_{LS} \doteq 0,0632^\circ$. Hodnota dovoleného naklonění pro použitá soudečková ložiska 22214EW33J je dle [34] $\varphi_{DL} = 1,5^\circ$. Potom platí, že

$$\varphi_{LU} < \varphi_{DL}, \quad (168)$$

$$\varphi_{LS} < \varphi_{DL}, \quad (169)$$

a tudíž hnací hřídel z hlediska ohybové tuhosti vyhovuje.

4.4.3 Ložiska hnacího hřídele

Každý hnací i nosný hřídel točný je uložen ve dvou soudečkových ložiskách 22214EW33J značky ZKL, přičemž jedno ložisko je axiálně uvolněné a jedno je axiálně sevřené. Mazání ložisek je zajištěno plastickým mazivem SKF LGHB 2.

Jak vyplývá z provedené analýzy sil na točně, je možné při výpočtech axiálně sevřeného ložiska uvažovat pouze jeho radiální zatížení (viz podkapitola 3.1.2 *Stav největších sil ve vodorovném směru*). Jelikož hnací hřídele jsou zatěžovány více než

hřídele nosné, je provedena kontrola ložisek pouze u hnacích hřídelů. Tato kontrola spočívá ve výpočtu bezpečnosti ložiska při statickém zatížení a výpočtu trvanlivosti ložiska v hodinách, přičemž vztahy (170) až (173) použité při těchto výpočtech jsou převzaty z katalogu valivých ložisek ZKL [34].

Součinitel bezpečnosti při statickém zatížení ložiska je

$$s_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} = \frac{239000}{54519,9} \doteq 4,4, \quad (170)$$

kde C_{or} je radiální základní statická únosnost ložiska [N] dle [44] a P_{or} je radiální ekvivalentní statické zatížení [N], jež je pro případ zatížení ložiska pouze radiální silou vypočteno dle vztahu (171).

$$P_{or} = F_r = R_U \doteq 54519,9\text{N}, \quad (171)$$

kde F_r je radiální zatížení ložiska [N], které je rovno reakci R_U dle vztahu (108).

Trvanlivost ložiska v hodinách je

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{p_L} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_h} = \left(\frac{208000}{54519,9} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 16,37} \doteq 88340,7\text{h}, \quad (172)$$

kde C_r je základní dynamická únosnost ložiska [N] dle [44], P_r je radiální ekvivalentní dynamické zatížení [N], jež je pro případ zatížení ložiska pouze radiální silou vypočteno dle vztahu (173), p_L je mocnitel pro soudečková ložiska [1] a n_h jsou otáčky hnacího hřídele [min^{-1}].

$$P_r = F_r \doteq 54519,9\text{N}, \quad (173)$$

$$n_h = \frac{n_m}{i_p} = \frac{1400}{85,52} \doteq 16,37\text{min}^{-1}. \quad (174)$$

Při uvažování nepřetržitého provozu a současné provozní doby lodního výtahu na Orlické přehradě je trvanlivost ložiska více než 90 let. Dále vypočtený součinitel bezpečnosti při statickém zatížení ložiska nemá být dle katalogu valivých ložisek ZKL [34] menší než 3, což je splněno. Na základě těchto výsledků lze říci, že ložiska hnacích i nosných hřídelů jsou předdimenzována, čímž je zohledněna skutečnost, že axiálně sevřená ložiska jsou zatěžována i axiální silou, což je ve výpočtech při uvedeném zjednodušujícím předpokladu zanedbáno.

