

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Automatizace výrobního zařízení kompozitních listových per Daimler NCV3 (Sprinter)

Autor: **Bc. Ondřej Lucák**
Vedoucí práce: **Prof. Ing. Lašová, Ph.D.**

Akademický rok 2019/2020

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra konstruování strojů

Akad. rok: 2019/2020

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení:	Bc. Ondřej Lucák
Osobní číslo:	S18N0006P
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	Dopravní a manipulační technika

Téma diplomové práce:

**AUTOMATIZACE VÝROBNÍHO ZAŘÍZENÍ KOMPOZITNÍCH
LISTOVÝCH PER DAIMLER NCV3 (SPRINTER)**

Základní požadavky:

Automatizovat stávající výrobní zařízení za účelem zvýšení výkonu a kvality. Současné zařízení neumožňuje splnit kvantitativní požadavky zákazníků. Eliminace rizika lidského faktoru.

Základní technické údaje :

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce :

- 1. Popis stávajícího zařízení.*
- 2. Návrh nového montážního zařízení s vyšším stupněm automatice (3 varianty).*
- 3. Výběr varianty.*
- 4. Konkrétní návrh vybraného řešení - detailní zpracování vybraného uzlu, výkres sestavy, detail, model, pevnostní a výkonové výpočty navržených dílů.*
- 5. Ekonomické zhodnocení - porovnání nového a starého řešení.*

Rozsah diplomové práce:

a) textová část: 50-70 stran A4
b) grafická část dle potřeby
Forma zpracování diplomové práce : tištěná

Doporučená literatura:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1*. Brno: Computer Press, 1999

LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2017

Podkladový materiál, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce:

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce:

Ing. Petr Švinger
Mubea spol. s.r.o.

Datum zadání diplomové práce:


16. října 2019

Termín odevzdání diplomové práce:

28. května 2020



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne: 16. října 2019

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:

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Lucák	Jméno Ondřej	
STUDIJNÍ OBOR	Dopravní a manipulační technika		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Prof. Ing. Lašová, Ph.D.	Jméno Václava	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Automatizace výrobního zařízení kompozitních listových per Daimler NCV3 (Sprinter)		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	90	TEXTOVÁ ČÁST	83	GRAFICKÁ ČÁST	8
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Práce pojednává o vytvoření návrhu automatické linky pro montáž kompozitních pružin, které se používají v užitkových vozech Mercedes-Benz Sprinter. Současná linka, která je popsána v rešerši, nevyhovuje výkonnostně. Vytvořil jsem tedy 3 návrhy nové linky, zhodnotil je z ekonomického a kapacitního hlediska, vybral optimální variantu a detailně zkonstruoval manipulátor klíčový pro tuto variantu. Konstrukční část obsahuje výpočet potřebných rychlostí odvislých od celkového času pro manipulaci, výběr vhodného rámu, pevnostní analýzu rámu, výpočet pohonů, výběr vedení a rozvržení pneumatických součástí.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Kompozitní pružina, montážní stroj, automatizace, kuličkový šroub, pneumatický válec, pevnostní analýza, servomotor

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Lucák	Name Ondřej	
FIELD OF STUDY	Transport and handling machinery		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Prof. Ing. Lašová, Ph.D.	Name Václava	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Automatization of composite leaf spring Daimler NCV3 (Sprinter) production line		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	90	TEXT PART	83	GRAPHICAL PART	8
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This thesis discuss the design of an automatic production line for composite leaf springs which are used in Mercedes-Benz Sprinter vans. Current production line does not meet the capacity requirements so in spite of that I created 3 drafts of a new automatic line. I evaluated them from an economic and capacity standpoint, picked the optimal design and constructed the manipulator which is key for this design. Construction part of this wok contains calculation of velocity and necessary time for manipulation, selection and stress analysis of the main frame, calculation of drives, selection of guiding and pneumatic components.
KEY WORDS	Composite leaf spring, production line, automatization, ball screw, pneumatic components, stress analysis, servomotor

Obsah

Úvod.....	9
1. Blattzugfeder (BZF=listová tahová pružina).....	10
2. Rešerše současného výrobního zařízení pro montáž pružin.....	11
2.1 Popis montáže na pracovním stole AP2.....	11
2.1.1 Usazení součástí do pracovních pozic.....	11
2.1.2 Zjištění přítomnosti důležitých prvků a tloušťky pružiny.....	12
2.1.3 Upevnění ok a zasunutí šroubů.....	15
2.1.4 Přidání matic a jejich dotažení.....	15
2.1.5 Přidání středícího čepu a jeho zalisování.....	16
2.1.6 Přenesení pružiny na další stanici.....	18
2.2 Popis kontroly tuhosti na stanici AP2.....	18
2.2.1 Založení pružiny do zkušební stanice.....	19
2.2.2 Upevnění ok.....	20
2.2.3 Zatěžování a měření charakteristiky.....	21
2.3 Stávající konstrukční řešení.....	25
2.3.1 Naklopení osy šroubováku a změna rozteče.....	25
2.4 Vyráběné pružiny.....	29
2.4.1 Vlastnosti BZF.....	30
3. Požadavky a vytvořené návrhy automatické linky.....	31
3.2 Požadavky zákazníka.....	31
3.3 Návrh 1: Sedmipozicová automatická linka.....	31
3.3.1 Zakládací podavač.....	33
3.3.2 První montážní pozice: zalisování čepu, měření tloušťky, zjištění přítomnosti AB-folie.....	33
3.3.2.1 Upevnění pružiny na pozici.....	34
3.3.3 Druhá montážní pozice: nasazení ok.....	35
3.3.4 Třetí montážní pozice: nasazení šroubů a matic.....	37
3.3.5 Čtvrtá montážní pozice: dotažení matic.....	38
3.3.6 Obrácení pružin mezi čtvrtou a pátou pozicí.....	39
3.3.7 Pátá montážní pozice: měření tuhosti pružiny.....	40
3.3.8 Vyřazení špatného kusu.....	41
3.3.9 Zásobník pro hotové kusy.....	41
3.4 Pětipozicový automat.....	41
3.4.1 Popis pozic.....	42
3.4.2 Manipulace pružin mezi pozicemi.....	42
3.4.1.1 První montážní pozice: nalisování čepu, měření tloušťky, přítomnost AB-folie, nasazení ok.....	43
3.4.1.2 Druhá montážní pozice: Nasazení a dotažení matic a šroubů.....	43
3.4.1.3 Třetí montážní pozice: Měření tuhosti.....	43
3.5 Kruhové uspořádání pracovišť.....	43
3.5.1 Manipulace s pružinami mezi pracovišti.....	45
3.5.2 První pozice: Dopravení pružiny pomocí pásového dopravníku.....	45
3.5.3 Pozice 2 až 9: Veškeré montážní úkony.....	45
3.6 Závěr k návrhům.....	47

4.	Ekonomické zhodnocení variant	47
4.1	Kapacitní rozbor variant.....	48
4.2	Finanční rozbor variant	48
4.3	Výpočet mzdových a výkonových úspor oproti současné variantě.....	49
4.4	Výběr výsledné varianty	49
5.	Konstrukce manipulátoru	51
5.1	Nosný rám.....	51
5.1.1	Letmé upevnění.....	51
5.1.2	Velký nosný rám se středovou konzolí	52
5.2	FEM analýza velkého rámu	53
5.2.1	Upevnění rámu.....	53
5.2.2	Zatížení rámu	54
5.2.1	Výsledky FEM analýzy	56
5.3	Rozbor rychlostí pohybů	57
5.4	Uchycení BZF.....	60
5.4.1	Podélný rám pro upevnění kleštín	61
5.4.1.1	FEM analýza rámu pro kleštiny	61
5.4.1.2	Výsledky analýzy rámu pro kleštiny	62
5.5	Vertikální pohyb	63
5.5.1	Výpočet pneumatického válce	63
5.5.2	Objem vzdušníku	65
5.5.3	Výpočet motoru a převodovky	67
5.5.4	Výsledná podoba pohonu ve vertikálním směru	70
5.6	Vedení a pojezd v horizontálním směru	71
5.6.1	Výsledná podoba vedení	71
5.6.2	Horizontální pohyb.....	73
5.6.2.1	Výpočet kuličkového šroubu.....	73
5.6.2.2	Kontrola životnosti	74
5.6.3	Výpočet ložiska.....	76
5.6.4	Výsledná podoba horizontálního pohonu.....	79
5.7	Přidržení ok na pružině během transportu.....	80
5.8	Zapojení pneumatiky.....	81
	Závěr	82
	Zdroje.....	83
	Zdroje obrázků	83
	Seznam obrázků.....	84
	Seznam tabulek	86
	Seznam příloh	86
	Seznam výkresů	86

Seznam použitých symbolů

Veličina	Jednotka	Název
a_z	$[m*s^{-2}]$	zrychlení při nouzovém zastavení manipulátoru
F_v	[N]	vertikální zatížení
m_m	[kg]	hmotnost manipulátoru
F_h	[N]	horizontální zatížení
t_1	[s]	čas zrychlení na požadovanou rychlost
s_1	[mm]	uražená dráha manipulátoru při zrychlení
s_1	[mm]	uražená dráha manipulátoru při rovnoměrném pohybu
s_0	[mm]	počáteční dráha
v_0	$[m*s^{-1}]$	počáteční rychlost
t_2	[s]	čas rovnoměrného pohybu
t_v	[s]	celkový čas vertikálního pohybu
t_h	[s]	celkový čas horizontálního pohybu
t_s	[s]	celkový čas sevření kleštinami
m_p	[kg]	hmotnost pružin
m_t	[kg]	trvale zvedaná hmotnost
k		tuhost pružiny
D	[mm]	dovolené snížení dodávky při naložení
F_{hmax}	[N]	maximální zatížení pružiny
F_{hmin}	[N]	minimální zatížení pružiny
H_{max}	[N]	maximální vychýlení pružiny
H_{min}	[N]	minimální vychýlení pružiny
g	$[m*s^{-2}]$	gravitační zrychlení ($9,81 m*s^{-2}$)
p_v	[Pa]	tlak ve vzdušniku
p_{vs}	[Pa]	výsledný tlak po stlačení
S_v	$[m^2]$	plocha pístu válce
V_v	$[m^3]$	objem pracovních válců
V_c	$[m^3]$	celkový objem
ρ_v	$[kg*m^{-3}]$	hustota vzduchu při daném tlaku
R		plynová konstanta vzduchu
T	$[K^{-1}]$	pokojová teplota
m_c	[kg]	celková hmotnost manipulátoru
i		převodový poměr
M_m	[Nm]	potřebný moment motoru
n_{out}	[ot]	požadované otáčky na výstupu

Úvod

Listové pružiny v posledních letech znovu nacházejí svoje využití v automobilové dopravě. Nové materiály dovolují použít složitější tvary při zachování požadované tuhosti a menší hmotnosti pružiny oproti klasické šroubovitě. To je hlavní důvod proč se používají hlavně na zadních nápravách užitkových vozů, jako jsou dodávky nebo pickup vozy. U těchto aut tolik nezáleží na komfortu cestujících, ale velmi důležitá je odolnost, jednoduchost, nosnost, životnost a progresivní průběh tuhosti. Kompozitní materiály a tvar pružiny navíc přináší další funkce, jako vedení zadní nápravy a určité tlumení vibrací. Cena jedné pružiny je také nižší oproti šroubovitě, jelikož výroba je díky jejímu tvaru jednodušší a výsledná sestava nápravy obsahuje menší počet dílů. Na druhou stranu tento typ pružiny není vhodný do osobních aut, kde vyžadujeme určitou úroveň komfortu a pohodlí, avšak i v tomto ohledu se dělají neustálé pokroky a je možné, že v blízké době se s tímto typem vypružení budeme setkávat ve většině osobních aut.

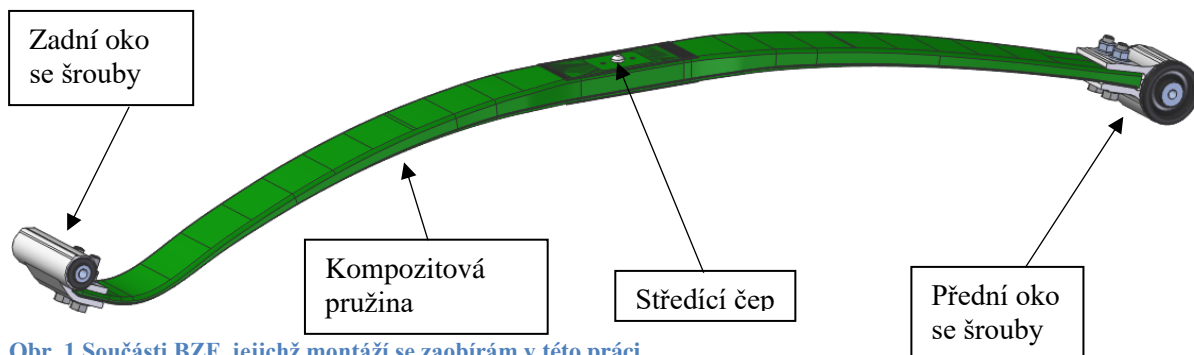
Moje práce byla vytvořená v rámci projektu na automatickou montážní linku pro výrobu těchto pružin ve firmě **Mubea**. Firma se věnuje výrobě automobilových dílů již od roku 1916 s pobočkami po celém světě a zákazníky jako BMW, GM, Ford nebo Daimler. Montážním strojům se věnuje pobočka nástrojárny v Žebráku, kde byl tento projekt vytvořen. Nástrojárna má na starosti konstrukci i výrobu jednoúčelových montážních strojů a přípravků na díly jako pružiny, napínačky řemenů, stabilizátory nebo výztuhy opěrek hlavy. V těchto strojích a linkách se hojně využívají nakupované díly jako pneumatické válce od firmy Festo, elektromotory od Bosch Rexroth nebo různé součásti pro pohon od Haberkorn atd.

Zákazník požadoval vytvoření automatické linky pro montáž celé sestavy kompozitní listové pružiny. Tato sestava obsahuje samotnou pružinu, hliníková oka, šrouby, matice a plastový středící čep. Po montáži musí také dojít ke zkontrolování tuhosti každé pružiny. Abych detailně pochopil všechny úkony při montáži, věnoval jsem rešerši popisu současné výrobní linky, která má nedostačující výrobní kapacitu, ale je možné z ní převzít některé sestavy a principy do nové linky. Také jsem v rešerši rozebral některá zajímavá konstrukční řešení, která mohou být dále přenesena. V části návrhů jsou rozebrány 3 možné varianty uspořádání linky, které jsou dále vyhodnoceny z hlediska kapacity. Optimální návrh je vybrán na základě ekonomické analýzy výhodnosti jednotlivých řešení. Dále je zpracován manipulátor, který přenáší pružiny mezi pracovními pozicemi.

Konstrukční část začíná volbou vhodného rámu a rozvržením manipulátoru, kde je představeno několik možností a odůvodněno vybrání portálového rozložení. Rozměry rámu jsou zvoleny dle FEM analýzy. K návrhu pohonů je vytvořen výpočet pracovních rychlostí, zrychlení a manipulačních časů. Na základě těchto hodnot je zvolen typ servomotoru pro vertikální pohon a k němu je vybrána vhodná převodovka a spojka. Dále je zvoleno vedení pro horizontální posuv a vypočítán kuličkový šroub. K němu je přiřazen vhodný motor, ložisko a spojka. Práce je zakončena 2D schématem rozvržení pneumatických pohonů a spojů. V příloze naleznete také výrobní výkresy důležitých dílů a sestav.

1. Blattzugfeder (BZF=listová tahová pružina)

Středem zájmu této práce je montáž tzv. kompozitní pružiny, která se skládá z několika součástí, spojených šrouby. Je to kompozitní listová pružina, pravé a levé upevňovací oko a středící čep. Tyto součásti se musí v optimálním pořadí spojit dohromady, jak je tomu v již existující lince. Kompozitní pružina je součástí podvozku Mercedes Sprinter, což je užitková dodávka s celkovou přípustnou hmotností od 3 do 5,5 tuny. Pružina se upevňuje do čepů na karoserii v oblasti kolem zadní nápravy, kdy samotná náprava je s pružinou spojená pomocí čepu a přírubby, která prochází středovou rovnou částí, jak můžeme vidět na obrázku. Samotná pružina zajišťuje pružení a vedení nápravy, proto musí mít přesně dané vlastnosti, které zaručují naprosto bezchybné a spolehlivé spojení karoserie se zadní nápravou. Dalším a vlastně nejdůležitějším požadavkem, kromě nízké hmotnosti, je možnost nastavení pružící charakteristiky podle potřeby. Žádné skokové přechody lineárních charakteristik jako u listových pružin, ale libovolný exponenciální průběh včetně eliminace délkového pulsování listového pera. To je také důvod pro použití kompozitu, který kombinuje výhody několika materiálů, umožňuje jejich nezávislé vrstvení, v různých tloušťkách a přitom je velmi lehký. Tlakem automobilek samozřejmě také dochází k váhovým úsporám v každé součásti. Oproti ocelovým listovým pružinám se dostáváme až na 60% úspory váhy, což je přibližně 20 kg na jednu nápravu! V přepočtu na statisíce aut jsou to úspory v 2 Mt.

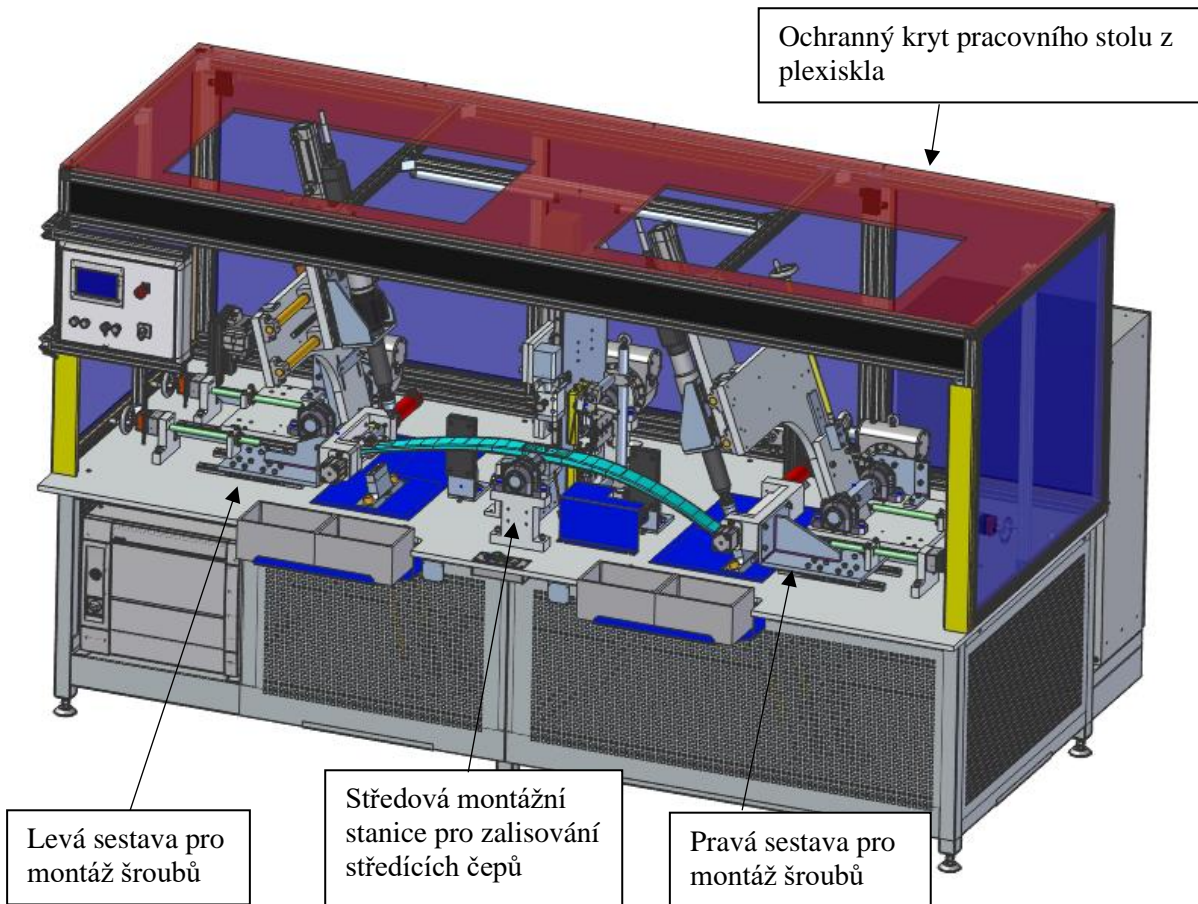


Obr. 1 Součásti BZF, jejichž montáží se zabírám v této práci

V této úvodní části je třeba definovat montážní proces již existujícího pracoviště na kompozitní pera (AP2), abychom si uvědomili jednotlivé kroky, které je třeba vykonat. Stávající linka však zahrnuje i měření vlastností kompozitního pera, a proto se hotový výrobek musí přenášet ještě na druhé pracoviště s označením AP3. Tyto dvě pracoviště jsou popsána v následující části. Znalosti z této části jsem dále aplikoval do návrhů automatické linky a poskládal za sebe tak, abych dostal potřebný výkon stroje. Pracoviště linky AP1 není zmiňováno, jedná se pouze o zalisování Gummilageru do hliníkového oka. K tomuto účelu sloužilo univerzální pracoviště, které bylo v dnešní době nahrazeno přímou dodávkou předsmontované podskupiny od subdodavatele ok.

2. Rešerše současného výrobního zařízení pro montáž pružin

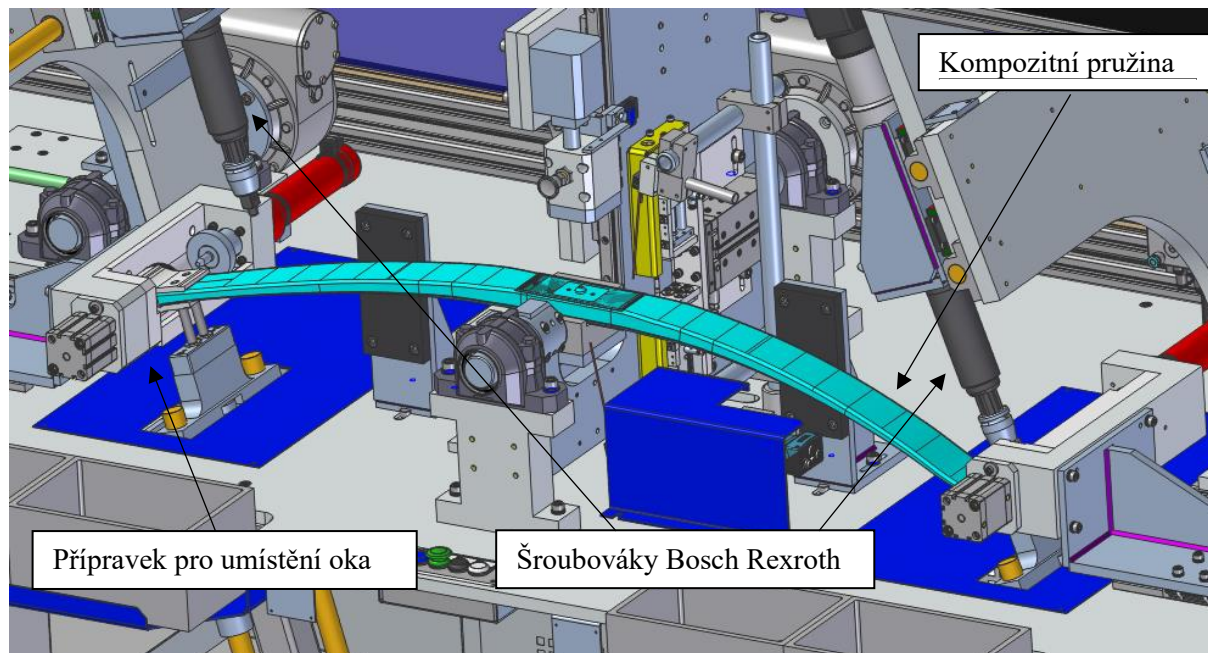
2.1 Popis montáže na pracovním stole AP2



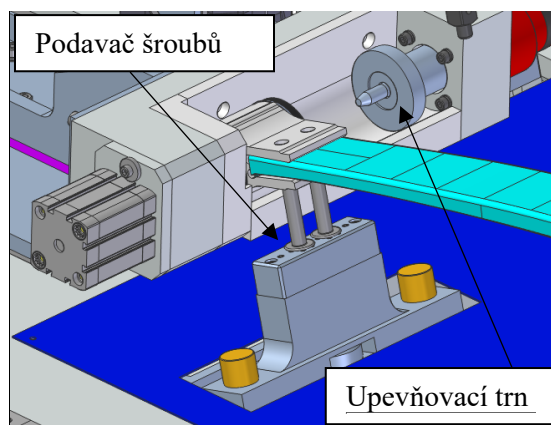
Obr. 2 Celý pracovní stůl AP2 se založenou BZF

2.1.1 Usazení součástí do pracovních pozic

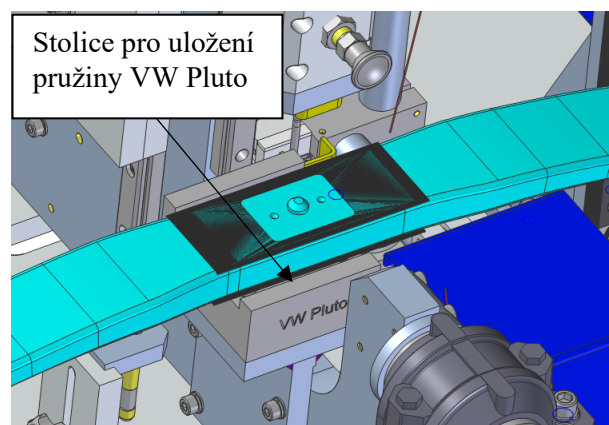
Celý proces začíná tím, že na montážním stole s označením AP2 obsluha nejprve umístí součásti do připravených pozic. Šrouby jsou vždy zasouvány do pružiny zespodu. Obsluha je založí do tvarových otvorů, které slouží také k přidržování během utahování. Následuje položení listové pružiny do připravené stolice uprostřed stolu. Dalším krokem je nasunutí oka na konce pružiny, což by mělo jít bez větší námahy. Tento krok je také určitá kontrola tolerancí a rozměrů. Pokud oka nejdou na pružinu bez velké námahy nasunout, některá součást byla vyrobena mimo toleranční rozměry.



Obr. 3 Pohled na založený BZF v montážním stroji s popiskem důležitých dílů pro montáž



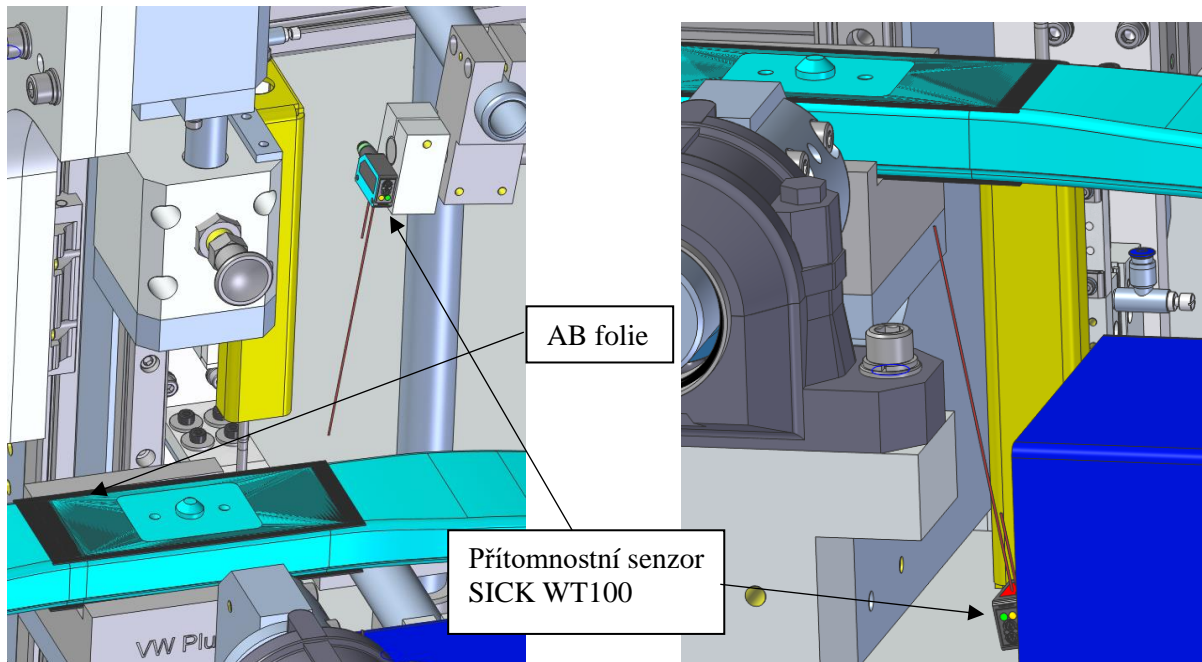
Obr. 4 Detailní pohled na základací místo šroubů a oka



Obr. 5 Detailní pohled na centrální stoličce pro zalisování středícího čepu

2.1.2 Zjištění přítomnosti důležitých prvků a tloušťky pružiny

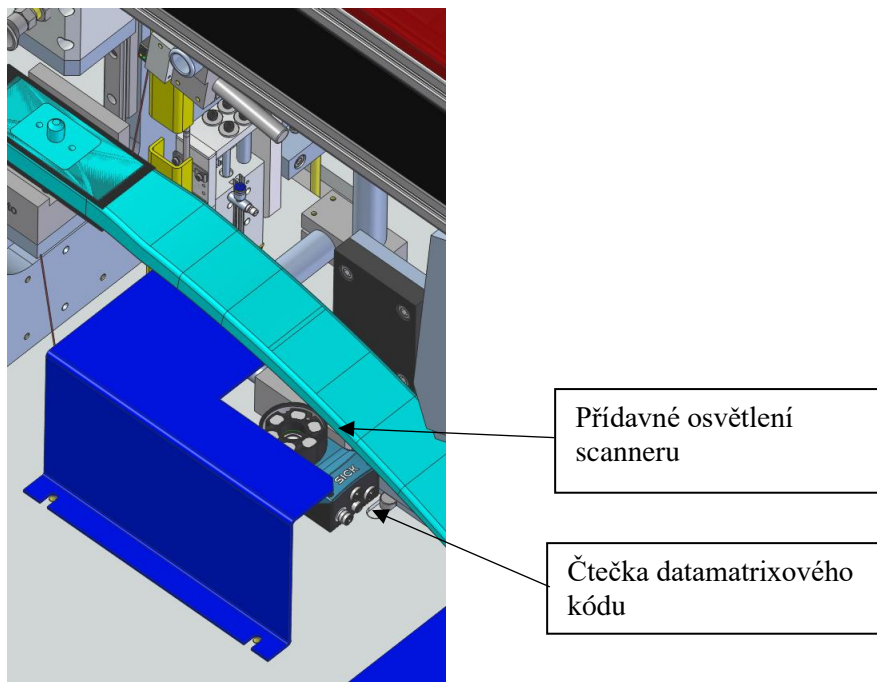
Po odstoupení obsluhy do bezpečné vzdálenosti (mimo oblast střeženou bezpečnostní závorou) dojde ke spuštění automatického cyklu stroje. Ten musí pro úspěšné splnění montážních kroků zkontrolovat přítomnost a tloušťku pružiny, sejmout její čárový kód a založit datový soubor ve stroji, do kterého jsou ukládány ostatní měřené, dosažené a vypočtené hodnoty. Také musí zjistit správné umístění AB folie, apod. Například přítomnost pružiny a AB folie se zjišťuje pomocí optoelektronických snímačů od firmy SICK (model WT100), které pracují na principu fotoelektrického jevu. Tento jev je založen na změně vodivosti při změně intenzity ozáření snímače. Proto může být použit jako přítomnostní čidlo pro AB folii, která má jinou odrazivost než okolní kompozit.



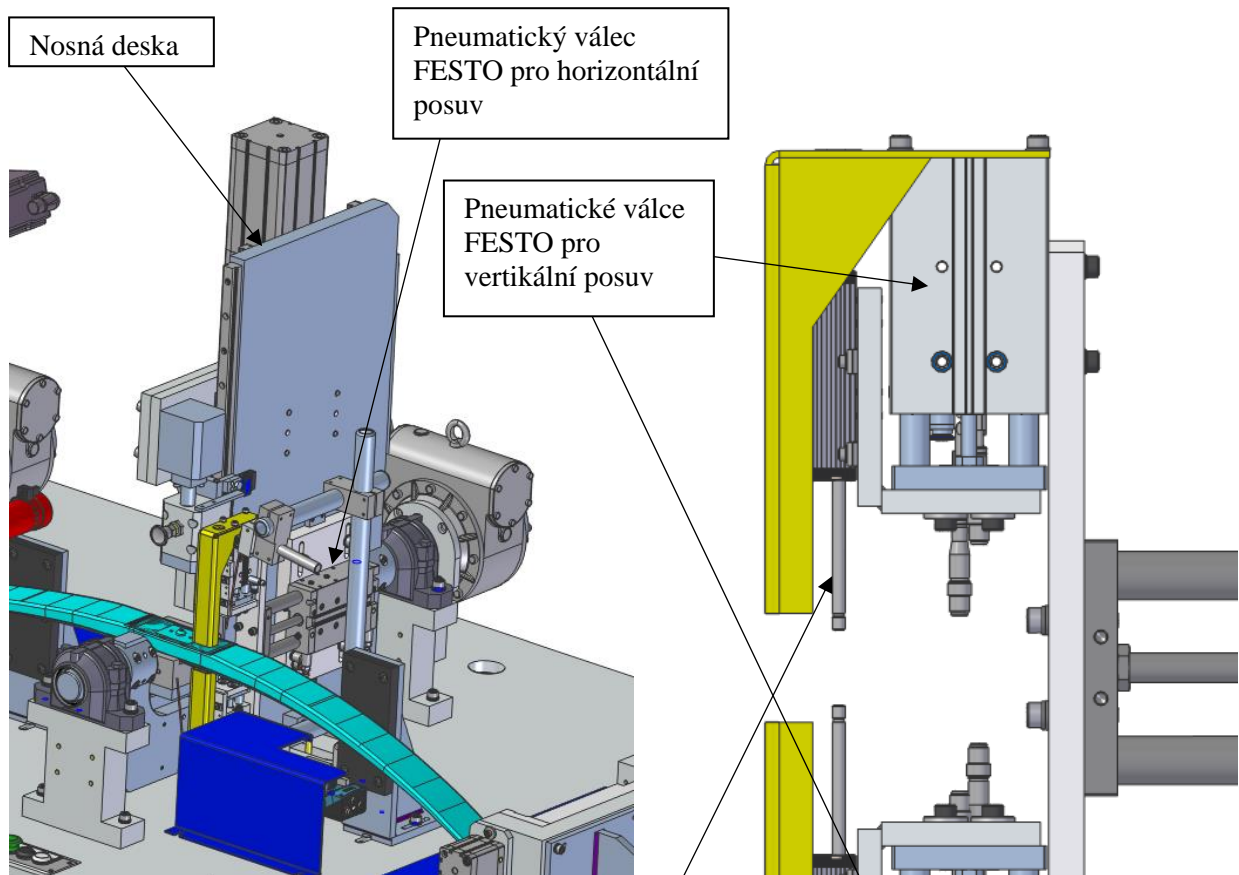
Obr. 6 Pohled na senzoriku snímání AB-folie

Obr. 7 Detail na umístění spodního senzoru

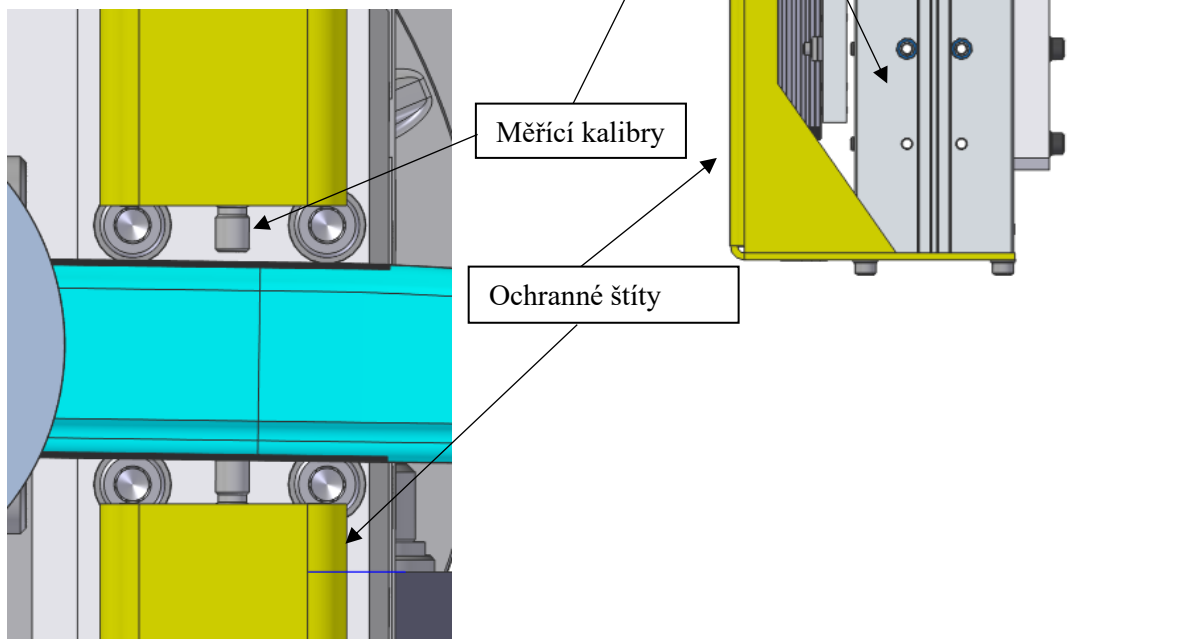
Datamatrixový kód, který je na spodní straně pružiny slouží k jednoznačné identifikaci každé součásti, která musí být sledována v průběhu celého výrobního procesu a musí splnit všechny požadované testy. To je hlavně z důvodu kladení vysokých nároků na bezpečnost a kvalitu konstrukčních skupin v automobilech, důraz je kladen na zpětnou dohledatelnost údajů z výroby. Scanner DMC kódů SICK pracuje jako kamera s pevným ohniskem, které musíme zaostřit na předem dané místo (spodek pružiny). Scanner musí mít ještě přídavné osvětlení pro přesné čtení kódu a jeho výstupy jsou vyvedeny do řídicího počítače, který pracuje se snímaným obrazem, převede ho na binární formu a přiřadí ho k databázi pružin.



Obr. 8 Detailní pohled na čtečku kódu umístěnou pod ochranným krytem



Obr. 9 Středová část stroje s vypnutými okolními prvky



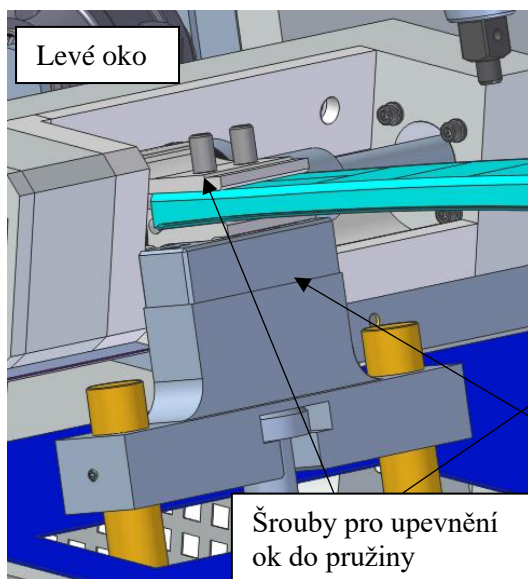
Obr. 10 Přímý pohled na měřicí kalibry s pružinou

Obr. 11 Celá sestava pro měření tloušťky pružiny s ochrannými štíty a měřicími kalibry

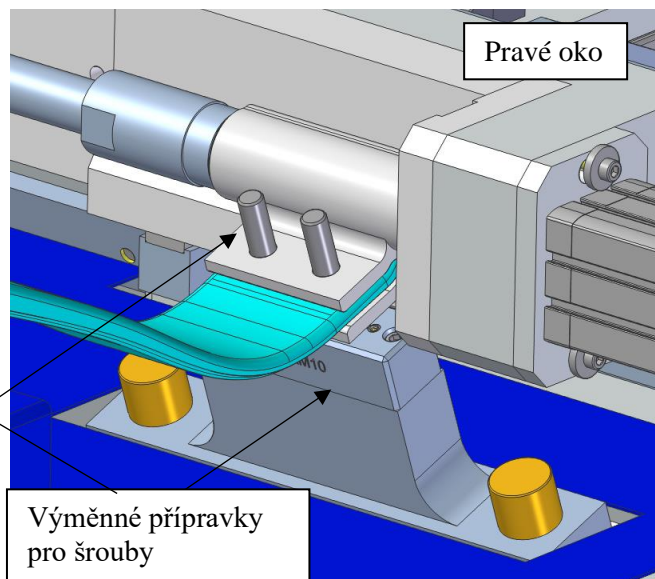
Posledním krokem stroje je zkontrolování tloušťky pružiny v bodě, kde se bude připevňovat na nápravu. Nyní tedy přecházíme k středovému stroji, který hlavně slouží k nalisování středícího čepu. Na druhé straně jeho nosné desky se nachází sestava jednoho pneumatického válce do osy X a dvou válců proti sobě do osy Y. Horizontální válec vysune celé měřicí zařízení nad pružinu a vertikální válce spustí měřicí kalibry k povrchu pružiny. Aby nedošlo k poškození velmi přesných měřicích zařízení, jsou před nimi umístěny ochranné štíty, které v případě špatně umístěné pružiny, nebo špatně zvoleného typu pera odsunou překážku na stranu.

2.1.3 Upevnění ok a zasunutí šroubů

Po kontrole potřebných částí se stroj uvede do první pozice. Nejprve dojde pomocí postranních pneumatických válců k upevnění ok na obou stranách. Poté spodní pneumatický válec vysune přípravek se šrouby nahoru a tím se šrouby zasunou do ok a spojí je s pružinou. Nyní stroj pozastaví svůj chod a vyčká na povel dělníka.



