



STŘEDNÍ PRŮMYSLOVÁ ŠKOLA SDĚLOVACÍ TECHNIKY

110 00 Praha 1, Panská 856/3,

☎ 221 002 111, 📠 221 002 666, www.panska.cz, e-mail: sekretariat@panska.cz



ABSOLVENTSKÝ PROJEKT

APLIKOVANÁ KYBERNETIKA A ROBOTIKA

E - práce konstrukčního charakteru se softwarem

Autor:

Lukáš Hulínský, Michal Friedrich

Studijní obor:

78-42-M/01 Technické lyceum

Školní rok:

2012/2013

Třída: 09M

Anotace

Předmětem absolventského projektu je tvorba funkčního modelu jeřábu za použití veškerých znalostí získaných během našeho studia. Dílčí části projektu se zabývají jednotlivými aspekty této problematiky, včetně návrhů, samotné konstrukce, realizace elektroniky, tvorby počítačového softwaru, následné pečlivé dokumentace a analýzy. K těmto účelům byla využita široká škála softwarových prostředků, které naši práci usnadnily. Součástí práce je i stručný úvod do historie vědních oborů, o které se tento projekt opírá.

Annotation

This absolvent's project is dedicated to the creation of a working tower crane model using complex knowledge we gained during our studies. Individual parts of the project address different aspects of the problem, including a conceptual part, the physical construction, the electric circuit design, the computer software programming, as well as following technical documentation and analysis. A different variety of software was used in order to simplify our task. Also included is a brief historical background of the different science disciplines our project builds upon.

Část I

Teoretická část

1 Úvod

1.1 Cíl práce

Cílem této práce je názorně předvést velké množství fyzikálních zákonitostí na praktickém, funkčním modelu jeřábu. Zároveň předvést možnosti zpracování jak mechanické, tak elektrotechnické stránky problematiky. Projekt má také sloužit k rozšíření našich znalostí různých oborů technické fyziky a našich dovedností a zručnosti, které nám zajistí práce na konstrukci jeřábu, ale i práce při výrobě řídicí elektroniky. Cílem je také zpracovat model z určitého estetického hlediska.

2 Obory techniky

Během plánování konstrukce jeřábu a později při vlastní konstrukci jsme využívali znalostí z mechaniky, elektřiny a magnetismu, kybernetiky a robotiky. První dva obory a předměty jsou známy ze středoškolské fyziky, druhé dva nyní stručně přiblížíme.

2.1 Kybernetika

2.1.1 Úvod do kybernetiky

Kybernetika je multidisciplinární vědní obor studující přenos informací v hierarchicky uspořádaných systémech jakéhokoliv druhu, jejich modelování a použití těchto modelů k analýze a zkoumání dění v modelovaném systému. Jsou modelovány také vztahy mezi jednotlivými částmi systému, způsob, kterým jedna část systému ovlivňuje druhou, možné stavy systému a jejich přechody atd. Průkopníkem v oboru je americký matematik Norbert Wiener. V jeho díle *Kybernetika aneb řízení a sdělování u organismů a strojů* byly zformulovány mnohé z principů moderní kybernetiky. Kybernetika je úzce spjata s teorií systémů.

Část II

Teoretický popis modelu jeřábu

3 Konstrukce

3.1 Obecný popis

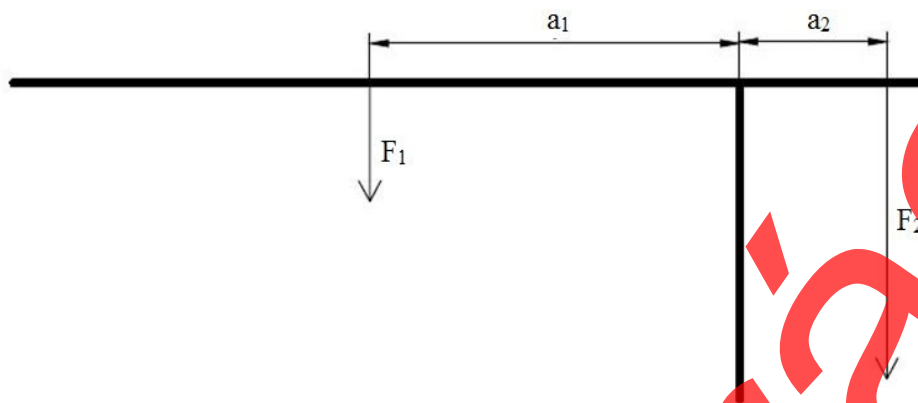
Jeřáb jsme navrhovali tak, abychom mohli uplatnit co nejvíce fyzikálních principů a zákonů z oblasti mechaniky, elektrotechniky ale také i výpočetní techniky. Konstrukce se skládá z několika desítek jednotlivých součástí vyrobených z hliníku, které jsou na sebe nýtovány a pro dosažení ještě vyšší pevnosti a odolnosti lepeny epoxidovým lepidlem, které lze při své pevnosti až $300 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ považovat za chemický svár. Tím je zamezeno jakýmkoliv posunům elementů podle osy nýtu. Pro snadnější orientaci v daných částech jeřábu je popis jeřábu rozčleněn na několik oddíl. (rameno, postava, tělo)

3.2 Hlavní funkce

Jako hlavní prioritu při navrhování konstrukce jsme měli za cíl zvedat předměty o vysoké hmotnosti s maximálním využitím fyzikálních vlastností materiálů. Za tímto účelem jsme vyvinuli poměrně jedinečný systém automatického vyvažování, který je založen na platnosti momentové věty. (1) Schema je zobrazeno na obr. 1. Pro velikosti sil $\vec{F}_1$ a $\vec{F}_2$ a vzdálenosti těžišť ramen od středu a_1 a a_2 platí:

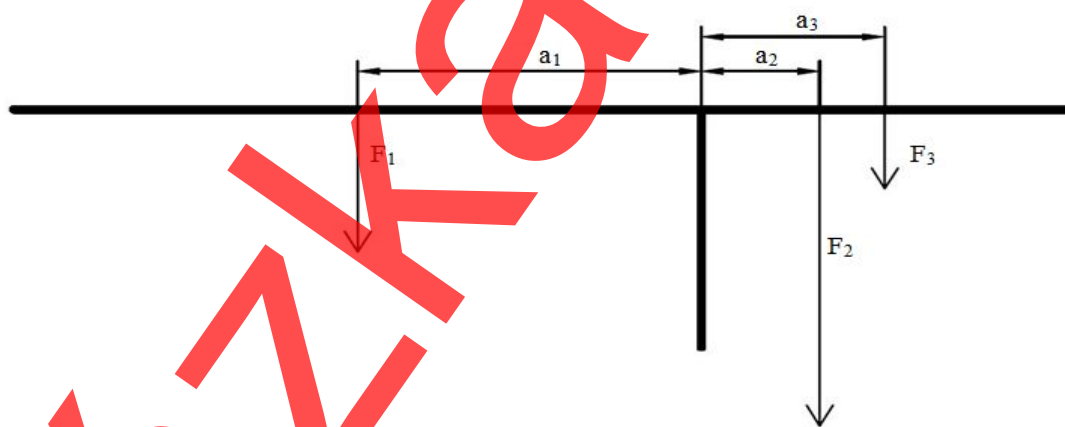
$$F_1 \cdot a_1 = F_2 \cdot a_2 \quad (1)$$

Vyvažování jeřábu je realizováno pohyblivým protizávažím o konstantní hmotnosti a závaží kompenzovalo účinky tíhové síly působící na zvedané těleso, a tedy reakcí působících v konstrukci nohy jeřábu, která by při nerovnováze sil byla namáhána ohybem. Pohyb závaží po zadní části ramene jeřábu jsme vyřešili lineárním pohonem na závitové tyči. Závaží je poháněno krokovým motorem. Krokový motor jsme zvolili, jelikož lze přesně řídit otáčky motoru a lokalizovat polohu závaží s přesností na milimetry, a tak kompenzovat silový moment vyvolaný zvedaným tělesem. Pro názornou ukázkou, bez jakýchkoliv výpočtů jsme navrhli podstavu o malé hmotnosti a takových rozměrech tak, aby se při nepřiměřeném nesplnění momentové věty konstrukce převrátila a mohli jsme tak simulovat uplatnění momentové věty. Tato situace je zobrazena na obr.2, kde síly $\vec{F}_1$ a $\vec{F}_3$ jsou tíhové síly, působící na samotnou hmotnost konstrukce a síla $\vec{F}_2$ je též síla tíhová, která působí na závaží



Obr. 1: Momentová věta I

v zadní části jeřábu. Vzdálenosti a_1 a a_3 jsou vzdálenosti těžišť obou částí ramen k noze jeřábu. Vzdálenost a_2 znázorňuje vzdálenost těžiště vyvažovacího závaží v poloze, kdy je středu otáčení jeřábu nejbližší.



Obr. 2: Momentová věta II

m_1 = hmotnost přední části jeřábu, m_2 = hmotnost zadní části jeřábu, m_3 = hmotnost vyvažovacího závaží, m_4 = hmotnost spojovací části + krokových motorů + konstrukce věžičky, a_1 = vzdálenost těžiště přední části od osy nohy jeřábu, a_2 = vzdálenost těžiště zadní části jeřábu od osy nohy jeřábu, a_3 = minimální vzdálenost těžiště vyvažovacího závaží od osy nohy jeřábu, $m_1 = 1.00$ kg, $m_2 = 0.650$ kg, $m_{3a} = 3200$ kg, $m_4 = 0.980$ kg, $a_1 = 0.55$ m, $a_2 = 0.25$ m, $a_3 = 0.12$ m.

3.3.2 Noha

Typ konstrukce Konstrukce této části jeřábu je vyrobena z hliníkových profilů různých rozměrů, upravovaných v domácí dílně. Jednotlivé dílky jsou na sebe lepeny epoxidovým lepidlem a zároveň nýtovány hliníkovými nýty (JIS B 1213) o průměru 2,3 mm. V této části se zároveň nachází dvě ložiska 6004, které jsou do konstrukce volně vsazeny.

Obecně Tato část konstrukce byla náročná spíše na výrobu, než na samotné výpočty. Tato část, až na oblast ve spodní části, v níž je upevněna k podstavě je teoreticky namáhána pouze ve směru osy nohy. Jedná se tedy o deformaci tlakem, kterou lze popsat pomocí normálového napětí σ_t v tlaku vztahem (2).

$$\sigma_t = \frac{F_{\max}}{S} \quad (2)$$

V našem konkrétním případě je maximální napětí v tlaku σ_t rovna velikosti 0,92 MPa. Tato hodnota vychází z těchto údajů:

S – plocha průřezu nohou v kritickém bodě, tj. v bodě, kde průřez materiálem je nejmenší;
 $F_{\max}$ – maximální předpokládaná síla působící na nohu jeřábu; σ_{dt} – maximální dovolené napětí hliníku v tlaku; m_1 – přibližný součet hmotností nad bodem, kde u kterého provádíme výpočet; m_2 – maximální hmotnost zvedaného předmětu; $S = 4 \cdot (9 \cdot 1 + 10 \cdot 1) \text{ mm}^2 = 76 \text{ mm}^2$ (vychází z tvaru průřezu konstrukce na Obr.3;

$$\sigma_{dt} = 40 \text{ MPa};$$

$$F_{\max} = g \cdot (m_1 + m_2);$$

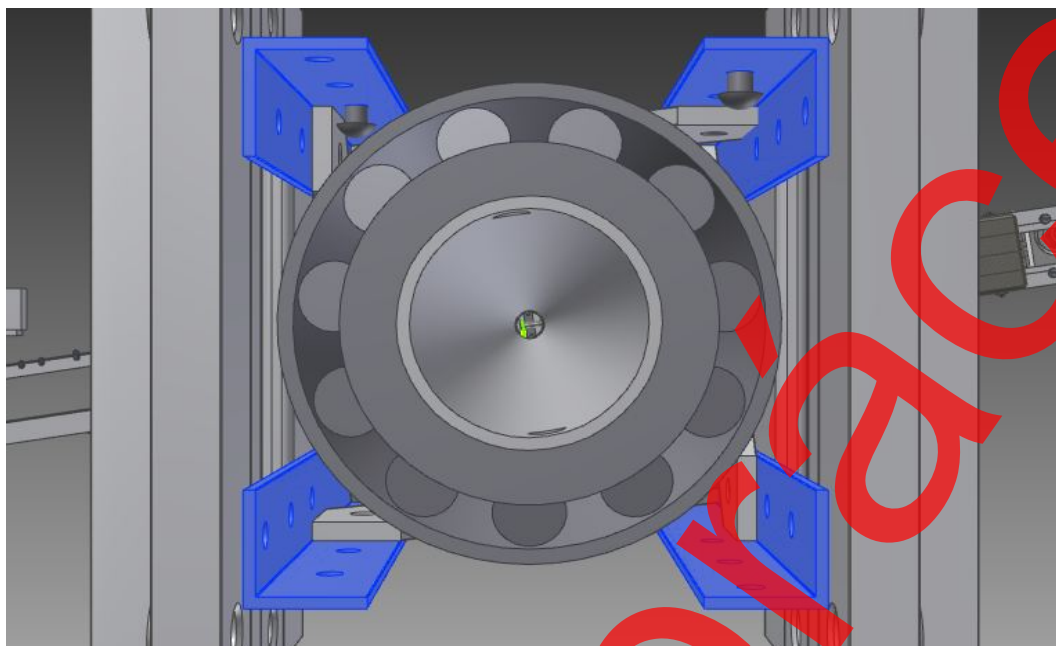
$$F_{\max} = 9,81 \cdot (3,2 + 0,1 + 0,98 + 0,65 + 1) \text{ N} \doteq 70 \text{ N};$$

$$\sigma_t = \frac{F_{\max}}{S}$$

$$\sigma_t = \frac{70}{76} \text{ MPa} = 0,92 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t \leq \sigma_{dt}$$

$$0,92 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa}$$



Obr. 3: Průřez nohou jeřábu

Na základě předchozího výpočtu lze tuto konstrukci považovat za vyhovující, i když bereme v potaz pouze prostý tlak, nikoliv pevnost dle Tetmayerovy rovnice. Hodnota bezpečnosti k je v tomto případě vyjádřena rovnicí (3) a má hodnotu 43,5. Platí totiž:

$$k = \frac{\sigma_{dt}}{\sigma_t} = \frac{40}{0.92} \doteq 43.5 \quad (3)$$

Dále se zaměříme, jak už jsme zmínili, na spodní část, kde je noha uložena do symetrických nosníků. Ty jsou proti sobě staženy silou takové velikosti, aby noha držela ve stabilní poloze. Velikost této síly je značně předimenzována. Vzhledem k předpokládané velikosti namáhání blízcím se kritickým hodnotám jsme se rozhodli použít metodu návrhu (v našem případě důkazu) nosníku pro vzpěrnou pevnost. Při této metodě lze postupovat metodou Eulerovy rovnice (4) stanovenou řadou experimentů, které Euler během svého bádání učinil a zjistil: 1) Kritická síla je nepřímo úměrná druhé mocnině délky prutu 2) Kritická síla je přímo úměrná modulu pružnosti v tahu. 3) Kritická síla je přímo úměrná velikosti osového kvadratického momentu průřezu tzn. součin $E \cdot J$ má stejný vliv jako v ohybu.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{k \cdot l_{red}^2} \quad (4)$$

