

Využití metody konečných prvků pro návrh otočného sloupového jeřábu

Bc. Pavel Zemek

Diplomová práce
2011



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Pavel ZEMEK**

Osobní číslo: **T090228**

Studijní program: **N 3909 Procesní inženýrství**

Studijní obor: **Řízení jakosti**

Téma práce: **Využití metody konečných prvků pro návrh otočného sloupového jeřábu**

Zásady pro vypracování:

- 1. Vypracujte rešerši k danému tématu**
- 2. Určete základní parametry konstrukčního řešení**
- 3. Konstrukční řešení s využitím MKP**
- 4. Zhodnocení navrženého řešení**

Rozsah diplomové práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

dle doporučení vedoucího diplomové práce

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Milan Žaludek, Ph.D.

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání diplomové práce:

14. února 2011

Termín odevzdání diplomové práce:

13. května 2011

Ve Zlíně dne 6. ledna 2011



doc. Ing. Petr Hlaváček, CSc.
děkan



doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.
ředitel ústavu

Příjmení a jméno: ZEMEK PAVEL

Obor: 3911T023

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 29.4.2011



.....

¹⁾ zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevdělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

²⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo).

³⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpirá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

ABSTRAKT

Téma diplomové práce je zaměřeno na konstrukční návrh otočného sloupového jeřábu s využitím metody konečných prvků, jako jedné z progresivních metod, určených k řešení statických i dynamických konstrukčních úloh běžné inženýrské praxe. Důvod výběru právě této metody spočívá v ověření výsledků návrhu zmíněného zařízení pomocí klasického staticko-pevnostního rozboru.

Teoretická část vysvětluje metodu konečných prvků a souvislosti s ní spojené. Praktická část řeší jednotlivé kroky návrhu otočného sloupového jeřábu.

Klíčová slova: metoda konečných prvků, konečný prvek, otočný sloupový jeřáb, strojní konstrukce, AutoCAD, simulace napětí

ABSTRACT

The subject of the diploma thesis is focused on the design of the slewing pillar crane with utilising of finite element analysis method, as one of the progressive methods, intended for solution of static and dynamic structural problems of common engineering practice. The reason why this very method was chosen inheres in the verification of results of the classical static-strength dissection design of the referenced mechanism.

The theoretic part will explain the finite element analysis method and its coherences. The practical part will be pursued each step in design of the slewing pillar crane.

Keywords: finite element method, finite element, slewing pillar crane, engineering construction, AutoCAD, stress simulation

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Ing. Milanu Žaludkovi, Ph.D. za ochotu, pomoc a cenné rady při vedení v průběhu realizace této diplomové práce.

Prohlašuji, že jsem na diplomové práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků, je-li to uvedeno na základě licenční smlouvy, budu uveden jako spoluautor. Prohlašuji, že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Ve Zlíně

.....

Podpis studenta

OBSAH

ÚVOD	10
I TEORETICKÁ ČÁST	11
1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ	12
1.1 HISTORIE	13
1.2 PRINCIP	13
1.2.1 Postup	13
1.2.2 Matice tuhosti a vektor posuvů	15
1.3 APLIKACE.....	17
1.3.1 Výhody výpočtových metod CAD systémů.....	17
1.4 SYSTÉMY.....	18
2 TEORIE JEŘÁBŮ	19
2.1 ZÁKLADNÍ VZTAHY	19
2.2 JEŘÁBY OTOČNÉ SLOUPOVÉ.....	21
2.3 DALŠÍ TYPY JEŘÁBŮ	23
2.3.1 Jeřáby věžové	23
2.3.2 Jeřáby portálové a poloportálové	24
2.3.3 Jeřáby mostové.....	24
2.3.4 Jeřáby derikové	25
2.3.5 Jeřáby nástěnné	25
2.3.6 Podvozkové jeřáby	25
3 VZTAH METODY KONEČNÝCH PRVKŮ KE KONSTRUKČNÍMU SOFTWARE	26
II PRAKTICKÁ ČÁST	28
4 VOLBA KONCEPCE OTOČNÉHO SLOUPOVÉHO JEŘÁBU	29
4.1 DISKUSE POUŽITÍ PROTIZÁVAŽÍ	29
4.2 DISKUSE VLIVU SÍLY VĚTRU	31
4.3 DISKUSE VLIVU PRACOVNÍHO PROSTŘEDÍ.....	34
5 STATICKÝ VÝPOČET JEŘÁBU	36
5.1 ZADANÉ HODNOTY VELIČIN	37
5.2 NÁKRES.....	38
5.3 VOLBA KLADKOSTROJE	40
5.4 STATICKO-PEVNOSTNÍ ROZBOR	41
5.4.1 Určení zatěžující síly	41
5.4.2 Maximální ohybový moment	45
5.4.3 Kontrola ohybu výložníku.....	46
5.4.4 Kontrola průhybu výložníku	46
5.4.5 Svarové připojení výložníku	47
5.4.5.5 Namáhání svarů ohybovým momentem	48
5.4.5.6 Namáhání svarů posouvající silou	49
5.4.5.7 Redukované napětí pro jeřáb bez protizávaží	51
5.4.5.8 Dovolené napětí ve svarech	52
5.4.6 Výběr radiálních ložisek	52
5.4.7 Výběr axiálního ložiska.....	54

5.4.8	Návrh průměru a světlosti trubky sloupu	55
5.4.9	Kontrola sloupu na vzpěr	58
5.4.10	Řešení ukotvení sloupu	63
5.4.11	Výpočet protizávaží	69
6	ANALÝZA METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ V SOLIDWORKS.....	72
6.1	UVOLNĚNÍ VÝLOŽNÍKU PRO JEŘÁB BEZ PROTIZÁVAŽÍ.....	72
6.2	UVOLNĚNÍ VÝLOŽNÍKU PRO JEŘÁB S PROTIZÁVAŽÍM	74
6.3	UVOLNĚNÍ SLOUPU	74
6.3.1	Spojení sloupu a kotvící trubky.....	77
ZÁVĚR	79
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	81
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	84
SEZNAM OBRÁZKŮ	87
SEZNAM TABULEK.....	89
SEZNAM PŘÍLOH.....	90

ÚVOD

Technická komunita výzkumných a vývojových pracovníků, strojařů, konstruktérů a technologů se s pokrokem techniky setkává se stále složitějšími úkoly. Ty tam jsou doby, kdy ke zhotovení malého výrobku střední složitosti stačil pouze náčrt tužkou. Dávno je tomu, co konstruktérům stačilo znát několik základních vzorců a umět používat logaritmické pravítko.

V průběhu dvacátého století můžeme vysledovat určitý trend v navrhování výrobků. Souvisí se zmenšováním, snahou o kompaktnost a do jisté míry i patrnou snahou o zaoblování, respektive zakulacování. Posledně zmíněný fenomén je patrný zejména v automobilovém průmyslu, ale můžeme jej vysledovat například i v elektronice a elektrotechnice.

Všechny tyto fenomény jsou dokladem širšího pronikání designérské tvorby do zmíněných oblastí. Zaoblené, křivkové tvary jsou zkrátka „in“. To, co však na jedné straně přináší zlepšení ergonomických vlastností a lepší prodejnost, na straně druhé klade zvýšené nároky na konstrukční a výpočtové práce, neboť konstruktéři musí se změněným tvarem výrobku uvažovat i složitější průběhy napětí a deformací. Klasické metody pak k řešení takových úloh již nestačí a je třeba použít jinou, vhodnější metodu.

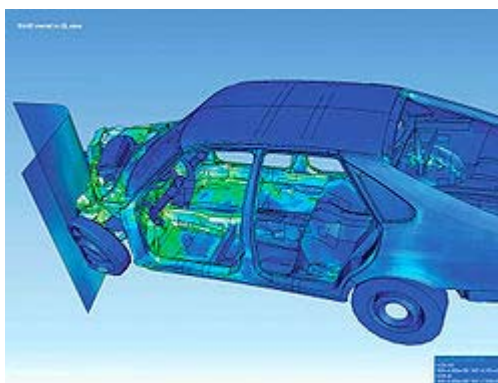
Mezi moderními metodami, určenými k řešení složitých konstrukčně návrhářských úloh, je nutno zmínit dvě: metodu konečných prvků a metodu okrajových prvků [4]. Jejich masivní nástup byl umožněn zejména gigantickým pokrokem ve výpočetní technice na konci dvacátého století. V této práci je využita právě metoda konečných prvků.

TEORETICKÁ ČÁST

1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků – MKP (její praktická aplikace je často známá jako **analýza metodou konečných prvků – analýza MKP**) je numerická technika pro nalezení přibližného řešení parciálních diferenciálních rovnic (PDR), stejně tak jako integrálních rovnic. Cesta k řešení je založena buď na eliminaci diferenciální rovnice kompletně (problémy ustáleného stavu), nebo na ztvárnění diferenciálních rovnic v aproximačním systému obyčejných diferenciálních rovnic, které jsou pak numericky integrovány s použitím standardních metod, jako Eulerovy, Runge-Kutta apod.

U řešení parciálních diferenciálních rovnic je primárním úkolem vytvořit rovnici, která se blíží rovnici sledované, ale je numericky stabilní, což znamená, že chyby ve vstupu a mezilehlé kalkulace se nesčítají, což by jinak vedlo k neplatnosti následného výstupu. K tomu existuje mnoho možností, každá s určitými výhodami a nevýhodami. **Metoda konečných prvků** je volbou, dobrou pro řešení parciálních diferenciálních rovnic, pokud je pole komplikované (jako návrhy automobilů nebo olejových potrubí), pokud se pole mění (např. u chemické reakce pevné látky s kapalnou), pokud se požadovaná přesnost obměňuje v celém poli, nebo pokud řešení postrádá plynulost. Příklad – u čelní nárazové simulace můžeme zvýšit pravděpodobnost, že v „důležitých“ oblastech, jako přední části automobilu, bude výsledek přesnější a naopak, tam, kde nám na přesnosti tolik nezáleží, tuto pravděpodobnost redukovat (tím snížit cenu simulace, protože výpočtář nestráví na nedůležitých partiích drahocenný čas); jiný příklad by byla simulace modelu počasí na Zemi, kde je důležitější mít přesné předpovědi na pevnině, než na otevřených mořích. [1]



Obr. 1 Ukázka čelní nárazové simulace vozu Saab [1]

1.1 Historie

Metoda konečných prvků vznikla z potřeby řešit komplexní úlohy elasticity a strukturální analýzy ve stavebnictví a aeronautice. Kořeny jejího vývoje leží v pracích Alexandera Hrennikoffa (1941) a Richarda Couranta (1942). Hrennikoffova práce rozděluje oblast pomocí mřížky, zatímco Courantův přístup dělí oblast do konečného množství trojúhelníkových elementů. Následuje řešení eliptických parciálních diferenciálních rovnic druhého stupně, které byly sestaveny z úlohy zabývající se krutem válce.

Vývoj MKP začal v 50. letech 20. století na univerzitě ve Stuttgartu prací Johna Argyrise a pokračoval na univerzitě v Berkeley prací Raye Williama Clougha v 60. letech. Na konci 60. let nechala NASA vyvinout software NASTRAN pracující na principu MKP.

V roce 1965 Feng Kang navrhl numerickou metodu nazvanou „metoda konečných diferencí založená na principu variace“, což je ekvivalent MKP. Jeho práce zůstala západnímu světu dlouhá desetiletí skryta. [2]

Pro úplnost je třeba dodat, že existuje také metoda okrajových prvků – MOP, jejíž základy položil v roce 1952 Solomon Grigor'evich Mikhlin ve své knize Integrovní rovnice [3]. Tato metoda je použitelná všude tam, kde pro velké obtíže při řešení určitých úloh metodou konečných prvků (u MKP je explicitně splněna buď kompatibilita, nebo rovnováha, kdežto u MOP jsou splněny obě tyto vlastnosti) potřebujeme odstranit její nedostatky. Z českých autorů se MOP zabývají např. Brož a Procházka (*Petr Brož – Petr Procházka: Metoda okrajových prvků v inženýrské praxi, Praha, SNTL, 1987*).

1.2 Princip

Metoda konečných prvků je založena na **Lagrangeově principu**: těleso je v rovnováze, jestliže celková potenciální energie deformace soustavy je minimální. [2]

1.2.1 Postup

Preprocesor (příprava modelu, diskretizace) → Solver (výpočet) → Postprocesor (zobrazení), konkrétněji:

1. CAD model
2. Diskretizace modelu (nahrazení nekonečného objemu modelu konečným počtem prvků, resp. uzlových bodů)
3. Pro každý diskrétní bod získáme trojici rovnic – pole posuvů do všech směrů (x, y, z) a snažíme se spočítat pole deformací (6 rovnic) a pole napětí (6 rovnic)
4. Nahrazení funkce posuvů polynomem a vyjádření funkce posuvů
5. Zavedení okrajových podmínek
6. Výpočet soustavy lineárních algebraických rovnic
7. Výpočet deformací a napětí pro jednotlivé uzlové body
8. Většinou grafické zobrazení na modelu s výpisem důležitých hodnot

[2]

Zde bych se poněkud pozastavil nad termíny jako diskretizace a okrajové podmínky. Objem modelu v CAD je ve skutečnosti konečný. Nekonečným jej vnímáme pouze z hlediska matematického, kdy zavádíme pojem **nekonečně malý element**. Pochopitelně, přijmeme-li, že nekonečně malý objemový element má jednotkový objem, pak logicky, počet těchto elementů v modelu je nekonečno. Takovou úvahou bychom se ale nikam nedostali, a proto jsou zde **okrajové podmínky**, které pomáhají definovat okraj modelu. Představme si model jako prostorový souřadný systém a uzel sítě jako bod v tomto systému. Bez působení vnější síly je tento bod nehybný. Začne-li síla působit, bod se dá do pohybu, ovšem jeho pohyb má určitá pravidla: je definován **polem posuvů** (představme si jej jako trojici vektorů ve směrech x, y, z). Směr pohybu uzlu je dán nejen výslednicí pole posuvů, ale také tím, jak se pohybují okolní uzly. Velmi často k vyjádření posuvů uzlů využíváme polynomické funkce. Konkrétní tvar polynomické funkce je lineárně závislý na hodnotách parametrů (obvykle posuvů) v uzlových bodech. Podle definičních (Cauchyho) vztahů poté derivujeme složky posuvů a výsledné funkce slouží k interpolaci **pole deformací**. Diskretizací přejde řešení rovnic matematické teorie pružnosti (soustava parciálních diferenciálních a obyčejných rovnic) na řešení soustavy lineárních rovnic ve tvaru:

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{U} = \mathbf{F} \quad (1)$$

kde:

K ... matice soustavy lineárních rovnic, nazývaná také **matice tuhosti**;

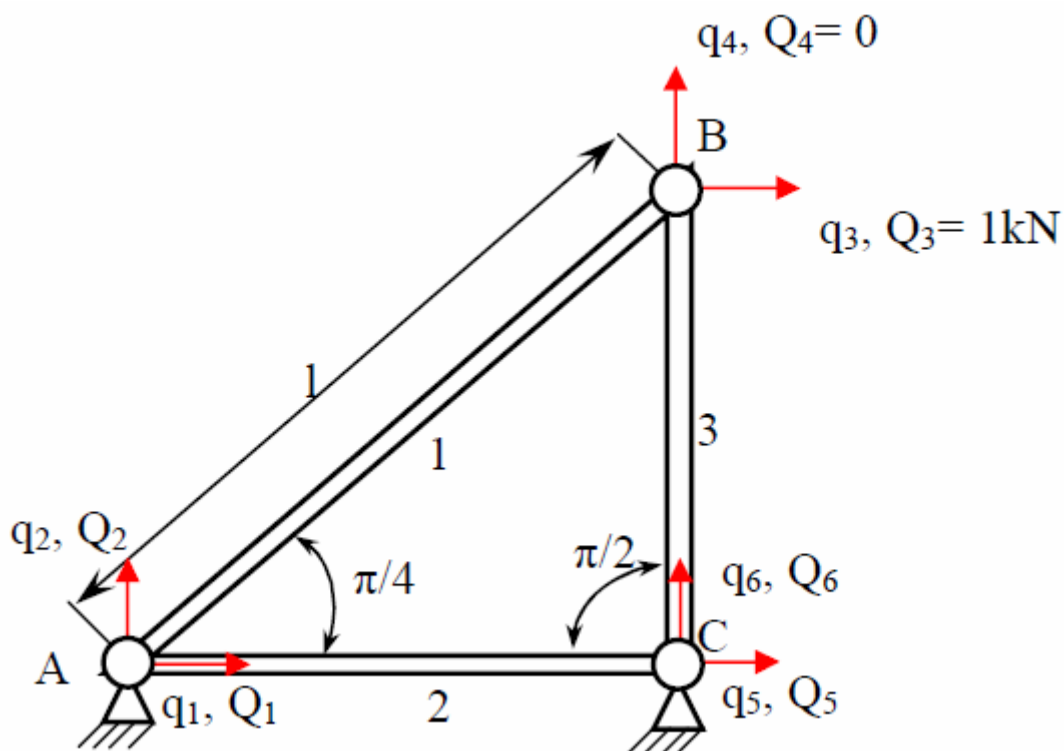
U ... vektor posuvů, obsahující všechny složky posuvů všech uzlových bodů;

F ... vektor pravých stran, obsahující všechny složky všech zatížení diskretizovaných do všech uzlů. [5]

1.2.2 Matice tuhosti a vektor posuvů

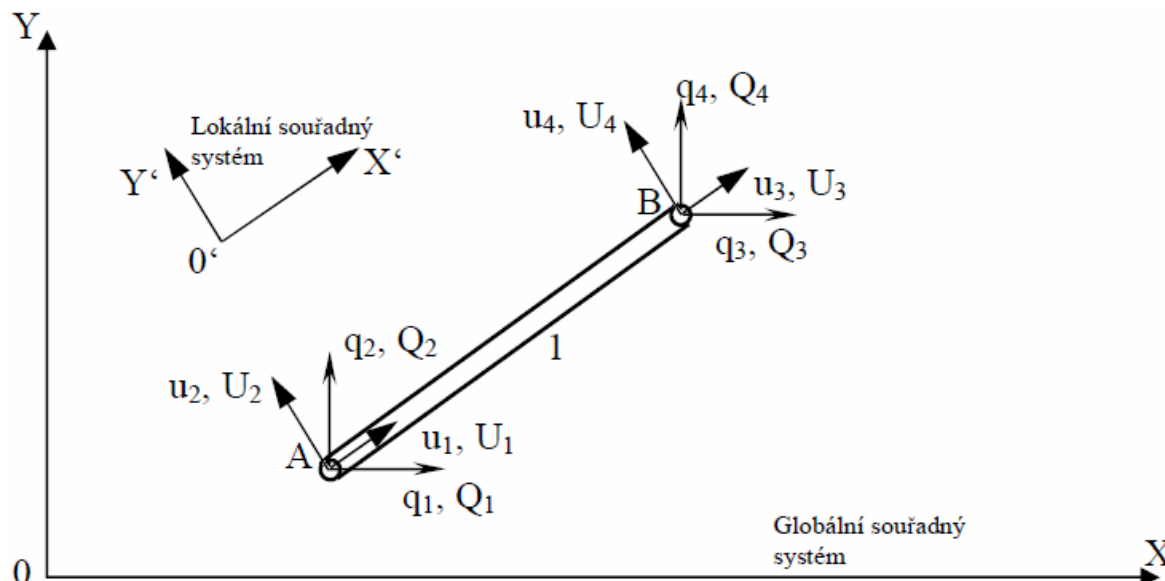
Vyjdeme-li z deformační varianty MKP, která může být považována za rozšíření metody deformační analýzy soustav, jsme schopni ukázat konkrétní tvar matice tuhosti u konkrétního prvku.

Trojúhelníkový prvek, jenž je elementem sítě konečných prvků, si představme jako trojici prutů, navzájem spojených v rozích trojúhelníka kinematickými vazbami, **klouby**.



Obr. 2 Soustava tří prvků navzájem spojených uzly

Znázorněný trojúhelníkový prvek má tvar pravoúhlého trojúhelníka s přeponou jednotkové délky, který je v bodě B zatížen silou $Q_3 = 1 \text{ kN}$ (malými písmeny q jsou značeny posuny). Provedeme operaci, typickou pro statiku, a osamostatníme prut, který tvoří přeponu. Zavedeme lokální souřadný systém $X'Y'$, jehož osa X' bude mít směr prutu.



Obr. 3 Jeden osamostatněný prvek

Protože uzel sítě se může volně pohybovat ve směru os X a Y , má dva stupně volnosti. Prut, jehož koncové body jsou uzly sítě, se nazývá **prvek sítě**¹. Protože se každý jeho uzel může pohybovat ve dvou směrech, má prvek sítě celkem čtyři stupně volnosti. Transformací souřadnic do lokálního souřadného systému $X'Y'$ převedeme posuvy q_i a síly Q_i na posuvy u_i a síly U_i tohoto souřadného systému ($i = \{1..4\}$). Vektor posuvů $\{u\} = \{u_1, u_2, u_3, u_4\}^T$ je náš vektor \mathbf{U} z rovnice (1). Jednoduchou aplikací Hookeova zákona a principu superpozice lze vyjádřit vztah $\{U\} - \{u\}$ jako:

$$U_1 = \frac{EA}{L}(u_1 - u_3), \quad U_3 = \frac{EA}{L}(u_3 - u_1), \quad (2)$$

kde:

E ... Youngův modul pružnosti;

A ... plocha příčného průřezu;

L ... délka prvku.

Zlomek ve výrazech (2) má tedy význam délkové tuhosti prvku ve směru osy X' , pro kterou zavedme označení $k = \frac{EA}{L}$. Dále, je-li tyčový prvek izolován, nemá žádnou tuhost

¹ Všimněme si, že původně jsme prvkem sítě nazvali pravoúhlý trojúhelník – správně bychom jej tedy měli nazývat „soustavou tří prvků“

ve směru osy Y' , avšak tato tuhost vznikne, jakmile se prvek začlení do soustavy (sítě) prvků, k čemuž přispějí ostatní prvky z jeho okolí. Z těchto důvodů je možné pro izolovaný prvek, např. 1, zapsat vztah mezi vektory sil a posunutí vzhledem k lokálnímu souřadnému systému $X'Y'$ v maticovém tvaru

$$\{U\} = [k']_1 \{u\}. \quad (3)$$

Rovnice (3) je prakticky shodná s rovnicí (1), přičemž $\mathbf{K} = [k']_1$ a $\mathbf{F} = \{U\}$. Matice $[k']_1$ je nazývána „lokální“ **maticí tuhosti prvku 1**. Platí

$$[k']_1 = k \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

[6]

1.3 Aplikace

MKP nachází uplatnění v mnoha oborech při vývoji produktů, zpravidla v oblasti **strojního inženýrství** (např. letecký a automobilový průmysl, biomechanika). Některé moderní MKP programy obsahují specifické nástroje (tepelné, elektromagnetické, fluidní a strukturální simulace).

MKP umožňuje detailní zobrazení struktur při ohýbání nebo kroucení, kompletní návrh, testování a optimalizaci ještě před vyrobením prototypu.

