

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh polohovacího přípravku k upevnění svařence při svařování
průmyslovými roboty

Autor: **Martin PLUNDRICH**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Josef FORMÁNEK, Ph.D.**

Akademický rok 2012/2013

Prohlášení o autorství

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

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu práce panu Doc. Ing. Josefu Formánkovi, CSc. za odborné vedení cenné rady a podněty, které mi poskytl. Dále bych velice rád poděkoval Ing. Radimu Pánkovi ze společnosti Schwarzmüller s. r. o. za ochotu a vstřícnost při našich jednáních.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Plundrich	Jméno Martin	
STUDIJNÍ OBOR	23-35-8 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Formánek, CSc.	Jméno Josef	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh polohovacího přípravku k upevnění svařence při svařování průmyslovými roboty		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	69	TEXTOVÁ ČÁST	45	GRAFICKÁ ČÁST	24
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce se zabývá návrhem polohovacího přípravku pro upnutí podvozkových ráhů přípojných vozidel na svařovací robotické lince. Návrh jednotlivých dílů je proveden analyticky a následně ověřen pomocí MKP analýz. V závěrečných kapitolách je zobrazen návrh úplně stavební struktury včetně technicko ekonomického zhodnocení.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Podvozkový rám, přípojná vozidla, svařovací roboti, polohovací zařízení

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Plundrich	Name Martin	
FIELD OF STUDY	23-35-8 "Transport and handling machinery"		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Formánek, CSc	Name Josef	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Construction Design of manipulation device for welding robots.		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2013
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	69	TEXT PART	45	GRAPHICAL PART	24
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The Master's degree thesis deals with construction of positioning device intended for chassis frame of trailers. Individual parts of designed solution are checked with analytical calculation and MKP analysis. End of the Master's degree thesis contains images of the complete constructional structure with techno-economic evaluation.
KEY WORDS	Chassis frame, trailers, welding, welding robots, positioning device

Obsah

1	Úvod	6
1.1	Charakteristika zadávající společnosti	6
1.2	Upřesnění zadání diplomové práce	7
1.2.1	Přehled podvozkových rámců.....	8
2	Teoretická část	10
2.1	Polohovací zařízení pro svařovací roboty	10
2.1.1	Kladková polohovadla	11
2.1.2	Polohovadla s otočným stolem.....	12
3	Praktická část	15
3.1	Analýza současného stavu.....	15
3.1.1	Prostorové uspořádání pracoviště	15
3.1.2	Svařovací průmyslové roboty	15
3.1.3	Současné svařovací přípravky	17
3.2	Specifikace požadavků.....	18
3.3	Návrh variant kinematiky polohování.....	19
3.3.1	Faktory ovlivňující návrh kinematiky polohovacích zařízení.....	20
3.3.2	Varianta kinematiky polohování 1	21
3.3.3	Varianta kinematiky polohování 2	24
3.3.4	Varianta kinematiky polohování 3	26
3.4	Návrh vertikálních podpěr.....	26
3.4.1	Faktory ovlivňující návrh vertikálních podpěr.....	26
3.4.2	Varianta vertikálního podepření 1	28
3.4.3	Varianta vertikálního podepření 2.....	28
3.5	Návrh variant upínání.....	29

3.5.1	Faktory ovlivňující návrh variant upínání.....	29
3.5.2	Varianta upínání 1	32
3.5.3	Varianta upínání 2	33
3.5.4	Varianta upínání 3	34
3.6	Komplexní návrh variant a výběr nejvhodnější varianty	34
3.6.1	Komplexní návrh variant v morfologické matici	34
3.6.2	Zhodnocení variant.....	35
3.7	Návrh konstrukční struktury výsledného řešení upínacího mechanismu	37
3.8	Návrh a dimenzování jednotlivých konstrukčních uzlů.....	38
3.8.1	Určení geometrie pákové upínky	38
3.8.2	Dimenzování čepu pákové upínky	41
3.8.3	Návrh spojení držáku upínače s unašečem.....	47
3.8.4	Návrh rozměrů a uložení upínacího pohybového šroubu	48
3.8.5	Kontrola tělesa upínacího přípravku	52
3.8.6	Kontrolní výpočet upínacího mechanismu pomocí MKP	54
3.8.7	Návrh otočného stolu	56
3.8.8	Návrh vertikální sklopné vertikální podpory	60
4	Zobrazení úplné stavební struktury upínacích přípravků.....	63
5	Technicko-ekonomické zhodnocení.....	67
6	Závěr.....	69
7	Zdroje	70
8	Seznam příloh	73

Seznam použitých veličin a jednotek

$z_{1\ maxPNP}$	max. průhyb nosníků přípravku pro kinematiku polohování 1 [mm]
m_{PNP}	hmotnost podélných nosníků přípravku [kg]
m_{PR7}	hmotnost podvozkového rámu č. 7 [kg]
l_{PR7}	délka podvozkového rámu č. 7 [mm]
I_{yPNP}	kvadratický modul průřezu podélných nosníků přípravku [mm ⁴]
E	modul pružnosti v tahu [MPa]
$z_{2\ max}$	max. průhyb podvozkových rámu pro kinematiku polohování 2 [mm]
I_{yPRi}	kvadratický modul průřezu nosníků podvozkových rámu [mm ⁴]
$\varnothing D_{p\ max}$	Max. průtočný průměr polohovadel [mm]
$L_{pr\ i}$	Délka podvozkového rámu [mm]
R_{pr}	Rozteč podélných nosníků podvozkových rámu [mm]
B_{pr}	Šířka pásnice podélného nosníku podvozkových rámu [mm]
$M_{k\ pol}$	Maximální kroutící moment pohonu lícnicích desek polohovadel [Nm]
$m_{pr\ i}$	Hmotnost i-tého podvozkového rámu [kg]
$e_{i\ max}$	Maximální excentricita i-tého podvozkového rámu [mm]
z_u, y_u	směrodatné rozměry pákové upínky [mm]
F_{VU}	vertikální upínací síla [N]
F_{Uy}	horizontální upínací síla [N]
$F_{Uy\ min}$	Minimální upínací síla na mezi adheze ve směru osy y [N]
k_1	Převod pákové upínky [-]
G_{PR6}	Tíha podvozkového rámu č. 6 [N]
f_o	Součinitel statického tření [-]
G_{UM}	Tíha „plovoucího“ upínacího mechanismu ve směru osy y [N]
F_{Uy}	Upínací síla ve směru osy y [N]
F_{Py90}	Přidrzná síla ve směru osy y při natočení podvozkového rámu o 90° [N]
F_{Uz}	Upínací síla ve směru osy z [N]
F_{Pz90}	Přidrzná síla ve směru osy z při natočení podvozkového rámu o 90°
$F_{\check{c}U90}$	Výsledná síla působící na čep pákové upínky při natočení o 90°
$d_{\check{c}U}$	Průměr čepu pákové upínky [mm]
$l_{\check{c}U}$	Délka čepu pákové upínky [mm]
σ_{DO}	Dovolené napětí v ohybu [MPa]
p_{dov}	Dovolený tlak [MPa]
b_U	Šířka pákové upínky [mm]

F_1	Síla předpružené stavěcí pružiny pákové upínky [kg]
m_U	Hmotnost pákové upínky [kg]
e_{tU}	excentricita těžiště pákové upínky [mm]
r_1	Vzdálenost mezi středem otáčení upínky a stavěcí pružinou [mm]
F_{ri}	Radiální zatížení šroubového spoje připadající jednomu šroubu [N]
F_{Askut}	Skutečná hodnota axiálního předeprnutí šroubového spoje [N]
s	Stoupání závitu [mm]
H_1	Nosná výška závitu [mm]
d_2	Střední průměr závitu [mm]
d_1	Malý průměr závitu [mm]
d	Velký průměr závitu [mm]
p_{zDOV}	Dovolený tlak v závitu [MPa]
m_{pr6}	Hmotnost nejtěžšího podvozkového rámu [kg]
m_{pU}	Hmotnost pákového upínače [kg]
m_{VUM}	Hmotnost vedení upínacího mechanismu [kg]
g	Gravitační zrychlení
$F_{Aš}$	Maximální axiální zatížení [N]
$d_{šmin}$	Minimální průměr trapézového šroubu [mm]
σ_{Dd}	Dovolené napětí v tlaku [MPa]
F_U	Výsledná upínací síla působící na čepu pákové upínky [N]
d_2	Střední průměr závitu [mm]
f	Součinitel tření v závitu [-]
α	Úhel stoupání šroubovice [°]
φ	Třecí úhel [°]
F_{Krit}	Kritická síla, při které dojde ke „zborcení systému“ [N]
k	Konstanta charakterizující axiální uložení pohybového šroubu [-]
d_2	Střední průměr trapézového závitu [mm]
L_C	Délka šroubu namáhaná na vzpěr [mm]
m_{UMS}	Skutečná hmotnost upínacího mechanismu [kg]
m_{PR6}	Hmotnost podvozkového rámu č. 6 [kg]
d_{kUM}	Průměr pozičních kolíků pevného upínacího mechanismu [mm]

τ_{Ds}	Dovolené napětí ve střihu [MPa]
F_a	Osová síla působící ve šroubovém spoji [N]
F_{ai}	Osová síla připadající na jeden šroub [N]
p_{zDOV}	Dovolený tlak v závitu [MPa]
l_m	Výška závitu šestihranné matice [mm]
K	Bezpečnost [-]
$F_{VP,x}$	Složka zatížení kladky sklopné vzpěry v ose x' [N]
$F_{VP,y}$	Složka zatížení kladky sklopné vzpěry v ose y' [N]
l_{V2}	Vzdálenost mezi otočným čepem a kladkou [mm]
S_V	Nosný průřez sklopné vzpěry [mm ²]
$I_{z'}$	Kvadratický moment průřezu [mm ⁴]
H_V	Výška navrženého profilu sklopné vertikální podpory [mm]
F_{HM}	Maximální síla hydromotoru [N]
l_{V1}	Vzdálenost mezi čepem hydromotoru a otočným čepem podpory [mm]
l_{V2}	Vzdálenost mezi otočným čepem podpory a středem kladky [mm]
D_{PHM}	Průměr pístu hydromotoru [mm]
p_1	Jmenovitý tlak hydromotoru dle katalogu [MPa]

Seznam použitých zkratk

poz.	Pozice
Cca	Přibližně
obj. č.	Objednací číslo
MKP	Metoda konečných prvků

1 Úvod

Obsahem této diplomové práce je návrh polohovacího přípravku pro upínání svařenců na robotickém svařovacím pracovišti, kde se dovařují nastehované podvozkové rámy přípojných vozidel. Doplnění tohoto pracoviště o polohovatelný přípravek přinese možnost produktivně svařovat i další typy podvozkových rámců a zároveň dojde ke snížení počtu svarů, které jsou vytvářeny v nevýhodných polohách a jsou tudíž technologicky i časově mnohem náročnější. Nepostradatelnou součástí diplomové práce bude také ekonomické zhodnocení navržené varianty, které zásadním způsobem ovlivní aplikovatelnost navrženého řešení v praxi.

1.1 Charakteristika zadávající společnosti

Zadavatelem diplomové práce je společnost Schwarzmüller s.r.o. sídlící v Žebráku, která tvoří nedílnou součást mezinárodního koncernu Schwarzmüller, jehož historie sahá až do roku 1870. Hlavní závod celého koncernu se nachází v rakouském městě Hanzing odkud se roku 1990 začal rozrůstat do dalších zemí střední a východní Evropy. [9]

Zahájení provozu, dnes již výrobního závodu, se v Žebráku datuje do roku 1998. Původně zde bylo vybudováno zázemí pro servisní a opravárenské středisko. Významným milníkem byl rok 2002, kdy v nově dostavěné hale došlo k rozšíření celé pobočky o výrobu přípojných vozidel. Neustálé navyšování poptávky po přípojných vozidlech společnosti Schwarzmüller mělo v roce 2006 za následek zahájení dostavby dalších výrobních i administrativních prostor. Následující rok společnost získala autorizaci k výkonu činnosti Autorizovaného metrologického střediska K131, která zde umožňuje provádět autorizované kontroly jako například kontroly přepravních cisteren s elektronickými hladinoměry a mnoho dalších. [10]

Portfolio vyráběných produktů společnosti tvoří široká nabídka přípojných vozidel ve variantách s přívěsovými či návěsovými podvozky, ale i užitkové nástavby. Konkrétně společnost Schwarzmüller vyrábí klasická valníková vozidla, podvalníky, cisternová vozidla ale i speciální vozidla s roztahovatelnými rámy pro přepravu rozměrných nákladů. Na dále uvedených obrázcích jsou zobrazení typičtí zástupci sortimentu. Jedná se o tří-nápravový valníkový návěs se stahovací plachtou na Obr. 1 a tří-nápravový sklápěcí návěs na Obr. 2. [10]



Obr. 1 Ukázka tří-nápravového návěsu se stahovací plachtou [10]

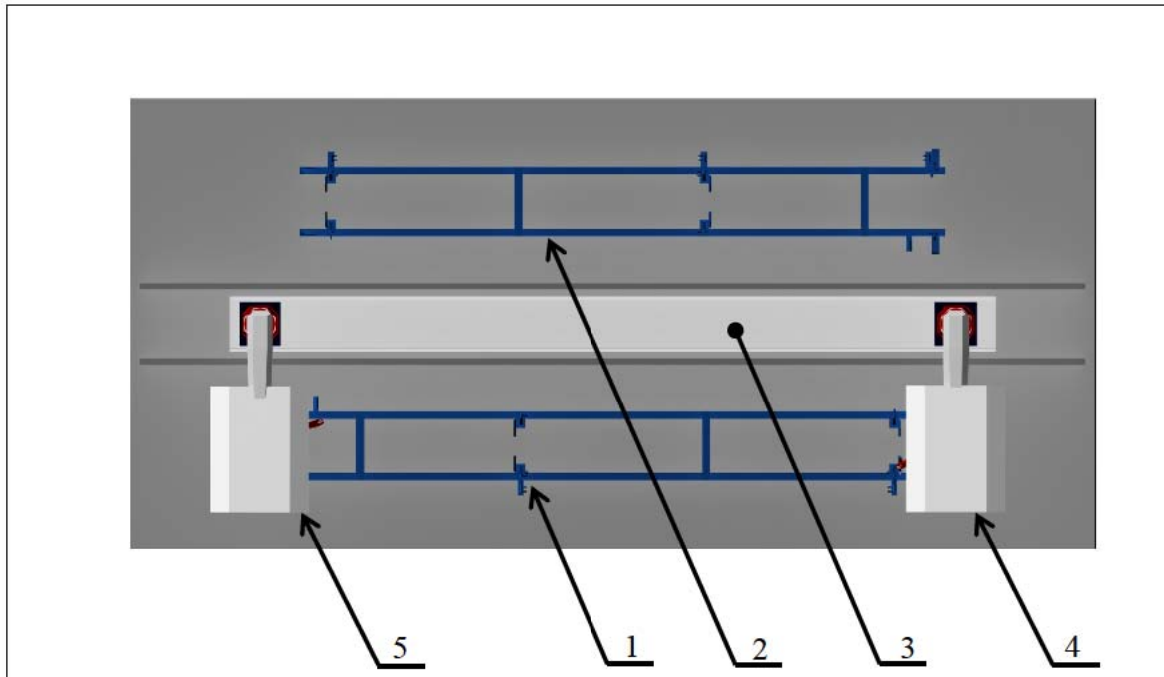


Obr. 2 Ukázka tří-nápravového sklápěcího návěsu [10]

1.2 Upřesnění zadání diplomové práce

Tématem diplomové práce je návrh úpravy dvou-stanicového robotizovaného svařovacího pracoviště, který řeší problematiku polohování podvozkového rámu v pracovním prostoru svařovacích robotů. Základním požadavkem zadavatele je konstrukční návrh polohovatelných upínacích přípravků pro jednu pracovní stanici včetně návrhu kinematiky polohovacího zařízení, které umožní zkvalitnění svařovacího procesu u sedmi zadaných variant podvozkových rámu.

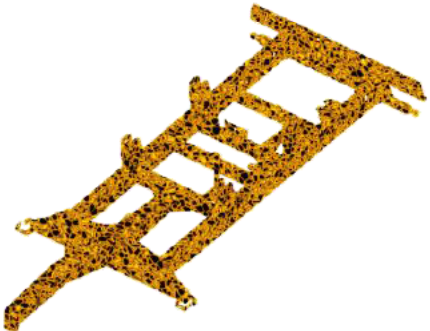

Základní přehled o uspořádání současného pracoviště nabízí Obr. 3, kde je zobrazen půdorysný pohled s vyznačenými pozicemi hlavních prvků. Pracovní stanice s pevnými přípravky jsou označeny pozicemi 1,2. Mezi stanicemi je umístěno lineární vedení (poz. 3) společně oběma robotům (poz. 4, 5), které umožňuje pojezd dvojice svařovacích robotů po celé délce svařovacího pracoviště.

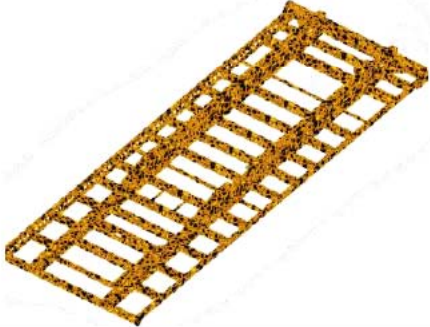

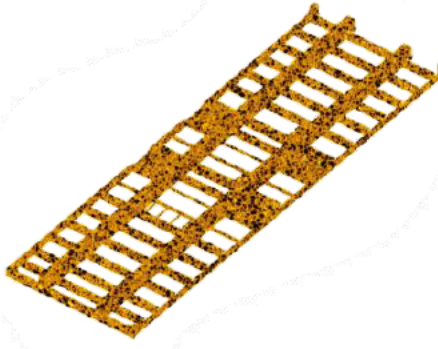
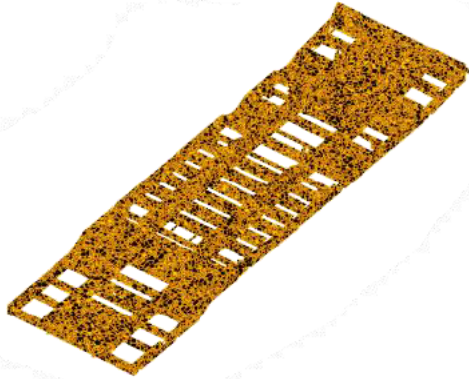



Obr. 3 Půdorys současného pracoviště

1.2.1 Přehled podvozkových rámu

Pro jednoznačnou specifikaci požadavků na upínací přípravek byly definovány všechny typy podvozkových rámu, které se budou moci po modernizaci pracoviště na jedno upnutí kompletně dovařit pomocí svařovacích robotů. Mezi vybranými variantami podvozkových rámu se nacházejí rámy pro návěsy vybavených točnicí o délce 13 550mm (viz podvozkový rám č. 7), ale i přívěsy s ojí a možností sklápění korby s délkou 6 280 mm (viz podvozkový rám č. 1). Shrnutí podvozkových rámu je zobrazeno v Tab. 1. Pro jednoznačnou identifikaci podvozkových rámu je každému z nich přiřazeno pořadové číslo, které je dále respektováno v celé práci.

<p>Podvozkový rám č. 1</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Rozměry: -délka: 6280mm -šířka: 2420mm -výška: 680mm ▪ Hmotnost: 779kg 	<p>Podvozkový rám č. 2</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Rozměry: -délka: 7479mm -šířka: 1900mm -výška: 969mm ▪ Hmotnost: 992kg 
--	---

<p>Podvozkový rám č. 3</p> <ul style="list-style-type: none">▪ Rozměry:-délka: 7122mm -šířka: 2480mm -výška: 370mm▪ Hmotnost: 937kg 	<p>Podvozkový rám č. 4</p> <ul style="list-style-type: none">▪ Rozměry:-délka: 7722mm -šířka: 2480mm -výška: 280mm▪ Hmotnost: 1005kg 
<p>Podvozkový rám č. 5</p> <ul style="list-style-type: none">▪ Rozměry:-délka: 8172mm -šířka: 2480mm -výška: 275mm▪ Hmotnost: 958kg 	<p>Podvozkový rám č. 6</p> <ul style="list-style-type: none">▪ Rozměry:-délka: 9155mm -šířka: 2540mm -výška: 722mm▪ Hmotnost: 2900kg 
<p>Podvozkový rám č. 7</p> <ul style="list-style-type: none">▪ Rozměry:-délka: 13550mm -šířka: 2560mm -výška: 618mm▪ Hmotnost: 1002kg 	

Tab. 1 Přehled podvozkových rámců

2 Teoretická část

Rozmach průmyslových robotů je přímo provázán s neustále narůstajícími nároky na zvyšování kvality, produktivity a v neposlední řadě i flexibility výroby. Začlenění průmyslových svařovacích robotů do výroby sebou přináší zvýšení kvality svarů a zkrácení svařovacích časů. Nicméně pokud má být svařovací pracoviště připraveno pro široké spektrum svařenců, je z ekonomického hlediska výhodnější doplnit klasickou kinematiku průmyslového robota externím zařízením, které manipuluje přímo se svařovaným dílem.

2.1 Polohovací zařízení pro svařovací roboty

Polohovací zařízení patří do široké škály periferních zařízení, kterými lze průmyslové svařovací roboty doplnit a velice efektivně zvýšit flexibilitu celého pracoviště. Pomocné a přípravné práce na svařovacím pracovišti mohou zabírat až 70% z celkového normovaného času. Právě tyto aspekty lze řešit doplněním svařovacích přípravků polohovadly. Význam polohovacích zařízení narůstá při svařování těžkých a rozměrných svařenců, protože čas potřebný pro ustavení svařenců do přípravků s jejich rostoucími rozměry a hmotností výrazně narůstá. Zvolením vhodné kinematiky polohovacích zařízení polohovacího zařízení lze snížit počet nutných přeupínání svařenců na minimum. [3]

Polohovací zařízení lze hodnotit dle následujících vlastností:

- Kinematická struktura
- Počet řízených/ neřízených os
- Přesnost polohování
- Nosnost
- Cena
- Životnost
- Způsob ovládání
- Počet stanovišť

Vliv polohovacích zařízení na výrobní proces:[11][12]

- ✓ Polohováním lze zvýšit počet dostupných svarů na jedno upnutí
- ✓ Zvyšují flexibilitu svařovacího pracoviště
- ✓ Snižují vliv lidského faktoru
- ✗ Zvyšují nároky na zástavbový prostor pracoviště
- ✗ Zvyšují ekonomickou náročnost na realizaci a následnou údržbu pracoviště

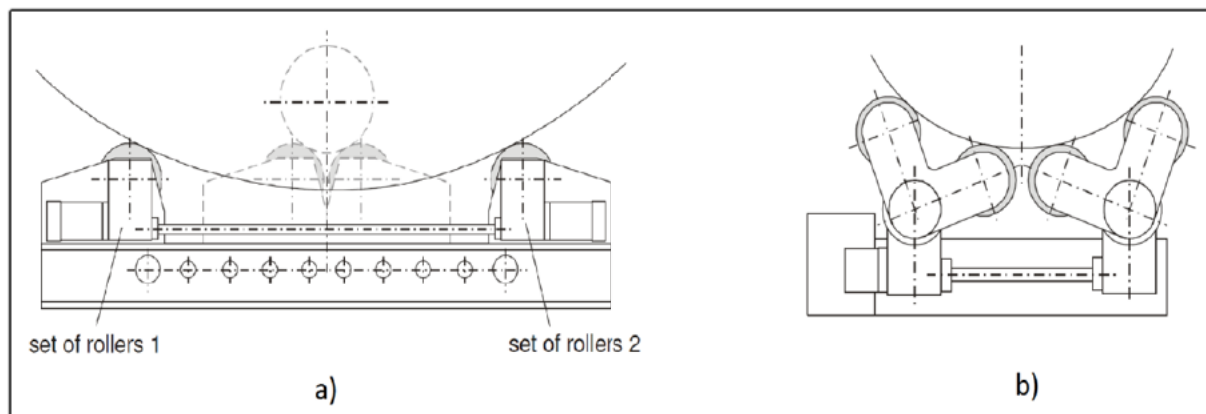
V současné době je již na trhu mnoho variant polohovadel a na výběr konkrétního řešení má vliv mimo jiné i firemní strategie a ekonomické návratnosti vložených finančních prostředků. [3]

Vzhledem k charakteru zadání se níže uvedená řešení polohovadel vztahuje pouze na polohovací systémy navržené pro jedno-stanicevé pracoviště.

2.1.1 Kladková polohovadla

Způsob polohování prostřednictvím vodicích kladek se používá výhradně pro polohování válcových svařenců s vnějším průměrem 150–5 500 mm a maximální hmotností až 500 tun. Hlavní výhodou tohoto polohování je dána jednoduchou kinematikou, která je použitelná pro široké rozpětí průměrů i délek svařovaných dílů.

Kladky polohovacího přípravku jsou v přímém kontaktu s vnějším povrchem svařence, po kterém se odvalují. Právě od charakteru vnějšího povrchu, jeho geometrických odchylek a nevyvážení se odvíjí počet hnaných kladek. V praxi jsou poháněny vždy alespoň dvě kladky, které i při odlehnutí jedné z nich zajistí plynulé natáčení svařence. Pohony hnacích kladek obvykle zajišťují elektromotory, které přenáší kroutící moment přímo na kladky. S ohledem na stabilitu svařenců s různými průměry jsou opěrné kladky v rámu příčně nastavitelné (viz Obr. 4a). V případě tenkostěnných svařenců lze počet kladek zvýšit a docílit tak rovnoměrnějšího rozložení napětí ve svařovaném dílu. Na Obr. 4b je znázorněné polohovadlo se čtyřmi kladkami v rámu. Pohybovým šroubem je pak provázán příčný pohyb obou skupin kladek.



Obr. 4 Flexibilita kladkových polohovadel [13]

Při svařování dlouhých dílů lze respektovat vysoké nároky na podélný průhyb a podepřít svařenec odpovídajícím množstvím kladek. S ohledem na délku svařenců, které se mohou pohybovat až v řádech desítek metrů, jsou obvykle jednotlivé rámy s kladkami vedeny po kolejnicové dráze.

Modifikace předchozího principu polohování je zobrazena na Obr. 5. Svařovaný díl je upnut v rámu, který je vybaven dvojicí vodicích obručových rámu. Tento princip lze aplikovat při polohování podlouhlých tenkostěnných tvarově složitých dílů.



Obr. 5 Kladkové polohovadlo doplněné obručovým upínacím rámem [6]

Shrnutí vlastností kladkových polohovadel:

- ✓ Jednoduchá kinematická struktura
- ✓ Příznivá cena
- ✓ Značná přizpůsobitelnost průměru i délce svařence
- ✓ Použitím obručového rámu lze polohovat díly nerotačních tvarů
- ✗ Riziko zdeformování obručového rámu při zakládání dílů

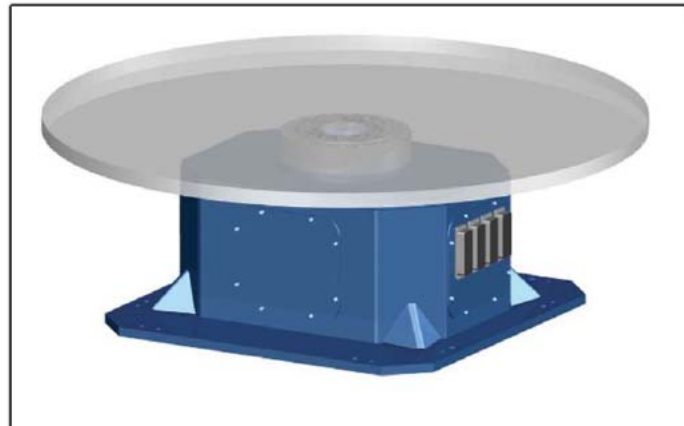
2.1.2 Polohovadla s otočným stolem

Polohovadla s otočným stolem jsou velice univerzální a vhodná pro svařování rozměrných dílů. Tato zařízení se často doplňují o další řízené osy a tvoří tak základ sofistikovanějším kinematickým strukturám. Při návrhu kinematiky a rozmístění polohovadel s otočným stolem jsou zásadními parametry charakteristické rozměry, tvar a hmotnost svařovaného dílu.

Při polohování svařence kolem horizontální osy rotace hraje významnou roli míra nevyvážení. Otáčením nevyváženého celku energeticky mnohem náročnější a zároveň vyžaduje osazení polohovadla výkonnějším hnacím ústrojím. Pokud těžiště upnutého dílu a upínacích prvků nutných pro zafixování dílu nelze umístit do osy rotace otočného stolu, doplňuje se upínací přípravek o protizávaží, kterým se celý komplet vyváží s ohledem na maximální dovolený kroutící moment k ose otočného stolu.

• Orientování svařence kolem jedné osy

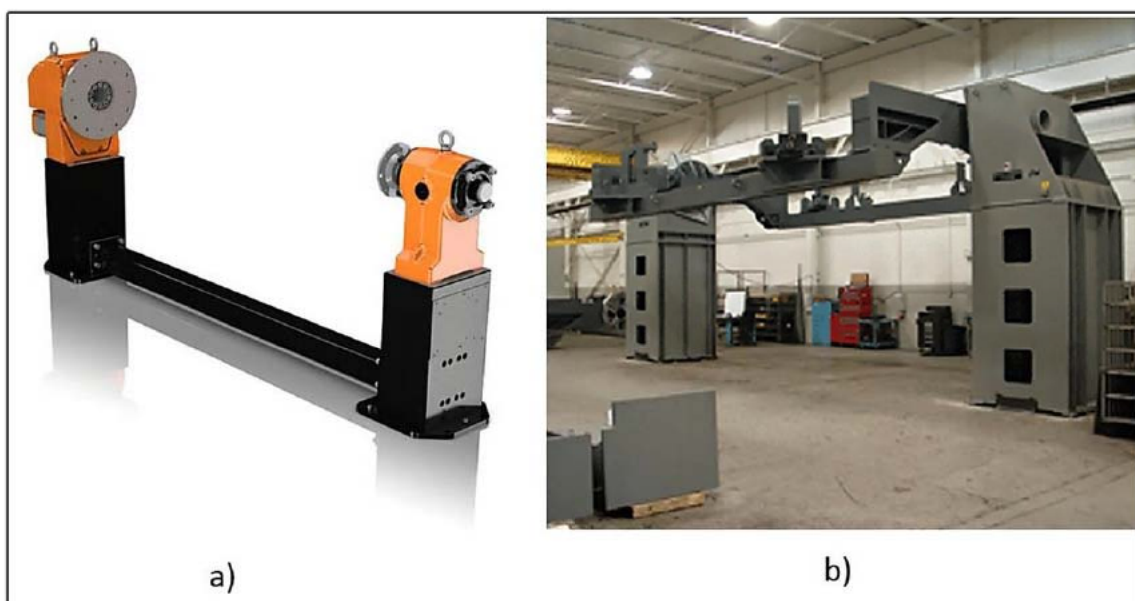
Natáčení stolu kolem svislé osy klade na polohovadlo nejméně pevnostních i výkonostních nároků. Tento druh polohovadel se vyznačuje vysokými nosnostmi, rychlostmi polohování a výbornou opakovanou přesností polohování.