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout pohon a ocelovou konstrukci točny, jež umožní společně s novým přepravním vozíkem a výtahovým strojem zvýšení nosnosti zdvihadla sportovních lodí na Orlické přehradě ze současných 3,5 t na 6 t. Za tímto účelem byly navrženy dvě koncepční varianty – varianta s kuželovými koly a pohonem pomocí pevného ozubeného věnce a varianta s přímým pohonem válcových kol. Pro podrobnější rozpracování byla vybrána varianta s přímým pohonem kol, kterého se v současné době využívá při modernizaci starších železničních točen, avšak tyto točny jsou větších rozměrů a do jisté míry odlišné koncepce, a tak bylo nutné provést konstrukční úpravy, jež umožňují aplikovat tento způsob pohonu v konstrukci navrhované točny.

Na základě požadované nosnosti lodního zdvihadla a z toho vyplývající zvýšené hmotnosti přepravního vozíku byla provedena analýza sil působících na točnu. Touto analýzou získané informace o velikosti, orientaci a poloze zatěžujících sil a informace o prostorovém uspořádání hlavních částí zdvihadla byly použity pro návrh ocelové konstrukce, jež je tvořena otočí, středícím čepem točny, kruhovou kolejnicí a krytem výtahového stroje, přičemž některé tyto části jsou totožné konstrukce jako u stávající točny. Dále byl proveden návrh pohonu, který je tvořen dvěma hnacími jednotkami. Každá hnací jednotka má výkon 2,2 kW a sestává z třífázového asynchronního elektromotoru s integrovanou elektromagnetickou kotoučovou brzdou, čelní třístupňové převodovky, hnacího kola a hnacího hřídele s uložením. Lze říci, že vypracováním kroků popsaných v tomto odstavci byl splněn cíl práce, jenž byl v úvodu stanoven.

Popisovaná konstrukce točny má zcela jistě i své nevýhody. Za největší nevýhodu je považována poměrně velká závislost správné funkce točny na přesnosti výroby, montáže a také usazení kruhové kolejnice a středícího čepu do šachty. Při velkých nepřesnostech (příliš velká tolerance rovinnosti funkční plochy kruhové kolejnice, kolmosti středícího čepu na tuto plochu nebo polohy kol točny) může dojít k poklesu přitlačných sil na hnacích kolech a tím k poklesu přenášených tažných sil z kol na kolejnici, což může mít především při rozběhu plně zatížené točny za následek prokluzování hnacích kol. S ohledem na tuto skutečnost a rozměry točny však byl navržen takový pracovní rozsah kyvných vidlic, že dodržení tolerancí při

výrobě a montáži, jejichž velikost je dána právě pracovním rozsahem kyvných vidlic, nebude příliš zvyšovat výrobní náklady.

Tato práce obsahuje také stručný popis řízení pohonu, brzdění a aretace točny v koncových polohách. Avšak jedná se jen o návrhy možností, jakými lze zmíněnou problematiku řešit, a při podrobnějším zpracování můžou být navrženy způsoby s lepšími vlastnostmi. Dále jsou v této práci uvedeny kromě návrhových výpočtů i kontrolní výpočty některých důležitých součástí. Jsou to například pevnostní kontroly kyvné vidlice, hnacího hřídele nebo kontroly ložisek a přitlačných pružin. Další kontrolní výpočty zde ale nemohly být vzhledem k jejich značné rozsáhlosti a rozsahovému omezení diplomové práce uvedeny.

K vytvoření 3D modelů a výkresů točny a jejích jednotlivých komponent bylo využito počítačového programu Solidworks Premium 2014.

