



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZAŘÍZENÍ PRO TESTOVÁNÍ KOMPONENT ZAVĚŠENÍ

RIG FOR TESTING SUSPENSION COMPONENTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Nedoma

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. David Nedoma**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Zařízení pro testování komponent zavěšení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Komponenty zavěšení kol vozidel přenášejí veškeré síly mezi pneumatikou a karoserií nebo rámem. To znamená, že jsou tyto komponenty značně namáhány, tudíž nedostatečné dimenzování těchto součástí může vést k jejich poškození, což je zcela nepřipustný stav s ohledem na bezpečnost provozu vozidel. Odhad namáhání navrhovaného zavěšení vychází často z empirických rovnic nebo simulací, ty ale nemusí přesně vystihovat reálný provoz. Testovací hydraulické zařízení by mohlo posloužit k otestování dostatečné pevnosti či životnosti dílů, i třeba k ověření kvality výroby, ještě před skutečným provozem na vozidle.

Cíle diplomové práce:

Rešerše zařízení pro testování komponent podvozku
Sestavení metodiky zkoušení pevnosti a životnosti dílů zavěšení kol
Návrh univerzálního zařízení pro zkoušení dílů
Pevnostní kontrola základních komponent navrženého zařízení

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

REIMPELL, Jornsén. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

DIXON, John C. Suspension Geometry and Computation. 1st Edition. John Wiley & Sons Ltd, 2009. 434 s. ISBN 978-0470510216.

DIXON, John C. The Shock Absorber Handbook. 2nd Edition. West Sussex: John Wiley & Sons Ltd, 2007. 432 s. ISBN 0-7680-0050-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Vývoj automobilního zavěšení vyžaduje optimalizaci jízdního komfortu, odolnosti zavěšení vůči prostředí, redukci neodpružených hmot, ovladatelnosti vozidla. Tyto požadavky často vyžadují protichůdná řešení a při řešení je nutné přistupovat ke kompromisům. Odolnost zavěšení je vhodné ověřit již při vývoji vozidla. Za tímto účelem se konstruuje mnohá zkušební zařízení. Tato práce se zabývá konstrukcí zařízení pro zkoušení pevnosti automobilního zavěšení. Diplomová práce přináší přehled již vyráběných řešení, probírá jejich konstrukci a přináší návrh vlastního zařízení a pevnostní kontrolu jednotlivých částí. Dále je v práci vypracován postup zkoušení podvozkových komponentů. V poslední kapitole jsou nastíněny myšlenky pro další možný vývoj tohoto zařízení.

KLÍČOVÁ SLOVA

zavěšení, náprava, vedení kola, zkušební stav, zkušební zařízení, pevnost zavěšení

ABSTRACT

Development of car suspensions needs optimisation of comfort, durability over external conditions, reduction of un-sprung mass, car handling. These requirements often need contradictory solutions and during solving it is necessary to take compromises. Verification of durability of car suspension is better while developing the whole car. Therefore, many solutions of car suspension test rigs are created. This thesis brings summary of existing solutions and their construction. This thesis brings its own solution of the suspended test equipment, strength calculations of main components. You can find here procedure of testing components on this test rig as well. Written ideas for future development of this rig are mentioned in last chapter.

KEYWORDS

Car suspension, axle, handling, test rig, suspension test rig, durability of suspension

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NEDOMA, David. *Zařízení pro testování komponent zavěšení*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139798>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 106 s. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Petra Hejtmánka a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 18. května 2022

.....

David Nedoma

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě chci poděkovat panu Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za vedení a věcné připomínky k této práci. Dále také svým rodičům a kamarádům za podporu při studiu.

OBSAH

Úvod	11
1 Současný stav poznání.....	12
1.1 Souřadný systém vozidla	12
1.2 Odpružení a zavěšení vozidla	12
1.3 Zařízení pro testování podvozkových komponentů.....	13
1.4 Zkušební stavy pro celá vozidla.....	13
1.5 Čtvrtinové zkušební stavy	14
1.6 Dynamické zkušební stavy	16
1.7 Vibrační zkušební zařízení.....	18
1.7.1 Vibrační stav AB dynamics.....	18
1.8 K&C testing	18
1.8.1 Zařízení pro měření elastokinematiky SPMM 5000e.....	22
2 Navržený zkušební stav	24
2.1 Stojatá verze.....	25
2.2 Návrh upínacího systému.....	26
2.3 Horní upínací deska	28
2.4 Řešení posuvů	29
2.5 Ležatá verze	30
2.5.1 Svislý posuv.....	31
2.6 Natáčecí deska	32
Odhad finančních nákladů	33
2.7	33
3 Pevnostní kontrola důležitých součástí.....	35
3.1 Rám zkušebního stavu – stojatá varianta	35
3.2 Horní uložení s pohybovým šroubem	42
3.3 Stůl podélného posuvu	45
3.3.1 Kontrola vozíků lineárního vedení horního stolu	56
3.3.2 Pevnostní kontrola horního stolu	58
3.4 Horní upínací deska	59
3.4.1 Kontrola desky na ohyb.....	62
3.5 Upevnění lineárního hydromotoru k rámu.....	67
3.6 Svislý posuv	69
4 Hydraulický obvod	77
4.1 Výběr hydraulického oleje.....	77
4.2 Výběr hydrogenerátoru	78
4.3 Nádrž na hydraulickou kapalinu	80
4.4 Výběr hydraulického akumulátoru	80
4.5 Výpočet oteplování hydraulického oleje	80
4.5.1 Výpočet potřebného chladicího výkonu chladiče.....	82

5	Metodika hodnocení pevnosti zavěšení	86
6	Náměty pro další vývoj	89
	Závěr	91
	Použité informační zdroje	94
	Seznam použitých zkratk a symbolů	99
	Seznam příloh	105

ÚVOD

Zavěšení kol je u dnešních vozidel velice komplikovaná a komplexní záležitost. Správné provedení je klíčové pro výsledné jízdní vlastnosti vozidla. Díky zavěšení je karoserie spojena s koly a tím i s vozovkou. Zavěšení kol se musí vypořádat s velkým množstvím nepříznivých vlivů, ať už je to posypová sůl v zimním období, mechanické poškození o terénní nerovnosti či přenášet dynamické síly například při doskoku vozidla. Zavěšení kol musí za všech okolností přenášet síly z vozovky na vozidlo, jeho selhání dokáže způsobit krizové situace. Proto je důležité znát úroveň, na kterou lze nápravu zatížit, aniž by nastala destrukce jejích součástí. K těmto zkouškám slouží různá měřicí zařízení, ať už to jsou existující zkušební polygony s různými druhy povrchu, přejezdy překážek a další zkoušky životnosti. Pro opakovatelnost zkoušek a pro fázi vývoje, kdy ještě není hotové celé vozidlo je výhodné využití různých zkušebních stavů. Zkušební stavy proti zkouškám na polygonu poskytují vždy stejné a neměnné podmínky, a tedy i opakovatelnost zkoušky. Při vývoji se uplatňují různé konstrukce zkušebních zařízení, každá konstrukce je vytvořena s jinou motivací. Vyrábí se zařízení pro zkoušky životnosti, dále pro sledování přenosu hluku a vibrací. V neposlední řadě existují zařízení pro měření elastokinematiky. Neexistuje jedno univerzální zařízení. V této práci je vytvořen návrh konstrukce zařízení, které bude sloužit pro ověřování výpočtů pevnosti zavěšení.

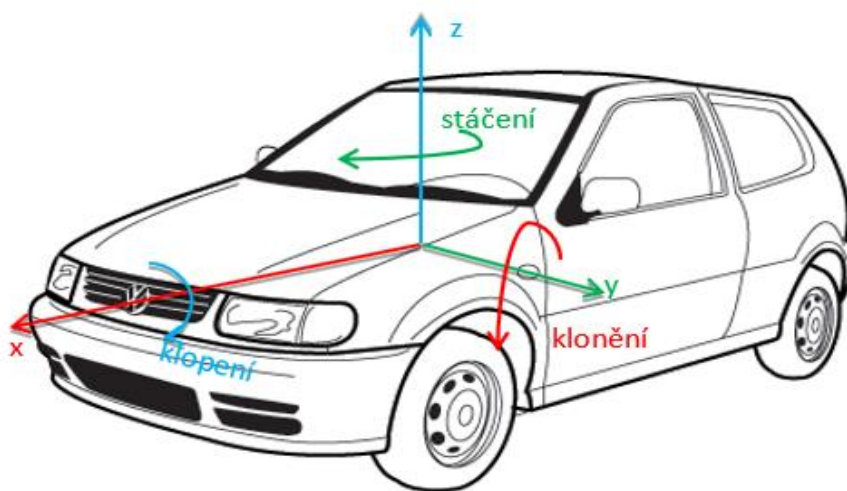
1 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

Úkolem zkušebních stavů je vyhodnocování hluku, vibrací (NVH), provádění dynamických zkoušek podvozků automobilů, nebo měření elastokinematiky. Při vývoji sériových automobilů se hledí zejména na potlačování vibrací a hluku a na odolnost konstrukce. V případě závodních automobilů je tento problém až druhořadý a nejdůležitější je ovladatelnost vozidla. Zařízení je možné rozdělit podle účelu pro který byly vyvinuty (NVH, zkoušky životnosti, měření elastokinematiky). Dalším kritériem, podle kterého lze zařízení rozdělit je, zda se zkouší celé vozidlo, nebo jen část (jedna náprava, jedno kolo).

Protože se jedná laboratorní simulace je důležité, aby byly testy založeny na reálných zatíženích. Pro zkoušky se se používá řídicí signál založený na měření v terénu. Signál představuje síly, které na vozidlo působí, tedy obsahuje velikosti a posunutí v příčném podélném a svislém směru. Dalšími vstupními informacemi pro zkoušení je například úhel klopení, klonění, brzdná síla na nápravách nebo i jednotlivých kolech. Zkušební zařízení tyto síly pomocí aktuátorů aplikují na vozidlo a zatěžují jej stejným způsobem jako by vozidlo provádělo tuto zkoušku v reálném prostředí. [26]

1.1 SOUŘADNÝ SYSTÉM VOZIDLA

Na obrázku *Obr. 1* je vyobrazeno vozidlo se souřadným systémem a třemi hlavními pohyby, které vozidlo při jízdě provádí, natáčí-li se vozidlo okolo podélné osy hovoříme o klopení (roll), při natáčení okolo příčné osy hovoříme o klonění (pitch). Stáčení (yaw) je rotace okolo svislé osy.



Obr. 1 souřadný systém vozidla [4]

1.2 ODPRUŽENÍ A ZAVĚŠENÍ VOZIDLA

Mezi karoserií vozidla a kolem, které je v kontaktu s vozovkou, musí být pružné, avšak pevné spojení, které zajišťuje dostatečný jízdní komfort a zároveň dobré vedení kola a tím i vozidla po vozovce. Karoserie vozidla a vše co je uvnitř se považuje za odpruženou hmotu, pneumatika s ráfkem případně brzdami se považuje za neodpruženou hmotu. Pružina slouží pro eliminaci vlivu primárně svislých sil od vozovky na vozidlo. Tlumič poté brzdí kmitání karoserie od

pružiny. Neméně důležité je přenášení, brzdných, akceleračních a bočních sil z pneumatiky na karoserii vozidla, tuto funkci plní ramena zavěšení, která se vyskytují v mnoha provedeních. Většina osobních automobilů nižší třídy používá systém předního zavěšení McPherson. Tento systém používá jedno rozvidlené rameno primárně pro přenos akceleračních a bočních sil a tlumičové vzpěry primárně pro přenos svislých sil. Tlumičová vzpěra bývá nejčastěji sestavena z tlumiče obklopeného pružinou. Zavěšení McPherson se hojně využívá pro vozy s hnací přední nápravou a motorem umístěným vpředu napříč. Proti tomu lichoběžníkové zavěšení je komplexnější a obsahuje dvojici nestejně dlouhých ramen, která zajišťují vedení kola. Tlumič s pružinou zde propojuje spodní nebo horní rameno s úchytem na karoserii. Lichoběžníkové zavěšení dovozuje větší možnosti nastavení geometrie. Dalším řešením je použití víceprvkové nápravy, která koncepčně vychází z lichoběžníkové nápravy, ramena jsou zde většinou řešena jako spojnice dvou kinematických bodů (v porovnání například s lichoběžníkovým zavěšením, kde jedno rameno spojuje tři body). Tato ramena dovozuje ještě více možností nastavení a provedení nápravy.

Pro zkušební zařízení z tohoto plyne, že musí být dostatečně univerzální pro realizaci upevnění mnoha provedení těchto náprav k rámu.

1.3 ZAŘÍZENÍ PRO TESTOVÁNÍ PODVOZKOVÝCH KOMPONENTŮ

Jak již bylo zmíněno, pro testování podvozků je vhodné použít laboratorních podmínek. Zkušební zařízení se navrhuje za účelem měření elastokinematiky, či zjištění životnosti dílů a v neposlední řadě je důležité pro pohodlí cestujících zajistit co nejmenší hluk a vibrace vozidla. Zařízení pro sledování kinematiky se vyznačují relativně pomalými rychlostmi změny polohy zejména zdvihu a náklonu karoserie. Dynamické zkušební stavy určené především pro zjištění životnosti, dosahují vysokých rychlostí změny polohy kola. Zařízení pro hluk a vibrace vynikají vysokými frekvencemi, kterými se zatěžuje vozidlo při malých změnách polohy. V Tabulka 1 jsou vyneseny tři vlastnosti pro různé typy zkušebních zařízení. Posuny K&C a dynamického stavu jsou podobné. Stav pro měření vibrací má tento rozsah výrazně menší. Frekvenční rozsah práce je pro NVH zařízení násobně vyšší (250 Hz proti 80 Hz) [20], [19], [41]

Tabulka 1

Druh zkoušek:	K&C	dynamický	NVH
model	KH K&C [41]	MTS 329 [19]	ANVH 250 [20]
max. zatížení	20 kN	63 kN (svisle)	10 kN
max. zdvih	±150 mm svislý	±196 mm (podélně)	±50 mm
max. frekvence	-	80 Hz	250 Hz

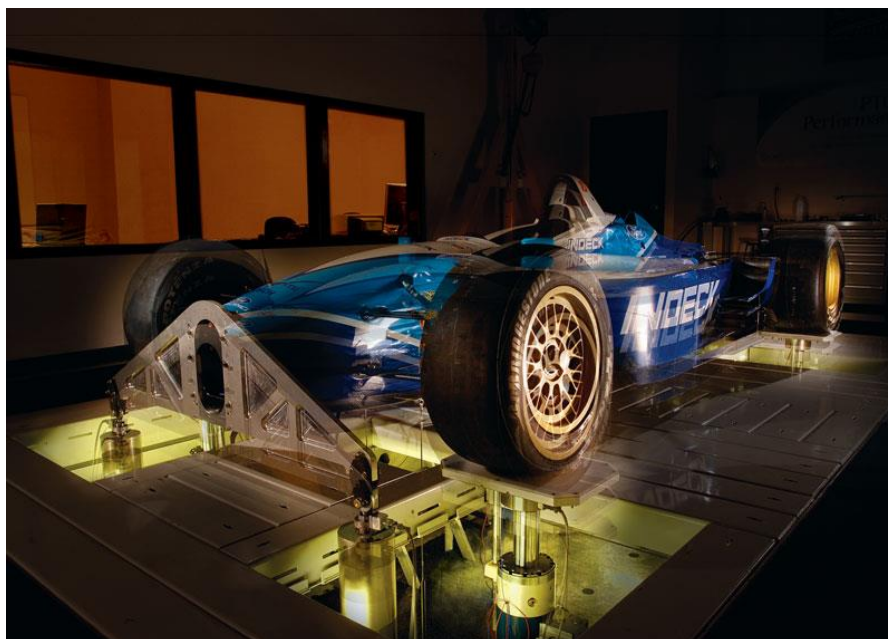
1.4 ZKUŠEBNÍ STAVY PRO CELÁ VOZIDLA

Pro komplexní zkoušky vozidla se používají čtyř, sedmi a osmi sloupová zkušební zařízení. Typický čtyř sloupový stav se skládá ze čtyř aktuátorů (sloupových podpěr) které podpírají vozidlo v místě kontaktu pneumatiky s vozovkou. Druhou možností je vyloučení pneumatiky a vozidlo je přímo upnuto za hlavu ložiska kola. Sedmi a osmi sloupové provedení mají další tři,

případně čtyři sloupky umístěné tak aby polohovaly i odpruženou hmotu vozidla. Toto umožní simulovat náklony karoserie, čímž je možné přiblížit zkoušky reálným dějům, jako například průjezd zatáčkou, akcelerace, brzdění či aerodynamické jevy jako je vztlak a přítlak. Tyto komplexní stavy jsou náročné na prostor i údržbu.

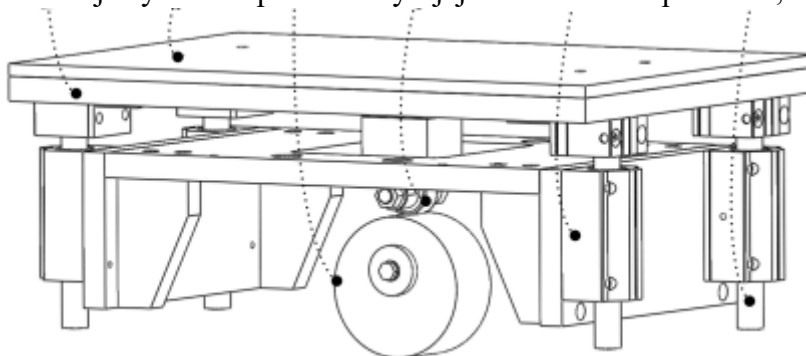
1.5 ČTVRTINOVÉ ZKUŠEBNÍ STAVY

Možným řešením prostorových a ekonomických nároků na zařízení pracující s celým vozidlem je použití čtvrtinového zkušebního stavu. Jak již název napovídá jedná se o testování jedné



Obr. 2 čtyřsloupový zkušební stav [35]

čtvrtiny automobilu (zavěšení jednoho kola). Takové zařízení sice neposkytuje komplexní soubor vlastností vozidla, avšak v průběhu vývoje zavěšení může být výhodou menší náročnost na obsluhu i nižší provozní náklady tohoto zařízení. Nejčastěji jsou v provedení s jedním či dvěma aktuátory. Mezi existujícími konstrukcemi jsou značné rozdíly. Často je zavěšení zjednodušeno a některé části jsou vyjmuty. Například se obtížně pracuje se stabilizátorem, protože vyžaduje připojení druhého kola nápravy, které se do čtvrtinového modelu nezahrnuje. Dalším častým řešením je vyloučení pneumatiky a jejím nahrazením pružinou, která má lineární

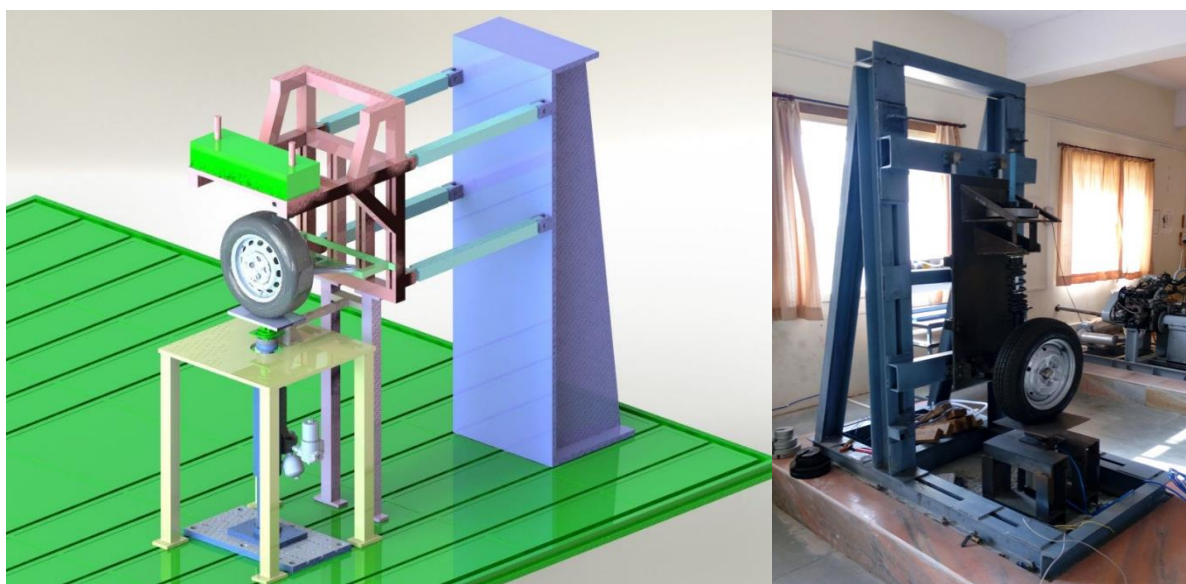


Obr. 3 zdvih stolu ovládaný vačkou [22]

závislost síly na zdvihu. Tím se zjednoduší analýza zavěšení, jelikož vyloučíme nelineární závislosti. Dosažení korelace výsledů měření na zkušebním zařízení a měření z reálného

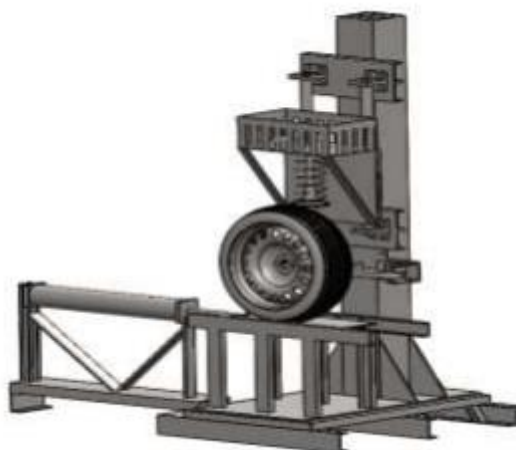
prostředí je obtížné. Závisí to velmi na výběru náhrady odpružených a neodpružených hmot pružinami. Dalším zjednodušením proti reálnému prostředí je že se neřeší náklony karoserie vůči vozovce. Typický zkušební stav obsahuje rám s upínací deskou, na kterou se přišroubují kinematické body v takové konfiguraci jako jsou na vozidle. Ve stopě pneumatiky jsou aplikovány síly na kolo. Mnoho zařízení aplikuje sílu jen ve svislém směru. Síla je vyvíjena buď hydraulicky pomocí lineárního hydromotoru, nebo i mechanicky pomocí excentru nebo vačky (Obr. 3). Nevýhodou vyvíjení zdvihu vačkou je že její zdvih je pevně dán geometrií a vyvážením pohonu takového zařízení je obtížné, ovšem v porovnání s hydraulickým okruhem vyžaduje méně komponentů, a tudíž je i méně náročné na zástavbový prostor. Tento způsob postrádá výhodu při požadavku na ovládání sil i v podélném a příčném směru, a proto je lepší využít hydraulického pohonu. [22]

Omezením pro testovací stavy pracující s čtvrtinovým modelem vozidla, je obtížné vytvoření univerzálního úchyty pro každé provedení zavěšení. Například náprava z vozu VW Passat B5 (víceprvková náprava) je zcela jiná konstrukce než náprava z vozu Škoda Octavia (McPharson). Zařízení musí být konstruováno tak, aby bylo možné obě tyto nápravy namontovat a vyzkoušet. Z tohoto důvodu se konstrukce takovýchto zařízení ustálila v podobě upínacích desek pro připevnění úchyty, kinematických bodů v takovém prostorovém rozložení jako jsou na skutečném vozidle. Z tohoto důvodu se konstrukce existujících zařízení ustálila v podobě pseudostěn, na které se již zmiňované úchyty přišroubují viz Obr. 4. V obou případech se musí vyrobit zvláštní přípravky pro upevnění zavěšení k těmto pseudostěnám.



Obr. 4 různá provedení upínacích desek [25], [38]

Nedostatkem čtvrtinových zkušebních stavů je malá variabilita. Z tohoto důvodu se musí pro zkoušení jiného zavěšení předělat například úchyty na upínací desky. V případě použití více aktuátorů jsou i tato zařízení prostorově náročná. Na obrázku níže je možné vidět zařízení s dvěma aktuátory. Jeden slouží pro simulaci svislých sil a druhý simuluje podélné síly v rovině vozovky. Zkušební stavy s více stupni volnosti jsou již velmi rozsáhlé, protože se navrhují s podobnou konstrukcí jako dynamické stavy. Tedy například šesti aktuátory s vahadly na jedno kolo obdobně jako je tomu u zařízení MTS 329 (viz níže).

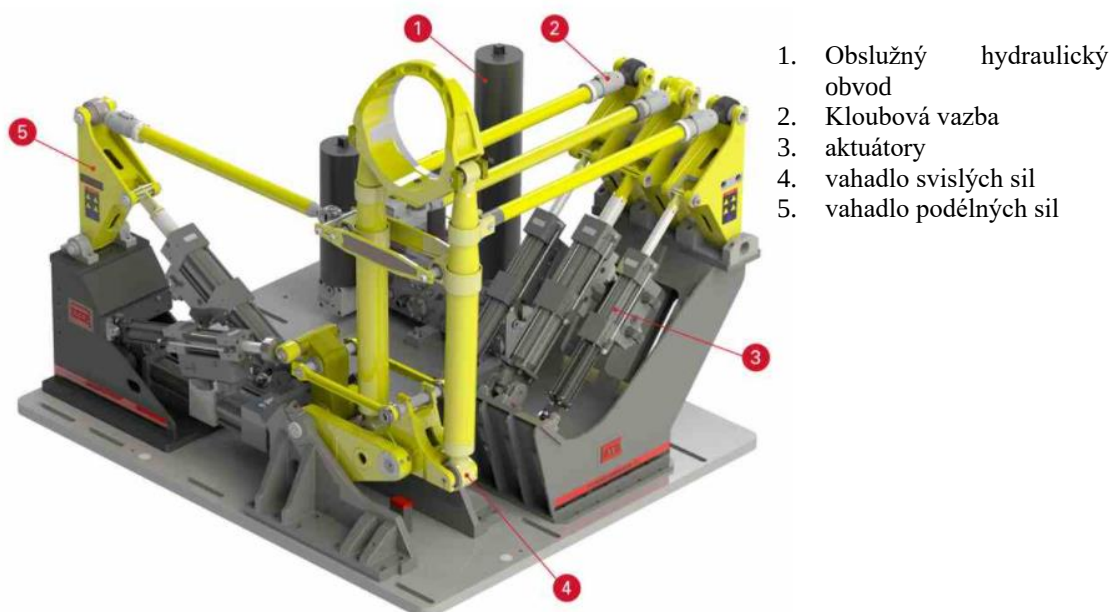


Obr. 5 zařízení se dvěma aktuátory [37]

1.6 DYNAMICKÉ ZKUŠEBNÍ STAVY

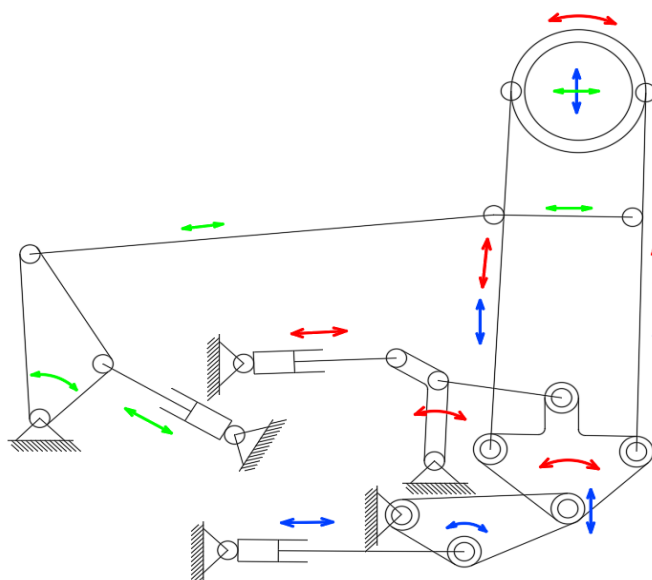
Jedná se o pokročilé řešení, kdy je možné simulovat například jízdu velkou rychlostí po nerovné vozovce, která je velmi náročná, případně nebezpečná pro ovládání vozidla. Zde jsou kladeny vyšší nároky na tuhost konstrukce zkušební stavu z důvodu cyklického namáhání. Dynamické zkušební stavy dokážou zatěžovat vozidlo s frekvencí až 80 Hz, s rychlostí zdvihu až 7 m/s. Podobně jako kvazistatické zkušební stavy, lze dynamické rozdělit na stavy pro celá vozidla, pro jednotlivé nápravy a pro čtvrtinový model vozidla. Zkoušená vozidla se do zkušebních stavů upínají bez pneumatik, jelikož upínací plocha disků kol se použije pro upnutí do stavu. Konstrukce zkušebních stavů je taková, aby dovolila až 6 stupňů volnosti. Stejný je i počet vstupních zatížení. Tři vstupy jsou translačního charakteru (svislé, podélné a příčné zatížení). Dále se používají tři úhlová zatížení (stáčení, klopení, klonění). Na Obr. 7 je dynamický zkušební stav MTS 329 pro čtvrtinový model vozidla se šesti stupni volnosti. Síly jsou vyvíjeny lineárními hydromotory a pomocí přepákování vahadly jsou tyto síly přes tyče přeneseny na hlavu kola. Nucené klopení kola se provádí prostředním podélným aktuátorem. Změny vysunutí tohoto aktuátoru jsou přeneseny na úchyt kola tak, že je dovoleno jeho natáčení okolo podélné osy. Stáčení kola je docíleno rozdílným posunutím krajních podélných aktuátorů. Svislé zatížení (Obr. 6 modře) budí aktuátor umístěný v podélném směru a opět přes vahadlo je tato síla převedena na úchyt kola na dvě svislé tyče, které přenáší zatížení ve svislém směru. Tyto tyče jsou umístěny na dalším vahadlu, které je natočeno okolo čepu pomocí dalšího aktivního členu. Tím se docílí klonění kola (červeně). Podélné síly jsou přenášeny z vahadla na nosné tyče a tím se i úchyt kola pohybuje v tomto směru (zeleně). Aktuátory jsou v tomto případě lineární hydromotory. Požadovaný průtok oleje je $284 \frac{l}{min}$ pro jednu jednotku (jedno kolo). Posunutí kola je až ± 190 mm. [19]

Řídící signál pro simulaci zkoušek životnosti vychází ze skutečné jízdní zkoušky na polygonu. Pro jeho získání je potřeba na vozidlo připojit měřicí systémy jako jsou měřicí kola, snímače



Obr. 7 zařízení MTS-329 6DOF [19] (přeloženo autorem)

zrychlení, snímače zdvihu a nezbytné tenzometry. Při simulaci jízdy po nerovné vozovce se sbírá množství dat (až 70 kanálů), avšak pro testy životnosti jsou nejdůležitější zatížení působící na kola v podélném, příčném a svislém směru. Dále jsou důležité informace z tenzometrů a snímačů polohy a zrychlení různých částí vozidla. Po naměření se vybírají vhodná data. Sběr dat se provádí minimálně 5× nejčastěji se vybírá druhé nejagresivnější měření a posuzují se



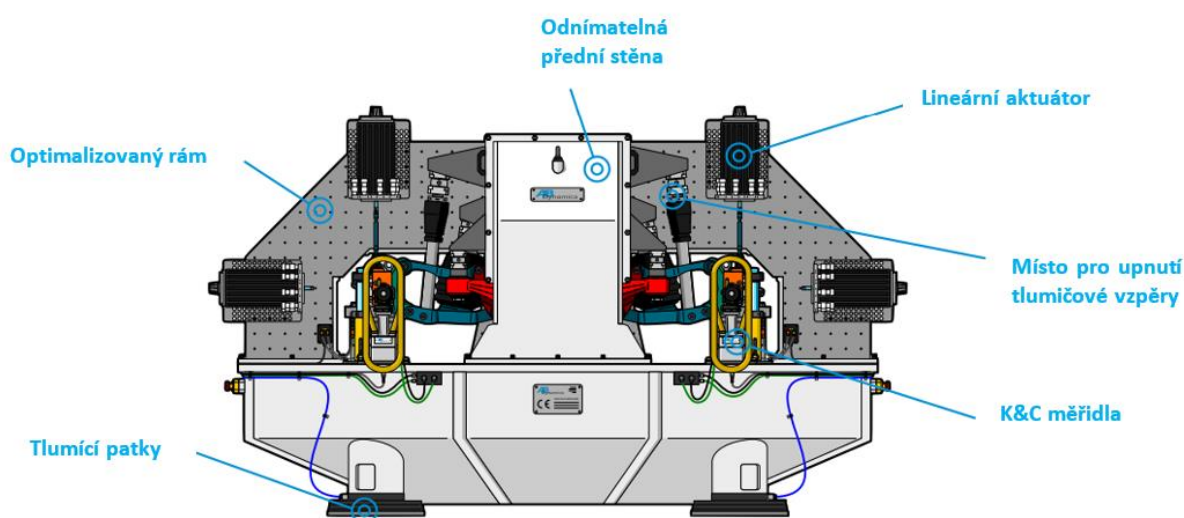
Obr. 6 kinematický rozbor stavu MTS

parametry jako je maximální, minimální a efektivní hodnota na vybraných kanálech.[26] Porovnávají se diagramy četnosti metodou stékajícího deště. Diagramy únavového poškození se vyhodnocují za použití Palmgrem-Minerova pravidla.

Pro urychlení zkoušky se z řídicího signálu nepoužijí ty části, které mají na životnost minimální vliv, nebo se nedají na simulátoru realizovat. Důležitým krokem je následné porovnání signálu naměřeného a řídicího pro simulátor. Zde je nutné pro validaci měření mít signály co nejvíce podobné.[26]

1.7 VIBRAČNÍ ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ

Hlavním zdrojem hluků v interiéru vozidla je hluk od kol valících se po nerovném povrchu. Problémy s velkou hlučností bývají často odhaleny až v pozdní části vývoje, kdy jsou v reálném provozu zkoušeny první prototypy vozidel. V době nástupu elektromobilů, které nevyvozuji typický hluk spalovacího motoru, je hluk od kol výraznější. Odhalení zdrojů a přenosu hluku v brzké části vývoje vede k lepšímu řešení a nasměruje vývoj podvozku a odhlučnění správným směrem. [20]



Obr. 9 stav AB Dynamics ANVH 250 [20] (přeloženo autorem)

1.7.1 VIBRAČNÍ STAV AB DYNAMICS

Stav na zkoušení náprav společnosti AB Dynamics zatěžuje komponenty nápravy silami až 10 kN s frekvencí až 250 Hz a zkoumá přenos vibrací zavěšením z náboje kola do karoserie vozidla. Impulzy mohou mít sinusový i náhodný průběh, další možností je použít naměřená data reálné vozovky. Vstupy se aplikují ve všech třech směrech (podélný, příčný, svislý). Možné je i každou stranu nápravy zatěžovat v opačném směru. Pro správné vyhodnocování vibrací je nutné, aby vlastní frekvence zkušebního zařízení byla vyšší, než je zkušební rozsah. Výchytky jsou v porovnání se stavem MTS 329 nižší, a to od $\pm 0,01$ do ± 50 mm. Maximální zatížení vyvinuté aktuátory je 10 kN. Aktuátory jsou lineární pneumatiky. [20]

1.8 K&C TESTING

Písmeno K znamená kinematics, tedy kinematika a písmeno C znamená compliance tedy poddajnost. V češtině se používá název elastokinematika. Jak už název napovídá zkoumají se při tomto testování jak kinematické vlastnosti, tak poddajnost komponentů zavěšení.

Elastokinematika nápravy je schopnost zachovávat geometrickou konfiguraci při působení vnějších sil, které ovlivňují jízdní vlastnosti vozidla. Při měření elastokinematiky se simulují různé manévry a zkoumá se chování všech prvků zavěšení, tlumení a řízení. [30], [31]

Při testování se vychází z reálných zatížení na vozidlo k ověření návrhu zavěšení a charakteristik tuhosti. Do zkušebního stavu se upne vozidlo za karoserii (nejčastěji za prahy nebo body určené pro zvedák) pohyby karoserie se simuluje zvedání, klopení a klonění.