Eulerova rovnice je definována v oblasti pružného vzpěru, kde platí Hookův zákon, normálové napětí je tedy menší než mez úměrnosti. Při vzpěru má také význam uložení

konců prutů. Od typu uložení se odvíjí $l \sim l_{red}$. V případě našeho uložení se jedná o typ, kde oba konce zatěžované části jsou uloženy pevně, tedy $l_{red} = \frac{l}{2}$.

Pro výpočet, zda můžeme použít Eulerovu rovnici, je nutno zavést novou veličinu, štíhlost. Veličina je bez jednotková a značí se λ . Udává, zda má být použita rovnice pro prostý tlak, Eulerova rovnice nebo rovnice Tetmayerova. Hodnoty oblastí nepružného vzpěru jsou uvedeny ve strojnických tabulkách na straně 37.

Parametry teoreticky nejvíce namáhané součásti uložení $E_{Al} = 7,1 \cdot 10^4$ MPa, $l = 45$ mm, $b = 2$ mm, $h = 30$ mm, $k = 20$, $\lambda_{Al} = 100$.

$$j_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} = \frac{\frac{h \cdot b^3}{12}}{b \cdot h} = \sqrt{\frac{\frac{30 \cdot 2^3}{12}}{2 \cdot 30}} \text{ mm} = \frac{\sqrt{3}}{6} \doteq 0.3 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{l_{red}}{j_{min}} = \frac{45}{0.3} = 150$$

$$\lambda \geq 100 \Rightarrow \text{Eulerova rovnice}$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{k \cdot l_{red}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 7.1 \cdot 10^4 \cdot \frac{30 \cdot 2^3}{12}}{20 \cdot \frac{45^2}{2^2}} \text{ N} \doteq 700 \text{ N}$$

Výpočtem (2.17) jsme zjistili štíhlost λ , která je větší než 100. Proto se jedná se o pružný vzpěr a můžeme tedy použít Eulerovu rovnici. Po dosazení do Eulerovy rovnice jsme dostali výslednou velikost síly, která s hodnotou bezpečnosti $k = 20$ činí 700 N. Ovšem je nutno připomenout, že tuto velikost síly je nutno rozložit na čtyři šrouby stahující nosníky NO-02N12 a NO-05N12. Po rovnoměrném rozložení je maximální velikost síly rovna 175 N, což odpovídá hodnotě dostatečně vysoké na to, aby byla noha bezpečně zajištěna.

3.3.3 Středová část

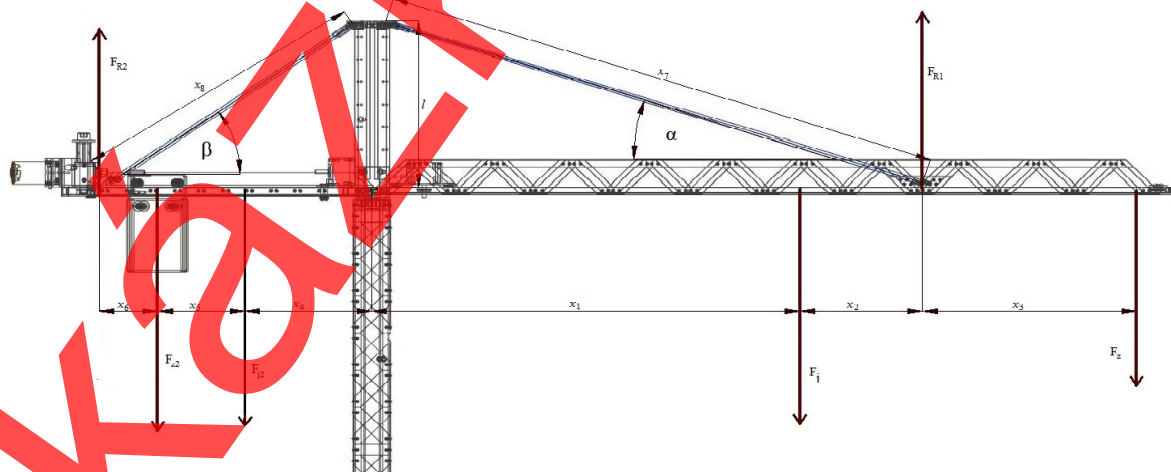
Středová část jeřábu se skládá ze dvou na sebe téměř nezávislých částí. Jednu z nich jsme založili na ocelové tyči 40×25 Z - ČSN 42 5522.01 - 11373.0, ze které jsme uřízli část o délce 50 mm. S ohledem na tento zvolený materiál, jeho rozměry a způsob opracování je již na první pohled vidět, že je komponenta značně předimenzována a právě proto jsme

neprováděli žádné návrhové výpočty. Pouze dodatečně po fyzickém vytvoření jsme provedli pevnostní analýzu v programu Inventor 2013, která dopadla pro naši komponentu velmi dobře.

Druhý segment středové části je tvořen dvěma uzavřenými trojúhelníky, na které lze pohlížet jako na uzavřené silové trojúhelníky. Na vrcholu trojúhelníku jsou upevněny ocelové závitové tyče, které pomáhají při rozkladu sil v přední a zadní části ramen a eliminují velikost vzniklých momentů sil na spoj mezi přední a zadní částí ramene se středovou částí, kde jsou části uloženy volným (kloubovým) spojem. Tímto opatřením jsme vznikající momenty sil zcela úplně eliminovali, jako je tomu u opravdových jeřábů či strojů podobného charakteru. Rozměry jednotlivých nosných částí jsme odečetli z vymodelovaného jeřábu. U této konstrukce bylo nutno provést mnoho výpočtů, které jsme provedli obdobně jako tomu bylo u konstrukce nohy v předešlé části. Bylo tedy nutno zjistit, jak jsou jednotlivé pruty namáhány a na základě těchto poznatků určit, zda se jedná v prutech konstrukce o prostý tlak nebo pružnou popřípadě nepružnou vzpěrnost. Při výpočtu jsme uvažovali konstrukci za celistvý kus materiálu, který se neskládá z několika částí, neboť výpočet pro reálný model by byl značně obtížnější a pro nás zbytečně komplikovaný. Výpočet navržených prutů je znázorněn na obrázku a modelovým výpočtem.

V první řadě jsme vypočítali z momentové věty momenty sil vzhledem k ose nohy jeřábu. Tímto výpočtem jsme zjistili reakční síly působící na závitové tyče.

$F_z = 10 \text{ N}$, $F_j = 10 \text{ N}$, $F_{z2} = 32 \text{ N}$, $F_{j2} = 6.5 \text{ N}$, $x_1 = 0.55 \text{ m}$, $x_2 = 0.10 \text{ m}$, $x_3 = 0.23 \text{ m}$, $x_4 = 0.25 \text{ m}$, $x_5 = 0.03 \text{ m}$, $x_6 = 0.05 \text{ m}$, $F_{R1} = ?$, $F_{R2} = ?$.



Obr. 4: Schéma rozkladu sil

$$\sum M_1 = 0 \wedge \sum M_2 = 0$$

$$F_j \cdot x_1 + F_z \cdot (x_1 + x_2 + x_3) - F_{R1} \cdot (x_1 + x_2) = 0 \quad \wedge$$

$$F_{j2} \cdot x_4 + F_{z2} \cdot (x_4 + x_5) - F_{R2} \cdot (x_4 + x_5 + x_6) = 0$$

$$F_{R1} = \frac{10 \cdot 0.55 + 10 \cdot (0.55 + 0.1 + 0.23)}{0.55 + 0.1} \text{ N} \quad \wedge$$

$$F_{R1} = \frac{6.5 \cdot 0.25 + 32 \cdot (0.25 + 0.03)}{0.25 + 0.03 + 0.05} \text{ N}$$

$$F_{R1} \doteq 17 \text{ N} \quad \wedge \quad F_{R2} \doteq 32 \text{ N}$$

Výsledkem tohoto výpočtu jsou síly působící v ose y a tedy je nutno tyto síly přepočítat. Před samotným výpočtem velikostí sil jsme museli provést pomocný výpočet, abychom zjistili úhel, který výsledné síly mají svírat.

$$\arccos \alpha = \frac{0.65}{0.7} \doteq 21^\circ 47'$$

$$\arccos \beta = \frac{0.33}{0.38} \doteq 29^\circ 43'$$

Po získání hodnot úhlů jsme provedli základní výpočet velikostí sil F_{t1} a F_{t2} , které jsou nutné pro další výpočty.

$$F_{t1} = \frac{F_{R1}}{\sin \alpha} = \frac{17}{\sin(21^\circ 47')} \text{ N} \doteq 47 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{F_{R2}}{\sin \beta} = \frac{32}{\sin(29^\circ 43')} \text{ N} \doteq 65 \text{ N}$$

Těmito výsledky jsme získali síly napínající pruty závitových tyčí, které jsme pro tento účel zvolili (tj. závitová tyč M3 vyrobena z materiálu KR 3h11 ČSN 42 6510.12 - 11 343, s kritickým průřezem 6.258 mm^2 a maximálním dovoleným napětím v tahu 12 MPa

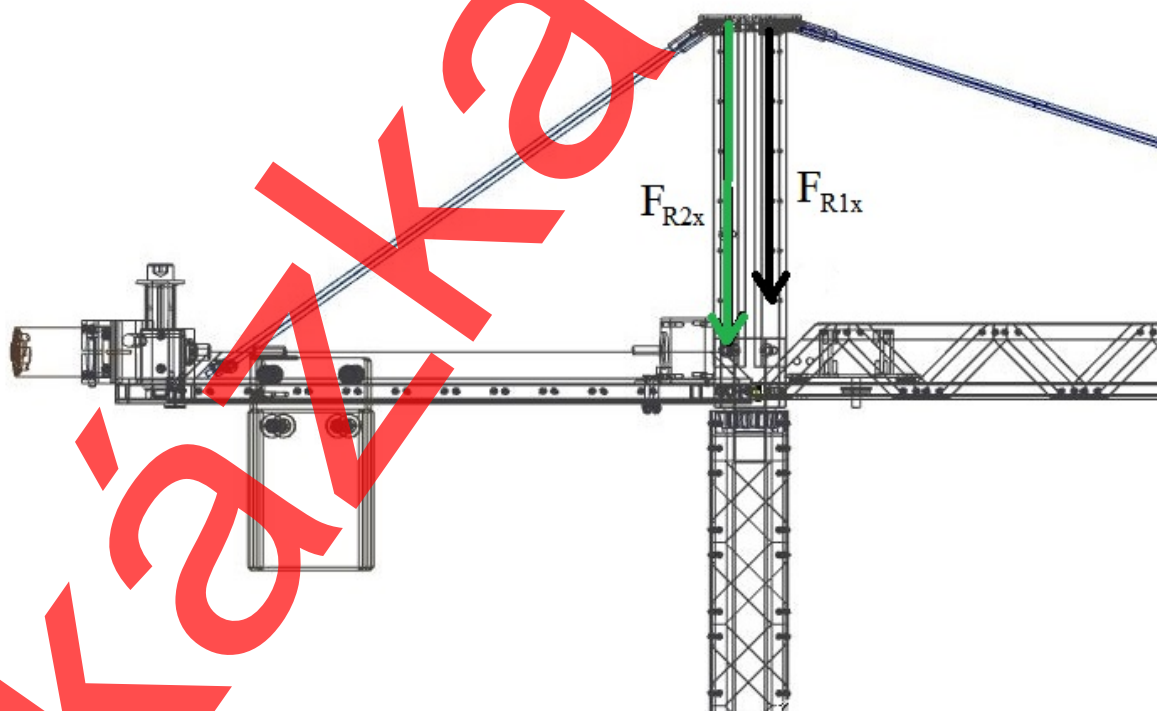
při bezpečnostní hodnotě $k = 20$.) V této části jsme ověřili zda námi navržená komponenta splňuje potřebná kritéria.

$$\sigma_{\max} = 12 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{F_{t1}}{S_{kr}} = \frac{47}{6.26} \text{ MPa} = 7.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{F_{t2}}{S_{kr}} = \frac{47}{6.26} \text{ MPa} = 10.4 \text{ MPa}$$

Z výsledku vyplývá, že: $\sigma_1 < \sigma_{\max} \wedge \sigma_2 < \sigma_{\max}$, a tudíž jsme parametry závitové tyče navrhli v rámci bezpečnosti s hodnotou bezpečnosti $k = 20$. Další výpočet, který bylo nutno provést, se zabývá touže problematikou, jako tomu bylo například u spodní části nohy, kdy jsme studovali, zda se jedná o pružný, nebo nepružný vzpěr. V této části, vzhledem k délkám součástí, provedeme také tento kontrolní výpočet, zda námi navržený element bude dostatečně pevný. Vzhledem k značné podobnosti výpočtu jsme se rozhodli výpočet příliš nekomentovat. Situace je znázorněna na obr. 5. $E_{Al} = 7.1 \cdot 10^4 \text{ MPa}$, $\sigma_d = 40 \text{ MPa}$, $k = 20$, $l = 210 \text{ mm}$, $b = 15 \text{ mm}$, $h = 3,2 \text{ mm}$.



