

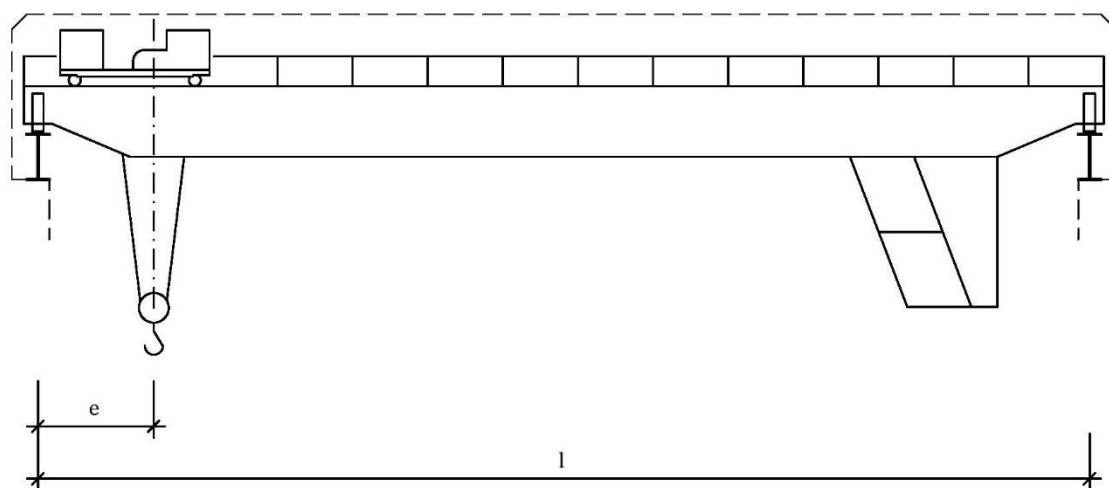
1. JEŘÁBOVÁ DRÁHA

1.1 POPIS OBJEKTU

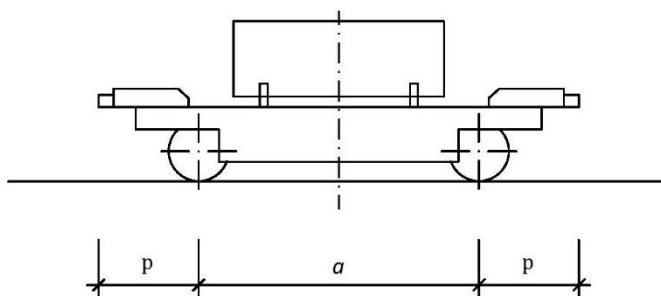
Předmětem návrhu jsou hlavní nosné části jeřábové dráhy navržené do dispozice jednopodlažní budovy pro strojírenský průmysl. Jedná se o lehký mostový dvounosníkový jeřáb, s maximální nosností $Q = 8 t$, na rozpětí $l = 19,5 m$. Bližší specifikace jsou uvedeny níže v kapitole 1.2. Hlavní jeřábový nosník bude navržen z plnostěnných válcovaných profilů průřezu HEA, působících jako prosté nosníky o rozpět 6 m.

1.2 TECHNICKÉ ÚDAJE JEŘÁBU

Veškeré technické údaje samotného jeřábu, potřebné k návrhu jeřábové dráhy, udává dodavatel jeřábu. Schéma jeřábu na obrázku obr. 1 popisuje jednotlivé rozměry jeřábu, potřebné k návrhu hlavního nosníku jeřábové dráhy. Vysvětlivky s příslušnými parametry jeřábu jsou uvedeny v tabulce tab. 1. Další potřebné údaje pro konstrukční návrh jsou uvedeny v tabulce tab. 2. Detailní geometrické a technické údaje kolejnice jsou znázorněny na obrázku obr. 2.



a) čelní pohled



b) boční pohled

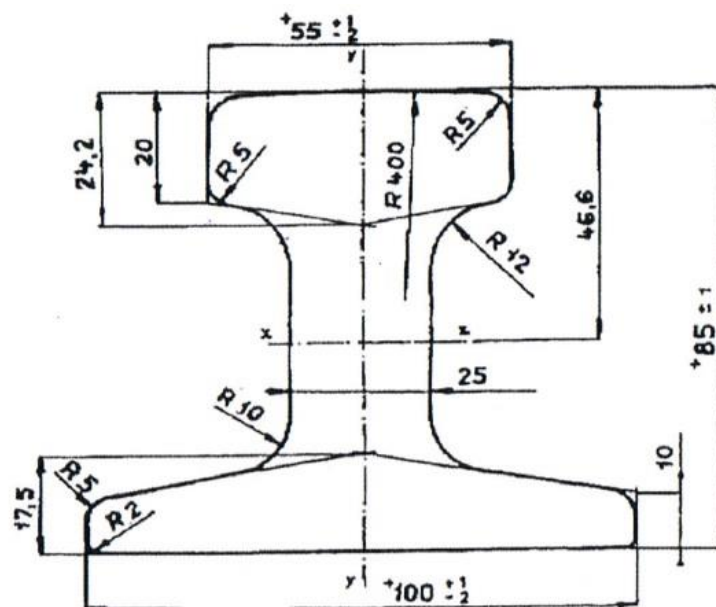
Obr. 1 Schéma dvounosníkového jeřábu

Značení	Popis	Hodnota	Jednotky
Q	Nosnost jeřábu	8,0	t
l	Rozpětí jeřábu	19,5	m
a	Rozvor kol příčnicku	3,4	m
p	Vzdálenost osy kola od konce příčnicku	280	mm
O	Vzdálenost osy kola od vnějšího líce jeřábu	200	mm
B	Stavební výška jeřábu	1470	mm
C	Konstrukční výška háku	1043	mm
D	Konstrukční výška jeřábu	1730	mm
e	Dojezd kladkostroje	850	mm
P	Instalovaný výkon motoru	13	kW
V_{max}	Maximální kolový tlak	66,8	kN
V_{min}	Minimální kolový tlak	24,0	kN
Q_h	Tíha břemene	80	kN
Q_t	Tíha kočky	10	kN
Q_c	Celková hmotnost jeřábu s kladkostrojem	105	kN

Tab. 1 Technické údaje jeřábu

Značení	Popis	Hodnota	Jednotky
v_h	Rychlost zdvihu	0,15	m/s
v_k	Rychlost pojezdu kladkostroje	0,45	m/s
v_m	Rychlost pojezdu mostu	0,9	m/s
$HC2$	Třída zvedacího zařízení		
S_5	Kategorie S		
$JKL 55$	Typ kolejnice (bezstyková, přípoj přichytkami)		
IFF	Vedení pomocí náokolků (pohon jednotlivých kol)		
n	Počet dvojic kol	2	
m_w	Počet pohonů jednotlivých kol	2	

Tab. 2 Doplnující technické údaje



Šířka hlavy		55 mm
Hmotnost		29,6 kg/m
Plocha průřezu		37,7 cm ²
Moment setrvačnosti k ose ohybu x	I _x	309,5 cm ⁴
Průřezový modul k ose ohybu x	W _x	66,43 cm ³
Moment setrvačnosti k ose ohybu y	I _y	130,5 cm ⁴
Průřezový modul k ose ohybu y	W _y	26,1 cm ³
Statická hodnota c _x	c _x	4,66 cm
Statická hodnota c _y	c _y	3,84 cm

Obr. 2 Kolejnice JKL 55

1.3 ZATÍŽENÍ JEŘÁBOVÉ DRÁHY

Zatížení jeřábové dráhy stanovíme podle zásad ČSN EN 1990, ČSN EN 1991-1-1 a ČSN EN 1991-1-3. Během výpočtu je třeba zjistit návrhové hodnoty zatížení F_d , ty se stanoví jako součin reprezentativní hodnoty zatížení F_{rep} a dílčího součinitele zatížení γ_f . Hodnota tohoto součinitele se bere jako γ_G nebo γ_Q . Reprezentativní hodnota zatížení se stanoví jako součin charakteristické hodnoty zatížení F_k a kombinačního součinitele ψ , hodnota tohoto součinitele se bere jako ψ_0 , ψ_1 nebo ψ_2 , popřípadě (není-li specifikována) jako 1,0.

1.3.1 STÁLÉ ZATÍŽENÍ

Stálým zatížením je vlastní tíha jeřábové dráhy. Z vlastní tíhy konstrukce jeřábové dráhy je známa pouze tíha kolejnice, zbytek stálého zatížení od vlastní tíhy, tedy hmotnost nosníku jeřábové dráhy, bude odhadnut.

		g _k kN/m	γ _G	g _d kN/m
Vlastní tíha kolejnice	$g_{kol} \frac{g}{1000} = 29,6 \cdot \frac{10}{1000}$	0,3	1,35	0,41
VI. Tíha jeřábové dráhy	Odhad	1	1,35	1,35
Stálé zatížení celkem		1,3	1,35	1,76

1.3.2 PROMĚNNÁ ZATÍŽENÍ

Proměnnými zatíženími jsou:

- zatížení jeřáby
- zatížení lávek, plošin, schodišť a zábradlí (v tomto příkladě se nevyskytují)

Proměnná zatížení jeřábu, která jsou výsledkem změn v čase a změn polohy se vypočítají z charakteristických hodnot zatížení složených ze statické a dynamické složky, viz ČSN EN 1991-3.

1.3.2.1 SVISLÁ ZATÍŽENÍ

1.3.2.1.1 TÍHA JEŘÁBU

Tíha jeřábu se sestává z tíhy pevných a pohyblivých částí včetně strojního a elektrického zařízení konstrukce jeřábu, ovšem bez prvků které jsou uváděny do pohybu konstrukcí jeřábu (závěsná zvedací lana nebo řetězy, prostředky pro uchopení břemene).

Svislé síly od kol zatíženého jeřábu způsobené jeho vlastní tíhou (obr. 3a) vypočteme ze vztahů:

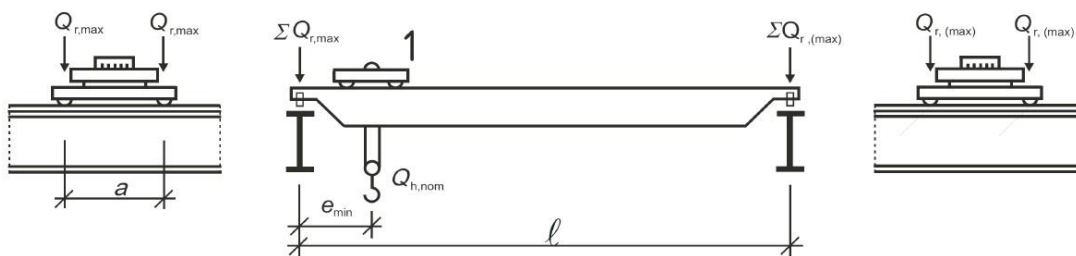
$$Q_{c,r,max} = \frac{1}{n} \left[\frac{Q_c - Q_t}{2} + \frac{Q_t(l - e)}{l} \right] = \frac{1}{2} \left[\frac{105 - 10}{2} + \frac{10(19,5 - 0,85)}{19,5} \right] = 28,5 \text{ kN}$$

$$Q_{c,r,(max)} = \frac{1}{n} \left[\frac{Q_c - Q_t}{2} + \frac{Q_t e}{l} \right] = \frac{1}{2} \left[\frac{105 - 10}{2} + \frac{10 \cdot 0,85}{19,5} \right] = 24 \text{ kN}$$

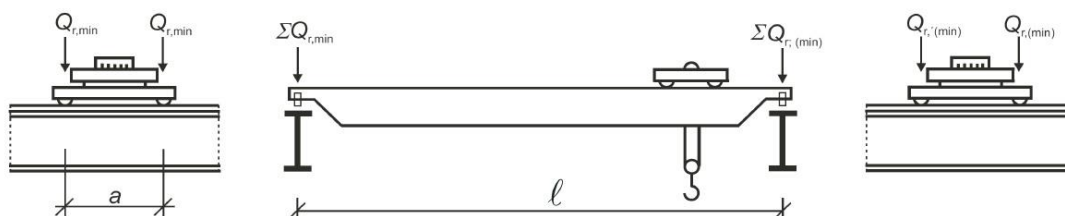
Svislé síly kol nezatíženého jeřábu (obr. 3b) jsou dány vztahy:

$$Q_{c,r,min} = Q_{c,r,(max)} = 24 \text{ kN}$$

$$Q_{c,r,(min)} = Q_{c,r,max} = 28,5 \text{ kN}$$



a) Uspořádání zatíženého jeřábu při maximálním zatížení nosníku jeřábové dráhy



b) Uspořádání zatíženého jeřábu při minimálním zatížení nosníku jeřábové dráhy

Obr. 3 Schéma uspořádání svislých sil

1.3.2.1.2 ZATÍŽENÍ KLADKOSTROJE

Zatížení kladkostroje zahrnuje spolu s břemenem předem opomenuté síly, tedy závěsná zvedací lana nebo řetězy, prostředky pro uchopení břemene.