Obr. 10 zkušební zařízení SPMM 5000e [32]

Pneumatiky zůstávají v kontaktu s rovinou vozovky na podstavcích určených pro jednotlivá kola. Podstavce jednotlivých kol simulují síly od vozovky, tedy brzdění, akceleraci a boční síly. Přesné měřicí přístroje zaznamenávají polohu a zatížení kola během celého zkušebního procesu. Všechna tato zatížení a posuny jsou prováděny kvazi-staticky tedy nízkou rychlostí. Na Obr. 10 je vidět zkušební stav SPMM 5000e. Vozidlo je upnuto na středovém stole, kola jsou upevněna na jednotlivých podložkách. [32]

BOUNCE TEST

Při tomto testu se zvedá vůz ve svislém směru a podložky kol zajišťují nulové stáčivé síly a vratné momenty. Určuje se změna sbíhavosti, odklonu a závleku vlivem propuštění, změna rozchodu, kinematický anti-dive efekt, kinematický střed otáčení atd. Podobným testem je Bounce-Pitch, kde se ke zhoupnutí přidá úhel klonění způsobující jiné zatížení na přední a zadní nápravě. Během tohoto testu jsou podélné a příčné síly, stejně jako vratný moment nulové v každé stopě kola. To eliminuje nechtěné stáčivé síly a dovolí kolům pohybovat se volně. Pomalý průběh tohoto testu eliminuje nechtěné tlumící a setrvačné síly od vertikálního zatížení. Odpovídající zatížení, posunutí a orientace je měřena na každém kole zvlášť. [24]

ROLL TEST

Stůl s vozidlem se natáčí okolo podélné osy a podložky kol zajišťují nulové boční síly a vratné momenty. Roll test se používá k určení zatáčení vlivem klopení, klopné tuhosti a koeficientu statického přenosu hmotnosti. [24]

STEERING TEST

Během tohoto testu je vozidlo ve stabilní poloze a zatáčí se koly, při tomto se zjišťuje procento ackermana a Okamžitý poloměr zatáčení. [24]

ZKOUŠKA PODÉLNÉ TUHOSTI

Při tomto testu je vozidlo upevněno na stole zkušebního stavu a síly jsou na vozidlo přenášeny přes podložky kol. Při simulaci brzdění musí být vozidlo zabrzděno. Síly jsou aplikovány ve směru brzdění. Při simulaci dopředné jízdy je vozidlo odbrzděno, převodovka nebo pohon musí být uzamčen kvůli přenosu sil z vozovky na středy kol, když jsou síly od vozovky aplikovány v kontaktu pneumatiky s vozovkou. Síly jsou aplikovány ve směru odpovídajícímu akceleraci. Výsledné zatížení, posunutí a natočení jsou měřeny na každém kole zvlášť. [24]

ZKOUŠKA PŘÍČNÉ TUHOSTI

Vozidlo je opět upevněno na středovém stole a boční síly jsou přenášeny přes podložky kol. Při tzv. paralelním zkoušení směřují síly ve stejném směru, tedy všechny síly doleva nebo doprava. Také se provádí test, kdy síly směřují na opačné strany, tedy od sebe nebo k sobě. Při tomto testu se zjišťuje stáčivost nápravy, boční tuhost pneumatik, tuhost sbíhavosti a odklonu, silový střed klopení a zvedací síly (Jacking forces). [24]

MĚŘENÍ VRATNÉHO MOMENTU

Při tzv. paralelním měření je pomocí podložek natáčeno koly ve stejném smyslu. Používá se také test, při kterém se kola natáčí v opačném smyslu. Zatímco paralelní test odhalí vůle na spojovacím zařízení (spojovací tyče řízení, nápravnice, stabilizátor), při opačném natáčení se odhalí účinky jednotlivých bodů zavěšení. Charakteristiky získané tímto testem jsou: Tuhost sbíhavosti, vratná tuhost pneumatik a zpětná vazba řízení. [24]

ZKOUŠKA PRŮJEZDU ZATÁČKOU

Naklopení vozidla odstředivou silou je simulováno naklopením středového stolu, na kterém je



Obr. 11 zkouška průjezdu zatáčkou [32]

upnuto vozidlo. Při průjezdu zatáčkou se mění vertikální síly působící na jednotlivá kola. Kola na vnější straně jsou zatížena více než kola na vnitřní straně. Vstupní parametry pro test jsou výška těžiště, boční zrychlení a stopa pneumatiky. Přes středový stůl působí na vozidlo klopný moment, boční síla je přenášena na pneumatiky. Vozidlo má zatočená kola řídící nápravy v požadovaném úhlu. Měří se zatížení, posuny dílčích částí zavěšení a jejich natočení. Pro určení samotné kinematiky jsou eliminovány síly v rovině vozovky. Při této zkoušce je možné určit tyto charakteristiky: stáčivost nápravy, zvedací síly, klopnou tuhost, příčný přenos hmotnosti, příčné a svislé síly na pneumatiky atd., [30], [24]

SIMULACE BRZDĚNÍ

Při brzdění provádí vozidlo klonivý pohyb, tedy před' klesá k zemi a zád' se nadlehčuje.



Obr. 12 simulace brzdění [32]

Vstupními hodnotami pro tuto zkoušku jsou výška těžiště a brzdné zrychlení (zpomalení). Úhel klonění je na karoserii vozidla přenášén středovým stolem, zatímco brzdné síly v rovině vozovky jsou přenášeny podložkami kol na pneumatiky v místě jejich kontaktu s vozovkou. Tímto testem se určuje stáčení nápravy, zvedací síly, klonivá tuhost, podélný přenos tíhy, podélné a svislé síly v pneumatikách při brzdění. [32], [33], [24]

SIMULACE AKCELERACE

Při zrychlování působí na pneumatiku síla F_x jako reakce na hnací moment kola. Příčná síla je rovna nule. Také v tomto případě dochází k přesunu vertikálního zatížení. Na rozdíl od průjezdu zatáčkou se zde přesouvá v podélném směru, přední kola se odlehčí, zadní se dotíží.

Opět jsou zde vstupními hodnotami výška těžiště a požadované zrychlení. Tento vstup je na vozidlo aplikován v podobě klonění, podélné rozložení sil pod jednotlivými koly se nastaví podle náklonu tak, aby byl dodržen přenos zatížení mezi nápravami. Sledované charakteristiky jsou například: zvedací síly, tuhost klonění, podélný přesun tíhy, podélné a svislé síly v pneumatikách. [30], [31]

SIMULACE KOMBINOVANÉHO ZATÍŽENÍ

V tomto testu se simuluje průjezd zatáčkou se současným brzděním nebo akcelerací. Na karoserii vozidla je aplikováno klopení i klonění zároveň, k tomu jsou na pneumatiky přenášeny odpovídající reakční síly vozovky. Obvykle se simuluje celý průjezd zatáčkou, tedy nájezd do zatáčky, průjezd apexem a výjezd ze zatáčky. Pro správné nastavení testu je potřeba znát tyto parametry vozidla: výšku těžiště, požadované zrychlení při brzdění, zatáčení i akceleraci, poměr brzděných síly mezi nápravami. [33], [31],

1.8.1 ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ ELASTOKINEMATIKY SPMM 5000E

SPMM 5000e SPMM znamená Suspension Parameter Measuring Machine, v překladu zařízení pro měření parametrů zavěšení. Zařízení vyráběné společností AB Dynamics je určeno pro kvazi-statické měření náprav vozidel. Obsahuje dvě až čtyři základny pro kola a naklápěcí stůl, přes který se aplikují pohyby karoserie. Zařízení pracuje se šesti stupni volnosti ovládanými 6 elektromechanickými aktuátory. Pro každé kolo jsou měřeny síly v osách x, y, a z a momenty okolo těchto os, dále jsou měřeny úhel zatočení, úhel odklonu kola a posuny jeho středu.

Jako vstupní veličiny se používají:

- svislý pohyb vozidla
- úhel klopení karoserie
- podélné, příčné a svislé zatížení kola
- vratný moment kola
- úhel natočení volantu

měřené veličiny jsou:

- sbíhavost
- úhel odklonu
- svislý, podélný a příčný posuv kola
- síly ve směru x, y, z a příslušné momenty

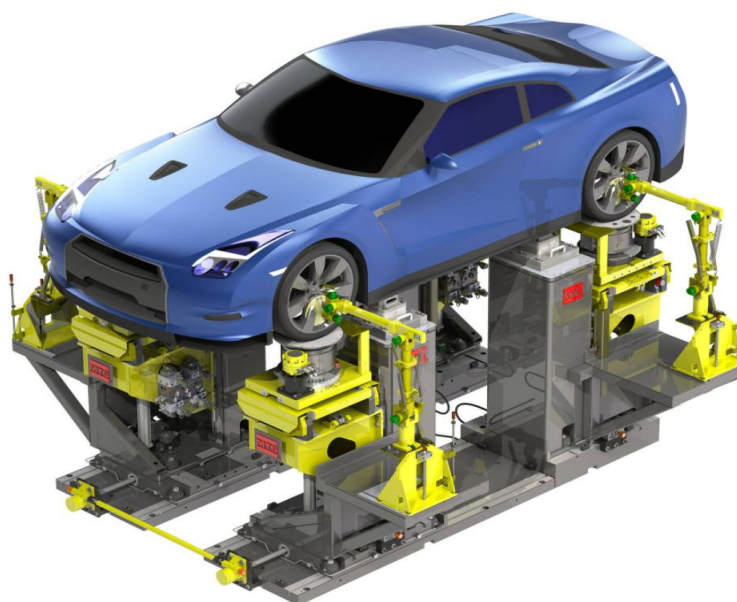
moment setrvačnosti vozidla (po změně konfigurace zařízení)

Společnost MTS vyrábí obdobné zařízení jako AB Dynamics, opět se vyrábí v provedení pro jednu i pro dvě nápravy. Zásadním rozdílem je pevný stůl pro upevnění vozidla, všechny náklony a pohyby jsou na vozidlo aplikovány pomocí podložek kol. Pevný stůl pro vozidlo je dobře patrný na Obr. 14. [30], [31]



Obr. 13 zkušební stav Morse Measurements [24]

Velmi podobné zařízení vyrábí také společnost Morse Measurements LLC, které je stejně jako SPMM 5000e vybaveno naklápěcím stolem. [24]



Obr. 14 MTS K&C deflection measurement system [33]

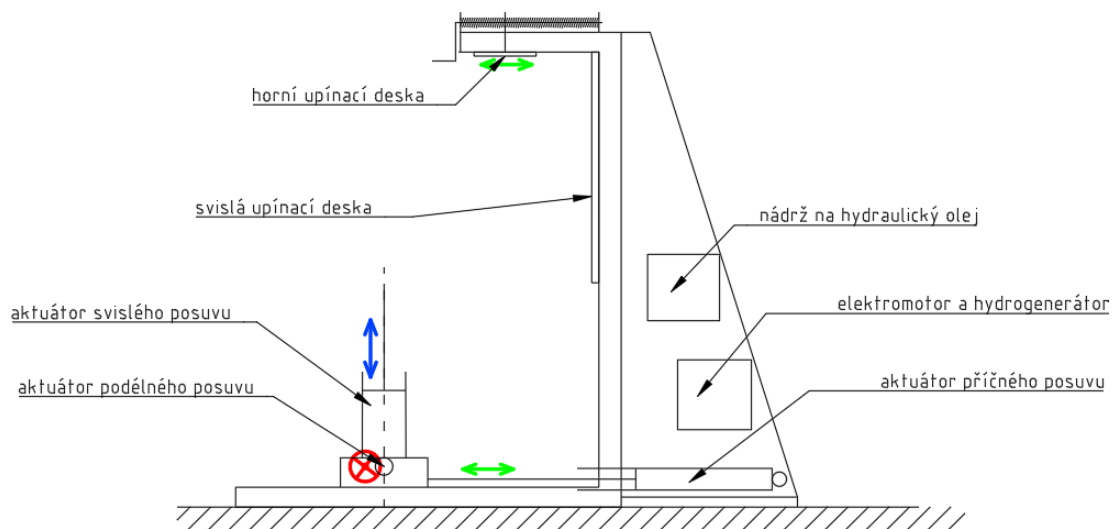
2 NAVRŽENÝ ZKUŠEBNÍ STAV

V této kapitole bude popsána konstrukce navrženého zkušebního stavu. Toto zkušební zařízení je navrženo za účelem zjištění pevnosti zavěšení. Zřízení obsahuje tři aktuátory – tedy simuluje svislé, podélné i příčné síly. Aktuátory jsou v podobě lineárních dvojčinných hydromotorů, které přímo bez přepákování přes vahadla působí na zavěšení kola, které se upne do zařízení.

Síla aktuátorů byla na základě informací, o již existujících zařízeních a prací ve kterých se počítá síla v zavěšení, stanovena na 70 kN. Například výrobce MTS uvádí maximální svislou sílu 60 kN pro vozidlo v rozmezí hmotnosti 8÷10 tun.[33] V diplomové práci [42] se udává jako největší síla v zavěšení do 10 kN. Do 10 kN udává i práce [43]. Pro možnost přetížení součástí byla síla stanovena na již zmíněných 70 kN.

Při vývoji bylo cíleno na splnění těchto požadavků:

- Co nejvíce univerzální řešení pro upnutí mnoha variant zavěšení.
- Kompaktní řešení výsledného zařízení.
- Jednoduchá výroba.
- Možnost budoucích úprav.

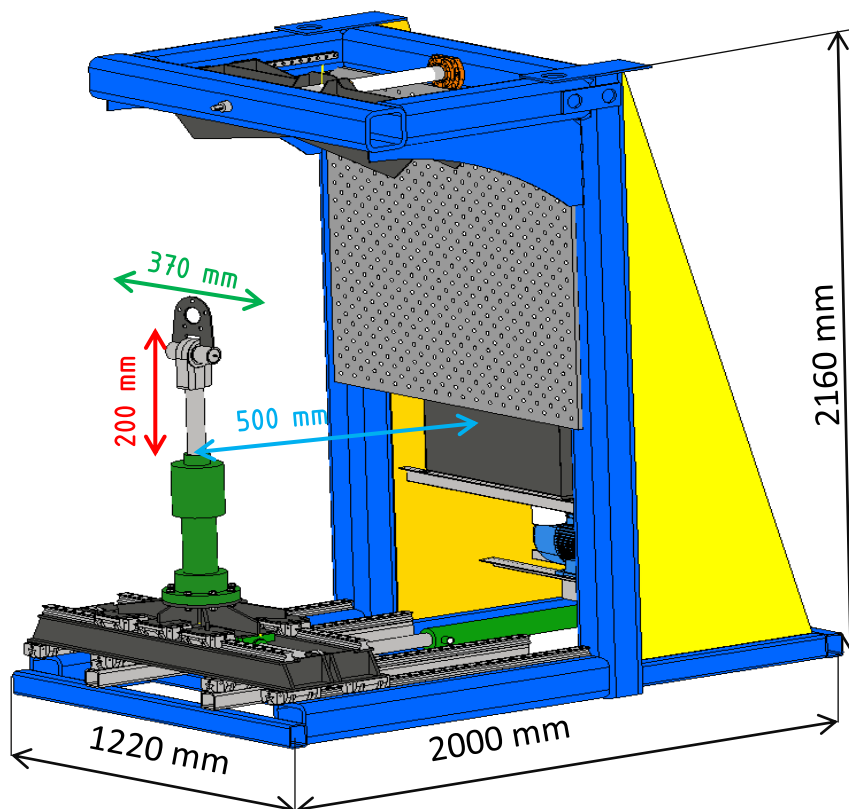


Obr. 15 koncepční návrh

Na základě rešerše již existujících řešení a požadavků na vyvíjené zařízení byla nejprve vybrána koncepce, ta je znázorněna na Obr. 15. Na rámu jsou umístěny upínací desky pro kinematické body, horní upínací deska je uvažována jako posuvná v příčném směru. Aktuátory jsou umístěny na rámu zařízení a vyvozují síly a posunutí na těhlici kola. Pro dosažení kompaktnosti je využit prostor za svislou (upínací) deskou pro příslušenství a hydraulický obvod. Ovládání obvodu je elektronické a zahrnuje požadavky na vysunutí jednotlivých aktuátorů. Výsledná síla zatěžující komponenty je vypočtena ze znalosti tlaku ve válci a plochy pístu.

2.1 STOJATÁ VERZE

Na Obr. 16 je stojatá verze ve vývojové fázi, kdy byly upravovány rozměry dílčích součástí pro dosažení požadované pevnosti. Na obrázku jsou naznačeny rozsahy posuvů. Tedy hydromotor pro boční síly má rozsah posuvu 500 mm, pro síly od vozovky 200 mm a pro brzdné a akcelerační síly 370 mm. Rám je navržen jako svařovaný z tvářených profilů ČSN 42 5720-142×16-1 pro části, které přenášejí velký ohybový moment. Pro méně namáhané části jsou zvoleny profily 60×6. Z důvodu vysokého ohybového namáhání je rám vyztužen žebry, dvě vyztužují svislé stojky a dvě podpírají horní upínací desku. Velká žebra (na obrázku žlutou



Obr. 16 stojatá verze



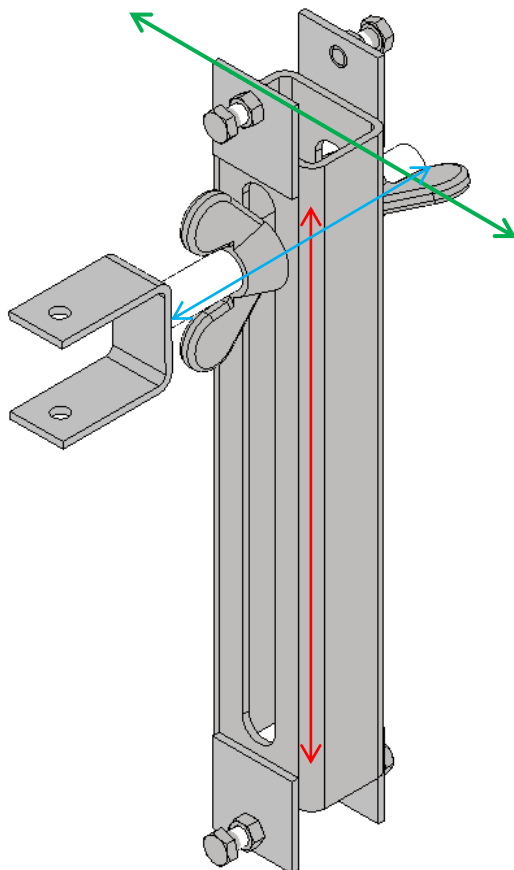
Obr. 17 lineární vedení RGW [1]

barvou) fungují zároveň jako nosný prvek pro příslušenství. Na tvářených L profilech ČSN 42 5545 – L50×30×4 je uchycen elektromotor s hydrogenerátorem, nad nimi na stejných profilech

je umístěna nádrž na hydraulický olej. V přední části je umístěn posuvný stůl ustavený na lineárních vedeních RGW (viz Obr. 17), které dodává firma HIWIN. Kolejnice vedení jsou přišroubovány na rám zkušebního stavu šrouby.

2.2 NÁVRH UPÍNACÍHO SYSTÉMU

V prvotní fázi vývoje byl kladen důraz na univerzalitu upínacího systému. Za určující byl považován fakt, že většina řešení kinematických vazeb náprav McPharson je řešena jako dva

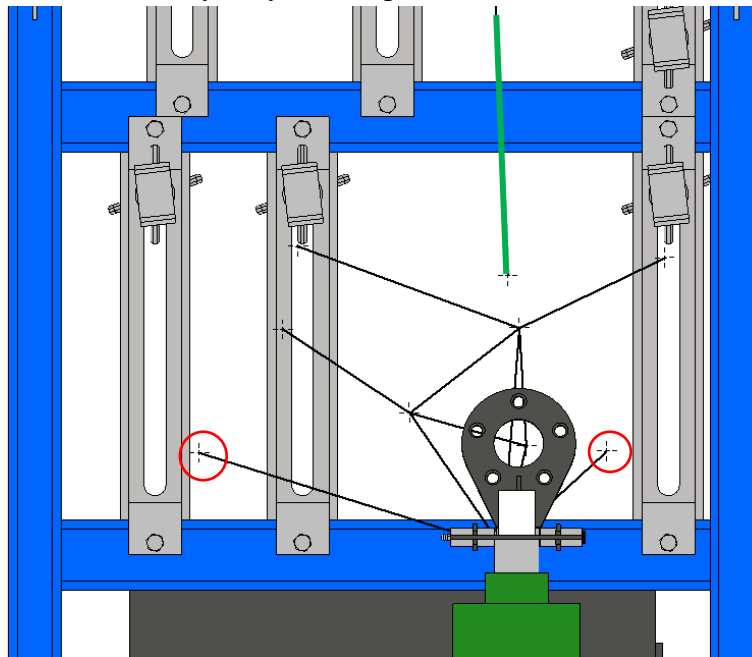


Obr. 18 variabilní úchyt

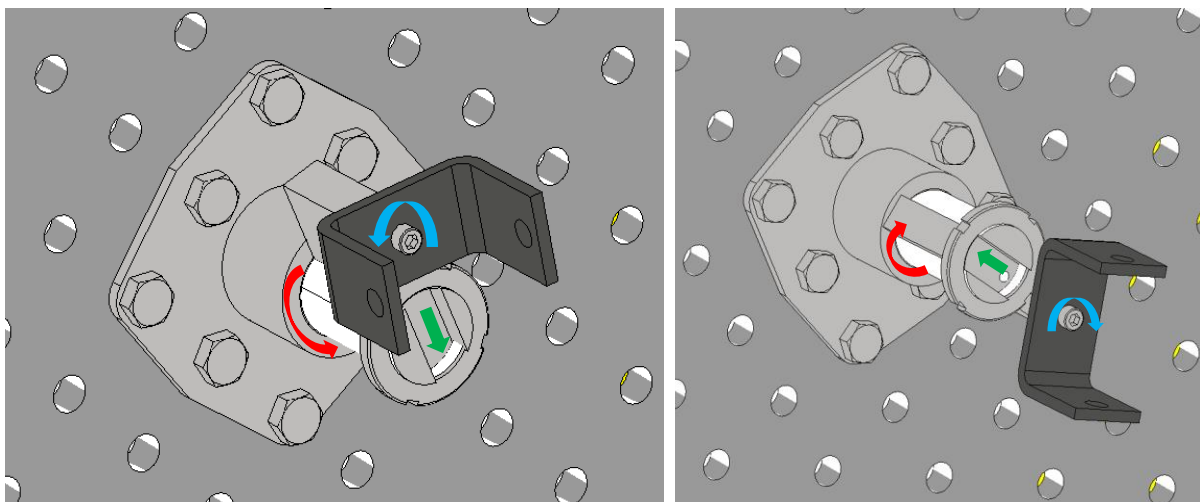
válcové silentbloky, a tudíž by se upínaly pomocí posuvného třmenu ve všech třech osách. Na Obr. 18 je znázorněn jeden variabilní úchyt. Pohyb v podélném směru (zeleně) je umožněn posunutím po rámu zařízení a aretován šroubem M12. Pohyb v příčném (modře) a svislém směru (červeně) je umožněn díky šroubu M24 aretovaném křídlatými maticemi. Otáčením šroubu se dosáhne změny polohy v příčném směru. Před aretací je možné šroub polohovat i vertikálně, protože se pohybuje v drážce vytvořené v tvářeném čtvercovém profilu.

Nevýhoda koncepce tohoto řešení spočívá v nemožnosti montáže například lichoběžníkového zavěšení, které má konfiguraci bodů v podélném směru blízko sebe (do 5 cm), jak je možné vidět na Obr. 19. Posunutí zavěšení vzhůru tak, aby na horní úchyty ramen dosáhlo horní patro třmenů je také nemožné, protože zde je tlumičová vzpěra (zeleně), která musí být upevněna v horní upínací desce. Červeně jsou na obrázku vyznačeny problematické body. Jako řešení se jevilo umožnit třmenu pohyb do boku mimo šroub na kterém je upevněn.

Upínací systém byl přepracován na systém s upínací deskou a otočnými třmeny. Třmen se může natáčet kolo své středové osy (na Obr. 20 modře), dále se může posouvat v drážce otočného čepu (zeleně), který je vsazen do díry v přírubě. Otáčení čepu je naznačeno červenou barvou. Posunutí těchto třmenů v příčném směru bylo vyřešeno podkládáním distančními kostkami. Nevýhoda předchozího řešení byla vyřešena, protože třmen dokázal obsáhnout větší plochu,



Obr. 19 nemožné ucyhčení bodů

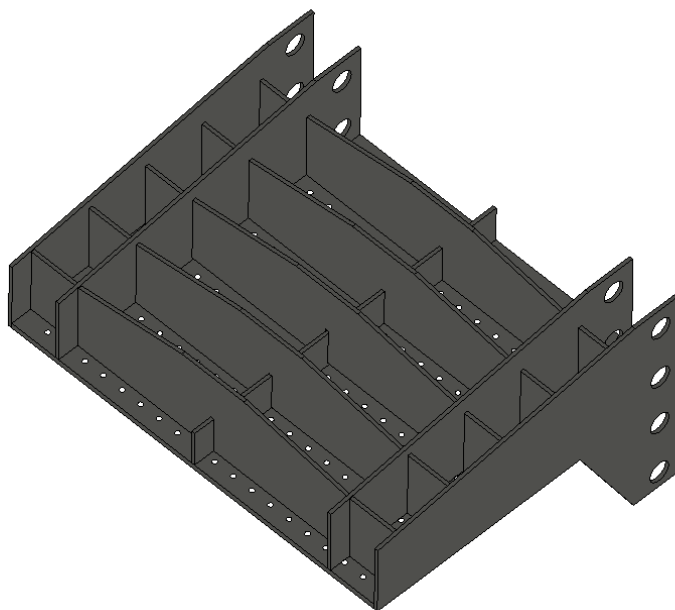


Obr. 20 otočné třmeny na upínací desce

než je jeho půdorys na desce. Ani toto řešení nebylo dostatečně univerzální, jelikož třmen lze polohovat pouze v rovině, která je rovnoběžná s upínací deskou. Jelikož vytvoření dalšího kloubu by příliš snížilo tuhost úchyty a pevnostní kontrola taktéž nedávala optimistické výsledky, bylo upuštěno od snahy vytvořit univerzální úchyty.

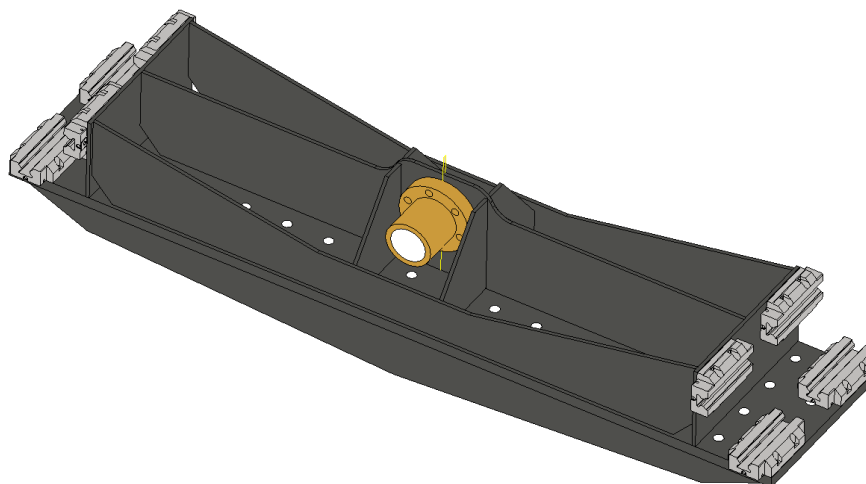
2.3 HORNÍ UPÍNACÍ DESKA

Horní upínací deska je koncipována jako posuvná na kolejnicích lineárního vedení. Posuv je možný v příčném směru. Deska je navržena jako svařenec z plechových výpalků. Samotná upínací deska je z plechu tloušťky 16 mm. Deska obsahuje síť děr se závitem M16 pro upínání prvků náprav. Deska je vyztužena žebry pro přenos ohybového momentu na místa připojení k vozíkům lineárního vedení, vozíky jsou typu RGW 20HC vyráběnými firmou



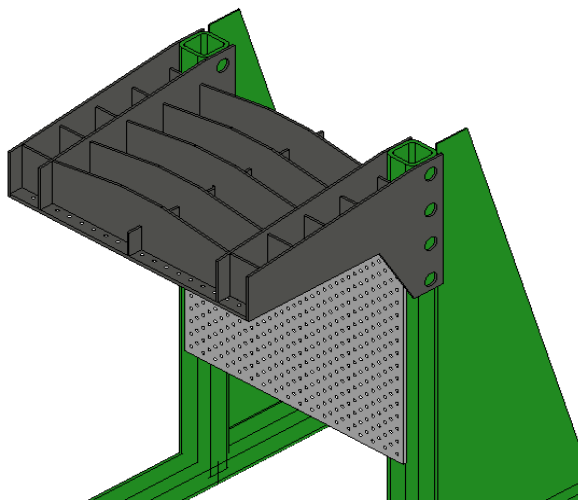
Obr. 22 horní upínací deska – pevná verze

HIWIN. Pohyb je řešen pomocí pohybového šroubu, jedno z žebér je vyšší a je vybaveno dírou pro mosaznou matici, která převádí šroubový pohyb na lineární. Šroub je vyroben s lichoběžníkovým závitem TR 50×3. Na Obr. 22 je sestava horního uložení. Na koncích jsou vozíky lineárního vedení a uprostřed je matice pohybového šroubu. Vyloučením pohybu byla vytvořena pevná varianta, sestavená také jako svařenec z plechových výpalků. Rozměry jsou



Obr. 21 horní upínací deska pohyblivá verze

takové, aby plně nahradily pracovní rozsah pohyblivé varianty. Na Obr. 21 je vyobrazen případ pevné varianty horní upínací desky. Sestává ze samotné upínací desky se sítí děr jako předchozí varianta. Ta je vyztužena podélnými a příčnými žebry, přičemž podélná žebra zároveň slouží pro ukotvení na rám. Tímto může být rám zároveň jednodušší, protože zde odpadne problém

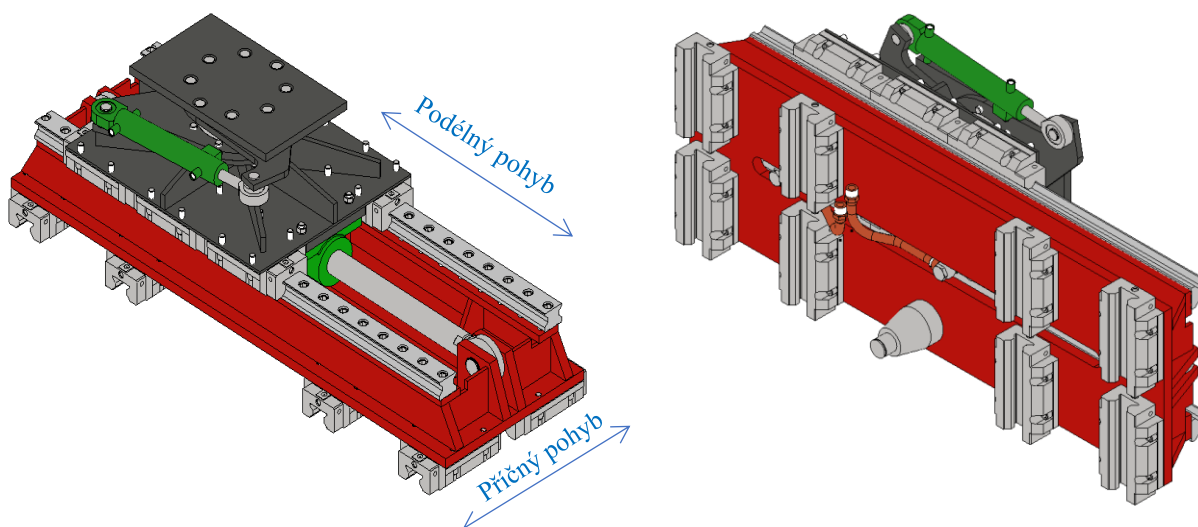


Obr. 23 rám s pevnou deskou

s koutovými svary u tvářených profilů, či přelátování dvou o ocelových profilů. Jak vypadá rám s pevnou variantou lze vidět na Obr. 23. Výkres svařence pevné varianty je součástí přílohy P3.

2.4 ŘEŠENÍ POSUVŮ

Protože koncepční návrh počítá s aplikací sil ve všech třech směrech, je nutné vytvořit křížový stůl, který by přenesl požadované zatížení. Síla v příčném směru je přenášena z lineárního hydromotoru na stůl přes čep ve spodní části. Přenos podélných sil je zajištěn přes tělo hydromotoru, které je přišroubováno k části stolu, jež se pohybuje v podélném směru. Na Obr. 24 je křížový stůl v šikmém pohledu shora (vlevo) a zespodu (vpravo). Na spodní straně je

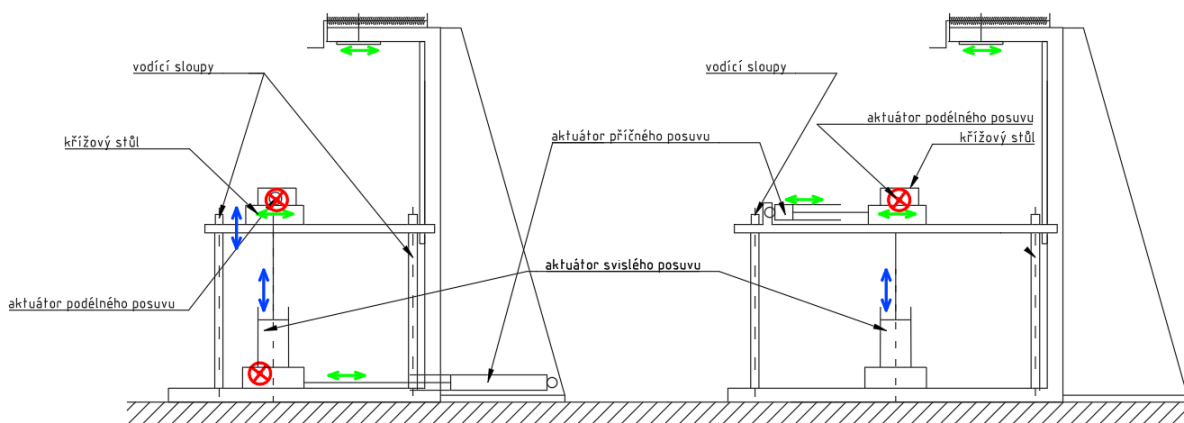


Obr. 24 křížový stůl

příšroubováno 8 vozíků lineárního vedení typu RGW 45HC a čep pro připojení oka pístnice hydromotoru. Dále je na spodní straně vytvořen podélný otvor pro přívodní hydraulické potrubí. Na tento červeně označený díl je přes další lineární vedení připojen vrchní stůl, pohybující se v podélném směru. Oka pístnice podélného hydromotoru jsou připojena přes čep na příčný posuv. V této konfiguraci je na vrchní části ještě připevněna natáčecí deska pro simulaci zatáčení. O této desce je pojednáno v kapitole Natáčecí deska. Sestava křížového stolu je v příloze P 5.

