



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV STAVEBNÍ MECHANIKY

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF STRUCTURAL MECHANICS

STATICKÁ ANALÝZA A OPTIMALIZACE NAPJATOSTNÍHO A DEFORMAČNÍHO STAVU ZDVIHADLA

STATIC ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF STRESS AND DEFLECTION STATE OF A LIFTING DEVICE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MICHAL OKÁNIK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ALEŠ NEVAŘIL, Ph.D.

BRNO 2016



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

Studijní program B3607 Stavební inženýrství
Typ studijního programu Bakalářský studijní program s prezenční formou studia
Studijní obor 3647R013 Konstrukce a dopravní stavby
Pracoviště Ústav stavební mechaniky

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Student Michal Okánik


Název Statická analýza a optimalizace napjatostního a deformačního stavu zdvihadla

Vedoucí bakalářské práce Ing. Aleš Nevařil, Ph.D.

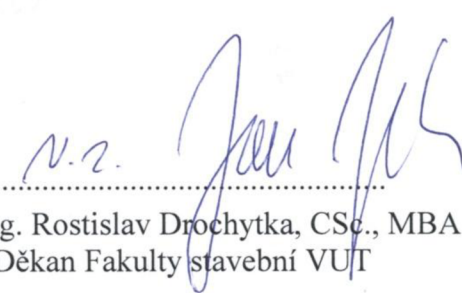
Datum zadání bakalářské práce 30. 11. 2015

Datum odevzdání bakalářské práce 27. 5. 2016

V Brně dne 30. 11. 2015


.....
prof. Ing. Drahomír Novák, DrSc.
Vedoucí ústavu




.....
prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc., MBA
Děkan Fakulty stavební VUT

Podklady a literatura

Logan, D.L. A First Course in the Finite Element Method, Brooks/Cole, Pacific Grove, USA, 2000, ISBN 0-534-38517-6.

Kolář V., Němec I., Kanický V. FEM Principy a praxe metody konečných prvků, Computer Press, Praha, 1997.

ČSN EN 1991 Zásady navrhování a zatížení konstrukcí.

ČSN EN 1993 Navrhování ocelových konstrukcí.

Zásady pro vypracování (zadání, cíle práce, požadované výstupy)

Tématem bakalářské práce je návrh a posouzení stávajícího stavu zdvihadla dle zadaných podkladů. Cílem práce je návrh nového konstrukčního a materiálového řešení. Analýza bude provedena metodou konečných prvků na základně aktuálně platných návrhových norem a podkladů z praxe.

Struktura bakalářské/diplomové práce

VŠKP vypracujte a rozčleňte podle dále uvedené struktury:

1. Textová část VŠKP zpracovaná podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchování vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchování vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (povinná součást VŠKP).
2. Přílohy textové části VŠKP zpracované podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchování vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchování vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (nepovinná součást VŠKP v případě, že přílohy nejsou součástí textové části VŠKP, ale textovou část doplňují).

3.



.....
Ing. Aleš Nevařil, Ph.D.
Vedoucí bakalářské práce

Abstrakt

Tématem této bakalářské práce je návrh a posouzení zdvihadla dle zadaných podkladů a nový návrh jeho konstrukčního a materiálového řešení. V úvodní kapitole jsou popsány funkce a požadavky na zdvihadlo. Následující kapitola se zabývá materiálovým řešením úlohy. Zbylé části práce se věnují návrhu prutového modelu a detailnějšímu návrhu deskového spoje pomocí programů ANSYS, AUTOCAD a jejich následnému výpočtu a posouzení pomocí metody konečných prvků (MKP).

Klíčová slova

zdvihadlo, MKP, ANSYS, AUTOCAD, COULPLING, prutový model

Abstract

The topic of this bachelor thesis is proposal and assessment of a lifting device according to current documentation and a new design of its construction and material solution. In the introductory chapter are described the features and requirements on a lifting device. In next chapter we deal with material solution of the problem. In the remaining parts of work, we focused on design of a beam model and detailed design of the plate joints using programs ANSYS and AUTOCAD, their subsequent calculation and assessment using the finite element method (FEM).

Keywords

lifting device, FEM, ANSYS, AUTOCAD, COULPLING, beam model

Bibliografická citace VŠKP

Michal Okánik *Statická analýza a optimalizace napjatostního a deformačního stavu zdvihadla*. Brno, 2016. 51 s., 60 s. příl. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav stavební mechaniky. Vedoucí práce Ing. Aleš Nevařil, Ph.D.

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 27.5.2016

.....
podpis autora
Michal Okánik

Poděkování

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Aleši Nevařilovi, Ph. D. za odborné vedení, rady a především za vysvětlení práce s programem ANSYS. Dále děkuji Pavle Kalusové a Romaně Okánikové za korekci textu.

OBSAH

ÚVOD	4
1 PRINCIPY ŘEŠENÍ	6
1.1 Metoda konečných prvků	6
1.2 COUPLING - VAZBY	7
2 POŽADAVKY NA ZDVIHADLO	9
2.1 Materiál zdvihadla	9
2.2 Požadavky na zdvihadlo	9
2.3 Funkce	10
3 NÁVRH TVARU ZDVIHADLA V PROGRAMU AUTOCAD	12
3.1 Geometrie	12
3.2 Popis konstrukce	13
3.2.1 Stojina.....	13
3.2.2 Spojovací desky se šrouby	13
3.2.3 Rameno.....	14
3.3 Detail deskového spoje	14
4 VYTVOŘENÍ PRUTOVÉHO MODELU	15
4.1 Použitý prvek BEAM 188	15
4.2 Materiálové charakteristiky	16
4.3 Průřezové charakteristiky	17
4.4 Zatížení prutového modelu	18
4.5 Tvorba prutového modelu	19
4.5.1 Normálové síly	22
4.5.2 Posouvající síly	23
4.5.3 Momenty	24

4.5.4	Přemístění ve směru x	25
5	POSOUZENÍ VÝSTUPŮ Z PRUTOVÉHO MODELU	26
5.1	Posuzované prvky	26
5.1.1	Namáhání stojiny zdvihadla	27
5.1.2	Namáhání ramene.....	27
5.2	Posouzení stojiny	28
5.2.1	Ohyb	28
5.2.2	Tlak.....	28
5.2.3	Vzpěr	29
5.3	Výpočet.....	30
5.4	Posouzení ramene	32
5.4.1	Ohyb	32
5.4.2	Smyk.....	32
5.4.3	Ohyb a smyk.....	33
5.5	Výpočet.....	33
5.6	Přemístění ve směru x.....	34
5.7	Přehled výsledků.....	35
6	DETAILNĚJŠÍ MODEL SPOJOVACÍCH DESEK.....	36
6.1	Použitý prvek SHELL 181	36
6.2	Materiálové charakteristiky	37
6.3	Průřezové charakteristiky	37
6.3.1	Tloušťky spojovaných prvků.....	37
6.4	Střednicový model.....	38
6.5	Zatížení deskového spoje.....	39
6.6	Postup vytvoření modelu	40
6.7	Funkce COUPLING	42
6.8	Napětí podle Miesese.....	43

7 POSOUZENÍ VÝSTUPŮ MODELU SPOJOVACÍCH DESEK	44
7.1 Posuzované prvky.....	44
7.1.1 Namáhání svarů spojovací desky	44
7.2 Posouzení spojovacích desek.....	44
ZÁVĚR	46
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	47
SEZNAM OBRÁZKŮ	48
SEZNAM TABULEK	49
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK	50
SEZNAM PŘÍLOH	53

ÚVOD

Cílem, kterého chceme dosáhnout v této bakalářské práci je návrh a vyhovující posouzení nového výhodnějšího konstrukčního řešení zdvihadla, které nahradí stávající nevyhovující řešení. Důvodem nového návrhu jsou vysoké ekonomické náklady na výrobu stávající konstrukce a její nevyhovující hmotnost při manipulaci a montáži mezi pracovišti.

Návrh bude proveden pomocí programů *ANSYS* a *AUTOCAD*, ve kterých vytvoříme prutový model a detail připoje desek na stojinu.

V první polovině práce bude provedeno navržení skutečného chování konstrukce. V praxi je uvažováno, že se zdvihadlo podobá konzole tvaru *L* tuze vetknuté do podpory. Při vytváření prutového modelu budeme uvažovat jeho tvar jako spojení os tvořících tvar konstrukce. Pro co největší podobu reálného provedení a co nejpřesnější chování konstrukce zvolíme prvek *BEAM 188*.

Jako zatížení působící na konstrukci budeme uvažovat čerpadlo, které působí jako osamělá síla na konci ramene. Tuto sílu budeme brát včetně dynamického součinitele. Po vypočítání vnitřních sil prutový model posoudíme dle platné normy *ČSN EN 1993-1-1* [1].

Druhou polovinu práce bude tvořit provedení detailu deskového spoje pomocí střednic ploch, které budou narýsovány v programu *AUTOCAD* a pro tento model zvolíme prvek *SHEL 181*. V místech svarových spojů u vytvořených ploch svážeme stupně volnosti pomocí funkce *COUPLING* a vytvoříme simulaci koutových svarů, které jsou provedeny u reálné konstrukce.

Zatížení u tohoto modelu bude uvažováno z výsledků výpočtu prutového modelu a umístěno u předních otvorů pro šrouby na spodním okraji otvoru a u zadních otvorů na horním okraji otvoru. Konstrukci budeme modelovat jako vetknutou do podkladu.

Pro řešení konstrukcí bude použita metoda konečných prvků (*MKP*) v programu *ANSYS*, ve kterém budou také oba případy vymodelovány. Při práci se softwarem budeme využívat nápovědy v *ANSYS Help 16.2* [3].

Pro uvedení do tématu zdvihadel na stanicích *ČOV* (čistírny odpadních vod) je třeba seznámit s fakty týkajícími se této práce. Tato zdvihadla slouží jako zdvihací nebo spouštěcí zařízení pro čerpadla umístěná v kalné vodě, kterou rozhánění aby nezatuhla. Tato čerpadla

nejdou bezporuchová ani samo čistící, a proto je během jejich životnosti nutná údržba. Právě pro tento účel slouží zdvihadla, která umožňují jejich vyzdvižení a po provedené opravě (očistění) zase spuštění zpět na místo.

Toto zdvihadlo je konstruováno jako ocelové, složené ze tří částí: stojina, spojovací desky, rameno. Vyrábí se nejčastěji přemístitelné, uchycené jako konzola tvaru L v ocelových patkách přichycených k betonovému podkladu. Proces vyzdvižení nebo spuštění probíhá přes kladku umístěnou na konci vyloženého ramene zdvihadla. V dnešní době se zdvihadla navrhuje z dutých válcových profilů spojených přes spojovací desky svarem a šrouby.

Stávající návrh konstrukce zdvihadla je z důvodu požadavků na úsporu materiálu a snadnou přemístitelnost nevyhovující, proto bylo rozhodnuto vytvořit návrh nový. Ten by měl ušetřit materiál, snížit hmotnost konstrukce a tím zvýšit manipulovatelnost.

1 PRINCIPY ŘEŠENÍ

1.1 Metoda konečných prvků

Metodou konečných prvků (dále jen *MKP*) lze řešit většinu typů konstrukcí. Je to univerzální numerická metoda, která slouží pro nepřímé řešení diferenciálních rovnic. Díky *MKP* se dnes řeší statické a dynamické úlohy, lineární či nelineární. Využívá se v technice a průmyslu a také je spjata s výpočetní technikou. Další její uplatnění najdeme v biomechanice, kde se s její pomocí může řešit proudění krve v komorách srdce.

MKP vychází z *Ritz-Galerkinových* variačních principů, kdy jsou používány báze funkce aproximující určitá pole. Klasické variační principy převádějí řešení diferenciálních rovnic na algebraické řešení rovnic. Toto zjednodušení umožňuje pracovat se skalárními veličinami (energie, potenciál, atd.) namísto vektorových (síly, posunutí, atd.). Do báze funkcí se rozkládají hledané funkce F . Tento rozklad je spjat s rozdělením řešené oblasti Ω na podoblasti Ω_e (konečné prvky). Existují tři varianty řešení: deformační, silová a smíšená. V praxi se ve většině případů používá deformační metoda a jedná se o energetické pojetí úlohy, kdy se hledá extrém nějakého funkcionálu. Jeho hodnota pro celou oblast je rovna součtu hodnot v částech (konečných prvků). U deformační metody reprezentují funkce F posuny a funkcionál je potenciální energií soustavy. Funkce F plynou z podmínek minima funkcionálu. Deformační metoda je charakterizována použitím *Lagrangeova* principu minimální potenciální energie:

$$\pi = \pi_i + \pi_e = \min \quad (1.1)$$

kde π_e je potenciální energie vnějších sil

π_i je potenciální energie vnitřních sil

Vztah popisujeme tak, že: ze všech přípustných funkcí posunutí, tj. funkcí splňujících dané okrajové podmínky a neporušující spojitost tělesa, se realizují ty funkce, které udělují celkové potenciální energii π minimální hodnotu [2].

