



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh pojezdové dráhy a pohonného  
mechanismu pro portálové jeřáby**

**Design of driveway and drive mechanism for  
gantry crane**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2018**

**Jan Pól**

**Studijní program:** N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ  
**Studijní obor:** 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika  
**Vedoucí práce:** Ing. Marek Štádler

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh pojezdové dráhy a pohonného mechanismu pro portálové jeřáby“ vypracoval(a) samostatně pod vedením Ing. Marka Štádlera s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze DD. MM. RRRR

Jméno Příjmení (a podpis)

## Poděkování

Chtěl bych poděkovat celé své rodině za podporu nejen při vytváření této práce, ale hlavně za podporu během celého studia. Také bych rád poděkoval své přítelkyni za nesmírnou trpělivost, kterou se mnou měla. Mé díky patří i vedoucímu této práce za dobré rady a náměty na zlepšení.

## Anotační list

Jméno autora: **Jan PÓL**

Název DP: Návrh pojezdové dráhy a pohonného mechanismu pro portálové jeřáby

Anglický název: Design of driveway and drive mechanism for gantry crane

Rok: 2018

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí DP: Ing. Marek Štádler

Konzultant:

Bibliografické údaje: počet stran 82  
počet obrázků 79  
počet tabulek 6  
počet příloh 2

Klíčová slova: profily, koleje, elektromotor

Keywords: profiles, dormitory, electric motor

Anotace: Tato diplomová práce se zaměřuje na návrh pojezdové dráhy a pohonného mechanismu pro mobilní aplikaci ve strojírenství a stavebním průmyslu jak pro běžné, tak přesné stroje.

Abstract: This diploma thesis deals with the design of a driveway and a drive mechanism for mobile applications in mechanical engineering and construction industry for either conventional or precision machines.

# Obsah

|  |    |
|--|----|
| Úvod.....  | 3  |
| 1 Rozdělení jeřábů .....   | 4  |
| 2 Pojezdová dráha .....  | 6  |
| 2.1 Zatěžovací stavy .....                                       | 7  |
| 2.2 Nosný díl.....   | 9  |
| 2.2.1 Upevnění kolejnice.....                                    | 12 |
| 2.2.2 Výpočet kvadratického momentu průřezu .....                | 14 |
| 2.2.3 Diferenciální rovnice pro zatížení vlastní tíhou .....     | 18 |
| 2.2.4 Diferenciální rovnice od zatížení portálovým jeřábem ..... | 22 |
| 2.2.5 Superpozice.....   | 35 |
| 2.2.6 Kontrola pomocí MKP (Metody konečných prvků).....          | 38 |
| 2.3 Podstavec.....   | 41 |
| 2.3.1 Analytický výpočet.....                                    | 41 |
| 2.3.2 Kontrola pomocí MKP .....                                  | 45 |
| 2.4 Stavěcí šroub .....  | 47 |
| 2.5 Spojení s podkladem .....                                    | 50 |
| 2.6 Spojení nosných dílů.....                                    | 51 |
| 2.6.1 Spojení tyče s trubkou.....                                | 52 |
| 2.6.2 Šroubový spoj.....   | 53 |
| 2.7 Zarážedlo.....   | 55 |
| 2.8 Odměřování polohy .....                                      | 58 |
| 3 Pohonný mechanismus .....                                      | 61 |
| 3.1 Pohon portálového jeřábu .....                               | 61 |
| 3.2 Kolo pohonného mechanismu .....                              | 63 |
| 3.3 Hnaná hřídel.....  | 63 |
| 3.4 Hnací hřídel .....   | 65 |
| 3.5 Nosná konstrukce .....                                       | 66 |
| 4 Montáž a přeprava .....  | 71 |



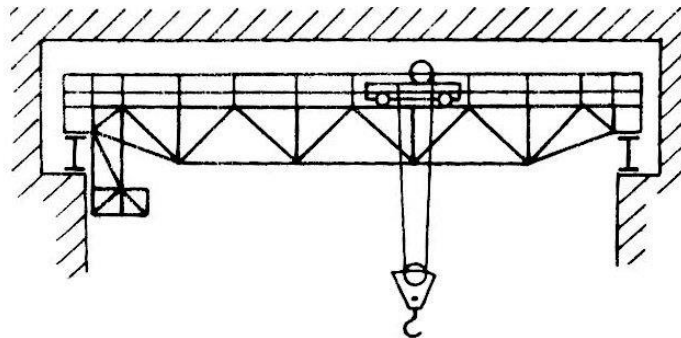
## Úvod

Cílem této práce je návrh pojezdové dráhy a pohonného mechanismu pro portálový jeřáb. Portálový jeřáb jezdí po jedné dráze tvořené dvěma kolejnicemi. Vzdálenost obou kolejnic je dána rozchodem pohonných mechanismů portálového jeřábu, který činí 10 m. Obě konstrukce kolejnic jsou stejné, proto v této práci řeším pouze jednu. Návrh je proveden na základě několika vstupních požadavků. Pojezdová dráha má mít maximální průhyb 1 mm pod koly pohonného mechanismu, což je tolerance přesnosti určování výšky portálu daná pro pojezdovou dráhu. Maximální nosnost jednoho kola je 3,5 t. Dále je požadavek, aby pojezdová dráha byla mobilní. Jednotlivé podsestavy mají být snadno smontovatelné a demontovatelné a lze je transportovat konvenční přepravou, například nákladní či vlakovou přepravou. Dalším požadavkem je modularita dráhy. Délku dráhy je možné určit libovolným počtem nosných prvků. Teoretická minimální délka dráhy je daná jedním nosným prvkem. Modulární je i odměřovací systém, který měří polohu portálového jeřábu během pojezdu po dráze. Posledním požadavkem je stavitelnost výšky. Předpokládá se použití dráhy na nerovném terénu. Nutno tedy navrhnout systém, který vyrovná nerovnosti terénu a lze jím nastavit vodorovnou rovinu celé pojezdové dráhy.

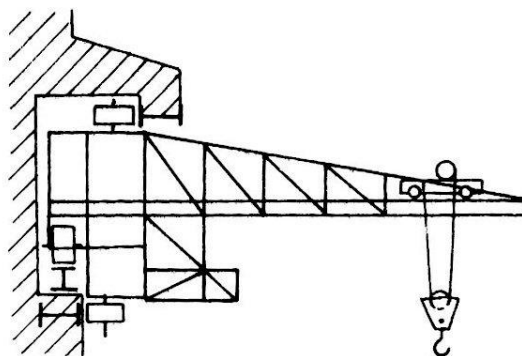
Pohonný mechanismus je navržen pro pohyb po pojezdové dráze maximální rychlostí  $0,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Silové zatížení je dáno maximální nosností kol. Na jedno kolo může působit až 3,5 t. Provozní doba je jeden rok, poté je nutná revize a výměna některých komponent, například ložisek. Pro styk pohonného mechanismu s pojezdovou dráhou je použita standartní a běžně dostupná kombinace jeřábového kola s jeřábovou kolejnicí.

# 1 Rozdělení jeřábů

Základní rozdělení jeřábů je na mostové a otočné, které se dále dělí na další podskupiny. Mostové se skládají z mostové konstrukce, která je nosná, a zdvihacího systému, tzv. kočky, který je na konstrukci nesen. Vlastní zdvihací systém je většinou složen z elektromotoru, převodovky a ocelových lan či řetězů, na kterých je zavěšen hák nebo kladnice s hákem. V této práci uvedu rozdělení pouze pro mostové jeřáby. Do této skupiny patří podstropní (obr. 1), konzolové (obr. 2) a portálové jeřáby. Tato diplomová práce je zaměřena na návrh mobilní a modulární pojezdové dráhy a k ní vhodný pohonný mechanismus pro portálový jeřáb.



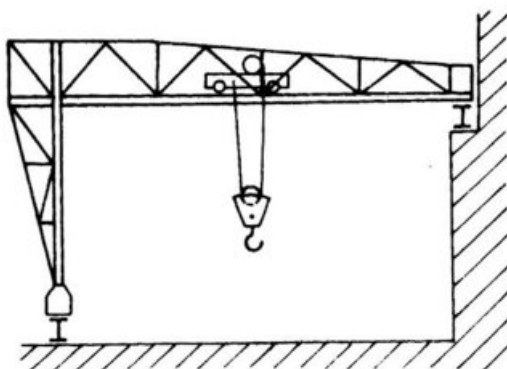
Obrázek 1: Podstropní mostový jeřáb [22]



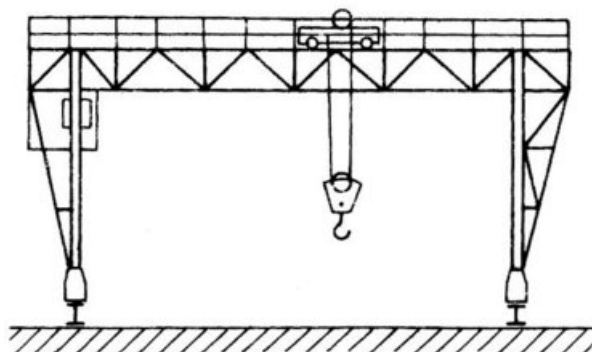
Obrázek 2: Konzolový mostový jeřáb [22]

Je zde i možnost kombinace daných typů a poté může vzniknout další skupina jako jsou poloportálové jeřáby (obr. 3).





Obrázek 3: Poloportálový mostový jeřáb [22]



Obrázek 4: Portálový mostový jeřáb [22]

Při návrhu pojezdové dráhy vycházím z klasického provedení portálového jeřábu. Pro běžné použití jeřábů se jako pojezdová dráha používá ocelová konstrukce z profilů, či železniční kolejnice. Pojezdová dráha je ukotvena v podlaze a jezdí po ní celý portálový jeřáb.

Tato diplomová práce je zaměřena na mobilní dráhu, která slouží jako nosná konstrukce pro portálový jeřáb. Nutno tedy navrhnout spojení se zemí, které je dostatečně stabilní. Spojení musí být stavitelné, aby umožnilo nastavení výšky nosného prvku pro zarovnání dráhy na nerovném terénu. Dále je nutné, aby součástí celého zařízení byl odměřovací systém, který udává polohu jeřábu. Konec a začátek dráhy je tvořen bezpečnostními zarážedly.

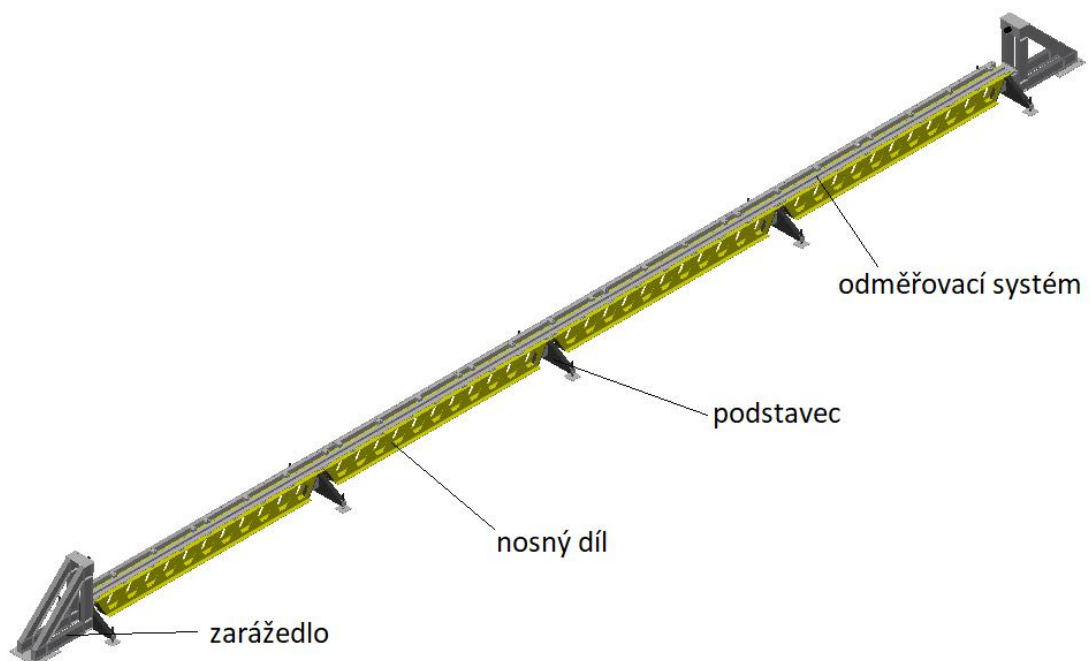
## 2 Pojezdová dráha

Pojezdová dráha se skládá z nosného prvku, odměřovacího systému, stavěcích šroubů, ocelových podložek, zarážedel a spojovacího materiálu. Nosný prvek je svařenec z nosného dílu a podstavce. Nosný díl je složen z válcovaných profilů, jeřábové kolejnice a pomocných plechů. Válcované profily jsou vybrány dle požadavků na maximální dovolený průhyb. Navržení konstrukce na maximální průhyb 1 mm při zatížení 3,5 t na jedno kolo je z důvodu přesnosti určování výšky pomocí odměřování. Kolejnice je vybrána dle velikosti kola pohonného mechanismu, které je dáno nosností. Nosné díly jsou spojeny kloubovým spojem, aby spojení nepřenášelo ohybový moment.

Na nosný díl je přivařen podstavec, který spolu se stavěcími šrouby a ocelovými podložkami tvoří podporu nosnému dílu.

Odměřovací systém je modulární a jej snadno namontovat i demontovat pomocí svěrného spoje.

Dráhu lze demontovat a transportovat. Při montáži jsou nerovnosti terénu vyrovnány pomocí stavěcích šroubů. Zatížení pojezdové dráhy je od vlastní tíhy a silového působení od kol pohonného mechanismu.

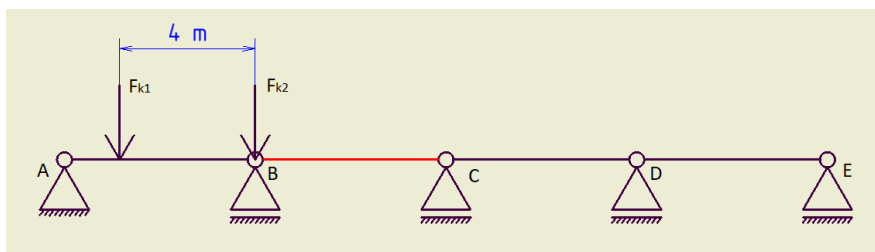


Obrázek 5: Pojezdová dráha

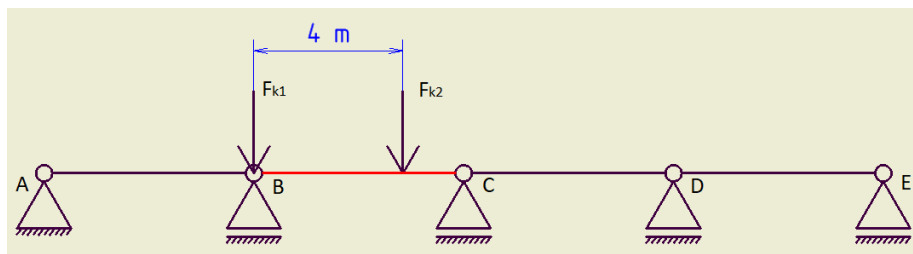
## 2.1 Zatěžovací stavy

Celková sestava je navržena tak, aby se během pohybu portálového jeřábu po pojezdové dráze zatěžovalo jen omezené množství nosných dílů, což vede k zjednodušení výpočtů zatížení a hodnot průhybů jednotlivých dílů sestavy při libovolné délce pojezdové dráhy. Lze pak snadno pomocí softwarové korekce při ovládání portálu upravit aktuální výšku a dosáhnout přesnějšího polohování. Rozvor podvozku portálového jeřábu je 4 m. Je to požadovaná přesnost určování výšky. Celková sestava je složena demontovatelná, aby se mohla transportovat.

Pro tuto práci jsem zvolil sestavu, která dovoluje pracovní posun větší než 15 m po pojezdové dráze. Zároveň se při této délce dráhy vyskytnou všechny zatěžovací stavy, které se pro delší dráhy pouze opakují pro jednotlivé nosné díly. Na náhradním schématu (obr. 6) je počáteční stav pro řešení červeně zvýrazněného nosníku. Působení portálového jeřábu na pojezdovou dráhu je nahrazeno silami od kol  $F_{k1}$  a  $F_{k2}$ , které jsou znázorněny pomocí šipek směřujících dolů. Místo účinku je dáno místem styku kola a kolejnice. Maximální zatížení na jedno kolo je 3,5 t. Při pohybu portálového jeřábu směrem doprava začíná být daný zvýrazněný nosník namáhán jednou silou, a to silou  $F_{k2}$ . Po ujetí 4 m bude nosník namáhán oběma silami (obr. 7), protože spolu se silou  $F_{k2}$  začíná působit i síla  $F_{k1}$ . Jejich vzdálenost je daná konstrukcí pohonného mechanismu, kde rozvor činí 4 m.

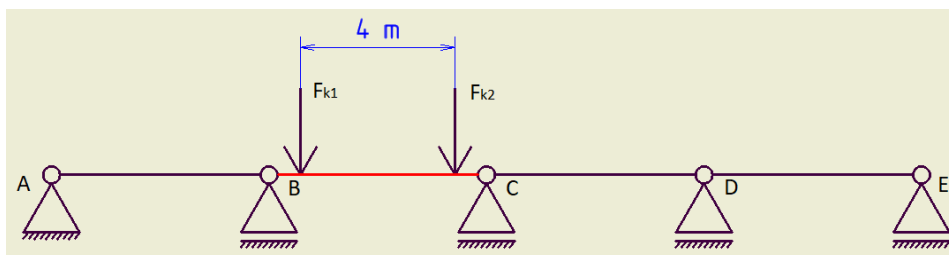


Obrázek 6: Náhradní schéma pojezdové dráhy, stav 1



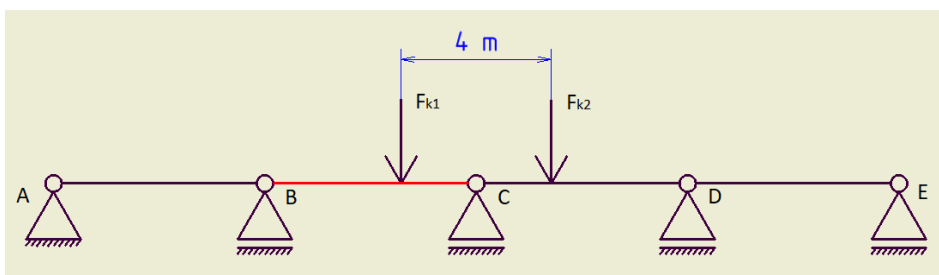
Obrázek 7: Náhradní schéma, stav 2

Při dalším posunu portálového jeřábu doprava se dostává bod symetrie zatížení červeného nosníku (obr. 8). Namáhání nosníku je ukončeno při dosažení levého kola  $F_{k1}$  na podporu C u zvýrazněného nosníku. Pro všechny možné stavy zvýrazněného nosníku by stačilo řešit sestavu složenou ze tří nosných dílů, tj od podpory A k podpoře C.



Obrázek 8: Náhradní schéma, stav 3

Pro řešení průběhu reakcí jsou potřeba čtyři pole. Veškeré stavy, které mohou nastat, řeším pro střední podporu C v kapitole 2.2.5. Při pohybu jeřábu po prvním nosníku je střední podpora C nezátížená. Po stavu 1 (obr. 6) začíná podpora C zachycovat reakci od jeřábu. Maximální zatížení nastává při dosažení síly  $F_{k2}$  přímo nad podporu C. Toto zatížení trvá, dokud  $F_{k1}$  nedosáhne přímo nad podporu C. Další schéma (obr. 9) znázorňuje bod symetrie zatížení podpory C.

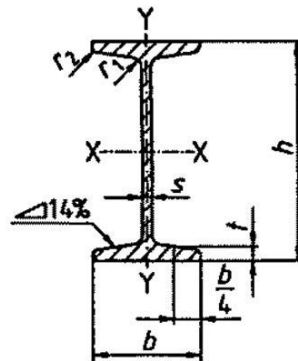


Obrázek 9: Bod symetrie pro zatížení střední podpory

V následující kapitole je znázorněno působení portálového jeřábu na pojezdovou dráhu. Z maximálních hodnot vychází navazující výpočty pro další součásti pojezdové dráhy.

## 2.2 Nosný díl

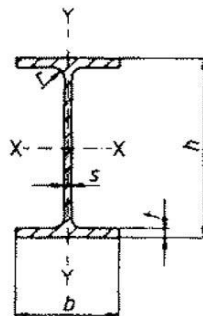
Pro konstrukci nosných dílů je vhodné použít některý z běžných profilů. Válcované profily jsou běžně dostupné, levné a lehké. Konstrukce je zatížena na ohyb, proto vybírám mezi I profily. Zde je uvedeno srovnání vybraných profilů. Výška nosného dílu je maximálně 0,5 m. Nízký profil redukuje riziko překlpení boční silou. Základ nosného dílu je svařený ze dvou vybraných vedle sebe daných profilů, aby byla dostatečná tuhost nosného dílu a nepřekračovala danou výšku.



Obrázek 10: Profil I DIN 1025-1[2]

Tabulka 1: Vlastnosti profilu I [2]

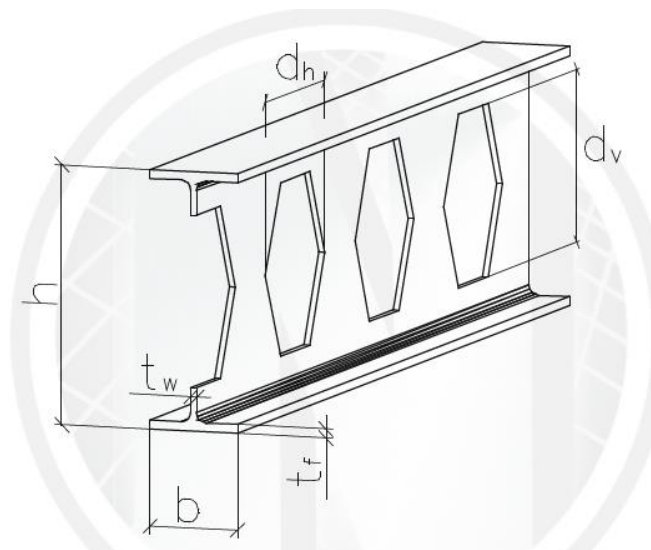
| Profil I 300                    | Označení | Hodnota | Jednotky        |
|---------------------------------|----------|---------|-----------------|
| Výška průřezu                   | $h$      | 300     | mm              |
| Šířka průřezu                   | $b$      | 125     | mm              |
| Hmotnost                        | $m$      | 54,2    | kg/m            |
| Plocha průřezu                  | $A$      | 69      | cm <sup>2</sup> |
| Průřezový modul v ohybu k ose x | $W_x$    | 653     | cm <sup>3</sup> |
| Kvadratický modul ohybu k ose x | $I_x$    | 9 800   | cm <sup>4</sup> |
| Cena                            | -        | 1 300   | Kč/m            |



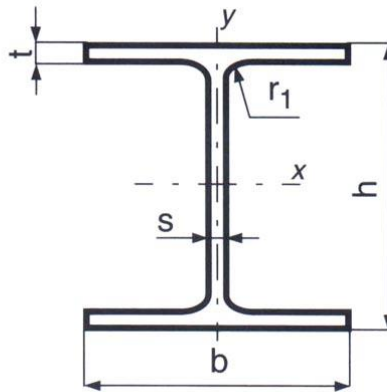
Obrázek 11: Profil IPE DIN 1025-5 [2]

**Tabulka 2: Vlastnosti profilu IPE [2]**

| Profil IPE 300                  | Označení | Hodnota | Jednotky        |
|---------------------------------|----------|---------|-----------------|
| Výška průřezu                   | $h$      | 300     | mm              |
| Šířka průřezu                   | $b$      | 150     | mm              |
| Hmotnost                        | $m$      | 42,2    | kg/m            |
| Plocha průřezu                  | $A$      | 53,8    | cm <sup>2</sup> |
| Průřezový modul v ohybu k ose x | $W_x$    | 653     | cm <sup>3</sup> |
| Kvadratický modul ohybu k ose x | $I_x$    | 9 800   | cm <sup>4</sup> |
| Cena                            | -        | 1 000   | Kč/m            |

**Obrázek 12: Profil PSH IPE DIN 24 537 [8]****Tabulka 3: Vlastnosti profilu PSH IPE [8]**

| Profil PSH IPE 300              | Označení | Hodnota   | Jednotky        |
|---------------------------------|----------|-----------|-----------------|
| Výška průřezu                   | $h$      | 450       | mm              |
| Šířka průřezu                   | $b$      | 150       | mm              |
| Hmotnost                        | $m$      | 42,2      | kg/m            |
| Plocha průřezu                  | $A$      | 41,2-62,5 | cm <sup>2</sup> |
| Průřezový modul v ohybu k ose x | $W_x$    | 863       | cm <sup>3</sup> |
| Kvadratický modul ohybu k ose x | $I_x$    | 19 400    | cm <sup>4</sup> |
| Cena                            | -        | 1 250     | Kč/m            |

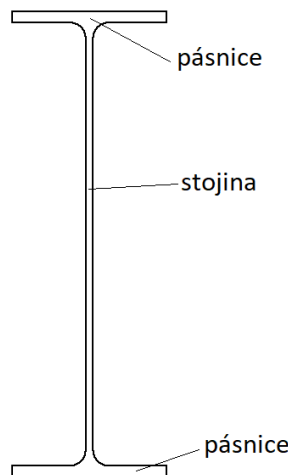


Obrázek 13: Profil HEA DIN 1025-3 [2]

Tabulka 4: Vlastnosti profilu HEA [2]

| Profil HEA 300                  | Označení | Hodnota | Jednotky        |
|---------------------------------|----------|---------|-----------------|
| Výška průřezu                   | $h$      | 290     | mm              |
| Šířka průřezu                   | $b$      | 300     | mm              |
| Hmotnost                        | $m$      | 88,3    | kg/m            |
| Plocha průřezu                  | $A$      | 112     | cm <sup>2</sup> |
| Průřezový modul v ohybu k ose x | $W_x$    | 1 260   | cm <sup>3</sup> |
| Kvadratický modul ohybu k ose x | $I_x$    | 18 260  | cm <sup>4</sup> |
| Cena                            | -        | 1 700   | Kč/m            |

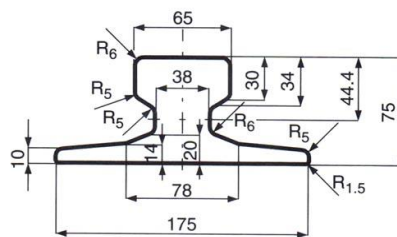
Z výše uvedených tabulek vychází nejlépe prolamovaný nosník PSH IPE 300, který při přibližně stejné ceně jako IPE 300, má výrazně lepší ohybové vlastnosti. Skoro 2x větší kvadratický modul ohybu a více než 1,3x větší průřezový modul v ohybu. Tyto hodnoty jsou dány větší vzdáleností krajních vláken (pásnice) od těžiště profilu. Právě krajní vlákna mají největší vliv na ohybové vlastnosti. Zároveň je levnější než profil HEA 300.