Obr. 5: Schéma rozkladu sil v prutech věžičky

$$j_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{bh^3}{12}}{b \cdot h}} = \sqrt{\frac{\frac{15 \cdot 3.2^3}{12}}{15 \cdot 3.2}} \text{ mm} = 0.92 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{l}{j_{\min}} = \frac{210}{0.92} = 216.5 \Rightarrow$$

Podle hodnoty štíhlosti λ je zřejmé, že musíme použít Eulerovu rovnici.

$$F_d = \frac{F_{kr}}{k} = \frac{E \cdot J_{\min} \cdot \pi^2}{k \cdot l_{\text{red}}^2} = \frac{7.1 \cdot 10^4 \cdot \frac{15 \cdot 3 \cdot 2^3}{12} \cdot \pi^2}{20 \cdot (210 \cdot 2)^2} N = 16.27 N$$

Výsledkem Eulerovi rovnice je dovolená síla působící na jeden prut konstrukce, která má velikost 16,27 N při hodnotě bezpečnosti $k = 20$. Pro ověření, zda je dovolená síla dostačující jsme provedli porovnání s reálnými silami, které na konstrukci působí.

$$F_{R1} \doteq 17 N$$

$$F_{R1x} = \frac{F_{R1}}{2} \doteq 8.6 N$$

$$F_{R2} \doteq 32 N$$

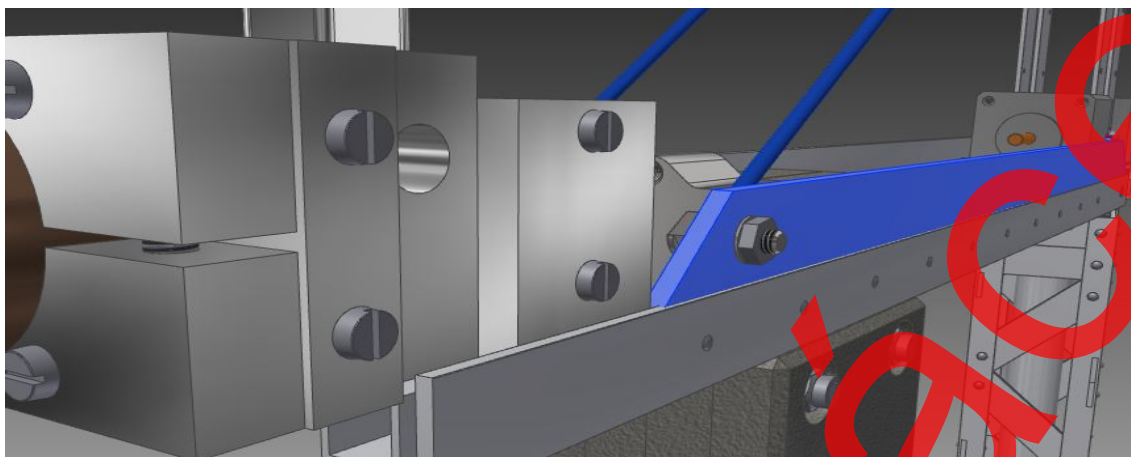
$$F_{R2x} = \frac{F_{R2}}{2} = 16.0 N$$

$$F_d > F_{R1x} \quad \wedge \quad F_d > F_{R2x}$$

Výpočet dokazuje, že jsou obě síly působící na komponentu v mříže a tudíž jsou navrženy správně.

3.3.4 Rameno - zadní část

Zadní část ramene jeřábu je část, kterou bylo nutné zhotovit zvlášť pečlivě. Tato část je totiž namáhána velkými silami. Právě proto jsme zvolili jednodušší typ konstrukce, než je tomu například u přední části, která je složena z prutové konstrukce. Konstrukce této části využívá vlastnosti vycházející z výpočtu modulu odporu průřezu (5) pro obdélníkový průřez, ze kterého je zřejmá výhodnost zvoleného materiálu. Ten bude v rozměru h dosahovat podstatně větších hodnot než rozměr b , neboť je zde rozměr h mocněn na třetí. (jedná se o komponentu zvýrazněnou na obr. ??)



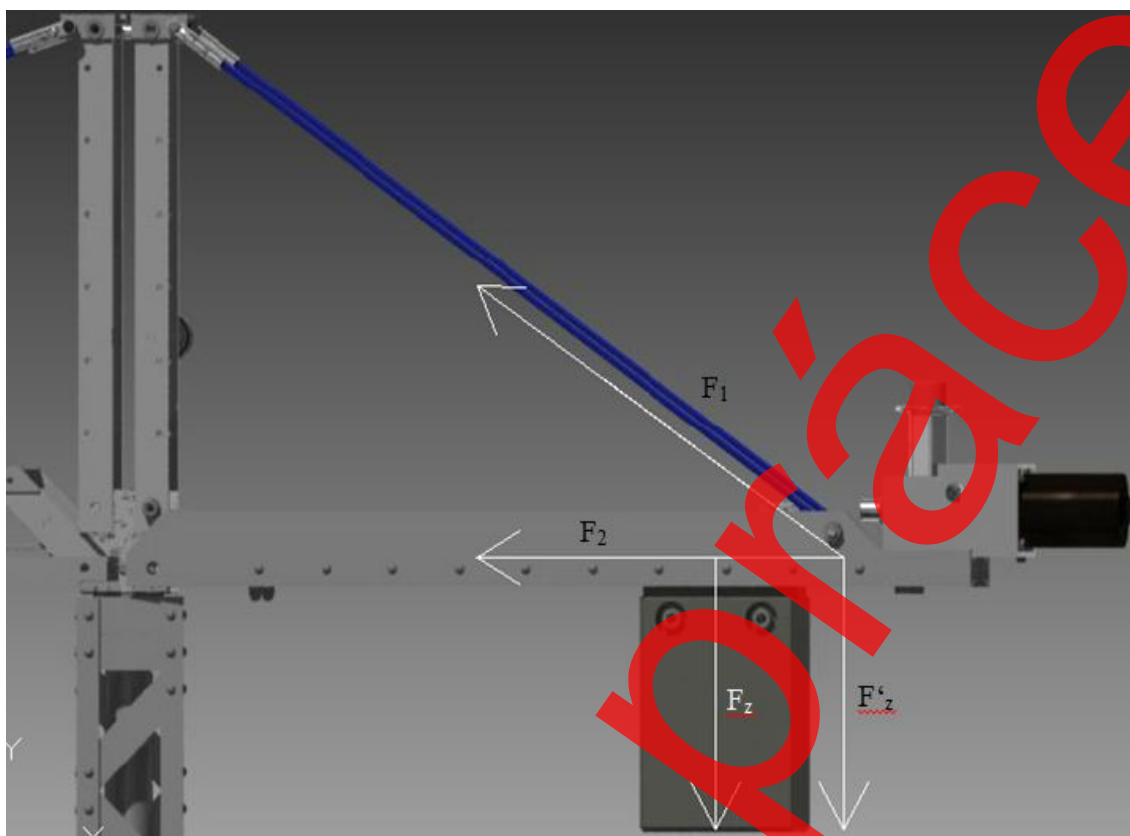
Obr. 6: Zadní část jeřábu

To vše ovšem pouze za předpokladu, že síla působící na konstrukci bude působit výhradně ve směru rozměru h . V ideálním případě by se jednalo o sílu, jež by působila pouze ve směru rovnoběžném se stranou h a procházet přímo těžištěm nosníku, ale tuto situaci nelze předpokládat. Vzhledem k velikosti zatížení této části jsme se nechali inspirovat jeřáby v praxi a konstrukci jsme připravili na lanové výztuhy, které jsou na jednom konci upevněny v dané vzdálenosti na zadní části ramene a na druhém konci k centrální věži. Díky výztuze se tíhová síla závaží rozkládá dle obrázku obr. 7 do osy x a y , a tedy pádem není konstrukce namáhána, jak by tomuto bylo v případě, kdyby se jednalo o pouhý vetknutý krákorcový nosník.

$$I_y = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (5)$$

3.3.5 Rameno - přední část

Přední část ramene bylo nutno navrhnut tak, aby bylo dosaženo poměrně vysoké pevnosti, za předpokladu, že nebude použito mnoho materiálu a konstrukce nebude příliš robusní. V případě, že by se nám toto nepovedlo splnit, nebylo by možné, vzhledem k omezené pevnosti nohy jeřábu, použít závaží dostatečně těžké, aby byl jeřáb vyvážený. Za tímto účelem jsme zvolili, jako je tomu u téměř celé konstrukce, prutovou konstrukci, která při relativně přesné výrobě splní požadovanou hmotnost, ale také pevnost. Abychom eliminovali ohyb konstrukce při zatížení tíhovou silou, použili jsme stejnou metodu, jako u zadní části ramene. Zavedli jsme tedy výztuhy od daného bodu také k centrální věži a docílili tak zvýšení pevnosti celé konstrukce (nosnosti celého jeřábu). V této sekci bylo zapotřebí vyřešit mnoho různorodých problémů. Hlavním naším problémem bylo navržení lineárního pohonu pro pohyb vozíčku s kladkovým mechanismem. Na této části jsme



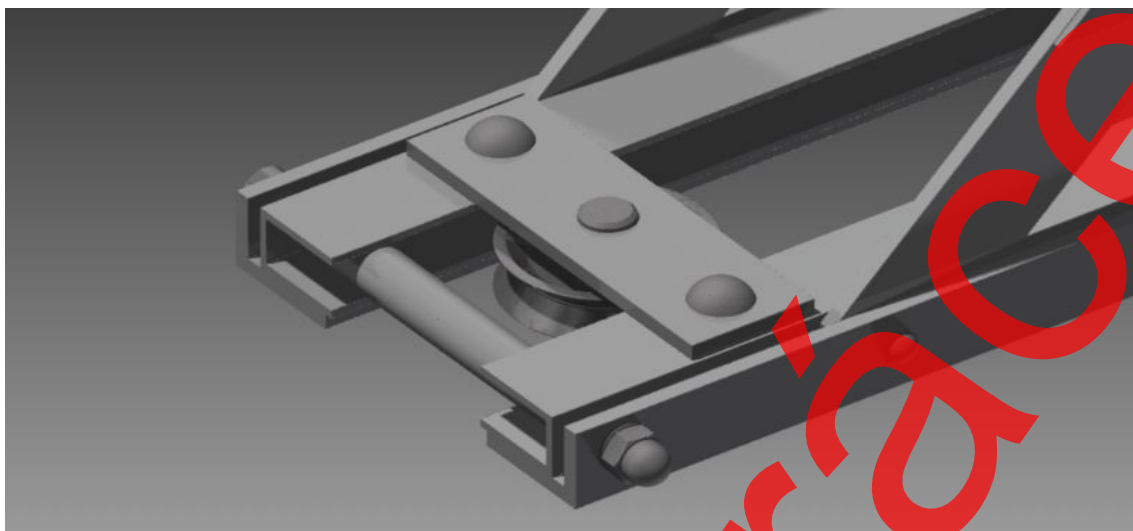
Obr. 7: Rozklad sil v zadní části ramene

vybírali z mnoha námi navrženými variantami, které zde až na onu vybranou není nutno ani zmiňovat. Vybraná metoda je znázorněna na obrázcích obr. 8 a obr.???. V jedné části je umístěn krokový motor, který celý mechanismus pohání, a na straně druhé (tj. na konci přední části ramene) je vodící kladka pro tažné lano (obr. 8).