1.2 COUPLING - VAZBY

Funkce *COUPLING* (dále jen *CP*) vytváří spojení dvou uzlů se stejným počtem stupňů volnosti. Spojování (*CP*) stupňů volnosti do souboru způsobí, že jejich výsledky vypočítané pro jeden člen ze souboru jsou stejné pro všechny členy v souboru. *CP* může být použito pro modelování různých kloubů nebo závěsů. Obecnější forma *CP* může být provedena s omezovacími rovnicemi (*CE - COUPLING EQUATIONS*). Strukturální analýza seznamu uzlů je definována spolu s uzlovými směry, v nichž tyto uzly mají být spojeny. Výsledkem této funkce jsou uzly nuceny brát stejné posunutí v zadaném souřadném systému. Množství posunů je neznámé dokud analýza není dokončena. Soubor spojených uzlů, které nejsou shodné, nebo neleží na linii ve spojeném směru posuvu, může vyvolat aplikovaný moment, který se neobjeví v reakcích. Skutečné stupně volnosti dostupné pro určitý uzel závisí na stupni volnosti spojeného s typem prvku (*ET - ELEMENTAL TYPES*) v tomto uzlu.

Tato funkce by se neměla používat v explicitní analýze pro chování tuhého tělesa zahrnující rotaci, protože by mohlo dojít k nefyzickým závěrům.

Více v *ANSYS Help 16.2* [3].

Matice a zatížení vektorových operací: (*CONSTRAINT EQUATIONS*)

$$\sum_{j=1}^L K_{kj} \cdot u_j = F_k \quad (1 \leq k \leq L) \quad (1.2)$$

kde:

K_{kj} - tuhost související se silou na stupni volnosti k k posunutí na stupni volnosti j

u_j - uzlové posunutí stupně volnosti j

F_k - uzlové síly stupňů volnosti k

k - rovnice čísla řádku

j - číslo sloupce

L - počet rovnic

Omezující rovnice:

$$[C] \cdot \{U\} = \{C_0\} \quad (1.3)$$

kde:

C_0 - je konstanta

C - může být dále složeno z vedlejších a hlavních stupňů volnosti, takže může být použita přímá metoda eliminace.

Tvar rovnice (1.3)

$$[C_s] \cdot \{U_s\} + [C_m] \cdot \{U_m\} = \{C_0\} \quad (1.4)$$

kde:

U_s - je posun závislý na stupni volnosti

U_m - určuje stupeň volnosti

2 POŽADAVKY NA ZDVIHADLO

2.1 Materiál zdvihadla

Materiálem uvažovaným pro tuto konstrukci je ocel S355 s mezí kluzu $f_y = 355$ MPa a mezí pevnosti $f_u = 510$ MPa. Je to homogenní izotropní materiál, charakteristický stejnými vlastnostmi ve všech směrech.

Charakteristiky:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \quad (2.1)$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Youngův modul pružnosti (tah, tlak)

$$G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$

Modul pružnosti ve smyku

$$\nu = 0,3$$

Poassonův součinitel

$$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$$

Objemová hmotnost

S materiálem konstrukce vetknutí počítat nebudeme. Předpokládáme pro něj dostatečnou pevnost pro přenesení všech účinků od zatížení z konstrukce.

2.2 Požadavky na zdvihadlo

Požadavky na zdvihadlo jsou tvořeny především úsporou materiálu a snížením jeho hmotnosti, čímž budou sníženy finanční náklady na pořízení a zlepší se manipulace se zdvihadlem. Dále pak zdvihadlo musí vyhovět na přenos zatížení, které bude tvořeno čerpadlem o váze 150 kg. Tíha čerpadla bude počítána včetně dynamického součinitele ze současné projektové dokumentace, který je nezbytný, neboť při kontrole čerpadla je zapotřebí i jeho zkouška za provozu a ta nám vyvolává na zdvihadle dynamické účinky. Zatížení včetně dynamického součinitele je uvedeno ve stávající dokumentaci jako 1800 N [4]. Vychází z normy ČSN EN 73 0035 *Zatížení stavebních konstrukcí* [6].

Únavovou pevnost zdvihadla nebudeme počítat vzhledem k četnosti jeho použití, která je přibližně 5 - 7× během roku po dobu cca 5 hodin.

2.3 Funkce

Zdvihadlo by mělo zastávat funkci pro vyzdvižení nebo spouštění, nutnou kontrolu, montáž nebo opravu poškozených či vyřazených čerpadel na stanicích ČOV. Jeho hmotnost by měla být co nejmenší pro snadnou manipulaci a přenos mezi čerpadly. Ohybová tuhost zdvihadla je navržena dle požadavků investora na dohodnutou maximální hodnotu:

$$w_{max} = \frac{l}{8} \quad (2.2)$$

kde

w_{max} - je maximální hodnota ohybu [m]

l - je délka ohýbaného ramene zdvihadla [m]

Jelikož v normě [1] není definována žádná předepsaná hodnota pro ohyb, je hodnota zadána tímto způsobem.

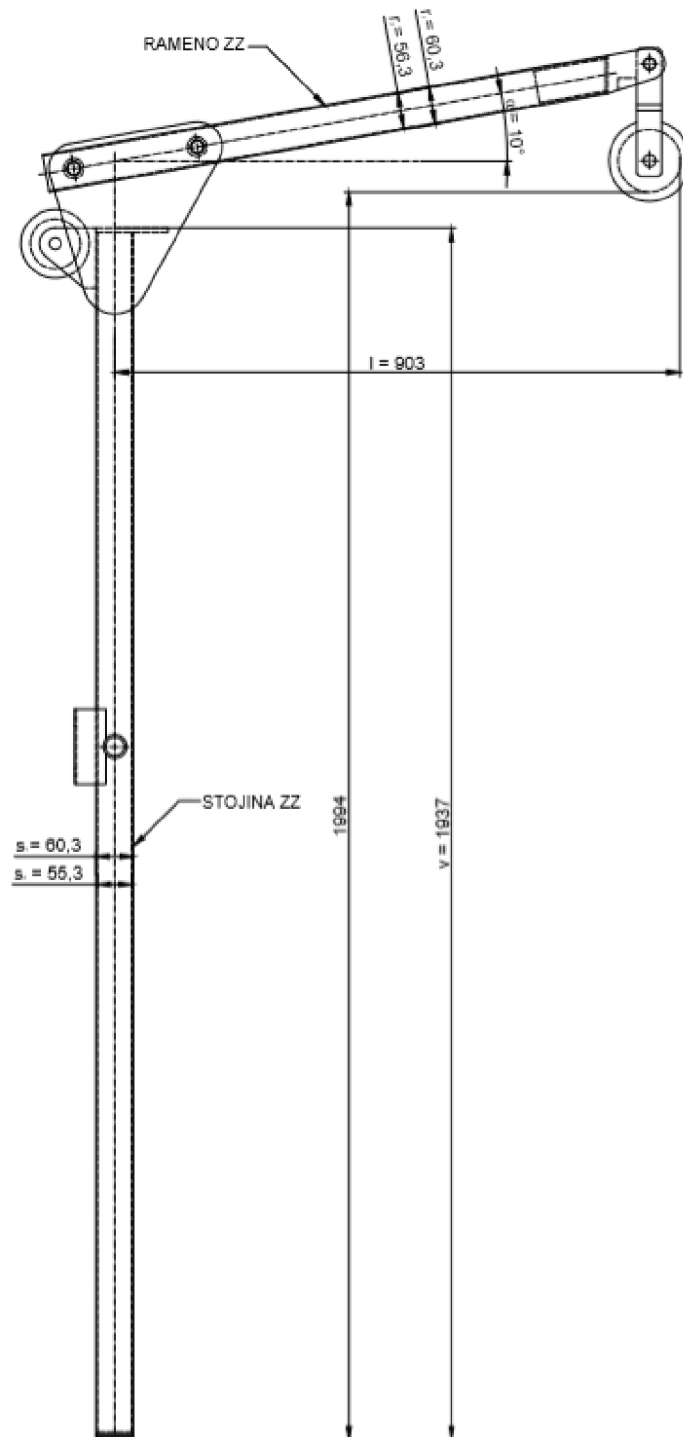
Konstrukce zdvihadla je namáhána asi 5-7× během roku (přesnější určení není možné, záleží na poruchovosti čerpadel) po dobu cca 5 hodin. Kvůli váze čerpadla a skutečnosti, že působí na zdvihadlo pouze jako svislá osová síla neuvažujeme **vychýlení konstrukce ani její kroucení**.



Obrázek 2.1 Reálné provedení zdvihadla

3 NÁVRH TVARU ZDVIHADLA V PROGRAMU AUTOCAD

3.1 Geometrie



Obrázek 3.1 Geometrie navrhovaného zdvihadla

Geometrie:

$v = 1937$ mm	výška stojiny
$l = 903$ mm	vodorovná délka ramene
$s_1 = 60,3$ mm	vnější průměr stojiny
$s_2 = 55,3$ mm	vnitřní průměr stojiny
$r_1 = 60,3$ mm	vnější průměr ramene
$r_2 = 56,3$ mm	vnitřní průměr ramene
$\alpha = 10^\circ$	úhel sklonu ramene

3.2 Popis konstrukce

Konstrukce zdvihadla se skládá ze tří hlavních částí. Tyto části jsou stojina, spojovací desky se šrouby a rameno.

3.2.1 Stojina

Stojina se skládá z ocelové trubky typu CHS 60,3/2,5 mm, tvořící svislou nosnou část zdvihadla, kterou budeme posuzovat v kapitole 5.2 - 5.3 na ohybový moment, vzpěr a tlak. Stojina je dále spojena se zbytkem konstrukce pomocí spojovacích desek, které k ní budou přivařeny svary tl. 3 mm, určenými přesně pro tento typ profilu s požadavkem na neprovaření.

3.2.2 Spojovací desky se šrouby

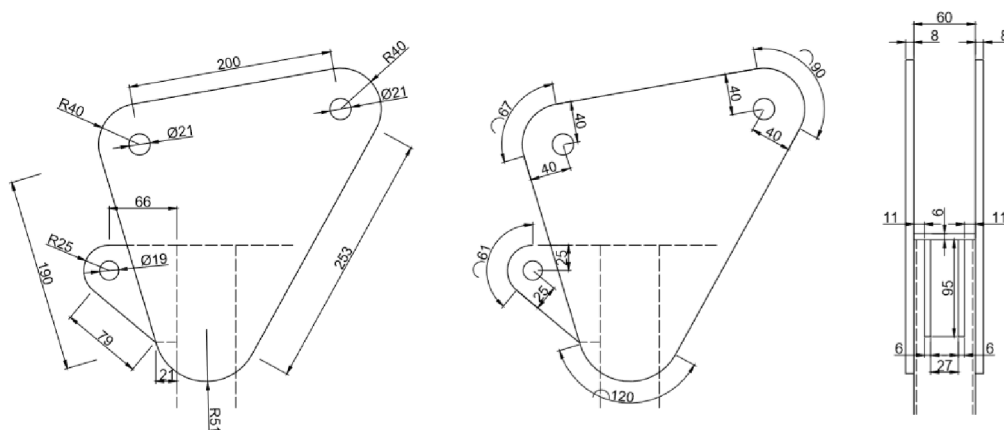
Tvoří základní spojovací prostředek mezi svislým nosným prvkem (stojinou) a šikmým nosným prvkem (ramenem). Jeho připojení ke konstrukci stojiny je řešeno pomocí koutových svarů tl. 3 mm s požadavkem na neprovaření tenčí ze spojovaných konstrukcí

a připojení k rameni, je řešeno pomocí šroubových spojů. Tento prvek budeme dále řešit jako detailní model na namáhání svarů proti vylomení či vykroucení v kapitole 6.