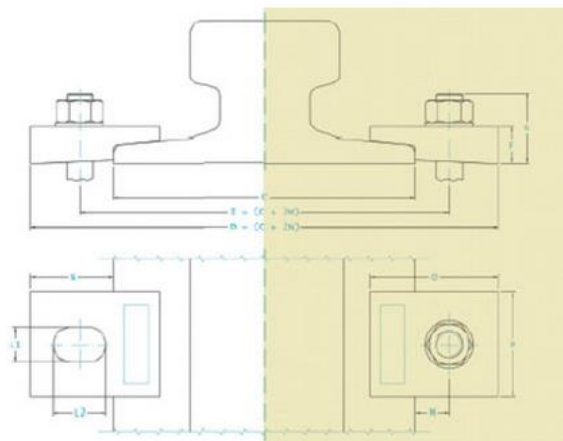
Obrázek 14: Části profilu IPE

## 2.2.1 Upevnění kolejnice

Na pojezdové dráze volím jeřábovou kolejnici A 65 Din 536-1 (obr. 15), na které bude jezdit portálový jeřáb. Pro spojení kolejnice s dráhou se pro portálové jeřáby běžně používá několik druhů uložení. Pevné uložení (obr.16) je jednoduché uložení ocel na ocel bez tlumícího prvku. Spoj je dán předepnutým šroubovým spojením. Toto uložení má vysokou hlučnost, přenáší vibrace a je zde vyšší opotřebení pojezdového profilu kolejnice.



Obrázek 15: Jeřábová kolejnice A 65 [2]



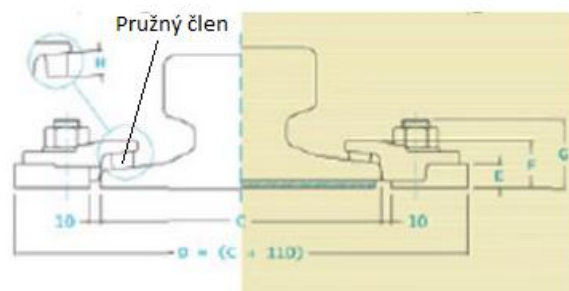
Obrázek 16: Pevné uložení [5]

Druhý typ uložení je polopružné uložení (obr. 17), kde je mezi upínku a kolejnicí přidán pružný člen. Nejčastěji se jedná o tvrzenou pryž. Ta tlumí vibrace, snižuje hlučnost a jako deformační člen vyrovnává nepřesnosti při montáži. Díky tomuto prvku se snižuje opotřebení a prodlužuje životnost dráhy.

Třetím typem je uložení pružné (obr. 17), kde se použije pružný člen a pod kolejnicí se přidá další pružný prvek v podobě pryžové podložky, která znásobuje vliv tlumícího



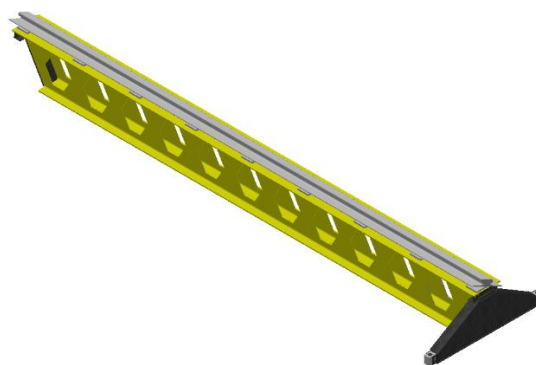
prvku. Lze tak dosáhnout ještě výraznějšího snížení hluku i přenosu vibrací, což opět prodlužuje životnost pojezdové dráhy.



Obrázek 17: Polopružné (vlevo) a pružné (vpravo) uložení [5]

Dalším, už ne typickým spojením, je přivaření kolejnice k podkladu. Zde jsou veškeré účinky přenášeny přímo na pojezdovou dráhu přes svar.

Konečné složení je následující. Nosný díl se skládá ze dvou svařených prolamovaných nosníků PSH IPE 300 a jeřábové kolejnice A65, která je navařena na pomocné plechy. Ty jsou navařeny přímo na PSH IPE profily, což zvyšuje celkovou tuhost nosného dílu. Zatížení je předpokládáno maximální působící hmotností 3,5 t na jedno kolo jeřábu. V úvahu beru i vlastní tíhu nosného dílu. Pro další výpočty je nejdříve nutné spočítat celkový průřezový modul k ose ohybu a kvadratický moment složeného průřezu.

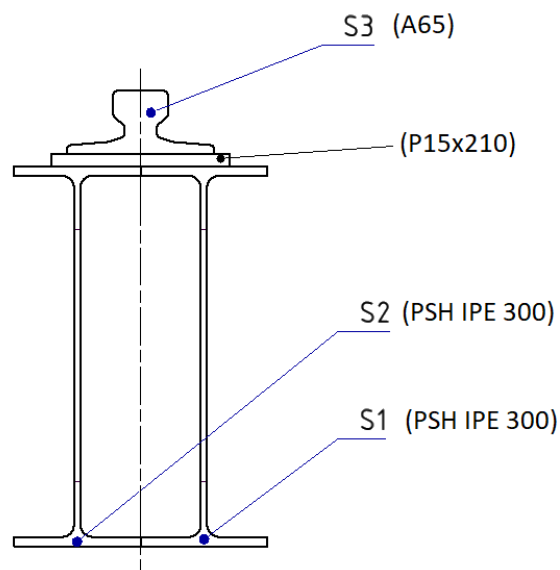


Obrázek 18: Nosný díl s podstavcem

## 2.2.2 Výpočet kvadratického momentu průřezu

Prolamované nosníky PSH IPE nemají konstantní průřez, takže je potřebné dopočítat průřezové charakteristiky PSH IPE profilů pro dva případy. U prvního případu beru v úvahu plný profil, u druhého pak maximální velikost díry v průřezu PSH IPE profilu. Výpočet nejprve provedu spočítáním místa těžiště profilu. Následně přes Steinerovu větu vypočtu výsledný průřezový modul k ose ohybu.

Stejným postupem vypočítám celkový kvadratický moment průřezu nosného dílu. V úvahu beru dva výpočty. První výpočet je s jeřábovou kolejnicí a plným profilem u obou prolamovaných nosníků. Druhý výpočet je brán s jeřábovou kolejnicí a dírou v prolamovaných nosnících. Skutečné charakteristiky budou mezi těmito dvěma hodnotami.



Obrázek 19: Průřez nosného dílu

Pro výpočet plochy průřezů, kvadratických momentů jednotlivých součástí a souřadnice těžiště celého nosného dílu volím souřadnicový systém na ose symetrie (obr.19) na spodní straně celého průřezu. Těžiště je na ose symetrie. Pro oba případy se liší vzdálenost od spodní hrany průřezu.

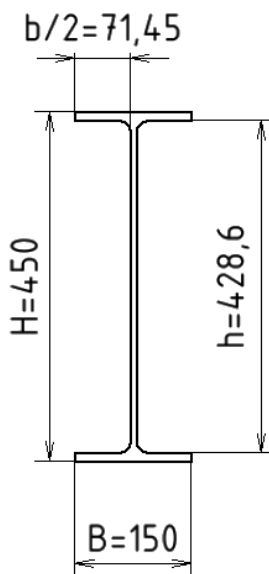
Tabulkové hodnoty jednotlivých částí průřezu udává tabulka (5). A65 je jeřábová kolejnice a P15x210 je pomocný plech, který je vložen mezi PSH IPE profily a jeřábovou

kolejnici. Pomocný plech zvyšuje vzdálenost kolejnice od těžiště, ve výpočtech ho neuvažují. V tabulce chybí hodnoty pro PSH IPE 300, protože katalogová hodnota je pravděpodobně střední hodnota plného profilu a profilu s dírou. Pro hodnoty kvadratických momentů obou profilů PSH IPE 300 s dírou a bez ní provedu vlastní výpočty.

**Tabulka 5: Vybrané průřezové charakteristiky [2] [8]**

|   | PSH IPE 300 | A65       | P15x210 | PSH IPE 300 s dírou |
|---|-------------|-----------|---------|---------------------|
| Výška h (mm)  | 450         | 75        | 15      | 450                 |
| Plocha S <sub>i</sub> (mm <sup>2</sup> )              | 6253        | 5540      | 3150    | 4123                |
| Kvadratické momenty J <sub>i</sub> (mm <sup>4</sup> ) |             | 3 270 000 | 59 063  |                     |
| Vlastní těžiště y <sub>Ti</sub> (mm)                  | 225         | 495,6     | 457,5   | 225                 |

Nyní provedu výpočet kvadratického momentu PSH IPE 300 pro případ plného profilu a profilu s dírou. Pro výpočet profilu s dírou pouze odečtu kvadratický moment chybějící části od kvadratického momentu plného profilu.



*Obrázek 20: Profil PSH IPE 300*

Výpočet kvadratického momentu plného profilu dle rovnice (1).

$$J_{xpl} = \frac{BH^3 - bh^3}{12} = \frac{150 \cdot 450^3 - 142,9 \cdot 428,6^3}{12} = 201\,484\,339 \text{ mm}^4 \quad (1)$$

Výpočet kvadratického momentu chybějícího profilu. Výška díry je  $H_D=300$  mm, tloušťka stojiny je  $t_s=7,1$  mm.

$$J_{xch} = \frac{H_D^3 t_s}{12} = \frac{300^3 \cdot 7,1}{12} = 15\,975\,000 \text{ mm}^4 \quad (2)$$

Po odečtení od plného profilu dostanu minimální kvadratický moment PSH IPE 300.

$$J_{xd} = J_{xpl} - J_{xch} = 201\,484\,339 - 15\,975\,000 = 185\,509\,339 \text{ mm}^4 \quad (3)$$

Výpočet střední hodnoty kvadratického momentu profilu PSH IPE 300.

$$J_{IPE} = \frac{J_{xpl} + J_{xd}}{2} = \frac{201\,484\,339 + 185\,509\,339}{2} = 193\,496\,839 \text{ mm}^4 \quad (4)$$

Střední hodnota odpovídá katalogové hodnotě od výrobce.

Nyní provedu výpočet kvadratického momentu celého nosného dílu pro nejpříznivější a nejméně příznivý stav. Pro každý výpočet bude odlišné těžiště. V rovnici (5) řeším těžiště pro nejpříznivější stav. V rovnici (6) je výpočet nejméně příznivého stavu.

$$y_{Tpl} = \frac{\sum S_i x_i}{\sum S_i} = \frac{S_1 \cdot x_1 + S_2 \cdot x_2 + S_3 \cdot x_3}{S_1 + S_2 + S_3} = \frac{6253 \cdot 225 + 6253 \cdot 225 + 5540 \cdot 495,6}{6253 + 6253 + 5540} = 308,1 \text{ mm} \quad (5)$$

$$y_{Td} = \frac{\sum S_i x_i}{\sum S_i} = \frac{S_1^o \cdot x_1 + S_2^o \cdot x_2 + S_3 \cdot x_3}{S_1^o + S_2^o + S_3} = \frac{4123 \cdot 225 + 4123 \cdot 225 + 5540 \cdot 495,6}{4123 + 4123 + 5540} = 333,7 \text{ mm} \quad (6)$$

Přes Steinerovu větu dopočítám celkový kvadratický moment nosného dílu pro oba zmíněné případy. Před použitím Steinerovy věty je přepočítána vzdálenost jednotlivých těžišť od celkového těžiště nosného dílu. V rovnicích (7,8) je výpočet vzdálenosti těžiště PSH IPE profilů od celkového těžiště. Obdobně v rovnici (9) je počítána vzdálenost těžiště pro jeřábovou kolejnici.

$$a_{1pl} = y_{Tpl} - y_{T1} = 308,1 - 225 = 83,1 \text{ mm} \quad (7)$$

$$a_{2pl} = y_{Tpl} - y_{T2} = 308,1 - 225 = 83,1 \text{ mm} \quad (8)$$

$$a_{3pl} = y_{T3} - y_{Tpl} = 495,6 - 308,1 = 187,5 \text{ mm} \quad (9)$$

Totéž provedu pro druhé těžiště.

$$a_{1d} = y_{Td} - y_{T1} = 333,7 - 225 = 108,7 \text{ mm} \quad (10)$$

$$a_{2d} = y_{Td} - y_{T2} = 333,7 - 225 = 108,7 \text{ mm} \quad (11)$$

$$a_{3d} = y_{T3} - y_{Td} = 495,6 - 333,7 = 161,9 \text{ mm} \quad (12)$$

Výpočet celkového kvadratického momentu nosného dílu pro případ plného profilu provedu dle rovnice (13) Druhý případ, kde jsou díry v PSH IPE profilech, řeším dle rovnice (15).

$$J_{pl} = J_{xpl} + S_{1pl} \cdot a_{1pl}^2 + J_{xpl} + S_{2pl} \cdot a_{2pl}^2 + J_3 + S_3 \cdot a_{3pl}^2 \quad (13)$$

$$J_{pl} = 201\,484\,339 + 6253 \cdot 83,1^2 + 201\,484\,339 + 6253 \cdot 83,1^2 + 3\,270\,000 + 5540 \cdot 165,3^2 = 643\,975\,695,3 \text{ mm}^4 \quad (14)$$

$$J_d = J_{xd} + S_{1d} \cdot a_{1d}^2 + J_{xd} + S_{2d} \cdot a_{2d}^2 + J_3 + S_3 \cdot a_{3d}^2 \quad (15)$$

$$J_d = 185\,509\,339 + 4123 \cdot 108,7^2 + 185\,509\,339 + 4123 \cdot 108,7^2 + 3\,270\,000 + 5540 \cdot 161,9^2 = 616\,933\,177,1 \text{ mm}^4 \quad (16)$$

Pro úplnost vypočítám střední hodnotu celkového kvadratického momentu nosného dílu z vypočítaných hodnot pro plný profil a profil s dírou.

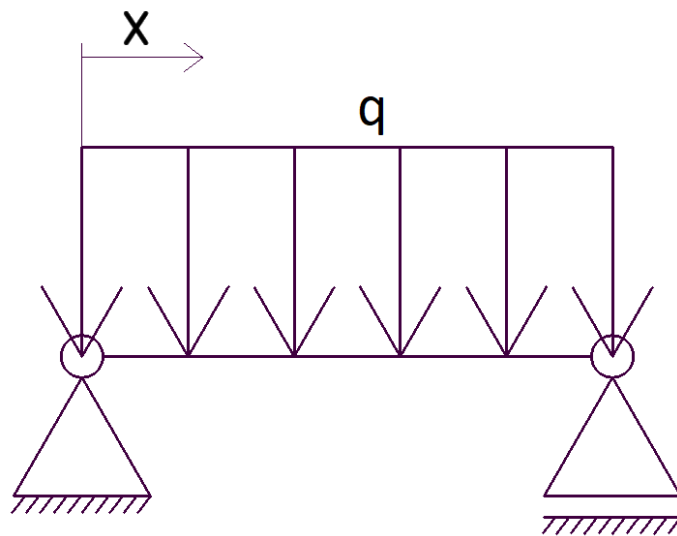
$$J_{stř} = \frac{J_{pl} + J_d}{2} = \frac{643\,975\,695,3 + 616\,933\,177,1}{2} = 630\,454\,436,2 \text{ mm}^4 \quad (17)$$

Stejně jako výrobce PSH IPE profilu, můžu považovat střední hodnotu za nejvíce odpovídající, pokud by celý průřez byl ideálně spojen. Jelikož jsou jednotlivé díly svařeny a mohou vzniknout nedokonalosti, budu v následujících výpočtech brát v úvahu nejnižší hodnotu kvadratického momentu, tj.  $J = J_d$ .

Pro kompletní průřezové charakteristiky je doložitelný modul průřezu v ohybu dle rovnice (18), kde  $e$  je maximální vzdálenost místa průřezu od těžiště průřezu, což je spodní hrana.

$$W_o = \frac{J}{e} = \frac{616\,933\,177}{333,7} = 1\,848\,765,9 \text{ mm}^3 \quad (18)$$

### 2.2.3 Diferenciální rovnice pro zatížení vlastní tíhou



Obrázek 21: Nahrazení vlastní tíhy spojitým zatížením

Vlastní hmotnost (rce. 19) je nahrazena spojitým zatížením dle rovnice (20). Řešení jednoho nosného dílu je provedeno podle modelu staticky určitého nosníku na dvou podporách, kde majoritní namáhání je ohyb nosníku. Výchozí hodnoty napětí, průhybu i natočení dále superponují s řešením zatížení od kol. Vlastní hmotnost nosného dílu daná CAD modelem je 738 kg. Pro kontrolu provedu přibližný výpočet hmotnosti z tabulkových hodnot výrobců prolamovaných nosníků [8] a jeřábových kolejnic [2], kde  $k_m$  je bezpečnostní přídavek hmotnosti pro svary a přídavné plechy. Hmotnost profilu PSH IPE 300 je 42,2 kg/m, hmotnost jeřábové kolejnice A65 je 43,1 kg/m. Délka nosného dílu je 5160 mm a je dána umístěním otvorů, které se po úpravě využijí v konstrukci jako dosedací plocha na podstavec.

$$m_{IPE} = 42,2 \text{ kg/m}$$

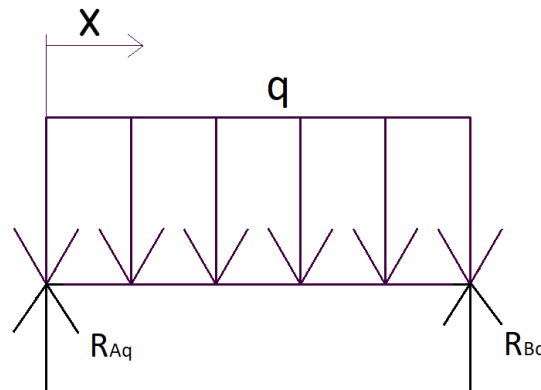
$$m_{A65} = 43,1 \text{ kg/m}$$

$$m_{ND} = k_m \cdot (2 \cdot m_{IPE} + m_{A65}) \cdot l = 1,15 \cdot (2 \cdot 42,2 + 43,1) \cdot 5,160 = 757 \text{ kg} \quad (19)$$

$$q = \frac{m_{ND} \cdot g}{l} = \frac{757 \cdot 9,81}{5160} = 1,44 \text{ N/mm} \quad (20)$$

Výpočet posouvající síly  $T(x)$  dle rovnice (21).

$$T(x) = \frac{q \cdot l}{2} - q \cdot x \quad (21)$$



Obrázek 22: Uvolnění

Po dosazení  $x=0$  a  $x=l$  spočítám reakce na podporách (rce. 22)

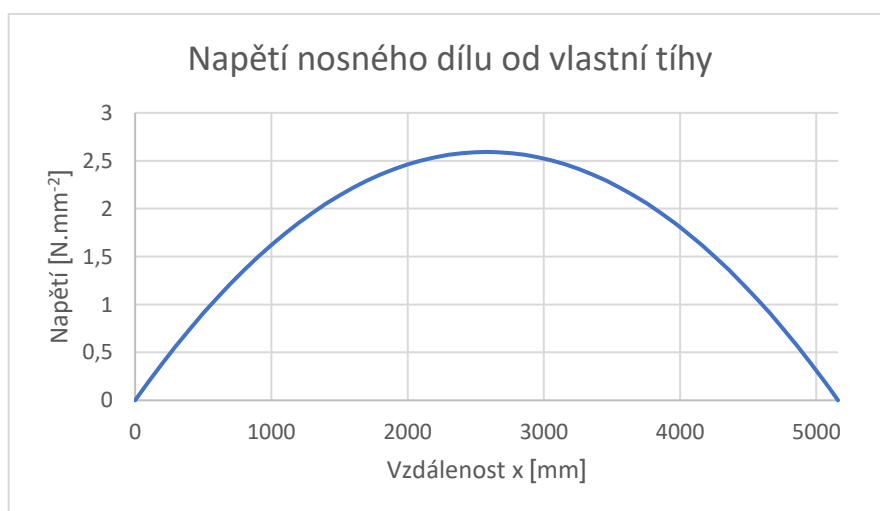
$$R_{Aq} = R_{Bq} = \frac{q \cdot l}{2} = \frac{1,44 \cdot 5160}{2} = 3712 \text{ N} \quad (22)$$

Dále provedu výpočet ohybového momentu (rce. 23)

$$M_o(x) = R_{Aq} \cdot x - q \cdot x \cdot \frac{x}{2} = \frac{q \cdot l}{2} \cdot x - q \cdot x \cdot \frac{x}{2} = \frac{q}{2} (l \cdot x - x^2) \quad (23)$$

Pro výpočet napětí od vlastní tíhy použiji rovnici (24)

$$\sigma_o(x) = \frac{M_o(x)}{W_o(x)} \quad (24)$$



Obrázek 23: Napětí od vlastní tíhy

Pro výpočet průběhu natočení a průhybu je nutno integrovat diferenciální rovnici průhybové čáry (rce.25). Po první integraci dostanu rovnici natočení nosníku (rce. 26) a po druhé integraci rovnici průhybu (rce. 27). Po následném dosazení okrajových podmínek určím integrační konstanty a dostanu úplné řešení obou rovnic.

$$v'' = -\frac{M_0(x)}{EJ} = -\frac{q}{2}(l \cdot x - x^2) \quad (25)$$

$$\varphi(x) = v' = -\frac{q}{2}\left(l \cdot \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{3} + c\right) \quad (26)$$

$$v(x) = -\frac{q}{2}\left(\frac{l \cdot x^3}{6} - \frac{x^4}{12} + c \cdot x + d\right) \quad (27)$$

Okrajové podmínky jsou  $v(0)=0$  a  $v(l)=0$ . Dvě rovnice pro dvě neznámé znamená, že lze danou soustavu rovnic řešit. Dosazením do rovnic a náhradou proměnné  $x$  zjistím integrační konstanty. Pro kontrolu můžu přidat, že natočení v polovině nosníku je  $\varphi(l/2)=0$ . Nosník je symetricky zatížen, proto je natočení uprostřed nulové.

$$v(0) = -\frac{q}{2}\left(\frac{l \cdot x^3}{6} - \frac{x^4}{12} + c \cdot x + d\right) = 0 = -\frac{q}{2}\left(\frac{l \cdot 0^3}{6} - \frac{0^4}{12} + c \cdot 0 + d\right) \rightarrow d = 0 \quad (28)$$

$$v(l) = -\frac{q}{2}\left(\frac{l \cdot x^3}{6} - \frac{x^4}{12} + c \cdot x + d\right) = 0 = -\frac{q}{2}\left(\frac{l^3}{6} - \frac{l^4}{12} + c \cdot l + d\right) \rightarrow c = -\frac{\left(\frac{l^4}{6} - \frac{l^4}{12}\right)}{l} = -\frac{l^3}{12} \quad (29)$$

Kontrola pro natočení  $\varphi(l/2)=0$  je provedena v rovnici (30)

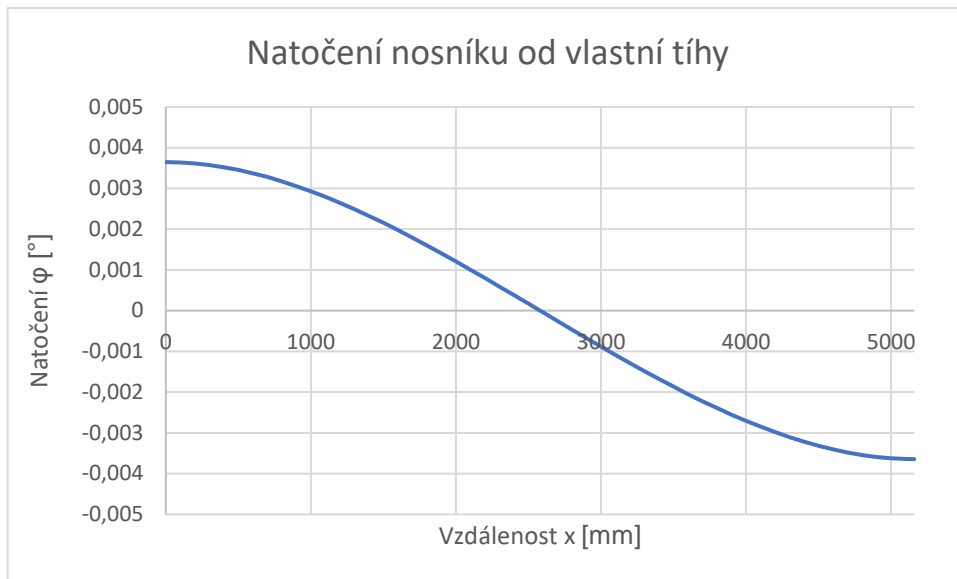
$$\varphi(l/2) = -\frac{q}{2}\left(l \cdot \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{3} + c\right) = -\frac{q}{2}\left(l \cdot \frac{l^2}{2} - \frac{l^3}{3} - \frac{l^3}{12}\right) = -\frac{q}{2}\left(\frac{3-1-2}{24}\right) \cdot l^3 = 0 \quad (30)$$

Výsledné rovnice průběhu natočení a průhybu nosného dílu od vlastní tíhy jsou tedy následující.

$$\varphi(x) = v' = -\frac{q}{2}\left(l \cdot \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{3} - \frac{l^3}{12}\right) \quad (31)$$

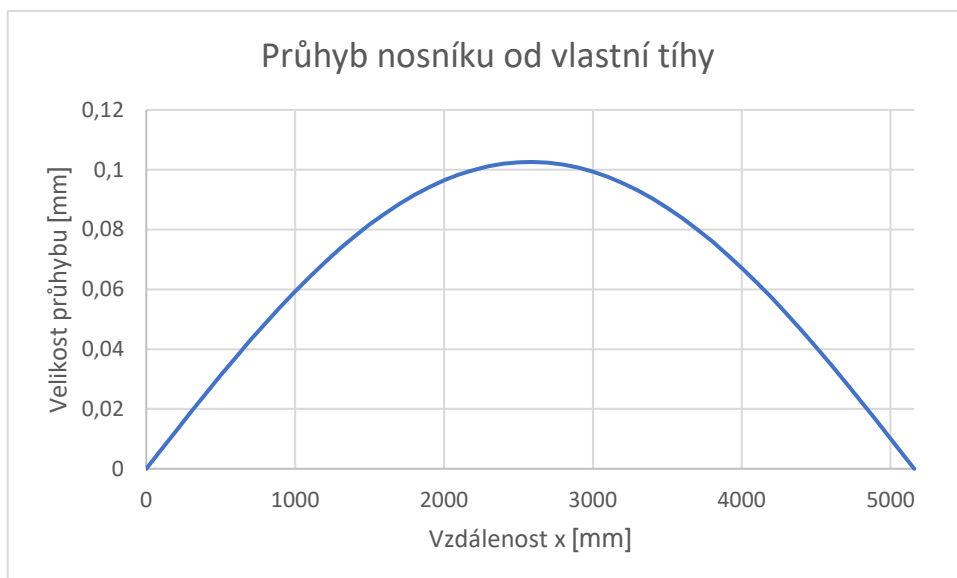
$$v(x) = -\frac{q}{2}\left(\frac{l \cdot x^3}{6} - \frac{x^4}{12} - \frac{l^3}{12}x\right) \quad (32)$$





*Obrázek 24: Průběh velikosti natočení*

Natočení je největší u podpor. Uprostřed nosníku je nulové. Výsledky přičtu k výsledkům od zatížení portálovým jeřábem.