Tento mocný nástroj pro navrhování výrazně zlepšil i úroveň technických výkresů a způsob konstruování v mnohých průmyslových aplikacích. Zavedením MKP se výrazně zkrátila doba, od původního návrhu k hotovému výrobku. Stručně řečeno, k výhodám MKP patří především virtuální prototypování, méně fyzických prototypů, rychlejší a méně nákladný konstrukční cyklus, zvýšení produktivity a snížení nákladů. [2]

1.3.1 Výhody výpočtových metod CAD systémů

- Zkrácení vývojového času
- Snížení výrobních nákladů na zavedení do výroby

- Zvyšování kvality
- Inovace, dodržování norem

[2]

1.4 Systémy

Jednotlivé (specializované) systémy:

- Adams
- Ansys
- Dyna
- Fatigue
- Fluent
- Forge
- Marc
- Nastran
- PAM-Crash
- a další

[2]

2 TEORIE JEŘÁBŮ

2.1 Základní vztahy

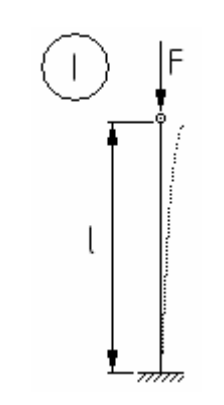
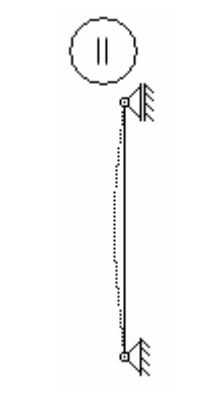
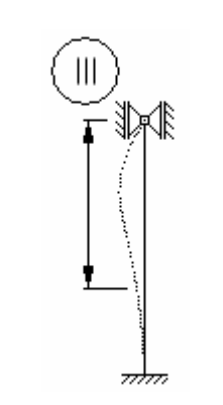
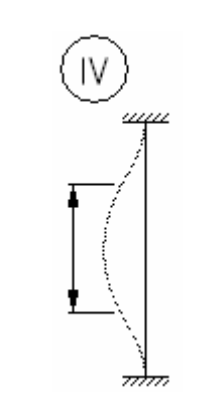
Jeřáb je zařízení sloužící pro usnadnění prací spojených převážně s výškovou dopravou nákladu. U některých aplikací se však vyskytuje doprava i vodorovná, neboť jeřáb musí popojíždět, případně se otáčet. Často se vyskytuje kombinace obou těchto pohybů.

Prvky, které mají všechny jeřáby společné, jsou: kladkostroj neboli kočka s hákem a elektrickým nebo ručním pohonem, výložník, naviják a ovládací zařízení.

Z hlediska návrhářského je jednou ze zásadních otázek vždy stabilita jeřábu. Souvisí s pojmem vzpěru. Jeřáb je zpravidla zatížen závažím neboli břemenem, jenž má na něj dva základní účinky:

1. Namáhá jeřábovou konstrukci na vzpěr. Z teorie pružnosti a pevnosti víme, že základní případy vzpěru jsou čtyři a souvisejí s tím, jak je konstrukce ukotvena.

Tab. 1 Základní případy vzpěru

				
Redukovaná délka	$l_{red} = 2l$	$l_{red} = l$	$l_{red} \approx \frac{2}{3}l$	$l_{red} = \frac{l}{2}$

Ze čtyř základních případů vzpěru (tab. 1) může jeřáb, resp. jeho centrální sloup být ukotven obecně kterýmkoliv z těchto čtyř způsobů. Na způsobu ukotvení závisí určení redukované délky, která se dosadí do Eulerova vztahu:

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 EJ}{K_V l_{red}^2}, \quad (5)$$

platného za předpokladu, že $\lambda \geq \lambda_m$, tedy, že štíhlostní poměr je větší nebo roven štíhlostnímu poměru meznímu, který je konstantou, rozdělující oblast závislosti napětí na štíhlostním poměru na Tetmajerovu přímkou a Eulerovu hyperbolu. Štíhlostní poměr se určí jako:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_{min}}, \quad (6)$$

kde

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} \quad (7)$$

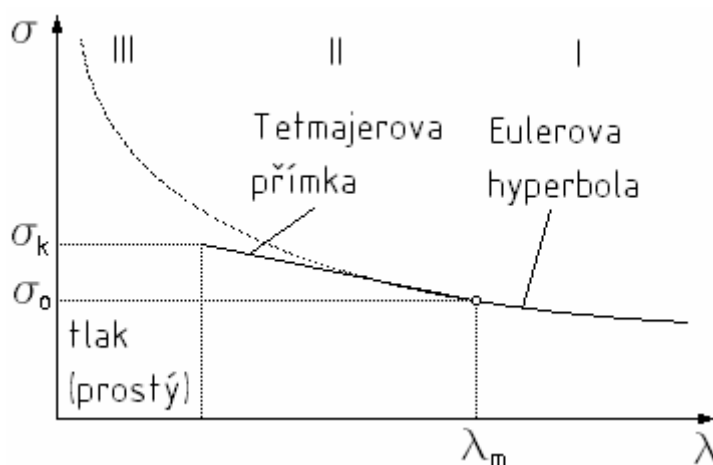
je poloměr setrvačnosti, při J_{min} (minimálním kvadratickém momentu plochy S průřezu).

Je-li $\lambda < \lambda_m$, musí se použít Tetmajerův vztah pro vzpěrné napětí:

$$\sigma_{vz} = a - b\lambda. \quad (8)$$

V krajním případě, kdy nelze aproximovat hyperbolu přímkou ($\lambda < 30 \div 40$), hovoříme o prostém tlaku:

$$\sigma = \frac{F}{S}. \quad (9)$$



Obr. 4 Závislost napětí na štíhlostním poměru

- Namáhá výložník jeřábu na ohyb. Výložník je ta část jeřábu, po které pojíždí vozík kladkostroje. Vyložení je vzdálenost mezi krajními body vodorovné (nebo diagonální) trajektorie kladkostroje. Pojžděním kladkostroje po výložníku se mění vyložení a tedy ohybový účinek od zatížení břemenem.

Výložník (i celý jeřáb) dimenzujeme vždy při maximálním ohybovém momentu, tj. tehdy, kdy kladkostroj se nachází v nejvzdálenějším bodě své trajektorie od sloupu.

Zatížení břemenem v tomto bodě tedy vyvíjí ohybový moment:

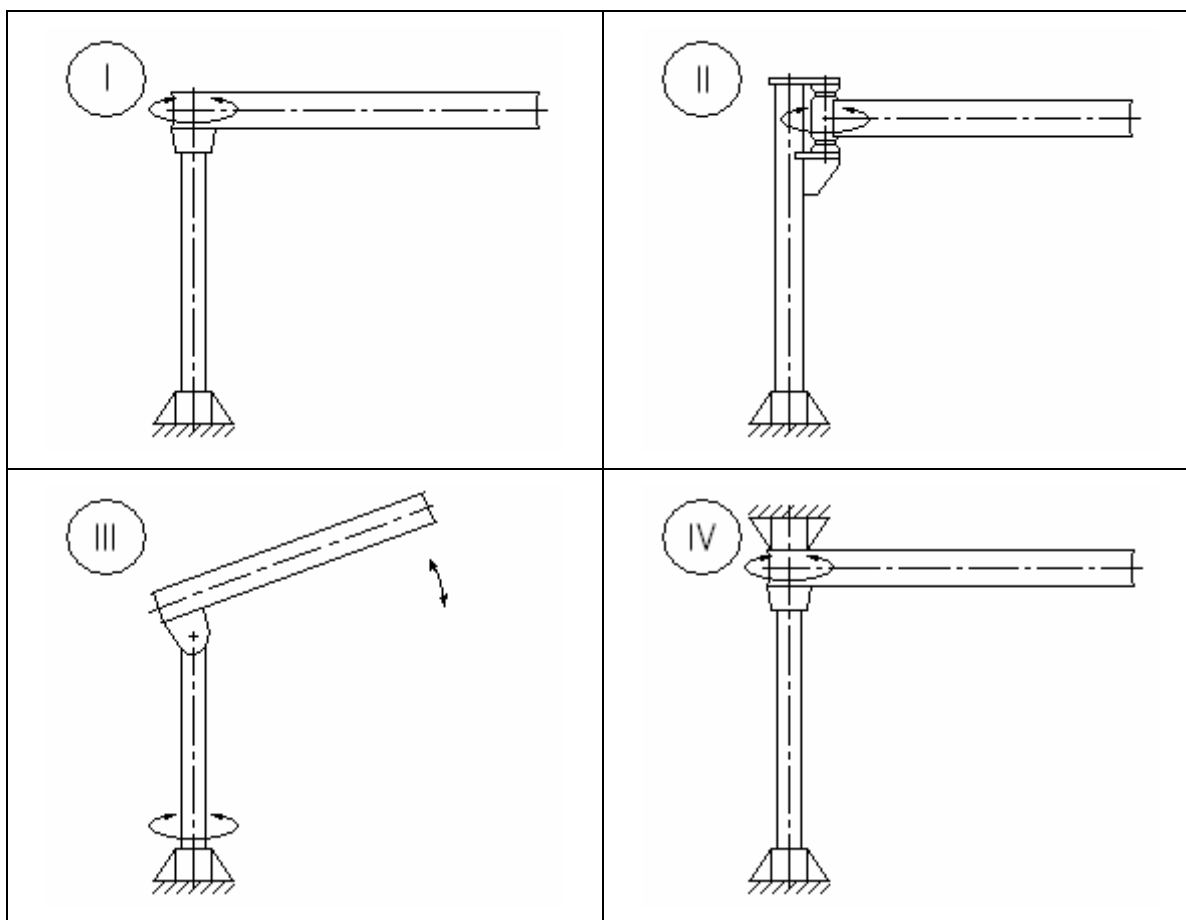
$$M_o = F \cdot r, \quad (10)$$

kde F je tíha břemene a r kolmá vzdálenost nositelky této tíhy k místu myšleného řezu.

Otázky, jakým způsobem je jeřáb namáhán na vzpěr a jak konkrétně ovlivňuje ohybový moment jeřáb a v kterých místech, závisí na konkrétním druhu jeřábu. Obecně se však dá říci, že klíčovým uzlem, vyžadujícím největší pozornost, je místo a způsob spojení výložníku se sloupem. Dost pozornosti vyžaduje i způsob ukotvení konstrukce, tj. bude-li jeřáb pevně stát na zemi, bude-li popojíždět, bude-li často měnit své stanoviště apod.

2.2 Jeřáby otočné sloupové

Tab. 2 Základní typy otočných sloupových jeřábů



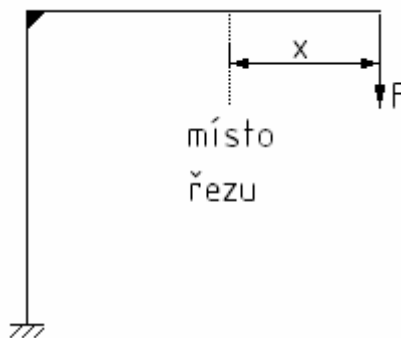
Pro otočný sloupový jeřáb platí uvedené vztahy specificky. Všimněme si, jak lze tento druh jeřábu zkonstruovat (*tab. 2*).

Popis jeřábů v *tab. 2*:

- I. Otočný sloupový jeřáb; s otočí umístěnou v ose sloupu, v horní části jeřábu (otáčí se pouze výložník), ukotvený v dolní části.
- II. Otočný sloupový jeřáb; s otočí umístěnou mimo osu sloupu, v horní části jeřábu (otáčí se pouze výložník), ukotvený v dolní části.
- III. Otočný sloupový jeřáb; s otočí umístěnou v ose sloupu, v dolní části jeřábu (s výložníkem se otáčí i sloup), s výklopným výložníkem, ukotvený v dolní části.
- IV. Otočný sloupový jeřáb; s otočí v ose sloupu (lze umístit i mimo osu – případ modifikace var. II), ukotvený jak v dolní, tak v horní části.

Konstrukce otočného sloupového jeřábu se často realizuje s využitím profilů, nejčastěji ocelových. Typickým je zejména profil tvaru I (normalizovaný) používaný jako hlavní nosný prvek výložníku. Pojíždí po něm vozík kladkostroje.

Na základě podobnosti otočného sloupového jeřábu s lomeným nosníkem lze přistupovat k jeho rozboru stejným staticko-pevnostním způsobem. Respektive je zde ještě jeden problém, a to, zda skutečně zanedbáváme vliv sil druhotných, jako může být síla větru, jiná náhlá zvýšená síla na otočení výložníku, vyvolaná obsluhou atd. Obecně vzato, vliv těchto vedlejších sil zpravidla není tak zásadní, jako vliv zátěže břemenem. Pokud ale jejich velikosti mají destruktivní vliv, je namístě uvažovat o jiném řešení, než řešení na základě podobnosti s lomeným nosníkem.



Obr. 5 Obecné řešení lomeného nosníku

Všimněme si *obr. 5*. Jednoduchý otočný sloupový jeřáb (v *tab. 2* je to případ I.) je konstrukčně podobný lomenému nosníku. V obrázku je zjednodušena kinematická vazba

jeřábové otoče a je nahrazena schématem svaru. Důvod tohoto zjednodušení je právě ten, který je popsán výše – že zanedbáme vliv druhotných sil.

V každém případě, řešení lomeného nosníku je modelem řešení otočného sloupového jeřábu. A protože se u výložníku vyskytuje nosník, nejčastěji z profilu tvaru I, lze použít vztah pro ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}, \quad (11)$$

který přeformulujeme na funkci ohybového napětí na ohybovém momentu:

$$\sigma_o(x) = \frac{M_o(x)}{W_o}, \quad (12)$$

potážmo, když dosadíme za $M_o(x)$:

$$\sigma_o(x) = \frac{F \cdot r(x)}{W_o}, \quad (13)$$

kde W_o je modul průřezu profilu tvaru I v ohybu, dle tabulkové hodnoty.

Maximální ohybové napětí je menší nebo rovno dovolenému napětí v míjivém ohybu:

$$\sigma_{o \max} \leq \sigma_{d,o}^I \quad (14)$$

2.3 Další typy jeřábů

Pro úplnost je třeba zmínit, že existují i jiné typy jeřábů. Některé z nich mají s otočným sloupovým jeřábem společné některé konstrukční prvky.

2.3.1 Jeřáby věžové

Věžový jeřáb se vyznačuje velkou výškou a vyložení. Používá se na staveništích, při stavbách výškových budov. Může být pevně ukotven k základu nebo popojíždět, často po kolejnicích. Konstrukce bývá typicky příhradová a kabina obsluhy může (jako výtah) popojíždět nahoru a dolů. Věžové jeřáby se dělí podle nosnosti na lehké (do 3t), střední (od 3 do 6t) a těžké (od 6 do 60t). [7]



Obr. 6 Věžový jeřáb

Zdroj: http://www.kranimex.cz/foto/r_hc-t_v.jpg

2.3.2 Jeřáby portálové a poloportálové

Portálový jeřáb vidáme často v přístavech a překladištích. Jeho dvě nosné konstrukce, spojené výložníkem, popojíždí po kolejnicích ve stejné výšce. Poloportálový jeřáb je podobný, ale jedna z kolejnic se nachází výše než druhá. Standardní portálové a poloportálové jeřáby lze zkonstruovat až do nosnosti 150 t. [8]

2.3.3 Jeřáby mostové

Mostový jeřáb má typicky využití v krytých skladových a výrobních halách. Délka jeho výložníku je o pracovní vůli menší, než šířka haly, na jejíchž stěnách jsou těsně pod úrovní výložníku umístěny pojezdové dráhy. Typicky se používá jako prostředek dopravy např. pro dlouhé ocelové profily z místa skladu do místa pořezu. Mohou být jednonosníkové (nosnost do 12t) i dvounosníkové (až 50t). [9]

2.3.4 Jeřáby derikové

Výložník derikového jeřábu je připevněn k nosné konstrukci v patě sloupu, přes jehož vrchol jsou pomocí kladek vedena napínací lana. Derik je ideálním jeřábem pro stavby různého typu: panelové domy, továrny, přehrady atd. Jeho konstrukce je ale natolik univerzální, že je možné jej využít i pro práci v lomech, v přístavu nebo v otevřeném skladu. Třínožková koncepce je naprosto unikátní a dává jeřábu mimořádnou stabilitu, což jej předurčuje k výjimečným nosnostem. Proto není překvapující derikový jeřáb s nosností 10 nebo i 1000 t.

2.3.5 Jeřáby nástěnné

Mají k otočným sloupovým jeřábům velmi blízko. Všimneme-li si výložníku jeřábu č. II v *tab. 2*, pak speciální úpravou lze tento výložník vyjmout ze sloupu a přichytit ke zdi budovy (vyztužené), kde může pracovat, aniž by zde sloup zabíral místo.

2.3.6 Podvozkové jeřáby

Jsou to jeřáby na automobilovém, železničním, nebo pásovém podvozku. Jsou značně mobilní a univerzální. Konstrukce jeřábového výložníku může využívat jak příhradových, tak profilových, nebo i hydraulických prvků.

3 VZTAH METODY KONEČNÝCH PRVKŮ KE KONSTRUKČNÍMU SOFTWARE

Moderní konstrukční počítačové systémy lze rozdělit do dvou skupin:

- Systémy na bázi kreslení rovinných náčrtů a výkresů, které nabízí (pro začátečníky poněkud obtížnější) volbu přechodu do prostorového kreslení – typickým zástupcem je AutoCAD se všemi vydáními a odvětvovými verzemi.
- Systémy na bázi parametrického modelování – tento způsob kreslení staví na naprosto odlišném přístupu a náhledu. Zatímco v první skupině jsme tvořili výkres způsobem analogickým ke kreslicímu prknu, pouze prostředky jsme použili odlišné, ve druhé skupině jde o filozofii generování výkresů z modelů, které si sami vytvoříme.

Dnes již drtivá většina konstrukčních firem používá software z druhé skupiny. Je zde patrná malá přizpůsobivost učitelské a studentské populace tržní situaci, což plyne z toho, že na některých školách u nás je AutoCAD stále vyučován. S tím však nic nenaděláme, neboť AutoCAD má výhody, které jeho ortodoxní uživatelé dobře znají. Mezi nimi vyčnívá zejména široká škála kreslicích prvků, široká nabídka druhů kót, snadná práce s měřítkem, mnoha typy písem, příkazový řádek, jenž umožňuje zadání těch příkazů, jež nemůžeme zadat jinak, absence problémů spojených se zdvojenými entitami apod.

Tyto přednosti však pomalu, ale jistě vytlačují programy, v nichž si uživatel tvoří výkres generováním z 3D modelu, čímž mu odpadá práce, nad kterou u AutoCADu strávil při konstruování podstatnou část času. Vymodelovat součást, promítnout ji v určité rovině do výkresu a okótovat ji je např. u Autodesk Inventoru otázkou pár minut.

Zabýváme se zde popisem činností konstruktérských. A základní konstruktérovou dovedností je bezesporu umět nakreslit výkres součásti nebo sestavy, podle kterého je bude možno vyrobit a smontovat. Až po tento bod nám byl AutoCAD, se svým 2D přístupem, užitečný.

Zhotovení výkresu ale není konec výrobního procesu. Ten pokračuje dále částí technologickou, ve které je nutno zajistit, aby výrobek splňoval provozní předpoklady a nalézt cestu (skrže technická zařízení, stroje a prostředky) k jeho výrobě. Simulovat tento proces již AutoCAD nedokáže. Konstruktor, který kreslí v AutoCADu, v poslední fázi své činnosti přiřadí výrobku materiál a výkres předá technologovi do jeho etapy.

Jestliže AutoCAD umožnil zjednodušit konstrukční proces, pak systémy z druhé skupiny dokáží zjednodušit nejen konstrukční, ale i technologický proces.

Řekněme si, jakými metodami k tomu přistupují. Základem je myšlenka, že model výrobku, vytvořený pomocí parametrického modelování v konstrukčním programu, reprezentuje skutečný výrobek se všemi jeho fyzikálními vlastnostmi – zejména hustotou, hmotností, tuhostí a pevností danou materiálem, jenž je mu virtuálně přiřazen a konkrétními hodnotami zmíněných veličin reprezentován. Tak pro každý materiál jsou tyto hodnoty jiné a v místě, kde se v parametrickém modeláři nenachází žádný model, tedy v prostoru okolo modelu, je materiál, ekvivalentní vakuu, jenž má počítačem přiřazené konstanty vakua.

Tuto abstraktní představu nyní rozšíříme o skutečnost, že model výrobku je v modeláři rozdělen na konečný počet prvků. To z toho důvodu, že chceme-li projevit vliv virtuální síly, představované funkcí nebo procedurou v programu, na model, musíme si nějak pomoci a právě konečný počet elementárních prvků je vhodný způsob. Po projevení virtuální síly se v souladu s fyzikálními zákony začnou konečné prvky posouvat, zejména ty, které jsou působišti virtuální síly nejbližší, a reagovat tak na její účinek. Pro výkonný počítač není simulace tohoto procesu velkým problémem.

Tím jsem v kostce vysvětlil, jak pracují MKP výpočty v počítači. Dojde-li k posunu konečných prvků a tedy k deformaci modelu v tak velké míře, že to přesahuje dovolenou mez, potom by se adekvátním způsobem reálně zatížený reálný výrobek (při zkouškách) porušil.

Tímto způsobem v podstatě pracuje každý CAD systém na bázi parametrického modelování, do kterého je vložen nebo který může spolupracovat s modulem pro zpracování vizualizace zatížení metodou MKP.

Příklady takových systémů jsou: Catia, SolidWorks, Inventor, Ansys atd. První tři zmíněné systémy obsahují integrované moduly pro výpočty MKP. Ansys je poněkud specifický a slouží spíše jako nadstavba ostatních systémů, kdy je specializovaný výlučně pro MKP výpočty. Geometrie modelů pak do něj může být přenesena z ostatních CAD systémů.

PRAKTICKÁ ČÁST

4 VOLBA KONCEPCE OTOČNÉHO SLOUPOVÉHO JEŘÁBU

Originál práce, ze které vycházím, řeší otočný sloupový jeřáb typu II (*tab. 2*). Proč byl zvolen tento typ, na to odpovídá zdrojová literatura původní práce [10]. V ní se vyskytuje příklad, který právě tento typ jeřábu řeší. Shrňme si výhody a nevýhody tohoto typu:

Výhody:

- možnost vyjmutí výložníku a jeho použití pro jiný typ jeřábu, nevyžadující sloup (nástěnný); vyžaduje, aby výložník byl samostatná podsestava;
- díky tomu, že výložník je samostatná podsestava, navíc snadno rozebíratelná (je předmětem práce [11]), lze snadno lokalizovat a řešit případné závady;
- zabírá málo místa, je snadno vyrobiteľný a praxí ověřený.

Nevýhody:

- kvůli tomu, že osa rotace výložníku leží před osou sloupu, lze výložníkem otáčet jen v omezeném úhlu (zpravidla 180°);
- jeřáb není vybaven protizávažím, a tudíž jsou kotevní šrouby a axiální ložisko v provozu zatíženy nestejně.

Naproti tomu, lze volit jiné řešení, s jinými výhodami a nevýhodami. Zvolíme-li typ I (*tab. 2*), za jehož zvláštní případ lze de facto považovat typ IV, konstatujeme, že první dvě výhody předchozího typu zůstaly zachovány, ke třetí se ještě vyjádříme. U nevýhod lze první z nich eliminovat, a druhá nevýhoda zároveň souvisí s výhodou, protože máme volnost konstruovat jeřáb podle našich představ, a tudíž můžeme nebo nemusíme volit **protizávaží**.