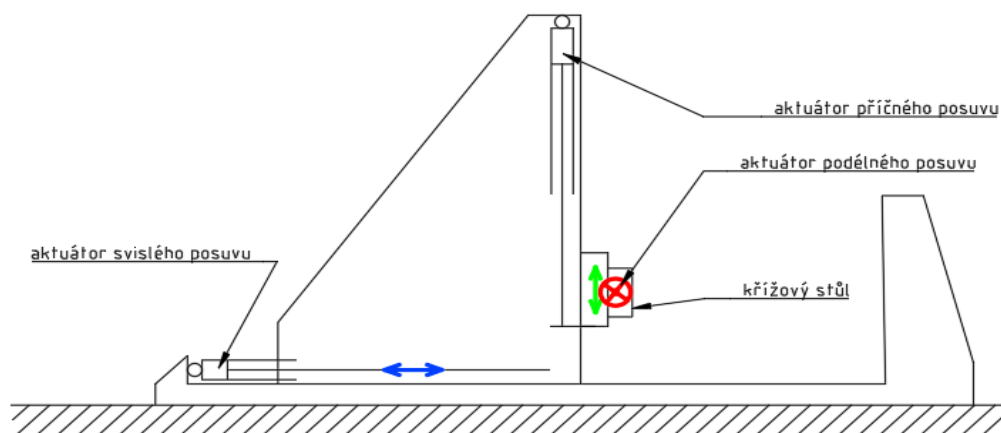
2.5 LEŽATÁ VERZE

Koncepce stojaté verze byla nevýhodná pro nemožnost natáčení podložkou pneumatiky a ohybové namáhání pístnice svislého aktuátoru. Jako řešení se jevilo přidání vodících sloupů a vytvoření křížového stolu a umístění aktuátoru podélného posuvu do tohoto stolu. Stůl by byl umístěn na vodorovné desce, kterou ovládá svislý aktuátor. Tím narostla komplikovanost konstrukce a výška zařízení z důvodu zachování rozsahu pohybů. Těmito úpravami došlo k zamezení ohybu pístnice jen v podélném směru, nikoliv v příčném. Koncepce tohoto řešení je na Obr. 26 vlevo. Dalším krokem bylo přemístění aktuátoru příčného posuvu na vodorovnou



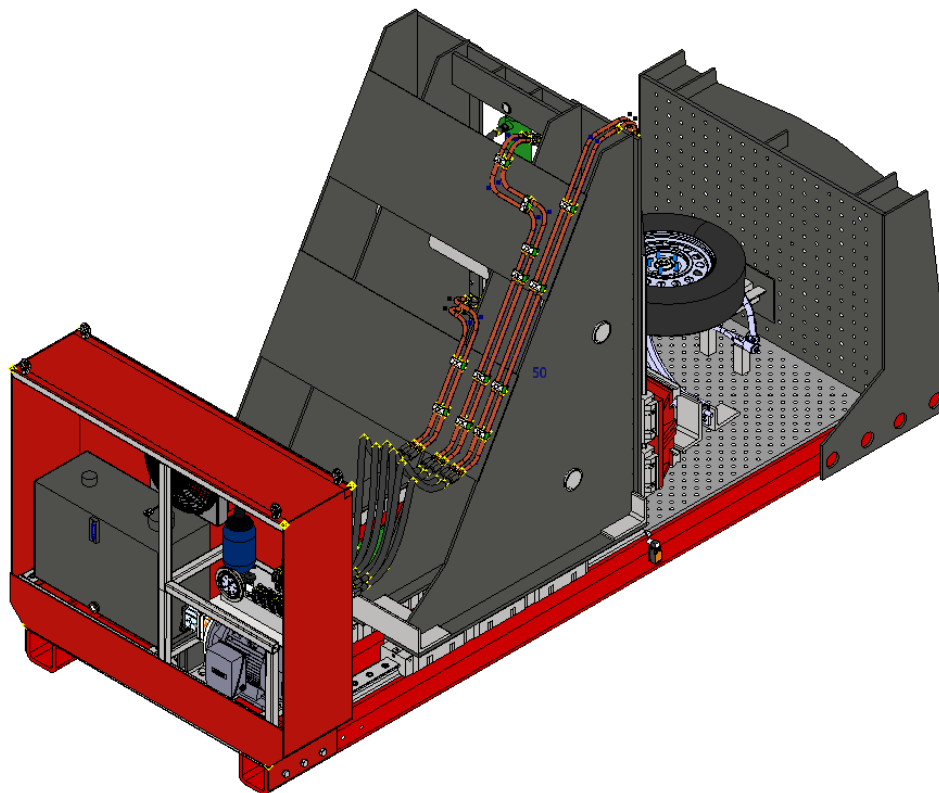
Obr. 26 úpravy koncepce

desku. Ohybu pístnice bylo zamezeno, avšak rozměry opět narostly. Tato myšlenka byla



Obr. 25 návrh ležaté verze

použita pro vytvoření nové koncepce (Obr. 25). V principu se jedná o předchozí variantu zbavenou žeber a položenou na stojiny. V rámci dalšího zjednodušení byla použita pevná varianta horní upínací desky. Aktuátor svislého posuvu je v tomto případě ve vodorovné poloze a příčného pohybu ve svislé. Díky této koncepci se sníží těžiště celého zařízení. Síly od vozovky jsou zde řešeny posuvným stolem a rozsah pohybu je zde větší (500 mm proti 200 mm) než u

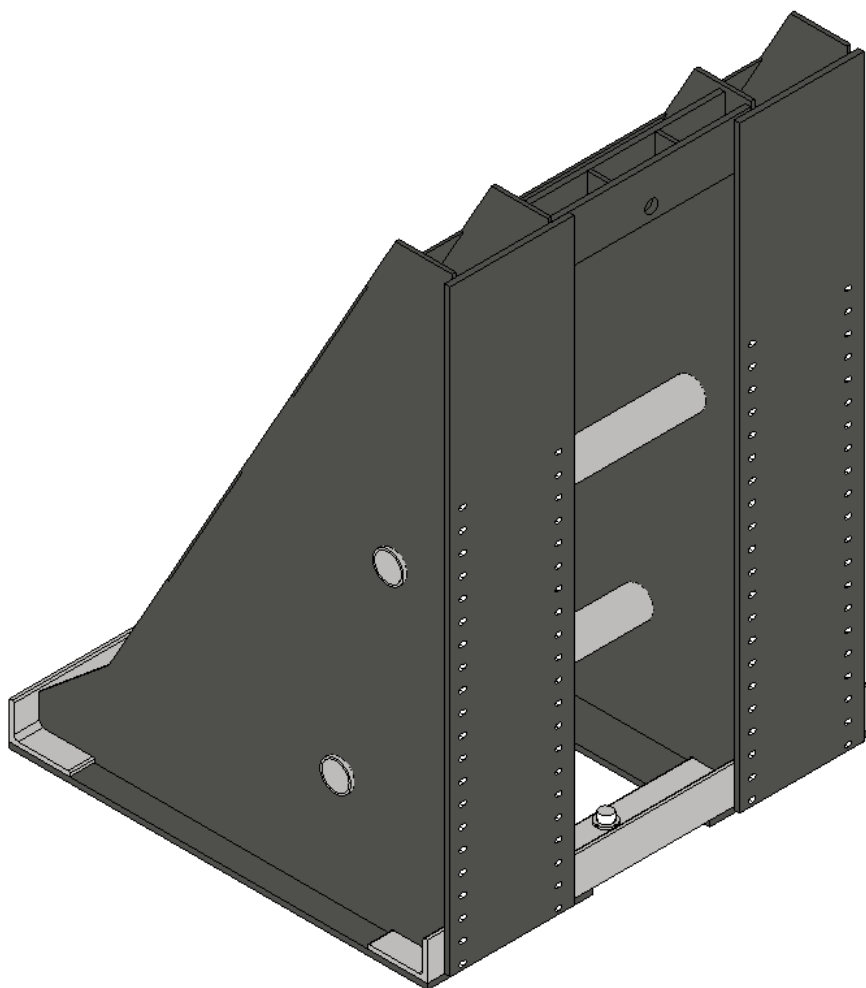


Obr. 27 ležatá verze

svislé varianty. Rám zkušebního stavu je navržen z čtvercových profilů ČSN 42 5720-142×16-1. Na tento rám je přivařeno horní uložení na jedné straně a na druhé straně je umístěn pohon hydrauliky a její ovládání. Na profily je také připevněna upínací deska a přišroubovány kolejnice pro vedení sil od vozovky. Na Obr. 27 je výsledné provedení s umístěným zavěšením, připevněným k upínacím deskám pomocí držáků. V přední části je skříň pro hydrauliku s odejmutými dvířky. Výkres této sestavy je v příloze P 2.

2.5.1 SVISLÝ POSUV

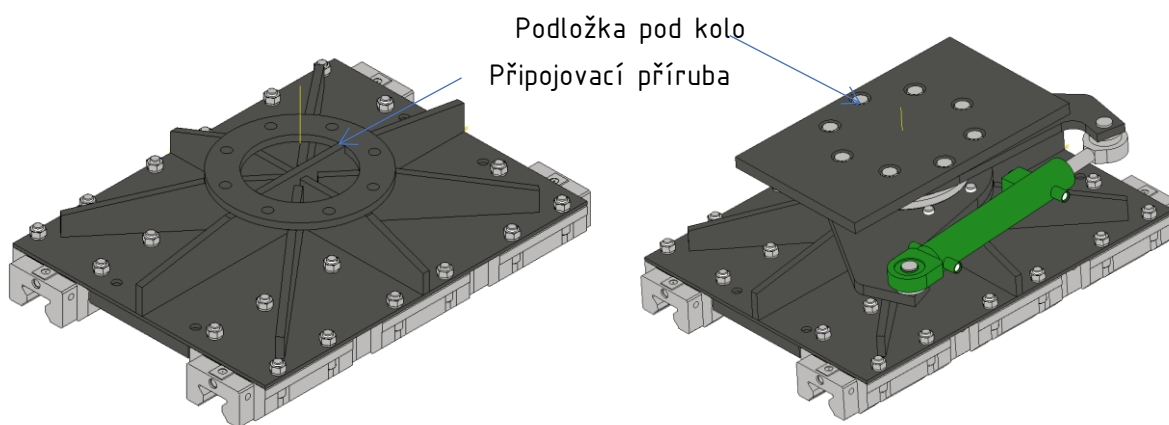
Svislý posuv (simulující síly od vozovky) je tvořen svařencem ze tří tvářených profilů ČSN 42 5545-L160×100×12 propojených čtyřmi žebry. Pro vyšší tuhost jsou žebra na dvou místech propojena trubkou ČSN 42 5716-82,5. Na spodní plochy žeber jsou přivařeny desky pro upevnění kolejnic lineárního vedení. Obdobně je provedena druhá funkční strana žeber, kde jsou připojeny kolejnice lineárního vedení pro kolmý směr (tedy pro simulaci bočních sil) lineární vedení je opět od firmy HIWIN, avšak v tomto případě jde o typ RGW 65 HC. Vozíků je celkem 8 ks jezdících po 4 kolejnících. Na dvou L profilech je umístěn čep pro oko pístní tyče hydromotoru. Na Obr. 29 je vykreslen svislý posuv bez příslušenství – jen jako svařenec.



Obr. 29 svařenec svislého posuvu

2.6 NATÁČECÍ DESKA

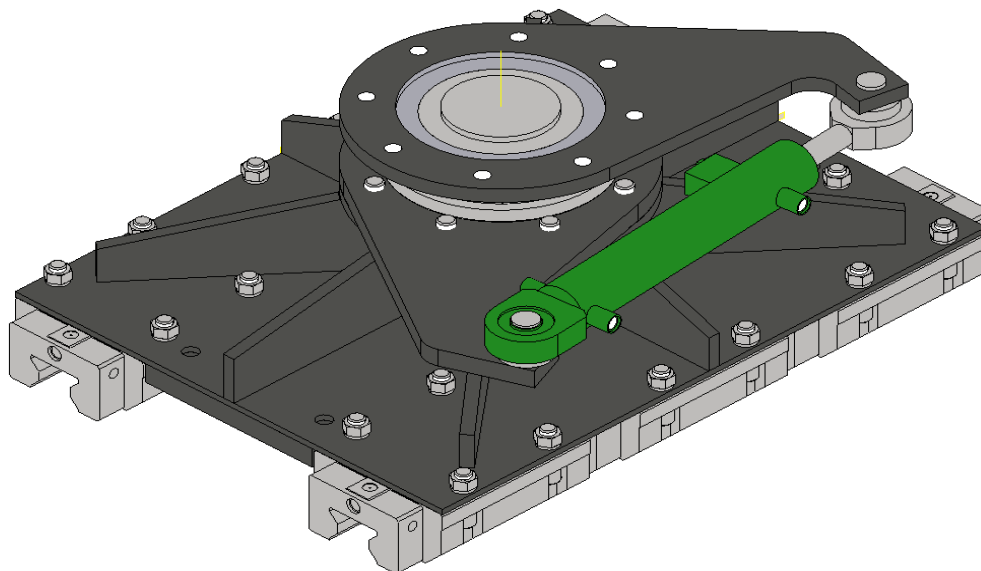
Pro natáčení pneumatikou je zařízení vybaveno otáčecí podložkou pro kolo. Konstrukce je zhotovena tak, aby se natáčecí mechanismus odejmul a podložka pod pneumatiku se připnula



Obr. 28 křížový stůl bez a s natáčecí deskou

přímo na horní stůl. Dalším řešením je podložku odejmout a připnout místo ní například úchyt

hlavy kola, který by vyloučil pneumatiku. Na *Obr. 28* vlevo je horní stůl s odejmutým natáčecím mechanismem, vpravo je horní stůl s natáčecím mechanismem a podložkou pod kolo. Připojovací příruba jak na horním stole, tak na natáčecím mechanismu má stejné rozměry.



Obr. 30 natáčecí mechanismus bez desky

Pro připojení je nutné použít 8 šroubů M14×25. Jak vypadá horní stůl s natáčecím mechanismem bez podložky pod kolo je na obrázku *Obr. 30*. Natáčecí mechanismus nemá z důvodu malého prostoru pro utažení matic průchozí díry, ale jsou vyrobeny s příslušným závitem, aby bylo možné použít stejné šrouby, jako pro upnutí přímo na horní stůl.

2.7 ODHAD FINANČNÍCH NÁKLADŮ

Náklady na vyhotovení tohoto zařízení se značně odvíjí od ceny hutního materiálu, jelikož ten je v této konstrukci zahrnut v hojné míře. Dalšími výraznými položkami jsou: hydrogenerátor a elektromotor, dále výroba hydraulické rozvodné kostky, čtyři lineární hydromotory. Následující tabulka obsahuje některé položky a jejich cenu bez DPH. Celková cena položek uvedených v tabulce je přibližně 170 000 Kč. K tomu je potřeba připočítat cenu za práci, další použitý hutní materiál, hydromotory, příslušenství hydraulického pohonu – snímače tlaku, řídicí ventily, rozvodnou kostku atd. snadno se tedy bude cena pohybovat nad hranicí dvou set tisíc korun českých.

Tabulka 2

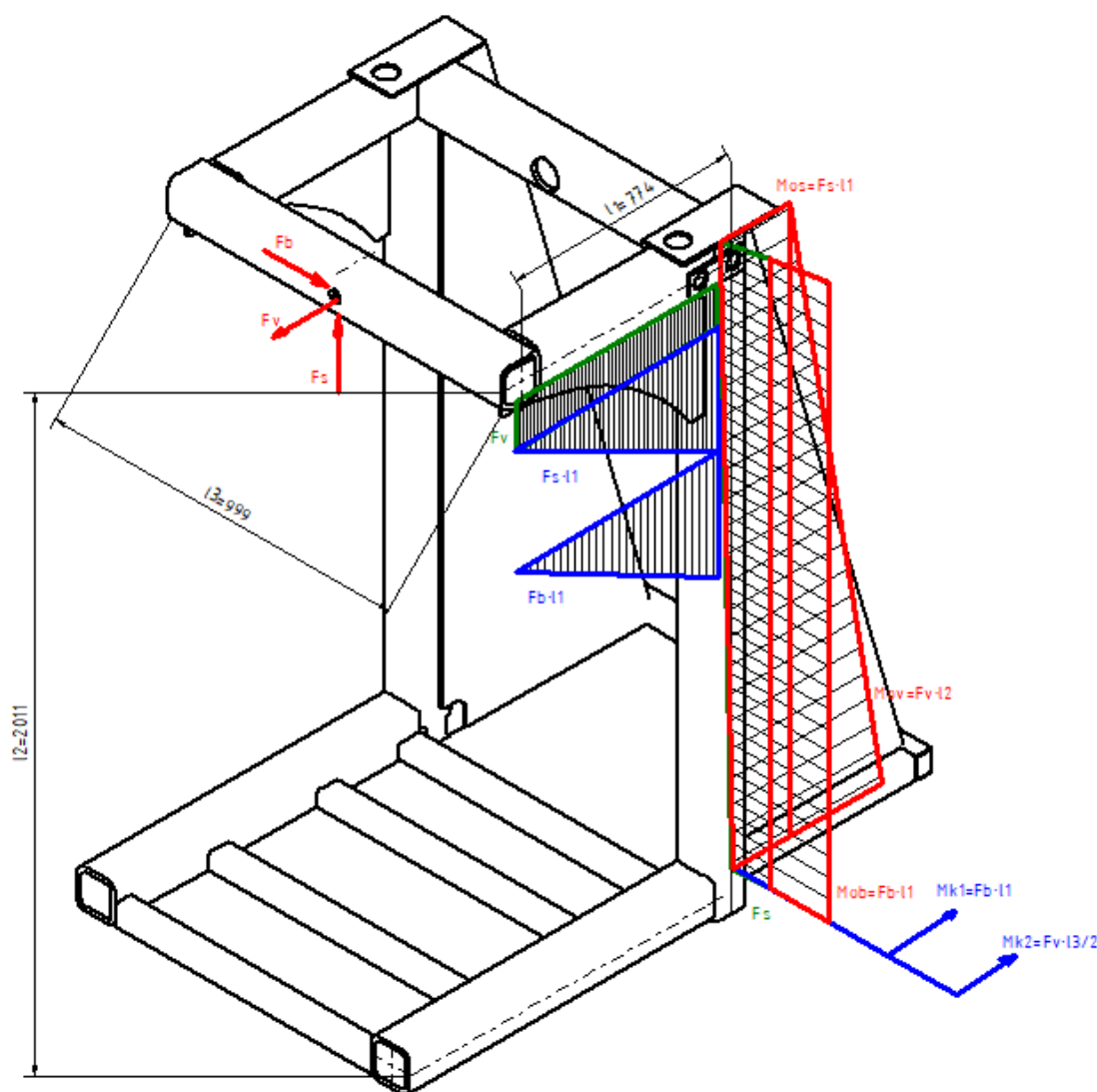
položka	hydrogenerátor	elektromotor	Plech tl 10 mm	Čtvercový porfil	Hydraulický olej
množství	1 ks	1ks	1 000 kg	11,5 m	50 kg
Cena za jednotku [Kč]	9 439 [44]	9 221 [45]	52 [48]	2 037[49]	
Cena [Kč]	9 439	9 221	52 000	23 426	3 100 [46]
položka	Hydraulické hadice	Příruba čerpadla	Spojka čerpadla	Vozík RGW 45	Kolejnice RGW 1100
množství	15 m	1 ks	1 ks	14 ks	6
Cena za jednotku [Kč]	220 [47]	1 155	983	3 226 [50]	3 722 [51]
Cena [Kč]	3 300	1 155	983	45 164	22 332
Σ [Kč]	cca170 000				

3 PEVNOSTNÍ KONTROLA DŮLEŽITÝCH SOUČÁSTÍ

V této kapitole je popsána pevnostní kontrola zařízení. V případě stojaté varianty to je rám a horní upínací deska, dále horní upínací deska bez posuvného šroubu, svislý posuv, křížový stůl a úchyt aktuátoru příčných sil (v případě ležaté varianty svislých sil) k rámu. Kontrola je prováděna za pomoci analytických výpočtů a za pomoci MKP analýz dílčích částí.

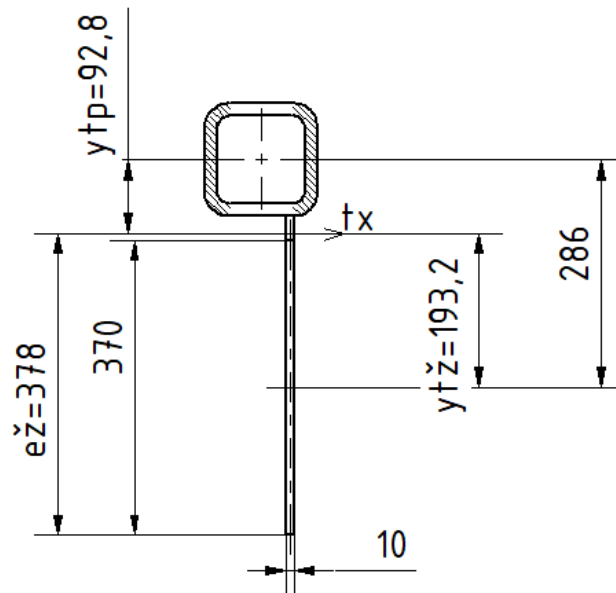
3.1 RÁM ZKUŠEBNÍHO STAVU – STOJATÁ VARIANTA

Rám zkušebního stavu musí přenášet veškeré síly vznikající při testování, proto musí být navržen s dostatečnou tuhostí a odolností. Obr. 31 zobrazuje schematicky rozměry rámu, působící síly a průběh působení sil a momentů na jednu stranu rámu. Kontrola rámu je uvažována tak, že všechny síly jsou přenášeny jednou stranou rámu což zajišťuje jednodušší výpočet při zachování bezpečnosti.



Obr. 31 síly a momenty zatěžující rám

Nejprve bylo vyřešeno místo kontaktu horního uložení se stojinou. V tomto místě působí dva ohybové momenty, jeden od síly F_s a druhý od síly F_b a síla F_v zde působí v ose tvářeného profilu, působí tedy tlakové namáhání.



Obr. 32 řez v místě připojení ke stojině

Zatěžující Ohybový moment od síly F_b a F_s se spočítá:

$$F_b \cdot l_{11} = 70\,000 \cdot 703 = 49\,210\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} = 49\,210 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde l_{11} je z Obr. 31 rozměr l_1 od něhož se odečte polovina šířky tvářeného profilu – tedy 71 mm. l_{11} je potom $l_{11} = l_1 - 71 = 703 \text{ mm}$.

Podle knihovny SW Autodesk Inventor je průřezový modul v ohybu pro použitý profil ČSN 42 5720 142×16 $W_o = 250\,244 \text{ mm}^3$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (1)$$

Napětí v ohybu se vypočítá podle vztahu (1), kde M_o je ohybový moment v řešeném místě a W_o je průřezový modul v ohybu.

$$\sigma_{oI} = \frac{49\,210\,000}{250\,244} = 196,6 \text{ MPa}$$

Pro toto namáhání nebylo uvažováno žebro, jelikož na tento ohyb má minimální vliv.

Pro vypočtení ohybového namáhání od síly F_s je nutné znát modul průřezu v ohybu profilu s připojeným žebrem [5].

$$x_t = \frac{S_1 \cdot x_1 + S_2 \cdot x_2}{S_1 + S_2}, y_t = \frac{S_1 \cdot y_1 + S_2 \cdot y_2}{S_1 + S_2} \quad (2)$$

K určení průřezového modulu je nutné znát kvadratický moment průřezu jednotlivých prvků, z něj získat celkový kvadratický moment a poté vypočítat průřezový modul. Pro získání průřezového modulu je nutné znát polohu těžiště řezu řešeného místa.

Po dosazení do (2):

$$y_t = \frac{7\,706 \cdot 0 + (370 \cdot 10) \cdot 286}{7\,706 + (370 \cdot 10)} = 92,8 \text{ mm}$$

Poloha těžištní osy je naznačena na Obr. 32, zároveň jsou pomocí inventuru vyneseny i vzdálenosti těžištních os jednotlivých průřezů k těžištní ose celého průřezu. Kvadratický moment žebra je určen na základě (3) [5], kde b je šířka průřezu a h je jeho výška

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

Po dosazení:

$$J_{xž} = \frac{10 \cdot 370^3}{12} = 42\,210\,833 \text{ mm}^4$$

Kvadratický moment tvářeného profilu, stejně jako plocha jeho průřezu je získán z knihovny normalizovaných součástí inventuru.

$$J_{xtp} = 17\,767\,339 \text{ mm}^4 \quad S_{tp} = 7\,706 \text{ mm}^3$$

$$J_n = J_s + A \cdot a^2 \quad (4)$$

Celkový kvadratický moment se získá na základě Steinerovy věty (4) [9], kde J_n je kvadratický moment k ose procházející těžištěm celého útvaru, A je plocha jednotlivých částí a a je vzdálenost os n a s .

Dosazením se získá:

$$\begin{aligned} J_{xc1} &= J_{xtp} + S_{tp} \cdot y_{tp}^2 + J_{xž} + S_{ž} \cdot y_{tž}^2 \\ &= 17\,767\,339 + (7\,706 \cdot 92,8^2) + 42\,210\,833 + (10 \cdot 370 \cdot 193,2^2) \\ &= 264\,448\,099 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Průřezový modul v ohybu se vypočte podle [9]:

$$W_o = \frac{J_x}{e} \quad (5)$$

Kde e je vzdálenost okrajového vlákna plochy od osy plochy a J_x je kvadratický moment průřezu. Po dosazení:

$$W_{ol} = \frac{J_{xc1}}{e_{ž}} = \frac{264\,448\,099}{378} = 699\,598 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (6)$$

Ohybové napětí se vypočte podělením ohybového momentu (M_o) a průřezového modulu (W_o) [7]. Moment od síly F_s dosahuje stejné hodnoty jako moment od síly F_b . Po dosazení:

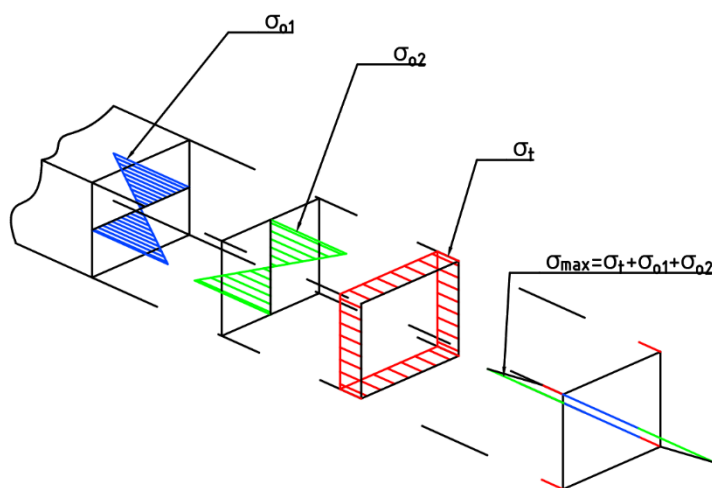
$$\sigma_{o2} = \frac{49\,210\,000}{699\,598} = 70,3 \text{ MPa}$$

Napětí v tlaku se vypočítá podle (7), kde F je zatěžující síla F_v a S je plocha zatěžovaného průřezu součásti [9].

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \quad (7)$$

Po dosazení je tahové napětí:

$$\sigma_t = \frac{70\,000}{7\,706} = 9,1 \text{ MPa}$$



Obr. 33 průběh napětí

Největší napětí vzniká v místě krajního vlákna, jak to vyjadřuje Obr. 33. Tento obrázek je pouze ilustrační, protože nezobrazuje žebro připojené k tomuto profilu.

Maximální napětí se vypočte podle rovnice (8) [9]:

$$\sigma_{max} = \sigma_{o1} + \sigma_{o2} + \sigma_t \quad (8)$$

Po dosazení je tedy maximální napětí:

$$\sigma_{max} = 196,6 + 70,3 + 9,1 = 276 \text{ MPa}$$

Bezpečnost k mezi kluzu je dána podělením maximálního napětí a meze kluzu podle vztahu (9). Mez kluzu oceli ČSN 11 523 je podle [36] minimálně 333 MPa.

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (9)$$

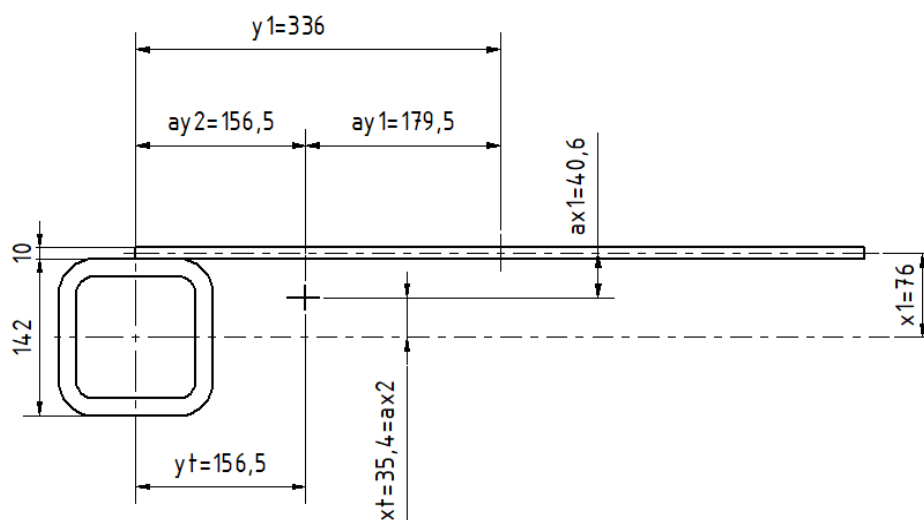
Po dosazení je výsledná bezpečnost alespoň:

$$k = \frac{333}{276} = 1,21$$

Poznámka:

Ohybové namáhání od síly F_b je počítáno bez žebra, jelikož jeho tvar zvyšuje odolnost vůči tomuto ohybu jen velmi málo. Dalším zjednodušujícím předpokladem je že celá síla F_b působí na jednu stranu rámu, toto pravděpodobně nikdy nenastane, protože horní upínací deska propojuje obě strany rámu a tím se zatížení rozdělí. Za těchto okolností je ponechána tato nízká bezpečnost v tomto místě.

Dalším místem nutným pro kontrolu je kontakt mezi stojinou a vodorovnou částí rámu. V první řadě je nutné spočítat kvadratický moment průřezu podle následujícího schématu.



Obr. 34 řez v místě připojení k základně

Působící ohybové momenty jsou znázorněny na Obr. 31. Působí zde dva konstantní ohybové momenty ($F_s \cdot l_1$, $F_b \cdot l_1$) a $F_v \cdot l_2$, který se zvyšuje v závislosti na výšce l_2 . Dále zde působí v ose stojiny síla F_s . Kroutící moment díky silám F_b , F_v . V místě připojení jsou momenty největší.

Moment od síly F_s je v místě spojení se základnou:

$$M_{os} = F_s \cdot l_1 = 70\,000 \cdot 774 = 27\,090\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} = 54\,180 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Velikost momentu od síly F_b je stejná jako M_{os} z důvodu stejné velikosti sil a stejně dlouhého ramene. Moment daný silou F_v a ramenem l_2 je v místě spojení s podstavou:

$$M_{ov} = F_v \cdot l_2 = 70\,000 \cdot 2011 = 140\,770 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pro určení ohybového napětí je nutné znát průřezový modul sestavy profilu a žebra. Pro to je nutné vypočítat polohu těžiště:

$$x_t = \frac{S_1 \cdot x_1 + S_2 \cdot x_2}{S_1 + S_2}, y_t = \frac{S_1 \cdot y_1 + S_2 \cdot y_2}{S_1 + S_2} \quad (10)$$

Kde S_1 je plocha průřezu žebra a S_2 je plocha průřezu profilu, x_1, y_1 jsou vzdálenosti k osám původního souřadného systému. V tomto případě jsou vzdálenosti profilu x_2, y_2 nulové, protože osy původního souřadného systému prochází jeho těžištěm. Vzdálenosti jsou naznačeny na obrázku Obr. 34.

Dosazením do (10) se získají tyto vzdálenosti:

$$x_t = \frac{672 \cdot 10 \cdot 76 + 7706 \cdot 0}{672 \cdot 10 + 7706} = 35,4 \text{ mm}$$

$$y_t = \frac{672 \cdot 10 \cdot 336 + 7706 \cdot 0}{672 \cdot 10 + 7706} = 156,5 \text{ mm}$$

Nyní se získají kvadratické momenty průřezu pro tvářený profil z knihovny Inventoru, pro žebro je nutné jej spočítat podle (11), kde b je šířka a h je výška průřezu.

$$J_x = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (11)$$

Po dosazení:

$$J_x = \frac{672 \cdot 10^3}{12} = 56\,000 \text{ mm}^4$$

$$J_y = \frac{10 \cdot 672^3}{12} = 252\,887\,040 \text{ mm}^4$$

Pro určení velikosti napětí je nutné přepočítat kvadratický moment k jedné ose procházející těžištěm útvaru. Pro tento výpočet se použije Steinerova věta (4).

Po dosazení:

$$J_{xn} = 56\,000 + 6\,720 \cdot 40,6^2 + 17\,767\,339 + 7\,706 \cdot 35,4^2 = 38\,557\,169 \text{ mm}^4$$

$$J_{yn} = 252\,887\,040 + 6\,720 \cdot 179,5^2 + 17\,767\,339 + 7\,706 \cdot 156,5^2 = 675\,911\,738 \text{ mm}^4$$

Průřezové moduly v ohybu se vypočtou podle (5), Vzdálenosti x a y jsou určeny z rozměrů na Obr. 34 $y = 106,4 \text{ mm}$ a $x = 515,5 \text{ mm}$. Po dosazení:

$$W_{ox} = \frac{J_{xn}}{y} = \frac{38\,557\,169}{\frac{142}{2} + 35,4} = 362\,379 \text{ mm}^3$$

$$W_{oy} = \frac{J_{yn}}{x} = \frac{675\,911\,738}{515,5} = 1\,299\,336 \text{ mm}^3$$

Maximální ohybové napětí v krajních vláknech se vypočítá podle (12), kde M_x je moment působící okolo osy x, M_y okolo osy y. W_x, W_y jsou příslušné průřezové moduly [9].

$$\sigma_{max2} = \pm \frac{|M_x|}{W_x} + \frac{|M_y|}{W_y} \quad (12)$$

Moment M_y se vypočte jako součet momentů M_{os} a M_{ov} , jelikož ohýbají součást ve stejném směru. M_x se v tomto případě rovná momentu M_{ob} .

$$\sigma_{max2} = \frac{54\,180\,000}{362\,379} + \frac{54\,180\,000 + 140\,770\,000}{1\,893\,136} = 252,5 \text{ MPa}$$

Dále je nutné přičíst napětí od normálové síly F_s , které se vypočte podle rovnice (7).

Po dosazení:

$$\sigma_d = \frac{70\,000}{7\,706} = 9,1 \text{ MPa}$$

Dále je nutné uvažovat s namáháním krutem, krutící momenty působí v místě vetknutí dva, jak je naznačeno na Obr. 31. Velikost celkového krutícího momentu se, za předpokladu že působí stejným směrem, vypočítá jako jejich součet.

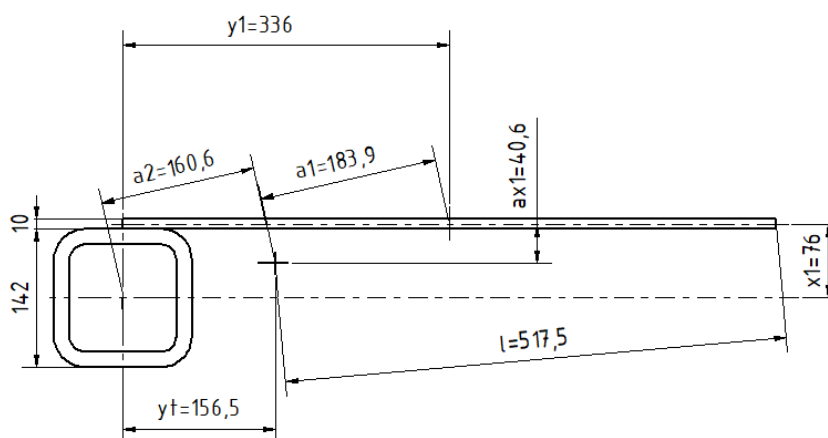
$$M_k = M_{k1} + M_{k2} = F_b \cdot l_1 + F_v \cdot \frac{l_3}{2}$$

$$M_k = 70\,000 \cdot 774 + 70\,000 \cdot \frac{999}{2} = 89\,145\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Polární moment pro žebro se vypočítá podle [7]:

$$J_P = \gamma \cdot b^3 \cdot h \quad (13)$$

Kde γ je součinitel tvaru (0,141), b je šířka průřezu a h je jeho výška. Po dosazení:



Obr. 35 výpočet celkového polárního momentu

$$J_P = 0,141 \cdot 672^3 \cdot 10 = 427\,884\,872 \text{ mm}^4$$

Moment setrvačnosti válcovaného čtvercového profilu je podle knihovny inventoru $17\,767\,339 \text{ mm}^4$. Opět je nutné přepočítat polární momenty ke společné ose.

Dosazením do Steinerovy věty se získá celkový polární moment.

$$J_{Pc} = 427\,884\,872 + 6\,720 \cdot 183,9^2 + 17\,767\,339 + 7706 \cdot 160,6^2 = 871\,673\,228 \text{ mm}^4$$

Nyní se pro výpočet napětí v krutu využije vztah (14), kde M_k je krouťící moment, J_P je polární moment a l je vzdálenost nejvzdálenějšího vlákna od osy [7].

$$\tau_k = \frac{M_k}{J_P} \cdot l \quad (14)$$

Po dosazení:

$$\tau_k = \frac{89\,145\,000}{871\,673\,228} \cdot 517,5 = 52,9 \text{ MPa}$$

Dále je nutné určit výsledné redukované napětí zde pomocí metody HMH [7].

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (15)$$

Kde σ je normálové napětí a τ je tečné napětí.

Po dosazení je redukované napětí tedy:

$$\sigma_V = \sqrt{(252,5 + 9,1)^2 + 3 \cdot 52,9^2} = 277,2 \text{ MPa}$$

Je-li mez kluzu materiálu ČSN 11 523 333 MPa pak je bezpečnost k mezi kluzu podle (9):

$$k = \frac{333}{277,2} = 1,20$$

Protože k je větší než 1 je tato část navržena s dostatečnou bezpečností.

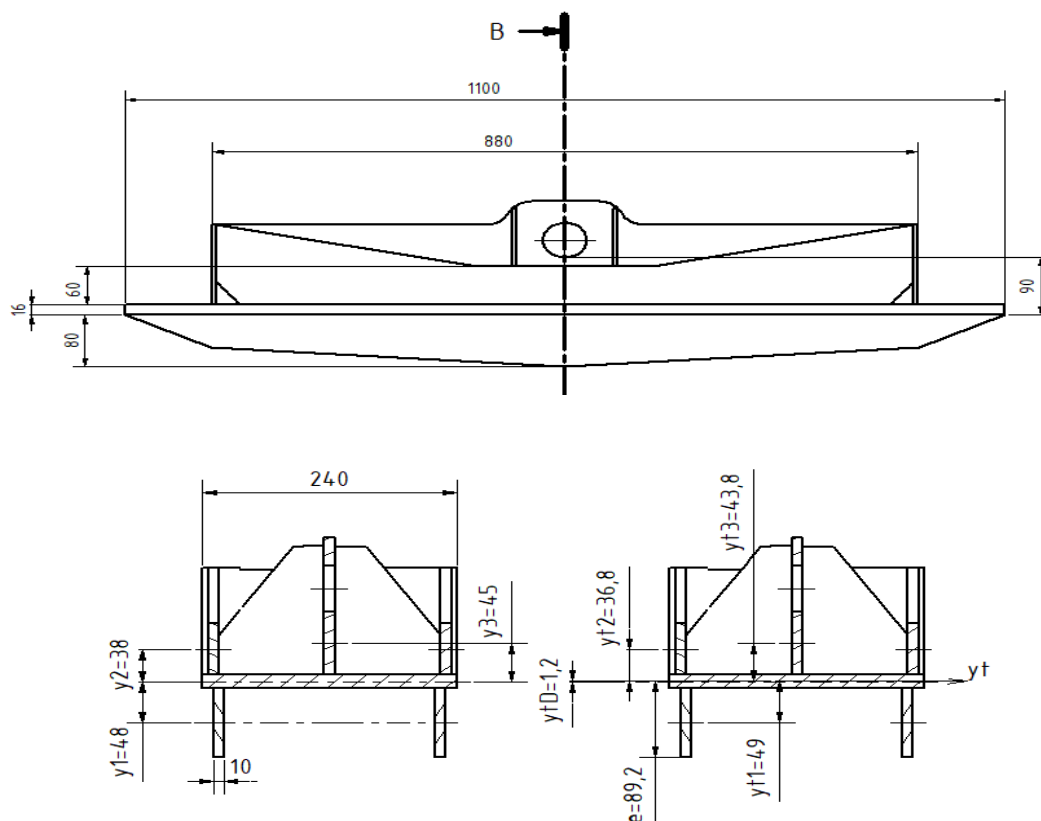
3.2 HORNÍ ULOŽENÍ S POHYBOVÝM ŠROUBEM

U této varianty dochází k velkému namáhání pohybového šroubu, který přenáší všechny příčné síly na rám měřicího stavu. Pohyb v tomto směru je veden jak šroubem, tak i lineárními vedeními, jak lze vidět na Obr. 37. Na Obr. 36 jsou znázorněny základní rozměry horního uložení ze kterého vychází kontrola na ohyb.