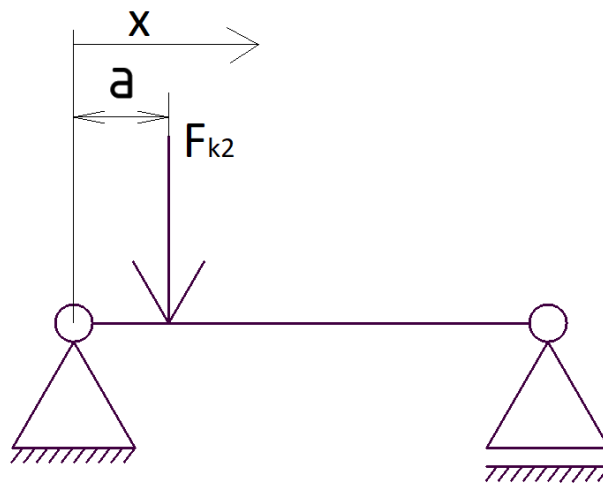


*Obrázek 25: Průhyb nosníku od vlastní tíhy*

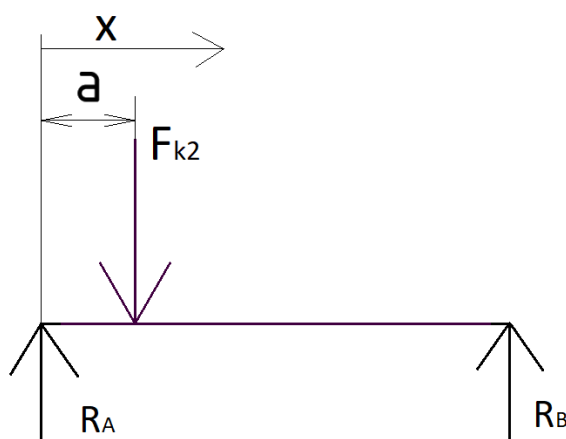
Průhyb nosníku od vlastní hmotnosti je největší uprostřed. Z grafu (obr. 25) lze pak odečítat hodnoty průhybu, které budou superponovat se zatížením pohybujícího se portálového jeřábu.

## 2.2.4 Diferenciální rovnice od zatížení portálovým jeřábem

Zatížení od portálového jeřábu lze rozdělit na dva stavy. První stav nastává, když po nosném dílu jede pouze jedno kolo. Druhý stav nastává po ujetí 4000 mm s prvním kolem, kdy se k prvnímu kolu ( $F_{k2}$ ) přidá kolo druhé ( $F_{k1}$ ). Účinek prvního kola na nosný díl odezní po dalším 1160 mm, kdy první kolo ( $F_{k2}$ ) přejede přes celý nosný díl, který je dlouhý 5160 mm. Poté dalších 4000 mm trvá účinek druhého kola ( $F_{k1}$ ), podobně jako u stavu jedna. Z toho plyne, že po vzdálenost 9160 mm ujetou portálovým jeřábem je nosný díl zatížený. Tuto vzdálenost značím  $a$  a beru ji jako proměnnou. V grafech je použito rozmezí -4000 mm až 0 mm pro první stav. Následně 0 mm až 5160 mm pro zbytek zátěžných stavů. Zatěžovací síla je dána maximální hmotností působící na jedno kolo, což jsou 3,5 tuny.



Obrázek 26: Zatížení od jednoho kola



Obrázek 27: Uvolnění nosníku

Výpočet reakce pravé podpory  $R_B$  provedu z momentové věty k bodu otáčení kolem levé podpory. Poté z rovnosti sil dopočítám druhou reakci  $R_A$ .

$$F_{k2} \cdot a - R_B \cdot l = 0 \quad (33)$$

Po úpravě dostanu vyjádření síly pravé podpory

$$R_B = \frac{F_{k2} \cdot a}{l} \quad (34)$$

Rovnice rovnosti sil působících proti sobě

$$F_{k2} - R_B - R_A = 0 \quad (35)$$

Vyjádření rovnice pro levou podporu

$$R_A = F_{k2} - R_B = F_{k2} - \frac{F_{k2} \cdot a}{l} = \frac{F_{k2} \cdot (l-a)}{l} \quad (36)$$

Nyní si rozdělím nosník na dvě pole, pro která vyjádřím rovnice pro moment a poté diferenciální rovnice pro úplné řešení.

Řešení pro levé pole ( $x=0$  až  $a$ ) pro moment dle rovnice (37)

$$M_o = R_A \cdot x \quad (37)$$

Dále upravuji úplnou diferenciální rovnici

$$v'' = -\frac{M_o(x)}{EJ} = -\frac{R_A \cdot x}{EJ} \quad (38)$$

$$\varphi(x) = v' = -\frac{R_A \cdot \frac{x^2}{2} + c_1}{EJ} \quad (39)$$

$$v(x) = -\frac{R_A \cdot \frac{x^3}{6} + c_1 x + d_1}{EJ} \quad (40)$$

Nyní obdobně pro pravou stranu ( $x=a$  až  $l$ )

$$v'' = -\frac{M_o(x)}{EJ} = -\frac{R_A \cdot x - F_{k2}(x-a)}{EJ} \quad (41)$$

$$\varphi(x) = v' = -\frac{R_A \cdot \frac{x^2}{2} - F_{k2}(\frac{x^2}{2} - ax) + c_2}{EJ} \quad (42)$$

$$v(x) = -\frac{R_A \cdot \frac{x^3}{6} - F_{k2}(\frac{x^3}{6} - a\frac{x^2}{2}) + c_2 x + d_2}{EJ} \quad (43)$$

Po dosazení okrajových podmínek dostanu rovnice ve finálním tvaru. Okrajové podmínky pro průhyb jsou  $v(0)=0$  pro levé pole,  $v(l)=0$  pro pravé pole a pro obě pole  $v(a)=v(a)$  a pro natočení obou polí  $\varphi(a)=\varphi(a)$ .

$$v(0) = 0 = -\frac{R_A \frac{x^3}{6} + c_1 x + d_1}{EJ} = -\frac{R_A \frac{0^3}{6} + c_1 \cdot 0 + d_1}{EJ} \rightarrow d_1 = 0 \quad (44)$$

$$\varphi(a) = -\frac{R_A \frac{a^2}{2} + c_1}{EJ} = -\frac{R_A \frac{a^2}{2} - F_{k2} \left( \frac{a^2}{2} - aa \right) + c_2}{EJ} \quad (45)$$

Vyjádřím si  $c_1$  v závislosti na  $c_2$  a poloze  $a$

$$c_1 = -R_A \frac{a^2}{2} + R_A \frac{a^2}{2} - F_{k2} \left( \frac{a^2}{2} - aa \right) + c_2 = F_{k2} \frac{a^2}{2} + c_2 \quad (46)$$

Rovnice další okrajové podmínky

$$v(l) = 0 = -\frac{R_A \frac{l^3}{6} - F_{k2} \left( \frac{l^3}{6} - a \frac{l^2}{2} \right) + c_2 l + d_2}{EJ} \quad (47)$$

Z rovnice (47) vyjádřím  $d_2$

$$d_2 = -R_A \frac{l^3}{6} + F_{k2} \left( \frac{l^3}{6} - a \frac{l^2}{2} \right) + c_2 l = -\left( \frac{F_{k2} a l^2}{3} + c_2 l \right) \quad (48)$$

Nyní z rovnosti průhybů v místě  $a$  odvodím  $c_2$

$$v(a) = -\frac{R_A \frac{a^3}{6} + c_1 a + d_1}{EJ} = -\frac{R_A \frac{a^3}{6} - F_{k2} \left( \frac{a^3}{6} - a \frac{a^2}{2} \right) + c_2 a + d_2}{EJ} \quad (49)$$

Po dosazení ostatních integračních konstant vyjádřím  $c_2$

$$-\frac{R_A \frac{a^3}{6} + (F_{k2} \frac{a^2}{2} + c_2) a + 0}{EJ} = -\frac{R_A \frac{a^3}{6} - F_{k2} \left( \frac{a^3}{6} - a \frac{a^2}{2} \right) + c_2 a - \left( \frac{F_{k2} a l^2}{3} + c_2 l \right)}{EJ} \quad (50)$$

$$c_2 l = -F_{k2} \frac{a^3}{2} + F_{k2} \frac{a^3}{3} - F_{k2} \frac{a l^2}{3} = F_{k2} \frac{-3a^3 + 2a^3}{6} - F_{k2} \frac{a l^2}{3} = -F_{k2} \frac{a^3 + 2a l^2}{6} \quad (51)$$

$$c_2 = -F_{k2} \frac{a^3 + 2a l^2}{6l} \quad (52)$$

Dosadím do rovnic ostatních konstant

$$c_1 = F_{k2} \frac{a^2}{2} + c_2 = F_{k2} \frac{a^2}{2} - F_{k2} \frac{a^3+2al^2}{6l} \quad (53)$$

$$d_2 = -\left(\frac{F_{k2}al^2}{3} - F_{k2} \frac{a^3+2al^2}{6l} l\right) = F_{k2} \frac{a^3}{6} \quad (54)$$

Rovnice s dosaženými integračními konstantami pro levé pole

$$\varphi(x) = -\frac{R_A \frac{x^2}{2} + F_{k2} \frac{a^2}{2} - F_{k2} \frac{a^3+2al^2}{6l}}{EJ} \quad (55)$$

$$v(x) = -\frac{R_A \frac{x^3}{6} + \left(F_{k2} \frac{a^2}{2} - F_{k2} \frac{a^3+2al^2}{6l}\right)x}{EJ} \quad (56)$$

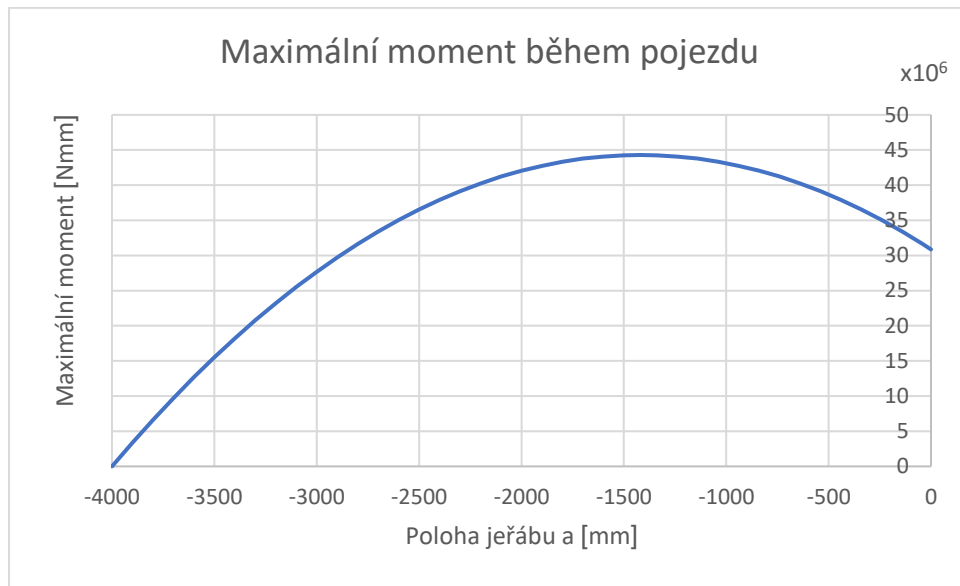
Rovnice s dosaženými integračními konstantami pro pravé pole

$$\varphi(x) = -\frac{R_A \frac{x^2}{2} - F_{k2} \left(\frac{x^2}{2} - ax\right) - F_{k2} \frac{a^3+2al^2}{6l}}{EJ} \quad (57)$$

$$v(x) = -\frac{R_A \frac{x^3}{6} - F_{k2} \left(\frac{x^3}{6} - a\frac{x^2}{2}\right) + \left(-F_{k2} \frac{a^3+2al^2}{6l}\right)x + F_{k2} \frac{a^3}{6}}{EJ} \quad (58)$$

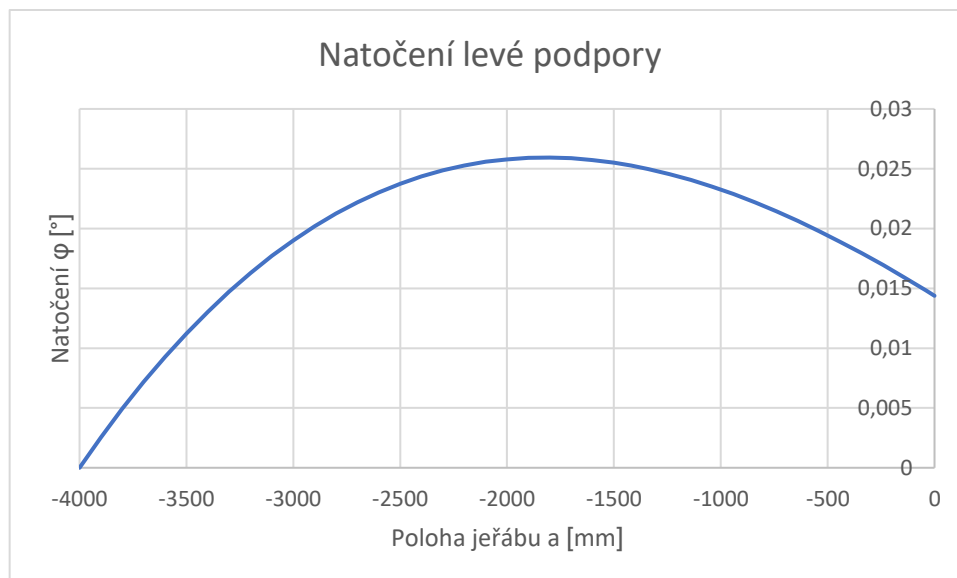
Nyní jsou známy rovnice, kde vzdálenost  $a$  volím pro danou polohu portálového jeřábu a proměnná  $x$  určuje průběh daných funkcí pro zvolenou polohu  $a$ . Ze všech průběhů jsou důležité hodnoty maximálního momentu, průhybu pod kolem a maximálních natočení na obou podporách. Pro tento případ beru polohu jeřábu jako  $a=0$  až  $a=4000$ . Vzhledem k celkovému řešení použiji v grafech  $a=-4000$  až  $a=0$ , tedy posun o  $-4000$  mm vůči skutečné hodnotě, což odpovídá rozvoru kol.

Na obr. (28) jsou vidět maximální momenty během pohybu portálového jeřábu po nosném dílu.

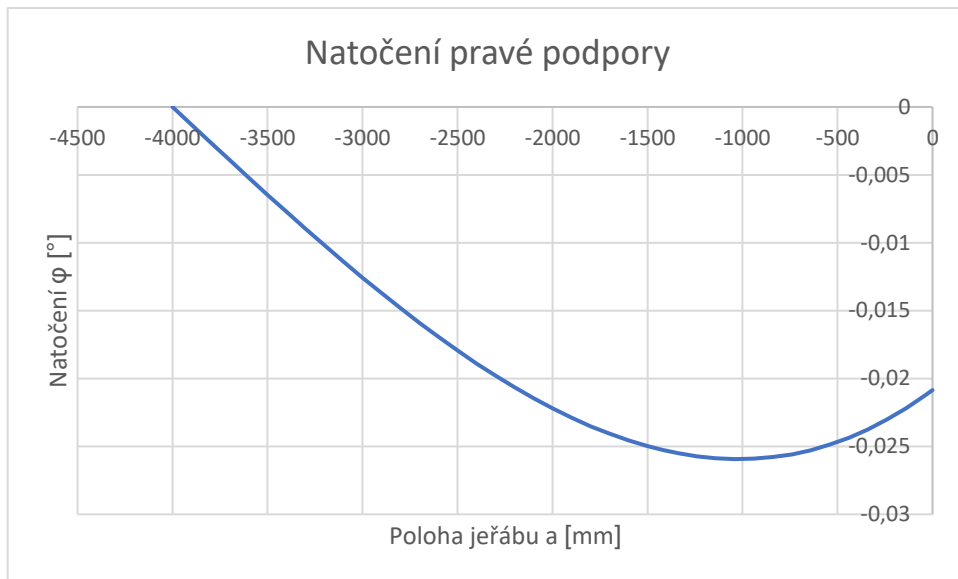


Obrázek 28: Průběh maximálních momentů při pojezdu jedním kolem

Na následujících dvou grafech jsou znázorněna natočení podpory.

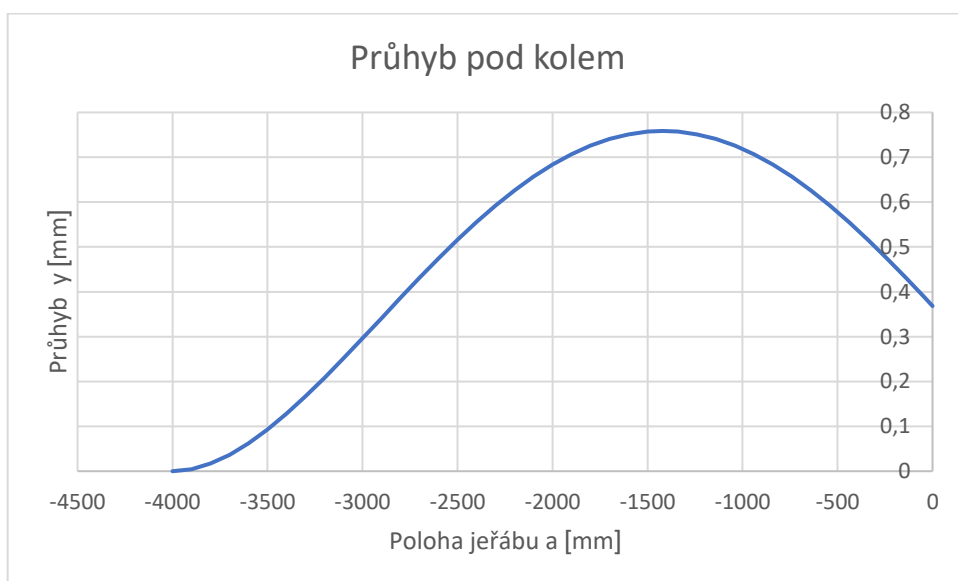


Obrázek 29: Natočení levé podpory



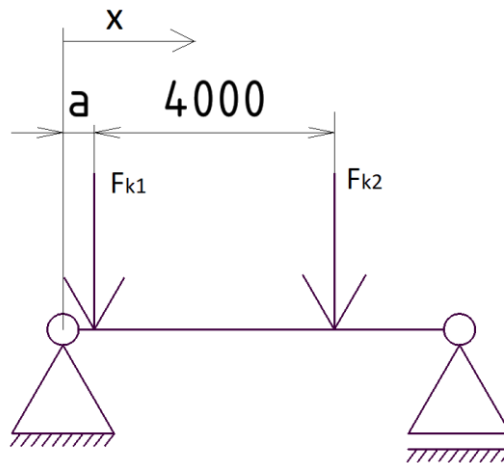
Obrázek 30: *Natočení pravé podpory*

Dále je zobrazen průhyb pod kolem během pojezdu (obr. 31). Průhyb pod kolem je zároveň maximální průhyb na nosníku v případě s jedním kolem.

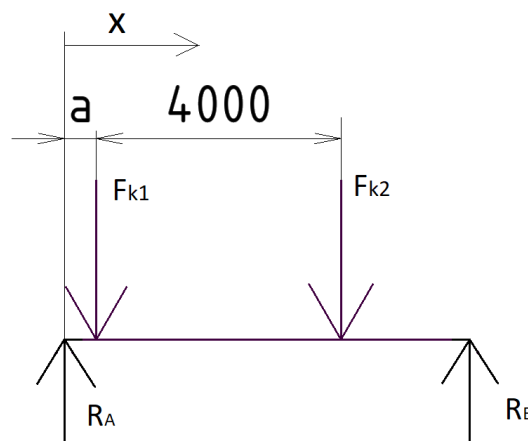


Obrázek 31: *Průhyb pod kolem*

Dále řeším zatížení nosného dílu pro další pohyb portálového jeřábu. Nyní se zatížení změní z jedné na dvě síly. Každé kolo může být maximálně zatíženo hmotností 3,5 tuny. Pro maximální zatížení provádím kontrolní výpočty.



Obrázek 32: Zatížení od dvou kol



Obrázek 33: Uvolnění při zatížení od dvou kol

Postup řešení je podobný předchozímu. Nejdříve rozdělím řešení na tři pole, poté stanovím rovnice průběhu momentu a řeším úplné diferenciální rovnice. První pole je pro  $x=0$  až  $a$ . Druhé pole je  $x=a$  až  $s$ , kde  $s=a+4000$  mm. Třetí je pro  $x=s$  až  $l$ . Výpočet reakce pravé podpory  $R_B$  provedu z momentové věty k bodu otáčení kolem levé podpory. Poté z rovnosti sil dopočítám druhou reakci  $R_A$ . Pro zjednodušení výpočtů platí:  $F = F_{k1} = F_{k2}$ .

$$R_B \cdot l - F(a + 4000) - Fa = 0 \quad (59)$$

Po úpravě dostanu vyjádření síly pravé podpory

$$R_B = \frac{F(2a+4000)}{l} \quad (60)$$

Rovnice rovnosti sil působících proti sobě



$$2F - R_B - R_A = 0 \quad (61)$$

Vyjádření rovnice pro levou podporu

$$R_A = 2F - R_B = 2F - \frac{F(2a+4000)}{l} = \frac{F \cdot (2l-a-2a-4000)}{l} \quad (62)$$

Řešení pro levé pole ( $x=0$  až  $a$ ) pro moment dle rovnice (63)

$$M_o = R_A \cdot x \quad (63)$$

Dále upravuji úplnou diferenciální rovnici

$$v'' = -\frac{M_o(x)}{EJ} = -\frac{R_A \cdot x}{EJ} \quad (64)$$

$$\varphi(x) = v' = -\frac{R_A \cdot \frac{x^2}{2} + c_1}{EJ} \quad (65)$$

$$v(x) = -\frac{R_A \cdot \frac{x^3}{6} + c_1 x + d_1}{EJ} \quad (66)$$

Nyní obdobně pro prostřední pole ( $x=a$  až  $s$ )

$$M_o(x) = R_A \cdot x - F(x - a) \quad (67)$$

$$v'' = -\frac{M_o(x)}{EJ} = -\frac{R_A \cdot x - F(x - a)}{EJ} \quad (68)$$

$$\varphi(x) = v' = -\frac{R_A \cdot \frac{x^2}{2} - F(\frac{x^2}{2} - ax) + c_2}{EJ} \quad (69)$$

$$v(x) = -\frac{R_A \cdot \frac{x^3}{6} - F(\frac{x^3}{6} - a\frac{x^2}{2}) + c_2 x + d_2}{EJ} \quad (70)$$

Obdobně pro třetí pole ( $x=s$  až  $l$ )

$$v'' = -\frac{M_o(x)}{EJ} = -\frac{R_A \cdot x - F(2x - 2a - 4000)}{EJ} \quad (71)$$

$$\varphi(x) = v' = -\frac{R_A \cdot \frac{x^2}{2} - F(\frac{2x^2}{2} - 2ax - 4000x) + c_3}{EJ} \quad (72)$$

$$v(x) = -\frac{R_A \cdot \frac{x^3}{6} - F(\frac{x^3}{3} - ax^2 - 4000\frac{x^2}{2}) + c_3 x + d_3}{EJ} \quad (73)$$

Po dosazení okrajových podmínek dostanu vyjádření pro jednotlivé integrační konstanty. Okrajové podmínky pro průhyb jsou  $v(0)=0$  pro levé pole a  $v(l)=0$  pro pravé pole. Další podmínky jsou ve společném bodě sousedních polí  $v(a)=v(a)$  a  $v(s)=v(s)$  a pro natočení obou polí  $\varphi(a)=\varphi(a)$  a  $\varphi(s)=\varphi(s)$ .

$$v(0) = 0 = -\frac{R_A \frac{x^3}{6} + c_1 x + d_1}{EJ} = -\frac{R_A \frac{0^3}{6} + c_1 0 + d_1}{EJ} \rightarrow d_1 = 0 \quad (74)$$

Rovnice natočení pro společný bod mezi prvním a druhým polem

$$\varphi(a) = -\frac{R_A \frac{a^2}{2} + c_1}{EJ} = -\frac{R_A \frac{a^2}{2} - F \left( \frac{a^2}{2} - aa \right) + c_2}{EJ} \quad (75)$$

Vyjádřím si  $c_1$  v závislosti na  $c_2$  a poloze  $a$

$$c_1 = -R_A \frac{a^2}{2} + R_A \frac{a^2}{2} - F \left( \frac{a^2}{2} - aa \right) + c_2 = F \frac{a^2}{2} + c_2 \quad (76)$$

Rovnice průhybů pro společný bod mezi prvním a druhým polem

$$v(a) = -\frac{R_A \frac{a^3}{6} + c_1 a + d_1}{EJ} = -\frac{R_A \frac{a^3}{6} - F \left( \frac{a^3}{6} - a \frac{a^2}{2} \right) + c_2 a + d_2}{EJ} \quad (77)$$

$$R_A \frac{a^3}{6} + c_1 a = R_A \frac{a^3}{6} - F \left( \frac{a^3}{6} - a \frac{a^2}{2} \right) + c_2 a + d_2 \quad (78)$$

Dosadím za  $c_1$  a vyjádřím  $d_2$

$$R_A \frac{a^3}{6} + F \frac{a^3}{2} + c_2 a = R_A \frac{a^3}{6} - F \left( \frac{a^3}{6} - a \frac{a^2}{2} \right) + c_2 a + d_2 \quad (79)$$

$$d_2 = F \frac{a^3}{2} + F \left( \frac{a^3}{6} - a \frac{a^2}{2} \right) = F \frac{a^3}{6} \quad (80)$$

Rovnice natočení pro společný bod mezi druhým a třetím polem

$$\varphi(s) = -\frac{R_A \frac{s^2}{2} - F \left( \frac{s^2}{2} - as \right) + c_2}{EJ} = -\frac{R_A \frac{s^2}{2} - F \left( \frac{2s^2}{2} - 2as - 4000s \right) + c_3}{EJ} \quad (81)$$

