



Bakalářská práce

Konstrukce zařízení pro měření tuhosti sedáků sedacího nábytku.

Studijní program:

B0715A270008 Strojírenství

Autor práce:

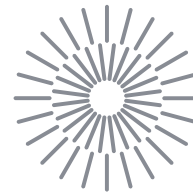
Vojtěch Fišer

Vedoucí práce:

Ing. Pavel Srb, Ph.D.

Katedra částí a mechanismů strojů

Liberec 2024



Zadání bakalářské práce

Konstrukce zařízení pro měření tuhosti sedáků sedacího nábytku.

Jméno a příjmení:

Vojtěch Fišer

Osobní číslo:

S21000017

Studijní program:

B0715A270008 Strojírenství

Zadávací katedra:

Katedra částí a mechanismů strojů

Akademický rok:

2023/2024

Zásady pro vypracování:

Práce bude obsahovat:

1. Seznámení s dosavadním stavem poznání v oblasti určení komfortu.
2. Konstrukční návrh měřicího zařízení.
3. Vypracování 3D modelu měřicího zařízení výkresové dokumentace sestavy a vybraných dílů.
4. Návrh metodiky měření.
5. Ekonomické zhodnocení konstrukce zařízení.
6. Závěrečné zhodnocení.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy: cca 40 stran
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: čeština

Seznam odborné literatury:

- [1] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů: stručný přehled. 1. díl. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2.
[2] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů: stručný přehled. 2. díl. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.
[3] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
[4] HES, Luboš a SLUKA, Petr. Úvod do komfortu textilií. Liberec: Technická univerzita, 2005. ISBN 80-7083-926-0.

Vedoucí práce: Ing. Pavel Srb, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce: 14. listopadu 2023
Předpokládaný termín odevzdání: 15. května 2025

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

L.S.

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
garant studijního programu

V Liberci dne 14. listopadu 2023

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

Konstrukce zařízení pro měření tuhosti sedáků sedacího nábytku.

Anotace

Bakalářská práce se zabývá návrhem metodiky a zařízení pro hodnocení tuhosti sedacího nábytku. Úvod teoretické části se zabývá tématem určení komfortu. Dále jsou popsány používané materiály pro výplně sedacího nábytku a určování jejich vlastností. V experimentální části je rozebrán postup návrhu. Poslední část se zabývá metodikou měření.

Klíčová slova

Tuhost, sedací nábytek, komfort, návrh, konstrukce, hliníkový profil, metodika, měření

Design of a device for measuring the stiffness of seat cushions of seating furniture.

Annotation

The bachelor's thesis deals with the design of a methodology and device for evaluating the stiffness of seating furniture. The introduction of the theoretical part addresses the topic of determining comfort. Furthermore, it describes the materials used for seating furniture fillings and the determination of their properties. The experimental part elaborates on the design process. The final part deals with the measurement methodology.

Keywords

Stiffness, rating furniture, comfort, design, construction, aluminum profile, methodology, measurement

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce panu Ing. Pavlu Srbovi, Ph.D. za cenné rady, vstřícnost při konzultacích a trpělivost. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za podporu během celého studia.

Obsah

1	Úvod	11
2	Teoretická část	12
2.1	Komfort	12
2.1.1	Dělení komfortu.....	12
2.1.2	Měření úrovně komfortu.....	13
2.2	Výplňové materiály sedacího nábytku	15
2.2.1	Dělení výplní	15
2.2.2	Likvidace a recyklace	17
2.3	Tvrдость.....	18
2.3.1	Měření tvrdosti PUR.....	18
2.4	Současný stav měření sedaček	18
3	Experimentální část.....	19
3.1	Předpoklady pro návrh konstrukce.....	19
3.2	Prvotní vizualizace	19
3.3	Návrh zařízení	20
3.3.1	Volba typu konstrukce a materiálu.....	20
3.3.2	Indentor.....	21
3.3.3	Základní rozměry.....	21
3.3.4	Spojovací prvky.....	22
3.3.5	Lineární vedení.....	24
3.3.6	System zdvihu ramene indentoru	25
3.3.7	System měření hloubky vtisku	27
3.3.8	Podlahové prvky.....	27
3.3.9	CAD model zařízení	28
3.3.10	Silové a momentové zatížení.....	28
3.4	Metodika měření.....	38
3.5	Ekonomické zhodnocení	40
4	Závěr	42
	Použitá literatura.....	43
	Seznam příloh.....	45

Seznam zkratek

Označení	Význam	Jednotka
A	rozměr náčtrku	[mm]
a_1	rozměr schématu v aretovaném stavu	[mm]
b_1	rozměr schématu v aretovaném stavu	[mm]
c_1	rozměr schématu v aretovaném stavu	[mm]
CAD	computer aided design (počítačem podporovaný design)	
C_{\min}	minimální hodnota rozměru C	[mm]
d_1	rozměr schématu v aretovaném stavu	[mm]
e_1	rozměr schématu v aretovaném stavu	[mm]
f_1	rozměr schématu v aretovaném stavu	[mm]
F_{D1}	nosnost lana	[N]
F_{D1}	nosnost lana	[N]
F_{DN}	nosnost navijáku	[N]
F_i	schopnost krátkodobého přijímání par	[%]
F_T	tažná síla v laně	[N]
F_{Tx}	tažná síla v laně ve směru osy x	[N]
F_{Ty}	tažná síla v laně ve směru osy y	[N]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻¹]
g_1	rozměr schématu v aretovaném stavu	[mm]
G_1	tíhová síla indentoru	[N]
G_1	tíhová síla příslušné skupiny součástí	[N]
G_{I1}	tíhová síla indentoru v aretovaném stavu	[N]
G_{I2}	tíhová síla indentoru v nearetovaném stavu	[N]
G_N	tíhová síla profilu s navijákem	[N]
G_{R1}	tíhová síla ramene 1	[N]
G_{R2}	tíhová síla ramene 2	[N]
G_{R3}	tíhová síla ramene 3	[N]
G_{R4}	tíhová síla ramene 4	[N]
G_Z	tíhová síla závaží rámu	[N]
G_Z	tíhová síla závaží rámu	[N]
h_2	rozměr schématu v nearetovaném stavu	[mm]