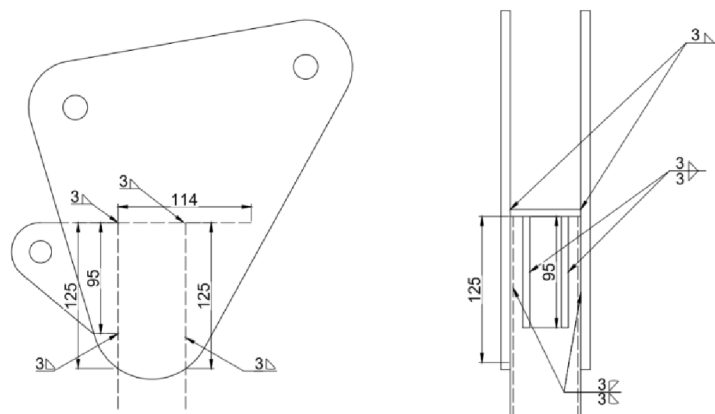
3.2.3 Rameno

Rameno se skládá z ocelové trubky typu CHS 60,3/2 mm, tvořící šikmou nosnou část zdvihadla, kterou budeme posuzovat v kapitole 5.4 - 5.5 na ohybový moment, smyk a smyk s ohybem. Rameno je spojeno se zbytkem konstrukce pomocí spojovacích desek, které k němu budou připojeny momentovými šrouby nastavenými na výsledný ohybový moment z prutového modelu. Sklon ramene je proveden v úhlu $\alpha = 10^\circ$.

3.3 Detail deskového spoje



Obrázek 3.2 Okótování rozměrů spojovacích desek

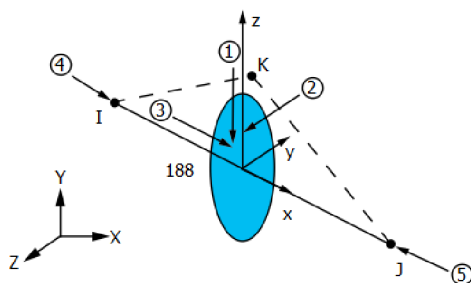


Obrázek 3.3 Okótování rozměrů svarů

4 VYTVOŘENÍ PRUTOVÉHO MODELU

4.1 Použitý prvek BEAM 188

Tento prvek je vhodný pro analýzu štíhlé až středně tlusté rámové konstrukce. Jeho tvar je založen na teorii *Timoshenkova nosníku*, který zahrnuje smykové deformační účinky. Prvek poskytuje možnosti pro nevázanou a vázanou deplanaci navzájem kolmých částí. Jedná se o element se šesti až sedmi stupni volnosti v každém uzlu (x , y , z sedmý stupeň je volitelný). Může být využit pro lineární rotace nebo pro nelineární deformace [3].



Obrázek 4.1 Prvek BEAM 188

Charakteristiky:

Uzly:

I, J, K

Stupně volnosti:

UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ

Materiálové vlastnosti:

EX (PRXY, NUXY) GXY, GXZ, ALPX,

CTEX, ALPD, BETD, THSX, DENS,

Povrchové zatížení:

tlak na povrch 1-5 dle obrázku

Speciální vlastnosti:

aktivace a deaktivace části, technologie samo
výběru, počáteční stav, zobecněný průřez,
velké průhyby, velké deformace, lineární
porušení, nelineární stabilizace, *ocean loading*,
pevnostní zpevnění

4.2 Materiálové charakteristiky

Materiál uvažovaný pro tuto konstrukci prutového modelu je ocel S355 s mezí kluzu $f_y = 355$ MPa a mezí pevnosti $f_u = 510$ MPa. Je to homogenní izotropní materiál, charakteristický stejnými vlastnostmi ve všech směrech.

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \quad (2.1)$$

Charakteristiky:

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Youngův modul pružnosti (tah, tlak)

$$G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$

Modul pružnosti ve smyku

$$\nu = 0,3$$

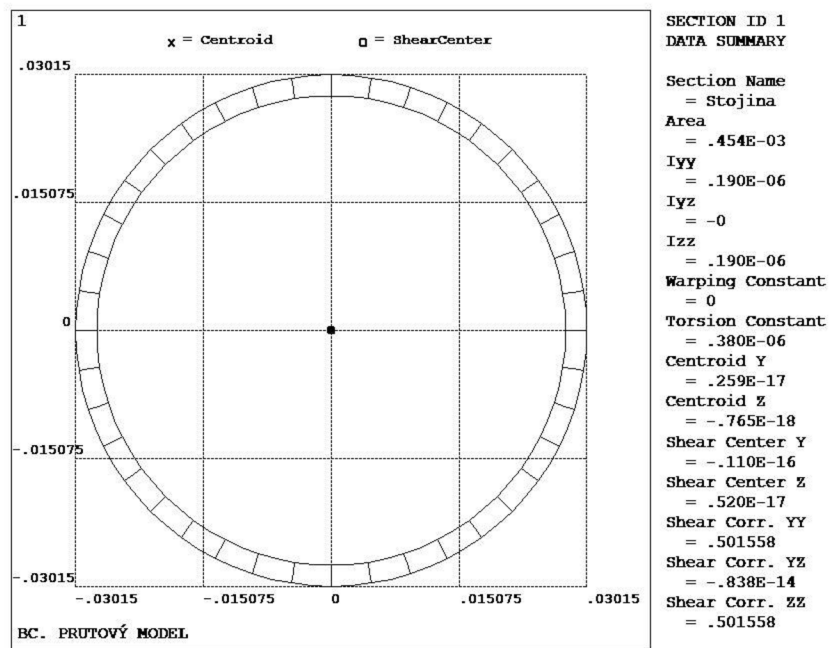
Poassonův součinitel

$$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$$

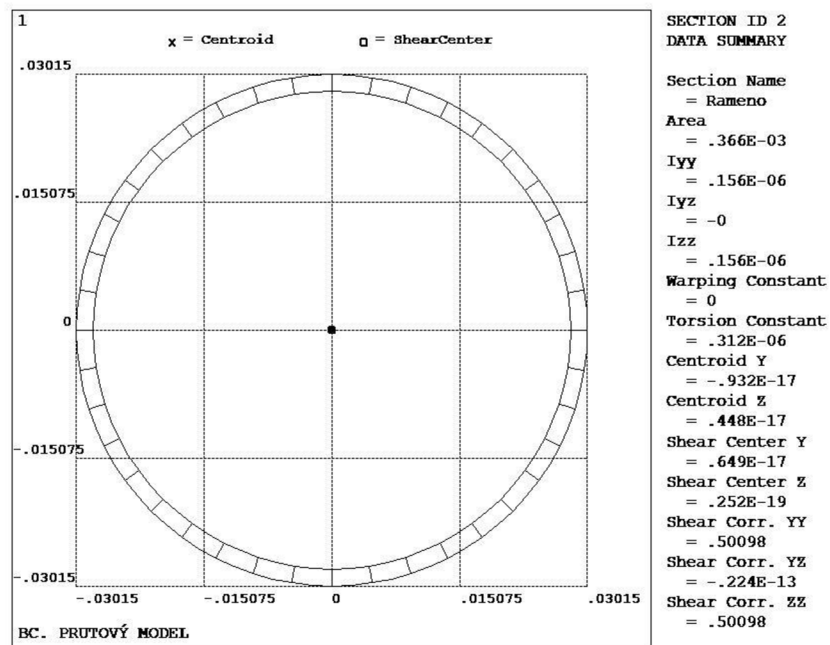
Objemová hmotnost

Prvky tvořící prutový model jsme volili jako v reálném provedení (stojina CSH 60,3/2,5 mm, rameno CSH 60,3/2 mm), nicméně v případě spojovacích desek bylo nutné udělat výjimku z důvodu zjednodušení na prutový model v podobě svařovaných I profilů.

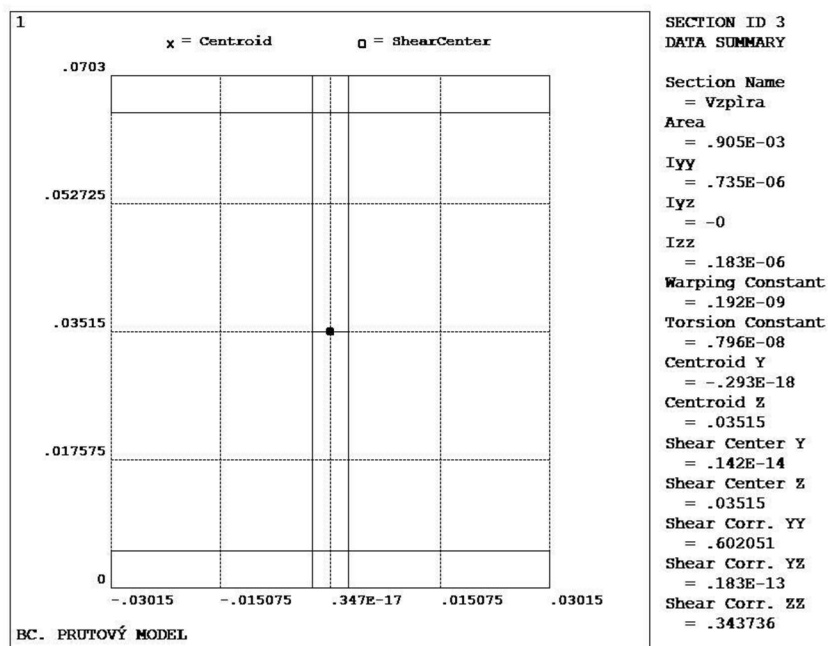
4.3 Průřezové charakteristiky



Obrázek 4.2 Průřezové charakteristiky - stojina



Obrázek 4.3 Průřezové charakteristiky - rameno

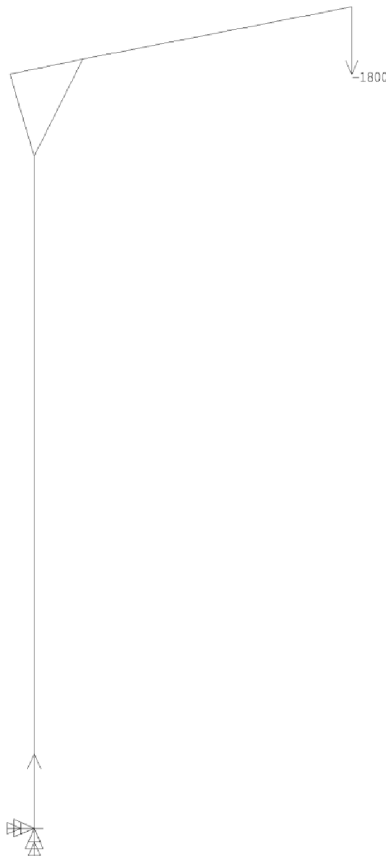


Obrázek 4.4 Průřezové charakteristiky - vzpěry

4.4 Zatížení prutového modelu

Zatížení zvolené pro prutový model je voleno kombinací vlastní tíhy konstrukce (12,79 kg vypočítané v programu ANSYS) a zatížením od čerpadla (1800 N dle stávající *projektové dokumentace* [4]) dle ČSN EN 73 0035 [6]. Umístění zatížení čerpadlem jsme zvolili na konci ramene s kladkou ve vodorovné délce 0,903 m, kde nám zatížení v této vzdálenosti vyvodí nejnepříznivější silové a momentové účinky na celou konstrukci. Zatížení vlastní tíhou je voleno po celé ploše konstrukce.

Během umístování zatížení musíme uvažovat i způsob, jakým bude konstrukce uchycena k jejímu podkladu. V tomto případě víme, že zdvihadlo bude vloženo do ocelové patky přišroubované k betonovému podkladu, tudíž můžeme patku uvažovat jako pevný bod, do kterého bude zdvihadlo vetknuto. Co se týče posuzování patky a závitů na únosnost při namáhání, bereme v úvahu, že jsou dostatečně tuhé pro přenesení veškerých zatížení vyvozených od konstrukce zdvihadla.



Obrázek 4.5 Umístění síly na prutovém modelu

4.5 Tvorba prutového modelu

Tvorba prutového modelu probíhala nejdříve v programu *AUTOCAD*, pomocí kterého jsme si model okótovali (*příloha 2*) a určili souřadnice jednotlivých *KEYPOINTS* (dále jen *KP*) počínaje bodem 0 [0;0] v patě a bodem 5 [0,903;2,2] konče.