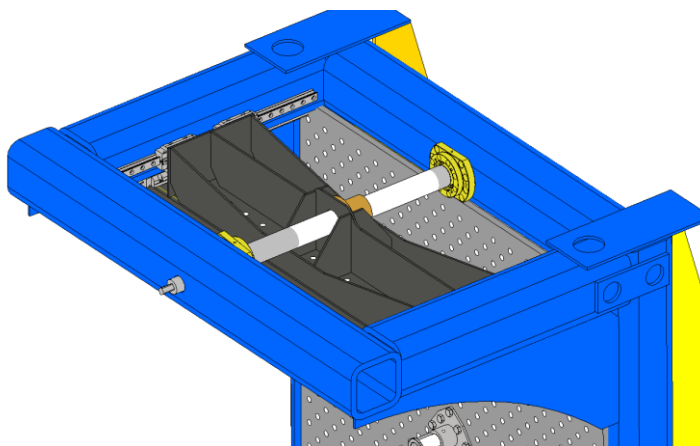
Jako výpočtový model byl použit nosník na dvou podpěrách, největší ohybový moment je v místě působení síly.

$$M_{oHUD} = \frac{F_{svis} \cdot 1100}{4} = 1\,925\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Pro určení kvadratického momentu průřezu je nutné nejprve znát těžiště řezu soustavou. Poloha



Obr. 37 rozměry a řez horním uložením



Obr. 36 horní uložení s pohybovým šroubem

těžiště se vypočte pomocí (2), protože je těleso symetrické, stačí znát výškovou polohu těžiště. Po dosazení se získá:

$$y_{tD} = \frac{S_d \cdot 0 - 2 \cdot S_{sž} \cdot y_1 + 2 \cdot S_{vž} \cdot y_2 + S_{vpž} \cdot y_3}{S_d + 2 \cdot S_{sž} + 2 \cdot S_{vž} + S_{vpž}}$$

$$= \frac{0 - 2 \cdot (10 \cdot 80) \cdot 48 + 2 \cdot (10 \cdot 60) \cdot 38 + (10 \cdot 90) \cdot 45}{(240 \cdot 16) + 2 \cdot (10 \cdot 80) + 2 \cdot (10 \cdot 60) + (10 \cdot 90)} = 1,2 \text{ mm}$$

Dále se vypočítá výsledný kvadratický moment pro celé těleso.

Určení jednotlivých kvadratických momentů podle (3):

Kvadratický moment spodního žebra:

$$J_{sž} = \frac{10 \cdot 80^3}{12} = 426\,667 \text{ mm}^4$$

Kvadratický moment vrchního krajního žebra:

$$J_{vž} = \frac{10 \cdot 60^3}{12} = 180\,000 \text{ mm}^4$$

Kvadratický moment vrchního prostředního žebra (výška je počítána po hranu díry pro pohybový šroub):

$$J_{vpž} = \frac{10 \cdot 90^3}{12} = 607\,500 \text{ mm}^4$$

Kvadratický moment upínací desky: $J_d = \frac{240 \cdot 16^3}{12} = 81\,920 \text{ mm}^4$

Výpočet celkového kvadratického modulu vychází ze Steinerovy věty (4):

$$J_{yc} = 2 \cdot (J_{sž} + S_{sž} \cdot y_{t1}^2) + 2 \cdot (J_{vž} + S_{vž} \cdot y_{t2}^2) + (J_d + S_d \cdot y_{tD}^2) + (J_{vpž} + S_{vpž} \cdot y_{t3}^2)$$

Modul průřezu v ohybu se vypočte podle (5), kde se za J dosadí J_{yc} a za y e získané z obrázku.

$$W_o = \frac{J_{yc}}{e}$$

Tabulka 3

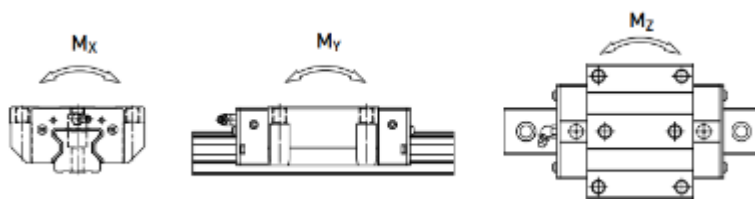
	Spodní žebro	Vrchní krajní žebro	V. prostřední žebro	Upínací deska
$Plocha S [\text{mm}^2]$	400	300	450	3 840
$J_y [\text{mm}^4]$	426 667	180 000	607 500	81 920
$y_t [\text{mm}]$	49	36,8	43,8	1,2
$J_{yc} [\text{mm}^4]$	5 504 905,6			
$W_o [\text{mm}^3]$	61 714,2			
$M_o [N \cdot \text{mm}]$	19 250 000			
$\sigma_o [\text{MPa}]$	311,9			
$R_e [\text{MPa}]$	333 (pro ČSN 11 523)			
bezpečnost k	1,06			

Jak je vidno, toto řešení je z hlediska bezpečnosti nevhodné, možnou cestou řešení je zvýšit výšku žeber, ale to má konstrukční limity. Žebra musí mít vybrání pro pohybový šroub, a zvyšování výšky spodních žeber zase snižuje využitelnost prostoru na upnutí různých typů zavěšení. Dalším konstrukčním nedostatkem je problematické převedení svislých a podélných sil pouze na lineární vedení a příčných sil pouze na pohybový šroub. Tyto důvody také vedly k zastavení vývoje tohoto provedení.

3.3 STŮL PODÉLNÉHO POSUVU

Nejprve byla provedena kontrola maximálního momentu působícího na vozíky

Momenty na jednotlivé vozíky se vypočítají podle (16), kde F je zatěžující síla, i je počet vozíků



Obr. 38 momenty definované výrobcem [1]

a r je vzdálenost ke středu útvaru vozíků. Za F se dosazuje F_{svis} , F_{pod} , F_{pric} a za r se dosadí vzdálenost b_1 , i je počet vozíků.

$$M = \frac{F \cdot r}{i} \quad (16)$$

Po dosazení se dostane:

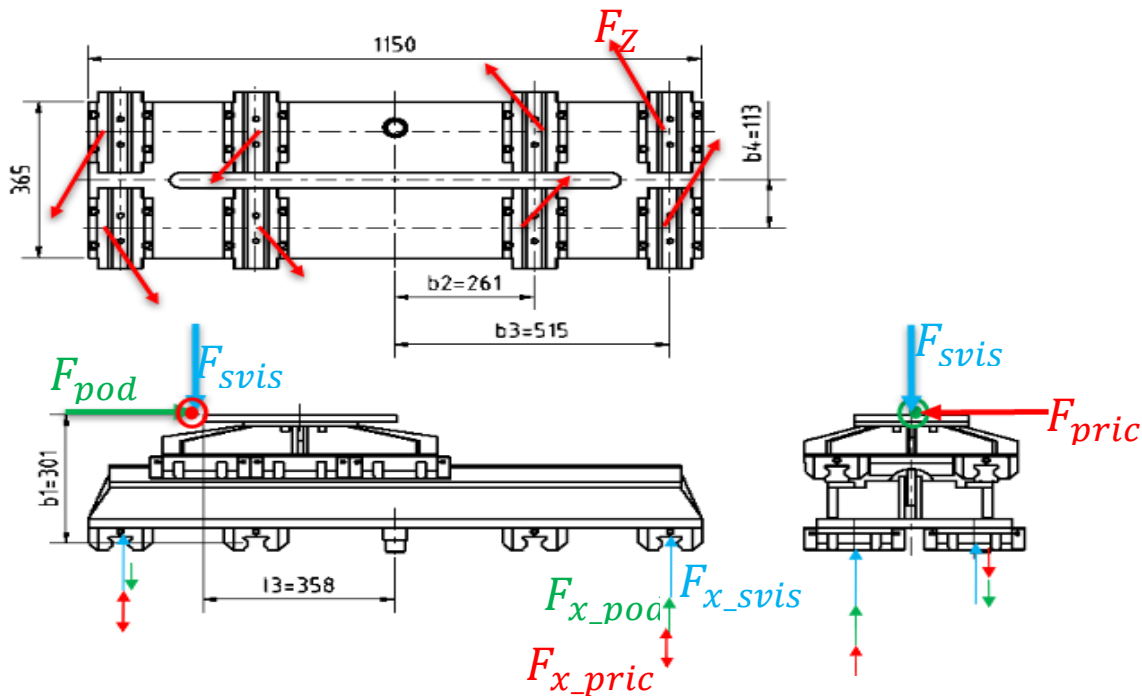
$$M_x = \frac{F_{pod} \cdot b_1}{8} = 70000 \cdot \frac{301}{8} = 2\,633\,750 \text{ N} \cdot \text{mm} = 2\,634 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Podobně jsou vypočteny momenty M_y a M_z .

$$M_y = \frac{F_{pric} b_1}{8} = \frac{70000 \cdot 301}{8} = 2\,633\,750 \text{ N} \cdot \text{mm} = 2\,634 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_z = \frac{F_{pod} \cdot \frac{365}{2}}{8} + \frac{F_{pric} l_3}{8} = \frac{70\,000}{8} \cdot \left(\frac{365}{2} + 301 \right) = 4\,231 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tabulka 4 obsahuje vypočtené momenty a bezpečnosti k dovozeným momentům výrobcem. Dále tabulka obsahuje výpočet zatěžujících sil na jednotlivé vozíky. Zatížení jednotlivých vozíků silou bylo počítáno pomocí vztahu (17), kde F_j'' je síla od momentu na vybraný vozík, M_{R1} je zatěžující moment, r_j je vzdálenost k vybranému vozíku a r_A, r_B, r_C jsou vzdálenosti k dalším vozíkům, Obr. 39 zobrazuje rozměry křížového stolu a síly působící na vozíky. Největší síly působí na vnější vozíky. Výsledná síla byla určena součtem sil ve svislém a vodorovném směru u nejvíce zatíženého vozíku, posléze byla určena celková síla na jeden vozík, obrazec sil na nejvíce zatížený vozík je na Obr. 40, kde v rovině zy je síla $\frac{F_{pric}}{8}$ a síla F_Z , ve svislém směru zde působí síly $F_{xpod}, F_{xpric}, F_{xsvis}$ a podíl na jeden vozík $\frac{F_{svis}}{8}$ [5].



Obr. 39 síly působící na stůl a reakce ve vozících

$$F_j'' = \frac{M_{R1} r_j}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + \dots} \quad (17)$$

Síla reakce F_{xpod} na vnitřní vozíky:

$$F_{xpod_in} = \frac{F_{pod} b_1 b_2}{4b_2^2 + 4b_3^2} = \frac{70\,000 \cdot 301 \cdot 261}{4 \cdot 261^2 + 4 \cdot 515^2} = 4\,124 \text{ N}$$

A na vnější vozíky:

$$F_{xpod_out} = \frac{F_{pod} b_1 b_3}{4b_2^2 + 4b_3^2} = \frac{70\,000 \cdot 301 \cdot 515}{4 \cdot 261^2 + 4 \cdot 515^2} = 8\,138 \text{ N}$$

Síla reakce F_{xsvis} na vnitřní vozíky:

$$F_{xsvis_in} = \frac{F_{svis} l_3 b_2}{4b_2^2 + 4b_3^2} = \frac{70\,000 \cdot 358 \cdot 261}{4 \cdot 261^2 + 4 \cdot 515^2} = 4\,905\,N$$

A na vnější vozíky:

$$F_{xsvis_out} = \frac{F_{svis} b_1 b_3}{4b_2^2 + 4b_3^2} = \frac{70\,000 \cdot 358 \cdot 515}{4 \cdot 261^2 + 4 \cdot 515^2} = 9\,679\,N$$

Reakční síla F_{xpric} na vnitřní vozíky:

$$F_{xpric_in} = \frac{F_{pric} b_1 b_2}{4b_2^2 + 4b_3^2} = \frac{70\,000 \cdot 301 \cdot 261}{4 \cdot 261^2 + 4 \cdot 515^2} = 4\,124\,N$$

A na vnější vozíky:

$$F_{xpric_out} = \frac{F_{pric} b_1 b_3}{4b_2^2 + 4b_3^2} = \frac{70\,000 \cdot 301 \cdot 515}{4 \cdot 261^2 + 4 \cdot 515^2} = 8\,138\,N$$

Reakce na příčnou sílu na vnitřních vozících:

$$F_{Z_in} = \frac{F_{pric} l_3 \sqrt{b_2^2 + b_4^2}}{4(b_2^2 + b_4^2) + 4(b_3^2 + b_4^2)} = \frac{70\,000 \cdot 358 \cdot \sqrt{261^2 + 113^2}}{4 \cdot (261^2 + 113^2) + 4 \cdot (515^2 + 113^2)} = 4\,965\,N$$

A na vnějších:

$$F_{Z_out} = \frac{F_{pric} l_3 \sqrt{b_3^2 + b_4^2}}{4(b_2^2 + b_4^2) + 4(b_3^2 + b_4^2)} = \frac{70\,000 \cdot 358 \cdot \sqrt{515^2 + 113^2}}{4 \cdot (261^2 + 113^2) + 4 \cdot (515^2 + 113^2)} = 9\,204\,N$$

Dále je v horizontální rovině nutné sečíst podíl sil $\frac{F_{pric}}{8}$ a F_Z

Pro sečtení sil v horizontální rovině je nutné znát úhel, jaký svírá síla F_Z s se silou $\frac{F_{pric}}{8}$. Úhel svíraný silou F_Z a osou souřadného systému se vypočítá ze znalosti rozměrů b_2 , b_3 a b_4 .

Pro vnitřní vozíky:

$$\alpha_{in} = \arctg\left(\frac{b_4}{b_2}\right) = \arctg\left(\frac{113}{261}\right) = 23,61^\circ$$

Pro krajní vozíky:

$$\alpha_{out} = \arctg\left(\frac{b_4}{b_3}\right) = \arctg\left(\frac{113}{515}\right) = 12,38^\circ$$

Celková síla v rovině zy se vypočte na základě znalosti Kosinové věty. Pro vnitřní vozíky:

$$F_{ZY_in} = \sqrt{\left(\frac{F_{pric}}{8}\right)^2 + F_{Z_in}^2 + 2 \frac{F_{pric}}{8} F_{Z_in} \cos(90 - \alpha_{in})}$$

$$= \sqrt{8\,750^2 + 4\,965^2 + 2 \cdot 8\,750 \cdot 4\,965 \cdot \cos(90 - 23,61)} = 11\,662\,N$$

Celková síla v rovině zy na vnější vozíky:

$$F_{ZY_out} = \sqrt{\left(\frac{F_{pric}}{8}\right)^2 + F_{Z_out}^2 + 2 \frac{F_{pric}}{8} F_{Z_out} \cos(90 - \alpha_{in})}$$

$$= \sqrt{8\,750^2 + 9\,204^2 + 2 \cdot 8\,750 \cdot 9\,204 \cdot \cos(90 - 12,38^\circ)} = 13\,993\,N$$

Celková síla ΣF na vnitřní vozíky síla ΣF_x byla získána sečtením.

$$\Sigma F_{in} = \sqrt{F_{ZY_in}^2 + \Sigma F_{x_in}^2} = \sqrt{11\,662^2 + 13\,153^2} = 17\,578\,N$$

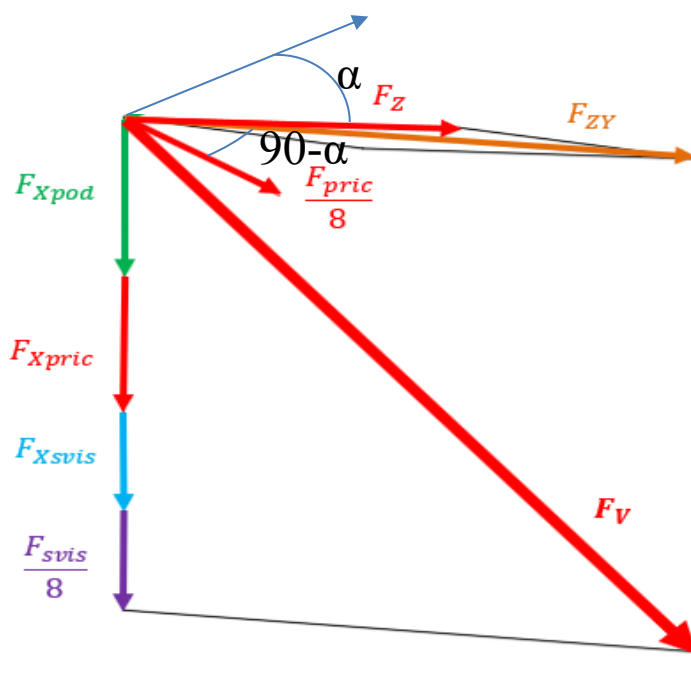
Celková síla ΣF na vnější vozíky:

$$\Sigma F_{out} = \sqrt{F_{ZY_out}^2 + \Sigma F_{x_out}^2} = \sqrt{13\,993^2 + 25\,955^2} = 29\,487\,N$$

Výsledky dílčích výpočtů a bezpečnost pro lineární vedení je zahrnuta v tabulce. Nejmenší bezpečnost je zde pro moment M_z , a to 1,29 ostatní bezpečnosti jsou vyšší.

Tabulka 4

moment		dovolený	bezpečnost
$M_x[N \cdot m]$	2 634	6 330	2,4
$M_y[N \cdot m]$	2 634	5 470	2,08
$M_z[N \cdot m]$	4 237	5 470	1,29
Síla	Vnitřní vozíky	Vnější vozíky	
$F_{xpod}[N]$	4 124	8 138	
$F_{xsvis}[N]$	4 905	9 679	
$F_{xpric}[N]$	4 124	8 138	
$\Sigma F_x[N]$	13 153	25 955	
$F_z[N]$	4 965	9 204	Dovolené zatížení
$F_{ZY}[N]$	11 662	13 993	
ΣF	17 578	29 487	230 900 N
Bezpečnost	13,1	7,8	



Obr. 40 součet sil

Dále je nutné zkontrolovat stůl pevnostně k mezi kluzu materiálu. Stůl lze zjednodušit jako nosník na čtyřech podpěrách. K výpočtu ohybového namáhání je důležité znát průřezový modul v ohybu, ten získáme znalostí kvadratického momentu a nejvzdálenějšího vlákna od střednice. Nejprve je však důležité určit polohu těžiště. Obr. 39 znázorňuje rozměry součástí svařence, tedy spodní desky, podélníků a horních desek, na které se přišroubují kolejnice lineárního vedení.

Vzdálenost těžiště podélníků k ose spodní desky je 46 mm, vzdálenost těžišť horních desek k těžišti spodní desky je 89,5 mm. Výpočet výšky proběhl podle vztahu (18), kde $S_1 \div S_n$ jsou plochy řezů jednotlivých dílů a $a_1 \div a_n$ jsou vzdálenosti těžišť řezů jednotlivých dílů od os souřadného systému. Po tomto výpočtu byly momenty setrvačnosti přepočteny k těžišti celého obrazce. Výsledné momenty setrvačnosti byly určeny podle Steinerovy věty (4).

$$y_T = \frac{S_1 \cdot a_1 + S_2 \cdot a_2 + \dots + S_n \cdot a_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n} \quad (18)$$

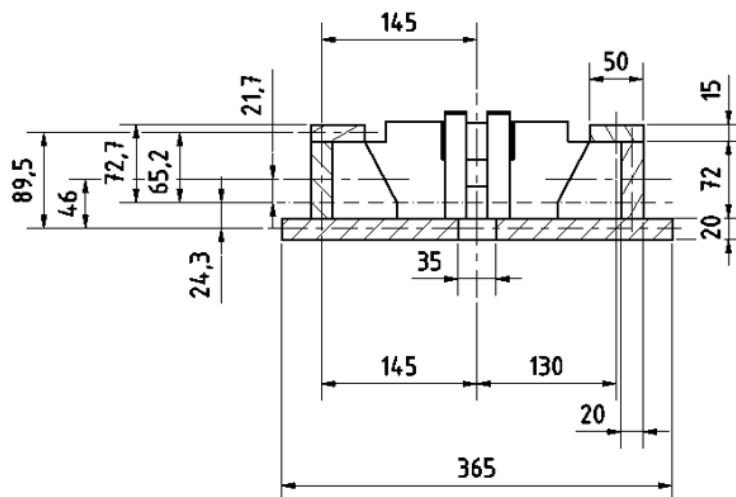
Průřezové moduly jsou dány kvadratickým momentem průřezu poděleném vzdáleností nejvzdálenějšího vlákna od těžiště. Největší momenty působí na nosník v místě působí síly a v místě podpěr. Obr. 42 znázorňuje výpočtový model stolu jako nosníku na čtyřech podpěrách. Reakce v podpěrách a velikosti momentů byly určeny pomocí webového kalkulátoru nosníků. [8]

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (19)$$

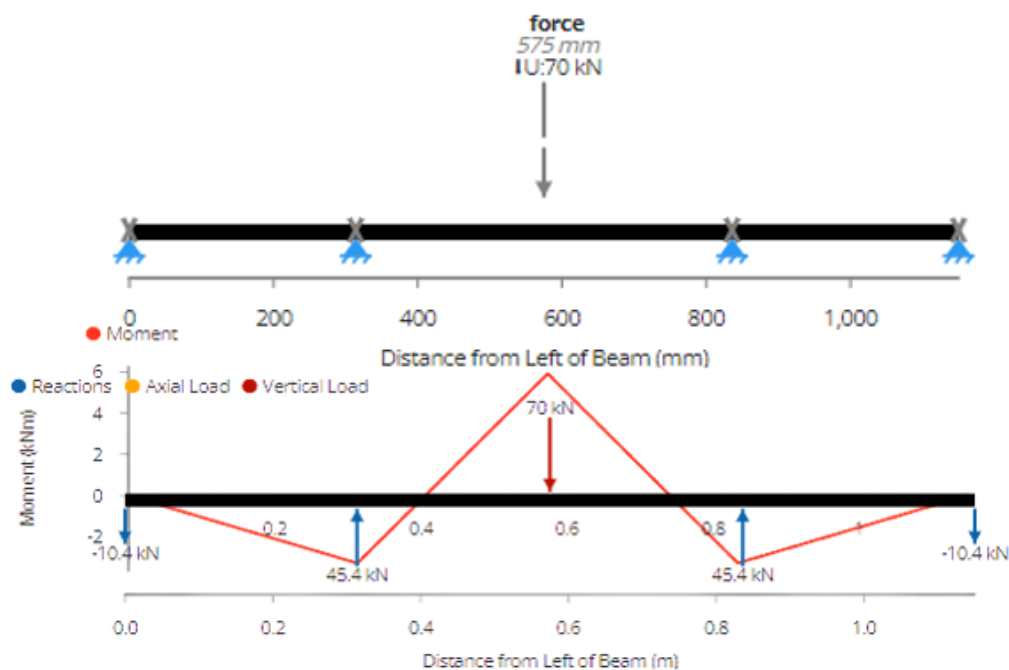
Moment v působišti síly F_{svis} je $M_{oP} = 5,87 \text{ kN} \cdot \text{m}$, v místě vnitřních podpěr je $-3,26 \text{ kN} \cdot \text{m}$. V místě působení síly je napětí vyšší, proto bude kontrolováno toto místo.

Plocha řezu svislých pásů a jeho kvadratické momenty:

$$S_{pás} = 20 \cdot 72 = 1\,440 \text{ mm}^2$$



Obr. 41 řez svařencem spodního stolu



Obr. 42 průběh momentu na nosníku o čtyřech podpěrách [8]

$$J_{zpás} = \frac{20 \cdot 72^3}{12} = 622\,080 \text{ mm}^4$$

$$J_{xpás} = \frac{72 \cdot 20^3}{12} = 48\,000 \text{ mm}^4$$

Plocha řezu spodní desky a její kvadratické momenty:

$$S_{deska} = 365 \cdot 20 = 7\,300 \text{ mm}^2$$

$$J_{Zdeska} = \frac{365 \cdot 20^3}{12} = 243\,333 \text{ mm}^4$$

$$J_{Xdeska} = \frac{20 \cdot 365^3}{12} = 81\,045\,208 \text{ mm}^4$$

Plocha řezu horní desky:

$$S_{Hdeska} = 50 \cdot 15 = 750 \text{ mm}^2$$

$$J_{ZHdeska} = \frac{50 \cdot 15^3}{12} = 14\,063 \text{ mm}^4$$

$$J_{XHdeska} = \frac{15 \cdot 50^3}{12} = 156\,250 \text{ mm}^4$$

Plocha řezu dírou ve spodní desce:

$$S_{Ddeska} = 35 \cdot 20 = 700 \text{ mm}^2$$

$$J_{ZDdeska} = \frac{35 \cdot 20^3}{12} = 23\,333 \text{ mm}^4$$

$$J_{XDdeska} = \frac{20 \cdot 35^3}{12} = 71\,458 \text{ mm}^4$$

Dále je nutné zjistit výškovou polohu těžiště, vůči původnímu souřadnému systému, který prochází rovinou symetrie spodní desky, k tomu se využije rovnice (18). Dosazením výše vypočtených ploch a vzdáleností z Obr. 41 je výsledný vztah následující: v případě ohybu od příčné síly není tato operace nutná, protože v tomto směru je těleso symetrické.

$$y_{tPP} = \frac{2 \cdot (S_{podelnik} \cdot 46) + S_{deska} \cdot 0 + 2 \cdot (S_{Hdeska} \cdot 89,5) - S_{Ddeska} \cdot 0}{2 \cdot S_{pás} + S_{deska} + 2 \cdot S_{Hdeska} - S_{Ddeska}}$$

$$= \frac{2 \cdot (1\,440 \cdot 46) + 0 + 2 \cdot (750 \cdot 89,5) + 0}{2 \cdot 1\,440 + 7\,300 + 2 \cdot 750 - 700} = 24,29 \text{ mm}$$

Dalším krokem je určení celkového kvadratického momentu průřezu. Pomocí Steinerovy věty (4) přepočítat dílčí řezy k jedné ose a následně sečíst. Rovnice pro tuto operaci jsou následující:

$$J_{ZC} = 2 \cdot (J_{Zpás} + S_{pás} \cdot 23,2^2) + 2 \cdot (J_{ZHdesky} + S_{Hdesky} \cdot 66,7^2) + (J_{Zdeska} + S_{deska} \cdot 24,3^3) - J_{ZDdeska} + S_{Ddeska} \cdot 24,3^2$$

$$J_{XC} = 2 \cdot (J_{Xpás} + S_{pás} \cdot 145^2) + 2 \cdot (J_{XHdesky} + S_{Hdesky} \cdot 130^2) + J_{Xdeska} - J_{XDdeska}$$

Po vyčíslení:

$$J_{ZC} = 2 \cdot (622\,080 + 48\,000 \cdot 23,2^2) + 2 \cdot (14\,063 + 750 \cdot 66,7^2) + (243\,333 + 7\,300 \cdot 24,3^3) - 23\,333 + 700 \cdot 24,3^2 = 13\,612\,985 \text{ mm}^4$$

$$J_{XC} = 2 \cdot (48\,000 + 1\,440 \cdot 145^2) + 2 \cdot (156\,250 + 750 \cdot 130^2) + 81\,045\,208 - 71\,458 = 167\,284\,250 \text{ mm}^4$$

Tabulka 5

Součást:	Svislý pás	Dolní deska	Horní deska	Díra v dolní desce	Σ
$Plocha S [mm]$	1 440	7 300	750	700	10 980
$J_Z [mm^4]$	622 080	243 333	14 063	23 333	13 612 985
$J_x [mm^4]$	48 000	81 045 208	156 250	71 458	167 284 250
$W_{OZP} [mm^3]$					188 545
$W_{OXP} [mm^3]$					916 626

Pro vypočtení průřezového modulu je nutné podělit celkový kvadratický moment vzdáleností nejvzdálenějšího vlákna od osy procházející těžištěm obrazce (vztah (5)). Za J_x se dosadí J_{ZC} a za e vzdálenost 72,2 mm. Pro ohyb od příčné síly se dosadí J_{XC} a vzdálenost $\frac{365 \text{ mm}}{2}$. vzdálenosti jsou dosazeny podle Obr. 41.

$$W_{oZP} = \frac{J_{ZC}}{72,2} = 188\,545\,mm^3$$

$$W_{oXP} = \frac{J_{XC}}{\frac{365}{2}} = 916\,626\,mm^3$$

Pro vyčíslení napětí v ohybu se využije rovnice (2) :

$$\sigma_{oZP} = \frac{M_{oP}}{W_{oP}} = \frac{5\,870\,000}{188\,545} = 31,1\,MPa$$

$$\sigma_{oXP} = \frac{M_{oP}}{W_{oP}} = \frac{5\,870\,000}{916\,626} = 6,4\,MPa$$

Maximální normálové napětí je součtem těchto dílčích ohybových napětí podle rovnice:

$$\sigma_{oPmax} = \sigma_{oZP} + \sigma_{oXP} \quad (20)$$

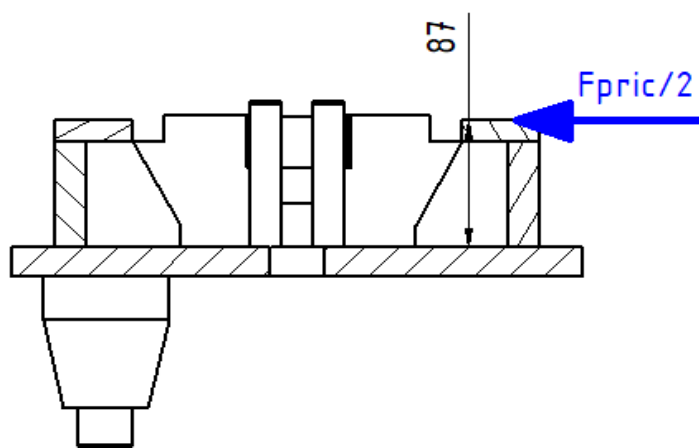
Po dosazení je výsledné napětí:

$$\sigma_{oPmax} = 31,1 + 6,4 = 37,5\,MPa$$

Bezpečnost k mezi kluzu materiálu ČSN 11 523 se vypočítá podle (9)

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{oPmax}} = \frac{333}{37,5} = 8,88$$

Napětí způsobené ohybem od svislé síly je 31,1 MPa a od příčné síly 6,4 MPa. Při ohýbání příčnou silou je zde nebezpečí spíše v případě ohybu svislých pásů než celého svařence, jelikož dolní deska v tomto směru poskytuje velkou tuhost. Proto byla ještě provedena kontrola tohoto



Obr. 43 síla ohýbající svislý pás

svislého pásu, který je ohýbán silou $\frac{F_{pric}}{2}$ na rameni $r_{pás} = 87mm$ (viz Obr. 43).

Pro tento výpočet se použije následující vztah (21), kde $b_{pás}$ je šířka, $h_{pás}$ je výška pásu, které

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\left(\left(\frac{F_{pric}}{2} \right) \cdot r_{pás} \right) \cdot 6}{b_{pás} \cdot h_{pás}^2} \quad (21)$$

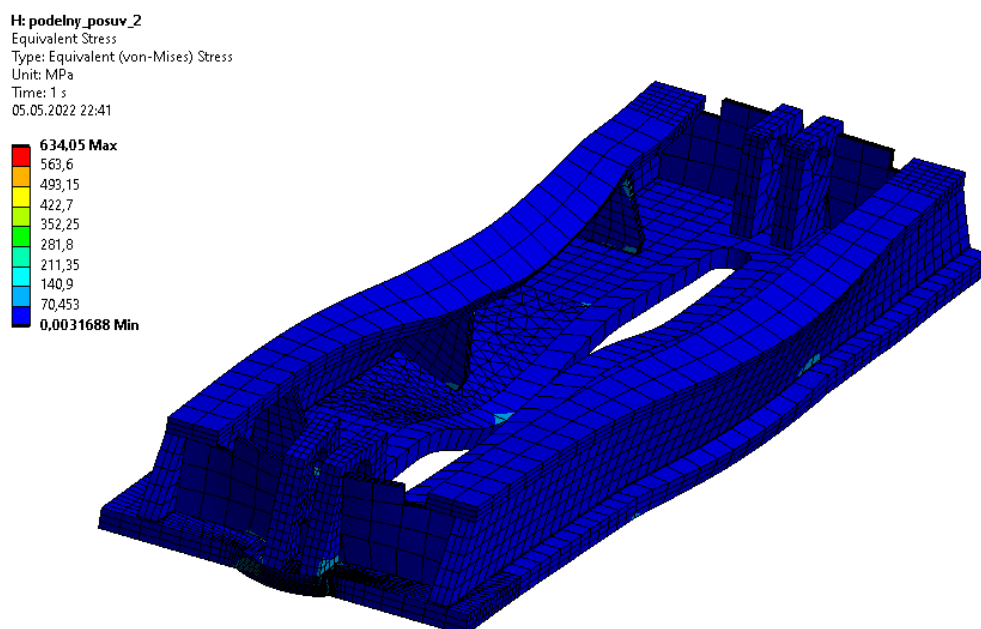
kladou odpor ohybu.

Po dosazení:

$$\sigma_{Opás} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\left(\left(\frac{70\,000}{2} \right) \cdot 87 \right) \cdot 6}{1150 \cdot 20^2} = 39,72 \text{ MPa}$$

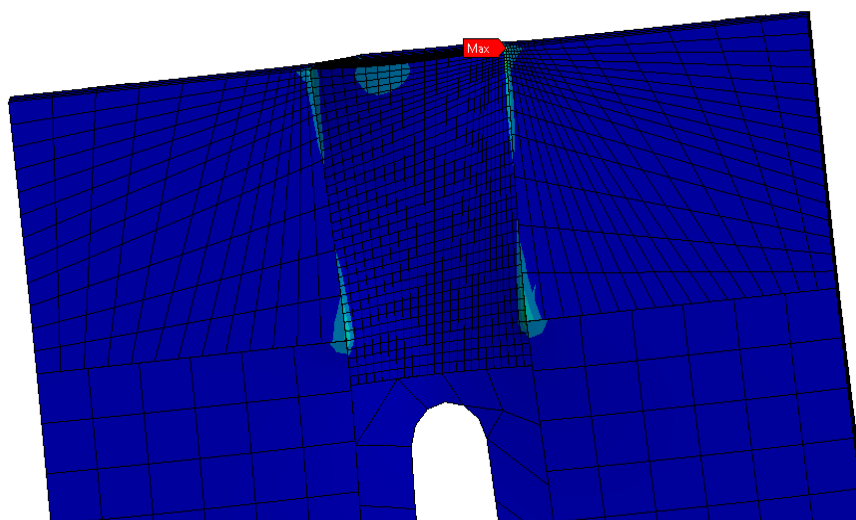
Ohybové napětí není nebezpečné. Do výpočtu nebyla zahrnuta žebra, která odolnost vůči tomuto ohybu zvyšují.