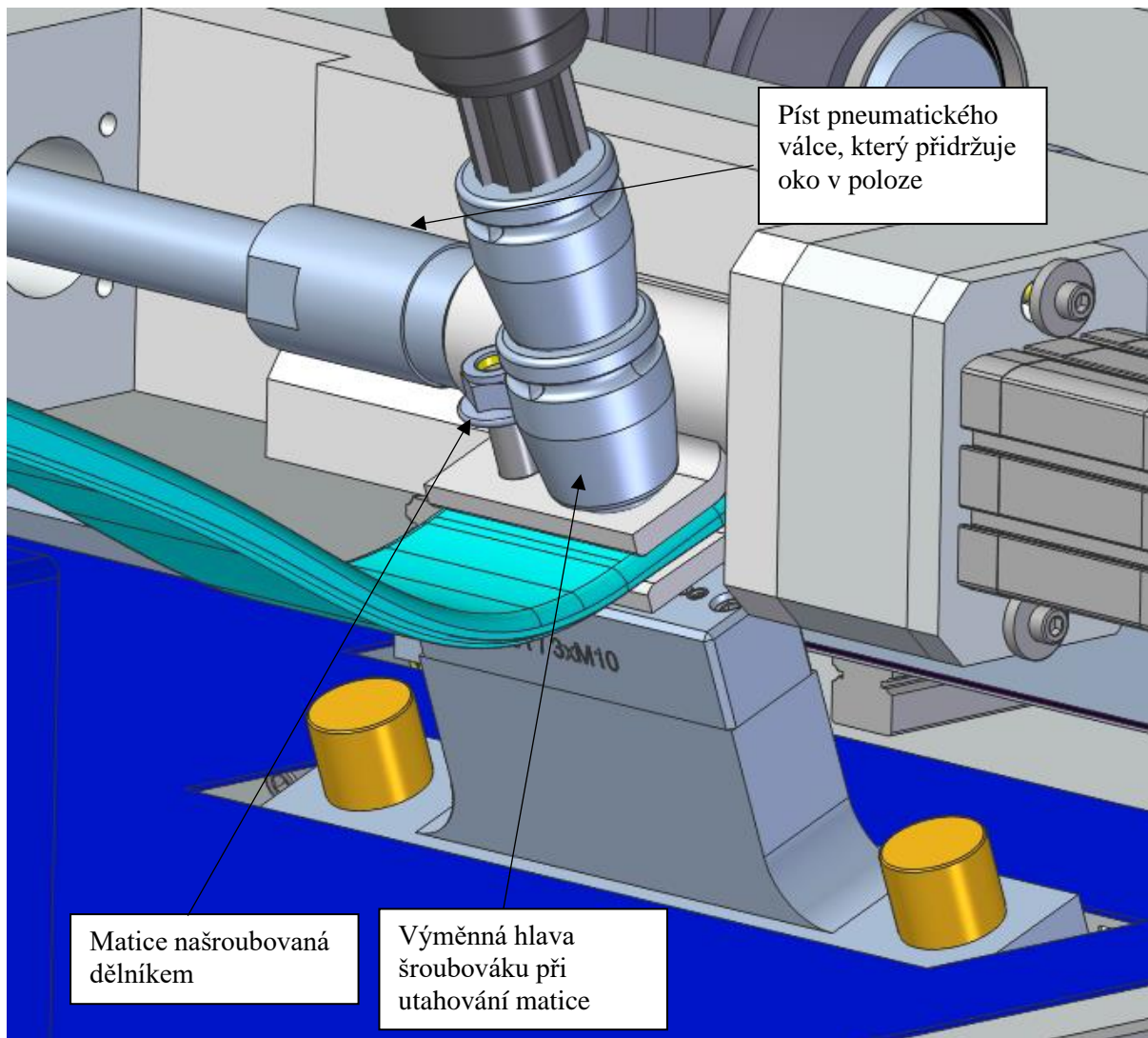
Obr. 12 Detail na levé oko se zasunutými šrouby



Obr. 13 Detail na pravé oko se zasunutými šrouby

2.1.4 Přidání matic a jejich dotažení

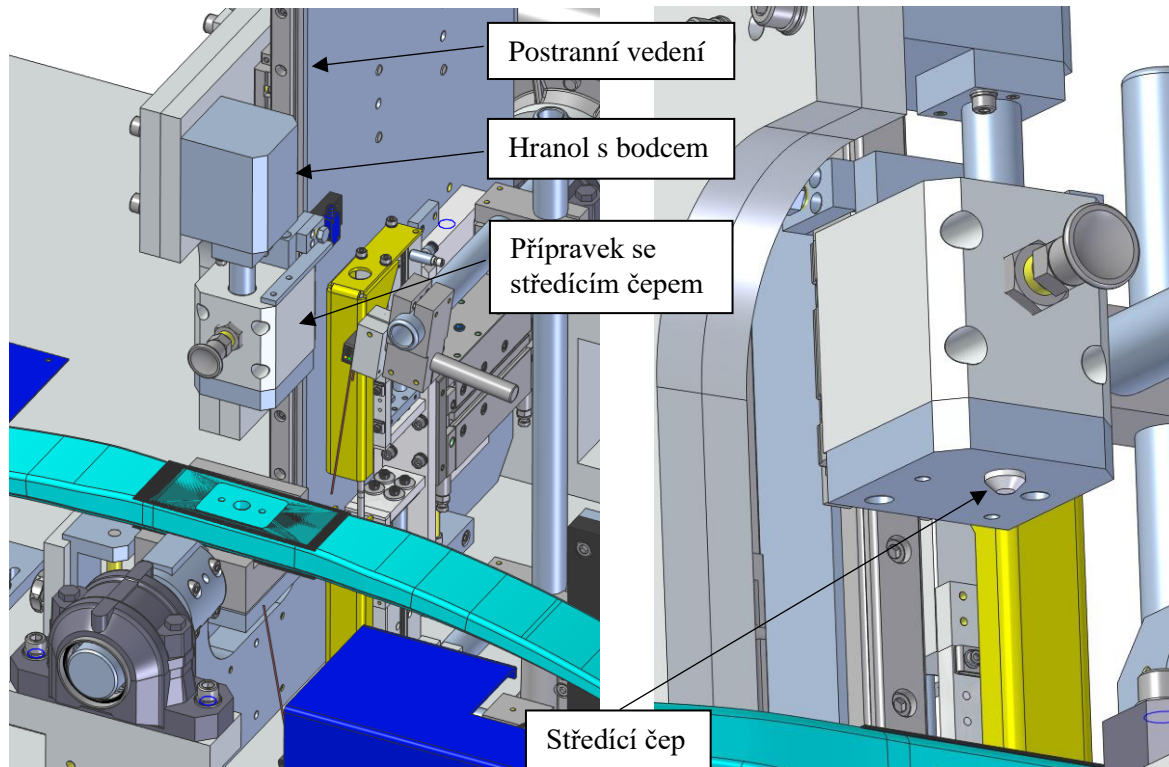
Dělník vezme matice připravené v nádobě připevněné ke stolu a na několik závitů je natočí na šrouby. U některých typů per jsou matice i šrouby na pravém a levém konci odlišné, proto je nutné, aby dělník při plnění nádob dbal na správnost součástí, a v případě, kdy se jednotlivé strany odlišují, nasypal příslušující šrouby a matice k té straně, kde mají být použity. V momentě, kdy jsou všechny matice natočeny na šrouby, obsluha spustí stroj, který vykoná druhý cyklus, kdy dojde k dotažení matic pomocí silných šroubováků. Šroubovák nejprve z domovské polohy zajede po ose X přesně nad osu prvního šroubu a poté se po ose Y přisune dolů a obejmě matici. Následuje dotažení na přesně daný moment, který je jednou z důležitých hodnot těchto kompozitních per. Stroj zopakuje tento cyklus pro druhý šroub. Současně dochází ke stejné činnosti šroubováku na druhé straně pružiny. U těchto šroubováků jsou samozřejmě vyměnitelné hlavy, které musí odpovídat vyráběnému typu pružiny a jejich utahovací moment je jednoduše nastavitelný obsluhou.



Obr. 14 Detail na pravé oko při utahování matice šroubovákem Bosch Rexroth

2.1.5 Přidání středícího čepu a jeho zalisování

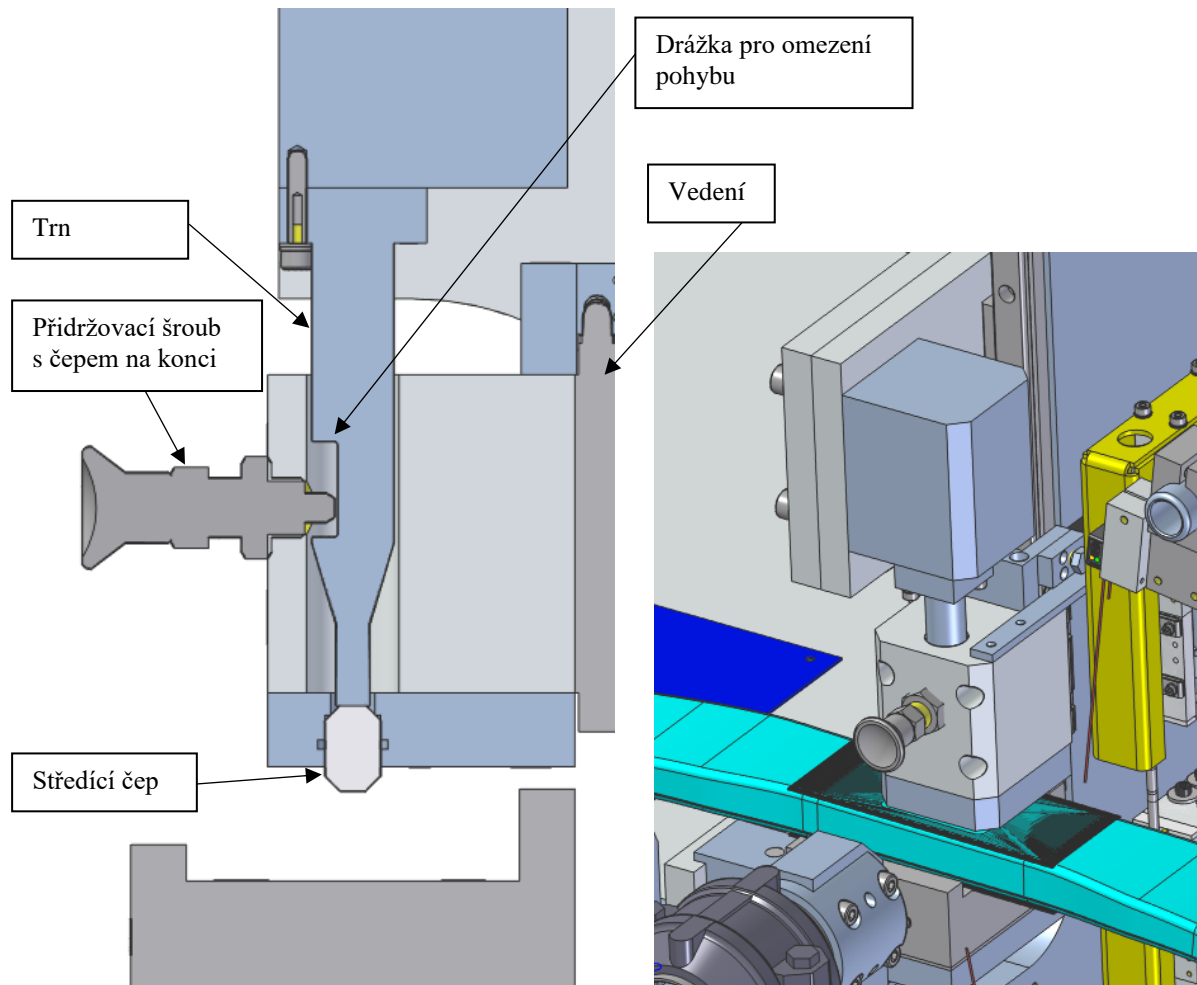
Zároveň s přidáním matic obsluha také nasune plastový středící čep do připraveného otvoru v přípravku nad středem pružiny. Tento čep slouží pouze pro polohování dalších součástí v automobilce, kde dochází k montáži nápravy a připevnění ke karoserii. Je však potřeba poměrně velká lisovací síla, a proto je výrobní stroj vybaven velkým pneumatickým válcem, který zasune čep do požadované hloubky. Tato operace probíhá současně s dotahováním matic.



Obr. 15 Středová konzole pro zalisování čepu

Obr. 16 Lisovací přípravek se středícím čepem

Na následujících obrázcích můžete vidět princip lisování. Na straně nosné desky je umístěno vedení, po kterém se pohybuje přípravek s nasazeným čepem od obsluhy. Pneumatický válec je pevně spojen s hranolem, na kterém je zespodu umístěný přítlačný trn. Tento trn prochází přípravkem s čepem a vytváří lisovací sílu. Přípravek je spojen s bodcem speciálním šroubem s malým čepem na konci, který se může omezeně pohybovat v ose Y, takže dává dostatek prostoru pro lisování, ale při pohybu válce nahoru zvedne i celý přípravek. Drážka v trnu zaručuje tento omezený pohyb ve vertikální ose.



Obr. 17 Řez lisovacím přípravkem

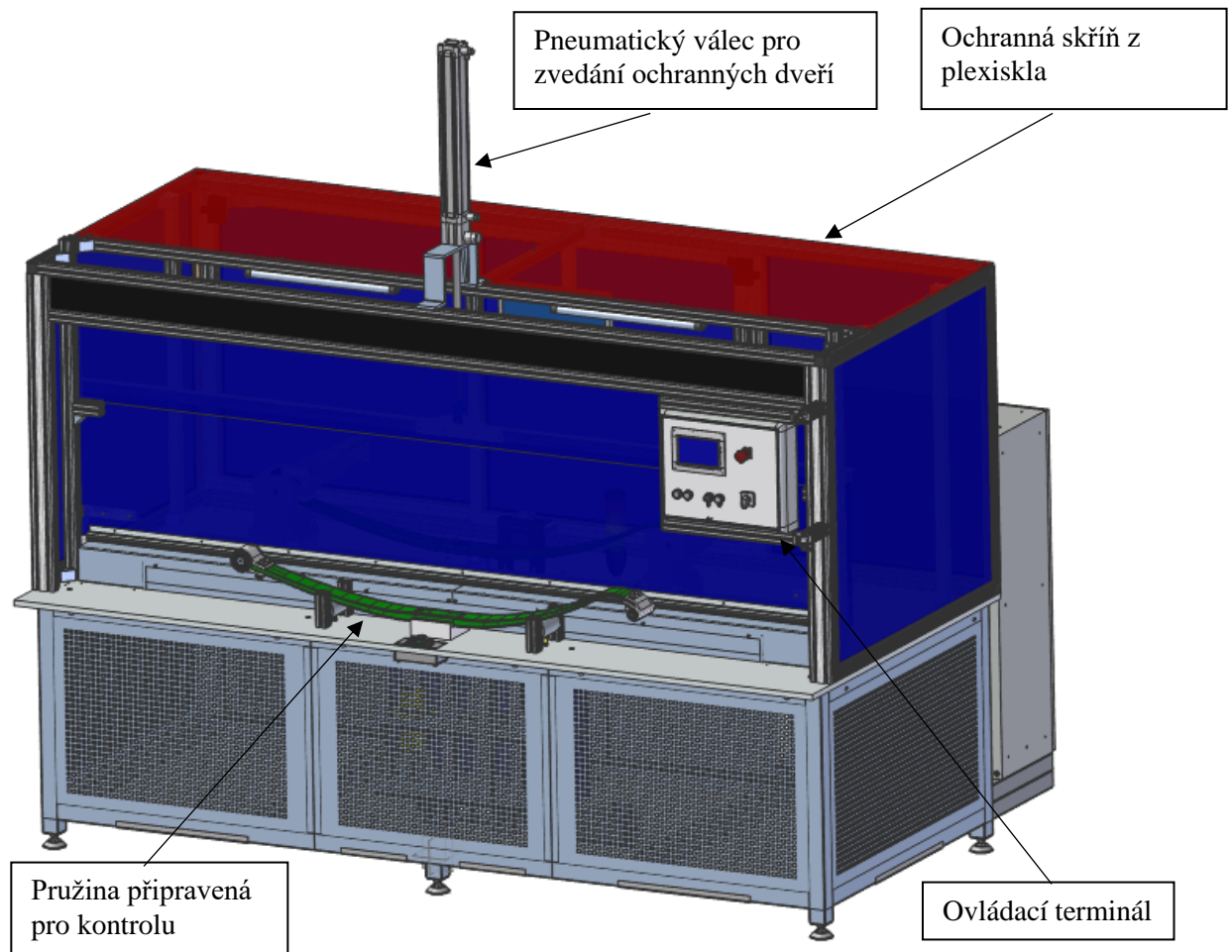
Obr. 18 Spuštěný lisovací přípravek

2.1.6 Přenesení pružiny na další stanici

Po dokončení operace montáže na pracovní stanici AP2 musí obsluha celek ručně přemístit a upnout do kontrolní stanice AP3. Jelikož obě stanice pracují simultánně, obsluha si nejprve odloží hotovou pružinu do přípravku v přední části stolu a po doběhnutí cyklu kontrolní stanice je pouze vymění s již zkontrolovaným výrobkem. **Tento krok je z hlediska ergonomického i výrobního problémový, proto zadavatel požaduje jeho odstranění za účelem vytvoření jednotné linky.**

2.2 Popis kontroly tuhosti na stanici AP2

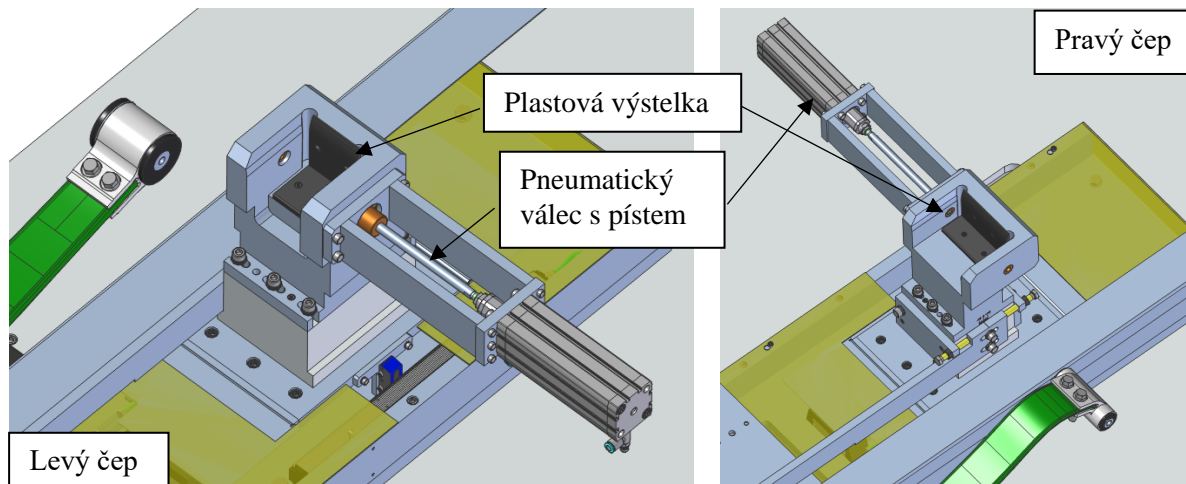
Charakteristika pružiny se zjišťuje na této stanici, která je vybavená motorem a pohybovými šrouby zajišťujícími vyvození dostatečné síly na pružinu. Celý zkušební prostor také musí být bezpečně uzavřený, protože při případné deformaci některé součásti pera se může pružina vymrstit velkou rychlostí ze zkušební stolice a zranit obsluhu. Po spuštění stroje tedy dochází ještě k spuštění ochranného plexiskla.



Obr. 19 Izometrický pohled na kontrolní stroj (měření silové charakteristiky BZF)

2.2.1 Založení pružiny do zkušební stanice

Obsluha kontrolní stanice je velmi jednoduchá a spočívá pouze v nasazení hotového výrobku do pravého a levého přípravku. Obě strany jsou vybaveny plastovými výstelkami, aby při pokládání nedošlo k poškození hliníkových ok. Nakonec obsluha pouze spustí stroj, ten spustí ochranný kryt dolů a začne vykonávat měření.

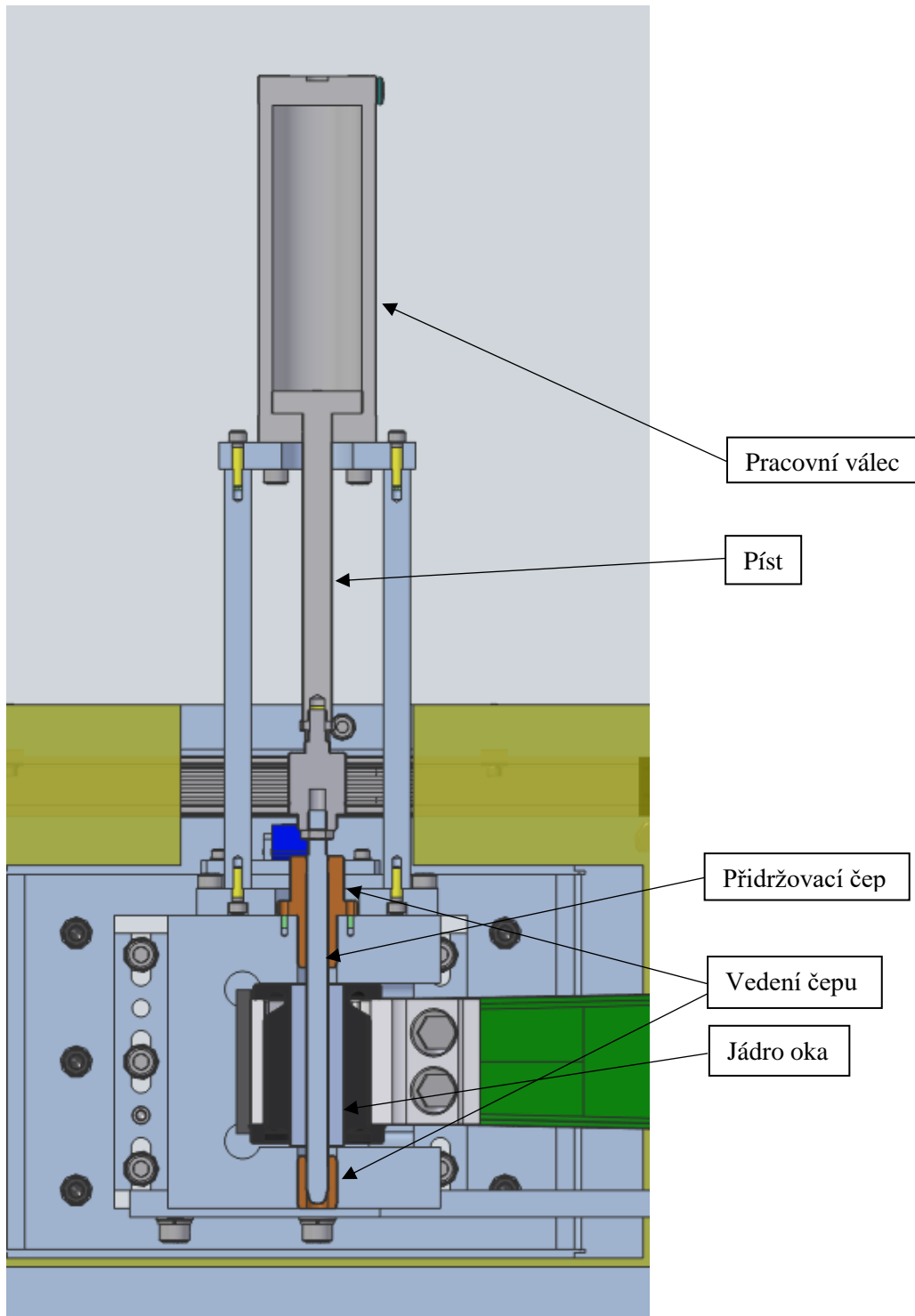


Obr. 20 Detail na levé zakládací místo

Obr. 21 Detail na pravé zakládací místo

2.2.2 Upevnění ok

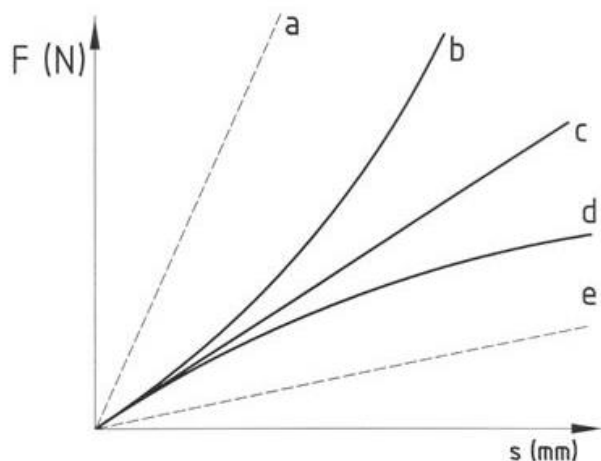
Na levém i pravém přípravku si můžeme všimnout pneumatických válců, které mají osu shodnou s osami ok. Po spuštění píst projede středícím otvorem v přípravku, který slouží jako vedení. Dále projede samotným okem a zastaví se až v protilehlé stěně. Tím získá oporu ve dvou bodech a samotný pneumatický válec není namáhán na ohyb. Nyní je pružina pevně ukotvena ve dvou bodech, jako je tomu v reálném případě.



Obr. 22 Řez upevňovacím přípravkem, který zamezuje oku pohyb

2.2.3 Zatěžování a měření charakteristiky

V této části si nejprve přiblížíme měření zatěžovací charakteristiky pružiny neboli průhyb závislý na působící síle. Tyto dvě hodnoty ve výsledku určují tuhost pružiny dle vztahu (2). Tuhost je jedna z nejdůležitějších vlastností pružin, je u každého typu jiná a lze jí ovlivnit konstrukčním řešením nebo materiálem. Pro ukázkou se seznámíme s nejnámějšími průběhy, kterými jsou:

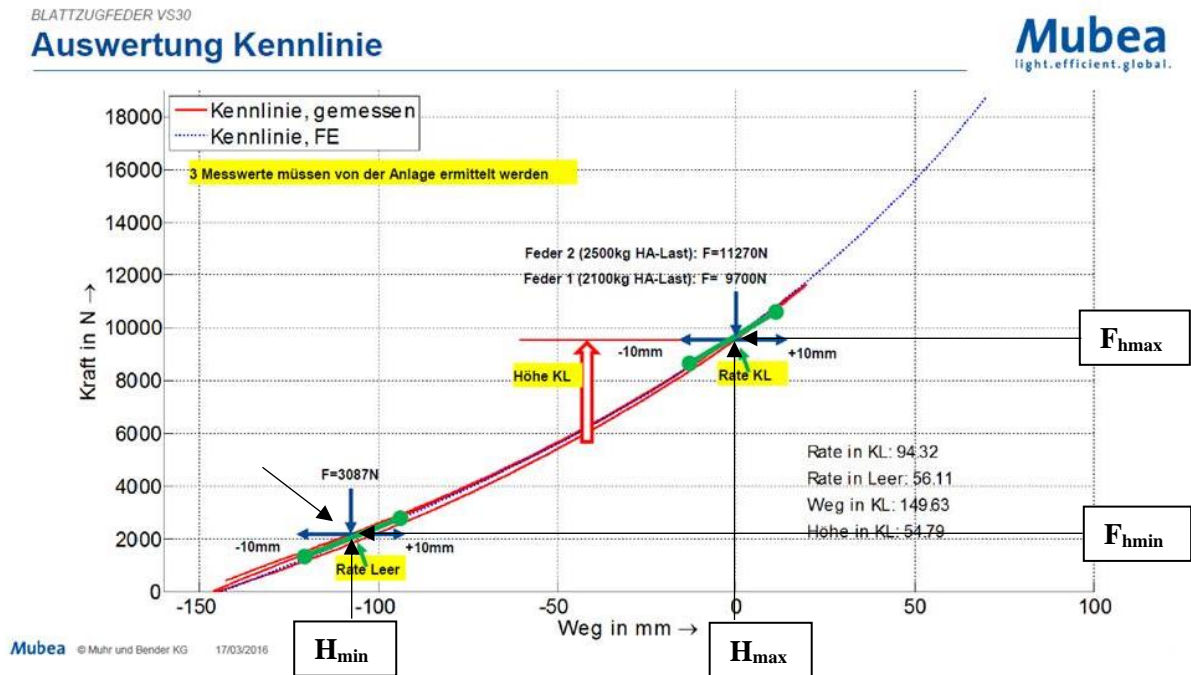


- a) charakteristika tvrdé pružiny
- b) charakteristika progresivní (při rostoucím zatížení se deformace zmenšuje)
- c) charakteristika lineární
- d) charakteristika degresivní (při rostoucím zatížení se deformace zvětšuje)
- e) charakteristika měkké pružiny

Obr. 23 Pružinové charakteristiky v grafu závislosti zatěžovací síly a prohnutí pružiny [1]

V praxi se hojně využívá progresivní charakteristika, u které se zvyšujícím zatížením roste tuhost. Lineární průběh můžeme pozorovat u klasických šroubových pružin s neměnným průměrem, kde tolik nezáleží na průběhu tuhosti. Degresivní průběh se využívá ve specifických případech, kdy potřebujeme snížení tuhosti při zvýšení zatížení, ale většinou je tato charakteristika nechtěná a objevuje se u degradovaných pružin.

V automobilové dopravě se snažíme dosáhnout vysokého komfortu nejen pro cestující ale i pro náklad, aby nedošlo k jeho poškození. Na druhou stranu však musíme brát ohled na vlastní frekvence vozu a jeho chování v plně naloženém stavu. V našem případě se bavíme o velkém rozdílu hmotností, jelikož se jedná o užitkovou dodávku. S lineární charakteristikou bychom byli odsouzeni k velmi špatným jízdním vlastnostem, jelikož při prázdném vozidlu by vypružení bylo moc tuhé a dodávka by „poskakovala“ po nerovné cestě, zatímco v plně naloženém stavu by pružiny nezvládly pohltit dynamické síly například při průjezdu zatáčkou a vozidlo by se naklánělo na stranu. Proto je téměř až nutností využít progresivní charakteristiky, která dovolí vozidlu při prázdném stavu dostatečně pohlcovat nárazy a nerovnosti a na druhou stranu při plném naložení celková tuhost progresivně vzroste a vozidlo si udrží stejnou ovladatelnost a předvídatelnost jako v jakémkoliv jiném stavu. Měření a zaručení této tuhosti je pro automobilku velmi důležité a proto si ho popíšeme v následujícím odstavci.



Obr. 24 Graf výsledného měření se zakreslenými body maximálního a minimálního vychýlení pružiny

Na přiloženém grafu vidíme osu x, která znázorňuje prohnutí pružiny v milimetrech, a osu y, která ukazuje zátěžnou sílu v newtonech. Nulový bod pro prohnutí je posunutý do bodu maximálního zatížení F_{hmax} (plně naložené auto), kterému odpovídá maximální vychýlení H_{max} . Měření probíhá následovně:

1. Pružina se zatíží na F_{hmax} a v rychlém sledu se odtíží na F_{hmin} . Tento proces se opakuje ještě třikrát a to zaručí důsledné „sesednutí“ všech součástí do jejich přirozené polohy. Omezíme tím nečekané propady a prudké změny při vykreslování charakteristiky.
2. Zatížení nyní stoupne až do maximální hodnoty, na kterou je pružina konstrukčně uzpůsobena. Tato hodnota je minimálně o třetinu větší než hodnota největšího zatížení vozu F_{hmax} . V tomto bodě začíná vykreslování charakteristiky.
3. Od předchozího bodu dochází k postupnému odlehčování až na hodnotu F_{hmax} . Zde se zaznamená příslušné prohnutí H_{max} .
4. Nyní se však změní řídicí parametr ze zatížení na prohnutí. Od bodu H_{max} do H_{min} totiž musíme splnit vzdálenost D , která je přímo udávána automobilkou a ukazuje, o kolik se dodávka sníží při jejím naložení na maximální zatížení. Odečtením vzdálenosti D od H_{max} dostáváme bod H_{min} , kterému přísluší síla F_{hmin} .
5. Na závěr určíme tuhost při prázdném a plném voze: k_{min} a k_{max} . K tomu slouží obecně známý vztah:

$$F = k * \Delta L \quad (1)$$

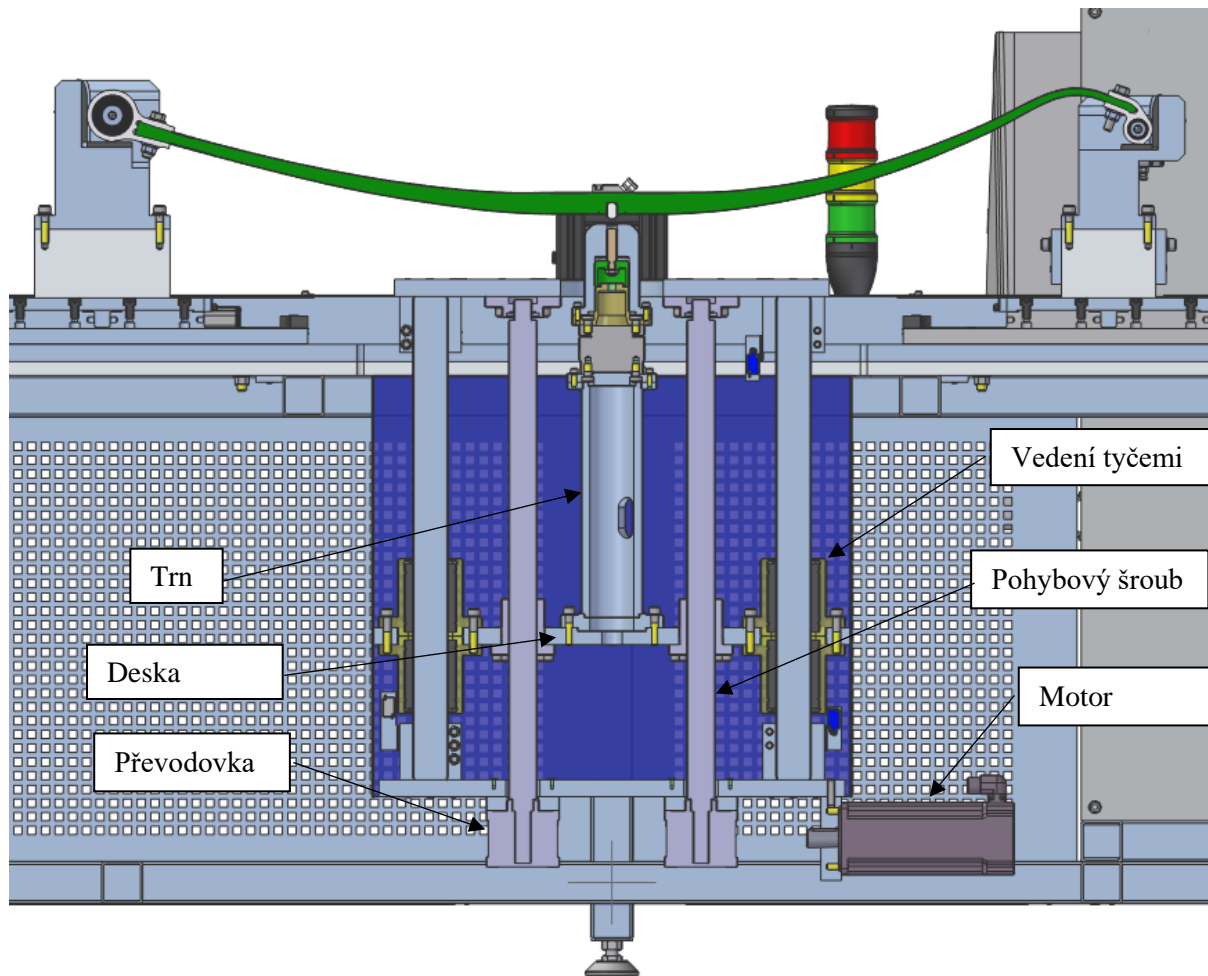
Upravený na:

$$k = \frac{F}{\Delta L} \quad (2)$$

Jelikož jde ale i o okolí těchto hraničních hodnot, využíváme úsečku (zelená), která je lineární regresí bodů kolem maxima a minima, což vytvoří přesnější snímek o charakteristice pružiny při minimálním a maximálním zatížení. Na grafu můžete vidět, že body pro tuto regresi se volí v rozmezí $\pm 10\text{ mm}$ od naměřeného minima a maxima. Vytvořená úsečka je nakloněná o úhel φ a tangenta tohoto úhlu odpovídá vztahu (2). Výsledné vztahy vypadají takto:

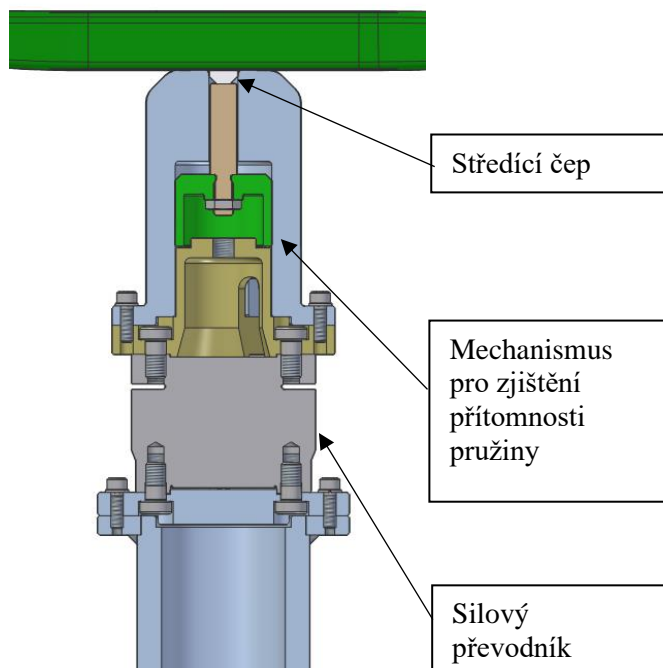
$$tg\varphi_{min} = k_{min}$$

$$tg\varphi_{max} = k_{max}$$

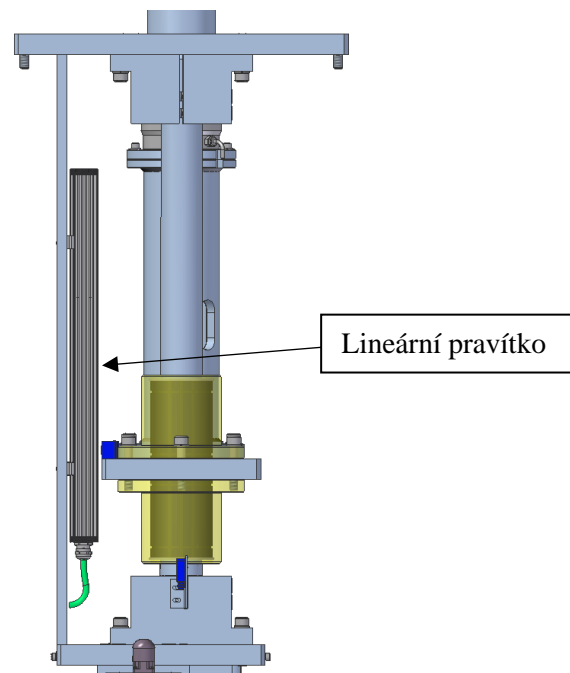


Obr. 25 Řez sestavou stolu AP2 zobrazující zatěžující mechanismus, který vyvíjí na pružinu danou sílu

Mechanické řešení tohoto měření je popsáno na následujícím řezu sestavou. Elektromotor Beckhoff pohání přes převodovky dva pohybové šrouby. Tyto šrouby pohybují deskou, na které je umístěn měřící trn nahoru a dolů. Tento trn má na konci hrot pro vyvození síly na pružinu. V hrotu se však také skrývá čidlo na kontrolu polohy samotné pružiny v zakládacím místě. Po přiblížení hrotu k pružině její středící čep stlačí malý váleček uprostřed hrotu a ten sepne přítomnostní čidlo. Po oddálení od pružiny je váleček vrácen do původní polohy pružinou. Celý tento hrot je položený na silovém převodníku od firmy HBM, který měří působící sílu na pružinu.



Obr. 26 Řez trnem, který přímo působí na pružinu



Obr. 27 Pohled z boku na zatěžující mechanismus

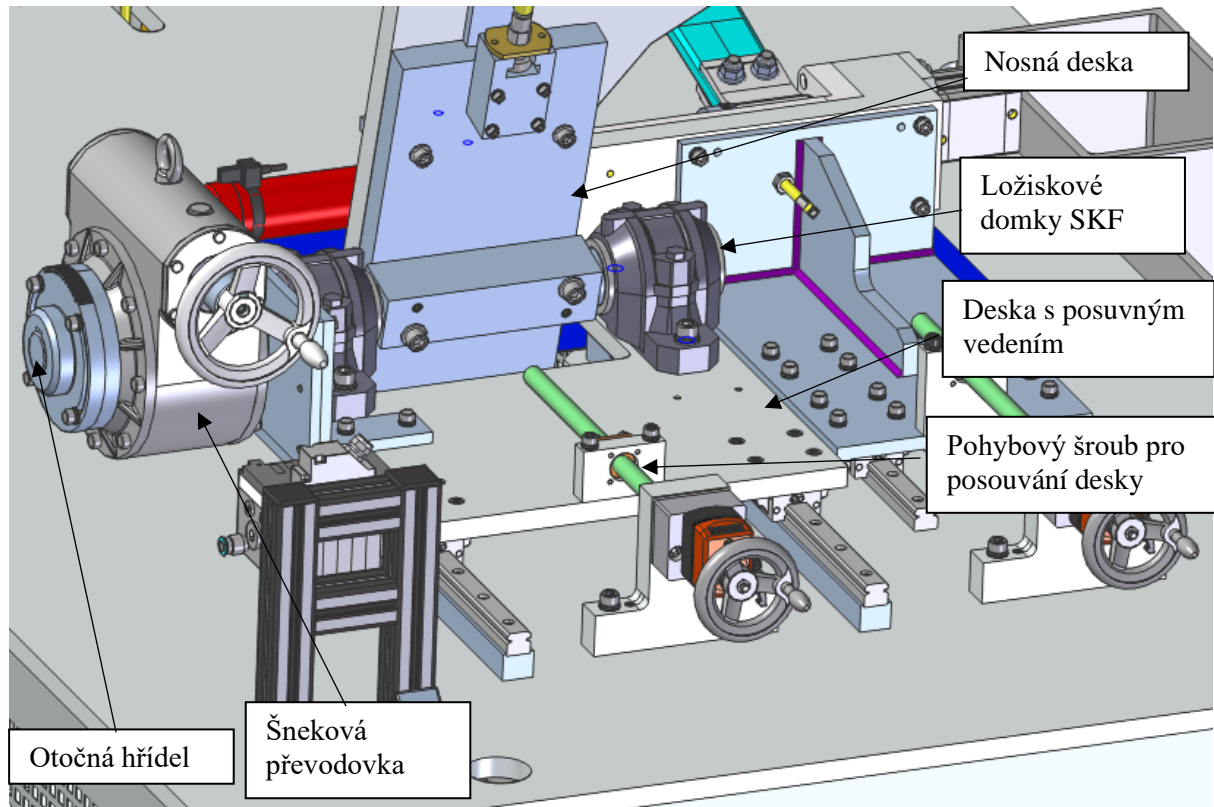
Na obrázku vpravo je zobrazené tzv. lineární pravítko, které odměruje polohu desky, následně celého trnu. Ovládací počítač díky tomuto snímači může odečíst polohu trnu a přiřadit k ní danou sílu ze silového převodníku. Tím získáme všechny potřebné informace k naměření charakteristiky pružiny. Obsluha je pouze upozorněna na hotové měření a vyjme produkt ze stanice.