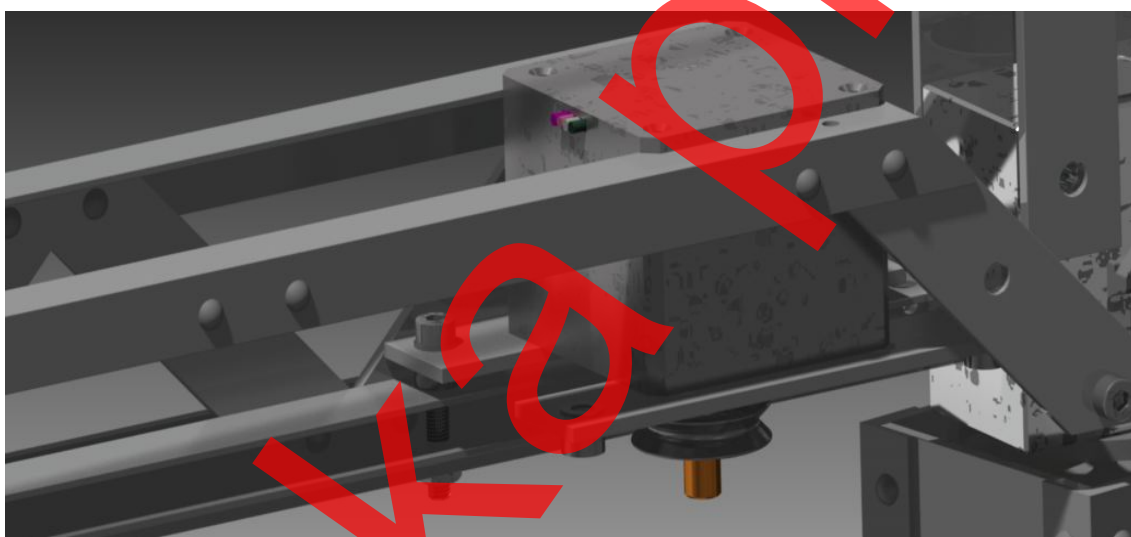
4 Interní elektronika jeřábu

4.1 Obecný popis

Návrh konstrukce jeřábu byl prvním důležitým krokem vedoucím k funkčnímu modelu. Po něm musí nevyhnutelně následovat návrh vnitřní elektroniky a lokomočních (pohybových) systémů, které budou disponovat dostatečnou sofistikovaností a tažnou silou potřebnou pro uvedení jeřábu do pohybu. Za tímto účelem je potřeba navrhnout vhodnou soustavu motorů a ovládací elektroniky. V následujících odstavcích bude popsán a zdůvodněn samotný proces výběru motorů včetně popisu zvolených typů motorů a zbylé interní elektroniky (řídící elektronice je potom věnována samostatná sekce níže v dokumentu)



Obr. 8: Uložení tažného lana



Obr. 9: Tažná jednotka lana

4.2 Rozbor situace

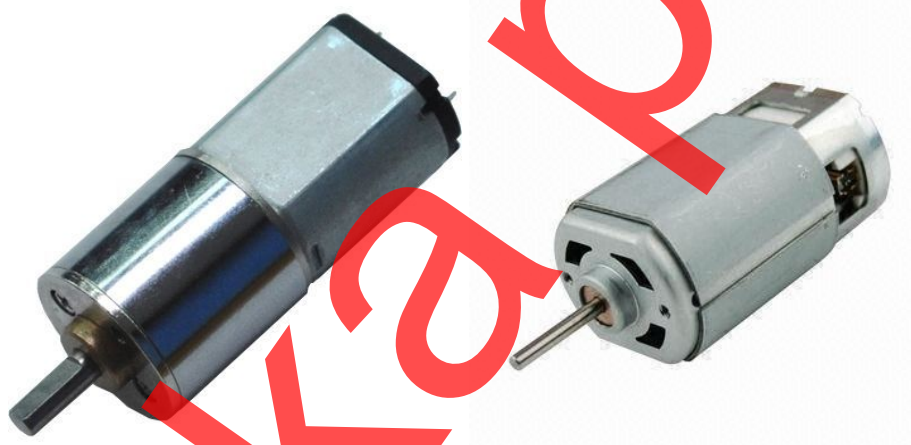
Operace jeřábu vyžaduje různé typy pohybů jeho jednotlivých součástí v různých osách. Je potřeba otáčet nohou a ramenem jeřábu kolem svislé osy, aby byl zcela pokryt okolní prostor v rozsahu 360° . Dále je nutné pohybovat se zavěšeným závažím ve svislém směru. V neposlední řadě se model musí umět vypořádat s předměty umístěnými do různých vzdáleností od jeho podstavy (pohyb v jedné z vodorovných os). Nakonec se musí vyrovnávat hmotnost zvedaného břemene s využitím výše popsané momentové věty (pohyb ve vodorovné ose). Jedná se o čtyři na sobě nezávislé pohyby, tudíž je zapotřebí umístit do konstrukce 4 motory schopné pracovat současně a nezávisle. V dnešním modelářském průmyslu se nejčastěji používají 2 typy motorů, a to :

- DC motory (stejnoseměrné)
- krokové motory (synchronní)

Každý z těchto typů má svá specifika včetně silných a slabých stránek, která se pokusíme nastínit.

4.2.1 DC motor

Jedná se o typ točivého elektromotoru napájeného pomocí stejnosměrného proudu (odtud i název). První model byl sestaven roku 1873 belgickým konstruktérem Zénobe Grammem a drží tak titul nejstaršího typu elektromotoru. Jeho princip spočívá v průchodu elektrického proudu cívkami statoru (statická část motoru), v nichž tak vzniká magnetické pole otáčející permanentním magnetem rotoru (rotační část motoru, je k ní připojena hřídel). O cyklický charakter rotace se stará tzv. komutátor, který při každém překlopení polarit polí změnil směr protékajícího proudu, a tak zajišťuje, že mezi cívkami a permanentním magnetem působí permanentně odpuzivá magnetická síla.



Obr. 10: Příklady DC motorů

Stejnosměrný motor má několik výhod, zejména snadné řízení a lineární závislost počtu otáček za jednotku času na budícím napětí. Z nevýhod je významná především nedostatečná přesnost pro vykonávání mikrokroků a otáček o malé úhly. Tato fakta jsou detailněji rozebrána v kapitole Řídící elektronika.

4.2.2 Krokový motor

Tento typ točivého elektromotoru je sice též napájen DC napětím, ale do pohybu ho na rozdíl od stejnosměrného motoru uvádějí impulzy namísto konstantního elektrického proudu. Jeho princip spočívá v rozčlenění vnitřku motoru na tzv. pólové dvojice, mezi kterými je v určité poloze držen magnetickým polem rotor tvořený permanentním magnetem. Pohyb nastává při postupném napájení pólových dvojic a pootočení rotoru do další stabilní polohy. V tomto případě mluvíme o "kroku".



Obr. 13: Notebookový zdroj PA-1121-02

5 Řídící elektronika jeřábu

5.1 Obecný popis

Řídící elektronika je nedílnou součástí modelu, neboť zajišťuje jeho plynulý chod a ovladatelnost uživatelem. Při návrhu jsme se soustředili hlavně na jednoduchost, eleganci a výslednou funkčnost. Řídit nezávisle na sobě čtveřici motorů již není úkol, na který by vystačily tradiční tranzistorové klopné obvody. Pokud chceme řídit směr otáčení motorů, velikost rychlosti a velikost tažné síly, musíme motorům předřadit specializovaná zařízení, pomocí kterých lze tento na první pohled velmi složitý problém zjednodušit. Tímto zařízením je mikroprocesor a můstkový řadič.

5.2 Mikroprocesor, RISC

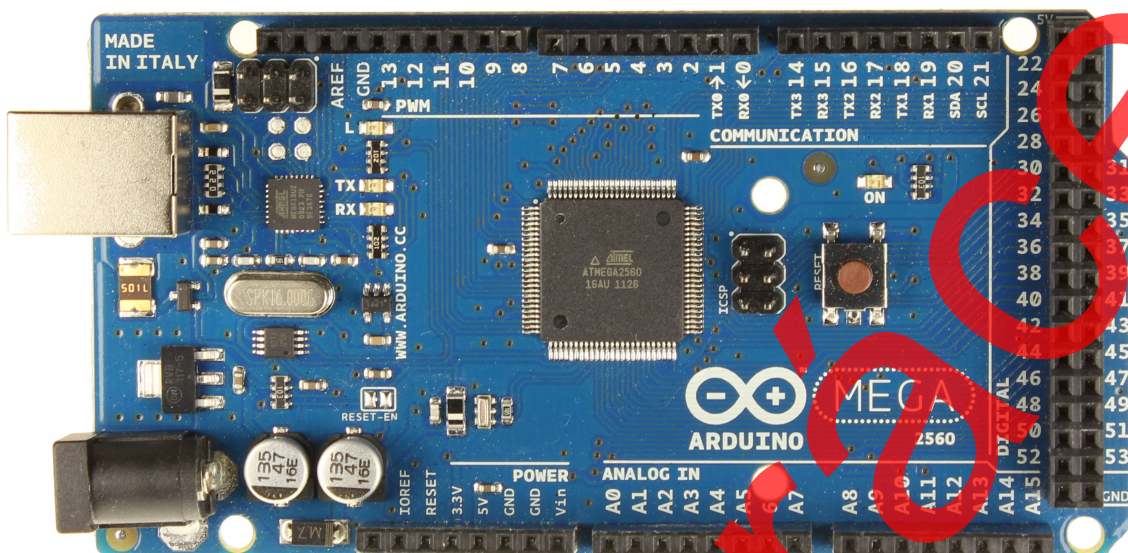
Na trhu je komerčně dostupné nepřeborné množství mikroprocesorů a mikrokontrolerů nejrůznějších druhů. Liší se jednak počtem svých vstupních a výstupních pinů, frekvencí krystalového oscilátoru (částečně udává výpočetní výkon), typem vestavěných protokolů a hlavně instrukční sadou. Tady je potřeba zavést pojem RISC (*Reduced Instruction Set*

Computer; tedy počítač se zjednodušenou instrukční sadou). Procesory tohoto typu vládnou veškerým drobným elektronickým zařízením i domácím spotřebičům. Kde je potřeba provádět výpočty jednoduššího charakteru, najdeme mikrokontroler značky PIC. Kde je potřeba většího výpočetního výkonu, můžeme najít mikroprocesory Atmel a třešničku na pomyslném dortu výkonnosti představují procesory typu ARM, které se nacházejí uvnitř veškerých moderních mobilních telefonů a tabletů. Většina těchto procesorů vyžaduje psaní programů v tzv. "Assembleru", což je sled instrukcí, kterým daný procesor rozumí. Jednoduché procesory si vystačí i s třeba 30 instrukcemi a psaní programů pro ně může tedy být pro programátora noční můrou. Zároveň si musí vývojář zakoupit či sestavit tzv. "programátor", zařízení, pomocí kterého je program "vypálen" na desku procesoru, často jednorázově a nevratně. Oba tyto problémy se rozhodla vyřešit Italská společnost Arduino. Jejím řešením je stavba kompletní vývojové desky, obsahující kromě některého z procesorů značky Atmel také veškerou okolní elektroniku, řadiče, paměti, přímý sériový interface s PC a možnost připojení a vypalování programů opakovaně pomocí rozhraní USB. Hardwarová platforma je potom doplněna o desktopové vývojové prostředí, umožňující psát a kompilovat kód v upravené verzi populárního jazyka C. Existuje několik modelů desek, od těch nejmenších, založených na nižších modelových řadách procesorů, až po high-endové desky s velkými počty IO (input-output) pinů.

5.2.1 Arduino MEGA 2560

Pro naše účely je vhodným kandidátem právě deska Arduino MEGA 2560 založená na procesoru ATmega2560 (odtud i název). Má dostatečný počet pinů pro řízení našich motorů a dostatečný výkon. Zde je nástin jejích charakteristik:

- 54 digitálních IO pinů (14 lze použít jako PWM);
- 16 analogových vstupů;
- 4 UART rozhraní (univerzální asynchronní přijímač a vysílač; komunikační rozhraní);
- 16MHz krystalový oscilátor (frekvence procesoru); - USB rozhraní; - napájecí konektor (operuje při 5 V a je možno ho napájet z USB počítače);
- 8 KB RAM (operační paměť);
- 256 KB FLASH paměti (trvalá paměť pro data);
- 4 KB EEPROM (obsahuje "operační systém" desky).



Obr. 14: Arduino MEGA 2560

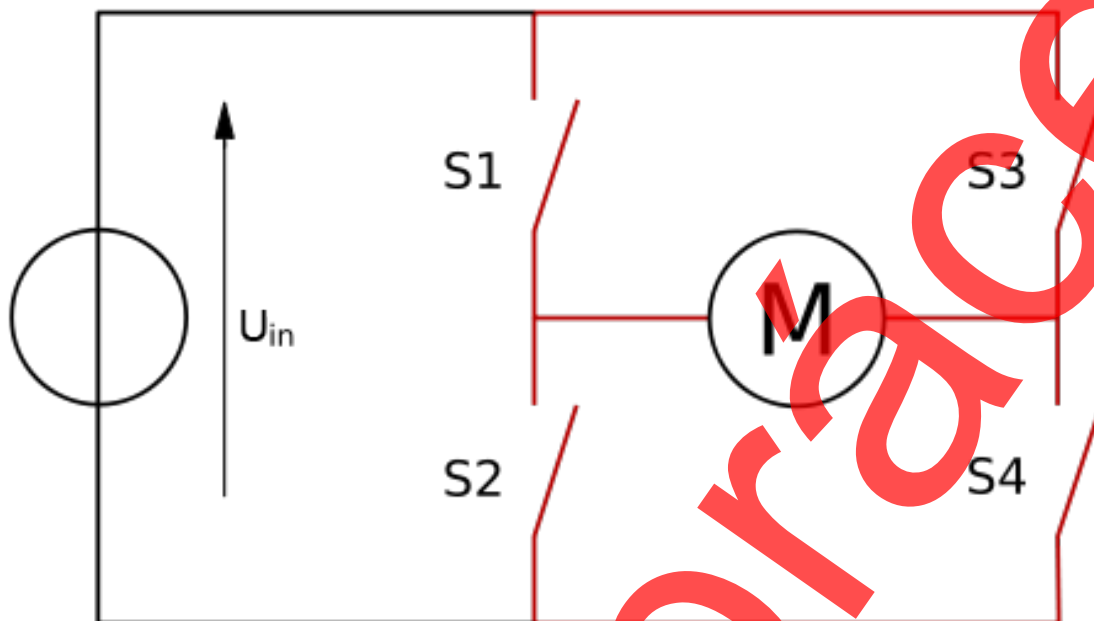
5.3 Řízení motorů

Teorie řízení motorů je kapitola, kterou je třeba řádně vysvětlit. Každý typ motorů má svá úskalí a specifika a je potřeba dobře rozvrhnout použité obvody a hnací proudy (popřípadě operační napětí). Řízení obou námi vybraných a použitých motorů dále popíšeme.