HR	high resilience (vysoce odolný)	
i_B	index snášivosti	
i_k	index lepivosti	
i_{mt}	index prostupu vodních par	
i_o	povrchový index (povrchová drsnost/chlupatost)	
j_2	rozměr schématu v nearetovaném stavu	[mm]
K_d	hodnota vyrovnávání vlhkosti	
K_f	pufrační veličina	
k_L	bezpečnost ocelového lana	
k_N	bezpečnost navijáku	
k_{U1}	bezpečnost úhelníku 1	
k_{U2}	bezpečnost úhelníku 2	
k_{U3}	bezpečnost úhelníku 3	
k_{U4}	bezpečnost úhelníku 4	
M_{DU1}	dovolené momentové zatížení úhelníku 1	[Nm]
M_{DU2}	dovolené momentové zatížení úhelníku 2	[Nm]
M_{DU3}	dovolené momentové zatížení úhelníku 3	[Nm]
M_{DU4}	dovolené momentové zatížení úhelníku 4	[Nm]
m_i	hmotnost příslušné skupiny součástí	[kg]
m_1	celková hmotnost indentoru	[kg]
M_{P1}	maximální momentové zatížení před převrácením zařízení v aretovaném stavu	[Nm]
M_{P2}	maximální momentové zatížení před převrácením zařízení v nearetovaném stavu	[Nm]
M_{U1}	momentové zatížení úhelníku 1	[Nm]
M_{U2}	momentové zatížení úhelníku 2	[Nm]
M_{U3}	momentové zatížení úhelníku 3	[Nm]
M_{U4}	momentové zatížení úhelníku 4	[Nm]
m_Z	hmotnost závaží rámu	[kg]
n_k	počet dotykových bodů	
P1	pracovník 1	
P2	pracovník 2	
PUR	polyuretan	
R_{Ax1}	reakce v bodě A ve směru osy x v aretovaném stavu	[N]

R_{Ax2}	reakce v bodě A ve směru osy x v nearetovaném stavu	[N]
R_{Ay1}	reakce v bodě A ve směru osy y v aretovaném stavu	[N]
R_{Ay2}	reakce v bodě A ve směru osy y v nearetovaném stavu	[N]
R_{By1}	reakce v bodě B ve směru osy y v aretovaném stavu	[N]
R_{By2}	reakce v bodě B ve směru osy y v nearetovaném stavu	[N]
R_{Kx}	reakce kladky ve směru osy x	[N]
R_{ky}	reakce kladky ve směru osy y	[N]
S	úhel ohybu (charakterizuje ohybovou tuhost)	
$TK_{\text{celkový}}$	celkový komfort	
TK_H	senzorický komfort	
TK_T	termofyziologický komfort	
$\alpha_{1,\dots,6}$	konstanty	
β	konstanta	
β_T	Hodnota vyrovnání teploty	[k.min ⁻¹]

1 Úvod

Sedací nábytek je běžnou součástí většiny dnešních domácností. Proto existuje široká škála kritérií, která jsou posuzována při koupi tohoto typu nábytku. Mezi hlavní kritéria patří např. rozměry, materiál a vzhled čalounění a v neposlední řadě tvrdost sedacích ploch. Sedací nábytek musí při použití poskytovat optimální pohodlí a oporu pro lidské tělo.

Právě tvrdost je klíčový parametr ovlivňující oporu a celkový komfort sezení. Pro málo tvrdé sedačky platí, že působí pohodlně a komfortně, ale neposkytují dostatečnou oporu, což se může projevat např. bolestí zad. Naopak příliš tvrdé sedačky už při prvním dojmu často působí nepohodlně a také mohou způsobovat např. otláčeniny a bolest sedacích částí těla.

2 Teoretická část

2.1 Komfort

„Komfort je stav organismu, kdy jsou fyziologické funkce organismu v optimu, a kdy okolí včetně oděvu nevytváří žádné nepříjemné vjemy vnímané našimi smysly. Subjektivně je tento pocit brán jako pocit pohody. Nepřevládající pocity tepla ani chladu, je možné v tomto stavu setrvat a pracovat.

Komfort je vnímán všemi lidskými smysly kromě chuti, v následujícím pořadí důležitosti: hmat, zrak, sluch a čich.

Při diskomfortu mohou nastat pocity tepla nebo chladu. Pocity tepla se dostavují při větším pracovním zatížení nebo při působení teplého a vlhkého klimatu. Pocity chladu se dostavují především jako reakce na nízkou teplotu klimatu nebo nízké pracovní zatížení.

Komfort lze zjednodušeně definovat jako absenci znepokojujících a bolestivých vjemů“ [1, s. 7].

2.1.1 Dělení komfortu

Komfort lze rozdělit na sensorický, termofyziologický, psychologický a patofyziologický. Každá tato část přispívá k úrovni celkového komfortu. Otázkou je, zda je vždy nutné docílit maximální úrovně ve všech složkách, ačkoli je pro lidi přirozená snaha o uspokojení všech potřeb a mezi tyto potřeby patří právě i komfort [1].

Senzorický komfort

Senzorický komfort popisuje, co člověk vnímá při dotyku pokožky a jiného objektu. Tyto pocity jsou buď příjemné nebo nepříjemné či dráždivé. Mezi příjemné pocity patří např. pocit měkkosti. Naopak mezi ty nepříjemné patří např. tlak, škrábání, lepení apod. Senzorický komfort lze dále rozdělit na omak a komfort nošení.

Omak je velice subjektivní veličina. Je založen na vnímání prostřednictvím prstů a dlaně. Zjednodušeně může být definována následujícími vlastnostmi: hladkost (součinitel povrchového tření), tuhost (ohybová a smyková), objemnost nebo stlačitelnost a tepelně-kontaktní vjem.