Obr. 6 Stolové polohovadlo s vertikální osou rotace [18]

Při natáčení stolu kolem horizontální osy (viz Obr. 7) hraje významnou roli vzdálenost těžiště svařence od lící desky polohovadla. Dochází zde ke vzniku ohybového momentu, který trvale namáhá konstrukci polohovadla a vyžaduje masivnější nosný rám polohovadla, jenž musí být odpovídajícím způsobem fixován k podlaze. Velký převis těžiště od lící desky se velmi často řeší přidáním další podpěry. Na Obr. 7a je typický představitel běžně používaných polohovadel s jedním hnacím polohovadlem a s podpěrným polohovadlem na druhé straně. Použití podpěrného polohovadla sebou přináší řadu komplikací s vystředěním obou lících desek především u polohovacích zařízení s nastavitelnou vzdáleností lících desek. Obvyklé průtočné průměry těchto polohovadel bývají do 2 000 mm při vzdálenosti lících desek do 5 500 mm a maximální hmotnosti 5 tun. [19]

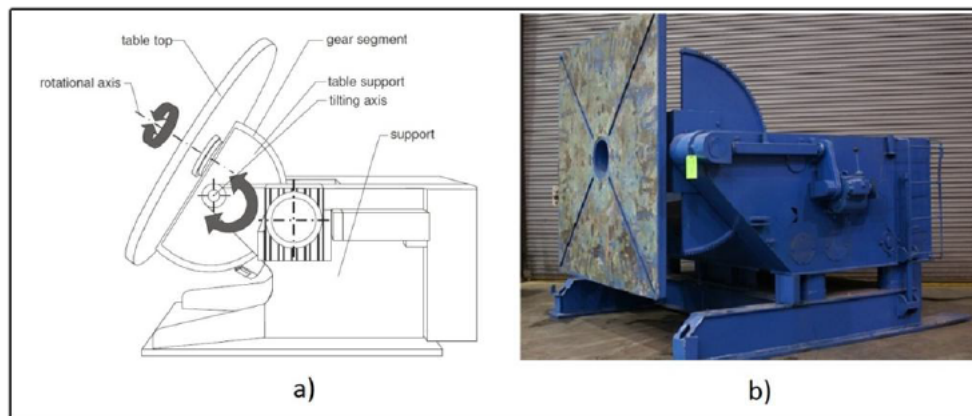
V extrémních případech, například při svařování rámu důlního vozíku (Obr. 7b), se také použilo tohoto principu polohování svařence. V tomto případě je polohovací zařízení navrženo pro natáčení dílů s maximální délkou 13 000 mm o hmotnosti až 15 tun, které nepřesáhnou průtočný průměr 7 000 mm. [20]



Obr. 7 Stolové polohovadlo s horizontální osou rotace a koníkem [19], [20]

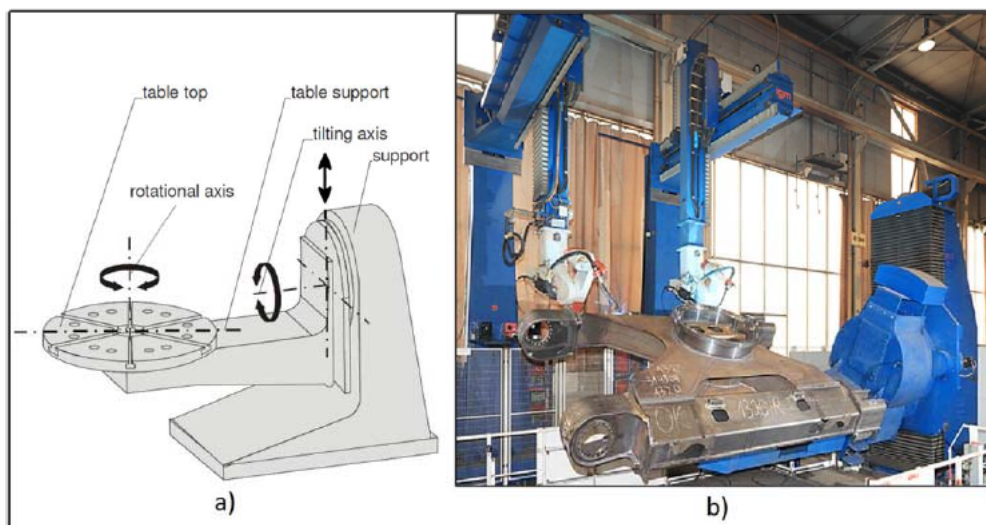
- **Více-osé polohování svařence**

Více-osé polohovací zařízení vznikají kombinací výše uvedených variant. Jedná se o velice flexibilní zařízení pro vytváření těžko dostupných svarů. Je nutné si uvědomit, že pořizovací náklady na polohovací zařízení jsou závislé právě na počtu řízených os. Mezi rozšířená více-osá polohovadla se řadí zařízení, které mají mezi rotační stůl a pevně ukotvený rám vloženou další například rotační vazbu. Na Obr. 8 je zachyceno polohovadlo, které umožňuje naklopení otočného stolu o 135°. U této konstrukce je hlavní nevýhodou nutnost použití relativně výkonného elektromotoru pro naklápění otočného stolu, protože zde není prostor pro instalaci protizávaží, které by při svislé poloze otočného stolu vyvážilo hmotnost svařence (viz Obr. 8b). [13] [14]



Obr. 8 Stolové polohovadlo s naklápěným otočným stolem [13] [14]

Na Obr. 9 je zobrazena nejflexibilnější varianta stolového polohovadla, které nabízí možnost naklápění otočného stolu v rozmezí 365° s tím, že lze celý svařenec i zdvihat. V pravé části obrázku je zobrazena konkrétní řešení polohovadla s nosností až 25 tun, jenž se využívá při svařování rámu důlních vozíků. Díky prodlouženému L-rameni otočného stolu je možné polohovat svařence o maximálním průměru 4 000 mm a výšce 2000 mm. Natáčení vyváženého celku kolem obou os zajišťuje dvojice elektromotorů. Pro vertikální posuv byl použit hydraulický zvedák. [13][15]



Obr. 9 Stolové polohovadlo s naklápěcím otočným stolem a výškovou regulací [13][15]

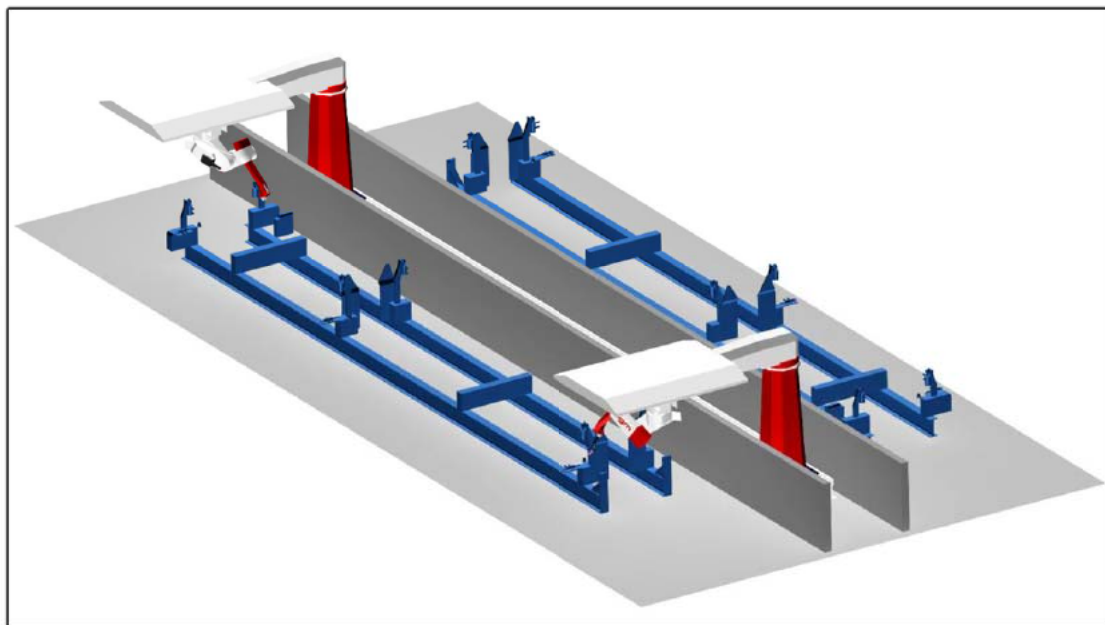
3 Praktická část

V praktické části diplomové práce je vypracován konstrukční návrh upínacích přípravků pro zadané typy rámu, které budou natáčeny pomocí polohovacích zařízení. Při řešení jednotlivých konstrukčních uzlů byly zohledněny technologické možnosti dostupné ve výrobním závodu společnosti Schwarzmüller s.r.o. v Žebráku.

3.1 Analýza současného stavu

3.1.1 Prostorové uspořádání pracoviště

Stávající svařovací pracoviště je vybaveno dvojicí svařovacích robotů, které jsou ukotveny na společném lineárním vedení. Po obou stranách lineárního vedení jsou v dosahu svařovacích robotů umístěny dvě stanice s univerzálními fixní upínací přípravky, na kterých lze v současné době upnout šest variant podvozkových rámu. Pracoviště i současné upínací přípravky jsou navrženy s ohledem na zakládání polotovarů pomocí jeřábových vidlí.



Obr. 10 Prostorové uspořádání současného pracoviště [7]

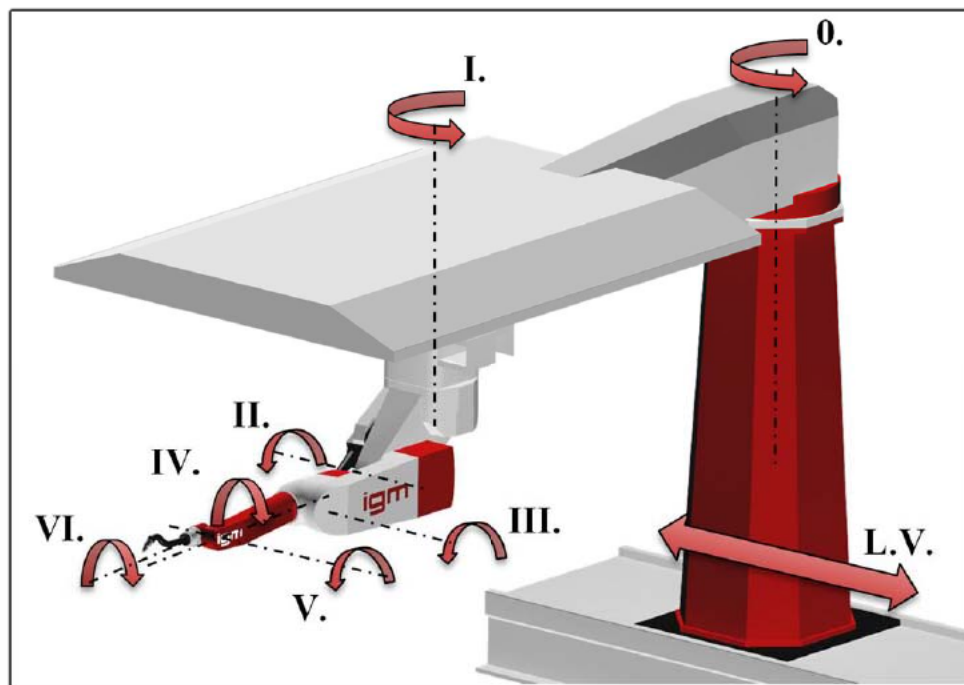
3.1.2 Svařovací průmyslové roboty

Na pracovišti jsou instalovány dva průmyslové roboty kloubové konstrukce, které se posouvají po společném lineárním vedení. Kinematickou strukturu a způsob přenosu kroučícího momentu pro natáčení jednotlivých ramen použitých průmyslových robotů si nechala rakouská společnost IGM ROBOTER SYSTEME Aktiengesellschaft patentovat (patent EP0527121 A1) již v roce 1992.

Z Tab. 2 je patrné, že použitá kinematika robotů má šest řízených os a pro přizpůsobení svařování podlouhlých dílů na dvou stanicích jsou doplněni nadřazenou mechanickou konstrukcí ve formě společného lineárního vedení o délce 16 300mm a otočným

ramenem nulté řízené osy, které zajišťuje otáčení I. řízené osy na poloměru 2 500mm. Každá z řízených os je natáčena pomocí AC-servomotorů a opatřena samostatnou brzdou.[8]

Při automatickém svařovacím procesu se svařovací robot pohybuje po naprogramované trajektorii. S ohledem na výrobní tolerance jednotlivých dílů svařence, deformace svařence vlivem vlastního průhybu i deformace způsobené vneseným teplem při svařovacím procesu je svařovací robot vybaven svařovací hubicí s dotekovým senzorem. Korekce trajektorie svařovacího hořáku se na rozměrnějších svařencích obvykle provádějí pro každou podsestavu zvlášť. Princip dotekového senzoru je založen na přivedení bezpečného napětí do svařovací hubice a jeho vybití při kontaktu se svařovaným dílem. Prostřednictvím řídicího softwaru lze pomocí této metody korigování trajektorie určovat prostorové posunutí svarové sváry vůči ideální poloze. V současné době je velikost maximální korekce trajektorie nastavena na 50mm.



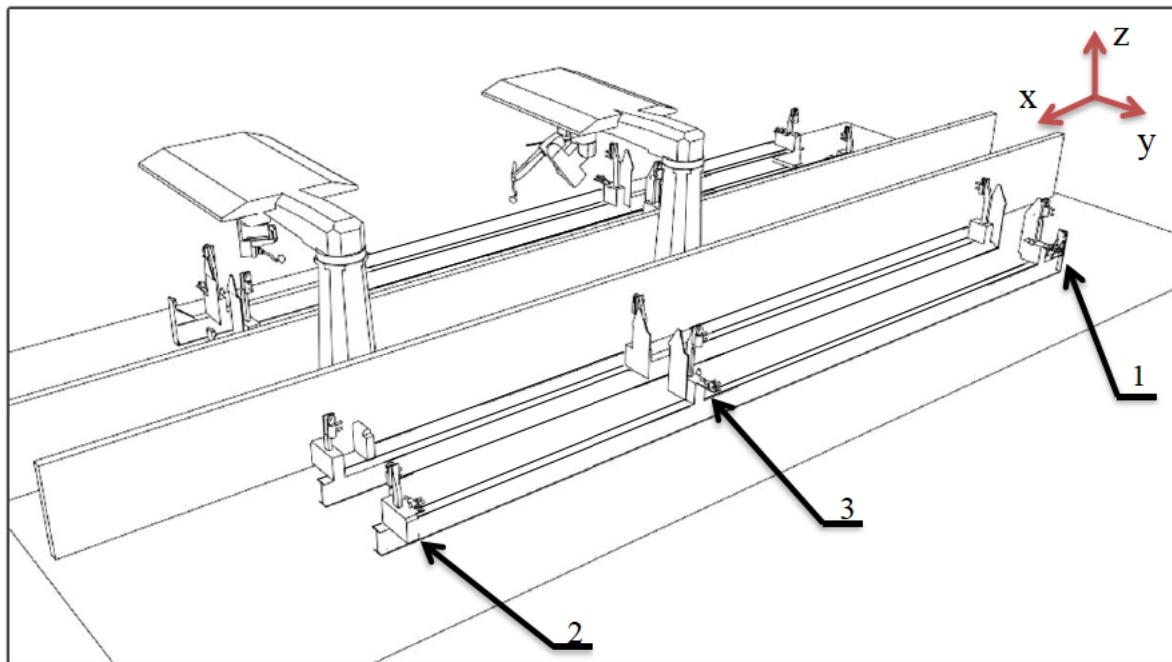
Obr. 11 Kinematická struktura svařovacích robotů [7]

Označení řízené osy	Nominální rozsah pohybu	Nominální rychlost
Lineární vedení L.V.	16 300mm	50m/min
Osa 0.	0° / +270°	
Osa I.	-270° / +270°	135°/s
Osa II.	-150° / +88°	168°/s
Osa III.	-146° / + 147°	191°/s
Osa IV.	-180° / +180°	310°/s
Osa V.	-160° / +160°	367°/s
Osa VI.	-360° / +360°	471°/s

Tab. 2 Parametry kinematické struktury svařovacích robotů[8]

3.1.3 Současné svařovací přípravky

Stávající svařovací pracoviště (viz Obr. 12) je vybaveno fixními svařovacími přípravky, mezi nimiž je podélně umístěno lineární vedení společné oběma svařovacími robotům. Zakládání nastehovaných podvozkových rámu je prováděno pomocí jeřábových vidlí. Na čele každého upínacího přípravku je umístěn ovládací pult s ovládáním pneumatických i hydraulických prvků, kterými lze sklápět prostřední skupinu upínacích mechanismů a zároveň upnout svařenec. Základ svařovacího přípravku tvoří dva podélníky s roztečí 1300mm a délkou necelých 14 000 mm, která koresponduje s rozměry nejdelšího svařence. Současný svařovací přípravek je vybaven třemi skupinami upínacích mechanismů (poz. 1,2,3). Současná poloha ustavení svařence je navržena v souladu s rozměry svařenců a kinematikou svařovacích robotů. Je zřejmé, že s ohledem na další úpravy pracoviště by nemělo dojít k výrazné změně polohy svařence vzhledem ke kinematice svařovacích robotů.



Obr. 12 Schématické zobrazení stávajícího řešení svařovacího přípravku [7]

- Vertikální poloha svařence (ve směru osy Z)

Při svařování nejdelšího podvozkového rámu tří nápravového skříňového přívěsu je svařenec o délce 13 550mm uložen na třech vertikálních podpěrách (poz. 1,2,3). Při svařování kratších podvozkových rámu, například varianty pro tří nápravový přívěs se sklápěcí korbou o délce 7 450mm, je svařenec uložen pouze na dvou podporách (poz. 1, 3).

- Příčná poloha svařence (ve směru osy Y)

Příčná poloha svařenců ve směru osy y je definována skupinami upínacích prvků (poz. 1,2 nebo 3). Sevřením spodní pásnice podélného nosníku svařence na dvou místech mezi pevný čep a posuvnou čelist hydraulického válce je zajištěna jednoznačná poloha všech typů svařenců.

- Podélná poloha svařence (ve směru os X)

Podélná poloha svařenců ve směru osy x zajištěna dorazem pro zadní příčník. Upínaný svařenec se dorazí pomocí jeřábu již při jeho zakládání a následně se jeho poloha zajistí hydraulickými válci ve směru os Y, Z. Podvozkový rám pro tři nápravový přívěs se sklápěcí korbou, který má zadní příčník sešikmený, je jako jediný v přípravku ustavován pomocí vyjímatelné konzole. Tato konzola je přišroubována na podélníky přípravku do míst před poz. 1, kam se následně usadí podvozkový rám za čepy pro sklápěcí korbu. Pro upevnění rámu k přípravku jsou na čepy nasazena pouzdra, která se pomocí svorníkových tyčí předeprnou k příčce ve spodní části upínacího přípravku.

3.2 Specifikace požadavků

Požadavky na vnější vlastnosti a chování TS vztažené k transformačním procesům všech etap životního cyklu	Požadovaná hodnota charakteristiky	Podmínka zadavatele	Přání zadavatele
(1) Požadavky na (hlavní i asistující) funkce/účinky k provozu			
<i>Upínací přípravek:</i>			
Umožnit upnutí všech zadaných typů podvozkových rámu	7 variant rámu		•
Umožnit otočení všech podvozkových rámu kolem horizontální osy	neomezeně		•
Umožnit zakládání svařence	Jeřábem	•	
Zajistit bezpečné upnutí svařence ve všech polohách otočného přípravku		•	
Zajistit dostupnost koncových efektorů svařovacích robotů	Maximální	•	
Umožnit manipulaci při instalaci	Jeřábem	•	
<i>Polohovadlo:</i>			
Počet os	2		•
Max. hmotnost polohovaného svařence	2950kg	•	
Min. průtočný proměr	2 800mm	•	
Max. délka polohovaného svařence	13 550mm	•	
(2) Požadavky na ostatní provozní vlastnosti			
Vysoká bezpečnost obsluhy		•	
Integrovat polohovací přípravek do stávajícího pracoviště		•	
Četnost upínacích cyklů	3x denně	•	
Náklady na provoz	Minimální	•	
Podloží	Betonová podlaha	•	
Nároky na údržbu	Minimální	•	
(3) Požadavky na předvýrobní procesy a výrobu			
Výrobní technologie	Vnitropodnikové		•
Výrobní a montážní náročnost	Nejnižší	•	
Množství nakupovaných komponent	Maximální	•	

(4) Požadavky na distribuci			
Přepravní prostředky	Standardní	●	
Náchylkost k poškození	Nízká	●	
(5) Požadavky na skladování			
Nároky na skladovací prostor	Minimální		●
Manipulace při dopravě	Závěsná oka	●	
(6) Požadavky na vlastnosti při likvidaci			
Jednoduchá demontovatelnost		●	
Jednoduchá recyklovatelnost			●

Tab. 3 Specifikace požadavků vztažená k transformačním procesům životního cyklu

Požadavky na vnější vlastnosti a chování TS vztažené k operátorům všech etap životního cyklu	Požadovaná hodnota charakteristiky	Podmínka zadavatele	Přání zadavatele
(1) Člověk			
Bezpečnost dělníků při výrobě a instalaci	Vysoká	●	
Bezpečnost obsluhujícího personálu	Vysoká	●	
Ovládací síla ruční upínacích mechanismů	100N	●	
Složitost obsluhy	Minimální	●	
(2) Materiál			
Druh materiálu	Kov		●
Dostupnost	Běžná	●	
Vztah k životnímu prostředí	Nezávadnost	●	
(3) Informační okolí			
Patentová a licenční práva	Respektovat	●	
Technické normy a předpisy	Dodržovat	●	
Přehlednost výrobní a montážní dokumentace	Maximální	●	
(4) Požadavky k ekonomickým a časovým hlediskům			
Výrobní náklady	Nízké		●
Čas na vývoj	6 měsíců		

Tab. 4 Specifikace požadavků vztažená k operátorům životního cyklu

3.3 Návrh variant kinematiky polohování

Návrh kinematiky polohovacích zařízení vychází z předpokladu, že se jedná o nakupovanou komponentu, která je standardně zařazena v portfoliu mnoha společností zabývajících se touto problematikou.

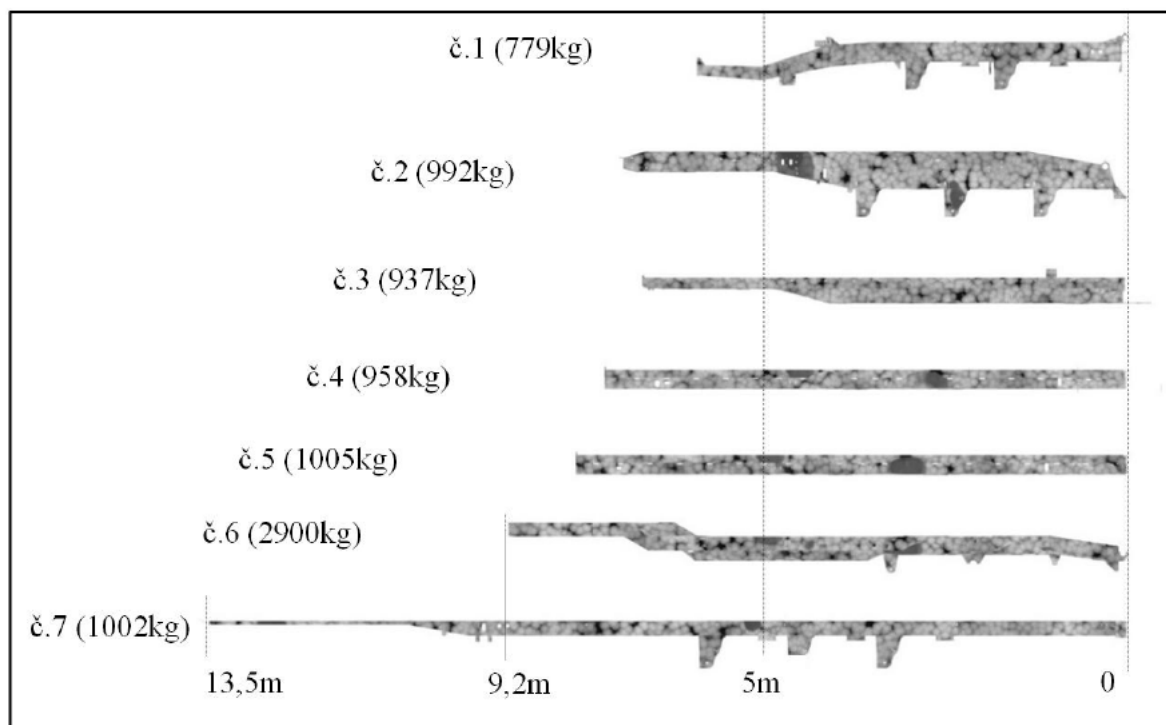
3.3.1 Faktory ovlivňující návrh kinematiky polohovacích zařízení

- **Max. průtočný průměr $\varnothing D_{p \max}$**

Největší nároky na průtočný průměr polohovadla kladou podvozkové rámy č. 2, 6, které se svou šířkou a výškou vyžadují průtočný průměr minimálně 2800mm. Při návrhu kinematiky polohovadel bude uvažována rezerva pro případné budoucí změny podvozkových ráků. Maximální průtočný průměr polohovadel je tedy uvažován 2 900mm.

- **Délka podvozkových ráků $L_{pr i}$**

Na Obr. 13 je znázorněno délkové porovnání všech podvozkových ráků. Podvozkové ráky jsou svojí délkou velice odlišné. Podvozkový rám č. 7 svojí délkou 13 550mm je jednoznačně nejdelším svařencem, který je zhruba o 4 500mm delší než všechny ostatní varianty. Naopak nejkratší podvozkový rám č. 1 má délku pouze 6 280mm s tím, že na jeho čele je oj dlouhá 1900mm.



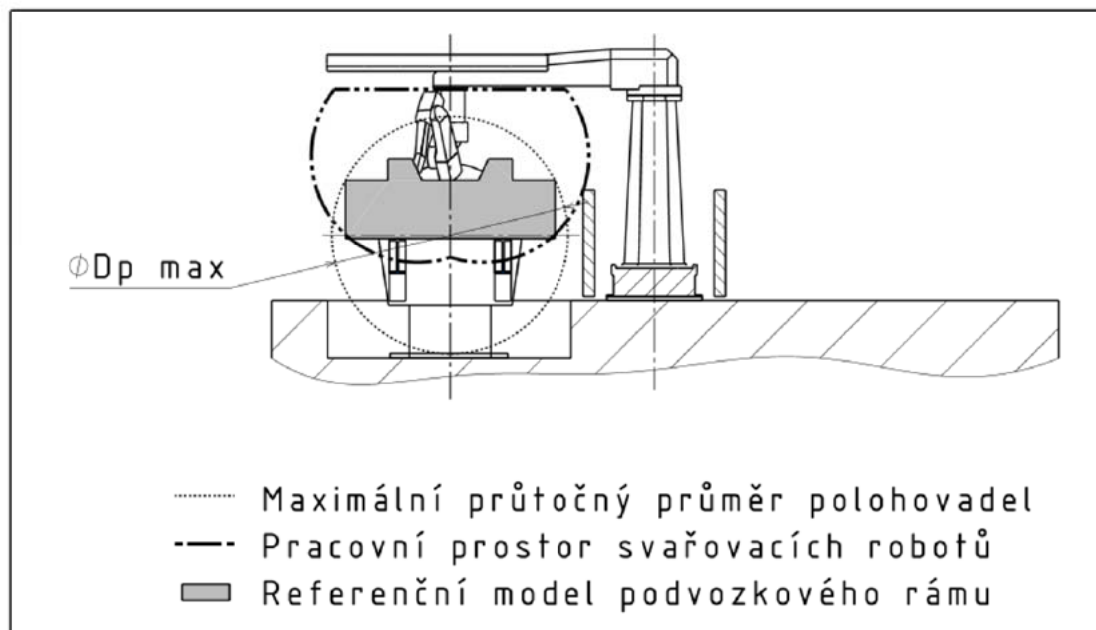
Obr. 13 Délkové porovnání všech variant podvozkových ráků

- **Kinematika svařovacích robotů**

Kinematika kloubových svařovacích robotů je vzhledem k výšce podvozkových ráků navržena s relativně nízkou vertikální dostupností. Na Obr. 14 je vyznačen pracovní prostor svařovacích robotů, který naznačuje, že vertikální poloha svařence má zásadní vliv na svařovou dostupnost.

Základní úvaha o vertikální poloze svařence v pracovním prostoru svařovacích robotů vychází z požadavku na dosažitelnost maximálního počtu svarů na nejvyšším podvozkovém ráku č. 2. Výška základny upínacích přípravků je ve výchozí poloze pro založení podvozkového ráku do přípravku definována dosažitelností nejvýše položeného svaru na již

zmíněném podvozkovém rámu č. 2. Excentricita vertikální základny vzhledem k ose otáčení polohovacích zařízení vyplývá z požadavku na dosažitelnost celé výšky hlavních nosníků v poloze, kdy je podvozkový rám č. 2 otočen o 180° .

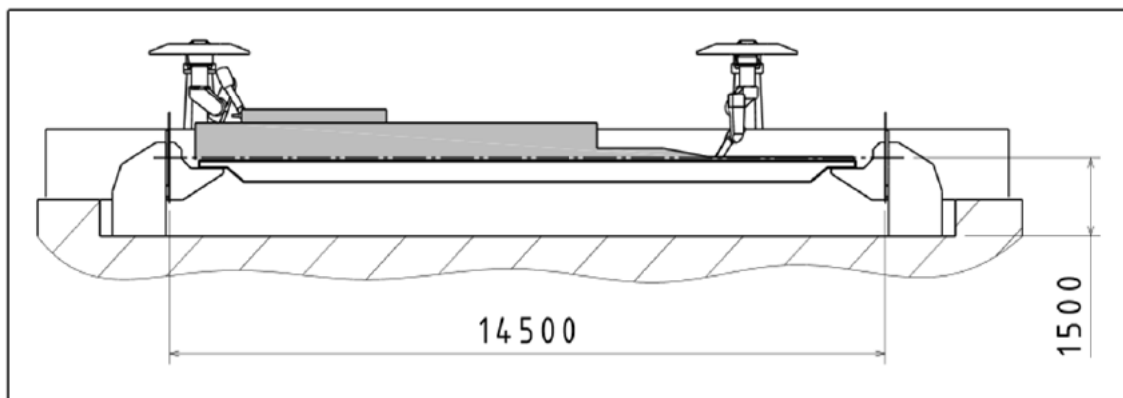


Obr. 14 Příčný řez svařovacím pracovištěm

3.3.2 Varianta kinematiky polohování 1

Varianta kinematiky polohovadel 1 uvažuje základní variantu stolových polohovadel s horizontální osou rotace. Shodná kinematická struktura je například uvedena na Obr. 7 v rešeršní části práce. V této variantě jsou obě polohovadla pevně ukotvena ve vzdálenosti cca 14 500mm. Polohovadla mají jednu řízenou osu pro natáčení svařence kolem horizontální osy.

Jak již naznačuje Obr. 14 pro zajištění optimální vertikální polohy podvozkových rámu je nutné přistoupit ke stavebním úpravám na pracovišti. Řešení této problematiky nabízí zapuštění polohovadel pod úroveň podlahy případně podložení lineárního vedení svařovacích robotů o cca 700mm. Pro vizualizaci varianty na Obr. 15 je zvolena možnost zapuštění polohovadel pod úroveň podlahy.