5.3.1 Řízení DC motorů

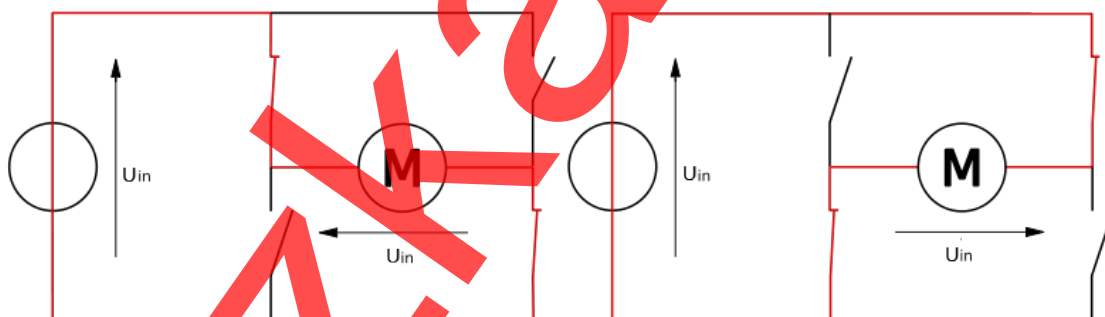
DC motor vyniká jednoduchostí svého řízení. Má pouze dva vstupní piny, na které je potřeba dodávat stejnosměrný elektrický proud. Motor se potom točí určitou rychlostí. Změna velikosti rychlosti se dá provádět plynule pomocí PWM výstupu Arduina. PWM výstup je takový výstup, který vytváří lineární i nelineární proudový signál (elektrický proud např. sinusového nebo pravoúhlého průběhu). Velikost rychlosti je potom ovlivněna tvarem výstupní křivky, nejsnáze toho lze dosáhnout periodickým sinusovým kmitáním výstupního signálu PWM pinu. Dále je potřeba obracet směr točení motoru. Na to je bohužel potřeba změnit směr, kterým protéká elektrický proud motorem (tj. není žádný pin motoru, který by tento směr určoval). S tímto úkolem se nejlépe vypořádá ověřené zapojení H-bridge (nese název podle tvaru písmene H viz obr. 14)

Základ tohoto zapojení zde tvoří 4 brány označeny S1 až S4 (viz obr. 14). Brány jsou v praxi nejčastěji tvořeny spínacími tranzistory nebo relé. V rozepnutém stavu neprochází obvodem žádný proud. Brány operují vždy v diagonálních párech, tedy S1+S4 (proud teče na obr. 15 motorem zleva doprava), nebo S2+S3 (proud teče obvodem zprava doleva). Nikdy nesmí být sepnuta současně dvojice bran S1 a S2 nebo dvojice bran S3 a S4; v tom případě by nastal



Obr. 16: Schématické znázornění obvodu H-bridge

zkrat zdroje napětí. Další možnou kombinací je S1+S3 nebo S2+S4. tímto způsobem je na oba póly motoru přivedeno napětí stejného znaménka a motor se zabrzdí.

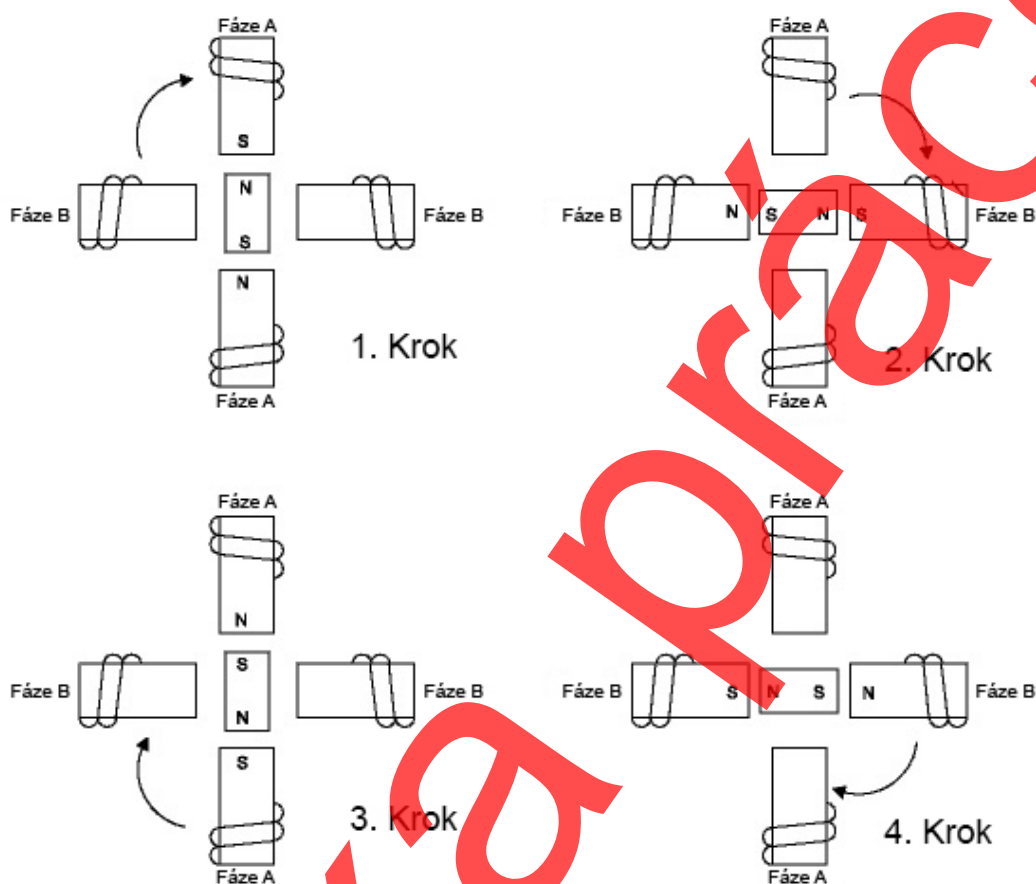


Obr. 17: Znázornění změny směru elektrického proudu spínáním bran

5.3.2 Řízení krokových motorů

Krokové motory jsou na rozdíl od DC motorů přesné, byť mnohem složitěji řízené. Je potřeba periodicky střídat napětí pólových dvojic motoru a tím udržovat v pohybu rotor. Tento úkol nelze zajistit žádným standardním obvodem, je proto nutné řídit pohyb motoru procesorem. V našem případě to je Arduino MEGA 2506. Zde použijeme 4 poloviční zapojení typu H-bridge, která nebudou mít funkci obracečů směru elektrického proudu, ale pouze spínačů. Arduino operuje při malých elektrických napětích a proudech a nemůže tudíž samo motory napájet. Ty jsou napájeny ze zdroje, jehož větve jsou procesorem spínány

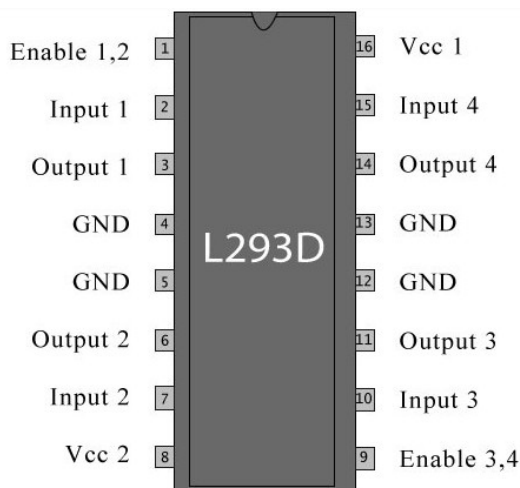
právě prostřednictvím obvodů H-bridge. Zbytek je čistě softwarovou záležitostí. Na obrázku je znázorněn pohyb motoru ve 4 krocích (reálně jich je mnohem více).



Obr. 18: Znázornění principu činnosti krokového motoru

5.3.3 Můstkový budič L293D

Vzhledem k tomu, že stavět tak velké množství můstků by bylo značně nepraktické a rozměrově nevýhodné, použijeme můstkový budič L293D. Jedná se o integrovaný obvod, obsahující 4 poloviční H-bridge (lze z nich tedy složit 2 celé) a tudíž na řízení všech motorů postačí 3 tyto součástky (jeden pro DC motory a po jednom pro každý z krokových motorů).



Obr. 19: Schématické znázornění a fotografie obvodu L293D

6 Řídící software jeřábu

6.1 Obecný popis

Vývojová deska podporuje funkci přímého sériového interface do hostujícího PC. Této vlastnosti využíváme při vzájemné komunikaci obou zařízení, kde Arduino přijímá příkazy nadřazeného PC a vrací výsledky těchto příkazů (tj. pozici závaží a břemene, výšku břemene, atd...). O zpracování a vysílání údajů se stará speciálně navržený počítačový software. Ten máme v náplni této práce vytvořit spolu s grafickým rozhraním, ve kterém je možné pohyb jeřábu individuálně ovládat.

6.2 Řízení mikroprocesoru

Prvním krokem ve výstavbě takového počítačového SW je zprostředkování komunikace. Arduino pracuje s nativním USART protokolem, který umožňuje sadou jednoduchých instrukcí na straně počítače číst a odesílat data na sériový port. Odesílána je kombinace parametrů jednotlivých motorů (zapnutý, vypnutý, točí se kladným směrem, točí se záporným směrem). Na následujícím řádku mikroprocesor v desce buď potvrdí, že dané příkazy vykonal, nebo nahlásí chybu. V případě opakovaných chyb se sériová komunikace restartuje a poté znovu zkalibruje. Celý tento dvouřádkový proces probíhá cyklicky po celou dobu běhu programu.

Část III

Praktická část

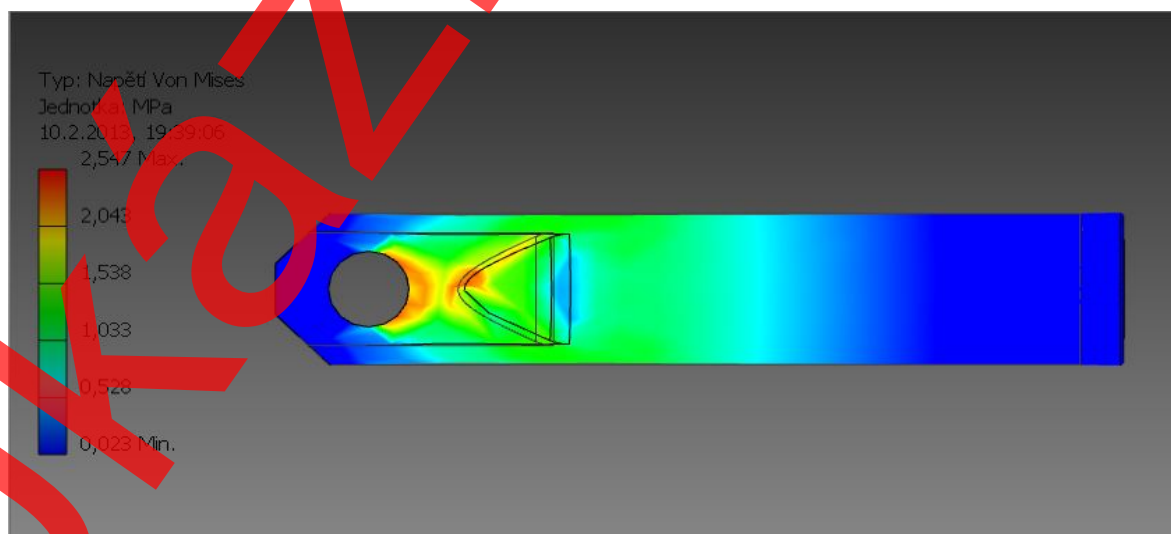
7 Pevnostní analýza

7.1 Obecné informace

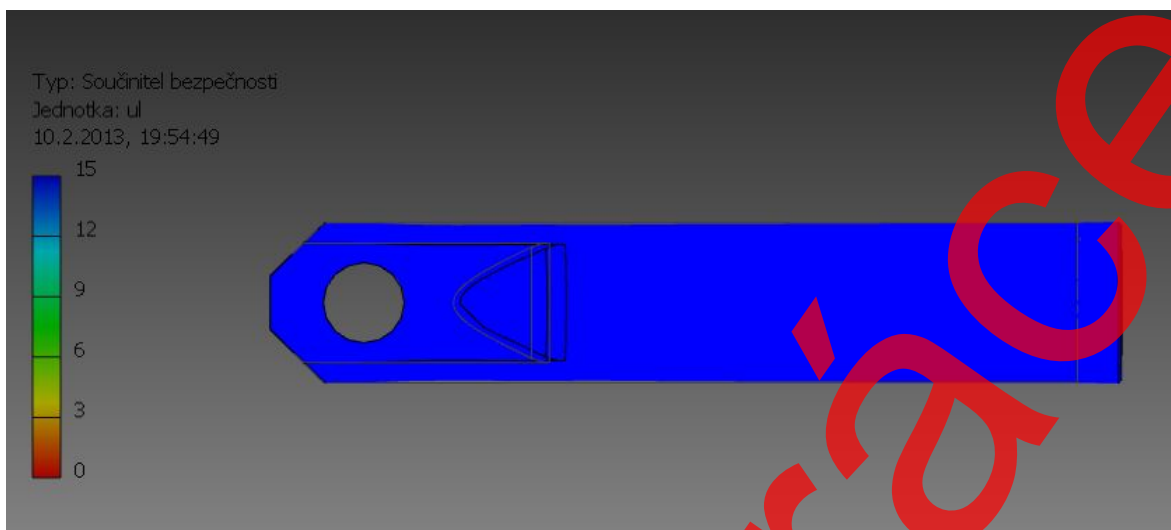
Pevnostní analýzu jsme provedli na v programu (Inventor 2013), kde byl celý jeřáb parametricky vymodelován. Vzhledem k náročnosti sestavy se nám nepovedlo provést pevnostní analýzu celého jeřábu. Tak jsme se zaměřili na pevnostní analýzu pouze jednotlivých součástí, u kterých jsme předpokládali vyšší namáhání. Pro výpočet pevnostních analýz jsme používali velikosti namáhání, vypočítaných nebo odhadovaných s jistým předimenzováním.