Seznam použité literatury

- [1] *Description of a giant* [online]. M. Maigre. c1998–2007. [cit. 2014-11-15]. Dostupné z WWW: <<http://www.canal-du-centre.be/Education/Ast/En/descriptiongeant.html>>.
- [2] FERME DE LA BLANCHE FONTAINE. L'ascenseur funiculaire de Strépy-Thieu [fotografie]. *In the vicinity* [online]. Dostupné z WWW: <<http://www.fermedelablanchefontaine.be/en/photo.php>>. Formát: 700 x 459.
- [3] *Saint-Louis-Arzviller* [online]. 360Cities, s. r. o. c2014. [cit. 2014-11-15]. Dostupné z WWW: <<http://www.360cities.net/cs/image/saint-louis-arzviller-boat-lift-plan-incline-pole-view-1-france#357.70,14.10,70.0>>.
- [4] DRESCH, Jean Claude. A lift for ships [fotografie]. *Trekearth* [online]. Dostupné z WWW: <<http://www.trekearth.com/gallery/Europe/France/East/Alsace/Saint-Louis/photo1294631.htm>>. Formát: 627 x 290.
- [5] *Vzpomínky na Rusko* [online]. RailGallery. c2007–2010. [cit. 2014-11-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.railgallery.cz/beta/index.php?id=92>>.
- [6] STEPANOV, Slava. Krasnojarský lodní výtah [fotografie]. *Lodní výtah Krasnojarsk, vodní elektrárna na řece Jenisej* [online]. Dostupné z WWW: <<http://gelio.livejournal.com/149891.html>>. Formát: 817 x 487.
- [7] JANKOVSKÁ, Markéta. Zdvihadlo na Orlické přehradě přepraví více osobních lodí [online]. *Deník.cz*. Deník, 2012. [cit. 2014-11-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.denik.cz/stredocesky-kraj/zdvihadlo-na-orlicke-prehrade-prepravi-vice-osobnich-lodi-20120505.html>>.
- [8] STRAKA, Václav. Nově rozšířený vozík lodního výtahu [fotografie]. *Idnes.cz* [online]. Dostupné z WWW: <http://budejovice.idnes.cz/foto.aspx?r=budejovice+zpravy&c=A120503_082641_budejovice-zpravy_sor&foto=SOR42e683_IMG_5961.jpg>. Formát: 699 x 498.
- [9] STRAKA, Václav. Vozík lodního výtahu [fotografie]. *Idnes.cz* [online]. Dostupné z WWW: <http://budejovice.idnes.cz/foto.aspx?r=budejovice-zpravy&c=A120503_082641_budejovice-zpravy_sor&foto=SOR42e683_IMG_5968.jpg>. Formát: 546 x 317.
- [10] *Data výtahu a zápis o montážní zkoušce OTK, výchozí revizi elektr. zařízení a individuálního vyzkoušení výtahu*. Odbor technické kontroly, 1974. 5 s.

- [11] STRAKA, Václav. Vozík zanořený do vody ve stanici [fotografie]. *Idnes.cz* [online]. Dostupné z WWW: <http://budejovice.idnes.cz/foto.aspx?r=budejovice%20zpravy&c=A120503_082641_budejovice-zpravy_sor&foto=SOR42e682_IMG_5945.jpg>. Formát: 712 x 323.
- [12] HAYWARD, David. Wheel of fortune [online]. *New Civil Engineer*. New Civil Engineer, 2002. [cit. 2014-11-23]. Dostupné z WWW: <<http://www.nce.co.uk/wheel-of-fortune/784791.article>>.
- [13] THE LIST. The Falkirk Wheel [fotografie]. *The Falkirk Wheel* [online]. Dostupné z WWW: <<https://www.list.co.uk/article/18453-site-specifics-the-falkirk-wheel/>>. Formát: 617 x 469.
- [14] ZÝKA. *Středicí ložisko točny*. Výkres č. 1HOR 18143. Slaný: ČKD Praha, a. p., Švermovy závody Slaný, 1972.
- [15] ZÝKA. *Nosná kola točny*. Výkres č. 1HOR 18024. Slaný: ČKD Praha, a. p., Švermovy závody Slaný, 1971.
- [16] ZÝKA. *Pohon točny*. Výkres č. 1HOR 18118. Slaný: ČKD Praha, a. p., Švermovy závody Slaný, 1972.
- [17] STEPANOV, Slava. Točna lodního výtahu v Krasnojarsku [fotografie]. *Lodní výtah Krasnojarsk, vodní elektrárna na řece Jenisej* [online]. Dostupné z WWW: <<http://gelio.livejournal.com/149891.htm>>. Formát: 832 x 379.
- [18] ADECO. Celkový pohled na točnici po rekonstrukci [fotografie]. *Točna SŽDC Bohumín* [online]. Dostupné z WWW: <<http://www.adeco-ct.cz/bohumin.php>>. Formát: 720 x 278.
- [19] AdecO [online]. AdecO, spol. s r. o. c2009. [cit. 2014-11-30]. Dostupné z WWW: <<http://www.adeco-ct.cz/bohumin.php>>.
- [20] ADECO. Nový pohon pojezdu točny [fotografie]. *Točna SŽDC Bohumín* [online]. Dostupné z WWW: <<http://www.adeco-ct.cz/bohumin.php>>. Formát: 720 x 439.
- [21] ADECO. Most točnice po otryskání a provedení nátěrů [fotografie]. *Točna SŽDC Bohumín* [online]. Dostupné z WWW: <<http://www.adeco-ct.cz/bohumin.php>>. Formát: 682 x 523.
- [22] Akflow [online]. Material Flow & Conveyor Systems, Inc. c1999–2011. [cit. 2014-11-30]. Dostupné z WWW: <<http://akflow.com/index.cfm?mf=browse.showPart&partClassID=3217&PName=IPT%20Heavy%20Duty%20Indexing%20Powered%20Turntable>>.