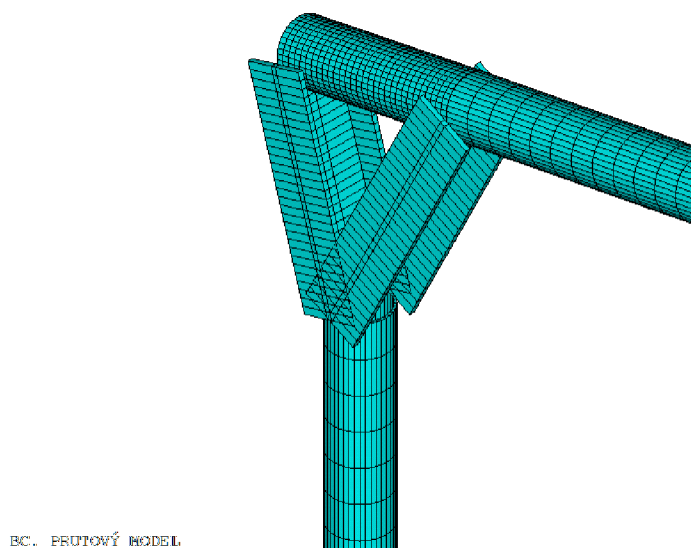
Dále jsme postupovali tvořením *KP* v programu *ANSYS* v pracovním prostředí *GUI*. Po vytvoření všech *KP* jsme vytvořili jejich spojnice pomocí funkce *CREATE -> LINES -> STRAIGHT LINES*.

Potom bylo nutné zvolit materiál a přiřadit mu jeho charakteristiky funkcí *MATERIAL PROPS*. Po aplikování všech nezbytných vlastností jsme se přesunuli do *SECTION -> BEAM*, kde jsme námi zvolenému prvku (popsanému v *kapitole 4.1*) přiřadili tvary spojovaných částí *LINES*. Pro svislou čáru jsme zvolili *SECTION 1* (*Obrázek 4.2*), pro vzpěry nahrazující spojovací desky jsme zvolili *SECTION 3* (*Obrázek 4.4*) a pro šikmou čáru *SECTION 2* (*Obrázek 4.3*).

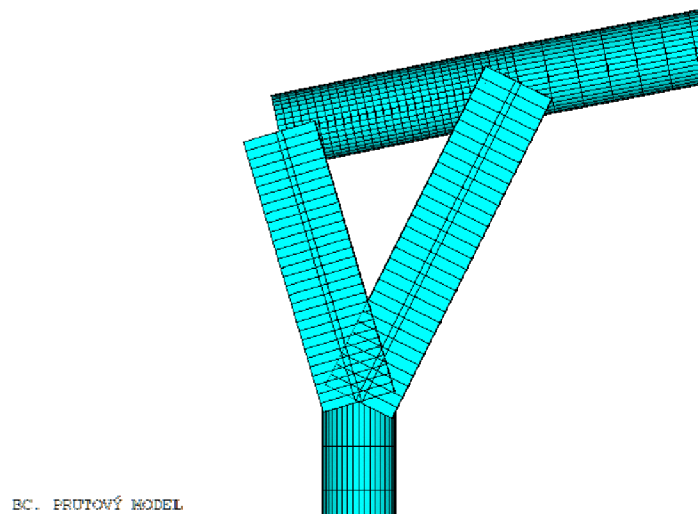
Tabulka 4.1 Souřadnice pro vytvoření prutového modelu v SW ANSYS

SOUŘADNICE BODU ZZ PRUTOVÝ MODEL			
	X	Y	Z
1	0	0	0
2	0	1,792	0
3	-0,065	2,024	0
4	0,13	2,06	0
5	0,903	2,2	0

Následně pokračujeme rozložením hotových *SECTIONS* na síť konečných prvků pomocí funkce *MESH*. Velikost sítě je zvolena tak, aby byl prvek rozdělen po délce na 20 částí.



Obrázek 4.6 Rozdělení prutového modelu na síť konečných prvků



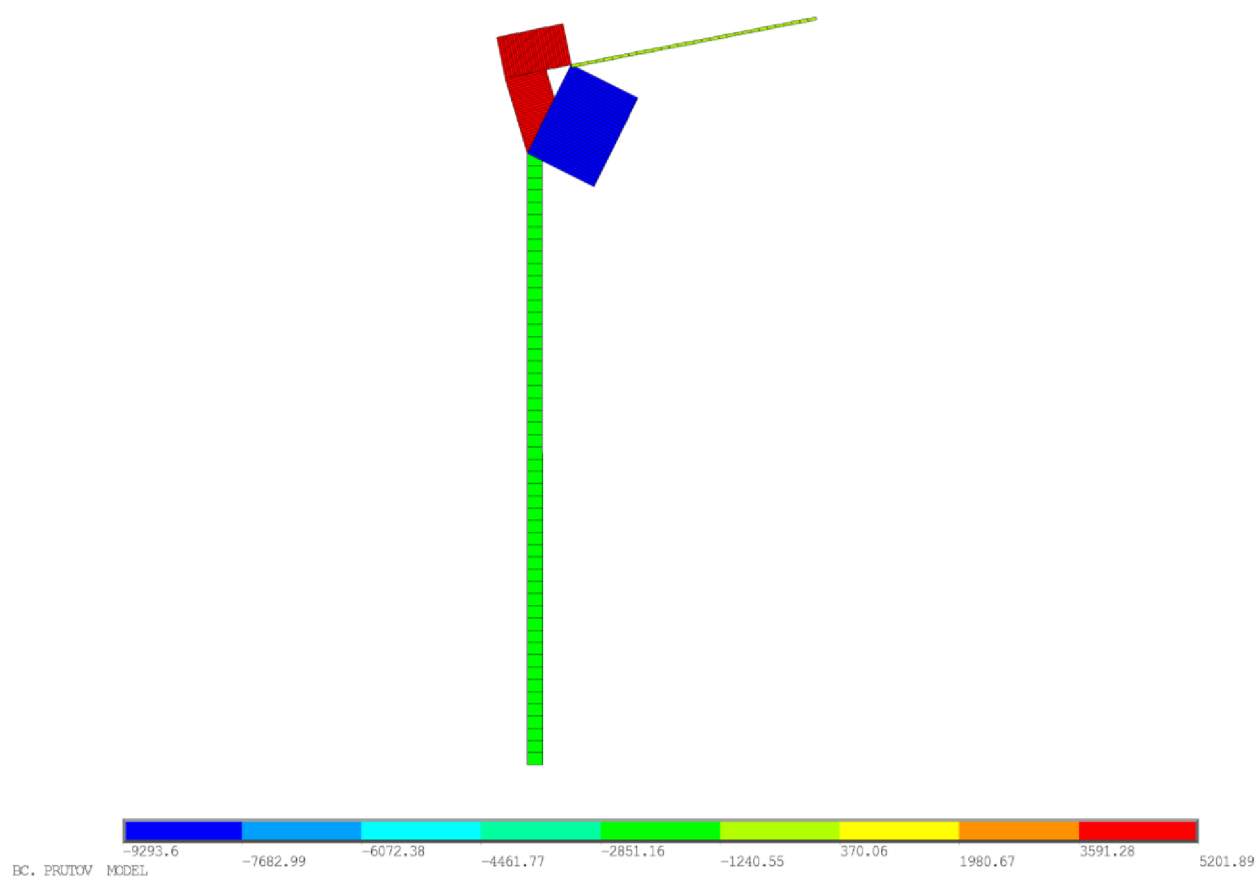
Obrázek 4.7 Rozdělení prutového modelu na síť konečných prvků

Dále jsme vytvořili zatížení působící na konstrukci pomocí funkce *DEFINE LOADS* (kapitola 4.4) a vetknutí v prvním *KP*.

Takto zhotovený prutový model jsme nechali spočítat pomocí metody konečných prvků popsané v kapitole 1.1.

Zvolené výsledky pro posouzení jsme určili pomocí funkce *ELEMENTAL TABLE* vybráním patřičných definicí pro zobrazení z příručky *ANSYS Help 188* [3]. Výsledky, které nás zajímají jsou: normálové síly, posouvající síly, momenty a přemístění ve směru x od zatížení (Obrázek 4.8, Obrázek 4.9, Obrázek 4.10, Obrázek 4.11). Vypočtené hodnoty budeme dále používat v posouzení v kapitole 5.

4.5.1 Normálové síly

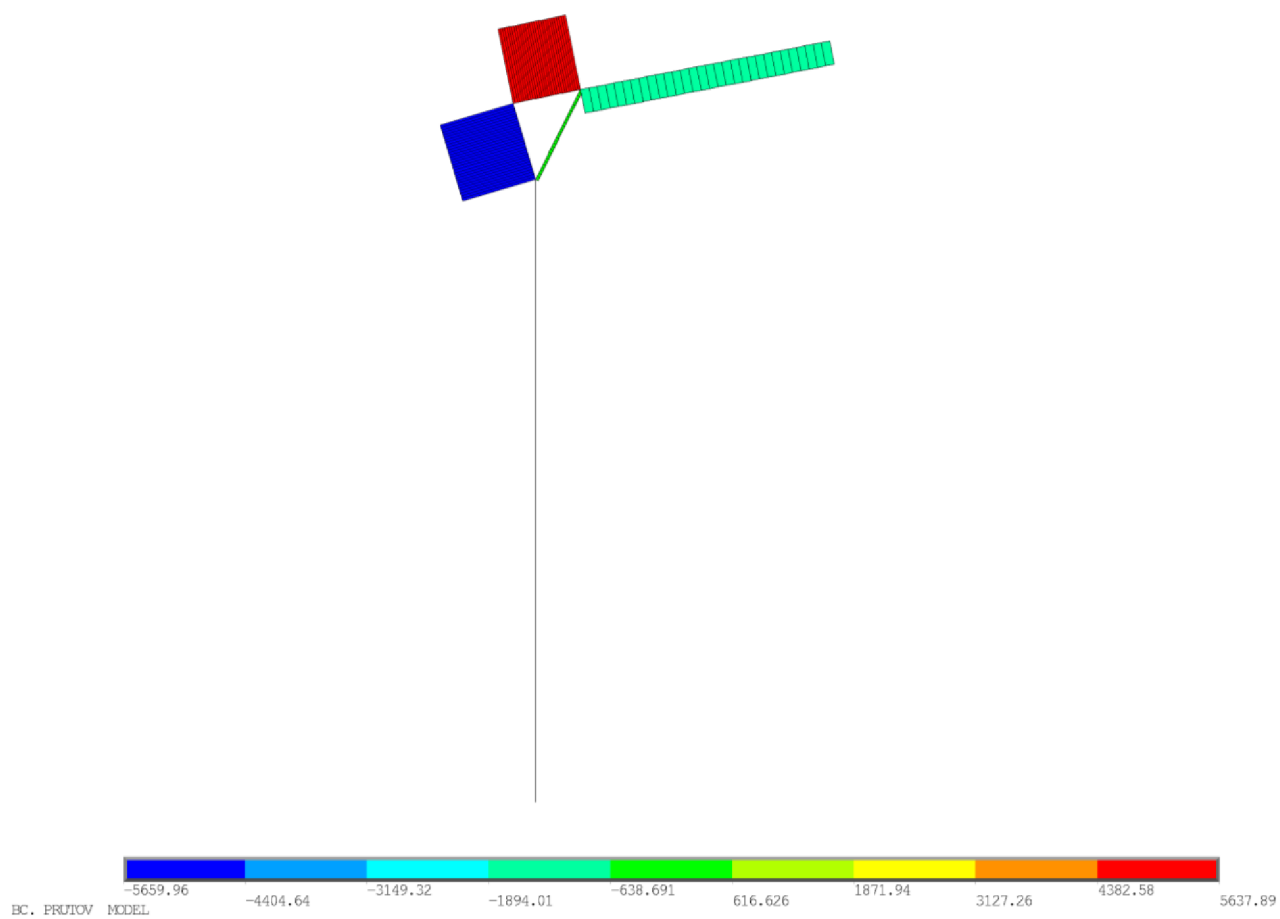


Obrázek 4.8 Grafický výstup normálových sil [N]

Normálová síla na rameno N_r 5200 N

Normálová síla na stojinu N_s 1925 N

4.5.2 Posouvající síly



Obrázek 4.9 Grafický výstup posouvajících sil [N]