2.3 Stávající konstrukční řešení

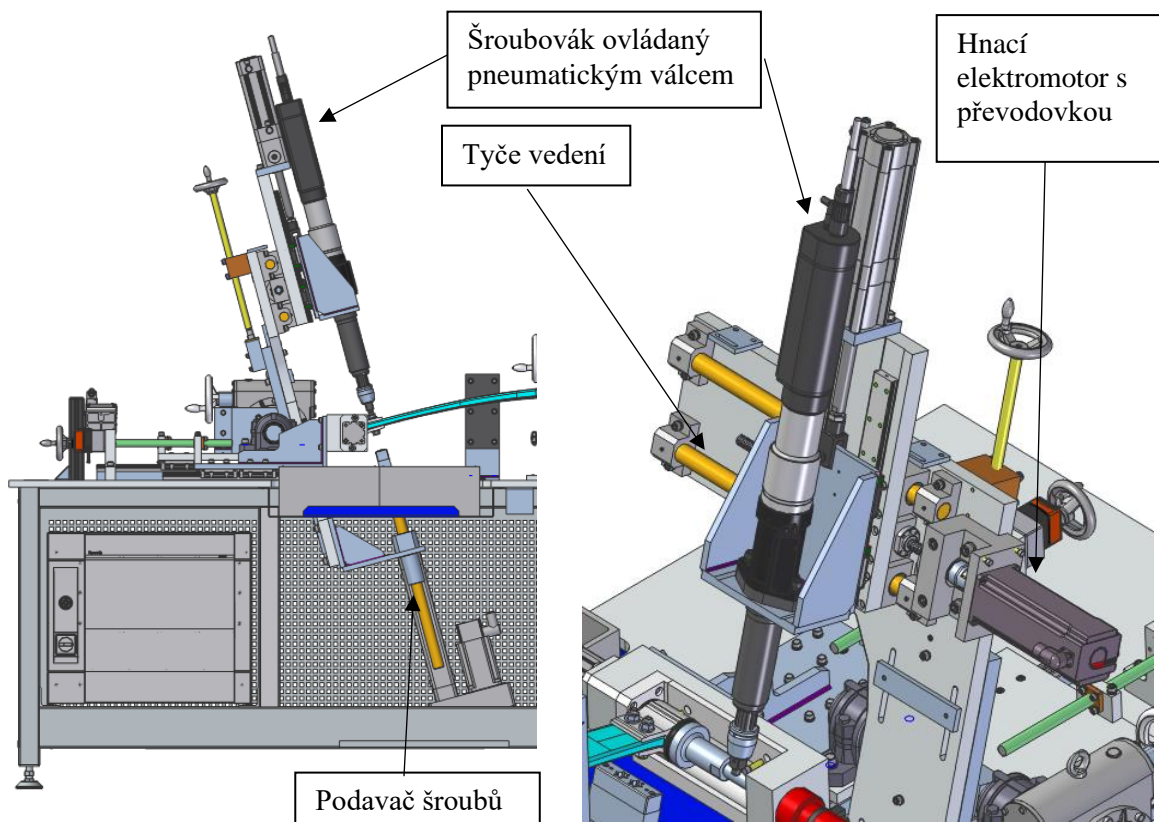
Po seznámení s výrobním procesem jsem se v této části práce věnoval několika řešením technických problémů na stávající lince. Je to hlavně z důvodu možnosti použití těchto řešení v následujícím návrhu linky. Tyto problémy se týkají převážně polohování a nastavení stroje pro různé druhy kompozitních pružin. V případě naší linky jsou to přesně 4 typy, kterým jsem se krátce věnoval na konci této rešerše. Jedná se hlavně o různé úhly naklopení os šroubů (na obou stranách) a o jiné délky pružin. K tomu se přidávají různé rozměry a počty šroubů a samozřejmě jiné utahovací momenty. To vedlo k vybavení stolu poměrně velkým počtem přidavných mechanismů a částí, které jsou lehce vyměnitelné.

2.3.1 Naklopení osy šroubováku a změna rozteče

Prvním problémem je řešení změny úhlu osy jak podavače šroubů, tak šroubováku. Jak můžete vidět na obrázku, tak oba tyto mechanismy jsou zavěšeny na velké hřídeli, která je navíc uložena na posuvném vedení. Hřídel je manuálně otáčena šnekovým převodem na jejím konci a je uložena ve dvou velkých ložiskových domcích. Tyto ložiskové domky jsou připevněné k desce, která je zespodu posuvně vedená. Deska je posouvána pomocí pohybového šroubu. Díky těmto dvěma mechanismům je obsluha schopná přesně nastavit polohu a osu šroubováku, aby odpovídaly vyráběnému typu pružin.



Obr. 28 Pohled na levou část měřicího stolu s popsányými sestavami pro naklopení a posuv šroubováku



Obr. 29 Boční pohled na levou část stolu AP2

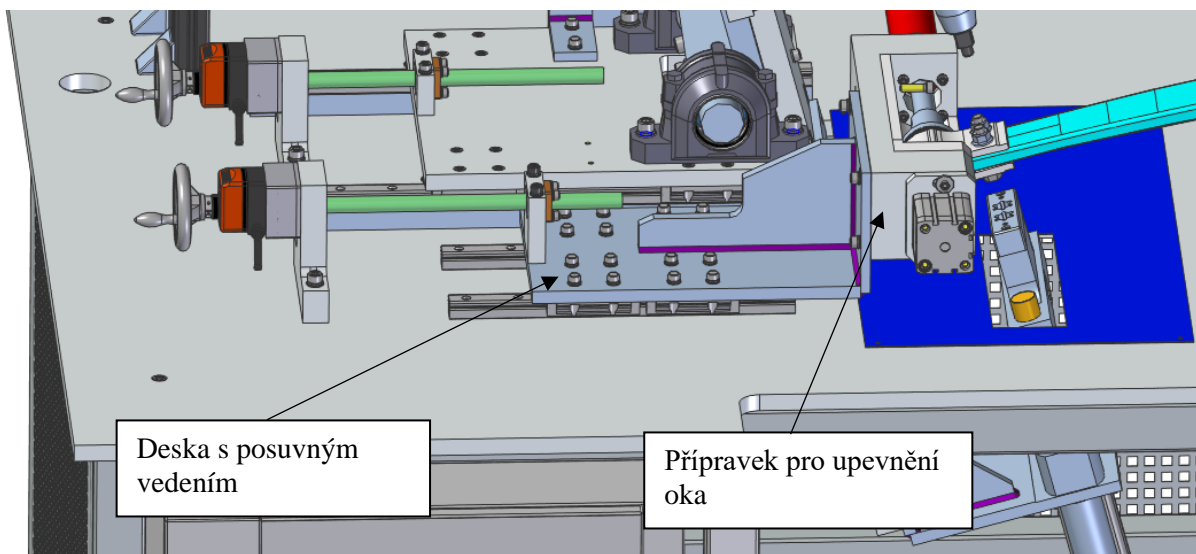
Obr. 30 Celá sestava šroubováku, který je upevněn na hlavní desku

2.3.2 Pohyb šroubováku v ose X a Y

Tento pohyb vykonává šroubovák při každém pracovním cyklu, a proto je nutné mnohem robustnější a rychlejší řešení než při nastavení polohy. V ose X je celý šroubovák veden v masivních tyčích a poháněn motorem přes převodovku a pohybový šroub. V ose Y je šroubovák veden v lineárním vedení a pohyb umožňuje výkonný pneumatický válec. Celá tato sestava je ukotvena na robustní základové desce, která sahá až pod stůl, kde je na ní upevněn podavač na šrouby. Základová deska je upevněna na hřídeli z předchozího bodu.

2.3.3 Nastavení přípravku pro usazení ok

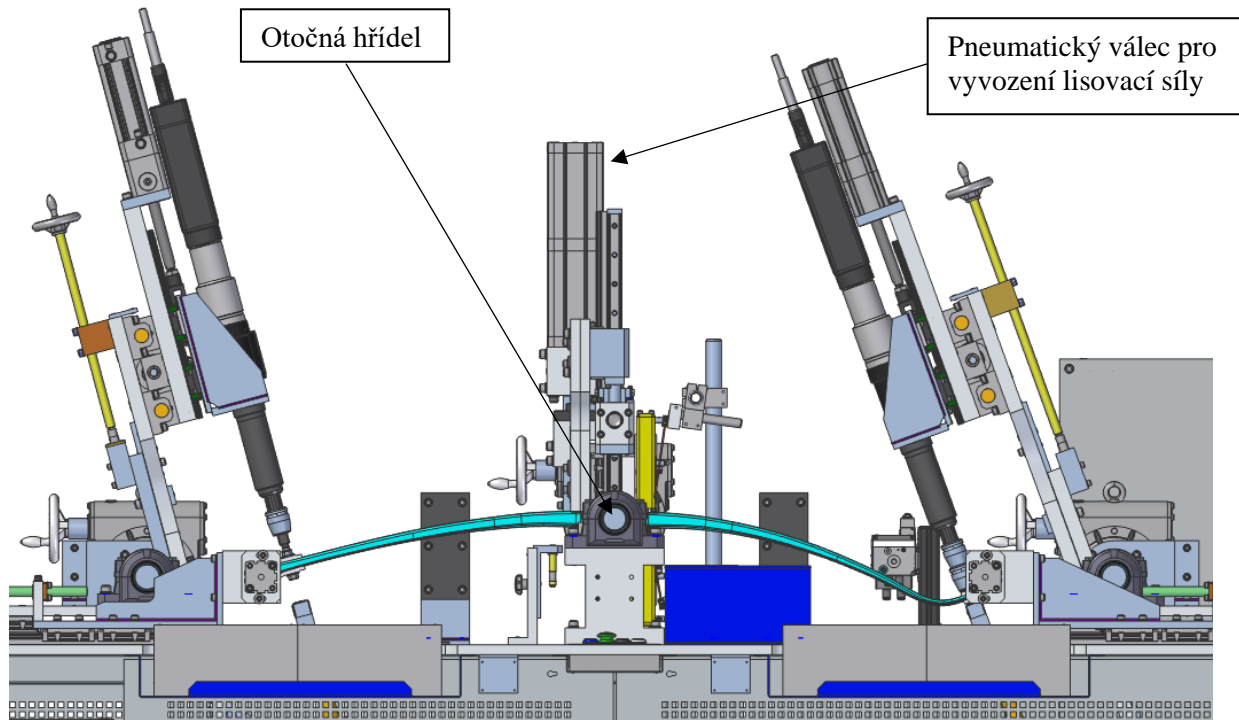
Délka pružin se také mění, a proto je potřeba, stejně jako nastavení posuvu šroubováku, nastavit vzdálenost přípravků pro uchycení ok. To je provedeno jednoduše přes desku v posuvném vedení. Obsluha vidí přesnou hodnotu na mechanickém měřáku u kliky, se kterou otáčí.



Obr. 31 Pohled na levou část stolu AP2 s popisem způsobu uchycení pružiny do stroje

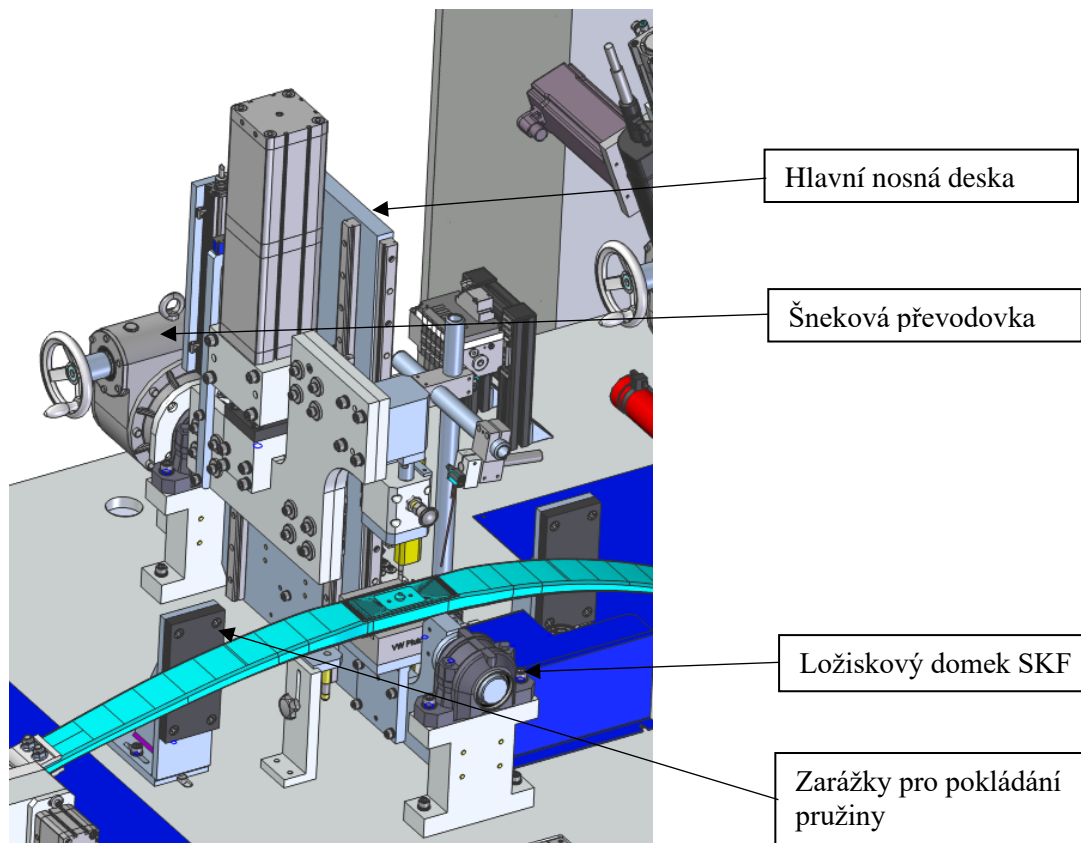
2.3.4 Zalisování středícího čepu

Konzole pro zalisování středícího čepu je upevněna také na otočné hřídeli, protože některé typy pružin nejsou přesně vodorovné v místě, kde se opírají o stolicí. Důvod je hlavně takový, že oka pera jsou u většiny typů v rozdílných výškách, a jelikož přípravky, které tyto čepy drží, nejsou výškově stavitelné, pružina svírá nezanedbatelný úhel s vodorovnou rovinou. Tento problém je vyřešený stejně jako u šroubováků, akorát nosná deska nemusí zasahovat až pod stůl. Jak jsem se zmiňoval v předchozí části, lisovací tlak je vyvozován silným pneumatickým válcem, který je uchycený na nosné desce. Stolicе, ve které je pružina uložena, je pevně spojená s deskou a tím se natáčí stejně jako osa válce.



Obr. 32 Boční pohled na celou horní sestavu stolu AP2 se zobrazením způsobu natáčení středové stolice

Na obrázku si také můžete všimnout, že jednotlivé stolice jsou přímo popsány, pro jaký typ pera jsou určené, což obsluze pomáhá při kontrole. Tyto stolice jsou k nosné desce připevněné několika šrouby, které stačí při výměně povolit.

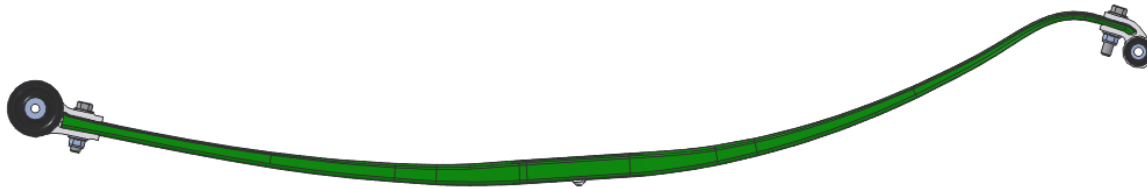


Obr. 33 Pohled na celou středovou sestavu s popisem způsobu jejího naklopení

2.4 Vyráběné pružiny

Na této montážní lince se vyrábí 5 druhů listových pružin a jsou to:

VW Pluto



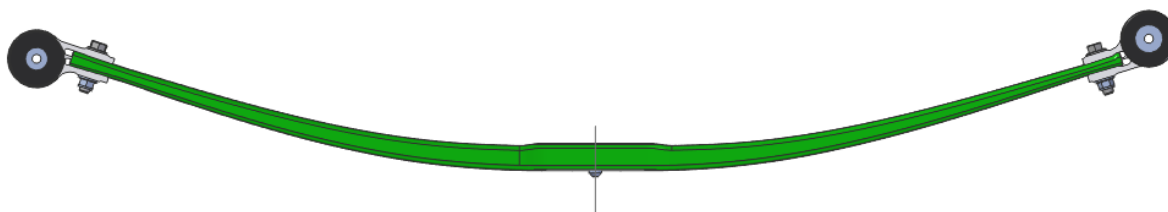
Obr. 34 Listová pružina pro VW Pluto

VW Amarok



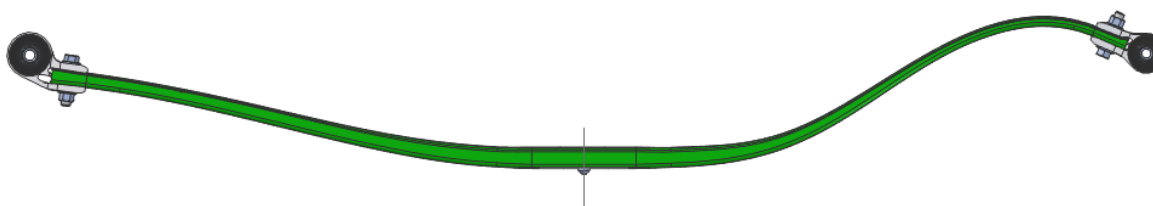
Obr. 35 Listová pružina pro VW Amarok

VW Crafter



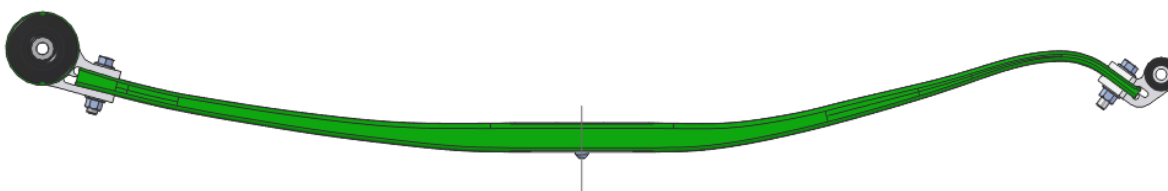
Obr. 36 Listová pružina pro VW Crafter

GM



Obr. 37 Listová pružina pro pickup od GM Motors

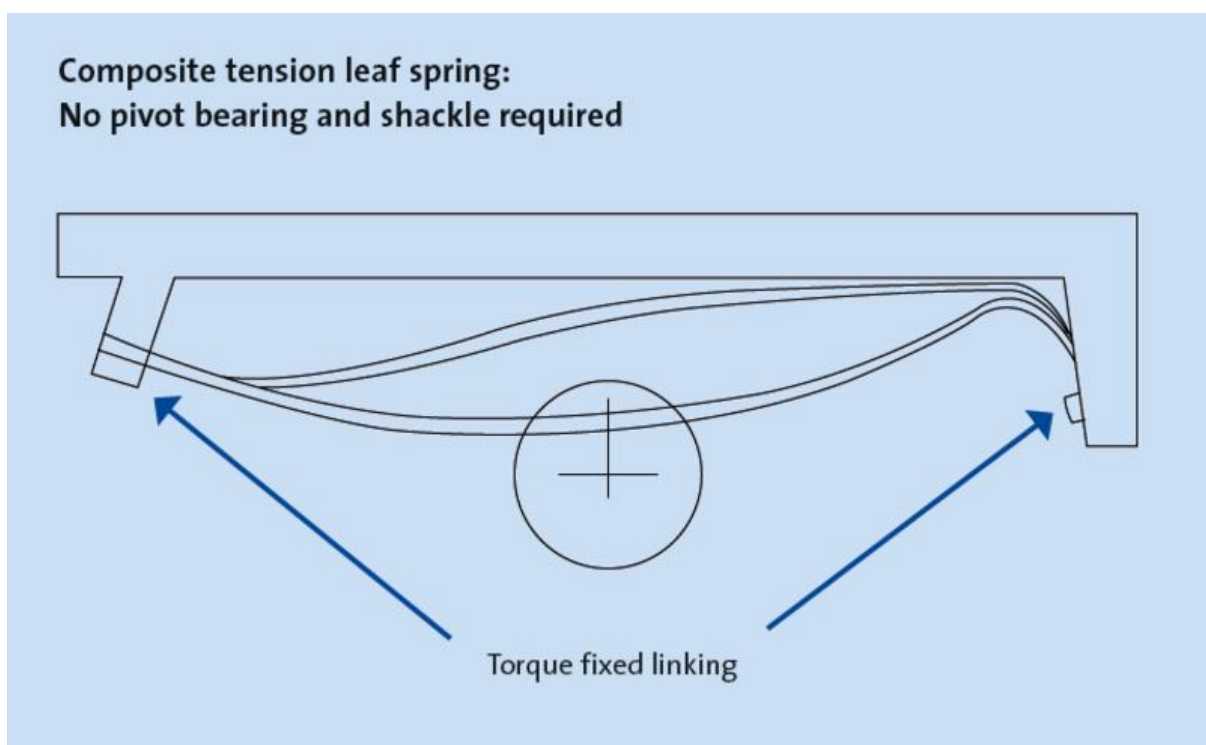
Ford Transit



Obr. 38 Listová pružina pro Ford Transit

2.4.1 Vlastnosti BZF

Jak jsem již nastínil v úvodu, tyto pružiny jsou na vozech upevněny pevně ve dvou bodech, což samozřejmě zabraňuje fungování základního principu listové pružiny. Na předchozích obrázcích si můžete všimnout poměrně velmi odlišných profilů jednotlivých pružin, zvláště v jejich pravé části. Kromě jedné pružiny mají všechny na pravém konci oblouk na druhou stranu, než je ten hlavní. Právě tento prvek kompenzuje prodloužení pružiny při zatížení. U klasických listových pružin se setkáváme s jedním bodem uloženým volně posuvně. Jelikož ale tento posuv (prodloužení) není nijak velký, jsme schopní ho kompenzovat správným tvarem pružiny, což můžete vidět na následujícím schématu. Po zatížení dojde k výraznému prohnutí pružiny do pracovní polohy a právě díky tvaru tohoto záhybu se prodloužení roznese do strany. S tím jsou spojeny nesporné výhody, nepotřebujeme žádná ložiska, posuvy a vedení v uložení, ale stačí dva dobře umístěné čepy v karoserii.



Obr. 39 Schéma deformace pružiny při jejím zatížení [2]

3. Požadavky a vytvořené návrhy automatické linky

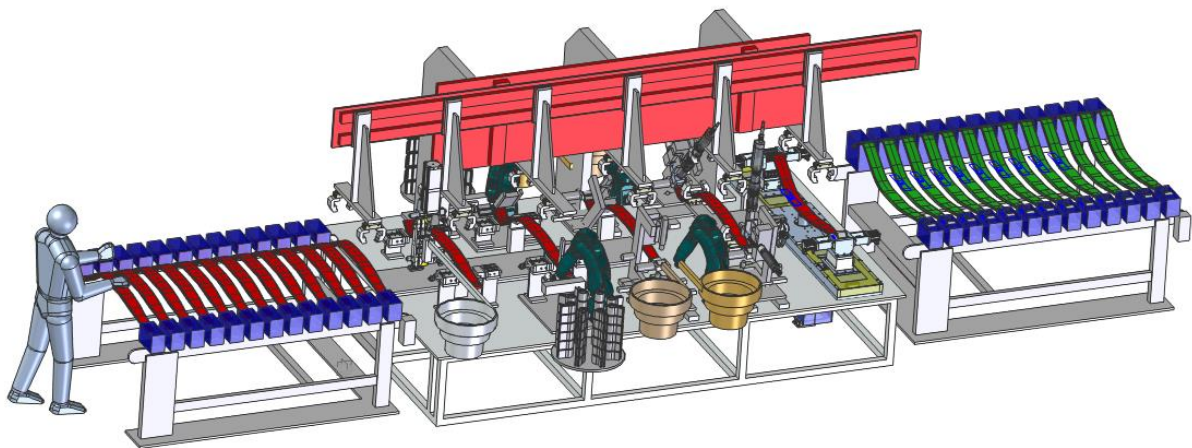
Vytvořené varianty popisuje následující část mojí práce. Podle zadání jsem navrhnul 3 varianty, které odpovídají požadavkům na zadaný výrobní stroj. První 2 varianty jsou podobného typu a třetí varianta představuje „nekonvenční“ řešení mého problému. **V průběhu roku se požadavky od zákazníka mění tolik, že není možné v této práci na ně flexibilně reagovat. Z toho důvodu jsme se shodli s konzultantem ve firmě, že pro účely mojí diplomové práce bude nejlepší se držet původního zadání a vypracovat návrhy na plně automatickou linku s nejvyšším výkonem.** Veškeré návrhy jsou pouze ve formě blokových schémat, s použitím siluet modelů nebo upravením sestav ze současného provedení. Rozpracování každého řešení do detailu není v rozsahu diplomové práce možné. Pro posouzení vhodnosti a vyhodnocení optimálního návrhu však bohatě postačuje.

3.2 Požadavky zákazníka

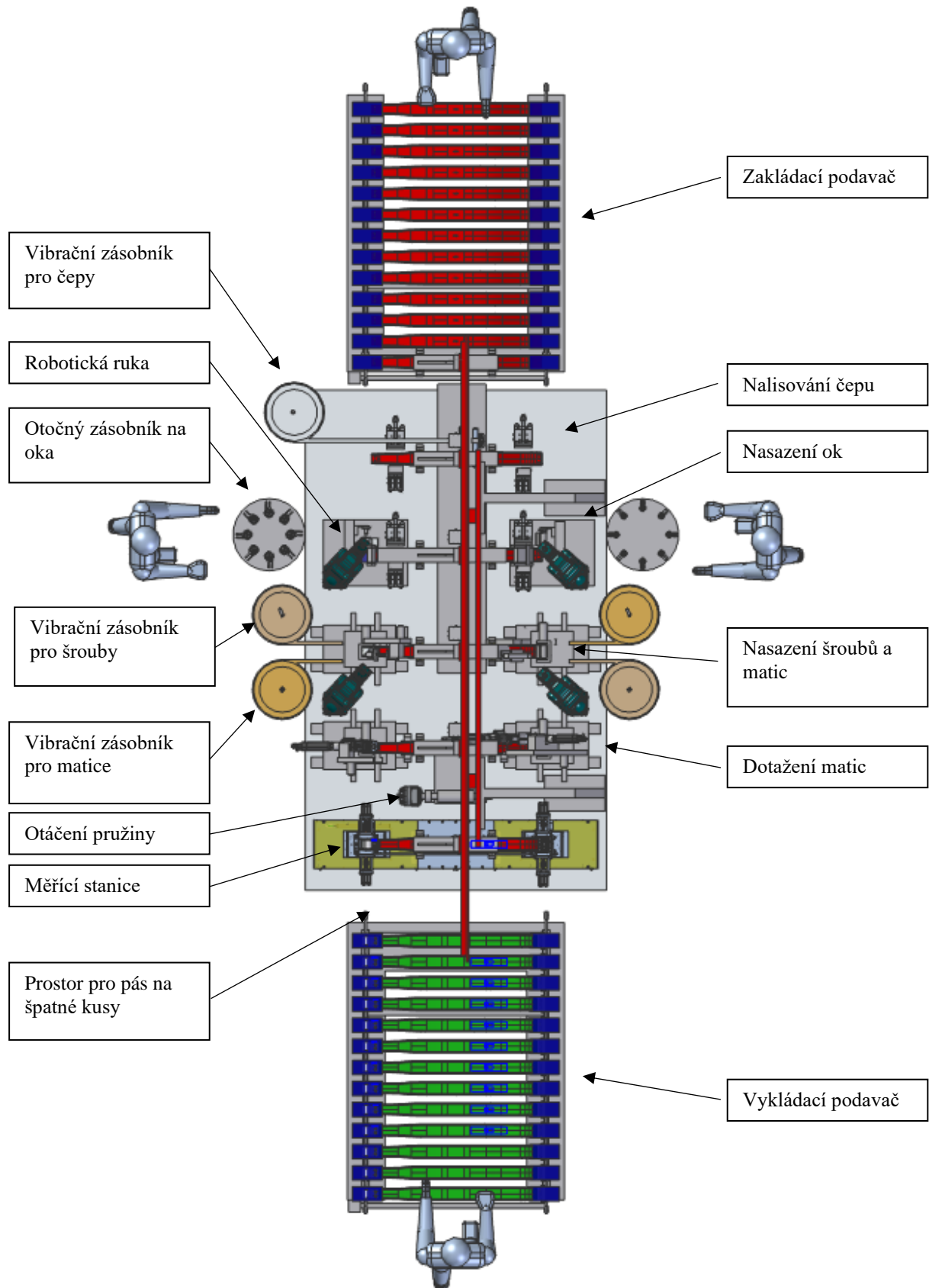
1. Sjednotit všechny pracovní pozice do jedné automatické linky.
2. Dosáhnout výkonu nejméně **180 tis. kusů ročně**.
3. Omezit obsluhu celé linky pouze na jednoho člověka.
4. Využít stávající konstrukce použitých a nakupovaných dílů.
5. Nepřesáhnout přidělený prostor pro linku ve výrobní hale.
6. Dosáhnout maximální možnou bezpečnost pro obsluhu při provozu zařízení.
7. Minimalizovat riziko lidské chyby.
8. Zajistit jednoduché a ergonomické zásobování stroje součástmi.

3.3 Návrh 1: Sedmipozicová automatická linka

Koncept tohoto provedení vychází z úvahy rozdělení jednotlivých pracovních operací do oddělených pracovních pozic. Je to jeden ze způsobů, jak efektivně zvýšit výkon při zachování již používaných konstrukčních celků. Jelikož montážní úkony na pozicích jsou velmi jednoduché, je možné je vykonat rychleji než kombinaci více montážních úkonů. Protože tyto operace mohou probíhat zároveň, urychlíme rapidně výrobní čas jedné pružiny. Sedm pozic zahrnuje i vstupní a výstupní podavač na pružiny. Automat je nataktován na rychlost 1 pružina za minutu. **Podle požadavků jsou jednotlivé zásobníky a podavače nadimenzovány tak, aby jedna obsluha byla schopná bez větší námahy doplnit všechny zásobovací místa včas.**



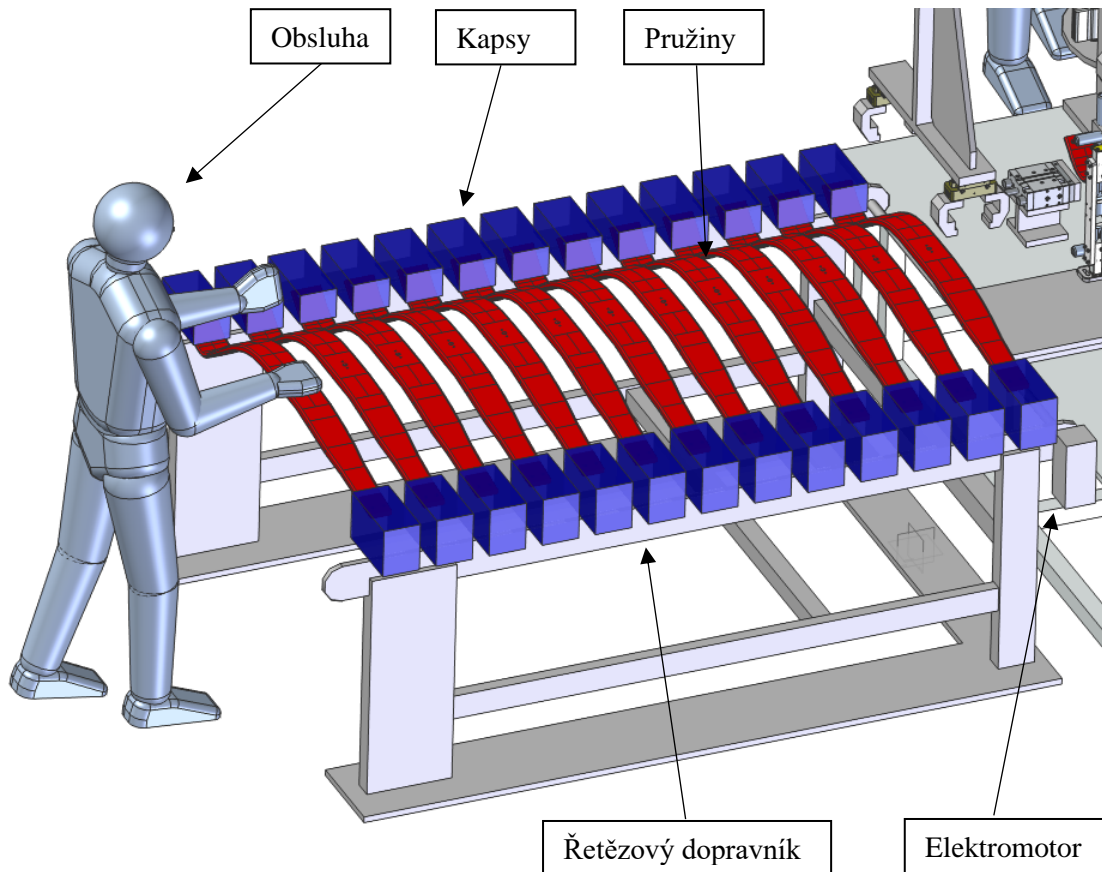
Obr. 40 Izometrický pohled na celou sedmipozicovou linku



Obr. 41 Pohled ze shora na odkrytou linku s naznačenými pozicemi, kde bude obsluha doplňovat díly

Na předchozím obrázku (Obr. 41) vidíme rozložení celé linky. **4 modely osob na obrázku pouze ukazují, v jakých místech obsluha zakládá díly do stroje (stále 1 obsluha)**. Linka je jinak ze všech stran zakrytovaná, aby nic nevniklo do pracovního prostoru.

3.3.1 Zakládací podavač

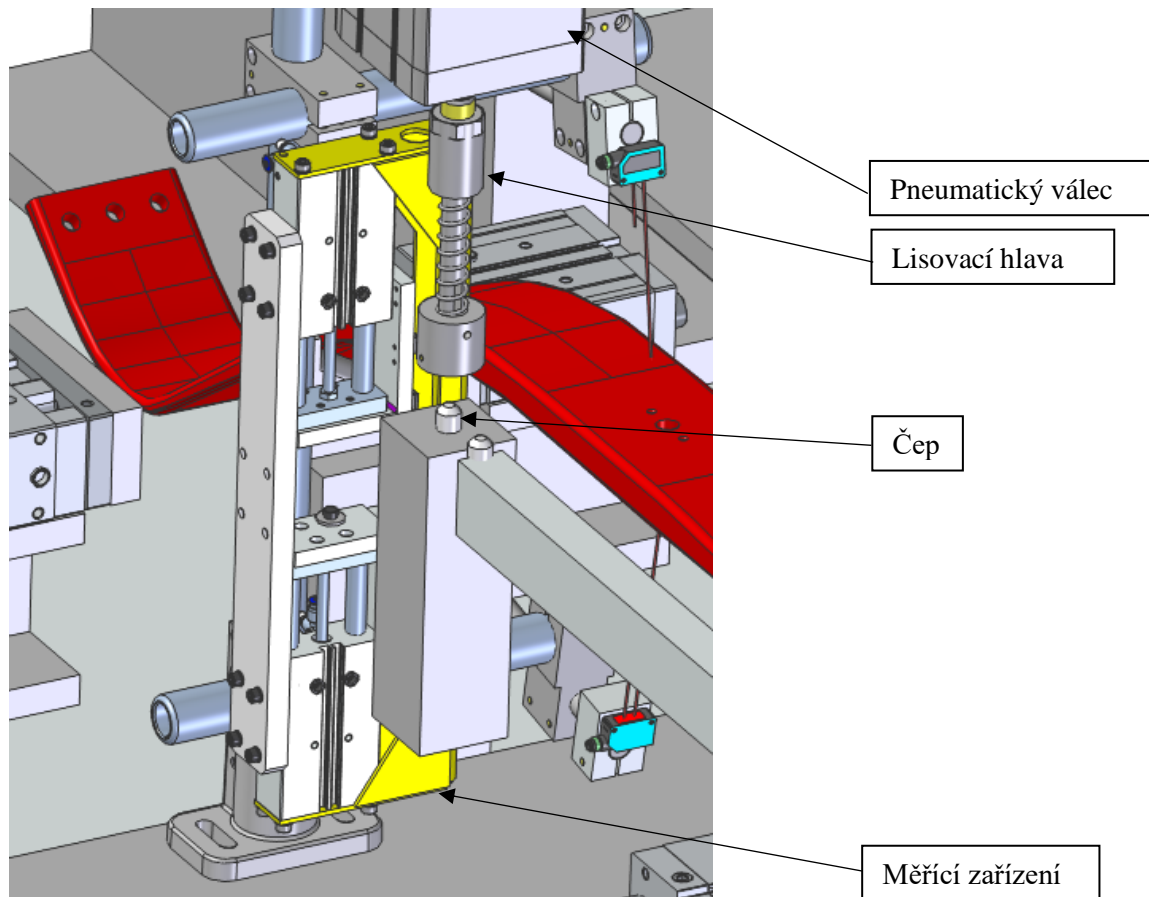


Obr. 42 Pohled na hrubý návrh zásobníku (dopravníku) pružin na začátku linky

Prvním členem automatu je tento podavač, který má kapacitu pro 10 pružin. Na obrázku můžete vidět pouze hrubou siluetu, kde je primárně naznačen řetězový dopravník s motorem pro pohon. Na dopravníku jsou pevně umístěny kapsy pro jednoduché založení pružiny. Tyto kapsy zaručí i bezpečné vyjmutí pružiny manipulátorem na konci, aby nedošlo k jejímu vypadnutí. Obsluha nemusí pružinu zakládat každou minutu, ale může všechny založit najednou a tím doplnit celý podavač. Při rychlosti taktu 1 pružiny za minutu stačí zásoba podavače na 10 minut.

3.3.2 První montážní pozice: zalisování čepu, měření tloušťky, zjištění přítomnosti AB-folie

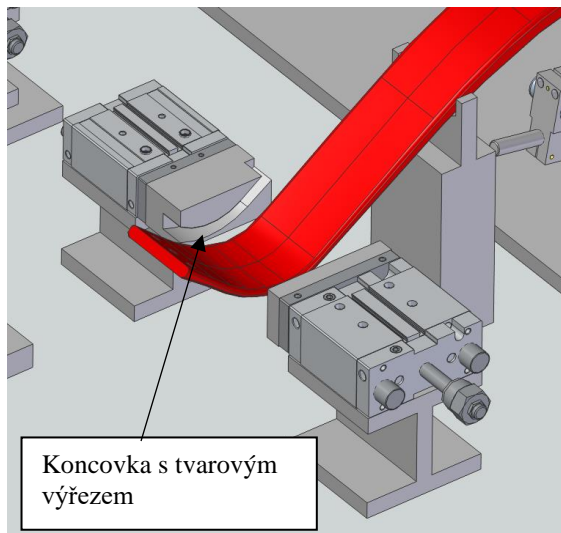
První pozice v automatu kopíruje první úkon ve stávajícím řešení, což je přiložení a nalisování středícího čepu. Pro automatizaci celého procesu musel být přidán vibrační zásobník s dostatečnou kapacitou čepů, který také dopravuje čepy až pod lisovací hlavu. Samotná hlava je také zjednodušená, jelikož jí není potřeba natáčet, je přímo umístěná na pneumatický válec. Vedle hlavy je umístěno také měřící zařízení tloušťky se senzory přítomnosti AB folie, zde se dá po lehké úpravě použít současné řešení. V dalším zpracování návrhu této pozice se však ještě musí vyřešit např. posuv a upevnění lisovacího válce, kolize válce s manipulátorem nebo upevnění a navedení zásobníku na čepy.



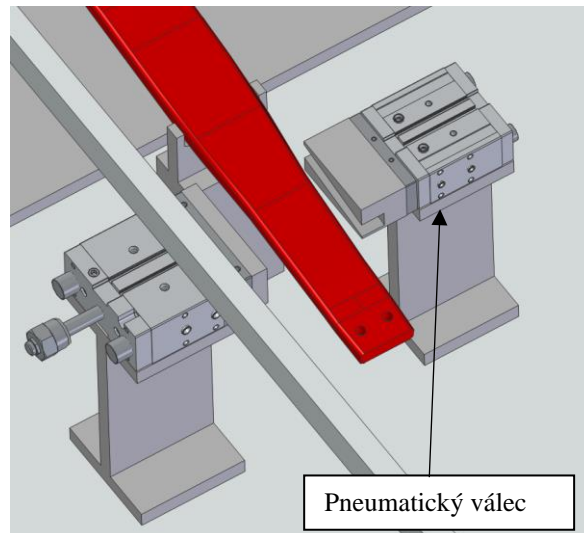
Obr. 43 Pohled na sestavu pro zalisování čepu v první pozici

3.3.2.1 Upevnění pružiny na pozici

Tento bod se vztahuje k prvním dvěma pozicím, jelikož v dalších může být pružina upevněna pouze za oka. Samotná pružina musí být v montážních pozicích pevně uchycena, aby se vůbec mohly jednotlivé úkony vykonat. Každá pozice je proto vybavená dvěma vidlicemi, kam manipulátor pružinu založí. Vidlice mají rozteč takovou, aby nedošlo ke sklouznutí pružiny na jednu stranu. Čtyři pneumatické válce se speciální koncovkou upevní pružinu na svém místě tak, že pružina bezpečně drží ve své pozici v průběhu výkonu pracovního úkolu. Koncovky mají výřezy přesně na tvar pružiny v jejich místě. Tím se zajistí jak veškeré posunutí, tak i natočení.