Vyjádřím si  $c_2$  v závislosti na  $c_3$  a poloze  $s$

$$c_2 = -R_A \frac{s^2}{2} + R_A \frac{s^2}{2} + F \left( \frac{s^2}{2} - as \right) - F \left( \frac{2s^2}{2} - 2as - 4000s \right) + c_3 \quad (82)$$

$$c_2 = c_3 - F\left(\frac{s^2}{2} - as - 4000s\right) \quad (83)$$

Rovnice průhybů pro společný bod mezi druhým a třetím polem

$$v(s) = -\frac{R_A \frac{s^3}{6} - F\left(\frac{s^3}{6} - a\frac{s^2}{2}\right) + c_2 s + d_2}{EJ} = -\frac{R_A \frac{s^3}{6} - F\left(\frac{s^3}{3} - as^2 - 4000\frac{s^2}{2}\right) + c_3 s + d_3}{EJ} \quad (84)$$

Dosadím za konstanty  $c_2$ ,  $d_2$  a vyjádřím  $d_3$  v závislosti na  $c_3$  a poloze jeřábu

$$-\frac{R_A \frac{s^3}{6} - F\left(\frac{s^3}{6} - a\frac{s^2}{2}\right) + \left(c_3 - F\left(\frac{s^2}{2} - as - 4000s\right)\right)s + F\frac{a^3}{6}}{EJ} = -\frac{R_A \frac{s^3}{6} - F\left(\frac{s^3}{3} - as^2 - 4000\frac{s^2}{2}\right) + (c_3)s + d_3}{EJ} \quad (85)$$

$$d_3 = F\left(\frac{2s^3 - s^3 - 3s^3}{6} + \frac{-2as^2 + as^2 + 2as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2\right) \quad (86)$$

$$d_3 = F\left(\frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2\right) \quad (87)$$

Poslední konstantu  $c_3$  získám z podmínky  $v(l)=0$

$$v(l) = -\frac{R_A \frac{l^3}{6} - F\left(\frac{l^3}{3} - al^2 - 4000\frac{l^2}{2}\right) + c_3 l + F\left(\frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2\right)}{EJ} \quad (88)$$

$$-c_3 l = R_A \frac{l^3}{6} - F\left(\frac{l^3}{3} - al^2 - 4000\frac{l^2}{2}\right) + F\left(\frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2\right) \quad (89)$$

$$c_3 = \frac{-F\left(\frac{2}{3}al^2 + 4000\frac{l^2}{3}\right) - F\left(\frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2\right)}{l} \quad (90)$$

Výsledné konstanty jsou následující

$$c_1 = F\frac{a^2}{2} + \frac{-F\left(\frac{2}{3}al^2 + 4000\frac{l^2}{3}\right) - F\left(\frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2\right)}{l} - F\left(\frac{s^2}{2} - as - 4000s\right) \quad (91)$$

$$c_2 = \frac{-F\left(\frac{2}{3}al^2 + 4000\frac{l^2}{3}\right) - F\left(\frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2\right)}{l} - F\left(\frac{s^2}{2} - as - 4000s\right) \quad (92)$$

$$c_3 = \frac{-F\left(\frac{2}{3}al^2 + 4000\frac{l^2}{3}\right) - F\left(\frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2\right)}{l} \quad (93)$$

$$d_1 = 0 \quad (94)$$

$$d_2 = F\frac{a^3}{6} \quad (95)$$

$$d_3 = F \left( \frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2 \right) \quad (96)$$

Nyní dosadím konstanty do původních rovnic a mám úplné řešení pro pohyb jeřábu po nosném dílu, kde  $x$  je proměnná a určuje průběh na nosném prvku pro danou polohu  $a$ . Poloha  $a$  je volitelné a je dána pohybem jeřábu. Rovnice pro levé pole (97,98).

$$\varphi(x) = - \frac{R_A \frac{x^2}{2} + F \frac{a^2}{2} + \frac{-F \left( \frac{2}{3} al^2 + 4000 \frac{l^2}{3} \right) - F \left( \frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2 \right)}{EJ} - F \left( \frac{s^2}{2} - as - 4000s \right) \quad (97)$$

$$v(x) = - \frac{R_A \frac{x^3}{6} + \left( F \frac{a^2}{2} + \frac{-F \left( \frac{2}{3} al^2 + 4000 \frac{l^2}{3} \right) - F \left( \frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2 \right)}{l} - F \left( \frac{s^2}{2} - as - 4000s \right) \right) x}{EJ} \quad (98)$$

Výsledné rovnice prostřední pole ( $x=a$  až  $s$ )

$$\varphi(x) = - \frac{R_A \frac{x^2}{2} - F \left( \frac{x^2}{2} - ax \right) + \frac{-F \left( \frac{2}{3} al^2 + 4000 \frac{l^2}{3} \right) - F \left( \frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2 \right)}{EJ} - F \left( \frac{s^2}{2} - as - 4000s \right) \quad (99)$$

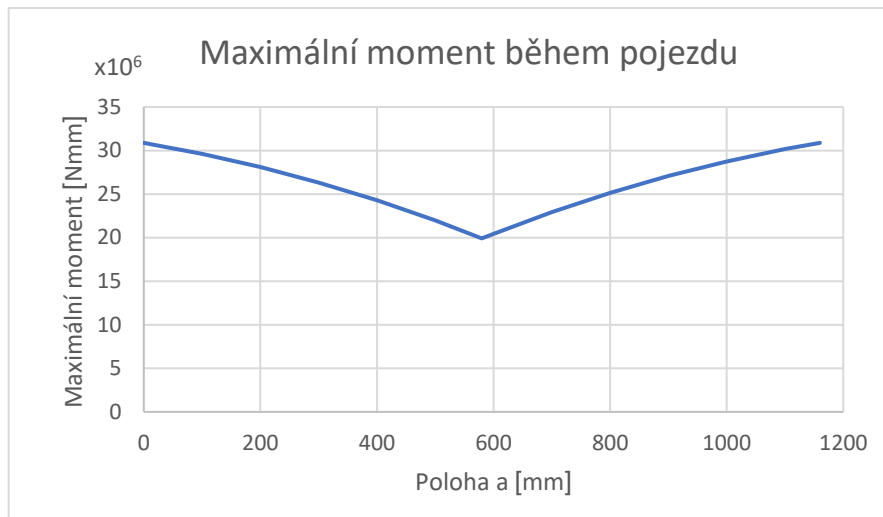
$$v(x) = - \frac{R_A \frac{x^3}{6} - F \left( \frac{x^3}{6} - a \frac{x^2}{2} \right) + \left( \frac{-F \left( \frac{2}{3} al^2 + 4000 \frac{l^2}{3} \right) - F \left( \frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2 \right)}{l} - F \left( \frac{s^2}{2} - as - 4000s \right) \right) x + F \frac{a^3}{6}}{EJ} \quad (100)$$

Výsledné rovnice pro třetí pole ( $x=s$  až  $l$ )

$$\varphi(x) = - \frac{R_A \frac{x^2}{2} - F \left( \frac{2x^2}{2} - 2ax - 4000x \right) + \frac{-F \left( \frac{2}{3} al^2 + 4000 \frac{l^2}{3} \right) - F \left( \frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2 \right)}{EJ} \quad (101)$$

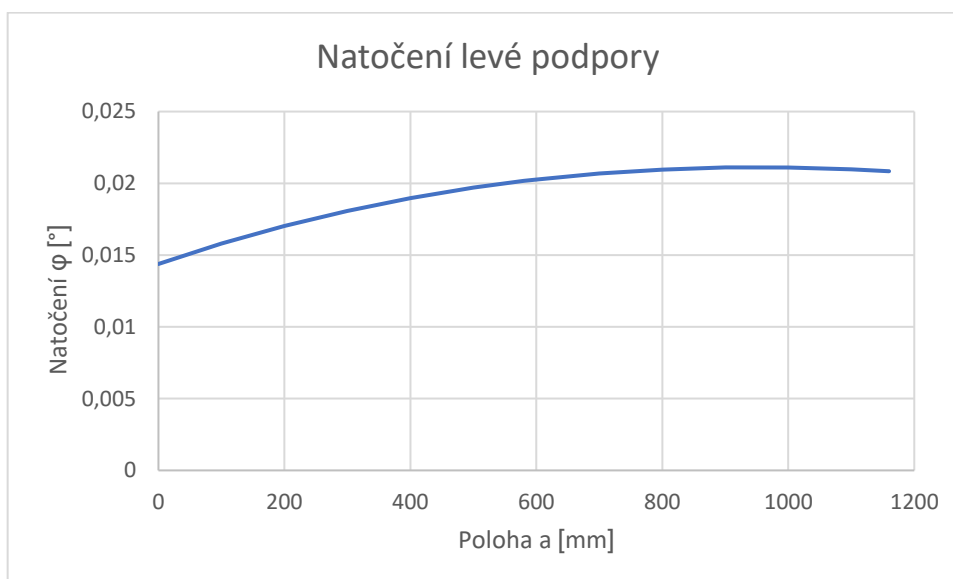
$$v(x) = - \frac{R_A \frac{x^3}{6} - F \left( \frac{x^3}{3} - ax^2 - 4000 \frac{x^2}{2} \right) + \left( \frac{-F \left( \frac{2}{3} al^2 + 4000 \frac{l^2}{3} \right) - F \left( \frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2 \right)}{l} \right) x + F \left( \frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + 2000s^2 \right)}{EJ} \quad (102)$$

Všechny potřebné rovnice jsou známé. Ze všech průběhů a poloh se zaměřím na ty nejdůležitější. Mezi nimi jsou natočení na obou podporách v závislosti na poloze portálového jeřábu. Dále je důležitý průhyb pod koly portálového jeřábu během jeho pohybu. Z hlediska pevnosti je důležitý i maximální ohybový moment (obr. 34), který se vytváří pojezdem po dráze. Poloha  $a$  je od 0 do vzdálenosti 1160 mm, kdy pravé kolo (síla  $F_{k2}$ ) přestane mít účinek na zatížení. Bod  $a=580$  mm je bod symetrie, též stav 3 (kap. 2.1).

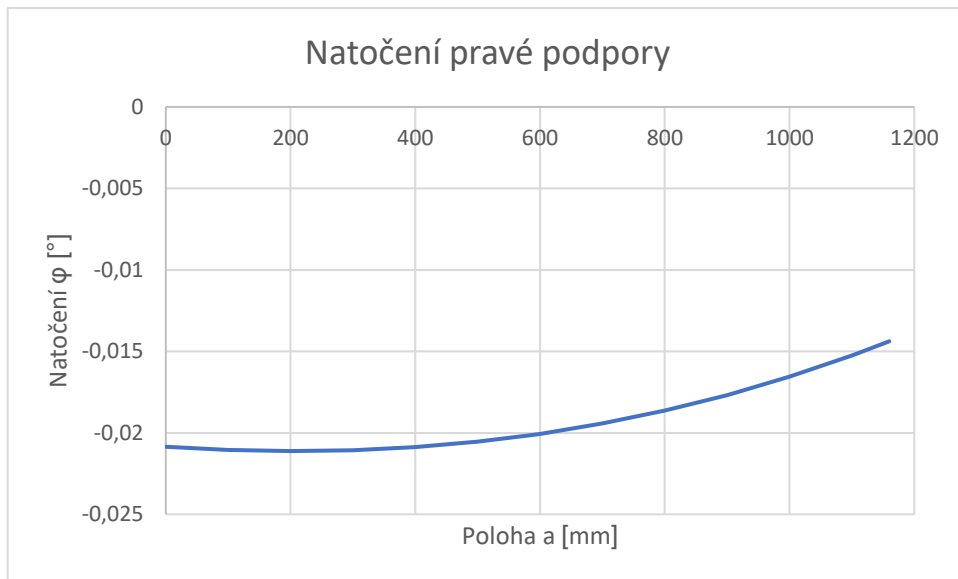


Obrázek 34: Průběh maximálního momentu

Na obrázku (35) se znázorněno natočení levé podpory a na obrázku (36) pravé podpory. Obě natočení navazují na předchozí řešení, kdy dané zatížení bylo pouze od jednoho kola.

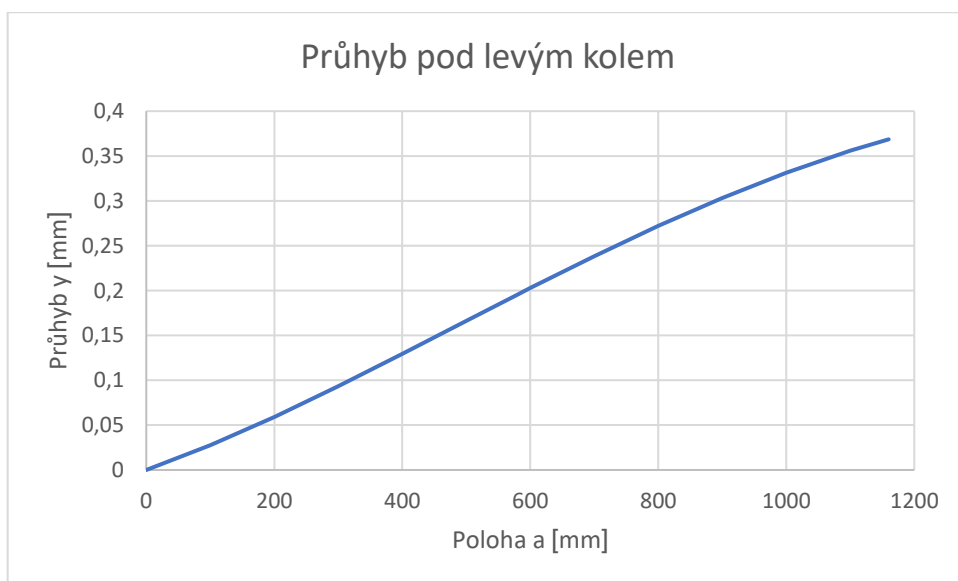


Obrázek 35: Natočení levé podpory



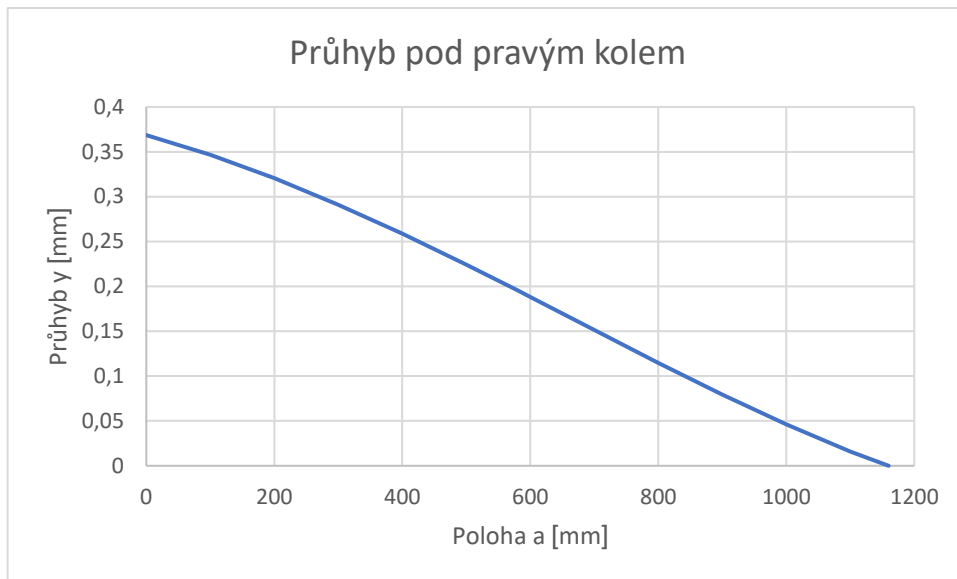
Obrázek 36: *Natočení pravé podpory*

Na obrázku (37) je zobrazen průhyb pod levým kolem během pohybu jeřábu.



Obrázek 37: *Průhyb pod levým kolem*

Na obrázku (38) je průhyb pod pravým kolem, který navazuje na předchozí případ se zatížením od jednoho kola.

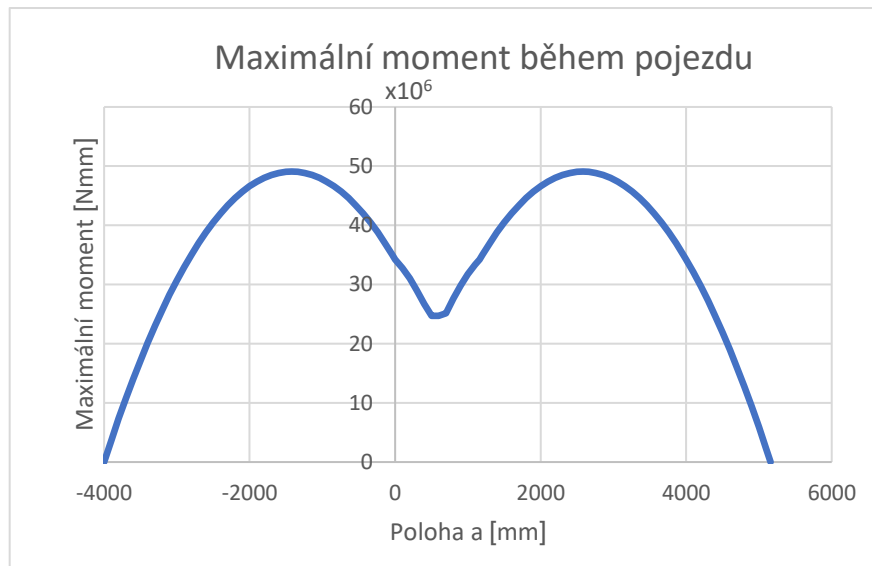


Obrázek 38: Průhyb pod pravým kolem

Nyní jsou známy veškeré průběhy od zadaných typů zatížení a mohou být sestaveny do společných grafů pomocí superpozice.

### 2.2.5 Superpozice

Pomocí superpozice jsou sečteny výsledky od zatížení vlastní tíhou a od zatížení portálovým jeřábem jak pro jedno, tak pro dvě kola pohybující se na nosném dílu. Zároveň pomocí bodu symetrie jsou prodlouženy průběhy grafů pro další polohy portálového jeřábu. Začíná se polohou  $a = -4000$  mm, kdy je nosník nezatížený jeřábem a pravé kolo se dostává nad levou podporu. Poloha  $a = 0$  je daná polohou levého kola nad levou podporou. Konečná poloha je  $a = 5160$  mm, kdy se levé kolo dostane nad pravou podporu a nosník je opět jeřábem nezatížen.

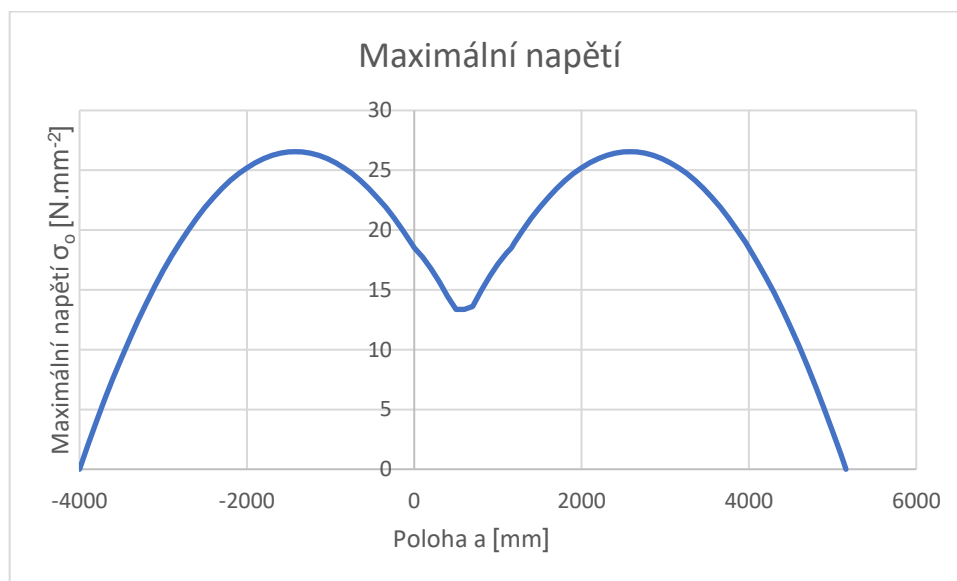


Obrázek 39: Maximální moment celkový

Dle rovnice (103) provedu výpočet maximálního ohybového napětí nosného dílu z maximálních hodnot ohybového momentu pro dané polohy.

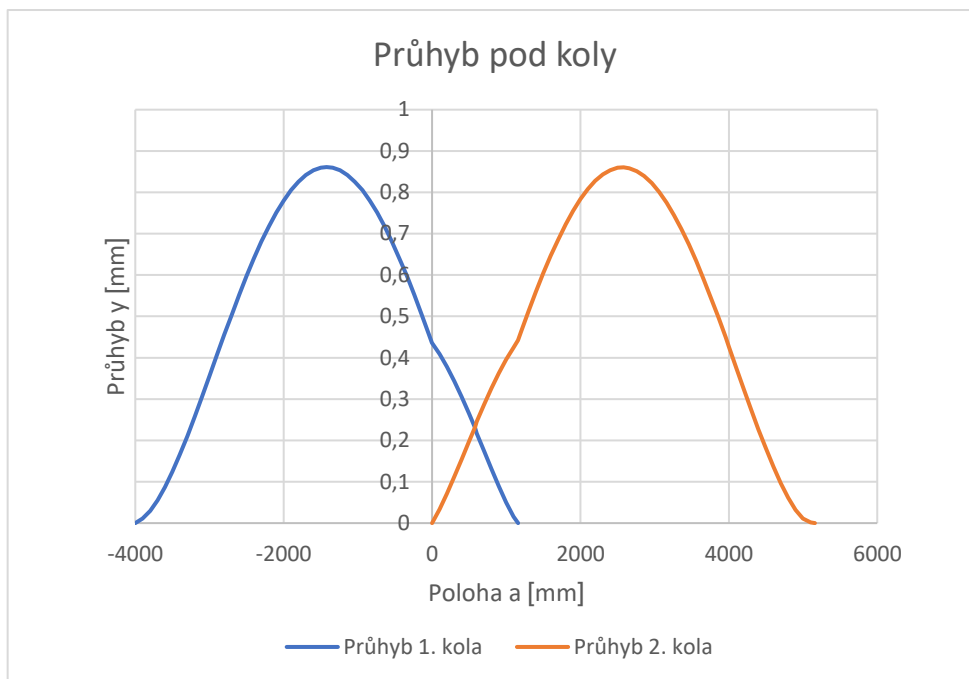
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (103)$$

Průběh maximálních hodnot napětí je znázorněn na obrázku (40). Z hodnot vyplývá, že nosník je značně předimenzovaný na napětí, protože je dimenzován na průhyb. Dovolенý maximální průhyb pod koly portálového jeřábu je 1 mm, což nosný díl splňuje dle obrázku (41). Maximální průhyb pod koly je 0,86115 mm.



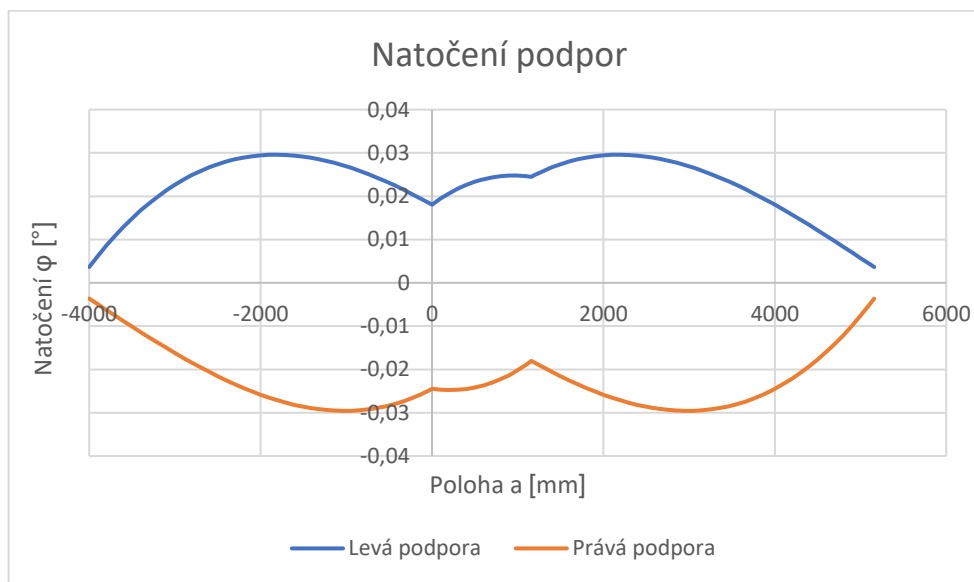
Obrázek 40: Hodnoty maximálního ohybového napětí





Obrázek 41: Průhyb pod koly během pojezdu

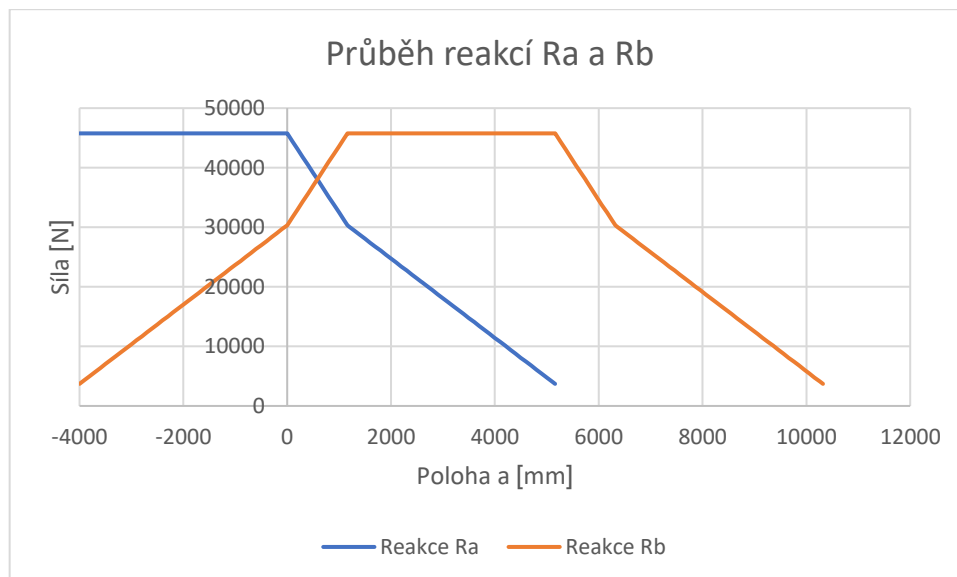
Další užitečnou informací je natočení podpor v závislosti na poloze portálového jeřábu (obr. 42). V potaz je opět brána i vlastní hmotnost, proto natočení není nulové ani když na nosník nepůsobí zatížení od jeřábu.