Obr. 15 Podélný řez svařovacím pracovištěm s fixními polohovadly

• **Orientační výpočet průhybu při použití kinematiky polohování 1:**

Předpoklady:

- Výpočet byl zjednodušen na výpočet průhybu nosníku konstantního průřezu namáhaného prostým ohybem, uloženého na dvou podporách a zatíženého konstantním spojitým obtížením po celé své délce
- Kvadratický modul průřezu podélných nosníků přípravku $I_{y_{PNP}}$ stanovený k neutrální ose průřezu je definován dvojicí I-profilů zobrazených na Obr. 16 (podvozkový rám je na přípravek nejprve položen dle Obr. 15 a až následně upnut => nezvyšuje tuhost podélných nosníků přípravku)
- Podélné nosníky přípravku jsou zatíženy vlastní hmotností a hmotností podvozkového rámu č. 7, která je také rovnoměrně rozložena po celé své délce. Rozměry podélných nosníků přípravku byly orientačně navrženy, tak aby korespondovali s rozměry podélných nosníků podvozkových rámu.

Výpočet:

- Výpočet byl nejprve proveden s využitím vztahů dostupných v literatuře]

$$H_{PNP}=0,35\text{m}$$

$$B_{PNP}=0,2\text{m}$$

$$s_{PNP}=0,014\text{m}$$

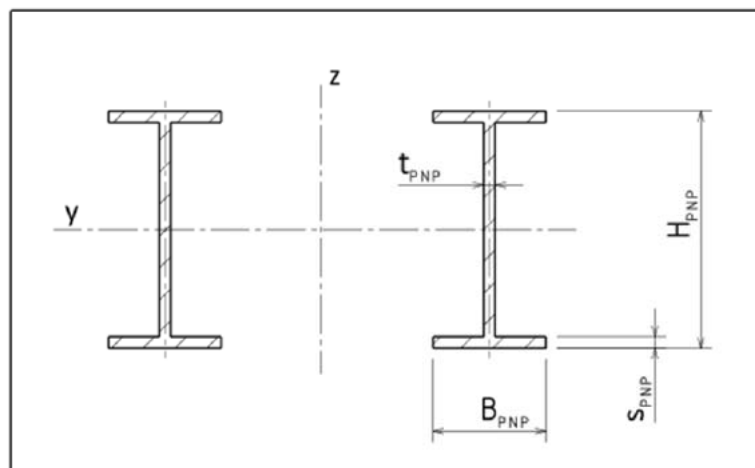
$$t_{PNP}=0,006\text{m}$$

$$m_{PNP} = 1602,3\text{kg}$$

$$m_{PR\ 7} = 1002\text{kg}$$

$$l_{PR\ 7} = 13,55\text{m}$$

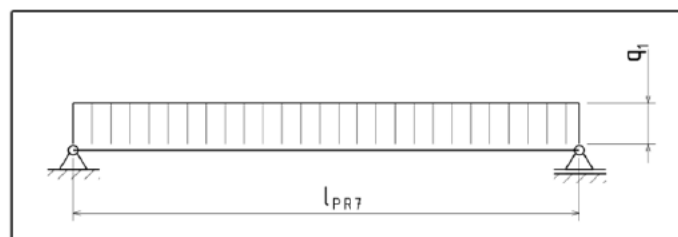
$$E=2,1 \cdot 10^{11}\text{Pa}$$



Obr. 16 Nosný průřez podélných nosníků univerzálního přípravku

$$I_{y_{PNP}} = \frac{B_{PNP} \cdot H_{PNP}^3 - (B_{PNP} - t_{PNP}) \cdot (H_{PNP} - 2 \cdot s_{PNP})^3}{6}$$

$$I_{y_{PNP}} = \frac{0,2 \cdot 0,35^3 - (0,2 - 0,006) \cdot (0,35 - 2 \cdot 0,014)^3}{6} = 3,497 \cdot 10^{-4} \text{m}^4$$



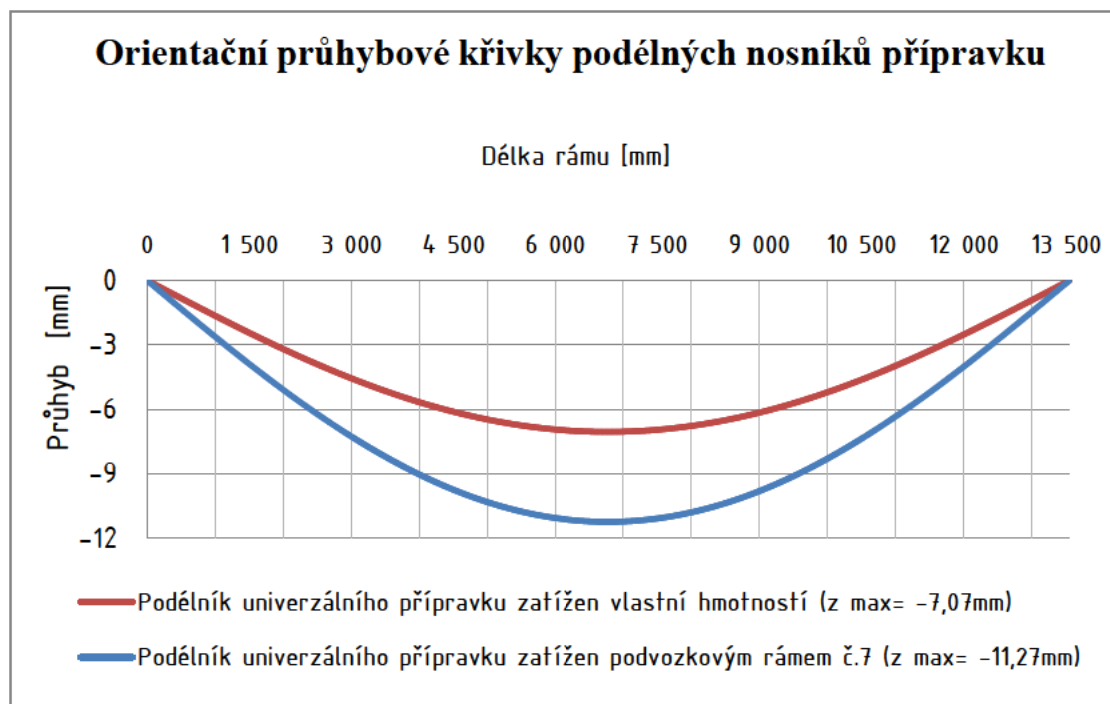
Obr. 17 Schéma uložení a zatížení podélného nosníku přípravku varianty polohování 1

$$z_{1 \max_{PNP}} = \frac{5 \cdot (m_{PNP} + m_{PR7}) \cdot g \cdot l_{PR7}^3}{384 \cdot E \cdot I_{YPNP}}$$

$$z_{1 \max_{PNP}} = \frac{5 \cdot (1602,3 + 1002) \cdot 9,81 \cdot 13,55^3}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 3,497 \cdot 10^{-4}} = 0,01127m = 11,27mm$$

kde	$z_{1 \max_{PNP}}$	Max. průhyb nosníků přípravku pro kinematiku polohování 1
	m_{PNP}	Hmotnost podélných nosníků přípravku
	m_{PR7}	Hmotnost podvozkového rámu č. 7
	l_{PR7}	Délka podvozkového rámu č. 7
	I_{YPNP}	Kvadratický modul průřezu podélných nosníků přípravku
	E	Modul pružnosti v tahu pro ocel

Pro názornost byla úloha zadána do prostředí softwaru MITCalc, ze kterého byly následně převzaty hodnoty pro sestavení grafu orientačních průhybových křivek podélníků přípravku (Obr. 18) při zatížení vlastní hmotností podélníků přípravku i při položení podvozkového rámu č. 7 na upínací přípravek.



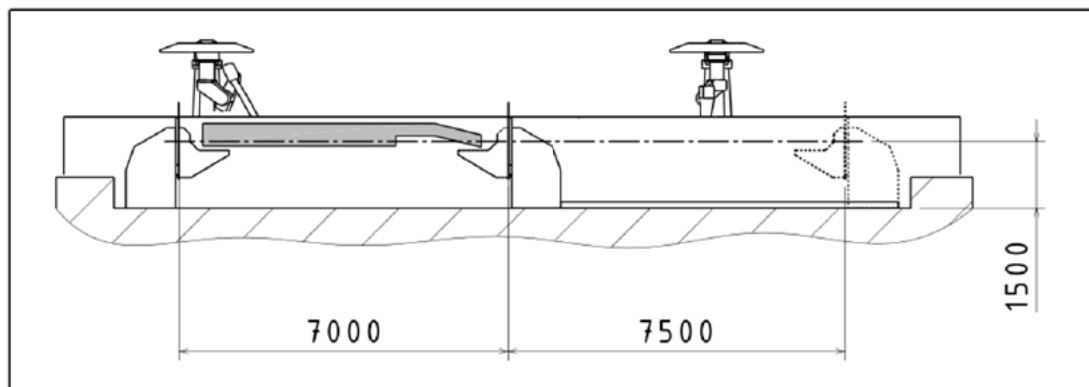
Obr. 18 Orientační průhybové křivky podélných nosníků přípravku pro variantu polohování 1

Dílčí zhodnocení varianty kinematiky polohovadel 1:

- ✓ Jednoduchá kinematika vyžaduje základní provedení polohovacích zařízení
- ✓ Nízké pořizovací náklady polohovadel
- ✗ Při otočení o 180° podélné nosníky přípravku snižují svarovou dostupnost
- ✗ Vysoká hmotnost podélných nosníků přípravku
- ✗ Nutnost stavebních úprav pracoviště

3.3.3 Varianta kinematiky polohování 2

Varianta kinematiky polohovadel 2 je obdobou předchozí varianty, avšak polohovací zařízení má dvě řízené osy. Polohovací zařízení umožňuje změnu vzdálenosti mezi lícními deskami polohovadel. Jedno z polohovadel je pevně ukotveno do podloží výrobní haly. Druhé je uloženo na lineárním vedení a posouváno otáčením pohybového šroubu. Nastavitelná vzdálenost lícních desek polohovadel je velice efektivní způsob, jak lze příznivě ovlivnit průhyb svařenců bez použití podpěrných konstrukcí přípravku. Na Obr. 19 je zobrazen podélný řez pracovištěm se schematicky vyznačenou nejkratší variantou podvozkového rámu č.1. Pro nastavení minimální vzdálenosti dělených upínacích přípravků je nutná nastavitelnost vzdálenosti lícních desek v intervalu od 7 500mm do 14 500mm.



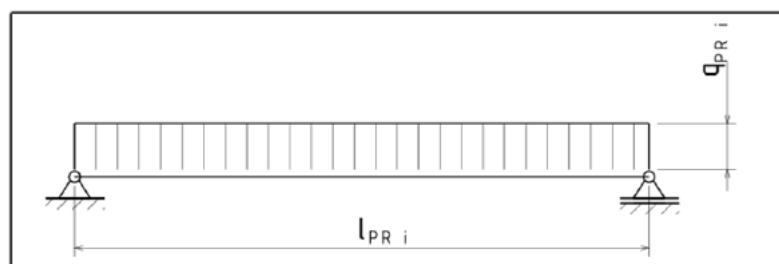
Obr. 19 Podélný řez svařovacím pracovištěm s posuvnými polohovadly

• Orientační výpočet průhybu podvozkových rámu pro kinematiku polohování 2

Předpoklady:

- Předpoklady i jednotlivé kroky výpočtu jsou analogické k výpočtu, který je již popsán v předchozí kapitole 3.1.1.
- Kvadratický modul průřezu podélných nosníků podvozkových rámu I_{yPRi} je definován dvojicí I-profilů podvozkového rámu, jehož rozměry jsou označeny analogicky jako na Obr. 16. Rozměry podélných nosníků podvozkových rámu byly převzaty z podkladů poskytnutých zadavatelem.
- Podélné nosníky podvozkového rámu jsou zatíženy pouze vlastní hmotností, která je rovnoměrně rozložena v celé své délce

Výpočet:



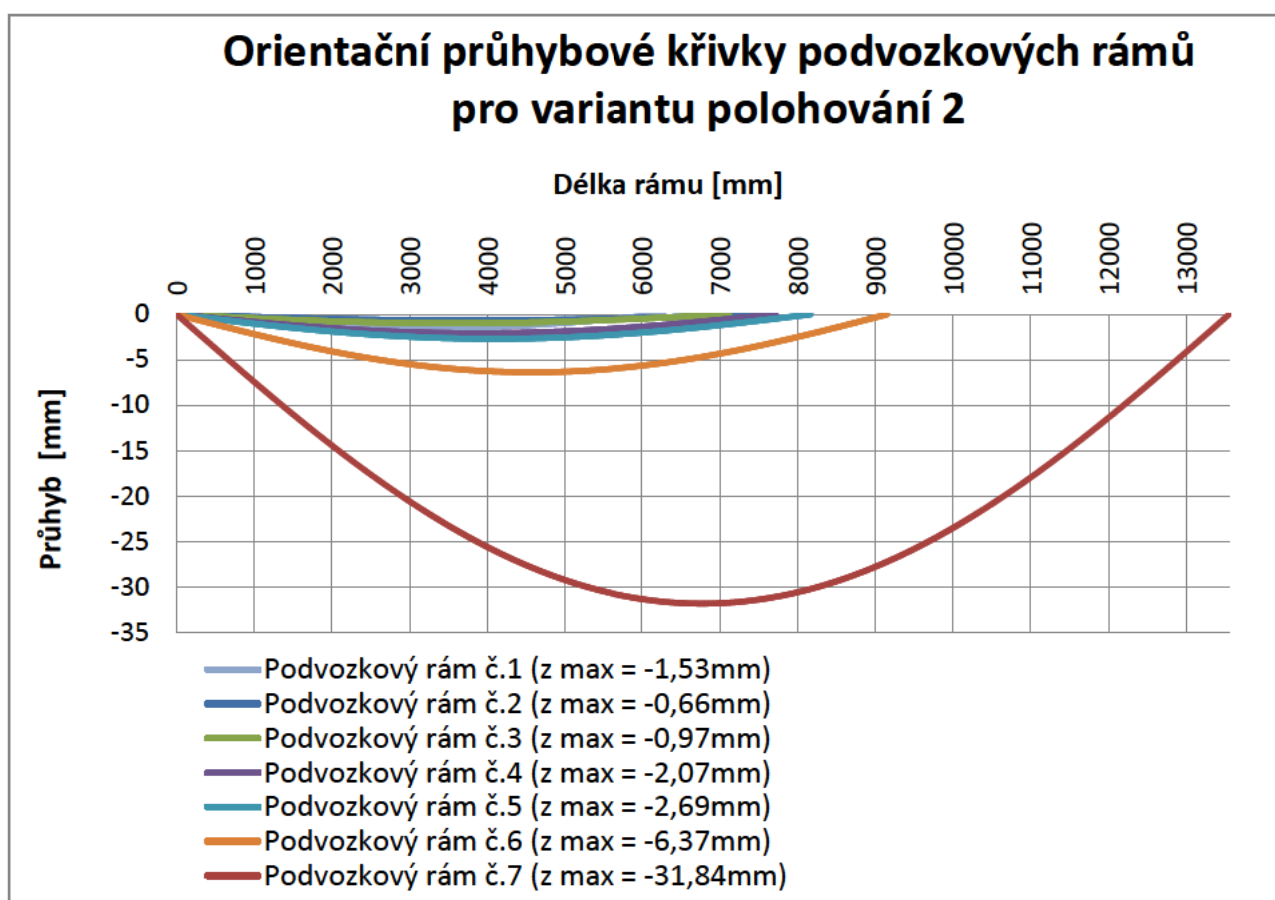
Obr. 20 Schéma uložení a zatížení nosníků podvozkových rámu u varianty polohování 2

$$I_{y_{PRi}} = \frac{B_{PRi} \cdot H_{PRi}^3 - (B_{PRi} - t_{PRi}) \cdot (H_{PRi} - 2s_{PRi})^3}{6}$$

$$z_{2 \max PRi} = \frac{5 \cdot m_{PRi} \cdot g \cdot L_{PRi}^3}{384 \cdot E \cdot I_{y_{PRi}}}$$

kde $z_{2 \max PRi}$ Max. průhyb podvozkových rámpů pro kinematiku polohování 2
 $I_{y_{PRi}}$ Kvadratický modul průřezu nosníků podvozkových rámpů

Pro názornost byla úloha zadána do prostředí softwaru MITCalc, ze kterého byli následně převzaty hodnoty pro sestavení grafu orientačních průhybových křivek podvozkových rámpů při zatížení vlastní hmotností.



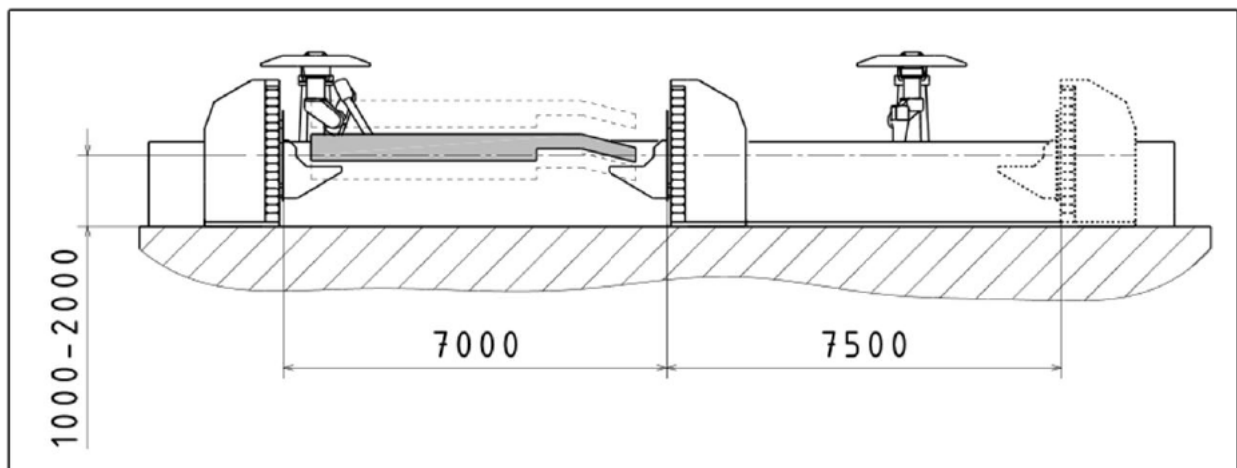
Obr. 21 Orientační průhybové křivky podvozkových rámpů pro variantu polohování 2

Dílčí zhodnocení varianty kinematiky polohovadel 2:

- ✓ Potřeba přídavných vertikálních podpěr jen u nejdělsích variant svařenců
- ✓ Nízká hmotnost upínacích přípravků
- ✗ Nutnost stavebních úprav pracoviště
- ✗ Podélná nastavitelnost navýší cenu základní varianty polohovacího zařízení o cca 60%

3.3.4 Varianta kinematiky polohování 3

Varianta kinematiky polohovadel 3 již uvažuje kinematickou strukturu se třemi řízenými osami. Polohovací zařízení umožňuje natáčení svařence kolem horizontální osy, nastavitelnost vzdálenosti lícnicích desek a zároveň i vertikální zdvih. Tato varianta nevyžaduje žádné stavební úpravy pracoviště. Je to dáno tím, že při otáčení podvozkového rámu se rám nejprve nadzdvihne a až následně dochází k otočení celého rámu nad úrovní podlahy. Následně se podvozkový rám spustí zpět do prostoru dosažitelného svařovacími roboty. Přednost této kinematické struktury polohovadel spočívá ve výrazném zvýšení vertikální dostupnosti svařovacích robotů, která je u předchozích variant podstatně nižší. Takto vybavené pracoviště je již velice variabilní a lze ho do budoucna využít i pro svařování dalších typů svařenců obdobných rozměrů, hmotností, ale především s mnohem větší výškou. Při použití této kinematiky polohovacích zařízení bude průhyb podvozkových rámu odpovídat průhybům naznačených již v předchozí variantě polohování 2 na Obr. 21.



Obr. 22 Podélný řez svařovacím pracovištěm s posuvnými polohovadly s vertikálním zdvihem

Dílčí zhodnocení varianty kinematiky polohovadel 3:

- ✓ Nevyžaduje stavební úpravy na pracovišti
- ✓ Nízká hmotnost upínacích přípravků
- ✓ Vysoká variabilita pracoviště
- ✓ Velký maximální průtočný průměr bez stavebních úprav pracoviště
- ✓ Vertikální zdvih umožňuje rychlé výškové přestavení upínacích přípravků s ohledem na odstupňování výšky podélných nosníků podvozkových rámu
- * Vertikální zdvih navýší cenu polohovacího zařízení o cca 400%

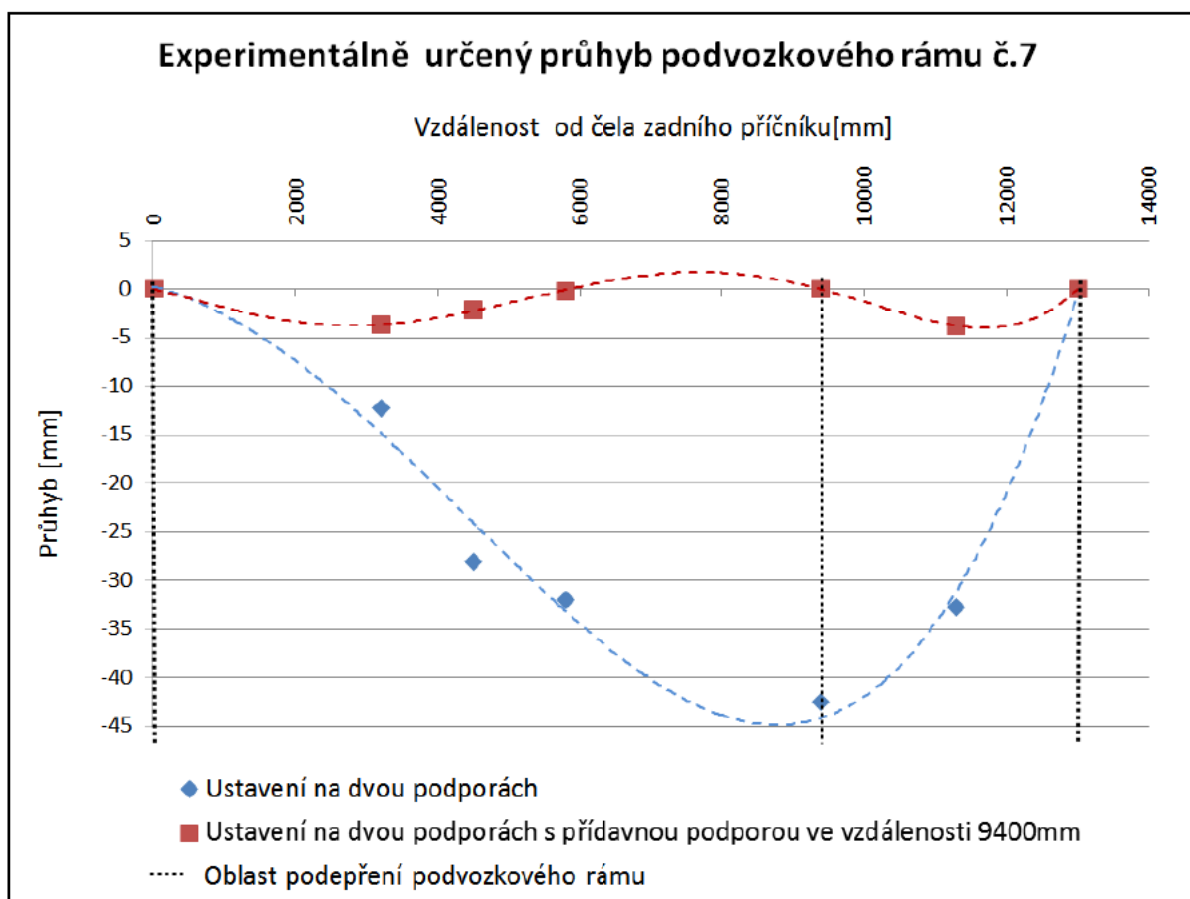
3.4 Návrh vertikálních podpěr

3.4.1 Faktory ovlivňující návrh vertikálních podpěr

Způsob podepření podvozkových rámu a omezení jejich průhybů je zásadní otázkou, která provází podvozkové rámy celou jejich výrobou. Z porovnání orientačních průhybových křivek podvozkových rámu uvedených v předchozích kapitolách a interních požadavků

zadavatele vyplývá, že hodnoty tolerovaného průhybu překračuje pouze podvozkový rám č. 7 s délkou 13 550mm. Pro získání reálného průběhu průhybové křivky bylo provedeno experimentální měření, jehož cílem bylo stanovit potřebný počet a polohu přidavných vertikálních podpěr.

Při měření byl podvozkový rám položen na dvou podporách umístěných v krajních částech a následně byla měřena vzdálenost mezi dosedací plochou podvozkového rámu a podlahou na pěti místech. Z Obr. 23 je patrné, že skutečný maximální průhyb tohoto rámu uloženého na dvou podporách je 45mm ve vzdálenosti 9 200mm od zadního příčnicku. Dále byla přidána další podpora do oblasti největších průhybů a opět se změřila vzdálenost mezi dosedací plochou podvozkového rámu a podlahou. Změřený průhyb při uložení podvozkového rámu č. 7 na třech podporách byl snížen na 4,5mm. Tato hodnota již vyhovuje interním požadavkům zadavatele, takže již nebylo nutné provádět další měření. Shrnutí vyhodnocených průhybů podvozkového rámu je patrné z níže uvedeného grafu.



Obr. 23 Experimentálně určený průhyb podvozkového rámu č. 7

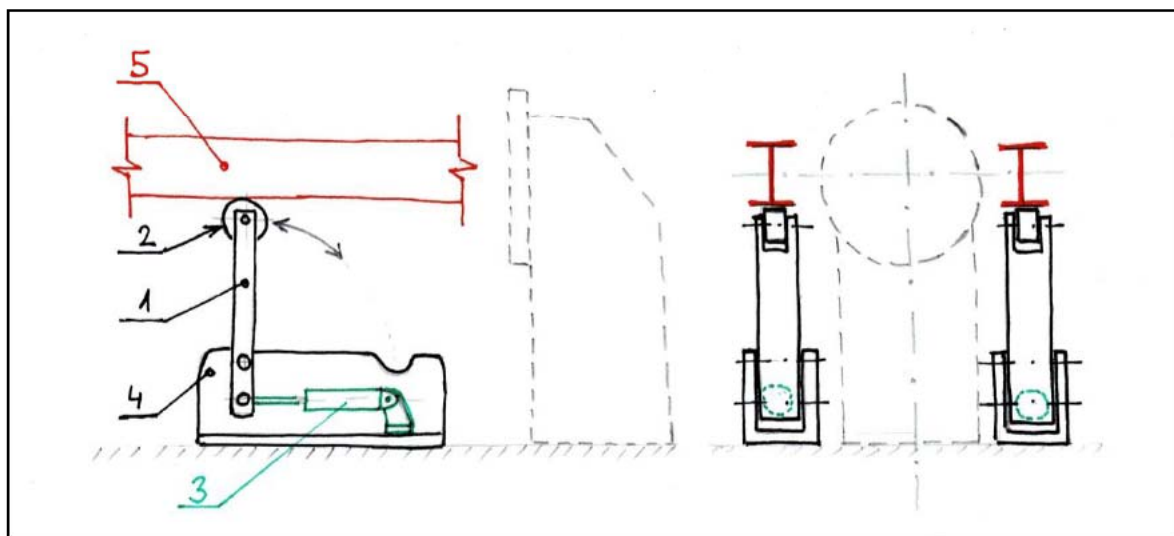
Při návrhu variant přidavných vertikálních podpěr jsou tedy uvažovány především stabilní konstrukce vertikálních podpěr přizpůsobené pouze pro podepření podvozkového rámu č. 7.

3.4.2 Varianta vertikálního podepření 1

Tato varianta vertikálního podepření je navržena pro přímé podepření podélných nosníků pouze v horizontálních polohách podvozkového rámu, kde dochází k největším průhybům. Tedy v polohách, kdy je podvozkový rám orientován ve výchozí poloze při zakládání a při následném natočení o 180°

Kinematická struktura stabilních vertikálních podpor, které nejsou provázány s rotačním pohybem svařence, musí umožňovat sklopení všech komponent tak, aby nezasahovaly do prostoru potřebného k otočení svařence kolem horizontální osy polohovadel. V příčném řezu pracovištěm na Obr. 14 je tento prostor označen maximálním průtočným průměrem polohovadel.

Podélně sklopná vertikální podpora zobrazená na Obr. 24 se skládá z otočně uložené vzpěry (poz. 1) zakončené kladkou (poz. 2). Vztyčení vzpěry do vertikální polohy je zajištěno dvojčinným lineárním motorem (poz.3), čímž dojde ke kontaktu kladky s opěrnou plochou podélného nosníku podvozkového rámu (poz. 5) a následně jeho nadzdvihnutí do požadované výšky. Pokud je vzpěra sklopená do horizontální polohy je zanořena do stabilního rámu vzpěry (poz. 4) a chráněna před poškozením v době nečinnosti.



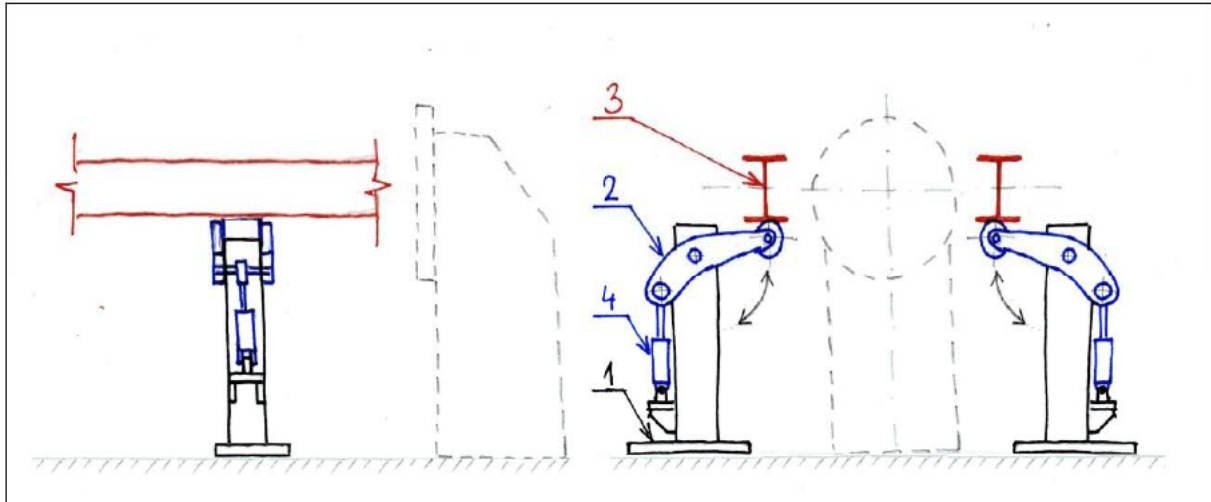
Obr. 24 Schématické zobrazení varianty vertikálního podepření 1 v podélném řezu

3.4.3 Varianta vertikálního podepření 2

Kinematika varianty vertikálního podepření 2 uvažuje stabilní konstrukci pro podepření podvozkového rámu pouze v horizontálních polohách podvozkového rámu. V této koncepci je navrženo sklápění vertikální vzpěry v příčné rovině podvozkového rámu, což otevírá mnohem větší prostor pro konstrukci vertikální vzpěry.