7.1.1 VR-11ABCD

Součástky s označením VR-11ABCD patří k nejvíce namáhaným na celém modelu jeřábu. Spojují věžičku s pruty, které drží obě strany ramene. Součástky jsou namáhány pouze tahovou silou, kterou jsme získali z návrhového výpočtu. Jedná se tedy pouze o kontrolní analýzu. Celková velikost zatěžující síly je rovna 32 N v ose závitového otvoru. V samotném nastavení pevnostní analýzy je jako pevný bod nastavena plocha díry u které není závit. Zatěžující síla je definována na závit druhé díry a její směr je určen v ose těže díry.



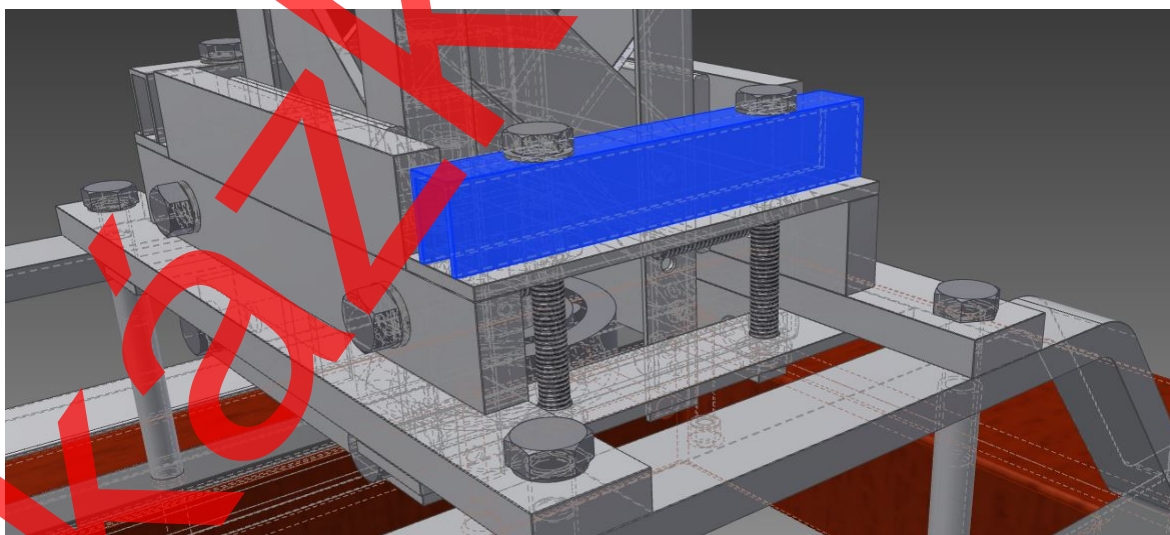
Obr. 22: Pevnostní analýza součásti VR-11ABCD - napětí Von Mises



Obr. 23: Pevnostní analýza součásti VR-11ABCD - součinitel bezpečnosti

7.1.2 US-03AB

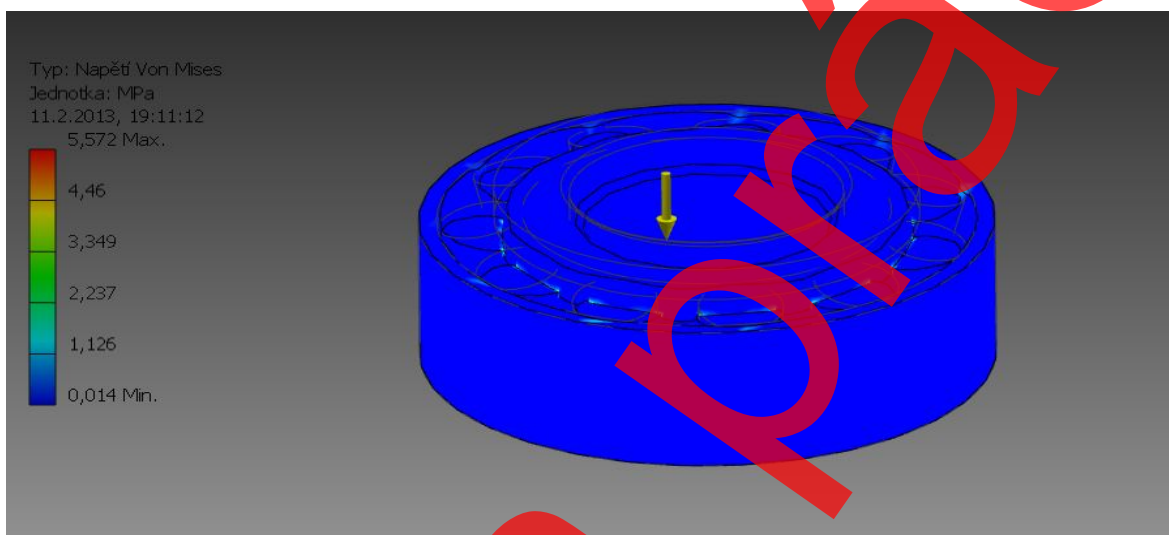
Součástka je namáhána řadou sil působících v různých směrech, které jsme nebyli schopni jednoznačně určit. Komponenta je zatěžována statickými silami, které mají svůj původ v utažení šroubů. Celková velikost výsledné síly je 100 N. Síly působí kolmo na části komponenty, které jsou označeny v pevnostní analýze označeny jako pevné (tj. síly působí ve směru osy otvorů). Velikost síly působící na okolí jedné díry je 50 N. Celková velikost síly působící na komponentu je 100 N. Pro přesnější lokalizaci je součástka zobrazena na obr.24.



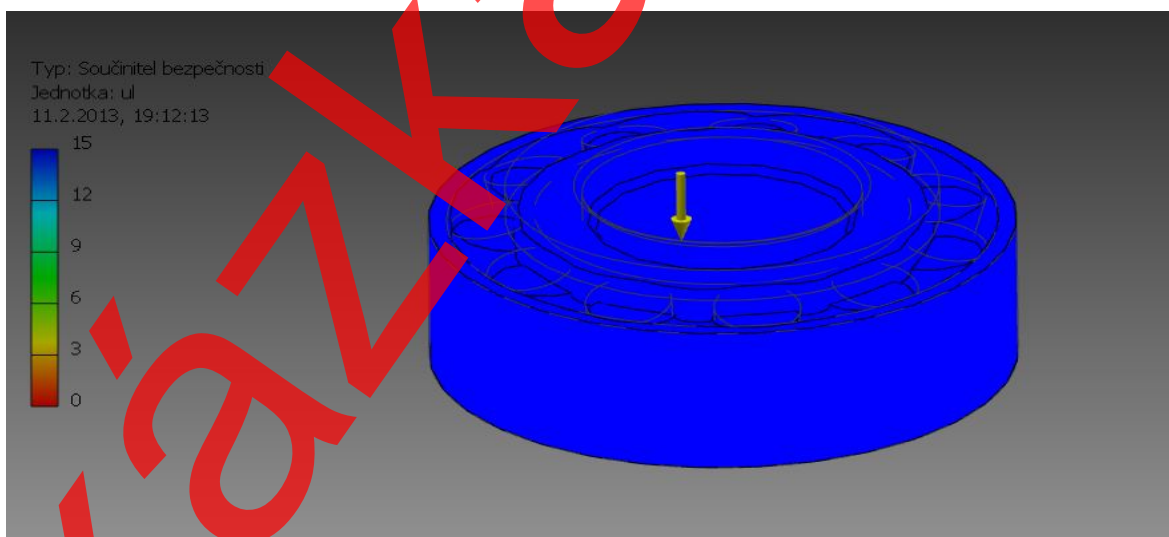
Obr. 24: Zobrazení popisovaného dílu US-03AB

7.1.5 DIN 720 SKF 32004 X

Ložisko, které umožňuje rotaci ramene, slouží také jako element přenášející veškerou tíhu ramene a zvedaného břemene na konstrukci nohy jeřábu. V běžném případě by bylo použito pravděpodobněji ložisko axiální, nikoliv kuželíkové (pro nás by ovšem bylo komplikované zajistit uložení ložiska axiálního). Pro pevnostní analýzu jsme nastavili pevnou vazbu na plášť vnějšího prstence ložiska. Zatěžující síla byla zvolena na 200 N.



Obr. 32: Pevnostní analýza ložiska DIN SKF 720 32004 X - napětí Von Mises

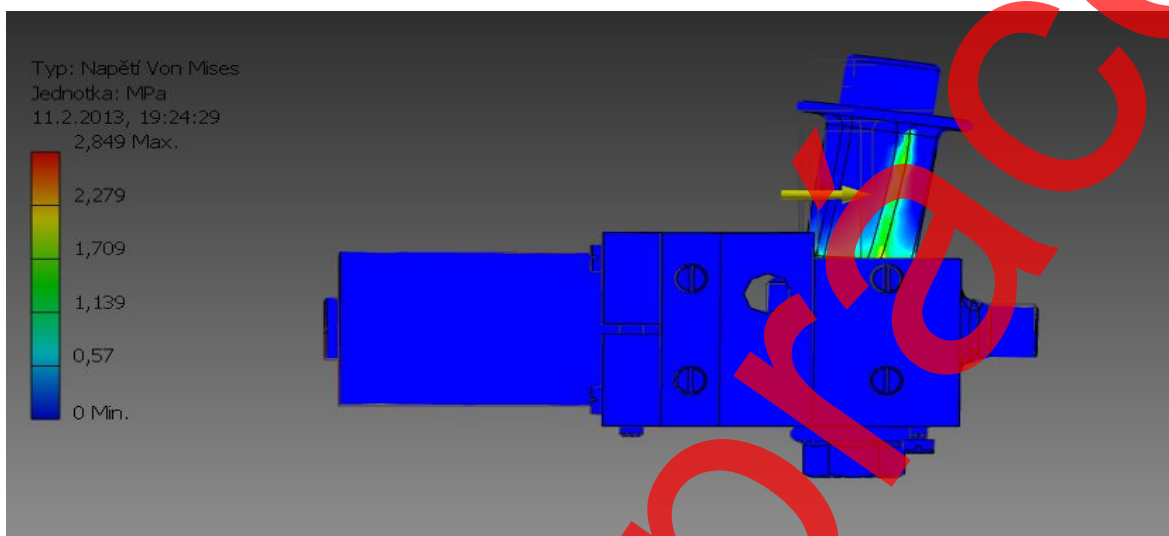


Obr. 33: Pevnostní analýza ložiska DIN SKF 720 32004 X - součinitel bezpečnosti

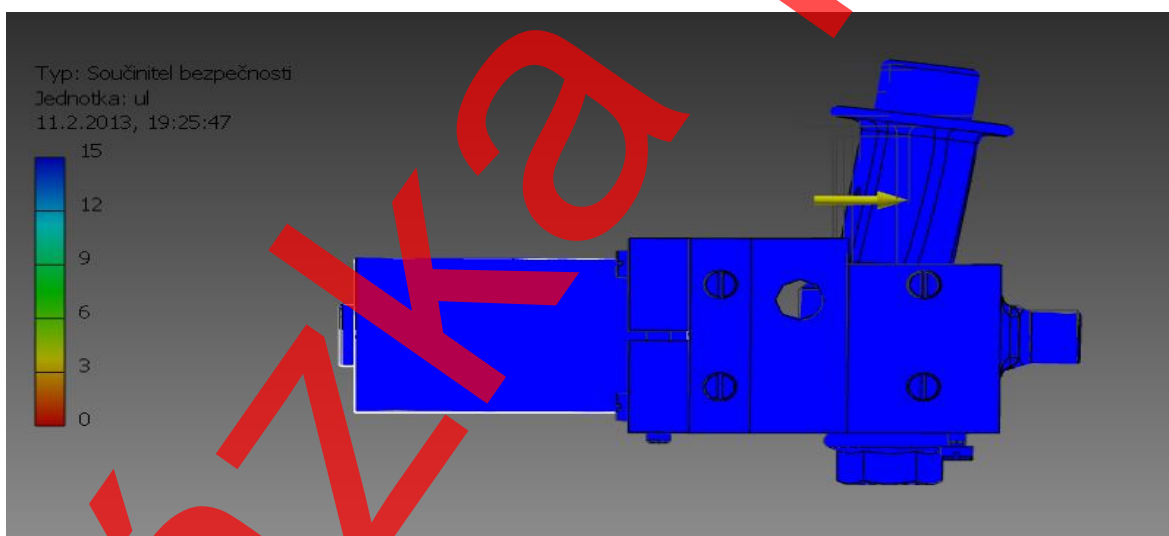
7.1.6 SESTAVA MOTOR S PŘEVODOVKOU

Vzhledem k mohutnosti tohoto elementu vzhledem k ostatním částem modelu by nebylo nutno pevnostní analýzu provádět. V reálném měřítku vzhledem k celé soustavě by

samozřejmě tato analýza byla nutná. Pro simulaci jsme zvolili maximální sílu na okraji navíjecí špulky, kterou je motor schopný vyvinout. Tato síla má velikost přibližně 50 N, a je kolmá k ose špulky na kterou se navíjecí lano natáčí.