- [23] Roach Model IPT Heavy Duty Indexing Powered Turntable. *Akflow* [online]. Material Flow & Conveyor Systems, Inc. c1999–2011. [cit. 2014-11-30]. Dostupné z WWW: <<http://akflow.com/index.cfm?mf=browse.showPart&partClassID=3217&PName=IPT%20Heavy%20Duty%20Indexing%20Powered%20Turntable>>.
- [24] 360 Platform [online]. Weizhong Revolving Machinery Co., Ltd. c2012. [cit. 2014-12-06]. Dostupné z WWW: <<http://360platform.com/products-detail.php?id=328>>.
- [25] Truck Turntable. 360 Platform [online]. Weizhong Revolving Machinery Co., Ltd. c2012. [cit. 2014-12-06]. Dostupné z WWW: <<http://360platform.com/products-detail.php?id=328>>.
- [26] *Iteco* [online]. Iteco, s. r. o. c2006–2012. [cit. 2014-12-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.iteco.cz/kolejova-doprava/tocny/>>.
- [27] Točna vozíků ruční ITECO TO 10,4R. *Iteco* [online]. Iteco, s. r. o. c2006–2012. [cit. 2014-12-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.iteco.cz/kolejova-doprava/tocny/>>.
- [28] DRAŽAN, František; KUPKA, Ladislav aj. *Transportní zařízení*. 1. vydání. Praha: SNTL – Státní nakladatelství technické literatury, 1966. 454 s.
- [29] Namáhání šroubovitě pružiny válcové tlačné. *Učíme v prostoru* [online]. Střední průmyslová škola a Obchodní akademie Uherský Brod. [cit. 2015-05-18]. Dostupné z WWW: <http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2300>.
- [30] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Stojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [31] DRASTÍK, František; NÁDVORNÍK, Karel; POSPÍCHAL, Jaroslav aj. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. doplněné vydání. Ostrava: Montanex, 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
- [32] Feron [online]. *Sortimentní katalog*. c2004–2015. [cit. 2015-03-18]. Dostupné z WWW: <<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=32440>>.
- [33] Dassault Systemes SolidWorks Corp. *Solidworks Premium 2014* [software]. 2013. [přístup 2014-05-22]. Dostupné z WWW: <https://studium.fs.cvut.cz/studium/software/solidworks/Solidworks_2014-15/>. Požadavky na systém: procesor Intel, AMD s podporou SSE2, operační systém

