

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Konstrukční návrh gripperu pískových jader

Autor: **Jiří Dekastello**
Vedoucí práce: **Ing. Miroslav Duník**
Konzultant: **Ing. Rudolf Mach**

Akademický rok 2016/2017

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Miroslava Duníka a s konzultacemi od Ing. Rudolfa Macha, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne: 2. 6. 2017

.....

podpis autora

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Miroslavu Duňíkovi za cenné připomínky a odborné rady, kterými přispěl k vypracování této práce. Taktéž děkuji společnosti NEMAK Czech Republic, s. r. o. zastupované Ing. Rudolfem Machem za ochotu a trpělivost při konzultacích, za poskytnutí informací a zkušeností a také za možnost tuto práci vypracovat. Dále děkuji rodičům a přátelům, kteří mi pomohli překonat veškeré překážky

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

| | | | |
|----------------------|---|--------------------------|--------------------------------|
| AUTOR | Příjmení Dekastello | Jméno Jíří | |
| STUDIJNÍ OBOR | B2301 “ Stavba výrobních strojů a zařízení “ | | |
| VEDOUCÍ PRÁCE | Příjmení (včetně titulů) Ing. Duník | Jméno Miroslav | |
| PRACOVISŤE | ZČU - FST - KKS | | |
| DRUH PRÁCE | DIPLOMOVÁ | BAKALÁŘSKÁ | Nehodící se škrtněte |
| NÁZEV PRÁCE | Konstrukční návrh gripperu pískových jader | | |

| | | | | | |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|
| FAKULTA | strojní | KATEDRA | KKS | ROK ODEVZD. | 2017 |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

| | | | | | |
|---------------|----|---------------------|----|----------------------|---|
| CELKEM | 52 | TEXTOVÁ ČÁST | 48 | GRAFICKÁ ČÁST | 4 |
|---------------|----|---------------------|----|----------------------|---|

| | |
|----------------------|--|
| STRUČNÝ POPIS | Bakalářská práce obsahuje konstrukční návrh nástroje na upínání a přenášení odlévacích jader. Práce porovnává 3 varianty provedení, vybírá vhodné komponenty a popisuje výběr konstrukčních profilů a svarových spojů. Pevnost nástroje byla zkontrolována počítačovou simulací v programu Siemens NX. |
| KLÍČOVÁ SLOVA | automatizace, odlévací jádra, konstrukce, konstrukční profily, CAE, MKP, počítačová simulace |

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

| | | | |
|--------------------------|---|------------------|-----------------------------------|
| AUTHOR | Surname Dekastello | Name Jiří | |
| FIELD OF STUDY | B2301 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“ | | |
| SUPERVISOR | Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Duník | Name Miroslav | |
| INSTITUTION | ZČU - FST - KKS | | |
| TYPE OF WORK | DIPLOMA | BACHELOR | Delete when not applicable |
| TITLE OF THE WORK | Construction design of sand core gripper | | |

| | | | | | |
|----------------|------------------------|-------------------|----------------|---------------------|------|
| FACULTY | Mechanical Engineering | DEPARTMENT | Machine Design | SUBMITTED IN | 2017 |
|----------------|------------------------|-------------------|----------------|---------------------|------|

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

| | | | | | |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|---|
| TOTALLY | 52 | TEXT PART | 48 | GRAPHICAL PART | 4 |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|---|

| | |
|--------------------------|--|
| BRIEF DESCRIPTION | <p>This work contains construction design of instrument for gripping and manipulating casting cores. This work compares 3 different design options, chooses suitable components and describes choice of construction profiles and welded connections. The rigidity of the instrument was checked up by computer simulation in Siemens NX software.</p> |
| KEY WORDS | <p>automation, casting cores, construction, construction profiles, CAE, FEM, computer simulation</p> |

Obsah

| | |
|---|----|
| Úvod | 1 |
| Cíl práce..... | 1 |
| 1 Specifikace zadání..... | 2 |
| 1.1 Automatizace obsluhy jaderníku | 2 |
| 2 Koncepce..... | 4 |
| 2.3 Možnosti řešení úchopu jader..... | 5 |
| 2.3.1 Úhlová chapadla..... | 5 |
| 2.3.2 Kyvné pohony | 6 |
| 2.3.3 Upínací moduly | 8 |
| 2.3.4 Pneumatické válce..... | 9 |
| 2.4 Výběr pohonu a pracovních prvků nástroje..... | 10 |
| 3 Koncepční návrh varianty, jejich hodnocení a výběr suboptimální varianty | 10 |
| 3.1 Varianta A..... | 11 |
| 3.2 Varianta B..... | 12 |
| 3.3 Varianta C..... | 13 |
| 3.4 Hodnocení koncepčních variant | 15 |
| 4 Konstrukční návrh vybrané varianty | 16 |
| 4.1 Upínací EV moduly | 16 |
| 4.1.1 Upínací síla..... | 17 |
| 4.2 Pneumatické válce | 18 |
| 4.2.1 Upínací síla..... | 19 |
| 4.3 Rám..... | 19 |
| 4.3.1 Nosná část | 20 |
| 4.3.2 Oblast jádra OC..... | 21 |
| 4.3.3 Oblast jádra OCI..... | 22 |
| 4.3.4 Oblast jádra TC | 23 |
| 4.3.5 Přírubový díl..... | 24 |
| 4.3.6 Přípojný díl pro svorkovnicovou skříň..... | 25 |

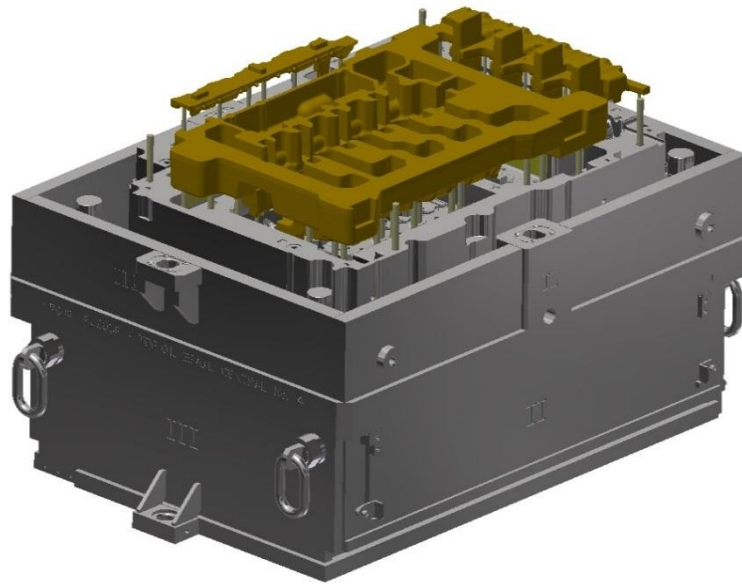
| | | |
|-------|--|----|
| 4.3.7 | Konečný návrh rámu | 25 |
| 4.4 | Spojení částí rámu | 26 |
| 4.5.1 | Vyšetření únosnosti svaru mezi přírubovým dílem a nosným dílem | 29 |
| 4.5.2 | Vyšetření únosnosti svaru mezi nosným a bočním profilem | 32 |
| 5 | Pevnostní analýza metodou konečných prvků | 33 |
| 5.1 | Zjednodušení modelu | 33 |
| 5.2 | Síťování modelu | 33 |
| 5.2 | Zatížení modelu | 34 |
| 5.3 | Vyhodnocení..... | 36 |
| 6 | Závěr..... | 37 |
| | Použitá literatura a zdroje..... | 38 |
| | Seznam příloh..... | 38 |
| | Seznam obrázků | 40 |
| | Seznam tabulek | 41 |

Úvod

Tato práce, je zadaná po dohodě Západočeské univerzity se společností Nematik Czech Republic s.r.o.

Společnost Nematik Czech Republic s. r. o. se nachází v průmyslové zóně Joseph nedaleko od Mostu. Mostecký závod se zaměřuje na výrobu litých hliníkových hlav motorů pro automobilky Jaguar, Land Rover a Volvo. Mateřská společnost, sídlící v Mexiku, vlastní 38 výrobních závodů v 16 zemích. Výrobní portfolio této společnosti obsahuje motorové bloky, převodové skříně a hlavy motorů pro širokou paletu automobilek.

Práce se zabývá konstrukcí uchopovacího nástroje pro robot ABB IRB 6640-205. Nástroj je určen pro automatizaci odebírání pískových jader z jaderníku na otočný stůl. V současnosti je tato činnost realizována lidskou obsluhou, nicméně pro zefektivnění výroby, zrychlení taktu stroje a z důvodu vyšší hmotnosti jednoho z jader je žádoucí tuto činnost automatizovat. Na nástroj je kladeno několik různých požadavků, které je třeba brát v potaz.



Obrázek 1 - Forma s jádry

Cíl práce

Cílem práce je navrhnout komplexní řešení nástroje na automatizaci manipulace s pískovými jádry. Jedná se tedy o návrh samostatného řešení uchopování jader, rámu nástroje, pohonu mechanismů a podpůrných systémů jakými jsou například čidla a propojení pohonů s pracovními médii. Konečný návrh bude vybrán z více variant podle toho, jak bude splňovat

zadané požadavky na hmotnost, tuhost konstrukce, kompatibilitu s již stávajícími řešeními a v neposlední řadě také dle ekonomického hlediska výroby.

1 Specifikace zadání

Na nástroj jsou kladeny různé požadavky. Pomineme-li hlavní požadavek na funkci, nejdůležitější je tuhost konstrukce rámu.

Je žádoucí aby vlivem vlastní tíhy a tíhy jader nedocházelo k markantním deformacím rámu. Taktéž může nastat situace, kdy se v ovládacím programu robotu vyskytne chyba a vyvstane nebezpečí nárazu rámu do okolních překážek. Tento případný náraz by neměl rám a ani komponenty v něm umístěné poškodit. Nástroj bude manipulován robotem IRB 6640-205 od společnosti ABB s nosností 205 kg v koncovém bodě jeho ramene. Aby robot nepracoval ve svém koncovém spektru zatížení, požaduje se po nástroji i minimalizace hmotnosti. Tím se sníží namáhání robota a jeho opotřebení. Vyžadovaná je i snadná a minimální údržba. Automotive průmysl je typický tím, že využívá metody Just In Time (JIT). Ta spočívá v expedici výrobků v přesný čas dle požadavků odběratele. Se snadnou údržbou jde ruku v ruce i kompatibilita použitých komponentů s komponenty na ostatních nástrojích a strojích závodu, která minimalizuje požadavky na skladové zásoby náhradních dílů a kvalifikaci pracovníků údržby, čímž se výrazně snižuje doba prostojů při případné poruše zařízení.

Zadavatel také klade důraz na ekonomické hledisko, kdy by náklady na výrobu nástroje a jeho výkon a spolehlivost měly být vyvážené.

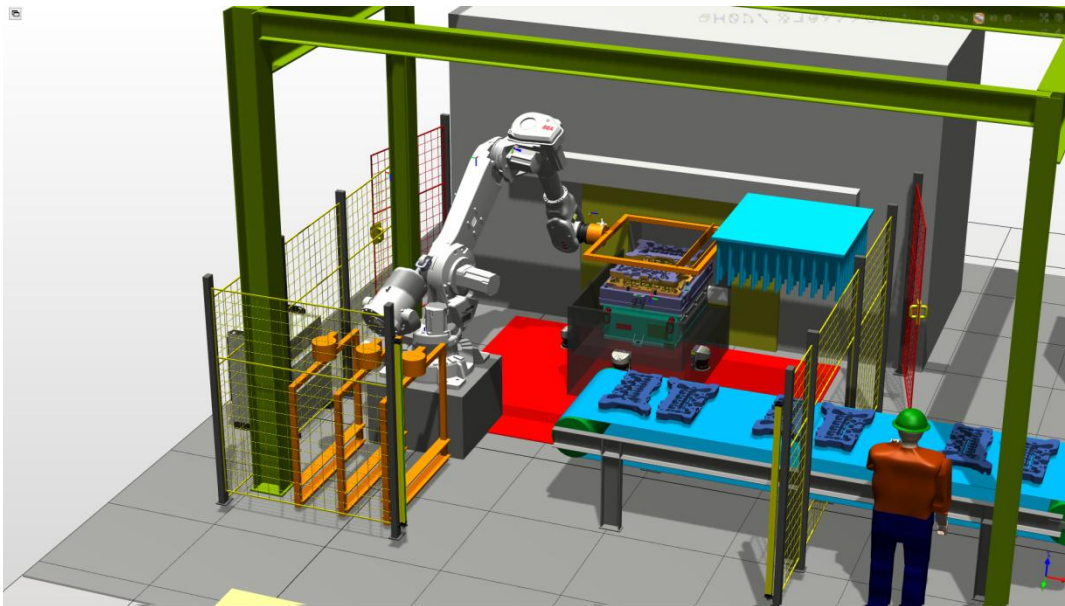
Zásadním požadavkem, který má podstatný vliv na konstrukci celého nástroje, je nutnost přetáčení jader v průběhu manipulace s nimi. Jádra je nutná přetočit o 180 ° kolem vodorovné osy. Důvodem je členitost spodní strany jádra Top Core kde jsou četné křehké výstupky a neunesly by bez poškození celou hmotnost jádra. Horní strana tohoto jádra je však zarovnaná a vhodná k položení na otočný stůl vybavený molitanovou výstelkou. Zbylá jádra Oil Core a Oil Core Insert budou položena do molitanových lůžek, které zajistí tato jádra proti převrácení a jejich následnému poškození

1.1 Automatizace obsluhy jaderníku

Automatizace procesů přináší podniku nepochybná pozitiva. Velkým přínosem je zrychlení a zrovnoměnění pracovního taktu oproti obsluze linky lidskou pracovní silou. Při bezproblémovém chodu robotu trvá každý cyklus stejný časový úsek a odstraní se povinné pracovní přestávky. Takt výroby jedné sady jader se zrychlí i díky rychlejším a přesnějším pohybům robotu a skutečnosti, že forma může zajet do jaderníku a zahájit vstřelování nových jader okamžitě po odebrání hotových jader z vyhazovačů. Když je stanoviště obsluhováno dělníky, tito odeberou jádra, položí je na otočný stůl či dopravník a teprve pak mohou bezpečnostním tlačítkem umístěným mimo pracovní prostor spustit další cyklus. Zároveň se

další cyklus nemůže spustit, pokud obsluha není v bezpečné vzdálenosti od linky, což je elektronicky kontrolováno infračervenými závorami.

Současná hodinová produkce s lidskou obsluhou zařízení osciluje okolo 41 sad jader za hodinu. Maximální projektovaná produkce při automatizaci činnosti dosahuje 55 sad za hodinu. Nicméně se očekává nikoliv 100%, ale 84% vytíženost. To snižuje hodinovou produkci na 46,2 sad. Rozdíl v denní produkci při nepřetržitém provozu je 124,8 sad jader, ovšem za předpokladu, že lidská obsluha nebude mít žádné přestávky. Ve výsledku bude tedy rozdíl ještě větší.

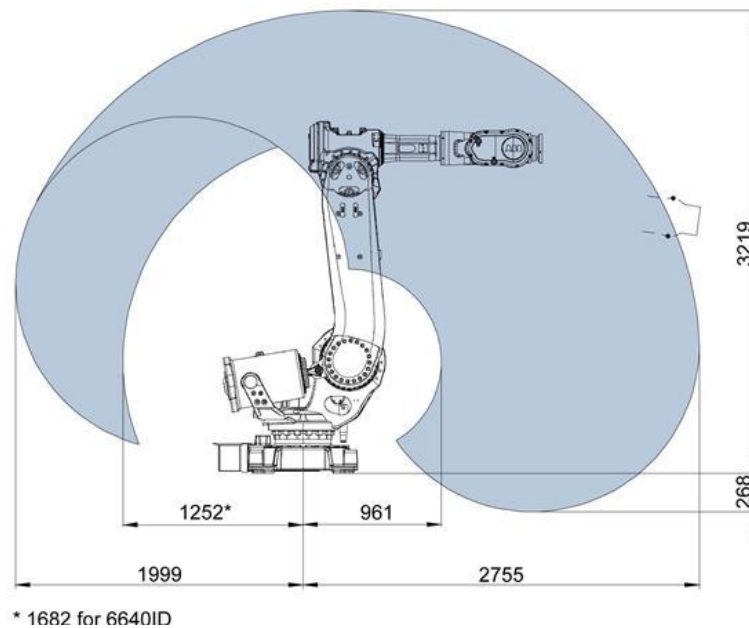


Obrázek 2 - Pracoviště jaderníku s dopravníkem [1]

Další motivací pro změnu stávajícího řešení je odstranění namáhavé fyzické práce obsluhy linky. Hmotnost největšího z jader je přes 19 kg a častá a dlouhodobá manipulace s tímto jádrem je opravdu fyzicky náročná.

Následující obrázek zobrazuje akční rádius robotu ABB 6640, který bude linku obsluhovat. Robot při získání signálu z jaderníku přistaví nástroj k jádrům, upne je a nadzdvihne. Pak jádra zbaví otřepů vznikajících na dělicí rovině jader. Toho dosáhne vertikálním pohybem pod "řetízky". Jedná se o desku, k níž je připevněno pole řetízků visících směrem dolů. Na horním obrázku je tato deska zobrazena v tyrkysové barvě v pravém rohu pracovního prostoru. Jakmile jsou jádra zbavena otřepů, robot nástroj otočí o 180° okolo osy připojení k robotu a položí jádra na otočný stůl.

IRB 6640-205/2.75, IRB 6640ID-170/2.75



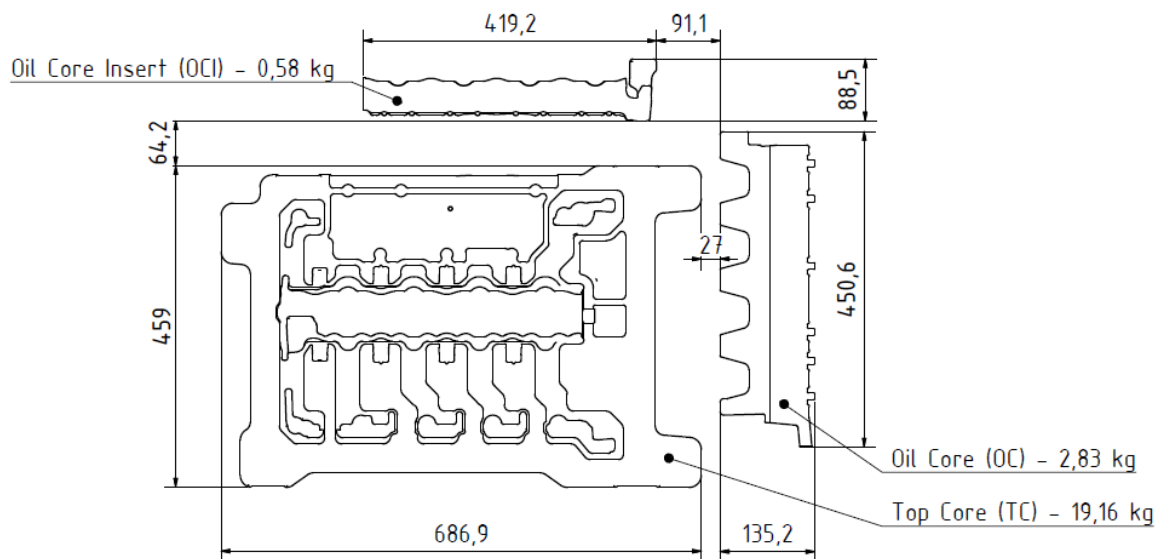
Obrázek 3 - Pracovní rozsah robotu ABB 6640 [2]

2 Koncepce

Na následujícím obrázku je zobrazeno rozložení jader ve formě a velikosti jednotlivých jader. Jsou to tato tři jádra:

- Top Core (TC)
- Oil Core (OC)
- Oil Core Insert (OCI)

Mezi jednotlivými jádry je velice málo prostoru k umístění ať už rámu, či uchopovacích prvků, což byl největší problém celé konstrukce. Zároveň vše ztížil požadavek otočit jádra a položit je na otočný stůl horní stranou. To znamená, že celý nástroj musí být pro jádra horní a spodní stranou průchozí. V úvahu tedy přichází pouze konstrukce, která bude jádra chytat z boků a bude velmi kompaktní. Zároveň jádra musí být uchopena z obou stran v jeden okamžik tak, aby nedocházelo k jejich posuvu na vyhazovačích a tedy poškození jejich povrchu.