Obr. 44 Detail na levé zakládací místo

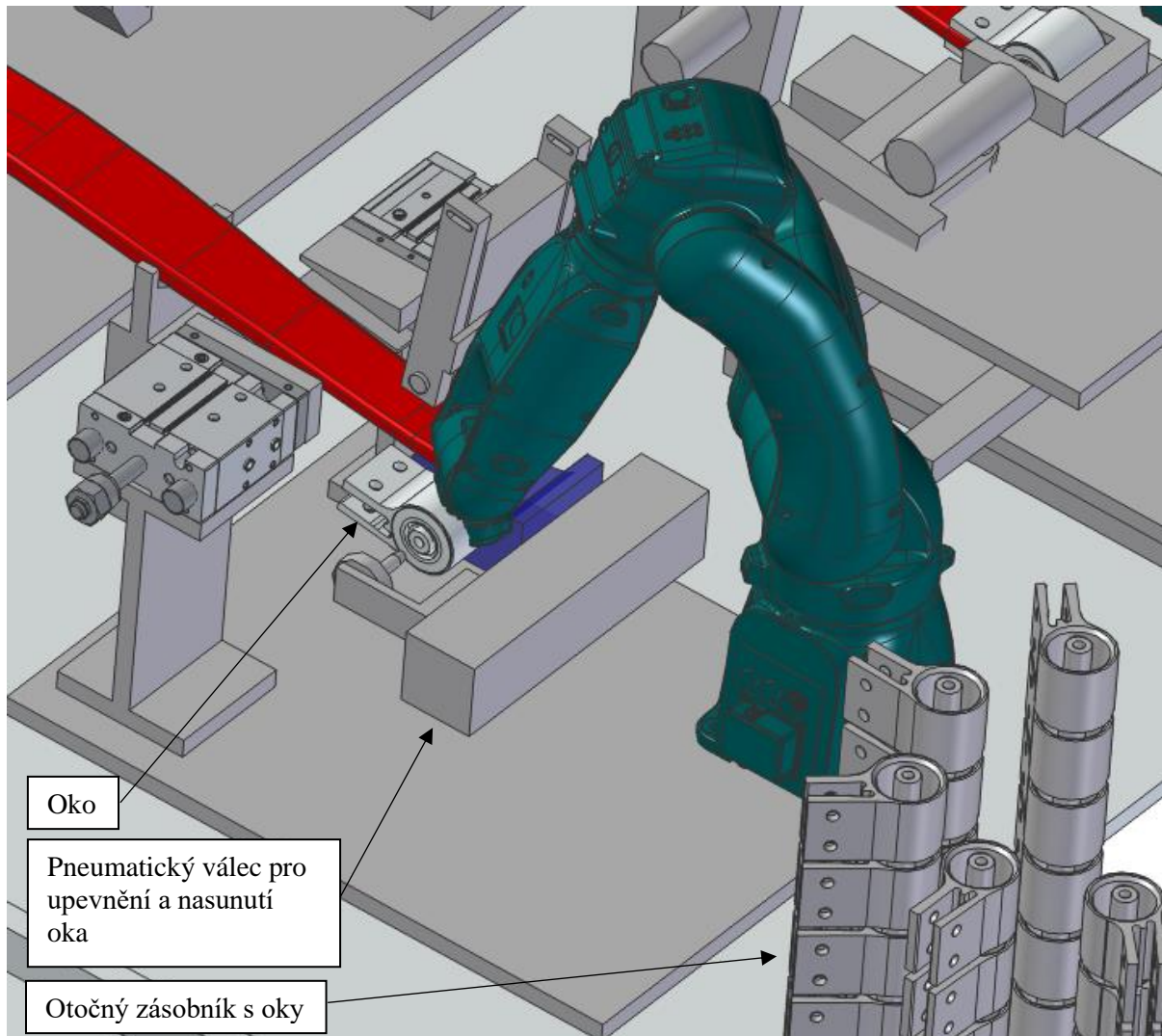


Obr. 45 Detail na pravé zakládací místo

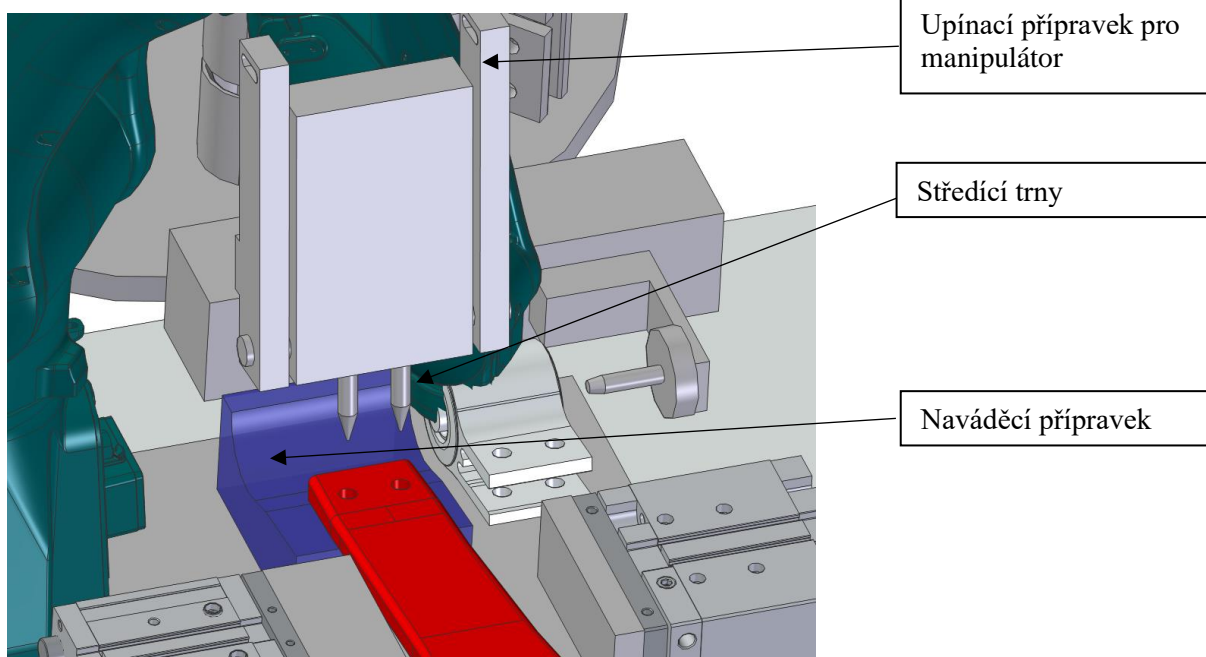
3.3.3 Druhá montážní pozice: nasazení ok

Oka, která byla nasazována obsluhou, mají poměrně složitou trajektorii pohybu, který se musí při nasazení vykonat. Problém je také přesnost, kterou se vidlice oka musí strefit na konec pružiny. Z těchto důvodů byl použit na tomto stanovišti robot, který se nejvíce přibližuje přesnosti lidské ruky. Tento robot odebírá oka z otočného zásobníku, který je naplňován obsluhou. Problém přesnosti nasunutí vidlice oka na pružinu vyřeší podobný přípravek, jako u (2.1.3). Robot tedy pouze přiloží oko do přípravku a trn ho nasune na pružinu. Tato stejná akce se samozřejmě koná i na druhé straně.

Při přesunu na další pozici však vyvstává další problém. Samotná oka nadrží ve své pozici na pružině a je potřeba je nějakým způsobem zajistit. Vyřešeno je to speciálním přípravkem se dvěma trny na konci. Tyto trny jsou zasunuty do otvorů pro šrouby a tím se vymezi poloha oka a pružiny. Pozice v manipulátoru bude vybavena jak úchopným zařízením pro pružinu (kleštiny), tak i tímto přípravkem s trny, který bude vysouvaný pneumatickým válcem. Manipulátor tedy uchopí pružinu a trny zafixují polohu ok v pružině. Poté by bylo možné přepravit pružinu i s oky v zajištěné poloze na další pozici. Tento problém je plně vyřešen v konstrukční části (5.7).



Obr. 46 Pohled na levou stranu druhé montážní pozice s robotem na nasazení ok



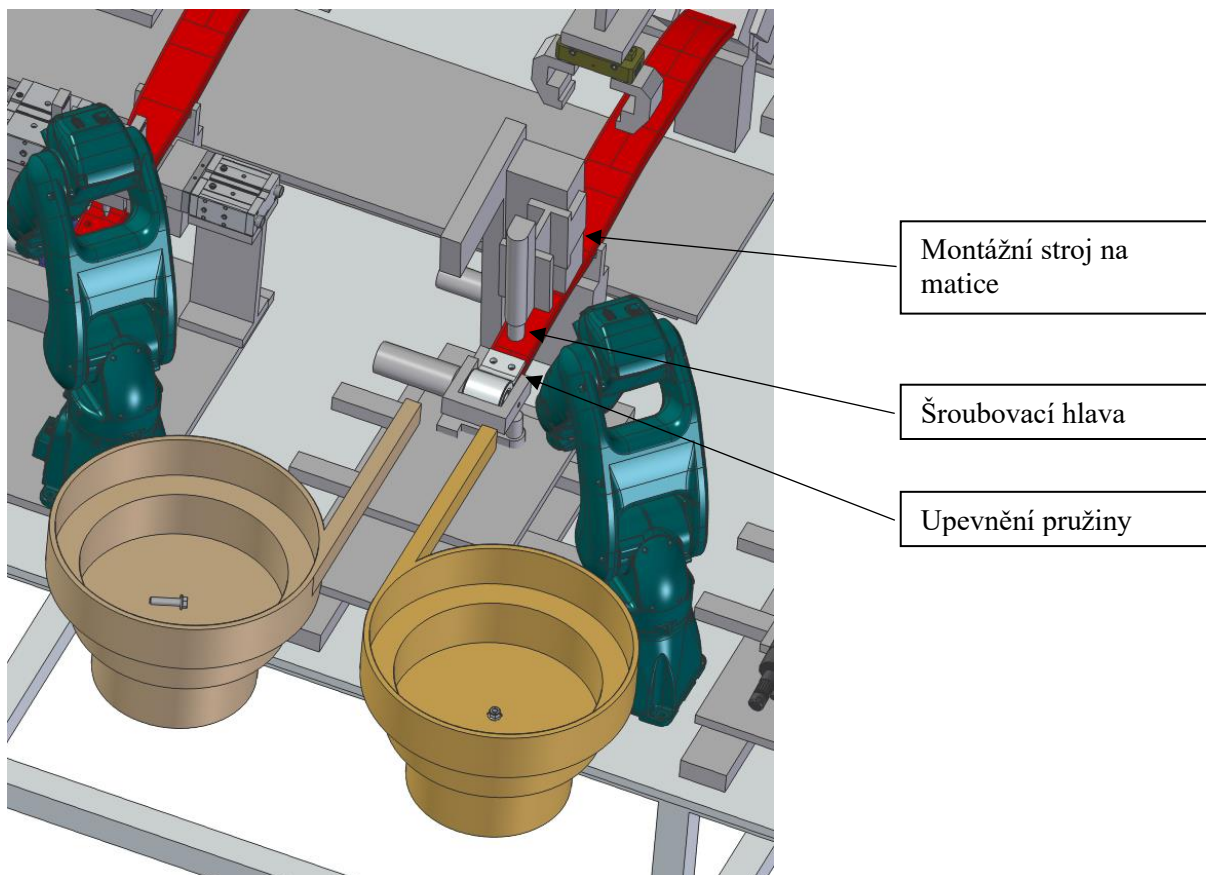
Obr. 47 Nastínění upínacího přípravku pro manipulaci oka s pružinou

3.3.4 Třetí montážní pozice: nasazení šroubů a matic

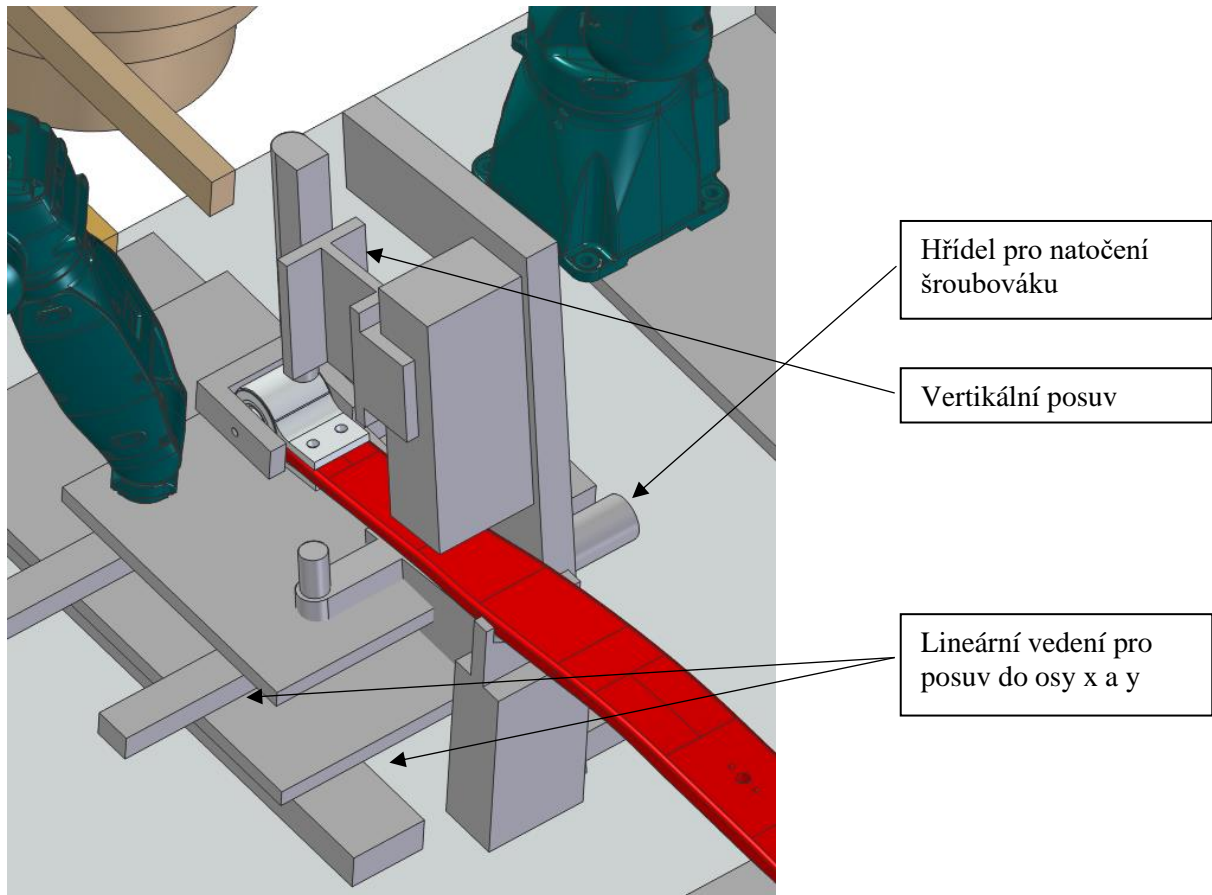
Nejobtížnější operací je právě tato pozice, jelikož se zde zakládají šrouby a matice ve více pozicích, zespodu i ze shora. Nejdříve je však nutné upevnit pružinu v pozici. Jelikož už zde není místo pro pneumatické válce a můžeme si dovolit zajistit pružinu pouze za oka, je zde použit podobný přípravek jako v (2.2.2). Jakmile dojde k zasunutí trny do oka, pneumatický válec s trny (o kterém jsem hovořil v předchozím bodu) zajede zpět do své výchozí polohy a je připraven pro další operaci. Přípravky jsou uzpůsobeny tak, že pružina nemůže vyjet ani do strany.

Vložení matic a šroubů je velmi složitý a komplexní úkol pro jakékoliv konvenční řešení manipulátorů nebo dopravníků. Proto je zde zase nutné použít robotickou ruku pro šrouby a pro matice je vytvořen speciální montážní stroj. Vibrační zásobníky přivedou seřazené šrouby do počáteční pozice robota. Ten je magnetickým přípravkem uchopí a zavede do otvorů v oku a pružině. V této poloze však setrvává. V průběhu tohoto cyklu montážní stroj uchopí matici ze zásobníku pomocí utahovací hlavy, která je vevnitř také vybavená magnetem. Zajede a natočí se do montážní polohy a našroubuje matici na šroub, který je mezitím přidržován robotem. Uťahovací hlava však nedotahuje matice na plný moment, jelikož k tomu je potřeba rozměrnější šroubovák, který se nachází na další pozici. Tento proces se opakuje pro všechny šrouby na pružině.

Montážní stroj v této pozici je pouze nastíněn, proto je potřeba dále vyřešit: posuv, natočení stroje, utahovací hlavu, vysouvání hlavy pro matici a mnoho dalších aspektů.



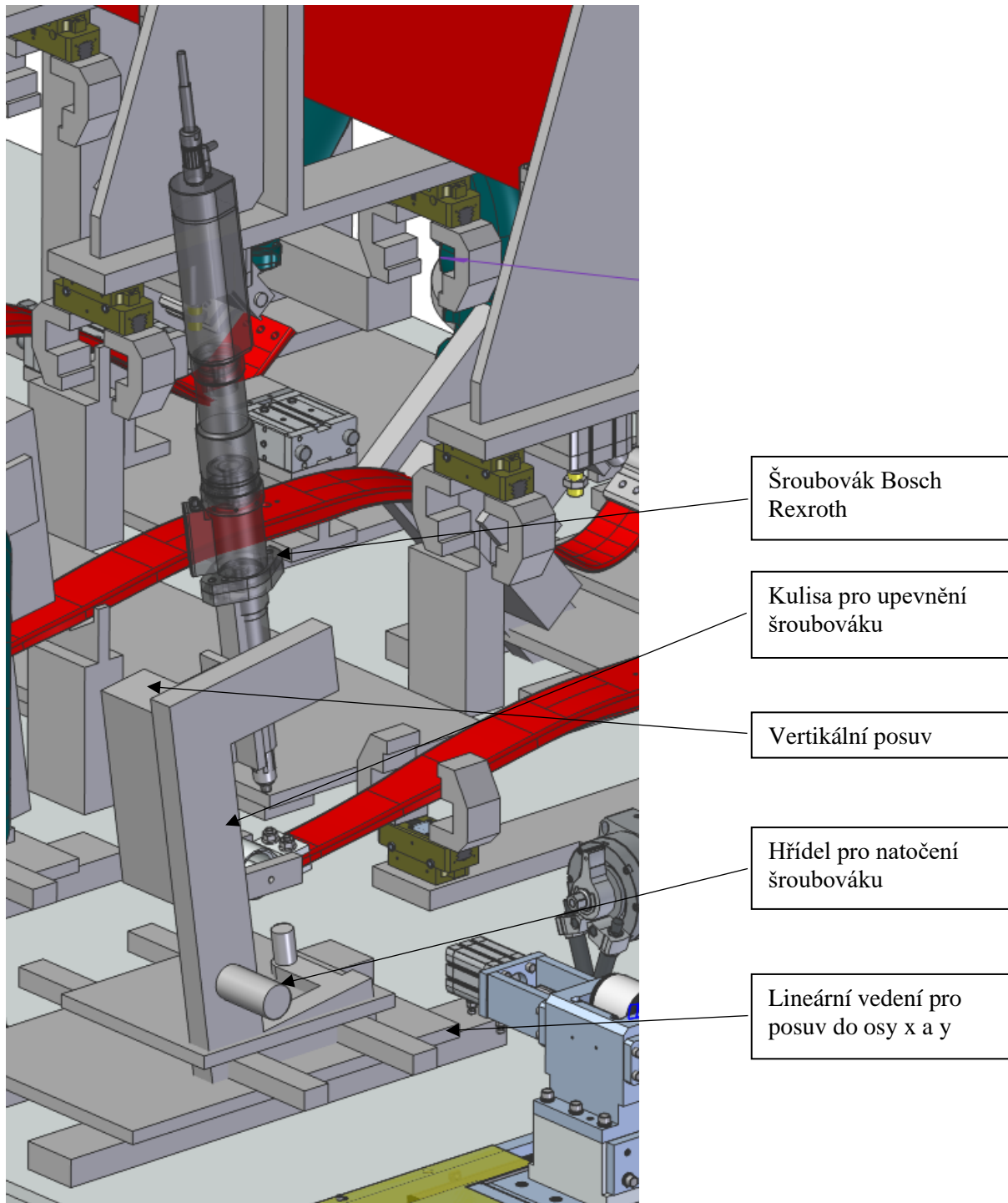
Obr. 48 Pohled na třetí montážní pozici pro nasazení a našroubování matic



Obr. 49 Hrubý návrh montážního stroje pro našroubování matic

3.3.5 Čtvrtá montážní pozice: dotažení matic

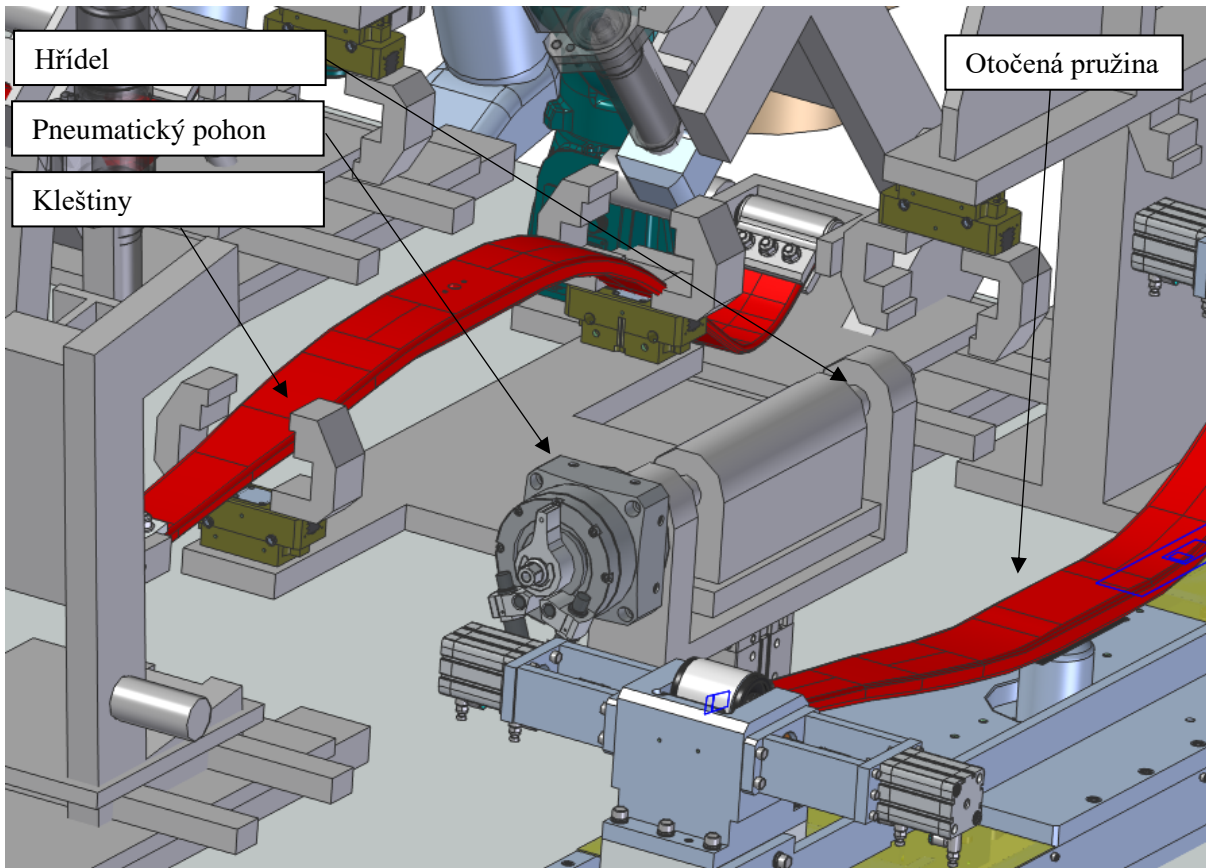
Poslední montážní pozice slouží pro dotažení matic na předepsaný utahovací moment. Upevnění pružiny probíhá stejným způsobem jako v předchozí pozici. Velké šroubováky jsou ustaveny na stavitelném rámu, který je možný posouvat i natáčet do os šroubů. Tím dosáhneme potřebného úhlu natočení šroubováku zvláště u zadní části pružiny. Největší problém, který je potřeba dopracovat, je kolize velkých šroubováků s manipulátorem a ostatními prvky stolu.



Obr. 50 Pohled na čtvrtou montážní pozici s návrhem stroje pro manipulaci s velkým šroubovákem

3.3.6 Obracení pružiny mezi čtvrtou a pátou pozicí

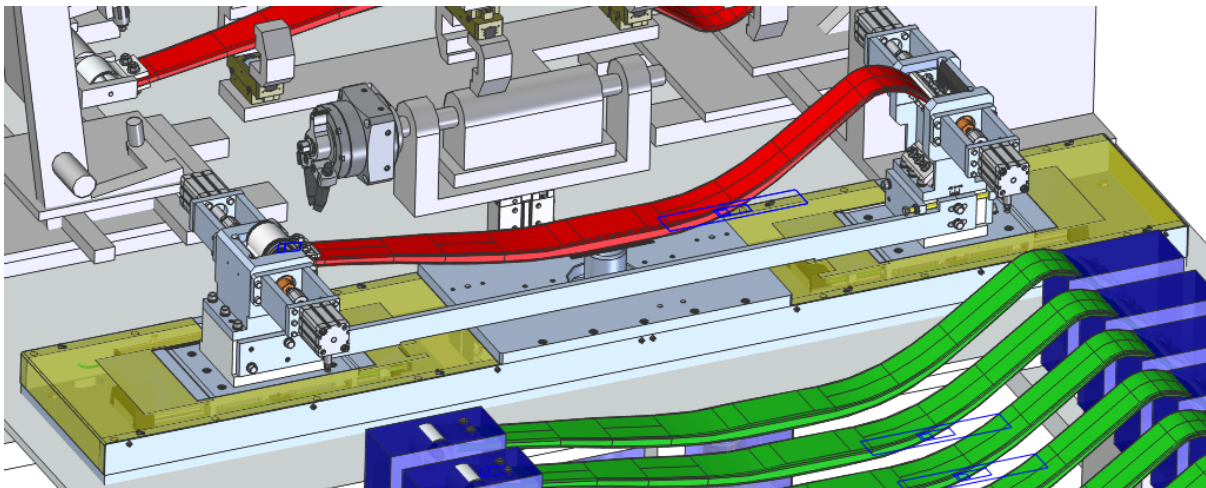
Mezi čtvrtou a pátou pozicí je nutno pružinu otočit o 180 stupňů z důvodu umístění testovacího stroje. K tomu je výrobní stůl vybaven zařízením s kleštinami pro uchycení pružiny. Kleštiny jsou převzaty z manipulátoru a dostatečně plní svojí funkci i při tomto pohybu. Základ tvoří rám s velkými ložisky, ve kterých je umístěna hřídel. Hřídelí otáčí pneumatický pohon (kynvý), který musí být poměrně silný kvůli velikosti páky a celkové váze, kterou otáčí. Po otočení dojde k založení do testovacího zařízení, které si již pružinu zajistí samo. Vyřešit se zde musí ještě kolize pružiny při otáčení s manipulátorem.



Obr. 51 Manipulátor pro otočení pružiny

3.3.7 Pátá montážní pozice: měření tuhosti pružiny

Tato pozice se shoduje s (2.2) a je zde využita celá sestava zkušebního zařízení. Princip měření je také stejný.



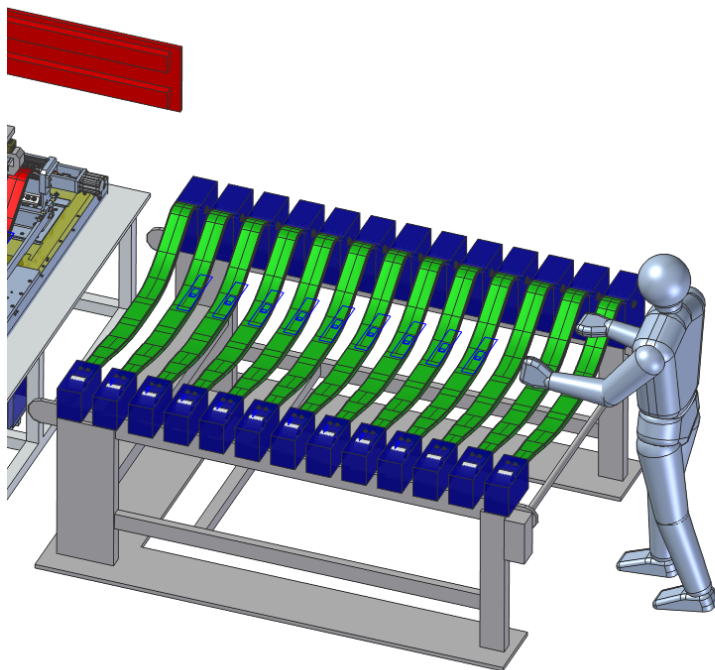
Obr. 52 Pohled na celou sestavu zkušebního zařízení v páté montážní pozici

3.3.8 Vyřazení špatného kusu

Mezipoloha, která chybí v návrhu, musí umožnit vyřazení špatného kusu po měření. Operace proběhne tak, že při zhlášení chybného kusu manipulátor zvedne pružinu z měřicího zařízení, ale nedojede do finální polohy. Zastaví se v prostoru mezi výrobním stolem a podavačem pro hotové kusy, kde bude umístěn transportní pás. Manipulátor upustí pružinu na pás a ten ji dopraví do kontejneru na špatné kusy. Jelikož manipulátor má všechny ruce upevněné na jedné desce, musí dokonat pohyb do finální polohy (k zakladači), aby se mohly ostatní pružiny přenést do další pozice.

3.3.9 Zásobník pro hotové kusy

Vyrobené a zkontrolované kusy jsou umísťovány na stejný zakladač, který je na začátku. Samozřejmě řetěz je otáčen na druhou stranu, kde obsluha přemísťuje hotové kusy do boxů.

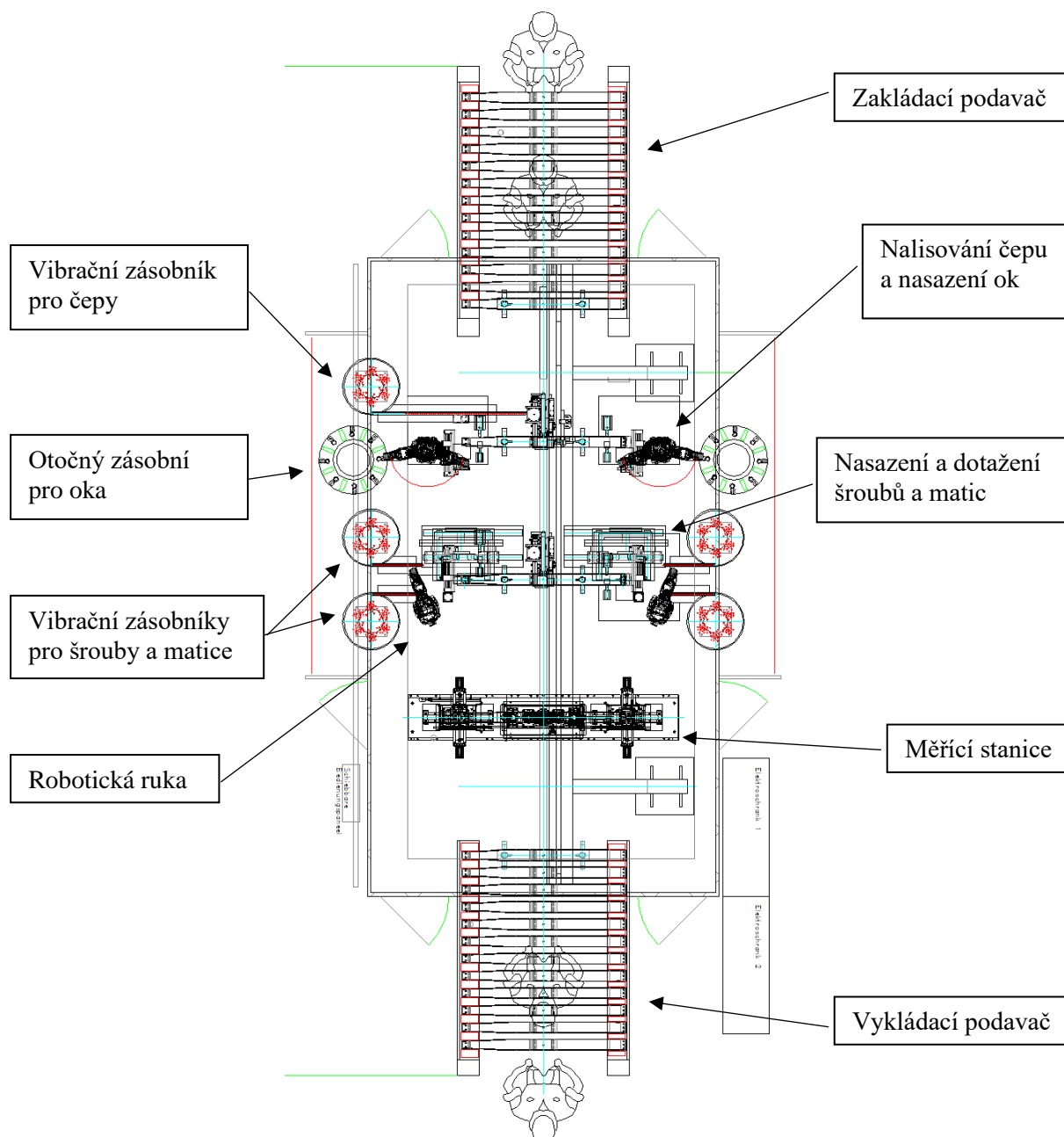


Obr. 53 Zásobník (podavač) na hotové kusy jako sedmá a poslední pozice linky

3.4 Pětipozicový automat

Další návrh vzešel z požadavků zákazníka na menší minimální výkon, možnou nižší cenu a menší zástavbový prostor. Na základě těchto parametrů jsem vytvořil další návrh, který koncepčně vychází z předchozí verze, ale má méně pracovních pozic a více operací sjednocených do jedné. Se snížením počtu pracovních pozic jsem se snažil dosáhnout určité finanční úspory a zlepšení ergonomie plnění zásobníků pro díly. Náročnost na obsluhu zůstává stejná, jelikož kapacita zásobníků se u této verze nemění. Navíc z hrubých propočtů bychom se měli více přiblížit vyžadovanému výkonu stroje, což je vypočítáno ve výsledné rozvaze. Bohužel zde musíme použít všechny komponenty a sestavy jako u předchozí verze, proto se finanční úspora bude hledat těžko.

Následující schéma je vytvořeno ve výkresovém prostředí, jelikož nám jde pouze o rozmístění prvků a sestav a následný výpočet kapacity stroje.



Obr. 54 2D schéma pětipozicové automatické linky (kumulace pracovních pozic)

3.4.1 Popis pozic

Jednotlivé pozice jsou zde popsány pouze orientačně v návaznosti na předchozí řešení, kde jsou rozepsány podrobně. Je zde využito stejných principů, sestav a součástí, ale v jiném uspořádání.

3.4.2 Manipulace pružin mezi pozicemi

Pružiny jsou zde přesouvány na pozice pomocí stejného manipulátoru jako u první verze. Manipulátor je však zmenšený o 2 pozice, takže zde nemusí být některé pohonné systémy, může mít nižší výkon a může se využít jiné koncepce. Ve firmě již byl vytvořen podobný manipulátor na stabilizátory, který by bylo možné předělat na uchopování pružin. Konstrukce by proto byla jednodušší, výslednou cenou by se však tolik neodlišoval od velkého manipulátoru v první verzi.

3.4.1.1 První montážní pozice: nalisování čepu, měření tloušťky, přítomnost AB-folie, nasazení ok

Zalisování čepu i veškeré měření a kontrola jsou vykonávány stejně. Oka jsou nasazena robotem a jsou umístěna v otočném zásobníku, kam je obsluha doplňuje. Kumulace úkonů na této pozici nijak nekoliduje s předchozím řešením, jelikož čepy se lisují uprostřed stolu a oka se nasouvají na bocích. Konstrukce je zde výhodnější než u první verze. Pružina se s nalisovaným čepem a nasunutým okem přesune na druhou pozici.

3.4.1.2 Druhá montážní pozice: nasazení a dotažení matic a šroubů

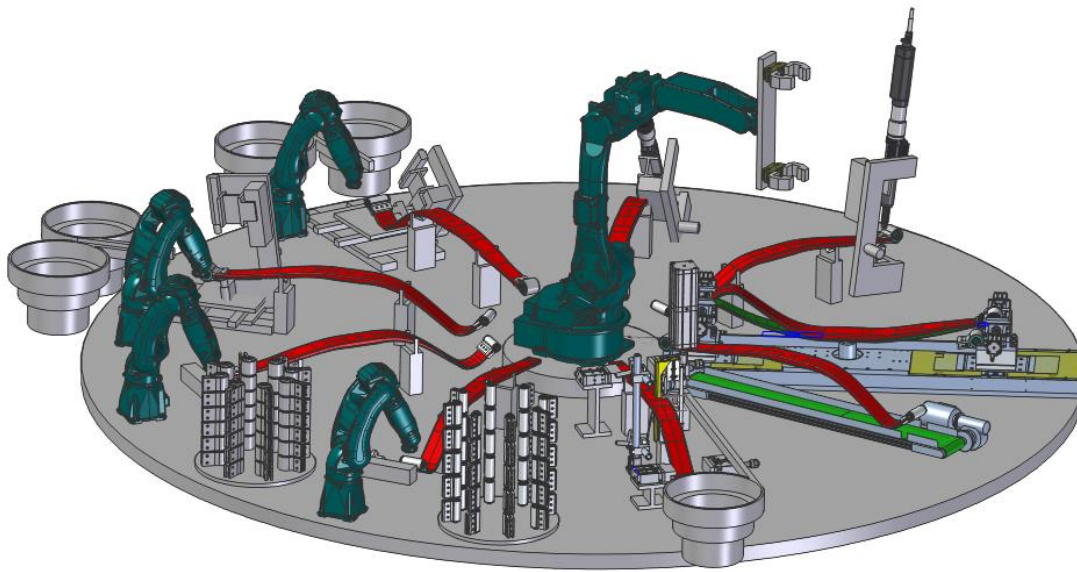
Druhá pozice musí být rozsáhle upravena, co se týče rozmístění montážních a manipulačních strojů. Dochází v ní k nasazení šroubů robotem, nasazení matic a jejich dotažení na plný utahovací moment. Nasazení šroubu probíhá pomocí robota, ale montážní stroj pro matice je upraven. Místo slabšího šroubováku je zde umístěn silný, který je schopný vyvinout příslušný utahovací moment. Tento šroubovák je také výrazně rozměrově větší. Musí být tedy umístěn na dostatečně tuhý rám se základnou, která navíc musí umožňovat pohyb v ose x i y a natočení šroubováku. Složitost těchto úprav se negativně promítne na ceně. V tomto momentě je pružina plně sestavena a následuje pouze měření tuhosti.

3.4.1.3 Třetí montážní pozice: měření tuhosti

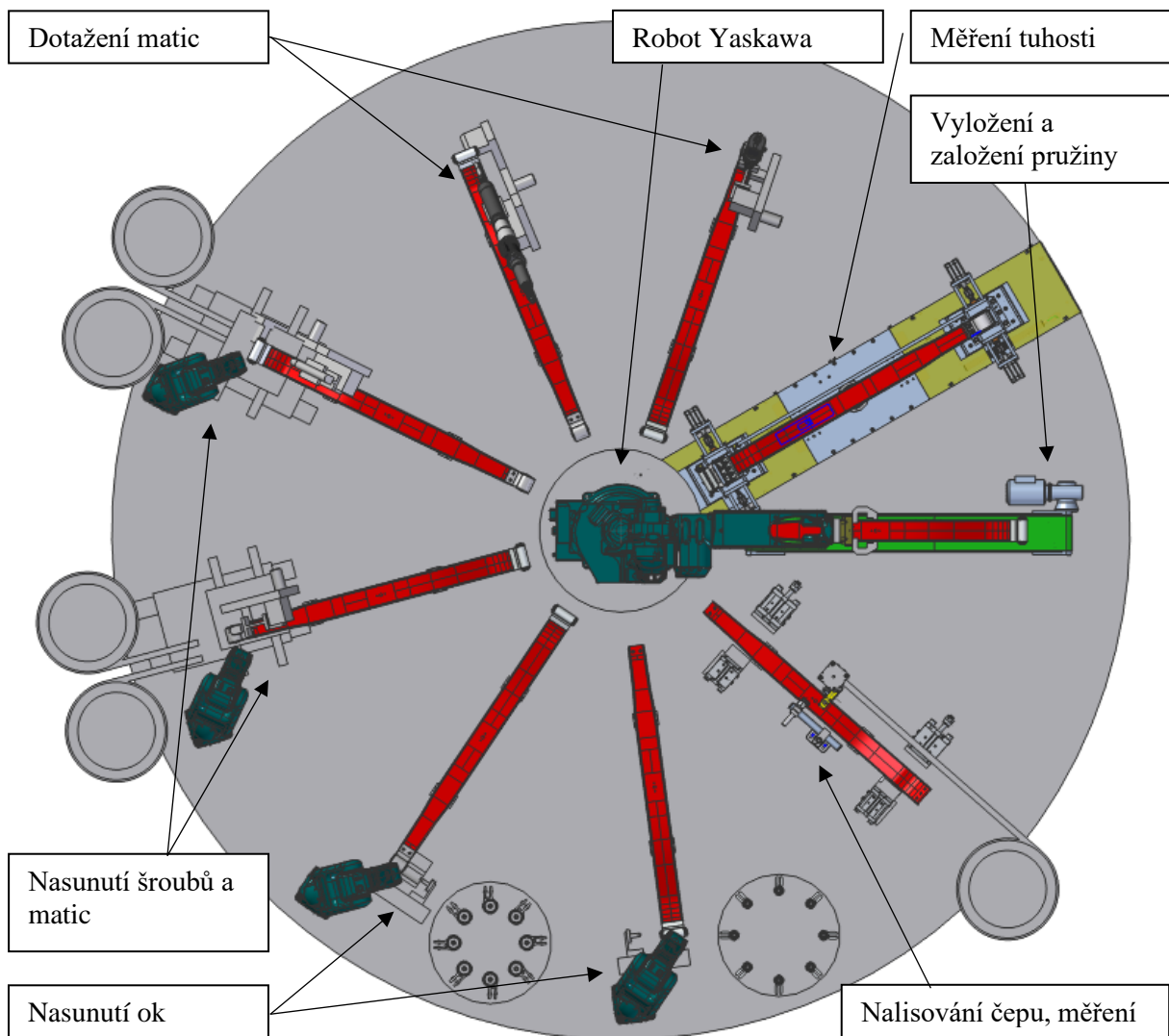
Povinné měření tuhosti probíhá pomocí stejného pracoviště jako u předchozích řešení. Následuje pouze vyložení na výstupní dopravník.

3.5 Kruhové uspořádání pracovišť

Posledním návrhem je atypické umístění jednotlivých pozic na pracovním stole ve tvaru kruhu. Toto řešení vychází z mých znalostí ostatních projektů ve firmě, které velmi často využívají otočný stůl pro velkokapacitní výrobu napínáků na řemeny u motorů. Princip spočívá v tom, že poháněný stůl se otočí s napínákem na montážní pozici, kde se zastaví. Jakmile se vykonají všechny montážní úkony, stůl se pootočí do další pozice. Obsluha tyto napínáky pouze zakládá a vykládá. Takovýto princip lze aplikovat na velkou škálu produktů. V našem případě však není tak jednoduché pružiny otáčet na pracovní pozice, jelikož některé z nich jsou velmi komplikované a rozměrné. Největším problémem je zalisování čepu a měřicí stanice, které pracují se středem pružiny. Lisovací válec navíc zasahuje do velké výšky nad stolem. Z těchto důvodů jsem zvolil řešení bez otočného stolu, kdy s pružinami manipuluje velká robotická ruka uprostřed stolu. Pozic je v tomto návrhu 9, jelikož nelze umístit montážní zařízení doprostřed stolu a proto se každý úkon musí zopakovat dvakrát (pro každou stranu). Devátá pozice slouží k vyjmutí hotové a přijmutí nové pružiny na pásu.