Obr. 34: Pevnostní analýza motoru s navijákem - napětí Von Mises

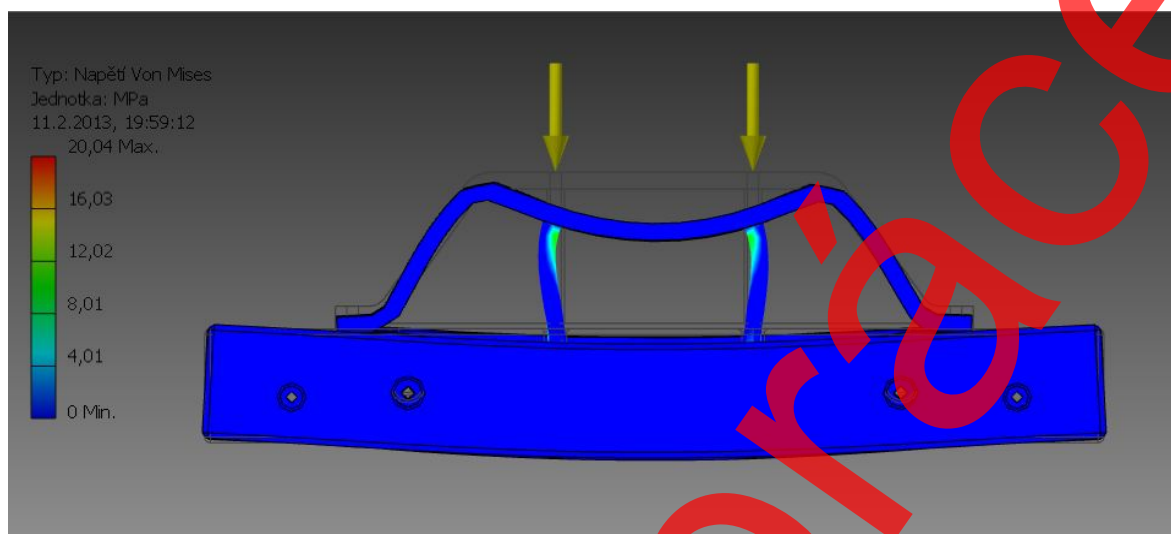


Obr. 35: Pevnostní analýza motoru s navijákem - součinitel bezpečnosti

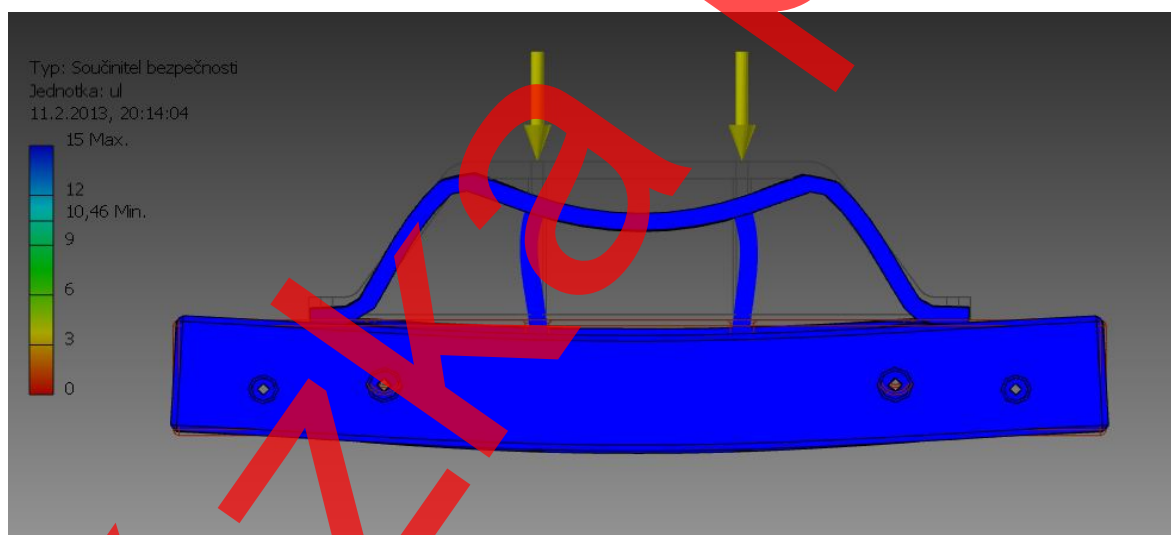
7.1.7 SESTAVA DŘEVĚNÉ ZÁKLADNY

Analýza tohoto dřevěného bloku byla podstatná v bodech dotyku se součásti SP-03AB, kde bylo nutno zjistit, zda dřevo odolá zatížení na tak malé ploše. V případě porovnání této analýzy, jejíž výsledek je zobrazen na obr.36 a obr.36 s pevnostní analýzou součástí SP-04ABCD + SP-05AB, které jsou zobrazeny na obr.27 a obr.28 je třeba vzít ohled na různé zabarvení obrázku. Jedná se o jiné škálování nastavené automaticky Inventorem.

Charakteristika působících sil je stejná jako u součástí SP-04ABCD + SP-05AB a je popsáno v části 7.1.3.



Obr. 36: Pevnostní analýza součásti základny - napětí Von Mises

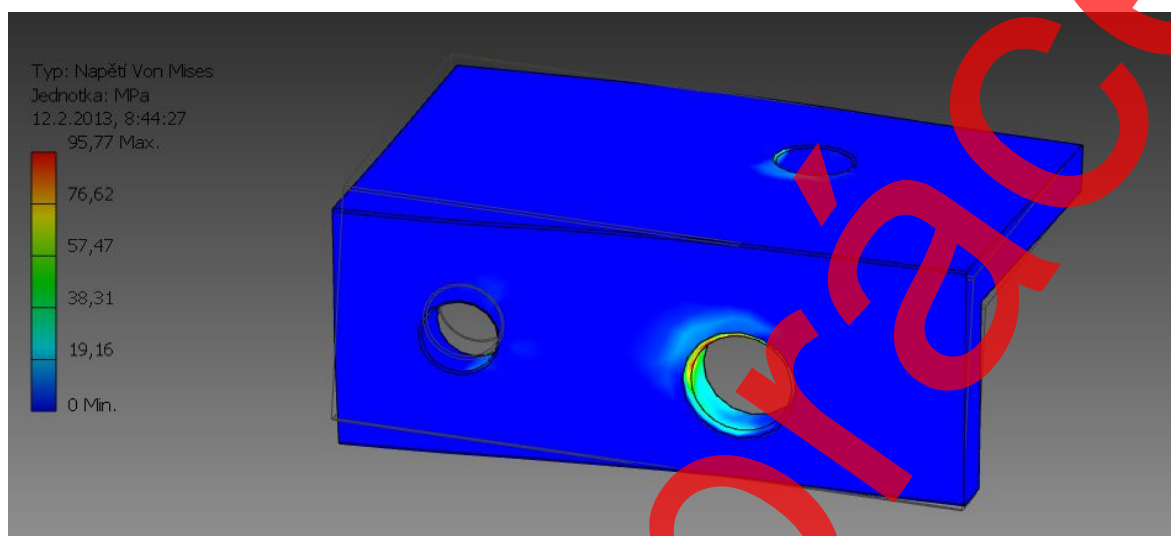


Obr. 37: Pevnostní analýza součásti základny - součinitel bezpečnosti

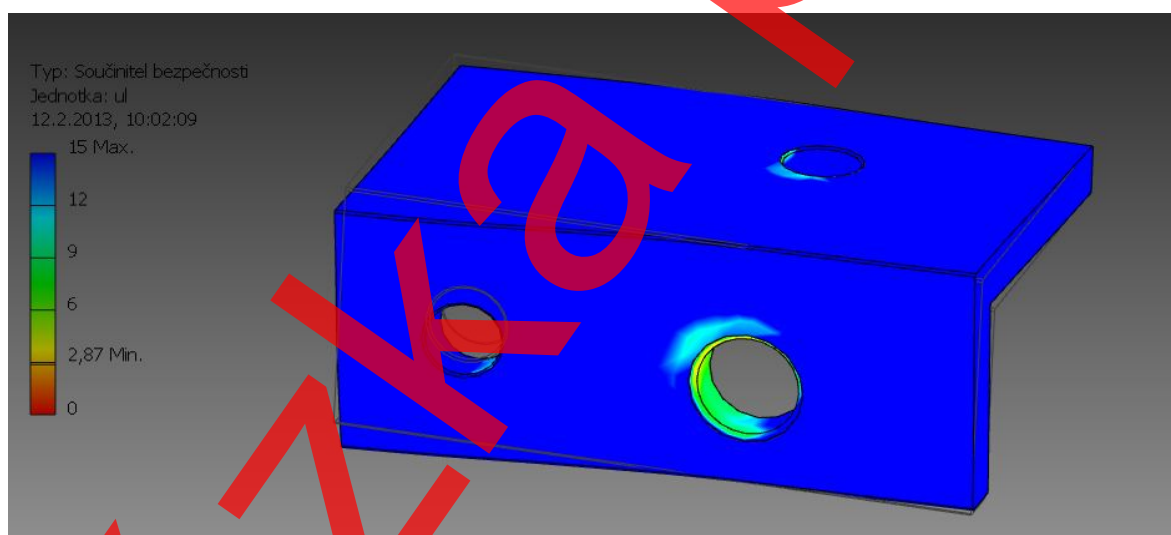
7.1.8 VR-06AB

Tato komponenta je spojena se součástí VR-11ABCD použitým čepovým spojem. Tuto součástku jsme označili za podezřelou z důvodu malých průřezů použitého materiálu. Po vytvoření pevnostní analýzy se naše podezření vyplnilo, jak je zobrazeno na obr.38. Ten ukazuje na součinitel bezpečnosti, který s minimální hodnotou 2,87 není příliš dobrým výsledkem, ale i přesto, že výsledek není naprosto ideální, rozhodli jsme se komponentu v modelu ponechat. Velikost zatěžující síly činí 32 N, dle návrhového výpočtu v kapitole, kde

se zabýváme středovou částí jeřábu. Síla působí do díry rozkládající se do složek $\vec{F}_x$ a $\vec{F}_y$, jejich velikosti jsou 27 N a 17 N. Jako pevné body jsou zvoleny plochy dvou zbylých otvorů.



Obr. 38: Pevnostní analýza součásti VR-06A - napětí Von Mises



Obr. 39: Pevnostní analýza součásti VR-06A - součinitel bezpečnosti

7.1.9 UPEVNŮVACÍ SYSTÉM NOHY JEŘÁBU

Upevňovací systém nohy jeřábu jsme testovali, abychom zjistili hodnotu posunutí tohoto dílu při jeho zatížení, z tohoto posunutí lze částečně vyvodit pružnost ukotvení tohoto dílu. Upevňovací systém tvoří mnoho součástí. My jsme pro analýzu vybrali pouze hlavní nosné součástky, aby bylo možné s dostupnou výpočetní technikou analýzu provést. Velikost zatěžující síly je 200 N. Směr této síly je patrný z obr.40, 41 a 42. Při vytváření simulace jsme jako pevný bod zvolili stykové plochy součástí SP-05AB s SP-06AB.

8 Výroba jeřábu

8.0.10 Pracovní prostředí

Dílna Téměř celý projekt se zrodil v malé sklepní dílně bytového domu. Vzhledem k velmi neprofesionálním podmínkám vznikly při výrobě relativně velké nepřesnosti, které se podepsaly na pevnosti celé konstrukce. Dílna nabízela základní pomůcky jako pila na železo, pilník, malý svěrák, kladivo, nýtovací kleště, šroubováky a vrtačku s příslušenstvím. V dílně se odehrávalo hlavně hrubé opracovávání, jako řezání, vrtání, broušení, lakování, nýtování, ale také i částečně lepení.