Obrázek 4 - Rozložení jader ve formě a jejich hmotnosti

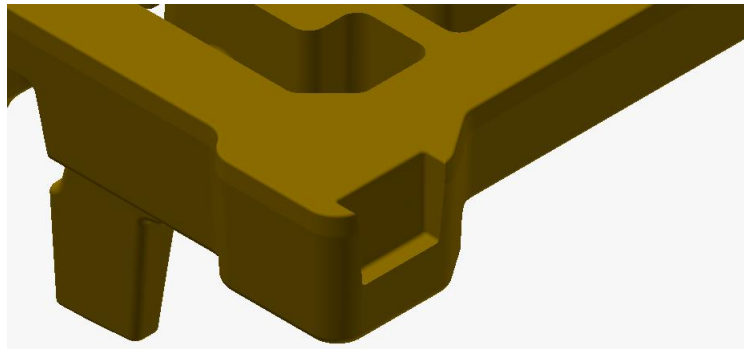
V průběhu řešení bylo uvažováno několik variant jak jádra pevně uchopit. Na trhu je několik firem vyrábějících a prodávajících aktuátory jak na principu pneumatickém, tak elektrickém. Jedná se o převážně o firmy Festo, SMC a Parker. Pro řešení tohoto nástroje byly vybrány prvky firmy Festo, jelikož je to výhradní dodavatel pro všechna pneumatická řešení závodu Nemak. Výběr jednotlivých uchopovacích koncepcí se odvíjel od jádra TC, jelikož má nejvyšší hmotnost (19,16 kg) a tedy i nejpřísnější kritéria na výběr uchopovacích prvků a ploch.

2.3 Možnosti řešení úchopu jader

2.3.1 Úhlová chapadla

Jako první byla uvažována úhlová chapadla, která mají dvě pohyblivé čelisti jimiž jsou uchopovány předměty. Čelisti mají v sobě závitové otvory na připevnění prstů specializovaných k uchopování či třídění daných polotovarů či výrobků. Uvnitř těla chapadel je pneumatický píst, který svůj lineární pohyb převádí pomocí unášeče na principu ozubeného hřebenu s pastorkem na rotační pohyb čelistí.

Idea tohoto řešení spočívá v připojení specializovaných prstů k čelistem, které by jádro uchopovaly z horní a dolní strany v oblasti zámku jádra, který jádro udržuje ve správné poloze v odlévací formě. Nicméně hloubka zámku je pouhých 7 mm kde již začíná zaoblený přechod v další plochu, což byl důvod proč toto řešení nebylo využito. Plocha, kterou by jádro bylo po přetočení podpíráno, je příliš malá a hrozí její poškození či poškození jejího okolí což je pro dodržení kvality odlitku nepřijatelné.



Obrázek 5 - Detail na zámek zajišťující správnou polohu jádra při odlévání



Obrázek 6 - Úhlová chapadla DHWS od společnosti Festo s.r.o. [3]

Tabulka 1 - SWOT analýza chapadel

| SWOT analýza - úhlová chapadla | |
|--------------------------------|--|
| Silné stránky | Slabé stránky |
| Navrženo pro uchopování | Pro dostatečné momenty je zařízení velké |
| Pneumatický prvek | Nutnost výroby uchopovacích prstů |
| Příležitosti | Hrozby |
| Vlastní návrh prstů | Hrozi poškození jádra |

2.3.2 Kyvné pohony

Jako další byly uvažovány kyvné pohony. Tyto jsou často používány v automatizovaných systémech v kombinaci s dalšími mechanismy, jako jsou například právě chapadla. Kyvný pohon se skládá ze samotného tělesa a otočného talíře, na který se připevňují nástavby. Kyvné pohony firma Festo dodává v provedení pneumatickém či elektrickém. Pneumatické pohony

opět přeměňují lineární pohyb pístu na rotační za pomoci principu ozubeného hřebene a pastorku. K dispozici je provedení jednopístové, kdy jsou přívody vzduchu vždy na opačné straně a každý z nich plní jednu stranu pístu, a provedení dvoupístové. Dvoupístové provedení má vždy přívody vzduchu vedle sebe, stejně jako jsou uloženy písty pohonu. Elektrické provedení je vybavené krokovým motorem. Ten přes integrovanou převodovku dodává kroučící moment talíři, který může být vybaven buď čepem s drážkou pro pero, nebo závitovými děrami.



Obrázek 7- Kynvý pohon DRRD od společnosti Festo s.r.o. [4]

Co se týče uchopování tímto typem pohonu, prvotní myšlenkou byly jakési prsty, které by se otočením talíře o $\frac{1}{4}$ až $\frac{1}{2}$ otáčky nasunuly na horní a spodní stranu jádra. Pokud by prsty byly navrženy, aby jejich kontakt s jádrem byl s mírným přesahem, docházelo by k odírání jádra a tedy jeho nepřijatelnému poškození. Naopak, pokud by byla mezi prsty a jádrem vůle, nebylo by jádro dostatečně uchopeno a při jeho manipulaci se v nástroji pravděpodobně pohybovalo, čímž by docházelo opět k jeho poškození. Dalším negativním faktorem tohoto řešení je špatný poměr velikosti prvku a maximálního ohybového momentu působícího na otočný talíř. Při jeho překročení by došlo k vylamování talíře z jeho uložení.

Tabulka 2 - SWOT analýza kyvných pohonů

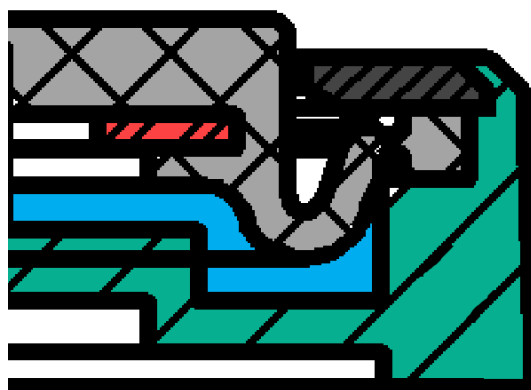
| SWOT analýza - kyvné pohony | |
|-----------------------------|--|
| Silné stránky | Slabé stránky |
| Velký krouticí moment | Nevhodné uchopení jader |
| Příležitosti | Hrozby |
| Vlastní návrh prstů | Hrozi vylomení otočného taliře při přetížení |

2.3.3 Upínací moduly

V potaz přišly i upínací moduly EV. Jedná se o bezpístnicové jednočinné pneumatické válce, které mají malý zdvih (maximálně 5 mm) a jsou vyráběny v provedení s obdélníkovou nebo kruhovou stykovou plochou. Skládají se z vlastního kovového tělesa, které má v sobě upevňovací otvory a přípoj pro přívod vzduchu a pružného pneumatického pístu (membrány). Tlakový vzduch je přiveden tělem pod membránu a membrána tedy realizuje samotné upnutí předmětu. Sám výrobce doporučuje připevnit k membráně i upínací desku, ke které lze např. přilepit materiál, jež bude šetrný k povrchu upínaného předmětu.



Obrázek 8 – Upínací EV modul od společnosti Festo s.r.o. [5]



Obrázek 9 - Řez EV modulem [6]

Tyto moduly jsou kvůli své konstrukci náchylné na zatěžování silami působícími v rovině kolmé na směr výsunu pístu. Jak je vidět na obrázku, při zatížení takovou silou dochází ke tření membrány (vyznačena světle šedou barvou) o vrchní matici (vyznačena tmavě šedou barvou). Membrána se tedy může po čase porušit a vzniklou trhlinou uniká vzduch. Nicméně při uchopování jader, tedy při vysunutí pístku, jsou jádra na vyhazovačích, a tedy žádná radiální síla na membránu nepůsobí. Při uvolnění tlaku pod membránou, kdy dochází k uvolňování jádra a jeho položení na podložku, působí na membránu radiální síla od zatížení jádrem pouze krátký časový úsek. Hlavním důvodem pro uvažování o tomto typu pohonu je skutečnost, že uchopovací nástroje, které již společnost Nematik používá pro jiné typy jader, tento pneumatický prvek používají a zkušenosti s jeho funkcí a spolehlivostí jsou velmi pozitivní.

Tabulka 3 - SWOT analýza upínacích modulů

| SWOT analýza - upínací moduly | |
|--------------------------------|---|
| Silné stránky | Slabé stránky |
| Malé zástavbové rozměry | Nevhodnost pro upínání těžkých předmětů |
| Minimum pohyblivých součástí | |
| Příležitosti | Hrozby |
| Jednoduchá konstrukce nástroje | Hrozi porušení membrány |

2.3.4 Pneumatické válce

Čtvrtou variantou bylo použití kompaktních pneumatických válců, které po aktivaci tlakovým vzduchem přitlačí lišty s upínacími platformami vybavenými pásem pryže. Tento pás pryže v kontaktu s bokem jádra a pomocí přitlačné síly vyvolané dvojicí pneumatických válců jádro pevně uchopí. Výhodou je velmi pevné a stabilní a zároveň také šetrné uchopení jader. Další výhodou je také okamžité uvolnění úchopu při pokládání jader na otočný stůl. Jádro se totiž bude na stůl spouštět z výšky přibližně 1-2 mm a tímto se předejde případnému odírání jádra a úchopové platformy. Celkem podstatnou nevýhodou je ovšem nutnost použití určitého vedení dráhy uchopovacích lišt, jelikož válce mají v základu malou únosnost sil kolmých k pístnici. Tato únosnost klesá v závislosti na vysunutí pístnice.



Obrázek 10 - Pneumatický válec ADN společnosti Festo s.r.o. [7]

Tabulka 4 – SWOT analýza pneumatických válců

| SWOT analýza - pneumatické válce | |
|----------------------------------|---|
| Silné stránky | Slabé stránky |
| Široká nabídka variant | Velké zástavbové rozměry |
| Jednoduchá konstrukce | Nutnost použití lineárního vedení připojených prvků |
| Zkušenosti s údržbou | |
| Příležitosti | Hrozby |
| Velký rozsah silového působení | Prašné prostředí |

2.4 Výběr pohonu a pracovních prvků nástroje

Po vyhodnocení všech zvažovaných možností pohonu a volby pracovních prvků a jejich zhodnocení za pomoci SWOT metody bylo učiněno rozhodnutí rozpracovat konstrukci nástroje, v němž bude použit čistě pneumatický pohon a jako pracovní moduly kompaktní pneumatické válce a bezpístnicové pneumatické upínací moduly od dodavatele Festo, s.r.o. Nejvyšší váha při tomto rozhodování byla kladena na šetrnost úchopu pískového jádra a konstrukční jednoduchost řešení.

V následující kapitole jsou popsány zvažované konkrétní varianty úchopu jader, návrh jejich konstrukčního řešení a jejich vyhodnocení.

3 Koncepční návrh varianty, jejich hodnocení a výběr suboptimálních varianty

Ze samotné podstaty nástroje jsou požadovány určité základní funkce, které musí být v návrhu zapracovány. U všech variant je samotný úchop jader způsoben třením mezi jádrem a prostředkem uchopovací funkce. Jedná se konkrétně o tyto základní funkce:

- 1) Zajištění nosné funkce

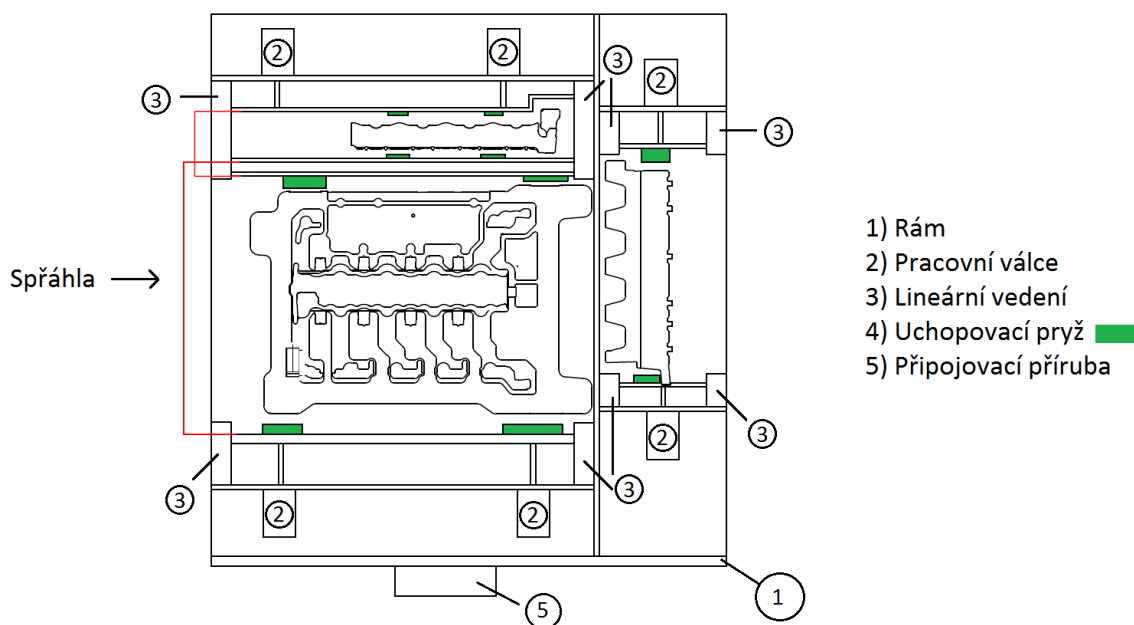
- 2) Zajištění pohonné funkce
- 3) Zajištění vedení pohybu
- 4) Zajištění uchopovací funkce
- 5) Zajištění připojení k robotu

3.1 Varianta A

Nosným prvkem nástroje je rám, ke kterému jsou upevněny další komponenty zajišťující ostatní funkce nástroje. Pohon zajišťuje 6 kompaktních dvojčinných pneumatických válců. Dva pneumatické válce zajišťující úchop jádra OC jsou naproti sobě, každý z jedné strany jádra, pevně spojeny s rámem přírubou a pístnice je spojena s pohyblivými lištami spojkou se závitem. Při pracovním pohybu tak lišty pojíždí proti sobě. Lišty se pohybují v bočním kluzném vedení, které zajišťuje podporu a přímočarý pohyb pro úchop. Na vnější straně je k liště šrouby připevněn hranol se stykovou pryží, kterým se přímo uchopuje jádro. U jader TC a OCI je z důvodu nedostatku prostoru mezi jádry řešení konstrukčně složitější. Pohon je zajištěn dvěma páry pneumatických válců shodného typu jako u jádra OC, jež jsou základnovou přírubou pevně spojeny s rámem nástroje a pístnice spojeny s pohyblivými lištami přímo působícími na strany jader. Aby bylo docíleno souměrného pohybu úchopu jader TC a OCI jsou tyto primárně poháněné lišty spřaženy s protilehlou lištou druhého jádra. Tato pak vykonává pracovní pohyb ve stejném směru a délce dráhy jako lišta primárně poháněná.

Zajištění exaktní dráhy pohybu svíracích lišt a podporu proti namáhání pístnic na ohyb a vylomení těles válců zabezpečuje kluzné boční vedení typu valivého nebo kluzného.

Připojení celého nástroje k robotu zajišťuje přechodová příruba, která je přišroubována k přírubovému dílu přivařenému k rámu nástroje.



Obrázek 11 – Návrh varianty A

U této varianty je velkou hrozbou možný vzpěr spřažení mezi lištami. Jedná se o necentrické namáhání prutu omezených průřezových rozměrů. Zároveň jádro OC nemá vhodný profil pro uchopení z těchto stran, vyskytují se zde výstupky a strany nejsou rovnoběžné s lištami.

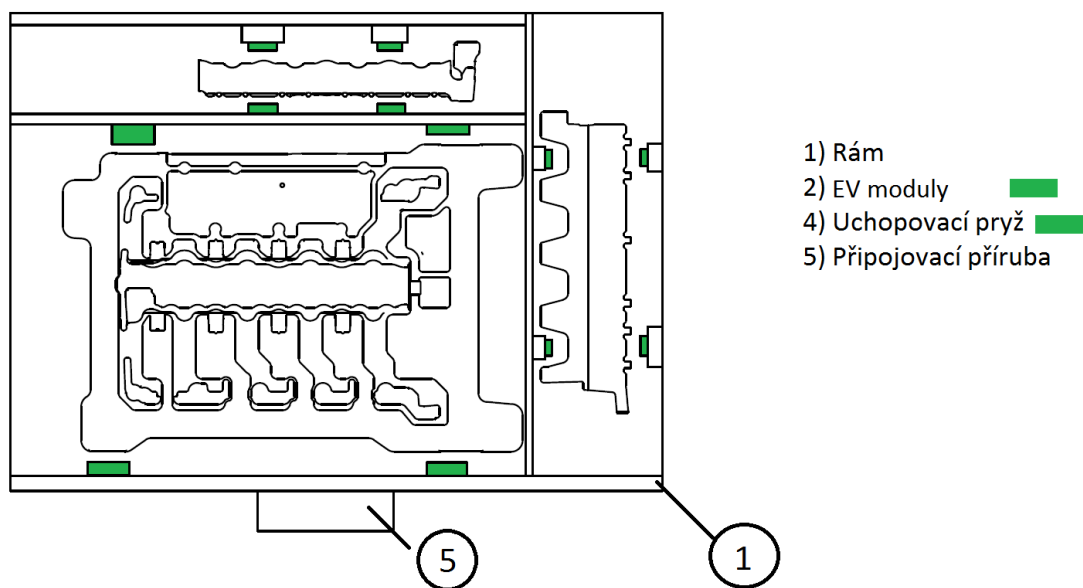
Tabulka 5 - SWOT analýza varianty A

| SWOT analýza - varianta A | |
|------------------------------|--------------------------------|
| Silné stránky | Slabé stránky |
| Pevný úchop | Komplikovanost úchopu OC jádra |
| Malé úroveň opotřebení válců | Potřeba vedení lišt |
| | Množství pohyblivých součástí |
| | Hmotnost |
| Příležitosti | Hrozby |
| Zkušenosti s údržbou | Vzpěr spřažení lišt |
| | Nelze změnit délku pistnice |

3.2 Varianta B

Tato koncepční varianta se vyznačuje nejmenším počtem pohyblivých částí a zvýšenou odolností vůči prашnému prostředí. Nosnou funkci zde opět plní rám, ke kterému jsou pomocí šroubů připevněny pneumatické upínací moduly EV. Tyto moduly plní pohonnou funkci a pryž přilepená na upínací desku prvku plní funkci uchopovací. Funkci vedení pohybu u této

varianty plní přímo těleso modulů, a proto není vyznačená v náčrtu. Rám je k robotu připojen opět spojovací přírubou.