Obr. 55 Izometrický pohled na kruhové uspořádání pracovišť s manipulačním robotem ve středu



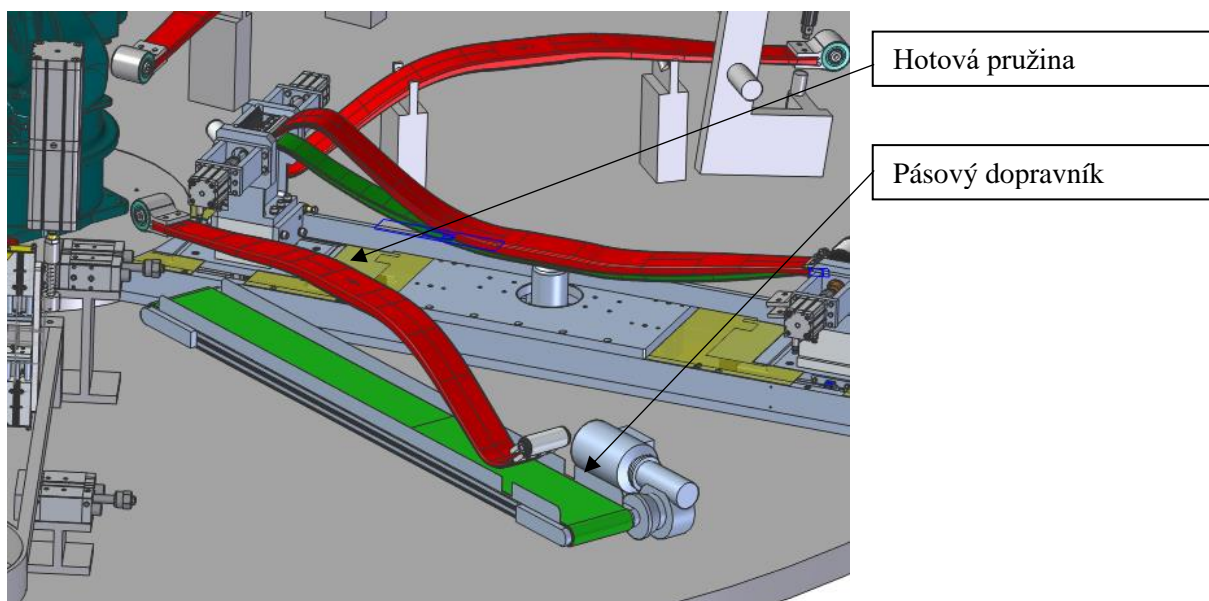
Obr. 56 Pohled shora na rozmístění jednotlivých pracovišť

3.5.1 Manipulace s pružinami mezi pracovišti

Jak můžete vidět na obrázku, robotická ruka je umístěna uprostřed kruhového stolu a vykonává veškerou manipulaci s pružinami. Montážní úkony se na pružinách vykonávají pouze po obvodu stolu, jelikož na vnitřku není dostatek prostoru pro všechna zařízení. Proto je výhodné, že tento robot může s pružinami i libovolně otáčet. Ruka má na svém konci uchopovací zařízení stejné jako manipulátor u prvního návrhu, které bohatě postačí k upevnění pružiny i při vyšších rychlostech robota. Značnou výhodou robota je jeho flexibilita a možnost v zásadě jakéhokoliv pohybu, takže není problém zasadit pružinu i do složitějšího zakládacího místa. Také se může jednoduše vyhnout montážním prvkům a zařízením po celém stole tak, aby o ně nezavadila pružina. Velkou nevýhodou je však jeho malá přepravní kapacita, jelikož je schopný manipulovat pouze s jednou pružinou. Montážní úkony probíhají zde velmi rychle, a proto je kapacita tohoto řešení převážně odvislá od rychlosti robota.

3.5.2 První pozice: dopravení pružiny pomocí pásového dopravníku

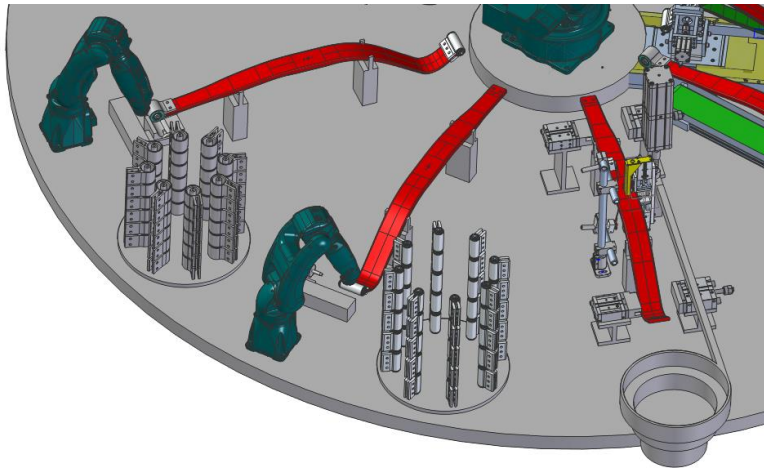
Pás, který je zde pouze naznačený, nejprve vyveze hotovou pružinu z automatu, kde ji obsluha vyjme a přenesení do správného boxu. Dále na pás založí novou a znovu spustí proces. Problémem zde může být správná orientace pružiny na páse a třídění špatných kusů, což klade zvýšené požadavky na obsluhu.



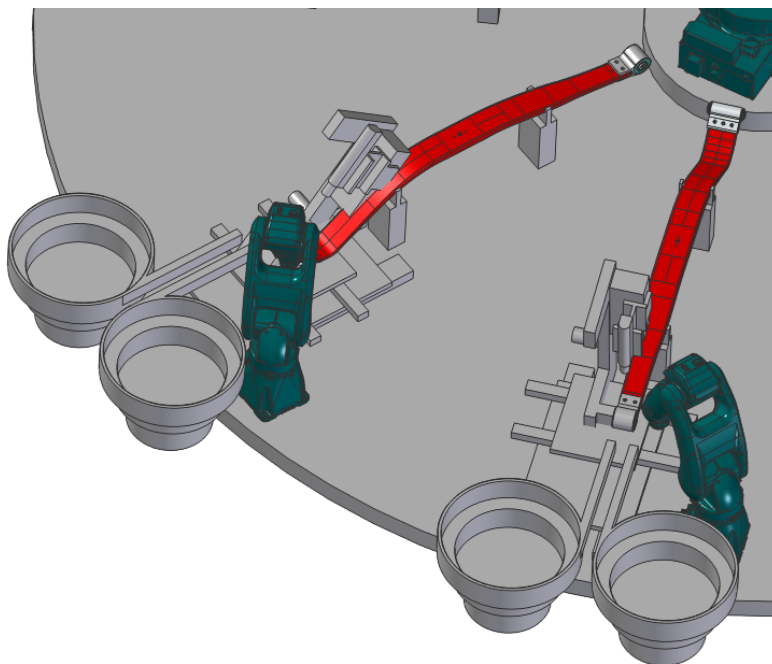
Obr. 57 Pohled na první pozici kruhového schématu s pásovým dopravníkem pro pružinu

3.5.3 Pozice 2 až 9: veškeré montážní úkony

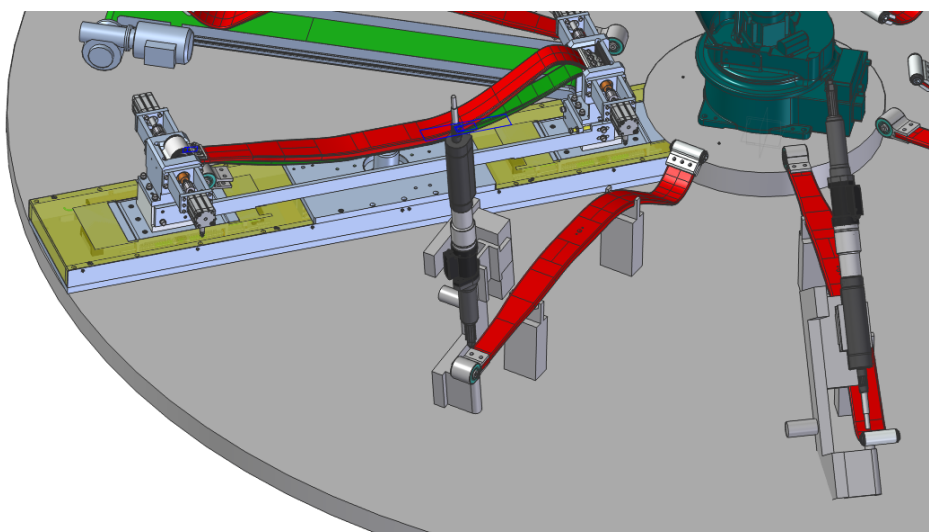
Tyto pozice jsou koncipovány stejně jako u prvního návrhu s tím rozdílem, že montážní úkony (nasazení ok, nasazení šroubů a matic, dotažení matic) se vždy provádí pouze na jedné straně pružiny. Proto je nutné pružinu pro druhou z dvojice pozic otočit vždy o 180 stupňů. Rozmístění pozic můžete vidět na přiložených obrázcích.



Obr. 58 Montážní pozice 1 až 3: nalisování čepu, měření, oboustranné nasazení ok



Obr. 59 Montážní pozice 4 a 5: Nasazení a natočení matic a šroubů



Obr. 60 Montážní pozice 6 až 8: Dotahování šroubů a měření tuhosti

3.6 Závěr k návrhům

První představená varianta vyjadřuje myšlenku rozdělení montážních procesů na rychlejší podprocesy, které se navíc mohou vykonávat současně. Díky velkým zásobníkům na součástky zvládne celý automat obsluhovat jeden člověk, který má navíc minimum příležitostí k vytvoření chyby. Ochranná klec kolem celého stolu zaručí bezpečnost obsluhy, jelikož ani nepřijde do kontaktu s pohyblivými částmi stroje. Zakládání a vykládání pružin do podavačů je také velmi jednoduché a fyzicky nenáročné. Velkou výhodou je také použití množství dílů a sestav ze stávajícího řešení, což ušetří hodně času při konstrukci. Rozměry celé linky dobře zapadají do rozložení výrobní haly a nepřesahují vytyčené rozměry. Nevýhodou této varianty je její cena. Linka je poměrně složitá a skládá se z velkého množství robotů a pohonných mechanismů.

Druhá varianta vychází z velké části z té první a byla vytvořena hlavně na podnět zákazníka, kterého zajímalo, jestli nebude mít lepší finanční zhodnocení. Proto došlo k sjednocení montážních úkonů do méně pozic a snížení času jednoho taktu. Pro obsluhu se koncepčně nic nezměnilo. Výhodou oproti první verzi by měly být menší rozměry, nižší cena a výkon, který se více přiblíží optimálnímu. Jelikož se ale montáž vykonává stále stejným způsobem, nedojde k velké finanční úspoře. Všechny sestavy z první verze zde zůstanou, jen budou upraveny, aby se vešly do jedné pozice.

Třetí varianta ukazuje poněkud „nekonvenční“ řešení, které vychází z projektů, kterých bylo ve firmě vytvořeno mnoho. Otočný stůl má přinést výhodu jednoduché manipulace s výrobkem, malý zástavbový prostor, ergonomické zakládání dílů a mnoho dalších. Tento koncept jsem se snažil aplikovat i na pružiny, což ale některé tyto výhody měnilo na konstrukční problémy. Největší nedostatek u tohoto řešení je manipulace s pružinou, jelikož představený robot má velmi malý výkon vzhledem k montážním časům na pozicích, které jsou zde ještě rychlejší než u prvního řešení. Řešením by bylo vytvoření otočného manipulátoru s devíti místy, se stejným principem jako u první varianty. Otáčení pružiny kolem horizontální i vertikální osy by se však muselo vykonávat přidanou polohovací hlavou na zakládacím místě manipulátoru. **Ve výsledku je tohle řešení velmi složité a drahé. Z těchto důvodů není započítané do výsledné finanční rozvahy.**

4. Ekonomické zhodnocení variant

Pro výběr optimální varianty byla vytvořena následující tabulka výkonu a nákladů na linku. Jsou zde porovnány: **sedmipozicový automat (varianta 1), pětipozicový automat (varianta 2), původní řešení (varianta 4) a upravené původní řešení na poloautomatickou verzi (varianta 3)**. Variantu 3 můžete vidět na obr. 61, 62 a spočívá v přidání manipulátoru mezi současné pracovní stoly AP2 a AP3, čímž odstraní krok přenášení pružin mezi stoly a tím vytvoří poloautomatickou linku, kde obsluha zakládá díly pouze do první stanice AP2 a zbytek operací se již vykoná automaticky. V tabulce je vypočítán roční výkon v závislosti na čase jednoho taktu, který je navíc omezen tzv. OEE (**celková efektivnost zařízení**), neboli faktorem poruchovosti, servisních odstávkách, chyb obsluhy atd. Základním ukazatelem je roční výkon linky, který musí splňovat požadavek zákazníka **180 000 kusů ročně**. Jelikož pětipozicový automat a původní řešení nespĺňuje toto kritérium, je u nich potřeba dále počítat s dvěma linkami (hodnoty v závorkách).

4.1 Kapacitní rozbor variant

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4 (současná)	
Čas cyklu:	60	120	85	120	s/kus
Kusů za minutu (včetně OEE):	0,8	0,4	0,5	0,32	kus/min
Kusů za hodinu:	48	21 (42)	32	19 (38)	kus/hod
Kusů za pracovní směnu:	360	158 (316)	238	144 (288)	kus/směna
Kusů za rok:	270 000	118 000 (236 000)	179 000	108 000 (216 000)	kus/rok
Hodin za pracovní směnu:	7,5	7,5	7,5	7,5	hod
Počet směn:	3	3	3	3	
Pracovní dny za rok:	250	250	250	250	dny
OEE [%]:	80	70	75	65	%
Informativní cena:	791 900	830 400 (1 660 800)	466 800	300000 (600 000)	€

Tabulka 1 Výpočet výkonu variant a jejich informativní cena

Nejvyšší výkon nabízí první verze, k optimálnímu číslu je zase nejbližší třetí provedení. Pětipozicový automat má po zhodnocení dokonce vyšší cenu než sedmipozicová verze. Stávající řešení se dvěma linkami poskytuje dobrý výkon za velmi nízkou cenu zařízení. Jeho nevýhoda se však projeví na mzdových nákladech propočítaných v následující tabulce.

4.2 Finanční rozbor variant

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4 (současná)	
Počet dělníků na lince:	1	2	1	4	
Počet uspořené dělníků:	3	2	3	0	
Ušetřená mzda za rok:	253125	168750	253125	0	€
Ušetřená mzda za 5 let:	1265625	843750	1265625	0	€
Počet uspořené hodin za rok	1875	1333	0	947	hod
Ušetřená mzda obsluhy za rok:	28125	39990	0	56820	€
Ušetřená mzda obsluhy za 5 let:	140625	199950	0	284100	€
Návratnost:	3	8	2	10	let
Zhodnocení za 5 let:	614 350	-617 100	798 825	-315 900	€

Tabulka 2 Mzdové a kapacitní úspory, návratnost a celkové ekonomické zhodnocení variant

4.3 Výpočet mzdových a výkonových úspor oproti současné variantě

Uvedu výpočty hodnot v tabulce pro první verzi.

Uvažuji provoz stroje na 5 let a 5625 pracovních hodin za rok. Mzda pracovníků je 15 €/hod. Počet ušetřených pracovníků je vztažen na stávající provedení ve 2 linkách (4 osoby).

Každá verze potřebuje různý počet obsluh. Z každé ušetřené obsluhy plynou mzdové úspory:

$$\text{Počet uspořenéých dělníků} * \text{počet pracovních hodin za rok} * \text{mzda} = 3 * 5625 * 15 = 253\,125 \text{ €}$$

Kapacitní úspory spočívají ve využití vyšší kapacity stroje, který vyrobí potřebný počet pružin (180 000 kusů ročně) za kratší dobu. Zbytek hodin může obsluha dělat na jiném pracovišti nebo nadvýrobu.

Ušetřené hodiny obsluhy za rok:

$$\frac{\text{Roční kapacita stroje} - \text{Požadovaná roční kapacita}}{\text{Hodinová kapacita stroje}} = \frac{270\,000 - 180\,000}{48} \\ = 1875 \text{ hodin}$$

Ušetřená mzda obsluhy na stroji za rok:

$$\text{Ušetřené hodiny obsluhy za rok} * \text{mzda} = 1875 * 15 = 28125 \text{ €}$$

Návratnost stroje v letech se počítá pouze z ušetřených mzdových nákladů za 5 let.

$$D = \frac{\text{Cena stroje}}{\text{Ušetřená mzda za 5 let} + \text{ušetřená mzda obsluhy za 5 let}} = \frac{791\,900}{1\,265\,625 + 140\,625} \\ = 2,81 \text{ let}$$

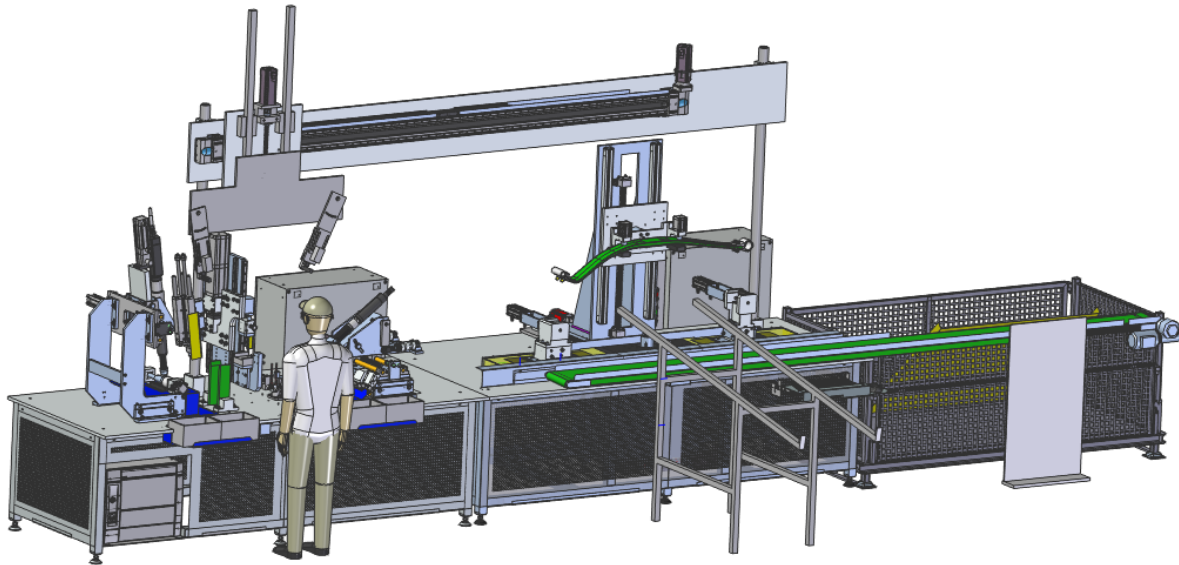
Požadavek zákazníka byla návratnost do 3 let, což tato verze splnila.

4.4 Výběr výsledné varianty

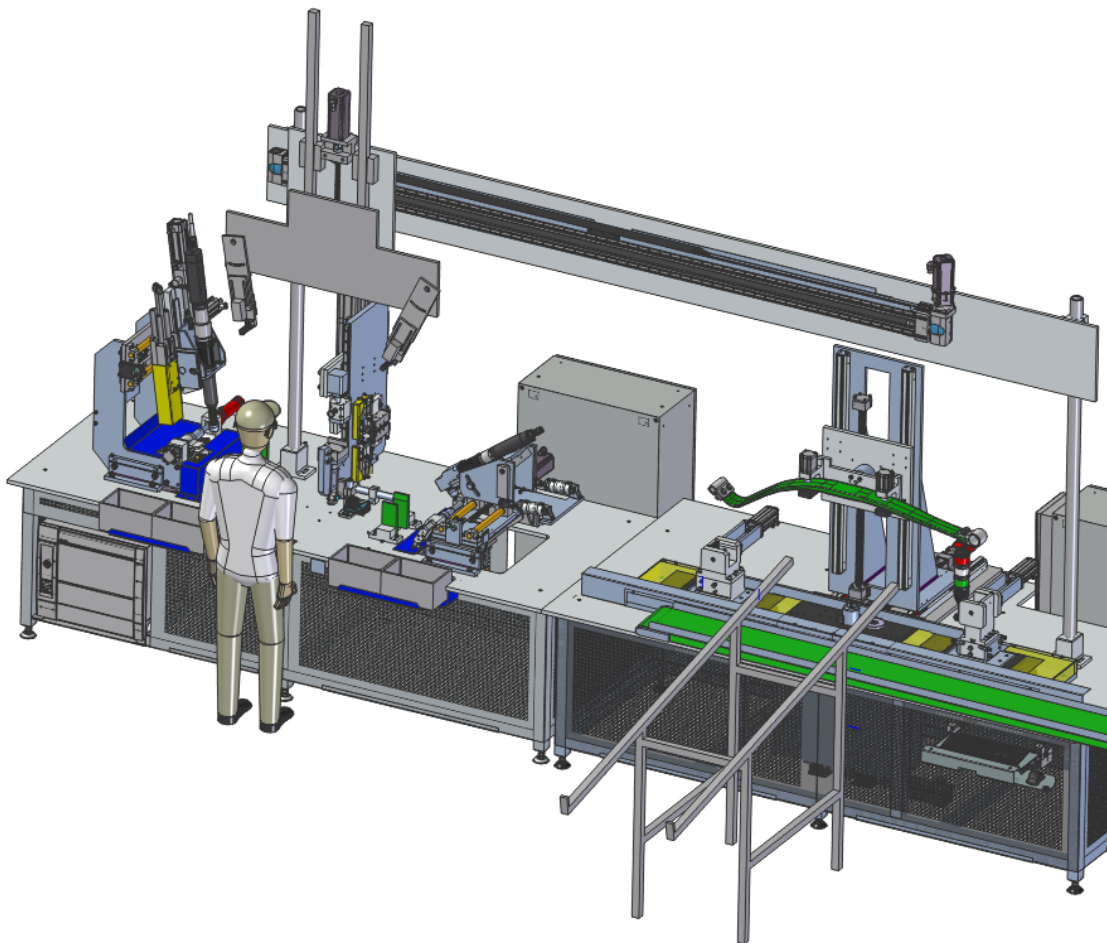
Tabulka 2 ukázala, že pětimístná verze automatické linky je ekonomicky propadající. Kumulace montážních úkonů je konstrukčně náročná a čas pro výrobu jedné pružiny je příliš krátký. Podobný výsledek vykázalo stávající řešení rozšířené o jednu linku. Mzdy pro 4 obsluhy se promítly do návratnosti stroje v délce 10 let.

Naopak ladné hodnoty vykazuje sedmimístná verze automatické linky, ale také úprava stávajícího stolu na poloautomatickou verzi s jednou obsluhou, která má návratnost v délce 1,8 roku s kladným zhodnocením 798 825 eur. Je zobrazena na obr. 61, 62 a vychází ze stávajícího montážního stolu, kde se veškeré díly, včetně pružiny zakládají ručně (z toho důvodu je nazvána poloautomatickou). Byla zařazena do rozvahy na přání zákazníka, který si žádal uvést do nabídky 2 odlišná provedení linek, aby se mohl rozhodnout dle dalších ukazatelů. Výsledná varianta dosud nebyla vybrána, jelikož je zde mnoho proměnných, které nelze započítat do finanční rozvahy. Například výhodou automatické verze je větší flexibilita při přestavbě na jiné druhy pružin, které mohou mít výrazně jiné tvary. Je méně náročná na obsluhu a také mnohem bezpečnější. Největší výhodou je však velká výkonová rezerva stroje. Poloautomatická verze je těsně na hraně požadovaného výkonu. **Na začátku této práce jsme se s konzultantem**

rozhodli, že se budeme držet původního zadání, což je vytvořit plně automatickou verzi stroje s nejvyšší možnou kapacitou. Finanční rozvaha tedy ukázala na sedmimístnou verzi automatické linky.



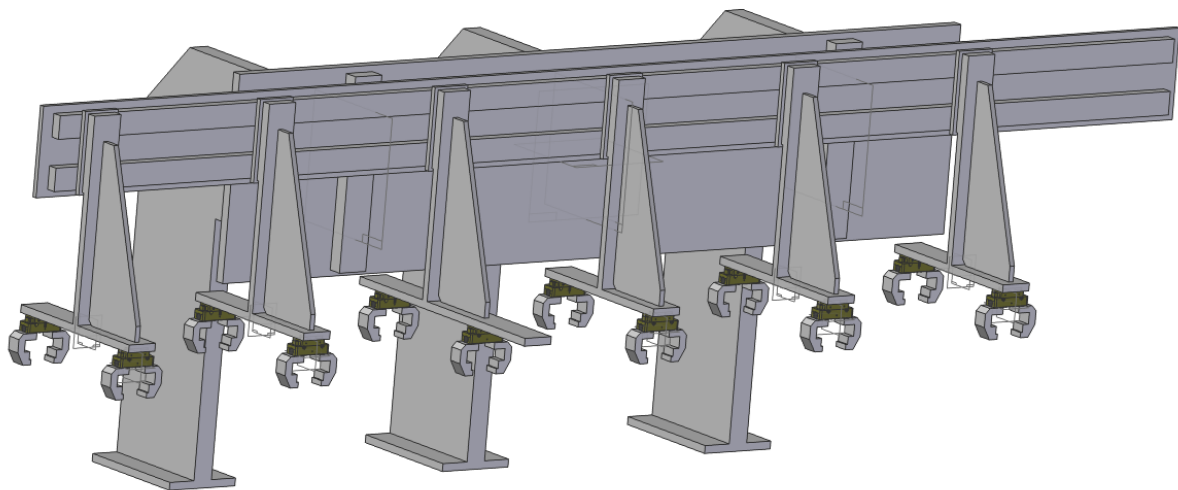
Obr. 61 Izometrický pohled na Variantu 3



Obr. 62 Detail na provedení manipulátoru u Varianty 3

5. Konstrukce manipulátoru

Nejvhodnější variantou, jak z hlediska výkonu, tak z hlediska požadavků zákazníka, se ukázal tento automat. Jeho řešení a blokové navržení jsem již nastínil ve fázi návrhů, proto se v této praktické části zaměřím už pouze na samotnou konstrukci. V rozsahu méj diplomové práce však není možné realizovat konstrukci celé linky, a proto jsem zpracoval jen jeden konstrukční problém (uzel).



Obr. 63 Izometrický pohled na návrh manipulátoru pro pružiny

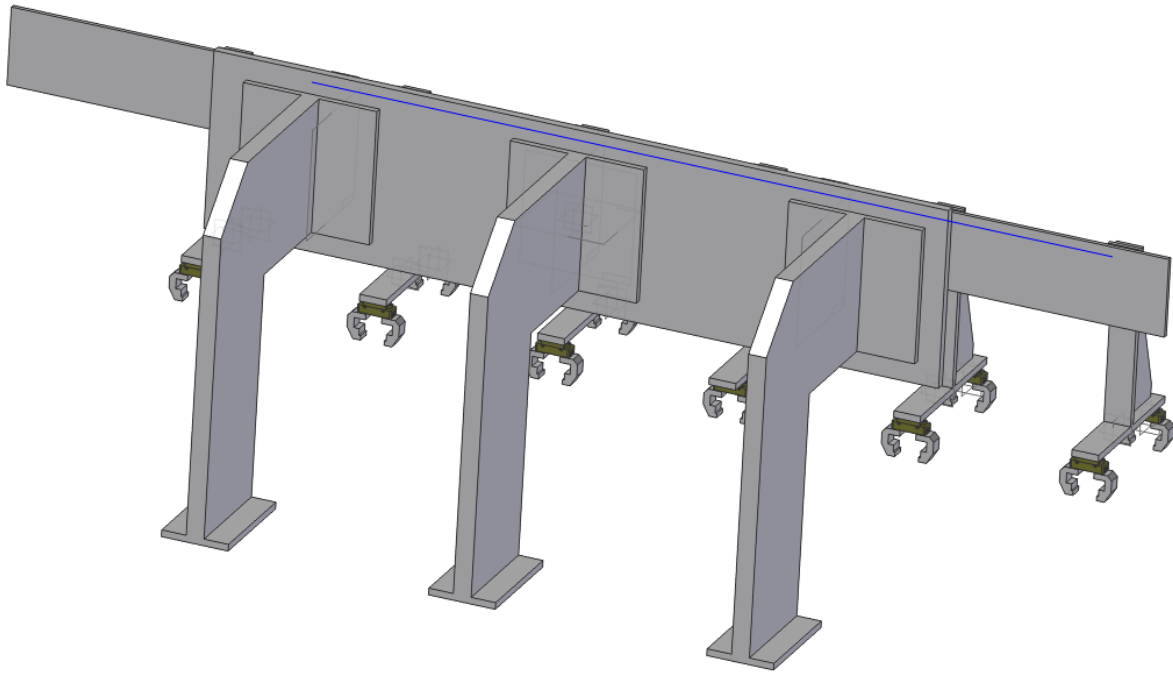
Po dohodě s vedoucím práce a konzultantem ve firmě jsem se rozhodl pro detailní rozpracování manipulátoru, který přesouvá pružiny mezi pracovními pozicemi. Manipulátor ještě nebyl ve firmě zpracován a navíc může být využit v dalších podobných projektech. Pro prvotní rozmístění prvků jsem vycházel z podobného projektu manipulátoru na stabilizátory, ze kterého jsem odvodil koncept a rozmístění důležitých sestav. Prvním bodem bylo tedy navržení nosného rámu.

5.1 Nosný rám

Nejprve jsem zvolil variantu z již použitého řešení, kde jsem pouze upravil rozměry nosných dílů.

5.1.1 Letmé upevnění

Hrubý návrh rámu je sestaven ze tří nosných desek ve tvaru L a jedné příčné desky. Jelikož předpokládaná hmotnost manipulátoru i s pružinami je kolem jedné tuny, musí tyto desky mít tloušťku nejméně 40 mm. V jejich spodní části jsou umístěné podstavy, díky jimž jsou připevněny k základové desce (stolu). Na druhém konci je umístěna další masivní deska, která slouží jako podklad pro horizontální a vertikální vedení i pohon manipulátoru. Pro získání dostatečné tuhosti je však nutné tento rám vybavit i značným množstvím stabilizačních tyčí, profilů a svařenců, které nejsou v tomto návrhu zahrnuty. Rám pak získá značnou hmotnost sám o sobě, což se musí odrazit v úpravě stolu, ke kterému je připevněn.

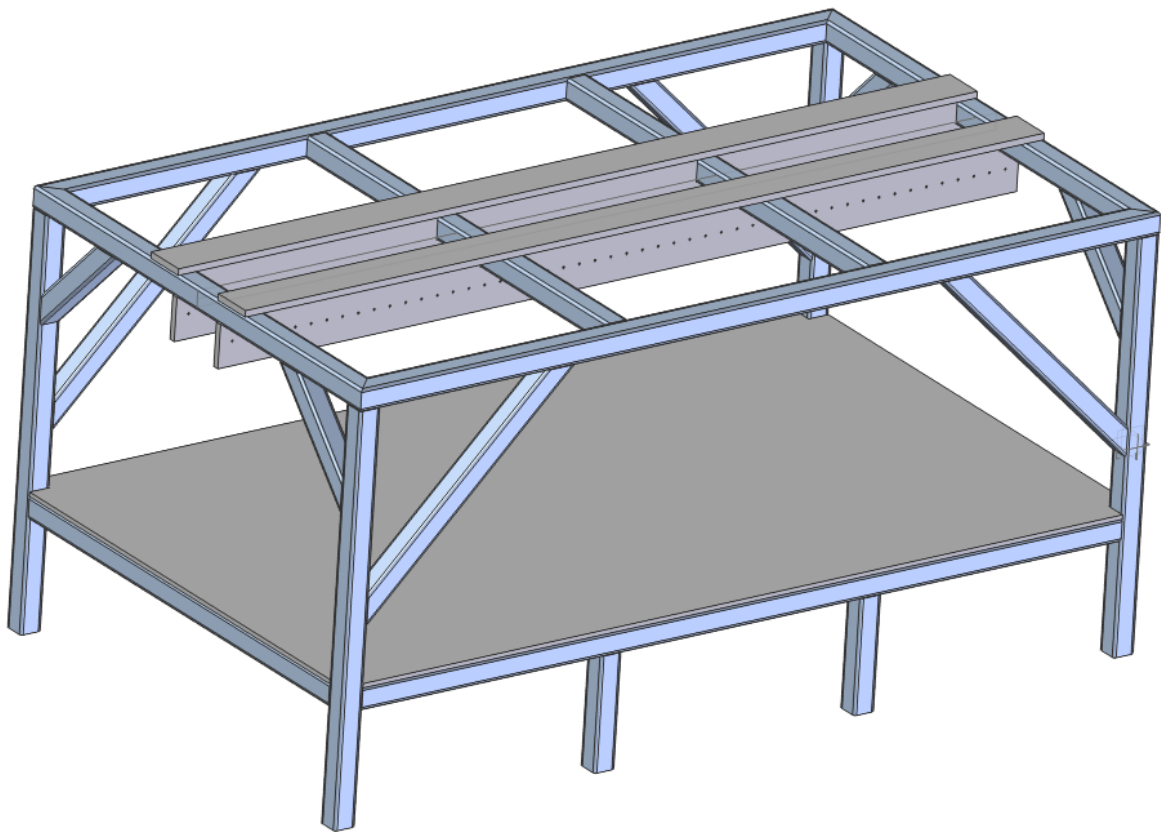


Obr. 64 Nosný rám s letným upevněním manipulátoru

Po umístění do sestavy a několika hrubých propočtech bylo zřejmé, že tato varianta konstrukčně nevyhovuje. Rám by musel být velmi masivní a ukotvený na více místech, aby zvládl cyklické namáhání od dynamických sil. Největší nevýhodou je však umístění nosných L desek, podstav a stabilizujících profilů a tyčí, které kolidují s mnoha prvky v celkové sestavě a bylo by složité je upravovat. Proto jsem přešel k jiné variantě.

5.1.2 Velký nosný rám se středovou konzolí

Z výše uvedených důvodů jsem zvolil jinou konstrukci rámu, která vyhovuje jak pevnostně a tuhostně, tak i z hlediska prostoru pro montážní zařízení a sestavy. Skládá se z klasického rámu, který je navíc vyztužen profily v rozích. Profily jsou čtvercové s velikostí strany 100 mm a tloušťkou stěny 6 mm. Manipulátor nese středová konzole, která je také svařena, a jsou v ní vytvořeny otvory pro upevnění vedení horizontálního posuvu. Veškeré otvory a pracovní plochy jsou obrobeny až po svaření celého rámu. Ve spodní části rámu je také umístěna velká základní deska pro jednoduché upevnění montážních zařízení. Tím se vytvoří jednotný výrobní stroj v jednom rámu včetně manipulátoru. Dále při kompletaci linky se na tento rám umístí také bezpečnostní prvky, oplechování a senzory, které zajistí, že se nic nedostane do pracovního prostoru.



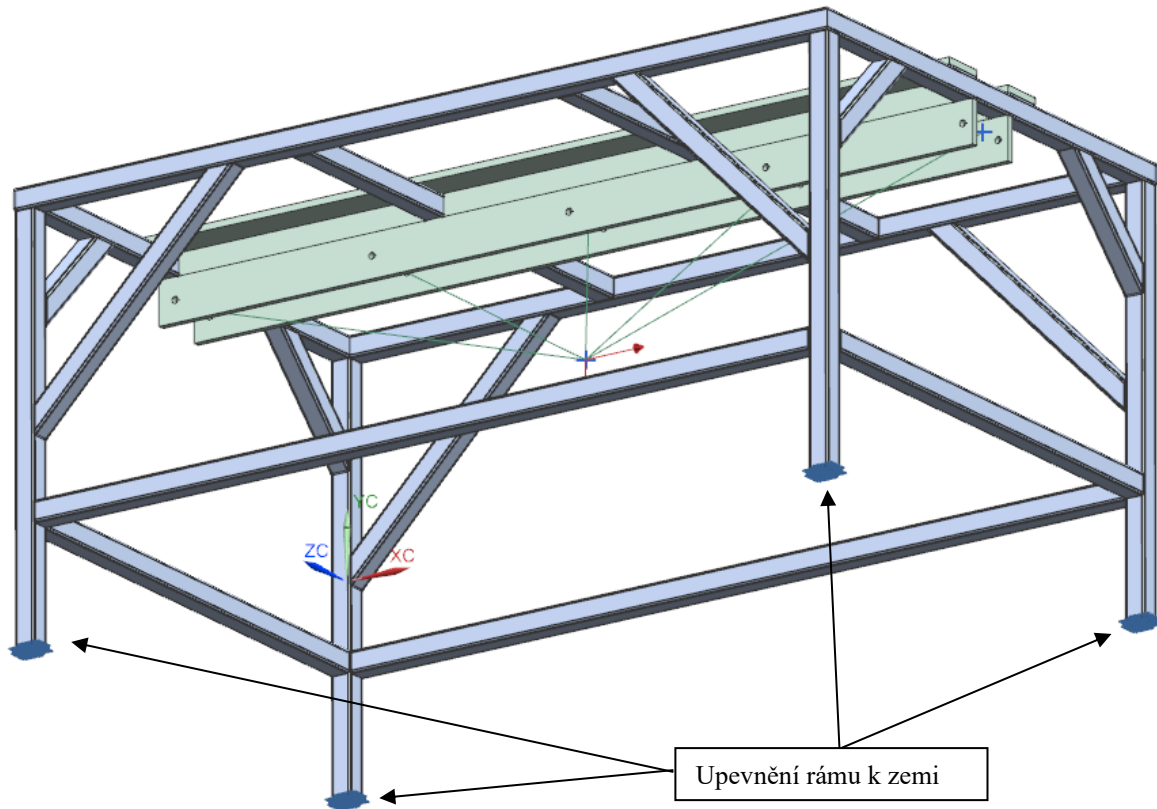
Obr. 65 Izometrický pohled na velký nosný rám se středovou konzolí, kde bude umístěn manipulátor

5.2 FEM analýza velkého rámu

Rám musí vyhovovat jak pevnostně, tak tuhostně. Nesmí se objevit místa s napětím vyšším než mezním a nemůže dojít k rozkmitání rámu při pohybu manipulátoru. Proto jsem vytvořil pevnostní analýzu, která simuluje zatížení rámu při nouzovém zastavení pohonů, kdy dynamické síly jsou největší. Začal jsem odebráním stupňů volnosti rámu.

5.2.1 Upevnění rámu

Stupně volnosti jsem odebral plochám, kterými rám dosedá na zem. Tyto plochy budou ve skutečnosti přišroubované k zemi šrouby přes podstavce. Z toho důvodu jsem odebral všechny stupně volnosti, jelikož se rám nikam nemůže posunout ani natočit.



Obr. 66 Zobrazení ploch rámu, kterým jsou odebrány všechny stupně volnosti

5.2.2 Zatížení rámu

Rám je namáhán tíhou manipulátoru, ale i značnými dynamickými silami vznikajícími při pohybu manipulátoru. Jak jsem již uvedl, tyto účinky jsou uvažovány největší při nouzovém zastavení stroje. **Hmotnost manipulátoru jsem uvážil hrubým odhadem na 1500kg.**

Výpočet zrychlení při nouzovém zastavení za **100 ms z rychlosti 300 mm/s:**

$$a_z = \frac{v}{t} = \frac{0,3}{0,1} = 0,3 \text{ m/s}^2$$

Výpočet vertikálního zatížení:

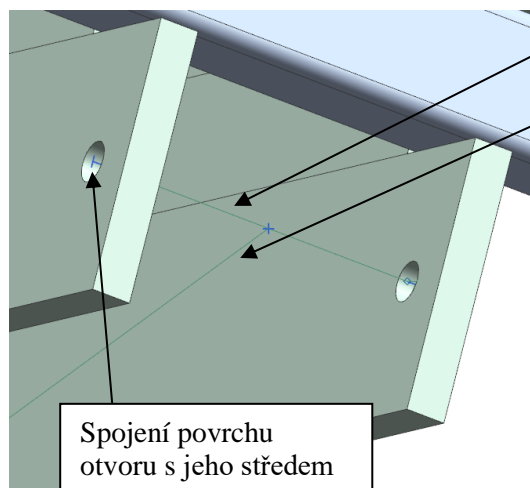
$$F_v = m_m * g + m_m * a_z = 1500 * 9,81 + 1500 * 3 = 19215 \text{ N}$$

m_m – hmotnost manipulátoru

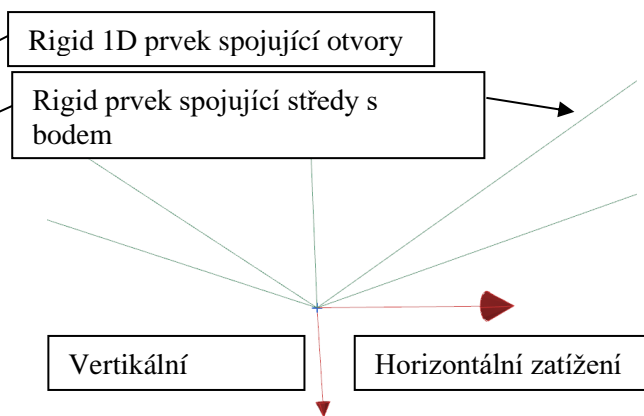
Výpočet horizontálního zatížení:

$$F_h = m_m * a_z = 1500 * 3 = 4500 \text{ N}$$

Abych mohl aplikovat zatížení v alespoň trochu relevantním místě, musel jsem vytvořit pomocnou geometrii pomocí tzv. „rigid“ prvků, které jsou absolutně tuhé, takže pouze přenášejí toto zatížení. Připevnění manipulátoru k rámu jsem simuloval otvory v místech, kde bude umístěno vedení. Elementy na povrchu těchto otvorů jsem pomocí rigid prvku RBE3 svázel se středovými úsečkami otvorů. Tyto úsečky jsem stejnými prvky spojil tak, že si místo nich můžeme představit dokonale tuhous tyč, která je provlečená sousedními otvory. Středys těchto „tyčí“ jsem navázal na středový bod, který simuluje těžiště manipulátoru, a jsou sem umístěny zatěžující síly.