Svislé síly způsobené zatížením kladkostroje (obr. 3a) získáme ze vztahů:

$$Q_{H,r,max} = \frac{1}{n} \cdot \frac{Q_h(l-e)}{l} = \frac{1}{2} \cdot \frac{80 \cdot (19,5 - 0,85)}{19,5} = 38,3 \text{ kN}$$

$$Q_{H,r,(max)} = \frac{1}{n} \cdot \frac{Q_h e}{l} = \frac{1}{2} \cdot \frac{80 \cdot 0,85}{19,5} = 1,7 \text{ kN}$$

1.3.2.2 VODOROVNÁ ZATÍŽENÍ

1.3.2.2.1 ZRYCHLENÍ MOSTU JEŘÁBU

Zrychlení mostu jeřábu při jeho pohybu podél jeřábové dráhy je vyvoláno hnací silou K a způsobuje:

- Podélné vodorovné síly $H_{L,i}$
- Příčné vodorovné síly $H_{T,i}$

Při výpočtu velikosti hnací síly se předpokládá, že je zabráněno protáčení hnacích kol. Hnací sílu lze při pohonu jednotlivých kol vypočítat na základě vztahu:

$$K = \mu m_w Q_{C,r,min} = 0,2 \cdot 2 \cdot 24 = 9,6 \text{ kN}$$

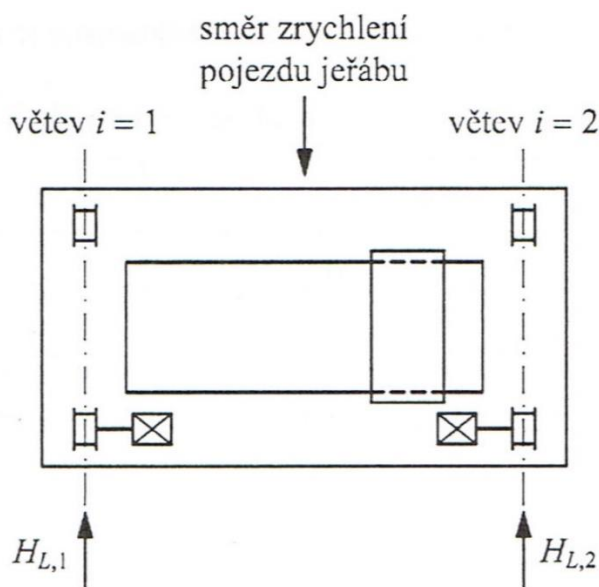
$$\mu = 0,2 \quad - \text{ součinitel tření pro kombinaci ocel – ocel}$$

Síly v podélném směru $H_{L,i}$ způsobené rozjezdem (obr. 4), nebo brzděním jeřábu vypočteme ze vztahu:

$$H_{L,i} = H_{L,1} = H_{L,2} = \frac{K}{n_r} = \frac{9,6}{2} = 4,8 \text{ kN}$$

$$n_r = 2 \quad - \text{ počet větví jeřábové dráhy}$$

$$\text{index } i \quad - \text{ větev jeřábové dráhy}$$



Obr. 4 Podélné vodorovné síly od rozjezdu či brzdění jeřábu

Síly $H_{T,i}$ vzniklé v příčném směru způsobené rozjezdem nebo brzděním jeřábu (obr. 5), jsou staticky ekvivalentními silami k momentu M , vzniklým kvůli excentrickému působení hnací síly K vůči těžišti jeřábu. Příčné vodorovné síly lze získat ze vztahu:

$$H_{T,i} = \xi_i \frac{M}{a}$$

ξ_1 - podíl vzdáleností těžiště jeřábu od osy jeřábové kolejnice a rozpětí jeřábu
 a - rozvor kol

Rozepsáním vztahu pro jednotlivé větve získáme dvojici rovnic:

$$H_{T,1} = \xi_1 \frac{M}{a}$$

$$H_{T,2} = \xi_2 \frac{M}{a}$$

Kde ξ_1 se stanoví jako podíl součtu maximálních svislých zatížení od kol zatíženého jeřábu na jedné větvi jeřábové dráhy a součtu svislých zatížení od kol zatíženého jeřábu na obou větvích jeřábové dráhy. Na základě ξ_1 se dopočítá hodnota ξ_2 .

$$\xi_1 = \frac{\sum Q_{r,max}}{\sum Q_r} = \frac{n(Q_{C,r,max} + Q_{H,r,max})}{Q_c + Q_h} = \frac{2 \cdot (28,5 + 38,3)}{105 + 80} = 0,722$$

$$\xi_2 = 1 - \xi_1 = 1 - 0,722 = 0,278$$

Moment hnací síly k těžišti jeřábu lze vypočítat ze vztahu:

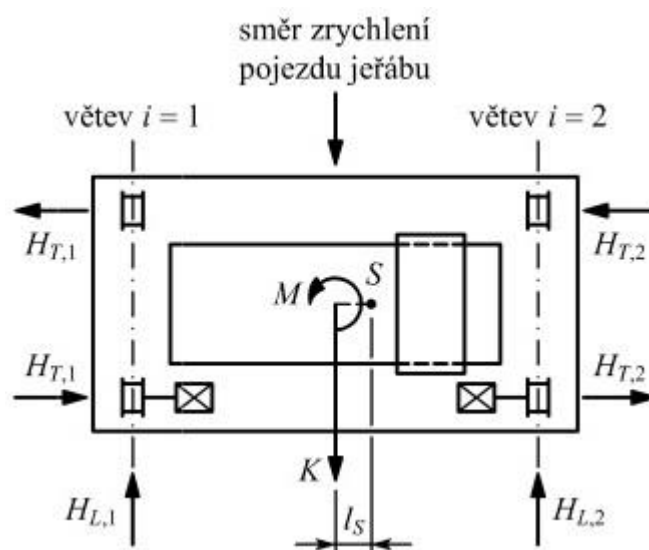
$$M = K l_s = K (\xi_1 - 0,5) s = 9,6 \cdot (0,722 - 0,5) \cdot 19,5 = 41,6 \text{ kNm}$$

$l_s = (\xi_1 - 0,5) s$ - vychýlení těžiště jeřábu od poloviny jeho rozpětí

Nyní již máme zjištěny všechny potřebné údaje pro výpočet vodorovných zatěžovacích sil $H_{T,i}$, zpětně tedy dosadíme do jejich jednotlivých vzorců.

$$H_{T,1} = \xi_1 \frac{M}{a} = 0,722 \cdot \frac{41,6}{3,4} = 8,8 \text{ kN}$$

$$H_{T,2} = \xi_2 \frac{M}{a} = 0,278 \cdot \frac{41,6}{3,4} = 3,4 \text{ kN}$$



Obr. 5 Příčné vodorovné síly od rozjezdu či brzdění jeřábu

1.3.2.2.2 PŘÍČENÍ MOSTU JEŘÁBU

Při pojezdu jeřábu ustálenou rychlostí se mohou ve vodících prostředcích vyskytnout příčné nebo i podélné vodorovné síly od kol $H_{S,i,j,k}$, způsobené příčlením jeřábu (obr. 6). Tato zatížení vznikají kvůli reakcím vodících prostředků, vyvolaných koly odchylovajícími se při valení ze svého přirozeného podélného směru. Tyto síly lze určit z obecného vztahu:

$$H_{S,i,j,k} = f \lambda_{S,i,j,k} \sum Q_r$$

f - součinitel reakcí příčlení

$\lambda_{S,i,j,k}$ - součinitel síly (od kola)

$\sum Q_r$ - součet svislých zatížení od kol zatíženého jeřábu na obou větvích jeřábové dráhy

index j - dvojice kol

index k - směr síly (L = podélná; T = příčná)

Součinitel reakcí f závisí na úhlu příčlení α (obr. 6), který můžeme zvolit v závislosti na velikosti mezery mezi vodícími prostředky a kolejnicí, a také dle odchytky rozměrů a opotřebení kol a kolejnic. Pokud nemáme k dispozici přesné údaje, uvažujeme konzervativně $\alpha = 0,015 \text{ rad}$, což vede k hodnotě $f = 0,3$.

Součinitel síly $\lambda_{S,i,j,k}$ závisí na kombinaci dvojic kol a vzdálenosti h mezi okamžitým středem otáčení a příslušnými vodícími prostředky. Pro kombinaci dvojic kol typu I (kola ve dvojici nezávislá) je $h = \sum e_j^2 / e_j$, kde e_j je vzdálenost j -té dvojice kol od příslušných vodících prostředků. V tomto případě jsou vodícími prostředky nákolky na kolech, tudíž $e_1 = 0$ a $e_2 = a$, kde b je rozvor kol. Takže vzdálenost $h = a$ a součinitele síly $\lambda_{S,i,1,T}$ stanovíme ze vzorců:

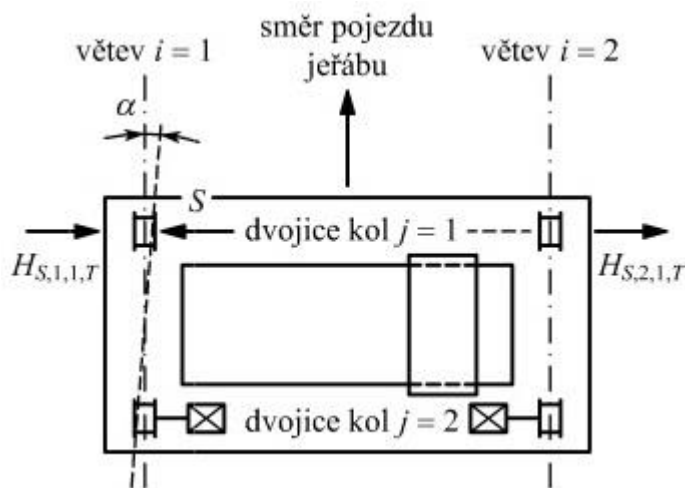
$$\lambda_{S,1,1,T} = \frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{e_1}{h}\right) = \frac{\xi_2}{n} = \frac{0,278}{2} = 0,139$$

$$\lambda_{S,2,1,T} = \frac{\xi_1}{n} \left(1 - \frac{e_1}{h}\right) = \frac{\xi_1}{n} = \frac{0,722}{2} = 0,361$$

Nyní můžeme vypočítat vodorovné síly od příčlení $H_{S,i,j,k}$. Při vedení jeřábu na dráze nákolky, stačí vypočítat jen nenulové složky sil od kol:

$$H_{S,1,1,T} = f \lambda_{S,1,1,T} \sum Q_r = 0,3 \cdot 0,139 \cdot (105 + 80) = 7,7 \text{ kN}$$

$$H_{S,2,1,T} = f \lambda_{S,2,1,T} \sum Q_r = 0,3 \cdot 0,361 \cdot (105 + 80) = 20 \text{ kN}$$



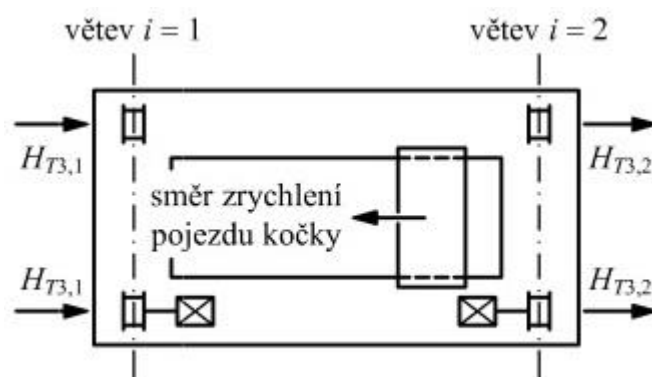
Obr. 6 Příčné vodorovné síly od příčlení jeřábu

1.3.2.2.3 ZRYCHLENÍ KOČKY

Zrychlení kočky při jejím pohybu podél jeřábového mostu způsobuje příčné vodorovné síly $H_{T3,i}$ (obr. 7). Za předpokladu, že břemeno nesené kočkou není rozkývané, lze výslednici příčných vodorovných sil uvažovat jako 10% součtu zatížení kladkostroje a tíhy kočky ($Q_h + Q_t$). V případě, že jsou obě větve jeřábové dráhy stejného uspořádání, lze příčné vodorovné síly způsobené rozjezdem nebo brzděním kočky vypočítat ze vztahu:

$$H_{T3,1} = \frac{0,1}{2} (Q_h + Q_t) \left(\frac{l - e}{l} \right) = \frac{0,1}{2} \cdot (80 + 10) \left(\frac{19,5 - 0,85}{19,5} \right) = 4,3 \text{ kN}$$

$$H_{T3,2} = \frac{0,1}{2} (Q_h + Q_t) \left(\frac{e}{l} \right) = \frac{0,1}{2} \cdot (80 + 10) \left(\frac{0,85}{19,5} \right) = 0,2 \text{ kN}$$



Obr. 7 Příčné vodorovné síly od rozjezdu nebo brzdění kočky

1.3.2.3 CHARAKTERISTICKÉ HODNOTY ZATÍŽENÍ JEŘÁBEM

Dynamický součinitel φ_i vyjadřuje dynamickou složku zatížení, vyvolanou kmitáním v důsledku setrvačných a tlumících sil, kterou se násobí statické složky zatížení. Druhy dynamických součinitelů jsou uvedeny v tabulce tab. 3.

Dynamický součinitel	Uvažované účinky	Použije se pro
φ_1	Buzení vibrací konstrukcí jeřábu při zvednutí zatížení kladkostroje ze země	Vlastní tíhu jeřábu
φ_2	Dynamické účinky zatížení kladkostroje při zvedání ze země k jeřábu	Zatížení kladkostroje
φ_4	Dynamické účinky vznikající při pojezdu na jeřábových drahách	Vlastní tíha jeřábu a zatížení kladkostroje
φ_5	Dynamické účinky vyvolané hnacími silami	Hnací síly
φ_7	Dynamický pružný účinek nárazu na nárazníky	Síly na nárazníky

Tab. 3 Druhy dynamických součinitelů φ_i

Dynamické součinitele, nejsou-li uvedeny ve specifikacích dodavatele jeřábu, se uvažují hodnotami stanovenými dále.

a) Dynamický součinitel φ_1 , za předpokladu, že je dosaženo horní hladiny rázového zatížení

$$\varphi_1 = 1,1$$

b) Dynamický součinitel φ_2 lze určit ze vztahu:

$$\varphi_2 = \varphi_{2,min} + \beta_2 v_h = 1,1 + 0,34 \cdot 0,15 = 1,15$$

v_h - ustálená rychlost zvedání v m/s

$\varphi_{2,min}, \beta_2$ - součinitele, jež pro zdvihovou třídu HC2 uvažujeme hodnotami dle tab. 4.