Obrázek 12 – Návrh varianty B

Toto řešení se zdá jako optimální, protože má jednoduchou konstrukci splňující nízkou hmotnost a krátké rameno vyložení tíhové síly celého nástroje kolmo na připojovací přírubu. Nicméně riziko porušení membrány EV modulů uchopujících jádro TC je vysoké a nástroj by ani nebylo možné přestavět na jinou variantu.

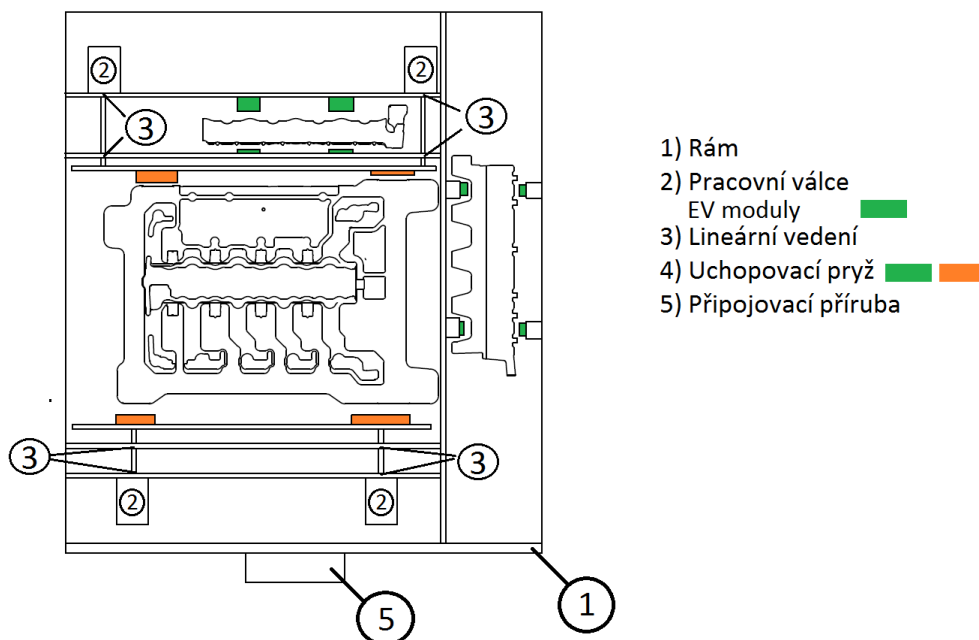
Tabulka 6 - SWOT analýza varianty B

| SWOT analýza - varianta B | |
|-----------------------------------|----------------------------------|
| Silné stránky | Slabé stránky |
| Absence lišt a válců | Nedostatečná modularita nástroje |
| Jednoduchá konstrukce | |
| Možnost upnout každé jádro zvlášť | |
| Nížší hmotnost | |
| Příležitosti | Hrozby |
| Snadná údržba | Hrozi porušení membrány |

3.3 Varianta C

Poslední varianta je kombinací obou předchozích, přičemž využívá spojení a kombinaci konstrukčních řešení a tím pádem i výhod, která jednotlivá řešení nabízejí. Funkci nosného prvku opět obstarává rám, k němuž jsou připevněny pohonné a uchopovací prvky. Jádra OC a

OCI jsou uchopována moduly EV s pryží přilepenou k jejich upínací desce, jádro TC je uchopováno stejným principem jako u varianty A. K rámu jsou protisměrně připevněny 2 páry pracovních válců, které proti sobě pohybují dvojicí lišt, svírající jádro přes úchytné prvky. Vedení lišt není řešeno vlastním lineárním vedením, nýbrž kluznými pouzdry zalisovanými do příček rámu, podpírajících pístnice při pracovním pohybu a zabraňujících přenosu svislých sil vznikajících díky působení hmotnosti jádra na pístnici a pracovní válec a zabraňují tak jejich ohnutí, či vylomení.



Obrázek 13 - Návrh varianty C

Varianta C vlastně kombinuje výhody předchozích variant tak, aby konstrukce byla co nejjednodušší, nejméně ohrožena provozním opotřebením a měla největší rozsah modularity.

Tabulka 7 - SWOT analýza varianty C

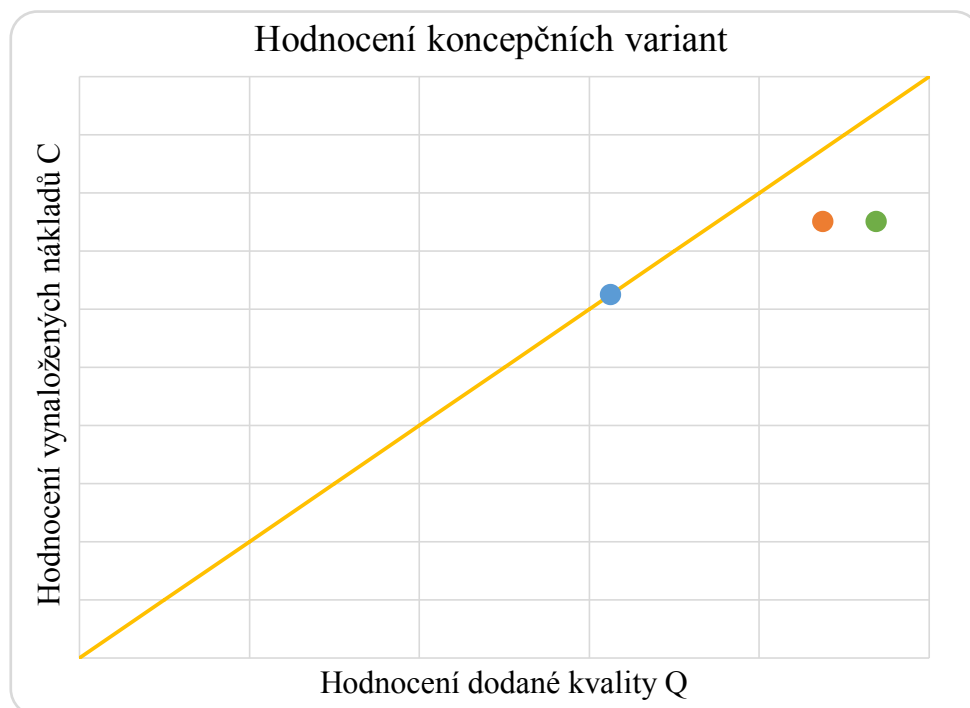
| SWOT analýza - varianta C | |
|-------------------------------|---|
| Silné stránky | Slabé stránky |
| Kombinace předchozích variant | Dlouhý rám |
| Prostorově úsporné řešení | Nutnost použití prodloužených pístnic válců |
| Upínání každého jádra zvlášť | Vyšší cena |
| Příležitosti | Hrozby |
| Modularita uchopovacích prvků | Zvýšené nároky na vedení lišt |

3.4 Hodnocení koncepčních variant

Rozhodnutí o výsledném řešení je provedeno po zanalyzování všech aspektů a parametrů jednotlivých řešení. Hodnocení je subjektivní a je ovlivněno posouzením konstruktéra a jeho znalostí problematiky. Jednotlivým variantám byly dle hodnocených parametrů uděleny body od 0 do 4, kdy 0 bodů značí, že varianta vůbec nevyhovuje a 4 body pokud vyhovuje velmi dobře. Tato metodika hodnotí dvě oblasti vlastností konstrukčních variant, které pak mezi sebou dokáže porovnat. První je vhodnost a vypělost varianty, druhou je její nákladovost.

Tabulka 8 - Hodnocení koncepčních variant

| | Hodnotící parametry | Varianta A | Varianta B | Varianta C | Ideální hodnota |
|---|----------------------------|------------|------------|------------|-----------------|
| Q | Tuhost | 2 | 2 | 3 | 4 |
| | Životnost | 3 | 1 | 4 | 4 |
| | Jednoduchost konstrukce | 2 | 4 | 3 | 4 |
| | Hmotnost | 1 | 3 | 2 | |
| | Jemnost úchopu | 2 | 4 | 3 | 4 |
| | Celkový součet | 10 | 14 | 15 | 16 |
| | Normované hodnocení | 0,625 | 0,875 | 0,9375 | 1 |
| C | Náklady na výrobu | 2 | 2 | 3 | 4 |
| | Náklady na nákup | 3 | 4 | 3 | 4 |
| | Celkový součet | 5 | 6 | 6 | 8 |
| | Normované hodnocení | 0,625 | 0,75 | 0,75 | 1 |



Obrázek 14 - Hodnocení koncepčních variant

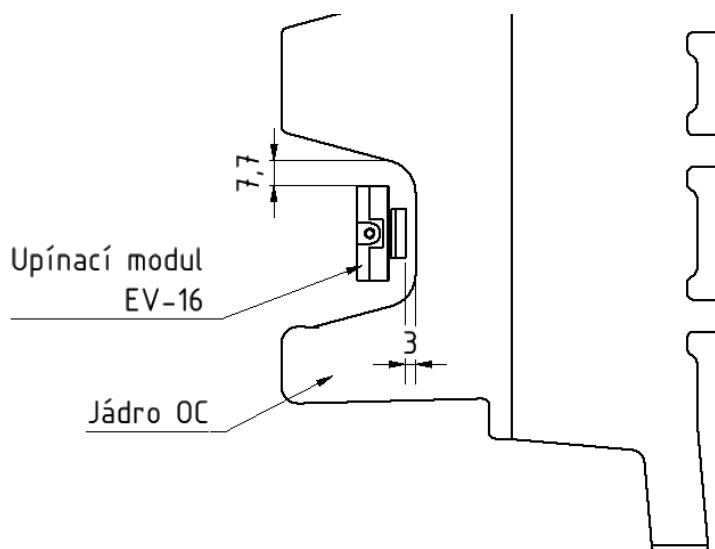
Předchozí graf zobrazuje poměr vhodnosti varianty k nákladům na její realizaci. Teoreticky optimální řešení leží v pravém horním rohu grafu a jeho poměr je 1/1. Co se týče variant A, B a C, jako suboptimální se jeví varianta C. Dosahuje nejvyšší hodnoty dodané kvality při stejných nákladech jako pro variantu B. Mezi hlavní nevýhodu varianty B je započítáno riziko rychlého opotřebení EV modulů uchopujících TC jádro. Samotný aspekt nákladů měl při rozhodování nižší váhu oproti kritériu dodané kvality.

4 Konstrukční návrh vybrané varianty

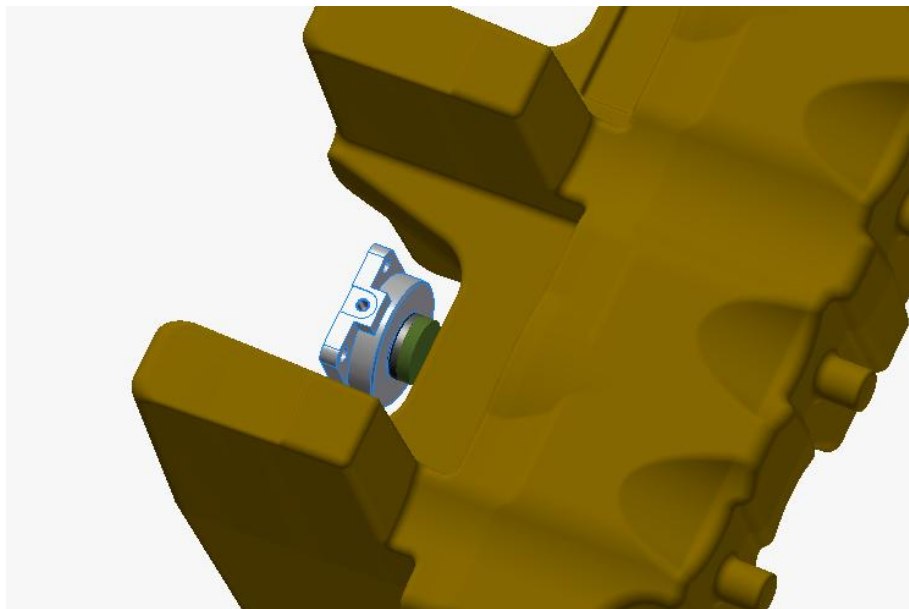
4.1 Upínací EV moduly

Typy EV modulů byly prioritně voleny dle požadavků na uchopení jádra OC, které má náročnější požadavky na parametry EV modulu než jádro OCI, ať už z hlediska zástavbového prostoru či hmotnosti jádra, a tudíž zvolená varianta bude vyhovovat i pro uchopení jádra OCI. Případná volba odlišného EV modulu s nižšími parametry pro úchop jádra OCI je z ekonomického hlediska zanedbatelná.

EV moduly budou kombinovány dle doporučení výrobce pevnou upínací deskou. Ta po nasazení zvýší výšku modulu o 1,5 mm, uchopovací pryž, která se na desku přilepí, přidá další 3 mm. Všechny moduly v nabídce výrobce mají stejnou výšku a to 10,5 mm. Liší se pouze průměrem upínací plochy a zdvihem. Celková výška této sestavy činí 15 mm. Mezi žebry jádra je vzdálenost pouze 44,5 mm. Z tohoto důvodu byl vybrán modul EV-16 s průměrem upínací plochy 16 mm, průměrem těla 29 mm a zdvihem 4 mm. Pro vyrovnání a stabilizování jádra bude každé jádro uchopeno dvěma páry modulů z každé strany.



Obrázek 15 – Nákres polohy EV modulu vůči jádru OC



Obrázek 16 - Detail na EV modul v pozici proti jádru OC

4.1.1 Upínací síla

Jádro je upnuto třecími silami působícími v místech dotyku pryže s jádrem. Tyto síly jsou vyvolány silami normálovými (dále jen upínací síly), které vyvíjí upínací moduly, a působí směrem opačným než síly tíhové. Velikost třecích sil je přímo úměrná velikosti sil upínacích.

Stanovení nutné upínací síly není velmi přesné, jelikož není znám koeficient tření mezi jádrem a pryží, která je s jádrem v kontaktu. Povrch jádra, tedy hladká směs písku a pryskyřice, má senzitivně podobnou strukturu jako hladký asfalt. Dle dostupné literatury [8] se koeficient klidového tření mezi pryží a asfaltem pohybuje mezi hodnotami 0,5 – 0,7. Vyšší hodnotu tohoto koeficientu potvrdil i subjektivní test, kdy byla vybraná pryž přiložena k jádru a to posléze zvedáno. Vždy je však vhodnější uvažovat nejméně příznivý stav, tedy hodnotu 0,5.

Třecí síla musí být rovna síle tíhové, tedy pro jádro OC platí:

$$F_t = G = m \cdot g = 2,83 \cdot 9,81 = 27,8 \text{ N} \quad (1)$$

Minimální upínací síla tedy je:

$$F_u = \frac{F_t}{f} = \frac{27,8}{0,5} = 55,6 \text{ N} \quad (2)$$

Pro jeden upínací modul:

$$F_{um} = \frac{F_u}{4} = \frac{55,6}{4} = 13,9 \text{ N} \quad (3)$$

Výrobce deklaruje u modulů typu EV-16 upínací sílu 125 N pro maximální zdvih a tlak vzduchu 6 barů. To je téměř 10x vyšší hodnota, než vypočtená požadovaná hodnota. Menší modul z nabídky výrobce, EV-12 vyvine za stejných podmínek sílu 56 N, což je stále hodnota

dostatečně vyhovující. Je ale žádoucí aby styková plocha přenosu síly na upínané jádro byla s ohledem na možné poškození jádra tlakem co největší a nedošlo tak k poškození jádra otlakem. Z ekonomického hlediska (ceny) je rozdíl mezi upínacími moduly EV 16 a nižší řadou EV 12 zanedbatelný, a proto nebyl brán v potaz.

Jelikož výrobce neudává pracovní plochu membrány, minimální pracovní tlak je vypočten trojčlenkou z údajů o tlaku a síle z předchozího odstavce:

$$p_m = \frac{p \cdot F_{um}}{F} = \frac{6 \cdot 13,9}{125} = 0,67 \text{ bar} \quad (4)$$

Jak vyplývá z výše uvedeného výpočtu, je nutné u rozvodu pracovního vzduchu, který bude ovládat chod modulů použít regulační ventil pro omezení tlaku v rozvodu vzduchu ze standardně dodávaných 7 barů na 0,67. Finální nastavení pracovního tlaku, resp. upínací síly, je závislé na praktických zkouškách funkčnosti při zavádění nástroje do výroby. Pro jistější upnutí je možné tlak zvýšit. Je však třeba vyvarovat se tlaku, který by jádra drtil, lámal. Stejný postup platí pro všechny pneumatické prvky použité na tomto nástroji. Výběr regulačních ventilů je za hranicí rozsahu této práce.

Jak již bylo zmíněno v prvním odstavci této kapitoly, stejné moduly budou z praktických důvodů využity i pro uchopení OCI jádra. Toto jádro má o 2,25 kg nižší hmotnost, váží tedy pouhých 0,58 kg. Přesto bude uchopováno 2 páry protilehlých modulů, aby bylo uchopení rovnoměrné a byla zajištěna dostatečná stabilita při manipulaci s jádrem.

Minimální upínací síla je tedy podíl tíhové síly a koeficientu tření:

$$F_u = \frac{m \cdot g}{f} = \frac{0,58 \cdot 9,81}{0,5} = 11,4 \text{ N}$$

Potřebná upínací síla vyvinuta jedním modulem je:

$$F_{um} = \frac{F_u}{4} = \frac{11,4}{4} = 2,85 \text{ N}$$

Minimální potřebný pracovní tlak pro tyto moduly bude tedy:

$$p_m = \frac{p \cdot F_{um}}{F} = \frac{6 \cdot 2,85}{125} = 0,14 \text{ bar}$$

Materiál, z něhož jsou jádra vyrobená je poměrně křehký a choulostivý na nárazy a pády. Nicméně v případě namáhání tlakem, pokud je tento vyvíjen moduly proti sobě a rovnoměrně bez rázů, je očekávaná dostatečná odolnost proti otlaku a houževnatost při manipulaci.

4.2 Pneumatické válce

Výběr pracovních válců byl proveden především s ohledem na jejich zástavbové rozměry. Jelikož ve firmě Nematik jsou používány pneumatické prvky zejména od firmy Festo s.r.o. a zkušenosti s jejich provozem a dodávkami i opravami vlastními silami jsou pozitivní, byla zvolena jako dodavatel pneumatických válců právě tato firma. Po prostudování široké katalogové nabídky firmy Festo s.r.o. byla vytipována řada ADN, která nabízí kompaktní

rozměry při zachování 100% funkčnosti. Tato typová řada nabízí pracovní válce od průměru pístu 12 do 125 mm a zdvihu 1 do 9000 mm. Jako optimální typ byl vybrán válec ADN-32 s pístem o průměru 32 mm, zdvihu 10 mm a pístnicí zakončenou vnějším závitem M10x1,25. Těleso válce je vybaveno drážkami pro umístění čidel polohy pístu. Válec je možné k rámu připevnit patkami, pevnými i kyvnými přírubami a lze využít i průchozích otvorů se závity v tělese válce.

Válce budou uchopovat jádro TC vážící 19,16 kg na 4 místech. Po dvou na každé straně jádra. Je žádoucí, aby válce působily upínací silou co nejbližší místu úchopu, budou tedy použity celkem 4 válce. Pístnice válců budou podepřeny v rámové konstrukci kluzným ložiskem GFM-1214-09 od společnosti Iigus.

4.2.1 Upínací síla

Výpočet upínací síly je obdobný jako u upínacích modulů. Úchop bude proveden stejnou pryží, a tedy opět bude uvažován koeficient klidového tření $f = 0,5$.