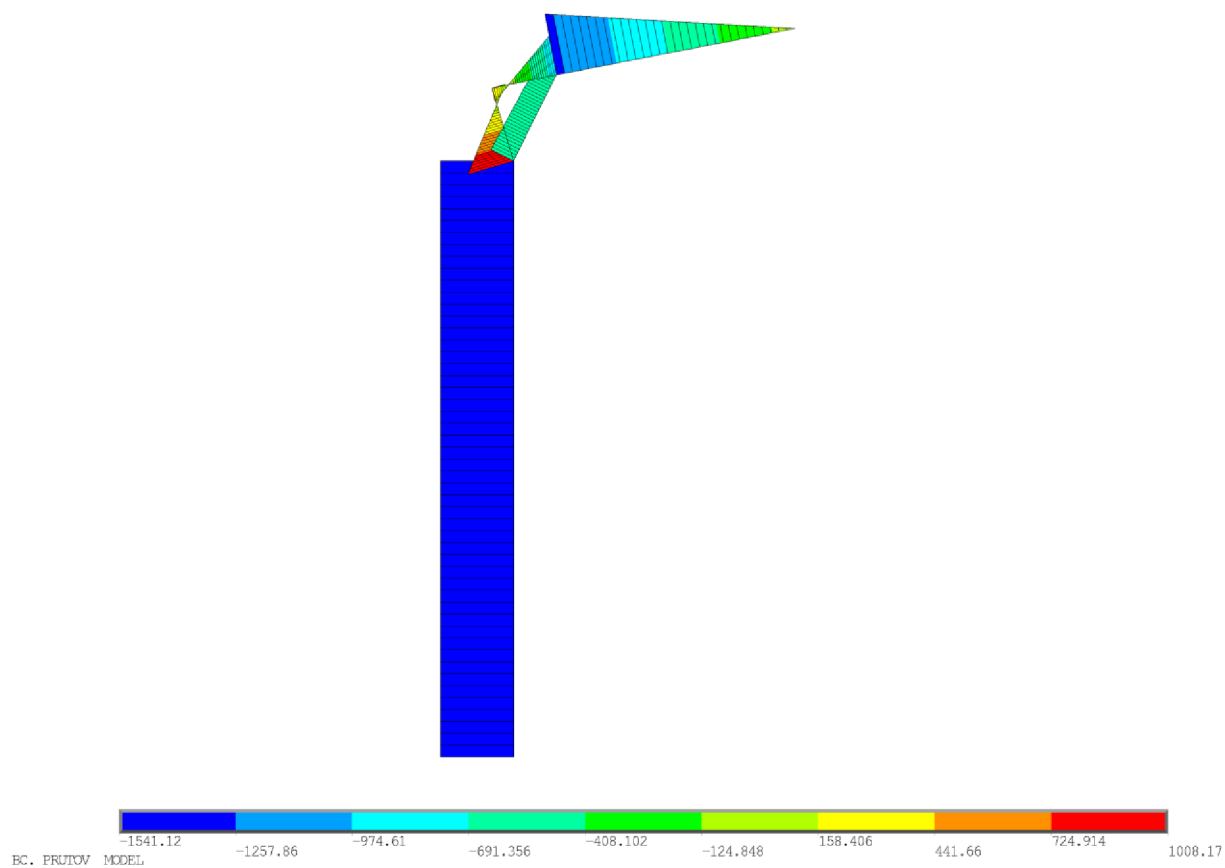
Posouvající síla na rameno V_r

4700 N

Posouvající síla na stojinu V_s

$5,2 \cdot 10^{-5}$ N

4.5.3 Momenty



Obrázek 4.10 Grafický výstup momentů [Nm]

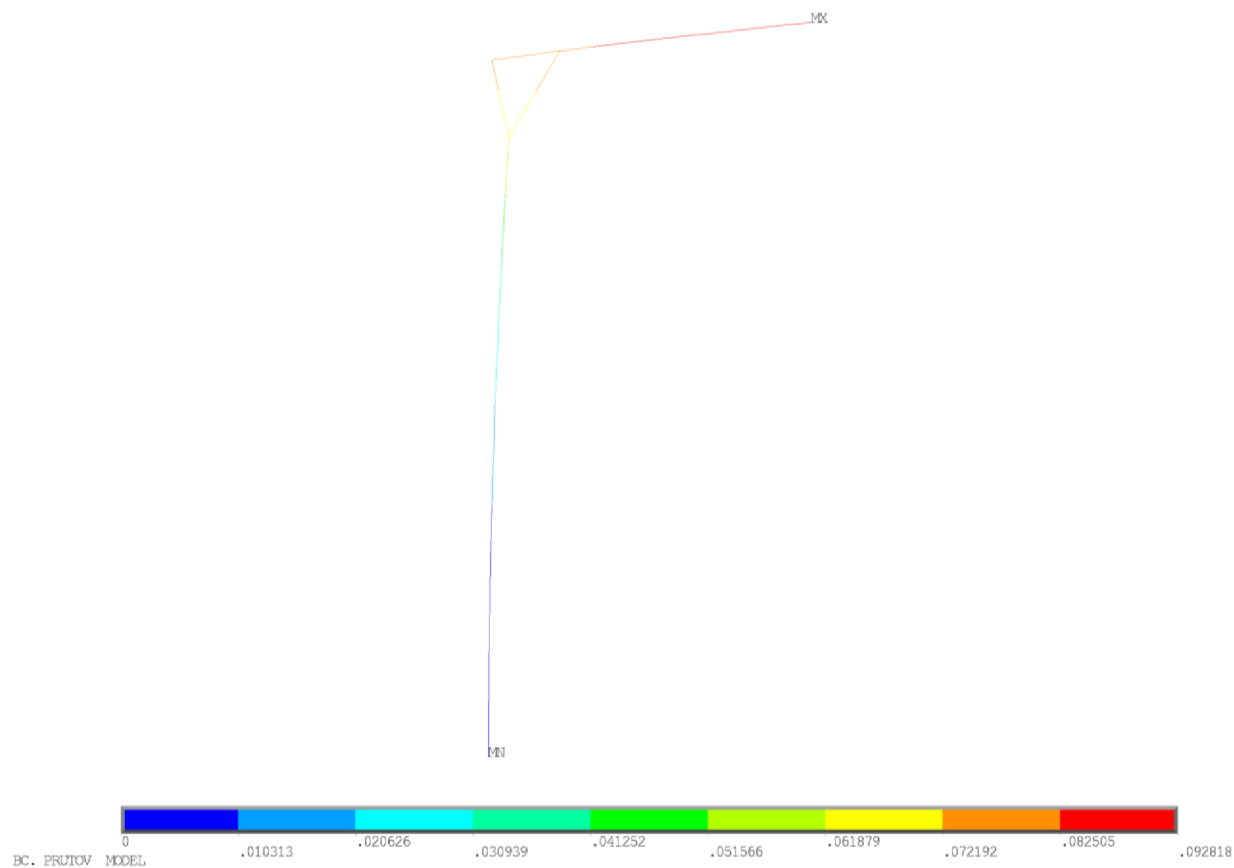
Moment na rameno M_r

1303 Nm

Moment na stojinu M_s

1541 Nm

4.5.4 Přemístění ve směru x



Obrázek 4.11 grafický výstup přemístění od ohybu ve směru x [m]

Přemístění ve směru x

0,093 m

5 POSOUZENÍ VÝSTUPŮ Z PRUTOVÉHO MODELU

5.1 Posuzované prvky

Konstrukce zdvihadla je tvořena třemi navzájem na sobě závislými konstrukčními částmi (stojina, spojovací desky, rameno), přičemž selháním kterékoliv z nich dojde k celkovému selhání konstrukce. Proto je nutné každou část zdvihadla posoudit na nejnepříznivější způsoby namáhání, které na ní mohou vzniknout. Díky prutovému modelu jsme schopni určit vnitřní síly působící na stojinu a rameno a můžeme je následně posoudit. Co se týče spojovacích desek je prutový model nedostačující, protože u něj nemůžeme namodelovat spojení pomocí svarů, a proto budeme vytvářet ještě jeho detailnější část, na které budeme mít možnost zjistit přesnější účinky namáhání na svary (*kapitola 6*).

Konstrukci prutového modelu budeme rovněž posuzovat na hodnotu přemístění ve směru x , kterou máme stanovenou jako:

$$w_{max} = \frac{l}{8} \quad (2.2)$$

kde w_{max} - je maximální hodnota ohybu [m]

l - je délka ohýbaného ramene zdvihadla [m]

Celá konstrukce sestává ze třídy průřezu 1. dle [1] tj.

$$d/t \leq 50 \cdot \varepsilon^2 \quad (5.1)$$

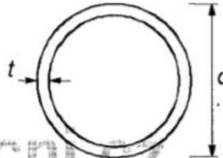
$$60,3/2,5 \leq 50 \cdot 0,81^2$$

$$60,3/2 \leq 50 \cdot 0,81^2$$

$$30,15 \leq 32,81$$

$$24,12 \leq 32,81$$

Tabulka 5.1 Výběr třídy průřezu pro kruhové duté profily válcované za studena

Trubky						
						
Třída průřezu	Ohýbaný a/nebo tlačенý průřez					
1	$d/t \leq 50\varepsilon^2$					
2	$d/t \leq 70\varepsilon^2$					
3	$d/t \leq 90\varepsilon^2$					
	POZNÁMKA Pro $d/t > 90\varepsilon^2$ viz EN 1993-1-6					
$\varepsilon = \sqrt{235 / f_y}$	f_y	235	275	355	420	460
	ε	1,00	0,92	0,81	0,75	0,71
	ε^2	1,00	0,85	0,66	0,56	0,51

5.1.1 Namáhání stojiny zdvihadla

Stojina je namáhána třemi druhy zatížení vyvolanými od síly, kterou vyvozuje čerpadlo na konci ramene. Tato zatížení jsou: ohyb, tlak a vzpěr. Zatížení ohybem vyvozuje napínáním vnější části trubky stojiny, která je tažená. Zatížení tlakem vzniká ve vnitřní části stojiny. Zatížení od vzpěru je vyvozeno kombinací osové síly a ohybu.

5.1.2 Namáhání ramene

Rameno je namáháno třemi druhy zatížení vyvolanými od síly, kterou vyvozuje čerpadlo na jeho konci. Tato zatížení jsou: ohyb, smyk a vzpěr. Ohybové zatížení vzniká na vnější straně ramene, které je od zatížení taženo. Smykové zatížení musíme brát v úvahu kvůli šroubovému spojení v místě spojovací desky, kde by se nám mohlo rameno usmýknout. Zatížení kombinací ohybu a smyku budeme uvažovat v případě, že konstrukce při posouzení na smykovou sílu bude využita více než na 50 % její návrhové únosnosti.

5.2 Posouzení stojiny

5.2.1 Ohyb

Návrhová hodnota ohybového momentu M_{ed} musí v každém průřezu splňovat podmínku:

$$\frac{M_{ed}}{M_{c,Rd}} \leq 1,0 \quad (5.2)$$

kde návrhová únosnost v ohybu k některé hlavní ose průřezu se stanoví pro průřezy z výrazu:

$$M_{c,Rd} = M_{el,Rd} = \frac{W_{el} \cdot f_y}{\gamma_{M0}} \quad (5.3)$$

W_{el} - je bráno z tabulek pro ocelové konstrukce [5].

5.2.2 Tlak

Návrhová hodnota tlakové síly N_{ed} musí v každém průřezu splňovat podmínku:

$$\frac{N_{ed}}{N_{c,Rd}} \leq 1,0 \quad (5.4)$$

kde návrhová únosnost v tlaku k některé hlavní ose průřezu se stanoví z výrazu:

$$N_{c,Rd} = \frac{A \cdot f_y}{\gamma_{M0}} \quad (5.5)$$

5.2.3 Vzpěr

$$\frac{N_{ed}}{N_{b,Rd}} \leq 1,0 \quad (5.6)$$

kde $N_{b,Rd}$ je návrhová vzpěrná únosnost tlačенého prutu pro průřezy 1 třídy určená z výrazu:

$$N_{b,Rd} = \frac{\chi \cdot A \cdot f_y}{\gamma_{M1}} \quad (5.7)$$

kde χ je součinitel vzpěrnosti pro příslušný způsob vybočení ale $\chi \leq 1,0$

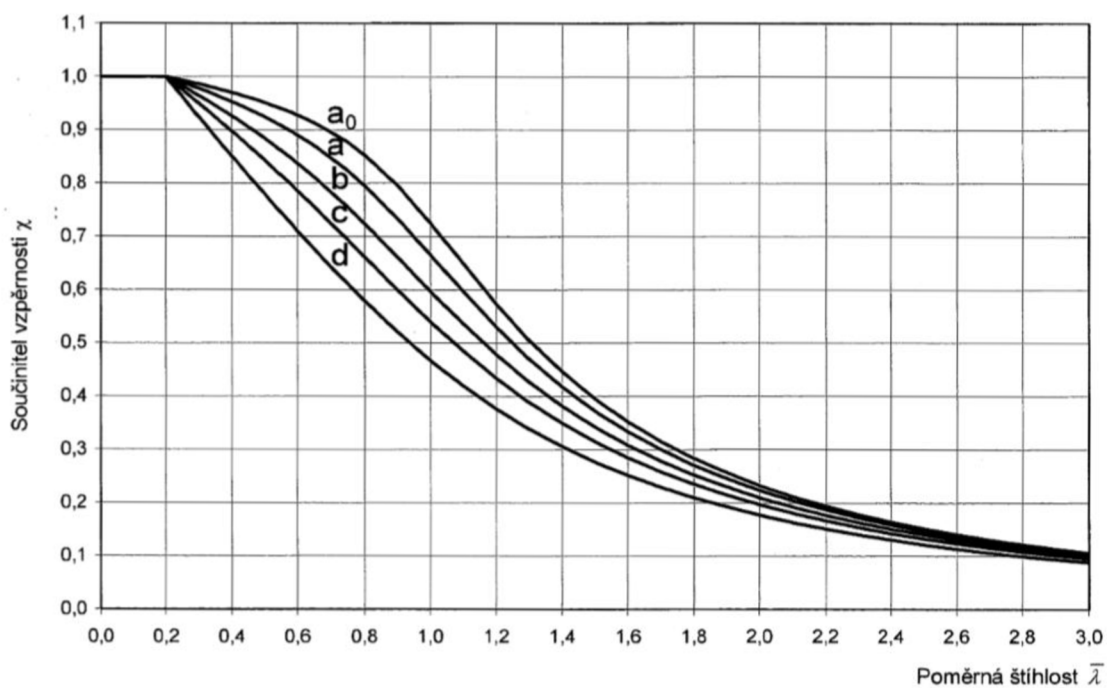
$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \bar{\lambda}^2}} \quad (5.8)$$

kde:
$$\phi = 0,5 \cdot [1 + \alpha \cdot (\bar{\lambda} - 0,2) + \bar{\lambda}^2] \quad (5.9)$$

kde:
$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} \quad (5.10)$$

α - součinitel imperfekce 0,49

N_{cr} pružná kritická síla pro příslušný způsob vybočení je brána z rovnice 5.5.