Zdvihová třída	β_2	$\varphi_{2,min}$
HC1	0,17	1,05
HC2	0,34	1,10
HC3	0,51	1,15
HC4	0,68	1,20

Tab. 4 Hodnoty β_2 a $\varphi_{2,min}$

c) Dynamický součinitel φ_4 , za předpokladu, že jsou dodrženy tolerance kolejnicové dráhy

$$\varphi_4 = 1,0$$

d) Dynamický součinitel φ_5 , za předpokladu, že se hnací síly mění pozvolna

$$\varphi_5 = 1,5$$

Zatížení	Značka	Skupina zatížení				
		Mezní stav únosnosti				
		1	3	4	5	6
Vlastní tíha jeřábu	Q_C	φ_1	1	φ_4	φ_4	φ_4
Zatížení kladkostroje	Q_H	φ_2	-	φ_4	φ_4	φ_4
Zrychlení mostu jeřábu	H_L, H_T	φ_5	φ_5	φ_5	-	-
Příčlení mostu jeřábu	H_S, S	-	-	-	1	-
Zrychlení kočky	H_{T3}	-	-	-	-	1
Síly na nárazník	H_B	-	-	-	-	

Tab. 5 Skupiny zatížení a dynamických součinitelů

1.3.2.4 KOMBINAČNÍ SOUČINITELE PRO ZATÍŽENÍ JEŘÁBY

Pro jediný jeřáb nebo skupiny zatížení od jeřábů jsou kombinační součinitele:

$$\psi_0 = 1,0$$

$$\psi_1 = 0,9$$

$$\psi_2 = \frac{Q_c}{Q_c + Q_h} = \frac{105}{105 + 80} = 0,57$$

1.3.3 ÚNAVOVÉ ZATÍŽENÍ

Vyjadřuje se formou ekvivalentního únavového zatížení jedním kolem zatíženého jeřábu Q_e pro počet zatěžovacích cyklů k referenční hodnotě $N_c = 2,0 \cdot 10^6$ cyklů. Lze vypočítat dle obecného vztahu:

$$Q_e = \varphi_{fat} \lambda Q_{r,max}$$

φ_{fat} - dynamický součinitel pro ekvivalentní poškození rázem
 λ - součinitel ekvivalentního poškození

Pro obvyklé podmínky lze dynamický součinitel φ_{fat} vypočítat ze vztahu:

$$\varphi_{fat,1} = \frac{1 + \varphi_1}{2} = \frac{1 + 1,1}{2} = 1,05$$

$$\varphi_{fat,2} = \frac{1 + \varphi_2}{2} = \frac{1 + 1,15}{2} = 1,08$$

Rozepsáním obecného vztahu pro výpočet ekvivalentního únavového zatížení jedním kolem pro rozkmitý normálového a smykového napětí a též s ohledem na dvě složky svislého zatížení od kola jeřábu jsou ekvivalentní únavová zatížení dána vztahy:

$$Q_{e,\sigma} = \varphi_{fat,1} \lambda_{\sigma} Q_{C,r,max} + \varphi_{fat,2} \lambda_{\sigma} Q_{H,r,max}$$

$$Q_{e,\tau} = \varphi_{fat,1} \lambda_{\tau} Q_{C,r,max} + \varphi_{fat,2} \lambda_{\tau} Q_{H,r,max}$$

Součinitel ekvivalentního poškození λ je rozdělen na dva typy dle způsobu rozkmitu a jejich hodnoty jsou uvažovány dle příslušné kategorie únavových účinků dle tabulky tab. 6.

- λ_{σ} způsobeno rozkmitem normálového napětí
- λ_{τ} způsobeného rozkmitem smykového napětí

Kategorie S	S ₀	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S₅	S ₆	S ₇	S ₈	S ₉
Normálové napětí	0,198	0,250	0,315	0,397	0,500	0,630	0,794	1,000	1,260	1,587
Smykové napětí	0,379	0,436	0,500	0,575	0,660	0,758	0,871	1,00	1,149	1,320

Tab. 6 Hodnoty součinitele ekvivalentního zatížení λ

Při určení poškození únavou způsobeného pracovními cykly jednoho jeřábu v kategorii únavových účinků S_5 se počítá se součiniteli ekvivalentního poškození:

$$\lambda_{\sigma} = 0,630$$

$$\lambda_{\tau} = 0,758$$

Ekvivalentní zatížení poškození únavou je tedy dáno:

$$Q_{e,\sigma} = \varphi_{fat,1} \lambda_{\sigma} Q_{C,r,max} + \varphi_{fat,2} \lambda_{\sigma} Q_{H,r,max} = 1,05 \cdot 0,630 \cdot 28,5 + 1,08 \cdot 0,630 \cdot 38,3 = 44,9kN$$

$$Q_{e,\tau} = \varphi_{fat,1} \lambda_{\tau} Q_{C,r,max} + \varphi_{fat,2} \lambda_{\tau} Q_{H,r,max} = 1,05 \cdot 0,758 \cdot 28,5 + 1,08 \cdot 0,758 \cdot 38,3 = 54 kN$$

Při posouzení na lokální účinky od kolového zatížení se počet cyklů bere jako 2násobný oproti počtu pracovních cyklů jeřábu. Příslušné ekvivalentní únavové zatížení se získá použitím součinitele ekvivalentního poškození $\lambda_{\sigma,loc}$ pro kategorii únavových účinků o jedno vyšší, tedy kategorii S_6 .

$$\lambda_{\sigma,loc} = 0,794$$

$$\lambda_{\tau,loc} = 0,871$$

Ekvivalentní zatížení poškození únavou je tedy dáno:

$$Q_{e,\sigma,loc} = \varphi_{fat,1} \lambda_{\sigma,loc} Q_{C,r,max} + \varphi_{fat,2} \lambda_{\sigma,loc} Q_{H,r,max} = 1,05 \cdot 0,794 \cdot 28,5 + 1,08 \cdot 0,794 \cdot 38,3 = 56,6kN$$

$$Q_{e,r,loc} = \varphi_{fat,1} \lambda_{\tau,loc} Q_{C,r,max} + \varphi_{fat,2} \lambda_{\tau,loc} Q_{H,r,max} = 1,05 \cdot 0,758 \cdot 28,5 + 1,08 \cdot 0,758 \cdot 38,3$$

$$= 62,1 \text{ kN}$$

Dílčí součinitel únavového zatížení jeřáby se dle ČSN EN 1993-6 bere jako:

$$\gamma_{Ff} = 1,0$$

1.4 VÝPOČET VNITŘNÍCH SIL

Hlavní nosník jeřábové dráhy působí ze statického hlediska jako prostý nosník o rozpětí $l = 6\text{m}$. Nosník je navržen z plnostěnného válcovaného průřezu HEA po celé délce rozpětí.

1.4.1 VNITŘNÍ SÍLY – SVISLÉ ZATÍŽENÍ

Při výpočtu vnitřních sil ve svislém směru jsou dle tabulky tab. 5 uvažovány pouze skupiny zatížení č. 1, 5 a 6. K výsledným hodnotám vnitřních sil od působení jeřábu, se ještě musí přičíst vnitřní síly od zatížení vlastní tíhy jeřábové dráhy. Při výpočtu návrhových hodnot je třeba dbát na správnost hodnot součinitelů spolehlivosti γ_f , viz tabulka tab. 7. V tomto případě tedy bude uvažováno:

$$\gamma_{G,sup} = 1,35$$

$$\gamma_{Q,sup} = 1,35$$

Zatížení	Značka	Situace	
		P/T	A
Stálá zatížení od jeřábů			
- nepříznivá	$\gamma_{G\ sup}$	1,35	1,00
- příznivá	$\gamma_{G\ inf}$	1,00	1,00
Proměnná zatížení od jeřábu			
- nepříznivá	$\gamma_{Q\ sup}$	1,35	1,00
- příznivá:	$\gamma_{Q\ inf}$		
- s jeřábem		1,00	1,00
- bez jeřábu		0,00	0,00
Ostatní proměnná zatížení	γ_Q		
- nepříznivá		1,50	1,00
- příznivá		0,00	0,00
Mimořádná	γ_A	-	1,00
P - trvalá situace T - dočasná situace A - mimořádná situace			

Tab. 7 Doporučené hodnoty dílčích součinitelů spolehlivosti

1.4.1.1 VNITŘNÍ SÍLY OD PŮSOBENÍ JEŘÁBU

Návrhové hodnoty maximálních svislých sil namáhající hlavní jeřábový nosník se pro skupiny zatížení č. 1, 5 a 6 určí podle vztahu:

$$F_1 = \gamma_{Q,sup} (\varphi_1 Q_{C,r,max} + \varphi_2 Q_{H,r,max}) = 1,35 \cdot (1,1 \cdot 28,5 + 1,15 \cdot 38,3) = 101,8 \text{ kN}$$

$$F_5 = \gamma_{Q,sup} (\varphi_4 Q_{C,r,max} + \varphi_4 Q_{H,r,max}) = 1,35 \cdot (1,0 \cdot 28,5 + 1,0 \cdot 38,3) = 90,2 \text{ kN}$$

$$F_6 = \gamma_{Q,sup} (\varphi_4 Q_{C,r,max} + \varphi_4 Q_{H,r,max}) = 1,35 \cdot (1,0 \cdot 28,5 + 1,0 \cdot 38,3) = 90,2 \text{ kN}$$

Pro návrh hlavního nosníku jeřábové dráhy je nutné zjistit:

- Maximální posouvající síla
- Maximální ohybový moment

Pro tento výpočet je stanoven zatěžovací stav, kdy se dvojice kol umístí tak, že osa jejich rozvoru je posunuta o čtvrtinu rozvoru od osy nosníku (obr. 8). Maximální posouvající síla $V_{1,Ed}$ se tedy rovná reakci $R_{a,z}$. Následně se vypočítá maximální ohybový moment $M_{1,Ed,y}$, který se nachází pod pravým kolem (pravou silou F_1), viz obrázek obr. 8b.

$$R_{b,z} = \frac{F_1 \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{a}{4} - a\right) + F_1 \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{a}{4}\right)}{l} = \frac{101,8 \cdot (3 + 0,85 - 3,4) + 101,8 \cdot (3 + 0,85)}{6} = 73 \text{ kN}$$

$$R_{a,z} = -R_b + 2 \cdot F_1 = -73 + 2 \cdot 101,8 = 130,6 \text{ kN}$$

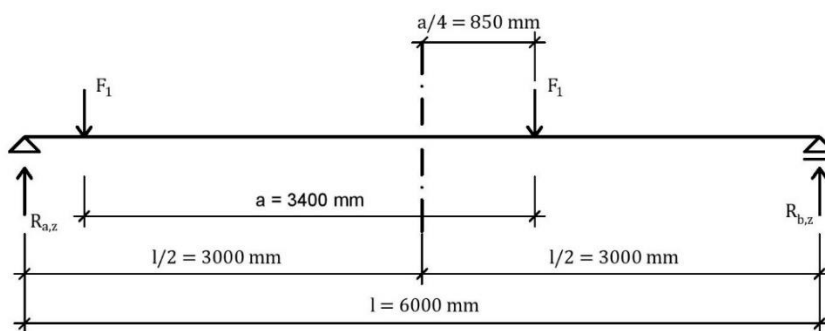
$$V_{1,Ed,z} = R_{a,z} = 130,6 \text{ kN}$$

$$M_{1,Ed,y} = R_{b,z} \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4}\right) = 73 \cdot (3 - 0,85) = 157 \text{ kNm}$$

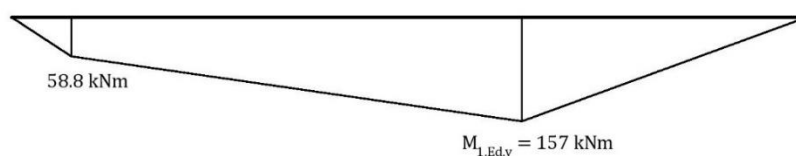
Stejným způsobem se dopočítají vnitřní síly pro skupiny zatížení č. 5 a 6. Veškeré výsledné vnitřní síly jsou zobrazeny v tabulce tab. 8.

Vnitřní síla	Skupina zatížení		
	1	5	6
$R_{a,z}$ [kN]	130,6	115,8	115,8
$R_{b,z}$ [kN]	73	64,6	64,6
$V_{i,Ed,z}$ [kN]	130,6	115,8	115,8
$M_{i,Ed,y}$ [kNm]	157	138,9	138,9

Tab. 8 Přehled vnitřních sil od svislého zatížení



a) zatěžovací stav



b) průběh ohybového momentu

Obr. 8 Postavení kol pro vyvození maximálních vnitřních sil

1.4.1.2 VNITŘNÍ SÍLY OD VLASTNÍ TÍHY JEŘÁBOVÉ DRÁHY

Hodnoty zatížení jeřábové dráhy od vlastní tíhy jsou již spočítány v kapitole 1.3.1:

$$g_k = 1,3 \text{ kN/m}$$

$$g_d = 1,76 \text{ kN/m}$$

Vnitřní síly se spočítají na prostém nosníku zatíženým spojitým zatížením následovně:

$$V_{g,Ed,z} = \frac{1}{2} g_d l = \frac{1}{2} \cdot 1,76 \cdot 6 = 5,3 \text{ kN}$$

$$M_{g,Ed,y} = \frac{1}{8} g_d l^2 = \frac{1}{8} \cdot 1,76 \cdot 6^2 = 7,9 \text{ kNm}$$

1.4.1.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ SÍLY OD SVISLÉHO ZATÍŽENÍ

Výsledné vnitřní síly ve svislém směru získáme součtem dílčích vnitřních sil, tedy od zatěžovacích skupin působení jeřábu a od vlastní tíhy jeřábové dráhy.

$$V_{1,c,Ed,z} = V_{1,Ed,z} + V_{g,Ed,z} = 130,6 + 5,3 = 135,9 \text{ kN}$$

$$M_{1,c,Ed,y} = M_{1,Ed,y} + M_{g,Ed,y} = 157 + 7,9 = 164,9 \text{ kNm}$$

Pro zatěžovací skupiny č. 5 a 6 se výsledné síly spočítají stejným způsobem, jejich výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce tab. 9.

Vnitřní síla	Skupina zatížení		
	1	5	6
$V_{1,c,Ed,z}$ [kN]	135,9	121,1	121,1
$M_{1,c,Ed,y}$ [kNm]	164,9	146,8	146,8

Tab. 9 Přehled výsledných vnitřních sil od svislého zatížení

1.4.2 VNITŘNÍ SÍLY – VODOROVNÉ ZATÍŽENÍ

Pro výpočet vodorovných vnitřních sil se budou také uvažovat pouze zatěžovací skupiny č. 1, 5 a 6 a bude proveden pro jednotlivé vyvozující situace.

1.4.2.1 ZRYCHLENÍ MOSTU JEŘÁBU

Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.3.2.2.1, zrychlení mostu jeřábu vyvozuje jak podélné namáhání $H_{L,i}$, tak příčné namáhání $H_{T,i}$, hlavního jeřábového nosníku. Vnitřní síly na jeřábovém nosníku od působení těchto sil bude vypočteno separátně.