- Microsoft Windows 8, Windows 7, volné místo na disku 5 GB, operační paměť 8 GB.
- [34] ZKL Group [online]. *Valivá ložiska. Katalog.* c2009. [cit. 2015-03-12]. Dostupné z WWW: <<http://www.loziskavilim.cz/files/valiva-loziska-zkl.pdf>>.
- [35] ZKL Group [online]. *Soudečková ložiska. Katalog.* c2012. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/drsrb/22228ew33j>>.
- [36] SEW – Eurodrive [online]. *Převodovky a převodové motory. Příručka.* c2006. [cit. 2015-01-10]. Dostupné z WWW: <<http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/11358955.pdf>>.
- [37] SEW – Eurodrive [online]. *DRS Gearmotors. Catalog.* c2009. [cit. 2015-01-10]. Dostupné z WWW: <<http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16840011.pdf>>.
- [38] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení.* 1. vydání. Brno: Ediční středisko Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [39] NIEMANN, Gustav, 1950 cit. podle GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení.* 1. vydání. Brno: Ediční středisko Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [40] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: příklady.* 4. vydání. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2008. 121 s. ISBN 978-80-01-04137-6.
- [41] KUGL, Otmar; HOUKAL, Jiří; TOMEK, Pavel aj. *Projekt – III. ročník.* 2. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. 169 s. ISBN 80-01-03205-1.
- [42] MICHALEC, Jiří; VALENTA, František; KULIŠ, Zdeněk aj. *Pružnost a pevnost II.* 2. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. 215 s. ISBN 80-01-02375-3.
- [43] Autodesk, Inc. *Autodesk Inventor Professional 2013* [software]. 2012. Dostupné z WWW: <<http://www.autodesk.cz/products/autodesk-inventor-family/free-trial>>. Požadavky na systém: procesor Intel Pentium 4, Intel Xeon, Intel Core, AMD Athlon 64, AMD Opteron, operační systém Microsoft Windows 7 Home Premium, Professional, Windows XP Professional, operační paměť 2 GB.
- [44] ZKL Group [online]. *Soudečková ložiska. Katalog.* c2012. [cit. 2015-03-12]. Dostupné z WWW: <<http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/drsrb/22214ew33j>>.

Seznam obrázků

obr. 1.:	Schéma lodního výtahu na Orlické přehradě.....	- 2 -
obr. 2.:	Svislé lodní zdvihadlo, Strépy-Thieu, Belgie, [2].....	- 3 -
obr. 3.:	Šikmé lodní zdvihadlo, Arzwiller, Francie, [4].....	- 4 -
obr. 4.:	Šikmé lodní zdvihadlo, Krasnojarsk, Rusko, [6].....	- 4 -
obr. 5.:	Šikmé lodní zdvihadlo na vodním díle Orlík – pohled na přepravní vozík u dolní stanice, [8]	- 5 -
obr. 6.:	Šikmé lodní zdvihadlo na vodním díle Orlík – detail přepravního vozíku, [9]..	- 5 -
obr. 7.:	Šikmé lodní zdvihadlo na vodním díle Orlík – pohled na přepravní vozík v horní stanici, [11]	- 6 -
obr. 8.:	Rotační lodní zdvihadlo Falkirk Wheel, Skotsko, [13].....	- 6 -
obr. 9.:	Točna lodního zdvihadla na přehradě Orlík s vytaženým přepravním vozíkem	- 7 -
obr. 10.:	Točna s přepravním žlabem lodního zdvihadla v Krasnojarsku, [17].....	- 8 -
obr. 11.:	Železniční točna lokomotiv v Bohumíně, [18]	- 8 -
obr. 12.:	Hnací jednotka železniční točny lokomotiv, Bohumín, [20].....	- 9 -
obr. 13.:	Ruční pohon železniční točny před montáží podlah, Bohumín, [21].....	- 9 -
obr. 14.:	Uspořádání pohonu točny od firmy Material Flow & Conveyor Systems, [23]	- 10 -
obr. 15.:	Točna pro nákladní automobily od firmy Weizhong Revolving Machinery, [25]	- 10 -
obr. 16.:	Točna s ručním pohonem od firmy Iteco, [27].....	- 11 -
obr. 17.:	Skica koncepční varianty s pevným ozubeným věncem.....	- 13 -
obr. 18.:	Skica koncepční varianty s přímým pohonem kol.....	- 15 -
obr. 19.:	Pohled na sestavu točny shora.....	- 16 -
obr. 20.:	Pohled na sestavu točny zespoda	- 16 -
obr. 21.:	Model točny pro výpočet sil ve svislém směru.....	- 18 -
obr. 22.:	Schéma rozkladu reakcí v podporách 3,5 a 4,6.....	- 20 -
obr. 23.:	Model točny pro výpočet sil ve vodorovném směru	- 21 -
obr. 24.:	Působení sil při vytahování přepravního vozíku s lodí ustálenou rychlostí	- 22 -