Obrázek 5.1 Křivky vzpěrné pevnosti

Tabulka 5.2 Výběr křivky vzpěrné pevnosti

Duté průřezy		válcované za tepla	všechny	a	a ₀
		tvarované za studena	všechny	c	c

5.3 Výpočet

Ohyb

$$M_{c,Rd} = M_{el,Rd} = \frac{W_{el} \cdot f_y}{\gamma_{M0}} = \frac{(6,3 \cdot 10^{-6}) \cdot (355 \cdot 10^3)}{1,0} = 2,21 \text{ kNm}$$

$$\frac{M_{ed}}{M_{c,Rd}} = \frac{1,541}{2,21} = 0,71 < 1,0 \text{ VYHOVUJE}$$

Tlak

$$N_{c,Rd} = \frac{A \cdot f_y}{\gamma_{M0}} = \frac{0,000454 \cdot (355 \cdot 10^3)}{1,0} = 161,17 \text{ kN}$$

$$\frac{N_{ed}}{N_{c,Rd}} = \frac{1,925}{161,17} = 0,012 < 1,0 \text{ VYHOVUJE}$$

Vzpěr

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} = \sqrt{\frac{0,000454 \cdot (355 \cdot 10^3)}{161,17}} = 1$$

$$\phi = 0,5 \cdot [1 + \alpha \cdot (\bar{\lambda} - 0,2) + \bar{\lambda}^2] = 0,5 \cdot [1 + 0,49 \cdot (1 - 0,2) + 1^2] = 1,196$$

$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \bar{\lambda}^2}} = \frac{1}{1,196 + \sqrt{1,196^2 - 1^2}} = 0,54$$

$$N_{b,Rd} = \frac{\chi \cdot A \cdot f_y}{\gamma_{M1}} = \frac{0,54 \cdot 0,000454 \cdot (355 \cdot 10^3)}{1,0} = 87 \text{ kN}$$

$$\frac{N_{ed}}{N_{b,Rd}} = \frac{1,925}{87} = 0,022 < 1,0 \text{ VYHOVUJE}$$

5.4 Posouzení ramene

5.4.1 Ohyb

Návrhová hodnota ohybového momentu M_{ed} musí v každém průřezu splňovat podmínku:

$$\frac{M_{ed}}{M_{c,Rd}} \leq 1,0 \quad (5.11)$$

kde návrhová únosnost v ohybu k některé hlavní ose průřezu se stanoví z výrazu:

$$M_{c,Rd} = M_{el,Rd} = \frac{W_{el} \cdot f_y}{\gamma_{M0}} \quad (5.12)$$

W_{el} - je bráno z tabulek pro ocelové konstrukce [5].

5.4.2 Smyk

Návrhová hodnota smykové síly V_{ed} musí v každé části průřezu splňovat podmínku:

$$\frac{V_{ed}}{V_{c,Rd}} \leq 1,0 \quad (5.13)$$

kde $V_{c,Rd}$ je návrhová únosnost ve smyku. V plasticitním návrhu se $V_{c,Rd}$ uvažuje jako návrhová plastická únosnost ve smyku $V_{pl,Rd}$ podle rovnice 5.14.

Jestliže nepůsobí kroucení, určí se návrhová plastická únosnost ve smyku z výrazu:

$$V_{pl,Rd} = \frac{A_v \cdot (f_y / \sqrt{3})}{\gamma_{M0}} \quad (5.14)$$

kde A_v je smyková plocha a pro kruhové duté průřezy s konstantní tloušťkou stěny:

$$A_v = 2A/\pi \quad (5.15)$$

5.4.3 Ohyb a smyk

Posouzení konstrukce na ohyb a smyk není nutné provádět, protože V_{ed} je menší než 50 % návrhové únosnosti $V_{pl,Rd}$:

$$\frac{V_{ed}}{V_{pl,Rd}} \leq 0,5 \quad (5.16)$$

5.5 Výpočet

Ohyb

$$M_{c,Rd} = M_{pl,Rd} = \frac{W_{el} \cdot f_y}{\gamma_{M0}} = \frac{5,17 \cdot 10^{-6} \cdot 355 \cdot 10^3}{1,0} = 1,82 \text{ kNm}$$

$$\frac{M_{ed}}{M_{c,Rd}} = \frac{1,303}{1,82} = 0,73 < 1,0 \text{ VYHOVUJE}$$

Smyk

$$A_v = 2A/\pi = \frac{2 \cdot 0,000366}{3,1416} = 0,000233 \text{ m}^2$$

$$V_{pl,Rd} = \frac{A_v \cdot (f_y/\sqrt{3})}{\gamma_{M0}} = \frac{0,000233 \cdot (355 \cdot 10^3/\sqrt{3})}{1,0} = 47,8 \text{ kN}$$

$$\frac{V_{ed}}{V_{c,Rd}} = \frac{4,7}{47,8} = 0,10 < 1,0 \text{ VYHOVUJE}$$

Ohyb a smyk

$$\frac{V_{ed}}{V_{pl,Rd}} = \frac{4,7}{47,8} = 0,10 < 0,5 \text{ VYHOVUJE}$$

Není nutno posuzovat na ohyb a smyk.

5.6 Přemístění ve směru x

Maximální hodnota přemístění ve směru x musí splňovat podmínku:

$$w_{max} = \frac{l}{8} \tag{2.2}$$

kde l - délka ramene [m].

Výpočet přemístění ve směru x

$$w_{max} = \frac{l}{8} = \frac{0,903}{8} = 0,11 \text{ m} > 0,093 \text{ m VYHOVUJE}$$

5.7 Přehled výsledků

Z hodnot uvedených v tabulce je zřejmé, že konstrukce zdvihadla je namáhána nejvíce ohybovým momentem, a proto je pro nás toto posouzení nejdůležitější. Výsledky ohybových momentů budou dále použity pro nastavení momentových klíčů při sestavování konstrukce.

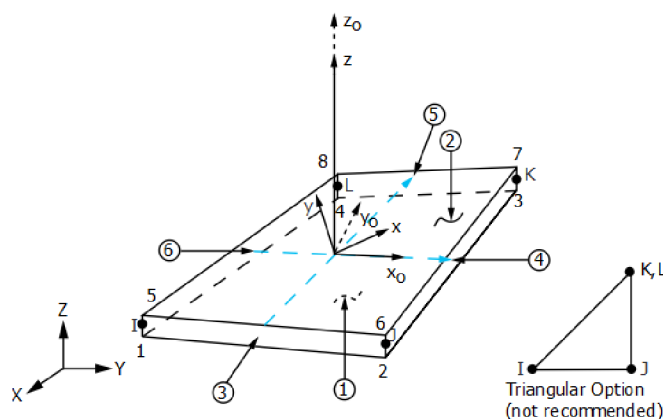
Tabulka 5.3 Přehled výsledků posouzení prutového modelu

<u>POSOUZENÍ</u>					OHYB A
ČÁST	OHYB	TLAK	VZPĚŘ	SMYK	SMYK
STOJINA	71,00 %	1,20 %	2,21 %	-	-
RAMENO	73,00 %	-	-	10,00 %	10,00 %

6 DETAILNĚJŠÍ MODEL SPOJOVACÍCH DESEK

6.1 Použitý prvek SHELL 181

Tento prvek je vhodný pro výpočet štíhlých až středně tlustých skořepinových konstrukcí. Jedná se o čtyř uzlový element se šesti stupni volnosti v každém uzlu (x , y , z a rotaci kolem x , y , z) a tloušťku, případně jiné vlastnosti prvku (*shell section information*). Trojúhelníkový tvar se využívá pouze jako tvar sítě konečných prvků. Tento prvek je vhodný pro lineární i nelineární aplikaci. Může být využit i pro vrstvené modelování kompozitních skořepin nebo sendvičové konstrukce [3].



Obrázek 6.1 Prvek SHELL 181

Charakteristiky:

Uzly:

I, J, K, L

Stupně volnosti:

UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, UX, UZ

UY

Materiálové vlastnosti:

EX, EY, EZ, ALPX, ALPY, ALPZ, DNES,

GXY, GYZ, GXZ, ALPD

Povrchové zatížení:

tlak na povrch 1-6 dle obrázku

Speciální vlastnosti:

aktivace a deaktivace části, počáteční stav,
velký průhyb, deformace, lineární porušení,
nelineární stabilizace

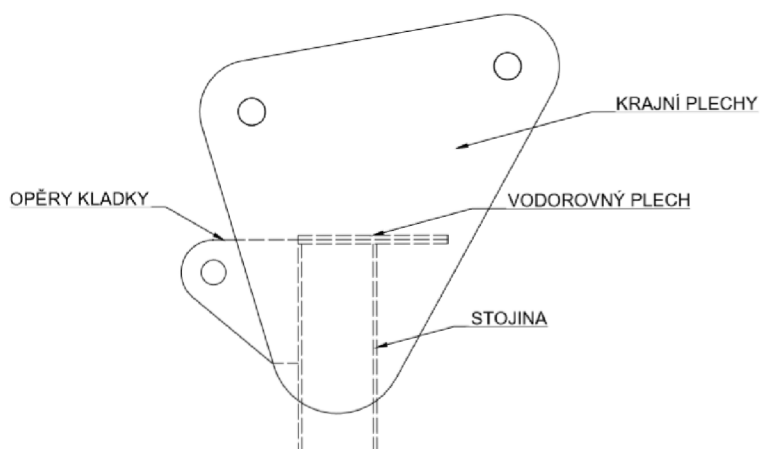
6.2 Materiálové charakteristiky

Pro detailní zobrazení spoje desek se stojinou jsme volili materiál stejný jako je v kapitole 4.2.

6.3 Průřezové charakteristiky

Pro správnou funkci zvoleného prvku *SHELL 181* je nutné zadat kromě materiálových charakteristik také tloušťky jednotlivých spojovacích desek.