1.4.2.1.1 PODÉLNÉ SÍLY

Podélná návrhová zatěžovací síla od zrychlení mostu jeřábu se vypočte ze vztahu:

$$H_{L,d} = \gamma_{Q,sup} \varphi_5 H_{L,i} = 1,35 \cdot 1,5 \cdot 4,8 = 9,7 \text{ kN}$$

Jelikož vodorovná podélná síla působí na povrchu kolejnice, tedy na rameni z vůči podporám hlavního jeřábového nosníku, vyvodí také ohybový moment $M_{L,y}$. Výška hlavního jeřábového nosníku zatím není známa, velikost ramena z se proto zatím nedá přesně vypočítat. Provede se tedy odhad, výška kolejnice $h_r = 85 \text{ mm}$ a výška hlavního jeřábového nosníku je odhadována na $h = 500 \text{ mm}$, tento odhad je nadsazen na stranu bezpečnosti.

$$z = h + h_r = 500 + 85 = 585 \text{ mm}$$

Je nutné ještě zjistit, kde vodorovná podélná síla $H_{L,d}$ bude na hlavním jeřábovém nosníku působit. Uvažuje se stejný zatěžovací stav jako pro výpočet svislých vnitřních sil, přičemž síla $H_{L,d}$ bude působit v místě maximálního ohybového momentu od svislých sil $M_{L,Ed,y}$, tedy v místě pravého kola (pravá síla F_1). Toto zatěžovací schéma je zobrazeno na obrázku obr. 9.

$$R_{a,y} = H_{L,d} = 9,7 \text{ kN}$$

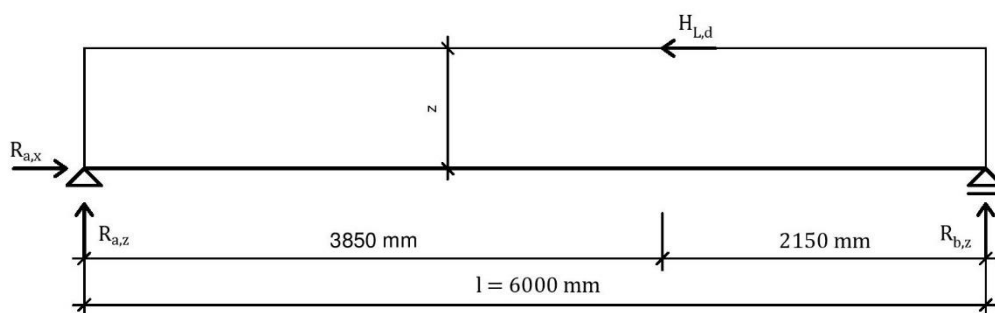
$$R_{a,z} = \frac{H_{L,d} z}{l} = \frac{9,7 \cdot 0,585}{6} = 0,95 \text{ kN}$$

$$R_{b,z} = -R_{a,z} = -0,95 \text{ kN}$$

$$N_{L,Ed} = R_{a,y} = 9,7 \text{ kN}$$

$$V_{L,Ed,z} = 0,95 \text{ kN}$$

$$M_{L,Ed,y} = R_{a,z} \cdot 3,85 = 0,95 \cdot 3,85 = 3,7 \text{ kNm}$$



Obr. 9 Podélné namáhání od zrychlení jeřábu

1.4.2.1.2 PŘÍČNÉ SÍLY

Příčné návrhové zatěžovací síly od zrychlení mostu jeřábu se vypočtou ze vztahů:

$$H_{T,1,d} = \gamma_{Q,sup} \varphi_5 H_{T,1} = 1,35 \cdot 1,5 \cdot 8,8 = 17,8 \text{ kN}$$

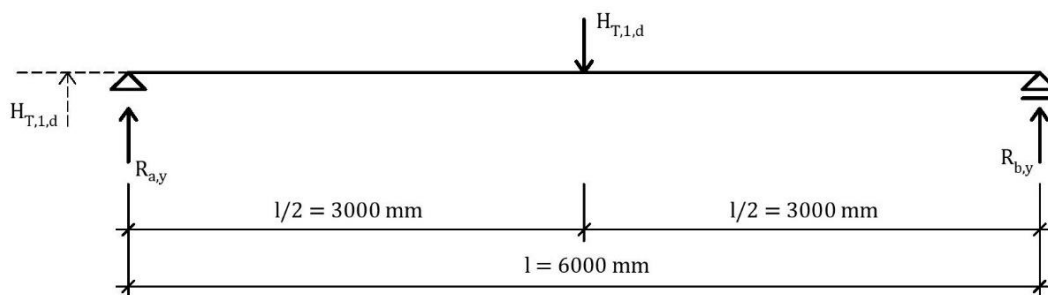
$$H_{T,2,d} = \gamma_{Q,sup} \varphi_5 H_{T,2} = 1,35 \cdot 1,5 \cdot 3,4 = 6,9 \text{ kN}$$

Jelikož jde o vyvození extrémního namáhání, ve výpočtu bude uvažována pouze síla $H_{T,1,d}$. Protože síly působí na nosník v opačných orientacích, je třeba uvažovat adekvátní zatěžovací stav. Bude uvažován zatěžovací stav pro stanovení maximálního ohybového momentu, kde příčník bude v takové poloze, že jedna síla (kolečko) bude uprostřed rozpětí nosníku a druhá síla (kolečko) již na vedlejším nosníku (obr. 10).

$$R_{a,y} = R_{b,y} = \frac{1}{2} H_{T,1,d} = \frac{1}{2} \cdot 17,8 = 8,9 \text{ kN}$$

$$V_{H,T,Ed,y} = R_{a,y} = 8,9 \text{ kN}$$

$$M_{H,T,Ed,z} = R_{b,y} \left(\frac{l}{2} \right) = 8,9 \cdot \left(\frac{6}{2} \right) = 26,7 \text{ kNm}$$



Obr. 10 Příčné namáhání od zrychlení jeřábu

1.4.2.2 PŘÍČENÍ MOSTU JEŘÁBU

Příčné návrhové zatěžovací síly od příčeni mostu jeřábu se vypočtou ze vztahů:

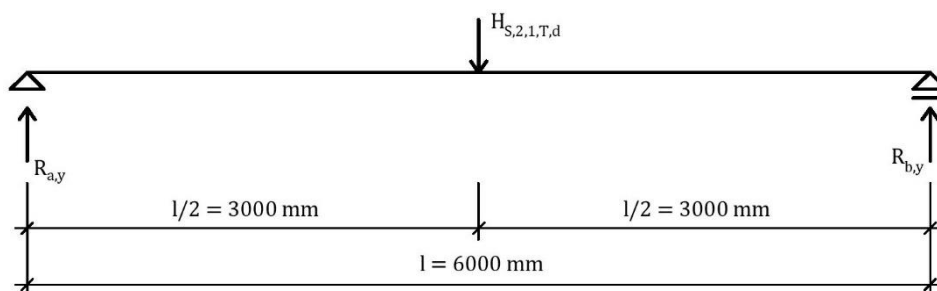
$$H_{S,1,T,d} = \gamma_{Q,sup} H_{T,1} = 1,35 \cdot 7,7 = 10,4 \text{ kN}$$

$$H_{S,2,T,d} = \gamma_{Q,sup} H_{T,2} = 1,35 \cdot 20 = 27 \text{ kN}$$

Opět budeme uvažovat pouze větší z dvojice sil, tedy $H_{S,2,T,d}$. Vzhledem k tomu, že síla působí pouze na jednom z dvojice kol, extrémních vnitřních sil bude dosaženo, pokud tato síla bude působit uprostřed nosníku (obr. 11).

$$V_{S,Ed,y} = \frac{1}{2} H_{S,2,T,d} = \frac{1}{2} \cdot 27 = 13,5 \text{ kN}$$

$$M_{S,Ed,z} = \frac{1}{4} H_{S,2,T,d} l = \frac{1}{4} \cdot 27 \cdot 6 = 40,5 \text{ kNm}$$



Obr. 11 Příčné namáhání od příčeni mostu jeřábu

1.4.2.3 ZRYCHLENÍ KOČKY

Taktéž bude uvažována pouze větší z dvojice sil, tudíž $H_{T3,1,d}$. Příčná návrhová zatěžovací síla od zrychlení kočky se vypočte ze vztahu:

$$H_{T3,1,d} = \gamma_{Q,sup} H_{T3,1} = 1,35 \cdot 4,3 = 5,8 \text{ kN}$$

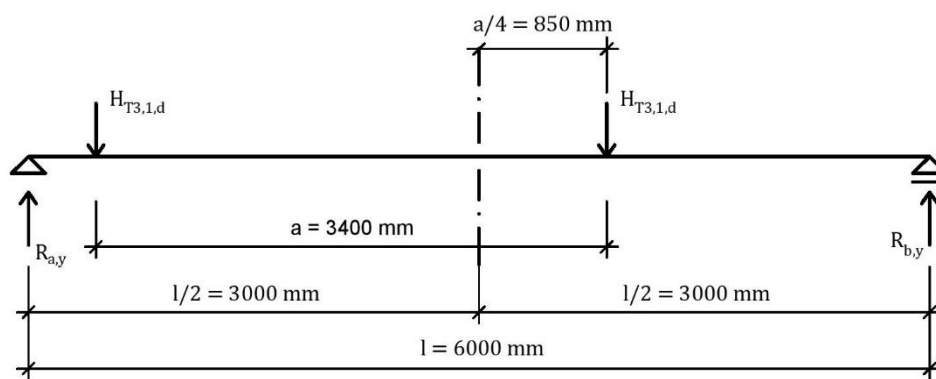
Pozice dvojice kol je opět totožná jako v kapitole 1.4.1.1 (obr. 12) a maximální ohybový moment bude opět pod pravým kolem (pravá síla $H_{T3,1,d}$).

$$R_{b,y} = \frac{H_{T3,1,d} \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{a}{4} - a\right) + H_{T3,1,d} \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{a}{4}\right)}{l} = \frac{5,8 \cdot (3 + 0,85 - 3,4) + 5,8 \cdot (3 + 0,85)}{6} = 4,2 \text{ kN}$$

$$R_{a,y} = -R_{b,y} + 2 \cdot H_{T3,1,d} = -4,2 + 2 \cdot 5,8 = 7,4 \text{ kN}$$

$$V_{T3,Ed,y} = R_{a,y} = 7,4 \text{ kN}$$

$$M_{T3,Ed,z} = R_{b,y} \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4}\right) = 4,2 \cdot (3 - 0,85) = 9 \text{ kNm}$$



Obr. 12 Příčné namáhání od zrychlení kočky

1.4.3 HODNOTY NÁVRHOVÝCH HODNOT ZATÍŽENÍ

Veškeré vnitřní síly potřebné k dosažení do uvažovaných skupin zatížení jsou vypočteny. V následujících tabulkách je do těchto skupin dosazeno a následně jsou získány výsledné návrhové hodnoty zatížení. Tabulka tab. 10 znázorňuje vnitřní síly od svislého zatížení a tab. 11 od vodorovného zatížení.

Výsledné posouvající síly ve svislém směru $V_{i,z}$ [kN]				
Zatížení	Značka	Skupina zatížení		
		Mezní stav únosnosti		
		1	5	6
Vlastní tíha jeřábu a Zatížení kladkostroje	$Q_C + Q_H$	135,9	121,1	121,1
Zrychlení mostu jeřábu	H_L, H_T	0,95	-	-
Příčení mostu jeřábu	H_S, S	-	0	-
Zrychlení kočky	H_{T3}	-	-	0
Síly na nárazník	H_B	-	-	-
Celkem		136,9	121,1	121,1
Výsledné ohybové momenty v ose y $M_{i,y}$ [kNm]				
Zatížení	Značka	Skupina zatížení		
		Mezní stav únosnosti		
		1	5	6
Vlastní tíha jeřábu a Zatížení kladkostroje	$Q_C + Q_H$	164,9	146,8	146,8
Zrychlení mostu jeřábu	H_L, H_T	3,7	-	-
Příčení mostu jeřábu	H_S, S	-	0	-
Zrychlení kočky	H_{T3}	-	-	0
Síly na nárazník	H_B	-	-	-
Celkem		168,6	146,8	146,8

Tab. 10 Výsledné vnitřní síly od svislého zatížení

Výsledné posouvající síly ve vodorovném směru $V_{i,y}$ [kN]				
Zatížení	Značka	Skupina zatížení		
		Mezní stav únosnosti		
		1	5	6
Vlastní tíha jeřábu a Zatížení kladkostroje	$Q_C + Q_H$	0	0	0
Zrychlení mostu jeřábu	H_L, H_T	8,9	-	-
Příčení mostu jeřábu	H_S, S	-	13,5	-
Zrychlení kočky	H_{T3}	-	-	7,4
Síly na nárazník	H_B	-	-	-
Celkem		8,9	13,5	7,4

Výsledné ohybové momenty v ose z $M_{i,z}$ [kNm]				
Zatížení	Značka	Skupina zatížení		
		Mezní stav únosnosti		
		1	5	6
Vlastní tíha jeřábu a Zatížení kladkostroje	$Q_C + Q_H$	0	0	0
Zrychlení mostu jeřábu	H_L, H_T	26,7	-	-
Příčení mostu jeřábu	H_S, S	-	40,5	-
Zrychlení kočky	H_{T3}	-	-	9
Síly na nárazník	H_B	-	-	-
Celkem		26,7	40,5	9

Tab. 11 Výsledné vnitřní síly od vodorovného zatížení

1.4.3.1 NÁVRHOVÉ HODNOTY ZATÍŽENÍ

Dle tabulek tab. 10 a tab. 11 je patrné, že pro zatížení ve svislém směru je rozhodující skupina zatížení č. 1, zatímco pro zatížení ve vodorovném směru je dominantní skupina zatížení č. 5. Jako osová normálová síla se bude uvažovat hodnota normálové vnitřní síly $N_{L,Ed}$, od zatížení zrychlení mostu jeřábu. Přehled návrhových hodnot zatížení je v tabulce tab. 12.

Vnitřní síla	Skupina zatížení		Jednotky
	1	5	
$N_{i,Ed}$	9,7	0	kN
$V_{i,z,Ed}$	136,9	121,1	kN
$M_{i,y,Ed}$	168,6	146,8	kNm
$V_{i,y,Ed}$	8,9	13,5	kN
$M_{i,z,Ed}$	26,7	40,5	kNm

Tab. 12 Návrhové hodnoty zatížení

1.5 NÁVRH HLAVNÍHO JEŘÁBOVÉHO NOSNÍKU

Materiál použitý na hlavní jeřábový nosník je ocel pevnostní třídy S355, jejíž charakteristické hodnoty jsou uvedeny v tabulce tab. 13.