Komfort nošení se převážně vztahuje k textilnímu odvětví. Zahrnuje např. povrchovou strukturu textilie, vybrané mechanické vlastnosti ovlivňující rozložení sil a tlaků v oděvu, apod. [1].

V rámci tématu této práce je právě sensorický komfort stěžejní pro určení celkového komfortu, který bude vztahován k tuhosti sedacího nábytku.

Termofyziologický komfort

Termofyziologický komfort je definován, jako stav lidského těla, při kterém je v rovnováze s okolím. Zjednodušeně může být popsán jako stav tepelného pohodlí. Mezi hlavní parametry pro jeho určení jsou tepelný a výparný odpor [1].

Psychologický komfort

Psychologický komfort můžeme vnímat podle různých hledisek. Mezi ně patří hlediska klimatická (tepelně-klimatické podmínky, množství UV záření, atd.), ekonomická (podmínky obživy, politický systém, úroveň technologie, atd.), historická (sklon k přírodě a jejím produktům, atd.), kulturní (tradice, náboženství, atd.) a další [1].

Patofyziologický komfort

Komfort při styku s objektem je také ovlivněn působením chemických substancí materiálu a mikroorganismů na lidskou pokožku. Působení zmíněných jevů je závislé na odolnosti člověka a zejména jeho pokožky proti účinkům těchto chemických látek a mikroorganismů. Pokud bude odolnost nízká, mohou tyto vlivy vyvolat kožní onemocnění. Nemoci jsou způsobeny buď fyzikálně-chemicky (dráždění díky solím, organickým rozpouštědlům, atd.) nebo alergiemi (ekzém způsobený barvivy, desinfekčními prostředky, atd.). Pokud je textilní výrobek chemicky a biologicky nezávadný, lze ho certifikovat dle normy ISO 14 000 [1].

2.1.2 Měření úrovně komfortu

Obecně úroveň komfortu posuzuje každý člověk jinak. Často se proto pro určení úrovně komfortu využívá skupina respondentů, kteří hodnotí a vyjadřují osobní vjemy a pocity. I přes převážnou subjektivnost této veličiny, lze předpokládat, že je možné určit několik měřitelných veličin, které jsou schopné nám přiblížit úroveň komfortu pro většinu běžných uživatelů posuzovaného objektu. Mezi tyto měřitelné veličiny patří např. prodyšnost, paropropustnost, tvrdost a další [2, 3].

Dále byly také určeny metody jak vyhodnocovat jednotlivé druhy komfortu. „*Dr. Meechels a Dr. Umbach z Institutu oděvní hygieny v Hohensteinu v Německu pomocí rozsáhlého výzkumu sestavili empirické vztahy pro objektivní hodnocení celkového komfortu i jeho složek*“ [1, s. 18]. Tyto empirické vztahy jsou popsány dále.

Termofyziologický komfort

Tato složka celkového komfortu se určí dle rovnice 2.1:

$$TK_T = \alpha_1 i_{mt} + \alpha_2 F_i + \alpha_3 K_d + \alpha_4 \beta_T + \alpha_5 K_f + \beta \quad (2.1)$$

Kde značí:	$\alpha_{1,\dots,5}$	konstanty
	β	konstanta
	β_T	hodnota vyrovnání teploty [k.min ⁻¹]
	F_i	schopnost krátkodobého přijímání par [%]
	i_{mt}	index prostupu vodních par
	K_d	hodnota vyrovnávání vlhkosti
	K_f	pufrační veličina
	TK_T	termofyziologický komfort

Senzorický komfort

Vztah pro určení sensorického komfortu vychází z výše uvedeného vztahu pro termofyziologický komfort 2.2:

$$TK_H = \alpha_1 i_{mt} + \alpha_2 i_k + \alpha_3 i_B + \alpha_4 i_o + \alpha_5 n_k + \alpha_6 s + \beta \quad (2.2)$$

Kde značí:	α_6	konstanta
	i_k	index lepidlosti
	i_B	index snášivosti
	i_o	povrchový index (povrchová drsnost/chlupatost)
	n_k	počet dotykových bodů
	s	úhel ohybu (charakterizuje ohybovou tuhost)
	TK_H	senzorický komfort

Celkový komfort

Celkový komfort se určí ze vztahu 2.3 a hodnotí se na stupnici od 1 do 6 (1 – velmi dobré, 6 – nedostatečné).

$$TK_{celkový} = 0,34.TK_H + 0,66TK_T \quad (2.3)$$

Kde značí:	$TK_{celkový}$	celkový komfort
------------	----------------	-----------------

[1]

2.2 Výplňové materiály sedacího nábytku

Výplň sedacích ploch hraje významnou roli v určení tvrdosti a komfortu, ale také se zásadně projeví na ceně sedacího nábytku. V čalounění se používá několik základních a častých typů výplní uvedených níže.

2.2.1 Dělení výplní

PUR pěna

Polyuretan je syntetický polymer vznikající chemickou stupňovitou reakcí (polyadicí) zobrazenou na obrázku 1. Patří mezi reaktoplasty, což jsou materiály, které působením tepla plastizují a jsou snadno tvářitelné. Delším ohřevem nebo působením činidel poté dochází k zesíťování (vytvrzení) a tím k tuhnutí v požadovaném tvaru [4].



Obr. 1 Chemická reakce při výrobě PUR pěny

PUR pěny se vyrábí různými technologiemi v závislosti na požadovaných vlastnostech a aplikacích. Mezi nejčastější metody výroby patří formování, nástřik a výroba desek.

Formovací technologie spočívá ve vstříknutí směsi reaktantů do dutinné formy. Po vytvrzení se vyjme vytvarovaná pěna, což je běžný způsob výroby sedáků pro automobilový průmysl a čalounictví. Nástřik pěny spočívá v nanášení na rovinné či oblé povrchy. Tato metoda se běžně používá pro nanášení pěny jako izolačního materiálu na potrubí nebo stavební konstrukce. Výroba desek se realizuje nepřetržitým litím směsi reaktantů na průběžný pás. Tímto způsobem se vyrábí například tlumící a obkladové pěny [5].