6.3.1 Tloušťky spojovaných prvků

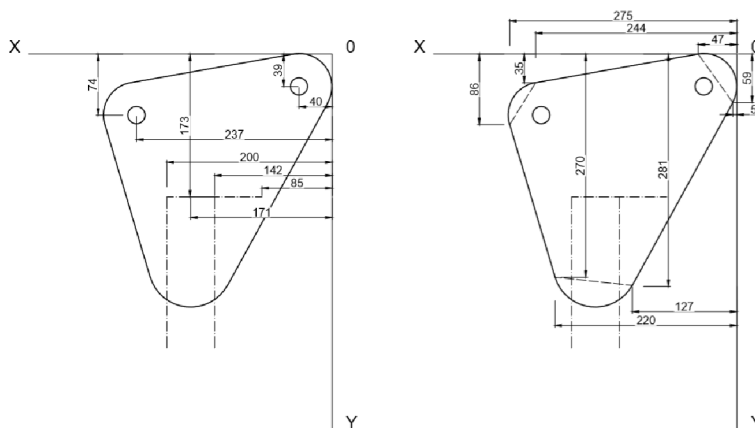


Obrázek 6.2 Názvoslovní částí spojovacích desek

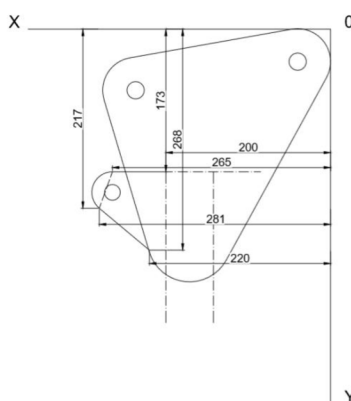
Krajní desky:	tl. 8 mm
Vodorovný plech:	tl. 6 mm
Stojina:	tl. 2,5 mm
Opěry kladky:	tl. 7 mm

6.4 Střednicový model

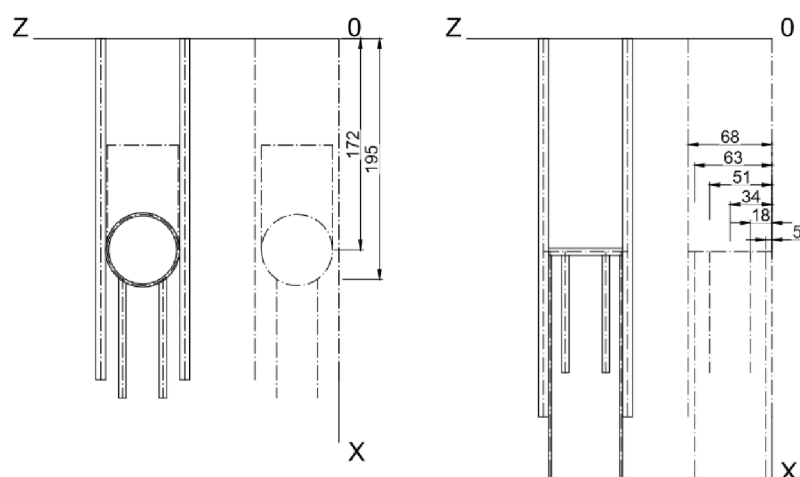
Při použití prvku *SHELL 181* je konstrukce v programu *ANSYS* tvořena střednicovými čarami, tudíž je nutné prostorový model desek důkladně rozkreslit a prokótovat pro přesné zakreslení v pracovní rovině tak, aby všechny střednicové čáry měli přesně požadovanou vzdálenost a dvojice bodů nutných pro vytvoření svarů na sebe navzájem navazovaly. Tento krok jsme provedli v programu *AUTOCAD* vytvořením bokorysu a zakótováním bodů nutných pro tvorbu desky. Dále jsme vytvořili nárys a půdorys pro zakótování prostorových vzdáleností prvků.



Obrázek 6.3 Zakótování desky a umístění svarů x, y



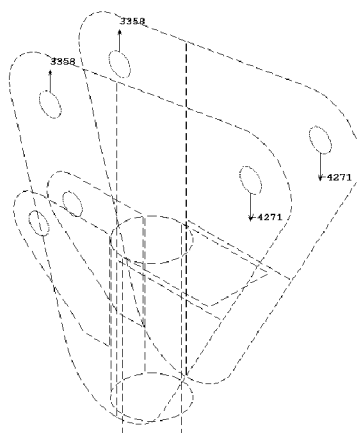
Obrázek 6.4 Zakótování přídržnice kladky x, y



Obrázek 6.5 Zakótování střednicových ploch x, z pro prostorové uspořádání

6.5 Zatížení deskového spoje

Zatížení zvolené pro detail deskového spoje je bráno z výsledků vypočtených u prutového modelu, kde se skládalo z kombinace zatížení vlastní tíhou konstrukce 12,79 kg a tíhou čerpadla včetně dynamického součinitele 1800 N viz. kapitola 4.4. Jeho umístění je voleno ze statického hlediska při okrajích šroubových otvorů, přes které se bude přenášet do zbytku konstrukce. U předních otvorů na spodním okraji vyvozuje tlak vyvolaný od síly na konci ramene a u zadních otvorů při horním okraji vyvozuje tah vyvolaný od síly na konci ramene. Velikost zatížení na předních otvorech je -4271 N na otvor. Velikost zatížení na zadních otvorech je 3358 N na otvor.



Obrázek 6.6 Umístění zatížení na otvorech spojovacích desek

Ukotvení konstrukce pak volíme stejně jako u prutového modelu viz. kapitola 4.4 a jeho posouzení taktéž nepočítáme.



Obrázek 6.7 Umístění zatížení a ukotvení modelu

6.6 Postup vytvoření modelu

Tvorba modelu deskového spoje probíhala nejdříve v programu *AUTOCAD* (kapitola 6.4) vytvořením a prokótováním modelu střednic, pomocí kterého jsme byli schopni vytvořit prostorový model v programu *ANSYS*. Následná tvorba v softwaru *ANSYS* probíhala v prostředí *GUI* vytvořením ploch pomocí *KP* skrze funkci *CREATE->AREAS->ARBITRARY->THROUGH KPs*.

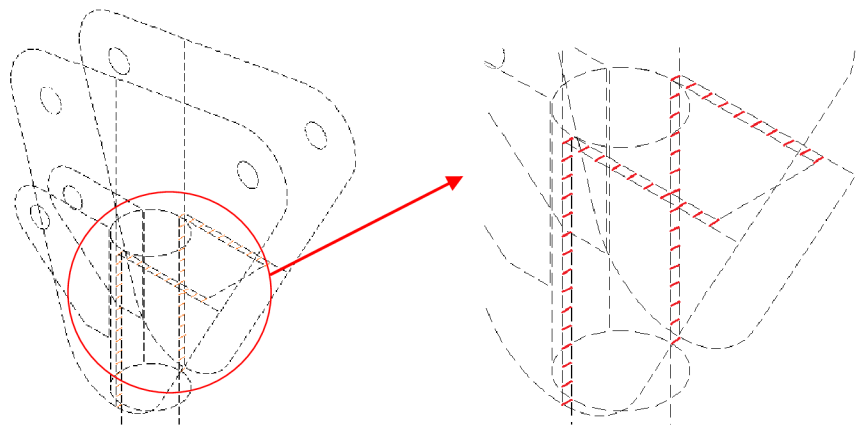
Aby při tvorbě sítě konečných prvků jednotlivé oblasti na sebe správně navazovaly, bylo nutné vytvořený model "rozřezat" na samostatné části obrázek 6.9. Tento postup probíhal pomocí funkce *OPERATE -> BOOLEANS -> DIVIDE -> BY...* Pro tuto funkci bylo nutné různě manipulovat s pracovní rovinou skrze pracovní lištu *WorkPlane (WP)*. Pomocí pracovní roviny *WP* jsme model "rozřezávali" na úseky, které v místě svarů měli stejnou délku.

Dalším postupem bylo přiřazení materiálových charakteristik a tloušťek popsaných v kapitole 6.3 pomocí funkcí *MATERIAL PROPS* a *SECTION -> SHELL*.

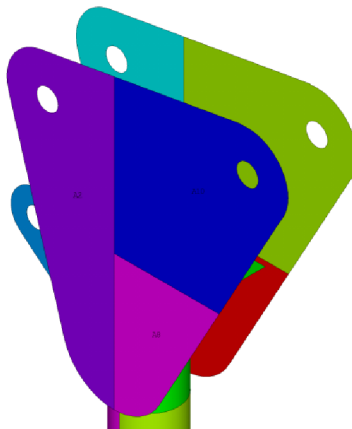
Následně pokračujeme rozložením hotového modelu na síť konečných prvků funkcí *MESH*. Síť jsme nyní tvořili pomocí velikosti jednoho prvku, kterou jsme zvolili 0,01 m pro přesnější výsledky. Jak je vidět na *obrázku 6.10* díky "rozřezání" modelu nám jednotlivé body na sebe líčují a nebude tak problém je spojit funkcí *COUPLING*. V okolí otvorů došlo ještě k trojnásobnému zjemnění sítě, aby vykreslení otlakové křivky bylo co nejpřesnější.

Takto zhotovený model necháme spočítat pomocí metody konečných prvků popsané v *kapitole 1.1*.

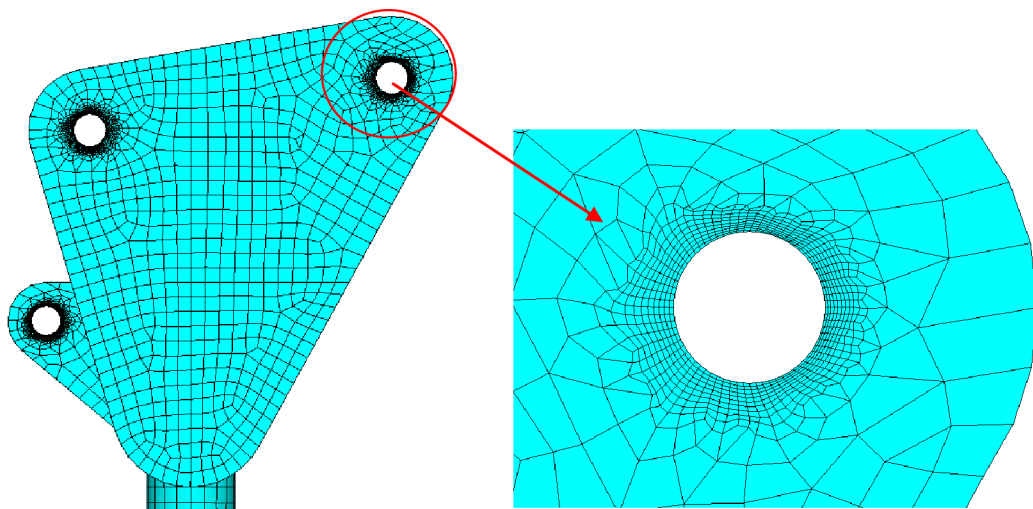
U vypočteného modelu vykreslíme výsledky napětí podle *Misesse*, které použijeme do posouzení.



Obrázek 6.8 Čárový model "rozřezaných" ploch s detailem



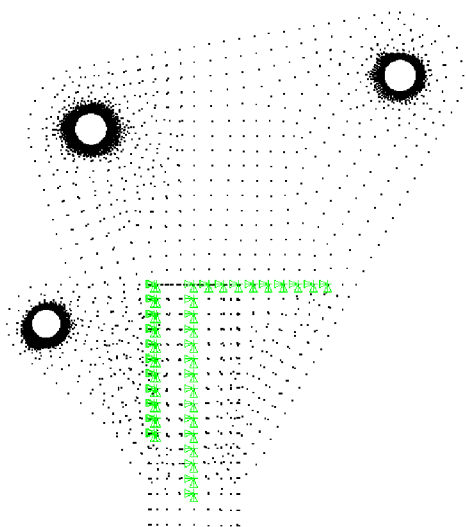
Obrázek 6.9 "Rozřezání" na jednotlivé plochy



Obrázek 6.10 Rozložení na síť konečných prvků funkcí MESH s detailem zjemnění sítě okolo otvorů

6.7 Funkce COUPLING

Jedná se o programovou funkci v *SW ANSYS. PREPROCESSOR* -> *COUPLING* -> *COUPLE DOFs*. V našem případě jsme spojovali dva protilehlé uzly v místech svarů a odebírali jim všechny stupně volnosti. Tímto krokem jsme dosáhli tuhého spojení jaké je v případě svarů. Bližší popsání funkce kapitole 1.2.



Obrázek 6.11 Model svarů, omezení stupňů volnosti uzlů funkcí COUPLING

6.8 Napětí podle Miesese

Je ekvivalentní napětí vztahující se k hlavním napětím podle rovnice:

$$\sigma_e = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (6.1)$$

Ekvivalentní napětí je součástí maximálního srovnávacího napětí. Ekvivalentní napětí (také nazýváno *von Misesovo*), je často používáno v konstrukčních úlohách, protože umožňuje jakýkoliv tří dimenzionální napjatostní stav zastoupený jednou kladnou hodnotou napětí. Tato teorie se používá u pružných, houževnatých materiálů.