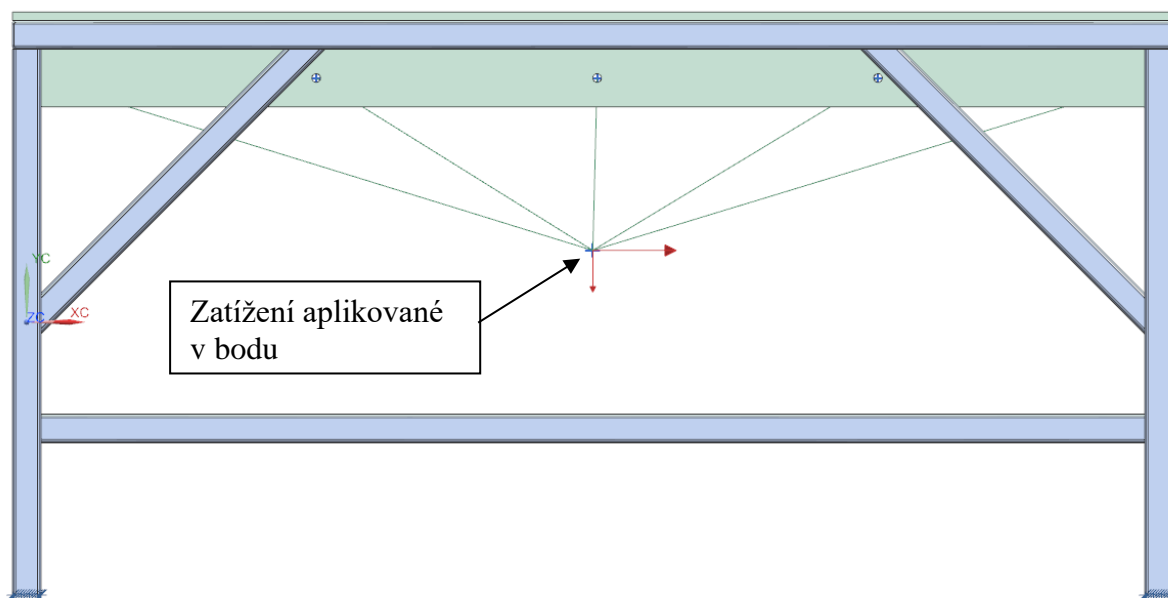


Obr. 67 Detail na umístění 1D prvků v rámu



Obr. 68 Detail spoje rigid prvků a bod, ve kterém je umístěno zatížení

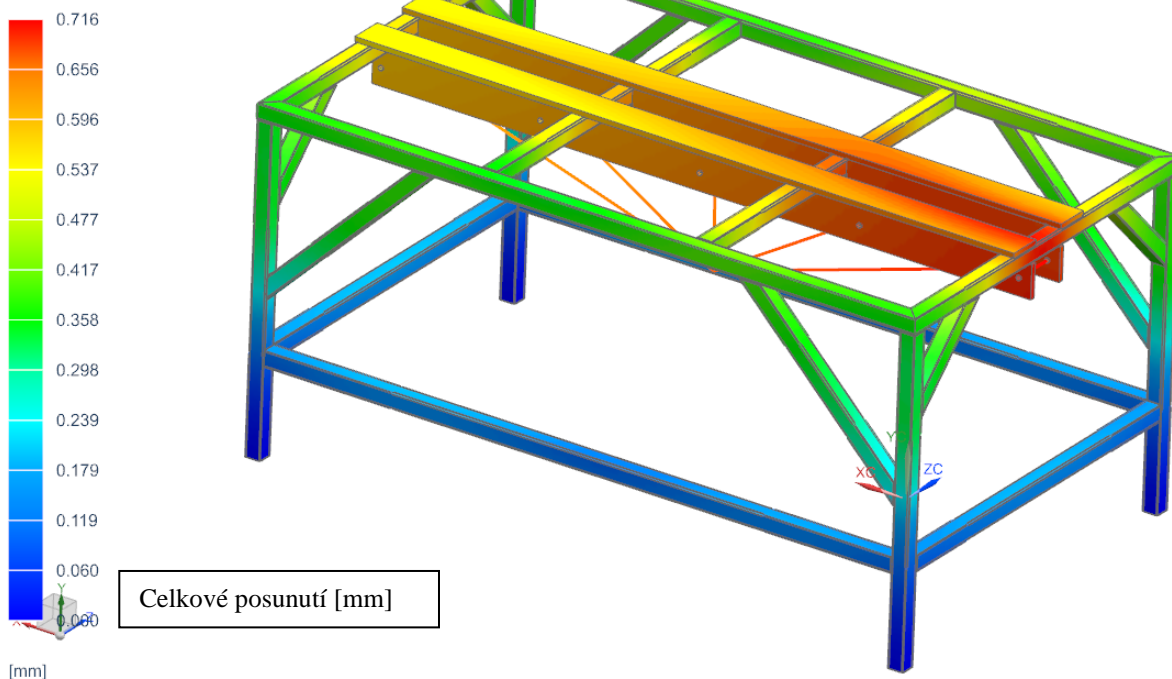
Tíha manipulátoru samozřejmě bude rozložena do více míst, pro určení pevnosti rámu však postačí tato simulace. Umístění bodu, ve kterém se nachází zatížení, je vidět z následujícího obrázku.



Obr. 69 Boční pohled na celý rám se zobrazeným bodem zatížení

5.2.1 Výsledky FEM analýzy

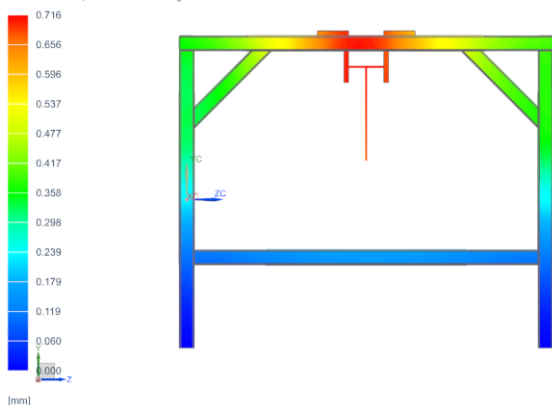
420-06_Haupt_Rahmen_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.716, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



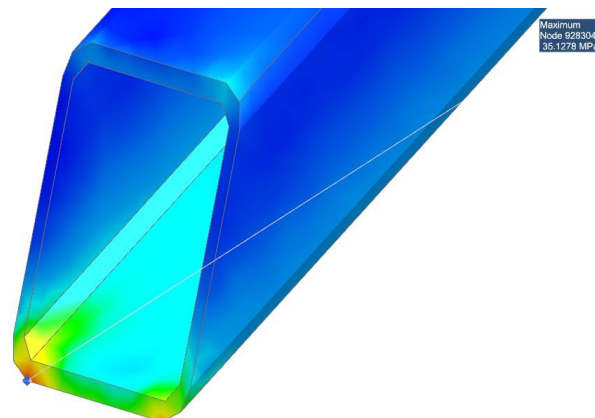
Obr. 70 Izometrický pohled na celkové posunutí rámu [mm]

Posunutí odpovídá způsobu zatížení a je největší v místě, kde se konzole opírá o rám. Maximální posunutí (prohnutí) 0,716 mm je v rámci celkových rozměrů zanedbatelné.

420-06_Haupt_Rahmen_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.716, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



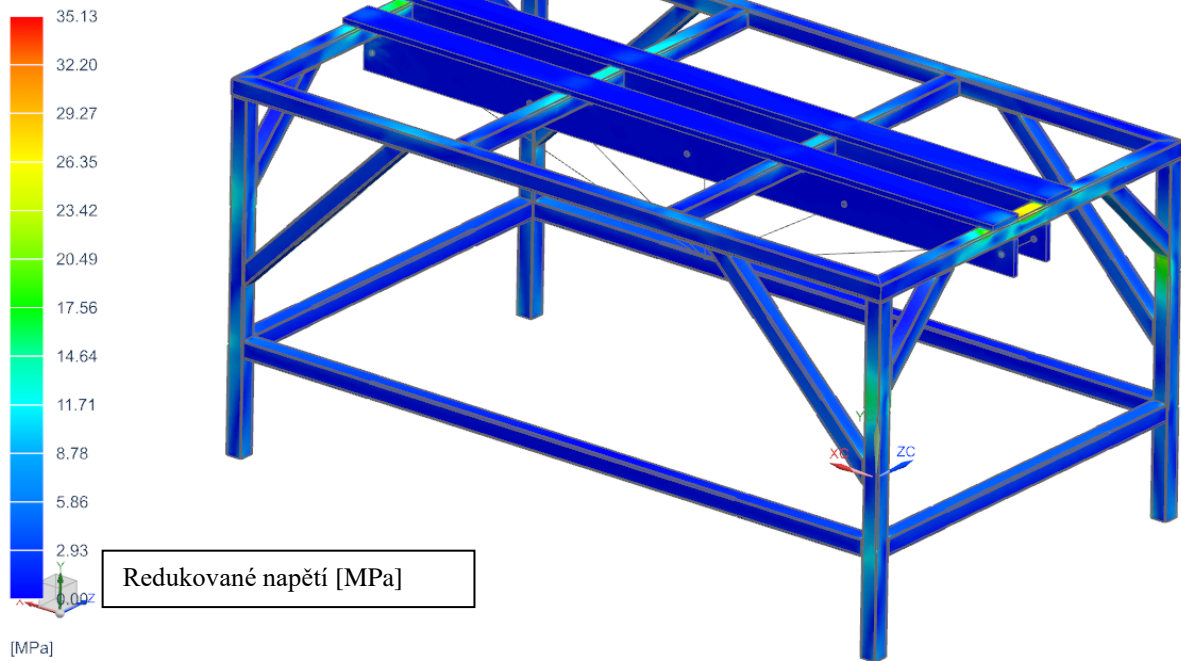
Obr. 71 Boční pohled na celkové posunutí rámu



Obr. 72 Detail na místo největšího napětí

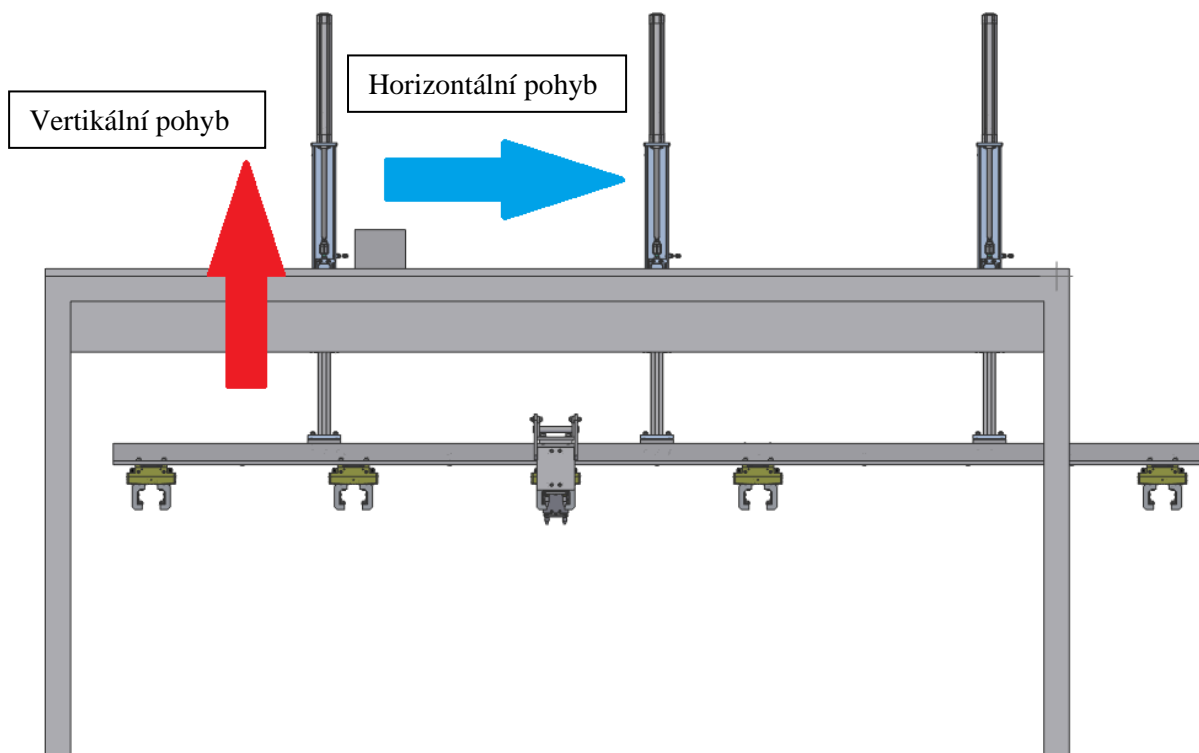
Maximální napětí se nachází na hraně menší podpěry, která ale ve skutečnosti bude v tomto místě svařená, proto můžeme usoudit, že se jedná pouze o lokální špičku. Napětí má navíc pouze hodnotu 38 MPa, což nedosahuje na mez kluzu použité oceli. Rozmístění napětí po zbytku rámu je rovnoměrné a nevytváří žádné jiné špičky nebo koncentrátoři.

420-06_Haupt_Rahmen_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 35.13, Units = MPa
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 73 Rozložení redukovaného napětí podle metody Von Mises na celém rámu [MPa]

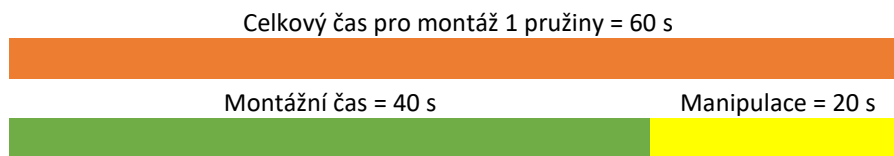
5.3 Rozbor rychlostí pohybů



Obr. 74 Boční pohled na hrubý návrh manipulátoru se zobrazením horizontálního a vertikálního pohybu

Než jsem začal s navrhováním pohonů, a vedení bylo nutné spočítat potřebné rychlosti a zrychlení pro splnění časových požadavků na manipulaci. Je potřeba znát dráhy, po kterých se pružina pohybuje. Ty jsem zvolil podle již vytvořeného konceptu manipulátoru a usoudil, že budu používat stejné, nebo podobné. Dále známe celkový čas pro manipulaci, ale neznáme časy jednotlivých pohybů. Z toho důvodů jsem z hrubých výpočtů uvažoval **rychlost 300 mm/s a zrychlení 1 m/s²**. Následuje tedy kontrolní výpočet všech časů, který nám ukáže, zda tato rychlost vyhovuje časovému oknu pro manipulaci.

Celkový čas pro manipulaci:



Tabulka 3 Grafické zobrazení časového okna pro manipulaci

Jelikož se jedná o základní výpočty času z dráhy, rychlosti a zrychlení, nastínil jsem pouze první výpočet a následně vytvořil přehlednou tabulku pro zbylé hodnoty.

Čas zrychlení na požadovanou rychlost při vertikálním pohybu:

$$t_1 = \frac{v}{a} = \frac{0,3}{1} = 0,3 \text{ s}$$

v – rychlost vertikálního pohybu
 a – zrychlení vertikálního pohybu

Dráha, která se přitom urazí:

$$s_1 = v_0 * t_1 + \frac{1}{2} * a * t_1^2 + s_0 = 0 + \frac{1}{2} * 1 * 0,3^2 + 0 = 0,045 \text{ m} = 45 \text{ mm}$$

v_0 – počáteční rychlost
 s_0 – počáteční dráha

Dráha rovnoměrného pohybu:

$$s_2 = s_v - 2 * s_1 = 0,3 - 2 * 0,045 = 0,21 \text{ m}$$

s_v – dráha celého vertikálního pohybu

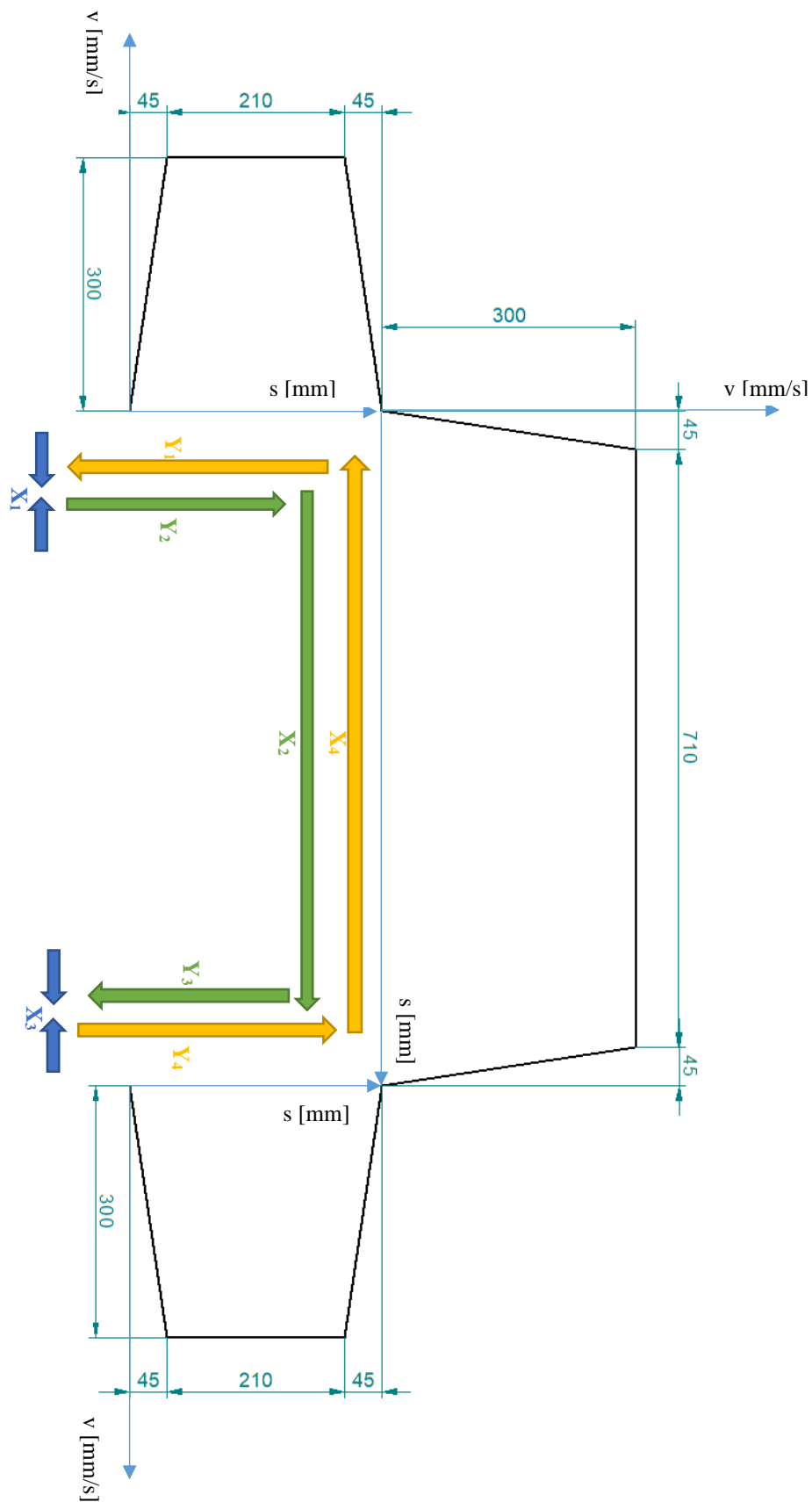
Čas rovnoměrného pohybu:

$$t_2 = \frac{s_2}{v} = \frac{0,21}{0,3} = 0,7 \text{ s}$$

Tabulka pohybů s určenými časy:

Pohyb	Část pohybu	Čas [s]
Vertikální pohyb	Zrychlení	0,3
	Rovnoměrný pohyb	0,7
	Zpomalení	0,3
	Celkový čas	1,3
Horizontální pohyb	Zrychlení	0,3
	Rovnoměrný pohyb	2,7
	Zpomalení	0,3
	Celkový čas	3,3
Sevření pružin kleštinami	Celkový čas	1

Tabulka 4 Časy jednotlivých pohybů



Obr. 75 Schéma rychlostí manipolátoru v závislosti na jeho dráze, zobrazení jednotlivých pohybů, které manipolátor musí vykonat

Celkový čas je součtem časů všech dílčích pohybů:

$$t_c = Y_1 + X_1 + Y_2 + X_2 + Y_3 + X_3 + Y_4 + X_4 = 4 * t_v + 2 * t_h + 2 * t_s \\ = 4 * 1,3 + 2 * 3,3 + 2 * 1 = \mathbf{13,8 s}$$

t_v – celkový čas vertikálního pohybu

t_h – celkový čas horizontálního pohybu

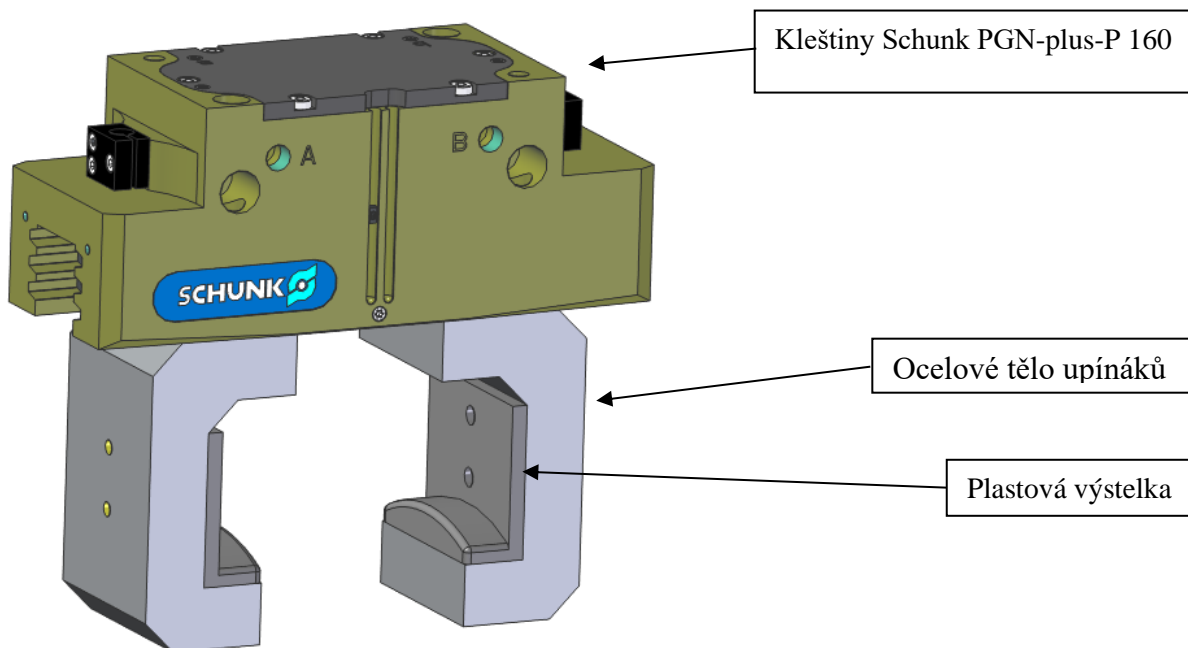
t_s – celkový čas sevření kleštinami

Výsledný čas je menší než dostupný čas pro manipulaci s pružinou, proto navržená rychlost a zrychlení **vyhovuje**. Pro splnění 20 sekund (manipulační čas) by dokonce vyhovovala rychlost pohybu 200 mm/s, avšak je výhodné ponechat určitou výkonovou rezervu stroje pro pokrytí nečekaných oprav, prostojů a chyb.

Všechny následné pohony, vedení a konstrukce jsou konstruovány na rychlost 300 mm/s a zrychlení 1 m/s².

5.4 Uchycení BZF

Konstrukci samotného manipulátoru jsem začal u pružin, kde všech 5 pružin musí být zvednuto najednou a přesunuto o stejnou vzdálenost na další pracoviště. Jak už jsem naznačil v návrhu, převrácení pružiny na posledním pracoviště zajišťuje jiný manipulátor, proto jedna pozice na mém manipulátoru není obsazena. Uchopení pružiny probíhá pomocí pneumatických kleštin od firmy Schunk s označením PGN plus P, které mají velmi rychlý pohyb, velkou svěrnou sílu a dostatečný zdvih pro bezpečné sevření pružin. Je také nutné, aby vedení kleštin vydrželo v situaci, kdy se pružina zasekne v pracovní pozici a elektromotor začne zvedat. Proto jsem nakonec zvolil typ **PGN-plus-P 160**. Dále jsem vytvořil samotné uchopovací prsty, které samozřejmě musí být dimenzované na stejnou situaci. Skládají se z ocelového těla a plastové výstelky, aby nedošlo k poškození nebo otláčení pružiny při sevření. Výstelka se může při opotřebení kdykoliv vyměnit.



Obr. 76 Pneumatické kleštiny Schunk PGN-plus-P 160

Parametry kleštin:

Zdvihy na jednu čelist [mm]	16	Max. přípustná délka prstu [mm]	245
Zavírací síla [N]	2500	Max. přípustná hmotnost každého prstu [kg]	3.8
Otevírací síla [N]	2800	Třída ochrany IP	40
Uzavírací síla (u prstů o délce 0 mm) [N]	2650	Min. okolní teplota [°C]	5
Otevírací síla (u prstů o délce 0 mm) [N]	3000	Max. okolní teplota [°C]	90
Hmotnost [kg]	3	Zopakovat přesnost [mm]	0.01
Doporučená hmotnost obrobku [kg]	12.5	Délka X [mm]	192
Spotřeba kapaliny u dvojitého zdvihu [cm ³]	200	Šířka Y [mm]	72
Min. provozní tlak [bar]	2.5	Výška Z [mm]	77
Max. provozní tlak [bar]	8	Max. moment M _x [Nm]	190
Jmenovitý provozní tlak [bar]	6	Max. moment M _y [Nm]	180
Min. tlak vzduchového čištění [bar]	0.5	Max. moment M _z [Nm]	200
Max. tlak vzduchového čištění [bar]	1	Max. axiální síla F _z max. [N]	10000
Doba otevření [s]	0.1		
Doba zavření [s]	0.1		

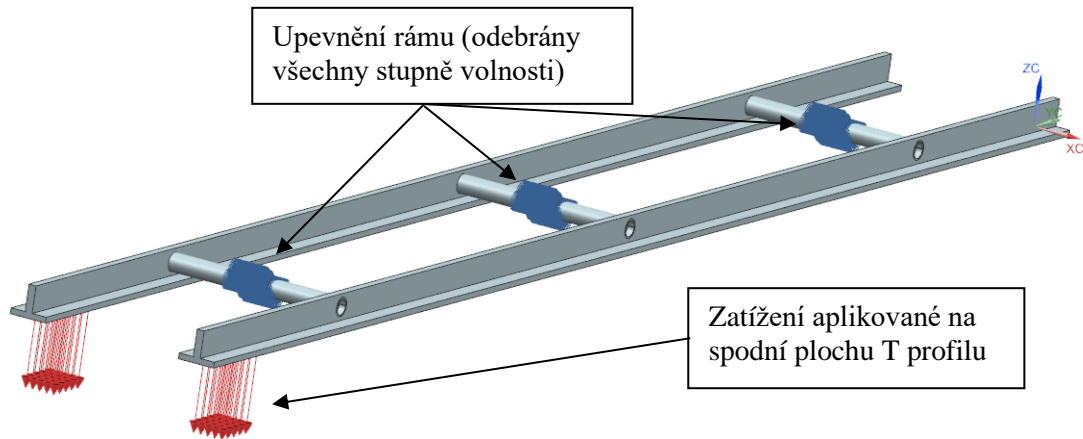
Obr. 77 Tabulka parametrů kleštin Schunk [3]

5.4.1 Podélný rám pro upevnění kleštin

Tento rám jsem z počátku chtěl vytvořit z několika ocelových profilů, které by se svařily dohromady, avšak lepší řešení nabídl pevnostní hliník Al 7071, který se ve firmě používá pro vysoce namáhané konstrukce, kde musíme dbát na malou hmotnost. Rám je vytvořen ze dvou dlouhých desek sešroubovaných dohromady vytvářejících T profil, který je vhodný pro ohyb. Na profil se také jednoduše přišroubují kleštiny. Tyto dva stejné profily jsou příčně spojeny na třech místech obráceným T profilem, který dále slouží k připevnění na spodní konec hřebenu. Rozměry profilu jsem zjistil z jednoduché FEM analýzy.

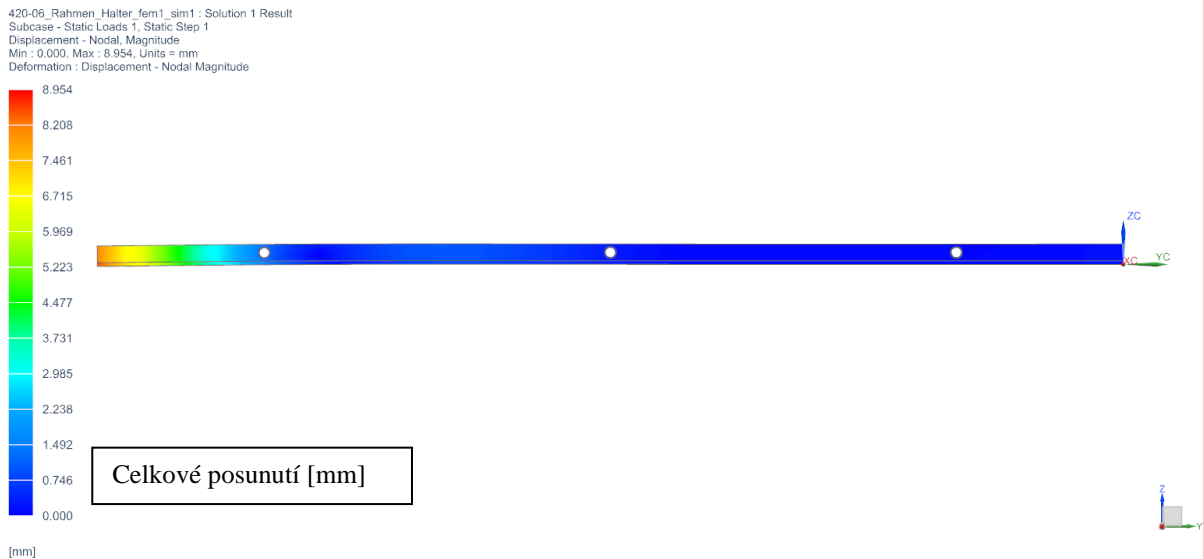
5.4.1.1 FEM analýza rámu pro kleštiny

Abych ověřil vhodně zvolené rozměry rámu, vytvořil jsem jednoduchou FEM analýzu na kritický stav stroje. Dojde k zaseknutí pružiny v krajní pozici a motor začne zvedat nahoru. V tomto případě jsem použil ještě původní svařovaný rám s podélným T profilem a trubkovým příčnickem.

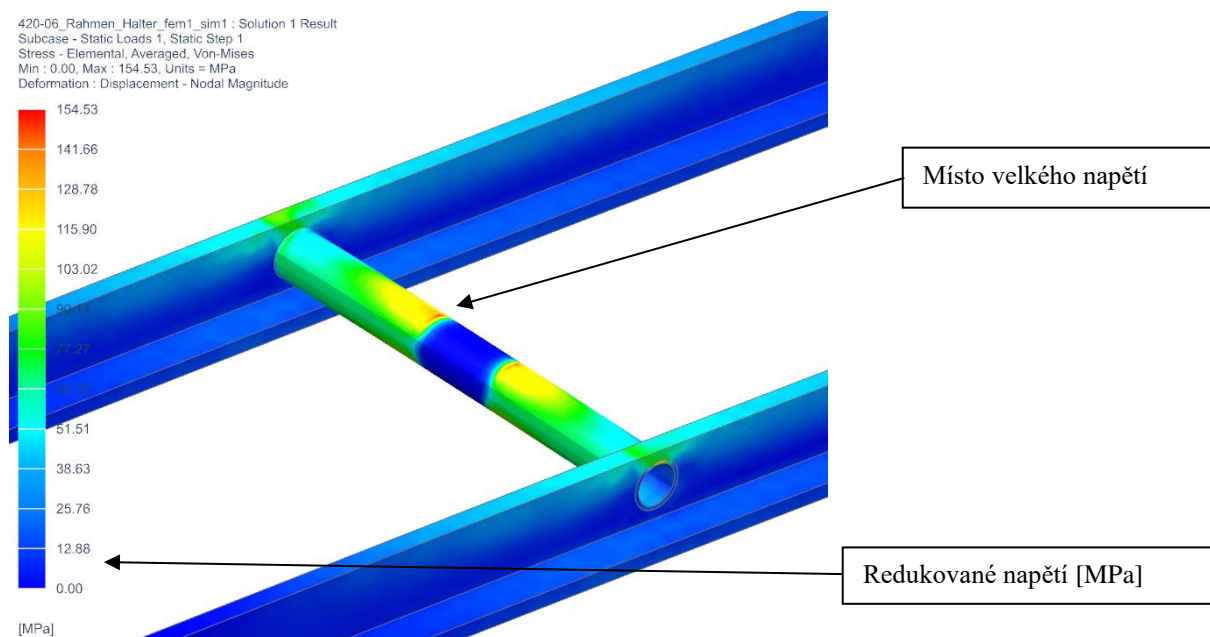


Obr. 78 Zobrazení uchycení a zatížení rámu ve FEM analýze

5.4.1.2 Výsledky analýzy rámu pro kleštiny

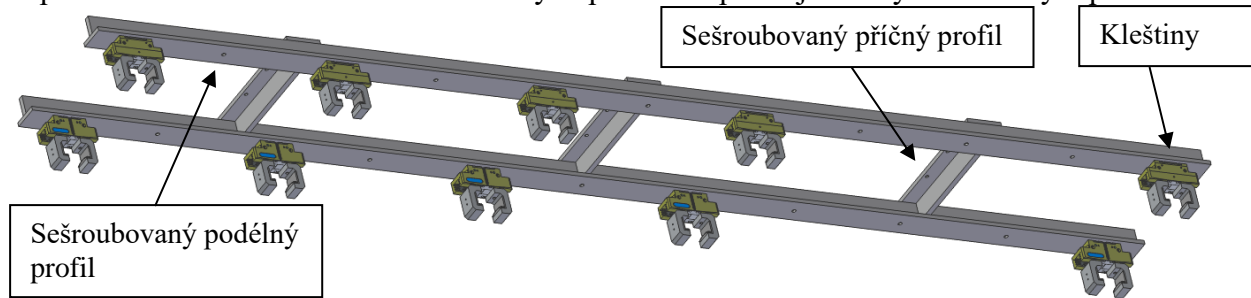


Obr. 79 Rozložení celkového posunutí rámu pro kleštiny [mm]



Obr. 80 Detail na místo s vysokým napětím v analýze redukovaného napětí podél rámu na kleštiny [MPa]

Maximální prohnutí činí 9 mm, což je na výjimečný stav ještě v pořádku. Poměrně velké napětí se však nachází v místě napojení příčnicku (trubky) na hřeben. Proto jsem tento příčník uzpůsobil skládané konstrukci z hliníkových profilů. T profil je se svými rozměry v pořádku.



Obr. 81 Izometrický pohled na hotový rám i s kleštinami

5.5 Vertikální pohyb

Pro tento pohyb jsem zvolil převod pastorek – hřeben. Samozřejmě první se zde nabízí pneumatika nebo hydraulika, ty jsem však vyřadil z důvodu zbytečné složitosti a vysoké ceny. Pneumatické válce by zde musely být použity nejméně tři a s tím zde vzniká problém řízení válců, popřípadě funkčnost stroje při poruše jednoho válce. Mechanický pohon tyto problémy eliminuje tím, že všechny pastorky jsou propojeny přes hřídel a poháněny jedním elektromotorem. Tento motor se jednoduše ovládá a při poškození zastaví všechny hřebeny v jednom místě.

Pneumatický pohon jsem však zde použil jako určité protizávaží. Je nutné si uvědomit, že pružiny upevněné v rámu mají poměrně velký podíl na celkové zvedané hmotnosti. Při pohybu dolů zde motor tuto hmotnost jenom brzdí. Proto zde vyvstala myšlenka, že by velká většina hmotnosti byla nesená pneumatickými válci, které by byly připojeny na vzdušník s potřebným tlakem a tento tlak by nadlehčoval zvedané břemeno při pohybu dolů i nahoru. Není zde potřeba vysokotlakých čerpadel, jelikož tlak v tomto pneumatickém okruhu (s dostatečně velkým vzdušníkem) bude relativně stejný. Elektromotor bude zvedat nebo brzdit pouze malý zlomek celkové tíhy. S konzultantem jsme zvolili **půlku váhy 5 pružin + veškeré trvale zvedané břemeno (rám, kleštiny, hřeben)** jako vhodnou hmotnost nesenou tlakem vzduchu. Podle následného výpočtu jsem zvolil velikost válce, výkon motoru a převodovky.

5.5.1 Výpočet pneumatického válce

Zvedaná hmotnost:

$$m_1 = \frac{m_p}{2} + m_t = \frac{50}{2} + 173,6 = 198,6 \text{ kg}$$

m_p – hmotnost pružin

m_t – trvale zvedaná hmotnost (rám, kleštiny, hřeben)

Potřebná síla:

$$F_v = m_1 * g = 9,81 * 198,6 = 1948,3 \text{ N}$$

g – gravitační zrychlení

Dynamická síla od této hmotnosti je započítána až do potřebné síly elektromotoru, jelikož je v skutečnosti velmi proměnlivá.

Velikost válce při tlaku ve vzdušniku 5 bar:

$$P = \frac{F}{S}$$
$$S = \frac{F}{P} = \frac{F_v}{P_v} = \frac{1948,3}{500000} = 0,0039 \text{ m}^2$$

P_v – tlak ve vzdušniku

F_v – potřebná síla

V sestavě jsou 3 tyto válce:

$$S_v = \frac{S}{3} = \frac{0,0039}{3} = 0,0013 \text{ m}^2$$

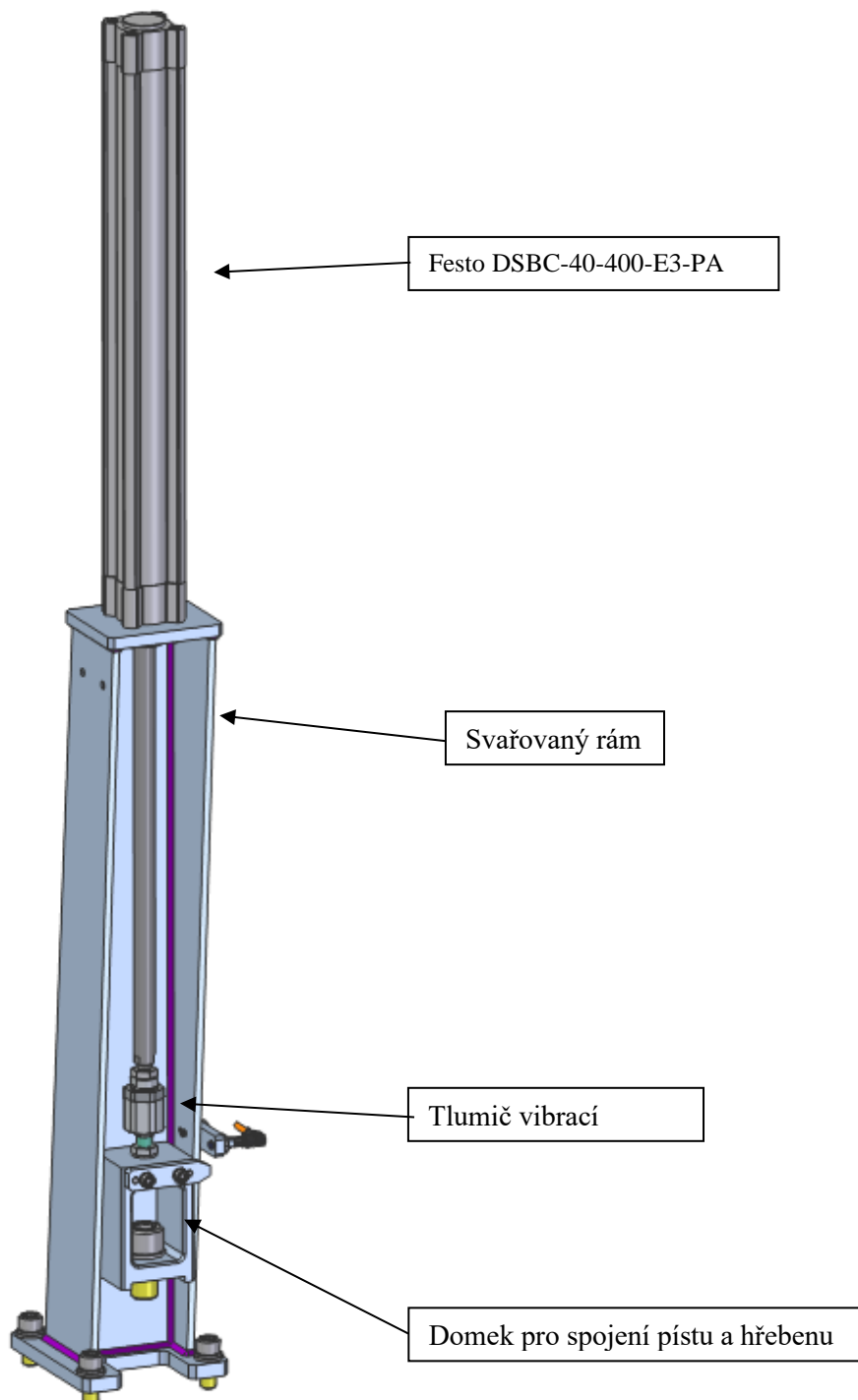
S_v – plocha pístu válce

$$r = \sqrt{\frac{S_v}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,0013}{\pi}} = 0,020 \text{ m} = \mathbf{20 \text{ mm}}$$

r – poloměr pístu válce

Zdvih válce je daný potřebným zdvihem při vertikálním pohybu. Zvolil jsem: **FESTO DSBC-40-400-E3-PA**

Osa válce se musí shodovat s osou hřebenu, proto je válec umístěn ještě nad samotnou hřebenovou převodovkou. Válec podepírá vysoký svařený rám, který je přišroubován na tělo převodovky. Mezi pístem a hřebenem je umístěn ještě tlumič vibrací, který tlumí rázy vzniklé při odvalování pastorku po hřebenu.



Obr. 82 Pohled na celou sestavu podpůrného rámu, který drží válec nad hřebenovou převodovkou

5.5.2 Objem vzdušníku

Válce používají stálý objem vzduchu, který je uchován ve vzdušníku. Ten je třeba zvolit tak, aby změna tlaku při pohybu pístu dolů byla procentuálně malá. Kdyby docházelo k příliš velkému nárůstu tlaku, negativně by se to projevilo na spotřebě proudu elektromotoru.

Vybral jsem největší vzdušník v nabídce Festo a zkontroloval jsem jeho změnu tlaků. Uvažoval jsem uvedený tlak 5 bar v pozici, kdy je píst úplně zasunutý.