Obr. 2 Použití PUR pěny

Polyuretanová pěna, také známá pod obchodním názvem Molitan je jeden z nejpoužívanějších materiálů pro výplně. Je vyráběná v několika tuhostech (typy T20, T25, T30, atd.). Tuhost v nemalé míře ovlivňuje i životnost výplně. Obecně platí, že čím tužší typ, tím se životnost prodlužuje. Tento materiál disponuje vysokou pružností a tím pádem poskytuje i dobrou oporu pro lidské tělo. V některých případech může být PUR pěna doplněna husím, kachním nebo jiným druhem peří pro dosažení vysoké měkkosti [6, 7].

HR pěna

Další hojně využívaný materiál výplně je studená neboli HR pěna. Je jedním z typů PUR pěn. Tento materiál vyniká svou pevností, elasticitou a tvarovou stálostí. Právě tvarová stálost zajišťuje vysokou životnost a konzistenci materiálových vlastností. Vysoká elasticita zajišťuje dostatečnou měkkost a oporu a tím i komfort pro uživatele nábytku. V neposlední řadě je výhodou, že oproti jiným PUR pěnám je vzdušnější, takže lépe odvádí teplo a vlhkost. Výrobní postupy jsou totožné jako pro jiné PUR pěny [6].



Obr. 3 HR pěna [8]

Visco pěna

Již méně používaným materiálem je visco neboli líná pěna. Tato pěna je typem PUR pěny s otevřenou buněčnou strukturou, která mění svou tuhost vzhledem k teplotě a tlaku. To znamená, že při kontaktu s lidským tělem postupně měkne a lépe se přizpůsobuje váze a křivkám postavy. Hlavně díky efektu tvarování tak působí sedací nábytek s touto výplní nejkomfortněji [6, 9].



Obr. 4 Visco pěna [9]

Ostatní výplně

Zde jsou uvedeny výplňové materiály, které jsou relativně nové a méně používané, ale výjimečné svými vlastnostmi. Mezi ně patří Elastic, Comfort Bultex® a Frame Foam®.

Elastic vyniká neobyčejně dlouhou životností, lehkostí, prodyšností a vysokou objemností. Je vysoce odolný tlaku a i po zatížení si dokáže udržet svůj původní tvar bez deformační změny. Tento materiál je vyráběn technologií kolmého kladení vrstvy polyesteru s přidavkem elastických pojivových vláken. Comfort Bultex® i při dlouhém a intenzivním používání zachovává svůj tvar. Díky tomu má dlouhou životnost. Dále se vyznačuje kopírováním kontur a vysokou poskytovanou podporou pro tělo. Neusazují se v něm prach ani mikroorganismy, proto disponuje velmi dobrými hygienickými vlastnostmi. Frame Foam® je druh vysoce stabilní a lehké PUR pěny. Svými nosnými vlastnostmi podporuje redukci běžně používaných konstrukčních a nosných materiálů v sedacích soupravách, jako je dřevo a kov [6].

2.2.2 Likvidace a recyklace

Dnes jsou již PUR pěny široce rozšířené. Tím pádem také vzniká velké množství odpadu (např. při jejich výrobě, ve formě nepoužívaných výrobků, atd.). Likvidací a recyklací tohoto typu odpadu se zabývá velké množství lidí, a proto zároveň existuje i více metod.

Metody likvidace

Likvidace je neekologický proces, který se dělí na skladování a spalování odpadu. Při skladování je hlavním problémem hustota pěn, její hodnota se pohybuje okolo 30 kg/m³. Vzhledem k hustotě je nutné zajistit obrovský prostor pro uložení relativně malého množství. Kvůli tomuto faktu není skladování logickým krokem. Spalování je nejčastějším způsobem likvidace a vzhledem k výhřevnosti je využíváno pro rekuperaci tepla. Spalováním se dokáže zredukovat objem odpadu na 1 %. Je nutné tento odpad spalovat při optimálních podmínkách, jinak vznikají jedovaté plyny, které se dostávají do atmosféry. Rozšířenou metodou je namletí pěn a přidání k jinému druhu paliva (uhlí, topný olej, zemní plyn, atd.), čímž vznikne tzv. ekologické palivo [10].

Metody recyklace

Rozlišujeme dva základní typy recyklace, chemickou a fyzikální. Fyzikální recyklace spočívá ve změně fyzické podoby (např. drcení) a následným opětovným využitím ve výrobě. Je nutné dát si pozor na degradaci vlastností takto recyklovaného materiálu. Mezi metodami fyzikální recyklace patří lepení, lisování za tepla, použití na výplně, vytlačování a vstřikovávání. Chemická recyklace spočívá v depolymerizaci materiálu chemickými činidly, katalyzátory a ohřevem na původní reaktanty použité při výrobě pěn. Používané metody jsou alkoholýza, hydrolýza, aminová metoda a metoda fosfátových esterů [10].

2.3 Tvrdost

Tvrdost je jednou z důležitých materiálových vlastností. Je definována jako mechanická vlastnost vyjadřující odpor proti vnikání cizího tělesa (indentoru) do materiálu.

Z obecné definice vycházejí i zkoušky měření tvrdosti. „Prvý způsob, používaný u kovů a keramiky, kdy je indentor zamáčknut do materiálu tak, aby došlo k plastické (trvalé) deformaci materiálu. Tyto metody označujeme jako metody vnikací (indexační). Druhý způsob měření tvrdost je založen na principu elastické interakce povrchu materiálu a zkušebního tělíska a v současné době se používá většinou pro hodnocení pryží a plastů“ [3, s. 451].