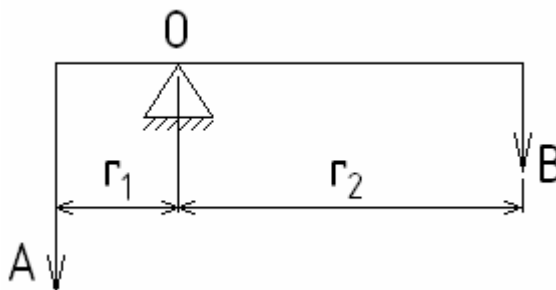
4.1 Diskuse použití protizávaží

Volba protizávaží přinese jednu výhodu a jednu nebo dvě nevýhody. Výhoda je v tom, že adekvátním protizávažím u zatíženého jeřábu jsme schopni docílit toho, aby axiální ložisko bylo zatíženo rovnoměrně. Nevýhoda je v tom, že protizávaží bude u tohoto jeřábu zaujímat prostor na protější straně od výložníku. To ale může vadit jedině v případě, že

zákazník si tento typ jeřábu koupí s úmyslem, že sloup umístí do rohu místnosti nebo ke zdi. Pokud tak učiní, plyne pro něj z toho druhá nevýhoda, spojená s manipulací. Nemohlo by zde totiž být protěžší rameno v délce, rovné délce výložníku, ale protizávaží by se muselo zavěšovat proti výložníku hned za sloupem, navíc by výrazně hmotnostně přesahovalo tíhu břemene. Plyne to z použití jednoduchého pákového pravidla. Rovnice pákového pravidla je známá rovnice nerovnoramenné páky (*obr. 7*):

$$A \cdot r_1 = B \cdot r_2 \quad (15)$$

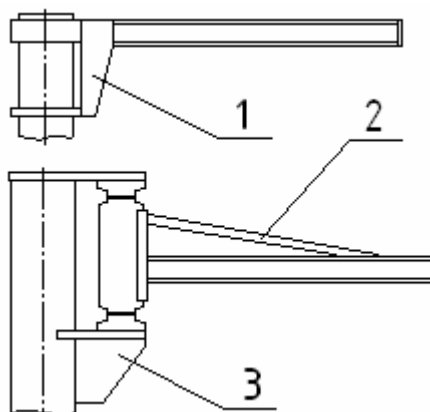
Při platnosti rovnice (15) je nerovnoramenná páka v rovnováze. A může představovat tíhu protizávaží, B tíhu břemene.



Obr. 7 Nerovnoramenná páka

Vhodnost použití protizávaží je spekulativní. Někteří výrobci své sloupové jeřáby vůbec protizávažím nevybavují (Tesort spol. s r.o., Giga spol. s r.o., Kaiser+Kraft spol. s r.o.). Je to proto, že jeřáb má:

- malou nosnost;
- procentuálně malý časový fond využití a tedy miniaturní relativní zatížení ložisek;
- silně naddimenzovanou konstrukci;
- určitou konstrukční úpravu, pro zvýšení tuhosti výložníku (*obr. 8*);
- kombinaci uvedených vlastností.



Obr. 8 Způsoby zesílení tuhosti

Zesílit tuhost lze podle obr. 8 např.:

1. dolním žebrem u výložníku – zvyšuje tuhost výložníku;
2. horní vzpěrou u výložníku – zvyšuje tuhost výložníku;
3. žebrem u sloupu – zvyšuje tuhost sloupu (ale ne výložníku).

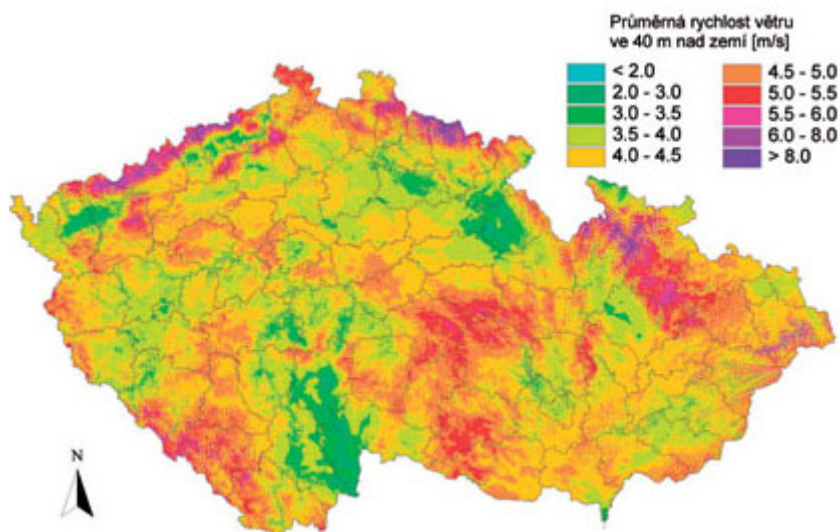
Pokud má např. sloupový jeřáb s malou nosností takto upravenou tuhost, nepotřebuje již protizávaží.

Doposud jsme však nemluvili o vlivech okolního prostředí a o tom, kde jeřáb pracuje. Představme si například, že je umístěn na lodi. I když riziko kymáčení lodi při nakládání nebo vykládání je eliminováno zakotvením lodi, je namístě také použít při provozu jeřábu protizávaží, čímž se bezpečnost práce ještě zvýší. Nezanedbatelný vliv má také síla bočního větru.

Rozhodně se závaží doporučuje u otočných sloupových jeřábů velkých nosností. Například mezinárodní společnost Huisman, která má pobočku i v České republice, vyrábí sloupové jeřáby pro práci na moři (na lodích – OMC) a na souši (HLMC), z nichž druhé zmíněné mají uváděnou nosnost až 5 000 t. [7]

4.2 Diskuse vlivu síly větru

Spousta otočných sloupových jeřábů pracuje ve venkovních podmínkách. Na různých místech krajiny jsou povětrnostní podmínky různé, takže v některých místech má na jeřáb vítr vliv větší, v některých menší. Jak jsme na tom u nás v České republice, ukazuje větrná mapa (obr. 9).



Obr. 9 Větrná mapa ČR

Zdroj: <http://www.tvmetal.cz/img/vetrna-mapa.jpg>

Z mapy je vidět, že největší jsou síly větru v kopcovitých a horských oblastech, menší v nížinách a nejmenší v rovinách. Stejná by byla situace na mořském pobřeží nebo na moři (např. vrtné plošině nebo lodi). S občasnými výchyly se v těchto případech nepočítá.

Existuje norma, ČSN EN 1991-1-4 :2007 včetně Opravy 1 :2008 pro potřebu výuky [13], která definuje výpočtové vztahy pro zatížení konstrukcí. Pod pojmem konstrukce se v případě této normy rozumí konstrukční zařízení, budova nebo jiná stavba, jejíž výška nepřesahuje 200 m, nebo most, jehož rozpětí také nepřesahuje 200 m. Pokud tedy existuje takový jeřáb, který má výšku maximálně 200 m, spadá do této normy. V praxi zde spadá většina jeřábů věžových, derikových, portálových, poloportálových a také otočných sloupových.

Uvedená norma, která je harmonizovaná, nahrazuje dřívější českou technickou normu ČSN 73 0035 a přejímá požadavky stanovené evropskou normou. Obsahuje také definice součinitelů, používaných v pevnostních výpočtech jeřábů a jeřábových konstrukcí. Těchto součinitelů je více druhů a mohou být v zadání práce, zabývající se výpočtem určitého jeřábu nebo jeřábové konstrukce, zadány všechny, nebo může být zadána jen část z nich.

V části normy [13], pojednávající o zatížení stavebních konstrukcí, nalezneme výklad toho, co nazýváme *součinitel zatížení*. Abychom rozuměli výkladu, norma definuje tento pojem jako „vyjádření náhodné odchylky zatížení od normových hodnot“ a označuje jej γ_f . V praxi nám jde o to, abychom pochopili, že ať už má tento „součinitel zatížení“ jakýkoli další přívlástek (může tak být např. *součinitel provozního výpočtového zatížení* γ_{fs} ,

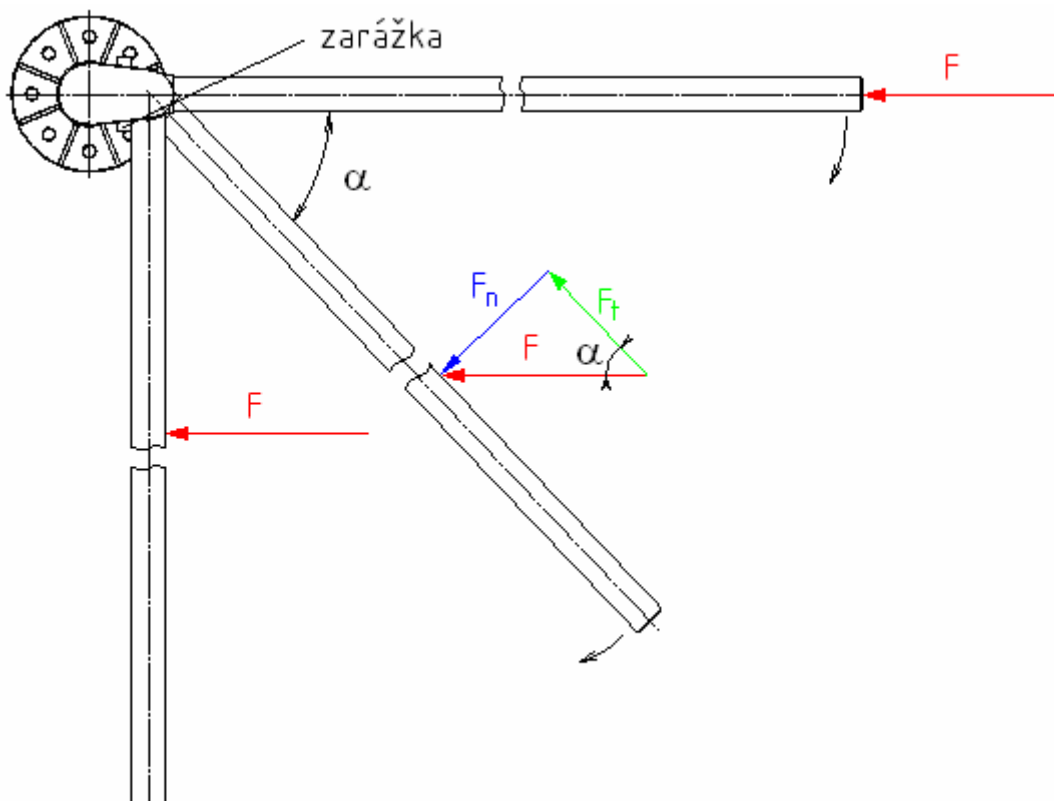
součinitel extrémního výpočtového zatížení γ_{fu}), vyjadřuje vždy určité „navýšení“ zatížení původního.

Tak například v práci, z níž cituji [11], byly zadané součinitele zatížení dva a to:

- dynamický součinitel zdvihový ψ
- součinitel zatížení jmenovitým břemenem ε

Vítr samozřejmě není jediným přírodním živlem, který na konstrukce působí. Mohli bychom také uvažovat vliv sněhu, mrazu, teploty atd. Domnívám se však, že je z nich nejvýznamnější.

Síla větru se podle normy [13] určuje zdlouhavým a obtížným postupem, v němž se vypočítává řada součinitelů, jako součinitel orografie, směru větru, ročního období atd., které, pokud nemáme dány konkrétní podmínky, nemůžeme znát. Do problematiky navíc vstupuje aerodynamika, s charakteristickou veličinou, označovanou C a nazývanou součinitel odporu. Ten je závislý na tvaru tělesa.



Obr. 10 Působení větru na výložník jeřábu typu II (tab. 2)

Má-li vliv síly větru praktický smysl, tak nikoli u typu I sloupového jeřábu (tab. 2), ale u typu II, protože díky opakovaným nárazům výložníku do zarážky při prudkém větru se

může sloup rozvíbrovat a mohou se uvolňovat šrouby (ačkoli na *obr. 10* účinek směru větru působí jakoby proti zarážce, proměnlivost směrů větru může způsobit zpětný pohyb a kmitání). Tyto vibrace u typu I nehrozí, vítr může výložníkem nanejvýš otáčet v různých úhlech tam a zpět.

4.3 Diskuse vlivu pracovního prostředí

Není jasně stanoveno, v jakém prostředí bude otočný sloupový jeřáb pracovat. Je chápán jako univerzální, tedy schopný adaptovat se na různorodé pracovní podmínky. V předchozí kapitole bylo zmíněno, že z přírodních živlů má na jeřáb největší vliv síla větru. Proč ale nemají ostatní živly významný vliv?

Uvažujme například, že jeřáb bude pracovat ve venkovním prostředí, kde je silný proměnlivý vítr a mráz. Vysvětlili jsme si, že vítr nesmí jeřáb donutit k rezonančnímu vibrování. I kdyby nebyla jiná možnost a jeřáb by v těchto podmínkách měl pracovat, pořád jsme schopni rotaci výložníku omezit vhodným konstrukčním zásahem, například zajištěním proti otáčení převodem se západkou.

Působí-li na konstrukci jeřábu mráz, mají (všechny součásti obecně) tendenci se smršťovat. Mějme příklad:

Výložník jeřábu (z oceli) má délku 4 m při teplotě 10°C. Jestliže teplota klesne na -30°C, jaká bude délka výložníku?

Řešení:

$$- \text{ součinitel tepelné roztažnosti oceli: } \alpha_{\text{ocel}} = 1,18 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$l_2 = l_1 - \Delta l = l_1 - \alpha_{\text{ocel}} \cdot (t_1 - t_2) \cdot l_1 = \underline{3,998 \text{ m}}$$

Výložník se tedy zkrátí o 2 mm. Na délce 4 m je toto zkrácení zanedbatelné.

Ale ne všechny součásti na jeřábu jsou z oceli. Jsou zde dvě kluzná ložiska, která nejen že se smrští při tak nízké teplotě; pokud mají kluznou vrstvu z plastu, mohou prasknout. Opravdu? Raději si to ověřme.

Katalog kluzných pouzder SKF [14] udává, že některé typy kluzných pouzder mohou využívat jako kluznou vrstvu kompozitní vrstvu z plastů. Těmito plasty mohou být PTFE a POM. Nenechme se zmást. Dle *tab. 3* má nejlepší teplotní vlastnosti kompozit PTFE.

Tab. 3 Teploty použitelnosti materiálů kluzných vrstev

Materiál kluzné vrstvy	Teplotní rozsah použitelnosti °C
Masivní bronz	-40 až 150
Slinutý bronz	-10 až 100
Svinutý bronzový pás	-40 až 150
Kompozit PTFE	-200 až 250
Kompozit POM	-40 až 110
Kompozit s nerezovým pouzdem	-150 až 150
PTFE + polyamid	-30 až 110
Vinutá vlákna	-50 až 140

Zvolíme-li tedy pro kluzná ložiska kluznou vrstvu z kompozitu PTFE, můžeme si být jisti, že jeřáb vydrží extrémní venkovní podmínky, a to nejen nízkoteplotní, ale i vysokoteplotní. V určitých případech ovšem není nutné zacházet do takových extrémů, ale naopak uvážit, že jeřáb musí vydržet i jiné specifické podmínky, resp. jiného druhu.

Uvažme například nasazení jeřábu do provozu v hlubinných dolech. V místě, kde se vyskytuje spousta jemného prachu. Tento prach se usazuje v ložiskových vůlích. Ne každý materiál kluzné vrstvy je schopen tyto podmínky snést. Použijeme-li svinutý bronzový pás, můžeme si gratulovat, avšak s vědomím, že ložisko není samomazné a musíme jej tedy domazávat. Rovněž má vysoké tření, ale na druhou stranu je velmi levné.

Na základě toho, co bylo napsáno v této kapitole, docházíme k názoru, že ideální materiál pro kluzná pouzdra neexistuje. Tam, kam se hodí jeden, nevyhovuje druhý. Řešení je možno hledat v rozměrech těchto pouzder. Jsou-li shodné rozměry (a přibližně shodná dovolená zatížení) dvou kluzných ložisek s různými materiály kluzných vrstev, můžeme tato ložiska považovat za vyměnitelná a podle potřeby používat buď jedno, nebo druhé.

5 STATICKÝ VÝPOČET JEŘÁBU

Shrnutí účelů předchozí kapitoly:

- vysvětlit, proč je lepší konstruovat otočný sloupový jeřáb typu I než typu II (podle *tab. 2*);
- nastínit účel této a následujících kapitol; tedy, že konstruování takového zařízení, jakým je otočný sloupový jeřáb, je tvůrčí proces, který může být ovlivňován mnoha vnějšími faktory, jako prostředím, univerzálností a dalšími, např. sestavitelností (k té se ještě dostaneme);
- nastínit, že reálná působení zatížení, očekávaných i neočekávaných, je třeba v konstrukční terminologii převést na hodnoty fyzikálních veličin, jako jsou síly, momenty, tlaky, napětí atd. – řečeno technicky, nahlížet na reálný problém systémově.

Závěry předchozí kapitoly:

- použití protizávaží u jeřábu výrazně zjednodušuje jeho konstrukci;
- vliv síly větru lze kompenzovat mechanickým zabráněním rotace výložníku;
- nosnost, na kterou bude jeřáb dimenzován, bude zohledněna součiniteli zatížení, takže jeřáb bude částečně naddimenzován.

Úkoly této kapitoly:

- objasnit konstrukci jeřábu – dimenzovat jej;
- zahrnout alternativní řešení – pokud se bude jednat o jeřáb bez protizávaží, bude toto řešení realizováno;
- pokusit se nalézt další konstrukční detaily a řešit problémové uzly.

5.1 Zadané hodnoty veličin

Otočný sloupový jeřáb, který byl řešen v práci [11], měl tyto zadané hodnoty:

- Jmenovitá **nosnost** kladkostroje: $m_{nj} = 1\ 000\ \text{kg}$
- Úhel otáčení: 180°
- Délka **vyložení** od osy sloupu: $L = 4\ \text{m}$
- Výška **zdvihu**: $H = 3\ \text{m}$
- Součinitelé zatížení ocelové konstrukce:
 - o **dynamický součinitel zdvihový**: $\psi = 1,2$
 - o **součinitel zatížení jmenovitým břemenem**: $\varepsilon = 1,2$

K tomu byl zvolen materiál ocelových částí (dle ČSN 41 1373 označení **11 373**, dle EN 10025:1990 označení **Fe 360 B**; minimální mez kluzu v tahu $R_{e,\min} = 186\ \text{MPa}$).

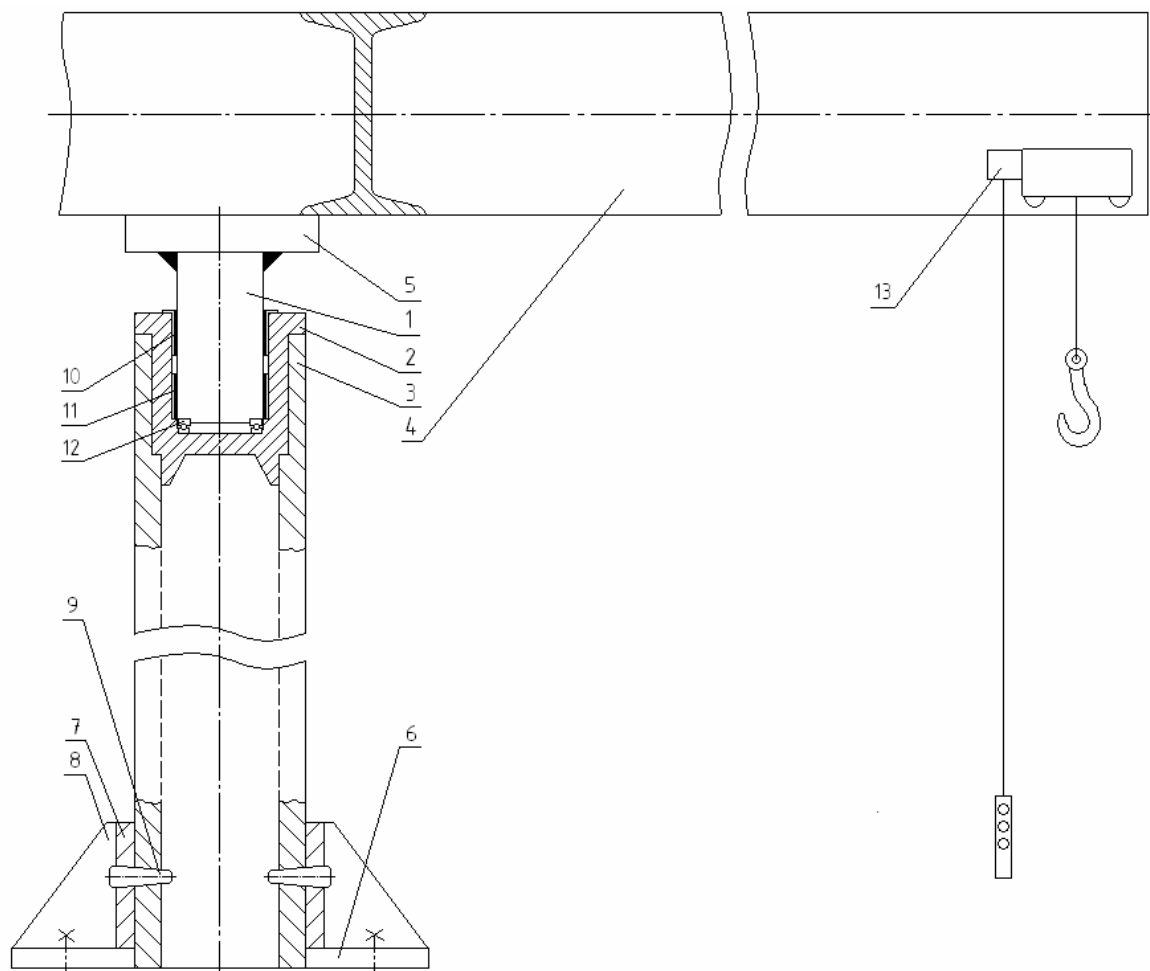
Všechny zadané hodnoty, až na jednu, zůstávají stejné. Jedinou veličinou, jejíž hodnota se změní, je úhel otáčení, který bude 360° nebo neomezený.

Budou realizována dvě řešení: s protizávažím a bez protizávaží. Je nutno si uvědomit, že varianta bez protizávaží bude mít u axiálního kuličkového ložiska více zatíženu přední část a méně zadní část ložiska a ložisko bude tedy zatíženo nerovnoměrně. Další součásti, na které bude působit ohybový moment, budou kluzná ložiska radiální. Slovo **radiální** přesně vystihuje jejich účel. Budou totiž zatíženy radiálními silami, které vzniknou jako důsledek ohybového momentu. Kluzná ložiska radiální jsou k tomuto účelu vyráběna, a tedy u řešení s protizávažím budou plnit pouze **vodící funkci** a jejich přednosti zůstanou nevyužity. Proto by mohla být u druhé varianty řešení použita kluzná ložiska menší únosnosti, než u první varianty. Tentýž problém se týká kotevních šroubů, jimiž bude jeřáb připevněn k zemi. Axiální ložisko však bude zatíženo v obou případech, a nesmí být tedy poddimenzováno. Dokonce lze říci, že u varianty s protizávažím bude muset být použito ložisko ještě kvalitnější, protože bude muset v extrémním případě přenést zatížení o hmotnosti minimálně 2t (1t břemene + 1t protizávaží).