Pro komplexnější kontrolu byla provedena i MKP analýza. Na místa upevnění vozíků byla použita podmínka typu displacement (zamezen pohyb ve svislém a podélném směru). Displacement je také použit na oko pro čep pístnice aktuátoru příčných sil (zamezen pohyb v příčném směru). Sílové zatížení bylo aplikováno na vrchní desky, na které jsou připojeny kolejnice lineárního vedení a na oka pro čep podélného aktuátoru. Síla horního stolu nepůsobí po celé délce, ale jen v místě kontaktu vozíků s kolejnicí. Na Obr. 44 je výsledek MKP analýzy. Největší napětí je v přechodu do vazby na spodní desce. To je dáno tím, že ve vazbě jsou nastavena nulová posunutí a natočení. Proto byla v tomto místě zjemňována síť, a jelikož napětí v tomto místě rostlo a oblast se zvyšujícím se napětím se zmenšovala, bylo usouzeno že se jedná



Obr. 44 MKP analýza podélného posuvu

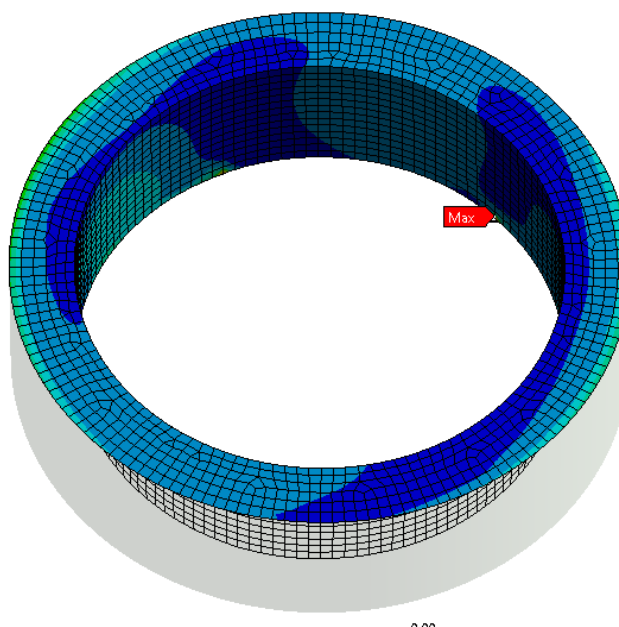
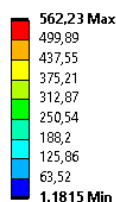
o singularitu, jak dosvědčuje Obr. 45. Nebezpečným místem je otvor pro umístění čepu pro



Obr. 45 singularity v místě přechodu do vazby

příčný aktuátor. V tomto místě byla vazba typu displacement nastavena na válcové stěny otvoru, i na tomto místě byly nalezeny singularity v místě ostrého přechodu z vazby, jak je vidno na Obr. 46

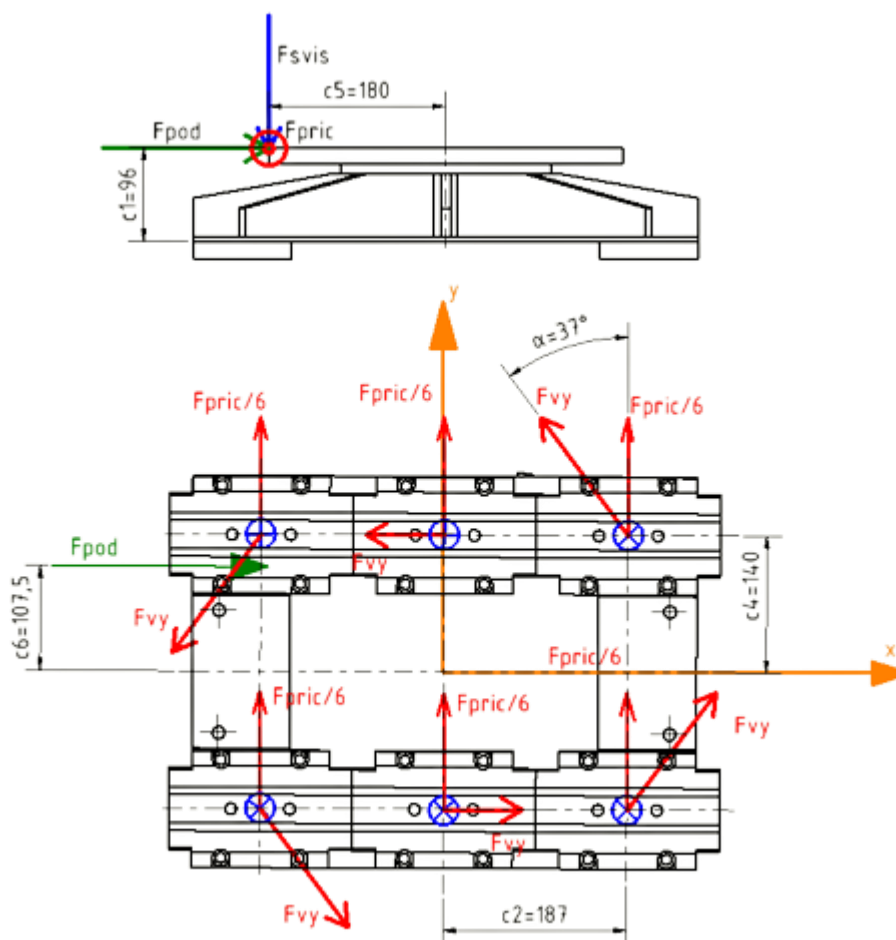
J: Copy of podelny_posuv_2
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 06.05.2022 11:00



Obr. 46 napětí na otvoru pro čep

3.3.1 KONTROLA VOZÍKŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ HORNÍHO STOLU

Vozíky lineárního vedení jsou typu RGW 45 HC od firmy HIWIN. Výrobce dovoluje



Obr. 47 síly a momenty působící na horní stůl

maximální zatížení jednotlivých vozíků $M_x = 6\,330\text{ N} \cdot \text{m}$, $M_y = M_z = 5\,470\text{ N} \cdot \text{m}$. Dovolené momenty na vozíky jsou znázorněny na Obr. 38. Momenty připadající na jeden vozík byly vypočteny stejným postupem jako v případě podélného posuvu. Zatěžující síly a reakce na vozících jsou na Obr. 47. Síly jsou umístěny v takovém místě, které je nejméně příhodné pro bezpečnost. Následující rovnice vyjadřují vztahy pro určení zatěžujících momentů ve směrech jako uvádí výrobce ve svých požadavcích.

V případě použití natáčecí desky je $c_1 = 161\text{ mm}$. Proto se raději do výpočtů dosadí tato vzdálenost.

$$M_{xHS} = \frac{F_{svs}c_5}{6} + \frac{F_{svs} \cdot c_6}{6} + \frac{F_{pric} \cdot c_1}{6} = \frac{70\,000 \cdot 180}{6} + \frac{70\,000 \cdot 107,5}{6} + \frac{70\,000 \cdot 161}{6} = 5\,233\text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{yHS} = \frac{F_{pod}c_1}{6} = 1\,878\text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{zHS} = \frac{F_{pric} c_5}{6} = 1\,633 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Reakční síly od působení sil a momentů jsou vypočteny na základě (17), po dosazení jsou vztahy následující:

$$F_{vy} = \frac{F_{pric} \cdot c_5 \cdot \sqrt{c_4^2 + c_2^2}}{4 \cdot (c_4^2 + c_2^2) + 2 \cdot c_4^2} = \frac{70\,000 \cdot 180 \cdot \sqrt{140^2 + 187^2}}{4 \cdot (140^2 + 187^2) + 2 \cdot 140^2} = 11\,432 \text{ N}$$

$$F_{vz} = \frac{F_{pric} \cdot c_1 \cdot c_4}{6 \cdot c_4^2} + \frac{F_{svis} \cdot c_6 \cdot c_4}{6 \cdot c_4^2} + \frac{F_{svis}}{6}$$

$$F_{vz} = \frac{70\,000 \cdot 161 \cdot 140}{6 \cdot 140^2} + \frac{70\,000 \cdot 107,5 \cdot 140}{6 \cdot 140^2} + \frac{70\,000}{6} = 34\,042 \text{ N}$$

$$F_{VY} = \frac{F_{pric}}{6} + \cos(\alpha) F_{vy} = \frac{70\,000}{6} + \cos(37^\circ) \cdot 11\,432 = 20\,796 \text{ N}$$

Celková síla je dána vektorovým součtem tří složek:

$$\Sigma FV = \sqrt{F_{VY}^2 + F_{vz}^2} = \sqrt{20\,796^2 + 34\,042^2} = 39\,891 \text{ N}$$

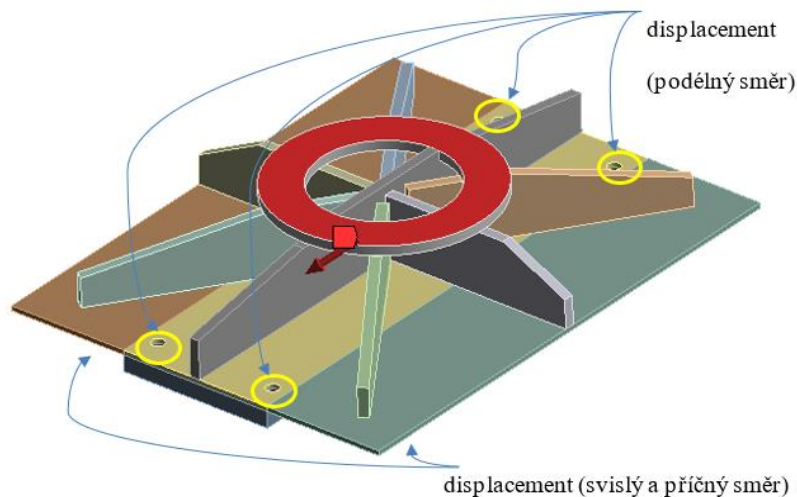
Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce.

Tabulka 6

moment		dovolený	bezpečnost
$M_{xHS} [\text{N} \cdot \text{m}]$	5 233	6 330	1,21
$M_{yHS} [\text{N} \cdot \text{m}]$	1 878	5 470	2,91
$M_{zHS} [\text{N} \cdot \text{m}]$	1 633	5 470	3,35
síla			
$F_{vy} [\text{N}]$	11 432		
$F_{vz} [\text{N}]$	34 042		
$F_{VY} [\text{N}]$	20 796		
$\Sigma FV [\text{N}]$	39 891		
Dovolené zatížení [N]	230 900		
Bezpečnost k	5,77		

3.3.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA HORNÍHO STOLU

Tato kontrola byla provedena jen pomocí MKP analýzy. Okrajové podmínky byly nastaveny pro místa upevnění vozíků jako displacement se zamezením pohybu ve směrech svislé a příčné síly. Pohyb ve směru podélné síly byl zachycen také pomocí vazby displacement,

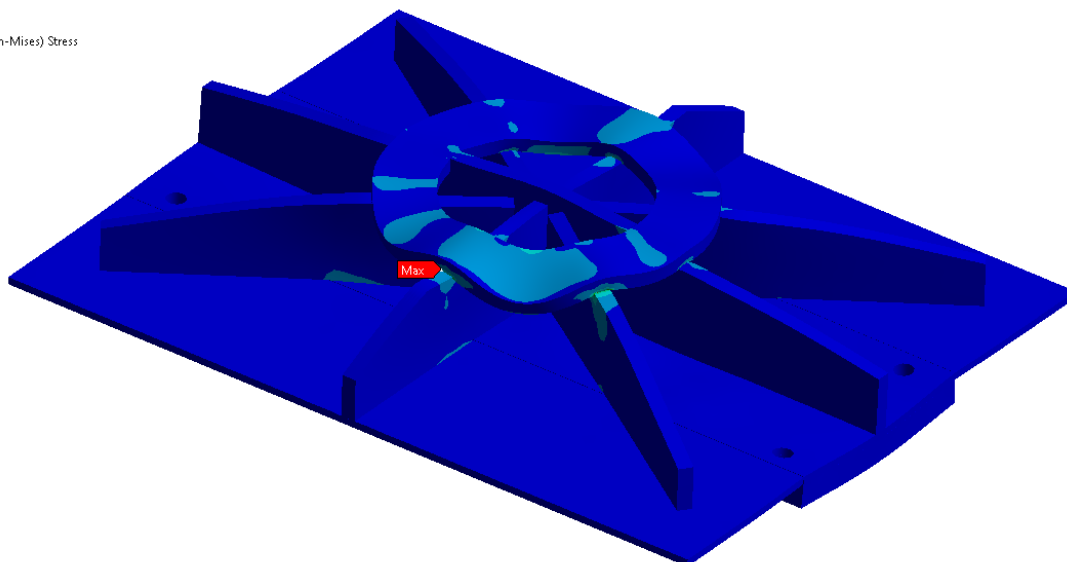


Obr. 48 okrajové podmínky

ale směry, které zachycují vozíky byly ponechány bez omezení pohybu. Zatěžující síly byly aplikovány na upínací plochu na horní straně. Při generování sítě bylo hojně použito metody sweep na žebra a upínací plochu na horní straně. Největší napětí vzniká v kontaktech kruhové desky a žeber. I zde lze pozorovat singularity.

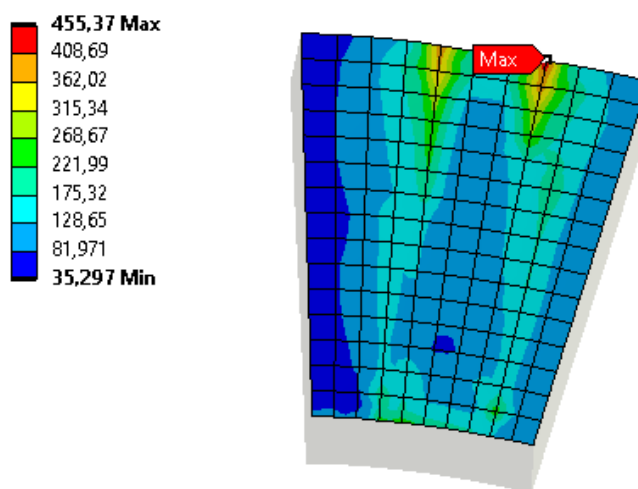
I: vrchní stůl
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
06.05.2022 15:39

580,14 Max
515,69
451,23
386,78
322,33
257,87
199,42
128,97
64,512
0,058695 Min



Obr. 49 MKP analýza vrchního stolu

Z toho důvodu byl na kruhové desce vytvořen výsek okolo připojení k žebří. Bezpečnost tohoto místa byla vyhodnocena na základě průměrného napětí této plochy, které dosahuje hodnoty 127 MPa , nejnižší hodnota je 35 MPa a nejvyšší 455 MPa , ale to se jedná o nereálné napětí.



Obr. 50 rozložení napětí v místě připojení žebra

Bezpečnost k mezi kluzu materiálu ČSN 11 523:

$$k = \frac{333}{127} = 2,62$$

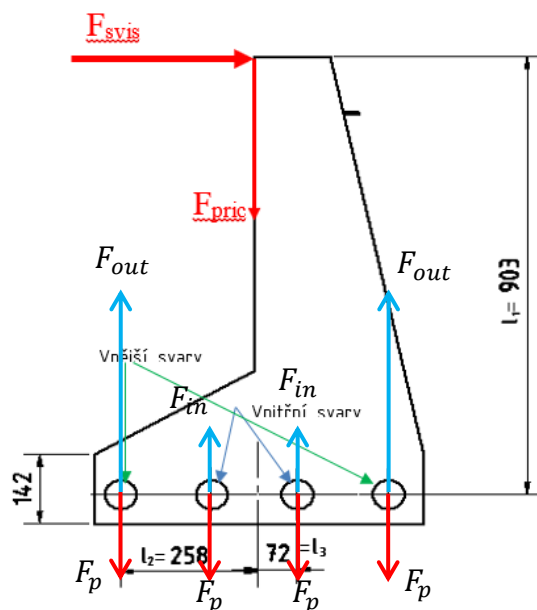
3.4 HORNÍ UPÍNACÍ DESKA

$$F_p = \frac{F_{\text{pric}}}{z} \quad (22)$$

Jak již bylo popsáno v druhé kapitole pro ležatou variantu byla zvolena zjednodušená horní upínací deska bez pohybového šroubu. Tato deska je vyztužena žebry z důvodu ohybového namáhání. Tento upínací systém je k rámu zkušebního stavu připevněn pomocí svarového spoje. Svary jsou v kruhových dírách o průměru 60 mm. Tyto díry jsou zvoleny na takových místech, kde na svary působí pouze smykové napětí. Rozměry desky jsou popsány na Obr. 51 obrázek také zobrazuje silové zatížení. F_{svis} je síla od vozovky a F_{pric} je příčná síla ve výpočtu je počítáno s maximálními silami tedy 70 kN. Zatížení jednotlivých svarů od příčné síly se vypočítá podle následujícího vztahu (22) kde F_p je síla na jednotlivé svary a z je počet svarů. Počet svarů je dvanáct, osm na vnější a čtyři na vnitřní straně rámu.

Po dosazení:

$$F_p = \frac{70\,000}{12} = 5\,833 \text{ N}$$



Obr. 51 zatížení svarů

$$F_{out} = \frac{F_{svis} \cdot l_1 \cdot l_2}{i_1 \cdot l_2^2 + i_2 \cdot l_3^2}$$

Zatížení vnějších míst od ohybového momentu je určeno podle vztahu (23), kde l_1 je vzdálenost

$$F_{out} = \frac{F_{svis} \cdot l_1 \cdot l_2}{i_1 \cdot l_2^2 + i_2 \cdot l_3^2} \quad (23)$$

od působíště síly ke středu obrazce svarů, l_2 je vzdálenost od středu obrazce sil k místu svaru, obdobně to platí pro vnitřní svary (s ramenem l_3). Po dosazení je síla na vnější svary:

$$F_{out} = \frac{70\,000 \cdot 903 \cdot 250}{6 \cdot 250^2 + 4 \cdot 80^2} = 42\,104 \text{ N}$$

Pro vnitřní svary:

$$F_{in} = \frac{70\,000 \cdot 903 \cdot 80}{6 \cdot 250^2 + 4 \cdot 80^2} = 13\,473 \text{ N}$$

Svary jsou namáhány kombinací sil od ohybového momentu a od tlakového působení. Jak již bylo uvedeno výše, poloha svarů je zvolena na takovém místě, že jsou namáhány pouze na smyk. Celková síla na jednotlivé svary se vypočte podle schématu na Obr. 51 jako rozdíl sil F_p a F_{in} nebo F_{out} :

$$F_{OUT} = -F_p + F_{out}$$

$$F_{IN} = -F_p + F_{in}$$

Po dosazení:

$$F_{OUT} = -5\,833 + 42\,104 = 36\,271\,N$$

$$F_{IN} = -5\,833 + 13\,473 = 7\,640\,N$$

Síla působící na vnější svary je větší, proto se dále budou kontrolovat jen tyto více namáhané svary [5].

$$S = 1,414 \cdot \pi \cdot r \cdot z \quad (24)$$

Dále je nutné znát plochu průřezu svarové housenky, ta se vypočte podle vztahu (24), kde r je poloměr díry a z je délka odvěsny svarové housenky. Po dosazení je výsledný vztah:

$$S = 1,414 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 7 = 932,9\,mm^2$$

$$\tau = \frac{F}{S} \quad (25)$$

Smykové napětí na svary se vypočítá díky vztahu (25) [5], kde F je síla na působící na svary a S je plocha svarové housenky. Dosazením do tohoto vztahu se získá hodnota napětí:

$$\tau = \frac{36\,271}{932,9} = 38,9\,MPa$$

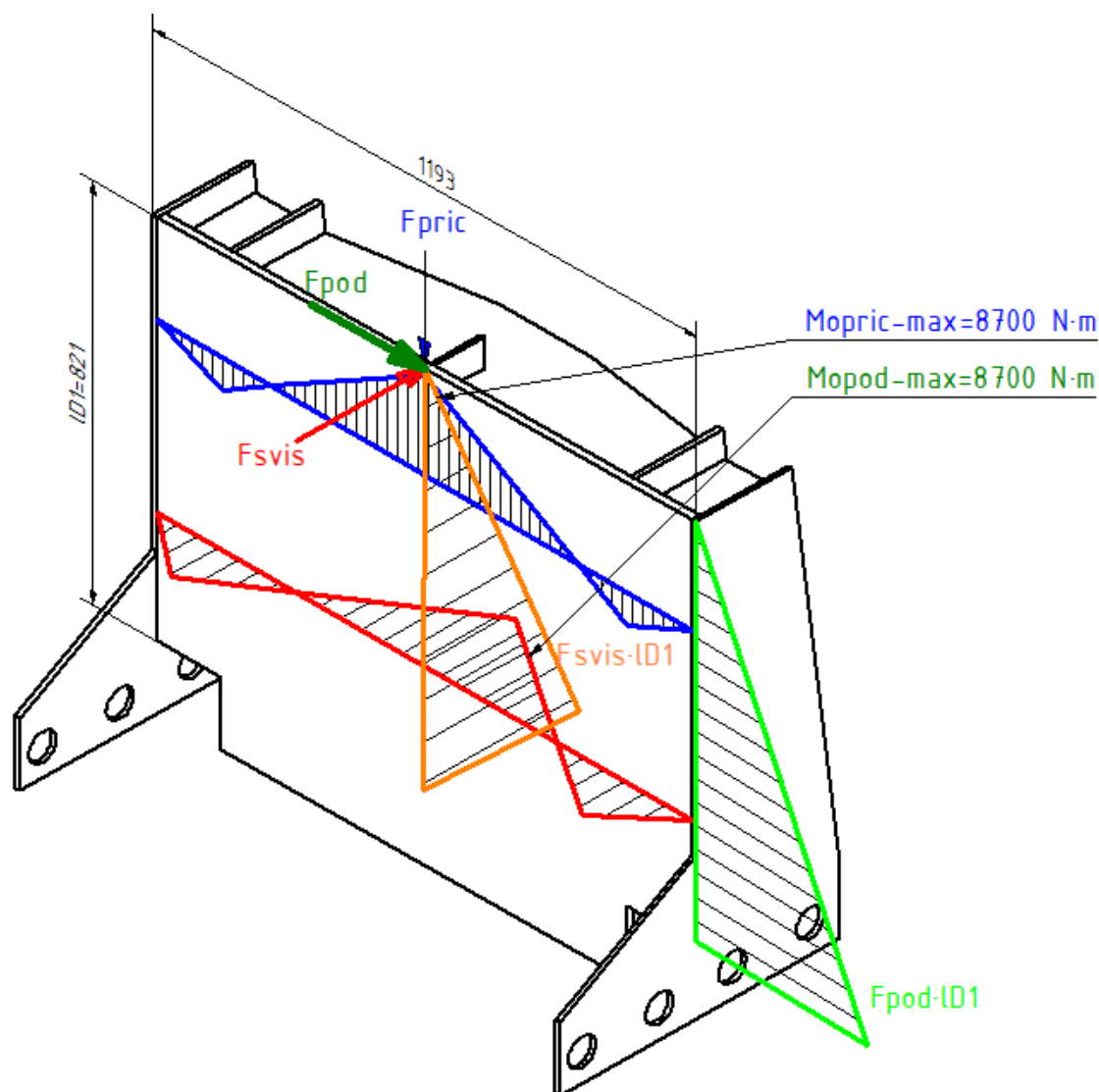
Pro použitý svařovací materiál E35 podle normy ČSN EN ISO 2560 je mez kluzu 355 MPa. Bezpečnost vůči mezi kluzu je tedy podle vztahu (26), kde R_e je mez kluzu svařovaného materiálu a τ je smykové napětí.

$$k = \frac{R_e}{\tau} \quad (26)$$

$$k = \frac{355}{38,9} = 9,1$$

Z tohoto vztahu vyplývá že svary jsou navrženy bezpečně.

3.4.1 KONTROLA DESKY NA OHYB



Obr. 52 průběh zatížení na upínací desce

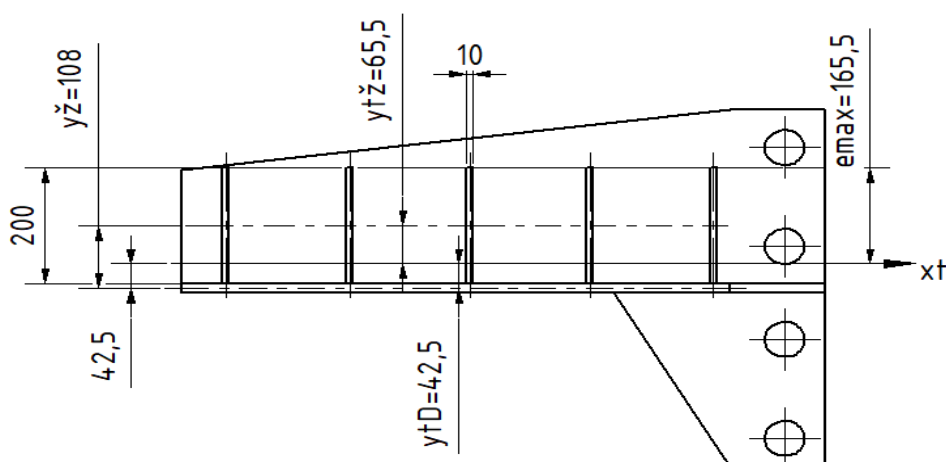
Horní upínací deska, bude převážně přenášet síly od vozovky, jelikož na ni bude nejčastěji připojen tlumič s pružinou, či tlumičová vzpěra. Avšak pro možnost zkoušení různých variant je nutné, aby tato deska přenesla i ostatní zatížení. Nejnebezpečnějším se jeví ohyb od síly F_{svis} . Ohybové napětí v tomto směru je eliminováno početnými žebry. Pro ohyb od svislé a příčné síly byl použit matematický model v podobě nosníku na čtyřech podpěrách. Průběh momentu a reakce v podpěrách byly získány za pomoci webového kalkulatoru nosníků [8]. Průběh momentu je také zakreslen na Obr. 52 Největší ohybový moment působí v místě působení síly a to: $M_{osvis1} = M_{opric} = 8\,700\text{ N} \cdot \text{m}$

V případě ohybu svislé síly na rameni l_{D1} je výsledný moment následující:

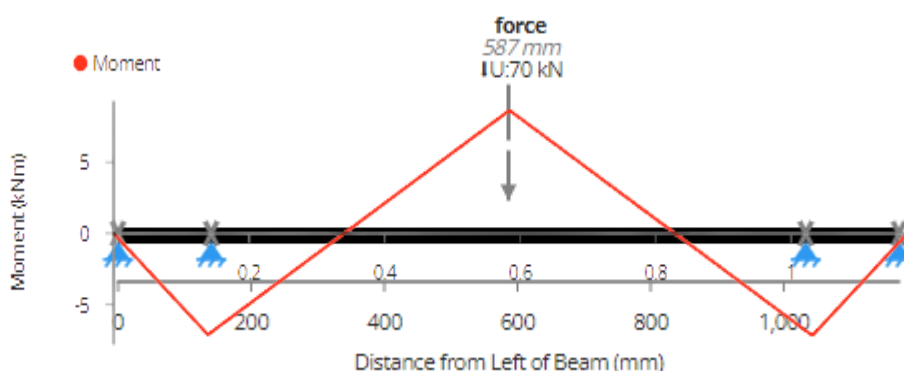
$$M_{Osviz2} = M_{opod} = F_{sviz} \cdot l_{D1} = 70\,000 \cdot 821 = 57\,470 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Dále bylo nutno vypočítat průřezové moduly v ohybu, pro ohyb od příčné a podélné síly byla žebra pro zjednodušení z výpočtu vypuštěna, jelikož na tento směr nemají výrazný vliv. V případě ohybu od svislé síly bylo nutno vypočítat kvadratický moment desky a žebel, z nich posléze průřezový modul. Obr. 53 obsahuje rozměry žebel a vzdálenosti středů jednotlivých obrazců k těžištní ose (tučná čerchovaná čára). Výška těžiště je vypočtena podle (18):

$$y_{hu} = \frac{5 \cdot (10 \cdot 200) \cdot 108 + 963 \cdot 16 \cdot 0}{5 \cdot (10 \cdot 200) + 963 \cdot 16} = 42,5 \text{ mm}$$



Obr. 53 řez žebry horní upínací desky



Obr. 54 průběh napětí po nosníku na čtyřech podpěrách

Celkový kvadratický moment byl vypočítán pomocí Steinerovy věty (4).

$$J_{ZC_HUP} = 5 \cdot (6\,666\,667 + 2000 \cdot 65,5^2) + (328\,704 + 15\,408 \cdot 42,5^2) \\ = 104\,395\,239 \text{ mm}^4$$

Průřezový modul se vypočítá podle (6):

$$W_{oX} = \frac{J_{ZC}}{e_{max}} = \frac{104\,395\,239}{165,5} = 630\,787 \text{ mm}^3$$

Tímto postupem byl získán průřezový modul W_{oX} pro ohyb od síly F_{svi1} .

Průřezový modul pro ohybové napětí způsobené momentem M_{osvis2} se musí opět určit z kvadratického momentu desky a žeber sečtených do jednoho celkového kvadratického momentu.

Výška těžiště soustavy byla vypočtena na základě vzorce (18):

$$y_{t_HUD} = \frac{1173 \cdot 16 \cdot 0 + 4 \cdot 290 \cdot 153 + 10 \cdot 110 \cdot 63}{1173 \cdot 16 + 4 \cdot 290 \cdot 153 + 10 \cdot 110} = 1,25 \text{ mm}$$

Kvadratický moment velkých žeber:

$$J_{yV\check{Z}} = \frac{10 \cdot 290^3}{12} = 203\,241\,167$$

Kvadratický moment malého žebra:

$$J_{yM\check{Z}} = \frac{10 \cdot 110^3}{12} = 1\,109\,167 \text{ mm}^4$$

Kvadratický moment desky:

$$J_{yD} = \frac{1173 \cdot 16^3}{12} = 400\,384 \text{ mm}^4$$

Celkový kvadratický moment se získá pomocí sumace dílčích kvadratických momentů přepočítaných ke společné ose pomocí Steinerovy věty (5):

$$J_{yD\check{Z}C} = 4 \cdot (203\,241\,167 + 10 \cdot 290 \cdot 151,8^2) + (1\,109\,167 + 10 \cdot 110 \cdot 61,7^2) \\ + (400\,384 + 1173 \cdot 16 \cdot 1,25^2) = 1\,085\,992\,707 \text{ mm}^4$$

Požadovaný průřezový modul se získá pomocí (6), kde se za e dosadí vzdálenost $e_{y\check{Z}}$.

$$W_{oY} = \frac{1\,085\,992\,707}{296,9} = 3\,661\,472 \text{ mm}^3$$

Průřezový modul, který figuruje v ohybovém namáhání od podélné síly se vypočte z rozměrů upínací desky, jelikož ta je sama o sobě dostatečně rozměrná a žebra v tomto směru nemají výrazný vliv.

$$W_{oZ} = \frac{16 \cdot 1173^2}{12} = 1\,834\,572 \text{ mm}^3$$

Napětí od momentu M_{osvis1} se vypočte:

$$\sigma_{osvis1} = \frac{M_{osvis1}}{W_{oX}} = \frac{8\,700\,000}{630\,787} = 13,79 \text{ MPa}$$

Napětí způsobené momentem M_{osvis2} se spočítá:

$$\sigma_{osvis2} = \frac{M_{osvis2}}{W_{oY}} = \frac{57\,470\,000}{3\,661\,472} = 15,69 \text{ MPa}$$

Napětí způsobené ohybem od příčné síly:

$$\sigma_{opric} = \frac{8\,700\,000}{3\,661\,472} = 2,38 \text{ MPa}$$

A nakonec napětí od podélné síly:

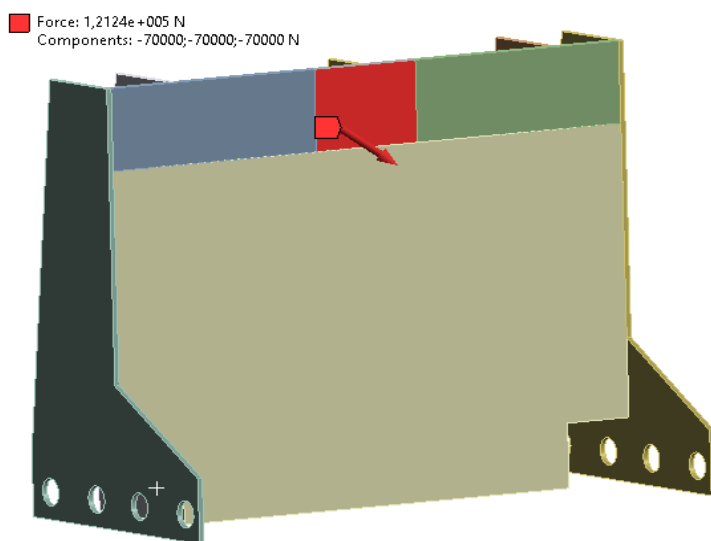
$$\sigma_{opod} = \frac{57\,470\,000}{1\,834\,572} = 31,33 \text{ MPa}$$

Výsledná napětí jsou zahrnuta v následující tabulce:

Tabulka 7

$W_{oX} \text{ [mm}^3\text{]}$	630 787
$W_{oY} \text{ [mm}^3\text{]}$	3 661 472
$W_{oZ} \text{ [mm}^3\text{]}$	1 834 572
$\sigma_{osvis1} \text{ [MPa]}$	13,8
$\sigma_{svis2} \text{ [MPa]}$	15,7
$\sigma_{opric} \text{ [MPa]}$	2,4
$\sigma_{opod} \text{ [MPa]}$	31,3
σ_{max}	$13,8 + 15,7 + 2,4 + 31,3 = 63,2$
$R_e \text{ [MPa]}$	333 (pro ČSN 11523)
k	5,27

Pro kontrolu byla vytvořena MKP analýza, Síla ve všech třech směrech byla aplikována doprostřed horní části upínací desky, vazby byly použity typu fixed support do děr pro svary připojující tento svařenec k rámu. Kontakty mezi díly byly nastaveny na typ bonded. Na Obr.



Obr. 55 okrajové podmínky

56 je znázorněna analýza, největší napětí se nachází v přechodu z desky na podpůrná žebra připojující desku k rámu (zde je přibližně vypočtených 60 MPa) a dále jsou špičky napětí v oblastech děr pro svary, zde se ovšem jedná o další singularity.

O: Copy of horni_ulozeni

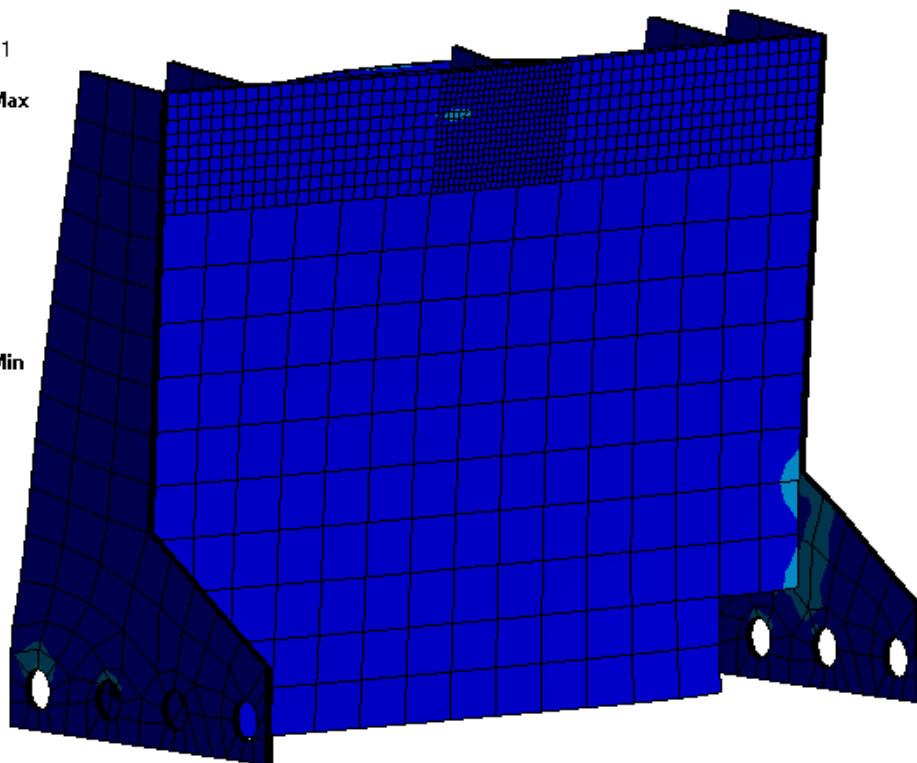
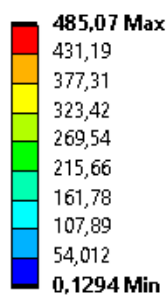
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1 s

11.05.2022 8:31

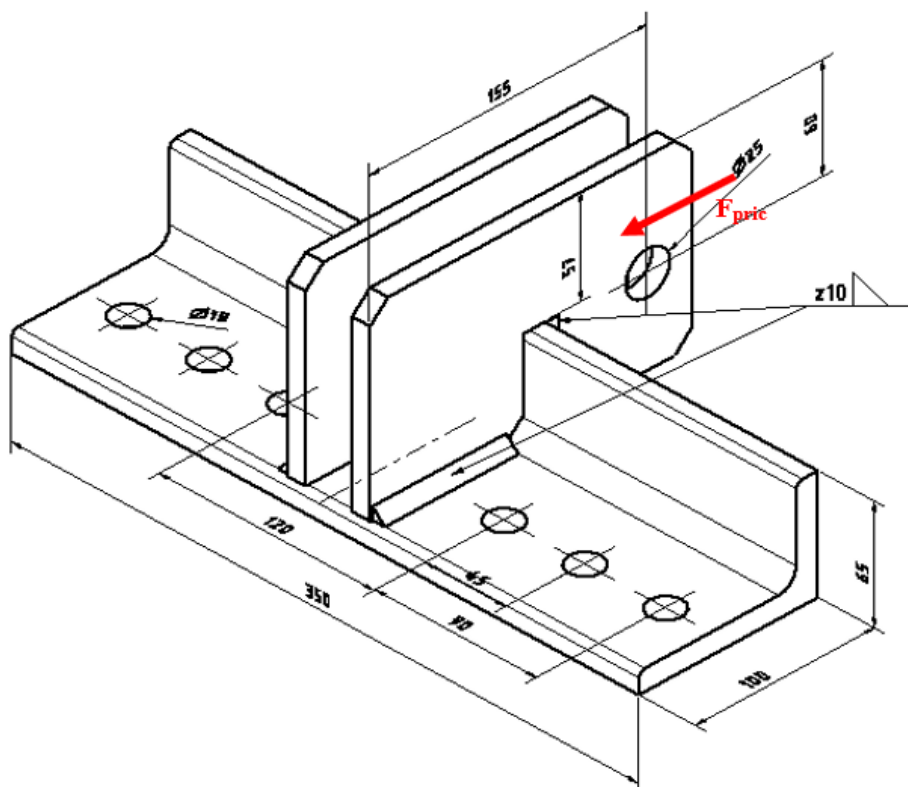


Obr. 56 MKP analýza horní upínací desky

Z výpočtů a analýzy vyplývá, že horní upínací deska je navržena s dostatečnou bezpečností.