2.3.1 Měření tvrdosti PUR

Měření tvrdosti PUR pěn je mnohem složitější proces díky mechanickým vlastnostem těchto materiálů. PUR pěny nemají lineární průběh výtlačné síly v závislosti na čase. Tento jev nazýváme relaxace napětí. Proto je nutné definovat, zda chceme měřit tvrdost v okamžiku zatížení nebo vytvořit závislost na čase a vzhledem k tomu i upravit metodiku měření. Dalším problémem při měření tohoto materiálu je, že vykazuje nelineární závislost síly vtlačení indentoru a hloubce vtlačení indentoru [12, 13].

2.4 Současný stav měření sedaček

V současné době nejsou veřejně poskytovány informace o tom, že by se někdo zabýval normalizovaným nebo exaktním určením komfortu či měřením jiných vlastností sedačích nábytku. Naopak velkého množství poznatků bylo doposud dosaženo v oblasti určování komfortu sedaček automobilového průmyslu. Na toto téma bylo vypracováno množství bakalářských, diplomových či disertačních prací. V rámci těchto prací bylo realizováno měření různých vlastností jako např. tepelné jímavosti a vodivosti, prodyšnosti nebo tuhosti. Tyto testy a měření jsou buď prováděna dynamicky nebo staticky [13–15].

Tématem určení komfortu sedaček se zabýval např. Ing. Martin Baborák ve své diplomové práci, který se zaměřil na optimalizaci testování automobilových sedaček. Jeho práce se zaměřuje především na dynamické zatěžování. Při návrhu testovacího zařízení pracoval jak s normalizovanými indentory, tak tvarovkami vyrobenými na zakázku, které věrněji simulují lidské proporce [13].

Ing. Rudolf Martonka, Ph. D. se ve své disertační práci také zaměřil na měření vlastností automobilových sedaček. Cílem jeho práce byla realizace zkušebních zařízení a metodik měření. Obdobně jako Ing. Martin Baborák se zaměřil spíše na dynamické testování při zatížení sedaček. K testování používal jak indentory, tak lidské figuranty [2].

3 Experimentální část

3.1 Předpoklady pro návrh konstrukce

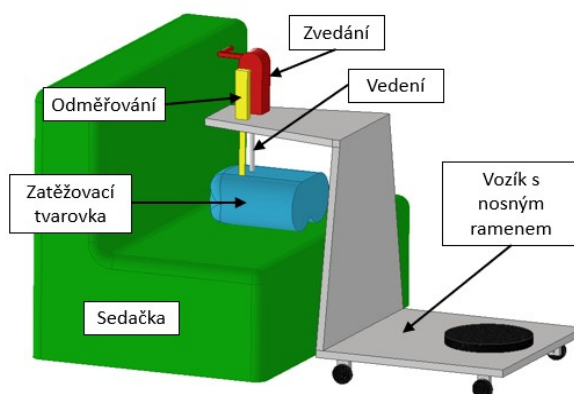
Před započítím návrhu konstrukce měřicího zařízení bylo nutné provést několik úvah a stanovit předpoklady, se kterými se pracovalo při procesu.

Konstrukce měřicích zařízení musí být dostatečně tuhá, aby nedocházelo k ovlivnění měření. Z tohoto důvodu byla snaha navrhnout zařízení co nejmasivnější a realizované spoje dostatečně naddimenzované. Zároveň ale bude zařízení obsluhováno pouze lidskou silou, takže musí být co nejlehčí, aby bylo snadno ovladatelné. Výsledná konstrukce by tedy měla být kompromisem mezi těmito požadavky.

Zásadním předpokladem bylo určení, zda bude zařízení možné demontovat pro převoz na jiné pracoviště nebo pro uskladnění. Jelikož zadávající společnost Bonami požadovala možnost demontáže, bylo nezbytné pracovat s rozebíratelnými spoji. To přináší i výhodu v podobě jednodušší výroby odstraněním procesů jako je např. svařování. Další požadavky byly, aby zařízení nebylo stacionární a bylo možné ho přemístit na různá pracoviště, a aby indentor co nejvěrněji simuloval reálné zatížení při užívání sedacího nábytku.

3.2 Prvotní vizualizace

Prvotní vizualizace byla zpracována v rámci zadání bakalářské práce. Tato vizualizace sloužila jako základní návrh zařízení v rámci funkčnosti a z ní nakonec vycházelo finální řešení (obrázek 5).