U varianty s protizávažím se jeřáb pevnostně kontroluje pouze na vzpěr sloupu a ohyb výložníku (event. protivýložníku), u varianty bez protizávaží přistupuje navíc kontrola proti vyvrácení.

5.2 Nákres

Nákres jeřábu bez protizávaží:



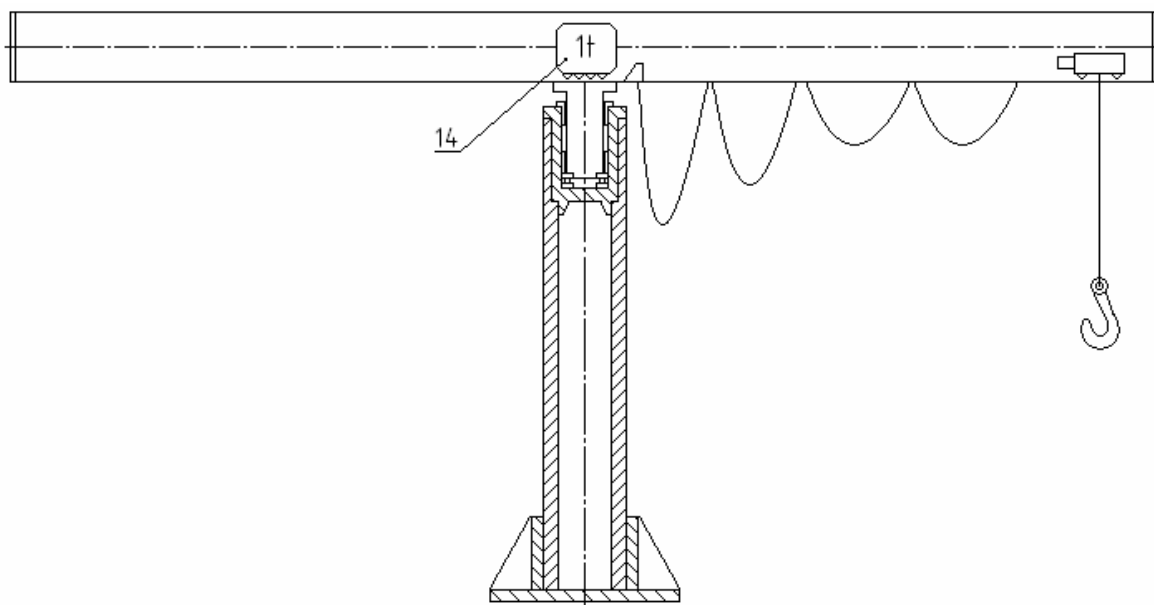
Obr. 11 Nákres bez protizávaží

Popis základních částí:

1. otočný čep;
2. ložiskový náboj;
3. trubka sloupu;
4. výložník;
5. podpěra;
6. kotevní deska;
7. kotevní trubka;
8. žebro;

9. kuželový kolík;
10. horní kluzné ložisko;
11. dolní kluzné ložisko;
12. axiální kuličkové ložisko;
13. kladkostroj.

Nákres jeřábu s protizávažím:

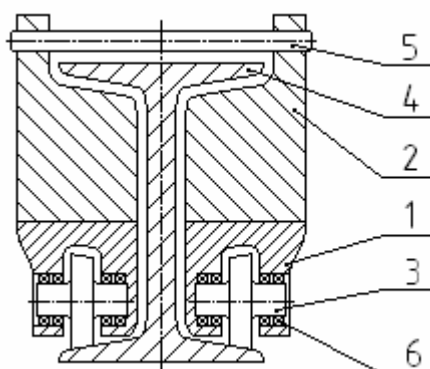


Obr. 12 Nákres s protizávažím

Základní části jeřábu s protizávažím jsou shodné, jako u jeřábu bez protizávaží. Pouze výložník má větší délku a přibude zde součást č. 14 – protizávaží.

Vidíme, že protizávaží je umístěno přesně uprostřed sloupu, pokud není jeřáb zatížen břemenem. Pokud bude zatížen, protizávaží bude popojíždět o adekvátní dráhu směrem ke konci protivýložníku. Vzhledem k tomu, že hmotnost protizávaží je konstantní, rovna 1 t, kdežto hmotnost břemene může být proměnná, nižší nebo rovna 1 t, platí pákové pravidlo pro nerovnoramennou páku (15).

Materiál závaží musí mít vysokou měrnou hmotnost, aby zaujímal co nejmenší objem. Ideální je olovo. Zároveň by bylo vhodné, aby závaží bylo na výložníku umístěno tak, aby popojíždělo po obou stranách výložníku (viz řez výložníku s protizávažím, obr. 13) zároveň. Musí být tedy konstruováno symetricky a nad výložníkem spojeno „můstkem“.



Obr. 13 Řez výložníkem s protizávažím

Popis obr. 13:

1. ocelový základ závaží;
2. olověná část závaží;
3. pojezdové kolo;
4. výložník;
5. spojovací ocelová tyč („můstek“);
6. kuličkové radiální ložisko.

Poznámka:

Uvedené číslování je zvoleno pro účely výpočtu. Výsledné, sestavní číslování, se od něj bude poněkud lišit. Je to dáno tím, že proces navrhování se do jisté míry vyvíjí. Výsledné číslování se odráží ve výkresové dokumentaci.

5.3 Volba kladkostroje

V [11] bylo uvažováno s elektrickou a ruční alternativou, s odůvodněním, že většina provozů je elektrifikována, ale při použití jeřábu v odlehlé lokalitě, kde není zaveden elektrický proud, je třeba použít kladkostroje s ručním pohonem.

Proto je zvolen:

1. elektrický kladkostroj *Giga: CH3 1000.10-xx* [15] nebo

2. ruční kladkostroj *TEDOX Z410R-B* [16] – avšak firma Tedox s.r.o. je pouze prodejcem, výrobcem je firma Brano Group a.s.

Oba kladkostroje mají nosnost 1 000 kg.

Elektrický kladkostroj má dále tyto parametry:

- provozní/ ovládací napětí 400V, 50Hz
- **hmotnost kladkostroje $m_K = 75$ kg**
- **rychlost pojezdu $v_p = 5$ až 20 m.min⁻¹**
- **rychlost zdvihu $v_h = 8$ m.min⁻¹**

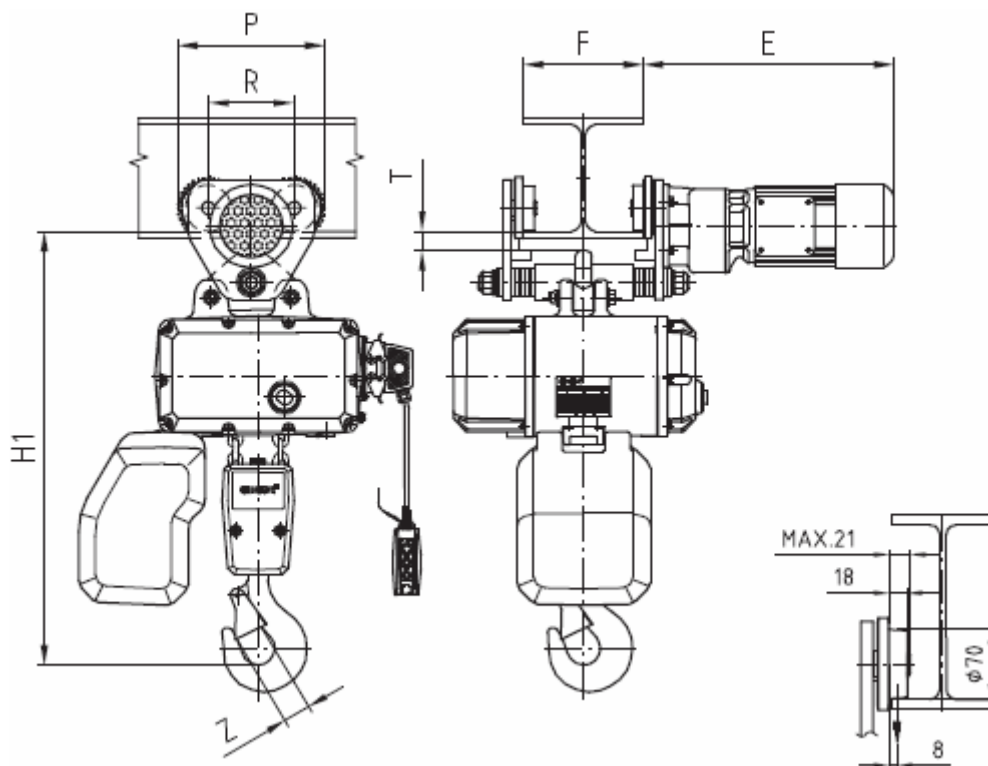
Ruční kladkostroj má dále tyto parametry:

- šířka nosníku: **113 až 226 mm**
- hmotnost kladkostroje: 6,3 kg

5.4 Staticko-pevnostní rozbor

5.4.1 Určení zatěžující síly

Nemá-li jeřáb protizávaží, nejen že je výložník namáhán na ohyb, ale ohybový moment se přenesení i na kluzná ložiska. K tíze břemene, násobené součiniteli ψ a ε , musíme přičíst vlastní tíhu kladkostroje a tíhu té části nosníku výložníku, která má délku, ohraničenou jeho volným koncem a místem řezu. Pozor, rameno maximálního ohybového momentu se nerovná pouze délce vyložení.



Obr. 14 Rozměry kladkostroje Giga [15]

Přičítá se k němu ten úsek výložníku, který je mezi osou háku a jeho koncem. Kladkostroj totiž nemůže zajet až na konec výložníku, musí zde být určitá bezpečná vzdálenost a zajištění proti pádu kladkostroje. K jejímu určení nám pomůže obr. 14, který zobrazuje rozměry kladkostroje firmy Giga s.r.o.

V našem případě je:

- **$H1 = 535$ mm;**
- $E = 380$ mm;
- F ... tento rozměr je odstupňován ve třech velikostech:
 $F = 50$ až 133 mm nebo
 134 až 217 mm nebo
 218 až 302 mm;
- **$P = 222$ mm;**
- $R = 129$ mm;
- $T = 32$ mm;
- **$Z = 37,4$ mm.**

Poznámka: u kladkostroje TEDOX Z410R-B je podle výrobce (Brano Group a.s.) označena ve výrobním prospektu vzdálenost P jako a a je rovna 157 mm [17].

Rozměry nejsou zakótovány všechny; další rozměry jsou označeny v katalogu [15]. Pro nás je nejdůležitější rozměr P , jehož polovina určuje minimální vzdálenost, kterou je třeba přičíst ke zbývajícím částem výložníku, do které už kladkostroj nesmí zajet. Součet nám dá přibližnou vzdálenost od okraje výložníku k ose háku (ve skutečnosti je tato vzdálenost menší, viz *obr. 14*, ale rozdíl je zanedbatelný).

Tato bezpečná vzdálenost je rovna:

$$l_{BEZP} = \frac{P}{2} + l_{ZBYT}, \quad (16)$$

kde l_{ZBYT} je zbytková vzdálenost od okraje pravého ozubeného kola k okraji výložníku, kterou si stanovíme odhadem, např. 200 mm.

Takže

$$\underline{\underline{l_{BEZP}}} = \left(\frac{222}{2} + 200 \right) \text{ mm} = \underline{\underline{311 \text{ mm}}}.$$

Na této bezpečné délce musí být připevněna zarážka, která zabrání dalšímu popojetí kladkostroje směrem ke konci výložníku. Hmotnost této zarážky zanedbáváme.

Maximální (výsledná) síla zatěžující axiální ložisko:

$$F_{V1} = F_{BM} \cdot \psi \cdot \varepsilon + F_{VDV} + F_{B\check{C}} + F_{KL} + F_Z, \quad (17)$$

kde:

F_{BM} ... maximální tíha břemene [N];

F_{VDV} ... tíha maximální vyložené délky výložníku [N];

$F_{B\check{C}}$... tíha bezpečné části výložníku [N];

F_{KL} ... tíha kladkostroje [N];

F_Z ... tíha zbytkové části výložníku [N];



Obr. 15 Členění výložníku

Takže

$$F_{V1} = (m_{nj} \cdot \psi \cdot \varepsilon + m_{VDV} + m_{BČ} + m_{KL} + m_Z) \cdot g$$

$$F_{V1} = (m_{nj} \cdot \psi \cdot \varepsilon + m_j \cdot L + m_j \cdot l_{BEZP} + m_{KL} + m_j \cdot l_Z) \cdot g$$

$$\underline{\underline{F_{V1} = (1000 \cdot 1,2 \cdot 1,2 + 92,4 \cdot 4 + 92,4 \cdot 0,311 + 75 + 92,4 \cdot 0,135) \cdot 9,81 = 18\,873 \text{ N,}}}$$

přičemž:

m_{VDV} ... hmotnost maximální vyložené délky výložníku [kg];

$m_{BČ}$... hmotnost bezpečné části výložníku [kg];

m_{KL} ... hmotnost kladkostroje (uvažuje se horší případ – elektrického) [kg];

m_j ... jednotková hmotnost 1m nosníku I 400 dle ČSN 42 5550 (ČSN EN 10024:95)

[kg·m⁻¹];

m_Z ... hmotnost zbytkové části výložníku [kg]

Zvolíme si délku zbytkové části $l_Z = 115 \text{ mm}$.

Poznámka:

Pokud bude mít jeřáb protizávaží, a bude konstruován podle obr. 12, změní se velikost síly

F_V . Zmenší se o tíhu háku a zvětší se o tíhu protizávaží a zbývající délky výložníku.

Výložník potom bude mít délku: $L_V = 2 \cdot (L + l_{BEZP}) = 2 \cdot (4\,000 + 311) \text{ mm} = 8\,622 \text{ mm}$.

Velikost síly F_{V2} potom bude:

$$F_{V2} = F_{BM} \cdot \psi \cdot \varepsilon + F_{VYL} + F_{KL} + F_{PR} \quad (18)$$

$$F_{V2} = (m_{nj} \cdot \psi \cdot \varepsilon + m_j \cdot L_V + m_{KL} + m_{PR}) \cdot g$$

$$\underline{\underline{F_{V2} = (1\,000 \cdot 1,2 \cdot 1,2 + 92,4 \cdot 8,622 + 75 + 1\,000) \cdot 9,81 \text{ N} = 32\,488 \text{ N,}}}$$

kde:

F_{PR} ... tíha protizávaží [N];

m_{PR} ... hmotnost protizávaží [kg].

5.4.2 Maximální ohybový moment

Ohybový moment výložníku, vzhledem k jeho konstantnímu průřezu, se bude lineárně zvětšovat až do bodu svého maxima. U jeřábu bez protizávaží hrozí, že tento maximální ohybový moment bude mít negativní důsledky, neboť nebude ničím vyvažován. Abychom jim předešli, musíme nadimenzovat kluzná ložiska, která jej zachytí.

Ramena dílčích sil, z nichž se skládá výsledná síla F_V , nejsou totožná. Je to dáno tím, že u dílčí síly, představující vlastní tíhu nosníku (v nuancích od osy otáčení po konec nosníku), se vychází při jejím výpočtu ze spojitého zatížení, jenž představuje materiál nosníku. Tato dílčí síla (označme ji F_{SZ} – indexy znamenají spojitě zatížení) má konstantní velikost a konstantní působíště za každých okolností, neboť je dána konstrukcí rámu jeřábu, jenž je nepohyblivý. Její působíště má od osy otáčení vzdálenost:

$$l_{SZ} = \frac{L + l_{BEZP} + l_Z}{2} \quad (19)$$

$$l_{SZ} = \frac{4\,000 + 311 + 115}{2} \text{ mm} = 2\,213 \text{ mm}$$

Dílčí síla F_{SZ} :

$$F_{SZ} = F_{VDV} + F_{B\check{C}} \quad (20)$$

$$F_{SZ} = (m_{VDV} + m_{B\check{C}} + m_Z) \cdot g$$

$$F_{SZ} = (L + l_{BEZP} + l_Z) \cdot m_j \cdot g$$

$$\underline{\underline{F_{SZ} = (4 + 0,311 + 0,115) \cdot 92,4 \cdot 9,81 \text{ N} = 4\,011,9 \text{ N}}}$$

Stejně tak si můžeme sjednotit síly s působíštěm v bodě výložníku a nazvat výslednici „síla vyložení“ :

$$F_{VYL} = F_{BM} + F_{KL} \quad (21)$$

$$F_{VYL} = (m_{nj} \cdot \psi \cdot \varepsilon + m_{KL}) \cdot g$$

$$\underline{F_{VYL}} = (1\,000 \cdot 1,2 \cdot 1,2 + 75) \cdot 9,81 \text{ N} = \underline{14\,862,2 \text{ N}}$$

Maximální ohybový moment bude roven součtu dvou momentů – momentu od síly spojitého zatížení a momentu od „síly vyložení“:

$$M_{O\max} = F_{SZ} \cdot l_{SZ} + F_{VYL} \cdot L \quad (22)$$

$$\underline{M_{O\max}} = (4\,011,9 \cdot 2\,213 + 14\,862,2 \cdot 4\,000) \text{ Nmm} \doteq \underline{68\,327,1 \text{ Nm}}$$

5.4.3 Kontrola ohybu výložníku

Maximální ohybové napětí ve výložníku:

$$\sigma_{O\max} = \frac{M_{O\max}}{W_O} = \frac{68\,327,1}{14,6 \cdot 10^{-4}} \text{ Pa} = 46,8 \text{ MPa} \quad (23)$$

Dovolené napětí v míjivém ohybu [18]: $\sigma_{d,o}^I = 70 \div 105 \text{ MPa}$ - střední hodnota 87,5; součinitel bezpečnosti $k = 1,5$. Podmínka

$$\sigma_{O\max} \leq \frac{\sigma_{d,o}^I}{k} = 58,3 \text{ MPa}$$

je platná a výložník na ohyb vyhovuje.

5.4.4 Kontrola průhybu výložníku

Síla způsobující průhyb: $F_{V1} = 18\,873 \text{ N}$

Pro určení ramene průhybu potřebujeme znát působišťe výslednice F_{V1} sil F_{SZ} a F_{VYL} .

Uuríme jej pomocí pákového pravidla:

$$F_{V1} \cdot r_{VYS} = F_{SZ} \cdot l_{SZ} + F_{VYL} \cdot L \quad (24)$$

Z toho r_{VYS}

$$r_{V1} = \frac{F_{SZ} \cdot l_{SZ} + F_{VYL} \cdot L}{F_{V1}} = \frac{F_{SZ} \cdot l_{SZ} + F_{VYL} \cdot L}{F_{SZ} + F_{VYL}}$$

$$r_{v1} = \frac{4\,011,9 \cdot 2,213 + 14\,862,2 \cdot 4}{4\,011,9 + 14\,862,2} \text{ m} = 3,62 \text{ m}$$

Kvadratický moment průřezu: $J_x = 29\,210 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$

Maximální průhyb:

$$y_{\max} = \frac{F_{v1} \cdot r_{v1}^3}{3 \cdot E \cdot I_{x,4a}} = \frac{18\,873 \cdot 3,62^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 29\,210 \cdot 10^{-8}} \text{ m} = \underline{0,005 \text{ m}} \quad (25)$$

Dovolený průhyb:

$$y_D = \frac{1}{300} \cdot r_{v1} = \frac{1}{300} \cdot 3\,170 \text{ mm} \doteq \underline{0,01 \text{ m}} \quad (26)$$

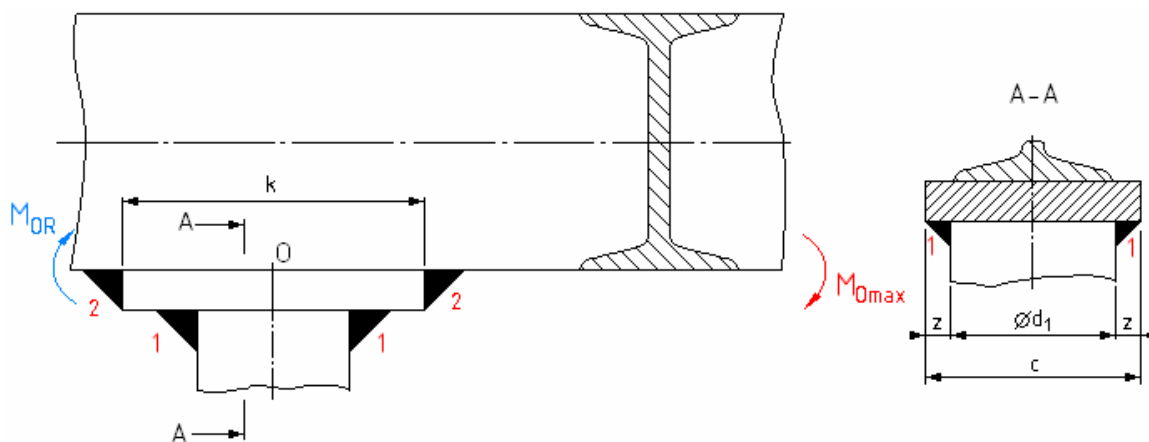
$$\underline{y_D > y_{\max,4a}}$$

Nosník na průhyb vyhovuje.

5.4.5 Svarové připojení výložníku

Výložník (4) bude připojen k Otočnému čepu (1) dvěma svary. Svary jsou znázorněny na obr. 16. Jeden svar je označen červenými číslicemi 1, druhý červenými číslicemi 2.

Svary mají význam především u jeřábu bez protizávaží. Takto budou přenášet maximální ohybový moment a svislou sílu. Pro zjednodušení předpokládejme, že bod O je bodem rovnováhy momentu maximálního ohybového a momentu, který je k němu reakční.



Obr. 16 Rovnováha momentů ve svaru

Okolo bodu O by se tedy teoreticky výložník mohl vyvrátit. Volíme např. $d_1 = 120 \text{ mm}$ a $z = 20 \text{ mm}$. Potom $c = d_1 + 2z = 160 \text{ mm}$.

Dané zatížení vždy přenáší nosný průřez svaru. V nosném průřezu se vždy vyskytuje výška svaru. V řezu A-A na *obr. 16* značí písmeno z tloušťku svaru. Mezi výškou a a tloušťkou z svaru je vztah:

$$z = a \cdot \sqrt{2} \quad (27)$$

5.4.5.5 Namáhání svarů ohybovým momentem

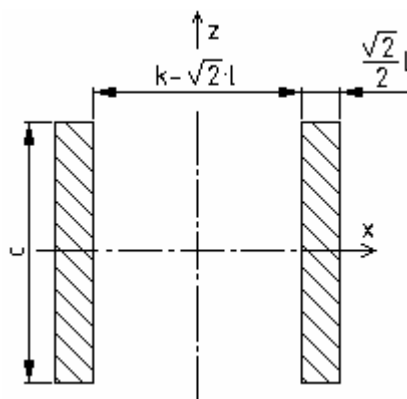
Vodorovná část průřezu svaru 1 má tvar mezikruží a vodorovná část průřezu 2 má tvar dvou obdélníků.

K těmto průřezům potřebujeme znát jejich kvadratické momenty.