	Značka	Hodnota
Mez kluzu	f_y	355 MPa
Mez pevnosti	f_u	490 MPa

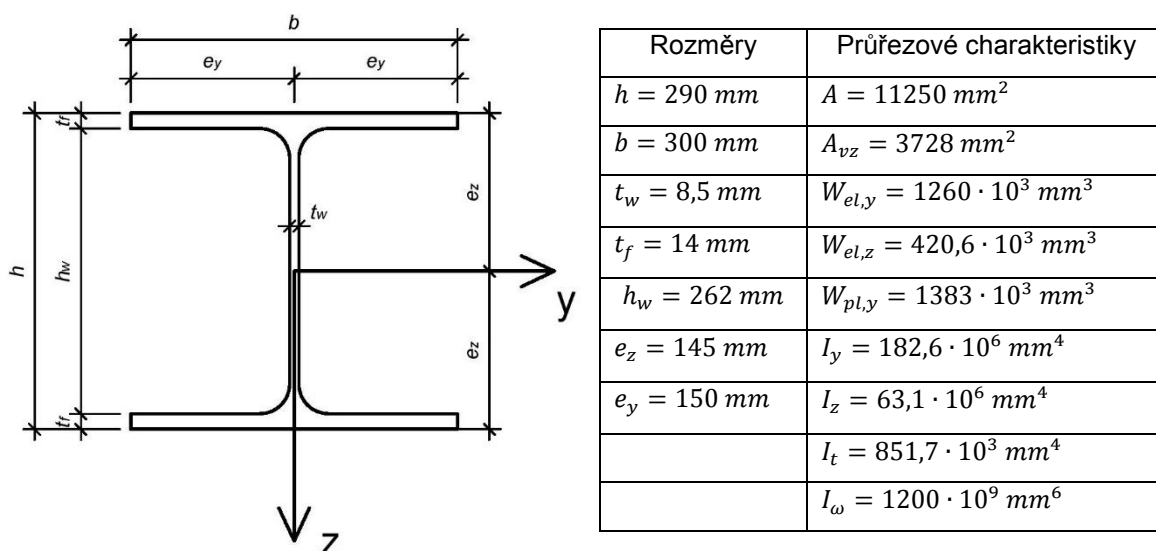
Tab. 13 Charakteristické hodnoty oceli S355

Dílčí součinitele spolehlivosti materiálu se uvažují hodnotami znázorněnými v tabulce tab. 14.

γ_{M0}	1,0
γ_{M1}	1,0
γ_{M2}	1,25

Tab. 14 Dílčí součinitele spolehlivosti

Jako hlavní nosník jeřábové dráhy je navržen plnostěnný válcovaný profil průřezu HEA 300, jehož průřezové charakteristiky jsou uvedeny na obrázku obr. 13.



Obr. 13 Průřezové charakteristiky profilu HEA 300

Zatřídění průřezu je provedeno na základě tabulek. Profil HEA 300 z oceli S355 spadá do 3. třídy, je proto tedy nutné uvažovat pouze pružné chování.

1.6 POSOUZENÍ HLAVNÍHO JEŘÁBOVÉHO NOSNÍKU

Posouzení hlavního jeřábového nosníku bude rozděleno do tří hlavních skupin:

- Mezní stav únosnosti (MSÚ),
- Mezní stav použitelnosti (MSP),
- Mezní stav únosnosti FAT (únava).

1.6.1 POSOUZENÍ MEZNÍHO STAVU ÚNOSNOSTI (MSÚ)

V mezním stavu únosnosti se bude hlavní jeřábový nosník posuzovat souběžně ve dvou skupinách zatížení, které vyvolaly extrémní namáhání nosníku, tedy skupinami č. 1 a 5, a to v několika kritériích:

- Napětí ve spodních vláknech
- Napětí v horních vláknech
- Interakce klopení a kroucení
- Lokální tlakové a smykové napětí
- Interakce lokálního boulení a ohybového momentu
- Globální smykové napětí

Jelikož normálová síla $N_{1,Ed}$ má velmi malou hodnotu a při uvažování vzpěru využívá průřez na pouhých 0,47%, bude její vliv během posuzování MSÚ zanedbán.

1.6.1.1 NAPĚTÍ VE SPODNÍCH VLÁKNECH

Vlivem působení ohybového momentu $M_{i,y,Ed}$ v ose y , jsou namáhána spodní vlákna. Napětí ve spodních vláknech $\sigma_{i,s,Ed}$ vypočteme ze vztahů:

$$\sigma_{1,s,Ed} = \frac{M_{1,y,Ed}}{I_y} e_z = \frac{168,6 \cdot 10^6}{182,6 \cdot 10^6} \cdot 145 = 133,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{5,s,Ed} = \frac{M_{5,y,Ed}}{I_y} e_z = \frac{146,8 \cdot 10^6}{182,6 \cdot 10^6} \cdot 145 = 116,6 \text{ MPa}$$

Rozhodující zatěžovací skupinou je skupina č. 1, napětí jí vyvolané bude porovnáno s návrhovou pevností materiálu, tedy ocelí S355, na mezi kluzu:

$$\sigma_{1,s,Ed} = 133,9 \text{ MPa} \leq \frac{f_y}{\gamma_{M0}} = \frac{355}{1} = 355 \text{ MPa}$$

Podmínka spolehlivosti je splněna

1.6.1.2 NAPĚTÍ V HORNÍCH VLÁKNECH

Pro výpočet napětí v horních vláknech $\sigma_{i,h,Ed}$ hlavního jeřábového nosníku, je třeba uvažovat jak ohybový moment $M_{i,y,Ed}$ v ose y , tak ohybový moment $M_{i,z,Ed}$ v ose z a normálovou sílu $N_{i,Ed}$. U momentu v ose y uvažujeme moment setrvačnosti I_y celého průřezu, stejně tak u normálové síly budeme uvažovat plochu celého průřezu A . U hlavních jeřábových nosníků s výztužným vodorovným nosníkem, přebírá moment v ose z vodorovný nosník s horní pásnicí a malou částí stojiny hlavního jeřábového nosníku (výška části stojiny je rovna $15\epsilon t_w$). V tomto příkladu ovšem výztužný vodorovný nosník nefiguruje, proto bude počítáno s celým průřezem hlavního jeřábového nosníku, uvažováno bude tedy I_z .

$$\begin{aligned} \sigma_{1,h,Ed} &= \frac{M_{1,y,Ed}}{I_y} e_z + \frac{M_{1,z,Ed}}{I_z} e_y + \frac{N_{1,Ed}}{A} = \frac{168,6 \cdot 10^6}{182,6 \cdot 10^6} \cdot 145 + \frac{26,7 \cdot 10^6}{63,1 \cdot 10^6} \cdot 150 + \frac{9,7 \cdot 10^3}{11250} \\ &= 133,4 + 63,5 + 0,86 = 197,8 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{5,h,Ed} = \frac{M_{5,y,Ed}}{I_y} e_z + \frac{M_{5,z,Ed}}{I_z} e_y = \frac{146,8 \cdot 10^6}{182,6 \cdot 10^6} \cdot 145 + \frac{40,5 \cdot 10^6}{63,1 \cdot 10^6} \cdot 150 = 116,6 + 96,3 = 212,9 \text{ MPa}$$

Rozhodující zatěžovací skupinou je skupina č. 4, napětí jí vyvolané bude porovnáno opět s návrhovou pevností oceli S355 na mezi kluzu:

$$\sigma_{5,h,Ed} = 212,9 \text{ MPa} \leq \frac{f_y}{\gamma_{M0}} = \frac{355}{1} = 355 \text{ MPa}$$

Podmínka spolehlivosti je splněna

1.6.1.3 INTERAKCE KLOPENÍ A KROUCENÍ

Hlavní jeřábový nosník je navržen z otevřeného profilu HEA a po své délce není podepřen proti ztrátě příčné stability, proto je nutné ho posoudit na klopení. Nosník je také namáhán, jak již bylo zmíněno,

vodorovným zatížením, toto zatížení však nepůsobí v těžišti nosníku, ale na horní hraně kolejnice. Abychom uvažovali co nejnepříznivější působení, budeme posuzovat klopení a kroucení společně.

1.6.1.3.1 KLOPENÍ

K tomu, abychom mohli posoudit hlavní jeřábový nosník na klopení, je potřeba na základě kritického momentu při klopení $M_{y,cr}$ a bezrozměrného kritického momentu μ_{cr} , stanovit poměrnou štíhlost $\bar{\lambda}_{LT}$ a následně součinitel klopení χ_{LT} . Bezrozměrný kritický moment μ_{cr} je vypočten na základě několika součinitelů, nejprve vyčíslíme bezrozměrný parametr kroucení k_{wt} :

$$k_{wt} = \frac{\pi}{k_w l} \sqrt{\frac{E I_\omega}{G I_t}} = \frac{\pi}{1 \cdot 6000} \cdot \sqrt{\frac{210 \cdot 10^3 \cdot 1200 \cdot 10^9}{80,7 \cdot 10^3 \cdot 851,7 \cdot 10^3}} = 1,0$$

k_w - součinitel vzpěrné délky popisující okrajové podmínky uložení v kroucení; protože ani na jednom konci není bráněno deplanaci, je součinitel roven 1.

Bezrozměrný parametr působíště zatížení vzhledem ke středu smyku ζ_g stanovíme na základě vzorce:

$$\zeta_g = \frac{\pi z_g}{k_z l} \sqrt{\frac{E I_z}{G I_t}} = \frac{\pi \cdot 230}{1 \cdot 6000} \cdot \sqrt{\frac{210 \cdot 10^3 \cdot 63,1 \cdot 10^6}{80,7 \cdot 10^3 \cdot 851,7 \cdot 10^3}} = 1,79$$

k_z - součinitel vzpěrné délky; pro kloubově uložené konce je 1 (vybočení kolmo k z-z)

z_g - souřadnice působíště zatížení vzhledem ke středu smyku, je roven hodnotě e

Zatěžovací síly působí na kolejnici. Hodnota e je tedy dána poloviční výškou nosníku a výškou kolejnice.

$$e = \frac{h}{2} + h_r = \frac{290}{2} + 85 = 230 \text{ mm}$$

h_r - výška kolejnice

Bezrozměrný parametr nesymetrie průřezu ζ_j bude díky symetrii průřezu roven 0.

$$\zeta_j = 0$$

Dále je třeba stanovit hodnoty součinitelů C_1 , C_2 a C_3 . Jedná se o součinitele závislé na zatížení a podmínkách uložení konců nosníku. Jejich hodnoty jsou stanoveny na základě tabulky NB.3.2 normy ČSN EN 1993-1-1. Pro dané zatížení ve zmíněné tabulce nejsou vhodné zatěžovací podmínky, budeme tedy konzervativně uvažovat zatížení spojitým zatížením.

$$C_1 = C_{1,0} + (C_{1,1} - C_{1,0})k_{wt} = 1,13 + (1,13 - 1,13) \cdot 1 = 1,13$$

$$C_2 = 0,46$$

$$C_3 = 0,53$$

Nyní jsou známe veškeré hodnoty potřebné k vypočítání bezrozměrného kritického momentu μ_{cr} , dosadíme tedy do vzorce:

$$\begin{aligned} \mu_{cr} &= \frac{C_1}{k_z} \left[\sqrt{1 + k_{wt}^2 + (C_2 \zeta_g - C_3 \zeta_j)^2} - (C_2 \zeta_g - C_3 \zeta_j) \right] \\ &= \frac{1,13}{1} \cdot \left[\sqrt{1 + 1^2 + (0,46 \cdot 1,79 - 0,53 \cdot 0)^2} - (0,46 \cdot 1,79 - 0,53 \cdot 0) \right] = 0,92 \end{aligned}$$

Kritický moment $M_{y,cr}$ bude vypočten nejprve ručně a následně pomocí programu LTBeam. Vzorec pro ruční výpočet je dán vztahem:

$$M_{y,cr,ruč} = \mu_{cr} \frac{\pi \sqrt{E I_z G I_t}}{l} = 0,92 \cdot \frac{\pi \sqrt{210 \cdot 10^3 \cdot 63,1 \cdot 10^6 \cdot 80,7 \cdot 10^3 \cdot 851,7 \cdot 10^3}}{6000} = 459,7 \text{ kNm}$$

Kritický moment $M_{y,cr}$, dle programu LTBeam, je roven hodnotě:

$$M_{y,cr,LTB} = 536 \text{ kNm}$$

Hodnoty kritických momentů jsou značně odlišné, nadále se bude uvažovat kritický moment získaný z výpočetního programu LTBeam, a to z důvodu vyšší přesnosti stanovení. Následně tedy:

$$M_{y,cr} = M_{y,cr,LTB} = 536 \text{ kNm}$$

Pro pružné působení je poměrná štíhlost $\bar{\lambda}_{LT}$ stanovena vztahem:

$$\bar{\lambda}_{LT} = \sqrt{\frac{W_{el,y} f_y}{M_{y,cr}}} = \sqrt{\frac{1260 \cdot 10^3 \cdot 355}{536 \cdot 10^6}} = 0,91$$

Součinitel klopení χ_{LT} se stanoví dle normy ČSN EN 1993-1-1 kapitoly 6.3.2.3:

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\phi_{LT} + \sqrt{\phi_{LT}^2 - \beta \bar{\lambda}_{LT}^2}}$$

$$\phi_{LT} = 0,5[1 + \alpha_{LT}(\bar{\lambda}_{LT} - \bar{\lambda}_{LT,0}) + \beta \bar{\lambda}_{LT}^2]$$

α_{LT} - součinitel imperfekce při klopení

β - opravný součinitel pro křivky klopení válcovaných průřezů; je roven 0,75

$\bar{\lambda}_{LT,0}$ - délka vodorovné části křivky klopení válcovaných průřezů; je rovna 0,4

Pomocí tabulky 6.5 normy ČSN EN 1993-1-1 přiřadíme křivku klopení:

$$\frac{h}{b} = \frac{290}{300} = 0,97 \leq 2 \quad \Rightarrow \text{křivka vzpěrnosti } b$$

Následně pomocí tabulky 6.3 stejné normy určíme součinitel imperfekce při klopení α_{LT} , který je dán hodnotou:

$$\alpha_{LT} = 0,34$$

Nyní známe veškeré hodnoty potřebné ke stanovení součinitele klopení χ_{LT} . Dosadíme tedy postupně do výše zmíněných vzorců.

$$\phi_{LT} = 0,5[1 + \alpha_{LT}(\bar{\lambda}_{LT} - \bar{\lambda}_{LT,0}) + \beta \bar{\lambda}_{LT}^2] = 0,5 \cdot [1 + 0,34 \cdot (0,91 - 0,4) + 0,75 \cdot 0,91^2] = 0,9$$

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\phi_{LT} + \sqrt{\phi_{LT}^2 - \beta \bar{\lambda}_{LT}^2}} = \frac{1}{0,9 + \sqrt{0,9^2 - 0,75 \cdot 0,91^2}} = 0,75$$

1.6.1.3.2 KROUCENÍ

Rameno na kterém působí zatěžovací síly ve vodorovném směru, tedy vzdálenost mezi těžištěm hlavního jeřábového nosníku k horní hraně kolejnice, je stejné, jako souřadnice působíště zatížení vzhledem ke středu smyku v případě klopení v kapitole 1.6.1.3.1. Tedy:

$$e = 230 \text{ mm}$$

Pozor: Norma ČSN EN 1991-3 (2.5.2.2 (2)) stanovuje výstřednost působíště kolového zatížení jako 0,25 šířky hlavy kolejnice. Tato výstřednost je v tomto příkladu zanedbána.