Obr. 5 Vizualizace

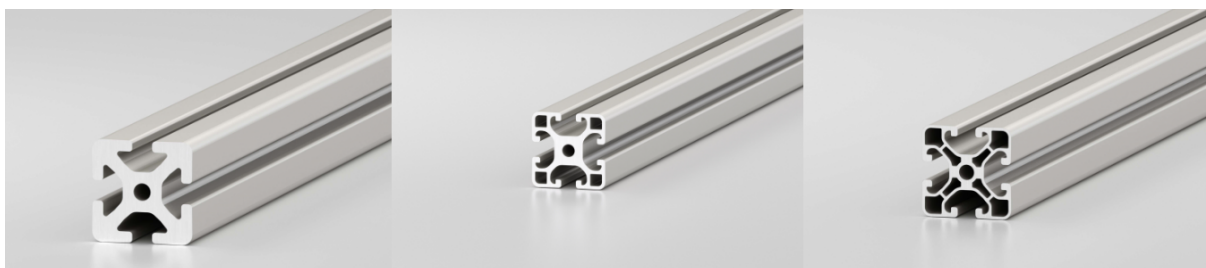
3.3 Návrh zařízení

3.3.1 Volba typu konstrukce a materiálu

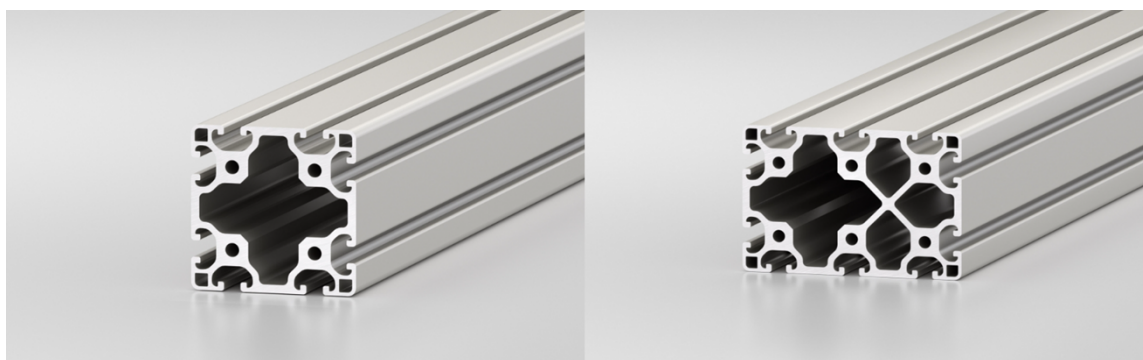
Mezi prvními kroky návrhu celého zařízení bylo rozhodnout, jaký typ konstrukce bude použit. Vzhledem k předpokladu o tuhosti a celkové hmotnosti se nejvíce nabízela rámová konstrukce z ocelových nebo hliníkových profilů. Vzhledem k předpokladu použití rozebíratelných spojů byly zvoleny hliníkové profily, které nabízí relativně nízkou hmotnost a také dostupnost specializovaných spojovacích součástí jednotlivých profilů. Díky použití tohoto materiálu bylo možné převážnou část zařízení navrhnout z katalogových produktů jediného dodavatele, včetně spojovacího materiálu, podlahových prvků (např. koleček) nebo lineárních vedení. Další výhodou je modularita pro možné budoucí modifikace celé konstrukce pouze záměnou některých součástí.

Zvoleným dodavatelem byl výrobce item Industrietechnik GmbH (dále jenom jako item) vzhledem k množství sortimentu a dřívější spolupráci s Technickou univerzitou v Liberci. Výrobce poskytuje veřejně a zdarma CAD data pro všechny své produkty, což velmi usnadnilo návrh zařízení [16, 17].

Z katalogu byl vybrán profil standardní řady s drážkou šířky 8 mm (dále jenom profil 8), který nabízí největší rozsah příslušenství a vhodný poměr hmotnosti, rozměrů a tuhosti. Zjednodušeně je průřez tohoto profilu čtverec o stranách 40 mm nebo čtverec či obdélník s násobky 40 mm (např. 80x80 mm, 80x120 mm, atd.). Tento profil je vyráběn ve třech různých masivních variantách – základní, light a E (obrázek 6). Z těchto variant byla vybrána až na výjimky řada light, která poskytuje nejvýhodnější poměr mezi hmotností a tuhostí. Pomocí těchto profilů byl navržen základní rám, na který bylo dále navazováno.



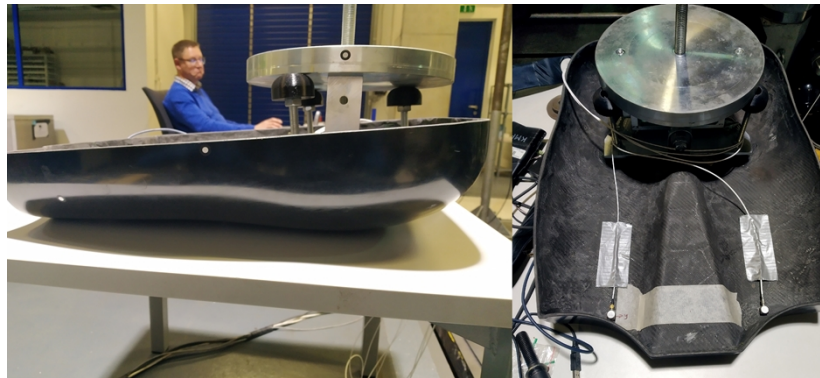
Obr. 6 Porovnání variant masivnosti (zleva základní, light a E)



Obr. 7 Profily 8 80x80 mm a 80x120 mm řady light

3.3.2 Indentor

Jelikož společnost Bonami požaduje přiblížení reálnému zatížení, byla jako indentor zvolena tvarovka z laminátu ve tvaru hýždí simulující lidské proporce (obrázek 8). Indentor je doplněn o samonosnou konstrukci a závaží. Celková hmotnost indentoru i se závažím byla navržena na 70 kg. Výrobce je Modelárna LIAZ spol. s.r.o. Tato tvarovka je používána v laboratořích TUL na testování automobilových sedaček. Vzhledem k nedostupnosti CAD dat od výrobce je znázornění indentoru ve výkresové dokumentaci pouze orientační. Ke konstrukci je indentor připojen pomocí závitu M12.



Obr. 8 Indentor v laboratořích TUL

3.3.3 Základní rozměry

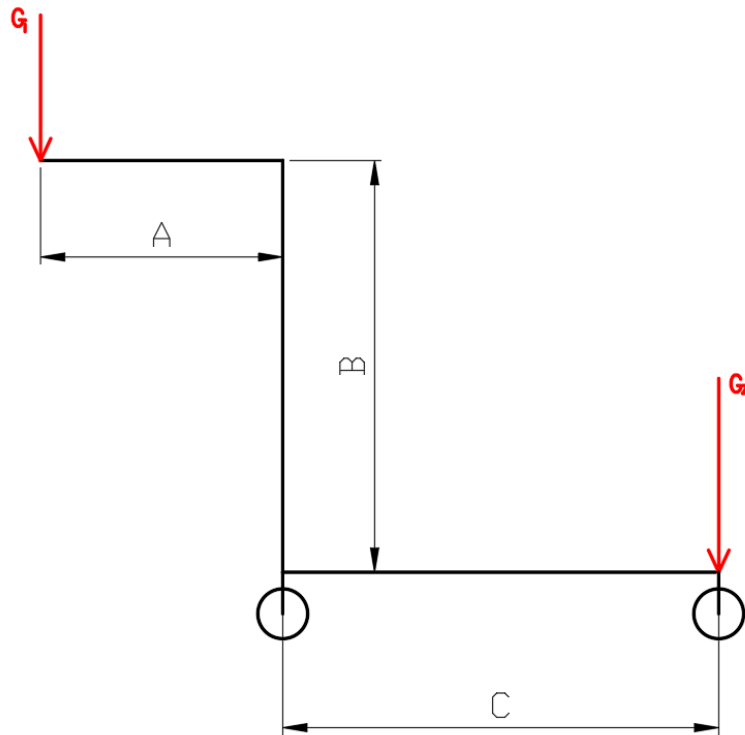
Rozměry rámu musely odpovídat rozměrům měřeného sedacího nábytku, který se nachází v rozmezích určených společností Bonami. Rozmezí výška sedáku se pohybuje od 350 mm do 550 mm a hloubka sedáku do 500 mm. Do všech rozmezí již byl započítán přídavek, aby byl rám vhodný i pro atypické kusy nábytku. Rám byl navržen do tvaru „Z“ dle prvotní vizualizace.