Opět platí, že třecí síla vznikající v místě úchopu jádra musí být rovna síle tíhové:

$$F_t = G = m \cdot g = 19,16 \cdot 9,81 = 187,95 \cong 188 \text{ N}$$

Z čehož vyplývá, že minimální upínací síla je:

$$F_u = \frac{F_t}{f} = \frac{188}{0,5} = 376 \text{ N}$$

A na jeden válec:

$$F_{uv} = \frac{F_u}{4} = \frac{376}{4} = 94 \text{ N}$$

Válce při tlaku 6 bar dokážou vyvinout sílu až 483 N. Situace je podobná jako u EV modulů, tedy že síla válců je více než dostatečně naddimenzovaná. To značí, že pracovní tlak bude dosahovat menších hodnot a tedy těsnění a další díly válce budou vystaveny nižšímu namáhání, což by mělo vyústit v delší životnost.

Minimální pracovní tlak lze u válce vypočítat snáze než u modulů, protože je známá pracovní plocha pístu. Válec je tedy nutné pohánět tímto minimálním tlakem:

$$p_m = \frac{F_{uv}}{S} = \frac{4 \cdot F_{uv}}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 94}{\pi \cdot 32^2} = 0,12 \text{ MPa} = 1,2 \text{ bar}$$

Opět bude nutné použít regulační ventil, který sníží rozvodový tlak ze 7 bar na 1,2 bar.

4.3 Rám

Při konstrukci rámu bylo z důvodu zjednodušení výroby a lepší dostupnosti materiálu rozhodnuto použít normovaných válcovaných profilů běžně dostupných u převážné většiny prodejců hutního materiálu. Mezi tyto lze určitě zařadit firmy Ferona, a.s., Kondor, s.r.o. či

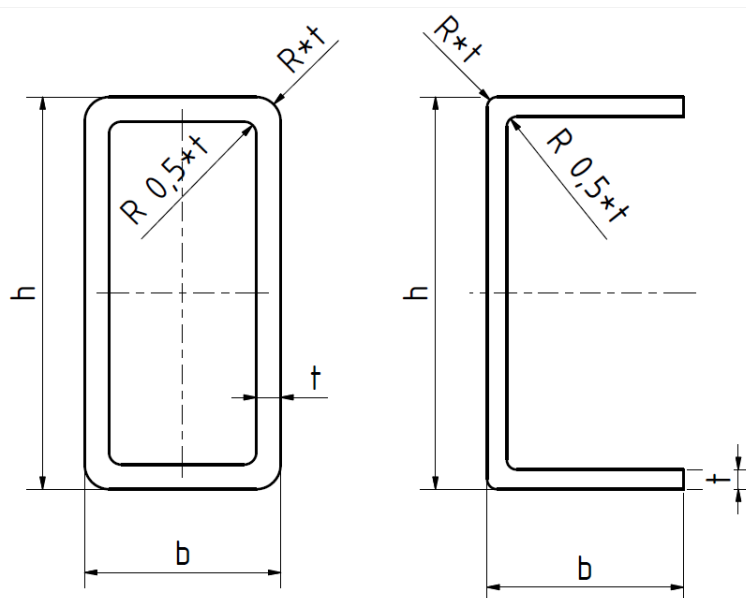
Fonia Steel, s.r.o., u nichž byla dostupnost navržených profilů a materiálů konfrontována s jejich sortimentní nabídkou na jejich příslušných internetových stránkách. Ceny materiálu jsou orientační a mohou se vyvíjet dle momentální poptávky a nabídky trhu.

Většina sortimentu konstrukčních profilů je válcovaná z oceli S235JR dle EN 10025-2 či 11 375 dle ČSN 42 0002:1976. Jedná se o klasickou konstrukční ocel s obsahem uhlíku 0,19 % a minimální mezí kluzu 235 MPa pro tloušťku do 16 mm. Ocel je vhodná ke svařování všemi obvykle používanými způsoby svařování. S rostoucí tloušťkou stěny výrobku a rostoucí hodnotou uhlíkového ekvivalentu se zvyšuje riziko výskytu trhlin za studena v oblasti sváru. [9]

Návrh konstrukce rámu byl postupně skládán modulovou metodou.

4.3.1 Nosná část

Hrubý návrh konstrukce rámu nebral v potaz potřeby rozmístění jednotlivých částí rámu vůči sobě. Nejprve byly řešeny nosné části, tedy ta nejdůležitější část a funkce rámu. Rám je zapotřebí navrhnout s největší tuhostí a minimální hmotností. Nosnou částí je myšlena ta část rámu, ke které je připevněna spojovací příruba, nutná ke spojení robotu a rámu, a také část obklopující jádra z vnější strany. Tato část má tvar obdélníku, zatím s nedefinovanými rozměry. Nejvhodnějšími se zdají obdélníkové uzavřené profily dle ČSN EN 10219-2 a U profily dle normy ČSN EN 10162.



Obrázek 17 - Rozměry válcovaných profilů

Základem nosné části rámu je uzavřený profil obdélníkového průřezu, dále uváděný jako nosný díl. K tomu bude přivařen silný plech, ke kterému se přišroubuje spojovací příruba. To však bude řešeno v nadcházejícím oddíle. Pro tento účel byl vybrán profil s rozměry 100x40x5, tedy výškou 100 mm, šířkou 40 mm a tloušťkou 5 mm. Profil má měrnou hmotnost 10,11 kg/m a cenu 267,17 Kč/m. Takto masivní profil byl zvolen proto, že nese

vlastně celý zbytek nástroje a tak by měl poskytovat dostatečnou tuhost a zajistit celkovou stabilitu nástroje. Zároveň jeho vlastní hmotnost není z pohledu namáhání robotu velkou překážkou, protože vzdálenost jeho těžiště od ramena robotu je relativně malá.

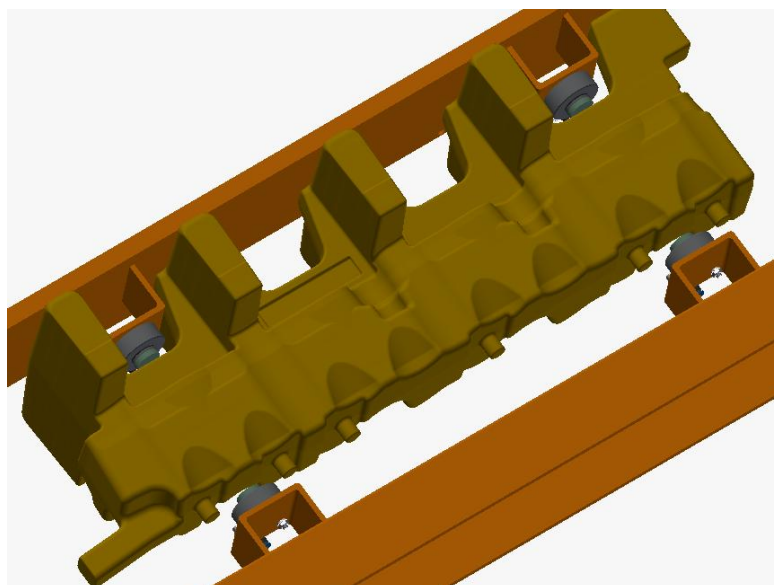
Pro boky rámu, při pohledu od spojovací příruby, byl zvolen profil U s rozměry 80x40x4. Dále bude o těchto profilech psáno jako o pravém a levém při pohledu shora ve fázi uchopení jader. Při rozhodování o geometrii profilu, tedy jestli se použije profil uzavřený či U, byla vzata v potaz měrná hmotnost v porovnání s úbytkem tuhosti. Uzavřený profil má měrnou hmotnost 6,9 kg/m zatímco U profil pouze 4,6 kg/m při zachování dostatečné tuhosti. Zároveň při případném svařování je na U profilu možné udělat delší svarovou housenku, čímž se zvýší únosnost spoje. Vnitřek U profilu lze využít i k vedení vzduchových hadic. Posledním měřítkem byla cena za metr. Otevřený profil stojí 122 Kč/m, uzavřený 156 Kč/m.

Podobně byl navržen i poslední zadní díl, který spojuje oba boční. Ten je nejméně zatížen a zároveň je daleko od spojovací příruby. Každý přírůstek hmotnosti tedy vytváří poměrně velký ohybový moment. Proto byl vybrán U profil s rozměry 80x40x3. Měrná hmotnost tohoto profilu je 3,5 kg a cena je 93 Kč/m.

4.3.2 Oblast jádra OC

Jak již bylo výše uvedeno, jádro OC bude uchopováno moduly EV-16. Jádro bude uchopeno mezi svislými žebry a na protější rovné straně. Aby bylo možné moduly uchytil k rámu, musí mezi jádry OC a TC vést příčka, která bude spojovat nosný a zadní profil. Obrázek 4 v kapitole popisující koncepci celého řešení ukazuje, že mezi oběma jádry je pouhých 27 mm. V počátku návrhu byl na toto místo uvažován uzavřený konstrukční profil nejlépe s šířkou do 20 mm a výškou 80 mm. Profily v tomto ani přibližném rozměru nejsou na trhu běžně dostupné. Nakonec byla zvolena plochá tyč, dále jen příčka, dle normy ČSN EN 10058 s rozměry 80x10, měrnou hmotností 6,3 kg/m a cenou 110 Kč/m, která by měla plně splňovat požadavky kladené na tento díl. Tato tyč je válcovaná z oceli S235JR, která byla popsána na začátku kapitoly.

Aby byla dodržena náležitá vzdálenost EV modulů od pracovní plochy k povrchu jádra ke straně se žebry, nebudou moduly přišroubovány přímo k této příčce, ale k 40 mm dlouhému U profilu o rozměrech 40x30x3. Tento profil, s průchozími otvory pro šrouby, bude k příčce přivařen a následně k němu budou šroubovým spojením připevněna tělesa modulů EV. Měrnou hmotnost má 2,17 kg a cenu 63 Kč/m. Stejně řešení se použije i na druhé straně OC jádra, jen bude U profil přivařen k pravému bočnímu profilu.

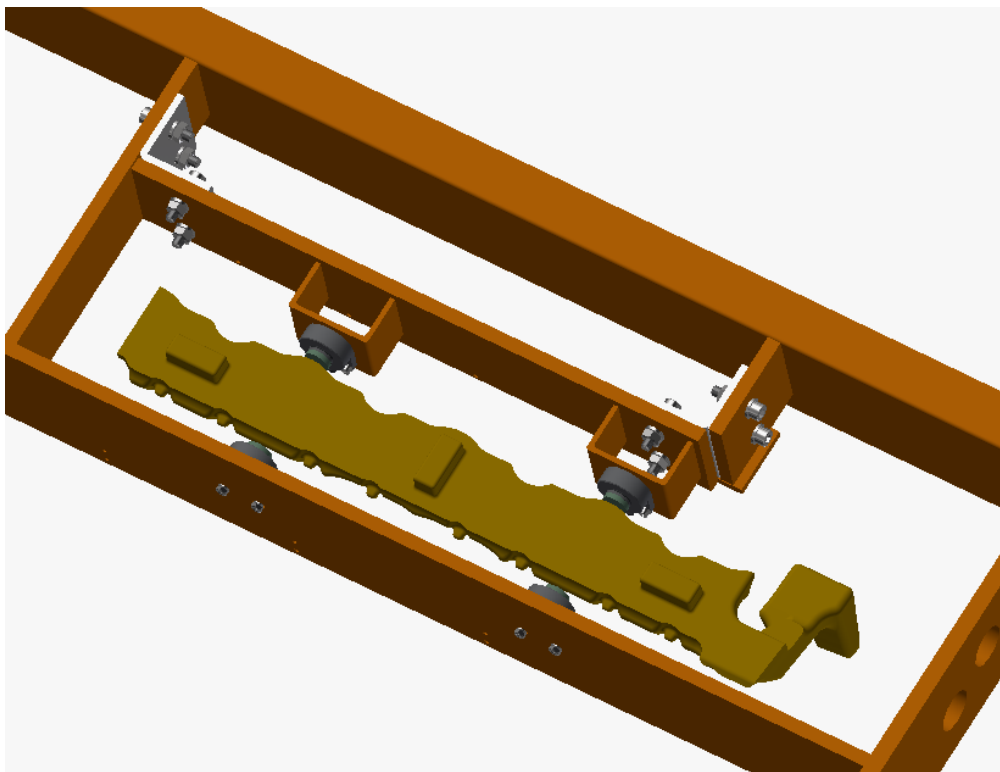


Obrázek 18 - Detail na část rámu s EV moduly v pozici pro upnutí jádra OC

4.3.3 Oblast jádra OCI

Toto jádro je opět uchopováno moduly EV-16 v jeho dělicí rovině. Na následujícím obrázku lze vidět, jaké bylo zvoleno řešení uchycení modulů k rámu. Na jedné straně jsou moduly přišroubovány k ploché tyči, dále jen opoře, dle normy ČSN EN 10058 o rozměrech 80x8, měrné hmotnosti 5 kg/m a ceně 95 Kč/m. Tato opora je orientovaná rovnoběžně s nosným dílem a připojuje levý boční profil k příčce rámu. Aby bylo možné pozměnit polohu modulů v podélném směru jádra, v podpoře jsou vyfrézovány místo průchozích otvorů vodorovné drážky.

Moduly z druhé strany jádra jsou upevněny podobně jako u jádra OC ke krátkým kusům U profilu, tentokrát o rozměrech 50x30x3 a délce 40 mm (měrná hmotnost 2,4 kg/m, cena 58 Kč/m). Zde se jedná o širší profil kvůli požadavku na případnou úpravu polohy modulu v podélném směru jádra. To je zajištěno opět vyfrézovanými drážkami pro šroub. Tento profil je pak přivařen k ploché tyči, tentokrát o rozměrech 60x8 (měrná hmotnost 3,7 kg/m, cena 67,5 Kč/m). Ta je přes patky přišroubovaná ke konzole, přivařené k zadnímu profilu rámu, a k další tyči 60x8, která spojuje zadní profil rámu s opěrou, viz obrázek 19. V patkách jsou opět vyfrézovány vodorovné drážky, aby mohla být upravena poloha modulů ve směru příčném k jádru.



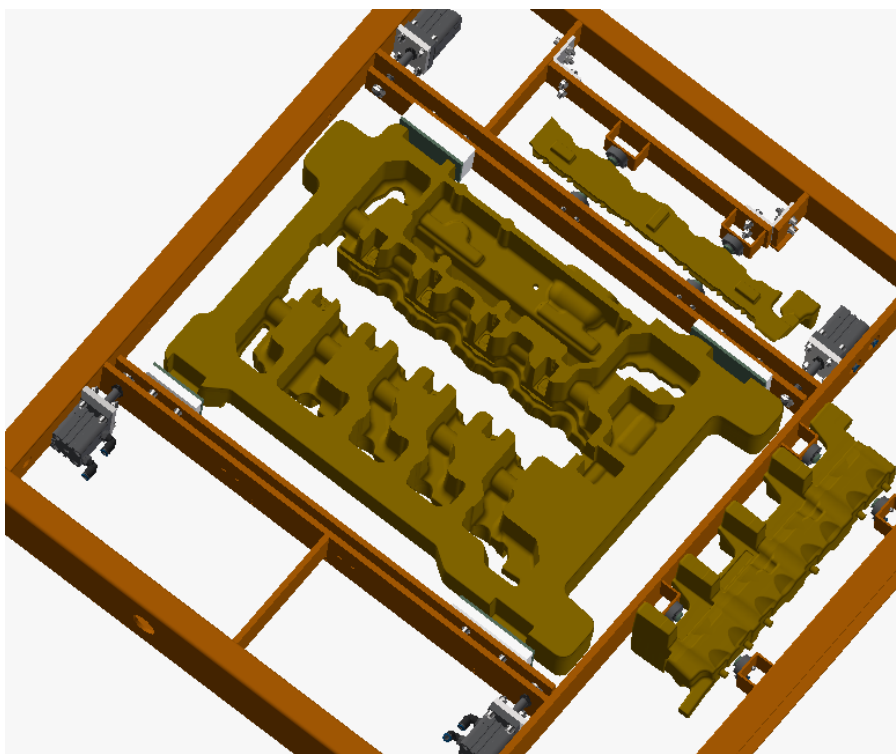
Obrázek 19 - Detail na část rámu a EV moduly v pozici pro upnutí jádra OCI

4.3.4 Oblast jádra TC

Jádro TC bude uchopováno lištami, které jsou pevně připevněny k pístnicím válců. Kompaktní pneumatické válce však nedovolují velké namáhání pístnic v příčném směru. Aby byly tyto reakce zachyceny, bylo rozhodnuto, že pístnice budou procházet kluznými ložisky. Ložiska budou zalisována ve stejné tyči, k jaké jsou připevněny EV moduly uchopující OCE jádro. Tím je tedy umožněn pohyb lišty směrem k jádru. Samotný válec je přírubou doporučenou výrobcem přišroubován ke konzole napevno spojené s rámem. Lepší představu nabídne následující obrázek. Konzola je z ploché tyče 80x8 délky 50 mm a jsou v ní vyvrtané díry pro šrouby držící přírubu válce a jedna díra pro nalisování dalšího kluzného ložiska.

Uchopovací lišty, které jsou matkami přes pojistné podložky připevněny ke koncům pístnic, jsou z důvodu odlehčení pístnic z hliníku. Jedná se slitinu A6063, jejíž měrná hmotnost je téměř třikrát menší. Lišty mají rozměry 60x8 mm a délku 707 mm. K nim jsou přišroubovány 4 upínky ze stejného materiálu, které přes pryž s odolností proti oděru upínají samotné jádro. Každá z upínek má různé rozměry kvůli rozdílnému reliéfu jádra ve všech oblastech upnutí. Navrhnuty byly s ohledem na co největší plochu upnutí a tedy rozložení upínací síly.

Uspořádání těchto prvků rámu je na druhé straně TC jádra zrcadlově obrácené. Tyč 80x8, ve které jsou pístnice opřeny do ložisek, v sobě však nemá vyfrézované drážky pro EV moduly, jelikož tam nejsou instalovány.

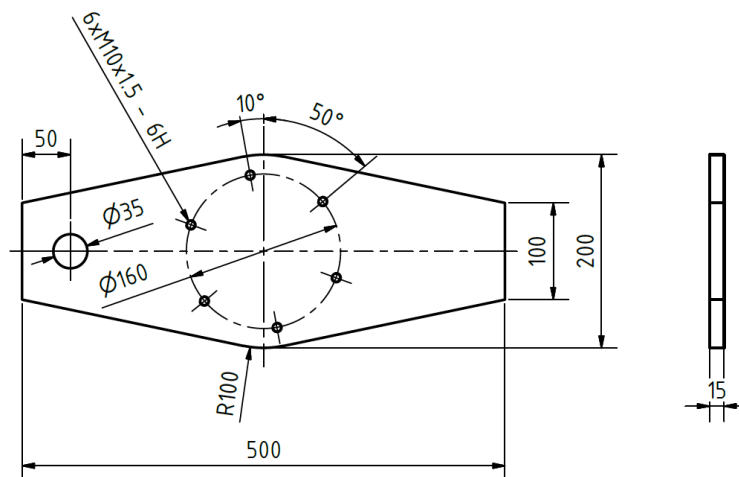


Obrázek 20 - Detail na rám včetně všech komponent v pozici pro upnutí všech jader

4.3.5 Přírubový díl

Z vnější strany rámu je k nosnému dílu přivařen přírubový díl. Ten je určen k vytvoření spojení mezi spojovací přírubou a zbytkem nástroje. Zároveň skrze otvor v tomto díle budou vedeny vzduchové hadice a kabely senzorů.