obr. 25.: Rám otoče	- 24 -
obr. 26.: Odpružená kyvná vidlice s hnací jednotkou.....	- 25 -
obr. 27.: Uložení odpružené kyvné vidlice v rámu otoče.....	- 25 -
obr. 28.: Schéma odpružené kyvné vidlice v nejnižší poloze	- 26 -
obr. 29.: Šroubovitá válcová pružina tlačná a její pracovní diagram, [29]	- 28 -
obr. 30.: Zjednodušený model ramena kyvné vidlice a průběh ohybového momentu	- 32 -
obr. 31.: Model kyvné vidlice s rozložením napětí stanoveným metodou konečných prvků.....	- 33 -
obr. 32.: Kolejová dráha pro přepravní vozík	- 35 -
obr. 33.: Půdorys krycích plechů	- 36 -
obr. 34.: Středící čep točny	- 37 -
obr. 35.: Kruhová kolejnice s detailem podkladnic	- 37 -
obr. 36.: Pohled na kryt výtahového stroje zepředu.....	- 38 -
obr. 37.: Pohled na kryt výtahového stroje zezadu	- 39 -
obr. 38.: Hnací jednotka pohonu točny	- 40 -
obr. 39.: Schéma pro výpočet momentu větru	- 42 -
obr. 40.: Konstrukce elektromagnetické kotoučové brzdy motoru hnací jednotky, [36]	- 47 -
obr. 41.: Úhel umístění snímače polohy otoče.....	- 50 -
obr. 42.: Rozběhová a brzdňá rampa točny.....	- 50 -
obr. 43.: Dorazy točny.....	- 51 -
obr. 44.: Hnací kolo točny s hnacím hřídelem.....	- 52 -
obr. 45.: Průběh ohybového momentu, krouticího momentu a tlaku na hnacím hřídeli	- 60 -
obr. 46.: Staticky kontrolované průřezy na hnacím hřídeli	- 61 -
obr. 47.: Dynamicky kontrolovaná místa na hnacím hřídeli	- 66 -
obr. 48.: Průběh úhlu sklonu průhybové čáry hnacího hřídele	- 72 -

Seznam tabulek

- tab. 1.: Parametry přítláčných pružin odpružené kyvné vidlice - 31 -
tab. 2.: Technické údaje převodového motoru pohonu točny, [37] - 44 -

Seznam příloh

- Příloha 1. Výkres pohonu stávající točny, [16]
Příloha 2. Model kyvné vidlice s vytvořenou sítí pro pevnostní kontrolu metodou konečných prvků
Příloha 3. Výkres sestavy točny pro lodní výtah
Příloha 4. Výkres sestavy hnací jednotky pohonu točny
Příloha 5. 3D model točny pro lodní výtah
Příloha 6. CD s elektronickou verzí diplomové práce