Na Obr. 25 je zobrazen koncept řešení, jehož základ tvoří pevně ukotvený sloup (poz. 1), na kterém se v příčném směru pohybuje vahadlo s kladkou (poz. 2), která se při vztyčení vahadla dostane do kontaktu s podélným nosníkem podvozkového rámu (poz. 3).

Natočení vahadla je ovládáno pomocí lineárního motoru (poz. 4), který je připojen na protilehlém konci vahadla.



Obr. 25 Schématické zobrazení varianty vertikálního podepření 2 v příčném řezu

3.5 Návrh variant upínání

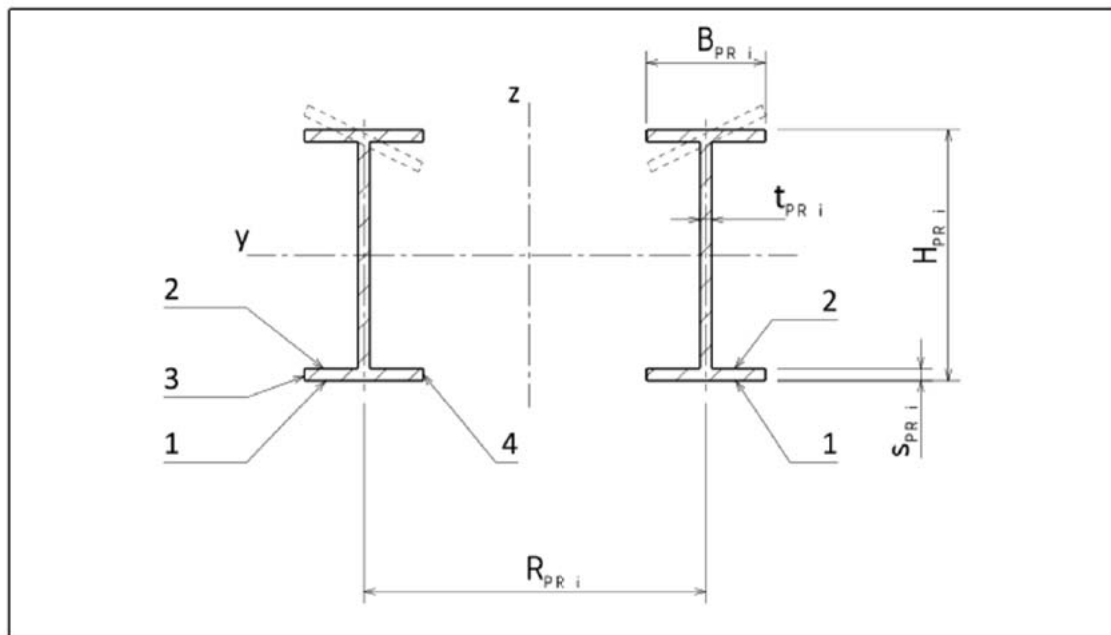
3.5.1 Faktory ovlivňující návrh variant upínání

- Stanovení opěrných a upínacích ploch podvozkových rámců

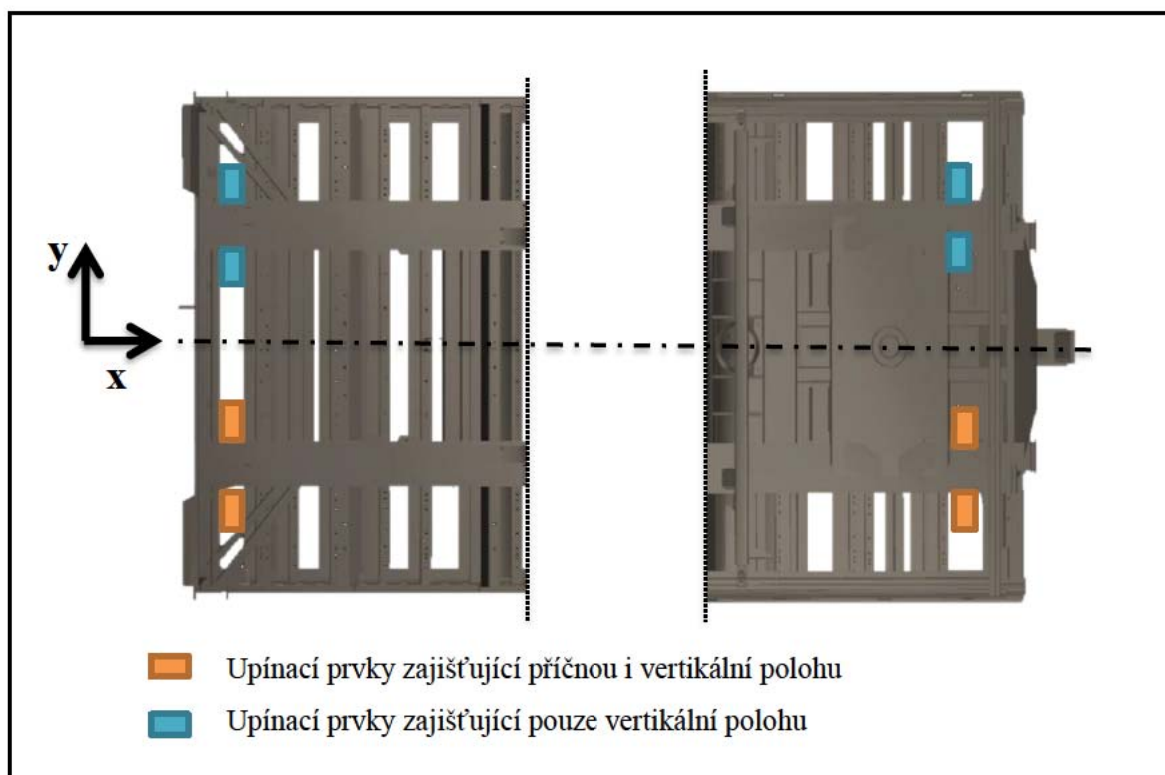
Při volbě technologických ploch na podvozkových rámech je základním předpokladem orientování všech typů podvozkových rámců za tuhé části nosné konstrukce, které se nacházejí v předních a zadních partiích podvozkových rámců, kde je možnost umístit upínací prvky.

Různorodé rozměry a případné prolamování podélných I-profilů podvozkových rámců vyžaduje rozdělení podvozkových rámců do skupin a řešení přizpůsobitelnosti upínacích prvků ve dvou úrovních. První úroveň přestavení upínacích prvků je uvažována v rámci jedné skupiny. Jedná se o přizpůsobení upínacích prvků různým šířkám, výškám a roztečím podélných nosníků podvozkových rámců, což představuje relativně rychlé, ruční přestavení přípravku bez využití například jeřábu. Druhá úroveň přestavení upínacích prvků již vyžaduje výraznější přestavbu upínacího přípravku za pomoci jeřábu. Je nutné změnit pozici upínacích prvků takovým způsobem, aby bylo možné podvozkový rám ustavit například za prolamovaný podélný nosník podvozkových rámců č. 2, 6.

Technologické základny na podélných nosnících podvozkových rámců jsou označeny na následujícím obrázku Obr. 26.



Obr. 26 Příčný řez podélnými nosníky podvozkových ráků s označením technologických základů



Obr. 27 Půdorysný pohled na průřez předních a zadních část zorientovaných podvozkových ráků

○ Vertikální ustavení podvozkových ráků (v ose Z)

Při zakládání svařenců do přípravku je nutné zkontrolovat orientaci lícních desek polohovacích zařízení, případně je zorientovat do výchozí polohy, ve které jsou vertikální dorazy v požadované výšce, a lze přímo položit podvozkový rám uložený na jeřábových vidlicích na upínací přípravky. Vertikální ustavení podvozkových ráků je definováno čtyřmi dosedacími plochami, které jsou na Obr. 26 označeny pozicí 1. Dvojice podélných nosníků

podvozkového rámu je tedy podepřena na obou koncích. Zajištění polohy podvozkového rámu je řešeno sevřením pásnice I-profilu upínacími elementy, které dosedají na plochy označené pozicemi 2, 3. Pásnice I-profilu jsou vyráběny z plechů o tloušťkách 8mm, 12mm a 20mm. Odlišným způsobem je ustaven pouze podvozkový rám č. 1, kde je využito čelní desky oje.

○ **Příčné ustavení podvozkových rámu (v ose Y)**

Prvkem definujícím příčnou polohu podvozkového rámu je pásnice I-profilu, jejíž šířka je sevřena upínacími elementy. Vzhledem k rozdílné rozteči podélných nosníků R_{pr} , která nabývá hodnot v rozmezí 1089mm až 1289mm ale i šířce pásnice B_{pr} s rozměry 120mm, 140mm a 160mm je nutné umožnit přestavení všech upínacích prvků v relativně širokém rozmezí.

○ **Podélné ustavení podvozkových rámu (v ose X)**

Podélné ustavení podvozkových rámu je zajištěno dorazem, o který je následně opřeny zadní příčník.

● **Návrh upnutí jednotlivých variant podvozkových rámu jsou shrnuty v Tab. 5.**

Označení podvozkového rámu	Vertikální ustavení (v ose Z)		Příčné ustavení (v ose Y)		Podélné ustavení (v ose X)	
	Zadní část	Přední část	Zadní část	Přední část	Zadní část	Přední část
1	Sevření spodní pásnice I-profilu	Čelo oje	Sevření spodní pásnice I-profilu	Čelo oje	Doraz pro zadní příčník	---
2	Sevření čepů korby	Sevření spodní pásnice I-profilu	Axiální ustavení čepu korby	Sevření spodní pásnice I-profilu	Doraz pro čep korby	---
3	Sevření spodní pásnice I-profilu	Sevření spodní pásnice I-profilu	Sevření spodní pásnice I-profilu	Sevření spodní pásnice I-profilu	Doraz pro zadní příčník	---
4	Sevření spodní pásnice I-profilu	Sevření spodní pásnice I-profilu	Sevření spodní pásnice I-profilu	Sevření spodní pásnice I-profilu	Doraz pro zadní příčník	---
5	Sevření spodní pásnice I-profilu	Sevření spodní pásnice I-profilu	Sevření spodní pásnice I-profilu	Sevření spodní pásnice I-profilu	Doraz pro zadní příčník	---
6	Sevření spodní pásnice zkoseného I-profilu	Sevření spodní pásnice I-profilu v rozdílné výšce	Sevření spodní pásnice zkoseného I-profilu	Sevření spodní pásnice I-profilu	Doraz pro zadní příčník	---
7	Sevření spodní pásnice I-profilu	Sevření profilu podélníku	Sevření spodní pásnice I-profilu	Sevření profilu podélníku	Doraz pro zadní příčník	---

Legenda: Upnutí vyžaduje pouze ruční výměnu (přestavení) upínacích prvků
 Upnutí vyžaduje použití jednocelových přípravků ustavených pomocí jeřábu

Tab. 5 Návrh ustavení jednotlivých podvozkových rámu v upínacích přípravcích

● **Maximální excentricita těžiště podvozkových rámu**

Úvaha o dovolené excentricitě vychází z možností standardně dodávaných polohovacích zařízení. Polohovací zařízení pro tyto aplikace nabízená výrobcem mají pohon pro otáčení lícních desek dimenzován na 4000 Nm. Za předpokladu, že přípravek lze vyvážit pomocí vyvažovacích závaží, lze uvažovat, že krouťící moment pohonu lícních desek polohovadel se teoreticky spotřebovává pouze při otáčení podvozkových rámu, jejichž těžiště

je vzhledem k ose lícnicí desek excentricky vychýleno. Z momentové rovnováhy k ose lícnicí desek lze určit maximální excentricitu jednotlivých rámu $e_{i\ max}$

$$e_{i\ max} = \frac{M_{k\ pol}}{G_{pr\ i}} = \frac{M_{k\ pol}}{m_{pr\ i} \cdot g}$$

kde: $M_{k\ pol}$ Maximální kroutící moment pohonu lícnicí desek polohovadel
 $m_{pr\ i}$ Hmotnost i-tého podvozkového rámu
 $e_{i\ max}$ Maximální excentricita i-tého podvozkového rámu
 g Gravitační zrychlení

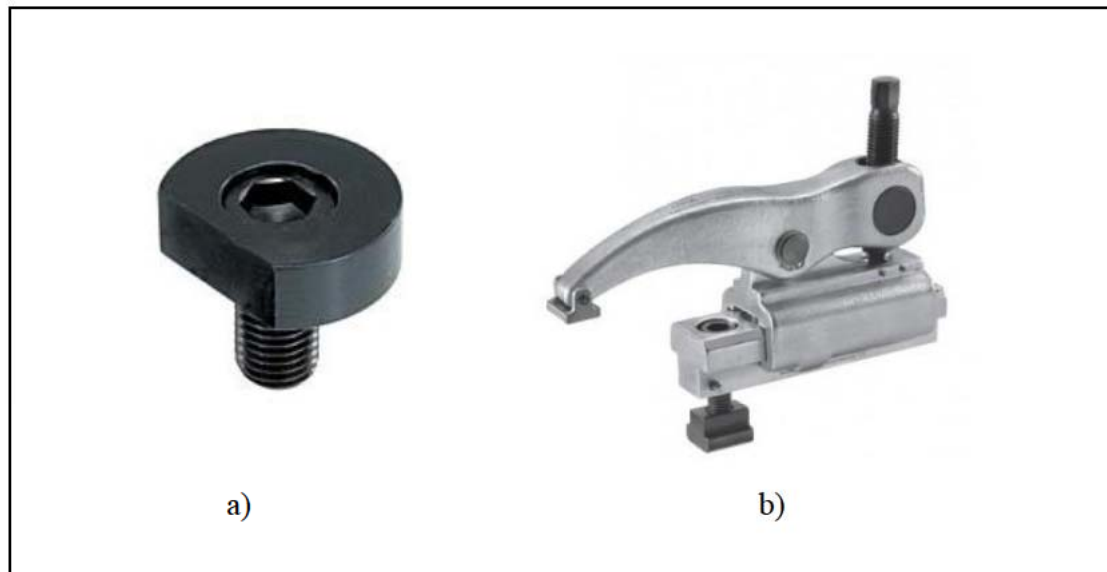
Označení podvozkového rámu	Hmotnost i-tého podvozkového rámu	Maximální excentricita i-tého podvozkového rámu
i	$m_{PR\ i}$ [kg]	$e_{i\ max}$ [mm]
1	779	523,4
2	992	411,0
3	937	435,2
4	958	425,6
5	1005	405,7
6	2900	140,6
7	1002	406,9

Tab. 6 Hodnoty maximální excentricity těžiště podvozkových rámu

3.5.2 Varianta upínání 1

Tato varianta uvažuje čistě mechanický princip upínání s ručním ovládním každého upínacího prvku samostatně. Vzhledem k rozdílnému umístění příček v přední i zadní části podvozkových rámu musejí mít upínací elementy velice kompaktní rozměry vyžadující minimální manipulační prostor pro jejich upnutí. Další komplikací je dosažitelnost upínacích prvků obsluze. Výška upínacích prvků od podlahy v místě upínacích přípravků je cca 1 500mm a usazený rám s bočnicemi o výšce přibližně 200mm již znamená značnou překážku a komplikaci obsluze při upínání svařence do přípravku. Přizpůsobení tohoto druhu upínacích prvků vyžaduje relativně zdlouhavé přesouvání do pozic, ve kterých lze upnout i-profilu o jiných rozměrech a roztečích.

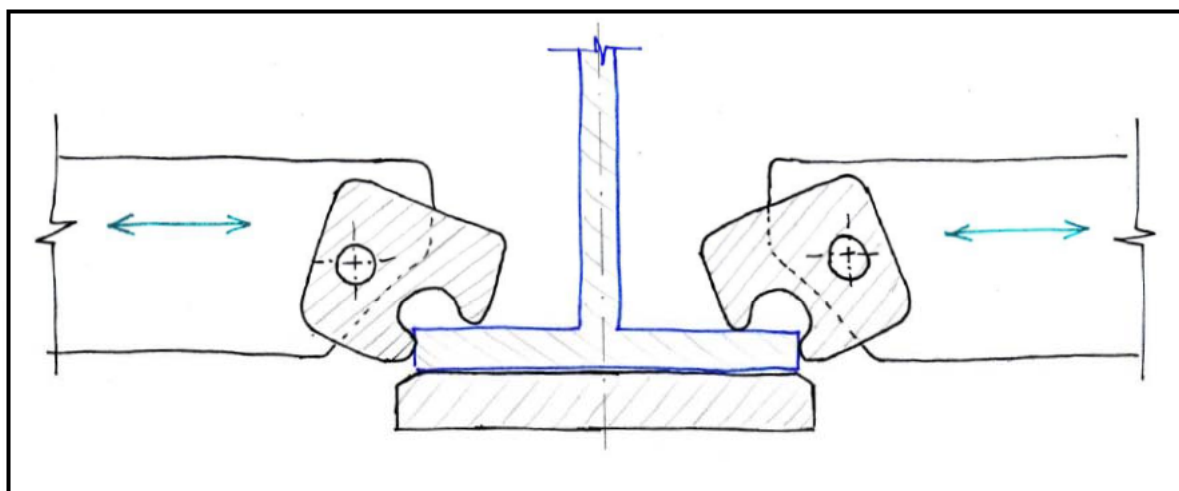
Pro příčné ustavení lze použít například excentrické upínače zobrazené na Obr. 28a, jejichž hlavní výhodou jsou velice nízké zástavbové rozměry a rychlost upnutí. Pro svislé upnutí jsou navrženy svislé rychloupínače určené pro vysoké zatížení, které vzhledem k omezenému manipulačnímu prostoru jsou opět ovládnuty pomocí náradí.



Obr. 28 Vybrané varianty ručních upínacích prvků [21], [22]

3.5.3 Varianta upínání 2

Varianta upínání 2 uvažuje upínání spodní pásnice i-profilu pomocí pákových upínek, jejichž geometrie umožňuje upnout svařenec v příčném i svislém směru. Vzdálenost upínacích elementů je provázána samosvorným šroubem s pravo-levým závitem, takže při otáčení šroubem se k sobě upínací elementy přibližují či oddalují. Značnou výhodou této varianty je přizpůsobitelnost upínacího mechanismu různým šířkám pásnic. Do určité míry lze uvažovat i upínání pásnic s mírně rozdílnou tloušťkou plechu bez nutnosti přestavování upínacích prvků. Při upínání výrazně odlišných profilů je nutné vyměnit pouze upínací element přizpůsobený jinému profilu. Šroub ovládající příčný posuv upínacích elementů lze vyvést na boku přípravku a pomocí pneumatických utahováků omezovačem kroučícího momentu velice rychle upnout.



Obr. 29 Návrh principu upínání varianty upínání 2

3.5.4 Varianta upínání 3

Varianta upínání 3 uvažuje mechanizovaný způsob upínání. Upínací síla je vyvozena pneumatickými lineárními motory s provozním tlakem 4 bar, které jsou kombinovány s masivním provedením pákových mechanismů zobrazených na Obr. 30. Předností tohoto způsobu upnutí spočívá nejen v rychlosti vyvození upínací síly, ale i v možnosti doplnění kontroly upnutí jednotlivých prvků. Zavedení tlakového média do otočného přípravku sebou naopak přináší komplikace s rozvodem tlakového média k lineárním motorům. Tento problém lze řešit například omezením rozsahu otáčení svařence na 180°. Na svařovací proces to neklade žádná omezení, avšak rozvod hadic a kabelů již lze provést vhodným typem energetických řetězů. S vysokou rychlostí a kontrolovatelností upnutí upínacích prvků je ovšem spojena i časová náročnost na přenastavení upínacích prvků odlišným rozměrům podélných nosníků podvozkových rámců. Z navržených variant se zároveň jedná jednoznačně o ekonomicky nejnáročnější variantu a to v pořizovacích nákladech i následné údržbě.



Obr. 30 Vybrané varianty pneumatických upínacích prvků [23]

3.6 Komplexní návrh variant a výběr nejvhodnější varianty

3.6.1 Komplexní návrh variant v morfologické matici

Navržené varianty pro splnění dílčích hlavních funkcí již byli popsáni v přechozích kapitolách. Komplexní návrh řešení problematiky polohovacího přípravku, kombinující dílčí konstrukční uzly z předchozích kapitol, je proveden pomocí morfologické matice v Tab. 7

Dílčí funkce	Způsob zajištění funkce		
	Varianta A	Varianta B	Varianta C
Polohování svařence	Kinematika polohování 1	Kinematika polohování 2	Kinematika polohování 3
Způsob řízení polohovacích zařízení	Ručně ovládáno, aretováno kolíky	Samostatným PLC zařízením	Rídicím systémem svařovacích robotů
Omezení průhybu podvozkových rámu	Varianta vertikálního podepření 1	Varianta vertikálního podepření 2	
Upnutí podvozkového rámu v přípravku	Varianta upínání 1	Varianta upínání 2	Varianta upínání 3

Tab. 7 Morfologická matice s vyznačením koncepčních variant

3.6.2 Zhodnocení variant

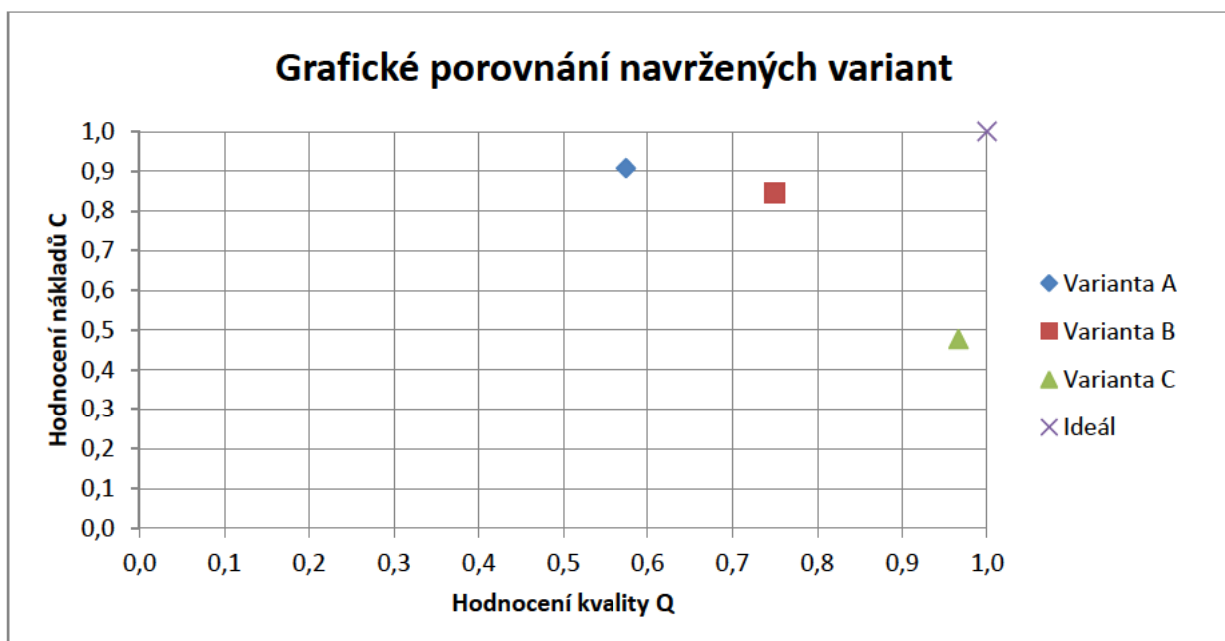
Pro zhodnocení koncepčních variant jsou vybrána kritéria z dvou oblastí. Do oblasti týkající se jakosti navrženého produktu jsou zahrnuty kritéria jako například dostupnost svařovacích robotů, ergonomie ovládání upínacích prvků a časová náročnost přestavení upínacích přípravků na jiný typ podvozkového rámu. Do kategorie nákladových kritérií je zařazena ekonomická náročnost počáteční investice, ale i následné dlouhodobé servisní náklady na údržbu zařízení a přípravků instalovaných na pracovišti.

V následující tabulce Tab. 8 jsou rozepsána jednotlivá kritéria, včetně jejich významnosti, která je vyjádřena ve sloupci s označením váha kritéria. V dalších sloupcích je hodnocení příslušných variant prostřednictvím bodů. Ideální varianta je hodnocena pěti body, nejméně vyhovující pak získává jeden bod. Celková součtová hodnocení jsou provedena nezávisle v obou skupinách nákladů i jakosti produktu. Na závěr jsou výsledné hodnoty zaneseny do grafu na Obr. 31.

Výsledná varianta určená k dalšímu rozpracování v rámci diplomové práce je dle vyhodnocení varianta B. Jedná se tedy o variantu, ve které je svařovací robotické pracoviště dovybaveno polohovacím zařízením, které je propojeno s řídicím systémem svařovacích robotů a umožňuje natáčení svařence kolem horizontální osy s možností nastavení vzdálenosti lícních desek. Svařenec je upínán pomocí jednoúčelových upínacích prvků, které jsou ovládány pomocí šroubu s pravo-levým závitem, na jehož konci je připraven prvek pro nasazení pneumatického utahováku s omezovačem kroutícího momentu, kterým se vyvodí upínací síla pro ustavení svařence. Součástí návrhu je i podélně sklopná vertikální podpora ovládaná pomocí hydromotoru.

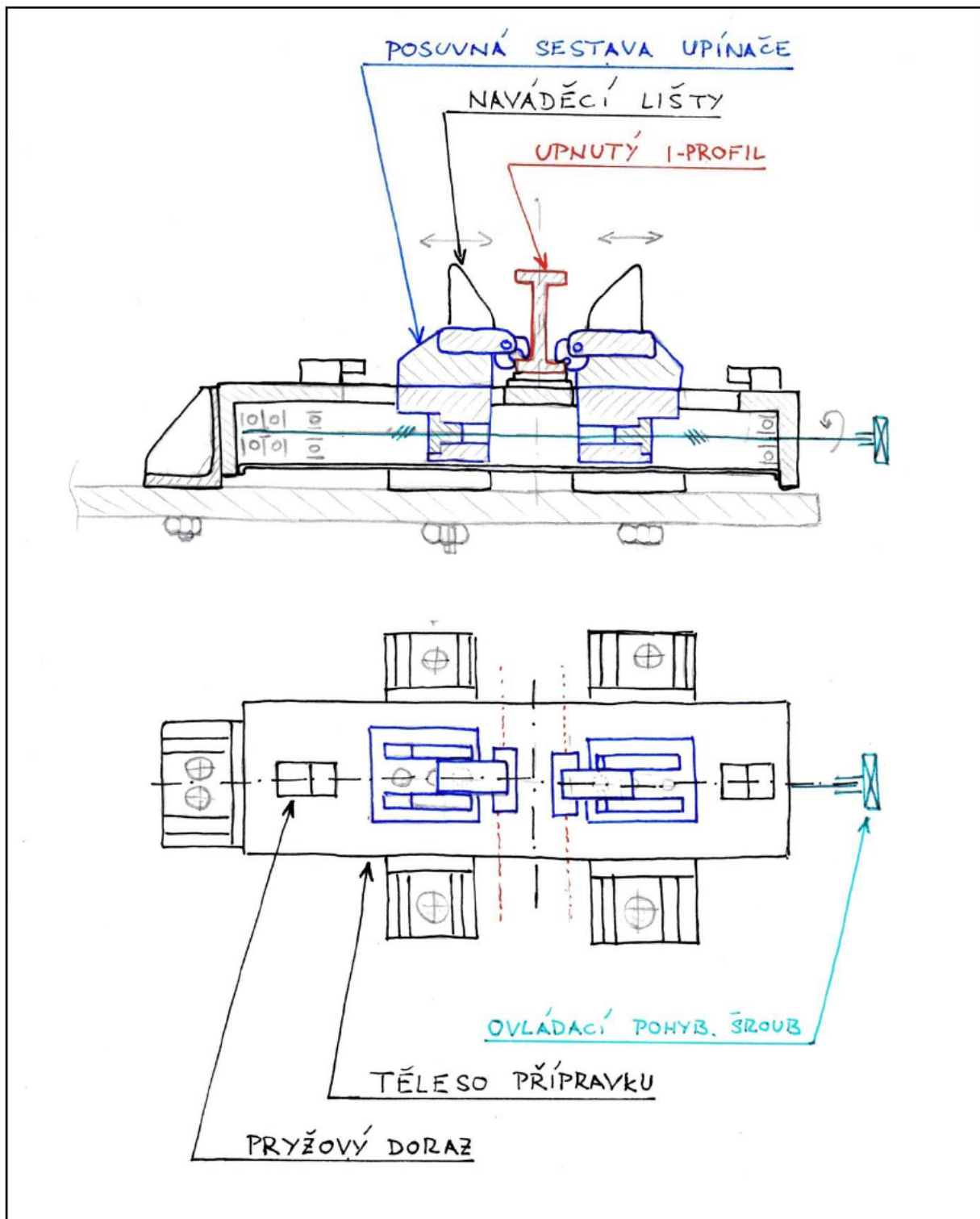
Hodnocená kritéria:		Váha kritéria	Varianta				
			A	B	C	Ideál	
Kritéria jakosti Q	Náročnost stavebních úprav	4	3	3	5	5	
	Dostupnost svařovacích robotů	5	4	4	5	5	
	Rozšíření využitelnosti pracoviště pro jiné typy svařenců	4	2	4	5	5	
	Čas pro úpravu pracoviště na jiný typ podvozkového rámu	4	2	3	4	5	
	Ergonomie ovládání upínacích prvků přípravku	5	3	4	5	5	
	Časová náročnost podepření podvozkového rámu vzpěrou	2	3	5	5	5	
	Celkové součtové hodnocení			69	90	116	120
	Poměrné hodnocení vůči ideálu			0,58	0,75	0,97	1
Kritéria nákladů C	Ekonomická náročnost instalace polohovacích zařízení	4	5	4	1	5	
	Ekonomická náročnost údržby polohovacích zařízení	3	5	4	1	5	
	Ekonomická náročnost instalace vertikálních podpěr	3	3	5	5	5	
	Ekonomická náročnost údržby vertikálních podpěr	3	5	4	3	5	
	Celkové součtové hodnocení			59	55	31	65
	Poměrné hodnocení vůči ideálu			0,91	0,85	0,48	1
Celkové pořadí:			III.	I.	II.	---	

Tab. 8 Hodnocení navržených variant



Obr. 31 Grafické porovnání navržených variant s ideálem

3.7 Návrh konstrukční struktury výsledného řešení upínacího mechanismu



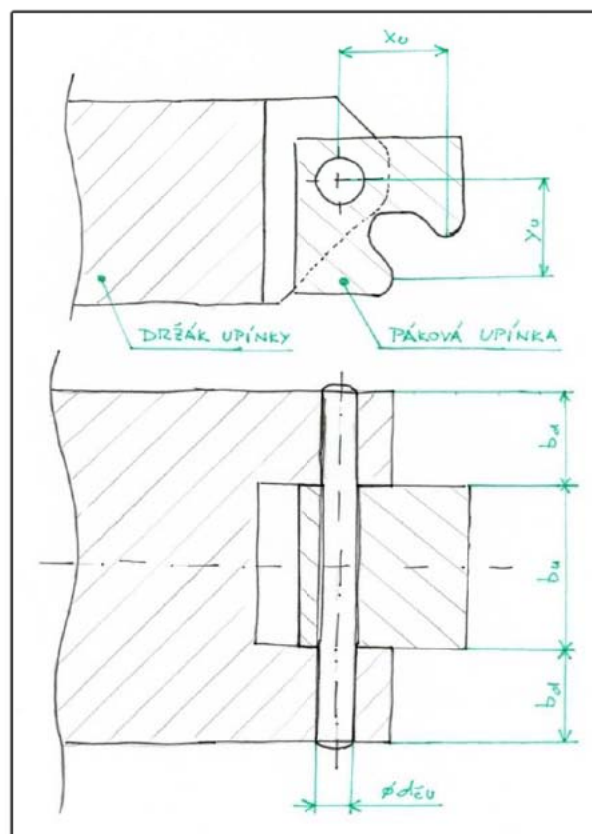
Obr. 32 Prvotní návrh hrubé stavební struktury upínacího mechanismu

3.8 Návrh a dimenzování jednotlivých konstrukčních uzlů

Počátek souřadnicového systému x , y , z , který je respektován v následujících kapitolách, je umístěn ve středu otáčení lícni desky pevného polohovadla. Při natáčení lícni desky je natáčen i zvolený souřadný systém.