Jako polotovar pro tento díl byla vybrána široká ocel za tepla válcovaná dle normy DIN 59200 o rozměrech 200x15. Je však úkolem technologa, dohlížejícího na výrobu nástroje, aby posoudil riziko zkroucení celého dílu způsobeného tepelným namáháním při svařování. Zkroucení dílu může ohrozit přesný spoj přírubového dílu se spojovací přírubou, který je na přírubovém díle realizován šesti závitovými otvory umístěnými na roztečné kružnici průměru 160 mm. Technolog předepíše takový postup výroby, aby toto spojení bylo přesné a spolehlivé. Jednou možností je použití takové svařecí metody, která svým rychlým a pouze lokálním ohřevem, za zachování kvality svaru, zkroucení předejde. Druhou možností je použití silnějšího polotovaru. Přírubový a nosný díl se po svaření mohou vyžít na odstranění pnutí. Nakonec se z přírubového dílu obrobí přídavek tak, aby výsledná síla přírubového dílu byla 15 mm.



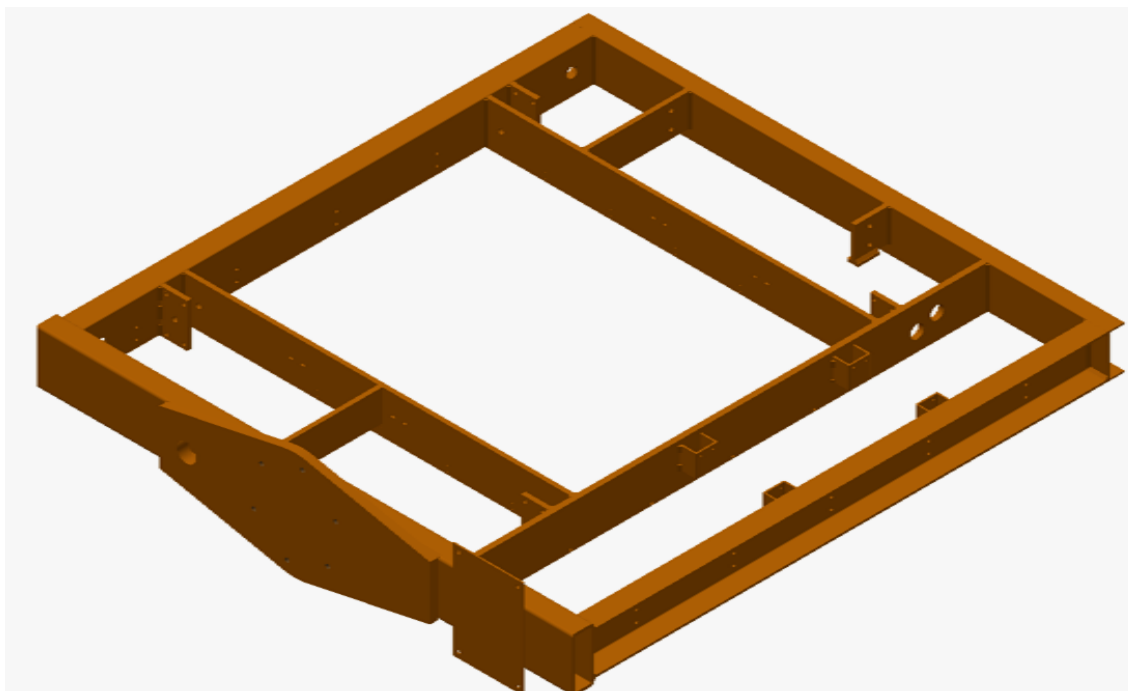
Obrázek 21 - Rozmístění připojovacích otvorů spojovací příruby na přírubovém dílu

4.3.6 Přípojný díl pro svorkovnicovou skříň

Tento díl slouží pro upevnění svorkovnicové skříňe Rittal KL 1528.510 k rámu. Jedná se o plech o rozměrech 130x180x3 mm, který je přivařen k nosnému dílu. Na dílu se nachází 4 průchozí otvory pro šrouby připevňující svorkovnicovou skříň.

4.3.7 Konečný návrh rámu

Pro lepší viditelnost a tedy i bezpečnost je celý rám natřen oranžovou průmyslovou barvou. V rámu jsou již vytvořeny otvory pro vedení vzduchových hadic a kabelů čidel polohy válců. Tyto budou k rámu připevněny stahovacími elektrikařskými páskami, což je běžná praxe. Výhodou je nízká cena pásek, jednoduchá instalace a odstranění. Na rozdíl od kovových přichytek pásky svazek hadic a kabelů pevně stáhnou.



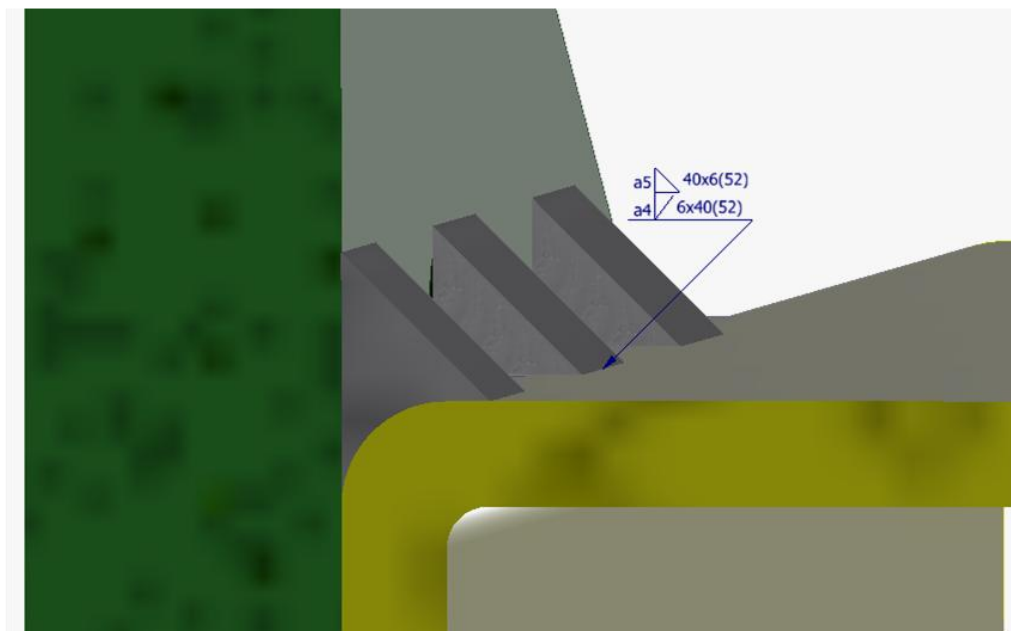
Obrázek 22 - Konečný návrh rámu

4.4 Spojení částí rámu

Spojení celého rámu může být realizováno buď tavným svařováním, či sešroubováním. Hlavní výhoda šroubových spojů je jejich rozpojitelnost. Bylo by však nutné použití pomocných profilů aby mohly být nosné profily k sobě pravouhle a pevně spojeny, což by přispělo k počtu vyráběných komponentů a tím i k složitější výrobě a nakonec i k zvýšení nákladovosti výroby. Svařované spoje byly zvoleny z důvodu jednoduchosti spojení a absence rozumného požadavku na rozpojitelnost rámu. Svarové spoje byly taktéž vybrány z důvodu požadavku firmy Nemak. Samotné svaření konstrukčních profilů vyžaduje zkušeného svářeče, který musí zvolit takový postup, aby minimalizoval možné pokroucení konstrukce vlivem tepelného namáhání. Toho se dá docílit postupným svařováním v protilehlých koutech krátkými housenkami, tak aby deformace byla minimální a zároveň napětí vzniklé ve svaru bylo v rovnováze s napětími v ostatních svarech. Dále se housenky postupně prodlužují, až dojde ke svaření celé konstrukce. Je na posouzení technologa zda je třeba celý rám podstoupit vyžihání pro odstranění pnutí a obrobít funkční plochy. Technolog musí posoudit hrozící nebezpečí pokroucení svařence. Jelikož hrany nosného dílu mají určitý rádius (0,5 – 1 násobek tloušťky, viz obrázek 17), tak při přiložení k přírubovému dílu vznikne mezi těmito kusy mezera. Nelze tedy tyto kusy svařit k sobě rovnou koutovým svarem, ale je třeba použít výplňový svar. Teprve na tento lze nanést svar koutový. Jako výplňový byl vybrán svar s účinnou výškou 4 mm a délkou 6x40 mm s mezerou 52 mm mezi jednotlivými housenkami. Na housenky výplňového svaru byly poté nanесeny housenky svaru koutového o stejných

rozměrech. Tato sada svarů byla vytvořena po obou delších stranách styku nosného dílu s přírubovým dílem. Po kratších stranách styku žádný rádius profilu není a je tedy možné použít rovnou koutového svaru. V tomto případě byl použit svar o účinné výšce 5 mm a délce 3x20 mm s mezerou 20 mezi jednotlivými housenkami.

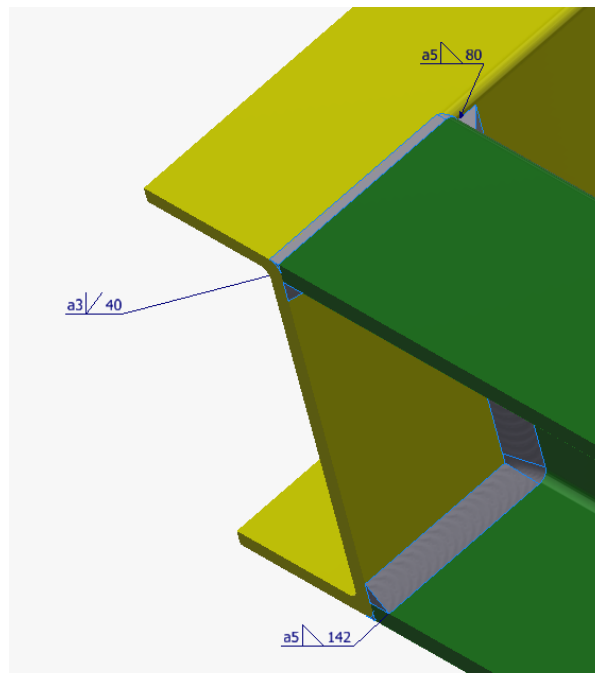
Na následujících obrázcích jsou jednotlivé součásti pro lepší názornost odlišeny výraznými barvami.



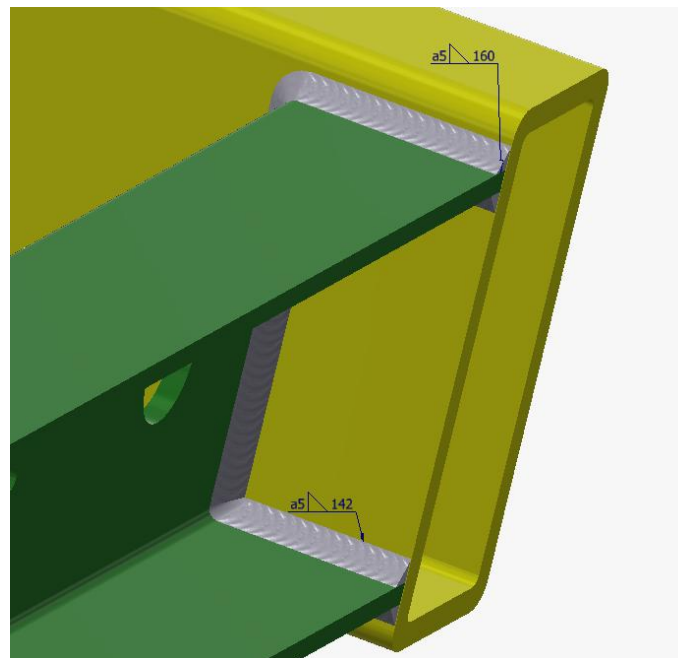
Obrázek 23 – Detail na svar spojující nosný profil a přírubový díl

U profily rámu jsou orientovány svými plnými stěnami směrem dovnitř rámu, čili dva rovnoběžné profily mají proti sobě plnou stěnu. Otevřené stěny tedy směřují ven z rámu. Na styku dvou profilů, kdy jeden doléhá čelem řezu na plnou stěnu druhého, lze z vnitřní strany provést po celé délce hrany U profilu provést dlouhou svarovou housenku. Pro velkou pevnost byl předepsán svar o účinné výšce 5 mm a délce 142 mm. Z vnější strany lze koutový svar vytvořit pouze podél delší hrany. Předepsaný svar v tomto místě má účinnou výšku 5 mm a délku 80 mm (mimořádně jedná se o šířku U profilu). Po vnější kratší straně je dotyk mezi profily takový, že jeden dosedá zaoblením k řezu druhého. Nelze zde tedy vytvořit koutový svar. Je zde ale možné vytvořit $\frac{1}{2}$ V svar, v tomto případě o výšce 3 mm a délce 40 mm (výška U profilu).

Popis svarů z vnější strany U profilů z posledního odstavce platí pouze pro spojení dvou profilů stejné výšky. U spojení bočních U profilů k nosnému dílu, který má výšku větší než právě U profily, je tomu jinak. Jak z vnitřní, tak i z vnější strany lze vytvořit spojitou housenku koutového svaru. Účinná výška tohoto svaru byla zvolena na 5 mm, délka na 160 mm.



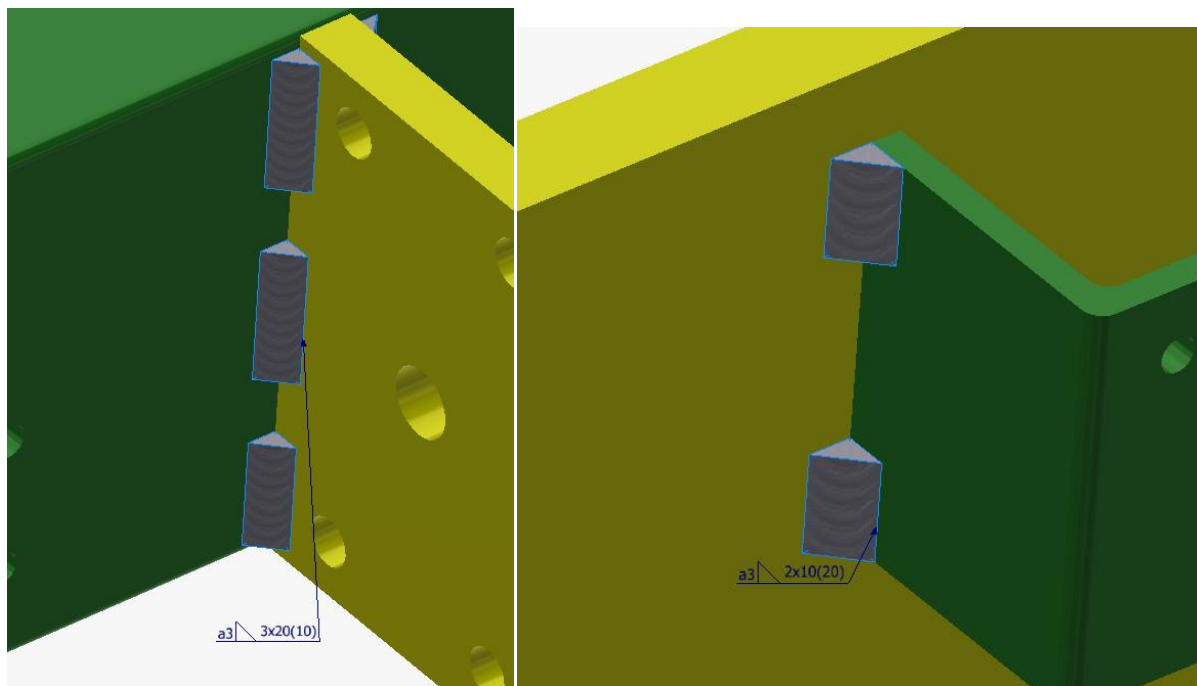
Obrázek 24 - Detail na svary spojující boční a zadní U profil



Obrázek 25 - Detail na svary spojující boční U profil a nosný díl

Ploché tyče nesoucí tíhu jader a všech komponent uchopování, jež jsou umístěny uvnitř nosného rámu, jsou k rámu přivařeny koutovými svary o účinné výšce 4 mm. Svary jsou vedeny po celé délce delších hran tyčí a to z obou stran tyčí. Výjimkou jsou konzole, ke kterým se připojí pneumatické válce, a krátké kusy U profilu pro připevnění EV modulů. Konzoly jsou k rámu přivařeny svary o účinné výšce 3 mm a délce 3x20 mm s dvěma

mezerami o 10 mm, platformy modulů jsou přivařeny svary o stejné účinné výšce s délkou 2x10 mm a mezerou 20 mm. Tyto prvky na rozdíl od výše popisovaných tyčí nezpevňují rám a ani nejsou namáhány velkými silami a není tedy potřeba předepisovat zbytečně pevné svary.



Obrázek 26 - Detail na svary spojující konzolu s bočním U profilem a platformu EV modulu s rámovou příčkou

Jelikož není známé rozložení zatížení v celém svařenci, byly velikosti svarů, s výjimkou svaru mezi nosným dílem a přírubovým dílem, určeny podle dílenské zkušenosti s ohledem na bezpečnostní naddimenzování. Svar mezi nosným dílem a přírubovým dílem byl navržen díky znalosti hmotnosti a středu hmotnosti celého rámu v plném zatížení. K vyšetření únosnosti svaru bylo využito poznatků o napětí vznikajícím při ohybu součásti.

4.5.1 Vyšetření únosnosti svaru mezi přírubovým dílem a nosným dílem

Celkové namáhání svaru se skládá z namáhání od ohybového momentu, tedy součinu tíhy plně zatíženého a komponentami osazeného rámu a vzdálenosti těžiště od místa spoje, a od samotné tíhy. Ohybový moment ve svaru vyvolává normálové napětí, zatímco tíhová síla ve svaru vyvolává napětí tečné. Ve většině případů je tečné napětí oproti normálovému zanedbatelné, nicméně pro úplnost výpočtu nebude zanedbáno. Je vhodné zmínit, že napětí ve svaru se mění v závislosti na poloze nástroje, tedy pokud bude nástroj jádra upínat, bude napětí ve svaru jiné, než při rotaci nástroje kdy dochází k překlápění jader. Ve výpočtu je tato skutečnost zohledněna různou geometrií svarů vůči rovinám ohybových momentů. Tečné napětí je na směru namáhání nezávislé.

Normálové napětí ve svaru vyjadřuje tento vzorec:

$$\sigma_o = \frac{M_{max}}{W_o} \quad (5)$$

kde M_{max} je maximální moment a W_o je modul průřezu v ohybu

Údaje k výpočtu ohybového momentu byly zjištěny v CAD programu Inventor. Ten umožnil jednoduše zjistit hmotnost i střed hmotnosti celého rámu. Kvůli poloze přírubového dílu vůči nosnému dílu nejsou svary namáhány na krut. Kolmice k dotykové ploše přírubového dílu procházející jeho středem zároveň prochází středem hmotnosti. Tím je zamezeno vzniku krouticího momentu v jakékoliv poloze.