3.5 UPEVNĚNÍ LINEÁRNÍHO HYDROMOTORU K RÁMU

Toto uchycení je stejné pro obě varianty, avšak pro stojatou variantu slouží pro ukotvení hydromotoru obsluhujícího příčné síly, u ležaté varianty simuluje síly od vozovky. Síla působící na upevnění je znázorněna na Obr. 57, kde jsou doplněny další rozměry úchytu. Úchyt je zhotoven z L profilu a na něj navařených výpalků z plechu tloušťky 10 mm s okem pro čep. Síla zatížení na rám je přenášena pomocí šroubového spoje. Síla zatěžující jeden šroub se vypočítá podle následujícího vztahu [5], tedy podělením zatěžující síly počtem šroubů.



Obr. 57 upevnění hydromotoru a zatěžující síla

$$F_{sroub} = \frac{F_{pric}}{i} \quad (27)$$

Síla připadající na jeden šroub je tedy:

$$F_{sroub} = \frac{70\,000}{6} = 11\,667\text{ N}$$

Šroubový spoj musí být utažený na odpovídající moment, avšak nejprve je nutné vypočítat sílu předpětí, ta se vypočítá podle (28), kde k_n je návrhový součinitel, F_{sroub} je síla působící na šroub, i je počet šroubů a f je součinitel tření mezi spojovanými součástmi [5].

$$F_i = \frac{k_n \cdot F_{sroub}}{i \cdot f} \quad (28)$$

k_n je zvoleno 1,5 a f je podle [5] tabulky A-37 rovno 0,3, jelikož síla na jednotlivé šrouby již byla přepočítána je za i dosazeno 1.

$$F_i = \frac{1,5 \cdot 11667}{1 \cdot 0,3} = 58,3 \text{ kN}$$

$$M_{UT} = K \cdot F_i \cdot d \quad (29)$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_s} \quad (30)$$

Utahovací moment se vypočte podle vztahu (29), kde K je podle literatury [5] rovno 0,3 jelikož se jedná o neupravený nebo černěný povrch. F_i je síla na jeden šroub a d je průměr šroubu. Po dosazení:

$$M_{UT} = 0,3 \cdot 58\,300 \cdot 16 = 314\,820 \text{ N} \cdot \text{mm} = 315 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pro kontrolu šroubu je potřeba vypočítat napětí od síly předpětí, pro toto se využije vztah (30), kde F_i je síla předpětí a A_s je plocha průřezu šroubu [5] (podle [7] 157 mm^2). Dosazením se získá:

$$\sigma_i = \frac{58\,300}{157} = 372 \text{ MPa}$$

Mez kluzu v tahu materiálu 8.8 je 640 MPa [6], bezpečnost je vypočítána podle vztahu [5]:

$$K = \frac{\sigma_i}{R_e} \quad (31)$$

$$K = \frac{372}{640} = 1,723$$

Šrouby jsou tedy navrženy dostatečně.

$$M_{ou} = F \cdot r \quad (32)$$

$$W_{ou} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (33)$$

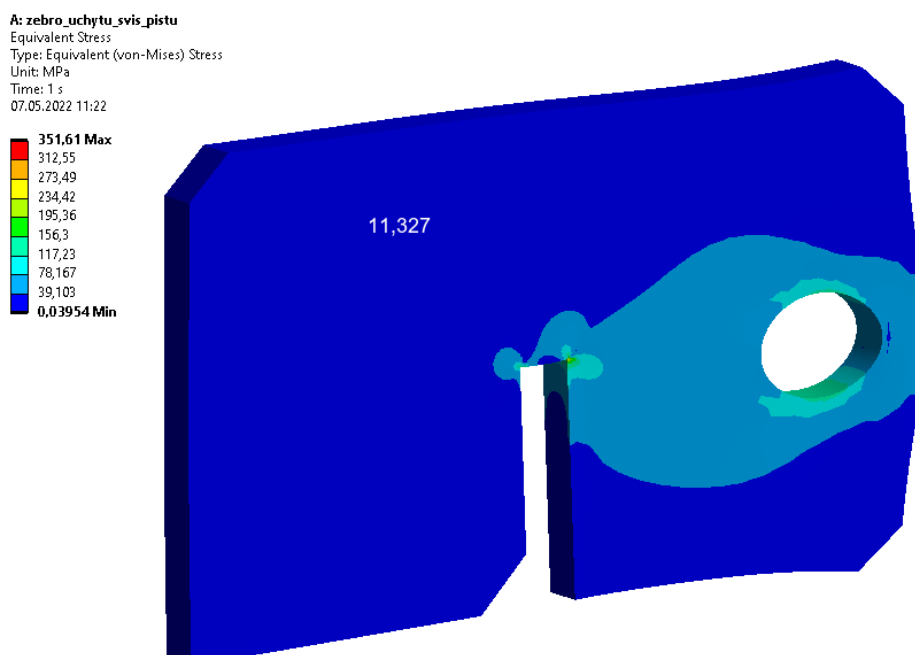
Úchyt je tvořen z výpalku vyrobeného z plechu tloušťky 10 mm, ten obsahuje otvor pro čep, jak je vidno na Obr. 57. Tento díl je namáhán nesymetrickým tahem – ohybem. Ohybový moment se vypočte ze známého vztahu (32), kde F je zatěžující síla a r je její rameno. Za F se dosadí F_{pric} podělenou dvěma, jelikož žebra s okama jsou dvě a za r se dosadí vzdálenost 30 mm získaná z rozměrů dílu. Ohybový moment je tedy $1\,050 \text{ N} \cdot \text{m}$. Průřezový modul v ohybu se vypočte podle (33). V tomto vztahu je b šířka a h je výška průřezu [9]. Dosazením za $b = 10 \text{ mm}$ a za $h = 60 \text{ mm}$ se získá:

$$W_{oU} = \frac{10 \cdot 60^2}{6} = 6\,000 \text{ mm}^3$$

Po tomto kroku je již možno vypočítat ohybové napětí.

$$\sigma_{o\check{z}} = \frac{M_{oU}}{W_{oU}} = \frac{\frac{F_{pric}}{2} \cdot r}{W_{oU}} = \frac{\frac{70\,000}{2} \cdot 30}{6\,000} = 175 \text{ MPa}$$

Pro kontrolu byla tato součást ověřena pomocí MKP. Na plochy, které budou přivařeny k L profilu byla použita podmínka fixed support a síla o velikosti 35 kN $\left(\frac{F_{pric}}{2}\right)$ aplikována na díru



Obr. 58 rozložení napětí na žebro

pro čep. Na Obr. 58 je analýza úchytu čepu s vyobrazenými ekvivalentními napětími. Největší napětí je v místě přechodu na pevnou vazbu. Jedná se opět o singularitu, jelikož při zjemňování sítě se napětí v úzkém místě přechodu do vazby zvyšovalo. Pro ověření bylo ještě odsimulováno celé uchycení a výsledky jsou podobné, tudíž toto uchycení vyhovuje.

3.6 SVISLÝ POSUV

$$c = \sqrt{a^2 + b^2} \quad (34)$$

V kapitole 2.5.1 byl popsán takzvaný svislý posuv ležaté varianty v této kapitole bude jeho konstrukce zkontrolována z hlediska pevnosti. Velmi důležité je dodržet maximální stanovený moment na vozíky lineárního vedení. Výrobce HIWIN specifikuje dovolené momenty na jednotlivé vozíky. Vybrané vozíky RGW 65 HC dovolují maximální momenty:

$$M_{XS} = 22\,500 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{YS} = M_{ZS} = 22\,170 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Dovolené statické zatížení je 572 700 N.

Pro výpočet sil bylo nutné spočítat přímé vzdálenosti od středu útvaru vozíků, tedy pro vnější a vnitřní krajní vozíky byla určena pomocí pythagorovy věty (33), kde c je délka přepony trojúhelníku, a je délka jedné a b je délka druhé odvěsny.

Zatěžující momenty jsou vypočteny následovně:

$$M_{xs} = \frac{F_{pod} h_{pod}}{12} \quad (35)$$

Po dosazení:

$$M_{xs} = \frac{70\,000 \cdot 900}{12} = 5\,250 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{ys} = \frac{F_{pric} l_1}{12} \quad (36)$$

Po dosazení:

$$M_{ys} = \frac{70\,000 \cdot 1\,043}{12} = 6\,084 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tabulka 8

moment		dovolený	bezpečnost
$M_{xs} [\text{N} \cdot \text{m}]$	5 250	22 550	4,30
$M_{ys} [\text{N} \cdot \text{m}]$	6 084	22 170	3,64
$M_{zs} [\text{N} \cdot \text{m}]$	6 084	22 170	3,64

Moment M_{zs} je stejně velký jako M_{ys} , protože síla i rameno jsou také stejné, proto platí $M_{zs} = M_{ys}$. Síly na jednotlivé vozíky byly vypočítány pomocí (17), dále byla tato síla rozložena na směry X a Y, přičemž pro směr X byl ještě připočten podíl reakce na sílu F_{pod} . Pro rozklad na složky bylo použito funkce sinus a cosinus a jako argument byly použity vzdálenosti a_1 a a_2 nebo a_3 . Výpočtové vzdálenosti pro vnější krajní vozíky jsou vztahy následující:

$$F_{X_{out}} = \frac{F_{pod} \cdot l_1 \cdot a_{out}}{4 \cdot a_{in}^2 + 4 \cdot a_{out}^2 + 2 \cdot a_3^2 + 2 \cdot a_2^2} \cdot \sin(\delta_{out}) + \frac{F_{pod}}{12}$$

$$F_{Y_{out}} = \frac{F_{pod} \cdot l_1 \cdot a_{out}}{4 \cdot a_{in}^2 + 4 \cdot a_{out}^2 + 2 \cdot a_3^2 + 2 \cdot a_2^2} \cdot \cos(\delta_{out})$$

Obdobně to je pro vnitřní krajní vozíky:

$$F_{X_{in}} = \frac{F_{pod} \cdot l_1 \cdot a_{in}}{4 \cdot a_{in}^2 + 4 \cdot a_{out}^2 + 2 \cdot a_3^2 + 2 \cdot a_2^2} \cdot \sin(\delta_{in}) + \frac{F_{pod}}{12}$$

$$F_{Y_{in}} = \frac{F_{pod} \cdot l_1 \cdot a_{in}}{4 \cdot a_{in}^2 + 4 \cdot a_{out}^2 + 2 \cdot a_3^2 + 2 \cdot a_2^2} \cdot \cos(\delta_{out})$$

Pro vnitřní a vnější prostřední vozíky, na které působí pouze ypsilonová složka síly a podíl podélné síly:

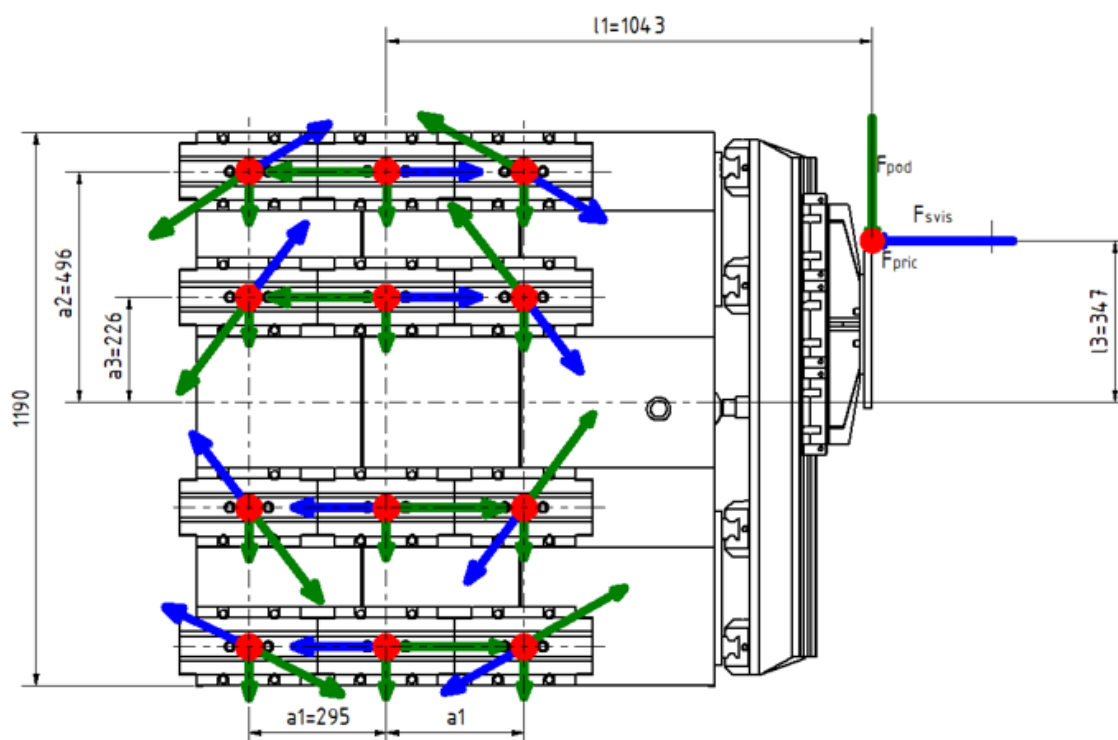
$$F_{Y_{out_M}} = \frac{F_{pod} \cdot l_1 \cdot a_3}{4 \cdot a_{in}^2 + 4 \cdot a_{out}^2 + 2 \cdot a_3^2 + 2 \cdot a_2^2} + \frac{F_{pod}}{12}$$

$$F_{Y_{in_M}} = \frac{F_{pod} \cdot l_1 \cdot a_2}{4 \cdot a_{in}^2 + 4 \cdot a_{out}^2 + 2 \cdot a_3^2 + 2 \cdot a_2^2} + \frac{F_{pod}}{12}$$

Reakční síly zachycující efekt momentu síly F_{svis} na rameni l_2 a podíl síly F_{svis} , působí ve svislém směru. Ta se vypočte opět jako reakce na moment a k ní se přičte podíl F_{svis} připadající na jeden vozík se vypočtou pomocí:

$$F_z = \frac{F_{svis} \cdot l_2 \cdot a_1}{4 \cdot a_1^2 + 4 \cdot a_3^2} - \frac{F_{svis} \cdot l_2 \cdot a_1}{4 \cdot a_1^2 + 4 \cdot a_3^2} + \frac{F_{svis}}{12}$$

Tabulka 9 obsahuje zatěžující síly v jednotlivých směrech na jednotlivé vozíky, dále celkovou zatěžující sílu na vozíky a bezpečnost k dovolenému zatížení. Hodnoty bezpečnosti jsou vysoké, nejméně bezpečnými, a tedy i nejvíce namáhanými vozíky jsou vnější krajní, tedy ty nejvíce vzdálené od středu útvaru vozíků.

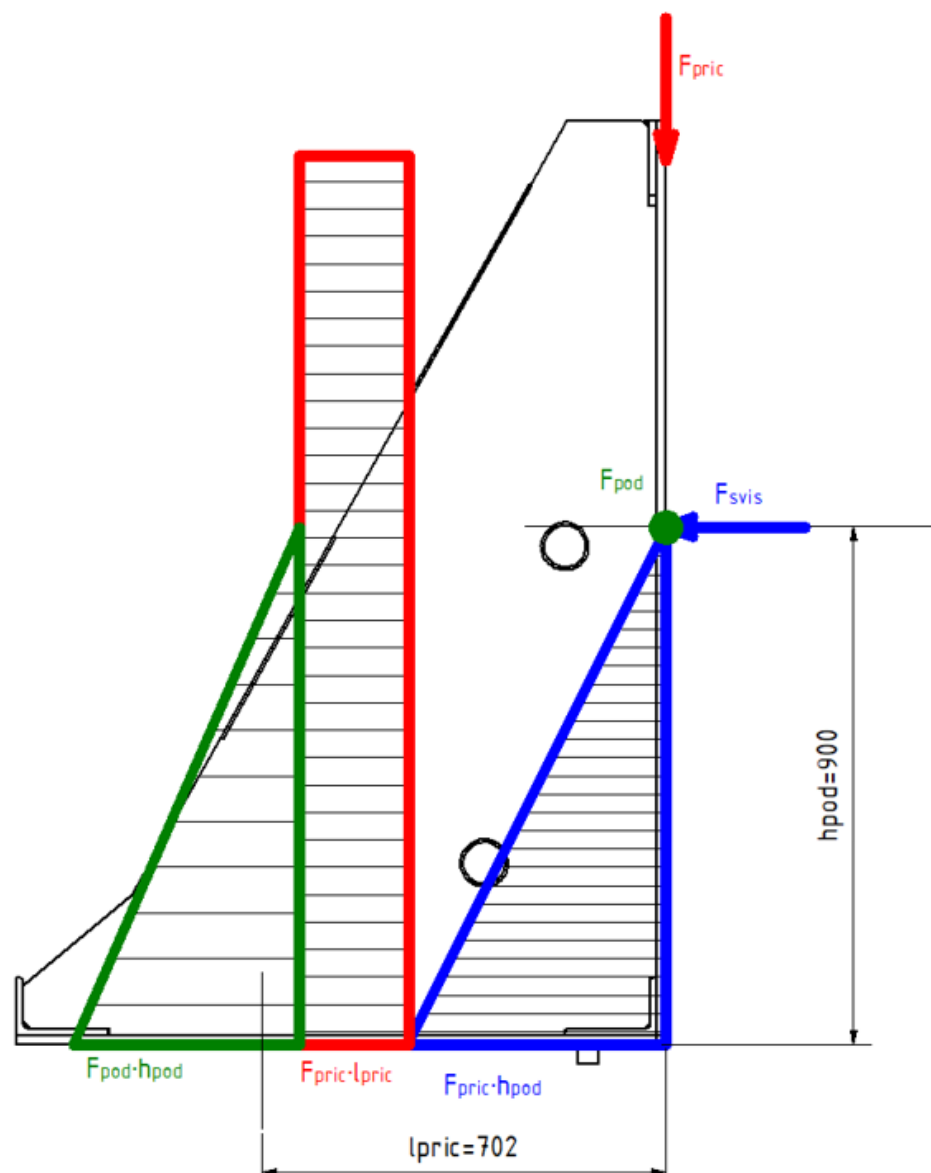


Obr. 59 zatížení vozíků

Tabulka 9

Směr síly	Vnitřní prostřední	Vnější prostřední	Vnitřní krajní	Vnější krajní
$F_X[N]$	2 307	850	35	35
$F_Y[N]$	2 701	8 379	4 442	9 749
$F_Z[N]$	5 833			
ΣF	6830	6 484	7 332	11 361
Bezpečnost k	83,85	88,32	78,11	50,41

Dále je nutné provést kontrolu svařence svislého posuvu na ohyb. Svařenec se skládá z žeber, která přenáší napětí na vozíky, avšak tato žebra musí být vyztužena proti ohybu, tudíž jsou spojena na několika místech výztuhou. Momenty sil zatěžující žebra jsou vyobrazeny na Obr. 60. Síla F_{pric} působí na rameni l_{pric} , zatímco síly F_{pod} a F_{svis} působí na rameni h_{pod} , což je nejvyšší možný bod vysunutí křížového stolu. Pro předběžný výpočet byly vypuštěny výztuhy mezi žebry, které zvyšují odolnost vůči ohybu od podélné síly. Největší momenty působí v místě připojení k vozíkům. Momenty, průřezové moduly a ohybová napětí byla vypočtena podle rovnic (32), (33) za r byla dosazována ramena l_{pric} a h_{pod} . Pro získání průřezového modulu je nutné znát kvadratický moment soustavy žeber. Ten se získá z kvadratických momentů jednotlivých žeber, a poté se přepočte k jedné ose procházející těžištěm obrazce žeber.



Obr. 60 síly a momenty působící na svislý posuv

Kvadratické momenty jednoho žebra:

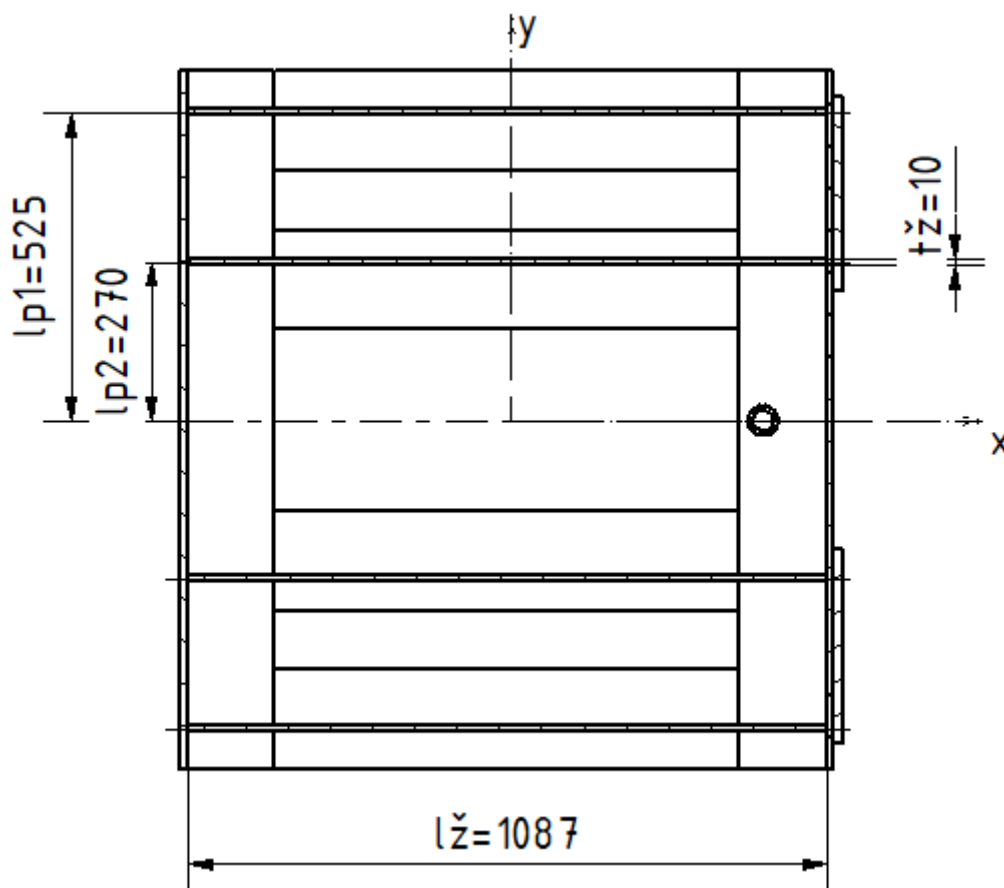
$$J_{x\bar{z}S} = \frac{l_z \cdot t_z^2}{6} = \frac{1\,087 \cdot 10^2}{6} = 18\,117 \text{ mm}^3$$

$$J_{y\bar{z}S} = \frac{t_z \cdot l_z^2}{6} = \frac{10 \cdot 1\,087^2}{6} = 1\,969\,282 \text{ mm}^3$$

Celkový kvadratický moment $J_{x\check{z}C}$ byl vypočten na základě Steinerovy věty:

$$J_{x\check{z}CS} = 2 \cdot (J_{x\check{z}} + S_{\check{z}} \cdot l_{p1}^2) + 2 \cdot (J_{x\check{z}} + S_{\check{z}} \cdot l_{p2}^2)$$

Celkový kvadratický moment $J_{y\check{z}C}$ je součtem čtyř stejných momentů.



Obr. 61 řez žebry v místě připojení k vozíkům

$$J_{y\check{z}CS} = 4 \cdot J_{y\check{z}}$$

Průřezový modul se vypočítá podle (6) dosazením se získají vztahy:

$$W_{oxS} = \frac{J_{x\check{z}C}}{2 \cdot l_{p1}}$$

$$W_{oyS} = \frac{J_{y\check{z}C}}{\frac{l_{\check{z}}}{2}}$$

Vyčíslené hodnoty jsou zapsány v Tabulka 10

Napětí v nejvíce namáhaném vlákne se vypočte jako součet všech normálových napětí.

$$\sigma_{maxSP} = 0,52 + 8,71 + 0,67 = 9,9 \text{ MPa}$$

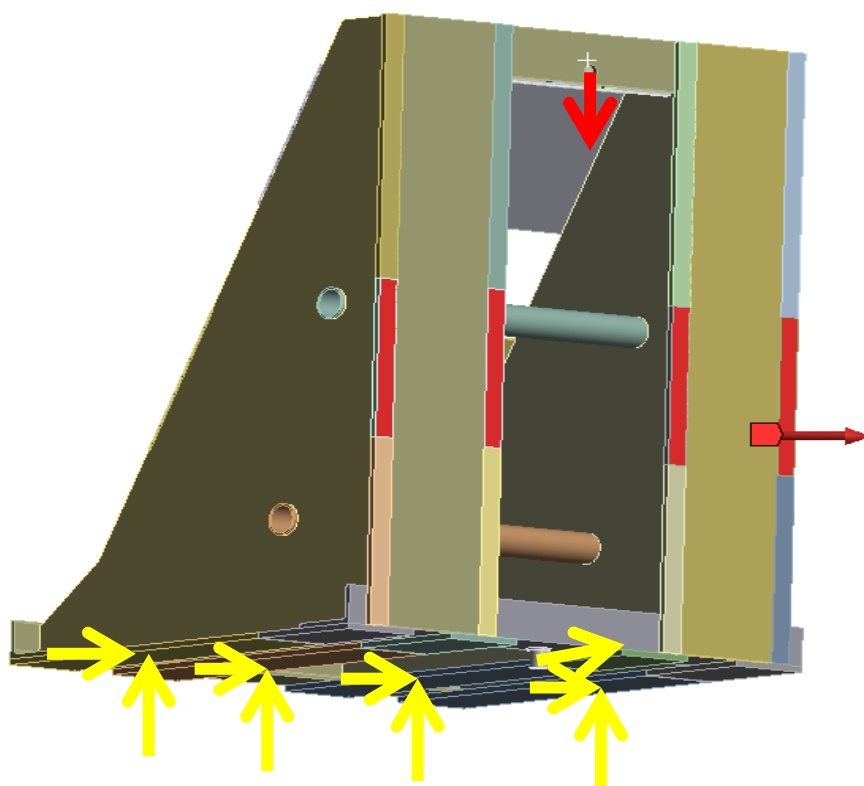
Bezpečnost maximálního napětí vůči mezi kluzu (pro ocel ČSN 11 523 $Re = 333 \text{ MPa}$)

$$k_z = \frac{284}{9,9} = 28,7$$

Tabulka 10

moment	$F_{pric} \cdot l_{pric}$	$F_{pod} \cdot h_{pod}$	$F_{svis} \cdot h_{pod}$
$[N \cdot m]$	49 140	63 000	63 000
Kvadratický moment $J[mm^4]$	$J_{yžc} = 51\,374\,620\,120$	$J_{xžc} = 757\,729\,833$	$J_{yžc} = 51\,374\,620\,120$
Vzdálenost vnějších vláken $[mm]$	$\frac{l_z}{2} = 543,5$	$2 \cdot l_{p1} = 1\,050$	$\frac{l_z}{2} = 543,5$
Průřezový modul $W_o[mm^3]$	94 525 520	7 216 472	94 525 520
Ohybové napětí $\sigma_o[MPa]$	0,52	8,71	0,67

Výpočet bezpečnosti ukazuje, že toto místo je navrženo s dostatečnou bezpečností.

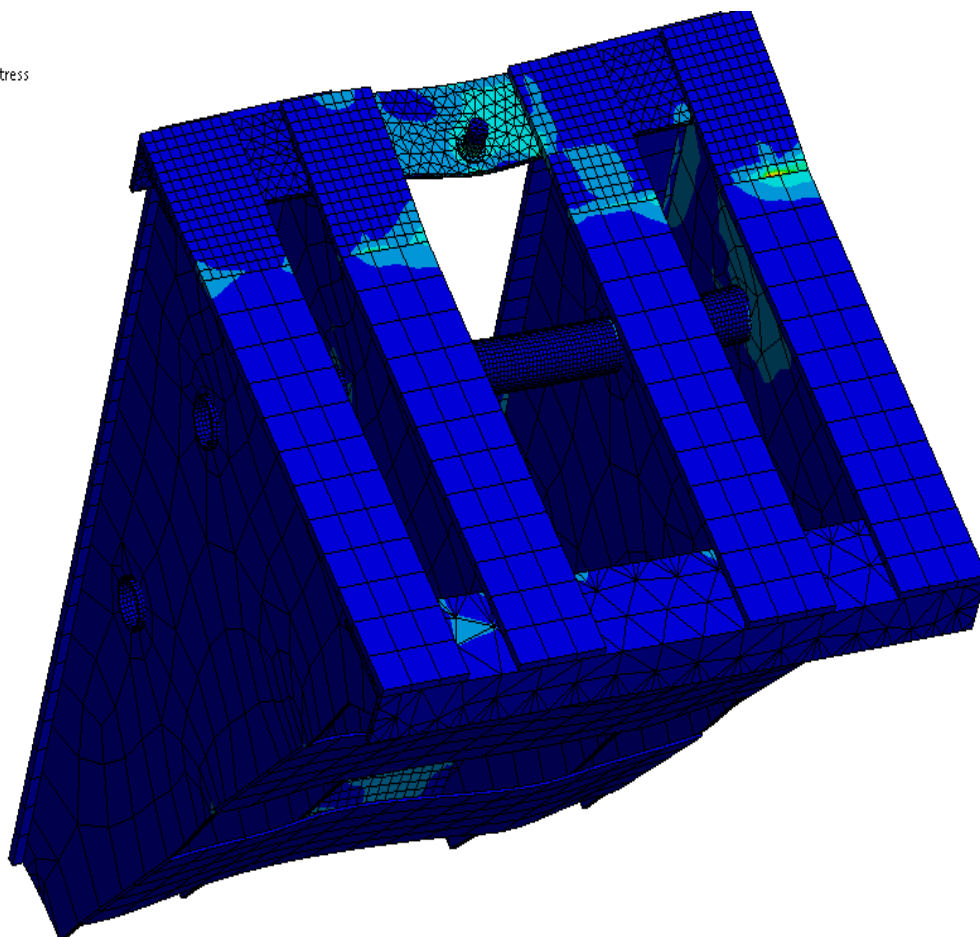
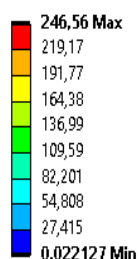


Obr. 62 okrajové podmínky

Výpočet byl ověřen pomocí MKP. Okrajové podmínky byly nastaveny následovně (Obr. 62):

Na spodní stranu, kam se připojují vozíky byl použit displacement zamezující pohyb ve směru y a z . Posuv ve směru x zamezuje displacement umístěný na čep pro oko pístnice aktuátoru sil od vozovky. Zatěžující síla ve směru podélném a svislém (síly od vozovky) byla aplikována na přední desky v místech, kde by se v nejhorším případě nacházely vozíky křížového stolu. Příčná síla byla nastavena na oko pro připojení příčného aktuátoru. Největší napětí vzniká na spodní straně, kde je část desky volná a část má nastaveno nulové posunutí. Další nebezpečné místo je v místě působení příčné síly (oka pro čep) a v místě čepu pro pístnici svislého aktuátoru.

L: Copy of svisly_posuv
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
08.05.2022 15:24



Obr. 63 MKP analýza

4 HYDRAULICKÝ OBVOD

Pro simulaci sil působících ve stopě pneumatiky jsou použity dvojčinné lineární hydromotory od společnosti Hydraulics^{CS}. Příčné a podélné síly simulují motory ze série ZH2RT, které jsou vybaveny regulovatelným tlumením v koncových polohách. Oka válce i pístnice jsou vybavena kulovým kluzným ložiskem. Lineární hydromotor pro svislé síly je typu ZH2RT-75/45×580-K-1-109-209, pro příčné síly byl zvolen typ, ZH2RT-75/45×500-K-1-109-209, tedy válec se jen liší délkou zdvihu. Hydromotor pro podélné síly je typu ZH1/2T, kde je průchozí pístnice. Základní provedení tohoto typu je na Obr. 64



Obr. 64 hydromotor ZH1/2T [10]

Pro použití na zkušebním stavu byl vybrán válec s katalogovým číslem: ZH1/2T-D-75/45×308-3-301A/0 tento typ má tedy zdvih 308 mm, válec obsahuje patky pro montáž na další konstrukční celky a na koncích pístnic jsou našroubována oka pro uchycení na čepy stolu. Nádrž na hydraulický olej má objem 45 l tato nádrž již obsahuje i nízkotlaký filtr. Olej je z nádrže nasáván pomocí zubového hydrogenerátoru a následně transportován k jednotlivým hydromotorům. K transportu jsou na místech, kde dochází k pohybu částí stroje vůči sobě využity pružné hadice. Na místech, kde to je vhodné jsou použity pro transport ocelové trubky.

4.1 VÝBĚR HYDRAULICKÉHO OLEJE

Na základě doporučení výrobců hydraulických komponentů byl zvolen olej pro vysokotlakové hydraulické systémy od výrobce Paramo typ HM 46

Tabulka 11 [11]

	Kinematická viskozita [$\frac{mm^2}{s}$]	Bod vzplanutí [°C]	Bod tekutosti [°C]	Hustota [$\frac{kg}{m^3}$]
Paramo HM46	46	238	-30	867 při 15 °C

4.2 VÝBĚR HYDROGENERÁTORU

Aby mohl hydromotor pro podélné síly vyvinout sílu až 70 kN je nutné, aby do něj vstupující tlak dosahoval hodnoty 24,76 MPa. Maximální rychlost výsuvu hydromotorů byla zvolena na základě pozorování videí s K&C stavy na 30 mm/s.

Potřebný průtok se tedy vypočte jako součin činné plochy pístu (S_{pistu}) a rychlosti výsuvu (v) viz (37)

$$Q = S_{pistu} \cdot v \quad (37)$$

$$S_{pistu} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \quad (38)$$

Činná plocha pro svislý, příčný a svislý posuv se vypočte jako plocha kruhu. Průměr pístu d je 75 mm. Tabulka 1 obsahuje rozměry komor jednotlivých hydraulických válců.

Tabulka 1

píst	svislý	příčný	podélný	natáčecí
Vnější průměr pístu	75 mm	75 mm	75 mm	32 mm
Vnitřní průměr pístu	45 mm	45 mm	45 mm	18 mm
Plocha pístu	$S_{pist1} = 2\,827\text{ mm}^2$			$S_{pist2} = 549\text{ mm}^2$

$$Q = (3 \cdot S_{pist1} + S_{pist2}) \cdot v \quad (39)$$

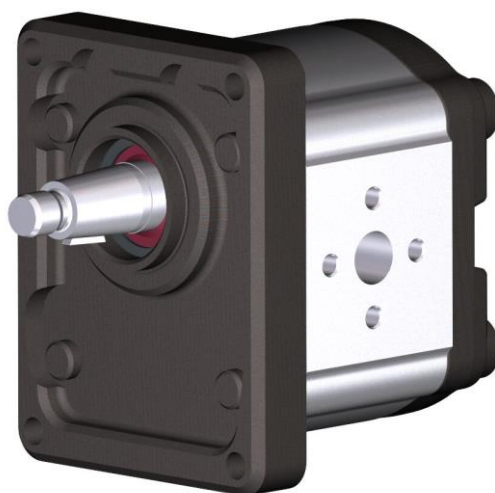


Obr. 65 nádrž 45 l [16]

$$Q = V_{ot} \cdot n_{\check{c}} \quad (40)$$

Dosazením těchto rozměrů do (39) se získá průtok čerpadlem v závislosti na rychlosti výsuvu. Po dosazení požadované rychlosti výsuvu je průtok čerpadlem $16,3 \frac{l}{min}$. Pro výběr zubového čerpadla je určující objem na otáčku, který se vypočte z průtoku a otáček hydrogenerátoru. Ze vztahu (40) se musí vyjádřit neznámá V_{ot} , protože Q je požadovaný průtok, který známe a $n_{\check{c}}$ jsou otáčky čerpadla, které jsou v případě použití jako pohonu 4 pólového asynchronního elektromotoru 1460 min^{-1} . Vyjádřením neznámé V_{ot} se tedy získá:

$$V_{ot} = \frac{Q}{n_{\check{c}}} \quad (41)$$



Obr. 66 hydrogenerátor Bosch Rexroth [13]

Po dosazení je $V_{ot} = 11,1 \frac{cm^3}{otáčku}$. Z výše uvedených výpočtů bylo zvoleno čerpadlo AZPF-10-011LHO30PB-S0285 od firmy Bosch Rexroth. Maximální tlak tohoto čerpadla je 25 MPa. Vytlačený objem na jednu otáčku je 11 cm^3 . Nejvyšší dovolené otáčky jsou $3\,500 \frac{1}{min}$ [13] Potřebný příkon čerpadla se vypočte jako součin tlaku $p_{\check{c}}$ a průtoku Q :

$$P_{\check{c}} = Q \cdot p_{\check{c}} \quad (42)$$



Obr. 67 příklad spojení hydrogenerátoru s motorem [15]

Po dosazení je příkon přibližně 6,8 kW. K tomuto hydrogenerátoru byl vybrán pomocí konfiguratoru siemens [14] motor typu 1LE1002-1CB22-2JF5-Z, jehož výkon je 7,5 kW. Motor je k čerpadlu připojen pomocí připojovacího zvonu od firmy Hydrolider. Zvon se přišroubuje na přírubby motoru a čerpadla, hřídele propojuje zubová spojka s pryžovým tlumícím elementem.