Rozměry byly nejdříve navrženy podle náčrtku na obrázku 9 a zjednodušeným silovým zatížením rámu tíhovou silou indentoru a závaží rámu, které bylo vypočteno pomocí rovnic 3.1 a 3.2.

$$G_I = m_I * g = 70 * 9,81 = 686,7 \text{ N} \quad (3.1)$$

$$G_Z = m_Z * g = 100 * 9,81 = 981 \text{ N} \quad (3.2)$$

Kde značí:	G_I	tíhová síla indentoru
	G_Z	tíhová síla závaží rámu
	g	gravitační zrychlení
	m_I	celková hmotnost indentoru
	m_Z	hmotnost závaží rámu



Obr. 9 Náčrtek s rozměry a silovým zatížením

Hodnota rozměru A byla zvolena s ohledem na maximální hloubku sedáku na 500 mm, hodnota rozměru B na 800 mm, šířka konstrukce na 500 mm a minimální hodnota rozměru C , byla určena z rovnice rovnováhy 3.3 tak, aby se zařízení samovolně nepřevracelo.

$$G_I * A = G_z * C_{min} \rightarrow C_{min} = \frac{G_I}{G_z} * A = \frac{686,7}{981} * 500 = 350 \text{ mm} \quad (3.3)$$

Kde značí: A rozměr náčrtku
 C_{min} minimální hodnoty rozměru C

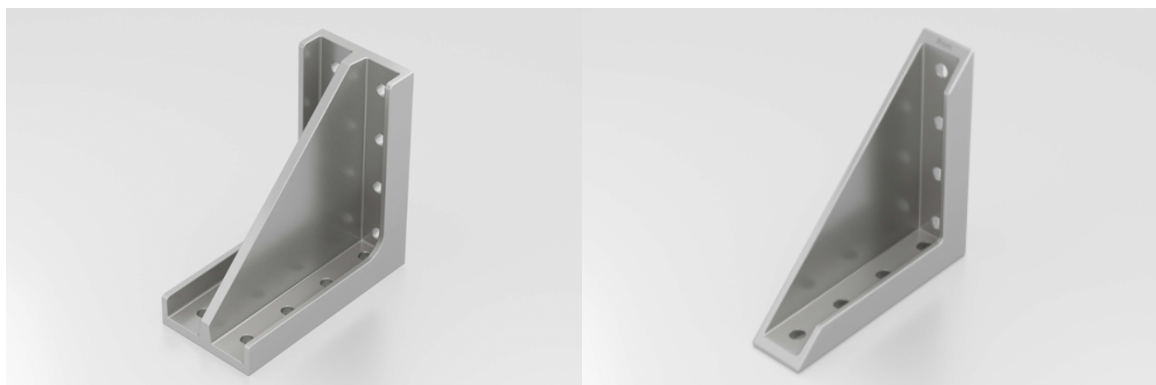
Hodnota rozměru C byla zvolena vzhledem k C_{min} na 850 mm. Hodnota byla navýšena tak, aby se zařízení nepřevrátilo při vlivu jiných externích sil (např. opření se pracovníka o rám). Všechny rozměry a silové momentové účinky byly po kompletaci návrhu zkontrolovány v kapitole 3.3.10.

3.3.4 Spojovací prvky

Spojovací prvky byly stejně jako použité profily vybrány z katalogu firmy item. Bylo nutné, vzhledem k co největší úspoře materiálu a tím i hmotnosti a ceny, vybrat vhodné prvky pro výrazně silově a momentově namáhané spoje a jiné pro méně namáhané spoje.

Pro silově a momentově namáhané spoje byly zvoleny úhelníky vhodné pro profily 8 o minimální šířce 40 mm a 80 mm (obrázek 10). Tento prvek je dle výrobce vhodný pro spojení 2 profilů nebo ke spojení profilu s podlahou či jiným nosným prvkem. Poskytuje snadno rozebíratelný spoj pomocí šroubů M8 a násobné (dodávané jako spojovací sada této matice, 4 šroubů a podložek) či obyčejné drážkové matice, které jsou snadno dostupné při montáži i

demontáži a není třeba předchozího obrábění nebo jiných úprav. Úhelník 160x160-80 je vyráběn ve 2 materiálových variantách (z hliníkové slitiny a vysokopevnostní litiny), které vykazují rozdílnou únosnost. Vzhledem k silovému namáhání rámu byla zvolena varianta z vysokopevnostní litiny. Úhelníky 160x160-40 a 80x80-40 jsou vyráběny pouze z hliníkové slitiny. Pro tyto úhelníky dle výrobce platí, že zatěžující síla a ohybový moment nesmí překročit dovolené meze uvedené na obrázcích 11 a 12. Zatížení úhelníků je kontrolováno v kapitole 3.3.10.