3.8.1 Určení geometrie pákové upínky

Tvar pákového upínacího elementu je navrhnut s ohledem na příčné vystředění podvozkového rámu v upínacím mechanismu a následný přenos silových účinků, které stabilizují polohu podvozkového rámu v upínacím přípravku. Při zakládání podvozkového rámu do přípravku pomocí jeřábu je podvozkový rám na hrubo naveden pomocí naváděcích lišt. Přesné vymezení příčné polohy svařence v přípravku je již nutné zajistit při svírání pákových upínacích elementů. Na Obr. 33 je znázorněno uložení pákové upínky v držáku včetně základních rozměrů, jejichž velikost bude v dalších kapitolách podrobena dimenzování. Základní směrodatné rozměry pákové upínky z_u , y_u definují poměr mezi silovými účinky F_{Uy} , F_{Uz} , které působí v dotkových plochách pákové upínky.

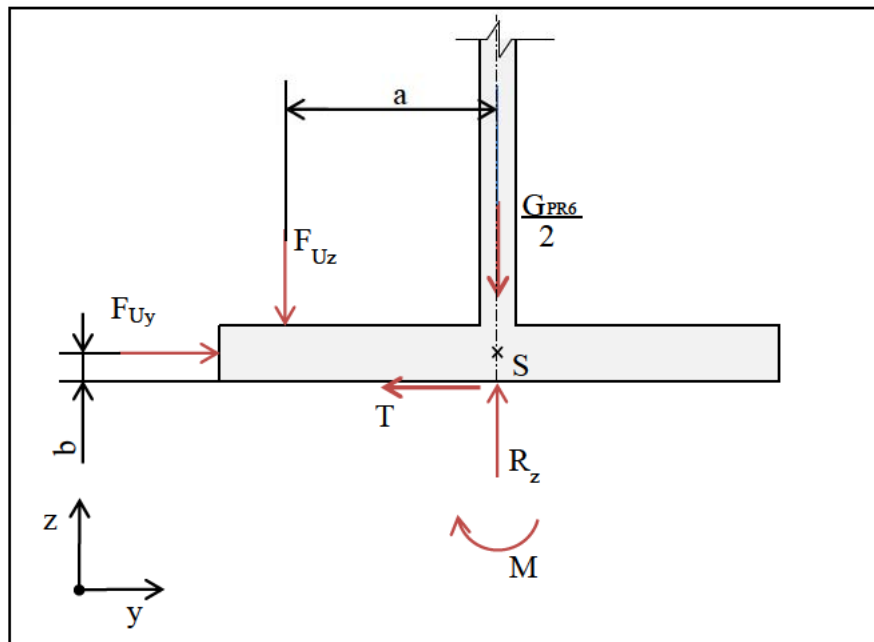


Obr. 33 Schématický řez uložením pákové upínky v držáku

Níže uvedený kontrolní výpočet navrženého pákového převodu upínacího prvku vychází z předpokladu, že horizontální upínací síla musí být větší než třecí síly způsobené od hmotnosti podvozkového rámu a vertikální upínací síly F_{Uz} . Při výpočtu byly uvažovány pasivní účinky vznikající mezi podvozkovým rámem a vertikálním dorazem přípravku,

na který je podvozkový rám prostřednictvím pákové upínky přitlačován. Úloha je řešena s využitím metody uvolňování.

Na Obr. 34 je znázorněn uvolněný i-profil podvozkového rámu s vyznačenými silovými účinky. Jedná se o rovinnou soustavu silových účinků a pro výpočet vystředění podélného nosníku podvozkového rámu postačují následující podmínky rovnováhy:



Obr. 34 Síly působící na podélný nosník podvozkového rámu při jeho středění v upínacím přípravku

$$y: F_{Uy} - T = 0$$

$$z: -F_{Uz} - \frac{G_{PR6}}{2} + R_z = 0$$

$$M_S: M - F_{Uz} \cdot a + T \cdot b = 0$$

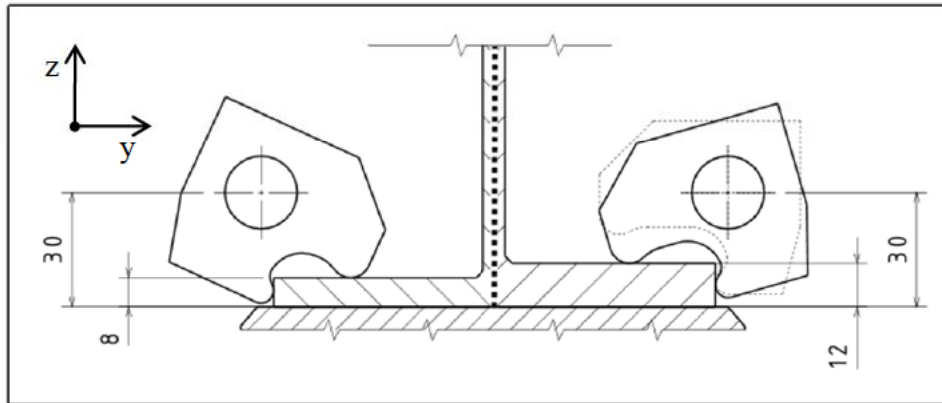
Vzhledem k velikosti rozměru b a poloze těžiště podvozkového rámu je zanedbán vliv této vzdálenosti, která by způsobovala vznik momentů „naklápějících“ podvozkový rám.

Podmínka vystředění podélného nosníku podvozkového rámu v přípravku vychází z předpokladu, že když horizontální upínací síla F_{Uy} bude větší než třecí síla T , dojde k vystředění podélného nosníku v upínacím přípravku. Minimální velikost síly $F_{Uy \min}$ je tedy stanovena následujícím vztahem:

$$F_{Uy \min} = T = \left(\frac{G_{PR6}}{2} + F_{Uz} \right) \cdot f_o$$

Poměr upínacích sil $\frac{F_{Uz}}{F_{Uy}}$ byl zvolen s ohledem na vyrobitelnost a univerzálnost pákových upínek pro tloušťky spodní pásnice i-profilu 8mm a 12mm. Předběžný návrh tvaru pákových upínek je zobrazen na Obr. 35. Návrh uvažuje s poměrem horizontálních a

vertikálních sil na pákové upínce poměr $k_1 = \frac{F_{Uz}}{F_{Uy}} = 1,09$ pro tloušťku spodní pásnice 12mm a $k_2 = \frac{F_{Uz}}{F_{Uy}} = 0,91$ pro tloušťku spodní pásnice i-profilu podélného nosníku podvozkového rámu 8mm. Pro ověření podmínky pro vystředění podélného nosníku v upínacím přípravku je uvažován méně příznivý pákový převod k_1 .



Obr. 35 Návrh geometrie pákových upínek pro upínání pásnic podélného nosníku o tloušťce 8mm, 12mm

Výsledná rovnice pro stanovení minimální hodnoty upínací síly ve směru osy y $F_{Uy \min}$ na mezi adheze je tedy dána vztahem:

$$F_{Uy \min} = \left(\frac{G_{PR6}}{2} + k_1 \cdot F_{Uy \min} \right) \cdot f_0$$

$$F_{Uy \min} = \frac{\frac{G_{PR6}}{2} \cdot f_0}{1 - k_1 \cdot f_0} = \frac{\frac{2900 \cdot 9,81}{2} \cdot 0,16}{1 - 1,09 \cdot 0,16} = 2756,6N$$

kde	$F_{Uy \min}$	Minimální upínací síla na mezi adheze ve směru osy y
	k_1	Převod pákové upínky
	G_{PR6}	Tíha nejtěžšího podvozkového rámu č. 6
	f_0	Součinitel statického tření (stanoven na 0,16 dle literatury [2] pro suchou hladkou dosedací plochu přípravku a neobrobenou plochu svařence)

$$F_{Uy} = 1,2 \cdot F_{Uy \min} = 1,2 \cdot 2756,6 = 3307,9N$$

$$F_{Uz} = k_1 \cdot F_{Uy} = 1,09 \cdot 3307,9 = 3605,6N$$

$$F_U = \sqrt{F_{Uy}^2 + F_{Uz}^2} = \sqrt{3307,9^2 + 3605,6^2} = 4893,1N$$

Výpočet potvrdil, že navržená geometrie pákové upínky umožňuje vystředění i-profilu podvozkového rámu. Velikost upínacích sil má vliv na míru předepnutí, které bude s ohledem na provozní odchylky vstupních veličin výpočtu stanoveno s rezervou 20% vzhledem k minimální hodnotě upínací síly v ose y při středění podélného nosníku v upínacím

Stanovení podmínek rovnováhy:

$$y: F_{Py90} + T - F_{Uy} + F_{Uy} - \frac{G_{PR6}}{2} - G_{UM} = 0$$

$$z: R_z - 2 \cdot F_{Uz} - F_{Pz90} = 0$$

$$M_S: M + F_{Uz} \cdot a - (F_{Pz} + F_{Uz}) \cdot a + T \cdot b = 0$$

Neznámými reakcemi jsou přídržné síly F_{Py90} , F_{Pz90} , které jsou provázány převodem pákové upínky. Ze silové rovnováhy ve směru osy z byla vyjádřena síla F_{Pz90} . Následně přepočtena přes převod pákové upínky a dosazena do rovnice silové rovnováhy ve směru osy y . Výsledný vztah pro určení síly F_{Py90} je dán následujícím tvarem:

$$F_{Py90} = \frac{G_{PR6}}{2} + G_{UM} - (2 \cdot F_{Uz} + k_1 \cdot F_{Py90}) \cdot f_0$$

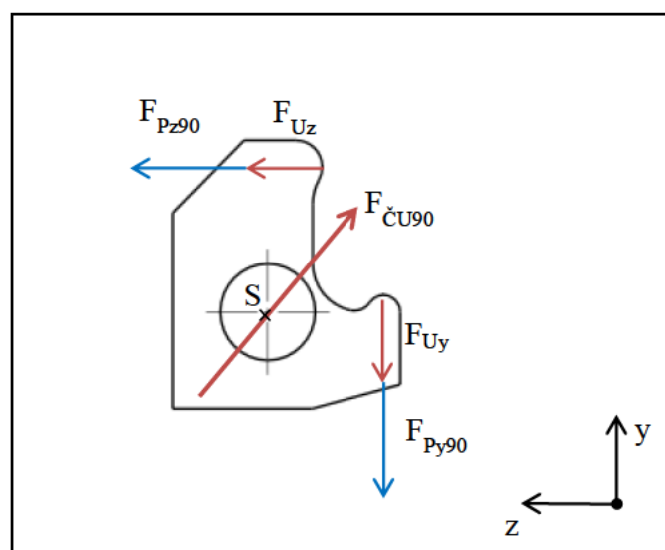
$$F_{Py90} = \frac{\frac{G_{PR6}}{2} + G_{UM} - 2 \cdot F_{Uz}}{1 + k_1 \cdot f_0} = \frac{\left(\frac{2900}{2} + 160\right) \cdot 9,81 - 2 \cdot 3605,6}{1 + 1,09 \cdot 0,16} = 12465,9N$$

kde G_{UM} Tíha posuvného upínacího mechanismu ve směru osy y

Velikost přídržné síly ve směru osy y při natočení podvozkového rámu o 90° F_{Py90} je stanovena na 12 465,9N

- **Určení výsledné síly působící na čep pákové upínky při natočení podvozkového rámu o 90°**

Výsledná síla působící na čep pákové upínky je definována výslednicí sil působících v dotykových plochách, které jsou znázorněny na Obr. 37.



Obr. 37 Silové účinky působící na uvolněnou pákovou upínku při natočení podvozkového rámu o 90°

Síla $F_{\check{C}U90}$ zatěžující čep pákové upínky při natočení podvozkového rámu o 90° je tedy dána vztahem:

$$F_{\check{C}U90} = \sqrt{(F_{Uy} + F_{Py90})^2 + (F_{Uz} + F_{Pz90})^2}$$

$$F_{\check{C}U90} = \sqrt{(F_{Uy} + F_{Py90})^2 + (F_{Uz} + k_1 \cdot F_{Py90})^2}$$

$$F_{\check{C}U90} = \sqrt{(3307,9 + 12465,9)^2 + (3605,6 + 1,09 \cdot 12465,9)^2} = 23\,334\text{N}$$

kde F_{Uy} Upínací síla ve směru osy y

F_{Uz} Upínací síla ve směru osy z

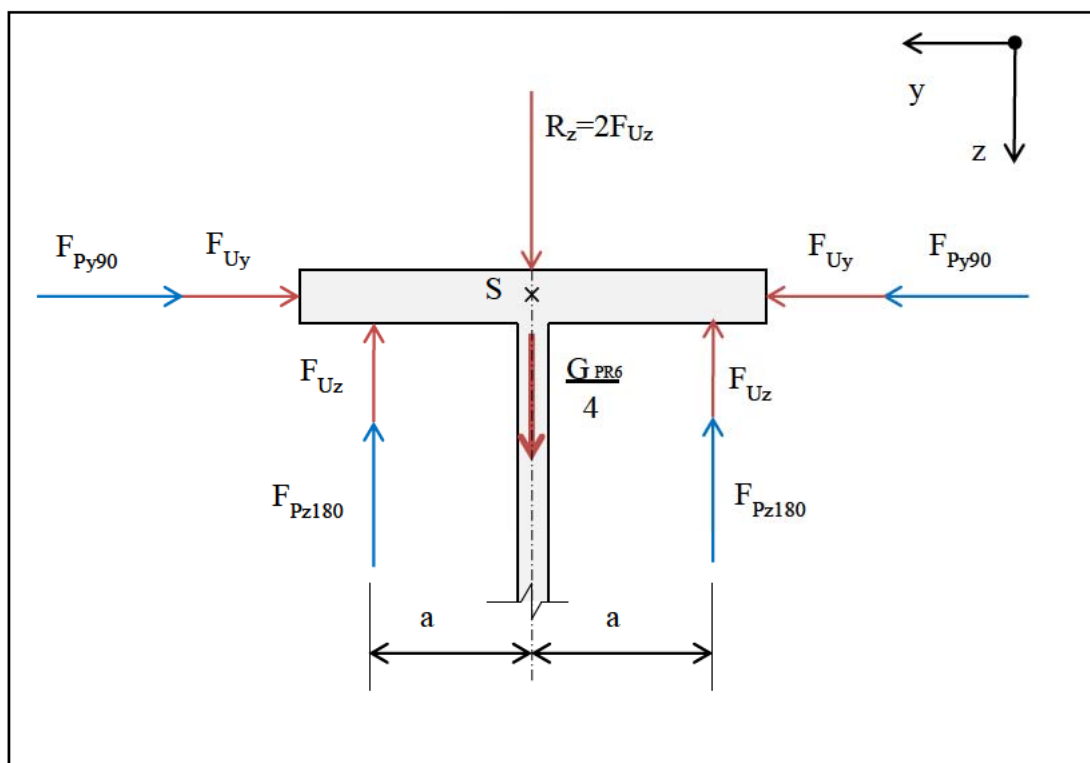
F_{Py90} Přidržná síla ve směru osy y při natočení podvozkového rámu o 90°

F_{Pz90} Přidržná síla ve směru osy z při natočení podvozkového rámu o 90°

$F_{\check{C}U90}$ Výsledná síla působící na čep pákové upínky při natočení o 90°

• **Určení přídržné síly při natočení podvozkového rámu o 180°**

Stanovení potřebných podmínek rovnováhy vychází z určení silových účinků působících na i-profil podélného nosníku podvozkového rámu, které jsou zobrazeny na Obr. 38



Obr. 38 Silové účinky působící na uvolněný podélný nosník podvozkového rámu při natočení o 180°

$$y: F_{Uy} - F_{Uy} + F_{Py180} - F_{Py180} = 0$$

$$z: \frac{G_{PR6}}{4} - 2 \cdot F_{Uz} - 2 \cdot F_{Pz180} + R_z = 0$$

$$M_S: (F_{Pz180} + F_{Uz}) \cdot a - (F_{Pz180} + F_{Uz}) \cdot a = 0$$

Hledanou reakci F_{Pz180} lze přímo určit z následujícího vztahu, který vychází ze silové rovnováhy v ose z:

$$F_{Pz180} = \frac{\frac{G_{PR6}}{4} - 2 \cdot F_{Uz} + R_z}{2} = \frac{\frac{G_{PR6}}{4} - 2 \cdot F_{Uz} + 2 \cdot F_{Uz}}{2} = \frac{G_{PR6}}{8}$$

$$F_{Pz180} = \frac{2900 \cdot 9,81}{8} = 3556,1N$$

Síla $F_{\check{c}U180}$ zatěžující čep pákové upínky při natočení podvozkového rámu o 180° vychází z analogického rozkladu sil na pákové upínce, který byl již zobrazen na Obr. 37. Výsledná síla $F_{\check{c}U180}$ je dána vztahem:

$$F_{\check{c}U180} = \sqrt{\left(F_{Uy} + \frac{F_{Pz180}}{k_1}\right)^2 + (F_{Uz} + F_{Pz180})^2}$$

$$F_{\check{c}U180} = \sqrt{\left(3307,9 + \frac{3556,1}{1,09}\right)^2 + (3605,6 + 3556,1)^2} = 9719N$$

Porovnáním sil zatěžující čep pákové upínky $F_{\check{c}U90}$ a $F_{\check{c}U180}$ je zřejmé, že při natočení podvozkového rámu o 90° je čep zatížen největší silou o velikosti 23 334N.

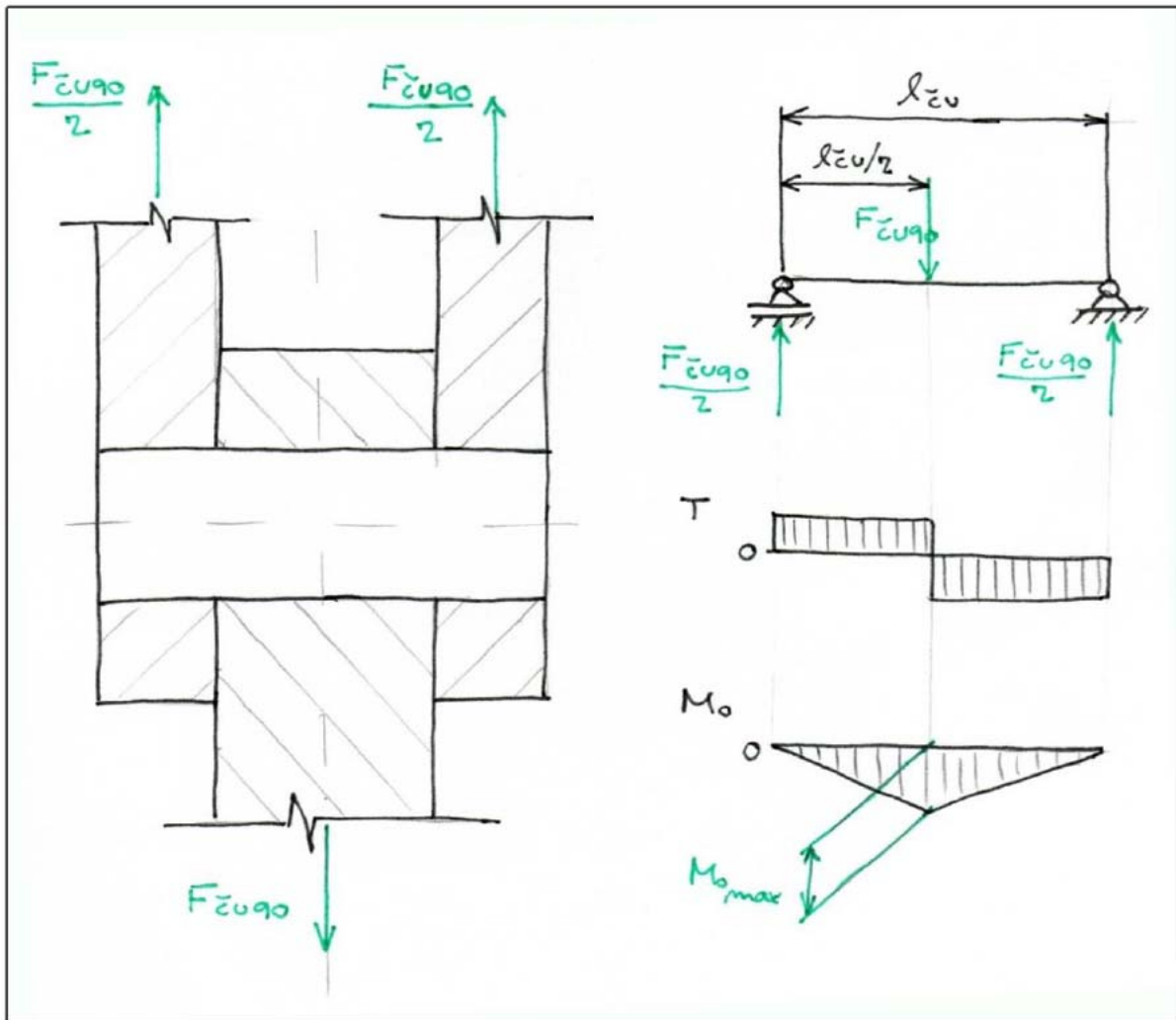
- **Návrh průměru čepu pákové upínky $\varnothing d_{\check{c}U}$**

Volba předběžné délky čepu $l_{\check{c}U} = 60mm$ dle Obr. 39

Materiál čepu 11 700.0 $\sigma_{DO} = 230MPa$ pro bezpečnost $k=2$ dle [1]

$$\sigma_{DO} \geq \frac{M_{o\ max}}{W_o} = \frac{\frac{F_{\check{c}U90} \cdot l_{\check{c}U}}{4}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}U}^3}{32}}$$

$$d_{\check{c}U} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \frac{F_{\check{c}U90} \cdot l_{\check{c}U}}{4}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{23334 \cdot 60}{\pi \cdot 230}} = 18,62mm \text{ volím } d_{\check{c}U} = 20mm$$



Obr. 39 Schéma průběhu ohybového napětí v čepu pákové upínky

- **Návrh šířky pákové upínky b_U z otláčení kolíku**

$$b_U = \frac{F_{\check{c}U90}}{d_{\check{c}U} \cdot p_{dov}} = \frac{23334}{20 \cdot 135} = 8,64 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } b_U = 40 \text{ mm}$$

kde p_{dov} Dovolný tlak (dle [5] volen 135MPa pro bezpečnost $k=2$)

b_U Šířka pákové upínky

- **Návrh stavěcí pružiny pákové upínky**

Páková upínka je otočně uložena na čepu a její orientace v nezátíženém je definována tlačnou pružinou ve spodní části pákové upínky, která zajistí orientaci pákové upínky, ve které lze upnout spodní pásnici i-profilu podélného nosníku podvozkového rámu.

Orientační určení síly předpružené pružiny F_1 vychází z momentové rovnováhy k ose otáčení pákové upínky.

$$F_1 = \frac{m_U \cdot g \cdot e_{tU}}{r_1} = \frac{0,65 \cdot 9,81 \cdot 7,8}{23} = 2,16N \Rightarrow \text{volím } F_1 = 30N$$

- kde F_1 síla předpružené stavěcí pružiny pákové upínky
 m_U hmotnost pákové upínky
 e_{tU} excentricita těžiště pákové upínky
 r_1 vzdálenost mezi středem otáčení pákové upínky a stavěcí pružinou

Návrh ostatních parametrů pružiny byl proveden v prostředí softwaru MITCalc. Vzhledem k nárokům na minimální délku celého stavěcího mechanismu a velikost pracovního zdvihu 10mm byla navržena tlačná pružina s následujícími parametry:

Materiál 12090.6

$D_s = 13,5\text{mm}$

$d = 1,6\text{mm}$

$n = 4,5$

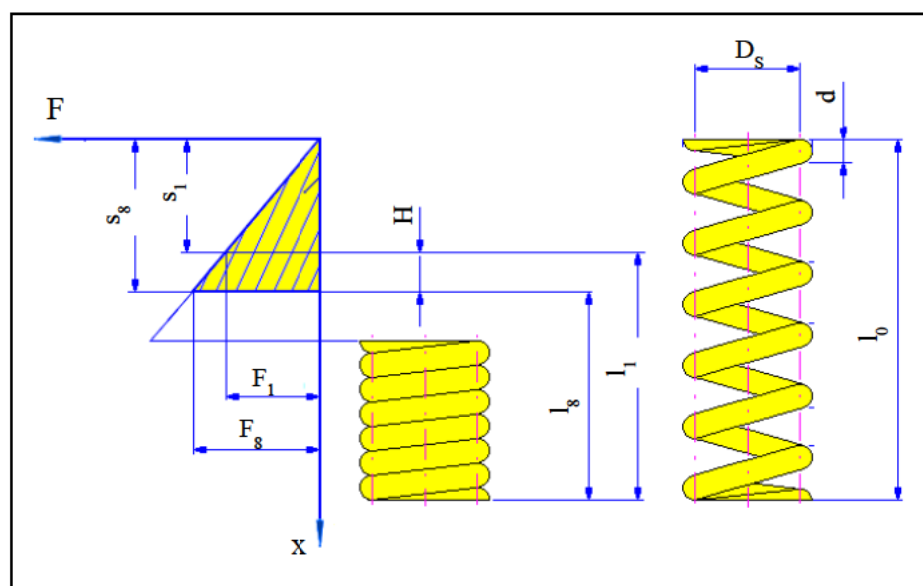
$l_0 = 27,4\text{mm}$

$l_1 = 22\text{mm}$

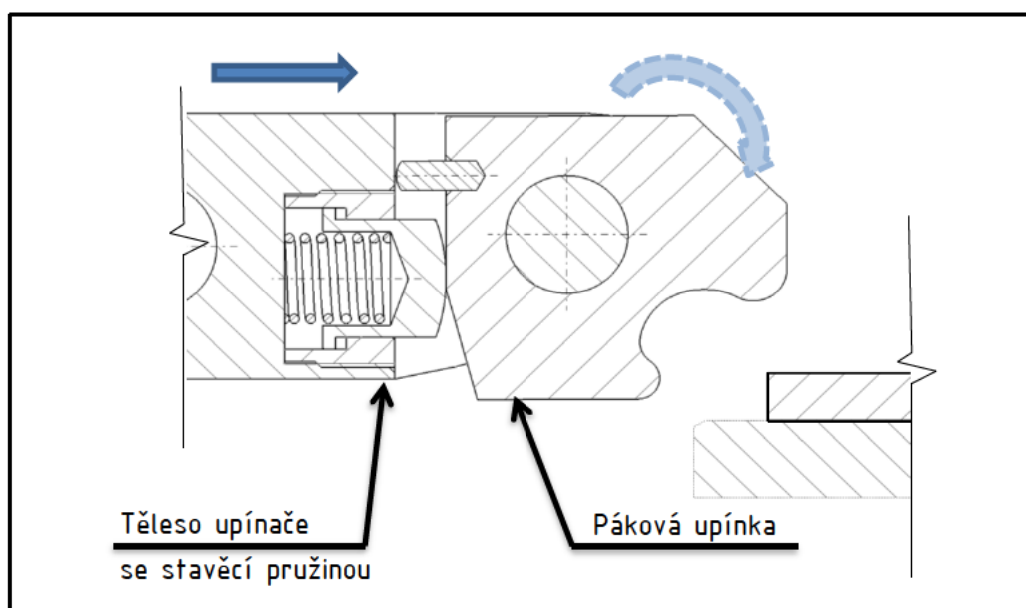
$l_8 = 13\text{mm}$

$F_1 = 30\text{N}$

$F_8 = 80\text{N}$



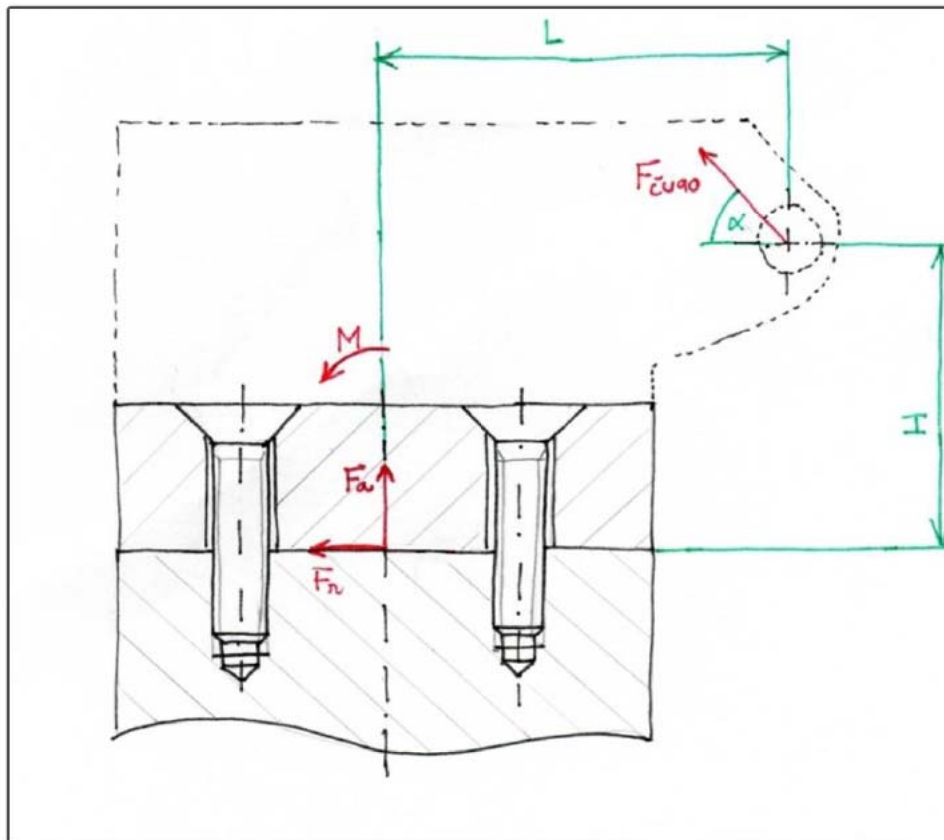
Obr. 40 Pracovní diagram a rozměry stavěcí pružiny



Obr. 41 Schématický řez tělesem upínače

3.8.3 Návrh spojení držáku upínače s unašečem

Držák upínače je spojen s unašečem prostřednictvím předepjatého šroubového spoje dle Obr. 42.