Výpočet samotného kroucení bude proveden podle národní přílohy NB.2 normy ČSN EN 1993-1-1, avšak posouzení hlavního jeřábového nosníku bude provedeno dle přílohy A normy ČSN EN 1993-6. Nejprve se určí parametr tuhosti prutu při kroucení K_t :

$$K_t = L \sqrt{\frac{G I_t}{E I_\omega}} = 6000 \cdot \sqrt{\frac{80,7 \cdot 10^3 \cdot 851,7 \cdot 10^3}{210 \cdot 10^3 \cdot 1200 \cdot 10^9}} = 3,13$$

Dále je třeba stanovit rozdělovací parametr κ , k tomu je nutné znát koeficienty α a β , které zohledňují typ zatížení a okrajové podmínky nosníku. Jejich hodnoty jsou shrnuty v tabulce 15.

Okrajové podmínky při kroucení		Krutící zatížení		α	β
Oboustranné podepření nosníku	prosté podepření (volná deplanace)	plné rovnoměrné		3,1	1,00
		obecné		3,7	1,08
	vetknutí (deplanaci je zabráněno)	plné rovnoměrné	pro vnitřní síly v podpoře	8,0	1,25
			pro maximum v poli	5,6	1,00
		obecné		6,9	1,14
Konzola	vetknutí	obecné – pro vnitřní síly v podpoře		2,7	1,11

Tab. 15 Koeficienty α a β pro typ zatížení a okrajové podmínky

$$\kappa = \frac{1}{\beta + \left(\frac{\alpha}{K_t}\right)^2} = \frac{1}{1,08 + \left(\frac{3,7}{3,13}\right)^2} = 0,4$$

Bimoment vázaného kroucení $B_{i,\omega,Ed}$ se určí podle vztahu:

$$B_{1,Ed} = M_{1,z,Ed} e (1 - \kappa) = 168,6 \cdot 0,23 \cdot (1 - 0,4) = 3,68 \text{ kNm}^2$$

Hodnota momentu vázaného kroucení pro skupinu zatížení č. 5 byla vypočtena stejným způsobem, přehled je zobrazen v tabulce 16. Smykové napětí od kroucení není ověřeno, předpokládá se malé.

Bimoment	Skupina zatížení	
	1	5
$B_{i,Ed}$	3,68 kNm ²	5,59 kNm ²

Tab. 16 Přehled bimomentů od vázaného kroucení

1.6.1.3.3 POSOUZENÍ INTERAKCE KLOPENÍ A KROUCENÍ

K tomu, aby nosník byl shledán vyhovujícím je třeba splnit interakční podmínku A.2 normy ČSN EN 1993-6 uvedenou v příloze A.

$$\frac{M_{i,y,Ed}}{\chi_{LT} W_{el,y} \frac{f_y}{\gamma_{M1}}} + \frac{M_{i,z,Ed}}{W_{el,z} \frac{f_y}{\gamma_{M1}}} + \frac{k_{i,w} k_{i,zw} k_{i,a} B_{i,Ed}}{\frac{B_{Rk}}{\gamma_{M1}}} \leq 1,0$$

Aby bylo možné nosník posoudit, musíme nejprve vyčíslit chybějící neznámé. Pro I průřez je $T_{w,Rk}$ přibližně:

$$B_{Rk} = \frac{I_w}{\omega_{max}} f_y = \frac{1200 \cdot 10^9}{21750} 355 = 19,58 \text{ kNm}^2$$

$$\omega_{max} = \frac{b \cdot h}{4} = \frac{300 \cdot 290}{4} = 21750 \text{ mm}^2$$

$$k_{1,w} = 0,7 - \frac{0,2 B_{1,Ed}}{\frac{B_{Rk}}{\gamma_{M1}}} = 0,7 - \frac{0,2 \cdot 3,68 \cdot 10^9}{\frac{19,58 \cdot 10^9}{1,0}} = 0,66$$

$$k_{1,zw} = 1 - \frac{M_{1,z,Ed}}{W_{el,z} \frac{f_y}{\gamma_{M1}}} = 1 - \frac{26,7 \cdot 10^6}{420,6 \cdot 10^3 \cdot \frac{355}{1,0}} = 0,82$$

$$k_{1,a} = \frac{1}{1 - \frac{M_{1,y,Ed}}{M_{y,cr}}} = \frac{1}{1 - \frac{168,6 \cdot 10^6}{536 \cdot 10^6}} = 1,46$$

Všechny neznámé byly vyčísleny a je tedy možné dosadit zpět do podmínky pro první skupinu zatížení:

$$\frac{168,6 \cdot 10^6}{0,75 \cdot 1260 \cdot 10^3 \cdot \frac{355}{1,0}} + \frac{26,7 \cdot 10^6}{420,6 \cdot 10^3 \cdot \frac{355}{1,0}} + \frac{0,66 \cdot 0,82 \cdot 1,46 \cdot 3,68 \cdot 10^9}{\frac{19,58 \cdot 10^9}{1,0}} = 0,5 + 0,18 + 0,15$$

$$= 0,83 \leq 1$$

Podmínka spolehlivosti je splněna

Analogicky se vypočtou neznámé pro skupinu zatížení č.5 a opět se dosadí do podmínky:

$$k_{5,w} = 0,64$$

$$k_{5,zw} = 0,73$$

$$k_{5,a} = 1,38$$

$$\frac{146,8 \cdot 10^6}{0,75 \cdot 1260 \cdot 10^3 \cdot \frac{355}{1,0}} + \frac{40,5 \cdot 10^6}{420,6 \cdot 10^3 \cdot \frac{355}{1,0}} + \frac{0,64 \cdot 0,73 \cdot 1,38 \cdot 5,59 \cdot 10^9}{\frac{19,58 \cdot 10^9}{1,0}} = 0,44 + 0,27 + 0,18$$

$$= 0,89 \leq 1$$

Podmínka spolehlivosti je splněna

1.6.1.4 LOKÁLNÍ TLAKOVÉ A SMYKOVÉ NAPĚTÍ

Lokálním namáháním je myšleno namáhání pod kolem pojezdu, které přenáší zatížení na hlavní jeřábový nosník. Je však nutné vypočítat účinnou roznášecí délku pásnice. Za předpokladu, že je jeřábová kolejnice připojená posuvně k pásnici, ji stanovíme dle vztahu:

$$l_{eff} = 3,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{I_r + I_{f,eff}}{t_w}}$$

I_r - moment setrvačnosti kolejnice k její vlastní vodorovné ose

$I_{f,eff}$ - moment setrvačnosti pásnice k její vlastní vodorovné ose

Moment setrvačnosti kolejnice k její vlastní vodorovné ose je dle obrázku 2 roven hodnotě $I_x = 3,095 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$, moment setrvačnosti I_r ale zahrnuje opotřebení kolejnice rovné 25% tloušťky materiálu pod pojížděným povrchem. Po této úpravě vyjde hodnota:

$$I_r = 2,79 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Při výpočtu momentu setrvačnosti pásnice k její vodorovné ose je nutné uvažovat pouze efektivní šířku pásnice b_{eff} . Ta se vypočte jako:

$$b_{eff} = b_r + 0,75 h_r + t_f = 100 + 0,75 \cdot 85 + 14 = 177,8 \text{ mm}$$

b_r - šířka paty kolejnice (viz obr. 2)

h_r - výška kolejnice (viz obr. 2)

$$I_{f,eff} = \frac{1}{12} b_{eff} t_f^3 = \frac{1}{12} \cdot 177,8 \cdot 14^3 = 40,7 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$$

Nyní je možné vypočítat účinnou roznášecí délku pásnice:

$$l_{eff} = 3,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{I_r + I_{f,eff}}{t_w}} = 3,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,79 \cdot 10^6 + 40,7 \cdot 10^3}{8,5}} = 225,3 \text{ mm}$$

Na základě znalosti účinné roznášecí délky pásnice můžeme vypočítat lokální svislé tlakové napětí $\sigma_{oz,Ed}$ a lokální smykové napětí $\tau_{oxz,Ed}$, jejich působení je znázorněno na obrázku obr. 14. Pro

výpočet svislého tlakového napětí $\sigma_{oz,Ed}$ bude uvažována jako návrhová hodnota kolového zatížení F_{Ed} kolové zatížení F_1 , vyvozené skupinou zatížení č. 1, jakožto extrémní. Viz kapitola 1.4.1.1.

$$\sigma_{oz,Ed} = \frac{F_{Ed}}{l_{eff} t_w} = \frac{F_1}{l_{eff} t_w} = \frac{101,8 \cdot 10^3}{225,3 \cdot 8,5} = 53,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oz,Ed} = 53,2 \text{ MPa} \leq \frac{f_y}{\gamma_{M0}} = \frac{355}{1} = 355 \text{ MPa}$$

Podmínka spolehlivosti je splněna

Největší hodnota lokálního smykového napětí $\tau_{oxz,Ed}$, se má uvažovat rovna 20% největšího lokálního svislého napětí $\sigma_{oz,Ed}$.

$$\tau_{oxz,Ed} = 0,2 \sigma_{oz,Ed} = 0,2 \cdot 53,2 = 10,6 \text{ MPa}$$

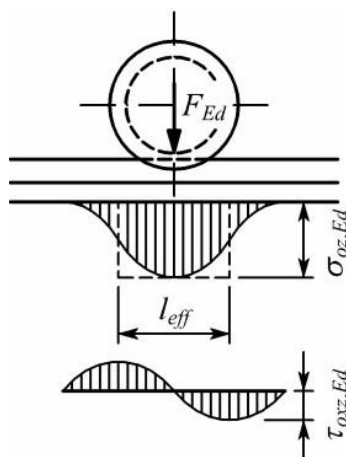
$$\tau_{oxz,Ed} = 10,6 \text{ MPa} \leq \frac{f_y}{\sqrt{3} \gamma_{M0}} = \frac{355}{\sqrt{3} \cdot 1} = 205 \text{ MPa}$$

Podmínka spolehlivosti je splněna

Dále je třeba posoudit interakci normálového a smykového napětí. Tento posudek je proveden následovně:

$$\sqrt{\sigma_{oz,Ed}^2 + 3\tau_{oxz,Ed}^2} = \sqrt{53,2^2 + 3 \cdot 10,6^2} = 56,3 \text{ MPa} \leq \frac{f_y}{\gamma_{M0}} = \frac{355}{1} = 355 \text{ MPa}$$

Podmínka spolehlivosti je splněna



Obr. 14 Lokální tlakové a smykové napětí pod kolovým zatížením

1.6.1.5 INTERAKCE LOKÁLNÍHO BOULENÍ A OHYBOVÉHO MOMENTU

Nejprve bude proveden posudek pro samotné lokální boulení stojiny a následně posudek pro kombinaci lokálního boulení s ohybovým momentem. Oba posudky budou provedeny dle ČSN EN 1993-1-5.

1.6.1.5.1 LOKÁLNÍ BOULENÍ

Vzhledem ke štíhlosti stojiny je nutné posoudit, zda nebude při lokálním zatížení ztracena stabilita vlivem boulení. Jako návrhová zatěžovací síla F_{Ed} bude uvažována opět síla F_1 , vyvozená skupinou zatížení č. 1. Vzorec pro výpočet návrhové únosnosti při lokálním boulení stojiny je dán následovně:

$$F_{Rd} = \frac{f_y L_{eff} t_w}{\gamma_{M1}}$$

L_{eff} - účinná délka

$$L_{eff} = \chi_F l_y$$

χ_F - součinitel lokálního boulení

l_y - účinná zatížená délka

Nejprve je nutné určit účinnou zatíženou délku stojiny l_y , ta se určí jako součet roznášecí délky na pásnici od kolejnice s_s a roznášecí délky na stojinu od pásnice.

$$l_y = s_s + 2t_f(1 + \sqrt{m_1 + m_2})$$

m_1, m_2 - bezrozměrné parametry

Roznášecí délka na pásnici s_s se získá pomocí dříve vypočtené účinné roznášecí délky pásnice l_{eff} v kapitole 1.6.1.4, a to:

$$s_s = l_{eff} - 2t_f = 225,3 - 2 \cdot 14 = 197,3 \text{ mm}$$

Bezrozměrný parametr m_1 se vypočte ze vztahu:

$$m_1 = \frac{b}{t_w} = \frac{300}{8,5} = 35,3 \text{ mm}$$

Bezrozměrný parametr m_2 se má dle normy stanovit s ohledem na velikosti poměrné štíhlosti $\bar{\lambda}_F$, jelikož tato hodnota ale zatím není známa, budeme parametr m_2 konzervativně uvažovat roven nule.

$$m_2 = 0$$

Nyní je možné spočítat hodnotu účinné zatížené délky:

$$l_y = s_s + 2t_f(1 + \sqrt{m_1 + m_2}) = 197,3 + 2 \cdot 14 \cdot (1 + \sqrt{35,3 + 0}) = 391,7 \text{ mm}$$

Dále je potřeba stanovit hodnotu součinitele lokálního boulení χ_F , který je dán vztahem:

$$\chi_F = \frac{0,5}{\bar{\lambda}_F} \leq 1,0$$

$\bar{\lambda}_F$ - poměrná štíhlost

$$\bar{\lambda}_F = \sqrt{\frac{l_y t_w f_y}{F_{cr}}}$$

F_{cr} - kritická síla při lokálním boulení

$$F_{cr} = 0,9 k_F E \frac{t_w^3}{h_w}$$

k_F - součinitel boulení

h_w - výška stojiny mezi pásnicemi

$$k_F = 6 + 2 \left(\frac{h_w}{a} \right)^2 = 6 + 2 \cdot \left(\frac{262}{6000} \right)^2 = 6$$

a - vzdálenost výztuh; v našem případě jsou v místech podpory, tedy $a = 6000 \text{ mm}$

V tuto chvíli je možné postupně zpět dosadit do vzorců a stanovit součinitel lokálního boulení χ_F .

$$F_{cr} = 0,9 k_F E \frac{t_w^3}{h_w} = 0,9 \cdot 6 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot \frac{8,5^2}{262} = 312,7 \text{ kN}$$

$$\bar{\lambda}_F = \sqrt{\frac{l_y t_w f_y}{F_{cr}}} = \sqrt{\frac{391,7 \cdot 8,5 \cdot 355}{312,7 \cdot 10^3}} = 1,94$$

$$\chi_F = \frac{0,5}{\bar{\lambda}_F} = \frac{0,8}{1,94} = 0,258 \leq 1,0$$

$$L_{eff} = \chi_F l_y = 0,258 \cdot 391,7 = 101,1 \text{ mm}$$

Výsledná únosnost při lokálním boulení stojiny tedy je:

$$F_{Rd} = \frac{f_y L_{eff} t_w}{\gamma_{M1}} = \frac{355 \cdot 101,1 \cdot 8,5}{1,0} = 305,1 \text{ kN}$$

Posouzení spolehlivosti pro lokální boulení stojiny je dáno následovně:

$$F_{Ed} = F_1 = 101,8 \text{ kN} \leq F_{Rd} = 305,1 \text{ kN}$$

Podmínka spolehlivosti je splněna

Jelikož podmínka bezpečně vyhověla, není třeba výpočet provádět znovu s přesně stanoveným bezrozměrným parametrem m_2 . Jeho nenulová hodnota by pouze zvětšila účinnou zatíženou délku l_y a následně také návrhovou únosnost při lokálním boulení stojiny F_{Rd} .