Obrázek 42: Průběh natočení podpor

Pro kontrolní výpočty dalších dílů je nutné znát přenášenou sílu do podpor. Na obrázku (43) je průběh síly působící na podpory. Reakce pro jednu podporu se sčítají z obou nosníků, které podpírá. Průběhy jsou stejné, pouze posunuté. Pro pravou podporu

je však zobrazen celý průběh působící síly. Pro celkovou hodnotu reakce je potřeba počítat polohu jeřábu na dvou nosných dílech, jelikož podpora je pro oba společná. Reakce  $R_A$  je na levé podpoře výše řešeného nosného dílu. Reakce  $R_B$  je pravá reakce výše řešeného nosného dílu.

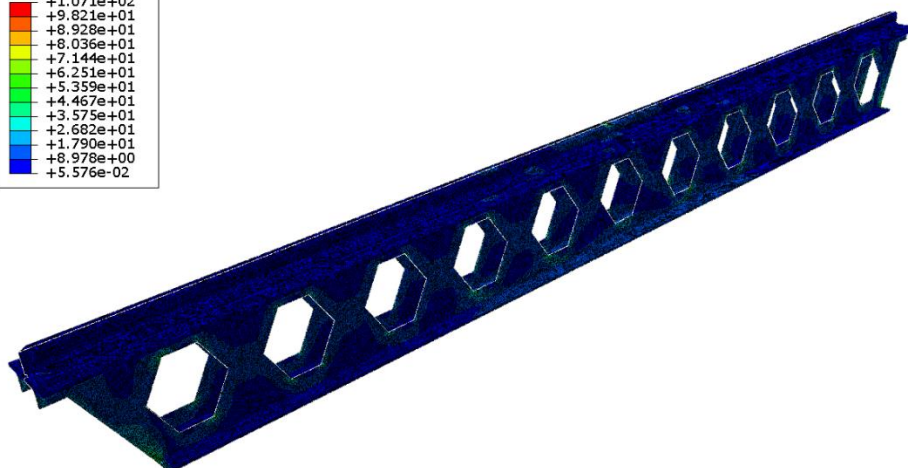
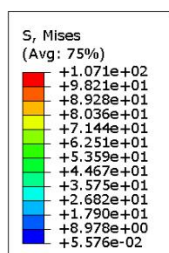


Obrázek 43: Průběh reakcí

Ze superpozice vyplývá, že maximální hodnota síly působící na podpory, tj. na další díly je 45 766 N. Minimální hodnota je 3 712 N, která je dána vlastní hmotností.

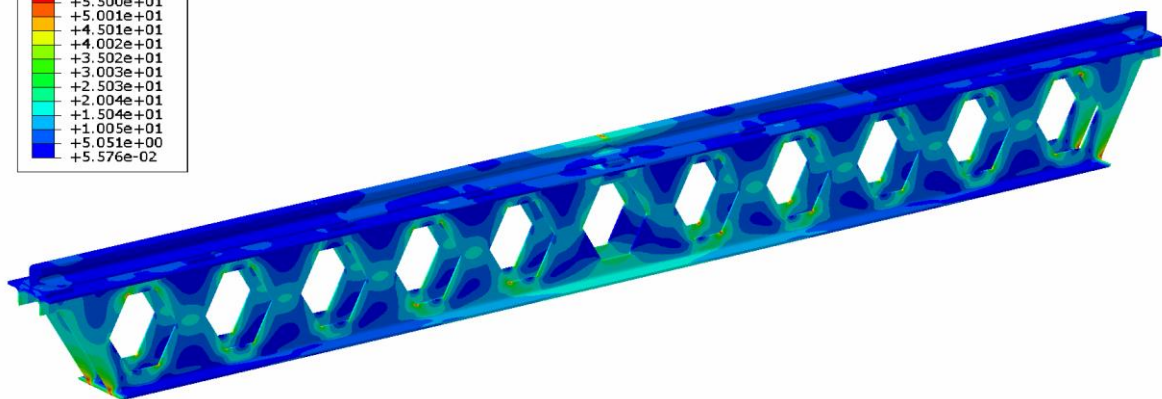
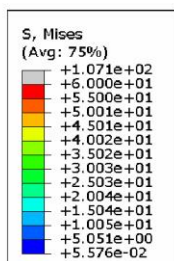
## 2.2.6 Kontrola pomocí MKP (Metody konečných prvků)

Pro kontrolu analytického výpočtu jsem použil program Abaqus. Pro snížení náročnosti, zkrácení výpočetního času a snížení počtu nodů (uzlů) jsem nosný díl rozdělil pomocí dvou rovin symetrie a v programu Abaqus jsem počítal pouze čtvrtinu dílu. Materiál jsem nastavil jako lineární a izotropní. Těleso je homogenní. Úloha je řešená jako statická, lineární, tj. nepředpokládám velké deformace. Zatěžovací síla činí 34 335 N a působí uprostřed nosníku. Uložení dílu je na krajních dosedacích plochách, kde je fixována svislá poloha. Síťování je z důvodu složitějších tvarů prolamovaných nosníků a kolejnice zhotoveno z tetra prvků.



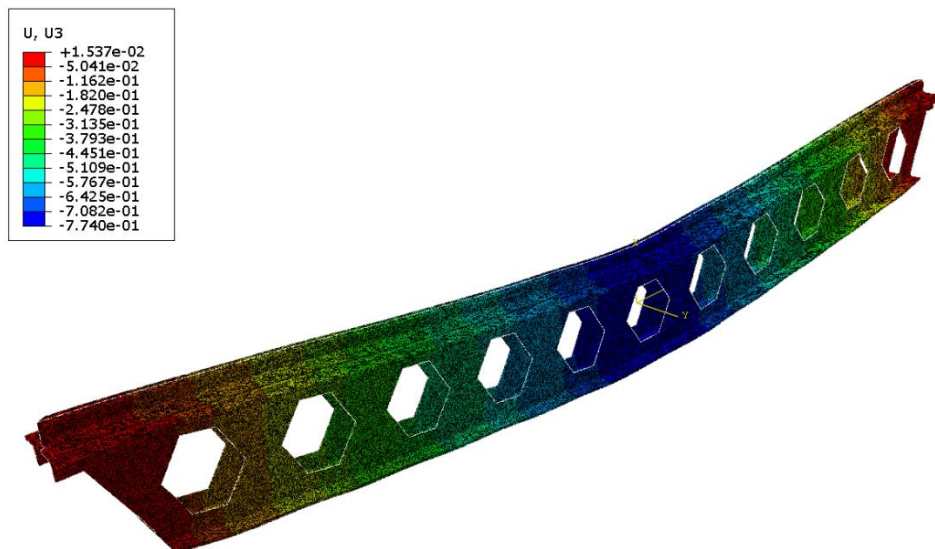
Obrázek 44: Síťovaný nosný díl

Na obrázku (44) je vidět síťovaný nosný díl a hodnoty napětí dle von Mises. Na obrázku (45) lze vidět grafické zobrazení hodnot napětí dle von Mises. Maximální hodnota napětí je  $107 \text{ N.mm}^{-2}$  a nachází se pod zatěžující silou. Lze říci, že se jedná o Hertzovy tlaky v místě styku kola a kolejnice. Hodnota ohybového napětí je  $30 \text{ N.mm}^{-2}$ . Vypočtená hodnota ohybového napětí je  $27 \text{ N.mm}^{-2}$ .

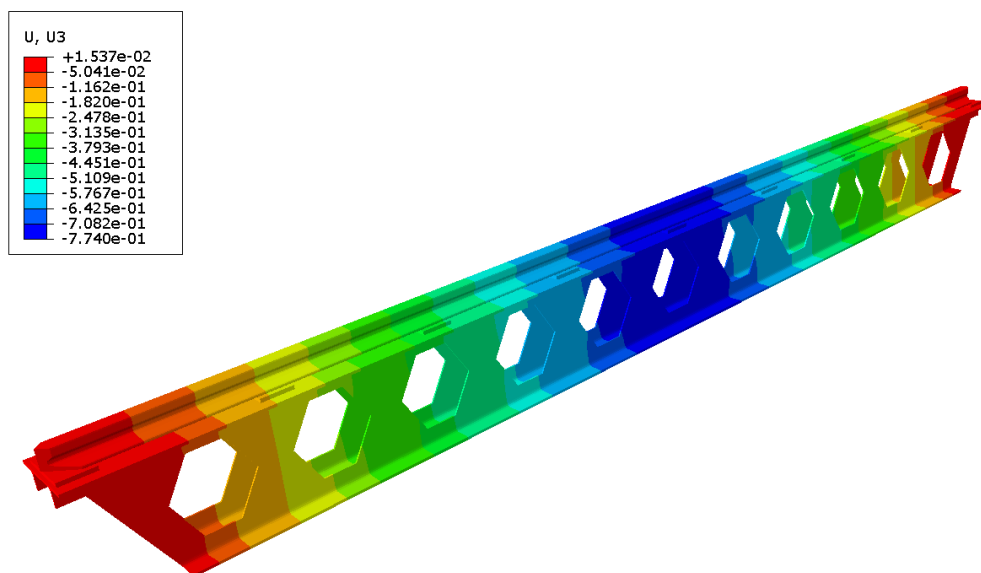


Obrázek 45: Napětí podle MKP

Dále zobrazím průhyb nosného dílu. Na obrázku (46) je průhyb zobrazen ve větším měřítku pro lepší názornost průhybu. Na dalším obrázku (47) je grafické znázornění průhybu. Maximální průhyb se nachází pod zatěžující silou a činí  $0,774 \text{ mm}$ .



Obrázek 46: Zobrazení průhybu

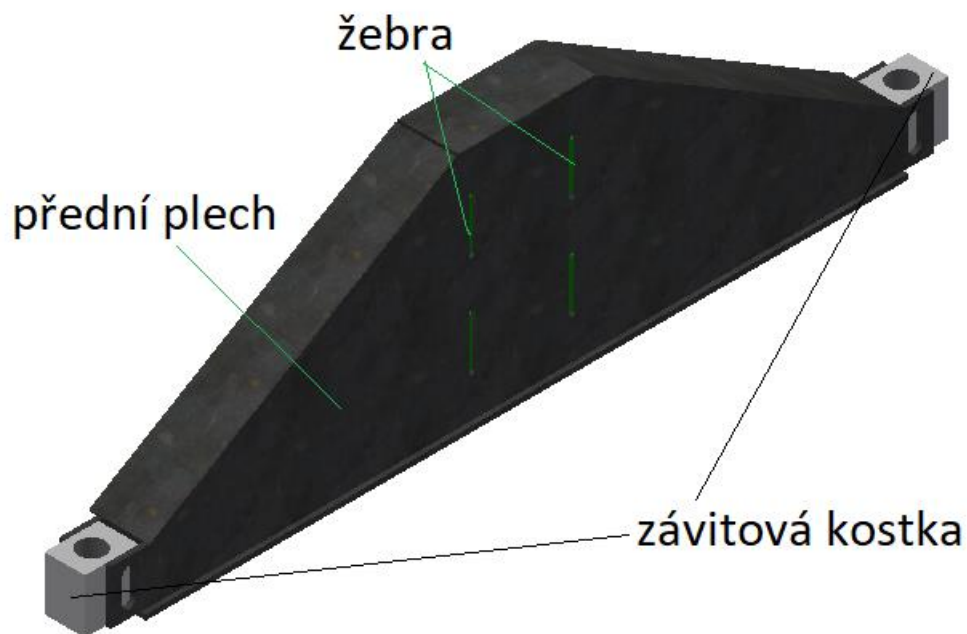


Obrázek 47: Barevné zobrazení průhybu

Průhyb podle modelu MKP je menší než analytický, protože u analytického výpočtu jsem bral v úvahu nejmenší kvadratický moment a nedokonalost svarových spojů. Snížením kvadratického momentu vyšly vyšší hodnoty průhybů než u modelu MKP. Průhyb vypočtený metodou MKP je 0,774 mm. Průhyb vypočítaný analytickou metodou činí 0,861 mm. Obě metody splňují podmínku maximálního průhybu, který je 1 mm.

## 2.3 Podstavec

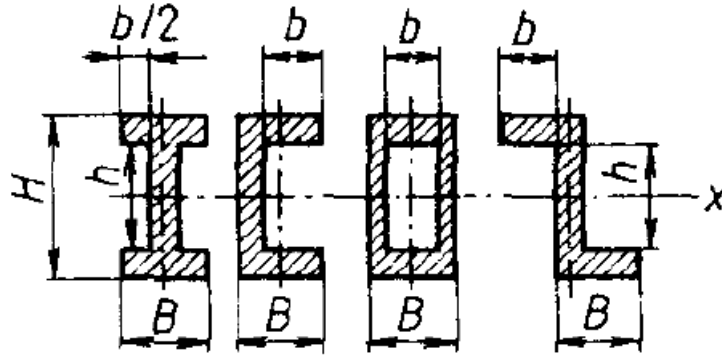
Podstavec tvoří svařenec z plechů tloušťky 8 mm, který je přivařen k nosnému dílu. Proto jsou plechy ze svařitelného materiálu S235. Vyztužení se skládá ze dvou identických žebér, která jsou uvnitř podstavce a brání promáčknutí předního a zadního plechu. V řezech je podstavec tvořen proměnným obdélníkovým svařeným profilem. Tento tvar vychází z průběhu ohybového momentu, a proto není složen z válcovaných profilů, ale ze svařených plechů. Uprostřed je upraven pro dosednutí nosného dílu a na krajích jsou přivařeny závitové kostky. Řešení průřezového modulu je dle rovnice (104). Proměnou je výška  $H$  obdélníkového průřezu v závislosti na vzdálenosti od osy závitové díry pro stavěcí šroub.



Obrázek 48: Podstavec

### 2.3.1 Analytický výpočet

Podstavec řeším analytickým výpočtem na ohybové napětí a průhyb. Výsledky budou ověřeny pomocí MKP výpočtu v programu ABAQUS. Pro výpočet je použit třetí případ z obrázku (49) a počítám průřezový modul dle rovnice (104).

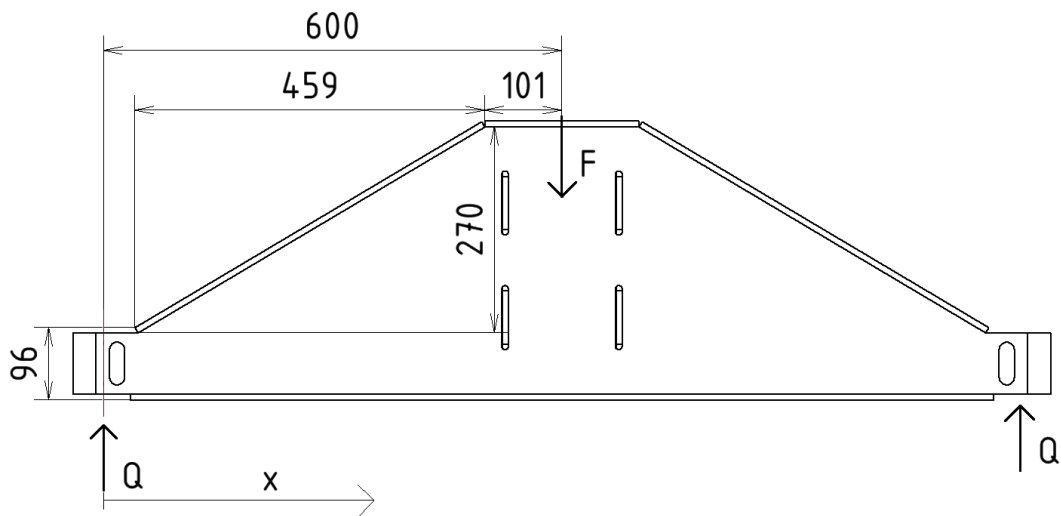


Obrázek 49: Charakteristické rozměry pro výpočet průřezového modulu [1]

$$W_o = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} \quad (104)$$

Hodnoty B a b jsou konstantní, kde B=76 mm a b=60 mm. Hodnota H je proměnná a pro h platí rovnice (105).

$$h = H - 16 \text{ mm} \quad (105)$$



Obrázek 50: Zatížení podstavce

Zatížení podstavce je dáno předchozím řešením nosného dílu. Síly, resp. reakce Q jsou od stavěcích šroubů, na kterých podstavec stojí. Síla Q je dána do osy šroubu. Pro další postup zjistím průřezové charakteristiky. Z obrázku je patrné, že H začíná na 96 mm a po vzdálenost 40 mm se nemění. Poté roste až na hodnotu 366 mm, které dosáhne po 499 mm od osy šroubu. Z podobnosti trojúhelníků vypočítám přírůstek H'.

$$H' = \frac{(x-40) \cdot 270}{459} \quad (106)$$

Rovnice (107) platí pro  $x=0$  až  $x=40$  mm, kde  $H=96$  a pro  $x=499$  až  $x=600$ , kde  $H=366$  mm. V prostředním úseku je připočítán přírůstek dle rovnice (106) a výsledný vzorec pro průřezový modul je dle rovnice (108).

$$W_o = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} \quad (107)$$

$$W_o = \frac{B(H+H')^3 - b(H-16)^3}{6(H+H')} = \frac{B\left(H + \frac{(x-40) \cdot 270}{459}\right)^3 - b(H-16)^3}{6\left(H + \frac{(x-40) \cdot 270}{459}\right)} \quad (108)$$

Obdobně pro výpočet kvadratického momentu průřezu je rovnice (109) platná pro  $x=0$  až  $x=40$  mm, kde  $H=96$  a pro  $x=499$  až  $x=600$ , kde  $H=366$  mm. Pro prostřední úsek je platná rovnice (110).

$$J = \frac{BH^3 - bh^3}{12} \quad (109)$$

$$J = \frac{B(H+H')^3 - bh^3}{12} = \frac{B\left(H + \frac{(x-40) \cdot 270}{459}\right)^3 - b(H-16)^3}{12} \quad (110)$$

Nyní provedu klasické řešení nosníku. Hodnoty jsou známé a průběhy záleží jen na proměnné  $x$ .

$$F \cdot \frac{l}{2} - Q \cdot l = 0 \quad (111)$$

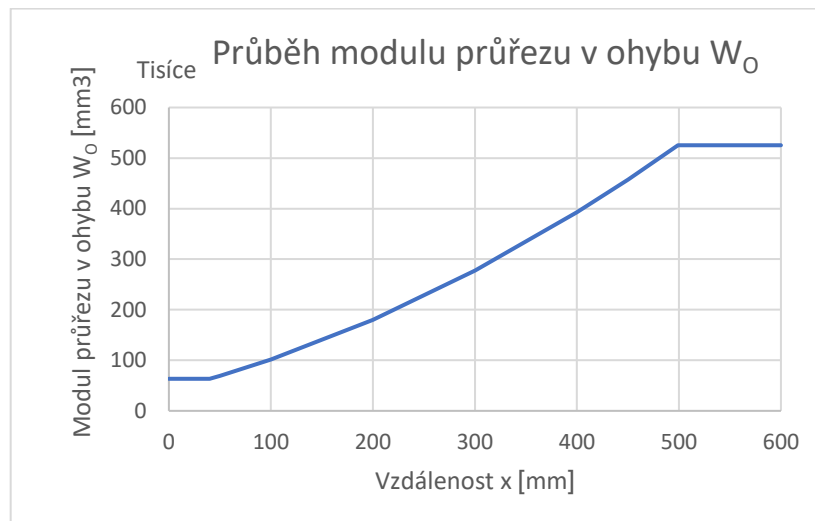
Po úpravě dostanu vyjádření síly pravé podpory

$$Q = \frac{F \cdot \frac{l}{2}}{l} = \frac{F}{2} = \frac{45766}{2} = 22\,883 \text{ N} \quad (112)$$

Úloha je symetrická, proto levá i pravá reakce je rovna  $Q$ . Dále řeším moment a napětí.

$$M_o = Q \cdot x \quad (113)$$

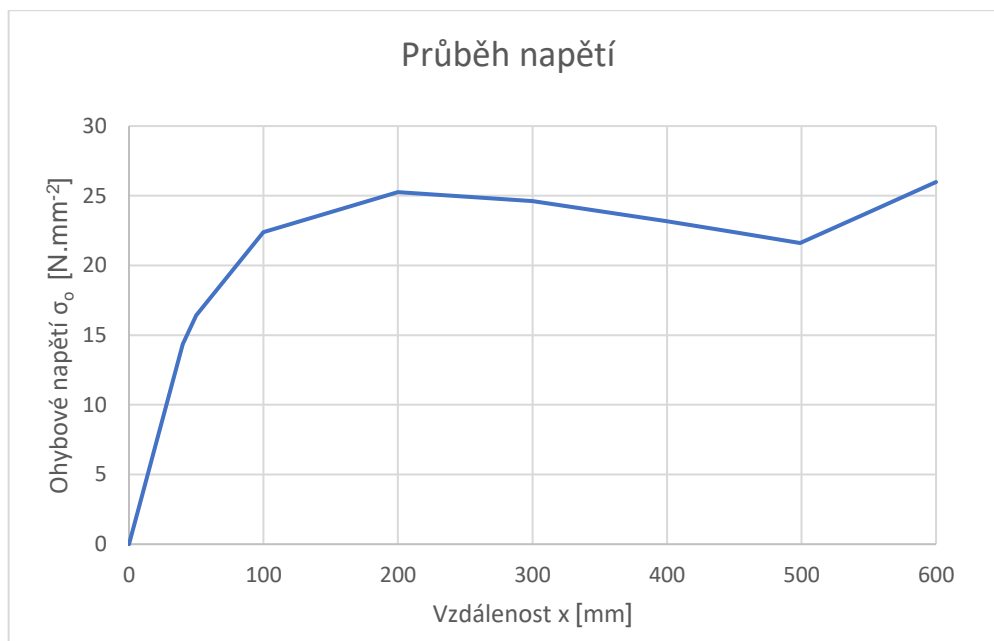
Na obrázku (51) je znázorněn průběh modulu průřezu v ohybu



Obrázek 51: Graf průběhu průřezového modulu k ose ohybu

Dále je vypočítán průběh napětí na podstavci dle rovnice (114). Výsledný průběh napětí ukazuje obrázek (52).

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o(x)} = \frac{Q \cdot x}{W_o(x)} \quad (114)$$



Obrázek 52: Průběh ohybového napětí na podstavci

Grafy jsou řešeny pouze do poloviny délky podstavce, kde působí síla F. Řešení je symetrické, tedy druhá polovina je symetrická. Maximální průhyb je v místě  $x=600$  mm,



tedy právě v bodu symetrie. Zlom v bodě  $x=499$  mm je způsoben ustálením modulu průřezu v ohybu, ale stále rostoucím ohybovým momentem.

$$v\left(\frac{l}{2}\right) = \frac{Fl^3}{48EJ(x)} = 0,08161 \text{ mm} \quad (115)$$

Při součtu s maximálním průhybem nosného dílu je celkový maximální průhyb pojezdové dráhy následující. Maximální průhyb nosného dílu je dán superpozicí a činí 0,86115 mm.

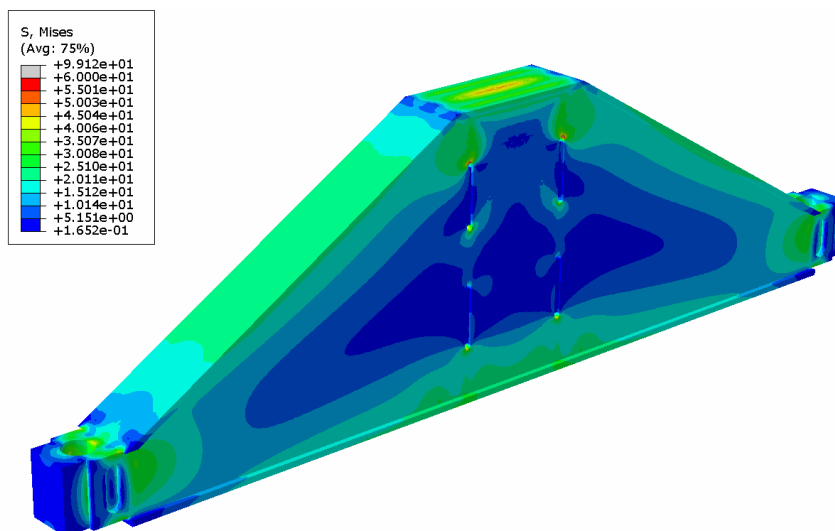
$$v_{max} = 0,861155 + 0,08161 = 0,942765 \text{ mm} \quad (116)$$

Tento průhyb je vyhovující.

### 2.3.2 Kontrola pomocí MKP

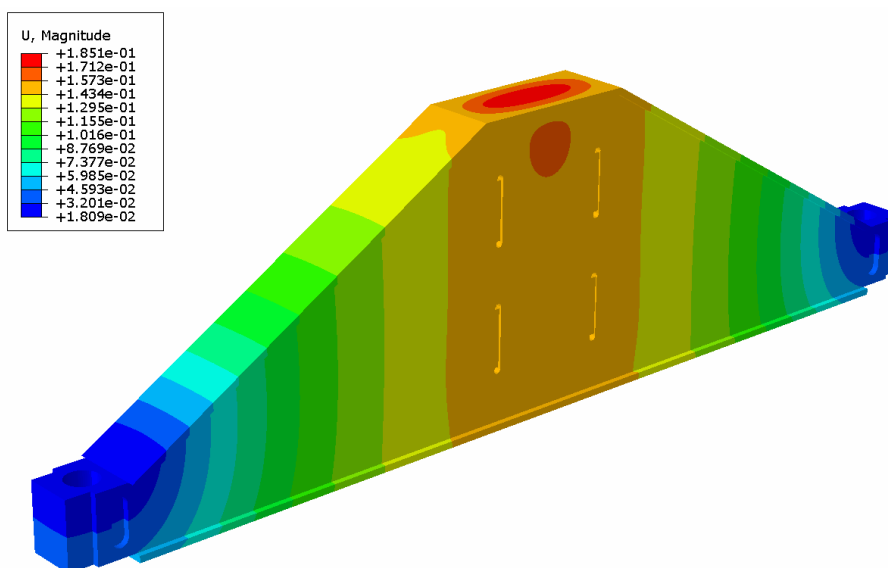
Pro kontrolu analytického výpočtu jsem použil opět program Abaqus verze 6.14. Postup je podobný předchozí kontrole pomocí MKP. Pro snížení náročnosti, zkrácení výpočetního času a snížení počtu nodů (uzlů) jsem podstavec rozdělil pomocí dvou rovin symetrie a v programu Abaqus jsem počítal pouze čtvrtinu dílu. Materiál jsem nastavil jako lineární a izotropní. Těleso je homogenní. Úloha je řešená jako statická, lineární, tj. nepředpokládám velké deformace. Zatěžovací síla činí 45 766 N a působí uprostřed svařence na horní plech. Uložení dílu v závitových kostkách, kde je fixována svislá poloha. Síťování je kvůli složitějším tvarům svařence zhotoveno z tetra prvků.

Na obrázku (53) je znázorněno napětí na podstavci dle von Mises. Maximální hodnota je v místě styku s nosným dílem.