Obr. 42 Schéma předepjatého šroubového spojení držáku upínače a unašečem

- **Určení předpětí šroubového spoje dle [25]**

- **Určení zatěžujících sil a klopného momentu v těžišti spoje**

$$F_r = F_{\check{C}U90} \cdot \cos \alpha = 23334 \cdot \cos 47,5 = 15764,2N$$

$$F_a = F_{\check{C}U90} \cdot \sin \alpha = 23334 \cdot \sin 47,5 = 17203,6N$$

$$M = F_r \cdot H + F_a \cdot L = 15764,2 \cdot 0,055 + 17203,6 \cdot 0,126 = 3\,034,7N \cdot m$$

- **Určení minimálního předpětí**

Z podmínky neodlehnutí pravého okraje konzole vyplývá minimální potřebné předpětí $F_{o\min}$

$$F_{o\min} = \frac{F_a}{n} + \frac{M}{n} \cdot \frac{A}{W_o} = \frac{F_a}{n} + \frac{M}{n} \cdot \frac{a \cdot b}{b \cdot a^2}$$

$$F_{o\min} = \frac{17203,6}{3} + \frac{3034,7}{3} \cdot \frac{0,18 \cdot 0,035}{0,035 \cdot 0,18^2} = 39\,453,4N$$

- **Určení osové síly v jednotlivých šroubech**

$$F_{ai} = \frac{F_a}{n} = \frac{17203,6}{3} = 5\,734,5N$$

- **Určení osové síly v jednotlivých šroubech od momentu M**

$$F_{M_{\max}} = \frac{M \cdot r_i}{\sum r_i^2} = \frac{3034,7 \cdot 0,06}{0,06^2 + 0,06^2} = 25289,2N$$

- **Určení celkové osové provozní síly připadající na jeden šroub**

$$F_{A_{\max}} = F_{ai} + F_{M_{\max}} = 5734,5 + 25289,2 = 31\,023,7N$$

- **Určení radiální síly připadající na jeden šroub**

$$F_{ri} = \frac{F_r}{n} = \frac{15764,2}{3} = 5\,254,7N$$

Určené radiální a osové síly $F_{ri}, F_{A_{\max}}$ připadající na jeden šroub slouží jako vstupní hodnoty pro standardní výpočet přepjatého šroubového spoje, který byl již proveden v prostředí programu MITCalc, jehož výpočtová zpráva je uvedena v příloze. Výsledkem výpočtu je použití tří šroubů M16x1,5 pevnostní třídy 8.8 utažených momentem $160\,N \cdot m$.

- **Určení délky závitu v unašeči**

$$p_z = \frac{F_{Askut}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot \frac{l_m}{s}} \Rightarrow l_m = \frac{F_{Askut} \cdot s}{\pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - d_1}{2} \cdot p_{zDOV}}$$

$$l_m = \frac{54846 \cdot 1,5}{\pi \cdot 15,026 \cdot \frac{16 - 14,376}{2} \cdot 60} = 35,7mm$$

kde	F_{Askut}	Skutečná hodnota axiálního předepnutí šroubového spoje
	s	Stoupání závitu
	H_1	Nosná výška závitu
	d_2	Střední průměr závitu
	d_1	Malý průměr závitu
	d	Velký průměr závitu
	p_{zDOV}	Dovolený tlak v závitu pro ocel[26]

3.8.4 Návrh rozměrů a uložení upínacího pohybového šroubu

Pohybový šroub je hlavním ovládacím prvkem upínacího mechanismu, který je opatřen pravým a levým závitem a tudíž při otáčení tohoto šroubu dochází ke změně

vzdálenosti mezi pákovými upínkami. Tento pohybový šroub zároveň přenáší veškeré síly ve směru osy y, které dosahují maximálních hodnot při natočení podvozkového rámu o 90°. V této poloze je dvojice pohybových šroubů zatížena hmotností podvozkového rámu a zároveň i hmotností dvou plovoucích upínacích mechanismů, které jsou posuvně uloženy ve směru osy y.

- **Návrh minimálního průřezu pohybového šroubu**

Unašeč s trapézovou maticí je veden v t-drážce, která eliminuje zatížení trapézového šroubu ohybovým zatížením. Pohybový šroub je tedy dimenzován s ohledem na přenášené axiální zatížení. Maximální zatížení trapézového šroubu vzniká při natočení podvozkového rámu o 90° od tíhy nesených dílů. Namáhání krutem při upínání a tahem od přídržné síly tedy nezatěžují trapézový šroub současně. Z tohoto důvodu je minimální průměr trapézového šroubu stanoven pro namáhání tahem, ze kterého se vychází při návrhu konkrétních rozměrů trapézového šroubu. Vzhledem k štíhlostnímu poměru trapézového šroubu je na místě i kontrola vzpěr.

- **Určení maximálního axiálního zatížení pohybového šroubu**

$$F_{A\bar{s}} = F_{\bar{C}U90} \cdot \cos(47,5) = 23336 \cdot \cos(47,5) = 15\,764,2N$$

- **Určení minimálního průměru z hlediska přenosu axiálního zatížení**

$$\sigma = \frac{F_{A\bar{s}} \cdot \frac{1}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\bar{s}\min}^2}{4}} \Rightarrow d_{\bar{s}\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{A\bar{s}}}{\pi \cdot \sigma_D}}$$
$$d_{\bar{s}\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15764,2}{\pi \cdot 138}} = 12,06mm$$

kde $F_{A\bar{s}}$ Maximální axiální zatížení pohybového šroubu

$d_{\bar{s}\min}$ minimální průměr trapézového šroubu

σ_D dovolené napětí (materiál volen 12 050; $\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{345}{2,5} = 138MPa$)

- **Návrh trapézového závitu a volba matice**

Velikost trapézového závitu je navržena s ohledem na použití nakupované bronzové matice, které musí přenést zatížení při daných rozměrech a dovoleném tlaku v závitech. Pro navržené konstrukční uspořádání jsou vhodné trapézové matice s přírubou z cínového bronzu (Rg7). Výrobce doporučuje stanovit dovolený tlak v závitu pro spoj ocelový šroub-bronzová matice 15MPa. Z níže uvedeného vztahu vyplývá, že nejmenší použitelný rovnoramenný lichoběžníkový závit, který vyhovuje katalogovým délkám bronzových matic je závit s označením Tr 24x5.

$$l_m = \frac{F_{A5} \cdot s}{0,75 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - d_1}{2} \cdot p_{zDOV}} = \frac{15764,2 \cdot 5}{0,75 \cdot \pi \cdot 21,5 \cdot \frac{24 - 19}{2} \cdot 15} = 37,9 \text{ mm}$$

Dle katalogu firmy Haberkorn, byla vybrána bronzová trapézová matice s přírubou se závitem Tr24x5 o délce závitu 44mm, což splňuje požadavky na minimální délku matice. [28]

• **Návrh utahovacího momentu pro upnutí**

$$\alpha = \text{tg}^{-1}\left(\frac{s}{\pi \cdot d_2}\right) = \text{tg}^{-1}\left(\frac{5}{\pi \cdot 21,5}\right) = 3,87^\circ$$

$$\varphi = \text{tg}^{-1}(f) = \text{tg}^{-1}(0,15) = 5,71^\circ \Rightarrow \alpha < \varphi \text{ spoj je samosvorný}$$

$$M_u = F_U \cdot \cos(47,5) \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi) = 4893,1 \cdot \cos(47,5) \cdot \frac{21,5}{2} \cdot \text{tg}(3,87 + 5,71)$$

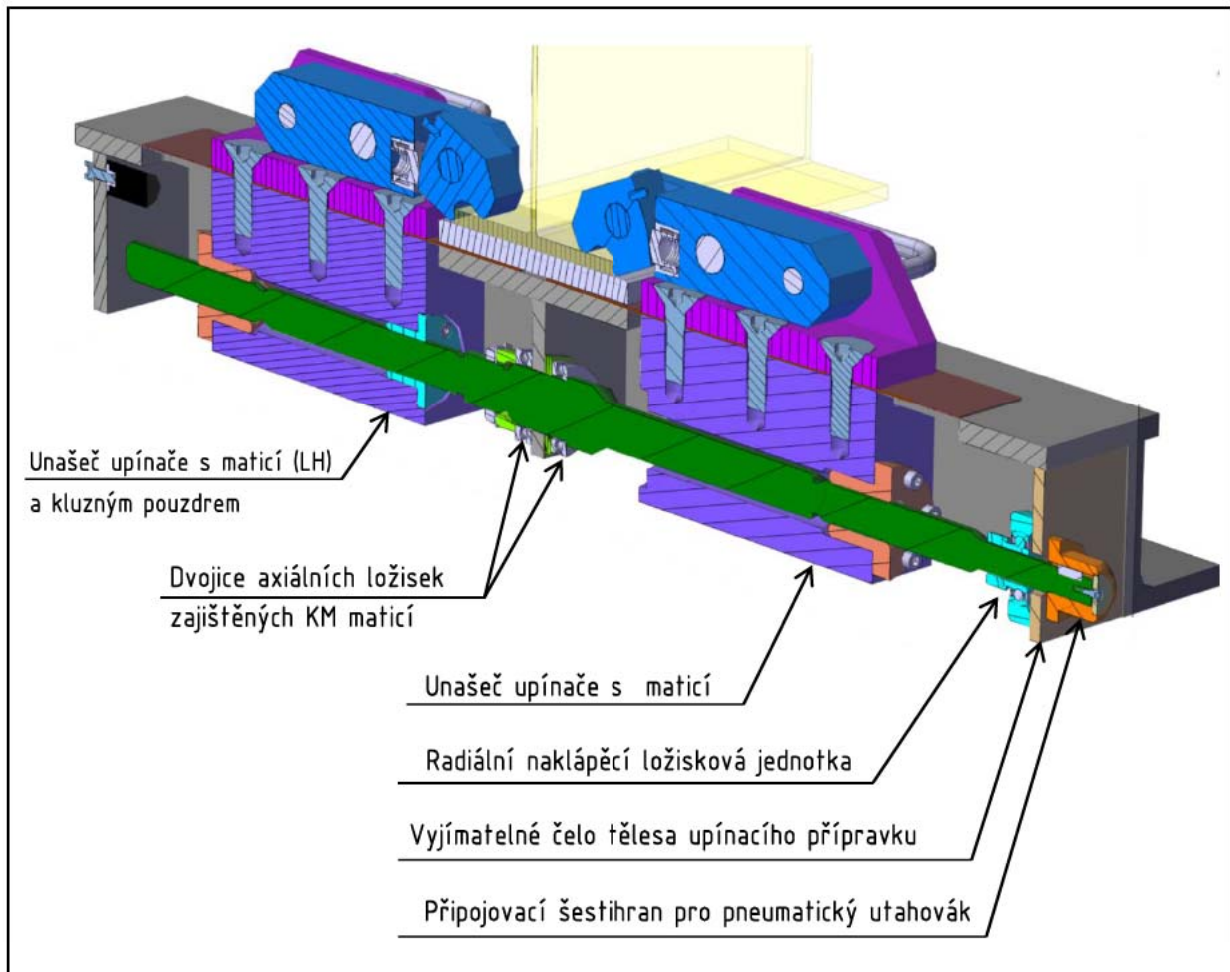
$$M_u = 5860 \text{ N} \cdot \text{mm} \doteq 5,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde	F_U	Výsledná upínací síla působící na čepu pákové upínky
	d_2	Střední průměr závitu
	s	Stoupání závitu
	f	Součinitel tření v závitu
	α	Úhel stoupání šroubovice
	φ	Třecí úhel

Vzhledem k potřebnému utahovacímu momentu a rychlosti upnutí lze pro upínání použít základní variantu pneumatického utahováku s nastavitelnou velikostí kroutícího momentu. Na trhu jsou běžně dostupné ruční pneumatické utahovány, vhodné pro tuto aplikaci, které mají nastavitelný utahovací momentem v rozmezí 4-11Nm. [27]

• **Návrh uložení pohybového šroubu**

Uložení trapézového šroubu je realizováno pomocí dvou radiálních ložisek a dvojice jednostranně zatížitelných axiálních ložisek. S ohledem na kompaktní rozměry a nízkou hmotnost upínacího mechanismu jsou axiální ložiska umístěna do středu celé délky pohybového šroubu, čímž se i výrazně omezí namáhání pohybového šroubu na vzpěr. Uložení je zřejmé z Obr. 43.



Obr. 43 Schématický řez uložením pohybového šroubu

Odstupňování jednotlivých průměrů pohybového šroubu vychází z rozměrů trapézového závitu. Bronzové matice s přírubou jsou orientovány tak, aby maximální zatížení přenášené na pohybový šroub bylo přenášeno přes opěrnou plochu bronzových matic, nikoliv přes šrouby spojující matice s unašečem. Směrem k vnějšímu okraji pohybového šroubu od trapézových matic, hraje roli malý průměr trapézového závitu $d_3=18,5\text{mm}$. Z tohoto rozměru vychází volba ložiskové jednotky s naklápěcím radiálním ložiskem FAG (obj. č. GRAE 17 NPPB) s průměrem pro hřídel 17mm. Další zmenšení průřezu si pak vyžádal připojovací šestihran pro pneumatický utahovák, který je nasazen na vyčnívající konec pohybového šroubu. Od trapézových matic směrem ke středu pohybového šroubu je nasazeno kluzné samomazné pouzdro MISUMI (obj. č. SHTZ25-30) s vnitřním průměrem 25mm. Axiální jednosměrná ložiska ve středu pohybového šroubu jsou zajištěna na středové příčce tělesa upínacího přípravku prostřednictvím KM matice se závitem M30x1,5 a MB podložky. S ohledem na možnost seřízení vzdálenosti trapézových matic od středové příčky tělesa upínacího přípravku je uvažováno se sadou distančních podložek, kterými lze nastavit axiální polohu pohybového šroubu s ohledem na vzájemné natočení šroubovic lichoběžníkových závitů. Axiální jednosměrná ložiska DIN 711 (obj. č. 5117) mají tedy nejmenší možný vnitřní průměr 35mm a dynamickou únosnost 20 400N, která převyšuje přenášené axiální zatížení pohybovým šroubem F_{Ax} o velikosti 15 764,2N.

- **Kontrola pohybového šroubu na vzpěr**

$$F_{Krit} = k_v \cdot \frac{E \cdot \pi \cdot d_2^4}{64 L_C^2} = \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{210000 \cdot \pi \cdot 21,5^4}{240^2} = 38\,240\text{N}$$

$$F_{Krit} > F_{A5}$$

$$38\,240\text{N} > 15\,765,6\text{N} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde F_{Krit} Kritická síla, při které dojde ke „zborcení systému“

F_{A5} Maximální axiální zatížení pohybového šroubu

k_v Konstanta charakterizující axiální uložení pohybového šroubu

$$\left(k = \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \text{ pro jednostranné axiální uložení dle [5]}\right)$$

E Modul pružnosti v tahu

d_2 Střední průměr trapézového závitu

L_C Délka šroubu namáhaná na vzpěr

3.8.5 Kontrola tělesa upínacího mechanismu

Navržené těleso upínacího přípravku (viz Obr. 44) je tvořeno svařením dvojice nerovnoramenných L-profilů L100 x 75 x 11mm a desek o tloušťce 12mm ze zaručeně svařitelného a běžně dostupného materiálu 11 523.

Vzhledem k příčnému uvolnění jedné skupiny upínacích mechanismů (ve směru osy y) je rozdělen návrh přípojovacích prvků pro spojení upínacích mechanismů a otočného stolu. Pro přesné ustavení pevně ukotveného upínacího mechanismu jsou umístěny dva kolíky, které budou při výrobě pouze převrtány. Vystružení otvorů bude provedeno až při montáži společně s protikusem. Zachycení osových sil v tomto spoji je řešeno pomocí předepjatých šroubů, jejichž návrh je uveden následujících kapitolách.

- **Kontrola přípojovacích prvků tělesa upínacího přípravku**

- **Návrh průměru kolíků**

Namáhaní kolíků zajišťujících přenos radiálních sil ve spoji dosahuje maxima při natočení polohovacích zařízení o 90°, kdy jsou tyto kolíky zatíženy polovinou tíhy upnutého svařence a tíhou obou upínacích mechanismů.

$$\tau_s = \frac{F_r}{2 \cdot S} = \frac{\left(\frac{m_{PR6}}{2} + 2 \cdot m_{UMS}\right) \cdot g}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{kUM}^2}{4}} \Rightarrow d_{kUM} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot \left(\frac{m_{PR6}}{2} + 2 \cdot m_{UMS}\right) \cdot g}{\pi \cdot \tau_{Ds}}}$$

$$d_{kUM} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot \left(\frac{2900}{2} + 2 \cdot 79\right) \cdot 9,81}{\pi \cdot 100}} = 10,01mm \quad \text{Volím } d_{kUM} = 10mm$$

- kde m_{UMS} Skutečná hmotnost upínacího mechanismu (zjištěno dle CAD modelu)
 m_{PR6} Hmotnost podvozkového rámu č. 6
 d_{kUM} Průměr pozičních kolíků pevného upínacího mechanismu
 τ_{Ds} Dovolené napětí ve střihu (volen materiál 11 500 $\Rightarrow \tau_{Ds} = 100MPa$ pro bezpečnost $k \doteq 2$ dle[6])

○ Návrh předepjatého šroubového spoje

Šroubový spoj je doplněn kolíky, a tudíž je prostřednictvím šroubů přenášeno pouze osové zatížení F_a , které dosahuje nejvyšších hodnot při natočení polohovacích zařízení o 180°. Čtveřice šroubů je tedy dimenzována s ohledem na zabránění odlehnutí tělesa upínacího mechanismu od otočného stolu při zatížení čtvrtinou hmotnosti podvozkového rámu č. 6 a hmotností upínacího mechanismu.

$$F_{ai} = \frac{\left(\frac{m_{PR6}}{4} + m_{UMS}\right) \cdot g}{4} = \frac{\left(\frac{2900}{4} + 79\right) \cdot 9,81}{4} = 1971,9N$$

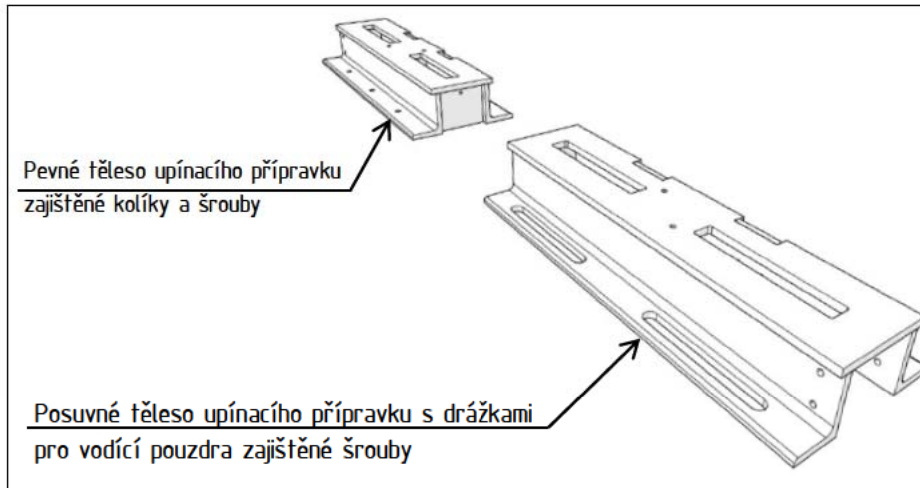
Určená osová síla F_{ai} působící na jeden šroub slouží jako vstupní hodnota pro standardní výpočet přepjatého šroubového spoje, který byl již proveden v prostředí programu MITCalc, jehož výpočtová zpráva je uvedena v příloze. Výsledkem výpočtu je použití čtveřice šroubů M12x1,75 pevnostní třídy 8.8 utažených momentem 11 $N \cdot m$.

○ Kontrola výšky šestihranné matice pro předepjaté šrouby

$$p_z = \frac{F_{Ai}}{\pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - d_1}{2} \cdot \frac{l_m}{s}} = \frac{1971,9}{\pi \cdot 10,863 \cdot \frac{12 - 10,106}{2} \cdot \frac{10}{1,75}} = 10,7MPa \leq p_{zDOV} = 60MPa$$

$p_z < p_{zDOV}$ Vyhovuje

- kde p_{zDOV} Dovolný tlak v závitu pro ocel[26]
 l_m Výška závitu šestihranné matice M12 dle ČSN 02 1401

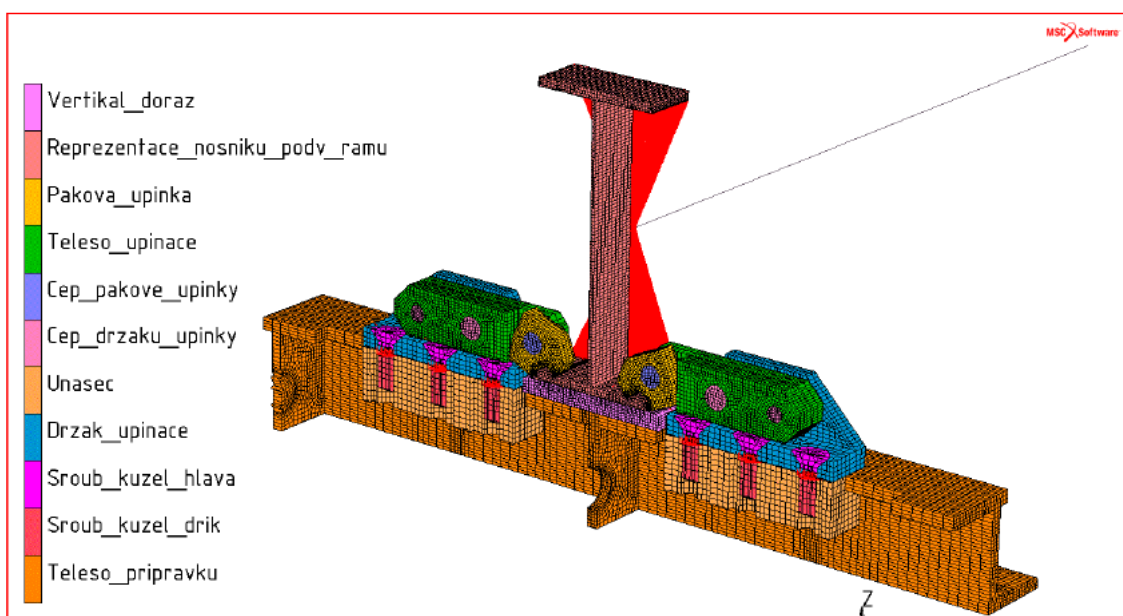


Obr. 44 Navržený tvar těles upínacích přípravků

Návrh rozměrů vodící desky a L-profilů, ze kterých je vyrobeno těleso upínacího mechanismu, je ověřen pevnostní analýzou pomocí metody konečných prvků, která je uvedena v následující kapitole. Detailní výsledky výpočtu jsou zařazeny do příloh.

- **Kontrolní výpočet upínacího mechanismu pomocí MKP**

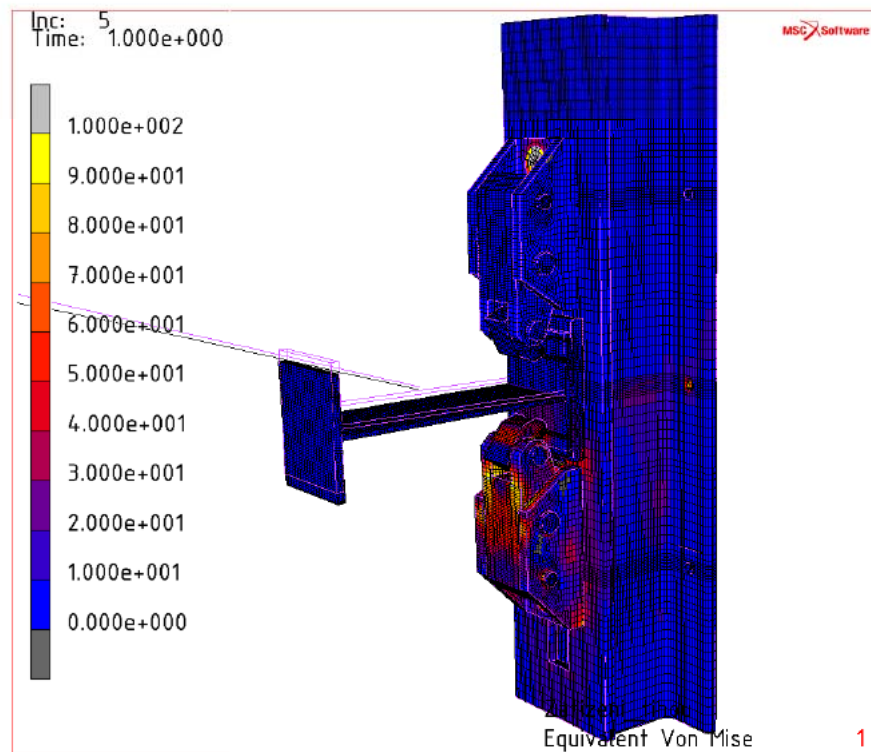
Jedním z hlavních cílů výpočtu upínacího mechanismu pomocí metody konečných prvků bylo ověření dostatečné tuhosti celého upínacího mechanismu. Základním předpokladem návrhu upínacího mechanismu je podmínka zajištění stabilní polohy svařence při jeho natáčení. Výpočtový model upínacího mechanismu je zatížen tíhou nesených dílů, která je vnesena do upínacího přípravku pomocí vytvořené reprezentace jedné poloviny podélného nosníku podvozkového rámu. Na Obr. 45 je znázorněn řez výpočtovým modelem s náhledem strukturované sítě a vyznačením jednotlivých dílů. Do výpočtového modelu byly zahrnuty všechny nosné díly, které přenáší silový tok od pákových upínek až do unašečů, ve kterých jsou trapézové matice s rozdílným smyslem stoupání.



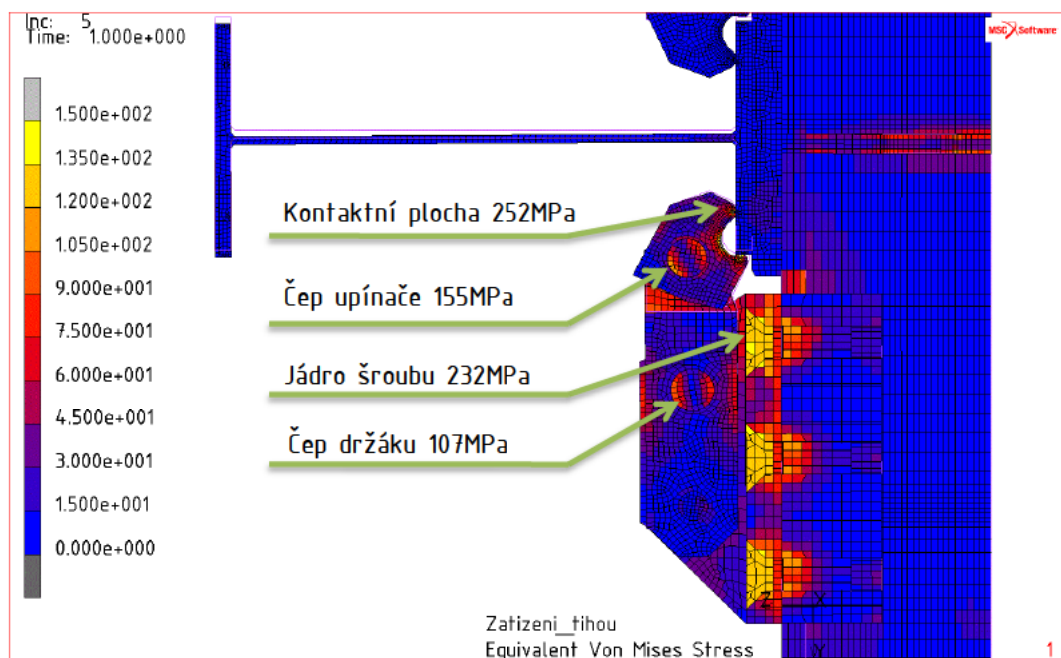
Obr. 45 Náhled na řez výpočtovým modelem s vyznačením jednotlivých dílů

- **Výsledky výpočtu při otočení podvozkového rámu o 90°**

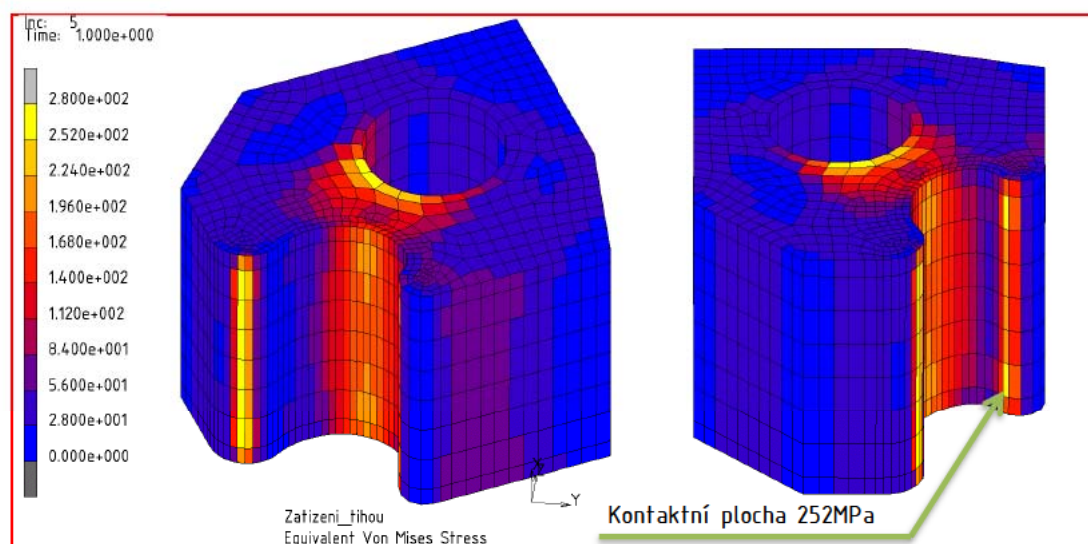
Na Obr. 46 je zobrazeno rozložení redukovaného napětí dle hypotézy HMH na pevně ukotveném upínacím mechanismu, který je zobrazen ve skutečné poloze při natočení polohovacích zařízení o 90°. Detailní řez zatížené strany upínacího mechanismu je pak zobrazen na Obr. 47.



Obr. 46 Zobrazení redukovaného napětí dle hypotézy HMH v upínacím mechanismu (90°)



Obr. 47 Zobrazení redukovaného napětí dle hypotézy HMH v řezu zatížené strany upínacího mechanismu (90°)



Obr. 48 Redukované napětí dle hypotézy HMH v pákové upínce na zatížené straně upínacího mechanismu (90°)

Vyhodnocení bezpečnosti jednotlivých dílů s uvažováním navrženého materiálu je zobrazeno v následující tabulce. Nejnižší hodnota bezpečnosti $k=2$ je stanovena na pákovém upínači, nicméně pro danou aplikaci je to stále dostačující hodnota. Výpočet potvrdil vhodné dimenzování nosných prvků upínacího mechanismu a zároveň potvrdil, že při natočení podvozkového rámu nedojde k jeho vypadnutí z upínacího mechanismu. Velikost redukovaného napětí dle hypotézy HMH v kontaktní ploše mezi pákovou upínkou a upnutým svařencem dosahuje cca 70% meze kluzu materiálu svařence. Lze tedy předpokládat, že případné otisky upínacích čelistí nebudou nikterak výrazné a během následující operace pískování budou z povrchu svařence odstraněny.