Výpočet objemu pracovních válců:

$$V_v = \pi * r^2 * v = \pi * 0,02^2 * 0,4 = 0,0005 \text{ m}^3$$

r – průměr válce

v – výška válce

Celkový objem (válce + vzdušník):

$$V_c = 3 * V_v + V_{vzd} = 3 * 0,0005 + 0,02 = 0,0215 \text{ m}^3$$

V_v – objem válce

V_{vzd} – objem vzdušníku

Hustota vzduchu při daném tlaku:

$$\rho_v = \frac{p}{R * T} = \frac{500000}{287 * 293} = 5,94 \text{ kg/m}^3$$

p – tlak v soustavě

R – plynová konstanta vzduchu

T – pokojová teplota

Hmotnost vzduchu v daném objemu:

$$m_v = \rho_v * V_c = 5,94 * 0,0215 = 0,13$$

Objem, který stlačí píst:

$$V_s = \pi * r^2 * v_s = \pi * 0,02^2 * 0,3 = 0,00038 \text{ m}^3$$

v_s – výška stlačeného válce

Celkový objem po stlačení pístu:

$$V_{cs} = V_c - 3 * V_s = 0,0215 - 3 * 0,00038 = 0,02036 \text{ m}^3$$

Hustota vzduchu po stlačení:

$$\rho_s = \frac{m_v}{V_{cs}} = \frac{0,13}{0,02036} = 6,38 \text{ kg/m}^3$$

Výsledný tlak po stlačení:

$$p_{vs} = \rho_s * R * T = 6,38 * 287 * 293 = 536926 \text{ Pa}$$

Procentuální podíl změny tlaků:

$$Z = \left(1 - \frac{p_{vs}}{p}\right) * 100 = \left(1 - \frac{536926}{500000}\right) * 100 = 6,9 \%$$

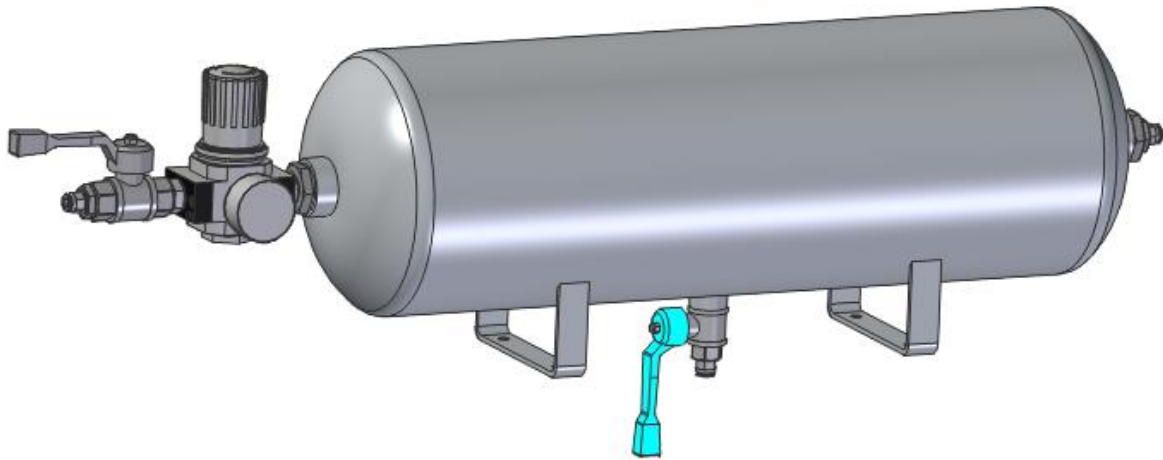
Z posledního výsledku vidíme, že stlačení způsobí **navýšení tlaku o 6,9 %**, což je dostatečně malá hodnota, která výrazně nezasáhne do celkového rozvržení sil pohonu.

Volíme tedy vzdušník: **Festo CRVZS-20**

Technické údaje							
typ	CRVZS-0.1	CRVZS-0.4	CRVZS-0.75	CRVZS-2	CRVZS-5	CRVZS-10	CRVZS-20
připojení pneumatiky	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{4}$		G $\frac{1}{2}$	G1		
připojení odpouštění kondenzátu	–				G $\frac{3}{8}$		
upevnění	přídržné svorky			průchozími dírami			
montážní poloha	libovolná				odpouštění kondenzátu dolů		
objem [l]	0,1	0,4	0,75	2	5	10	20
hmotnost [g]	226	543	736	1 681	3 581	6 459	10 208

Obr. 83 Tabulka parametrů vzdušníku Festo CRVZS-20 [4]

Sestava vzdušníku se všemi potřebnými výstupy:



Obr. 84 Celá sestava vzdušníku se všemi náležitostmi k připojení vzduchu

5.5.3 Výpočet motoru a převodovky

Elektromotor je v tomto případě napočítán na celou zvedanou hmotnost bez uvažování pomocných pneumatických válců. Je to z toho důvodu, že tlakový vzduch je stále rizikové medium a v kritických situacích může dojít k úniku vzduchu. Motor tedy musí mít dostatečný kroutící moment, aby uzvedl celou sestavu sám o sobě. Cena silnějšího motoru také není tolik odlišná. Úspory vznikají ale například ve spotřebě energie, jelikož za normálního běhu bude mít motor velmi malý odběr proudu, což se v rámci tisíců cyklů již značně projeví. Převodovku zde musíme použít pro zmenšení otáček na pastorku.

Potřebná síla:

$$F_m = (m_p + m_t) * g + (m_p + m_t) * a = (50 + 173,6) * 9,81 + (50 + 173,6) * 1 \\ = 2417 \text{ N}$$

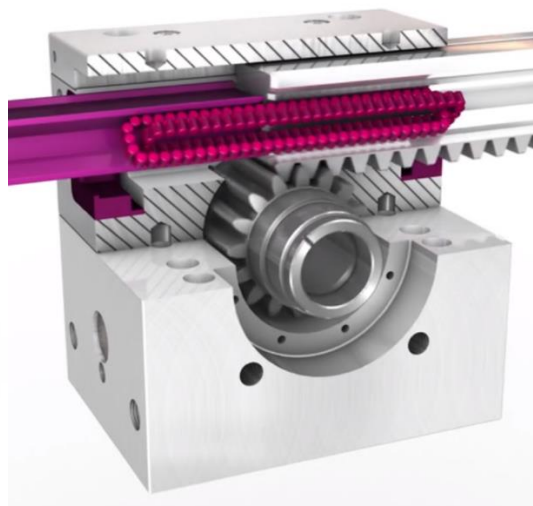
g – gravitační zrychlení

a – zrychlení při vertikálním pohybu

m_p – hmotnost pružin

m_t – trvale zvedaná hmotnost (rám, kleštiny, hřeben)

Převodovku pastorek – hřeben jsem zvolil **Leantechnik Lifgo 5.3**, která má následující parametry:



Obr. 85 Izometrický pohled na sestavu použitého hřebenu [5] Obr. 86 Částečný řez sestavou pastorek – hřeben [6]

lifgo® series technical data		Unit	5.0	5.1	5.3	5.4
Lifting power	F_{max}	N	2000	3800	15900	25000
Lifting speed	v_{max}	m/s	3	3	3	3
Acceleration	a_{max}	m/s^2	50	50	50	50
Torque	M_{max}	Nm	20	76	477	1000
Pitch diameter	$\varnothing_{pt.}$	mm	20	40	60	80
Lifting gear ratio	Stroke	mm/360°	62.8318	125.6637	188.4955	251.3274
Efficiency	η		0.92	0.92	0.92	0.92
Temperature resistance	t	°C	-10 to +80	-10 to +80	-10 to +80	+80
Static torque	$M_{tx stat.}$	Nm	570	760	4400	5500
Dynamic torque	$M_{tx stat.}$	Nm	280	390	2200	2800
	$M_{ty stat.}$	Nm	380	650	3300	3300
	$M_{ty dyn.}$	Nm	180	330	1600	1600
	$M_{tz stat.}$	Nm	380	650	3300	3300
	$M_{tz dyn.}$	Nm	180	330	1600	1600
Static load rating	$F_{stat.}$	N	38400	51200	161400	161400
Dynamic load rating	$F_{dyn.}$	N	19100	25900	79600	79600

Obr. 87 Tabulka parametrů hřebenové převodovky Lifgo [7]

Potřebný moment motoru:

$$M_m = F_m * r_p = 2417 * 0,03 = 72,5 \text{ N/m}$$

F_m – potřebná síla

r_p – poloměr pastorku

Následující kroky probíhaly iteračně několikrát po sobě, dokud jsem nenašel vhodnou kombinaci motoru a převodovky.

Zvolený motor: **Bosch Rexroth MS2N04-COBT**

Type	Rotational Speed [min ⁻¹]	Torque [Nm]				Current [A]				Moment of inertia [kgm ²]	
		n _{Max}	M _{0 60K}	M _{0 100K}	M _{0 Fan}	M _{Max}	I _{0 60K}	I _{0 100K}	I _{0 Fan}	I _{Max}	without brake
03 MS2N03-B0BY	9000	0.73	0.90	-	3.75	1.30	1.60	-	7.25	0.000023	0.000030
MS2N03-D0BY	9000	1.15	1.45	-	7.40	2.05	2.60	-	14.5	0.000037	0.000044
04 MS2N04-B0BN	6000	1.65	2.0	-	6.4	1.10	1.35	-	4.9	0.00007	0.00011
MS2N04-B0BT	6000	-	-	-	-	2.25	2.75	-	9.8	-	-
MS2N04-C0BN	6000	2.70	3.35	-	12.6	1.85	2.30	-	9.7	0.00011	0.00016
MS2N04-COBT	6000	-	-	-	-	3.30	4.10	-	17.3	-	-
MS2N04-D0BH	4000	3.65	4.5	-	19.0	1.65	2.05	-	9.7	0.00016	0.00020
MS2N04-D0BQ	6000	-	-	-	-	2.95	3.60	-	17.3	-	-

Obr. 88 Tabulka parametrů zvoleného servomotoru Bosch Rexroth [8]

Zvolená převodovka: **Bosch Rexroth GTE080-NN2-040**

Transmission ratio	Symbol	Unit	one-stage					two-stage		
	i ⁶⁾		3	4	5	8	10	12	20	40
Maximum average drive speed at 50% T2N ⁵⁾ and S1 ¹⁰⁾	n _{m,max} 50%	min ⁻¹	4.000	3.850	4.000	4.000	4.000	4.000	4.000	4.000
Maximum average drive speed at 100% T2N ⁵⁾ and S1 ¹⁰⁾	n _{m,max} 100%	min ⁻¹	2.700	2.500	3.000	4.000	4.000	3.750	4.000	4.000
Max. input speed ⁵⁾	n _{in,max}	min ⁻¹	7.000	7.000	7.000	7.000	7.000	7.000	7.000	7.000
Max. output speed ⁵⁾	n _{out,max}	min ⁻¹	2.333	1.750	1.400	875	700	583	350	175
Nominal input torque ^{1) 7) 8)}	M _{in,nenn}	Nm	28.3	28.8	22.0	6.3	3.8	10.0	6.0	2.8
Nominal output torque ^{1) 7) 8)}	M _{out,nenn}	Nm	85	115	110	50	38	120	120	110
Nominal input torque ^{1) 7) 8) 9)}	M _{in,max}	Nm	45.3	46.0	35.2	10.0	6.1	16.0	9.6	4.4
Maximum input torque ^{1) 7) 8) 9)}	M _{out,max}	Nm	136	184	176	80	61	192	192	176
Backlash	Δφ	arcmin	< 7	< 7	< 7	< 7	< 7	< 9	< 9	< 9
Torsion-proof	D	Nm/ arcmin	6	6	6	6	6	6.5	6.5	6.5
Efficiency ⁴⁾	η	%	98	98	98	97	96	97	96	94
Moment of inertia ¹¹⁾	J	kg cm ²	0.77	0.52	0.45	0.39	0.39	0.72	0.44	0.39
Mass	m	kg	2.1	2.1	2.1	2.1	2.1	2.6	2.6	2.6
Lifetime	L _H		30.000							
Lubrication			Lifetime							
Gearbox housing temperature ²⁾	T _G	°C	-25 ... 90							
Sound pressure level ³⁾	L _P	dB(A)	60							
Degree of protection			IP54							

Obr. 89 Tabulka parametrů zvolené převodovky Bosch Rexroth [9]

Otáčky motoru pro získání požadované rychlosti vertikálního pohybu při převodovém stupni:
 $i = 40$:

$$n_m = n_{out} * i = 100 * 40 = 4000 \text{ ot/min}$$

n_m – otáčky motoru

i – převodový poměr

n_{out} – požadované otáčky na výstupu

Výstupní moment z převodovky:

$$M_{out} = M_m * i * \eta = 2,7 * 40 * 0,94 = 101,52 \text{ N/m}$$

M_m – moment motoru

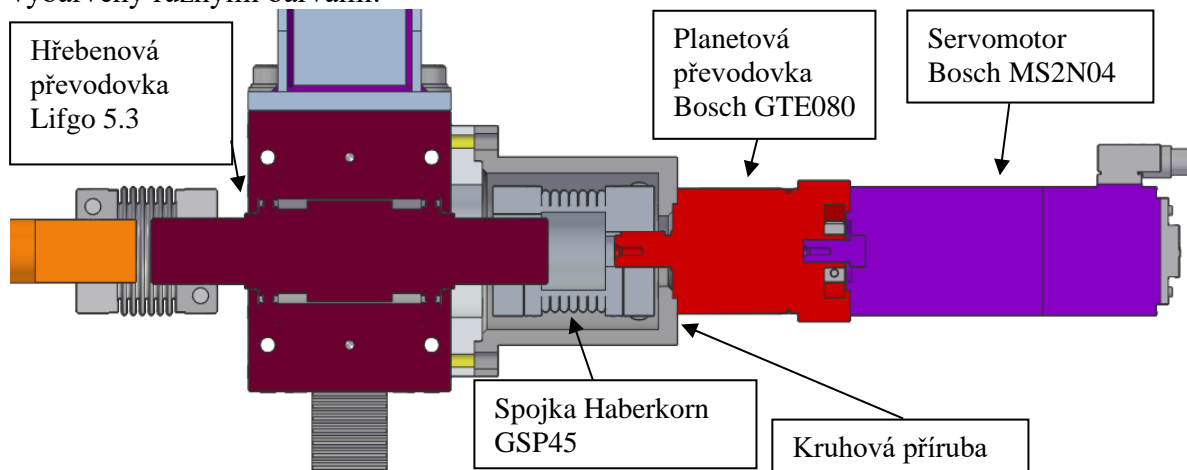
η – účinnost převodovky

Výstupní síla na hřebenu:

$$F_{out} = \frac{M_{out}}{r_p} = \frac{101,52}{0,03} = 3384 \text{ N}$$

$F_{out} > F_m$ motor i převodovka tedy vyhovují s dostatečnou rezervou momentu i otáček.

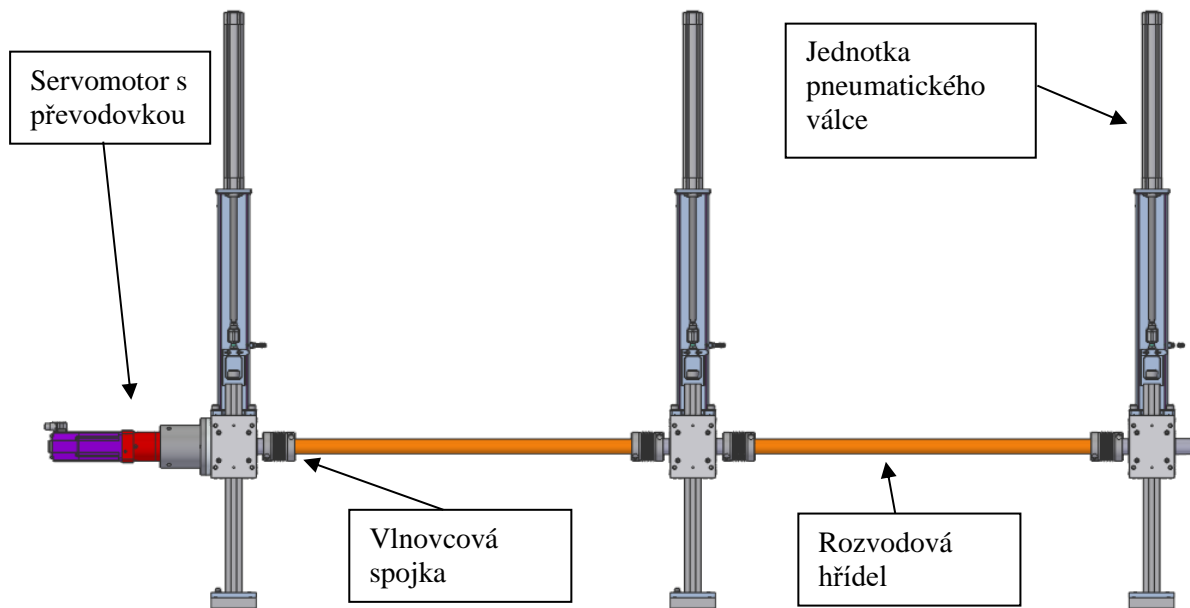
Pohonné ústrojí je upevněno na tělo první hřebenové převodovky (Lifgo) pomocí kruhové příruby, ve které se také nachází spojka pro spojení výstupní hřídele převodovky a hřídele hřebenové převodovky. Spojku jsem zvolil vlnovcovou od firmy Haberkorn, jelikož je schopná přizpůsobit se i větším osovým výchylkám a stále přeneše mnou požadovaný moment. Motor a převodovka jsou sešroubovány do jednoho celku a ten je vystředěn na tělo příruby. V následném řezu je vidět uspořádání komponent tohoto pohonu. Pro lepší přehlednost jsou vybarveny různými barvami.



Obr. 90 Řez celým pohonným ústrojím pro vertikální pohyb

5.5.4 Výsledná podoba pohonu ve vertikálním směru

Pro zvedání břemena jsem použil 3 jednotky hřebenových převodovek hlavně z důvodu, aby došlo k rovnoměrnému rozložení zátěže podél velmi dlouhého manipulátoru a aby nedocházelo k průhybům rámu pro kleštiny. Tím se zaručí přesné uložení každé pružiny do zakládacího místa i v krajních pozicích. Výstupní hřídele převodovek jsou přes spojky spojeny s hřídelemi, které přenášejí kroutící moment od motoru na pastorky všech převodovek. Tímto spojením se pastorky otáčejí vždy stejnou rychlostí a při jakémkoli nouzovém stavu nedovolí, aby manipulátor spadl dolů. Instalovaný servomotor je totiž vybaven i brzdou, která sepne při výpadku proudu.



Obr. 91 Boční pohled na celý pohonný systém pro vertikální pohyb manipulátoru

5.6 Vedení a pojezd v horizontálním směru

V tomto směru je potřeba zajistit posuv o 800 mm s co nejmenším odporem a vysokou tuhostí. Vedení zároveň musí unést veškerou hmotnost manipulátoru i se samotnými pružinami a při jeho délce musí zaručit i určité příčné výchyly. Právě díky tomuto způsobu uložení jsem musel vyloučit veškerá konvenční vedení, která tvarově vedou břemeno pevně v kolejnici. Ve firmě však už byly zhotoveny projekty s podobnými požadavky na vedení, a proto mi bylo doporučeno vedení od firmy Rollon.

System (T+U-system)

The combination of fixed bearing rail and floating bearing rail allows for deviations in parallelism.



Fig. 6

Obr. 92 Zobrazení principu T + U systému od firmy Rollon [10]

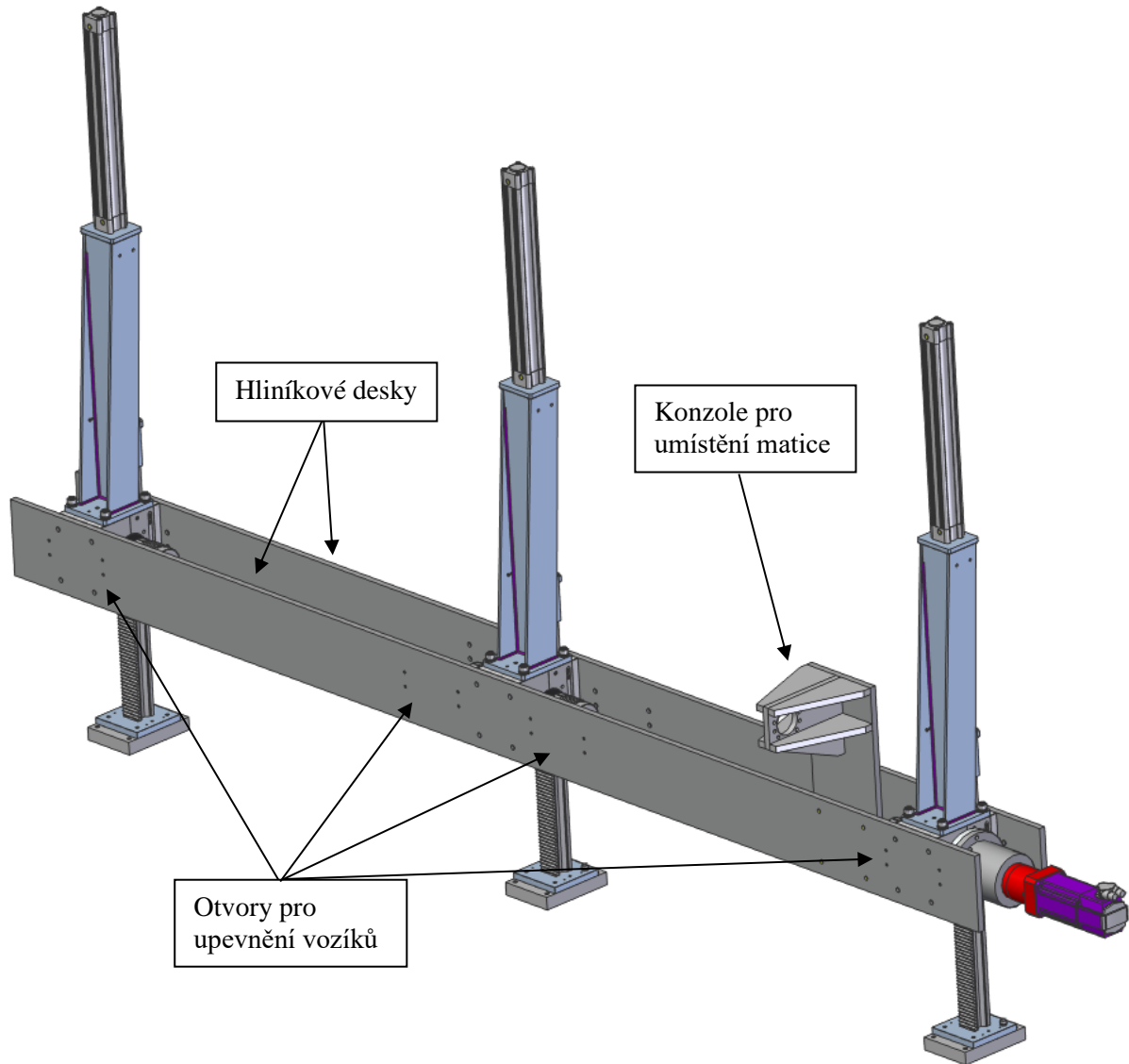
Na obrázku je kombinace dvou tvarů vedení T a U. Na pravé straně je T vedení, které pevně vede kolečka v kolejnici, což znamená, že zachytává jak svislé síly, tak i příčné. Na levé straně je U vedení, které však zachytává pouze svislé síly, takže nechává prostor pro drobné příčné odchylky.

Zvolil jsem kolejnici TLV 63 a ULV 63 s vozíky NTE63 a NUE63.

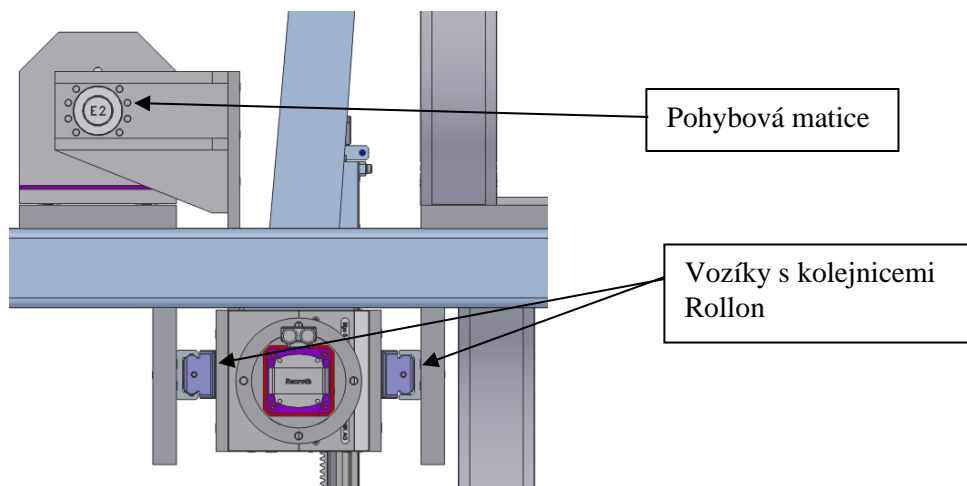
Rollery jsou v této velikosti velmi předimenzovány, ale z hlediska počtu posuvů za život stroje je třeba mít určitou rezervu s ohledem na životnost ložisek.

5.6.1 Výsledná podoba vedení

Vozíky jsou zde použity 4 a jsou umístěny na hliníkových deskách, které spojují skříně hřebenových převodovek. Tyto desky hlavně přenášejí podélné síly od kuličkového šroubu, jehož matice je přes konzoli připevněna k bližší desce, ale zároveň nesou tíhu celého vertikálního pohonu.



Obr. 93 Pohled na způsob upevnění vertikálního pohonu do horizontálního vedení Rollon pomocí hliníkových desek



Obr. 94 Boční pohled na vedení Rollon a zobrazení polohy pohybového šroubu s maticí

5.6.2 Horizontální pohyb

Kuličkový šroub převádí rotační pohyb motoru na posuvný pohyb matice. Na matici jsou pomocí konzole připevněny sáně, které se pohybují ve vedení Rollon. Tím se celý manipulátor pohybuje v horizontální ose. Jelikož šroub je poměrně dlouhý a sáně se ve vedení také nepohybují naprosto přesně, uvažuji uložení šroubu pouze v jednom ložisku (vetknutě). Díky tomu se nemusím obávat o přesnost výroby rámu a veškerých souvisejících dílů. Šroub je na jedné straně podpírán konzolí připevněnou k matici a na druhé straně je vetknut do ložiska, které však umožňuje drobné odklony osy. Začal jsem výpočet od kritických otáček šroubu.

5.6.2.1 Výpočet kuličkového šroubu

Výpočet je proveden podle HIWIN katalogu, ze kterého je následně kuličkový šroub nakonfigurován. Z hrubých výpočtů jsem zvolil **šroub M40x20 o délce 1100 mm**.

Označení	ds ±0,1	P	D g6	D1	D2	D3	Uspořá- dání otvorů	L	L1	L2	L3	S	B	dk	C _{dyn} [N]	C ₀ [N]	Max. axiální vůle [mm]	Hmotnost matice [kg/ks]	Hmot- nost šroubu [kg/m]
R15-05K4-FSCDIN	13,8	5	28	48	38	5,5	1	38	10	10	5	M6	40	11,8	12600	21000	0,04	0,17	1,50
R16-05T3-FSIDIN	15,5	5	28	48	38	5,5	1	40	10	10	5	M6	40	12,9	7320	12470	0,04	0,17	1,58
R16-10K3-FSCDIN	14,6	10	28	48	38	5,5	1	45	10	10	5	M6	40	12,5	9100	19300	0,04	0,19	1,42
R16-16K3-FSCDIN	14,4	16	28	48	38	5,5	1	61	12	20	6	M6	40	13,0	9100	19300	0,04	0,30	1,58
R20-05K4-FSCDIN	19,5	5	36	58	47	6,6	1	40	10	10	5	M6	44	16,9	13400	32740	0,04	0,29	2,47
R20-10K3-FSCDIN	19,3	10	36	58	47	6,6	1	48	10	10	5	M6	44	16,6	10000	23500	0,04	0,32	2,47
R20-20K2-FSCDIN	19,5	20	36	58	47	6,6	1	57	10	10	5	M6	44	17,1	6800	15300	0,04	0,36	2,47
R20-20K4-DFSCDIN	19,5	20	36	58	47	6,6	1	57	10	10	5	M6	44	17,1	12300	30500	0,04	0,36	2,47
R25-05K4-FSCDIN	24,9	5	40	62	51	6,6	1	43	10	12	5	M6	48	22,3	14900	41500	0,04	0,31	3,85
R25-10K4-FSCDIN	24,4	10	40	62	51	6,6	1	61	10	16	5	M6	48	21,8	15900	40400	0,04	0,39	3,85
R25-25K2-FSCDIN	24,7	25	40	62	51	6,6	1	70	10	16	5	M6	48	22,1	7500	19300	0,04	0,43	3,85
R25-25K4-DFSCDIN	24,7	25	40	62	51	6,6	1	70	10	16	5	M6	48	22,1	13500	38200	0,04	0,43	3,85
R32-05K6-FSCDIN	31,7	5	50	80	65	9,0	1	48	12	12	6	M6	62	29,1	23900	81900	0,04	0,59	6,31
R32-10K5-FSCDIN	31,8	10	50	80	65	9,0	1	77	12	16	6	M6	62	28,6	31500	80100	0,04	1,02	6,31
R32-20K3-FSCDIN	31,8	20	50	80	65	9,0	1	88	12	16	7	M6	62	28,6	17000	48500	0,04	1,02	6,31
R32-32K2-FSCDIN	31,9	32	50	80	65	9,0	1	88	12	12	6	M6	62	28,7	11600	31800	0,04	1,20	6,31
R32-32K4-DFSCDIN	31,9	32	50	80	65	9,0	1	88	12	12	6	M6	62	28,7	20600	62200	0,04	1,33	6,31
R40-05K6-FSCDIN	39,4	5	63	93	78	9,0	2	50	14	10	7	M8x1	70	36,8	25900	100600	0,04	1,10	9,87
R40-10K4-FSCDIN	37,8	10	63	93	78	9,0	2	70	14	16	7	M8x1	70	32,8	45000	123000	0,04	1,25	9,87
R40-20K3-FSCDIN	37,8	20	63	93	78	9,0	2	88	14	16	7	M8x1	70	32,8	34850	94000	0,07	1,45	9,87
R40-40K2-FSCDIN	37,8	40	63	93	78	9,0	2	102	14	16	7	M8x1	70	32,9	23000	58400	0,07	1,60	9,87
R40-40K4-DFSCDIN	37,8	40	63	93	78	9,0	2	102	14	16	7	M8x1	70	32,9	41500	115800	0,07	1,60	9,87
R50-05K6-FSCDIN	49,3	5	75	110	93	11	2	70	16	10	8	M8x1	85	46,8	28300	127200	0,07	1,30	15,41
R50-10K6-FSCDIN	47,9	10	75	110	93	11	2	90	16	16	8	M8x1	85	42,9	74500	250000	0,07	2,20	15,41
R50-20K5-FSCDIN	48,0	20	75	110	93	11	2	132	18	25	9	M8x1	85	42,9	62000	208000	0,07	2,50	14,81
R50-40K3-FSCDIN	50,3	40	75	110	93	11	2	149	18	45	9	M8x1	85	45,0	39000	123000	0,07	3,30	14,81
R50-40K6-DFSCDIN	50,3	40	75	110	93	11	2	149	18	45	9	M8x1	85	45,0	70300	242600	0,07	3,37	14,81
R63-10T6-FSIDIN	63,1	10	90	125	108	11	2	120	18	16	9	M8x1	95	58,0	61920	214090	0,07	3,10	22,30

Obr. 95 Tabulka parametrů kuličkového šroubu od firmy HIWIN [11]

Výpočet kritických otáček:

$$n_k = k_d * \frac{d_k}{l_d^2} * 10^8 = 0,42 * \frac{40}{1100^2} * 10^8 = 1388,43 \text{ ot/min}$$

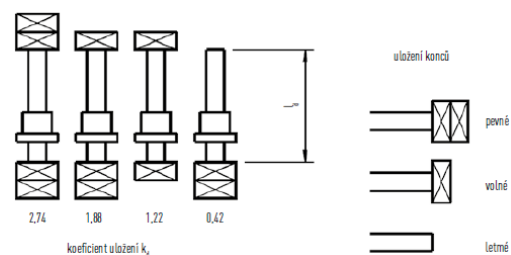
n_k – kritické otáčky [min^{-1}]

n_{max} – max. přípustné otáčky [min^{-1}]

k_d – koeficient uložení

d_k – průměr hřídele [mm]

l_d – vzdálenost mezi ložisky [mm]



Maximální otáčky:

$$n_{max} = n_k * 0,8 = 1388,43 * 0,8 = 1110,74 \text{ ot/min}$$

Maximální rychlost posuvu:

$$v_{max} = P * n_{max} = 20 * 1110,74 = 22214,8 \frac{\text{mm}}{\text{min}} = 370 \text{ mm/s}$$

P – stoupání

Maximální rychlost převyšuje naší požadovanou rychlost, takže v tomto ohledu šroub vyhovuje.

Kontrola vzpěrné tuhosti:

$$F_k = k_k * \frac{d_k^4}{l_k^2} * 10^5 = 0,26 * \frac{40^4}{1100^2} * 10^5 = 55008,3 \text{ N}$$

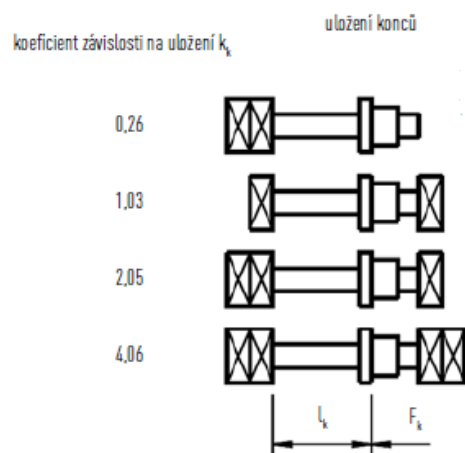
F_k – max. teoretická dovolená axiální síla [N]

F_{kmax} – max. dovolená provozní axiální síla [N]

k_k – koeficient závislosti na uložení

d_k – průměr hřídele [mm]

l_k – nepodepřená délka hřídele [mm]



Maximální axiální zatížení šroubu:

$$F_{kmax} = F_k * 0,5 = 55008,3 * 0,5 = 27504,1 \text{ N}$$

Největší axiální zatížení šroubu nastane při krizové situaci, kdy je nutné zastavit celý stroj za 100 ms. V ten moment se zastaví celá hmotnost manipulátoru z rychlosti 300 mm/s. Zpomalení tedy je 3 m/s².

Dynamická síla působící na šroub:

$$F_d = m_c * a_z = 450 * 3 = 1350 \text{ N}$$

m_c – celková hmotnost manipulátoru [kg]

a_z – zrychlení při zastavení stroje []

Platí $F_{kmax} > F_d$, proto šroub na vzpěr vyhovuje.

5.6.2.2 Kontrola životnosti

Šroub je také potřeba zkontrolovat na životnost podle empirických vztahů v katalogu, které mají základ ve vzorcích pro životnost ložisek.

Nejprve je třeba určit střední otáčky a zatížení. Střední otáčky uvažují v tomto případě konstantní, jelikož se šroub pohybuje většinu času konstantní rychlostí.

$$n_m = 900 \text{ ot/min}$$

n_m – střední otáčky [min^{-1}]

Střední zatížení je však velmi proměnné v čase. Proto je potřeba vypočítat jeho průběh a zjistit hodnotu středního zatížení. Začneme tedy s výpočtem zatěžující síly.

Při rozjezdu s pružinami:

$$F_1 = F_{t1} + m_c * a_r = 14,7 * 450 * 1 = 464,7 \text{ N}$$

F_t – odpor valení ložisek [N]

m_c – celková hmotnost manipulátoru [kg]

a_r – zrychlení při rozjezdu [kg]

Při konstantní rychlosti s pružinami:

$$F_2 = F_{t1} = 14,7 \text{ N}$$

Při zpomalování s pružinami:

$$F_3 = F_1 = 464,7 \text{ N}$$

Při rozjezdu bez pružin:

$$F_4 = F_{t2} + m_c * a_r = 13,1 * 400 * 1 = 413,1 \text{ N}$$

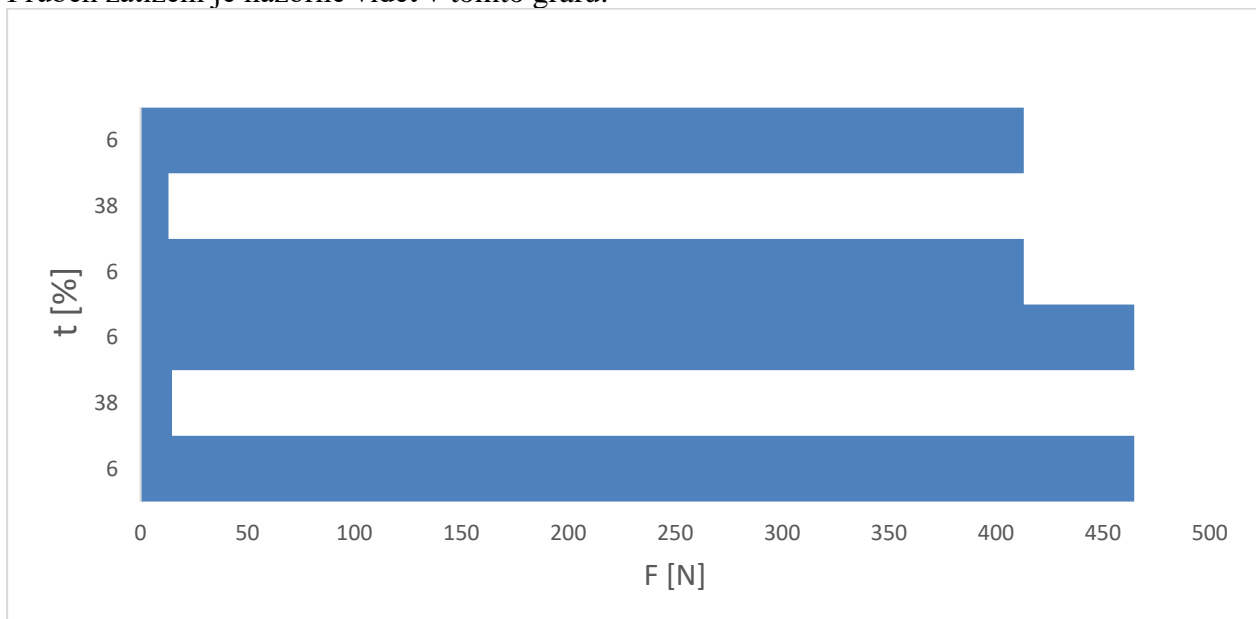
Při konstantní rychlosti bez pružin:

$$F_5 = F_{t2} = 13,1 \text{ N}$$

Při zpomalování bez pružin:

$$F_6 = F_4 = 413,1 \text{ N}$$

Průběh zatížení je názorně vidět v tomto grafu:



Obr. 96 Graf závislosti zatěžující síly v průběhu času jednoho cyklu stroje

Na ose Y je znázorněn procentuální podíl času s daným zatížením na celkovém čase horizontálního pohybu. Tyto časy jsou seřazeny po sobě podle skutečného pohybu (zrychlení, rovnoměrný pohyb, zpomalení). Na ose X jsou příslušející hodnoty zatížení.

Střední zatížení:

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x F_i^3 * \frac{t_i}{100}} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x (2 * F_1^3 * \frac{t_1}{100} + F_2^3 * \frac{t_2}{100} + 2 * F_4^3 * \frac{t_1}{100} + F_5^3 * \frac{t_2}{100})}$$

$$= \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x (2 * 464,7^3 * \frac{6}{100} + 14,7^3 * \frac{38}{100} + 2 * 413,1^3 * \frac{6}{100} + 13,1^3 * \frac{38}{100})}$$

$$= 273,7 N$$

Životnost v otáčkách:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 * 10^6 = \left(\frac{34850}{273,7}\right)^3 * 10^6 = 2,08 * 10^{12} \text{ otáček}$$

Počet otáček za 5 let (plánovaná životnost stroje): **16 x 10⁶ otáček**

Šroub tedy bohatě **vyhovuje i z hlediska životnosti**.

Výpočet hnacího kroutícího momentu, který je největší při rozjezdu s pružinami:

$$M = \frac{F_1 * P}{2000 * \pi * \eta} = \frac{464,7 * 20}{2000 * \pi * 0,88} = 1,7 Nm$$

Jelikož známe kroutící moment i potřebné otáčky, je možné vybrat elektromotor pro pohon šroubu: **Bosch Rexroth MS2N04 COBT** (stejný jako u vertikálního pohonu)

Tento motor má dostatečný maximální moment, takže je schopný zastavit manipulátor i při nouzovém stavu.

5.6.3 Výpočet ložiska

Ložisko zde plní účel vazby mezi pevnou konzolí a otáčejícím se šroubem. Vetknutý šroub s maticí, která je pevně svázaná se sáněmi, však bude mít při pohybu poměrně značné výchylky závislé na dráze kolečkového vedení. To jsem ošetřil výkyvným kuličkovým ložiskem od SKF, které má velké tolerance pro kyvný pohyb hřídele v ložisku, ale má dostatečnou únosnost pro radiální i axiální sílu od šroubu.

Ložisko je zvoleno podle simulátoru od SKF, který se ve firmě používá.