Obrázek 53: Napětí podstavce podle MKP

Z obrázku (54) lze odečíst maximální hodnotu průhybu. Ta činí 0,1851 mm a nachází se v místě styku s nosným dílem na horním plechu podstavce. Oproti analytickým výpočtům je průhyb větší, protože se prohýbá nejen celý podstavec, ale zejména horní plech. Tento jev je způsoben zatěžovací silou, která se dostatečně nerozprostře po celé dosedací ploše. Ve skutečnosti dojde k rozprostření po celé dosedací ploše.



Obrázek 54: Zobrazení průhybu

Hodnoty napětí i průhybu vyhovují požadavkům pro podstavec.

## 2.4 Stavěcí šroub

Podstavec je nasazen na dva stavěcí šrouby. Stavěcí šroub (obr. 55) je se závitem M42 a kulová hlava má poloměr 18 mm. Přes šroub se přenáší silové působení konstrukce. Šroub je našroubován do závitové kostky, která je součástí podstavce. Silový tok jde přes závity šroubu, které kontrolujeme na tlak v závitech, a přes kulové uložení do podložky. Každá podpora je uložena na dvou stavěcích šroubech, proto se maximální zatížení pro šroub pólí oproti celkovému zatížení na podporu. Polokulové zakončení šroubu dosedá do důlku v ocelové podložce. Proti vyskočení z důlku působí celá hmotnost konstrukce. Kombinace závitu a kulového uložení poskytuje snadné nastavení výšky dráhy a jejího vyrovnání s terénem. Obě součásti jsou v místě styku namáhány na kontaktní tlaky. Nejdříve se kontroluje tlak v závitech dle rovnice (117). Dovolené tlaky v závitech jsou pro ocelový šroub pevnostní třídy 8.8 až 150 MPa, mez kluzu je 640 MPa. Šroub je tedy namáhán tlakem a při utahování pro nastavení výšky pojezdové dráhy také krutem. Tento stav je řešen dle rovnice (118) pomocí redukováného napětí. Nastavování výšky pojezdové dráhy lze pouze bez zatížení od portálového jeřábu. Z bezpečnostních důvodů je počítáno s maximálním zatížením. V případě, že portálový jeřáb už stojí na pojezdové dráze je však zakázáno nastavovat stavěcí šrouby.



Obrázek 55: Stavěcí šroub

Parametry šroubu M42 jsou následující (tab. 6), kde  $d_2$  je střední průměr,  $d_3$  malý průměr vnějšího závitu,  $D_1$  malý průměr vnitřního závitu,  $d$  velký průměr,  $P$  rozteč,  $A$  plocha průřezu a  $H_1$  je nosná výška [1]. Počet činných závitů uvažují  $z=4$ .

**Tabulka 6: Parametry šroubu M42**

|    |        |                 |
|----|--------|-----------------|
| d2 | 40,051 | Mm              |
| d3 | 38,319 | Mm              |
| D1 | 38,752 | Mm              |
| d  | 42     | Mm              |
| P  | 3      | Mm              |
| H1 | 1,624  | Mm              |
| A  | 1206   | mm <sup>2</sup> |

$$p = \frac{Q}{\pi z d_2 H_1} = \frac{22883}{\pi \cdot 4 \cdot 40,051 \cdot 1,624} = 28 \text{ MPa} \quad (117)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + \alpha^2 \tau^2} \quad (118)$$

Redukované napětí je složeno ze dvou složek. První složkou je tlakové napětí, které vypočítám z rovnice (119).

$$\sigma_d = \frac{Q}{A} = \frac{22883}{1206} = 18,96 \text{ MPa} \quad (119)$$

Druhou složkou je napětí od krutu, pro které je potřeba provést několik pomocných výpočtů. Nejdříve vypočítám modul v krutu.

$$W_k = \frac{\pi d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 38,319^3}{16} = 11\,047,71 \text{ mm}^3 \quad (120)$$

Dále řeším úhel stoupání a tření v závitech, z kterého dostanu třecí úhel. Součinitel tření v závitech je 0,15 [17]. Závit je jednoduchý  $i=1$ .

$$\operatorname{tg} \varphi' = 0,15 \rightarrow \varphi' = \operatorname{arctg}(0,15) = 8,53077^\circ \quad (121)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi d_2} \rightarrow \gamma = \operatorname{arctg} \left( \frac{i \cdot P}{\pi d_2} \right) = \operatorname{arctg} \left( \frac{1 \cdot 3}{\pi \cdot 40,051} \right) = 1,3676^\circ \quad (122)$$

Dalším krokem je výpočet kroutícího momentu, kde neuvažuji moment od tření s kulovou podložkou, protože působí na velmi malém průměru.

$$M_k = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 22883 \cdot \frac{40,051}{2} \cdot \operatorname{tg}(9,8983) = 79\,964,51 \text{ Nmm} \quad (123)$$

Výpočet smykového napětí provedu dle rovnice (124) dosazením výše uvedených hodnot.

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi d_3^3}{16}} = \frac{22883 \cdot \frac{40,051}{2} \operatorname{tg}(9,8983)}{\frac{\pi \cdot 38,319^3}{16}} = 7,24 \text{ MPa} \quad (124)$$

Dosazením do rovnice (118) dostanu výsledné redukované napětí. Výpočet je dle hypotézy  $\tau_{max}$ .

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + \alpha^2 \tau^2} = \sqrt{18,96^2 + 4 \cdot 7,24^2} = 23,87 \text{ MPa} \quad (125)$$

Redukované napětí je nižší než dovolené. Šroub vyhovuje.

Spojení s podložkou je dáno kulovou plochou na konci šroubu zapadající do kulové plochy podložky. Řešení styku je dle rovnice (126). Mezní hodnota je 840 MPa. Poloměr kulové plochy šroubu je  $R_1=18$  mm. Kulová plocha podložky má poloměr  $R_2=19$  mm. Oba materiály jsou ocelové, tedy  $E=210\,000$  MPa. Poissonovo číslo je  $\vartheta=0,3$ .

$$p = \left( \frac{6QE^*}{\pi^3 R^2} \right)^{\frac{1}{3}} = \left( \frac{6Q \left( \frac{1}{\frac{1-\vartheta^2}{E} + \frac{1-\vartheta^2}{E}} \right)^2}{\pi^3 \left( \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = \left( \frac{6 \cdot 22883 \left( \frac{1}{\frac{1-0,3^2}{210000} + \frac{1-0,3^2}{210000}} \right)^2}{\pi^3 \left( \frac{1}{\frac{1}{18} + \frac{1}{19}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 796,3 \text{ MPa} \quad (126)$$

Z výsledku vyplývá, že k meznímu stavu nedojde. Obě součásti se však na malé ploše elasticky i plasticky zdeformují, jelikož je překročena mez kluzu. Plastická deformace vymezení kontaktní plochy obou součástí. Při vzájemném pohybu obou součástí dochází k tzv. „vymačkávání“. Vymačkané plochy jsou důsledkem plastické deformace. Tato deformace zvětší kontaktní plochu a sníží kontaktní tlaky na této ploše.

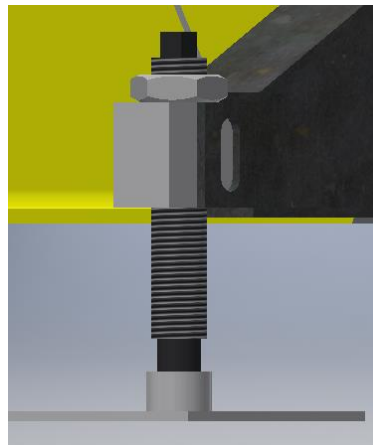
Dalším kontrolním výpočtem je kontrola vzpěru šroubu, kde vzpěrná délka je maximální možná nastavitelná stavěcí délka  $l_{red}=268$  mm. Prvním krokem je výpočet štíhlosti.

$$\lambda = \frac{l_{red}}{J} = \frac{l_{red}}{d_3} = \frac{268}{38,319} = 28 < \lambda_{mez} = 40 \quad (127)$$

Ke vzpěru nedojde. Vypočtená štíhlost je nižší než mezní štíhlost.

Na obrázku (56) je vidět stavěcí šroub v napojení na podstavec i podložku. Matice, která je na něm vyobrazena, je proti povolení šroubového spoje.

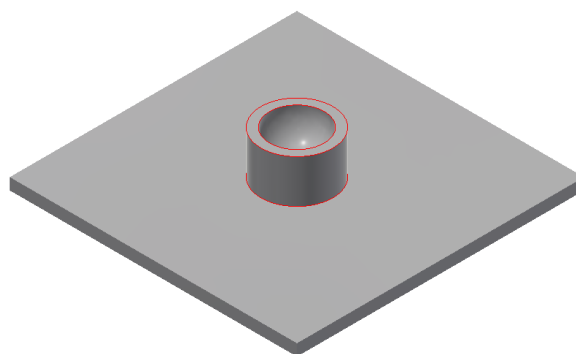
Další variantou je kostka podstavce s průchozí dírou místo závitu a pod ní daná matice. Šroub by přenášel sílu skrze závit matice namísto závitu kostky. Matice by působila dosedací plochou na kostku. Matice by přenášela zatížení a během provozu by se poškozovaly její závity, což by umožňovalo snadnou výměnu poškozené matice a kostka by byla zachována. Dále by tam byla druhá matice, která by opět sloužila proti povolení spoje.



Obrázek 56: Stavěcí šroub v sestavě

## 2.5 Spojení s podkladem

Celá soustava stojí na betonových pražcích, na nichž jsou následně položeny ocelové podložky (obr. 57). Síla pro posunutí podložek po betonu je závislá na hmotnosti portálového jeřábu. Pro posunutí samostatné pojezdové dráhy je zapotřebí síla dle rovnice (128). Součinitel smykového tření pro styk ocel-beton je  $f_{ob}=0,2$  [29]. Hmotnost pojezdové dráhy je 3800 kg.



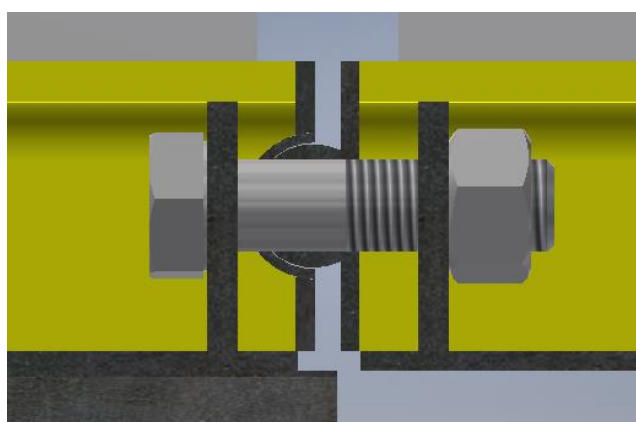
Obrázek 57: Ocelová podložka

$$F_{smyk} = m_{pd} \cdot g \cdot f_{ob} = 3800 \cdot 9,81 \cdot 0,2 = 7\,456\, N \quad (128)$$

Z rovnice (128) vyplývá síla nutná ke smýknutí samostatné pojezdové dráhy. Kontakt se stavěcím šroubem je řešen v kapitole 2.4.

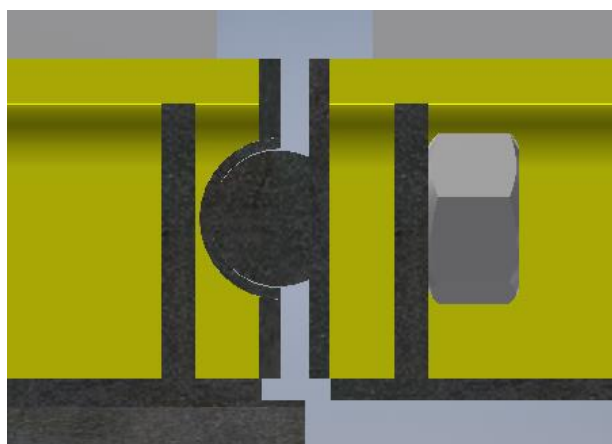
## 2.6 Spojení nosných dílů

Spojení nosných dílů je provedeno pomocí šroubového spoje, který na sebe tlačí tyč kruhového průřezu a trubku. Poloměr tyče je 16 mm. Vnitřní poloměr trubky je 16,4 mm. Obě části na sebe dosedají na ploše dlouhé  $b=180$  mm.



Obrázek 58: Spojení nosných dílů

Na obrázku (58) je vidět spojení nosných dílů pomocí dvou šroubů, z každé strany jeden. Jedná se o šrouby M24. Pro lepší znázornění styku tyče s trubkou je odstraněn šroub z pohledu na obrázku (59).



Obrázek 59: Spojení nosných dílů bez šroubu

## 2.6.1 Spojení tyče s trubkou

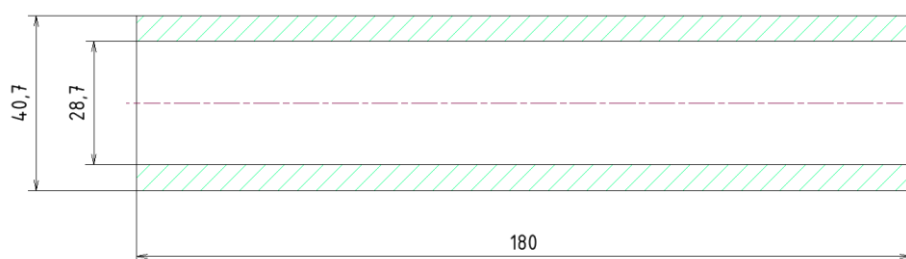
Pro řešení styku tyče a trubky počítám Hertzovy tlaky. Vycházím z maximální zátěže od nosného dílu (kap. 2.2) a síly šroubů z předepnutého spoje. Sílu předepnutí volím celkovou 20 kN, což je na jeden šroub  $Q=10\text{kN}$ . Síly jsou na sebe navzájem kolmé, proto vypočítám jejich výslednici  $N$ .

$$N = \sqrt{F^2 + (2Q)^2} = \sqrt{45766^2 + 20000^2} = 49\,945\text{ N} \quad (129)$$

$$p = \left(\frac{NE^*}{\pi R b}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{N \left(\frac{1}{\frac{1-\nu^2}{E} + \frac{1-\nu^2}{E}}\right)^2}{\pi \left(\frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}\right) b}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{49945 \left(\frac{1}{\frac{1-0,3^2}{210000} + \frac{1-0,3^2}{210000}}\right)^2}{\pi \left(\frac{1}{\frac{1}{16} + \frac{1}{16,4}}\right) 180}\right)^{\frac{1}{2}} = 124,64\text{ MPa} \quad (130)$$

Hertzovy tlaky jsou menší než mez kluzu běžného konstrukčního materiálu, například S 235, která má mez kluzu 235 MPa.

Tyč je na pravý nosník přivařena koutovým svarem s6, který je na horní i spodní straně tyče. Svary jsou namáhány na stříh a ohyb. Pro výpočet ohybu určím modul průřezu v ohybu dle obrázku (60). Svary jsou vyšrafovány a tvoří obdélníkové pole, které je namáháno na ohyb. Zatěžující sílu beru ze zatížení tyče ve svislém směru, tj.  $F$ . Modul průřezu ohybu určím odečtem pole, kde svary chybí od celého obdélníkového pole.



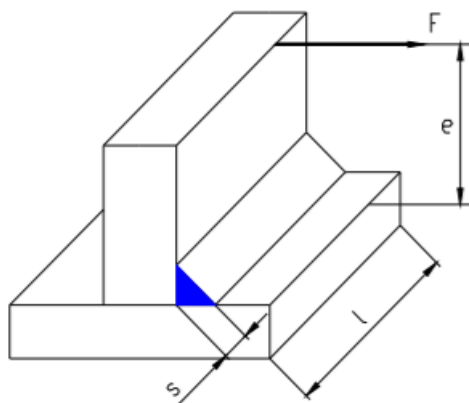
Obrázek 60: Svary tyče spojující nosné díly

Výpočet modulu je následující

$$W_o = \frac{BH^2 - bh^2}{6} = \frac{180 \cdot 40,7^2 - 180 \cdot 28,7^2}{6} = 24\,984\text{ mm}^3 \quad (131)$$

Namáhání svaru je zobrazeno na obrázku (61). Kontrola na stříh je provedena dle rovnice (132) a na ohyb dle rovnice (133). Poté určím celkové redukované napětí.





Obrázek 61: Koutový svar [24]

$$\tau_{rov} = \frac{F}{2sl} = \frac{45766}{2 \cdot 6 \cdot 180} = 21,2 \text{ MPa} \quad (132)$$

$$\tau_{kol} = \frac{Fe}{W_o} = \frac{45766 \cdot 24,6}{24984} = 45,1 \text{ MPa} \quad (133)$$

Celkové redukované napětí je tedy

$$\tau_{red} = \sqrt{\tau_{rov}^2 + \tau_{kol}^2} = \sqrt{21,2^2 + 45,1^2} = 50 \text{ MPa} \quad (134)$$

Svar vyhovuje, pokud hodnota redukovaného napětí je nižší než 0,65ti násobek meze kluzu materiálu. Dle rovnice (135) vychází, že svar vyhovuje. Redukované napětí  $\tau_{red}$  je menší než dovolené napětí  $\sigma_D$ .

$$\sigma_D = 0,65R_e = 0,65 \cdot 235 = 152,75 \text{ MPa} \quad (135)$$

## 2.6.2 Šroubový spoj

Šroubový spoj se skládá ze šroubů M24 o délce 90 mm pevnostní třídy 8.8, mez kluzu je 640 MPa. V tabulce (7) jsou uvedeny parametry šroubu. Ten je zatížen od nosného dílu a zvoleným předpětím. Dále je přitížen přidavným ohybem od natočení nosných dílů na podporách. Velikosti maximálních natočení pro nosný díl jsou uvedeny v kapitole (2.2.5.). Pro maximální hodnotu natočení působící na šroub sčítám natočení levého nosného dílu a pravého nosného dílu. Výpočet provedu pro nejnepříznivější stav. Ten nastává při poloze portálového jeřábu v bodě  $a=2580$  mm, kdy natočení od levého nosného dílu je  $-0,028629^\circ$  a od pravého  $0,029142^\circ$ .

**Tabulka 7: Parametry šroubu M24**

|    |        |                 |
|----|--------|-----------------|
| d2 | 22,051 | mm              |
| d3 | 20,319 | mm              |
| D1 | 20,752 | mm              |
| d  | 24     | mm              |
| P  | 3      | mm              |
| H1 | 1,624  | mm              |
| A  | 352,49 | mm <sup>2</sup> |

Nejdříve provedu výpočet maximálního natočení

$$\varphi = \varphi_p - \varphi_l = 0,029142 - (-0,028629) = 0,00578284 \quad (136)$$

Nyní provedu výpočet napětí daného přídatným ohybem

$$\sigma_{př} = E \frac{d \cdot \varphi}{2l} = 210000 \frac{24 \cdot 0,00578284 \cdot \frac{\pi}{180}}{2 \cdot 90} = 28,3 \text{ MPa} \quad (137)$$

V rovnici (138) je spočteno tahové napětí šroubu

$$\sigma_t = \frac{Q}{A} = \frac{10000}{352,49} = 28,37 \text{ MPa} \quad (138)$$

Nyní je potřeba provést několik pomocných výpočtů. Nejdříve vypočítám průřezový modul v krutu.

$$W_k = \frac{\pi d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 20,319^3}{16} = 1647,2 \text{ mm}^3 \quad (139)$$

Dále řeším úhel stoupání a tření v závitech, z kterého dostanu třecí úhel. Součinitel tření v závitech je 0,15. Závit je jednochodý  $i=1$ .

$$\text{tg} \varphi' = 0,15 \rightarrow \varphi' = \text{arctg}(0,15) = 8,53077^\circ \quad (140)$$

$$\text{tg} \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi d_2} \rightarrow \gamma = \text{arctg} \left( \frac{i \cdot P}{\pi d_2} \right) = \text{arctg} \left( \frac{1 \cdot 3}{\pi \cdot 22,051} \right) = 2,4797^\circ \quad (141)$$

Dalším krokem je výpočet kroutícího momentu na utažení šroubu.

$$M_k = Q \frac{d_2}{2} \text{tg}(\gamma + \varphi') = 10000 \cdot \frac{20,051}{2} \cdot \text{tg}(11,01047) = 21\,452,77 \text{ Nmm} \quad (142)$$

Výpočet smykového napětí od kroutícího momentu je provedeno dle rovnice (143) dosazením výše uvedených hodnot.

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi d_3^3}{16}} = \frac{10000 \cdot \frac{20,051}{2} \operatorname{tg}(11,01047)}{\frac{\pi \cdot 20,319^3}{16}} = 13,02 \text{ MPa} \quad (143)$$

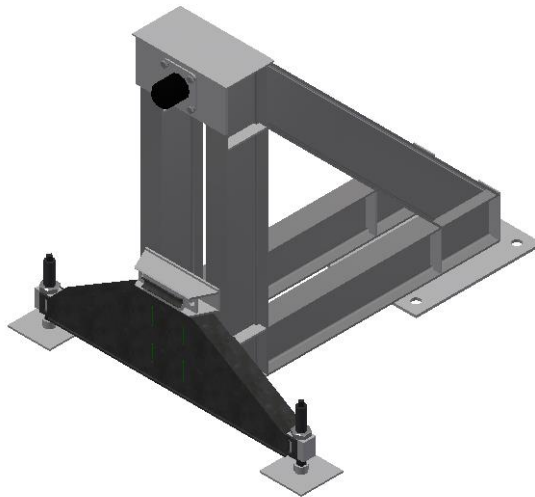
Dosažením do rovnice (144) je dáno výsledné redukované napětí. Výpočet je dle hypotézy  $\tau_{max}$ .

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{př} + \sigma_d)^2 + \alpha^2 \tau^2} = \sqrt{(28,3 + 28,37)^2 + 4 \cdot 7,24^2} = 62,33 \text{ MPa} \quad (144)$$

Redukované napětí je nižší než dovolené. Dovolené napětí je 640 MPa. Šroub vyhovuje.

## 2.7 Zarážedlo

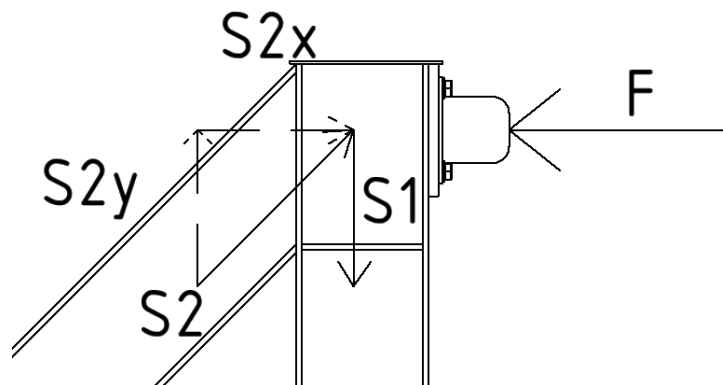
Zarážedlo je bezpečnostním prvkem pojezdové dráhy. Nepůsobí na něj žádné provozní zatížení. Stav, kdy nastává zatížení, je pouze poruchový při nedobrzdnění portálového jeřábu. Maximální předpokládaná rychlost jeřábu je  $v=400 \text{ mm/s}$ . Hmotnost jeřábu je z podmínky 3,5t na kolo, přičemž jeřáb má 4 kola. Zarážedla jsou na obou koncích obou pojezdových drah. Zarážedlo se skládá ze svařovaných profilů IPE 200. Při havarijním stavu se portálový jeřáb zbrzdí o gumový nárazník o délce 100 mm. Síla při nárazu do zarážedla je vypočítána dle rovnice (145).



Obrázek 62: Zarážedlo

$$F = \frac{mv^2}{2s} = \frac{4 \cdot 3500}{2} \frac{0,4^2}{2 \cdot 0,1} = 5600 \text{ N} \quad (145)$$

Síla z rovnice (145) je teoretická střední hodnota při lineárním průběhu. Ve skutečnosti lineární děj nebude a je nutno počítat se zvýšenou bezpečností. Rozdělení zatížení na IPE profily je následující



Obrázek 63: Rozdělení sil

Dle obrázku (63) lze rozdělit síly působící na IPE profily. Svírající úhel je  $45^\circ$ . Sílu na šikmý profil rozdělím na vodorovnou a svislou složku. Platí následující rovnice.

$$S_{2x} = F \quad (146)$$

$$S_2 = \frac{S_{2x}}{\sin(45^\circ)} = \frac{F}{\sin(45^\circ)} = \frac{5600}{\sin(45^\circ)} = 7919 \text{ N} \quad (147)$$

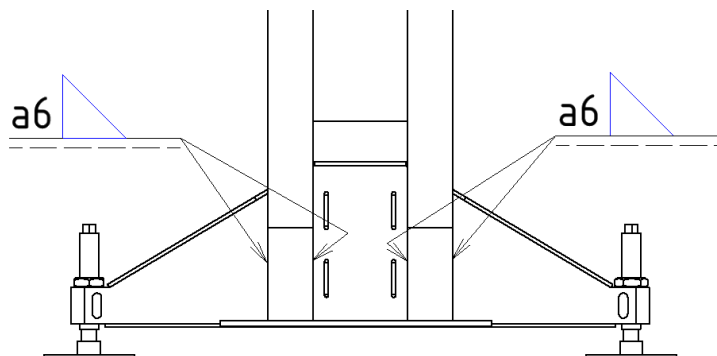
$$S_{2y} = S_2 \sin(45^\circ) = \frac{S_{2x}}{\sin(45^\circ)} \sin(45^\circ) = F = 5600 \text{ N} = S_1 \quad (148)$$

Napětí vyvolané tahem, resp. tlakem na profilech je pro plochu profilu IPE 200  $A=28\,500 \text{ mm}^2$  [2] následující. Složky jsou dále rozděleny napůl, jelikož proti síle působí dva trojúhelníkové svařence z IPE profilů.

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{2A} = \frac{5600}{2 \cdot 28500} = 0,1 \text{ MPa} \quad (149)$$

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{2A} = \frac{7919}{2 \cdot 28500} = 0,14 \text{ MPa} \quad (150)$$

Vzhledem k malé rychlosti portálového jeřábu je silové působení na zarážedlo malé. Sílu  $S_2$  zachycuje zem přes betonový pražec, ke kterému je zarážedlo přichyceno. Sílu  $S_1$  zachycuje podstavec nárazníku přes koutové svařové spoje a4 dlouhé minimálně 100 mm.

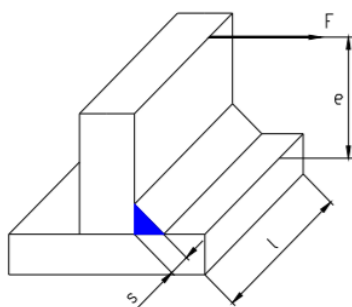


Obrázek 64: Svary nárazníku

Svar řeším podobně jako v kapitole 2.6.1. Výpočet modulu je následující.

$$W_o = \frac{BH^2 - bh^2}{6} = \frac{112 \cdot 100^2 - 100 \cdot 100^2}{6} = 20\,000 \text{ mm}^3 \quad (151)$$

Namáhání svaru je zobrazeno na obrázku (65). Kontrola na stříh je provedena dle rovnice (152) a na ohyb dle rovnice (153), kde uvažuji sílu procházející osou profilu, tj. excentricita  $e=100$ . Poté určím celkové redukované napětí.