Kvadratický moment průřezu svaru 1 (mezikruží):

$$J_{MEZ} = \frac{\pi}{64} \left[(d_1 + \sqrt{2} \cdot z)^4 - d_1^4 \right] \quad (28)$$

$$J_{MEZ} = \frac{\pi}{64} \left[(0,12 + \sqrt{2} \cdot 0,02)^4 - 0,12^4 \right] \text{ m}^4 = 13,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$



Obr. 17 Vodorovná část průřezu svaru 2

Kvadratický moment průřezu svaru 2 (dva obdélníky, viz *obr. 17*, volíme např. $k = 230 \text{ mm}$, $l = 20 \text{ mm}$, $k \geq c$) počítáme k ose z :

$$J_{2OBD} = \frac{c \cdot k^3}{12} - \frac{c \cdot (k - \sqrt{2} \cdot l)^3}{12} = \frac{c}{12} \left[k^3 - (k - \sqrt{2} \cdot l)^3 \right] \quad (29)$$

$$J_{2OBD} = \frac{0,16}{12} \left[0,23^3 - (0,23 - \sqrt{2} \cdot 0,02)^3 \right] \text{ m}^4 = 52,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Jmenovité smykové napětí od ohybového momentu:

$$\tau_{\perp} = \frac{M_{O\max}}{W_{Osv}} = \frac{M_{O\max}}{W_{O1} + W_{O2}} \quad (30)$$

$$\tau_{\perp} = \frac{M_{O\max}}{W_{Osv}} = \frac{M_{O\max}}{\frac{J_{MEZ}}{\frac{d_1}{2} + \frac{\sqrt{2}}{2}z} + \frac{J_{2OBD}}{\frac{k}{2}}} = \frac{M_{O\max}}{2 \cdot \left(\frac{J_{MEZ}}{d_1 + \sqrt{2}z} + \frac{J_{2OBD}}{k} \right)}$$

$$\tau_{\perp} = \frac{67\,871,9}{2 \cdot \left(\frac{13,6}{0,12 + \sqrt{2} \cdot 0,02} + \frac{52,8}{0,23} \right)} \text{ MPa} = 105,7 \text{ MPa}$$

Toto je celkové smykové napětí od ohybového momentu, které se ale rozloží do průřezů v obráceném poměru jejich velikostí. Tento poměr je

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{\frac{\pi}{4} \left[(d_1 + \sqrt{2} \cdot z)^2 - d_1^2 \right]}{c \cdot l \cdot \sqrt{2}} \quad (31)$$

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{\frac{\pi}{4} \left[(0,12 + \sqrt{2} \cdot 0,02)^2 - 0,12^2 \right]}{0,16 \cdot 0,02 \cdot \sqrt{2}} = 1,32.$$

Čili v průřezu 1 bude podíl napětí od ohybového momentu:

$$\tau_{\perp}^{S_1} = \tau_{\perp} \cdot \frac{1,32}{1+1,32} = 60,1 \text{ MPa}, \quad (32)$$

a v průřezu 2 bude podíl napětí od ohybového momentu:

$$\tau_{\perp}^{S_2} = \tau_{\perp} \cdot \frac{1}{1+1,32} = 45,64 \text{ MPa}. \quad (33)$$

5.4.5.6 Namáhání svarů posouvající silou

Protože jeřáb může být navržen bez protizávaží nebo s ním, přicházejí v úvahu dvě možnosti:

1. Pro jeřáb bez protizávaží (*obr. 11*) je směřodlatné namáhání ohybovým momentem, viz předchozí kapitola. Jak můžeme dedukovat z originální práce [11], kde byl řešen podobný problém, jmenovité napětí od posouvající síly bude zanedbatelně menší, než jmenovité napětí od ohybového momentu.

2. Pro jeřáb s protizávažím (*obr. 12*) nám odpadá problém ohybového momentu, neboť ten je protizávažím vyvážen. Směrodatné zůstává namáhání od posouvající síly, která se zvětší, oproti předchozímu případu. Můžeme však na základě [11] opět vydedukovat, že jmenovité napětí od této síly bude velmi malé.

Posouvající (smykovou) sílu přenášejí svislé části průřezů obou svarů. Velikost svislé části průřezu 1 je rovna velikosti plochy pláště válce o průměru d_1 a výšce $\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot z$. Velikost svislé části průřezu 2 je rovna velikosti jeho vodorovné části.

Posouvající síla pro jeřáb bez protizávaží je F_{V1} .

Jmenovité smykové napětí od posouvající síly pro případ č. 1:

$$\tau_{\parallel(1)} = \frac{F_{V1}}{S_1 + S_2} \quad (34)$$

$$\tau_{\parallel(1)} = \frac{F_{V1}}{\pi \cdot d_1 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot z + c \cdot \sqrt{2} \cdot l}$$

$$\tau_{\parallel(1)} = \frac{18\,828}{\pi \cdot 0,12 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 0,02 + 0,16 \cdot \sqrt{2} \cdot 0,02} \cdot 10^{-6} \text{ MPa} = 1,91 \text{ MPa}$$

Posouvající síla pro jeřáb s protizávažím je F_{V2} .

Jmenovité smykové napětí od posouvající síly pro případ č. 2:

$$\tau_{\parallel(2)} = \frac{F_{V2}}{S_1 + S_2} \quad (35)$$

$$\tau_{\parallel(2)} = \frac{F_{V2}}{\pi \cdot d_1 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot z + c \cdot \sqrt{2} \cdot l}$$

$$\tau_{\parallel(2)} = \frac{32\,488}{\pi \cdot 0,12 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 0,02 + 0,16 \cdot \sqrt{2} \cdot 0,02} \cdot 10^{-6} \text{ MPa} = 3,3 \text{ MPa}$$

5.4.5.7 Redukované napětí pro jeřáb bez protizávaží

V předchozím kroku vypočítané smykové napětí od posouvající síly pro jeřáb bez protizávaží ($\tau_{\parallel(1)}$) se rozloží do obou průřezů, v obráceném poměru jejich velikostí.

Pomocí vzorce (31) určíme toto rozdělení.

Napětí od posouvající síly v průřezu 1:

$$\tau_{\parallel(1)}^{S_1} = \tau_{\parallel(1)} \cdot \frac{1,32}{1 + 1,32} = 1,09 \text{ MPa} \quad (36)$$

Napětí od posouvající síly v průřezu 2:

$$\tau_{\parallel(1)}^{S_2} = \tau_{\parallel(1)} \cdot \frac{1}{1 + 1,32} = 0,82 \text{ MPa} \quad (37)$$

Každé ze dvou výše vypočítaných napětí se bude společně buď s napětím (32), nebo (33) vyskytovat ve vzorci pro výpočet redukovaného napětí pro příslušný průřez.

Čili redukované napětí pro průřez 1:

$$\sigma_{red}^{S_1} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{S_1}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel(1)}^{S_1}}{k_4}\right)^2} \quad (38)$$

$$\sigma_{red}^{S_1} = \sqrt{\left(\frac{60,1}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{1,09}{0,65}\right)^2} \text{ MPa} = 80,15 \text{ MPa} .$$

Redukované napětí pro průřez 2:

$$\sigma_{red}^{S_2} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{S_2}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel(1)}^{S_2}}{k_4}\right)^2} \quad (39)$$

$$\sigma_{red}^{S_2} = \sqrt{\left(\frac{45,64}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{0,82}{0,65}\right)^2} \text{ MPa} = 60,86 \text{ MPa} .$$

Pro jeřáb s protizávažím není třeba redukované napětí počítat.

5.4.5.8 Dovolené napětí ve svarech

Pro dovolené napětí ve svarech je třeba znát:

- součinitel tloušťky koutového svaru $\beta = 1$ [19]
- součinitel statické bezpečnosti $k_s = 1,5$ [19]
- mez průtažnosti základního materiálu; ta je pro náš materiál (11 373, ekvivalentní označení Fe 360 B) rovna $R_e = 218$ MPa.

Dovolené napětí v použitých koutových svarech:

$$\tau_d = R_e \cdot \frac{\beta}{k_s} \quad (40)$$

$$\tau_d = 218 \cdot \frac{1}{1,5} \text{ MPa} = 145 \text{ MPa}$$

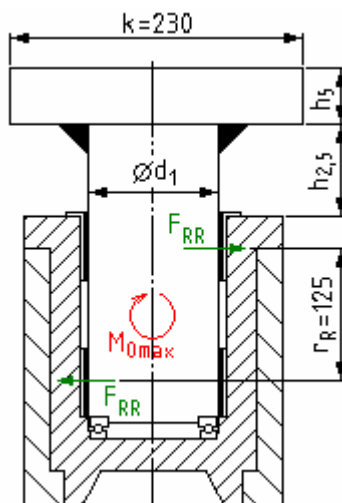
Podmínka, rozhodující o tom, zda svary vyhoví či nevyhoví, je, že redukované napětí v daném průřezu musí být menší nebo rovno dovolenému napětí v daném svaru:

$$\sigma_{red} \leq \tau_d \quad (41)$$

Tato podmínka je pro oba svary splněna, svary tedy pevnostně vyhovují.

5.4.6 Výběr radiálních ložisek

Nepříznivý maximální ohybový moment se přenesl do spojení *Otočného čepu (1)* s *Ložiskovým nábojem (2)*. Aby jeho účinky nezamezily správné funkci čepu, tedy otáčení v náboji, musíme jej zachytit radiálními ložisky. Ta je vhodná volit jako kluzná, z důvodu nízkých otáček.



Obr. 18 Reakční síly v kluzných pouzdrech

V ložiskách vzniknou radiální reakční síly F_{RR} . Každá z nich vznikne v polovině výšky ložiska a bude působit v opačném smyslu. Součin velikosti radiální reakční síly a reakčního ramene r_R

$$F_{RR} \cdot r_R = M_{Omax} \quad (42)$$

dá velikost maximálního ohybového momentu M_{Omax} . Čím bude tedy vzdálenost ložisek od sebe větší, tím menší reakční síla v nich vznikne. Jestliže zvolíme např. $r_R = 125 \text{ mm}$, bude

$$F_{RR} = \frac{M_{Omax}}{r_R} = \frac{67\,871,9}{0,125} \text{ N} = 543 \text{ kN}$$

Pokud budeme respektovat konstrukci čepu, zobrazenou na obr. 18, takže průměr čepu pro kluzná pouzdra bude stejný, jako průměr u svaru pro připevnění k Podpěře (5), pak tento průměr bude $d_1 = 140 \text{ mm}$ a bude, stejně se silou F_{RR} , výchozím parametrem pro vyhledání kluzných pouzder. Kluzná pouzdra budou vyhledána z katalogu [20].

Horní kluzné pouzdro²: **PCM 12012560 E**; bez příruby, $C_0 = 1\,760 \text{ kN}$.

Dolní kluzné pouzdro: **PCM 12012560 E**; bez příruby, $C_0 = 1\,760 \text{ kN}$.

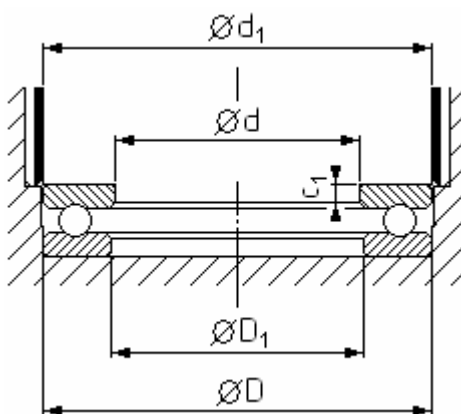
Materiál kluzných vrstev: kompozit PTFE.

² Kluzná pouzdra s přírubou se vyrábějí jen do vnitřního průměru 35 mm, proto musí být zvoleno pouzdro bez příruby.

Rozměry vybraného pouzdra: velký průměr $D = 125 \text{ mm}$; malý průměr $d = 120 \text{ mm}$; výška $B = 60 \text{ mm}$.

5.4.7 Výběr axiálního ložiska

Výběr radiálních ložisek, provedený v předchozí kapitole, nám dal hrubou představu o rozměrech součásti č. 1, *Otočný čep*. Axiální ložisko budeme volit tak, aby byl jeho velký průměr menší nebo roven průměru d_1 otočného čepu (*obr. 19*).



Obr. 19 Průměry axiálního kuličkového ložiska

Průměry d , D a D_1 jsou standardní rozměry ložisek dle katalogu [21], průměr D je v mezním případě roven d_1 . Rozměr c_1 zvolme nejméně **6 mm**. Než se dostaneme k určení ložiska podle zátěžné síly, potřebujeme ještě znát tyto rozměry:

- Výška *Otočného čepu* (l) – pomůže nám *obr. 18*: jsou-li stejné výšky kluzných ložisek, je výška čepu

$$h_1 > r_R + B + c_1 + z \quad (43)$$

$$h_1 > (0,125 + 0,06 + 0,006 + 0,02) \text{ m} = 0,211 \text{ m}.$$

Chybějící vzdálenost je výška mezi horním okrajem *Ložiskového náboje* (2) a svarem 1. Odhadem dle *obr. 18* je rovna $h_{2,5} = 50 \text{ mm}$. Takže

$$\underline{\underline{h_1}} = (0,211 + 0,05) \text{ m} = \underline{\underline{0,261 \text{ m}}}.$$

- Výška *Podpěry* (5) – je větší nebo rovna tloušťce svaru 2 ($l = 20 \text{ mm}$). Zvolme $h_5 = 40 \text{ mm}$.

Ložisko pro jeřáb bez protizávaží:

K zatěžující síle F_{V1} přičtíme součet tíh *Otočného čepu* (1) a *Podpěry* (5). Výslednou sílu označme F'_{V1} :

$$F'_{V1} = F_{V1} + F_1 + F_5$$

$$F'_{V1} = F_{V1} + (m_1 + m_5) \cdot g$$

$$F'_{V1} = F_{V1} + (V_1 + V_5) \cdot g \cdot \rho_{OCEL}$$

$$F'_{V1} = F_{V1} + \left[\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 (h_1 - c_1) + k \cdot c \cdot h_5 \right] \cdot g \cdot \rho_{OCEL}$$

$$F'_{V1} = 18\,828 \text{ N} + \left[\frac{\pi}{4} \cdot 0,12^2 (0,211 - 0,006) + 0,23 \cdot 0,16 \cdot 0,04 \right] \cdot 9,81 \cdot 7\,850 \text{ N}$$

$$\underline{\underline{F'_{V1} = 19\,120 \text{ N}}}$$

Této síle vyhovuje **ložisko 51311** dle katalogu [21]: $d = 55 \text{ mm}$; $D = 105 \text{ mm}$; $H' = 35 \text{ mm}$; $D_1 = 57 \text{ mm}$; statická únosnost $C_0 = 224 \text{ kN}$.

Ložisko pro jeřáb s protizávažím:

Všimněme si, že rozdíl $F'_{V1} - F_{V1} = (19\,199 - 18\,828) \text{ N} = 371 \text{ N}$ je velmi malý. Vzhledem ke stejné konstrukci sloupu se síla $F_{V2} = 32\,488 \text{ N}$ zvětší na F'_{V2} o stejnou hodnotu.

Proto můžeme bez obav volit pro alternativu s protizávažím naprosto stejné ložisko.

5.4.8 Návrh průměru a světlosti trubky sloupu

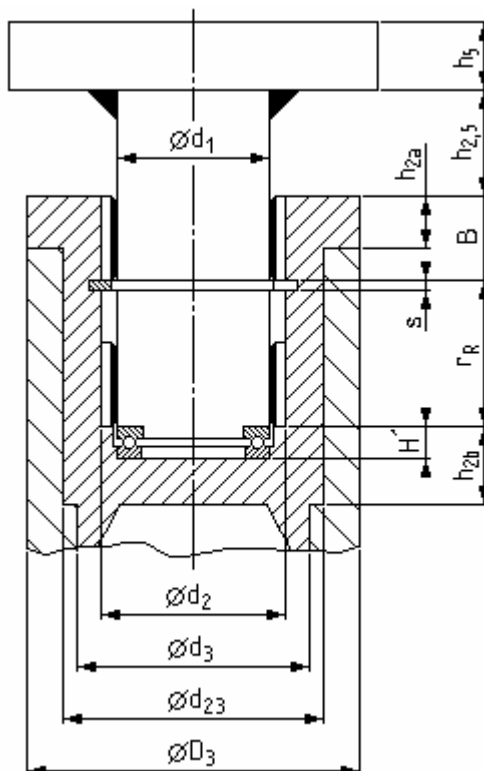
Maximální ohybový moment bude působit i na trubku sloupu. Ohybové napětí v trubce, bez vložených jiných součástí č. 1, 2 a ložisek je:

$$\sigma_{O_{\max}} = \frac{M_{O_{\max}}}{W_{O,S}}, \quad (45)$$

kde

$$W_{O,S} = \frac{\pi \cdot (D_3^4 - d_3^4)}{32D_3} \quad (46)$$

je průřezový modul v ohybu trubky sloupu. Avšak, horní část sloupu je složená a spíše zde budeme uvažovat zjednodušenou náhradu tohoto složeného průřezu ideálním výpočtovým plným průřezem, který bude mít průměr o hodnotě 95% průměru D_3 .



Obr. 20 Rozměry horní části sloupu

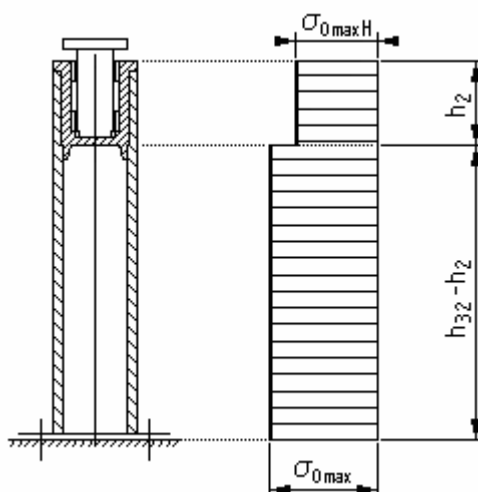
Takže zde bude ohybové napětí:

$$\sigma_{O_{\max H}} = \frac{M_{O_{\max}}}{W_{O,SH}}, \quad (47)$$

kde

$$W_{O,SH} = \frac{\pi \cdot (0,95D_3)^3}{32} \quad (48)$$

je průřezový modul v ohybu horní části sloupu.



Obr. 21 Ohybový moment ve sloupu

Zároveň musí být splněny dvě podmínky, protože

$$\sigma_{O_{\max}} \leq \sigma_{d,o} \quad (49)$$

a

$$\sigma_{O_{\max H}} \leq \sigma_{d,o} \cdot \quad (50)$$

Po dosazení:

$$\frac{M_{O_{\max}}}{W_{O,S}} = \frac{32 \cdot D_3 \cdot M_{O_{\max}}}{\pi \cdot (D_3^4 - d_3^4)} \leq \sigma_{d,o}$$

a

$$\frac{M_{O_{\max}}}{W_{O,SH}} = \frac{32 \cdot M_{O_{\max}}}{\pi \cdot (0,95D_3)^3} \leq \sigma_{d,o} \cdot$$

$\sigma_{d,o} = 165 \text{ MPa}$ je dovolené napětí v ohybu (bezpečnost $k = 1,5$) [18].

Ze druhé nerovnice můžeme určit průměr D_3 :

$$D_3 \geq \frac{1}{k} \sqrt[3]{\frac{32M_{O_{\max}}}{\pi \cdot 0,95^3 \cdot \sigma_{d,o}}}$$

$$D_3 \geq \frac{1}{1,5} \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 67\,871,9}{\pi \cdot 0,95^3 \cdot 140 \cdot 10^6}} \text{ m} = 119,5 \text{ mm},$$

což je malá hodnota a proto zvolíme průměr trubky např. $D_3 = 194 \text{ mm}$. Tuto hodnotu dosadíme do první nerovnice a vypočítáme d_3 :

$$d_3 \leq \sqrt[4]{\frac{\pi \cdot D_3^4 \cdot \sigma_{d,o} - 32 \cdot D_3 \cdot M_{O_{\max}}}{\pi \cdot \sigma_{d,o}}}$$

$$d_3 \leq \sqrt[4]{\frac{\pi \cdot 0,194^4 \cdot 140 \cdot 10^6 - 32 \cdot 0,194 \cdot 67\,871,9}{\pi \cdot 140 \cdot 10^6}} \text{ m} = 146,3 \text{ mm}.$$

Vyhovuje např. trubka velkého průměru $\text{Ø}194$, tloušťka stěny je dostupná $s = 32 \text{ mm}$ dle ČSN 42 5715.01 (odpovídající mezinárodní norma je ISO 4200:1991, evropská harmonizovaná norma je ČSN EN 10210-1,2).

5.4.9 Kontrola sloupu na vzpěr

Je-li dlouhý profil, trubka nebo tyč zatížena osovým tlakem, může v určitých případech dojít ke vzpěru. Vzpěr je popsán v teoretické části, viz 2.1, takže připomeneme, že ze čtyř základních případů vzpěru se u našeho jeřábu jedná o případ č. 1 (dolní konec sloupu je vetknutý, horní konec je volný). Takže redukovaná délka bude rovna dvojnásobku výšky sloupu. Pokud platí (viz 5.1), že výška zdvihu $H = 3 \text{ m}$, pak počítejme s konstrukcí dle *obr. 22*. V něm jsou vyznačeny výškové rozměry, vztahující se ke sloupu. Index rozměru odpovídá vždy číslu součásti, ke které se vztahuje. Pokud se rozměr vztahuje k více součástem, je označen více indexy.

Vedeme-li řez, kolmý k ose sloupu, procházející společně součástmi č. 1, 2 a 3 (*obr. 22*), obsahuje tento řez průřezy, jejichž součet tvoří více, než 90% plochy řezu. Tento poměr platí pro úsek sloupu, který začíná na horním okraji součásti č. 2, a končí na dolním okraji téže součásti. Jde o část o výšce H_2 , a vzhledem k tomu, že její průřez je téměř celý zaplněn materiálem, nebudeme na namáhání vzpěrem tuto část uvažovat.

Proto lze říci, že na vzpěr bude namáhána ta část sloupu, která má výšku, odpovídající rozdílu výšek $H_{32} - H_2$, podle *obr. 22* (dutá část sloupu).