1.6.1.5.2 INTERAKCE LOKÁLNÍHO BOULENÍ A OHYBOVÉHO MOMENTU

Podmínka spolehlivosti pro interakci lokálního boulení a ohybového momentu je dána vztahem:

$$\frac{F_{Ed}}{F_{Rd}} + 0,8 \frac{M_{Ed}}{M_{pl,Rd}} \leq 1,4$$

Momentová únosnost $M_{pl,Rd}$ je plastická momentová únosnost, bez ohledu na třídu průřezu. Jako ohybový moment M_{Ed} bude uvažován extrémní ohybový moment kolem osy y , tedy $M_{1,y,Ed}$.

$$M_{pl,Rd} = W_{pl,y} \frac{f_y}{\gamma_{M0}} = 1383 \cdot 10^3 \cdot \frac{355}{1} = 491 \text{ kNm}$$

$$\frac{F_{Ed}}{F_{Rd}} + 0,8 \frac{M_{Ed}}{M_{pl,Rd}} = \frac{101,8 \cdot 10^3}{305,1 \cdot 10^3} + 0,8 \cdot \frac{168,6 \cdot 10^6}{491 \cdot 10^6} = 0,33 + 0,27 = 0,6 \leq 1,4$$

Podmínka spolehlivosti je splněna

1.6.1.6 GLOBÁLNÍ SMYKOVÉ NAPĚTÍ

Při výpočtu globálního smykového napětí zanedbáme smykové napětí od kroucení a budeme uvažovat extrémní návrhovou posouvající sílu $V_{1,z,Ed}$, která je vyvozena skupinou zatížení č. 1.

$$\tau_{v,Ed} = \frac{V_{1,z,Ed} S_{f,y}}{I_y t_w}$$

$S_{f,y}$ - Statický moment horní pásnice k těžištvé ose y

$$S_{f,y} = b t_f \left(e_z - \frac{t_f}{2} \right) = 300 \cdot 14 \cdot \left(145 - \frac{14}{2} \right) = 579,6 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{v,Ed} = \frac{V_{1,z,Ed} S_{f,y}}{I_y t_w} = \frac{136,9 \cdot 10^3 \cdot 579,6 \cdot 10^3}{182,6 \cdot 10^6 \cdot 8,5} = 51,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{v,Ed} = 51,1 \text{ MPa} \leq \frac{f_y}{\sqrt{3} \gamma_{M0}} = \frac{355}{\sqrt{3} \cdot 1} = 205 \text{ MPa}$$

Podmínka spolehlivosti je splněna

1.6.2 POSOUZENÍ MEZNÍHO STAVU POUŽITELNOSTI (MSP)

Pro hlavní jeřábový nosník je nutné spočítat deformace ve dvou směrech:

- Svislý průhyb ve směru osy z
- Vodorovná deformace ve směru osy y

1.6.2.1 SVISLÝ PRŮHYB VE SMĚRU OSY z

Nejprve stanovíme limitní průhyby. Maximální průhyb z důvodu nadměrného sklonu jeřábové dráhy $\delta_{z,CD}$ je dán poměrem:

$$\delta_{z,CD} = \frac{l}{600} = \frac{6000}{600} = 10 \text{ mm}$$

Dalším kritériem je vyloučení nadměrných vibrací nosníku, mezní hodnota svislého průhybu $\delta_{z,CD}$ je pevně stanovena hodnotou 25 mm . Jako rozhodující limitní průhyb je uvažována menší z dvojice hodnot, tedy 10 mm .

Nejprve spočítáme průhyb od stálého zatížení δ_g , a to pomocí vztahu:

$$\delta_g = \frac{5}{384} \cdot \frac{g_k l^4}{E I_y} = \frac{5}{384} \cdot \frac{1,3 \cdot 6000^4}{210 \cdot 10^3 \cdot 182,6 \cdot 10^6} = 0,6 \text{ mm}$$

Dále je nutné znovu stanovit velikost zatěžovacích sil v charakteristických hodnotách. Tyto hodnoty statických složek maximálních svislých tlaků kol na jedné větvi jeřábové dráhy se určí podle vztahu:

$$F_k = Q_{C,r,max} + Q_{H,r,max} = 28,5 + 38,3 = 66,8 \text{ kN}$$

Pro stanovení maximálního svislého průhybu $\delta_{i,z}$ od působení proměnného zatížení budou použity dva zatěžovací stavy. V prvním případě bude rozmístění sil stejné jako pro výpočet maximálního ohybového momentu (obr. 15a), v druhém případě budou síly umístěny symetricky, to znamená že osa rozvoru pojezdu se bude shodovat s osou hlavního jeřábového nosníku (obr. 15b).

Výpočet průhybů od jednotlivých zatěžovacích stavů byl proveden pomocí výpočetního programu SCIA Engineer 14 a výsledky jsou:

$$\delta_{a,z} = 9,1 \text{ mm}$$

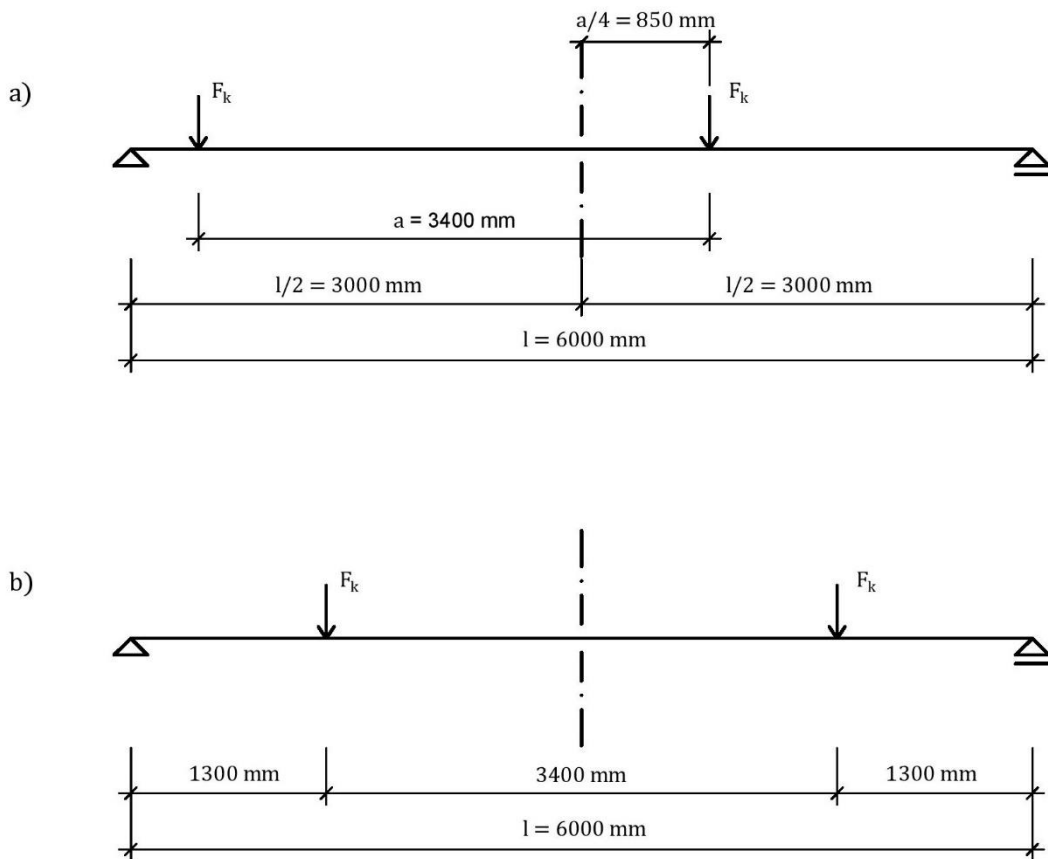
$$\delta_{b,z} = 9,2 \text{ mm}$$

Rozhodující průhyb je $\delta_{b,z}$, ke kterému se přičte průhyb od stálého zatížení δ_g a výsledný průhyb δ_z se bude rovnat:

$$\delta_z = \delta_{b,z} + \delta_g = 9,2 + 0,6 = 9,8 \text{ mm}$$

$$\delta_z = 9,8 \text{ mm} \leq \delta_{z,CD} = 10 \text{ mm}$$

Podmínka spolehlivosti je splněna



Obr. 15 Zatěžovací stavy pro stanovení maximálního průhybu v ose z

1.6.2.2 VODOROVNÁ DEFORMACE VE SMĚRU OSY y

Limitní průhyb $\delta_{y,CD}$ se vypočte stejným způsobem jako v případě svislého průhybu, bude mít tedy stejnou hodnotu:

$$\delta_{y,CD} = 10 \text{ mm}$$

Pro stanovení extrémní deformace je třeba vyhodnotit deformace od všech vodorovných zatížení působících na hlavní jeřábový nosník. Jedná se o:

- Zrychlení mostu jeřábu
- Příčeni mostu jeřábu
- Zrychlení kočky

Charakteristické zatěžovací síly od zrychlení mostu jeřábu jsou:

$$H_{T,1} = 8,8 \text{ kN}$$

Od příčeni mostu jeřábu:

$$H_{S,2,1,T} = 20 \text{ kN}$$

A od zrychlení kočky:

$$H_{T3,1} = 4,3 \text{ kN}$$

Pro jednotlivé způsoby vodorovného zatížení hlavního jeřábového nosníku budou uvažovány zatěžovací stavy vyvolávající maximální deformaci ve směru osy y , viz obr. 16. Pro zrychlení mostu jeřábu je uvažován zatěžovací stav se stejným rozmístěním sil jako pro výpočet maximálního ohybového momentu (obr. 16a), a ještě jeden zatěžovací stav, kdy jedno kolo jeřábu je uprostřed rozpětí hlavního jeřábového nosníku a druhé se nachází již v dalším poli (obr. 16b). Příčeni mostu jeřábu vyvozuje namáhání hlavního jeřábového nosníku pouze jednou zatěžovací silou, ta se tedy

umístí doprostřed rozpětí hlavního jeřábového nosníku, aby vyvolala extrémní deformaci (obr. 16c). Zrychlení kočky vyvoluje dvě zatěžovací síly ve stejném směru, v prvním případě uvažujeme zatěžovací stav opět jako pro výpočet maximálního ohybového momentu (obr. 16d), v druhém případě je osa rozvoru kol shodná s osou hlavního jeřábového nosníku a zatěžovací síly jsou umístěny symetricky (obr. 16e).

Výpočet průhybů od jednotlivých zatěžovacích stavů byl proveden pomocí výpočetního programu SCIA Engineer 14 a výsledky jsou:

$$\delta_{a,y} = 3,3 \text{ mm}$$

$$\delta_{b,y} = 3,0 \text{ mm}$$

$$\delta_{c,y} = 6,8 \text{ mm}$$

$$\delta_{d,y} = 2,7 \text{ mm}$$

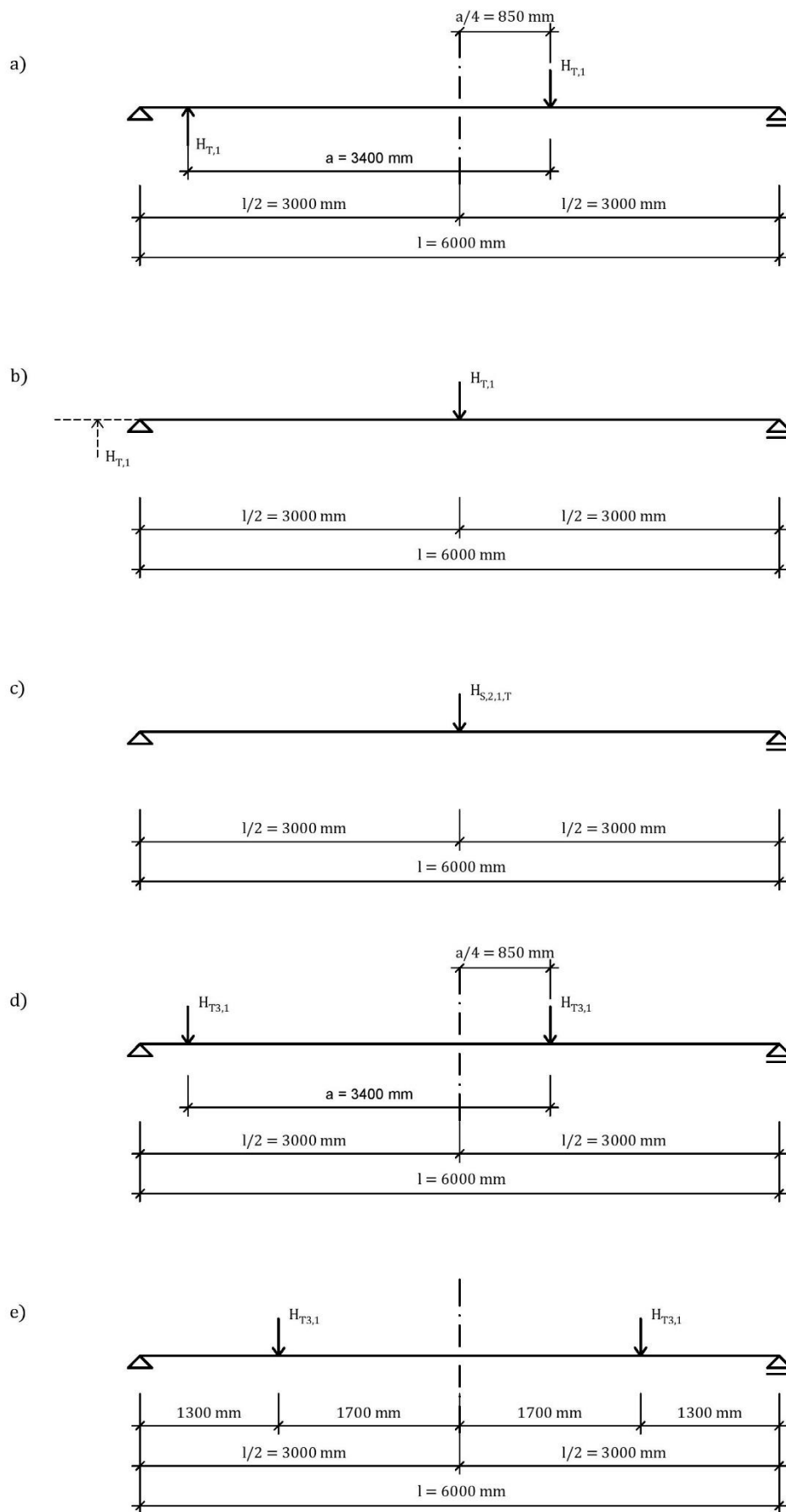
$$\delta_{e,y} = 2,9 \text{ mm}$$

Rozhodující průhyb je $\delta_{c,y}$, a výsledný průhyb δ_y se bude rovnat:

$$\delta_y = \delta_{c,y} = 6,8 \text{ mm}$$

$$\delta_y = 6,8 \text{ mm} \leq \delta_{y,CD} = 10 \text{ mm}$$

Podmínka spolehlivosti je splněna



Obr. 16 Zatěžovací stavy pro stanovení maximální deformace v ose y

1.6.3 MEZNÍ STAV ÚNOSNOSTI FAT (ÚNAVA)

Účelem navrhování konstrukcí na mezní stavy únosnosti FAT, je zajistit s přijatelnou pravděpodobností, že po dobu návrhové životnosti se konstrukce neporuší nebo nepoškodí v důsledku únavy. Přičemž návrhová životnost jeřábové dráhy s ohledem na posouzení na únavu je 25 let. Posuzovat se bude:

- Posouzení pásnic pro rozkmit normálového napětí od ohybového momentu.
- Posouzení stojiny pro rozkmit hlavního napětí od ohybového momentu a posouvající síly.