4.3 NÁDRŽ NA HYDRAULICKOU KAPALINU

Důležitým prvkem hydraulického obvodu je nádrž, která funguje jako zásobník oleje, a tudíž se v ní usazují nečistoty, a také se v ní hydraulická kapalina ochlazuje. Nádrže musí pojmout všechny objemy oleje, který slouží pro práci obvodu. Dále musí umožnit doplňování, kontrolu a výměnu kapaliny, uklidnění kapaliny a usazení nečistot na dně. Nádrž musí být konstruována tak, aby umožnila instalaci chladičů, ohříváčů, snímačů hladiny. Objem nádrže se doporučuje volit v rozsahu 2 až 4 násobku minutového průtoku hydrogenerátorů. [12] Průtok hydrogenerátorem je přibližně 16 litrů za minutu. Na základě již zmíněného doporučení byla zvolena nádrž o objemu 45 l. Nádrž je od výrobce Hydrolider již je vybavena příslušenstvím jako je ukazatel hladiny a nízkotlaký filtr. [12], [16]

4.4 VÝBĚR HYDRAULICKÉHO AKUMULÁTORU

Hydraulické akumulátory shromažďují energii, jsou obdobou elektrického akumulátoru. Hlavními funkcemi akumulátorů je snižování ztrát vedení, krytí krátkodobého zvýšení odběru kapaliny, vyrovnávání pulzací průtoku. Dále slouží pro pohlcení přebytku energie při rázech v kapalině. Pro tlaky do 35 MPa se doporučuje použít pístové, nebo plynové akumulátory. [12]

Pro tento hydraulický obvod byl zvolen membránový hydrogenerátor HAB1- 330-6X od výrobce Bosch Rexroth, jehož maximální dovolený tlak je 330 Bar a objem akumulátoru je 1 dm^3 [20].

4.5 VÝPOČET OTEPLOVÁNÍ HYDRAULICKÉHO OLEJE

Při průtoku kapaliny obvodem dochází k přeměně části tlakové energie v tepelnou. K tomu dochází hlavně na škrtících ventilech, clonách, ohybech a objemovými ztrátami v hydrogenerátorech a hydromotorech. Tímto teplem se ohřívá jak provozní kapalina, tak

součástí hydraulického obvodu. Pro provoz zařízení je nutné udržovat teplotu součástí na určité výši. Pro stacionární stroje se uvádí rozmezí 44 až 55 °C. [12]

$$\Phi = P_{\Sigma}(1 - (\eta_G \cdot \eta_R \cdot \eta_M)) \quad (43)$$

Stanovení přesného průběhu oteplování je obtížné, jelikož se každá součást ohřívá jinak. A různé části obvodu předávají své teplo okolí rozdílně. Proto je pro výpočet oteplování předpokládáno, že se všechny části obvodu oteplují stejně, odvod tepla do okolí je přímo úměrný rozdílu teploty mezi povrchem součástí obvodu a okolím. Pro určení oteplení oleje je nutné znát účinnosti jednotlivých součástí obvodu. Pro hydrogenerátor je počítáno s účinností 0,9, pro rozváděče je počítáno s účinností 0,8 a pro hydromotory 0,85. Tepelný výkon obvodu se vypočte podle (43), kde η_G je účinnost hydrogenerátoru, η_R je účinnost rozváděčů a η_M je účinnost hydromotorů. Dosazením se dostane tepelný tok 2 629 W tento výkon je potřeba z obvodu odvést chlazením. Nejvyšší teplota, na které se obvod ustálí se vypočte podle vztahu

$$t_u = t_0 + \frac{\Phi}{A} \quad (44)$$

$$A = k_N \cdot S_N \quad (45)$$

$$A = 17 \cdot 0,15 = 2,61 \frac{W}{K} \quad (46)$$

$$t_u = 20 + \frac{2\,629}{2,61} = 1027,3^\circ C \quad (47)$$

(44), kde t_0 je počáteční teplota, v tomto případě 20 °C, Φ je teplo nutné odvést chladičem a A je tepelná konstanta hydraulického obvodu. Ta se vypočte podle (45), kde k_N je součinitel prostupu tepla stěnami nádrže a S_N je teplosměnná plocha nádrže. Jako teplosměnná plocha nádrže je považováno pouze její dno, jelikož stěny nejsou dostatečně ochlazovány proudícím vzduchem. Rozměry dna nádrže jsou 600×250 mm, plocha S_N je tedy 0,15 m². Výsledná hodnota tepelné konstanty je (45) dosazením do (44) se vypočte maximální teplota, na kterou se olej v obvodu ohřeje [12].

Dále je pro určení velikosti chladiče nutné určit konstantu tepelné kapacity. Pro tu je nutné znát hmotnost ocelových částí obvodu m_R , dále měrnou tepelnou kapacitu oceli c_R , objem olejové náplně V_N , měrnou tepelnou kapacitu oleje c_O a hustotu oleje ρ_O . Hodnoty jsou zaznamenány v Tabulka 5. výsledná konstanta tepelné kapacity hydraulického obvodu se vypočte podle [12].

$$C = m_R \cdot c_R + V_N \cdot \rho_O \cdot c_O \quad (48)$$

Tabulka 5

$m_R[kg]$	$c_R[\frac{J}{kg \cdot K}]$	$V_N[l]$	$c_O[\frac{J}{kg \cdot K}]$	$\rho_O[\frac{kg}{K}]$
20	450	40	0,07	876

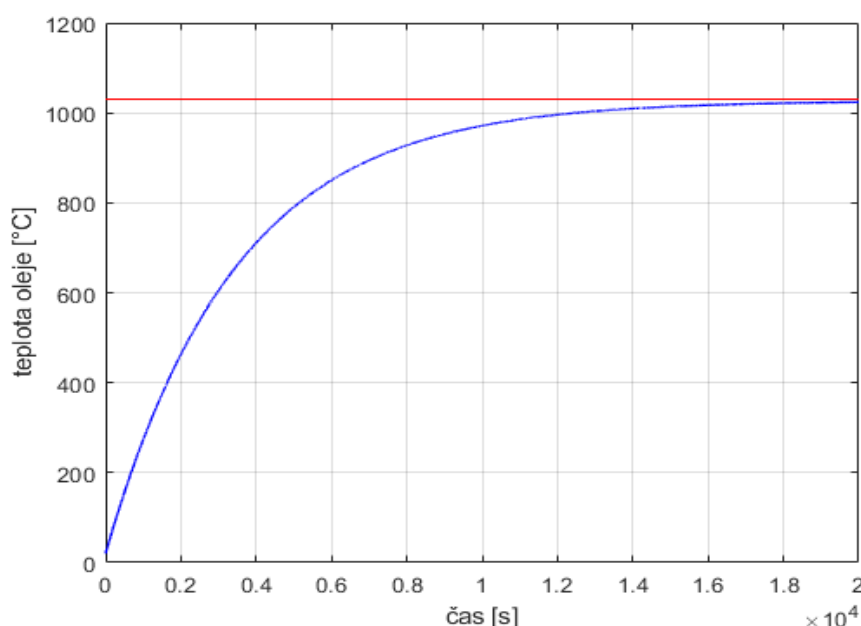
Po dosazení:

$$C = 20 \cdot 450 + 45 \cdot 876 \cdot 0,07 = 9003 \frac{\text{J}}{\text{K}} \quad (49)$$

Na Obr. 68 je znázorněn průběh oteplování hydraulického obvodu. Jak je patrné, tak přibližně po 18 000 s (odpovídá 5 h) se teplota ustálí na teplotě 1027,3 °C. Doba oteplování na teplotu 55 °C se vypočte podle [12]:

$$\tau = \frac{C}{A} \cdot \ln \left(\frac{t_u - t_0}{t_u - t} \right) \quad (50)$$

Kde C je konstanta tepelné kapacity hydraulického obvodu a A je tepelná konstanta hydraulického obvodu. t_u je ustálená (maximální) teplota obvodu, t_0 je teplota okolí a t je teplota pro kterou počítáme čas ohřívání, tedy 55 °C. Dosazením se získá (51), tedy nejvyšší



Obr. 68 průběh oteplování hydraulického obvodu

přípustné teploty dosáhne obvod již po 41,6 sekundách provozu.

$$\tau = \frac{9003}{7,65} \cdot \ln \left(\frac{1027,3 - 20}{1027,3 - 55} \right) = 41,6 \text{ s} \quad (51)$$

4.5.1 VÝPOČET POTŘEBNÉHO CHLADÍČÍHO VÝKONU CHLADIČE

Jak je zřejmé z předchozích výpočtů, tak se velmi rychle zvedne teplota hydraulického oleje, proto je nutné zvýšit odvod tepla pomocí chladiče. Určujícím parametrem pro výběr chladiče je hodnota tepelného toku, který má chladič odvést do okolí [12]. Nejprve je nutné vypočítat střední logaritmický rozdíl teplot na chladiči [12]:

$$\Delta t_{str} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \left(\frac{t_k - t_1}{t_k - t_2} \right)} \quad (52)$$

Kde:

t_1 je vstupní teplota chladicího média (vzduchu)

t_2 je výstupní teplota chladicího média (vzduchu)

Dosažením za $t_1 = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, za $t_2 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_k = t_u = 1027,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ se získá

$$\Delta t_{str} = \frac{40 - 20}{\ln\left(\frac{1027,3 - 20}{1027,3 - 40}\right)} = 997,3\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (53)$$

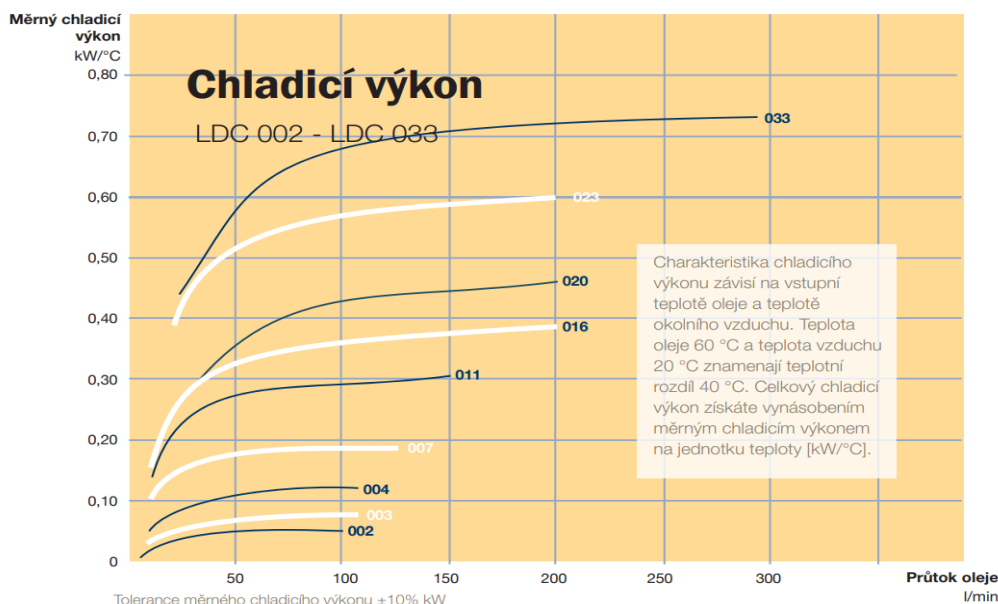
Vypočtený střední logaritmický rozdíl teplot se dosadí do následujícího vztahu[12]:

$$\Phi_{CH} = \Phi - \Phi_N = \Phi - k_N \cdot S_N \cdot \Delta t_{str} \quad (54)$$

Kde k_N je součinitel přestupu tepla stěnami nádrže, S_N je plocha nádrže omývaná olejem. Δt_{str} je střední logaritmický rozdíl teplot. Dosažením se dostane výkon potřebný výkon chladiče. Na základě vypočteného potřebného chladicího výkonu byl vybrán chladič LDC 003 výrobce Parker. Na Obr. 69 jsou vyobrazeny závislosti měrného chladicího výkonu na průtoku oleje pro sérii chladičů LDC na základě zakreslených křivek byl vybrán již zmíněný typ 003.

$$\Phi_{CH} = 2\,602\text{ W}$$

Schéma hydraulického obvodu je na Obr. 73. Ovládací ventily byly zvoleny ze sortimentu firmy Parker. Čtyřcestný třípolohový ventil je typu GP02511N, jedná se o přímořízený proporcionální rozváděč ve vestavném provedení pro umístění do hydraulické rozvodné kostky. Obdobného



Obr. 69 parametry chladičů řady LDC [18]

provedení je i proporcionální redukční ventil EPR111C05V. Pro bezpečnost okruhu byl vřazen pojistný ventil na vstupní část hydraulické rozváděcí kostky. Jedná se o ručně nastavitelný prvek ze sortimentu společnosti Argo Hytos. Vybrané vlastnosti ventilů jsou zahrnuty v následující tabulce (Tabulka 12). Tlaková kapalina je k hydromotorům přiváděna trubkami a pružnými hadicemi. Hadicе byly použity jen tam kde bylo potřeba užít flexibilního spojení.

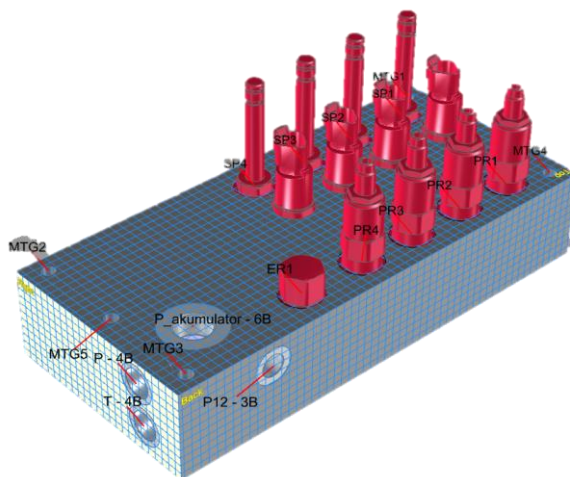
Návrh hydraulické rozváděcí jednotky byl vytvořen v SW i-Design PRO. Na základě schématu a knihovny hydraulických prvků lze sestavit CAD model s požadovanými parametry. Tento model byl následně přenesen jako STEP soubor do modelu celého zařízení.



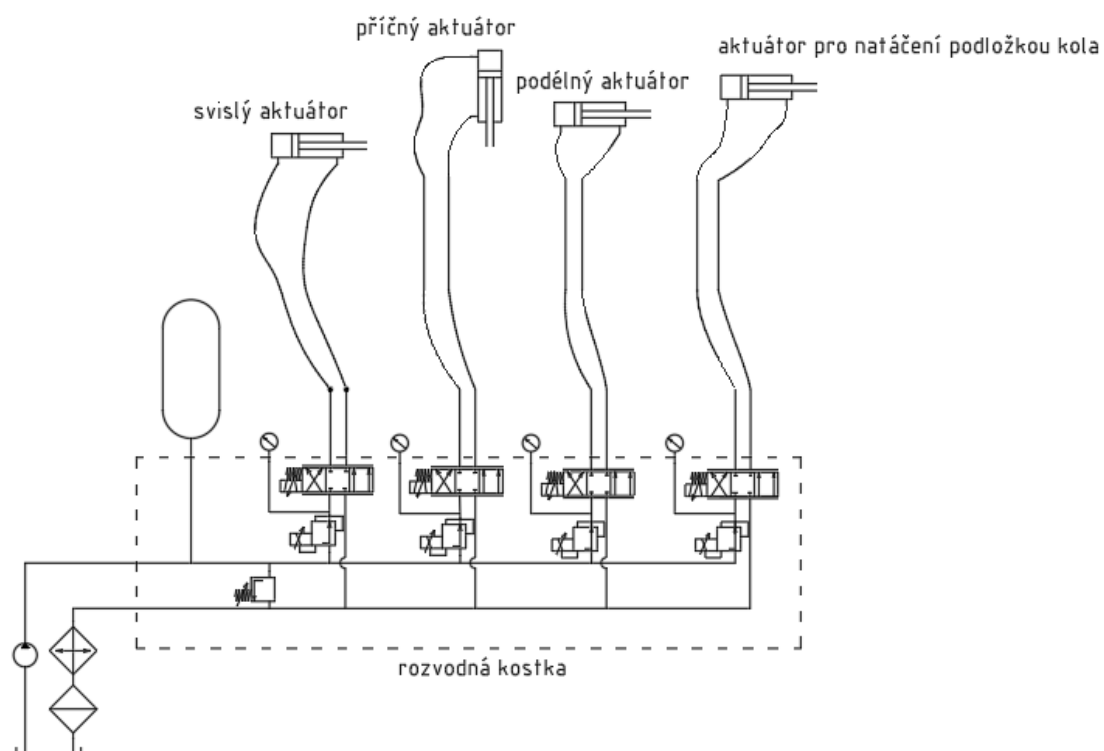
Obr. 70 proporcionální rozváděcí ventil
[27]

Tabulka 12 [27], [28], [29]

ventil	Maximální průtok	Maximální tlak	Provozní teplota	Ovládací proud
GP02511N	$17 \frac{l}{min}$	350 bar	$-34 \div +121 \text{ } ^\circ\text{C}$	1,15 A při 12 VDC
EPR111C05V	$37,5 \frac{l}{min}$	350 bar	$-26 \div +204 \text{ } ^\circ\text{C}$	0,9A při 12 VDC
SR1AB2/H25L	$60 \frac{l}{min}$	420 bar	$-20 \div +120 \text{ } ^\circ\text{C}$	Ruční nastavení



Obr. 71 rozvodná kostka



Obr. 73 schéma hydraulického obvodu

5 METODIKA HODNOCENÍ PEVNOSTI ZAVĚŠENÍ

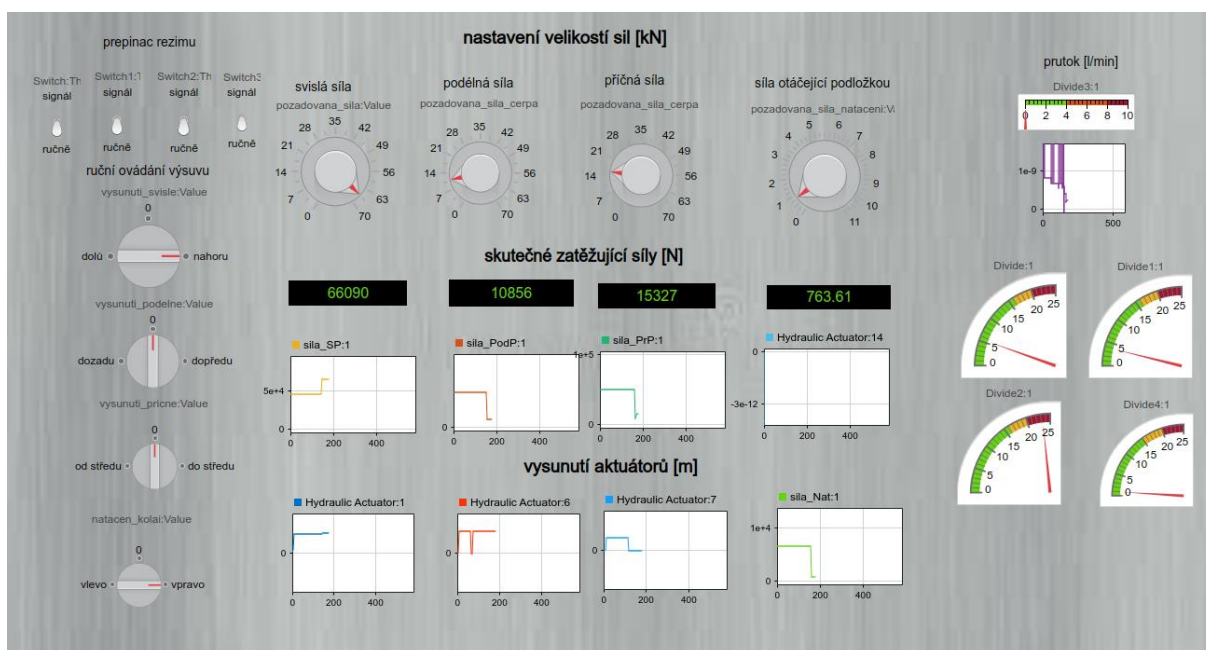
Metodika zkoušení a řízení zkušebního stavu byla vypracována v softwaru Simulink od firmy Mathworks. Řízení zkušebního stavu je navrženo jako Hardware in the Loop, Pro vývoj metodiky však bylo použito pouze přístupu Model in the Loop, tedy nepracuje se zde s reálnými prvky. Hydraulický pohon sestávající z hydrogenerátoru, elektromotoru, pojistného ventilu a redukčního ventilu byl zjednodušen na čtyři nezávislé ideální zdroje tlaku. Tlak je nastaven na základě požadavku na velikost síly vyvinuté hydromotorem. Zde se uplatňuje závislost tlaku na velikosti síly a plochy.

$$p = \frac{F}{S_{pistu}} \quad (55)$$

$$F = p \cdot S_{pistu} \quad (56)$$

Vyjádřením síly v závislosti na tlaku se získá vztah (56), tedy že síla závisí na velikosti tlaku p a plochy pístu S . Plocha pístu se nemění, tudíž jedinou možností, jak změnit sílu je měnit tlak. Požadavek na velikost tlaku je vyhodnocen podle (55), podle výsledné hodnoty se přenastaví redukční ventil (v modelu ideální zdroj tlaku). Pro ověření je hodnota tlaku měřena senzorem tlaku za každým proporcionálním ventilem (tlakovým zdrojem v modelu).

Na Obr. 74 je znázorněn ovládací panel modelu v SW Simulink. Otočné ovladače v prostřední části slouží pro nastavení požadované síly. Pod těmito ovladači jsou umístěny ukazatele vypočtené zatěžující síly. V pravé části se nachází ukazatel průtoku oleje a tlakoměry jednotlivých větví. Průběh síly a zdvihu v čase je vykreslen na grafech ve spodní části panelu. Levá část panelu slouží pro samotné ovládání proporcionálních rozváděčů jednotlivých okruhů. Nad nimi jsou přepínače mezi ručním ovládáním výsuvu a ovládáním pomocí signálu, který se připraví před zkouškou a slouží primárně pro zkoušky elastokinematiky.

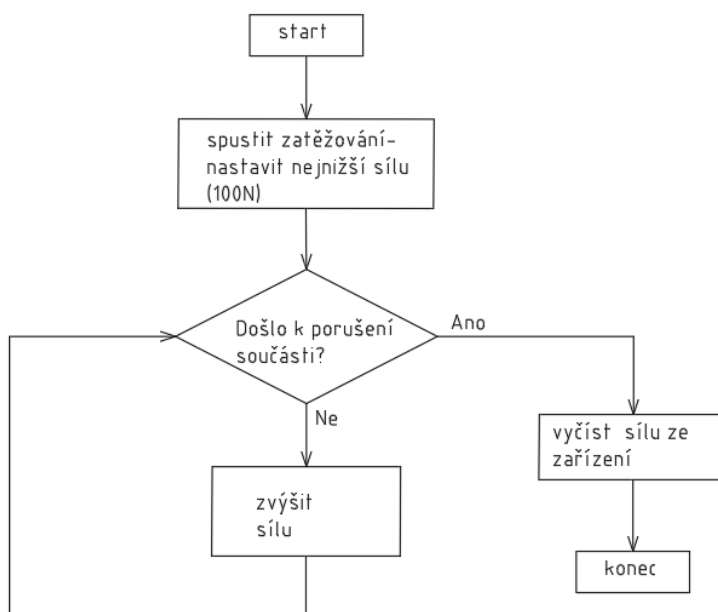


Obr. 74 virtuální ovládací panel

Schéma hydraulického obvodu použitého v modelu zkušebního stavu je v příloze P 1.

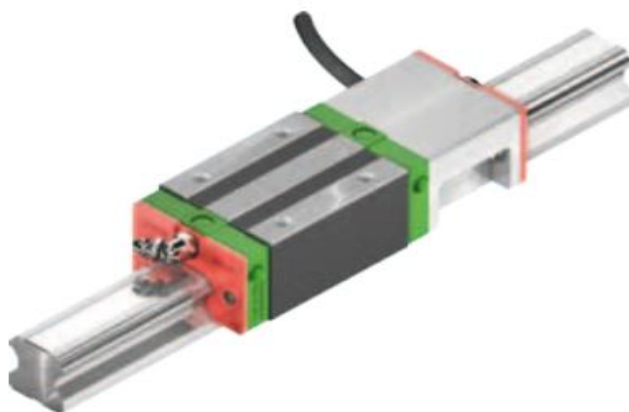
Účelem zkoušení na tomto zařízení je primárně ověření navrženého zavěšení, zda přenese bez porušení vypočtené síly. Při provádění zkoušky je možné zatěžovat všemi třemi silami současně (v případě použití natáčecího aktuátoru čtyřmi). Ovládání sil je ruční přes řídicí panel, na kterém operátor zvolí směr pohybu aktuátoru a zvolí sílu, kterou aktuátor vyvine. Tato síla se zvětšuje až do porušení součásti. V momentě, kdy je zpozorováno porušení součásti se proces zastaví a odečte se síla zaznamenaná v tomto čase. Postup zkoušky je znázorněn vývojovým diagramem na Obr. 75.

Dalším možným použitím tohoto zkušebního stavu je měření elastokinematiky. K tomuto je potřeba použít snímače polohy aktuátorů. K&C zkoušky, které lze provádět jsou tyto: Brzdění, akcelerace, zvedání vozidla a průjezd zatáčkou. Další zkoušky nejsou možné, jelikož toto zkušební zařízení nedokáže natáčet úchyty zavěšení, které představují karoserii, okolo os x a y, tedy klopení a klonění. Simulace průjezdu zatáčkou je i v tomto případě omezená.



Obr. 75 vývojový diagram zkoušky

Pro snímání polohy aktuátorů mohou být použity dva typy snímačů, jedna možnost je použít měřicí vozíky lineárního vedení. Toto řešení se jeví jako elegantní, jelikož lineární vedení je na zařízení využito v hojné míře. Nevýhodou je že se nevyrábí v již použité velikosti 45 a 65. Pro ilustraci měřícího lineárního vedení slouží Obr. 76. Pro použití na stroji by bylo nutné použít zvláštních kolejnic pro měření. Což vzhledem ke konstrukci například křížového stolu není vhodné. Z tohoto důvodu bylo rozhodnuto použít lankových snímačů, které měří na základě odvinutí lanka z cívky. Lankové snímače jsou v tomto případě výhodnější, protože



Obr. 76 měřicí lineární vedení. [39]

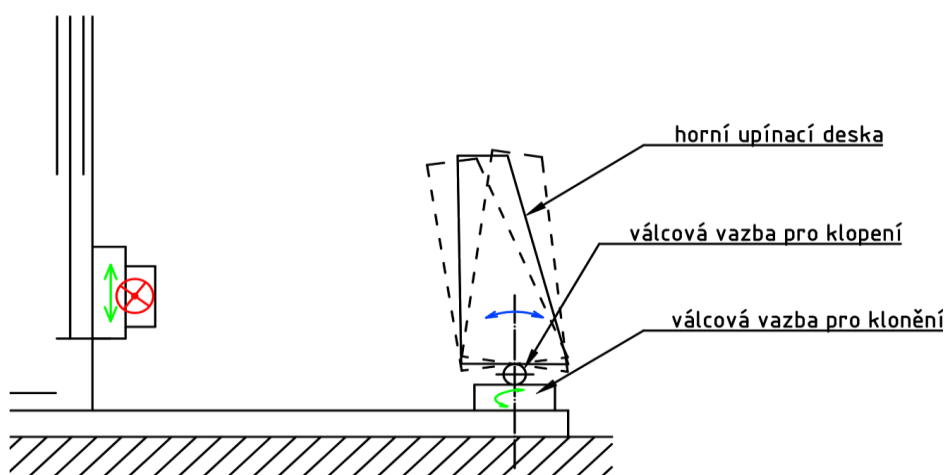
nemusí být umístěny přímo v místě měření, ale pomocí soustavy kladek je možné převést pohyb na vhodnější místo. Příklad lankových snímačů je na Obr. 77.



Obr. 77 lankové snímače P200 [40]

6 NÁMĚTY PRO DALŠÍ VÝVOJ

V rámci vývoje tohoto zařízení bylo uvažováno s kvazi-statickým zatěžováním, tedy zařízení nedokáže plnohodnotně provádět zkoušky životnosti cyklickým namáháním. Možným směrem, kterým lze namířit další vývoj tohoto stroje je přidat další dva stupně volnosti, umožnit natáčení okolo osy x a y, což by umožnilo větší přiblížení reálnému prostředí a bylo by to přínosné pro měření elastokinematiky. Natáčení by bylo možné realizovat natáčením stolu, nebo natáčením horní upínací desky. Natáčení horní upínací desky by bylo pravděpodobně jednodušší řešení. Koncepce polohování horní upínací desky je na Obr. 79. Pro polohování této desky by bylo vhodné využít existujícího hydraulického pohonu.



Obr. 79 koncepce natáčení horní upínací desky

Dalším směrem je vylepšení řízení a vyhodnocování zkoušky pro rychlejší a automatizované vyhodnocování. Velmi radikálním směrem vývoje je možnost opustit ležatou verzi a vydat se cestou tradiční koncepce a pro zachytávání sil využít velkého stolu vedeného ve svislém směru sloupy umístěnými v rozích, jak je naznačeno v kapitole 2.1.

Pro dynamické zatěžování je nutné udělat důkladnou harmonickou analýzu zařízení, patrně nejnáročnější bude vyztužení svislého posuvu. Svislý posuv totiž obsahuje velké rovné plochy s relativně malým počtem výztuh což může být pro dynamické zatěžování problém. Tento problém se ukázal při předběžné harmonické analýze, kdy byl svislý posuv zatěžován silami s frekvencí 0 až 70 Hz. Již při frekvenci 49 Hz bylo napětí a deformace tak velké, že by již byla překročena mez kluzu i mez pevnosti a došlo by k porušení součástí. Na Obr. 80 je zobrazeno rozložení napětí při harmonickém zatěžování. Analýza naznačuje nedostatečnou tuhost pro podélný směr. Zde je tedy velký prostor pro zlepšení. Proto bude nutné použít další velká žebra vyztužující konstrukci v tomto směru.

E: Harmonic Response

Equivalent Stress 7

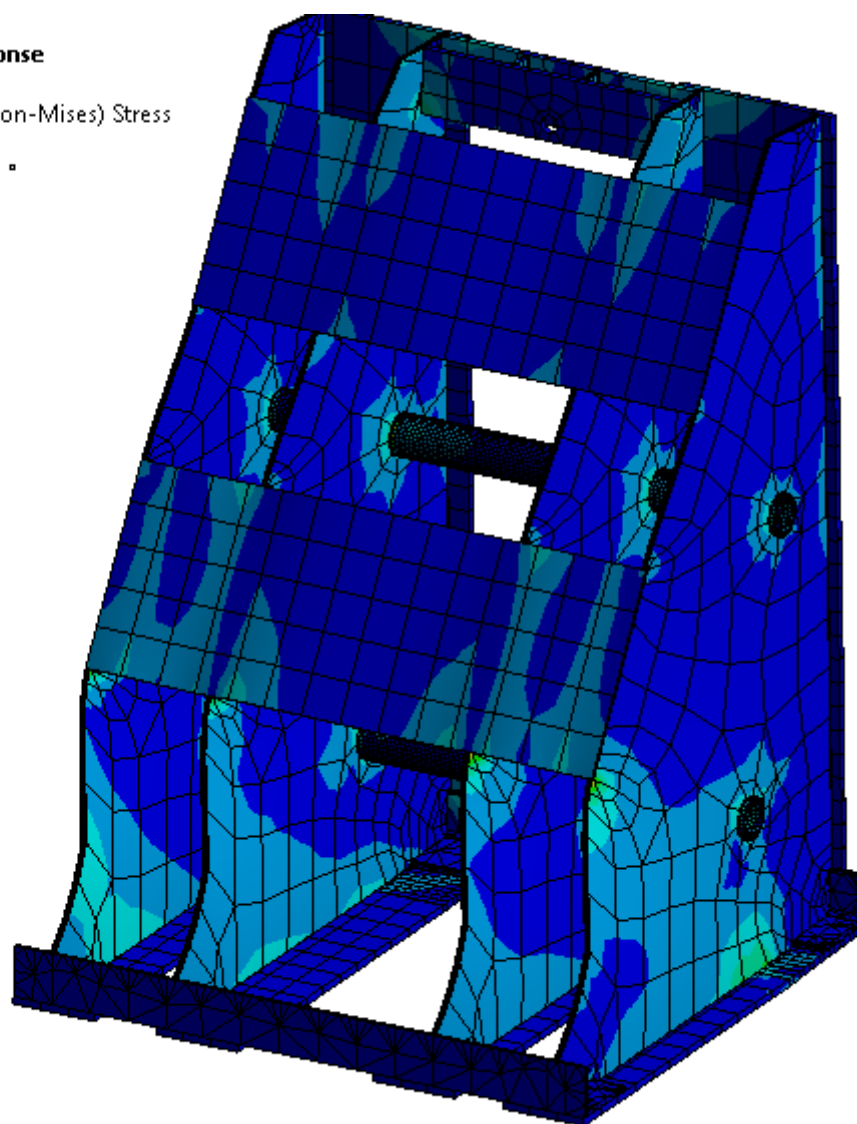
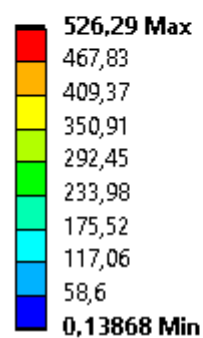
Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Frequency: 42, Hz

Sweeping Phase: 0, °

Unit: MPa

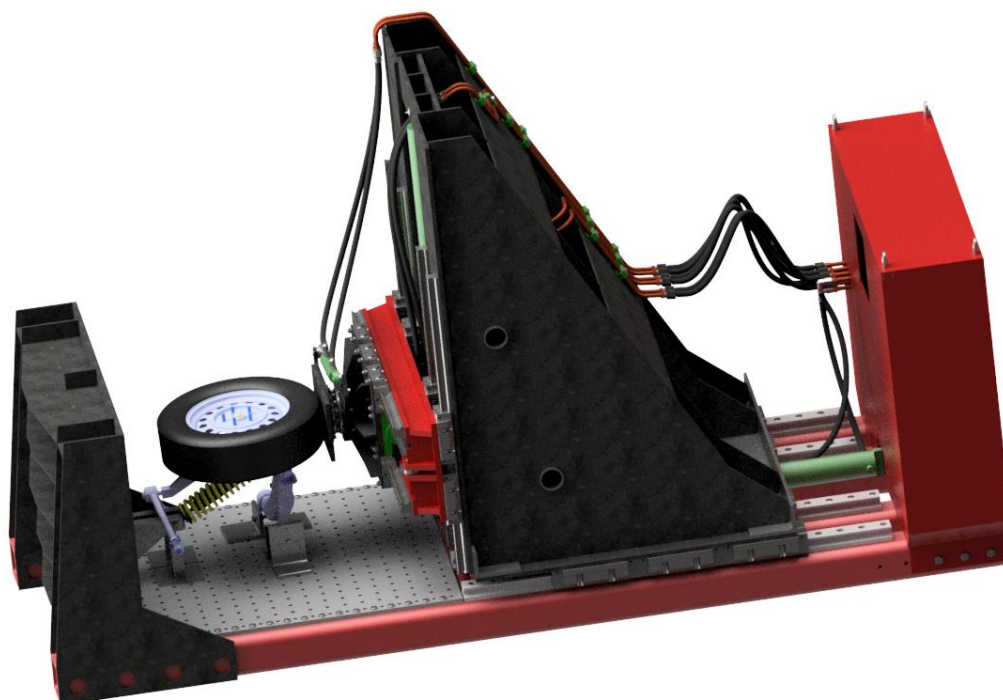
16.05.2022 23:18



Obr. 80 rozložení napětí při harmonickém zatěžování

ZÁVĚR

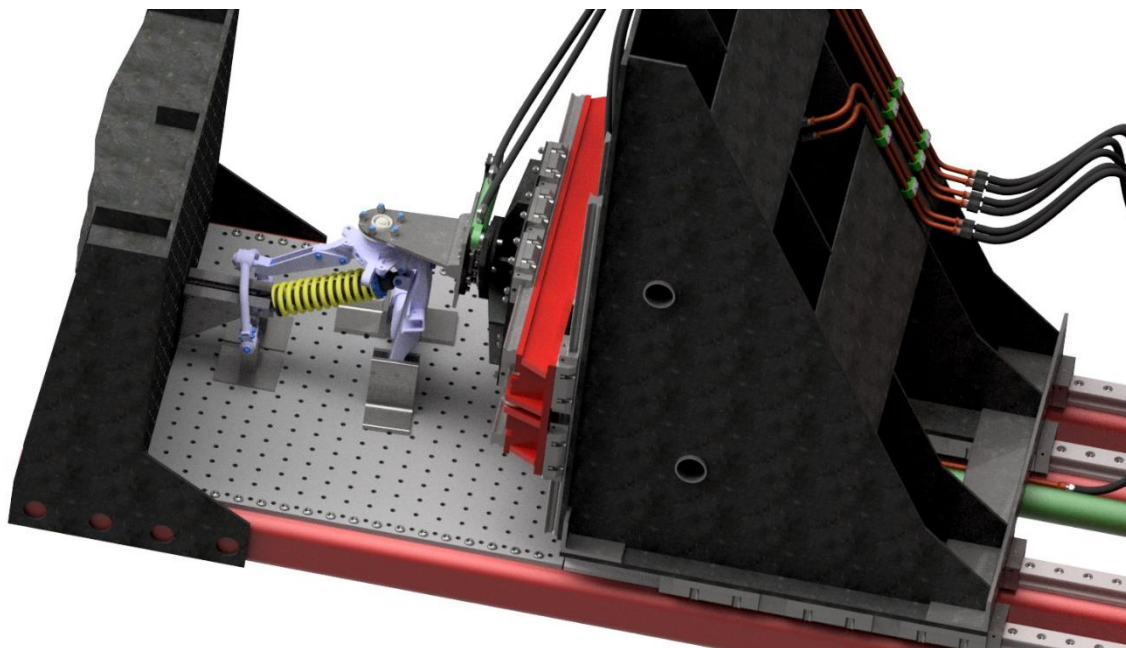
V rámci této diplomové práce byl navržen zkušební stav pro zkoušení pevnosti komponent zavěšení. Zařízení je navrženo i pro možné měření elastokinematiky. Zřízení je projektováno se čtyřmi stupni volnosti. Polohu a zatížení lze měnit v podélném, příčném a svislém směru. Posledním stupněm volnosti je natáčení podložkou kola okolo svislé osy (simuluje zatažení). V průběhu vývoje zařízení bylo pracováno na dvou variantách konstrukce, přičemž v průběhu pevnostní kontroly bylo rozhodnuto pokračovat pouze v konstrukci jedné z nich, interně označované jako ležaté varianty. Počáteční snaha o vytvoření univerzálních úchytů byla opuštěna, pro neschopnost nalézt optimální řešení tak aby bylo dostatečně pevné a zároveň dobře nastavitelné. Dále byl při pevnostní kontrole odhalen nedostatek konstrukce posuvné horní upínací desky. Toto řešení vycházelo z možnosti nastavování upínacího bodu tlumičových vzpěr v příčném směru. Pro nastavení v podélném směru byl použit pohybový šroub. Bezpečnost tohoto prvku vůči ohybovému namáhání od svislých sil byla velmi těsná nad hodnotou 1 (konkrétně 1,06). Protože konstrukce nedovolovala zvýšit žebra v inkriminovaném místě bylo rozhodnuto toto řešení taktéž opustit a vydat se cestou pevné upínací desky. Pevná upínací deska vyřešila další neduh prvotní konstrukce, a to ohybové namáhání svarů a jeho řešení pomocí přeplátování tak aby byly svary namáhány na střih. Pevná upínací deska je řešena tak, aby byly svary namáhány jen na střih. Dalším důležitým krokem byl výpočet zatěžujících sil na jednotlivé vozíky lineárního vedení. Nejvíce namáhané jsou vozíky svislého posuvu. V případě příčného a svislého posuvu je použito čtyř kolejnic s osmi, respektive dvanácti vozíky. Horní stůl je navržen se šesti vozíky na dvou kolejnicích.