Určení redukované délky:

Redukovaná délka l_{red} je tedy

$$l_{\text{red}} = 2 \cdot l_0 = 2 \cdot (H_{32} - H_2) \quad (51)$$

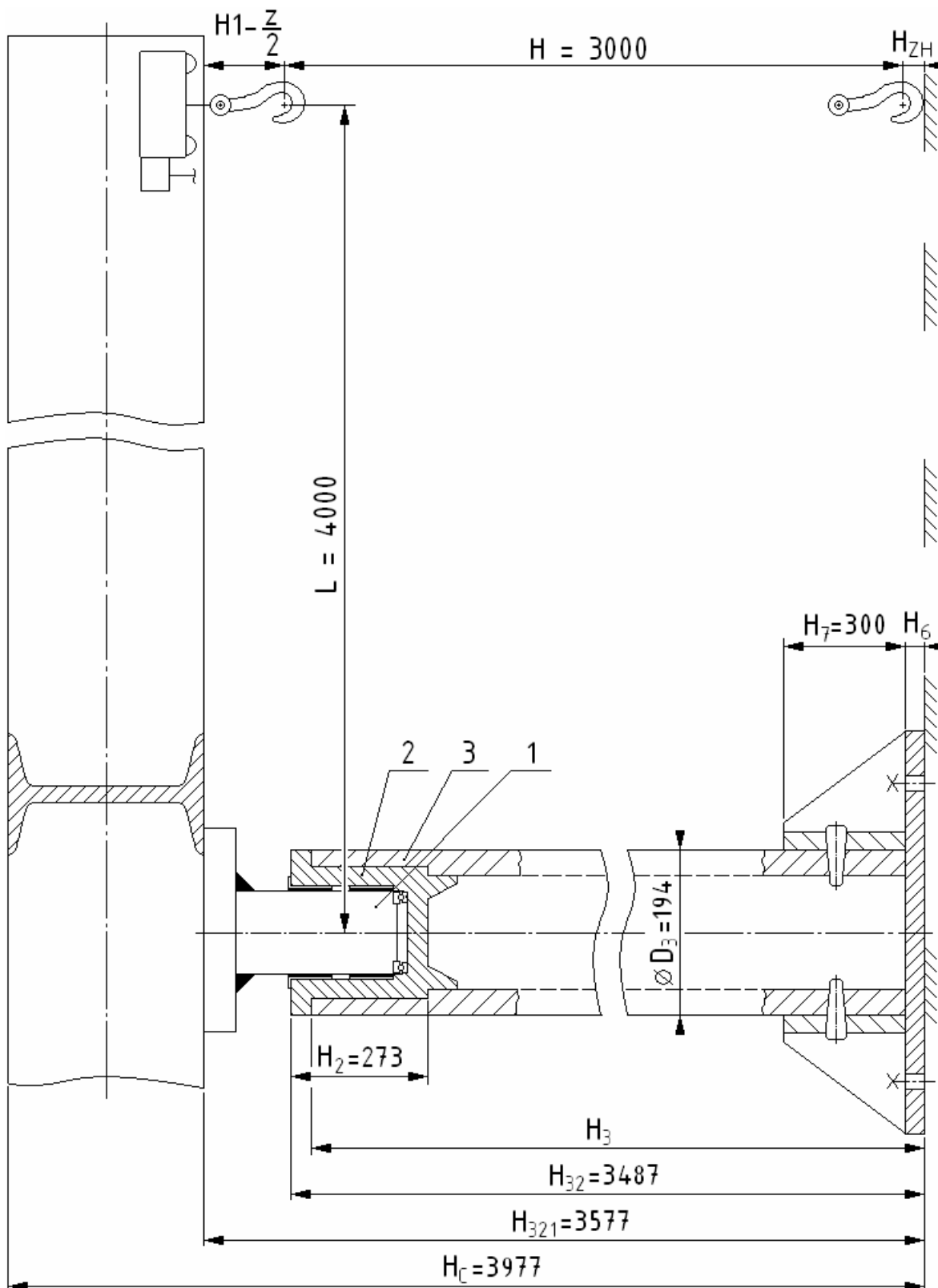
Je třeba určit chybějící rozměry. Bude provedena konstrukční úprava ve vnitřním válcovém otvoru *Ložiskového náboje (2)*. V kapitole 5.4.6 byla vybrána dvě shodná radiální kluzná pouzdra bez příruby, namísto původního záměru vybrat jedno s přírubou a jedno bez příruby. V tom případě ovšem pouzdro umístěné výše nemá horizontální oporu, a mohlo by sklouzávat po válcové ploše čepu směrem dolů. Abychom tomu zabránili, bude v čepu vysoustružen zápich, a pojistný kroužek v něm vložený bude posuvu pouzdra zabraňovat (*obr. 20*).

Zvolme např. $h_{2b} = 88$ mm (*obr. 20*). Takže celková výška součásti č. 2 (bez dolního nákrůžku – v řezu má tvar dvou lichoběžníků) je

$$H_2 = B + r_R + h_{2b} \quad (52)$$

$$\underline{\underline{H_2}} = (0,06 + 0,125 + 0,088) \text{ m} = \underline{\underline{0,273 \text{ m}}}$$

Rozměry H_1 a z (*obr. 22*) se určí z katalogu kladkostroje Giga (viz kap. 5.4), rozměr H_{ZH} (zbytková výška háku – při dotyku háku zemského povrchu se nachází bod závěsu o něco výše a H_{ZH} je rozdíl mezi těmito dvěma body) odhaduji na **60 mm**.



Obr. 22 Výškové rozměry jeřábu

Nyní už můžeme dopočítat redukovanou délku:

$$l_{red} = 2 \cdot (H_{32} - H_2) = 2 \cdot \left(H1 - \frac{z}{2} + H + H_{ZH} - h_5 - h_{2,5} - H_2 \right)$$

$$l_{red} = 2 \cdot \left(0,535 - \frac{0,037}{2} + 3 + 0,06 - 0,04 - 0,05 - 0,273 \right) \text{ m} = 6,418 \text{ m}.$$

Délka zatížená vzpěrem:

$$\underline{l_0} = \frac{l_{red}}{2} = \underline{\underline{3,209 \text{ m}}}.$$

Kvadratický moment plochy průřezu trubky:

Zvolíme-li tloušťku stěny trubky např. $s = 32 \text{ mm}$ (viz 5.4.8), pak J_{TR} :

$$J_{TR} = \frac{\pi}{64} \cdot (D_3^4 - d_3^4) = \frac{\pi}{64} \cdot [D_3^4 - (D_3 - 2 \cdot s)^4] \quad (53)$$

$$J_{TR} = \frac{\pi}{64} \cdot [194^4 - (194 - 2 \cdot 32)^4] \text{ mm}^4 = 55,5 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i_s = \sqrt{\frac{J_{TR}}{S_{TR}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot J_{TR}}{\pi \cdot [D_3^2 - (D_3 - 2 \cdot s)^2]}} \quad (54)$$

$$i_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 55,5 \cdot 10^6}{\pi \cdot [194^2 - (194 - 2 \cdot 32)^2]}} \text{ mm} = 0,058 \text{ m}$$

Štíhlostní poměr:

$$\lambda = \frac{l_0}{i_s} \quad (55)$$

$$\lambda = \frac{3,209}{0,058} = 54,97$$

Mezní štíhlost:

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{\beta \cdot \pi^2 \cdot E}{R_{e,\min}}} \quad (56)$$

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{0,25 \cdot \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{186}} = 52,78,$$

kde:

$\beta = 0,25$... součinitel druhu uložení prutu [22],

$R_{e,\min}$... minimální mez kluzu v tahu [18].

Platí $\lambda_m < \lambda$, takže se pohybujeme v oblasti Hookeova zákona. Výpočet kritické síly se provede podle Eulerova vzorce (5):

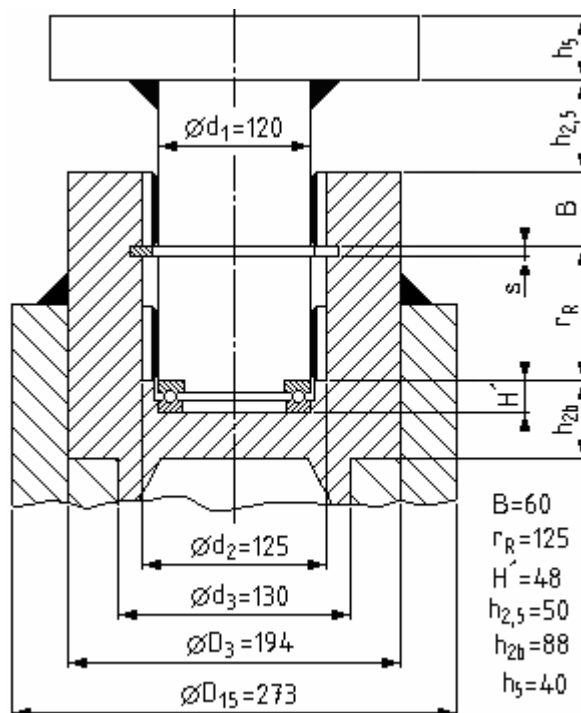
$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{TR}}{K_V \cdot l_{red}^2}$$

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 55,5 \cdot 10^6}{3 \cdot 6 \cdot 418^2} \text{ N} = 931 \text{ kN}$$

kde K_V ... součinitel vzpěrné bezpečnosti [22].

Protože $F_{KR} > F_{V2}$, sloup na vzpěr vyhovuje.

Protože je nakonec hodnota průměr D_3 menší, než jsem původně předpokládal, byl by podle *obr. 20* velmi malý rozdíl hodnot průměrů D_3-d_{23} a také $d_{23}-d_2$, takže by v horní části sloupu byly malé tloušťky stěn. Řešení s pomocí přídatné vnější trubky nabízí *obr. 23*.



Obr. 23 Rozměry horní části sloupu po úpravě

5.4.10 Řešení ukotvení sloupu

Na obr. 22 jsou naznačeny osy kotevních šroubů, držících celou konstrukci jeřábu na zemi. Je to jeden z možných způsobů ukotvení jeřábové konstrukce. Jeřáb by kromě tohoto mohl být ukotven ještě např. těmito způsoby:

- obdobným, jen místo šroubů by se použily kolíky;
- pomocí vodících rybinových vedení;
- se sloupem zapaštěným do země a tvarově fixovaným;
- pomocí kotevních lan (zde si ovšem musíme položit otázku, zda kotevní lana nebudou příliš překážet práci jeřábu, kdy by kvůli otočení výložníku mohlo břemeno zachytit za lano).

Otočný sloupový jeřáb je určen k práci na statickém pracovišti, s pevným a tuhým podložím. Zpravidla nepředpokládáme jeho přemísťování či popojíždění. Z toho důvodu vylučujeme druhé z uvedených řešení, nehledě na náročné terénní úpravy, což se týká i třetího uvedeného řešení. Zůstaneme tedy u šroubového ukotvení.

Zejména u jeřábu bez protizávaží bude pak zatížení kotevních šroubů nerovnoměrné. Čím větší počet šroubů zvolíme, tím rovnoměrněji se v nich zatížení rozloží a tím menší průměr

šroubů si budeme moct dovolit. Velikost zatížení bude také záviset na jejich roztečném průměru.

Zvolme počet šroubů $n = 10$ a pro jednoduchost nadimenzujme šrouby pro jeřáb s protizávažím stejně, jako pro jeřáb bez protizávaží. V každém šroubu vznikne:

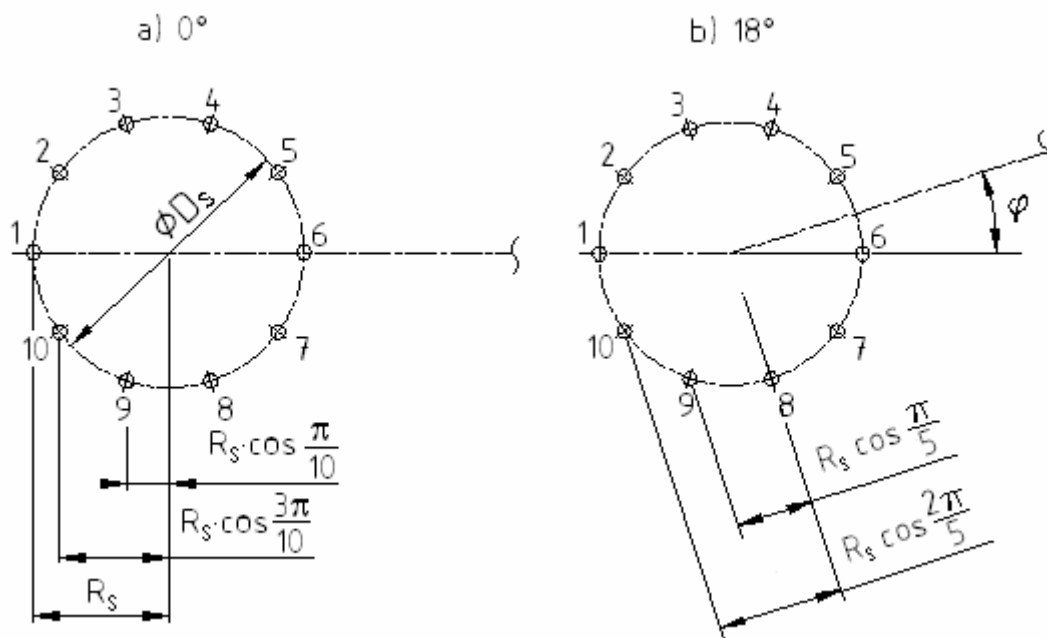
1. reakce od síly F_{V2} – ve všech šroubech bude mít stejnou hodnotu, která bude

$$F_{R\check{s},F} = \frac{F_{V2}}{n}; \quad (57)$$

$$F_{R\check{s},F} = \frac{32\,488}{10} \text{ N} = 3\,249 \text{ N}$$

2. reakce od maximálního ohybového momentu $M_{O\max}$ – bude proměnlivá v závislosti na úhlu otočení výložníku. V praxi mohou být dvě hodnoty úhlu otočení výložníku φ považovány za dva základní případy – viz dále.

Zmíněné dva základní případy otočení výložníku, pro dimenzování šroubů důležité, souvisí s tím, zda podélná osa výložníku protíná osu šroubu, nebo se nachází přesně uprostřed mezi osami dvou sousedních šroubů (obr. 24). Průměr $D_S = 0,5$ m.



Obr. 24 Základní případy otočení výložníku

Hodnota úhlu (v radiánech) vychýlení výložníku z výchozí polohy je v případě a)

$$\varphi = k \cdot \frac{\pi}{5}, \text{ v případě b) } \varphi = \frac{\pi}{10} + k \cdot \frac{\pi}{5}, \quad k \in Z.$$

Pro případ a) je momentová podmínka rovnováhy:

$$M_{O_{\max}} = M_{OR1} + M_{OR2,10} + M_{OR3,9} + M_{OR4,8} + M_{OR5,7} + M_{OR6} \quad (58)$$

Zároveň platí, že u šroubů se stejně velkým ramenem je stejně velký reakční moment:

$$M_{OR1} = M_{OR6} \quad (59)$$

$$M_{OR2,10} = M_{OR5,7} \quad (61)$$

$$M_{OR3,9} = M_{OR4,8} \quad (60)$$

Vyjádříme reakční momenty pomocí reakčních sil:

$$M_{O_{\max}} = 2(M_{OR1} + M_{OR2,10} + M_{OR3,9})$$

$$M_{O_{\max}} = D_S \left(F_{R\check{s},M1} + 2 \cdot F_{R\check{s},M2,10} \cdot \cos \frac{3\pi}{10} + 2 \cdot F_{R\check{s},M3,9} \cdot \cos \frac{\pi}{10} \right)$$

Dále platí, že úměrně se vzdáleností od středu roztečné kružnice se zvyšuje reakční síla ve šroubech:

$$F_{R\check{s},M1} = \frac{2F_{R\check{s},M2,10}}{\cos \frac{3\pi}{10}} = \frac{2F_{R\check{s},M3,9}}{\cos \frac{\pi}{10}}, \quad (62)$$

z čehož vyjádříme síly $F_{R\check{s},M2,10}$ a $F_{R\check{s},M3,9}$ a dosadíme do upraveného vztahu (58):

$$M_{O_{\max}} = D_S \cdot F_{R\check{s},M1} \left(1 + \cos^2 \frac{3\pi}{10} + \cos^2 \frac{\pi}{10} \right).$$

Z toho $F_{R\check{s},M1}$

$$F_{R\check{s},M1} = \frac{M_{O_{\max}}}{D_S \cdot \left(1 + \cos^2 \frac{3\pi}{10} + \cos^2 \frac{\pi}{10} \right)}$$

$$F_{R\check{s},M1} = \frac{67\,871,8}{0,5 \cdot \left(1 + \cos^2 \frac{3\pi}{10} + \cos^2 \frac{\pi}{10} \right)} \text{ N} = 60,3 \text{ kN},$$

což je největší reakční síla pro případ a).

Pro případ b) je momentová podmínka rovnováhy:

$$M_{O_{\max}} = M_{OR1,10} + M_{OR2,9} + M_{OR3,8} + M_{OR4,7} + M_{OR5,6} \quad (63)$$

U šroubů se stejně velkým ramenem je stejně velký reakční moment:

$$M_{OR1,10} = M_{OR5,6} \quad (64)$$

$$M_{OR2,9} = M_{OR4,7} \quad (65)$$

U reakčního momentu $M_{OR3,9}$ je nulové reakční rameno, takže je roven nule (i odpovídající reakční síly v tomto případě budou rovny nule).

Vyjádříme reakční momenty pomocí reakčních sil:

$$M_{O_{\max}} = 2(M_{OR1,10} + M_{OR2,9})$$

$$M_{O_{\max}} = D_S \left(F_{R\check{S},M1,10} \cdot \cos \frac{2\pi}{5} + F_{R\check{S},M2,9} \cdot \cos \frac{\pi}{5} \right).$$

Dále platí, že úměrně se vzdáleností od středu roztečné kružnice se zvyšuje reakční síla ve šroubech:

$$\frac{F_{R\check{S},M1,10}}{\cos \frac{2\pi}{5}} = \frac{F_{R\check{S},M2,9}}{\cos \frac{\pi}{5}}, \quad (66)$$

z čehož vyjádříme sílu $F_{R\check{S},M2,9}$ a dosadíme do upraveného vztahu (63):

$$M_{O_{\max}} = D_S \cdot F_{R\check{S},M1,10} \left(1 + \frac{\cos^2 \frac{\pi}{5}}{\cos \frac{2\pi}{5}} \right).$$

Z toho $F_{R\check{S},M1,10}$

$$F_{R\check{S},M1,10} = \frac{M_{O_{\max}}}{D_S \cdot \left(1 + \frac{\cos^2 \frac{\pi}{5}}{\cos \frac{2\pi}{5}} \right)}$$

$$F_{R\check{S},M1,10} = \frac{67\,871,8}{0,5 \cdot \left(1 + \frac{\cos^2 \frac{\pi}{5}}{\cos \frac{2\pi}{5}} \right)} \text{ N} = 43,5 \text{ kN},$$

což je největší reakční síla pro případ b).

Srovnáme-li tedy výsledky pro případy a) a b), pak největší reakční síla vznikne v případě a).

Reakce od síly F_{V2} a od maximálního ohybového momentu M_{Omax} se sečtou a výsledná síla, na kterou dimenzujeme šrouby, je:

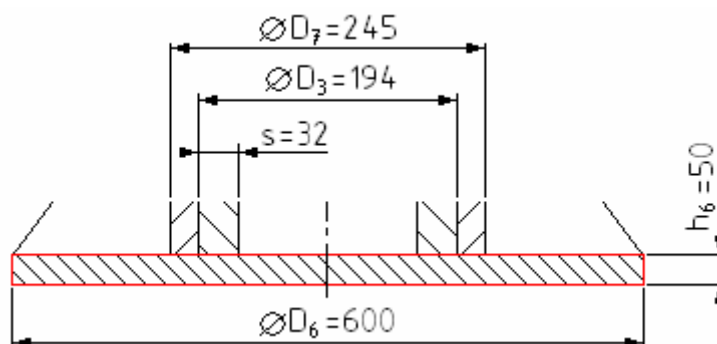
$$F_{R\dot{S}max} = F_{R\dot{S},F} + F_{R\dot{S},M1} \quad (67)$$

$$F_{R\dot{S}max} = (3\,249 + 60\,300) \text{ N} = 63\,549 \text{ N}$$

V nejméně namáhaném šroubu je tedy vyvíjen reakční moment:

$$M_{OR1} = F_{R\dot{S},M1} \cdot \frac{D_S}{2} \quad (68)$$

$$M_{OR1} = 60\,300 \cdot \frac{0,5}{2} \text{ Nm} = 15\,075 \text{ Nm}$$



Obr. 25 Průřez kotevní deskou

Průřezový modul základu (na obr. 25 červeně orámovaná část):

$$W_{ZAK} = \frac{1}{6} \cdot D_6 \cdot h_6^2 \quad (69)$$

$$W_{ZAK} = \frac{1}{6} \cdot 0,6 \cdot 0,05^2 \text{ m}^3 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Ohybové napětí ve šroubu:

$$\sigma_{O\dot{S}max} = \frac{M_{OR1}}{W_{ZAK}} \quad (70)$$

$$\sigma_{O\dot{S}max} = \frac{15\,075}{2,5 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6} \text{ MPa} = 60,3 \text{ MPa}$$

Podle [18] je minimální hodnota statického dovoleného napětí v ohybu $\sigma_{d,o\min} = 110 \text{ MPa}$;

$\sigma_{O\max sr} < \sigma_{d,o\min} \Rightarrow$ vyhovuje.

Tahová síla ve šroubu:

$$F_{\dot{s}T} = F_{R\dot{s},M1} - F_{R\dot{s},F} \quad (71)$$

$$F_{\dot{s}T} = (60\,300 - 3\,249) \text{ N} = 57\,051 \text{ N}$$

Zvolme šroub M48 x 3 – průměr $d_3 = 44,319 \text{ mm}$, průřez jádra $S_j = 1\,542,66 \text{ mm}^2$.

Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_{T\dot{s}\max} = \frac{F_{\dot{s}T}}{S_j} \quad (72)$$

$$\sigma_{T\dot{s}\max} = \frac{57\,051}{1\,542,66} \text{ MPa} = 36,98 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v tahu minimální je dle [18] $\sigma_{d,t\min} = 100 \text{ MPa}$. Průřez šroubu na tah vyhovuje.

Svary mezi sloupem a základovou deskou

Svarové spojení *Kotevní trubky (7)* a *Kotevní desky (6)* může být pro větší pevnost a stabilitu doplněno svarovým připojením žeber. *Trubka sloupu (3)* nemusí být svarovým spojem vůbec připojena; dáváme přednost tvarovému spoji kvůli demontovatelnosti.

Žebra (8) mají tedy především význam podpurný, přičemž důležité jsou svary mezi nimi a *Kotevní deskou (6)*, stejně jako svary mezi součástmi č. 6 a 7. Tyto svary přenášejí smykové napětí od maximálního ohybového momentu $M_{O\max}$. Svary mezi žebry a kotevní trubkou mají menší význam.

Komplikovaný průřez svarů, přenášejících smykové napětí, by nám bránil v jednoduchém určení průřezového modulu. Proto jeho tvar zjednodušíme, budeme uvažovat pouze tu část průřezu, která má tvar mezikruží, a zbylé „paprskovité“ průřezy žeber zahrneme do výsledku zvýšenou statickou bezpečností.

Charakteristiky průřezu:

- tloušťka svaru $z_{SV,K} = 40$ mm
- vnější průměr $D_7 + 2 \cdot z_{SV,K} = 325$ mm
- vnitřní průměr $D_7 = 245$ mm

Smykové napětí v průřezu:

$$\tau_{\perp F}^{M_{O \max}} = \frac{M_{O \max}}{W_{OSV,K}} = \frac{M_{O \max}}{\frac{\pi (D_7 + 2 \cdot z_{SV,K})^4 - D_7^4}{32 \cdot D_7 + 2 \cdot z_{SV,K}}} \quad (73)$$

$$\tau_{\perp F}^{M_{O \max,S}} = \frac{67\,871,8}{\frac{\pi \cdot 0,325^4 - 0,245^4}{32} \cdot 0,325} \text{ Pa}$$

$$\underline{\tau_{\perp F}^{M_{O \max}} = 29,8 \text{ MPa}}$$

Dovolené napětí:

Podle [5] je *dovolené napětí svaru, namáhaného smykem od ohybového momentu*,

rovno $\tau_d = k_4 \cdot \frac{R_e}{k_s}$, kde:

k_4 je převodní součinitel koutového svaru bočního, jehož hodnota je 0,75 (ČSN 05 0120);

k_s je součinitel statické bezpečnosti svaru, jehož hodnota je 1,7.

$$\tau_d = 0,75 \cdot \frac{218}{1,7} \text{ MPa}$$

$$\underline{\tau_d = 96,18 \text{ MPa} .}$$

Protože $\tau_{\parallel F}^{M_{O \max,S}} < \tau_d$, svar bodu F pevnostně vyhovuje.