Maximální ohybový moment lze vyjádřit následujícím vztahem:

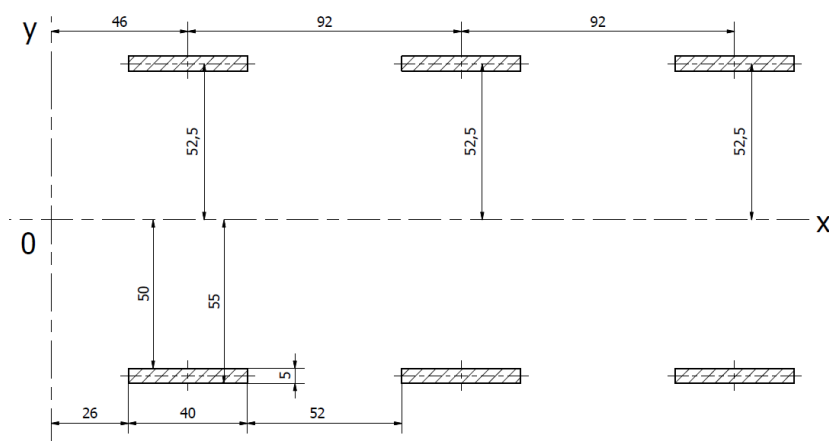
$$M_{max} = m \cdot g \cdot r = 72,5 \cdot 9,81 \cdot 0,467 = 332,14 \text{ Nm} = 332\,140 \text{ Nmm} \quad (6)$$

kde m značí hmotnost plně osazeného a zatíženého rámu, g je gravitační zrychlení a r je kolmá vzdálenost středu hmotnosti k ploše přírubového dílu.

Modul průřezu v ohybu je podíl kvadratického momentu svarů k jedné z os (I) a vzdálenosti nejvzdálenějšího vlákna svarů od osy ohybu (d). Platí tedy

$$W_o = \frac{I}{d} \quad (7)$$

Pro výpočet kvadratického momentu je třeba brát v potaz, že nosnou plochou svaru je kritický průřez svaru, který má tvar obdélníku o stranách velikosti účinné výšky a délky svaru.



Obrázek 27 - Nárýs rozložení svarových housenek v rovině styku svařovaných dílů

Jelikož jsou svary umístěny souměrně podle obou os, je výsledný kvadratický moment 4násobkem jednoho kvadrantu svarů. Zároveň vzhledem k ose x jsou všechny svary ve stejné výšce, tedy jejich moment je totožný.

$$\begin{aligned} I_x &= \int_A y^2 dA = I_{xT} + Ay_T^2 = 3 \cdot 4 \cdot \left(\frac{1}{12} b \cdot h^3 + b \cdot h \cdot y_T^2 \right) \\ &= 12 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 40 \cdot 5^3 + 40 \cdot 5 \cdot 52,5^2 \right) = 6\,620\,000 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (8)$$

Kvadratický moment k ose y bude odlišný. Jelikož jsou svary vzhledem k ose y vzdáleny různě, nelze spočítat moment pouze jednoho a vynásobit třemi, nicméně lze opět využít souměrnosti rozložení svarů a spočítat moment pouze pro jednu čtvrtinu.

$$\begin{aligned} &= \int_A x^2 dA = I_{yT} + Ax_T^2 = 4 \cdot \left(3 \cdot \frac{1}{12} b^3 \cdot h + b \cdot h \cdot (x_{T1}^2 + x_{T2}^2 + x_{T3}^2) \right) \\ &= 4 \cdot \left(3 \cdot \frac{1}{12} \cdot 40^3 \cdot 5 + 40 \cdot 5 \cdot (46^2 + 138^2 + 230^2) \right) = 58\,416\,000 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (9)$$

Moduly průřezu v ohybu k jednotlivým osám tedy jsou:

$$\begin{aligned} W_{ox} &= \frac{I_x}{d} = \frac{6620000}{55} = 120\,363,64 \text{ mm}^3 \\ W_{oy} &= \frac{I_y}{d} = \frac{58416000}{250} = 233\,664 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

A výsledná normálová napětí pro dvě polohy nástroje lze získat z již známého vzorce:

$$\sigma_{ox} = \frac{M_{omax}}{W_{ox}} = \frac{332140}{120363,7} = 2,76 \text{ MPa}$$

resp.

$$\sigma_{oy} = \frac{M_{omax}}{W_{oy}} = \frac{332140}{233664} = 1,42 \text{ MPa}$$

Tečné napětí je podílem působící síly na plochu průřezu svaru:

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{m \cdot g}{12 \cdot b \cdot h} = \frac{72,5 \cdot 9,81}{12 \cdot 5 \cdot 40} = 0,29 \text{ MPa} \quad (10)$$

V porovnání s normálovými napětími není to tečné obzvlášť malé, nicméně oproti mezi kluzu materiálu je tisícinové. Redukované napětí, které ve svaru vzniká lze vyjádřit dle Guestovy podmínky pevnosti:

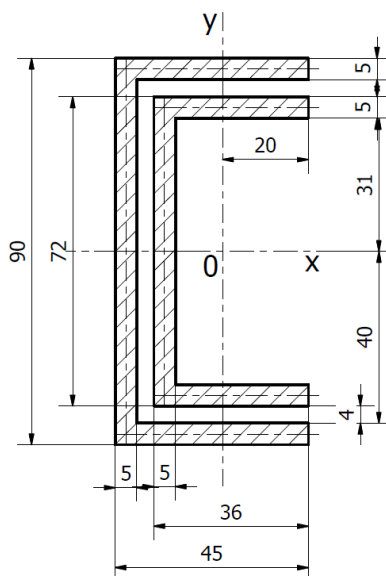
$$\sigma_{redx} = \sqrt{\sigma_{ox}^2 + 4 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{2,76^2 + 4 \cdot 0,29^2} = 2,82 \text{ MPa} \quad (11)$$

$$\sigma_{redy} = \sqrt{\sigma_{oy}^2 + 4 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{1,42^2 + 4 \cdot 0,29^2} = 1,59 \text{ MPa} \quad (12)$$

Jak bylo předpokládáno, tečné napětí výslednou hodnotu neovlivnilo do takové míry, aby nebylo možné jej nezanedbat. Proto nebude v dalších výpočtech uvažováno. Co se týče pevnosti svaru, pro obě polohy natočení nástroje jsou napětí velmi malá a svary jsou vysoce naddimenzované. Vzhledem k požadavku na vysokou úroveň robustnosti konstrukce je tato skutečnost vítána. V kapitole o zvoleném materiálu byla jako hodnota minimální meze kluzu materiálu S235 JR uvedeno 235 MPa. Bezpečnostní koeficient proti mezi kluzu je tedy nadměru vyhovující (83,9).

4.5.2 Vyšetření únosnosti svaru mezi nosným a bočním profilem

Jak již bylo zmíněno, není známý přesný tok sil od tíhového zatížení celého nástroje. Proto bude hledán maximální ohybový moment takový, aby svar spojující boční profil s nosným měl bezpečnostní koeficient proti mezi kluzu s hodnotou 10.



Obrázek 28 - Nárys rozložení svarových housenek v rovině styku svařovaných dílů

Z předchozího obrázku lze vyčíst, že při ohybu okolo osy x nedochází k prostému ohybu, jelikož moment se nenachází v rovině hlavní osy setrvačnosti x. Mechanika tohoto ohybu je velmi komplikovaná a závisí na mnoha faktorech, proto bude maximální moment počítán jako by se jednalo o prostý ohyb. Pro zjednodušení výpočtu kvadratického momentu bylo zanedbána zaoblení svarů a po zkušenosti z předchozího výpočtu také smykové namáhání a to z důvodu malého vlivu na výsledné napětí. Podrobný výpočet kvadratického momentu byl ukázán v předchozím oddíle, proto již nebude rozepisován.

$$I_x = I_{xT} + Ay_T^2 = 922\,735,42 \text{ mm}^4$$

$$I_y = I_{yT} + Ax_T^2 = 391\,328,33 \text{ mm}^4$$

a tedy

$$W_{ox} = \frac{I_x}{d} = \frac{922735,42}{45} = 20\,505,23 \text{ mm}^3$$

$$W_{oy} = \frac{I_y}{d} = \frac{391328,33}{25} = 15\,653,13 \text{ mm}^3$$

Dovolené napětí získáme dělením meze kluzu materiálu a bezpečnostního koeficientu.

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{235}{10} = 23,5 \text{ MPa} \quad (13)$$

Výsledný maximální ohybový moment

$$M_{ox} = \sigma_{dov} \cdot W_{ox} = 23,5 \cdot 20505,23 = 481\,872,91 \text{ Nmm} = 481,87 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = \sigma_{dov} \cdot W_{oy} = 23,5 \cdot 15653,13 = 367\,848,55 \text{ Nmm} = 367,85 \text{ Nm}$$

Maximální povolené ohybové momenty podle obou os a tedy i podle obou poloh nástroje dosahují dokonce i větších hodnot než ohybový moment plně zatíženého rámu k přírubovému dílu (332,14 ku 481,87 resp. 367,85 Nm). Vzhledem k této skutečnosti lze říci, že tyto svary jsou dostatečně naddimenzované s vysokou bezpečností. Zároveň je vhodné dodat, že momenty M_{ox} a M_{oy} byly vypočteny pro jednu dvojici těchto svarů, tedy pro připojení jednoho U profilu k nosnému dílu. Rám je však tvořen dvěma U profily a to znamená, že celkové maximální momenty, jaké tyto svary na rámu přenesou, jsou dvojnásobné.

5 Pevnostní analýza metodou konečných prvků

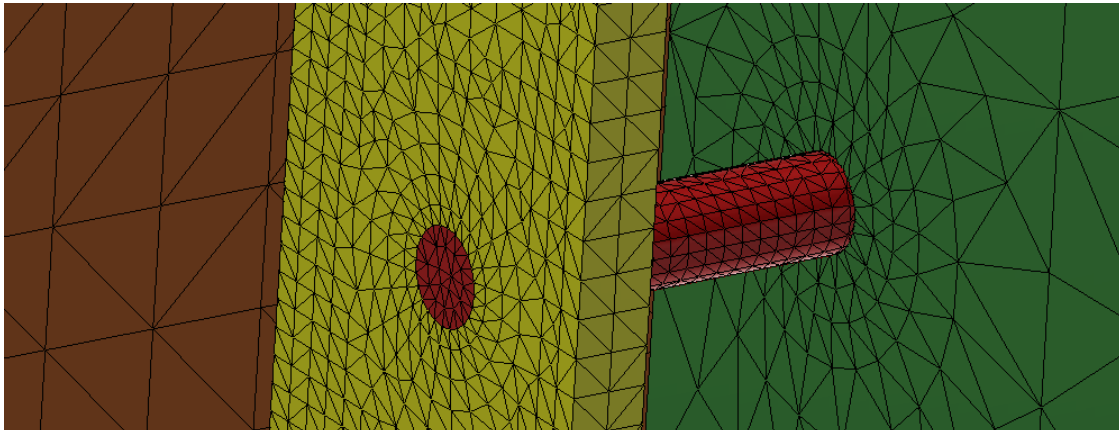
Pevnost konstrukce rámu byla zkontrolována pomocí metody konečných prvků v programu Autodesk Inventor 2017. Jelikož se jedná o jednoduchou konstrukci, možnosti tohoto programu dostatečně vyhovují a výsledky řešení lze považovat za věrohodné.

5.1 Zjednodušení modelu

Pro zjednodušení výpočtu a zkrácení výpočetního času byly na modelu rámu provedeny určité úpravy zjednodušující jeho geometrii. Byly odebrány všechny prvky, jako jsou otvory či sražení, které lze z pohledu přesnosti simulace zanedbat. Otvory v konzolách a příčkách, kterými prochází pístnice zůstaly ponechány. Do těchto otvorů byly vazbami umístěny náhrady pístnic tak, aby mohly přenášet zatížení od jádra TC.

5.2 Síťování modelu

Program Autodesk Inventor neumožňuje pokročilé nastavení síťování modelů jako jiné simulační programy. Nicméně automatické síťování 3D prvky je kvalitní a v případě potřeby jej lze například u otvorů vylepšit místním řízením sítě. Nemožnost nastavení absolutní velikosti prvků a zároveň možnost vytvoření pouze jedné sítě pro celý model s sebou nese fakt, že některé části modelu jsou síťovány zbytečně hustou sítí. Zároveň v tomto kroku byla nastavena okrajová podmínka řešení taková, že vnější strana přírubového dílu je pevně ukotvena v prostoru.



Obrázek 29 - Detail na zasíťování otvorů

5.2 Zatížení modelu

Rám je namáhám vlastní tíhou a tíhou jader a dalších komponent. Namáhání vlastní tíhou se definuje pouze směrem působení gravitačního zrychlení, jelikož hmotnosti jednotlivých částí modelu jsou definovány vlastní geometrií a materiálem. Směr gravitačního zrychlení je ilustrován žlutou šipkou v následujícím obrázku. Červenou šipkou je vyznačeno působení tíhové síly jádra TC na volném konci náhrady za pístnici. Velikost této síly byla určena takto:

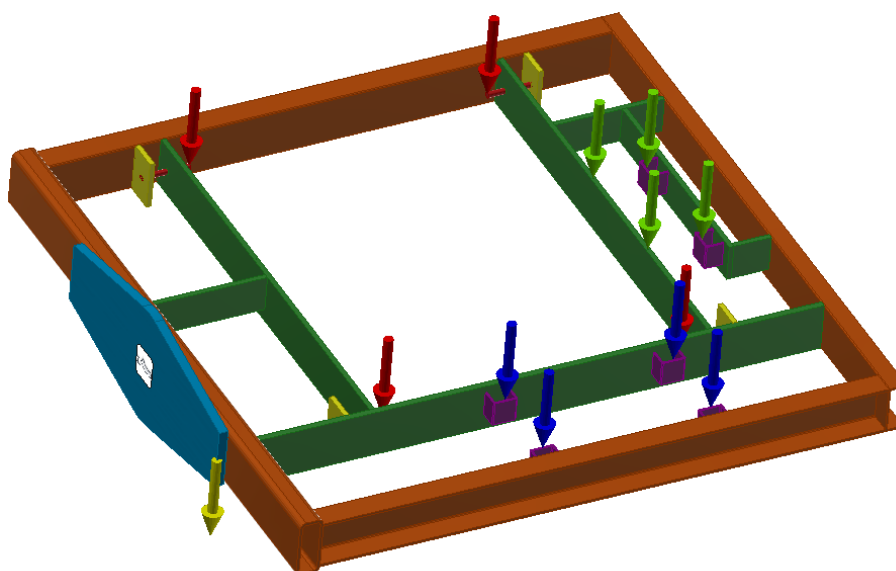
$$F_{TC} = \frac{g \cdot (m_{TC} + 2 \cdot m_{lišty})}{4} = \frac{9,81 \cdot (19,16 + 2 \cdot 1,9)}{4} = 51,7 \text{ N}$$

Výsledná síla působící na jednu náhradu pístnice je zvýšena na 60 N. Podobným výpočtem lze dojít i k velikostem zbylých sil.

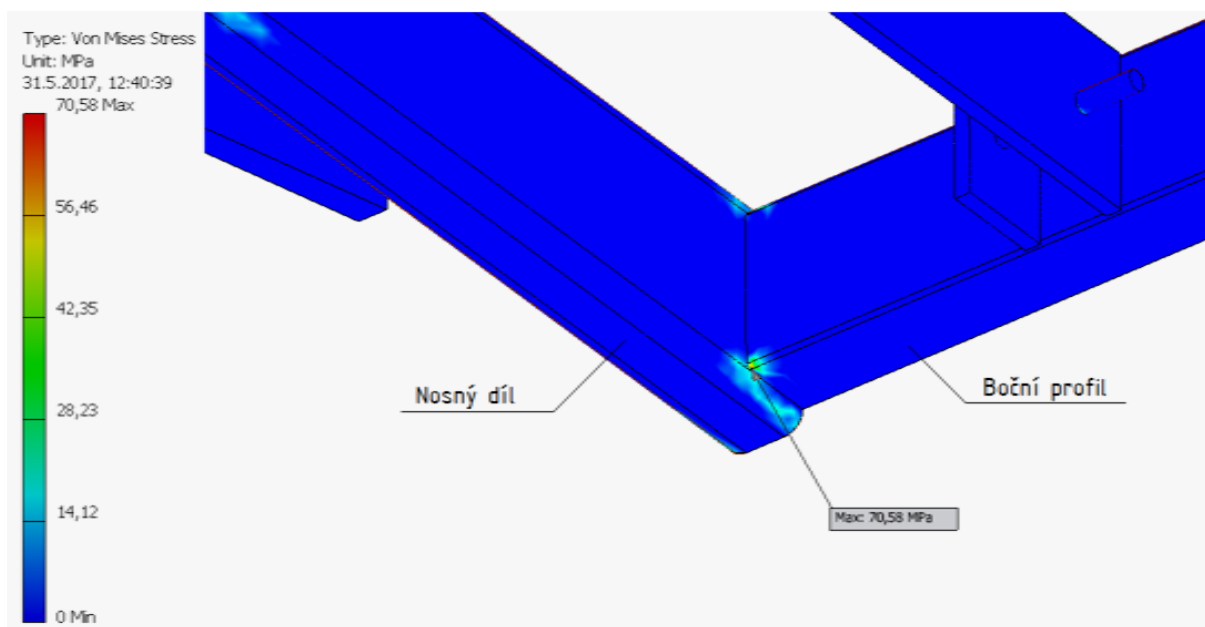
$$F_{OC} = \frac{g \cdot (m_{OC} + 4 \cdot m_{EV})}{4} = \frac{9,81 \cdot (2,83 + 4 \cdot 0,02)}{4} = 6,9 \text{ N}$$

$$F_{OCI} = \frac{g \cdot (m_{OCI} + 4 \cdot m_{EV})}{4} = \frac{9,81 \cdot (0,58 + 4 \cdot 0,02)}{4} = 1,5 \text{ N}$$

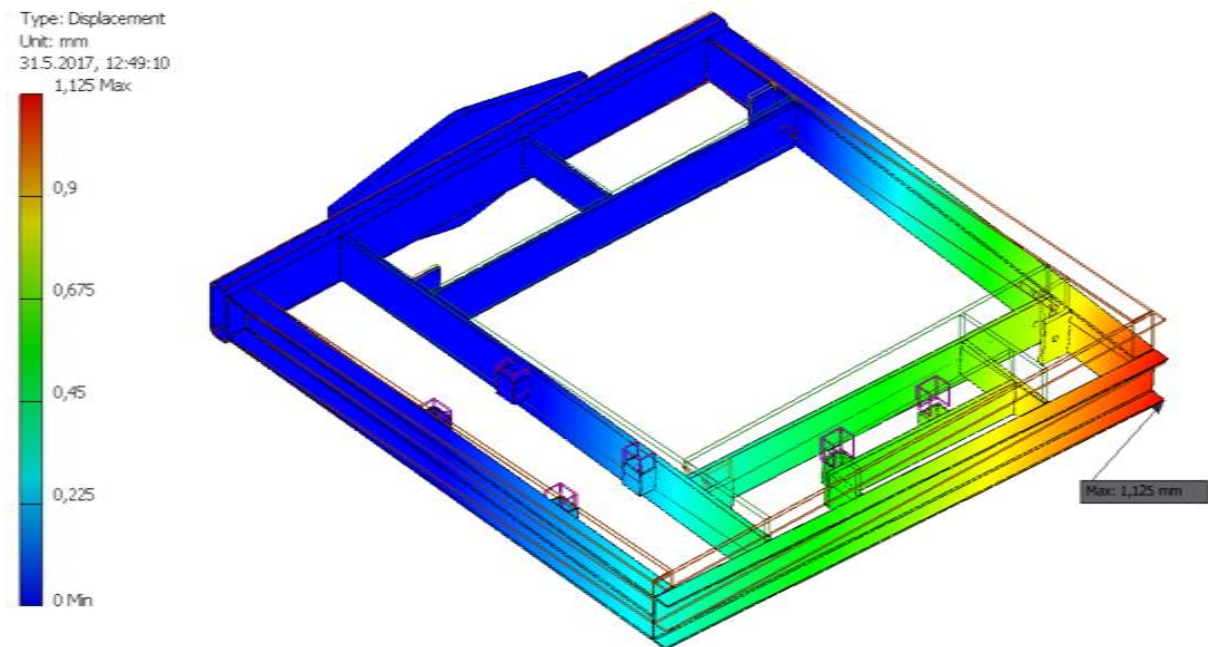
Výsledné hodnoty jednotlivých působících sil opět zvýšíme. Každá jedna modrá šipka tedy reprezentuje 10 N a každá jedna zelená 5 N.