Obrázek 65: Koutový svar [24]

$$\tau_{rov} = \frac{S_1}{2sl} = \frac{5600}{2 \cdot 4 \cdot 100} = 3,5 \text{ MPa} \quad (152)$$

$$\sigma_{kol} = \frac{S_1 e}{W_o} = \frac{5600 \cdot 100}{20\,000} = 14 \text{ MPa} \quad (153)$$

Celkové redukované napětí je tedy

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\alpha \tau_{rov})^2 + \tau_{kol}^2} = \sqrt{4 \cdot 3,5^2 + 14^2} = 15,65 \text{ MPa} \quad (154)$$

Svary zarážedla vyhovují. Napětí v jednotlivých profilech IPE 200 jsou menší než dovolené, které je u materiálu S235  $\sigma_D = 152,75 \text{ MPa}$ .

## 2.8 Odměrování polohy

Odměrování polohy se dnes nejčastěji provádí pomocí laserových a optických snímačů, sestávajících se z vysílače a přijímače, nebo lze použít odrazovou plochu a jeden přístroj je přijímačem i vysílačem zároveň. Hlavní výhody jsou vysoká přesnost a spolehlivost. Tyto senzory jsou však pro terénní podmínky a prašné staveniště nepraktické. Také zde nelze vyloučit, že optická dráha nebude přerušena nějakým předmětem. Na podobném jevu je založen ultrazvuk. Namísto světla však používá akustické vlnění.

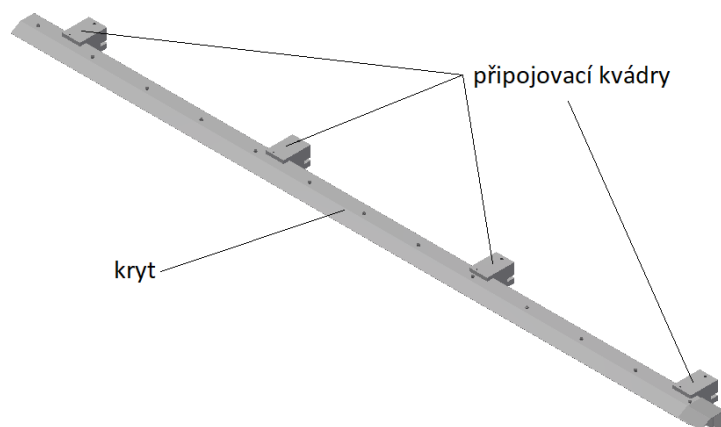


Obrázek 66: Princip optického snímače

Do podmínek těžkého průmyslu jsou vhodné indukční a kapacitní snímače. U indukčních je však nutné zajistit vodivost materiálů. Oba jsou vhodné spíše na detekci kovů. Přiblížením či oddálením se mění magnetické pole, na které snímač reaguje. Při pohybu po jezdové dráze je snímač v konstantní vzdálenosti od dráhy, proto nejsou vhodné, jelikož by se neindukovalo žádné napětí.

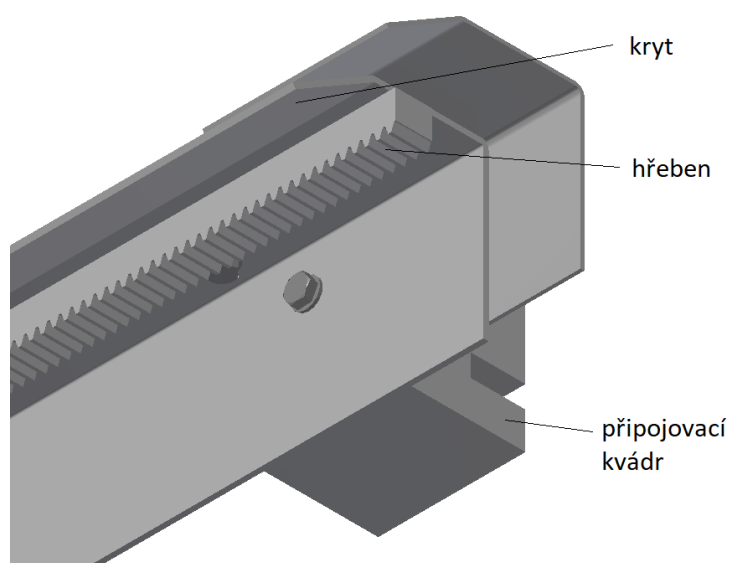
Další určování polohy funguje na mechanických principech, např. valení kolečka po dráze, kde kolečko má snímač natočení. Zde však hrozí riziko prokluzu.

Nejvýhodnější odměrování do terénních podmínek, kde je použita mobilní jezdová dráha, je přes ozubené kolečko, které se odvaluje po ozubeném hřebeni. Zde nehrozí prokluz. Navíc je zde snadné zkrátit či prodloužit dráhu přidáním délky hřebene. Princip je jednoduchý. Na jezdovou dráhu je připojen ozubený hřeben, po kterém se odvaluje ozubené kolo se senzorem úhlového natočení. Ozubené kolo je pevně připojeno k pohonnému mechanismu portálového jeřábu.



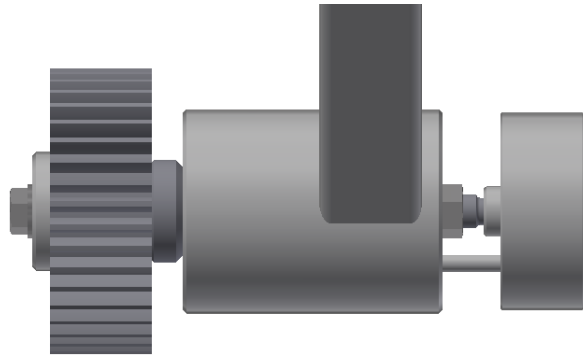
Obrázek 67: Kryt ozubeného hřebene

Ozubený hřeben (obr. 68) je zespoda připojen ke svému krytu (obr. 67), který chrání a zároveň zpevňuje hřeben a slouží jako jeho nosná konstrukce. Kryt je přišroubován na připojovací kvádry s drážkou. Drážka odpovídá šířce pásnice profilu PSH IPE 300 a je snadné kryt nasunout na tento profil a pojistit šroubem.



Obrázek 68: Ozubený hřeben

Po ozubeném hřebenu se odvaluje ozubené kolo, kterým je určována poloha portálového jeřábu po pojezdové dráze pomocí senzoru úhlového natočení.

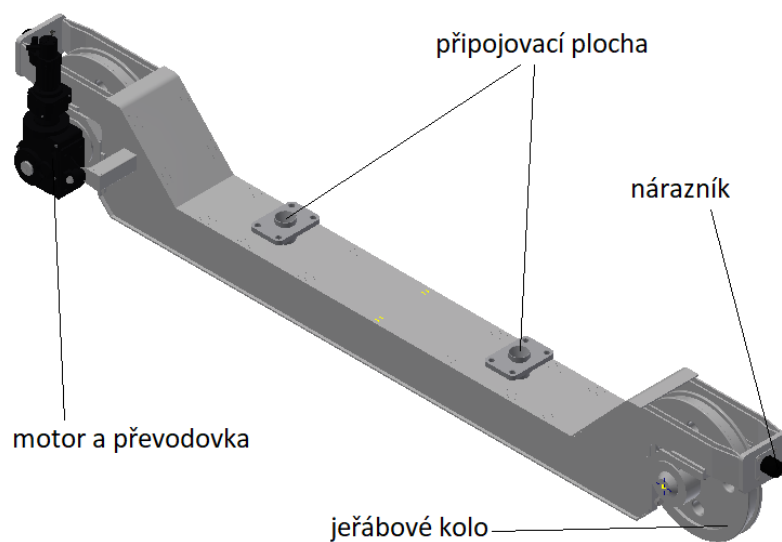


*Obrázek 69: Ozubené kolo s uložením a snímačem*



### 3 Pohonný mechanismus

Pohonný mechanismus je nosnou částí portálového jeřábu. Má hnané a hnací kolo. Na hnací kolo je připojen elektromotor, který pohání celý portálový jeřáb i s případným závažím. Portálový jeřáb má pohonný mechanismus na obou stranách, tj. celý portálový jeřáb je poháněn dvěma elektromotory. Dále se pohonný mechanismus skládá z nosné konstrukce, která je svařená z plechů tloušťky 10 mm.



Obrázek 70: Pohonný mechanismus

#### 3.1 Pohon portálového jeřábu

Pohon se skládá z motoru, převodovky a hnacího systému. Motor dodává točivý moment do systému. Zde jsou uvedeny dva nejpoužívanější druhy pohonů.

Prvním z nich je elektromotor (obr. 71). Ten může být jednofázový či třífázový. Jednofázový se však používá jen pro malé výkony, tj. jeřáby malých rozměrů a nosností. U jednofázového motoru je složitější reverzace, a proto není vhodný pro tuto aplikaci. Nejběžnější je třífázový asynchronní elektromotor, kde počtem pól párů lze měnit výstupní otáčky, což je důležitý parametr pro výběr převodovky. Počet pól párů je dán z výroby.

Druhý způsob je ruční pohon (obr. 72), čímž se myslí manipulace pomocí obsluhy. Odpadá zde převodovka i hnací systém. Zde se opět jedná o jeřáby malých rozměrů a nosností. U některých není nutná ani vlastní dráha a mohou být na kolečkách.

Další motory jako spalovací motory nebo hydraulický motor nejsou používány. U spalovacích motorů jsou problémem spaliny, které znečišťují okolí pracovní plochy, což je nevhodné pro obsluhu. Hydraulický pohon se skládá z hydraulického motoru a čerpadla oleje. Pro chod čerpadla používá také elektromotor. Čerpadlo se tak stává zbytečným mezičlánkem. Navíc je problém s průsaky oleje, které by mohly znečistit pracovní plochu.



Obrázek 71: Pohon elektromotorem [20]



Obrázek 72: Ukázka ručního pohonu [23]

Převodovka snižuje otáčky vstupní dané otáčkami motoru, na otáčky, které jsou požadovány na hnacím systému.

Hnací systém se skládá z hnacího hřídele, hnacího kola, ložisek a skříně. Hnací hřídel má otáčky dané výstupními otáčkami z převodovky. Na hnací hřídel je uloženo hnací kolo většinou pomocí těsného pera. Hřídel je uložena mezi ložisky nalisovanými do skříně. Pomocí tohoto systému se převádí rotační pohyb kola na posuvný pohyb skříně. Skříně je připojena ke zbytku pohonného mechanismu.

## 3.2 Kolo pohonného mechanismu

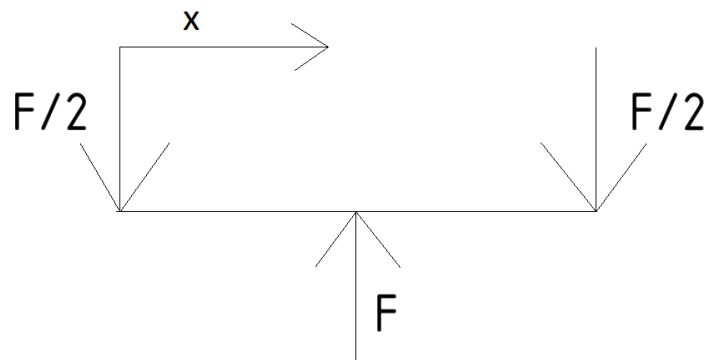
Kolo spojuje pohonný mechanismus s pojezdovou dráhou. Maximální zatížení na kolo je 3,5 t. Jedná se o jeřábové kolo o poloměru 400 mm, které zapadá na jeřábovou kolejnici A65. Místo styku řeším výpočtem Hertzových tlaků. Ve vzorci pro výpočet Hertzových tlaků mezi válcem a rovinou je nahrazena rovina poloměrem  $R_1=100000$  [25]. Šířka styku je 53 mm.

$$p = \left( \frac{FE^*}{\pi R b} \right)^{\frac{1}{2}} = \left( \frac{F \left( \frac{1}{\frac{1-\nu^2}{E} + \frac{1-\nu^2}{E}} \right)^2}{\pi \left( \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}} \right) b} \right)^{\frac{1}{2}} = \left( \frac{34335 \left( \frac{1}{\frac{1-0,3^2}{210000} + \frac{1-0,3^2}{210000}} \right)^2}{\pi \left( \frac{1}{\frac{1}{100000} + \frac{1}{400}} \right) 53} \right)^{\frac{1}{2}} = 282 \text{ MPa} \quad (155)$$

Kolo je nasazeno na hřídeli. Hnaná hřídel je zatížena pouze hmotností a zatížením portálového jeřábu, je tedy počítána na ohybový moment. Hnací hřídel je navíc zatížena kroutícím momentem od motoru.

## 3.3 Hnaná hřídel

Průměr hnané hřídele je počítán podle obrázku (73) dle rovnice (156). Síla  $F$  působí v místě středu kola. Síly  $F/2$  jsou účinky v ložiskách, která jsou součástí nosné konstrukce pohonného mechanismu. Vzdálenost středů ložisek je 360 mm.



Obrázek 73: Uvolnění hřídele

Řešení vychází z nahrazení hřídele a silových účinků jednoduchým nosníkem. Dále platí.

$$M_o = \frac{F}{2} \cdot x \quad (156)$$

Dále upravuji úplnou diferenciální rovnici

$$v'' = -\frac{M_0(x)}{EJ} = -\frac{F \cdot x}{EJ} \quad (157)$$

$$\varphi(x) = v' = -\frac{\frac{F \cdot x^2}{2} + c_1}{EJ} \quad (158)$$

$$v(x) = -\frac{\frac{F \cdot x^3}{6} + c_1 x + d_1}{EJ} \quad (159)$$

Z okrajových podmínek  $v(0)=0$  a  $\varphi(l/2)=0$  určím integrační konstanty

$$\varphi\left(\frac{l}{2}\right) = -\frac{\frac{F \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^2}{2} + c_1}{EJ} \rightarrow c_1 = -F \frac{l^2}{16} \quad (160)$$

$$v(0) = -\frac{\frac{F \cdot 0^3}{6} + c_1 \cdot 0 + d_1}{EJ} \rightarrow d_1 = 0 \quad (161)$$

Výsledné rovnice jsou následující

$$\varphi(x) = -\frac{\frac{F \cdot x^2}{2} - F \frac{l^2}{16}}{EJ} \quad (162)$$

$$v(x) = -\frac{\frac{F \cdot x^3}{6} + \left(-F \frac{l^2}{16}\right)x}{EJ} \quad (163)$$

Nyní dopočítám průřezové charakteristiky hřídele, tj. kvadratický moment a modul průřezu v ohybu. Minimální průměr hřídele je 80 mm.

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi 80^3}{32} = 50\,265,48 \text{ mm}^3 \quad (164)$$

$$J = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi 80^4}{64} = 2\,010\,619 \text{ mm}^4 \quad (165)$$

Maximální ohybové napětí se nachází uprostřed hřídele a hodnota vychází z rovnice (166). Ve stejném bodě se nachází i maximální průhyb s hodnotou dle rovnice (167).

$$\sigma_o = \frac{M_o\left(\frac{l}{2}\right)}{W_o} = \frac{3090150}{50\,265,48} = 61,5 \text{ MPa} \quad (166)$$

$$v\left(\frac{l}{2}\right) = -\frac{\frac{F \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^3}{6} + \left(-F \frac{l^2}{16}\right)\frac{l}{2}}{EJ} = 0,079 \text{ mm} \quad (167)$$

### 3.4 Hnací hřídel

Průměr hnací hřídele je počítán podobně jako hřídele hnané. Síla  $F$  působí v místě středu kola. Síly  $F/2$  jsou účinky v ložiskách, která jsou součástí nosné konstrukce pohonného mechanismu. Navíc působí kroutící moment od motoru. Vzdálenost středů ložisek je 360 mm. Platí rovnice (168) pro určení průběhu momentu.

$$M_o = \frac{F}{2} \cdot x \quad (168)$$

Dále upravuji úplnou diferenciální rovnici

$$v'' = -\frac{M_o(x)}{EJ} = -\frac{\frac{F}{2}x}{EJ} \quad (169)$$

$$\varphi(x) = v' = -\frac{\frac{F}{2}x^2 + c_1}{EJ} \quad (170)$$

$$v(x) = -\frac{\frac{F}{2}\frac{x^3}{6} + c_1x + d_1}{EJ} \quad (171)$$

Z okrajových podmínek  $v(0)=0$  a  $\varphi(l/2)=0$  určím integrační konstanty

$$\varphi\left(\frac{l}{2}\right) = -\frac{\frac{F}{2}\left(\frac{l}{2}\right)^2 + c_1}{EJ} \rightarrow c_1 = -F \frac{l^2}{16} \quad (172)$$

$$v(0) = -\frac{\frac{F}{2}\frac{0^3}{6} + c_1 \cdot 0 + d_1}{EJ} \rightarrow d_1 = 0 \quad (173)$$

Výsledné rovnice jsou následující

$$\varphi(x) = -\frac{\frac{F}{2}\frac{x^2}{2} - F\frac{l^2}{16}}{EJ} \quad (174)$$

$$v(x) = -\frac{\frac{F}{2}\frac{x^3}{6} + \left(-F\frac{l^2}{16}\right)x}{EJ} \quad (175)$$

Nyní dopočítám průřezové charakteristiky hřídele, tj. kvadratický moment, modul průřezu v krutu a modul průřezu v ohybu. Minimální průměr hřídele je 80 mm.

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi 80^3}{32} = 50\,265,48 \text{ mm}^3 \quad (176)$$

$$J = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi 80^4}{64} = 2\,010\,619 \text{ mm}^4 \quad (177)$$

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi 80^3}{16} = 100\,531 \text{ mm}^3 \quad (178)$$

Maximální ohybové napětí se nachází uprostřed hřídele a hodnota vychází z rovnice (179). Smykové napětí od krutu je dáno rovnicí (180). Maximální výstupní moment z převodovky je 2 700 Nm. Ve stejném bodě jako hodnota ohybového napětí, tedy  $x=l/2$  se nachází i maximální průhyb s hodnotou dle rovnice (181).

$$\sigma_o = \frac{M_o\left(\frac{l}{2}\right)}{W_o} = \frac{3090150}{50\,265,48} = 61,5 \text{ MPa} \quad (179)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{2700000}{100531} = 26,86 \text{ MPa} \quad (180)$$

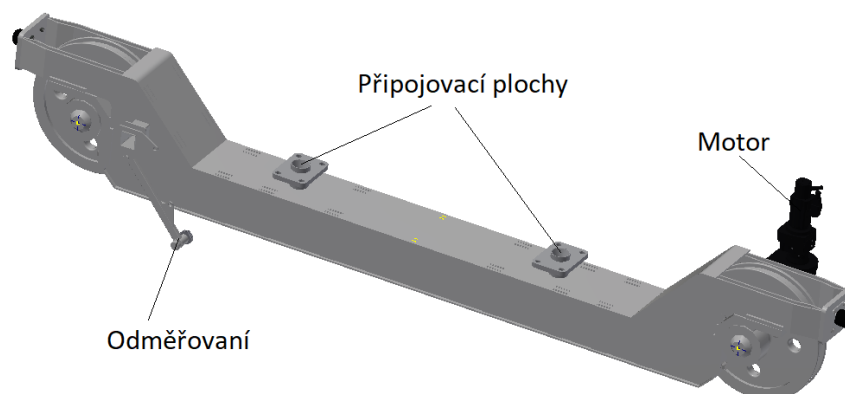
$$v\left(\frac{l}{2}\right) = -\frac{F\left(\frac{l}{2}\right)^3}{2 \cdot \frac{6}{6}} + \left(-F\frac{l^2}{16}\right)\frac{l}{2} = 0,079 \text{ mm} \quad (181)$$

Výsledné redukované napětí je následující. Použita hypotéza  $\tau_{max}$ .

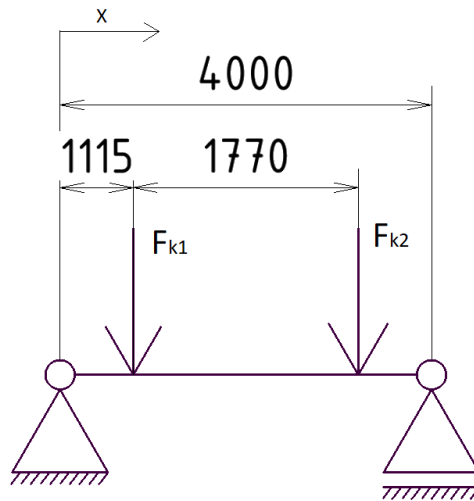
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \tau_k^2} = \sqrt{61,5^2 + 26,86^2} = 67,11 \text{ MPa} \quad (182)$$

### 3.5 Nosná konstrukce

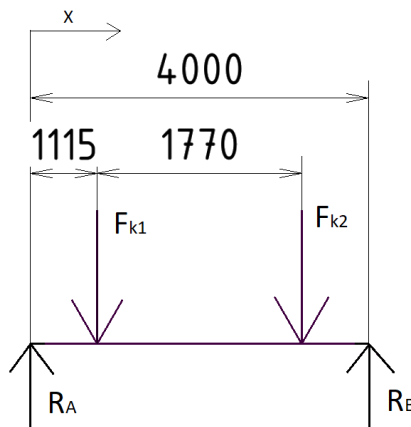
Nosná konstrukce stojí na dvou jeřábových kolech. Portálový jeřáb je umístěn na dvou plochách nosné konstrukce. Na obrázku (74) jde vidět konstrukce, která je symetricky zatížená. Pro výpočty provedu náhradu za schéma (obr. 75).



Obrázek 74: Nosná konstrukce

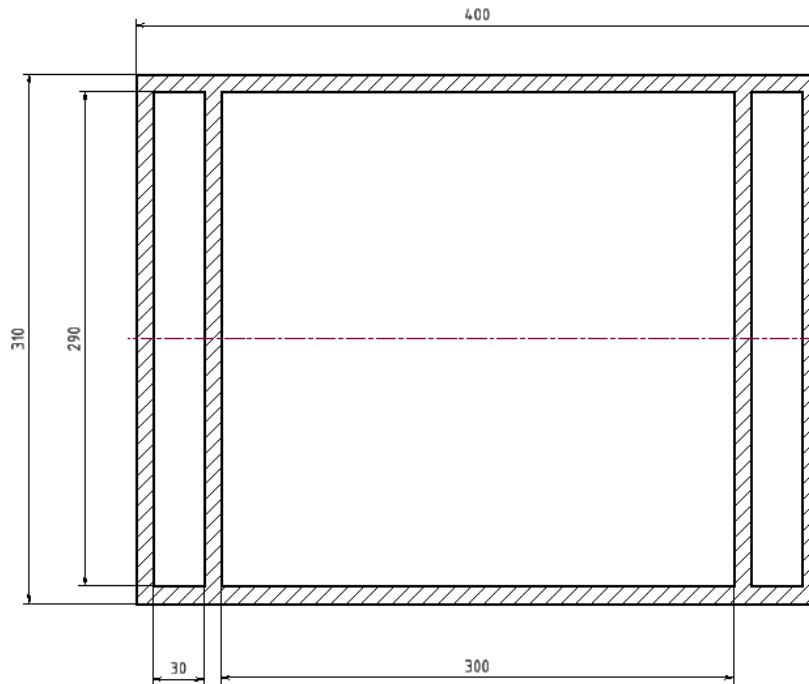


Obrázek 75: Náhradní schéma



Obrázek 76: Uvolnění nosné konstrukce

Zatížení odpovídá zatížení na kolo, tedy 34 335 N. Pro výpočet napětí dopočítám průřezové charakteristiky pro svařovanou konstrukci. Na obrázku (77) je šrafovaná část složena svařením plechů.



Obrázek 77: Svařenec z plechů

Pro výpočet modulu průřezu v ohybu vypočítám modul plného materiálu s rozměry 400x310 mm a poté odečtu moduly chybějících částí.

$$W_o = \sum \frac{B_i H_i^3}{6H_i} = \frac{400 \cdot 310^3 - 380 \cdot 290^3 + 320 \cdot 290^3 - 300 \cdot 290^3}{6 \cdot 310} = 1\,686\,215 \text{ mm}^3 \quad (183)$$

Podobně pomocí souhrnu plného materiálu a chybějícího vypočítám kvadratický moment průřezu.

$$J = \sum \frac{B_i H_i^3}{12} = \frac{400 \cdot 310^3 - 380 \cdot 290^3 + 320 \cdot 290^3 - 300 \cdot 290^3}{12} = 261\,363\,333 \text{ mm}^4 \quad (184)$$

Postup řešení je podobný řešení druhého příkladu v kapitole 2.2.4. Zde využiji symetrie příkladu a známé vzdálenosti os kol od připojovacích ploch, která činí 1 115 mm. Přes momentovou rovnováhu spočítám reakci.

$$R_B \cdot 4000 - F(1115 + 1770) - F \cdot 1115 = 0 \quad (185)$$

Po úpravě dostanu vyjádření síly pravé podpory

$$R_B = \frac{F(2 \cdot 1115 + 1770)}{4000} = F \quad (186)$$

Výsledek potvrzuje symetrii zadání. Vyjádření síly levé podpory



$$R_A = R_B = F = 34\,335\text{ N} \quad (187)$$

Pro řešení napětí a průhybu pod připojovacími plochami stačí řešit levé pole náhradního schématu

$$M_o = R_A \cdot x = 34\,335 \cdot 1115 = 38\,283\,525\text{ Nmm} \quad (188)$$

Dále upravuji úplnou diferenciální rovnici

$$v'' = -\frac{M_o(x)}{EJ} = -\frac{R_A \cdot x}{EJ} \quad (189)$$

$$\varphi(x) = v' = -\frac{R_A \frac{x^2}{2} + c_1}{EJ} \quad (190)$$

$$v(x) = -\frac{R_A \frac{x^3}{6} + c_1 x + d_1}{EJ} \quad (191)$$

Pro určení integračních konstant převezmu z řešení z kapitoly 2.2.3. Hodnoty neznámých pro tento případ jsou  $a=1115\text{ mm}$ ,  $l=4000\text{ mm}$  a  $s=a+1770\text{ mm}$ . Převzaté vztahy pro konstanty jsou následující.

$$c_1 = F \frac{a^2}{2} + \frac{-F\left(\frac{2}{3}al^2 + 1770\frac{l^2}{3}\right) - F\left(\frac{-s^3}{3} + \frac{as^2}{2} + \frac{a^3}{6} + \frac{1770}{2}s^2\right)}{l} - F\left(\frac{s^2}{2} - as - 1770s\right) \quad (192)$$

$$c_1 = 34335 \frac{1115^2}{2} + \frac{-34335\left(\frac{2}{3}1115 \cdot 4000^2 + 1770\frac{4000^2}{3}\right) - F\left(\frac{-1770^3}{3} + \frac{1115 \cdot 1770^2}{2} + \frac{1115^3}{6} + \frac{1770^3}{2}\right)}{l} - 34335\left(\frac{1770^2}{2} - 1115 \cdot 1770 - 1770^2\right) \quad (193)$$

$$c_1 = -5,522 \cdot 10^{10}\text{ Nmm}^2 \quad (194)$$

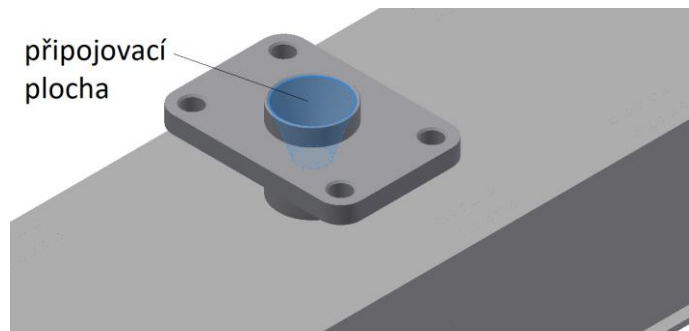
$$d_1 = 0 \quad (195)$$

Hodnoty natočení na ložiskách kol jsou  $\varphi=0,00043^\circ$  a nemají vliv na uložení kol. Důležitější je maximální napětí na nosné konstrukci a průhyb pod připojovacími plochami.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{38\,283\,525}{1\,686\,215} = 22,7\text{ MPa} \quad (196)$$

$$v(1115) = -\frac{R_A \frac{1115^3}{6} - 5,522 \cdot 10^{10} \cdot 1115}{EJ} = -\frac{34335 \frac{1115^3}{6} - 5,522 \cdot 10^{10} \cdot 1115}{210000 \cdot 261\,363\,333} = 0,977 \quad (197)$$

Průhyb pod koly je nižší než 1 mm. Napětí je menší než mez kluzu materiálu S235.