5.4.11 Výpočet protizávaží

Pro jeřáb s protizávažím uvažujeme, že závaží bude pojíždět po šesti kolech (tři na každé straně), osa každého kola uložena ve dvou ložiskách (radiálních kuličkových). Počet ložisek je tedy 12. Tíha protizávaží je rovna součtu tíhy maximálního břemene a tíhy kladkostroje (aby byl výložník zatížen rovnoměrně):

$$F_{PR} = (m_{BM} + m_{KL}) \cdot g \quad (74)$$

$$F_{PR} = (1\,000 + 75) \cdot 9,81 \text{ N} = 10\,545,8 \text{ N}$$

Tíha v jednom ložisku:

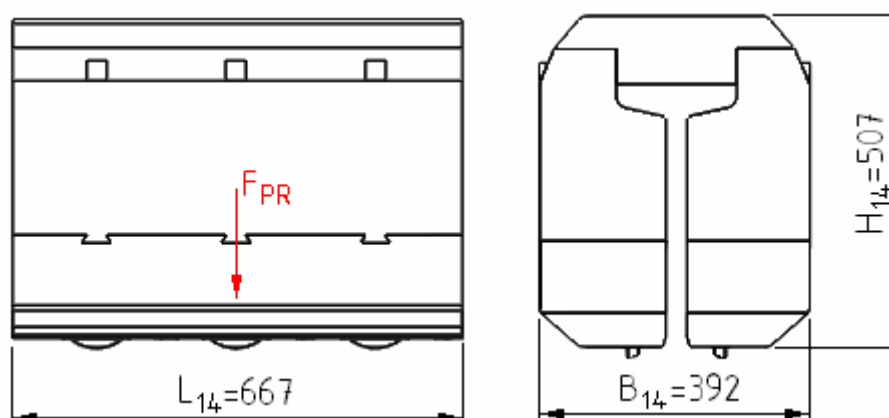
$$F_{LOŽ} = \frac{F_{PR}}{12} = 879,81 \text{ N}$$

Velký průměr kola: $D_{14,1} = 128 \text{ mm}$.

Délka ložné části kola: $L_{L14,1} = 17 \text{ mm}$.

Průměr hřídele pro ložisko: $D_{L14,1} = 45 \text{ mm}$; volím **kuličkové ložisko radiální 61909** dle [25], velký průměr $D = 68 \text{ mm}$; šířka $B = 12 \text{ mm}$. Statická únosnost $C_0 = 10,8 \text{ kN}$.

Návrh protizávaží je vlastně úkolem, který obnáší zvolit rozměry jednotlivých jeho částí tak, aby celková tíha protizávaží byla rovna F_{PR} . K tomuto účelu jsem opět využil SolidWorks, přičemž výsledné hlavní rozměry navrženého protizávaží jsou zobrazeny na obr. 26. Protizávaží má v sestavě jeřábu (II) číslo 14.



Obr. 26 Hlavní rozměry protizávaží

Při konstrukci protizávaží jsem bral v úvahu následující fakta:

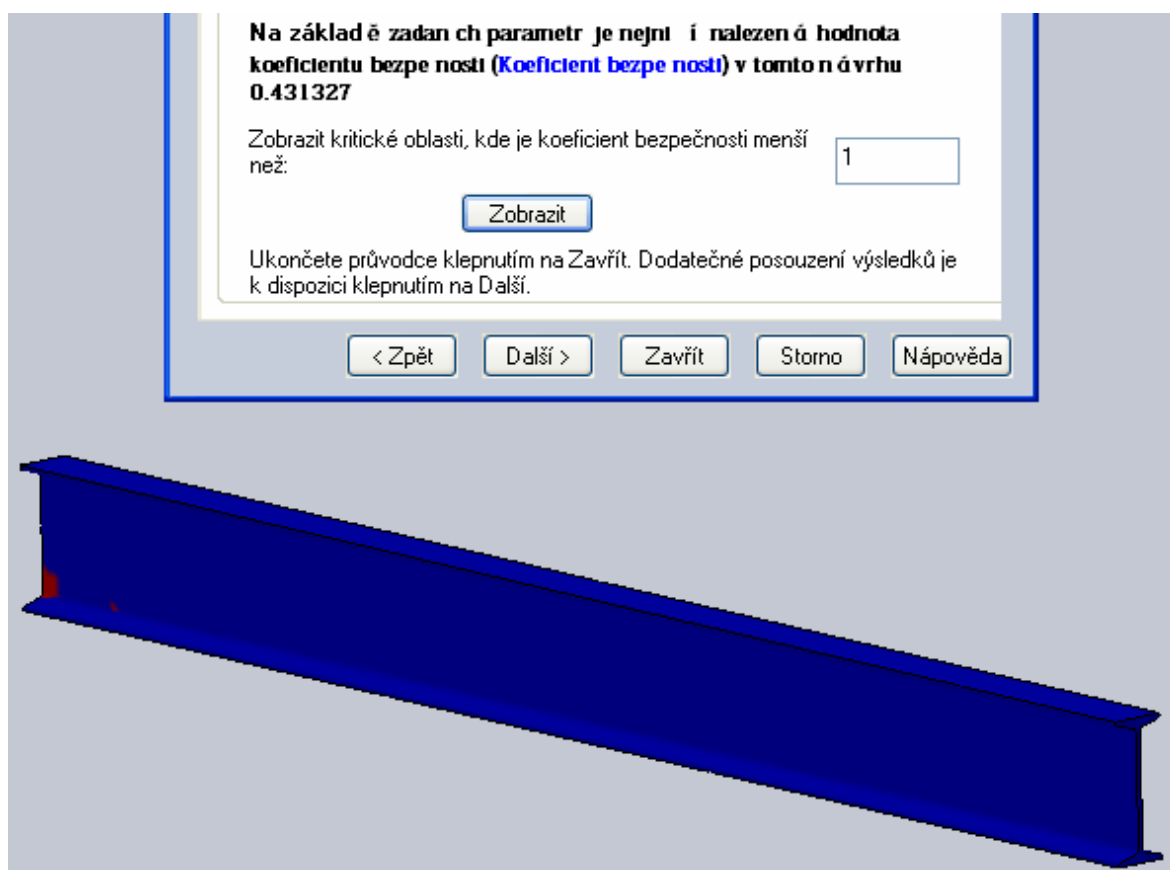
- hlavní délka protizávaží (L_{14}) ovlivní délku výložníku; pokud bude příliš velká, povede to ke zvětšení délky výložníku (v obr. 26 je vyznačen i vektor vlastní tíhy F_{PR} protizávaží, která působí v polovině jeho délky; úsek výložníku, dlouhý minimálně polovinu délky L_{14} , tedy bude potřebný k tomu, aby se na něm levá polovina protizávaží usadila);
- se vzrůstající šířkou a výškou protizávaží klesá jeho příčná stabilita, což je fakt, který nás nutí volit co nejmenší šířku B_{14} a co nejmenší výšku H_{14} protizávaží;

na úkor jeho délky L_{14} , která musí být o to větší, aby protizávaží mělo požadovanou hmotnost;

6 ANALÝZA METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ V SOLIDWORKS

Pro účely analýzy jeřábové konstrukce metodou konečných prvků bude využit parametrický 3D modelovací systém SolidWorks, který obsahuje modul pro konečně prvkové výpočty. Navržený otočný sloupový jeřáb je sestava. Modul pro konečně prvkové výpočty však neumí pracovat se sestavami. Problém lze ale vyřešit snadno. Každou řešenou komponentu osamostatníme, vliv odstraněných částí sestavy nahradíme adekvátní vazbou. Komponenty budeme uvolňovat shora a zprava. Zjednodušení práce tkví v tom, že výložník se otáčí velmi pomalu, dynamické zatížení se tedy nekoná.

6.1 Uvolnění výložníku pro jeřáb bez protizávaží

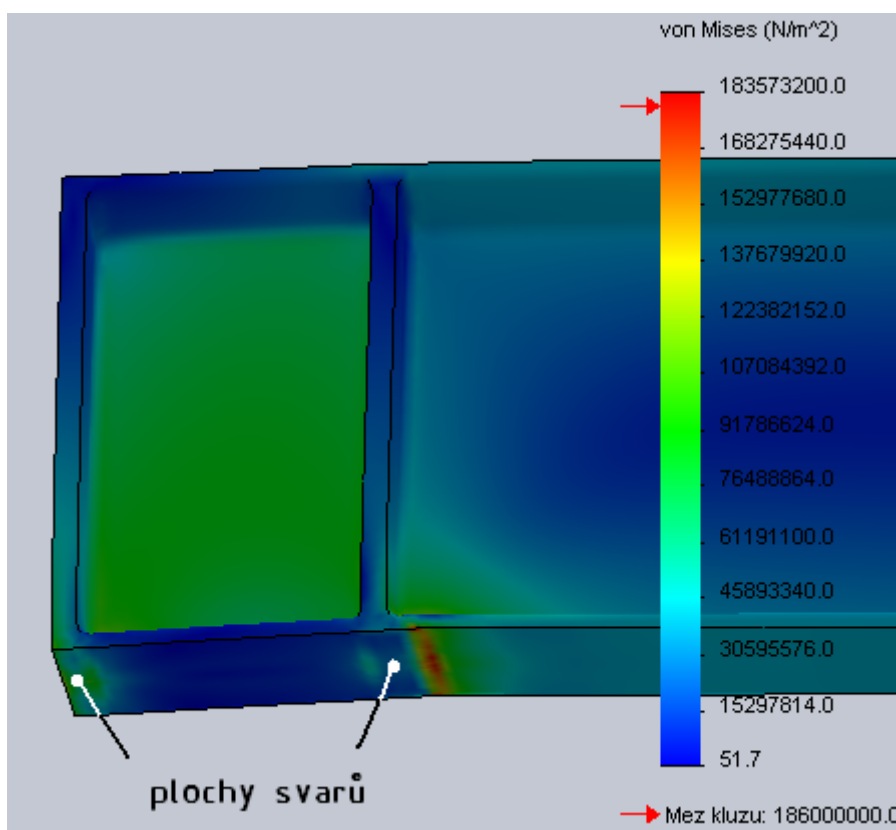


Obr. 27 Kritická místa výložníku, zjištěná analýzou MKP

První součástí při metodice uvolňování shora a zprava (jak si představujeme orientaci jeřábové konstrukce, viz např. obr. 22) je *Výložník (4)*. V místě, kde je výložník svařen se součástí č. 5 (podpěrou), bude improvizovaná kinematická vazba, **vetknutí**. V SolidWorks

bude při analýze MKP označena plocha, která bude toto vetknutí reprezentovat. Dále bude označena plocha, zatížená silou. Poněvadž síla ($F_{V1} = 18\,828\text{ N}$) působí v bodě, a v SolidWorks nelze při analýze označit bod, musí se tento bod nahradit malou plochou o zanedbatelné velikosti.

Nejprve byl analyzován výložník bez jakékoliv úpravy, pouze vetknutý nosník zatížený silou F_{V1} . Výsledek je znepokojující – v červeně vyznačených místech (obr. 27) se dostanou hodnoty mechanického napětí nad mez kluzu základního materiálu.

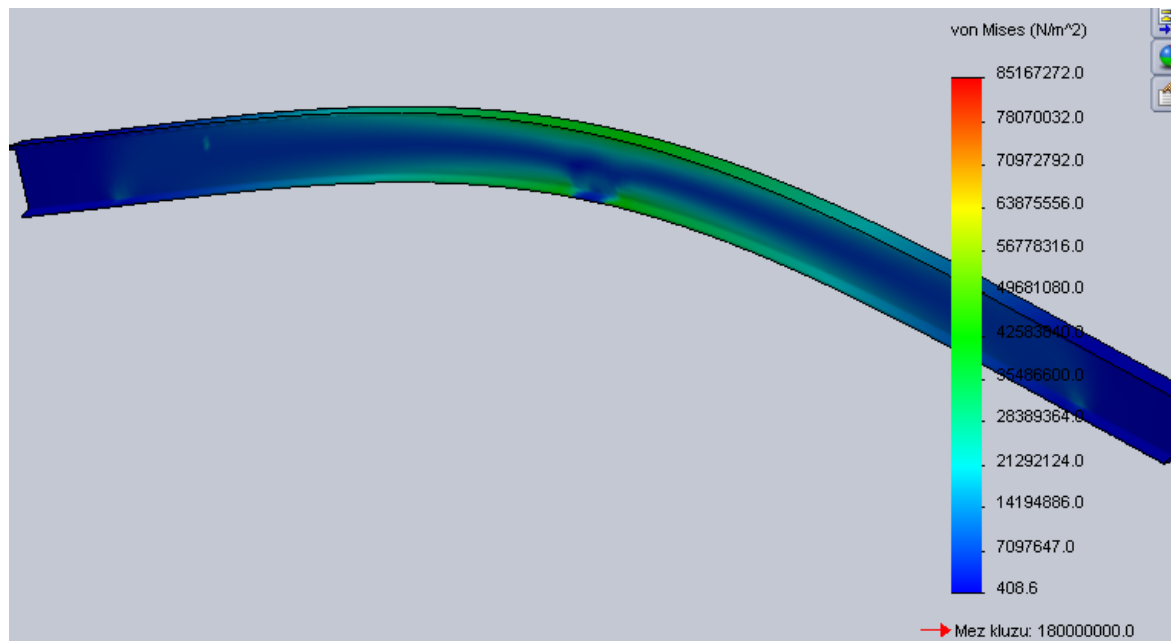


Obr. 28 Von Misesovo napětí ve výložníku s podpůrnými žebry

Konstrukční úprava, provedená posléze na výložníku, měla za cíl snížit napětí ve všech jeho místech pod hodnotu meze kluzu. To se podařilo s pomocí podpůrných žebry, vyskytujících se v místech, kde předtím kritické namáhání působilo. Vyskytla se však potřeba zvětšit výšku pravé část svaru č. 2 (viz 5.4.5) na 50 mm.

6.2 Uvolnění výložníku pro jeřáb s protizávažím

Při analýze MKP v SolidWorks SimulationXpress jsem došel k závěru, že výložník není potřeba nijak vyztužovat. Hraje zde totiž svou roli vyváženost konstrukce a tak osamělé síly na obou stranách od vetknutí zatíží jeřáb rovnoměrně, bez vzniku trhlin (*obr. 29*).



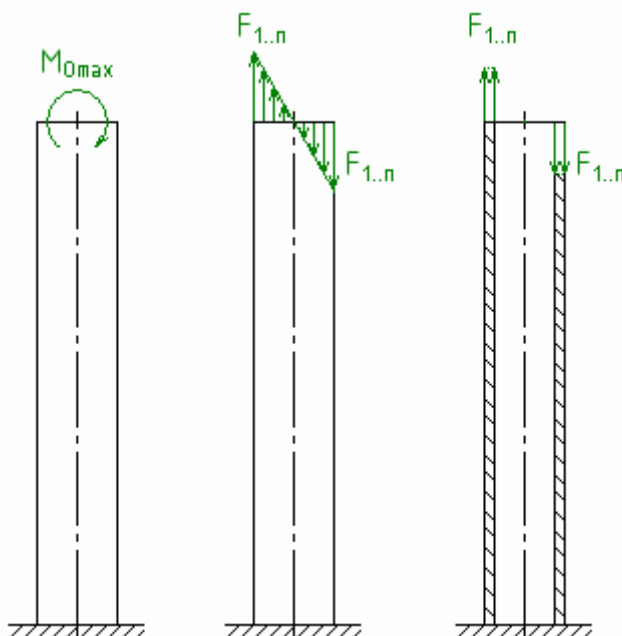
Obr. 29 Von Misesovo napětí ve výložníku s protizávažím

Poznatek, že nemusíme vyztužovat výložník v místech vetknutí, je velmi důležitý, neboť nám vlastně dává najevo, že žebra, která bychom jinak museli použít, nebudou bránit v pojezdu protizávaží. Nemusíme tedy měnit výchozí polohu protizávaží a ta zůstává stejná dle *obr. 12* pro nezatížený jeřáb.

6.3 Uvolnění sloupu

Svarové spoje mezi součástmi č. 1, 4 a 5 považujeme za tuhé a pomocí SolidWorks je nekontrolujeme. Kontrolu však provedeme u *Sloupu (3)*, do něhož se přenesou maximální ohybový moment M_{Omax} a který rovněž bude zatížen osovou silou F'_{V1} . Považujeme součásti č. 2 a 3 (ložiskový náboj a trubku sloupu) za jeden celek, nazvěme jej *Sloup*, a zatížíme jej simulovanou dvojicí sil, představujících maximální ohybový moment, v SolidWorks. Předpokládejme, že tuhé šroubové spojení součásti č. 6 (kotevní desky) se zemí, drží *Sloup* pevně ukotven a že tedy lze toto spojení považovat za vazbu **vetknutí**.

SolidWorks SimulationXpress, modul pro práci s MKP, skutečně neumožňuje zadávat samostatné momenty sil. Lze zadávat jen síly nebo tlaky. Problémem tak zůstává, v kterých místech síly zadáme a jak budou orientovány, aby skutečně silová dvojice jimi tvořená nahradila ohybový moment.



Obr. 30 Náhrada ohybového momentu diskrétními silami

Určité řešení nabízí obr. 30. Pomocí představy, že průběh ohybového momentu po průřezu nosníku se řídí určitým pravidlem (linearita u nosníku plného průřezu; je-li nosník dutý, podobá se sendvičovému prvku a řídí se pravidlem pro sendvičový prvek), můžeme převést ohybový moment na síly. Síly působících na každé polovině průřezu je n , jehož volíme optimální hodnotu, odpovídající proporcím, např. $n = 3$.

Nevěrohodnější však zřejmě bude následující postup:

1. průřez tvaru mezikruží se rozdělí na dvě shodné poloviny; v každé této polovině průřezu bude působit stejně velká síla, opačně orientovaná proti druhé;
2. vypočítá se adekvátní síla F_A z momentu M_{Omax} ;
3. ze síly F_A působící na polovinu průřezu se určí tlak p_A , jehož hodnota se zadá do výpočtového modulu.

Síla F_A :

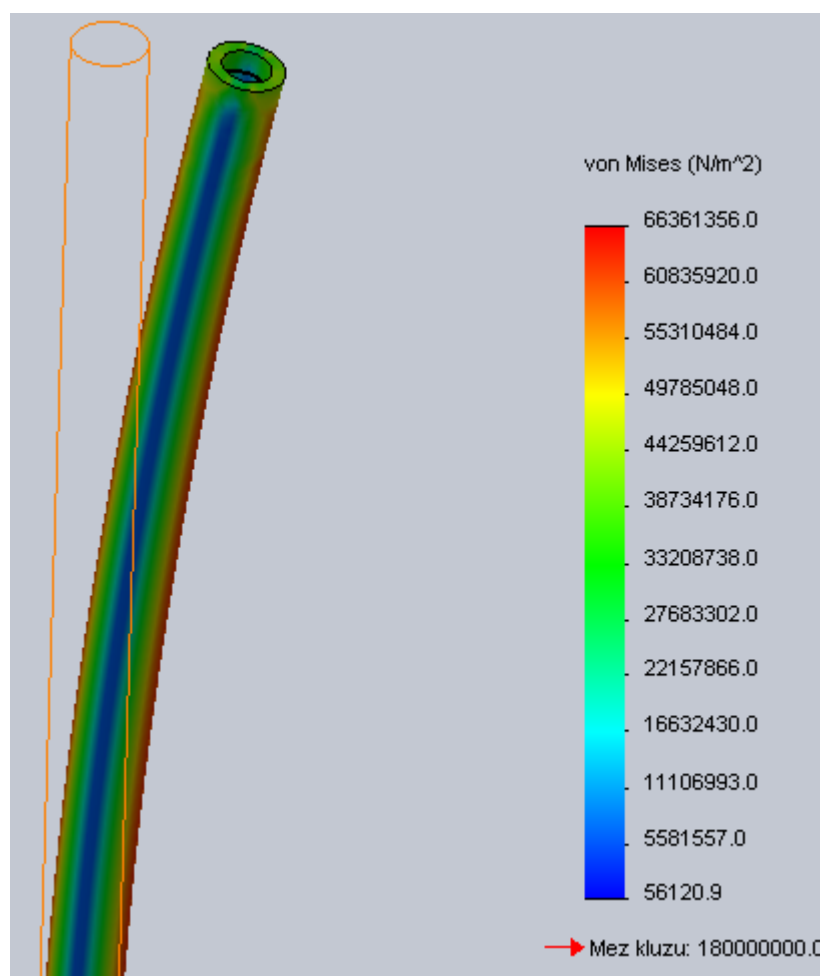
$$F_A = \frac{M_{O\max}}{D_3} \quad (75)$$

$$F_A = \frac{67\,871,8}{0,194} \text{ N} = 349,86 \text{ kN}$$

Tlak p_A :

$$p_A = \frac{8F_A}{\pi(D_3^2 - d_2^2)} \quad (76)$$

$$p_A = \frac{8 \cdot 349\,860}{\pi \cdot (194^2 - 125^2)} \text{ MPa} = 40,5 \text{ MPa}$$

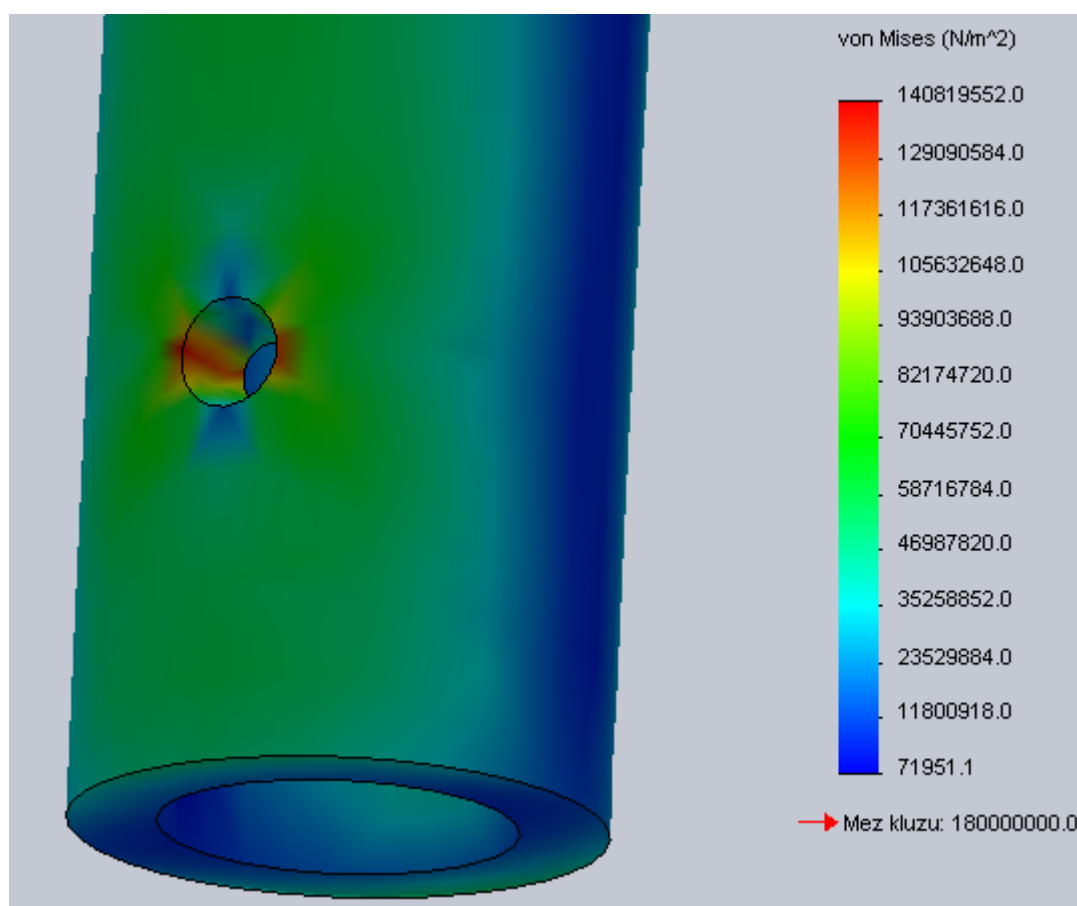


Obr. 31 Von Misesovo napětí ve sloupu

Dle obr. 31 průběh napětí ve sloupu vychází příznivě. Analýza zatížení MKP však nedokáže určit odezvu na zatížení vzpěrem.