Obrázek 30 - Zjednodušený model rámu včetně zobrazení zatěžujících sil



Obrázek 31 - Místo největšího napětí dle hypotézy Von Misesa



Obrázek 32 - Celkové posunutí rámu

5.3 Vyhodnocení

Z analýzy, reprezentované obrázky 31 a 32, vyplývá, že maximální napětí v rámu při zatížení ve vodorovné pozici je 70,58 MPa podle Von Misesovy hypotézy pevnosti. Minimální mez kluzu materiálu S235JR je 235 MPa. Maximální posunutí po zatížení dosahuje hodnoty 1,125 mm. Obě sledované veličiny dosahují přijatelných hodnot a není tedy nutné zasahovat do konstrukce rámu.

6 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout princip a konstrukci nástroje, jež by umožnil automatizaci obsluhy jaderníku ve slévárně. Hlavní motivací pro tento krok byla vidina zrychlení a zrovnoměnění pracovního taktu pracoviště. Kvůli omezujícím faktorům, jako je např. rozložení jader ve formě či jejich vzájemná odlišnost, byl nejtěžším úkolem návrh samotné koncepce upínání jader. V rané fázi návrhu byly pro lepší názornost zpracovány 3 různé varianty, ze kterých se rozhodovací metodou dle kapitoly 3.4 vybrala suboptimální varianta. Ta byla rozpracována do úplného finálního návrhu a předána dodavateli ke zhotovení. Do termínu odevzdání této práce nástroj ještě nebyl zhotoven.

Práce dále popisuje výběr konkrétních akčních členů s ohledem k požadavkům na jejich vlastnosti a kontroluje zda jsou jejich výkony dostačující pro upínání jader. Podobně byly vybírány jednotlivé konstrukční profily pro návrh rámu. Hlavním kritériem byla vysoká tuhost při zachování minimální hmotnosti. U profilů nacházejících se uvnitř nosné části rámu bylo nutné přihlídnout i k funkci daného profilu.

V poslední části práce byl model rámu podstoupen analýze s využitím metody konečných prvků. Výsledkem bylo vyšetření průběhu napětí v materiálu rámu a tedy i určení polohy maximální hodnoty. Vyšetřeno bylo i celkové posunutí rámu od působících sil včetně určení polohy maximální hodnoty. Analýza prokázala, že rám je dostatečně tuhý a odpovídá počátečním představám o jeho vlastnostech.

Použitá literatura a zdroje

- [1] Nematik Czech Republic, s.r.o. Havraň 137, 434 40. Návrh nové linky jaderníku, 2017. Interní zdroj
- [2] ABB, s.r.o. Technická data pro IRB 6640. [Online]. [cit. 2017. Květen 25.] <http://new.abb.com/products/robotics/cs/prumyslove-roboty/irb-6640/irb-6640-technicka-data>
- [3] Festo, s.r.o. Katalog výrobků – mechanická chapadla. [Online]. [cit. 2017. Květen 24.] https://www.festo.com/cat/cs_cz/products__69071
- [4] Festo, s.r.o. Kyvné pohony s pístem DRRD. [Online]. [cit. 2017. Květen 25.] https://www.festo.com/cms/cs_cz/20047.htm
- [5] Festo, s.r.o. Katalog výrobků – upínací válce. [Online]. [cit. 2017. Květen 23.] https://www.festo.com/cat/cs_cz/products__37625
- [6] Festo, s.r.o. Modřanská 543/76, Praha 4, 147 00. Řez EV modulem, 2017. Interní zdroj
- [7] Festo, s.r.o. Katalog výrobků – kompaktní válce ADN [Online]. [cit. 2017. Květen 25.] https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_010200
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [9] Bohdan Bolzano, s.r.o. Přehled vlastností oceli S235JR [Online]. [cit. 2017. Duben 25.] <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s235jrdrive-s235jrg2>

Seznam příloh

Tištěné přílohy

Elektronické přílohy na CD

Seznam obrázků

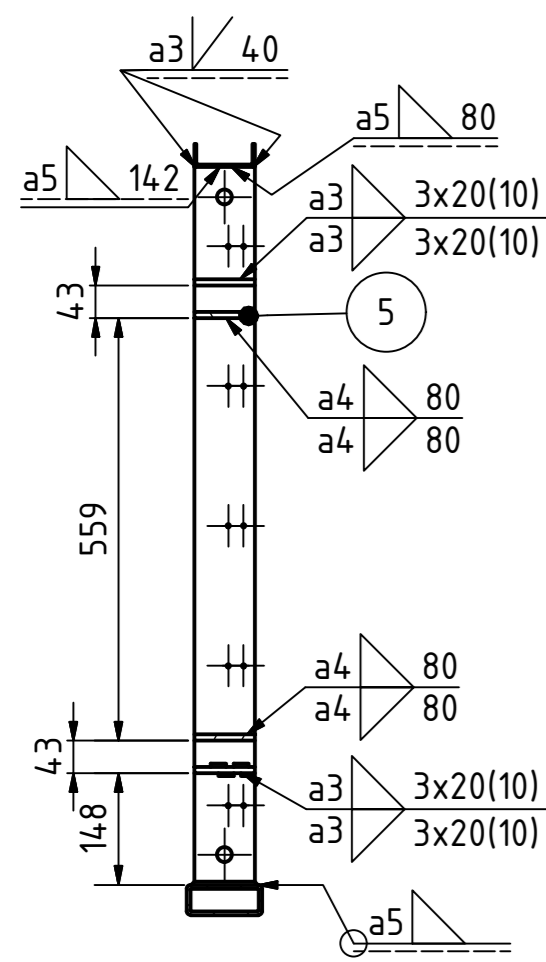
| | |
|--|----|
| Obrázek 1 - Forma s jádrem | 1 |
| Obrázek 2 - Pracoviště jaderníku s dopravníkem [1] | 3 |
| Obrázek 3 - Pracovní rozsah roboty ABB 6640 [2] | 4 |
| Obrázek 4 - Rozložení jader ve formě a jejich hmotnosti | 5 |
| Obrázek 5 - Detail na zámek zajišťující správnou polohu jádra při odlévání | 6 |
| Obrázek 6 - Úhlová chapadla DHWS od společnosti Festo s.r.o. [3] | 6 |
| Obrázek 7- Klyvný pohon DRRD od společnosti Festo s.r.o. [4] | 7 |
| Obrázek 8 – Upínací EV modul od společnosti Festo s.r.o. [5] | 8 |
| Obrázek 9 - Řez EV modulem [6] | 8 |
| Obrázek 10 - Pneumatický válec ADN společnosti Festo s.r.o. [7] | 10 |
| Obrázek 11 – Návrh varianty A | 12 |
| Obrázek 12 – Návrh varianty B | 13 |
| Obrázek 13 - Návrh varianty C | 14 |
| Obrázek 14 - Hodnocení koncepčních variant | 15 |
| Obrázek 15 – Návrh polohy EV modulu vůči jádru OC | 16 |
| Obrázek 16 - Detail na EV modul v pozici proti jádru OC | 17 |
| Obrázek 17 - Rozměry válcovaných profilů | 20 |
| Obrázek 18 - Detail na část rámu s EV moduly v pozici pro upnutí jádra OC | 22 |
| Obrázek 19 - Detail na část rámu a EV moduly v pozici pro upnutí jádra OCI | 23 |
| Obrázek 20 - Detail na rám včetně všech komponent v pozici pro upnutí všech jader | 24 |
| Obrázek 21 - Rozmístění přípojovacích otvorů spojovací příruby na přírubovém dílu | 25 |
| Obrázek 22 - Konečný návrh rámu | 26 |
| Obrázek 23 – Detail na svar spojující nosný profil a přírubový díl | 27 |
| Obrázek 24 - Detail na svary spojující boční a zadní U profil | 28 |
| Obrázek 25 - Detail na svary spojující boční U profil a nosný díl | 28 |
| Obrázek 26 - Detail na svary spojující konzolu s bočním U profilem a platformu EV modulu s rámovou příčkou | 29 |
| Obrázek 27 - Nárys rozložení svarových housenek v rovině styku svařovaných dílů | 30 |
| Obrázek 28 - Nárys rozložení svarových housenek v rovině styku svařovaných dílů | 32 |

| | |
|--|----|
| Obrázek 29 - Detail na zasíťování otvorů | 34 |
| Obrázek 30 - Zjednodušený model rámu včetně zobrazení zatěžujících sil | 35 |
| Obrázek 31 - Místo největšího napětí dle hypotézy Von Misesse..... | 35 |
| Obrázek 32 - Celkové posunutí rámu..... | 36 |

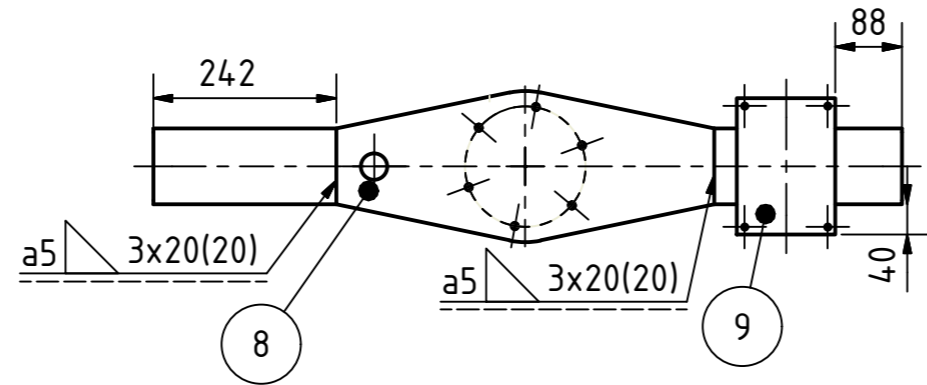
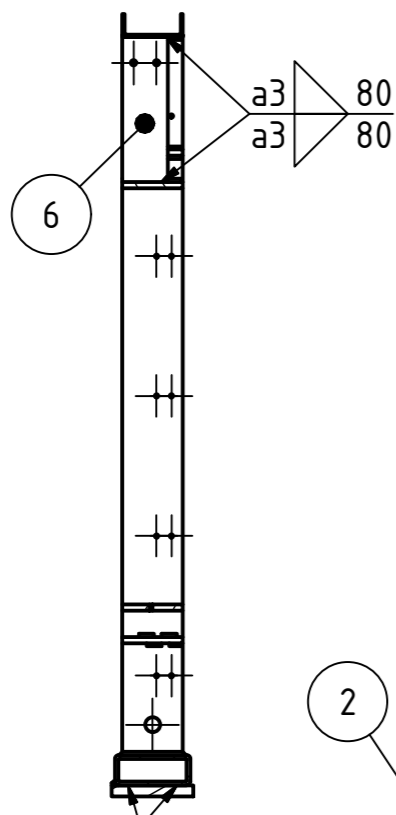
Seznam tabulek

| | |
|--|----|
| Tabulka 1 - SWOT analýza chapadel..... | 6 |
| Tabulka 2 - SWOT analýza kyvných pohonů | 8 |
| Tabulka 3 - SWOT analýza upínacích modulů | 9 |
| Tabulka 4 – SWOT analýza pneumatických válců | 10 |
| Tabulka 5 - SWOT analýza varianty A | 12 |
| Tabulka 6 - SWOT analýza varianty B | 13 |
| Tabulka 7 - SWOT analýza varianty C | 14 |
| Tabulka 8 - Hodnocení koncepčních variant..... | 15 |

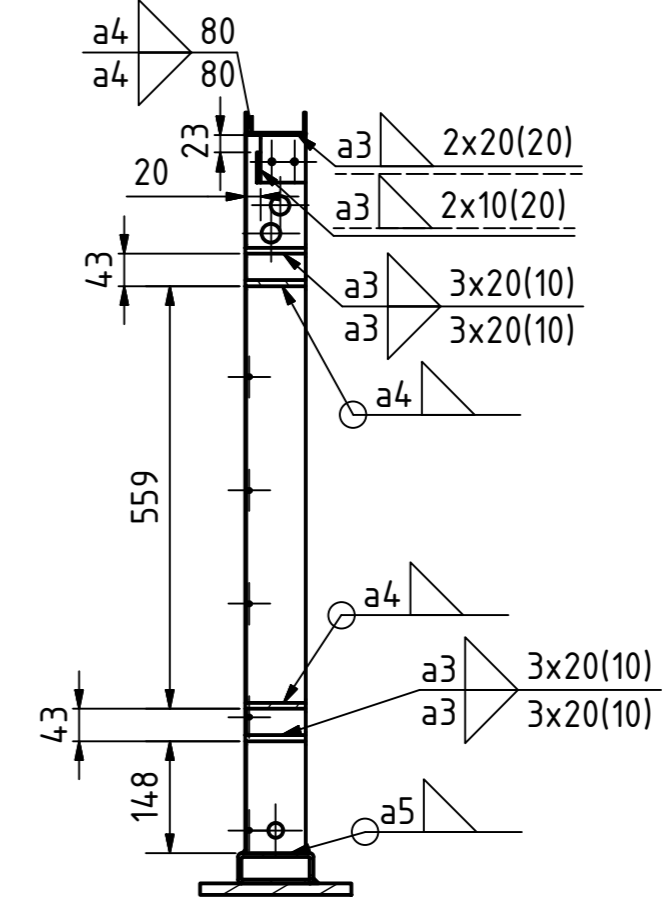
A-A (1 : 10)



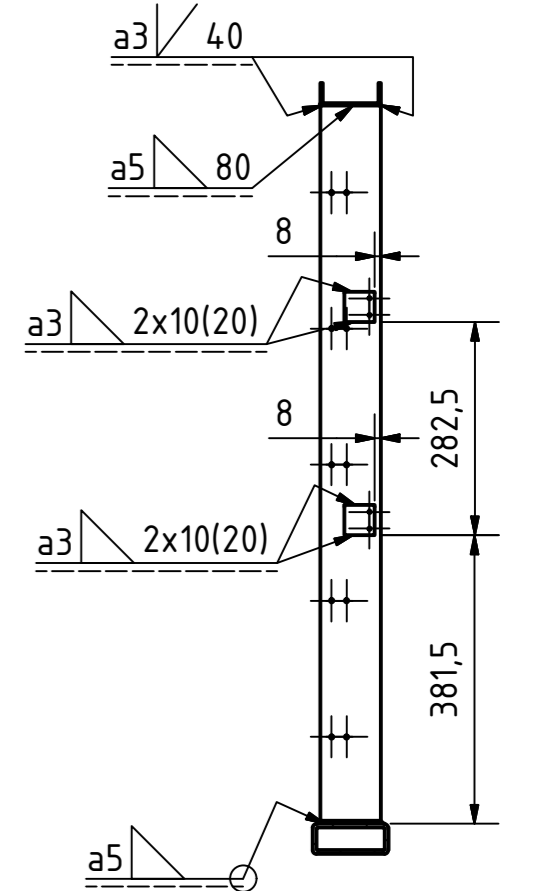
B-B (1 : 10)



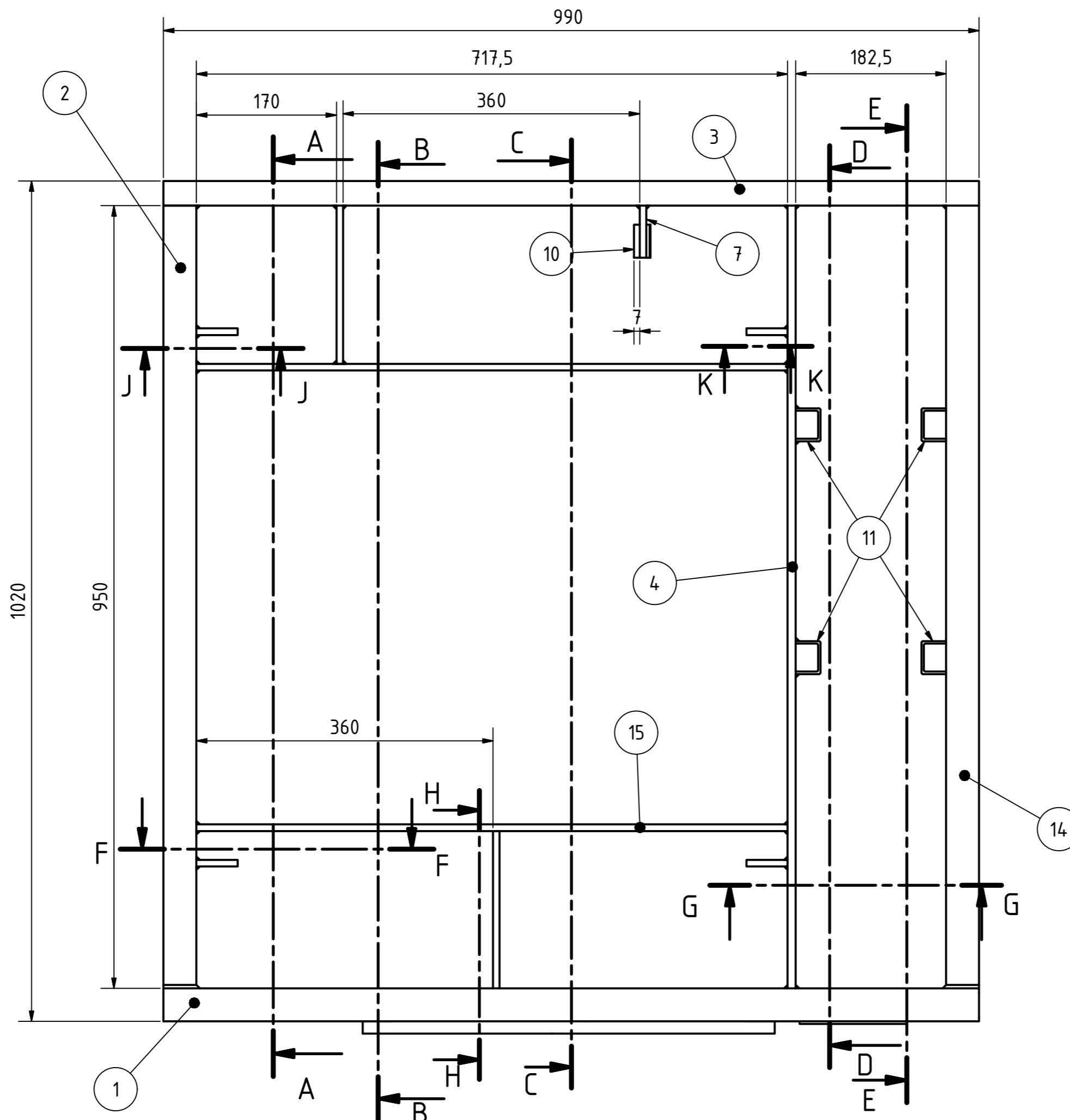
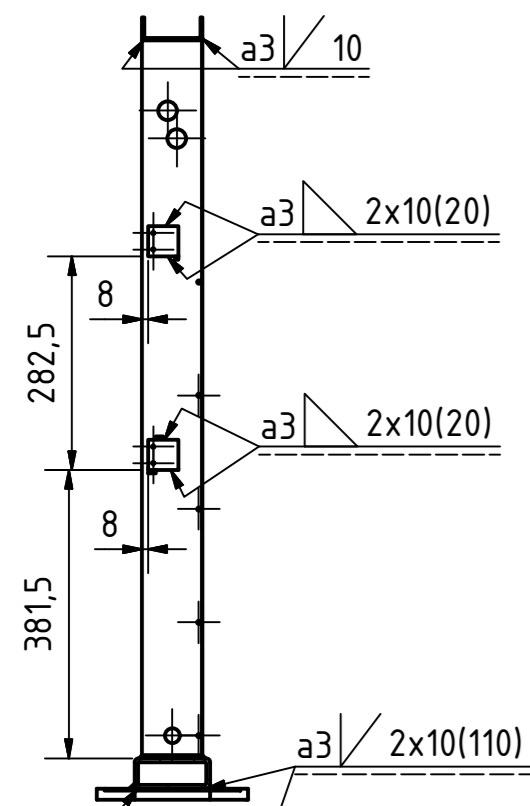
C-C (1 : 10)