7 POSOUZENÍ VÝSTUPŮ MODELU SPOJOVACÍCH DESEK

7.1 Posuzované prvky

Konstrukce spojovacích desek je tvořena otvory pro šrouby na uchycení ramene a svary spojujícími desky se stojinou. V této části se zaměříme právě na posouzení svarových spojů mezi stojinou a deskami. U každého svarového spoje musí být zdůrazněna podmínka na neprovaření spojovaných materiálů, jinak by došlo k nevratnému poškození konstrukce. Svary spojující desky se stojinou máme umístěny ve dvou směrech a to:

- 1) ve vodorovném směru – spojení desek mezi sebou z důvodu vzájemného spolupůsobení
- 2) ve svislém směru – spojení jednotlivé desky se stojinou pro přenos zatížení z ramene

7.1.1 Namáhání svarů spojovací desky

Svary deskového spoje jsou namáhány tahem a mohou se v tomto případě poškodit vylomením nebo vykroucením. Vylomení svaru nastává ve chvíli, kdy v okolí svaru napětí přesáhne hodnotu meze pevnosti pro spojovaný materiál. Vykroucení svaru nastává ve chvíli, kdy v okolí svaru napětí přesáhne hodnotu meze kluzu spojovaného materiálu. K popsáním stavům nesmí nikdy dojít a proto napětí ve svarech a jejich okolí nesmí přesáhnout hodnotu meze kluzu $f_y = 355$ MPa.

7.2 Posouzení spojovacích desek

Návrhová hodnota napětí σ_e musí v každém průřezu splňovat podmínku:

$$\frac{\sigma_e}{\frac{f_y}{\gamma_{M0}}} \leq 1 \quad (7.1)$$

kde:

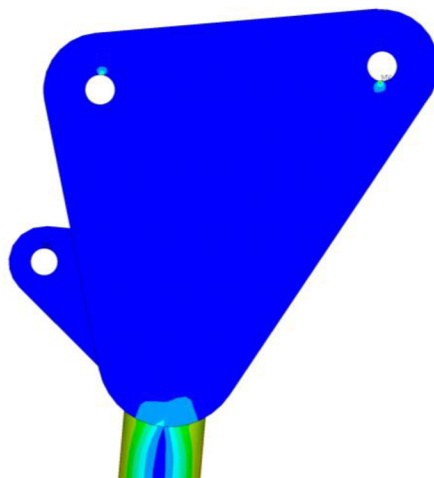
σ_e - je napětí ve stojině podle *Misesse* $\sigma_e = 258 \text{ MPa}$

f_y - je mez kluzu oceli S355 $f_y = 355 \text{ MPa}$

$$\frac{\sigma_e}{f_y \cdot \gamma_{M0}} = \frac{258}{355} = 0,726 < 1 \text{ VYHOVUJE}$$



Obrázek 7.1 Vykreslení napětí podle *Misesse*, nejvíce namáhaný prvek stojina [Pa]



Obrázek 7.2 Vykreslení napětí podle *Misesse*, detail správné funkce svarů

ZÁVĚR

V návrhu a následném výpočtu pomocí *SW ANSYS* a *AUTOCAD* je provedeno posouzení zdvihadla o nosnosti 150 kg s ramenem 0,903 m.

Nejvyšší dílčí namáhání konstrukce stojiny je ohybem, kde využití dosahuje 71 %. Toto využití jsme si mohli ověřit i v případě detailního modelu deskového spoje, kdy dosahuje hodnoty 72,6 %. Další nejvyšší dílčí namáhání je konstrukce ramene, rovněž ohybem, kde využití dosahuje 73 %. Z výsledků posouzení je patrné, že při dalším řešení podobného modelu je stěžejní se zaměřit především na únosnost v ohybu. Konstrukce taktéž vyhověla na přemístění ve směru x na námi stanovenou hodnotu $0,11 \text{ m} > 0,093 \text{ m}$.

Konstrukční řešení zůstalo zachováno. Použitím menších konstrukčních průměrů trubek bylo dosaženo snížení ekonomické náročnosti za cenu oceli, z původních 800 Kč na 450 Kč. Průměr stojiny byl snížen z původních 88,9/4 mm na 60,3/2,5 mm. Průměr ramene byl snížen z původních 76,1/2,9 mm na 60,3/2 mm. Hmotnost konstrukce byla taktéž díky menším průměrům snížena z původních 22,82 kg na 12,79 kg. Nově navržená konstrukce vyhovuje všem podmínkám *ČSN EN*.

Z odstavců uvedených výše v závěru je vidět, že požadovaných cílů (návrh, vyhovující posouzení, snížení hmotnosti a ekonomických nákladů u nového konstrukčního řešení zdvihadla) bylo dosaženo.

Při výpočtu bylo použito zjednodušení v podobě převedení skutečného tvaru konstrukce na prutový model. Pokud bychom se chtěli zabývat blíže touto konstrukcí a dosáhnout přesnějších výsledků (společně i při namáhání svarů v detailním modelu), museli bychom model vytvořit v přesnější podobě skutečného provedení, tudíž včetně šroubových spojů a jejich chování, jako i svarů, které byly v prutovém modelu zjednodušeny. V tomto případě by bylo také nutno použít jiné druhy prvků, či jejich kombinace při modelování v *SW ANSYS*.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby*. 2006. Třídící znak ČSN EN 1993-1-1
- [2] *TEPLÝ, Břetislav a Svatopluk ŠMÍRÁK. Pružnost a plasticita II. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1993, 199 s. ISBN 80-325-0498-1.*
- [3] *ANSYS® Help Viewer, Version 16.2. 2016, SAS IP, Inc.*
- [4] *Statický výpočet zdvihacího zařízení, 150 kg, výrobce ZEMSK7 Rohatec s.r.o, vypracoval Ing. Miroslav Kopecký, 15 s. 2006.*
- [5] *STEELCALC.com - ocelářské tabulky [online]. © 2010. Dostupné z: <http://www.steelcalc.com/cs/rozmeryprurezu>*
- [6] *ČSN EN 73 0035 Zatížení stavebních konstrukcí.*

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obrázek 2.1</i>	<i>Reálné provedení zdvihadla</i>	11
<i>Obrázek 3.1</i>	<i>Geometrie navrhovaného zdvihadla</i>	12
<i>Obrázek 3.2</i>	<i>Okótování rozměrů spojovacích desek</i>	14
<i>Obrázek 3.3</i>	<i>Okótování rozměrů svarů</i>	14
<i>Obrázek 4.1</i>	<i>Prvek BEAM 188</i>	15
<i>Obrázek 4.2</i>	<i>Průřezové charakteristiky - stojina</i>	17
<i>Obrázek 4.3</i>	<i>Průřezové charakteristiky - rameno</i>	17
<i>Obrázek 4.4</i>	<i>Průřezové charakteristiky - vzpěry</i>	18
<i>Obrázek 4.5</i>	<i>Umístění síly na prutovém modelu</i>	19
<i>Obrázek 4.6</i>	<i>Rozdělení prutového modelu na síť konečných prvků</i>	20
<i>Obrázek 4.7</i>	<i>Rozdělení prutového modelu na síť konečných prvků</i>	21
<i>Obrázek 4.8</i>	<i>Grafický výstup normálových sil [N]</i>	22
<i>Obrázek 4.9</i>	<i>Grafický výstup posouvajících sil [N]</i>	23
<i>Obrázek 4.10</i>	<i>Grafický výstup momentů [Nm]</i>	24
<i>Obrázek 4.11</i>	<i>grafický výstup přemístění od ohybu ve směru x [m]</i>	25
<i>Obrázek 5.1</i>	<i>Křivky vzpěrné pevnosti</i>	30
<i>Obrázek 6.1</i>	<i>Prvek SHELL 181</i>	36
<i>Obrázek 6.2</i>	<i>Názvosloví částí spojovacích desek</i>	37
<i>Obrázek 6.3</i>	<i>Zakótování desky a umístění svarů x, y</i>	38
<i>Obrázek 6.4</i>	<i>Zakótování přídržnice kladky x, y</i>	38
<i>Obrázek 6.5</i>	<i>Zakótování střednicových ploch x, z pro prostorové uspořádání</i>	39
<i>Obrázek 6.6</i>	<i>Umístění zatížení na otvorech spojovacích desek</i>	39
<i>Obrázek 6.7</i>	<i>Umístění zatížení a ukotvení modelu</i>	40
<i>Obrázek 6.8</i>	<i>Čárový model "rozřezaných" ploch s detailem</i>	41
<i>Obrázek 6.9</i>	<i>"Rozřezání" na jednotlivé plochy</i>	41
<i>Obrázek 6.10</i>	<i>Rozložení na síť konečných prvků funkcí MESH s detailem zjemnění sítě okolo otvorů</i>	42
<i>Obrázek 6.11</i>	<i>Model svarů, omezení stupňů volnosti uzlů funkcí COUPLING</i>	42
<i>Obrázek 7.1</i>	<i>Vykreslení napětí podle Miesese, nejvíce namáhaný prvek stojina [Pa]</i>	45
<i>Obrázek 7.2</i>	<i>Vykreslení napětí podle Miesese, detail správné funkce svarů</i>	45

SEZNAM TABULEK

<i>Tabulka 4.1 Souřadnice pro vytvoření prutového modelu v SW ANSYS.....</i>	<i>20</i>
<i>Tabulka 5.1 Výběr třídy průřezu pro kruhové duté profily válcované za studena.....</i>	<i>27</i>
<i>Tabulka 5.2 Výběr křivky vzpěrné pevnosti</i>	<i>30</i>
<i>Tabulka 5.3 Přehled výsledků posouzení prutového modelu.....</i>	<i>35</i>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

Zkratky

ALPD	Násobitel hmotnostní matice pro tlumení
ALPX	Sekantový součinitel tepelné roztažnosti
ALPY	Sekantový součinitel tepelné roztažnosti
ALPZ	Sekantový součinitel tepelné roztažnosti
BETD	Násobitel matice tuhosti pro tlumení
CTEX	Koeficient tepelné roztažnosti
ČOV	Čistírna odpadních vod
DENS	Hustota
EX	Yongův modul pružnosti
EY	Yongův modul pružnosti
EZ	Yongův modul pružnosti
GXY	Smykový modul pružnosti
GXZ	Smykový modul pružnosti
GYZ	Smykový modul pružnosti
KP	Keypoint
MKP	Metoda konečných prvků
ROTX	Pootočení
ROTY	Pootočení
ROTZ	Pootočení
UX	Posun
UY	Posun
UZ	Posun
WP	WorkPlane

Symbols

A	Plocha průřezu
A_v	smyková plocha
C_m	omezující rovnice určující stupeň volnosti
C_s	omezující rovnice posunu závislá na stupni volnosti
d	průměr prvku
E	Youngův modul pružnosti (tah, tlak)
F_k	uzlové síly stupňů volnosti k
f_y	mez kluzu
f_u	mez pevnosti
G	modul pružnosti ve smyku
$I_{y,z}$	moment setrvačnosti v ose y nebo z
j	číslo sloupce
k	rovnice čísla řádku
K_{kj}	tuhost související se silou na stupni volnosti k k posunutí na stupni volnosti j
l	délka ohýbaného ramene
L	počet rovnic
M	ohybový moment
M_{ed}	vypočtený ohybový moment
$M_{c,Rd}$	návrhová únosnost v ohybu
N	normálová síla (osová síla)
N_{ed}	vypočtená normálová (tlaková) síla
$N_{b,Rd}$	návrhová vzpěrná únosnost
$N_{c,Rd}$	návrhová únosnost v tlaku
r_1	vnější průměr ramene
r_2	vnitřní průměr ramene
s_1	vnější průměr stojiny

s_2	vnitřní průměr stojiny
t	tloušťka prvku
u_j	uzlové posunutí stupně volnosti j
U_m	určuje stupeň volnosti
U_s	posun závislý na stupni volnosti
v	výška stojiny
V	posouvající síla
V_{ed}	vypočítaná posouvající síla
$V_{c,Rd}$	návrhová únosnost ve smyku
$V_{pl,Rd}$	návrhová plastická únosnost ve smyku
w	hodnota ohybu
W_{el}	elastický průřezový modul
α	úhel sklonu
ε	deformace
ε_e	ekvivalentní deformace
ϕ	součinitel vybočení
γ_{Mi}	zvláštní dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
λ	poměrná štíhlost
χ	součinitel vzpěrnosti
ν	Poassonův součinitel
ρ	objemová hmotnost
Σ	výsledný součet čísel
σ_e	ekvivalentní napětí (von Misesovo napětí)
π	celková potenciální energie tělesa
π_e	potenciální energie vnějších sil
π_i	potenciální energie vnitřních sil

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 - výňatek ze současné projektové dokumentace zdvihadla

Příloha 2 - geometrie prutového modelu

Příloha 3 - výkresová dokumentace nového návrhu

- pohled

- stojina

- rameno