Pro stanovení únavové pevnosti hlavního jeřábového nosníku, je třeba nejprve zařazení detailů do příslušné kategorie, to je provedeno v tabulce tab. 17. Ve sloupci s názvem „Kategorie detailu“, je uvedena příslušná referenční únavová pevnost.

Popis detailu	Odkaz na ČSN EN 1993-1-9	Kategorie detailu
Základní materiál horní pásnice v místě přivařených vodících plechů kolejniče	Tab. 8.3, č. 9	80
Základní materiál stojiny s přivařenou výztuhou v místě podpor	Tab. 8.4, č. 7	80

Tab. 17 Kategorie detailů pro posouzení na únavu

Dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti γ_{Mf} se volí podle důsledků porušení konstrukce a použité metody hodnocení. Doporučené hodnoty tohoto součinitele jsou uvedeny v tabulce tab. 18, v tomto případě předpokládáme, že důsledky porušení únavovým lomem budou mírné a že k hodnocení únavového jevu je vhodné použít metodu bezpečné životnosti, tedy:

$$\gamma_{Mf} = 1,15$$

Metoda hodnocení	Důsledky porušení	
	Mírné	závažné
Přípustná poškození	1,00	1,15
Bezpečná životnost	1,15	1,35

Tab. 18 Doporučené hodnoty dílčích součinitelů únavové pevnosti γ_{Mf}

1.6.3.1 POSOUZENÍ PÁSNIC PRO ROZKMIT NORMÁLOVÉHO NAPĚTÍ OD OHYBOVÉHO MOMENTU

Na základě zařazení do příslušné kategorie detailu (tab. 17), máme danou referenční únavovou pevnost $\Delta\sigma_C$.

$$\Delta\sigma_C = 80 \text{ MPa}$$

Břemeno představující konstantní rozkmit proměnlivého zatížení v ekvivalentním návrhovém spektru je:

$$F_M = Q_{e,\sigma} = 44,9 \text{ kN}$$

Při výpočtu rozkmitu ekvivalentního ohybového momentu ΔM_{E2} bude uvažován stejný zatěžovací stav jako v předchozích kapitolách (obr. 17). Maximální ohybový moment se nachází opět pod pravým kolem (pravou silou F_M).

$$R_{b,z} = \frac{F_M \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{a}{4} - a\right) + F_M \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{a}{4}\right)}{l} = \frac{44,9 \cdot (3 + 0,85 - 3,4) + 44,9 \cdot (3 + 0,85)}{6} = 32,2 \text{ kN}$$

$$R_{a,z} = -R_{b,z} + 2 \cdot F_M = -32,2 + 2 \cdot 44,9 = 57,6 \text{ kN}$$

$$\Delta V_{E2} = R_{a,z} = 57,6 \text{ kN}$$

$$\Delta M_{E2} = R_{b,z} \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right) = 32,2 \cdot (3 - 0,85) = 69,2 \text{ kNm}$$

Ekvivalentní konstantní rozkmit jmenovitého napětí $\Delta\sigma_{E2}$ lze pro pásnice stanovit ze vztahu:

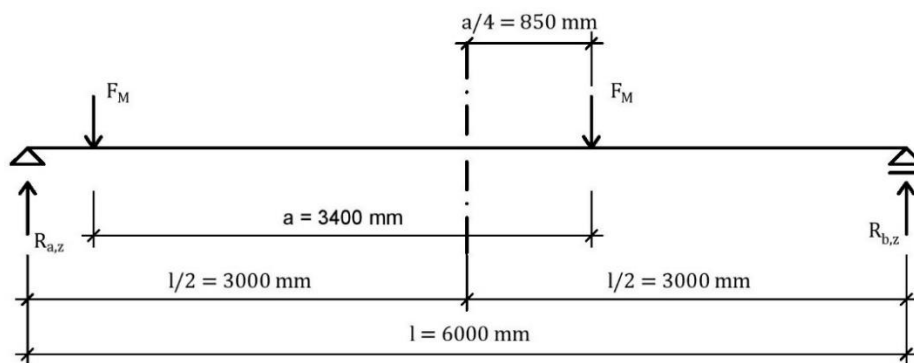
$$\Delta\sigma_{E2} = \frac{\Delta M_{E2}}{W_{el,y}} = \frac{69,2 \cdot 10^6}{1260 \cdot 10^3} = 54,9 \text{ MPa}$$

Výpočet únavového poškození D_σ provedeme podle vztahu:

$$D_\sigma = \gamma_{Ff}^3 \Delta\sigma_{E2}^3 \left(\frac{\gamma_{Mf}}{\Delta\sigma_C} \right)^3 = 1,0^3 \cdot 54,9^3 \cdot \left(\frac{1,15}{80} \right)^3 = 0,49$$

$$D_\sigma = 0,49 \leq 1,0$$

Podmínka spolehlivosti je splněna



Obr. 17 Poloha soustavy břemen F_M

1.6.3.2 POSOUZENÍ STOJINY PRO ROZKMIT HLAVNÍHO NAPĚTÍ OD OHYBOVÉHO MOMENTU A POSOUVAJÍCÍ SÍLY

Na základě zařazení do příslušné kategorie detailu (tab. 17), máme danou referenční únavovou pevnost $\Delta\sigma_C$.

$$\Delta\sigma_C = 80 \text{ MPa}$$

Břemeno představující konstantní rozkmit proměnlivého zatížení v ekvivalentním návrhovém spektru je stejné jako v případě pásnice. Stejně tak je stejný zatěžovací stav a vnitřní síly ΔV_{E2} a ΔM_{E2} . Ekvivalentní konstantní rozkmit jmenovitého normálového napětí $\Delta\sigma_{E2}$ se vypočte jako:

$$\Delta\sigma_{E2} = \frac{\Delta M_{E2}}{I_y} z$$

z - z-ová souřadnice posuzovaného detailu (spoj pásnice-stojina)

$$z = \frac{h_w}{2} = \frac{262}{2} = 131 \text{ mm}$$

$$\Delta\sigma_{E2} = \frac{\Delta M_{E2}}{I_y} z = \frac{69,2 \cdot 10^6}{182,6 \cdot 10^6} \cdot 131 = 49,6 \text{ MPa}$$

Ekvivalentní konstantní rozkmit jmenovitého smykového napětí τ_{E2} ve stojině se určí na základě vztahu:

$$\tau_{E2} = \frac{\Delta V_{E2} S_y}{I_y t_w}$$

S_y - statický moment pásnice k těžišťové ose y

$$S_y = \frac{h - t_f}{2} t_f b = \frac{290 - 14}{2} \cdot 14 \cdot 300 = 579,6 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{E2} = \frac{\Delta V_{E2} S_y}{I_y t_w} = \frac{57,6 \cdot 10^3 \cdot 579,6 \cdot 10^3}{182,6 \cdot 10^6 \cdot 8,5} = 21,5 \text{ MPa}$$

Ze známých hodnot rozkmitů normálového a smykového napětí určíme rozkmit hlavního napětí $\Delta\sigma_{eq,E2}$ podle vzorce:

$$\Delta\sigma_{eq,E2} = \frac{1}{2} \left(\Delta\sigma_{E2} + \sqrt{\Delta\sigma_{E2}^2 + 4 \Delta\tau_{E2}^2} \right) = \frac{1}{2} \cdot \left(49,6 + \sqrt{49,6^2 + 4 \cdot 21,5^2} \right) = 57,6 \text{ MPa}$$

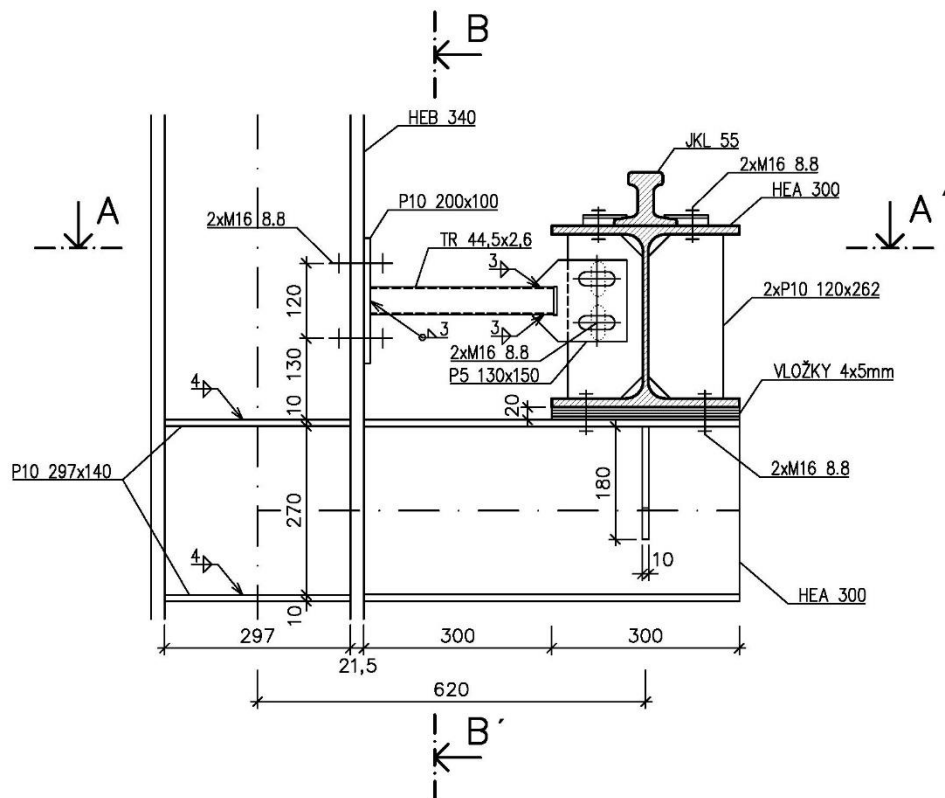
Výpočet únavového poškození D_σ provedeme podle vztahu:

$$D_\sigma = \gamma_{Ff}^3 \Delta\sigma_{eq,E2}^3 \left(\frac{\gamma_{Mf}}{\Delta\sigma_C} \right)^3 = 1,0^3 \cdot 57,6^3 \cdot \left(\frac{1,15}{80} \right)^3 = 0,57$$

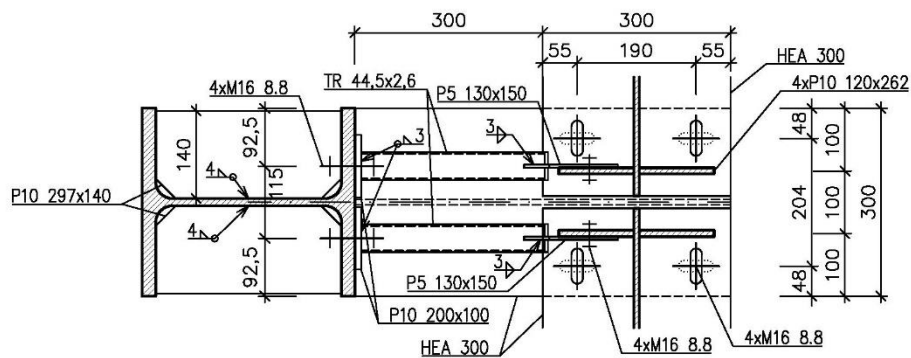
$$D_\sigma = 0,57 \leq 1,0$$

Podmínka spolehlivosti je splněna

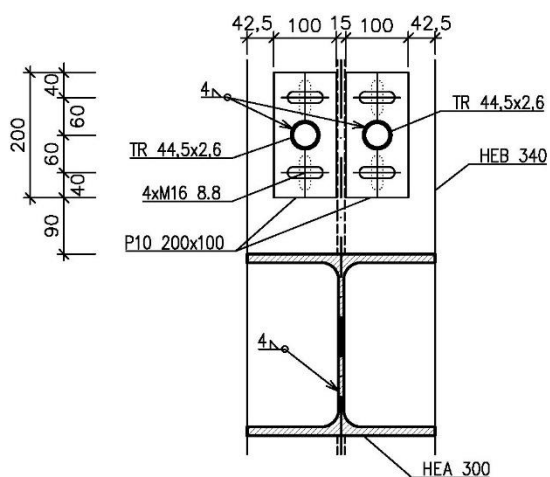
1.7 VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE (1:10)



ŘEZ A-A'



ŘEZ B-B'



Poznámka:

Z důvodu rektifikace jeřábové dráhy, jsou pod hlavním jeřábovým nosníkem umístěny rektifikační plechy (4xP5), které v případě nutnosti vertikální rektifikace lze zaměnit. Veškeré otvory šroubových spojů mají oválný otvor, aby umožnily rektifikaci jak vertikální, tak horizontální, a to v hodnotách ± 20 mm.