Název dílu	Materiál	Mez kluzu [29]	Maximální velikost redukovaného napětí dle HMH (MKP)	Bezpečnost k mezi kluzu
Těleso přípravku	11503.1	min 355	135	2,6
Unašeč	12050.1	min 325	114	2,9
Držák upínače	12050.1	min 325	107	3,0
Těleso upínače	12050.1	min 325	155	2,1
Čepy	11 700.0	min 360	155	2,3
Pákový upínač	15142.6	min 500	252	2,0

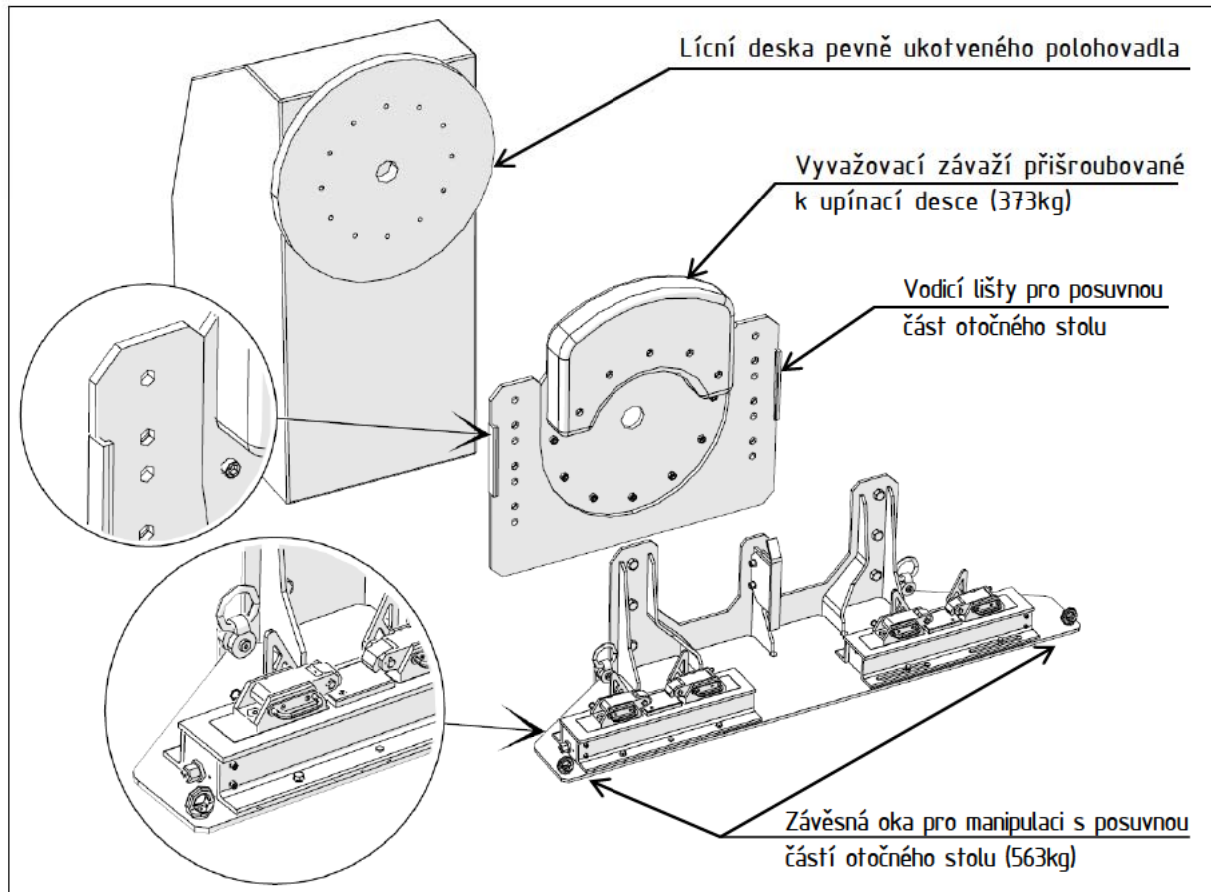
Tab. 9 Shrnutí bezpečnosti jednotlivých dílů

Deformace nosných prvků upínacího mechanismu při zatížení umožňuje posunutí upnutého podélného nosníku ve směru působící tíhy o 0,3mm při natočení o 90° a 0,014mm při natočení podvozkového rámu o 180°.

3.8.6 Návrh otočného stolu

Otočný stůl vytváří vazbu mezi lící deskou polohovacího zařízení a upínacími mechanismy. Díly jsou navrženy jako svařované konstrukce, které respektují možnosti výrobního závodu zadavatele. S ohledem na výškovou nastavitelnost dosedací plochy pro upínací mechanismy je otočný stůl rozdělen na dvě části. Na lící desku polohovadel o průměru 1 000mm je trvale nasazena upínací deska s připojovacími prvky a vodicími

lišťami pro posuvnou část otočného stolu, což umožňuje změnu výšky posuvné části otočného stolu o rozteč děr. Pro přestavení výšky otočného stolu jsou připraveny přípojovací prvky pro jeřáb, čímž lze dosáhnout požadované výšky upínacích mechanismů s ohledem na přizpůsobitelnost odstupňování podélných nosníků podvozkových ráámů.



Obr. 49 Schématické zobrazení upínacího přípravku na pevném polohovadle

Z analýzy tvaru, polohy těžiště a svarové dostupnosti jednotlivých variant podvozkových ráámů vychází, že posuvná část otočného stolu na pevně ukotveném polohovadle musí umožňovat výškové přestavení do třech poloh ($P_1 = 0\text{mm}$, $P_2 = -110\text{mm}$, $P_3 = -178\text{mm}$). Obdobné požadavky jsou kladeny na posuvnou část otočného stolu na podélně nastavitelném polohovadle, který vyžaduje pouze dvě polohy ($N_1 = 0\text{mm}$, $N_2 = +140\text{mm}$).

- **Návrh vyvažovacích závaží upínacího přípravku**

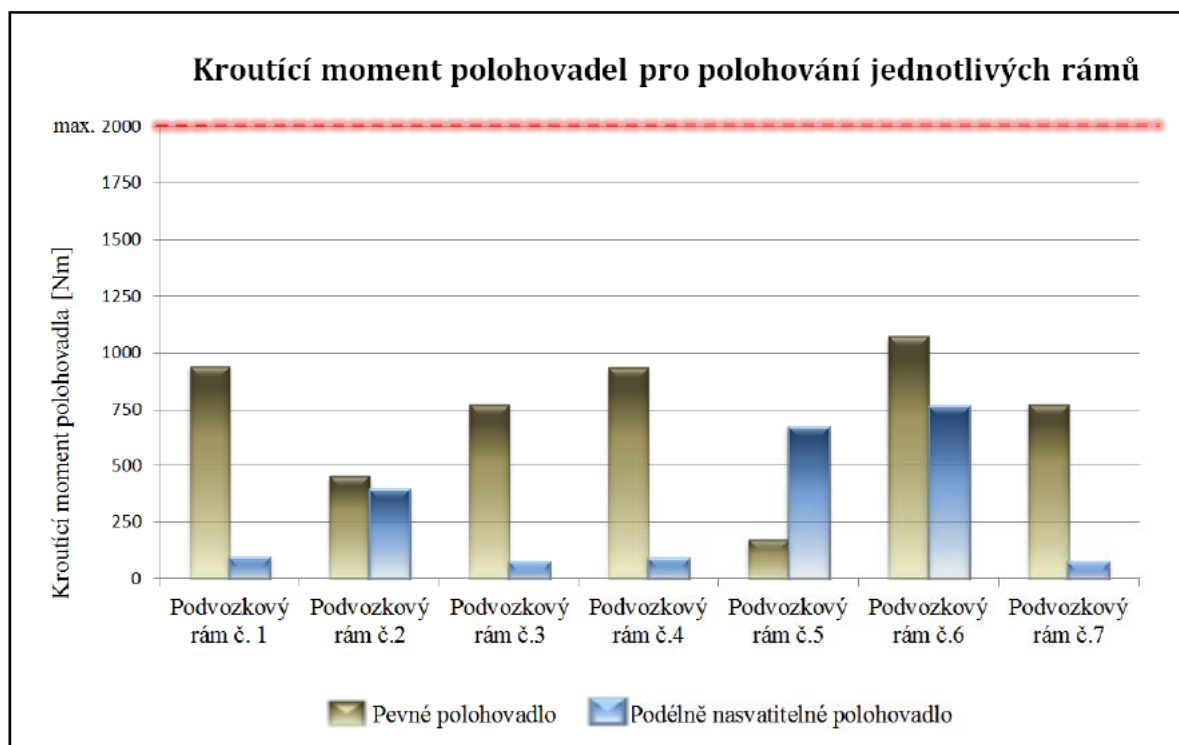
Zvolený typ polohovacích zařízení s potřebnou nosností má standardně omezen kroučící moment pro otáčení lícních desek na hranici $4\,000\text{Nm}$ při maximální rychlosti otáčení 4 otáčky za minutu [8], z čehož vyplývá, že lze zanedbat vliv deviačních momentů a hodnotit vyvážení upínacích přípravků pouze z hlediska statického vyvážení.

Na řešení vyvažovacích závaží má vliv i počet řízených (hnacích) lícních desek polohovadel, což v konečném důsledku ovlivňuje velikost namáhání polohovaného dílu na krut. Je to dáno tím, že pokud je hnací jen jedna z lícních desek, druhá je unášena skrze polohovaný díl. Z tohoto důvodu je nutné zajistit minimální excentricitu těžiště unášeného

upínacího přípravku přesouváním vyvažovacího závaží, čímž se omezí i torzní kmitání celé soustavy při polohování svařence. V případě, že jsou obě lící desky polohovadel hnací, tak již excentricita těžiště upínacích přípravků nemá vliv na namáhání polohovaného dílu krutem. S ohledem na dostatečný výkon elektromotorů pro otáčení lících desek polohovadel lze připustit určitou excentricitu těžiště obou upínacích přípravků a zrychlit tak přestavbu upínacích přípravků na jiný typ svařence o čas potřebný na manipulaci s vyvažovacím závažím.

V případě realizace připadají v úvahu obě zmíněné varianty pohonu a jejich cenový rozdíl v současné době není znám. V dále uvedeném návrhu vyvažovacích závaží je z důvodu zjednodušení přestavení upínacích přípravků a nižšího zatížení podvozkového rámu krutem rozvinuta varianta polohovacích zařízení, které mají synchronně řízené natáčení obou lících desek. Konkrétní tvar pevně ukotvených protizávaží šroubovaných k upínacím deskám byl nejprve navržen pro každý upínací přípravek samostatně s ohledem na již zmiňované polohy posuvné části otočného stolu. Pro vyvážení upínacího přípravku na straně pevného polohovadla je potřebné závaží o hmotnosti 373kg a na straně posuvně nastavitelného polohovadla 170kg. S ohledem na velikost vyvažovacích závaží je navržen tvar, který lze odlít z šedé litiny do pískových forem. Případně lze požadované závaží poskládat z identických plechových výpalků.

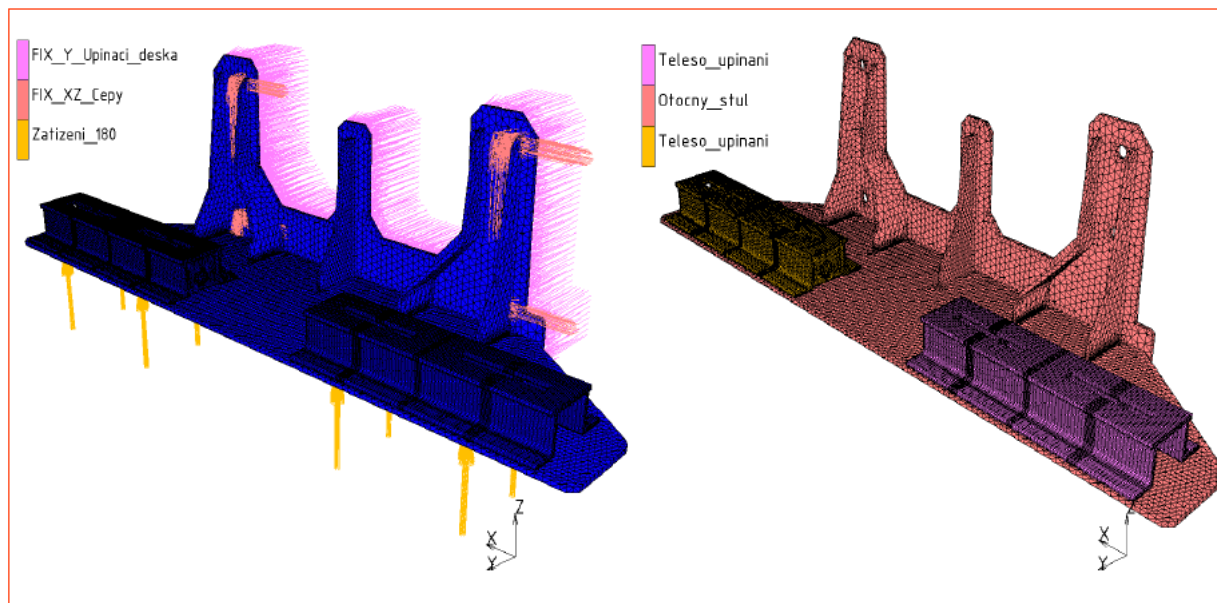
Následně byl návrh zkontrolován z hlediska maximálního krouťícího momentu na obou polohovadlech. Ve výpočtu je uvažováno, že každé z polohovadel (max. 2000Nm) musí vyvinout krouťící moment potřebný pro otáčení s přípravkem a polovinou podvozkového rámu, čímž je zajištěno minimální zatížení podvozkového rámu krutem. Maximální hodnoty krouťícího momentu pro polohování svařenců jsou zobrazeny na Obr. 50.



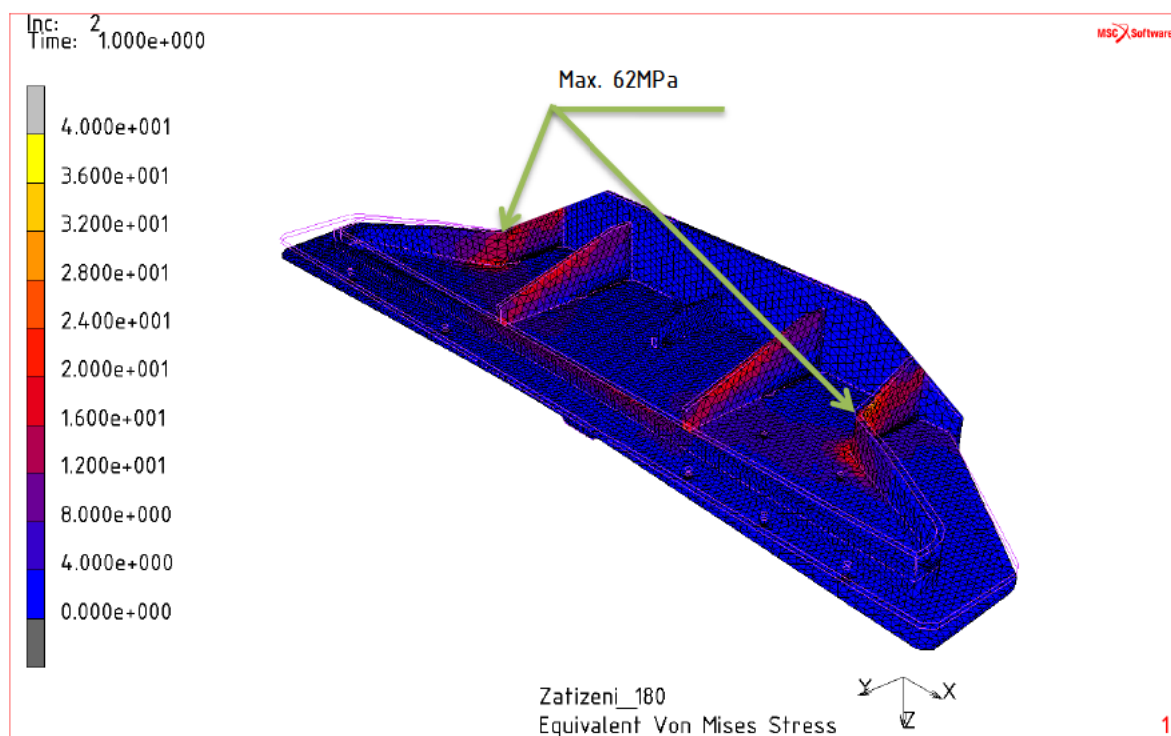
Obr. 50 Potřebný krouťící moment polohovadel pro polohování jednotlivých variant podvozkových rámu

- **Kontrolní výpočet posuvné části otočného stolu pomocí MKP**

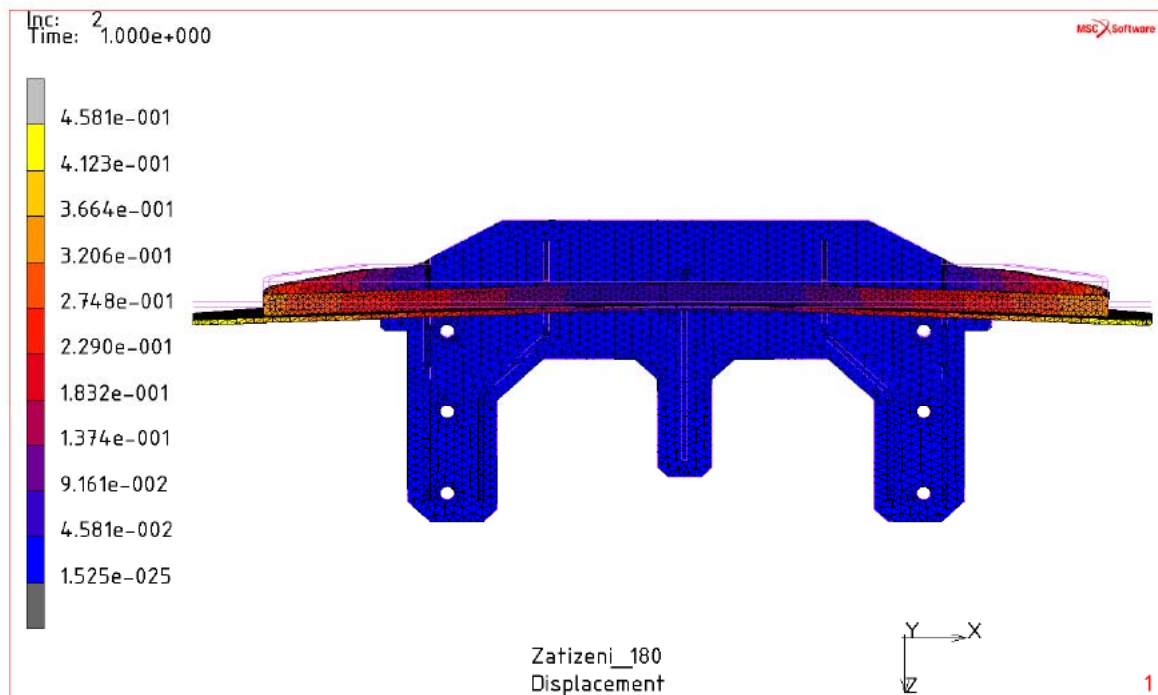
Kontrolní výpočet pomocí MKP byl proveden především z důvodu ověření zvolené tloušťky plechu a rozmístění žebér. Ve výpočtu byly uvažovány zátěžné stavy při natočení o 90° a 180° . Výsledky pro zátěžný stav 90° je uveden v příloze. Výsledky uvedené v této kapitole se vztahují k zátěžnému stavu při natočení o 180° , protože z hlediska namáhání otočného stolu se jedná o méně příznivou situaci. Okrajové podmínky výpočtu jsou patrné z Obr. 51. Při výpočtu byla uvažována tělesa upínacích mechanismů, která svoji tuhostí významně přispívají k tuhosti krajních částí otočného stolu.



Obr. 51 Zobrazení okrajových podmínek výpočtu otočného stolu při natočení o 180°



Obr. 52 Redukované napětí dle hypotézy HMH v otočném stole (180°)



Obr. 53 Rozložení deformace v otočném stole (180°)

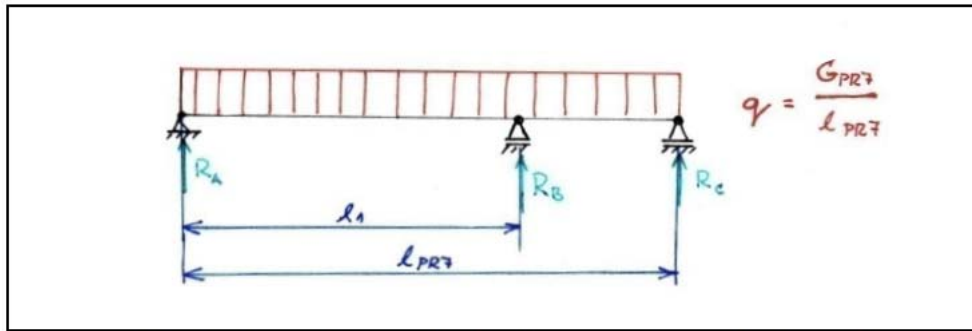
Z výpočtů vyplývá, že při zatížení otočného stolu tíhou jedné poloviny podvozkového rámu a dvou skupin upínacích mechanismů dojde při natočení o 180° deformace 0,46mm a vzniku redukovaného napětí dle hypotézy MMH 62MPa. Místo vzniku extrémní hodnoty redukovaného napětí leží 40mm od svarového spoje, a tudíž lze v tomto místě posuzovat bezpečnost navržené konstrukce vzhledem k mezi kluzu základního materiálu. Materiál otočného stolu je zvolen 11 523 s minimální hodnotou meze kluzu 355MPa z čeho vyplývá dostatečná bezpečnost 5,7. Maximální redukované napětí dle hypotézy MMH v místě svaru nabývá hodnoty 28MPa.

3.8.7 Návrh vertikální sklopné vertikální podpory

Umístění a využití přídavné vertikální podpory je již vyřešeno v kapitole 3.4.1. Výsledným řešením, které bude dále rozpracováno je návrh podélně sklopné vertikální podpory dle kapitoly 3.4.2 přizpůsobené pro podepření podvozkového rámu č. 7 o hmotnosti 1002kg. Přídavná vertikální podpora je umístěna do vzdálenosti $l_1=9\ 000\text{mm}$ od zadního příčnicku podvozkového rámu. Podvozkový rám č. 7 je polohován kolem osy, která se nachází v polovině výšky jeho podélných nosníků, a tudíž jsou dosedací plochy pro sklopnou vertikální podporu při natočení 0° a 180° stále ve stejné výšce.

- **Určení silových účinků působící na sklopnou vertikální podporu**

Stanovení zatížení vychází z určení reakcí v podporách nosníku zobrazeného na Obr. 54. Hledaná síla působící na vertikální vzpěry je reprezentována reakcí v podpoře B.



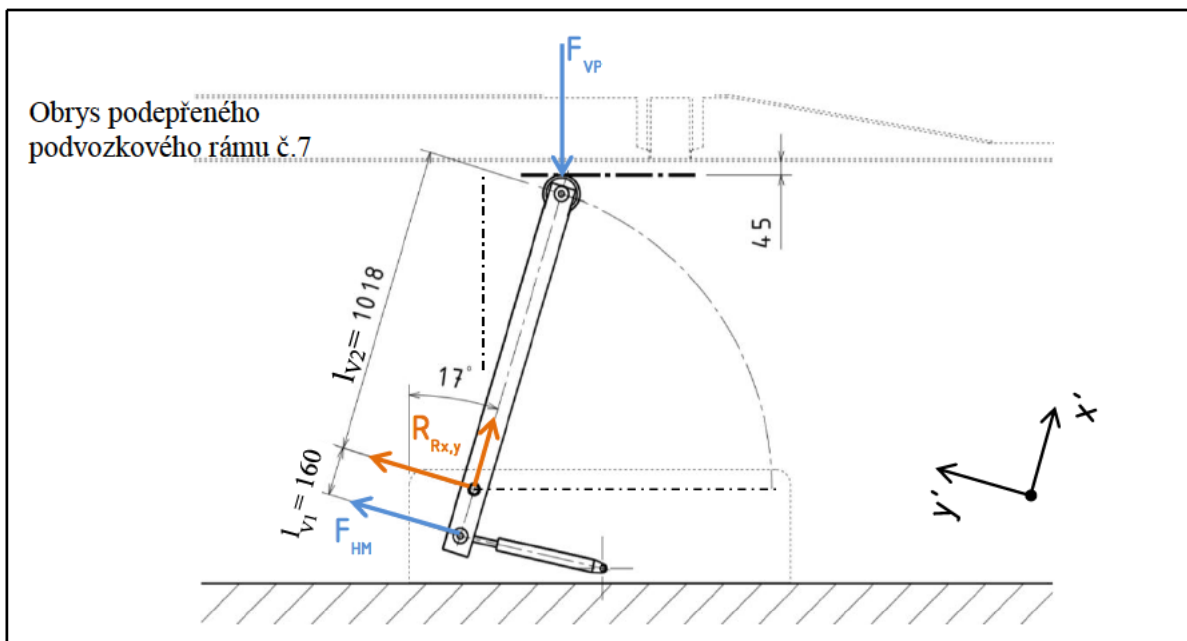
Obr. 54 Schéma uložení podvozkového rámu č. 7 na třech podporách

Z důvodu urychlení výpočtu byly uvedené vstupní hodnoty výpočtu zadány do softwaru MITCalc. Výsledná velikost reakce $R_B=6285,7N$.

○ **Návrh rozměrů profilu sklopné vertikální podpory**

Pro dimenzování rozměrů nosného profilu sklopné vzpěry je uvažován způsob zatížení zobrazen na Obr. 55. Sklopná vzpěra je zobrazena v pozici, ve které dojde ke kontaktu otočné kladky a podvozkového rámu s průhybem 45mm. Svislé zatížení připadající na jednu sklopnou vzpěru F_{VP} je tedy jedna polovina R_B .

$$F_{VP} = \frac{1}{2} \cdot R_B = \frac{1}{2} \cdot 6285,7 = 3142,9N$$



Obr. 55 Schéma sklopné vzpěry s vyznačenými silovými účinky

Z průběhu napětí ve sklopné vzpěře, které je dáno součtem složek napětí od tlakového a ohybového zatížení je zřejmé, že kritický průřez sklopné vzpěry leží v místě reakce R_R .

S ohledem na výrobní náklady je navržen profil vzpěry jako normalizovaný čtvercový tenkostěnný profil ČSN EN 10219-2 o rozměrech 90x90x3mm z materiálu 11 373 s mezí kluzu R_e 235MPa. Výsledné normálové napětí σ_N je dáno vztahem:

$$\sigma_N = \sigma_d + \sigma_o = \frac{F_{VPx'}}{S_V} + \frac{F_{VPy'} \cdot l_{V2}}{\frac{I_{z'}}{\frac{H_V}{2}}}$$

$$\sigma_N = \frac{3142,9 \cdot \cos(17)}{1021} + \frac{3142,9 \cdot \sin(17) \cdot 1018}{\frac{1272800}{\frac{90}{2}}} = 36 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost k mezi kluzu } k = \frac{R_e}{\sigma_N} = \frac{235}{36} = 6,5 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

- kde
- $F_{VPx'}$ Složka zatížení kladky sklopné vzpěry v ose x'
 - $F_{VPy'}$ Složka zatížení kladky sklopné vzpěry v ose y'
 - l_{V2} Vzdálenost mezi otočným čepem a kladkou
 - S_V Nosný průřez sklopné vzpěry převzat z [30]
 - $I_{z'}$ Kvadratický moment průřezu převzat z [30]
 - H_V Výška navrženého profilu sklopné vertikální podpory

o Kontrola navrženého profilu sklopné vertikální podpory na vzpěr

Výpočet vzpěru byl proveden v prostředí softwaru MITCalc. Štíhlostní poměr nosného profilu vzpěry λ splňuje podmínku platnosti Tetmayerovy teorie vzpěru pro nepružnou oblast ($\lambda < \lambda_{krit}$). Z porovnání kritické velikosti síly $F_{krit} = 14098N$ a vypočtené síly $F_{VP} = 3142,9N$ vyplývá, že navržený profil je z hlediska namáhání vzpěrem dimenzován s bezpečností $k=4,49$.

• Návrh lineárního hydromotoru pro naklápění vertikální podpěry

Maximální síla hydromotoru F_{HM} , která je potřebná pro vztyčení vertikální podpěry vychází z momentové rovnováhy stanovené k bodu B v poloze zobrazené na Obr. 55. Osa pístnice lineárního hydromotoru je v této poloze kolmá k ose vertikální vzpěry.

$$F_{HM} = \frac{F_{VP} \cdot \sin(17) \cdot l_{V2}}{l_{V1}} = \frac{3142,9 \cdot \sin(17) \cdot 1018}{160} = 5\,846,5N$$

- kde
- F_{HM} Maximální síla hydromotoru
 - l_{V1} Vzdálenost mezi čepem hydromotoru a otočným čepem podpory
 - l_{V2} Vzdálenost mezi otočným čepem podpory a středem kladky

Pro tuto aplikaci byl vybrán dvojitý lineární hydromotor s regulovatelným tlumením v krajních polohách a možností připojení snímačů koncové polohy z katalogu dle [31]. S ohledem na zabránění kolize vztyčené vertikální podpory s otáčejícím se podvozkovým rámem je nutné připojit koncové snímače polohy pístu hydromotoru k řídicímu systému polohovacích zařízení. Na pracovišti je možnost připojení hydromotorů k hydraulickému okruhu s tlakem 200bar.

○ **Určení průměru pístu hydromotoru**

$$D_{PHM} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{HM}}{\pi \cdot p_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5846,5}{\pi \cdot 16 \cdot 10^6}} = 0,0215m$$

Dle výrobce zvolen nejbližší vyšší $D_{PHM} = 0,032m$

kde D_{PHM} Průměr pístu
 p_1 Jmenovitý tlak hydromotoru dle katalogu [31]

Zvolený hydromotor s objednacím číslem HR3 32x18/200 121A211. Dle katalogu [31] je skutečná vratná síla tohoto hydromotoru při tlaku 16MPa 9200N. Při porovnání této hodnoty se zatížením F_{HM} , které bylo stanoveno výše uvedeným výpočtem je zřejmé, že je zde dostatečná silová rezerva pro dosažení koncové polohy hydromotoru. Pístní tyč tohoto hydromotoru dle údajů výrobce vyhovuje namáhání na vzpěr s bezpečností $k=5$.

● **Volba kladky sklopné podpěry**

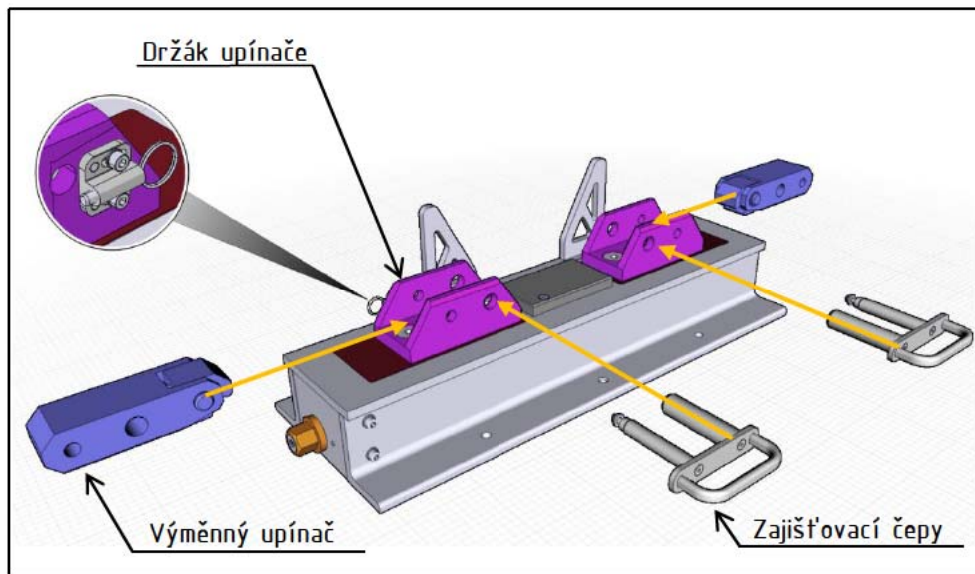
Zatížení působící na kladku dosahuje maximální hodnoty $F_{VP}=3142,9N$. S ohledem na toto zatížení a charakter provozního prostředí bylo zvoleno litinové kolo s kuličkovými ložisky navržené pro zatížení 800kg dle katalogu [32].