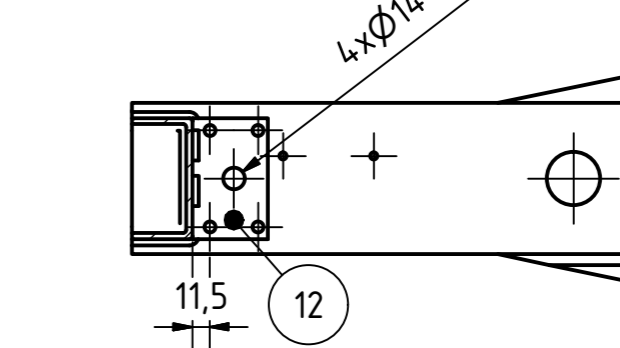
E-E (1 : 10)



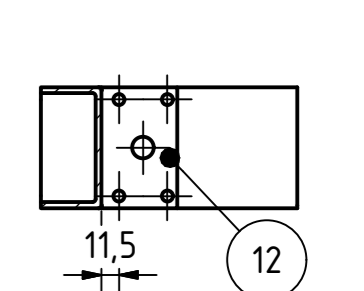
D-D (1 : 10)



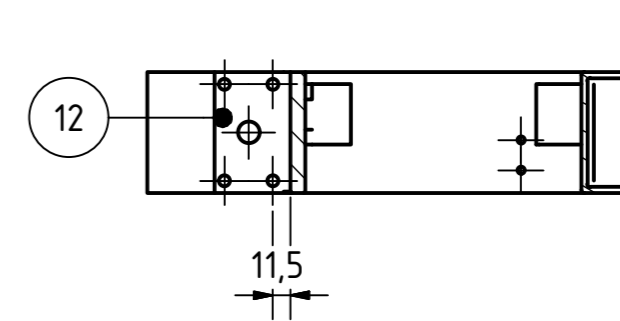
F-F (1 : 5)



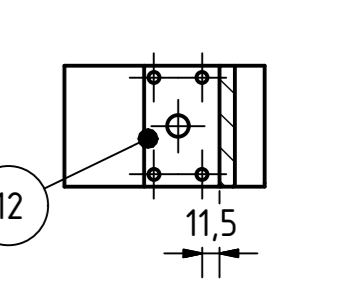
J-J (1 : 5)



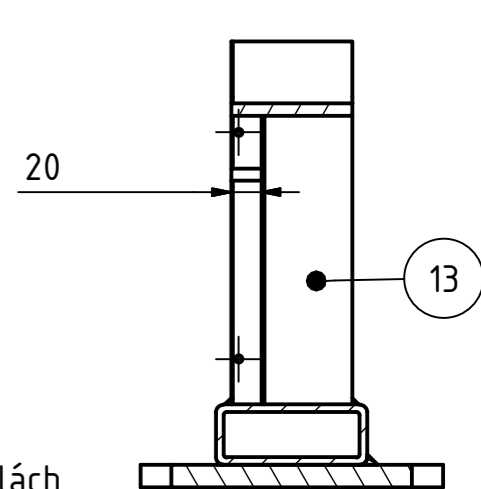
G-G (1 : 5)



K-K (1 : 5)



H-H (1 : 5)

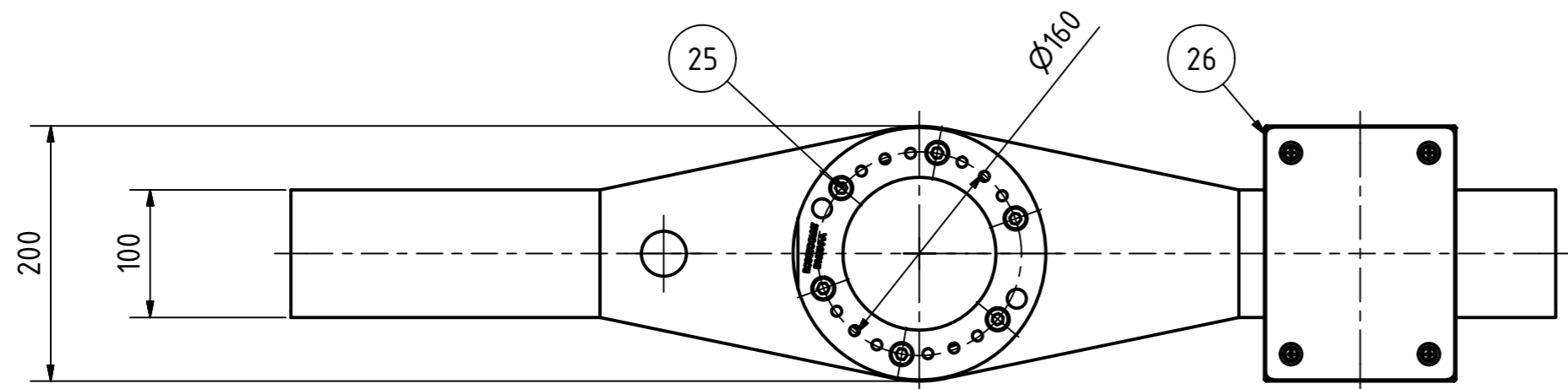


Kusovník - K.1-Rám
 Po svaření obrobít díry $\phi 10$ v opěrách a konzolách
 (poz. 5, 12 a 15) na díry $\phi 14$ H7
 Po zhotovení natřít oranžovou barvou

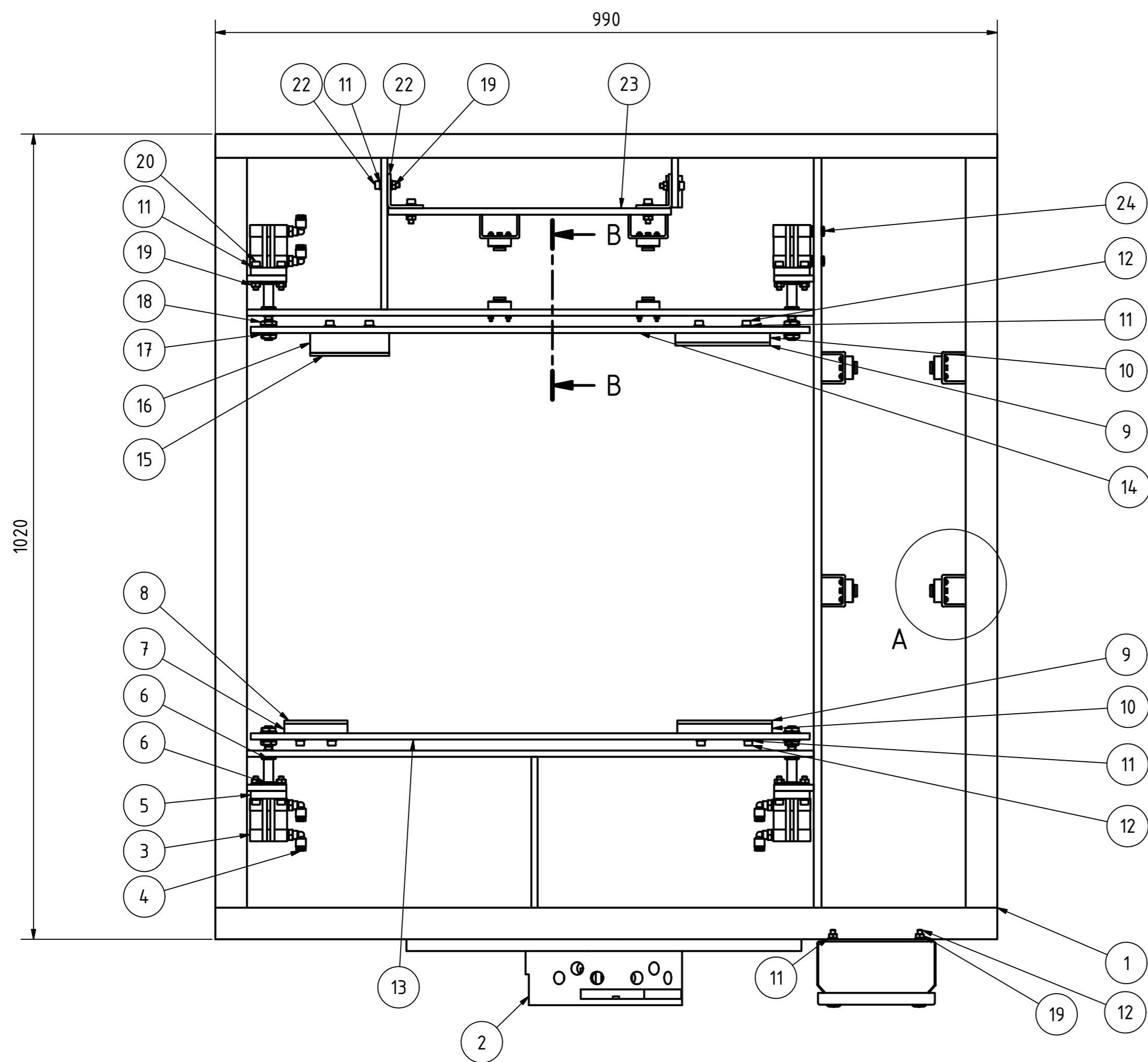
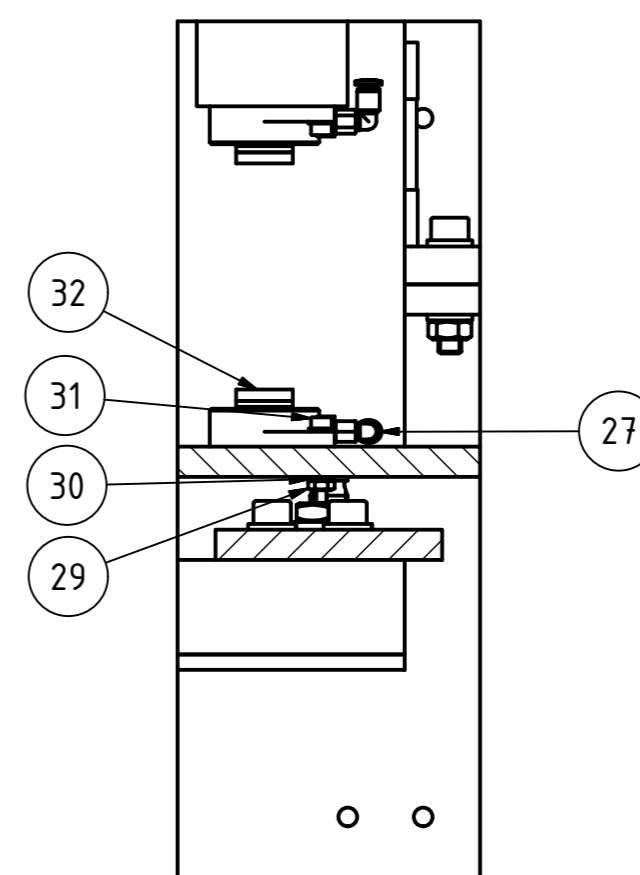
| | | | | | | | |
|---|----------|-----------------|------|-----------------|----------|----------------|----|
| Měřítko | 1:10 | Hmotnost (kg) | 51,9 | Promítání | Svařenec | Formát | A2 |
| FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI | Kreslil | Jiří Dekastello | | Název | | Rám - gripper | |
| | Datum | 15. 4. 2017 | | Číslo dokumentu | | 2.1 | |
| KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ | Schválil | | | Druh dokumentu | | VÝKRES SESTAVY | |
| | Datum | | | | | | |

| POZICE | ČÍSLO SOUČÁSTI | MATERIÁL | NORMA | HMOTNOST | KS |
|--------|------------------------------|----------|----------------------------------|----------|----|
| 1 | 1.1 Nosný díl | S235JR | CSN EN 10219-2 - 100x40x5-990 | 9,8kg | 1 |
| 2 | 1.2 Boční profil levý | S235JR | CSN EN 10162 - 80x40x4-950 | 4,5kg | 2 |
| 3 | 1.3 Zadní profil | S235JR | CSN EN 10162 - 80x30x3-990 | 3,1 kg | 1 |
| 4 | 1.4 Příčka | S235JR | CSN EN 10058 - 80x10-950 | 5,9 kg | 1 |
| 5 | 1.5 Opěra 1 | S235JR | CSN EN 10058 -80x8-717 | 3,6 kg | 2 |
| 6 | 1.6 Výztuha 1 | S235JR | CSN EN 10058 - 60x8-192 | 0,7 kg | 1 |
| 7 | 1.7 Konzola 1 | S235JR | CSN EN 10058 - 60x8-63 | 0,2 kg | 1 |
| 8 | 1.8 Přírubový díl | S235JR | DIN 59200 - 200x15-500 | 8,8 kg | 1 |
| 9 | 1.9 Díl pro skříň | S235JR | CSN EN 10051 - 3x180x130 | 0,5 kg | 1 |
| 10 | 1.10 Opěrka | S235JR | CSN EN 10058 - 20x5-40 | 0,03 kg | 1 |
| 11 | 1.11 Modulová platforma 1 | S235JR | CSN EN 10162 - 40x30x3-40 | 0,09 kg | 4 |
| 12 | 1.12 Konzola 2 | S235JR | CSN EN 10058 - 80x8-50 | 0,3 kg | 4 |
| 13 | 1.13 Výztuha 2 | S235JR | CSN EN 10058 - 60x8-191 | 0,7kg | 1 |
| 14 | 1.14 Boční profil pravý | S235JR | CSN EN 10162 - 80x40x4-950 | 4,5 kg | 1 |
| 15 | 1.15 Opěra 2 | S235JR | CSN EN 10058 - 80x8-717 | 3,6 kg | 1 |

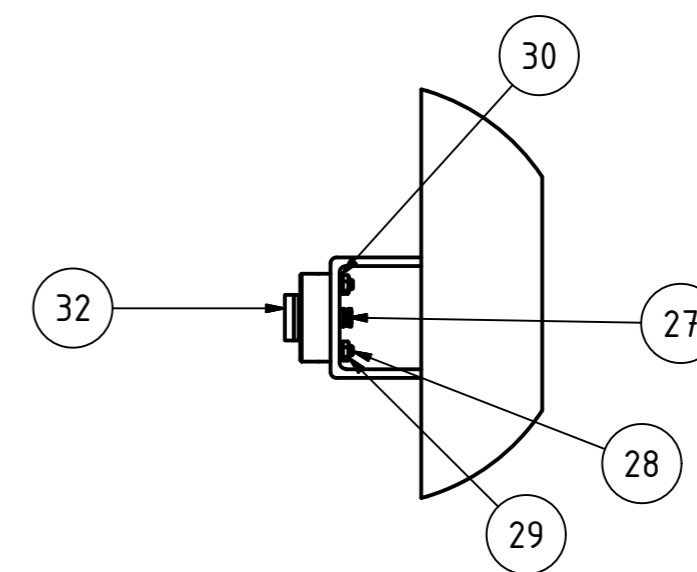
| | | |
|---|----------------------------------|-----------------|
|  FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI | Kreslil Jiří Dekastello | Název |
| | Datum 5. 5. 2017 | Kusovník 1 |
| KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ | Schválil | Číslo dokumentu |
| | Datum | K.1-Rám |
| | Druh dokumentu Seznam položek | |



B-B (1 : 2)



A (0,40 : 1)



| | | | | | | | |
|---|----------|-----------------|--------|-----------------|--|----------------|----|
| Měřítko | 1:5 | Hmotnost (kg) | 65,921 | Promítání | | Formát | A2 |
| FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI | Kreslil | Jiří Dekastello | | Název | | Gripper | |
| | Datum | 10. 5. 2017 | | Číslo dokumentu | | | |
| KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ | Schválil | | | 4.1 | | List 1 Listů 1 | |
| | Datum | | | | | | |
| Druh dokumentu | | VÝKRES SESTAVY | | | | | |

| POZICE | KS | ČÍSLO SOUČÁSTI | HMOTNOST |
|--------|----|------------------------------------|----------|
| 1 | 1 | 2.1 Rám | 51,9 kg |
| 2 | 1 | Příruba D160U-F-A | 9,036 kg |
| 3 | 4 | Válec ADN-32-10-A-P-A-11K2-56K8 | 0,325 kg |
| 4 | 6 | Šroubení QSL-G1/8-6 | 0,014 kg |
| 5 | 4 | Příruba FNC-32 | 0,221 kg |
| 6 | 8 | Ložisko GFM/1214-09 | 0,002 kg |
| 7 | 1 | 3.2 Upínka 1 | 0,153 kg |
| 8 | 1 | 3.8 Pryž pro upínku 1 | 0,018 kg |
| 9 | 2 | 3.9 Pryž pro upínku 2 | 0,027 kg |
| 10 | 2 | 3.3 Upínka 2 | 0,231 kg |
| 11 | 72 | Podložka CSN 02 1741 M6 | 0,001 kg |
| 12 | 28 | Šroub ISO 4762 - M6x20 | 0,007 kg |
| 13 | 1 | 3.1 Lišta 1 | 0,906 kg |
| 14 | 1 | 3.10 Lišta 2 | 0,908 kg |
| 15 | 1 | 3.11 Pryž pro upínku 3 | 0,022 kg |
| 16 | 1 | 3.4 Upínka 3 | 0,401 kg |
| 17 | 8 | Podložka CSN 02 1741 M10 | 0,004 kg |
| 18 | 8 | Matice ISO 4032 - M10x1,25 | 0,007 kg |
| 19 | 28 | Matice ISO 4032 - M6 | 0,003 kg |
| 20 | 16 | Šroub ISO 4762 - M6x30 | 0,010 kg |
| 21 | 4 | Šroub ISO 4762 - M6x25 | 0,009 kg |
| 22 | 2 | 3.7 Patka | 0,151 kg |
| 23 | 1 | 3.5 Lišta s platformami | 1,362 kg |
| 24 | 2 | Šroubení QS-G1/8-6 | 0,008 kg |
| 25 | 1 | Šroub ISO 4762 - M10x70 | 0,056 kg |
| 26 | 1 | Skříň Ritall KL 1528.510 | 1,620 kg |
| 27 | 8 | Šroubení QSML-M3-3 | 0,001 kg |
| 28 | 8 | Šroub ISO 4762 - M3x12 | 0,001 kg |
| 29 | 2 | Matice ISO 4032 - M3 | 0,008 kg |
| 30 | 32 | Podložka CSN 02 1741 M3 | 0,000 kg |
| 31 | 8 | Šroub ISO 4762 - M3x20 | 0,002 kg |
| 32 | 8 | Pryž pro EV moduly | 0,001 kg |



| | |
|----------------|-----------------|
| Kreslil | Jiří Dekastello |
| Datum | 10. 5. 2017 |
| Schválil | |
| Datum | |
| Druh dokumentu | Seznam položek |

| | |
|-----------------|---------------|
| Název | Kusovník 2 |
| Číslo dokumentu | K.2 - Gripper |