Zadání:

Forces		Speed	Temperature ⓘ	
Radial	Axial		Inner ring	Outer ring
kN		r/min	°C	
0.12	0.5	1000	70	65

[Add load case](#) ▶ Calculate

Obr. 97 Tabulka zobrazující vstupní zatížení, otáčky a teplotu ložiska [12]

Vlastnosti zvoleného ložiska:

BEARING PROPERTIES									
Designation	Bearing type	Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	
SKF Explorer ▶ Popular item		Bore	Outer diameter	width	Dynamic	Static	P_u	Reference	Limiting
		d	D	B	C	C_0		n_{ref}	n_{lim}
		mm			kN		r/min		
▶ 2206 ETN9	Self-aligning ball bearing	30	62	20	23.8	6.7	0.35	22000	15000

Obr. 98 Parametry použitého ložiska [13]

Výsledky:

VISCOSITY				
Designation	Operating viscosity			Lubrication condition
	Actual	Rated	Rated at 40 °C	Viscosity ratio
	ν	ν_1	ν_{ref}	
		mm ² /s		
▶ 2206 ETN9	28	17.4	56.7	1.6

STATIC SAFETY FACTOR		
Designation	Equivalent static load	Static safety factor
	P_0	S_0
	kN	
▶ 2206 ETN9	1.12	5.98

Obr. 99 Výsledné hodnoty statického zatížení a statické bezpečnosti ložiska [14]

MINIMUM LOAD				
Designation	Minimum load		Requirement	
	Radial / Axial		Met?	
	$F_{r,m}$			
	kN			
▶ 2206 ETN9	0.08		yes	

BEARING LOADS		
Designation	Equivalent dynamic load	Load ratio
	P	C/P
	kN	
▶ 2206 ETN9	1.58	15.08

BEARING RATING LIFE				
Designation	Life model		SKF life modification factor	Contamination factor
	Basic	SKF		
	L_{10h}	L_{10mh}	a_{skf}	η_c
	h			
▶ 2206 ETN9	57100	132000	2.31	0.33

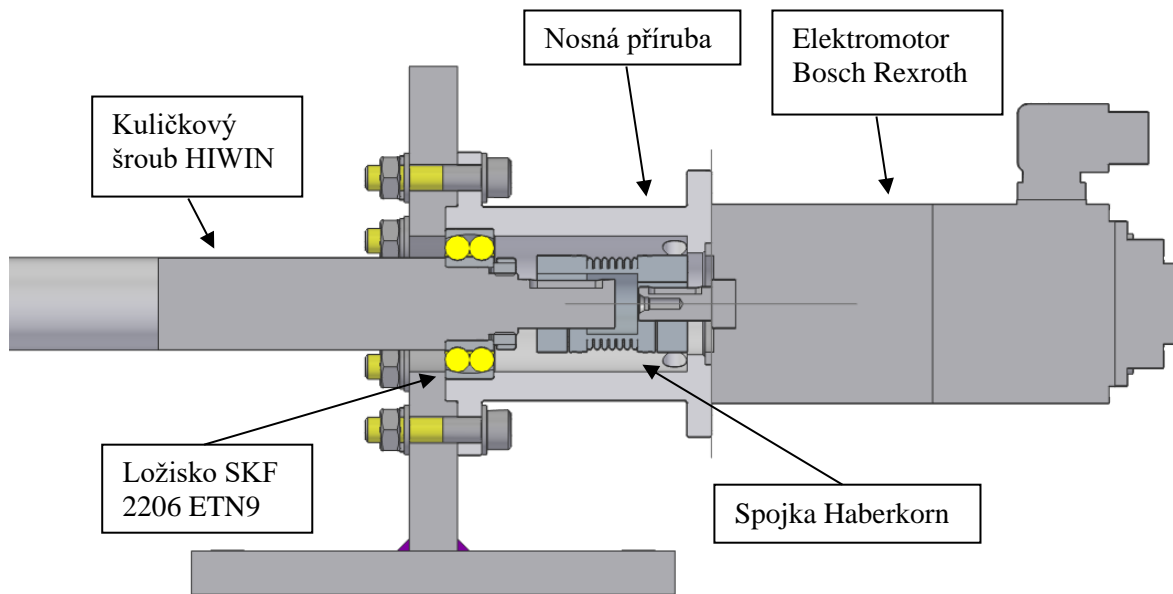
Obr. 100 Výsledné hodnoty životnosti ložiska při zadaném zatížení [15]

Pro nás jsou důležité zvýrazněné hodnoty „Bearing rating life“ a „Static safety factor“, které nám ukázaly, že zvolené ložisko vyhovuje, jelikož:

Předpokládaný počet pracovních hodin ložiska: **19000h**

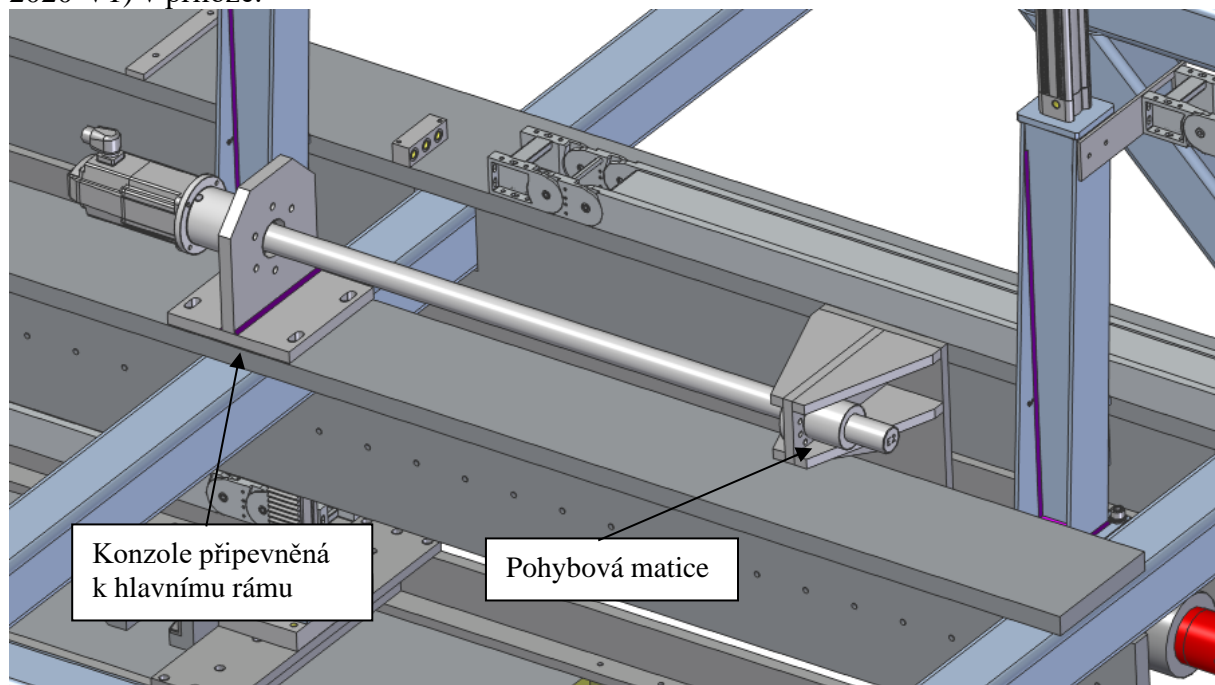
Výpočet statické únosnosti: $C_0 = S_0 * P_0 = 1,12 * 5,98 = 6,69 \text{ kN}$

5.6.4 Výsledná podoba horizontálního pohonu



Obr. 101 Řez výslednou sestavou horizontálního pohonu

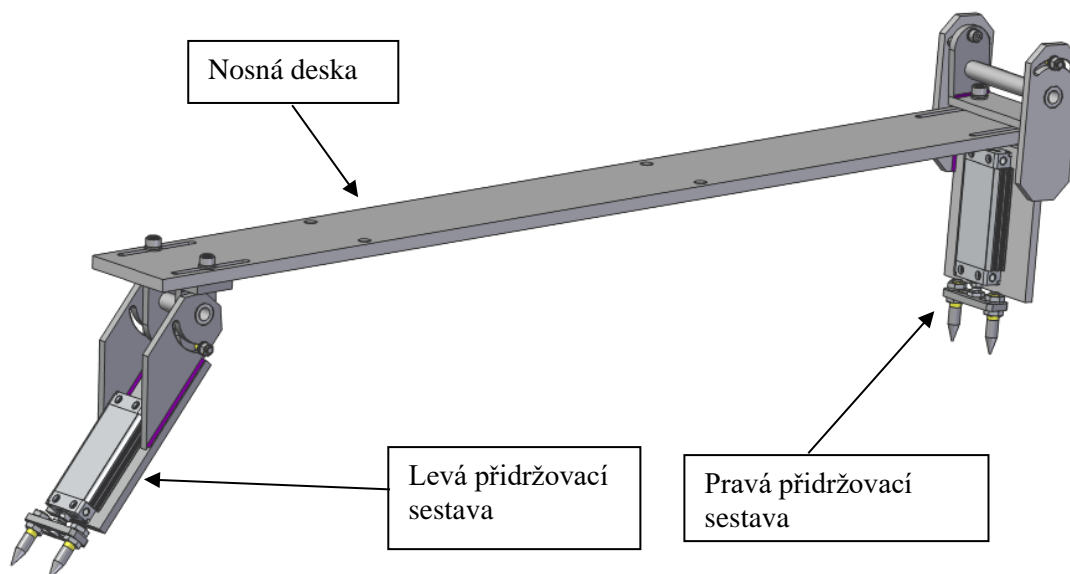
Elektromotor je spojen přes spojku Haberkorn s kuličkovým šroubem. Šroub je na této straně obroben pro nasazení spojky, nasunutí ložiska a závitem pro našroubování KM matice. Vše je vystředěno a ukotveno ke konzoli pomocí příruby. V přírubě je také vytvořena plocha pro ložisko, které je na vnějším průměru dotaženo šrouby připevňujícími přírubu ke konzoli. Na vnitřním průměru je dotaženo samopojistnou KMK maticí od SKF. Přírubě přísluší výkres (DP-2020-V1) v příloze.



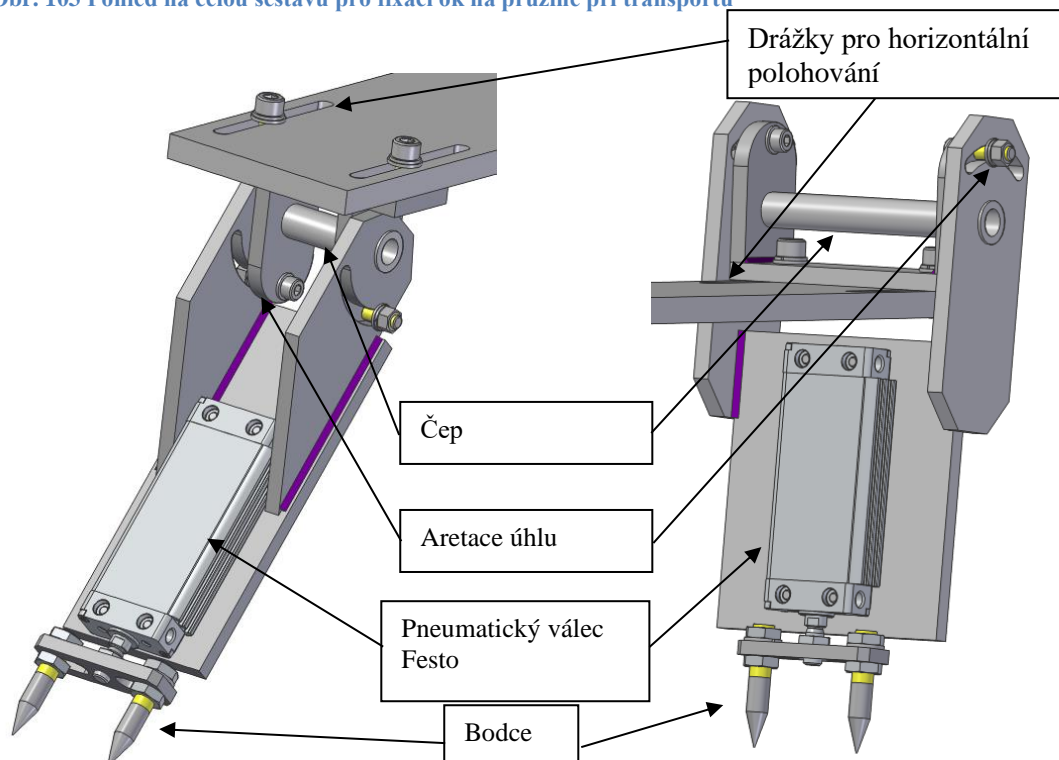
Obr. 102 Detail na umístění horizontálního pohonu do celkové sestavy manipulátoru

5.7 Přidržení ok na pružině během transportu

V části (3.3.3) jsem zmínil, že na druhé pozici je potřeba přidržet nasazené hliníkové oko, aby nesklouzlo z pružiny při transportu. K této potřebě jsem sestrojil sestavu s dvěma pneumatickými válci, které mají na pístu upevněné bodce, jež se zasunou do otvorů a zabrání pohybu oka vůči pružině. Válcové jsou obdélníkového tvaru kvůli lepšímu upevnění a také tužšímu vedení pístu. Umístěny jsou na deskách, které jsou přes čep spojeny s nosnou deskou celé sestavy. Drážky v této desce umožňují horizontální nastavení polohy a natočení kolem čepu umožňuje nastavit úhel, pod kterým bodce vnikají do otvorů. Zdvih válce se upraví podle vzdálenosti oka od desky. Celou tuto sestavu je tedy možné uzpůsobit více druhům vyráběných pružin. Pro veškeré desky a svařence je použit hliník Al 6082.



Obr. 103 Pohled na celou sestavu pro fixaci ok na pružině při transportu

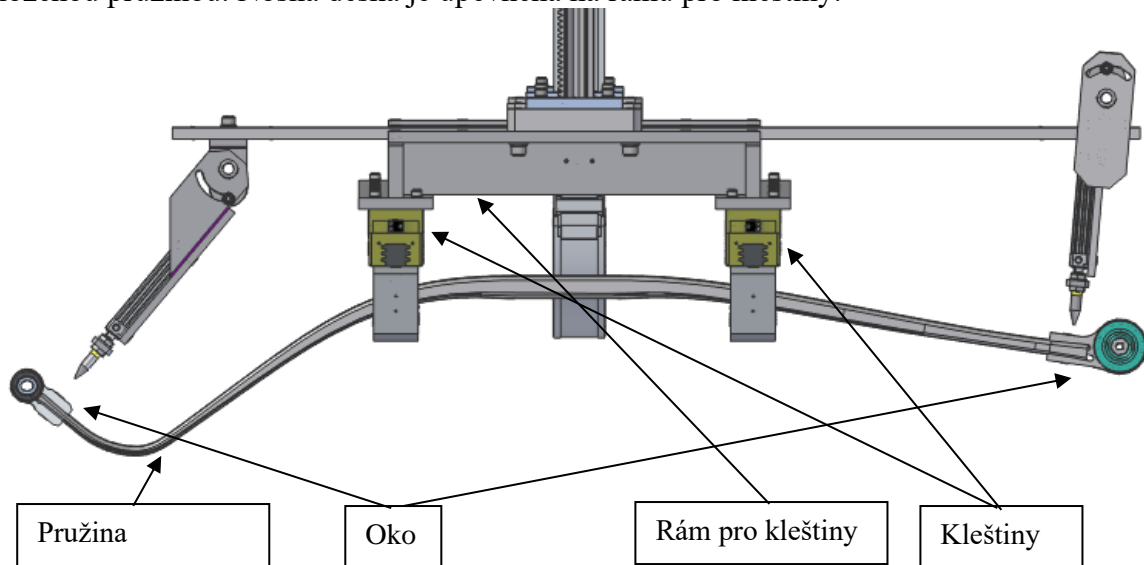


Obr. 104 Detail na levou sestavu válce s bodci

Obr. 105 Detail na pravou sestavu válce s bodci

Vybrané válce: FESTO DZF-32-80-A-P-A

Bodce jsou připevněny přes 2 matice a je možné je také posouvat v závislosti na přesné pozici otvorů v pružině. Na následujícím obrázku je vidět, jak vypadá kompletní sestava z profilu se založenou pružinou. Nosná deska je upevněna na rámu pro kleštiny.



Obr. 106 Boční pohled na celou sestavu pro fixaci pružin se založenou pružinou

5.8 Zapojení pneumatiky

Poslední část konstrukce je zapojení a rozvedení tlakového vzduchu skrz manipulátor od zdroje (ventilů) k akčním členům (pneumatickým válcům). K lepšímu pochopení této části je třeba si otevřít výkres (DP-2020-P) v přílohách. Vzduchojem a pracovní válce tu již byly rozebrány, proto se zde věnuji ostatním členům, jako ventilový blok, rozbočky a energetické řetězy.

Veškeré členy jsou od ověřeného výrobce vzduchotechniky Festo. Zdroj tlakového vzduchu je přiveden do ventilového bloku, který obsahuje 8 částí. Každá tato část ovládá dané akční členy. Prvních 5 částí ovládá otevření a zavírání kleštin, které uchopují pružiny. Na výkrese je barevně vyznačen pouze okruh pro první dvojici kleštin, aby byl výkres přehlednější. Ostatní okruhy pro kleštiny jsou rozvedeny identicky. Jelikož kleštiny jsou po dvojicích, tak jeden ventil ovládá otevření nebo zavření dvou sousedních kleštin díky T rozbočce. Tím dosáhneme přesné ovládání obou kleštin najednou. Další 2 části bloku jsou připojeny k plochým válcům s bodci pro přidržování oka na pružině. Jsou zapojeny stejným způsobem jako předchozí 2 sousední kleštiny, aby došlo k zasunutí nebo vysunutí obou válců v jeden okamžik. Poslední část ventilového bloku slouží pouze k doplňování vzduchojemu při ztrátě tlaku. Ventilový blok je ovládán elektricky, takže už je pouze nutné pomocí programu správně načasovat jednotlivé ventily.

Potrubí je rozvedeno od ventilového bloku do prvního energetického řetězu **Kabelschlepp KE0650**, který usměřňuje trubky při pohybu v horizontálním směru. Tento řetěz je připevněn na podpěrnou konstrukci prvního kompenzačního válce a dále je potrubí vedeno k druhému kompenzačnímu válci, kde se ohýbá dolů do druhého energetického řetězu **Kabelschlepp Uniflex 1555**. Tento řetěz usměřňuje potrubí při vertikálním pohybu. Trubky jsou už jen rozvedeny po žebříkovém rámu do cílových vstupů.

Použité komponenty:

Ventilový blok: **Festo 34P-MS1-SGUG-5UAAC-MMW**

T rozbočka: **Festo QST-1_4-6**

L odbočka: **Festo QSL-1_4-6**

Energetický řetěz pro horizontální pohyb: **Kabelschlepp KE0650-68-RE-220-2080 UMB**

Energetický řetěz pro vertikální pohyb: **Kabelschlepp Uniflex 1555_030_50_125-943_5**

Závěr

Zadáním této diplomové práce bylo vytvořit návrh montážní linky na kompozitní pružiny s vyšším stupněm automatizace. Požadavky také byly kladeny na bezpečnost obsluhy, snížení počtu obsluh, snížení rizika lidské chyby a zlepšení ekonomické výhodnosti linky. Dle těchto parametrů byl vytvořen návrh celé montážní linky a zkonstruován manipulátor, který nahrazuje ruční manipulaci u stávajícího řešení a tím výrazně zvyšuje výkon stroje.

Linka byla navržena v návaznosti na řešerši, ze které jsem převzal řešení některých konstrukčních problémů. Počet obsluh se podařilo zredukovat pouze na jednu, která bez problémů zvládne doplnit všechny zásobníky na díly včetně podavačů na pružiny. Vyřazování špatných dílů je také automatické, takže obsluha ani nemůže pomíchat dobré a špatné kusy. Výkon linky se odhaduje na 270 000 kusů ročně, což s velkou rezervou splňuje kritérium zákazníka a navíc dává možnost zvýšení výkonu linky při navýšení odbytu. Přestavení linky na jiný typ pružin je také jednodušší než konkurenční varianty.

Pro manipulátor byl navržen velký rám se základovou deskou, kam se umístí veškeré montážní sestavy, takže linka funguje jako celek a rám je dobře využitý. FEM analýza rámu potvrdila, že jeho rozměry jsou pevnostně v pořádku i při nouzových stavech jako je náhlé zastavení. Rychlosti a zrychlení pohybů manipulátoru byly zvoleny tak, aby se celá manipulace s pružinou vešla do časového okna 20 sekund, které s montážním časem tvoří takt stroje. Dle těchto rychlostí a potřebného kroutícího momentu byly vybrány servomotory pro vertikální a horizontální pohyb, které přenáší svůj rotační pohyb dále do pohonných sestav, kde se mění na posuvný. Nedílnou součástí práce bylo zvolení a umístění pneumatických pohonů a prvků včetně rozvedení trubic pro tlakový vzduch.

Poděkování

Závěrem bych chtěl poděkovat všem, kteří mě s diplomovou prací pomohli. Zejména mému nadřízenému ve firmě Mubea Ing. Petru Švingerovi, který si našel prostor pro všechny moje dotazy a vedl mě ke zdárnému dokončení mé práce. Stejně velké poděkování patří vedoucí mé práce paní profesorce Václavě Lašové za dohled na formální stránku práce a podněty ke zlepšení např. grafické části. V neposlední řadě patří poděkování mé rodině a přítelkyni, kteří mne podporovali a dávali mi dostatečný prostor pro sepsání této práce. Vděčnost také patří mým kamarádům a spolužákům, se kterými jsem si mohl vyměňovat odborné názory a dojmy o mé práci.

Zdroje

Zdroje obrázků

- [1] Učíme v prostoru strojírenství, Pružiny, Ing. Michal Jelínek [online]. [cit. 25.10.2019]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/3035299/>
- [2] GFRP Suspension Springs, Chassis Composite Springs [online]. [cit. 25.10.2019]. Dostupné z: <https://www.mubea.com/en/composite-components>
- [3] PGN-plus-P 160-1 [online]. [cit. 25.10.2019]. Dostupné z: https://schunk.com/cz_cs/uchopovaci-systemy/product/49954-318592-pgn-plus-p-160-1/
- [4] Air rezervoisy CRVZS [online]. [cit. 25.10.2019]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_engb/PDF/EN/AIR-RESERVOIRS_EN.PDF
- [5]; [6] Gear rack drive lifgo Leandrive [online]. [cit. 25.10.2019]. Dostupné z: <https://leantechnik.com/en/products/lifgo/>
- [7] lifgo 5 – Technical data & Dimensions sheet [online]. [cit. 25.10.2019]. Dostupné z: https://leantechnik.com/wp-content/uploads/2017/05/technical-data_lifgo_EN.pdf
- [8] IndraDyn S – Synchronous servo motors MS2N [online]. [cit. 25.10.2019]. Dostupné z: https://livhaven.com/wp-content/uploads/2016/09/bosch_indradyns.pdf
- [9] GTE Planetengetriebe [online]. [cit. 25.10.2019]. Dostupné z: https://brmv2.kittelberger.net/borexmvz2-internet/pdfDownloadInternet.jsp?fn=R911308841_09.pdf&lvid=1210962&mvid=14604&
- [10] Compact Rail - Lineární kladičkové vedení s vysoce přesnými radiálními ložisky. [cit. 25.10.2019]. Dostupné z: <https://www.rollon.com/CZ/cs/produkty/linear-line/1-compact-rail/>
- [11] HIWIN Kuličkové šrouby [online]. [cit. 25.10.2019]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/download/e33f30d27fc09318415697d6d7e23f39>
- [12]; [13]; [14]; [15] SKF Bearing Select Tool [online]. [cit. 25.10.2019]. Dostupné z: <https://www.skfbearingselect.com/#/size-lubrication/single-bearing>

Seznam obrázků

Obr. 1 Součásti BZF, jejichž montáží se zabírám v této práci	10
Obr. 2 Celý pracovní stůl AP2 se založenou BZF	11
Obr. 3 Pohled na založený BZF v montážním stroji s popisem důležitých dílů pro montáž.....	12
Obr. 4 Detailní pohled na zakládací místo šroubů a oka	10
Obr. 5 Detailní pohled na centrální stolicí pro zalisování středícího čepu	12
Obr. 6 Pohled na senzoriku snímání AB-folie.....	11
Obr. 7 Detail na umístění spodního senzoru	13
Obr. 8 Detailní pohled na čtečku kódu umístěnou pod ochranným krytem	13
Obr. 9 Středová část stroje s vypnutými okolními prvky	14
Obr. 10 Příčný pohled na měřicí kalibry s pružinou	12
Obr. 11 Celá sestava pro měření tloušťky pružiny s ochrannými štíty a měřicími kalibry	14
Obr. 12 Detail na levé oko se zasunutými šrouby	13
Obr. 13 Detail na pravé oko se zasunutými šrouby	15
Obr. 14 Detail na pravé oko při utahování matice šroubovákem Bosch Rexroth	16
Obr. 15 Středová konzole pro zalisování čepu	15
Obr. 16 Lisovací přípravek se středícím čepem	17
Obr. 17 Řez lisovacím přípravkem	16
Obr. 18 Spuštěný lisovací přípravek	18
Obr. 19 Izometrický pohled na kontrolní stroj (měření silové charakteristiky BZF)	19
Obr. 20 Detail na levé zakládací místo	18
Obr. 21 Detail na pravé zakládací místo	20
Obr. 22 Řez upevňovacím přípravkem, který zamezuje oku pohyb	21
Obr. 23 Pružinové charakteristiky v grafu závislosti zatěžovací síly a prohnutí pružiny [1].....	22
Obr. 24 Graf výsledného měření se zakreslenými body maximálního a minimálního vychýlení pružiny	23
Obr. 25 Řez sestavou stolu AP2 zobrazující zatěžující mechanismus, který vyvíjí na pružinu danou sílu.....	24
Obr. 26 Řez trnem, který přímo působí na pružinu	23
Obr. 27 Pohled z boku na zatěžující mechanismus	25
Obr. 28 Pohled na levou část měřícího stolu s popsány sestavami pro naklopení a posuv šroubováku	26
Obr. 29 Boční pohled na levou část stolu AP2	24
Obr. 30 Celá sestava šroubováku, který je upevněn na hlavní desku.....	26
Obr. 31 Pohled na levou část stolu AP2 s popisem způsobu uchycení pružiny do stroje	27
Obr. 32 Boční pohled na celou horní sestavu stolu AP2 se zobrazením způsobu natáčení středové stolice	28
Obr. 33 Pohled na celou středovou sestavu s popisem způsobu jejího naklopení.....	28
Obr. 34 Listová pružina pro VW Pluto	29
Obr. 35 Listová pružina pro VW Amarok.....	29
Obr. 36 Listová pružina pro VW Crafter	29
Obr. 37 Listová pružina pro pickup od GM Motors.....	29
Obr. 38 Listová pružina pro Ford Transit	29
Obr. 39 Schéma deformace pružiny při jejím zatížení [2]	30
Obr. 40 Izometrický pohled na celou sedmipozicovou linku.....	31
Obr. 41 Pohled ze shora na odkrytou linku s naznačenými pozicemi, kde bude obsluha doplňovat díly	32
Obr. 42 Pohled na hrubý návrh zásobníku (dopravníku) pružin na začátku linky	33
Obr. 43 Pohled na sestavu pro zalisování čepu v první pozici	34
Obr. 44 Detail na levé zakládací místo	33
Obr. 45 Detail na pravé zakládací místo	35
Obr. 46 Pohled na levou stranu druhé montážní pozice s robotem na nasazení ok.....	36
Obr. 47 Nastínění upínacího přípravku pro manipulaci oka s pružinou.....	36
Obr. 48 Pohled na třetí montážní pozici pro nasazení a našroubování matic	37
Obr. 49 Hrubý návrh montážního stroje pro našroubování matic	38
Obr. 50 Pohled na čtvrtou montážní pozici s návrhem stroje pro manipulaci s velkým šroubovákem.....	39
Obr. 51 Manipulátor pro otočení pružiny.....	40
Obr. 52 Pohled na celou sestavu zkušebního zařízení v páté montážní pozici.....	40
Obr. 53 Zásobník (podavač) na hotové kusy jako sedmá a poslední pozice linky	41
Obr. 54 2D schéma pětipozicové automatické linky (kumulace pracovních pozic)	42
Obr. 55 Izometrický pohled na kruhové uspořádání pracovišť s manipulačním robotem ve středu	44
Obr. 56 Pohled shora na rozmístění jednotlivých pracovišť	44
Obr. 57 Pohled na první pozici kruhového schématu s pásovým dopravníkem pro pružinu	45
Obr. 58 Montážní pozice 1 až 3: nalisování čepu, měření, oboustranné nasazení ok	46

Obr. 59 Montážní pozice 4 a 5: Nasazení a natočení matic a šroubů.....	46
Obr. 60 Montážní pozice 6 až 8: Dotažení šroubů a měření tuhosti	46
Obr. 61 Izometrický pohled na Variantu 3.....	50
Obr. 62 Detail na provedení manipulátoru u Varianty 3.....	50
Obr. 63 Izometrický pohled na návrh manipulátoru pro pružiny	51
Obr. 64 Nosný rám s letným upevněním manipulátoru	52
Obr. 65 Izometrický pohled na velký nosný rám se středovou konzolí, kde bude umístěn manipulátor	53
Obr. 66 Zobrazení ploch rámu, kterým jsou odebrány všechny stupně volnosti	54
Obr. 67 Detail na umístění 1D prvků v rámu	53
Obr. 68 Detail spoje rigid prvků a bod, ve kterém je umístěno zatížení	55
Obr. 69 Boční pohled na celý rám se zobrazeným bodem zatížení.....	55
Obr. 70 Izometrický pohled na celkové posunutí rámu [mm].....	56
Obr. 71 Boční pohled na celkové posunutí rámu	54
Obr. 72 Detail na místo největšího napětí	56
Obr. 73 Rozložení redukovaného napětí podle metody Von Mises na celém rámu [MPa].....	57
Obr. 74 Boční pohled na hrubý návrh manipulátoru se zobrazením horizontálního a vertikálního pohybu	57
Obr. 75 Schéma rychlostí manipulátoru v závislosti na jeho dráze, zobrazení jednotlivých pohybů, které manipulátor musí vykonat.....	59
Obr. 76 Pneumatické kleštiny Schunk PGN-plus-P 160.....	60
Obr. 77 Tabulka parametrů kleštin Schunk [3]	61
Obr. 78 Zobrazení uchycení a zatížení rámu ve FEM analýze.....	62
Obr. 79 Rozložení celkového posunutí rámu pro kleštiny [mm]	62
Obr. 80 Detail na místo s vysokým napětím v analýze redukovaného napětí podél rámu na kleštiny [MPa].....	62
Obr. 81 Izometrický pohled na hotový rám i s kleštinami	63
Obr. 82 Pohled na celou sestavu podpůrného rámu, který drží válec nad hřebenovou převodovkou	65
Obr. 83 Tabulka parametrů vzdušníku Festo CRVZS-20 [4].....	66
Obr. 84 Celá sestava vzdušníku se všemi náležitostmi k připojení vzduchu	67
Obr. 85 Izometrický pohled na sestavu použitého hřebenu [5]	66
Obr. 86 Částečný řez sestavou pastorek – hřeben [6]	68
Obr. 87 Tabulka parametrů hřebenové převodovky Lifgo [7]	68
Obr. 88 Tabulka parametrů zvoleného servomotoru Bosch Rexroth [8]	69
Obr. 89 Tabulka parametrů zvolené převodovky Bosch Rexroth [9].....	69
Obr. 90 Řez celým pohonným ústrojím pro vertikální pohyb	70
Obr. 91 Boční pohled na celý pohonný systém pro vertikální pohyb manipulátoru	71
Obr. 92 Zobrazení principu T + U systému od firmy Rollon [10]	71
Obr. 93 Pohled na způsob upevnění vertikálního pohonu do horizontálního vedení Rollon pomocí hliníkových desek	72
Obr. 94 Boční pohled na vedení Rollon a zobrazení polohy pohybového šroubu s maticí	72
Obr. 95 Tabulka parametrů kuličkového šroubu od firmy HIWIN [11]	73
Obr. 96 Graf závislosti zatěžující síly v průběhu času jednoho cyklu stroje.....	75
Obr. 97 Tabulka zobrazující vstupní zatížení, otáčky a teplotu ložiska [12]	76
Obr. 98 Parametry použitého ložiska [13]	77
Obr. 99 Výsledné hodnoty statického zatížení a statické bezpečnosti ložiska [14]	77
Obr. 100 Výsledné hodnoty životnosti ložiska při zadaném zatížení [15]	78
Obr. 101 Řez výslednou sestavou horizontálního pohonu	79
Obr. 102 Detail na umístění horizontálního pohonu do celkové sestavy manipulátoru	79
Obr. 103 Pohled na celou sestavu pro fixaci ok na pružině při transportu	80
Obr. 104 Detail na levou sestavu válce s bodci	78
Obr. 105 Detail na pravou sestavu válce s bodci	80
Obr. 106 Boční pohled na celou sestavu pro fixaci pružin se založenou pružinou	81

Seznam tabulek

Tabulka 1 Výpočet výkonu variant a jejich informativní cena	48
Tabulka 2 Mzdové a kapacitní úspory, návratnost a celkové ekonomické zhodnocení variant	48
Tabulka 3 Grafické zobrazení časového okna pro manipulaci	58
Tabulka 4 Časy jednotlivých pohybů	58

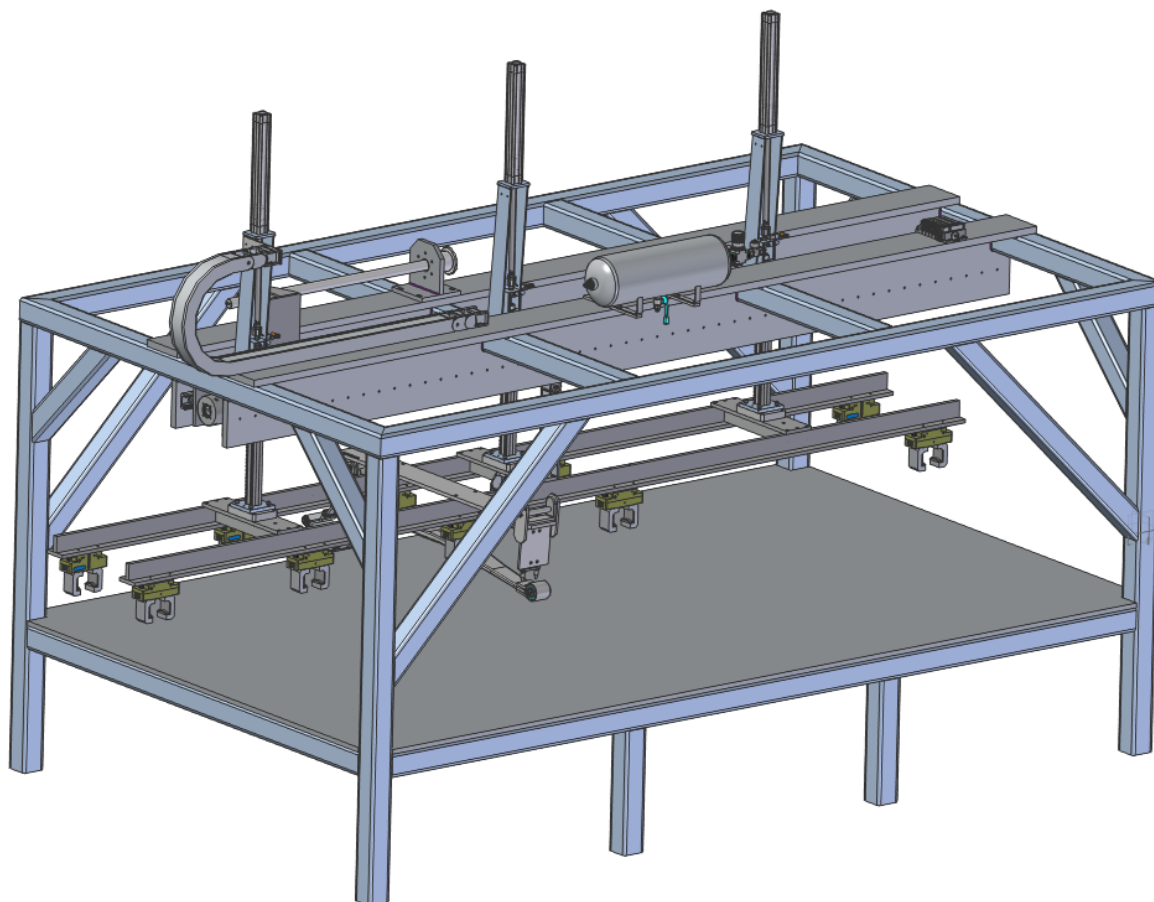
Seznam příloh

Jednotlivé pohledy na kompletní manipulátor
Jednotlivé pohledy na celou linku s manipulátorem

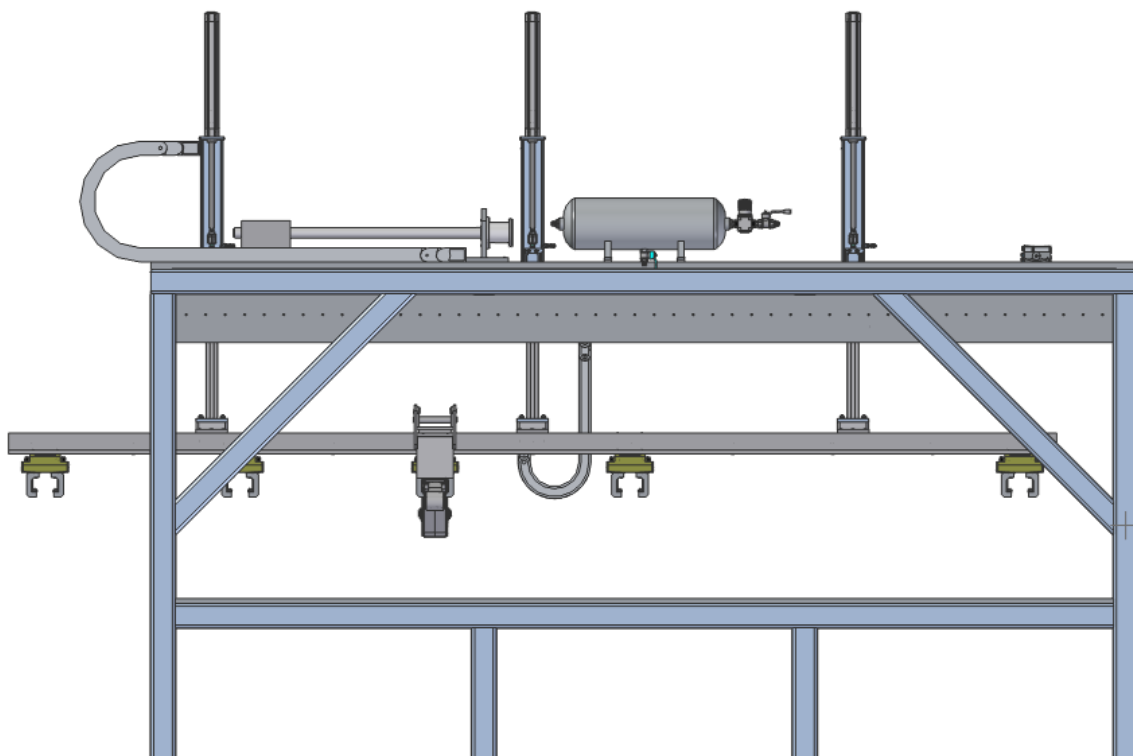
Seznam výkresů

DP-2020-V1
DP-2020-V2
DP-2020-S1
DP-2020-P

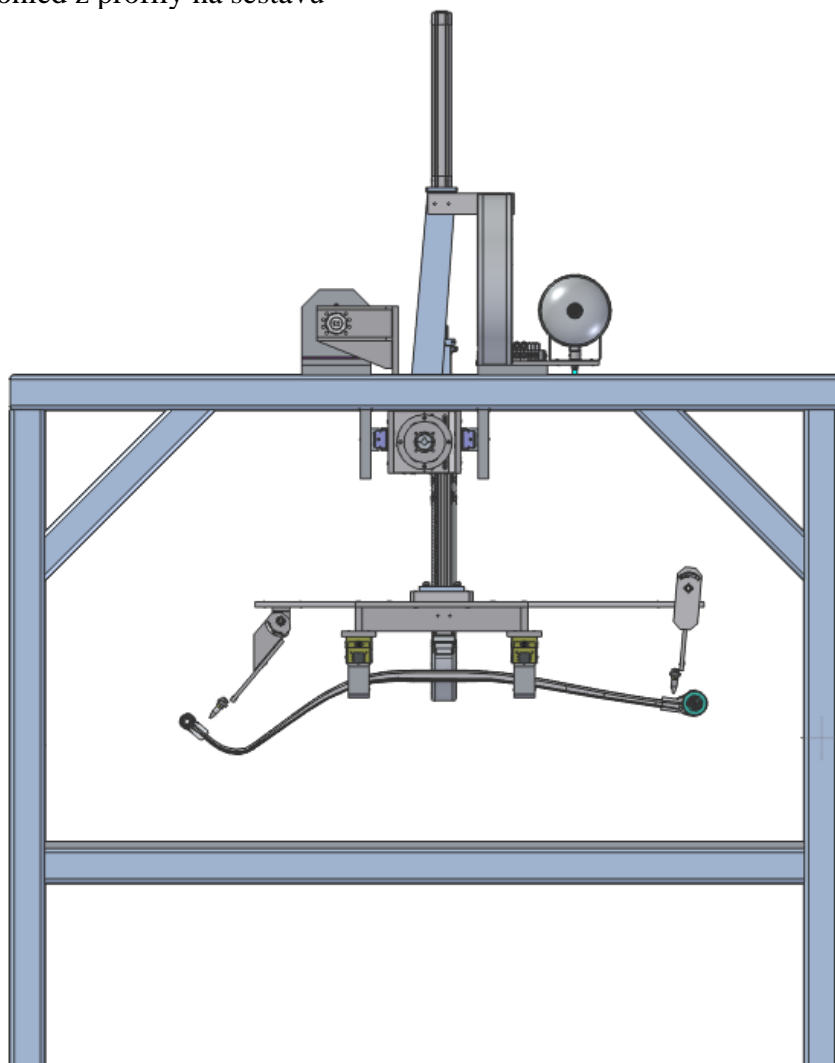
Izometrický pohled na celou sestavu manipulátoru



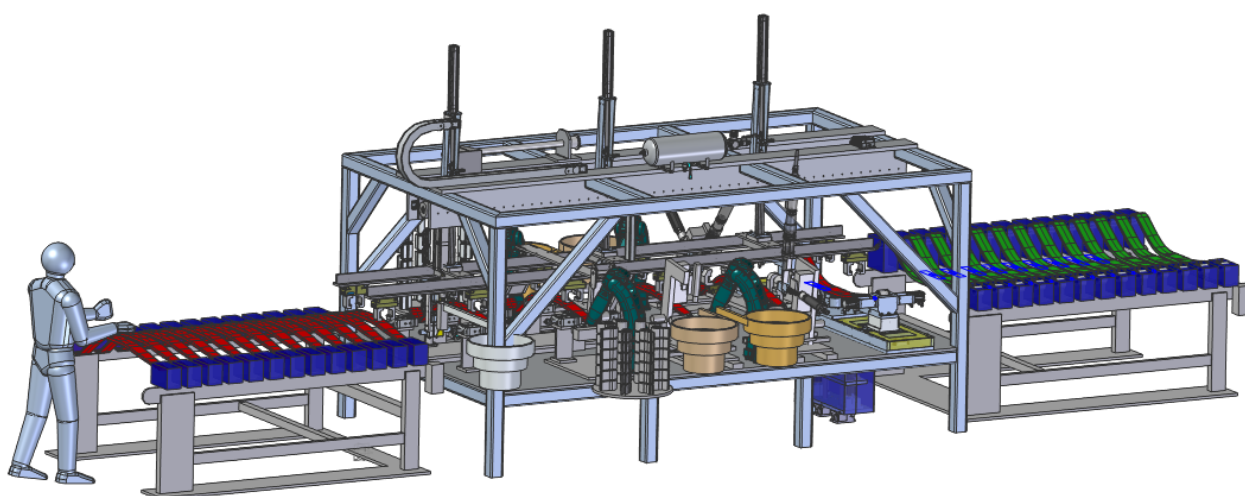
Boční pohled na sestavu



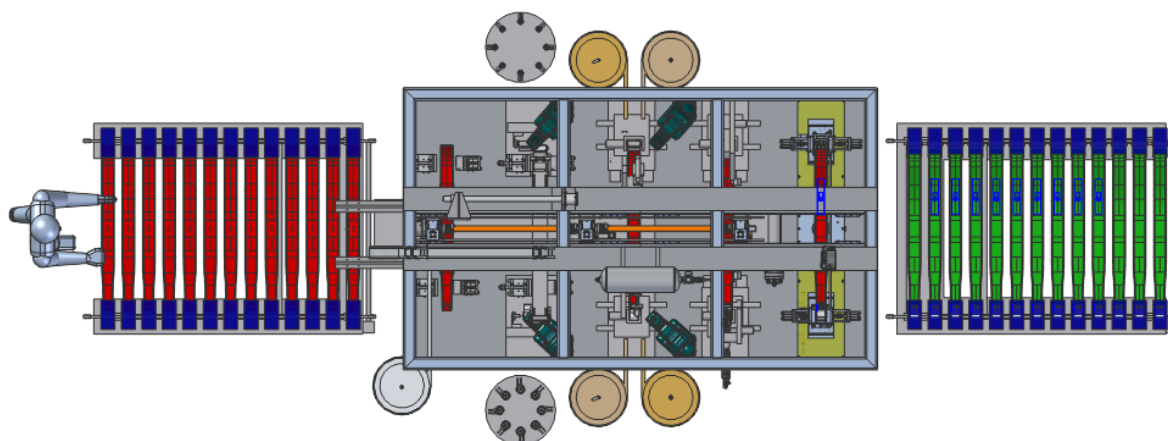
Pohled z profily na sestavu



Izometrický pohled na celou linku s vloženým manipulátorem



Pohled shora na celou linku



Detail na vložený manipulátor do linky