4 Zobrazení úplné stavební struktury upínacích přípravků

V průběhu zpracovávání jednotlivých konstrukčních detailů upínacího přípravku, především jeho jednoúčelových částí, byly znovu zváženy důvody použití jednoúčelových přípravků pro případy vyznačené v kapitole návrhu variant upínání v Tab. 5.

Princip upínání spodní pásnice podélného nosníku podvozkového rámu prostřednictvím pákových upínek je v konečném řešení rychle přizpůsobitelný i pro upnutí specifických průřezů i v různých sklonech. Upínací mechanismus je přizpůsoben pro rychlou výměnu klíčových komponent, které jsou svým tvarem jednoznačně předurčeny pro upínání konkrétního profilu. Z kinematiky upínacího mechanismu vyplývá, že největší význam na požadované upnutí má výška upínacích ploch, na které musí páková upínka dosednout. Z tohoto důvodu je konstrukce držáků upínačů navržena s ohledem na jejich rychlou výměnu. Způsob výměny obou prvků je zobrazen na Obr. 56. Osazením upínacích mechanismů

vhodnou kombinací výměnných držáků upínačů lze upnout i podvozkové rámy č. 3,4,5,7, nicméně za určitých podmínek připadají v úvahu i podvozkové rámy č. 2,6.



Obr. 56 Schématické zobrazení výměnných komponent upínacího mechanismu

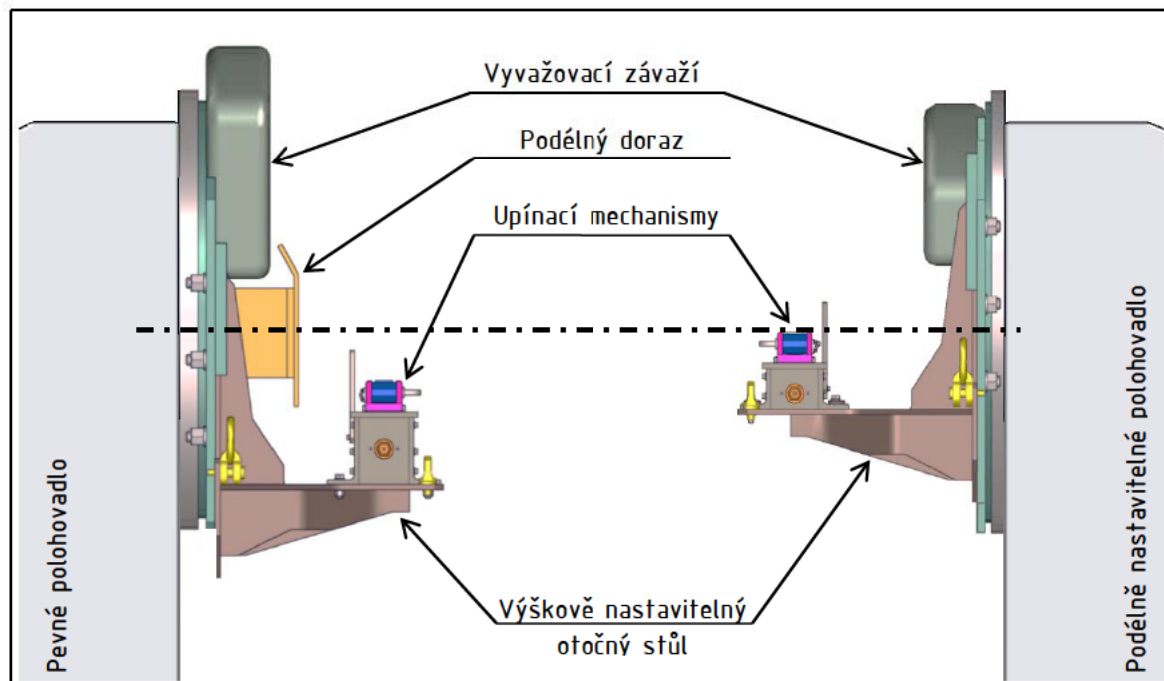
U podvozkových rámu č. 2,6 je zakryta část podélných nosníků v zadních partiích těchto rámu. Jedná se o díly vyznačené na následujícím obrázku.



Obr. 57 Zobrazení podvozkových rámu č. 2, 6 s vyznačeným problematických dílů [33]

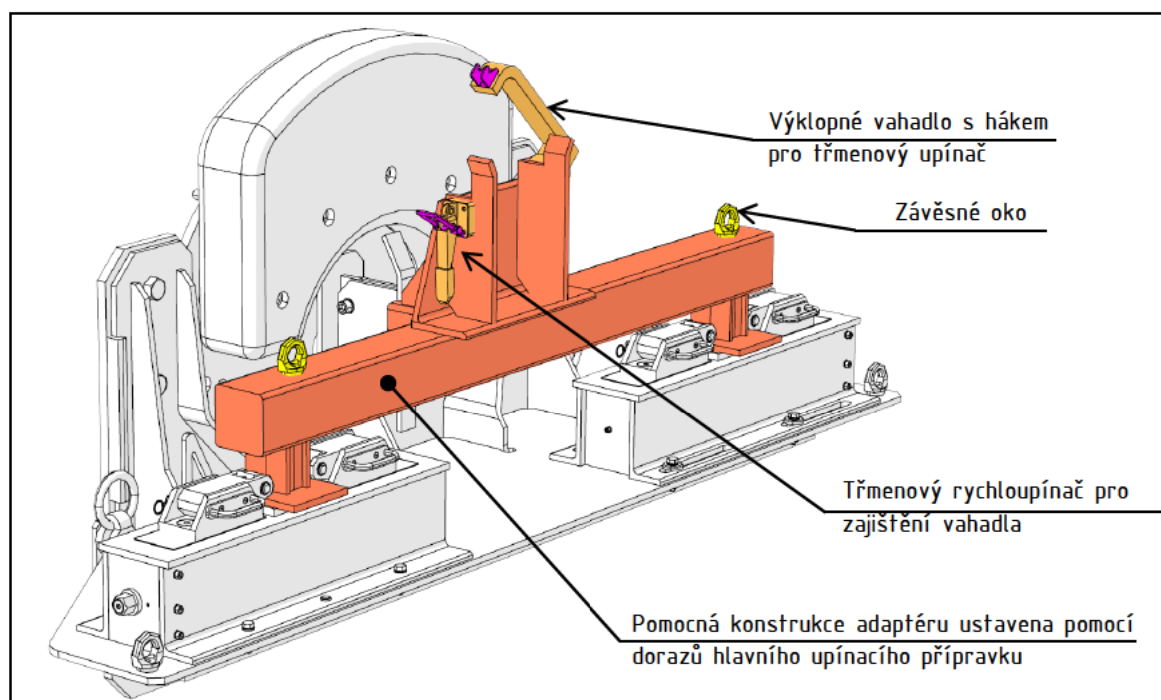
Zmíněné díly se v této výrobní fázi nepodílí významnou měrou na jeho tuhosti a vzhledem k umístění upínacích přípravků jsou jejich svary z větší části pro svařovací roboty nedosažitelné. Z těchto důvodů je na místě zvážit úpravu výrobních postupů těchto podvozkových rámu a tyto díly přivařit na podvozkový rám až po jeho svaření na robotické lince. V případě změny výrobních postupů již lze tyto rámy upnout pomocí navrženého upínacího mechanismu. Zadní část podvozkového rámu č. 6 bude vyžadovat sadu speciálních výměnných upínačů a vertikálních dorazů, jejichž dosedací plochy budou nakloněny o 7°. Při upnutí zadní části podvozkového rámu č. 2 přímo do upínacího přípravku je pak nutné

zvětšit výšku tělesa upínacího mechanismu o 60mm, což nepřináší žádné komplikace při upínání ostatních ráků a sníží se počet jednoúčelových upínacích adaptérů, které svojí hmotností již vyžadují ustavení pomocí jeřábu. Upínací přípravek se zvýšenými upínacími mechanismy je zobrazen na Obr. 58, kde je pro srovnání zobrazen i upínací přípravek umístěný na podélně nastavitelném polohovadle.



Obr. 58 Pohled na obě skupiny upínacích přípravků

Jednoúčelový přípravek zajišťuje funkci adaptéru nutného pro upnutí oje v přední části podvozkového rámu č. 1.

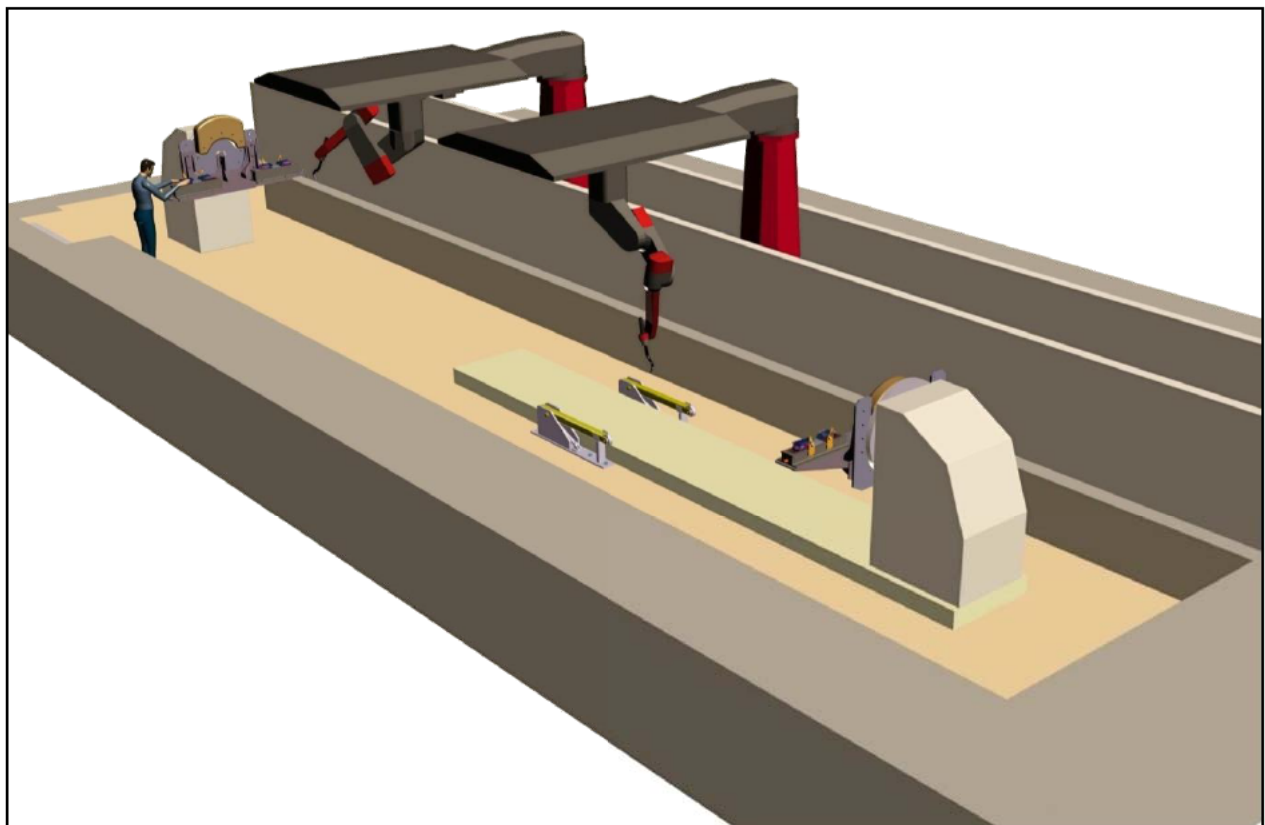


Obr. 59 Ukázka adaptéru pro upnutí přední části podvozkového rámu č.1 pomocí upínacích mechanismů

Shrnutí poloh a variant upínacích prvků potřebných pro korektní upnutí daného podvozkového rámu je zobrazeno v Tab. 10. Poslední řádek tabulky zachycuje celkový počet poloh případně variant nastavitelných prvků v přípravku.

Označení podvozkového rámu	Upínací přípravek na pevném polohovadle				Upínací přípravek na podélně nastavitelném polohovadle			
	Poloha otočného stolu	Poloha posuvného upínacího mechanismu	Sada upínacích čelistí	Sada vertikálních dorazů	Poloha otočného stolu	Poloha posuvného upínacího mechanismu	Sada upínacích čelistí	Sada vertikálních dorazů
1	P1	A	1+adaptér	1	N1	A	1	1
2	P2	A	1	1	N2	A	1	1
3	P1	A	1	1	N1	A	1	1
4	P1	A	1	1	N1	A	1	1
5	P1	B	1	1	N1	B	1	1
6	P3	B	2	1	N2	B	3	2
7	P1	A	1	1	N1	A	4	1
Σ	3	2	2+1	1	2	2	3	2

Tab. 10 Shrnutí poloh a variant nastavitelných prvků upínacích přípravků



Obr. 60 Celkový pohled na upravené pracoviště

5 Technicko-ekonomické zhodnocení

Vzhledem ke kusové výrobě podvozkových rámu je technicko-ekonomické zhodnocení směřováno do oblasti výrobních časů. Navržené upínací přípravky jsou kvůli své univerzálnosti zatíženy mírně delším časem potřebným pro upnutí podvozkových rámu, než je tomu u stávajících svařovacích přípravků. Nicméně při hodnocení časové náročnosti upnutí podvozkového rámu do přípravku z hlediska návaznosti dílčích výrobních operací je nutné přihlédnout k dvou-stanícovému řešení svařovacího pracoviště. Průměrný čas potřebný na dovaření podvozkového rámu při využití obou svařovacích robotů se v současné době pohybuje kolem čtyř hodin. Základní úvahou při návrhu univerzálního polohovatelného přípravku bylo zajištění přestavení upínacího přípravku během dovařování podvozkového rámu na sousedním stanovišti. Splněním této podmínky lze zaručit plynulý přechod svařovacích robotů z jednoho stanoviště na druhé a eliminovat tak nežádoucí prostoje svařovacích robotů, které omezují plné využití potenciálu robotizovaného svařovacího pracoviště. Univerzálnost upínacího přípravku je řešena ve dvou úrovních. V první úrovni obsluha pracoviště řeší založení odpovídajících čelistí, vertikálních dorazů a polohu posuvných upínacích mechanismů, což lze provést velice rychle. Druhá úroveň přestavení upínacích prvků již vyžaduje použití jeřábu, protože je nutné nastavit výšku upínacích mechanismů posunutím části otočného stolu na definované pozice, které korespondují s odstupňováním a prolamováním podélných nosníků podvozkových rámu. Vzhledem k navržené konstrukci univerzálního upínacího přípravku a jeho nastavitelným částím, lze předpokládat, že čas potřebný pro ustavení podvozkového rámu do upínacích přípravků se bude pohybovat v rozmezí třiceti minut až dvou hodin v závislosti na rozsahu přestavení upínacích přípravků. Řešení nastavitelných prvků upínacího přípravku lze z hlediska vedlejších výrobních časů označit jako vhodně navržený dané aplikaci.

Z rozboru výrobních postupů jednotlivých variant podvozkových rámu vzešla doporučení týkající se úpravy výrobního postupu podvozkových rámu č. 2, 6, která umožňují výrazné zrychlení upnutí těchto rámu bez použití rozměrných jednoúčelových přípravků ustavovaných do přípravku pomocí jeřábu. Nicméně při uvážení čtyř sad upínacích čelistí, které jsou si na první pohled svým tvarem velice podobné, je nezbytné zajistit jednoznačné označení všech vyměnitelných dílů a zamezit tak jejich záměně. Vzhledem k druhu provozu se nabízí řešení například ve výrazném barevném nástřiku viditelných ploch vyměnitelných dílů, který umožňuje rychlou jednoznačnou vizuální identifikaci varianty dílu. Správnost nastavení a založení všech prvků upínacího přípravku je zajištěna seznamem činností, které musí obsluha provést pro korektní upnutí daného svařence.

- **Stanovení výše počáteční investice**

Do výše počáteční investice jsou zahrnuty nejen náklady na materiál polohovacích přípravků, ale i náklady spojené s úpravou a dovybavením svařovacího pracoviště. Z vyhodnocení návrhů jednotlivých variant byla vybrána dvou-osá polohovací zařízení nastavitelnou vzdáleností lícních desek v intervalu 7-14m a celkovou nosností 5tun. Pro kalkulaci cen jednotlivých dílů upínacího přípravku byla zohledněna pouze cena materiálu,

cena práce nebyla stanovena. Detailní rozepsání dílů jednotlivých podsestav je zařazeno do příloh.

Náklady na materiál upínacího přípravku + úprava pracoviště				
Díl	Množství	Cena za MJ	Celková cena	Poznámka
Upínací přípravek pro pevné polohovadlo	1 ks	57732,9 Kč/ ks	57 732,9 Kč	Náklady podsestav viz. přílohy
Upínacího přípravku pro podélně nastavitelné polohovadlo	1 ks	50028,1 Kč/ ks	50 028,1 Kč	Náklady podsestav viz. přílohy
Podsestava sklopné podpěry	2 ks	15270,5 Kč/ ks	30 541,1 Kč	Náklady podsestav viz. přílohy
Polohovací zařízení s příslušenstvím	1 ks	2327350 Kč/ ks	2 327 350,0 Kč	Orientační cena polohovačla
Stavební práce	46,5 m ³	11500 Kč/ m ³	534 750,0 Kč	Odhad
Σ			3 000 402 Kč	

Tab. 11 Celkové náklady na materiál přípravků včetně nákladů na úpravu pracoviště

Nejvýznamnější položkou v cenové kalkulaci nejsou svařovací přípravky, ale náklady spojené se stavební úpravou pracoviště a instalací polohovacích zařízení. Při splnění požadavku na synchronizované natáčení polohovacích zařízení dle instrukcí řídicího systému svařovacích robotů je nutné částečně upravit řídicí software a bezpečnostní opatření na svařovacím pracovišti, což vyžaduje poměrně značnou částku celého rozpočtu. Pod položkou stavební práce je zahrnuto vytvoření zahloubení pro polohovací zařízení, jehož orientační cena byla stanovena na základě objemu odebraného materiálu 46,5m³, který odpovídá rozměrům zahloubení 18,5 x 3,55 x 0,7m.

Případných úspor lze dosáhnout použitím polohovacích zařízení vlastní konstrukce s PLC řízením, kde však nastává problém s provázáním řídicích systémů pro polohování a svařování.

6 Závěr

V diplomové práci je rozpracován návrh polohovacích přípravků pro upínání podvozkových rámců, včetně návrhu nezbytných úprav stávajícího svařovacího pracoviště. Prvotní myšlenky řešení polohovacího přípravku byly doplněny o praktické zkušenosti s výrobou podvozkových rámců ve společnosti Schwarzmüller, což ve výsledku umožnilo rozpracovat komplexní návrh úpravy stávajícího pracoviště splňující veškeré požadavky.

V úvodních kapitolách je upřesněno zadání a popsán současný stav pracoviště s fixními upínacími přípravky. Vzhledem k charakteru řešené problematiky byla zpracována rešerše polohovacích zařízení optimalizovaných pro manipulaci s velice rozměrným svařencem v rámci jednoho stanoviště. Z rešeršní části diplomové práce vychází návrhy vhodných kinematik polohovacích zařízení a jejich vliv na velikost průhybu jednotlivých podvozkových rámců. Varianta podvozkového rámu, která dle výpočtu svým průhybem přesahovala přípustné meze, byla podrobena experimentu, ze kterého se určil počet a umístění přídatných vertikálních podpěr zajišťujících dostatečné podepření tohoto rámu. Následně byl vypracován přehled koncepčních řešení klíčových funkcí upínacího přípravku. Fáze návrhů dílčích řešení je zakončena komplexním návrhem variant a výběrem nejvhodnějšího řešení upínacího přípravku dle jakostních a nákladových kritérií stanovených na základě specifikace požadavků. Již na úrovni hrubé stavební struktury upínacího mechanismu se ukázalo, že vzhledem k rozdílnému umístění vyztužujících příček podélných nosníků podvozkových rámců, bude nutné použít velice kompaktní upínací mechanismus vlastní konstrukce. Při návrhu upínacího přípravku byla snaha o maximální využití normalizovaných profilů a dílů od firem se širokým zastoupením na českém trhu, u kterých je minimální pravděpodobnost, že nastane problém s případným dodáním náhradních dílů.

V části diplomové práce zabývající se dimenzováním hlavních dílů navržené konstrukce, byla nejprve ověřena schopnost vystředění upínaného profilu upínacím přípravkem, což je základní podmínka zajištění opakovatelné přesnosti upnutí. Následně byly provedeny základní konstrukční výpočty stanovující charakteristické rozměry dílů. Navržené rozměry byly následně přeneseny do prostředí softwaru Catia, kde již bylo rozpracováno detailní řešení jednotlivých konstrukčních uzlů upínacího přípravku. Hlavní nosné komponenty upínacího přípravku byly na závěr podrobeny analýzám využívajících metodu konečných prvků, jejichž výsledky potvrdily hodnoty stanovené předchozími výpočty.

Výše počáteční investice do úpravy svařovacího pracoviště je poměrně značná, nicméně je vyvážena zvýšením flexibility svařovacího pracoviště a především zvýšením kvality svarů, které jsou v současné době vytvářeny v nepříznivých svislých polohách. Výsledky této diplomové práce budou využity při plánované realizaci polohovatelného přípravku pro upnutí podvozkových rámců přípojných vozidel při jejich dovažování ve společnosti Schwarzmüller s. r. o.

7 Zdroje

• Seznam použité literatury

- [1] VÁVRA P. a SPOL., *Strojnické tabulky.*, Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, ISBN 04-218-83
- [2] CHVÁLA B., *Přípravky.* Praha: CVUT 1980
- [3] PLÍVA L., *Čs. stroje a pomocná zařízení: pro obloukové, elektrostruskové a odporové svařování.* Praha: SNTL, 1980.
- [4] ZVADA P., *Konstrukční návrh manipulátoru robotu : Diplomová práce.* Praha: CVUT
- [5] HOSNEDL S., KRÁTKÝ J., *Příručka strojního inženýra 2.* Brno: Vydavatelství a nakladatelství COMPUTER PRESS 1999, ISBN 80-7226-202-5
- [6] HOSNEDL S., KRÁTKÝ J., *Příručka strojního inženýra 1.* Brno: Vydavatelství a nakladatelství COMPUTER PRESS 1999, ISBN 80-7226-055-3
- [7] *Podklady poskytnuté společností Schwarzmüller*
- [8] *Podklady poskytnuté společností IGM*

• Seznam použitých internetových odkazů

- [9] <http://www.bizbiz.cz>
- [10] <http://www.schwarzmueller.com/cs/portfolio-sluzeb.html>
- [11] <http://www.mmspektrum.com/clanek/otocne-stoly.html>
- [12] <http://www.mmspektrum.com/clanek/otocne-stoly-2.html>
- [13] <http://www4.hcmut.edu.vn>
- [14] <http://www.aplusmachinery.com>
- [15] <http://www.igm-group.com>
- [16] <http://www.ljwelding.com>
- [17] <http://www.weldpoint.eu>
- [18] <http://www.motoman.cz>

- [19] <http://www.abb.com>
- [20] <http://www.thefabricator.com>
- [21] <http://www.marek.eu>
- [22] <http://www.naros.cz>
- [23] <http://www.jwwinco.com>
- [24] <http://cs.wikipedia.org>
- [25] <http://www.mitcalc.cz>
- [26] <http://wikihelp.autodesk.com/Inventor>
- [27] <http://ingersoll-randshop.cz>
- [28] <http://www.haberkorn.cz>
- [29] <http://prirucka.bolzano.cz>
- [30] <http://www.ferona.cz>
- [31] <http://www.safranek-hydraulika.wz.cz/>
- [32] <http://www.zabi.cz>
- [33] <http://www.schwarzmueller.com>

• Použitý software

- I. Catia V5R20
- II. Microsoft Office 2010
- III MITCalc v1.5
- IV 3DVIA Composer
- V MSC Marc 2010

• Seznam obrázků

Obr. 1 Ukázka tří-nápravového návěsu se stahovací plachtou [10]	7
Obr. 2 Ukázka tří-nápravového sklápěcího návěsu [10]	7
Obr. 3 Půdorys současného pracoviště	8
Obr. 4 Flexibilita kladkových polohovadel [13]	11
Obr. 5 Kladkové polohovadlo doplněné obručovým upínacím rámem [6]	12
Obr. 6 Stolové polohovadlo s vertikální osou rotace [18]	13
Obr. 7 Stolové polohovadlo s horizontální osou rotace a koníkem [19], [20]	13
Obr. 8 Stolové polohovadlo s naklápěným otočným stolem [13] [14]	14
Obr. 9 Stolové polohovadlo s naklápěcím otočným stolem a výškovou regulací [13][15]	14
Obr. 10 Prostorové uspořádání současného pracoviště [7]	15
Obr. 11 Kinematická struktura svařovacích robotů [7]	16
Obr. 12 Schématické zobrazení stávajícího řešení svařovacího přípravku [7]	17
Obr. 13 Délkové porovnání všech variant podvozkových rámců	20
Obr. 14 Příčný řez svařovacím pracovištěm	21
Obr. 15 Podélný řez svařovacím pracovištěm s fixními polohovadly	21
Obr. 16 Nosný průřez podélných nosníků univerzálního přípravku	22
Obr. 17 Schéma uložení a zatížení podélného nosníku přípravku varianty polohování 1	22
Obr. 18 Orientační průhybové křivky podélných nosníků přípravku pro variantu polohování 1	23
Obr. 19 Podélný řez svařovacím pracovištěm s posuvnými polohovadly	24
Obr. 20 Schéma uložení a zatížení nosníků podvozkových rámců u varianty polohování 2	24
Obr. 21 Orientační průhybové křivky podvozkových rámců pro variantu polohování 2	25
Obr. 22 Podélný řez svařovacím pracovištěm s posuvnými polohovadly s vertikálním zdvihem	26
Obr. 23 Experimentálně určený průhyb podvozkového rámu č. 7	27
Obr. 24 Schématické zobrazení varianty vertikálního podepření 1 v podélném řezu	28
Obr. 25 Schématické zobrazení varianty vertikálního podepření 2 v příčném řezu	29
Obr. 26 Příčný řez podélnými nosníky podvozkových rámců s označením technologických základen	30
Obr. 27 Půdorysný pohled na průnik předních a zadních část zorientovaných podvozkových rámců	30
Obr. 28 Vybrané varianty ručních upínacích prvků [21], [22]	33
Obr. 29 Návrh principu upínání varianty upínání 2	33
Obr. 30 Vybrané varianty pneumatických upínacích prvků [23]	34
Obr. 31 Grafické porovnání navržených variant s ideálem	36
Obr. 32 Prvotní návrh hrubé stavební struktury upínacího mechanismu	37
Obr. 33 Schématický řez uložením pákové upínky v držáku	38
Obr. 34 Síly působící na podélný nosník podvozkového rámu při jeho středění v upínacím přípravku	39
Obr. 35 Návrh geometrie pákových upínek pro upínání pásnic podélného nosníku o tloušťce 8mm, 12mm	40
Obr. 36 Silové účinky působící na uvolněný podélný nosník podvozkového rámu při natočení o 90°	41
Obr. 37 Silové účinky působící na uvolněnou pákovou upínku při natočení podvozkového rámu o 90°	42
Obr. 38 Silové účinky působící na uvolněný podélný nosník podvozkového rámu při natočení o 180°	43
Obr. 39 Schéma průběhu ohybového napětí v čepu pákové upínky	45
Obr. 40 Pracovní diagram a rozměry stavěcí pružiny	46
Obr. 41 Schématický řez tělesem upínače	46
Obr. 42 Schéma předepjatého šroubového spojení držáku upínače a unašečem	47
Obr. 43 Schématický řez uložením polybového šroubu	51
Obr. 44 Navržený tvar těles upínacích přípravků	54
Obr. 45 Náhled na řez výpočtovým modelem s vyznačením jednotlivých dílů	54
Obr. 46 Zobrazení redukováného napětí dle hypotézy HMH v upínacím mechanismu (90°)	55
Obr. 47 Zobrazení redukováného napětí dle hypotézy HMH v řezu zatížené strany upínacího mechanismu (90°)	55

Obr. 48 Redukované napětí dle hypotézy HMM v pákové upínce na zatížené straně upínacího mechanismu (90°)	56
Obr. 49 Schématické zobrazení upínacího přípravku na pevném polohovadle	57
Obr. 50 Potřebný krouticí moment polohovadel pro polohování jednotlivých variant podvozkových rámců	58
Obr. 51 Zobrazení okrajových podmínek výpočtu otočného stolu při natočení o 180°	59
Obr. 52 Redukované napětí dle hypotézy HMM v otočném stole (180°)	59
Obr. 53 Rozložení deformace v otočném stole (180°)	60
Obr. 54 Schéma uložení podvozkového rámu č. 7 na třech podporách	61
Obr. 55 Schéma sklopné vzpěry s vyznačenými silovými účinky	61
Obr. 56 Schématické zobrazení výměnných komponent upínacího mechanismu	64
Obr. 57 Zobrazení podvozkových rámců č. 2, 6 s vyznačeným problematických dílů [33]	64
Obr. 58 Pohled na obě skupiny upínacích přípravků	65
Obr. 59 Ukázka adaptéru pro upnutí přední části podvozkového rámu č.1 pomocí upínacích mechanismů	65
Obr. 60 Celkový pohled na upravené pracoviště	66

• Seznam tabulek

Tab. 1 Přehled podvozkových rámců	9
Tab. 2 Parametry kinematické struktury svařovacích robotů[8]	16
Tab. 3 Specifikace požadavků vztahených k transformačním procesům životního cyklu	19
Tab. 4 Specifikace požadavků vztahených k operátorům životního cyklu	19
Tab. 5 Návrh ustavení jednotlivých podvozkových rámců v upínacích přípravcích	31
Tab. 6 Hodnoty maximální excentricity těžiště podvozkových rámců	32
Tab. 7 Morfologická matice s vyznačením koncepčních variant	35
Tab. 8 Hodnocení navržených variant	36
Tab. 9 Shrnutí bezpečnosti jednotlivých dílů	56
Tab. 10 Shrnutí poloh a variant nastavitelných prvků upínacích přípravků	66
Tab. 11 Celkové náklady na materiál přípravků včetně nákladů na úpravu pracoviště	68

8 Seznam příloh

Příloha č. 1 Výpočtová zpráva pro předepnuté šrouby spojující držák upínače s unašečem

Příloha č. 2 Zatížení tělesa upínacího přípravku (90°)

Příloha č. 3 Redukovaného napětí dle hypotézy HMM v upínacím mechanismu (180°)

Příloha č. 4 Redukovaného napětí dle hypotézy HMM v otočného stolu (90°)

Příloha č. 5 Stanovení nákladů na materiál pro jednotlivé podsestavy