Obrázek 78: Připojovací plocha

Na obrázku (78) je zvýrazněna připojovací plocha. Jedná se o kuželové uložení, na které působí tíha rámu portálového jeřábu. Zde provedu kontrolu na kontaktní tlaky. Hmotnost působící na tuto kontaktní plochu je 2,5 t. Obsah plochy vychází z CAD modelu a činí 22 471 mm<sup>2</sup>.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{m \cdot g}{S} = \frac{2500 \cdot 9,81}{22471} = 1,1 \text{ MPa} \quad (198)$$

Kontaktní tlak je zanedbatelný.

## 4 Montáž a přeprava

Pohonný mechanismus se na pojezdovou dráhu nasazuje až po její montáži. Tím je myšleno sestavení jednotlivých komponent a nastavení výšky stavěcími šrouby pro vytvoření pojezdové roviny a srovnání nerovností terénu. Pohonný mechanismus má maximální rozměry pro přepravu 5715x993x1200 mm včetně připojeného motoru a převodovky na hnací hřídeli.

Pojezdovou dráhu lze rozebrat na několik komponent a přepravovat odděleně. Největším dílem je spojení nosného dílu a podstavce. Tyto díly jsou k sobě vzájemně svařeny. Navíc je doporučeno zároveň s nimi přepravovat stavěcí šrouby našroubované na kostky podstavce z toho důvodu, aby se šetřil závit potřebný na nastavování výšky. Počet těchto sestav je dán potřebnou délkou pojezdové dráhy. Rozměry jedné této sestavy činí 1280x540x5353. Na konci a začátku každé dráhy jsou bezpečnostní zarážedla. Pravý se liší od levého pouze napojením na pojezdovou dráhu. Maximální rozměry jsou 1317x1521x600 mm. K sestavení jsou dále potřeba šrouby M24 o délce 90 mm a příslušné podložky a matice. Počet ocelových podložek, na kterých dráha stojí, je opět závislý na její délce. K oběma zarážedlům jsou třeba dvě ocelové podložky a na každý nosný díl připadají další dvě ocelové podložky. Po nastavení výšky se nakonec připojí odměřovací systém s ozubeným hřebenem.

## Závěr

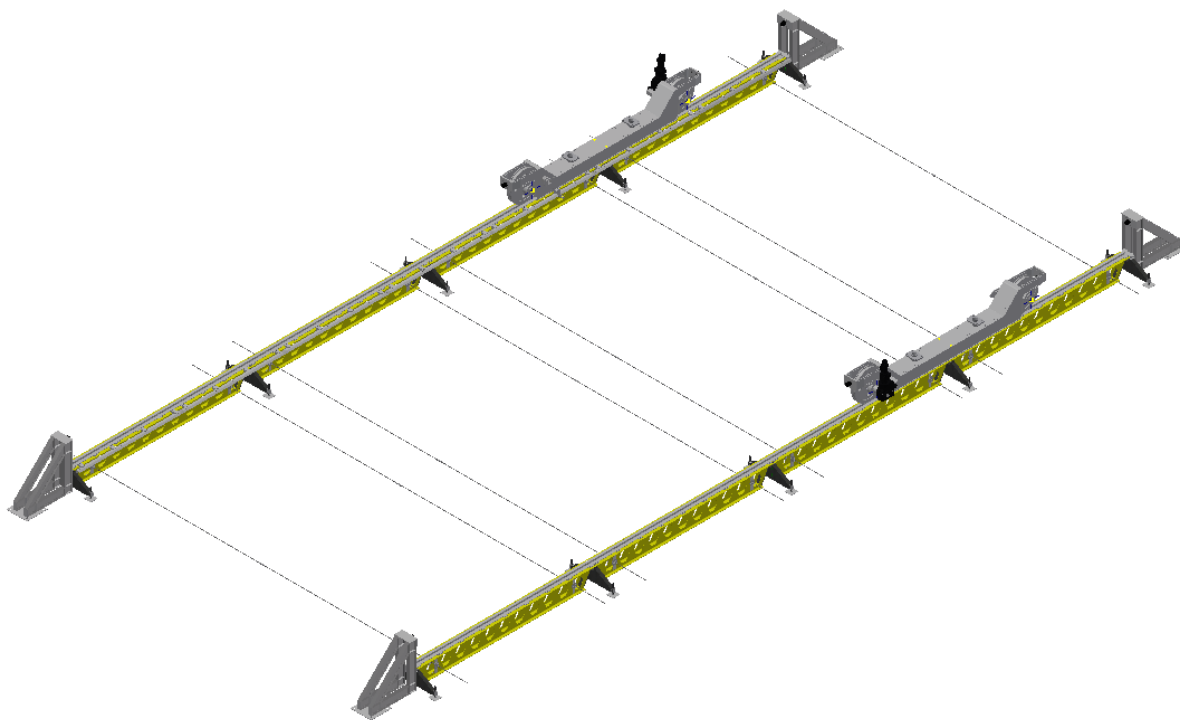
Navržená pojezdová dráha a pohonný mechanismus (obr. 79) splňují zadané parametry. Nosný díl je složen z profilů PSH IPE 300, které jsou k sobě svařeny. Kolejnice je přivařena na pomocné plechy a ty jsou přivařeny na zmíněné profily. Průhyb samotného nosného dílu je 0,861 mm. Maximální napětí nosného dílu je  $27 \text{ N.mm}^{-2}$ . K nosnému dílu je přivařen podstavec, který se skládá z plechů tloušťky 8 mm. Maximální napětí na podstavci vychází  $26 \text{ N.mm}^{-2}$ . Průhyb podstavce má maximální hodnotu 0,082 mm. Celkový průhyb pojezdové dráhy splňuje podmínku maximálního průhybu 1 mm a činí 0,943 mm. Pevnostní výpočty jednotlivých vybraných komponent vyhovují pro běžnou svařitelnou ocel S235.

Pomocí stavěcího šroubu lze nastavit výšku pojezdové dráhy. Rozmezí hodnot nastavení výšky může být až 213 mm. Tlak v závitech mezi stavěcím šroubem a závitovou kostkou podstavce je  $27 \text{ N.mm}^{-2}$ . Redukované napětí od tlaku a kroutícího momentu činí  $24 \text{ N.mm}^{-2}$ . Hertzovy tlaky mezi stavěcím šroubem a podložkou jsou  $793 \text{ N. mm}^{-2}$ . Bezpečnostní zářezla zastaví portálový jeřáb během havarijní situace. Jsou svařeny z profilů IPE 200. Svary vyhovují pro zatížení během havarijní situace. Odměřovací systém je napojen na pásnici profilu PSH IPE 300 pomocí svěrného spoje přitlačným šroubem. Je modulární stejně jako dráha. Nemá pevně danou polohu na pojezdové dráze a lze tedy začátek i konec odměřování libovolně zvolit.

Pojezdovou dráhu lze demontovat na menší části. Lze ji rozebrat na zářezla, ocelové podložky, stavěcí šrouby, odměřovací systém a jednotlivé nosné prvky plus spojovací materiál. Nosným prvkem se rozumí svařenec nosného dílu a podstavce. Tento svar není přímo zatížen během provozu. Spojení jednotlivých nosných dílů je zajištěno dvojicí šroubů M24, které mají předpětí 10 000 N. Tlak v závitech vychází  $125 \text{ N.mm}^{-2}$ . Vybraná délka pojezdové dráhy je více než 20,5 m a skládá se z 4 nosných prvků na jedné straně.

Základem konstrukce pohonného mechanismu je nosná kostra svařená z plechů tloušťky 10 mm. Průhyb pohonného mechanismu je menší než 1 mm a činí 0,977 mm. Maximální ohybové napětí nosné konstrukce pohonného mechanismu je  $23 \text{ N.mm}^{-2}$ . Vybrané pevnostní výpočty vyhovují. Pohonný mechanismus má připraven připojovací plochy pro připojení zbytku jeřábu s portálem. Kontakt s pojezdovou dráhou je pomocí jeřábového kola. Hertzovy tlaky v místě styku jsou  $282 \text{ N.mm}^{-2}$ . Pohonný mechanismus se

transportuje vcelku. K této konstrukci lze snadno namontovat jeřáb s portálem pro nejrůznější účely. Celková sestava může plnit základní funkce jakou jsou manipulace s břemeny a odměřování v pracovním prostoru s přesností na 2 mm.



*Obrázek 79: Model celkové sestavy*

## Seznam obrázků

|   |    |
|---|----|
| Obrázek 1: Podstropní mostový jeřáb [22] .....                                | 4  |
| Obrázek 2: Konzolový mostový jeřáb [22] .....                                 | 4  |
| Obrázek 3: Poloportálový mostový jeřáb [22] .....                             | 5  |
| Obrázek 4: Portálový mostový jeřáb [22] .....                                 | 5  |
| Obrázek 5: Pojezdová dráha .....  | 6  |
| Obrázek 6: Náhradní schéma pojezdové dráhy, stav 1 .....                      | 7  |
| Obrázek 7: Náhradní schéma, stav 2 .....                                      | 7  |
| Obrázek 8: Náhradní schéma, stav 3 .....                                      | 8  |
| Obrázek 9: Bod symetrie pro zatížení střední podpory .....                    | 8  |
| Obrázek 10: Profil I DIN 1025-1[2] .....                                      | 9  |
| Obrázek 11: Profil IPE DIN 1025-5 [2] .....                                   | 9  |
| Obrázek 12: Profil PSH IPE DIN 24 537 [8] .....                               | 10 |
| Obrázek 13: Profil HEA DIN 1025-3 [2] .....                                   | 11 |
| Obrázek 14: Části profilu IPE .....   | 11 |
| Obrázek 15: Jeřábová kolejnice A 65 [2] .....                                 | 12 |
| Obrázek 16: Pevné uložení [5] .....   | 12 |
| Obrázek 17: Polopružné (vlevo) a pružné (vpravo) uložení [5] .....            | 13 |
| Obrázek 18: Nosný díl s podstavcem .....                                      | 13 |
| Obrázek 19: Průřez nosného dílu .....   | 14 |
| Obrázek 20: Profil PSH IPE 300 .....  | 15 |
| Obrázek 21: Nahrazení vlastní tíhy spojitým zatížením .....                   | 18 |
| Obrázek 22: Uvolnění .....  | 19 |
| Obrázek 23: Napětí od vlastní tíhy .....                                      | 19 |
| Obrázek 24: Průběh velikosti natočení .....                                   | 21 |
| Obrázek 25: Průhyb nosníku od vlastní tíhy .....                              | 21 |
| Obrázek 26: Zatížení od jednoho kola .....                                    | 22 |
| Obrázek 27: Uvolnění nosníku .....  | 22 |
| Obrázek 28: Průběh maximálních momentů při pojezdu jedním kolem .....         | 26 |
| Obrázek 29: Natočení levé podpory .....                                       | 26 |
| Obrázek 30: Natočení pravé podpory .....                                      | 27 |
| Obrázek 31: Průhyb pod kolem .....  | 27 |
| Obrázek 32: Zatížení od dvou kol .....  | 28 |
| Obrázek 33: Uvolnění při zatížení od dvou kol .....                           | 28 |
| Obrázek 34: Průběh maximálního momentu .....                                  | 33 |
| Obrázek 35: Natočení levé podpory .....                                       | 33 |
| Obrázek 36: Natočení pravé podpory .....                                      | 34 |
| Obrázek 37: Průhyb pod levým kolem .....                                      | 34 |
| Obrázek 38: Průhyb pod pravým kolem .....                                     | 35 |
| Obrázek 39: Maximální moment celkový .....                                    | 36 |
| Obrázek 40: Hodnoty maximálního ohybového napětí .....                        | 36 |
| Obrázek 41: Průhyb pod koly během pojezdu .....                               | 37 |
| Obrázek 42: Průběh natočení podpor .....                                      | 37 |
| Obrázek 43: Průběh reakcí .....   | 38 |
| Obrázek 44: Síťovaný nosný díl .....  | 39 |
| Obrázek 45: Napětí podle MKP .....  | 39 |
| Obrázek 46: Zobrazení průhybu .....   | 40 |
| Obrázek 47: Barevné zobrazení průhybu .....                                   | 40 |
| Obrázek 48: Podstavec .....   | 41 |
| Obrázek 49: Charakteristické rozměry pro výpočet průřezového modulu [1] ..... | 42 |
| Obrázek 50: Zatížení podstavce .....  | 42 |
| Obrázek 51: Graf průběhu průřezového modulu k ose ohybu .....                 | 44 |
| Obrázek 52: Průběh ohybového napětí na podstavci .....                        | 44 |

|  |    |
|--|----|
| Obrázek 53: Napětí podstavce podle MKP .....         | 46 |
| Obrázek 54: Zobrazení průhybu .....                  | 46 |
| Obrázek 55: Stavěcí šroub .....                      | 47 |
| Obrázek 56: Stavěcí šroub v sestavě .....            | 50 |
| Obrázek 57: Ocelová podložka .....                   | 50 |
| Obrázek 58: Spojení nosných dílů .....               | 51 |
| Obrázek 59: Spojení nosných dílů bez šroubu .....    | 51 |
| Obrázek 60: Svary tyče spojující nosné díly .....    | 52 |
| Obrázek 61: Koutový svar [24] .....                  | 53 |
| Obrázek 62: Zarážedlo .....                          | 55 |
| Obrázek 63: Rozdělení sil .....                      | 56 |
| Obrázek 64: Svary nárazníku .....                    | 57 |
| Obrázek 65: Koutový svar [24] .....                  | 57 |
| Obrázek 66: Princip optického snímače .....          | 58 |
| Obrázek 67: Kryt ozubeného hřebene .....             | 59 |
| Obrázek 68: Ozubený hřeben .....                     | 59 |
| Obrázek 69: Ozubené kolo s uložením a snímačem ..... | 60 |
| Obrázek 70: Pohonný mechanismus .....                | 61 |
| Obrázek 71: Pohon elektromotorem [20] .....          | 62 |
| Obrázek 72: Ukázka ručního pohonu [23] .....         | 62 |
| Obrázek 73: Uvolnění hřídele .....                   | 63 |
| Obrázek 74: Nosná konstrukce .....                   | 66 |
| Obrázek 75: Náhradní schéma .....                    | 67 |
| Obrázek 76: Uvolnění nosné konstrukce .....          | 67 |
| Obrázek 77: Svařenec z plechů .....                  | 68 |
| Obrázek 78: Připojovací plocha .....                 | 70 |
| Obrázek 79: Model celkové sestavy .....              | 73 |

## Seznam tabulek

|   |    |
|---|----|
| Tabulka 1: Vlastnosti profilu I [2] .....                 | 9  |
| Tabulka 2: Vlastnosti profilu IPE [2] .....               | 10 |
| Tabulka 3: Vlastnosti profilu PSH IPE [8] .....           | 10 |
| Tabulka 4: Vlastnosti profilu HEA [2].....                | 11 |
| Tabulka 5: Vybrané průřezové charakteristiky [2] [8]..... | 15 |
| Tabulka 6: Parametry šroubu M42.....                      | 48 |
| Tabulka 7: Parametry šroubu M24.....                      | 54 |



## Seznam zkratk a symbolů

$\alpha$  – koeficient dle hypotézy

$a$  – poloha portálového jeřábu

$A$  – plocha průřezu

$a_{1pl}$  – vzdálenost od prvního těžiště plochy 1

$a_{2pl}$  – vzdálenost od prvního těžiště plochy 2

$a_{3pl}$  – vzdálenost od prvního těžiště plochy 3

$a_{1d}$  – vzdálenost od druhého těžiště plochy 1

$a_{1d}$  – vzdálenost od druhého těžiště plochy 2

$a_{1d}$  – vzdálenost od druhého těžiště plochy 3

$b$  – vnitřní šířka prvku

$B$  – vnější šířka prvku

$c$  – integrační konstanta

$d$  – jmenovitý průměr prvku; integrační konstanta

$d_i$  – dané průměry prvku

$D$  – vnější průměr

$e$  – excentricita

$E$  – modul pružnosti

$f$  – součinitel smykového tření

$F$  – zatěžující síla

$F_{k1}$  – síla na první kolo

$F_{k2}$  – síla na druhé kolo

$\gamma$  – úhel stoupání

$g$  – tíhové zrychlení

$h$  – vnitřní výška prvku

$H$  – vnější výška prvku

$H'$  – proměnná výška

$H_D$  – výška díry

$i$  – počet chodů závitu

$J$  – kvadratický moment průřezu

$J_{xd}$  – kvadratický moment profilu PSH IPE 300

$J_{IPE}$  – střední kvadratický moment

$J_{xpl}$  – kvadratický moment plného průřezu

$J_{xch}$  – kvadratický moment chybějícího průřezu

$k_m$  – bezpečnost

$\lambda$  – štíhlost

$\lambda_{mez}$  – mezní štíhlost

$l$  – délka prvku

$m_i$  – hmotnost prvku

$M_k$  – kroutící moment

$M_o$  – ohybový moment

$N$  – normálová síla

$\vartheta$  – Poissonovo číslo

$\pi$  – Ludolfovo číslo

$P$  – rozteč

$p$  – tlak

$\varphi$  – natočení

$q$  – spojité zatížení

$Q$  – osová síla

$R$  – poloměr

$R_A$  – reakce podpory A

$R_B$  – reakce podpory B

$R_e$  – mez kluzu

$s$  – délka brzdění; vzdálenost

$S_i$  – velikost plochy

$\sigma_o$  – ohybové napětí

$\sigma_d$  – tlakové napětí

$\sigma_{red}$  – redukované napětí

$\sigma_{př}$  – přídavné napětí

$T$  – posouvající síla

$t_s$  – tloušťka stojiny

$\tau$  – smykové napětí

$v$  – rychlost pojezdu

$v$  – posuv

$W_o$  – modul průřezu v ohybu

$W_k$  – modul průřezu v krutu

$x$  – proměnná vzdálenost

$x_i$  – souřadnice prvku

$y$  – průhyb prvku

$y_{Tpl}$  – souřadnice prvního těžiště

$y_{Td}$  – souřadnice druhého těžiště

$z$  – počet závitů

## Použitá literatura

- [1] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 2. doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [2] Ferona Katalog. Tyče [on-line] 2018 [cit.20.5.2018] Dostupné na Internetu  
<https://online.ferona.cz/vyhledavani/307>
- [3] DRASTÍK, František a kolektiv. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. 2. doplněné vydání. Ostrava: MONTANEX a.s., 1999.
- [4] KUGL, Otmar; HOUKAL, Jiří; TOMEK, Pavel; ZÝMA, Jiří. PROJEKT – III. ročník. Praha 6: Vydavatelství ČVUT, 2000.
- [5] Gantry Rail s.r.o. Upevňovací systémy a svěrky. [on-line] 2018 [cit.4.4.2018] Dostupné na Internetu  
<http://www.gantryrail.com/cz/3-Dodavky-materialu/12-Upevnovaci-systemy-a-sverky.html>
- [6] BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: Části strojů; Sv. 1. Praha: Státní nakladatelství technické literatury. 1989.
- [7] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [8] NOVING ROŠTY s.r.o. Katalog PROLAMOVANÉ NOSNÍKY směrnice 11. [on-line] 2018 [cit.20.9.2017] Dostupné na Internetu  
[https://www.novingrosty.cz/assets/prolamovane\\_nosniky\\_smernice.pdf](https://www.novingrosty.cz/assets/prolamovane_nosniky_smernice.pdf)
- [9] TÝFA, L; JAVOŘÍK T.: Infrastruktura kolejové dopravy [on-line] 2016 [cit.20.6.2018] Dostupné na Internetu  
<https://www.fd.cvut.cz/personal/tyfal/str/predmety/ikod-pr/ikod04.pdf>
- [10] Kari sítě – roxory – profily. Ceník materiálů. [on-line] 2018 [cit.24.6.2018] Dostupné na Internetu  
<https://www.kari-site-roxory.cz/hutni-material/eshop/0/0/5/151-HEA-profil-300-S235JR>
- [11] DAMA. Nosníky ocelové. [on-line] 2018 [cit.24.6.2018] Dostupné na Internetu

- <https://www.idama.cz/hutni-material/ocelove-nosniky-5507>
- [12] PcsSupply. SEW Eurodrive. K Series. [on-line] 2018 [cit.19.6.2018]  
Dostupné na Internetu  
<https://www.pcssupply.com/sew-eurodrive-k-series-ka87a-gear-unit/>
- [13] Kondor. Hutní materiály. Ocelové nosníky. [on-line] 2018 [cit.24.6.2018]  
Dostupné na Internetu  
<https://www.kondor.cz/ocelove-nosice/c-1433/>
- [14] MICHALCOVA. Průřezové charakteristiky. [on-line] 2018 [cit.19.5.2018]  
Dostupné na Internetu  
<http://fast10.vsb.cz/michalcova/statika11/pr%2010-11-prurezove%20charakterisky%20barevne.pdf>
- [15] OEM AUTOMATIC. Optické snímače. [on-line] 2018 [cit.19.6.2018]  
Dostupné na Internetu  
[http://www.oemautomatic.cz/Products/Elektricke\\_stroje/Snimace/Opticke\\_snimace/Opticke\\_snimace\\_-\\_princip\\_a\\_jak\\_vybrat/2928868-304993.html](http://www.oemautomatic.cz/Products/Elektricke_stroje/Snimace/Opticke_snimace/Opticke_snimace_-_princip_a_jak_vybrat/2928868-304993.html)
- [16] AXIMA. ULTRAZVUKOVÉ SNÍMAČE. [on-line] 2018 [cit.24.6.2018]  
Dostupné na Internetu  
<https://www.axima-obchod.cz/polohove-snimace/ultrazvukove-snimace>
- [17] E-konstruktor. Vlastnosti látek a materiálů. [on-line] 2018 [cit.16.5.2018]  
Dostupné na Internetu  
<https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [18] conVERTER. Součinitel smykového tření. [on-line] 2018 [cit.16.5.2018]  
Dostupné na Internetu  
<http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>
- [19] JASS. Jeřábové dráhy. [on-line] 2017 [cit.10.10.2017] Dostupné na Internetu  
<http://www.jass.cz/jerabove-drahy>
- [20] GIGA s.r.o. Portálové jeřáby a poloportálové jeřáby. [on-line] 2017 [cit.20.12.2017] Dostupné na Internetu

- <http://www.gigasro.cz/portalove-jeřaby-a-poloportalove-jeřaby26906.html>
- [21] JEŘÁBY SERVIS. Mostové a portálové jeřáby. [on-line] 2017 [cit.20.10.2017] Dostupné na Internetu  
<http://www.jerabyservis.cz/mostove-a-portalove-jeřaby.html>
- [22] ELUC. Dopravní zařízení. Jeřáby. [on-line] 2017 [cit.28.10.2017] Dostupné na Internetu  
<https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1921>
- [23] ITECO ABUS. Lehké portálové jeřáby. [on-line] 2017 [cit.28.10.2017] Dostupné na Internetu  
<http://www.iteco.cz/lehke-portalove-jeřaby-poptavkovy-formular/>
- [24] PALÁT. H. Svarové spoje. [on-line] 2018 [cit.28.5.2018] Dostupné na Internetu  
[http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/\\_sablon/SPS\\_II/VY\\_32\\_INOVACE\\_C-07-08.pdf](http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/_sablon/SPS_II/VY_32_INOVACE_C-07-08.pdf)
- [25] MAREK, J.; HARTL, M.: SIMULÁTOR HERTZOVA KONTAKTU. [on-line] 2011 [cit.12.5.2018] Dostupné na Internetu  
[https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=41892](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=41892)
- [26] PROJEKT OPPA. Části a mechanismy strojů I. ČMS1 [on-line] 2014 [cit.2.5.2018] Dostupné na Internetu  
[https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/%C4%8CMS1/01C\\_U1\\_Pohybov%C3%BD%20%C5%A1roub-%C5%99e%C5%A1en%C3%AD.pdf](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/%C4%8CMS1/01C_U1_Pohybov%C3%BD%20%C5%A1roub-%C5%99e%C5%A1en%C3%AD.pdf)
- [27] TERZIJSKI, I.: Betonové prvky. Základy navrhování konstrukcí, zatížení, materiály. [on-line] 2005 [cit.20.1.2018] Dostupné na Internetu  
<http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/BL01-Prvky%20Betonovych%20konstrukci/Prvky%20bet%20kci%20II.pdf>

[28] KVARDA, D.; HARTL, M.: ANIMACE ZÁBĚRU VÁLCOVÝCH OZUBENÝCH SOUKOLÍ [on-line] 2015 [cit.12.5.2018] Dostupné na Internetu

<http://www.ustavkonstruovani.cz/FileDownload/getFile/1025/Smisek.pdf>  
/

[29] WALD, F.; KUHLMANN, U.; HOFMANN, J. a kol.: Přípoje ocelových konstrukcí na betonové [on-line] 2018 [cit.28.6.2018] Dostupné na Internetu

[http://steel.fsv.cvut.cz/infaso/InFaSo\\_Design-manual\\_I\\_CZ.pdf](http://steel.fsv.cvut.cz/infaso/InFaSo_Design-manual_I_CZ.pdf)