Obr. 43: Dílna

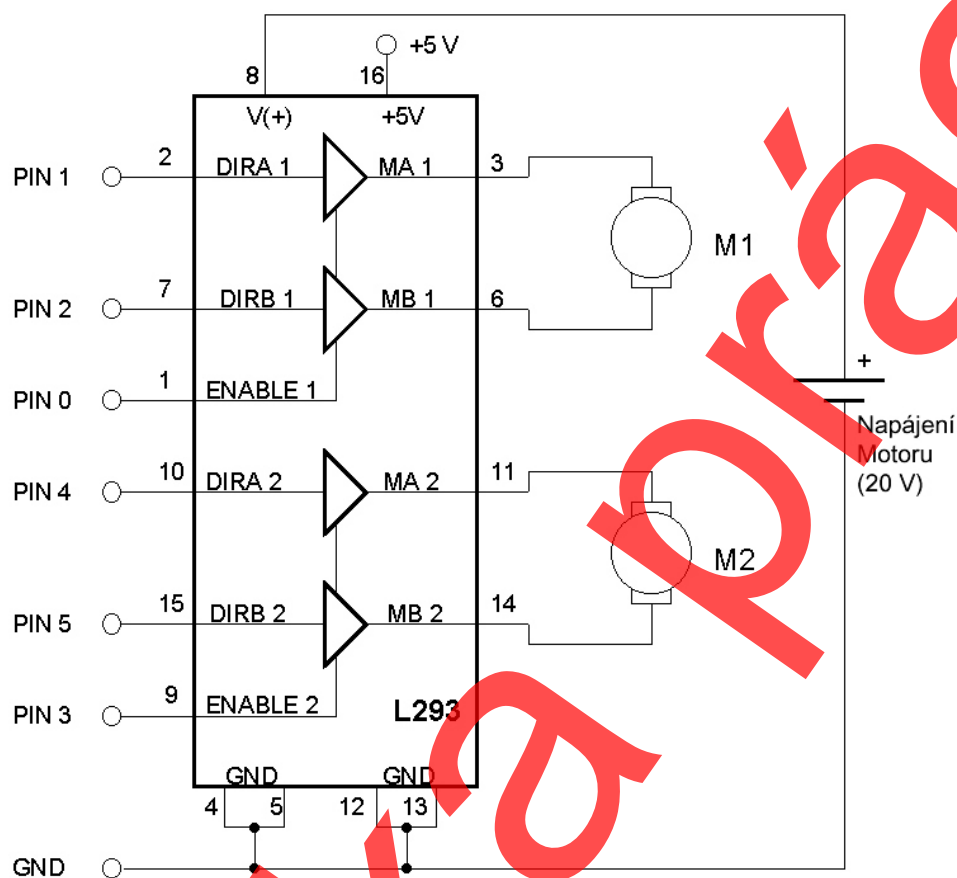
Studentský pokoj Studentský pokoj je druhou místností, kde se výroba odehrávala. V této místnosti se jednalo spíše o lepení konstrukcí vzhledem k dobrým teplotním a vlhkostním podmínkám, které lepidlo vyžadovalo. Další sekcí, která vznikala ve studentském pokoji, je stránka elektrotechnická - rozvody kabelů, uchycení spínačů, senzorů a jejich organizace.



Obr. 46: Finální podoba konstrukce

9.3 Obvody s L293D

9.3.1 Obvod DC motorů

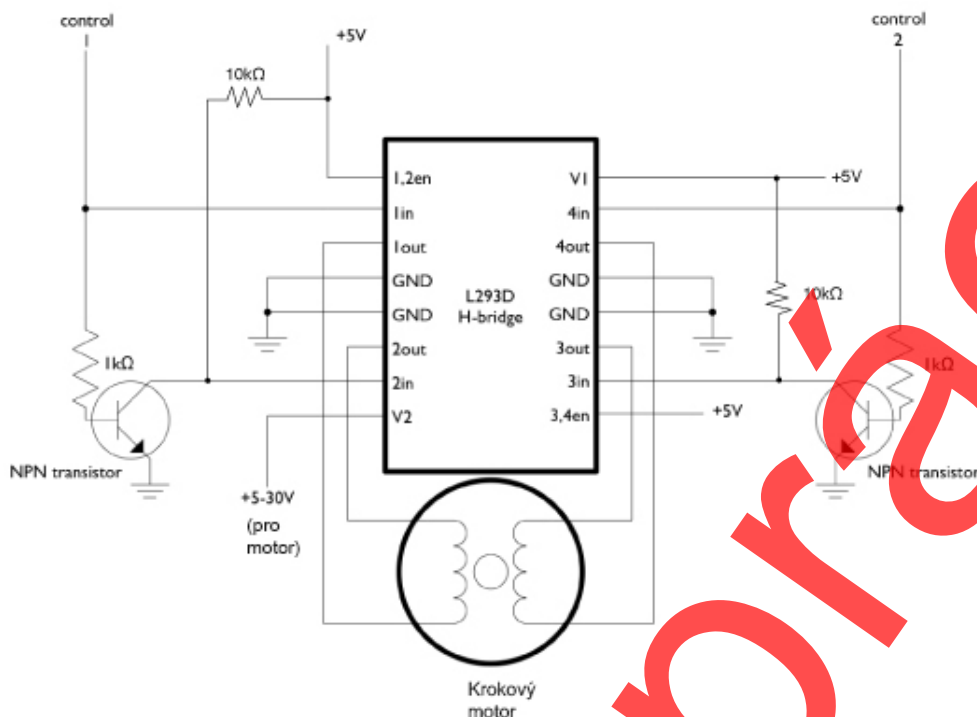


Obr. 47: Schéma obvodu pro řízení DC motoru

Na schématu lze vidět 2 motory připojené ke 4 polovičním H-bridgům. Piny 1,2,4,5 slouží k logickému spínání H-bridgů a Piny 0 a 3 umožňují dvěma polovičním bridgům fungovat jako jeden kompletní. Obvod operuje pod logickým napětím 5 V, napětí pro motory je potom přiváděno ze zdroje.

9.3.2 Obvod krokového motoru

U tohoto schématu je podstatný princip použití každého z dvou H-bridgů integrovaného obvodu pro řízení jedné z cívek krokového motoru. Díky tomu lze jedním L293D řídit pouze jeden krokový motor a celé zapojení se na desce vyskytuje dvakrát. Okolní NPN transistory a rezistory v tomto případě slouží pro stabilizaci chodu motoru při nízkých otáčkách. Mohou také zabránit ztrátě kroku dočasným pozastavením fázování proudu v cívkách.



Obr. 48: Schéma obvodu pro řízení krokového motoru

10 Tvorba SW mikropřeprosoru

Tato sekce obsahuje obsahující stručný rozbor zdrojového kódu, kterým je řízena elektronika jeřábu. Rozebrány jsou zde principy stěžejní pro správné ovládání a funkci modelu.

10.1 PWM výstup

Tento příklad demonstruje užití PWM výstupu pro změnu velikosti rychlosti pohybu připojeného DC motoru. Během smyčky v programu je na PWM výstup posílána stále vyšší analogová hodnota a motor se rozjíždí. Po dosažení maximální frekvence otáčení při daných parametrech začne motor plynule brzdit a po úplném zastavení se celý proces opakuje. Průběh rychlosti je sinusový, protože tento průběh je nutný pro plynulé pohyby jednotlivých komponent jeřábu. Trhavé otáčení nebo navíjení by mělo na konstrukci neblahé následky a mohlo by poškodit i samotné motory.

```
int motor = 9;           // pin, ke kterému je motor připojen
int speed = 0;          // aktuální rychlost motoru
int acceleration = 5;    // krok změny rychlosti

// počáteční definice :
```

```

void setup() {
    // zadefinujeme pin motoru jako vystup
    pinMode(motor, OUTPUT);
}

// v tele funkce loop se nachazi veskery kod, který je opakovan:
void loop() {
    // nastavi rychlost motoru na aktualni ulozenou:
    analogWrite(motor, speed);

    // v pristim kroku zvetsit rychlost o nadefinovany krok:
    speed = speed + acceleration;

    // zmenit hodnotu kroku zmeny rychlosti na opacnou po dosazeni
    // jedne z krajnich hodnot:
    if (speed == 0 || speed == 255) {
        acceleration = -acceleration ;
    }
    // po ukonceni rutiny pockat 120 ms (jinak by smycka probihala
    // pri frekvenci 16 MHz, coz by bylo naprosto nepozorovatelne
    // a motor by nestacil reagovat
    delay(120);
}

```

10.2 Algoritmy řízení krokového motoru

Řízení krokových motorů zajišťuje knihovna Arduina s názvem Stepper.h. Tu je potřeba na začátku do programu importovat a sama zajišťuje složité synchronizační a fázovací cykly. Uživatel může potom motoru přikázat, do jakého kroku se má pootočit a jakou rychlostí tak má udělat. Následující ukázka umožňuje podle například 8b údaje ze sériového portu řídit s přesností na jeden krok polohu motoru.

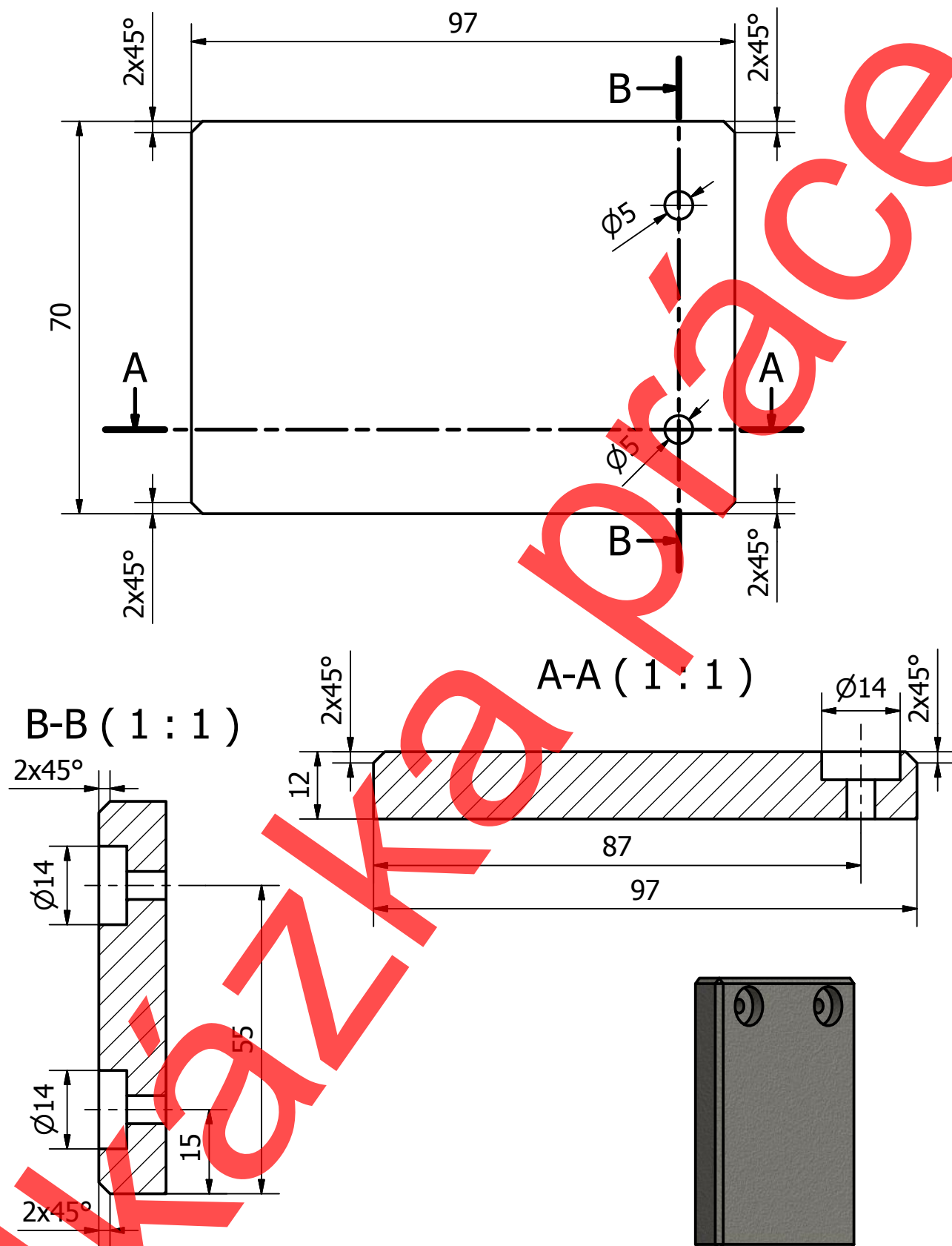
```

#include <Stepper.h>

// STEPS definuje pocet kroku motoru
#define STEPS 100

// vytvoreni instance tridy Stepper spolu s poctem jeho kroku

```



Předmět	FYZIKA	Projekt	APLIKOVANÁ KYBERNETIKA A ROBOTIKA	
Materiál	Ocel, litá	Hmotnost	0,620 kg	Vedoucí Jaroslav Reichl
SPŠST PANSKÁ		Datum		7.1.2013
		Název	ZA-01AB.ipt	
		Autor	Lukáš Hulínský	Měřítko 1 : 1

13 Závěr

V rámci maturitní práce jsme chtěli skloubit naše znalosti z mechaniky a aplikované elektrotechniky při stavbě modelu jeřábu. To se nám podařilo. Ne vždy byla práce na jeřábu snadná, ne vždy se nám podařilo vyřešit všechny problémy na poprvé. Ale nenechali jsme se odradit a postupovali dále, i když občas jinou cestou, než jsme si vytvořili na počátku. S modelem jeřábu jsme spokojeni a jsme přesvědčeni, že může být použit jako ukázka aplikace teoretických poznatků do praxe. Netvrdíme, že není možné model vylepšit – to jistě určitě je. Ale další vylepšení (tj. další operace, které by model zvládal realizovat, nebo senzory z kterých by dokázal přijímat a zpracovávat informace) by znamenala další zátěž jak mechanické části, tak té elektrické.