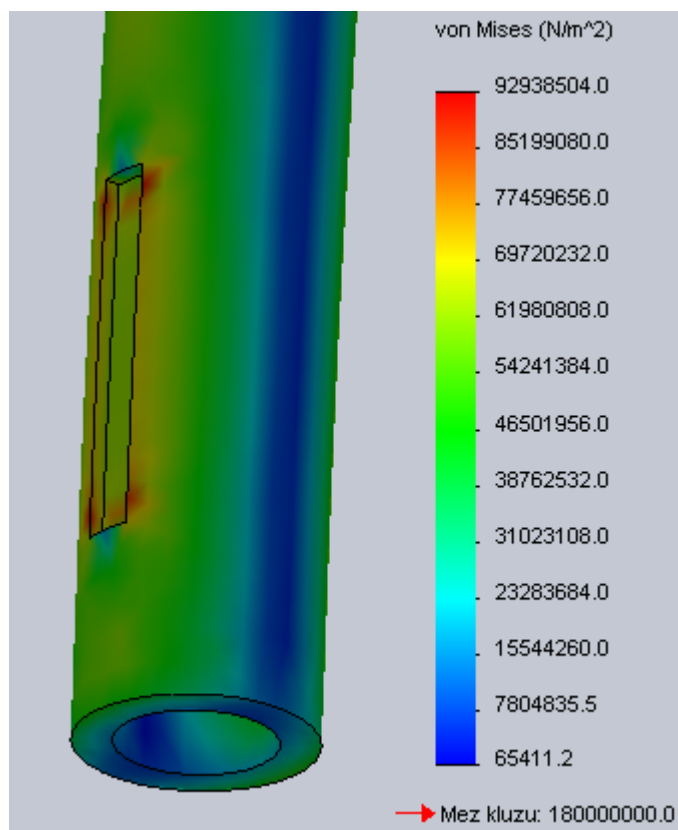
6.3.1 Spojení sloupu a kotvící trubky

V této, závěrečné podkapitole, se zamyslíme nad zdánlivou banalitou, což je spojení sloupu s *kotevní trubkou* (7). Podle *obr. 22* je toto spojení navrženo jako kolíkové, tedy, že kolík prochází součástmi č. 3 a 7 a zajišťuje vertikální polohu sloupu. Uvědomme si však, že náhlé změny v průřezu součástí, vyvrtané díry, ostré přechody v průměrech apod. vedou k jevu, který se v inženýrské praxi nazývá **koncentrace napětí**. Hovoříme o tzv. vrubovém účinku těchto faktorů. Provedme si schválně MKP analýzu sloupu, v němž je otvor pro kolík. Výsledek je na *obr. 32*.



Obr. 32 Von Misesovo napětí okolo díry pro kolík

Nyní provedme MKP analýzu sloupu, který bude s kotevní trubkou spojen pomocí tvarového klínu s nosem. V trubce sloupu musí být pro vložení klínu vyfrézována drážka. Rozměry drážky viz [18] a [24].



Obr. 33 Von Misesovo napětí okolo drážky pro klín

Vyhodnocení obou analýz je zřejmé. Ani v jednom případě nepřekročilo největší napětí mez kluzu materiálu, ale v prvním případě je největší hodnota napětí o 48 MPa větší, než v druhém případě. Dáme tedy přednost spojení pomocí klín.

ZÁVĚR

Tato diplomová práce je zaměřena na problematiku konstrukce jeřábů. Cesta řešení diplomové práce je volena prostřednictvím dvou odlišných metod, na první pohled rovnocenných, používaných k navrhování konstrukcí zařízení, přičemž se v průběhu práce ukázaly výhody a nevýhody každé z nich. Jednotlivé kroky obou metod se neliší z hlediska pracnosti, liší se však ve způsobu provedení.

V teoretické části jsou uvedeny hlavní výpočtové vztahy obou metod, které by měly být chápány, do jisté míry, jako návod k jejich použití. První kapitola se věnuje metodě konečných prvků, její historii, základním pojmům a vzorcům, vysvětlení pojmů diskretizace, okrajové podmínky, pole posuvů, pole deformací, obsahuje podkapitoly věnované postupu provádění této metody a matici tuhosti a vektoru posuvů. Věnuje se rovněž vztahům mezi polem posuvů a polem deformací, definuje pojmy prvek sítě a uzel sítě a vysvětluje, jak s nimi metoda pracuje. Druhá kapitola se zabývá jeřáby, které chápe jako transportní zařízení, definuje základní vztahy potřebné pro jejich návrh a vyjmenovává konstrukční prvky, které jsou pro všechny jeřáby společné. Zvláště se věnuje jeřábům otočným sloupovým, rozděluje je podle způsobů jejich provedení, blíže charakterizuje princip jejich konstrukce a srovnává je s principy konstrukcí jeřábů z ostatních skupin. Poslední, třetí teoretická kapitola myslí na konstruktéry, chápe je jako uživatele PC, ve kterých mají nainstalovány 2D a 3D konstrukční systémy a vysvětluje, jak první z uvedených metod, metoda konečných prvků, k těmto konstrukčním systémům přistupuje.

Praktická část diplomové práce se zabývá hlubším náhledem na konstrukci otočného sloupového jeřábu. Bere v úvahu různé situace a podmínky, kterým jeřáb může být vystaven. Nejprve se zabývá faktorem protizávaží, a ačkoliv se běžně tento faktor u otočných sloupových jeřábů malých nosností nevyskytuje, počítá s ním jako s alternativní možností. Jeho použití totiž výrazně snižuje zatížení klíčových částí ohybovým momentem. Na druhou stranu, ponechává možnost volby jeřábu bez protizávaží, přičemž konečné rozhodnutí je na zákazníkovi. Dále bere v potaz nepříznivý vliv větru a dochází k závěru, že pro navržený typ jeřábu nebude jeho síla představovat vážné riziko. Následující kapitola uvažuje vliv pracovních prostředí, v nichž bude jeřáb pracovat. Přitom zůstává faktem, že kromě kluzných ložisek se na konstrukci jeřábu podílejí pouze ocelové části. Kluzná ložiska však obsahují kluznou vrstvu, jejíž materiál může být jak kov, tak plastový kompozit. Kapitola se snaží nastínit, že určitý materiál kluzné vrstvy je vhodný

pro určité prostředí, jiný materiál zase pro jiné. Autor práce neměl zadané konkrétní pracovní podmínky, a proto se snažil navrhnout jeřáb co nejuniverzálněji. Při přechodu z jednoho pracovního prostředí do jiného tedy navrhuje použít kluzné pouzdro s jiným materiálem kluzné vrstvy. To je však možné jen tehdy, pokud rozměry a únosnosti pouzder jsou shodné. V případě nejistoty se autor doporučuje obrátit na katalog kluzných pouzder. Konečně je zde kapitola věnovaná statickému výpočtu. Pokud bylo záměrem práce navrhnout jeřáb dvěma výpočtovými metodami, tak zde se právě vyskytuje ta, která může být nazvána jako klasická. Analyzuje konstrukci jeřábu s využitím klasického výpočetního aparátu. Využívá vzorců ze statiky pro dimenzování výložníku, při návrhu svarů si vypůjčí vztahy z předmětu Části a mechanismy strojů. Poté se obrátí na sofistikovanou disciplínu, Pružnost a pevnost, ze které si vezme problematiku vzpěrného namáhání dlouhých prutů. Výpočtáři stačí pouze kalkulačka.

Nejdůležitějším, pevnostně nejvíce namáhaným místem na jeřábu je spojení *Otočného čepu (1)* s *Výložníkem (4)*. Protože průřez svaru by byl příliš malý, byla mezi obě součásti vložena *Podpěra (5)*, která k nim je přivařena a její svary tak přenášejí část výsledného napětí. Pro variantu jeřábu s protizávažím by mohla padnout otázka, zda bude výška svarů snížena, když zde přece již pozbylo významu namáhání ohybovým momentem. Odpověď zní: výška svarů snížena nebude, dokonce bude zachována stejná výška svarů, jako u jeřábu bez protizávaží. Důvod je ten, že u varianty s protizávažím se zatěžování břemenem a posuv protizávaží většinou nedějí koordinovaně, a dojde tedy k porušení rovnováhy nerovnoramenné páky, kterou výložník s břemenem a protizávažím představují.

Poslední kapitola si kladla za cíl analyzovat staticky každou součást jeřábové konstrukce pomocí MKP v SolidWorks. Ukázalo se, že výložník (č. 4) a sloup (č. 3 + č. 2) analyzovat staticky lze. U zbývajících součástí však nastal problém s aplikací smykového zatížení. Vyřešit by jej mohla dokonalejší verze výpočtového modulu nebo jiný 3D konstrukční systém. Vyrobíme-li prototyp navrženého jeřábu, můžeme očekávat spolehlivý přenos ohybového momentu ve výložníku, který byl navíc zvětšen oproti verzi v práci [11] (výchozí I profil jsem zvětšil z velikosti 320 na 400), rovněž ve sloupu proběhne přenos ohybového momentu bez problémů.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Finite element method. In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 29.10.2001, last modified on 28.1.2004 [cit. 2010-10-20]. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Finite_element_method>
- [2] Metoda konečného prvku. In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 25.3.2007, last modified on 14.8.2010 [cit. 2010-10-20]. Dostupné z WWW: http://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_konečného_prvku
- [3] MIKHLIN, S. G. *Integral'nyje uravnenija*. Moskva: Gostechizdat, 1952
- [4] BROŽ, P. ,PROCHÁZKA, P. *Metoda okrajových prvků v inženýrské praxi*. Praha: SNTL, 1987
- [5] ŠPANIEL, Miroslav. *Knihovna příkladů z MKP: Texty* [online]. 10.1.2001 [cit. 2011-01-11]. Metoda konečných prvků v mechanice konstrukcí. Dostupné z WWW: <http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/examples/TEXTY/intro/teor_mkp.html>.
- [6] ANTONÍN, DOC. ING., Potěšil. *Řešení rovinných prutových soustav pomocí metody konečných prvků* [online]. [s.4.], 2010. 12 s. Studijní opory ESF. Technická univerzita v Liberci, Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií. Dostupné z WWW: <http://artax.karlin.mff.cuni.cz/~sidlof/vyuka/LA1/Materialy%20k%20prednaskam%20%28cesky%29/10_lekce_MKP_Konzola_071104_AnP.pdf>.
- [7] GIPKA, Ondřej. *Věžové jeřáby v současnosti* [online]. Brno, 2010. 27 s. Bakalářská práce. Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Dostupné z WWW: <http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=27362>.
- [8] *EGW jeřáby - cranes - výroba a montáž, opravy a modernizace mostových, portálových a sloupových jeřábů a jejich příslušenství včetně dodávek všech náhradních dílů* [online]. 2010 [cit. 2011-01-08]. Portálové jeřáby. Dostupné z WWW: <<http://www.egwcranes.cz/index.php/cs/vyrobky/jeřaby/portalove-jeřaby>>.
- [9] *Jeřáby, mostové jeřáby, servis - Kučera* [online]. 2010 [cit. 2011-01-08]. Jeřáby mostové. Dostupné z WWW: <<http://www.jeraby-kucera.cz/Jeraby-mostove.html>>.

- [10] Martínek, P. *Transportní zařízení (řešené příklady)*. Ostrava: ediční středisko VŠB-TU, 1993
- [11] Zemek, P. *Konstrukce otočného sloupového jeřábu*. Ostrava, 2009. 53 s. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita, Fakulta strojní.
- [12] *Huisman : Worldwide lifting, drilling and pipelaying solutions* [online]. 2008 [cit. 2011-02-17]. Sloupové jeřáby. Dostupné z WWW: http://www.huismanequipment.com/cz/products/cranes/mast_cranes.
- [13] *Zatížení konstrukcí*. Praha : Český normalizační institut (zrušený), 2007. 119 s. Dostupné z WWW: část Zatížení větrem: http://www.fce.vutbr.cz/BZK/lanikova.i/default_predmety/ram/Zatizeni_vetrem.pdf část Zatížení stavebních konstrukcí: http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/BO01/BO01_cvi_04.pdf. ICS 91.010.30.
- [14] *Kluzná pouzdra SKF*. [s.l.] : [s.n.], 2000. 46 s. Dostupné z WWW: <http://www.praktikloziska.cz/admin/uploaded/file/SKF/kluzna%20pouzdra.pdf>.
- [15] *GIGA. Typová označení řetězových kladkostrojů*. [s.l.] : [s.n.], 2010. 4 s. Dostupné z WWW: http://www.gigasro.cz/files/katalogy/giga_chain_hoists_catalogue_-_2010.pdf.
- [16] *TEDOX. Ruční zvedací zařízení*. [s.l.] : [s.n.], 2011. 2 s. Dostupné z WWW: http://www.tedox.cz/download.php?group=stranky3_soubory&id=186.
- [17] *NÁVOD K POUŽITÍ, BEZPEČNOSTNÍ ZÁSADY, PROVOZ A ÚDRŽBA PRO KOČKY JEDNONOSNÍKOVÉ*. [s.l.] : Brano Group a.s., březen 2006. 18 s. Dostupné z WWW: <http://katalog.brano.cz/cs/zvedaci-zarizeni/jednonosnikove-kocky/jednonosnikova-kocka-z410-1811.html>.
- [18] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Druhé doplněné vydání. [s.l.] : [s.n.], 2005. 906 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [19] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání. VŠB-TU Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.

- [20] *SKF composite plain bearings : Compact and maintenance-free.* [s.l.] : SKF, 2006. 60 s. Dostupné z WWW: <<http://www.promshop.info/cataloguespdf/skfcomposite.pdf>>.
- [21] *Axiální kuličková ložiska.* [s.l.] : SKF, 2002. 25 s. Dostupné z WWW: <http://www.exvalos.cz/soubory/File/6000_CS_08_Axialni%20kulickova%20loziska.pdf>.
- [22] LENERT, Jiří. *Pružnost a pevnost II.* 1. vydání. Ostrava : VŠB-TU, 2000. 174 s. ISBN 80-7078-572-1.
- [23] FREIBAUER, Martin; VLÁČILOVÁ, Hana; VILÍMKOVÁ, Milena. *Základy práce v CAD systému SolidWorks.* Brno : Computer Press, a. s., 2010. 326 s. ISBN 978-80-251-2504-5.
- [24] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj : Vysokoškolská příručka* [online]. Ostrava : VŠB-TU, 2003 [cit. 2011-04-19]. Dostupné z WWW: <<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>>.
- [25] *Kuličková ložiska.* [s.l.] : SKF, 2005. 116 s. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/files/515051.pdf>>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

MKP	Metoda konečných prvků.
MOP	Metoda okrajových prvků
PDR	Parciální diferenciální rovnice
3D	Třírozměrný
2D	Dvourozměrný
CAD	Computer Aided Design
OMC	Offshore Mast Crane
HLMC	Heavy Lift Mast Crane
ČSN	Česká státní norma
ČSN EN	Harmonizovaná evropská norma
PTFE	Polytetrafluoretylen
POM	Polyoxymetylen
x, y, z	Souřadnice v kartézském souřadném systému
\mathbf{K}, K	Matice tuhosti
\mathbf{U}, U	Vektor posuvů
\mathbf{F}, F	Vektor složek zatížení; síla (obecně)
A, B	bod; síla
Q	síla
q	posunutí
i	index, poloměr setrvačnosti
X, Y	osy globálního souřadného systému v rovině
X', Y'	osy lokálního souřadného systému v rovině
S	plocha (obecně)
L, l	Vyložení jeřábu; délka (obecně)
E	Youngův modul pružnosti v tahu

k	tuhost prvku, součinitel bezpečnosti
K_V	součinitel vzpěrné bezpečnosti
π	Ludolfovo číslo
J	kvadratický moment plochy
λ, λ_m	štíhlost, mezní štíhlost
σ, τ	mechanické napětí (obecně)
a, b	konstanty v Tetmajerově vztahu
$A..z, a..z$	rozměry (obecně)
M	moment síly (obecně)
R, r	rameno síly, poloměr (obecně)
W	modul průřezu (obecně)
ν	součinitel zatížení (obecně)
ψ	dynamický součinitel zdvihový
ε	součinitel zatížení jmenovitým břemenem
C	součinitel odporu (<i>aer.</i>)
α_{OCEL}	součinitel tepelné roztažnosti oceli
Δ	přírůstek, změna
m_{nj}	jmenovitá nosnost jeřábu
m	hmotnost (obecně)
H, h	výška zdvihu jeřábu; výška (obecně)
v_p, v_h	rychlost pojezdová/zdvihová
g	tíhové zrychlení
y	průhyb
z	tloušťka svaru
a	výška svaru
β	součinitel tloušťky koutového svaru

k_s	součinitel statické bezpečnosti svaru
C_0	základní statická únosnost ložiska
D, d	průměr
F_{KR}	kritická Eulerova síla

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1 Ukázka čelní nárazové simulace vozu Saab</i>	12
<i>Obr. 2 Soustava tří prvků navzájem spojených uzly</i>	15
<i>Obr. 3 Jeden osamostatněný prvek</i>	16
<i>Obr. 4 Závislost napětí na štíhlostním poměru</i>	20
<i>Obr. 5 Obecné řešení lomeného nosníku</i>	22
<i>Obr. 6 Věžový jeřáb</i>	24
<i>Obr. 7 Nerovnoramenná páka</i>	30
<i>Obr. 8 Způsoby zesílení tuhosti</i>	31
<i>Obr. 9 Větrná mapa ČR</i>	32
<i>Obr. 10 Působení větru na výložník jeřábu typu II</i>	33
<i>Obr. 11 Náskres bez protizávaží</i>	38
<i>Obr. 12 Náskres s protizávažím</i>	39
<i>Obr. 13 Řez výložníkem s protizávažím</i>	40
<i>Obr. 14 Rozměry kladkostroje Giga</i>	42
<i>Obr. 15 Členění výložníku</i>	44
<i>Obr. 16 Rovnováha momentů ve svaru</i>	47
<i>Obr. 17 Vodorovná část průřezu svaru 2</i>	48
<i>Obr. 18 Reakční síly v kluzných pouzdrech</i>	53
<i>Obr. 19 Průměry axiálního kuličkového ložiska</i>	54
<i>Obr. 20 Rozměry horní části sloupu</i>	56
<i>Obr. 21 Ohybový moment ve sloupu</i>	57
<i>Obr. 22 Výškové rozměry jeřábu</i>	60
<i>Obr. 23 Rozměry horní části sloupu po úpravě</i>	63
<i>Obr. 24 Základní případy otočení výložníku</i>	64
<i>Obr. 25 Průřez kotevní deskou</i>	67
<i>Obr. 26 Hlavní rozměry protizávaží</i>	70
<i>Obr. 27 Kritická místa výložníku, zjištěná analýzou MKP</i>	72
<i>Obr. 28 Von Misesovo napětí ve výložníku s podpůrnými žebry</i>	73
<i>Obr. 29 Von Misesovo napětí ve výložníku s protizávažím</i>	74
<i>Obr. 30 Náhrada ohybového momentu diskrétními silami</i>	75
<i>Obr. 31 Von Misesovo napětí ve sloupu</i>	76
<i>Obr. 32 Von Misesovo napětí okolo díry pro kolík</i>	77

Obr. 33 Von Misesovo napětí okolo drážky pro klín 78

SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 1 Základní případy vzpěru</i>	19
<i>Tab. 2 Základní typy otočných sloupových jeřábů</i>	21
<i>Tab. 3 Teploty použitelnosti materiálů kluzných vrstev</i>	35

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha P I: Výkres sestavy – Otočný sloupový jeřáb s krátkým výložníkem (A1).
- Příloha P II: Výkres sestavy – Otočný sloupový jeřáb s dlouhým výložníkem (A1).
- Příloha P III: Výkres podsestavy – Výložník krátký (A3).
- Příloha P IV: Výkres podsestavy – Výložník dlouhý (A3).
- Příloha P V: Výkres podsestavy – Protizávaží (A3).
- Příloha P VI: Výkres dílu – Kotevní deska (A3).
- Příloha P VII: Výkres dílu – Kotevní trubka (A3).
- Příloha P VIII: Výkres dílu – Žebro (A4).
- Příloha P IX: Výkres dílu – Trubka sloupu (A3).
- Příloha P X: Výkres dílu – Ložiskový náboj (A3).
- Příloha P XI: Výkres dílu – Otočný čep (A3).
- Příloha P XII: Výkres dílu – Podpěra (A4).
- Příloha P XIII: Výkres dílu – Rozpěrný kroužek (A4).
- Příloha P XIV: Výkres dílu – Výztužná trubka (A4).
- Příloha P XV: Výkres dílu – Zarážka pravá (A4).
- Příloha P XVI: Výkres dílu – Zarážka levá (A4).
- Příloha P XVII: Výkres dílu – Doraz pravý (A4).
- Příloha P XVIII: Výkres dílu – Doraz levý (A4).
- Příloha P XIX: Výkres dílu – Žebro výložníku (A4).
- Příloha P XX: Výkres dílu – Dolní díl základu (A3).
- Příloha P XXI: Výkres dílu – Horní díl základu (A3).
- Příloha P XXII: Výkres dílu – Kolo protizávaží (A4).
- Příloha P XXIII: Výkres dílu – Nástavba dolní (A3).
- Příloha P XXIV: Výkres dílu – Nástavba horní (A3).
- Příloha P XXV: Tabulka kusovníku – Otočný sloupový jeřáb s krátkým výložníkem (A4).

Příloha P XXVI: Tabulka kusovníku – Otočný sloupový jeřáb s dlouhým výložníkem (A4).

Příloha P XXVII: Tabulka kusovníku – Výložník krátký (A4).

Příloha P XXVIII: Tabulka kusovníku – Výložník dlouhý (A4).

Příloha P XXIX: Tabulka kusovníku – Protizávaží (A4).