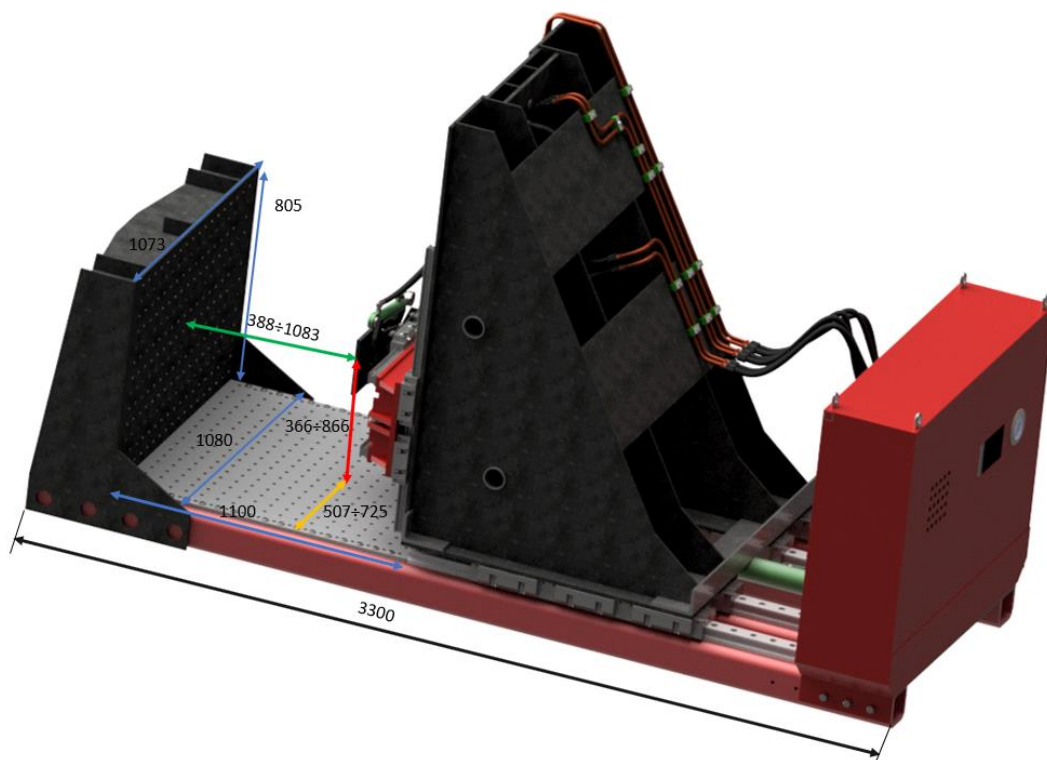
Obr. 82 vizualizace celého zařízení i se zkoušeným zavěšením

Pro upínání různých typů zavěšení se počítá s výrobou zvláštních držáků, které propojí kinematické body zavěšení s upínacími deskami zkušebního stavu. Úchyty nejsou v této práci řešeny, jelikož se budou vyrábět až podle provedení jednotlivých komponentů. Síly na zavěšení je možné přenášet pomocí podložky pod kolo, nebo je možné tuto podložku odejmout a pomocí přípravku aplikovat síly přímo na hlavu ložiska kola. Podoba tohoto přípravku se taktéž v práci

neřeší, a to z důvodu mnoha provedení připojovacích systémů kola k hlavě ložiska. Zkouška bez pneumatiky je vizualizována na Obr. 84. Úchyty na upínací desku a na podložku pod kolo jsou zde jen naznačeny.



Obr. 84 zkouška bez pneumatiky



Obr. 83 nejdůležitější rozměry

Dále byl sestaven hydraulický obvod sestávající z hydraulické nádrže, akumulátoru tlaku, rozvodné kostky s vestavnými proporcionálními ventily. Ovládání proporcionálních ventilů je navrženo jako elektronické podle požadavků operátora řídicího zkušební proces. Pro měření elastokinematiky se počítá se zástavbou lankových snímačů polohy.

Pro možné dynamické zkoušky bude muset být provedena úprava některých částí konstrukce (především svislého posuvu).

Toto zařízení přinese nové možnosti při vývoji zavěšení kol. Protože je na něm možné v relativně krátkém čase navržené zavěšení vyzkoušet a na základě výsledků provést úpravy, aniž by byly navazující části vozidla hotové.

Náklady na zhotovení tohoto zkušebního stavu se pohybují okolo 200 000 Kč bez započítání prací. Nejnákladnějšími položkami jsou hutní polotovary spolu s vozíky lineárního vedení.

V *Tabulka 13* jsou zahrnuty nejdůležitější parametry navrženého zařízení. Obdobně jsou důležité rozměry znázorněny na *Obr. 83*.

Tabulka 13

Hmotnost	Výkon elektromotoru	Napětí elektromotoru	Maximální tlak hydrogenerátoru	maximální průtok hydrogenerátorem
2 700 kg	7,5 kW	400 V	25 MPa	$16,3 \frac{l}{min}$
Rozsah posuvu svislého aktuátoru	Rozsah posuvu podélného aktuátoru	Rozsah posuvu příčného aktuátoru	Rozsah natočení podložky pneumatiky	Nejvyšší rychlost výsuvu aktuátoru
695 mm	218 mm	500 mm	± 15°	$30 \frac{mm}{s}$
Maximální síla vyvinutá svislým, podélným a příčným aktuátorem			Maximální síla vyvinutá aktuátorem pro natáčení podložkou	Rozměry podložky pod pneumatiku
70 kN			11 kN	215×360 mm
Rozměry upínací desky			Rozměry horní upínací desky	
1100×1080 mm			1073×805 mm	
Rozteč děr na upínacích deskách				
60×60 mm díry M16				

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HIWIN. *HIWIN* [online]. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/valeckove-vedeni/rada-rg-qr/39_vozik-rgw
- [2] https://www.matis.cz/data/pdf-katalogy/Katalog_pohybove_srouby/matis_katalog_kulickove_srouby.pdf
- [3] Dimenzační nástroj | Bornemann.de. [online]. Copyright © 2022 Bornemann Gewindetechnik GmbH [cit. 17.05.2022]. Dostupné z: <https://www.bornemann-gewindetechnik.de/cs/dimenzacni-nastroj/#>
- [4] Polo-6n. In: *Supercheapauto* [online]. Whangarei, 2022 [cit. 2022-03-08]. Dostupné z: <https://www.supercheapauto.co.nz/vehicles/volkswagen>
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIU, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] Mechanické vlastnosti šroubů | Killich s.r.o. . *Spojovací materiál - kvalitu najdete u nás | Killich s.r.o.* [online]. Copyright © 2022, Killich s.r.o. [cit. 17.05.2022]. Dostupné z: <https://www.killich.cz/stranky/technicke-info/ocelovy-spojovaci-material/mechanicke-vlastnosti-sroubu>
- [7] VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL, 1983, 671 s.
- [8] Free Beam Calculator | ClearCalcs. *ClearCalcs | Structural Design Software For Beam Calculations, Shear, Moment & More* [online]. Copyright © 2021 ClearCalcs Pty. Ltd. ABN 42 614 037 400 [cit. 17.05.2022]. Dostupné z: <https://clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>
- [9] WALTHER, Eduard. *Technické vzorce*. Bratislava: Alfa, 1984, 431 s.
- [10] Hydraulics. [online]. *Výrobní katalog přímočarých hydromotorů 2019*. ©2019. [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2019.pdf
- [11] Paramo. [online]. *Katalog výrobků*. 2012 [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: https://eshop.paramo.cz/data/Tiskoviny/Paramo_katalog_vyrobku_N.pdf
- [12] ŠKOPÁN, M.: *Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009*.
- [13] Gear Pump. *Bosch Rexroth* [online]. 2022 [cit. 2022-04-11]. Dostupné z: https://store.boschrexroth.com/Hydraulics/Pumps/External-gear-pumps/HYDRAULIC-GEAR-PUMP_0510525357?cclcl=cs_CZ
- [14] Siemens: Industry mall. *Siemens* [online]. 2022 [cit. 2022-04-13]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/cs/cz/Catalog/Configurators>

- [15] Hydrolider: Zvon spojkový. *Hydrolider* [online]. 2022 [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: https://www.hydrolider.cz/cs_CZ/p/Zvon-spojkovy-cerpadlo-skupina-2GR-G132-5%2C5-11kW-K300/12686
- [16] Olejová nádrž 45L. *Hydrolider* [online]. 2022 [cit. 2022-04-11]. Dostupné z: https://www.hydrolider.cz/cs_CZ/p/Olejova-nadrz-45L-s-prislušenstvím/9770
- [17] Bosch Rexroth. [online]. *Bladder-type accumulator*. 2018 [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: https://www.boschrexroth.com/documents/12605/25201139/re50171_2020-08.pdf
- [18] Parker Hannifin. [online]. *Vzduchové chladiče pro mobilní hydraulické systémy*. 2013 [cit. 2022-04-18]. Dostupné z: https://www.parker.com/Literature/Literature%20Files/cz/images/download/Olaer/ldc_parker_cz.pdf
- [19] Model 329 Spindle-Coupled Road Simulators. *MTS* [online]. Eden Prairie (Minnesota), 2022 [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: <https://www.mts.com/en/products/automotive/full-vehicle-test-systems/model-329-spindle-coupled-road-simulator>
- [20] Axle level 250Hz NVH rig. *AB Dynamics* [online]. Badford on Avon [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://www.abdynamics.com/resources/files/AB-Dynamics-ANVH-250-Solution-Brochure-ROW.pdf>
- [21] LANGDON, Justin D. *Design and Adaptive Control of a Lab-based, Tire-coupled, Quarter-car Suspension Test Rig for the Accurate Re-creation of Vehicle Response*. Danville, VA, 2007. Dostupné také z: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.1012.4649&rep=rep1&type=pdf>. Diplomová práce. Virginia Polytechnic Institute and State University. Vedoucí práce Dr. Steve Southward.
- [22] *Quarter-Car Experimental Study for Series Active Variable Geometry Suspension* [online]. IEEE, 2017, 28.12.2017 [cit. 2022-04-22]. Dostupné z: [doi:10.1109/TCST.2017.2772912](https://doi.org/10.1109/TCST.2017.2772912) <http://www.khat.com.cn/index/index/products/lang/en/c/53.html>
- [23] AB Dynamics. [online]. *SPMM 5000e*. [cit. 2022-05-01]. Dostupné z: <https://www.abdynamics.com/resources/files/SPMM-5000e-Brochure-E-281119-1.pdf>
- [24] K&C Test Descriptions. *Morse Measurements* [online]. Salisbury, North Carolina [cit. 2022-05-01]. Dostupné z: <https://www.morsemeasurements.com/test-descriptions/>
- [25] Vehicle Durability Test Lab. *Idea4t* [online]. Gebze, 2018 [cit. 2022-05-01]. Dostupné z: <https://idea4t.com/test-systems/components/durability-test-laboratory/>
- [26] Úloha experimentu ve fázi vývoje vozu, se zaměřením na zkoušky karoserie ČVUT FD, - PDF Free Download. *Documents Professional Platform - PDF Download Free - ADOC.PUB* [online]. Copyright © 2022 ADOC.PUB. All rights reserved. [cit. 17.05.2022]. Dostupné z: <https://adoc.pub/uloha-experimentu-ve-fazi-vyvoje-vozu-se-zamenim-na-zkouky-k.html>

- [27] Directional Control Proportional Valves: GP02511N. *Parker Hannifin* [online]. Mayfield Heights, Ohio, 2022 [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: <https://ph.parker.com/cz/cs/directional-control-proportional-valves/gp02511n>
- [28] Pressure Reducing Proportional Valves: EPR111C05V. *Parker Hannifin* [online]. Mayfield Heights, Ohio, 2022 [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: <https://ph.parker.com/cz/cs/pressure-reducing-proportional-valves/epr111c05v/#tech-specifications>
- [29] Argo-Hytos. [online] *návod k použití výrobku*. 2021. [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/SR1A-B2_HxLx-CE1017_instructions_31832500_EN_DE_CZ.pdf
- [30] SUCHÝ, J. Měření poddajností zavěšení kol. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 111 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr..
- [31] POLÁŠEK, J. Návrh přípravku pro zkoušení tuhosti zavěšení kol Formule Student. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 47 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Ramík.
- [32] SPM 5000e. *AB Dynamics* [online]. [cit. 2022-05-01]. Dostupné z: <https://www.abdynamics.com/en/products/measurement-systems/kinematics-and-compliance/spmm-5000e>
- [33] Kinematics & Compliance Deflection Measurement Systems. *MTS* [online]. Eden Prairie (Minnesota) [cit. 2022-05-01]. Dostupné z: <https://www.mts.com/en/products/automotive/full-vehicle-test-systems/kinematic-compliance-systems#technical>
- [34] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi. 2, Materiály, polotovary, technologie, upínání, měření*. Praha: Scientia, 2007, 586 stran : ilustrace. ISBN 978-80-86960-20-3.
- [35] The ARC shaker rig. *Arcindy* [online]. [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <http://www.arcindy.com/7-post.html>
- [36] VÁVRA, Pavel a Jiří LEINVEBER. *Strojnické tabulky*. 7. vydání. Úvaly: ALBRA, 2021. ISBN 80-7361-124-4.
- [37] ABDULLAH, B.R., M.N. HAMZAH a A.S. MERZA. Design and Control of a Full-Scale Quarter Car Test Rig for Semi-Active Suspension System. *Engineering and Technology Journal* [online]. 2019, **2019**(10), 5 [cit. 2022-05-12]. ISSN 2412-0758. Dostupné z: doi:10.30684/etj.37.10A.6
- [38] NAGARKAR, Mehesh P. Artificial neural network predication and validation of optimum suspension parameters of a passive suspension system. *Springer Nature* [online]. 2019, 15 May 2019, **2019**, 17 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s42452-019-0550-0>

- [39] HIWIN. [online]. *Lineární vedení*. 2021 [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/cz/download>
- [40] 301 Moved Permanently. *301 Moved Permanently* [online]. Dostupné z: http://www.micro-epsilon.cz/displacement-position-sensors/draw-wire-sensor/P_Serie/
- [41] KH K&C Test Rig 孔辉科技 [online]. Dostupné z: <http://www.khat.com.cn/index/index/products/lang/en/c/53.html>
- [42] MARTÍNEK, T. Zavěšení kol sportovního automobilu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. Dostupné také z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=38855. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal.
- [43] RUI, Ren, Bian GONG a Zhigang FANG. Force and strength analysis of FSAE racing suspension based on spatial analytic geometry. In: *6th International Conference on Advanced Composite Materials and Manufacturing Engineering 22–23 June 2019, Yunnan, China* [online]. Bristol: IOP Publishing, 2019, 21 October 2019, s. 9 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: doi:10.1088/1757-899X/612/3/032022
- [44] Bosch Rexroth AZPF-10-011LHO30PB-S0285 External gear pump. *Mercateo* [online]. [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: [https://www.mercateo.cz/p/4NPLF-R918C00874\(2d\)MR/Bosch_Rexroth_AZPF_10_011LHO30PB_S0285_External_gear_pump.html?viewOptions=secureMode](https://www.mercateo.cz/p/4NPLF-R918C00874(2d)MR/Bosch_Rexroth_AZPF_10_011LHO30PB_S0285_External_gear_pump.html?viewOptions=secureMode)
- [45] Elektromotor 7.5kW, 1455ot. 1-AL-132-M-4. *Elektro-motor.cz. Elektromotor, Elektromotory prodej, výroba-největší sklad v ČR* [online]. [cit. 2022-05-18] Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-7-5kw-1455rpm-1-al-132-m-4/>
- [46] Hydraulický olej Paramo HM 46 50kg | Bonatrade. Vše pro auto, moto a nářadí - Bonatrade [online]. Copyright © 2004 [cit. 18.05.2022]. Dostupné z: <https://www.bonatrade.cz/hydraulicky-olej-paramo-hm-46-50kg/>
- [47] Hydraulická hadice 2 SC 1/2". Náhradní díly na zemědělské stroje | Kardanka.cz [online]. Copyright © 2020 CS Technika s.r.o., Všechna práva vyhrazena. [cit. 18.05.2022]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/hydraulicka-hadice-2-sc-1-2-30103>
- [48] Plech černý 10mm/1x2m/ | MZ Hutní materiály s.r.o.. MZ Hutní materiály s.r.o. [online]. [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.mzhutni.cz/plech-cerny-10mm-1x2m-p455/?cid=65>
- [49] Jekl 150x150x8 | MZ Hutní materiály s.r.o.. MZ Hutní materiály s.r.o. [online]. [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.mzhutni.cz/jekl-150x150x8-p1355/?cid=23>
- [50] hiwin hgh45ca z0h lineární vozík | mateza.cz. mateza.cz. ložiska, řemeny, těsnění. doručení do 48 hod | mateza.cz [online]. copyright © [cit. 18.05.2022]. dostupné z: <https://www.mateza.cz/e-shop/linearni-vozik-hgh45ca-z0h>

- [51] HIWIN HGR30R-1100 Lineární vedení | Mateza.cz. Mateza.cz | Ložiska, řemeny, těsnění . Doručení do 48 hod. Mateza.cz [online]. Copyright © [cit. 19.05.2022]. Dostupné z: <https://www.mateza.cz/e-shop/52349-linearni-vedeni-hgr30r-1100>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$h_{pás}$	[mm]	Výška pásu
$F_{X_{in}}$	[N]	Síla působící na vnitřní vozíky
$F_{X_{out}}$	[N]	Síla působící na vnější vozíky
$F_{Y_{in}}$	[N]	Síla působící na vnitřní vozíky
$F_{Y_{in_M}}$	[N]	Síla působící na vnitřní vozíky
$F_{Y_{out}}$	[N]	Síla působící na vnější vozíky
$F_{Y_{out_M}}$	[N]	Síla působící na vnitřní vozíky
F_{IN}	[N]	Síla připadající na vnitřní svary
F_{OUT}	[N]	Síla připadající na vnější svary
F_{VY}	[N]	Celková reakční síla ve směru osy y
F_{Xpod_in}	[N]	Reakce vnitřního vozíku na působení podélné síly v ose x
F_{Xpod_out}	[N]	Reakce vnějšího vozíku na působení podélné síly v ose x
F_{Xpric_in}	[N]	Reakce vnitřního vozíku na působení příčné síly v ose x
F_{Xpric_out}	[N]	Reakce vnějšího vozíku na působení příčné síly v ose x
F_{Xsvis_in}	[N]	Reakce vnitřního vozíku na svislou sílu v ose x
F_{Xsvis_out}	[N]	Reakce vnějšího vozíku na svislou sílu v ose x
F_Z	[N]	Síla zatěžující vozíky ve směru osy z
F_{Z_in}	[N]	Reakce vnitřního vozíku v ose z
F_{Z_out}	[N]	Reakce vnějšího vozíku v ose z
F_{ZY_in}	[N]	Celková síla v rovině xy působící na vnitřní vozíky
F_{ZY_out}	[N]	Celková síla v rovině xy působící na vnější vozíky
F_{b2rez}	[Nmin-1]	Podélná síla Rezonanční otáčky 2. tvaru kmitání
F_i	[N]	Síla od předpětí
F_{in}	[N]	Síla od ohybu připadající na vnitřní svary
F_j''	[N]	Reakce připadající na jednotlivé vozíky
F_{out}	[N]	Síla od ohybu připadající na vnější svary
F_p	[N]	Síla připadající na jednotlivé svary
F_{pod}	[N]	Podélná síla
F_{pric}	[N]	Příčná síla
F_{s1rez}	[Nmin-1]	Rezonanční otáčky 1. tvaru kmitání Svislá síla
F_{sroub}	[N]	Síla připadající na jeden šroub
F_{svis}	[N]	Svislá síla

F_{v0}	[Nm·s ⁻¹]	Příčná síla Rychlost proudu nestlačitelné tekutiny
F_{vy}	[N]	Reakční síla vozíků ve směru osy y
F_{vz}	[N]	Reakční síla vozíků ve směru osy z
J_P	[mm ⁴]	Polární moment žebra
J_{Pc}	[mm ⁴]	Celkový polární moment
J_{XC}	[mm ⁴]	Celkový kvadratický moment spodního stolu
$J_{XDdeska}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment díry v dolní desce
$J_{XHdeska}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment horní desky
J_{Xdeska}	[mm ⁴]	Kvadratický moment desky
$J_{xpás}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment pásu
J_{ZC}	[mm ⁴]	Celkový kvadratický moment spodního stolu
J_{ZC_HUP}	[mm ⁴]	Celkový kvadratický moment pevné horní upínací desky
$J_{ZDdeska}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment díry v dolní desce
$J_{ZHdeska}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment horní desky
J_{Zdeska}	[mm ⁴]	Kvadratický moment desky
$J_{zpás}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment pásu
J_d	[mm ⁴]	Kvadratický moment upínací desky
J_n	[mm ⁴]	Kvadratický moment k ose procházející těžištěm útvaru
$J_{sž}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment spodního žebra
$J_{vž}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment vrchního žebra
$J_{vpž}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment vrchního prostředního žebra
J_x	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu
$J_{xž}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment žebra
$J_{xž}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment žebra v místě připojení k vozíkům
$J_{xžC}$	[mm ⁴]	Celkový kvadratický moment žebra v místě připojení k vozíkům
J_{xC1}	[mm ⁴]	Celkový kvadratický moment v místě připojení se stojinou
J_{xn}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu v místě kontaktu stojiny se základnou
J_{xtp}	[mm ⁴]	Kvadratický moment tvářeného profilu
J_y	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu
$J_{yž}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment žebra v místě připojení k vozíkům
J_{yC}	[mm ⁴]	Celkový kvadratický moment pohyblivé horní upínací desky
J_{yD}	[mm ⁴]	Kvadratický moment desky
$J_{yDžC}$	[mm ⁴]	Celkový kvadratický modul

$J_{yM\check{Z}}$	$[mm^4]$	Kvadratický moment malých žeber
$J_{yV\check{Z}}$	$[mm^4]$	Kvadratický moment velkých žeber
J_{yn}	$[mm^4]$	Kvadratický moment průřezu v místě kontaktu stojiny se základnou
M_{UT}	$[N \cdot m]$	Utahovací moment šroubu
M_k	$[N \cdot m]$	Kroutící moment v místě kontaktu stojiny se základnou
M_{k1}	$[N \cdot m]$	Kroutící moment v místě kontaktu stojiny se základnou
M_{k2}	$[N \cdot m]$	Kroutící moment v místě kontaktu stojiny se základnou
M_o	$[N \cdot m]$	Ohybový moment
M_{oHUD}	$[N \cdot m]$	Ohybový moment na horní upínací desku od svislé síly
M_{oU}	$[N \cdot m]$	Ohybový moment na úchyty
M_{opod}	$[N \cdot m]$	Ohybový moment od podélné síly
M_{opric}	$[N \cdot m]$	Ohybový moment od příčné síly
M_{os}	$[N \cdot m]$	Ohybový moment v místě kontaktu stojiny se základnou
M_{osvis1}	$[N \cdot m]$	Ohybový moment od svislé síly
M_{osvis2}	$[N \cdot m]$	Ohybový moment od svislé síly
M_{ov}	$[N \cdot m]$	Ohybový moment v místě kontaktu stojiny se základnou
M_x	$[N \cdot m]$	Moment působící na vozíky
M_{xHS}	$[N \cdot m]$	Moment působící na vozíky
M_{xS}	$[N \cdot m]$	Moment působící na vozíky
M_y	$[N \cdot m]$	Moment působící na vozíky
M_{yHS}	$[N \cdot m]$	Moment působící na vozíky
M_{yS}	$[N \cdot m]$	Moment působící na vozíky
M_z	$[N \cdot m]$	Moment působící na vozíky
M_{zHS}	$[N \cdot m]$	Moment působící na vozíky
M_{zS}	$[N \cdot m]$	Moment působící na vozíky
$P_{\check{c}}$	$[kW]$	výkon hydrogenerátoru
R_e	$[MPa]$	Mez kluzu materiálu
S_{Ddeska}	$[mm^2]$	Plocha díry v dolní desce
S_{Hdeska}	$[mm^2]$	Plocha desky
S_N	$[m^2]$	Teplosměnná plocha hydraulické nádrže
S_{deska}	$[mm^2]$	Plocha desky
$S_{pás}$	$[mm^2]$	Plocha pásu
S_{pist1}	$[mm^2]$	Plocha pístu velkých hydromotorů

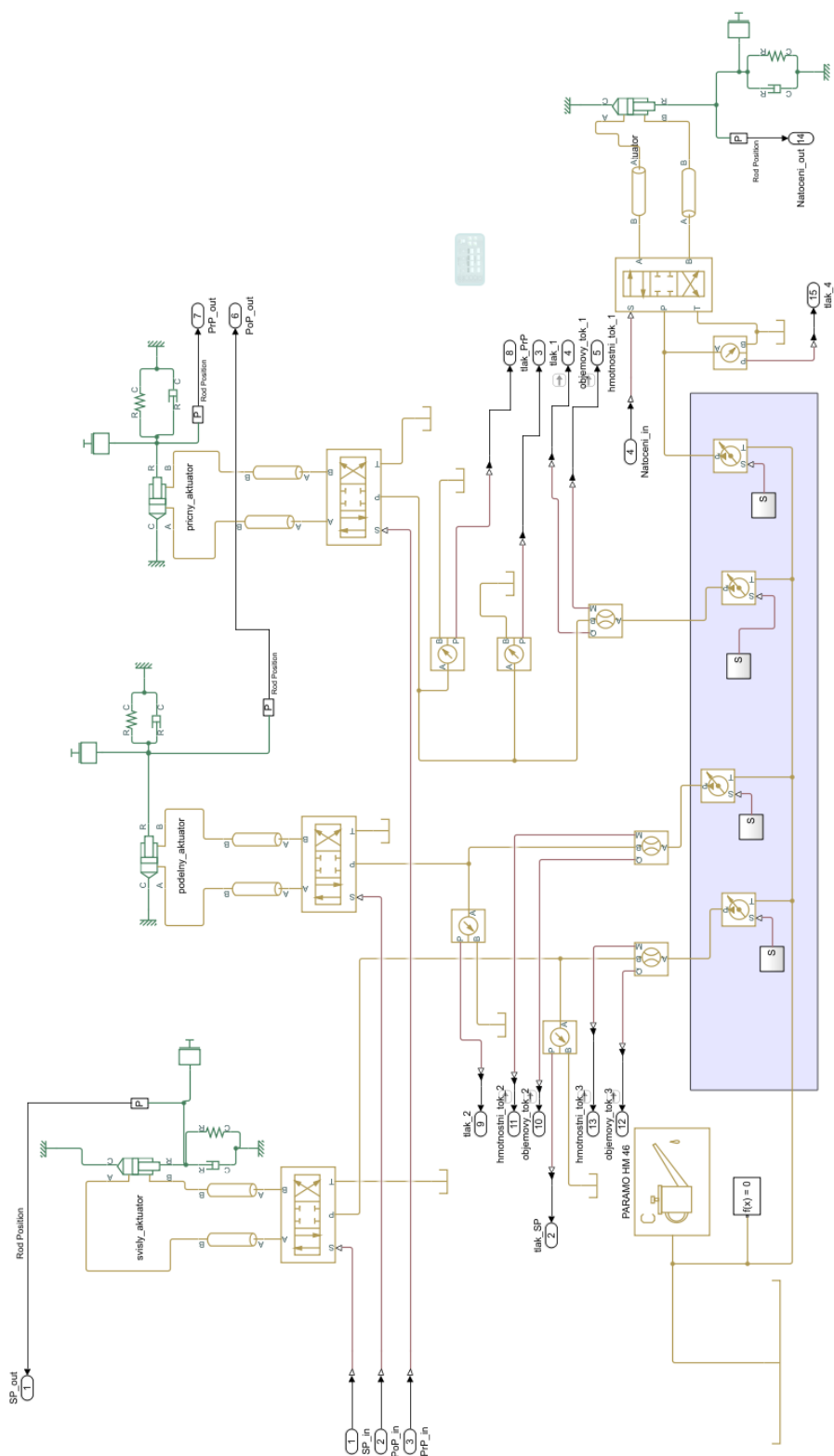
S_{pist2}	$[mm^2]$	Plocha pístu hydromotoru pro natáčení podložkou
S_{pistu}	$[mm^2]$	Plocha pístu hydromotoru
V_N	$[l]$	Objem olejové náplně
V_{ot}	$\left[\frac{cm^3}{ot}\right]$	Objem na otáčku
W_O	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu
W_{O1}	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu v místě připojení se stojinou
W_{OU}	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu úchyty
W_{oX}	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu horní upínací desky
W_{oXP}	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu spodního stolu
W_{oY}	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu horní upínací desky
W_{oZ}	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu horní upínací desky
W_{oZP}	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu spodního stolu
W_{ox}	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu v místě kontaktu stojiny se základnou
W_{ox}	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu svislého posuvu
W_{oy}	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu v místě kontaktu stojiny se základnou
W_{oy}	$[mm^3]$	Průřezový modul v ohybu svislého posuvu
$b_{pás}$	$[mm]$	Šířka pásu
c_O	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	Měrná tepelná kapacita oleje
c_R	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	Měrná tepelná kapacita oceli
e_z	$[mm]$	Vzdálenost nejvzdálenějšího vlákna v místě připojení se stojinou
e_{max}	$[mm]$	Vzdálenost nejvzdálenějšího vlákna průřezu
k_z	$[-]$	Bezpečnost svislého posuvu k mezi kluzu
k_n	$[-]$	Návrhový součinitel šroubového spoje
$l_1 \kappa$	$[mm-]$	Řád harmonické složky Rameno síly F_b k ose stojiny
$l_{11} \Delta p$	$[mmPa]$	Tlaková ztráta proudu Rameno síly F_b k místu styku se stojinou
l_{D1}	$[mm]$	Rameno momentu
m_R	$[kg]$	Hmotnost kovových součástí obvodu
$n_{\check{c}}$	$\left[\frac{1}{min}\right]$	Otáčky hydrogenerátoru
$p_{\check{c}}$	$[MPa]$	Tlak hydrogenerátoru
r_A	$[mm]$	Vzdálenost k vozíku
r_B	$[mm]$	Vzdálenost k vozíku

r_C	[mm]	Vzdálenost k vozíku
r_j	[mm]	Vzdálenost k vybranému vozíku
t_0	[°C]	Počáteční teplota oleje
t_1	[°C]	Vstupní teplota chladícího média
t_k	[°C]	Maximální teplota oleje
t_u	[°C]	Maximální teplota obvodu
x_t	[mm]	Vzdálenost těžiště od osy y
y_{hu}	[N·m]	Výška těžiště
y_t	[mm]	Vzdálenost těžiště od osy x
y_{t_HUD}	[mm]	Výška těžiště horní upínací desky
y_{tD}	[mm]	Vzdálenost těžiště horní upínací desky od osy x
y_{tPP}	[mm]	Vzdálenost těžiště průřezu od osy x
Δ_{str}	[°C]	Střední logaritmický rozdíl teplot
Φ_{CH}	[W]	Chladicí výkon
Φ_N	[W]	Teplo odvedené nádrží
α_{in}	[N]	Úhel svíraný silami na vnitřním vozíku
α_{out}	[N]	Úhel svíraný silami na vnějším vozíku
η_G	[-]	Účinnost hydrogenerátoru
η_M	[-]	Účinnost hydromotorů
η_R	[-]	Účinnost rozváděčů
ρ_o	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Hustota oleje
σ_{OP}	[MPa·kg·m-3]	Hustota tekutinynapětí v ohybu
σ_{O2}	[MPa]	Ohybové napětí v místě kontaktu se stojinou
σ_V	[MPa]	Redukované napětí
σ_d	[MPa]	Napětí v tlaku v místě kontaktu stojiny se základnou
σ_i	[MPa]	Napětí od předpětí
σ_{max}	[MPa]	Maximální napětí v místě kontaktu se stojinou
σ_{max2}	[MPa]	Největší ohybové napětí v místě kontaktu stojiny se základnou
σ_{maxSP}	[MPa]	Maximální napětí v průřezu
σ_{oPmax}	[MPa]	Celkové ohybové napětí na spodním stole
σ_{oXP}	[MPa]	Ohybové napětí od svislé síly
σ_{oZP}	[MPa]	Ohybové napětí od příčné síly

σ_{opod}	[MPa]	Ohybové napětí způsobené podélnou silou
σ_{opric}	[MPa]	Ohybové napětí způsobené příčnou silou
σ_{osvis1}	[MPa]	Ohybové napětí způsobené momentem M_{osvis1}
σ_{osvis2}	[MPa]	Ohybové napětí způsobené momentem M_{osvis2}
σ_t	[MPa]	Napětí v tlaku v místě kontaktu se stojinou
τ_k	[MPa]	Napětí v krutu
A	$\left[\frac{W}{K}\right]$	Tepelná konstanta hydraulického obvodu
b	[mm]	Šířka průřezu
C	$\left[\frac{J}{K}\right]$	Konstanta tepelné kapacity obvodu
f	[-]	Součinitel tření mezi šroubem a maticí
h	[mm]	Výška průřezu
k	[-]	Bezpečnost k mezi kluzu materiálu
K	[-]	Bezpečnost šroubového spoje
M	[N·m]	Moment síly
p	[MPa]	Tlak v komoře hydromotoru
Q	$\left[\frac{l}{min}\right]$	Průtok hydraulickým obvodem
S	[mm ²]	Plocha svaru
γ	[-]	Součinitel tvaru
τ	[MPa]	Napětí ve smyku
c	[mm]	Délka přepony trojúhelníku
e	[mm]	Vzdálenost nejvzdálenějšího vlákna průřezu od těžiště.
t	[°C]	Požadovaná teplota oleje
x	[mm]	Vzdálenost nevzdálenějšího vlákna od osy y procházející těžištěm řezu
y	[mm]	Vzdálenost nevzdálenějšího vlákna od osy x procházející těžištěm řezu
ΣF_{in}	[N]	Celková síla působící na vnitřní vozíky
ΣF_{out}	[N]	Celková síla působící na vnější vozíky
ΣFV	[N]	Celková reakční síla působící na vozíky
Φ	[kW]	Tepelný výkon obvodu
τ	[s]	Doba ohřevu obvodu

SEZNAM PŘÍLOH

P1 schéma hydraulického obvodu v SW Simulink



- P 2 – výkres sestavy celého zařízení
- P 3 – výkres svařovací sestavy horní upínací desky
- P 4 – výkres sestavy svislého posuvu s křížovým stolem
- P 5 – výkres sestavy křížového stolu
- P 6 – výkres svařence horního stolu
- P 7 – výkres svařence spodního stolu
- P 8 – výkres svařence rámu