Obr. 10 Úhelníky 160x160-80 (vlevo) a 160x160-40 (vpravo)

	Angle Bracket 8 160x160-40 Al	$F < 4,000 \text{ N} \wedge F \cdot l < 400 \text{ Nm}$
	Angle Bracket 8 160x160 Al	$F < 8,000 \text{ N} \wedge F \cdot l < 800 \text{ Nm}$
	Angle Bracket 8 160x160 St	$F < 8,000 \text{ N} \wedge F \cdot l < 1,200 \text{ Nm}$
	Angle Bracket 10 200x200-50 Al	$F < 5,000 \text{ N} \wedge F \cdot l < 500 \text{ Nm}$
	Angle Bracket 12 240x240 Al	$F < 16,000 \text{ N} \wedge F \cdot l < 4,200 \text{ Nm}$
	The load-carrying capacity is to be checked to ensure both conditions are met.	

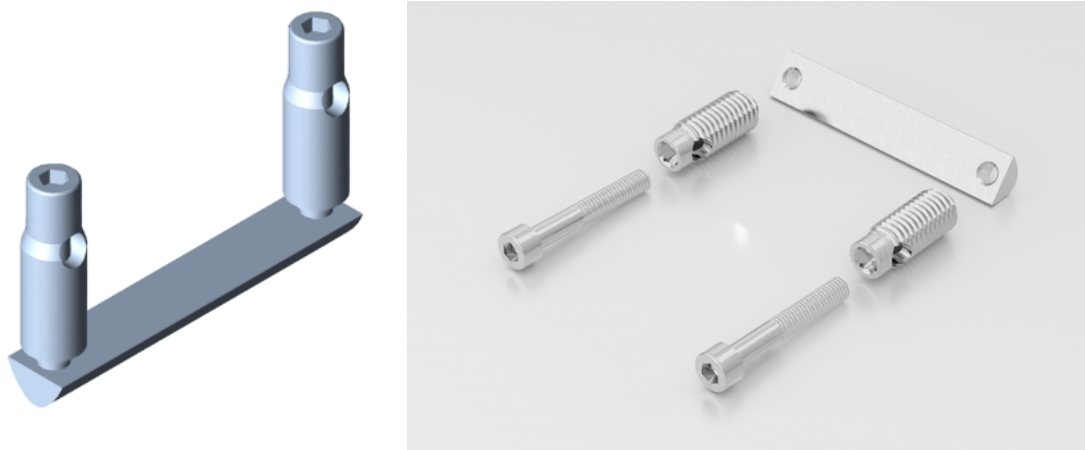
Obr. 11 Dovolené silové a momentové zatížení úhelníků dle výrobce (červeně vyznačen použitý typ) č. 1

	Angle Bracket 5	20x20 Zn	$F < 250 \text{ N} \wedge F \cdot l < 5 \text{ Nm}$
	Angle Bracket 5	40x40 Zn	$F < 500 \text{ N} \wedge F \cdot l < 25 \text{ Nm}$
	Angle Bracket 6	30x30 Zn	$F < 500 \text{ N} \wedge F \cdot l < 12 \text{ Nm}$
	Angle Bracket 6	60x60 Zn	$F < 1,000 \text{ N} \wedge F \cdot l < 36 \text{ Nm}$
	Angle Bracket (X) 8	40x40 Zn	$F < 1,000 \text{ N} \wedge F \cdot l < 50 \text{ Nm}$
	Angle Bracket (X) 8	80x80 Zn	$F < 2,000 \text{ N} \wedge F \cdot l < 150 \text{ Nm}$

Obr. 12 Dovolené silové a momentové zatížení úhelníků dle výrobce (červeně vyznačen použitý typ) č. 2

Pro méně namáhané spoje byly zvoleny drážkové matice se šrouby, přímé spoje a tzv. automatické spoje. Tyto prvky jsou nezbytné pro spojení součástí k profilům. Drážkové matice se šrouby slouží pro spojení součástí s profily. Byly použity pro spojení např. navijáku s profilem a u úhelníků, kde nelze použít násobné drážkové matice. Přímé spoje jsou vhodné pro spojení jak profilů, které mají na sebe kolmé drážky, tak i profilů, které mají drážky vůči sobě pod jiným úhlem.

Automatické spoje (obrázek 13) nabízejí dostatečně pevné spojení a zároveň variabilitu a úsporu prostoru. Další výhodou je jednoduchost montáže bez nutnosti předchozího obrábění, jelikož si součást sama vyřeže závit do drážky profilu. Výrobce doporučuje použití tam, kde to lze použít namísto jiných spojovacích členů. V konstrukci rámu byly automatické spoje použity pro spojení na sebe kolmých profilů 8 s šířkou 80 mm i profilů 8 s šířkou 40 mm.

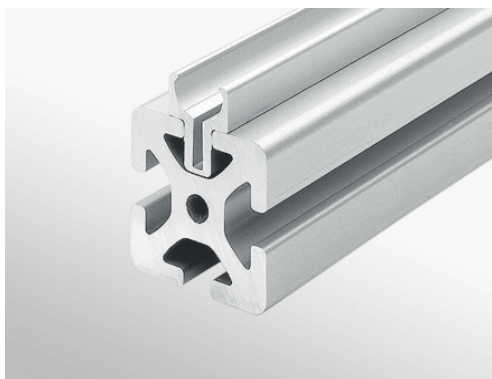


Obr. 13 CAD model (vlevo) a reálná podoba (vpravo) automatického spoje v párové verzi

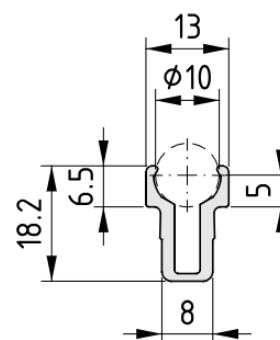
3.3.5 Lineární vedení

Nosné rameno indentoru bylo nutné uložit tak, aby se pohybovalo pouze lineárně ve svislém směru. K tomuto účelu bylo z katalogu firmy item vybráno několik součástí, které společně tvoří lineární vedení. Toto vedení se skládá z profilu 8 čtvercového průřezu o straně 40 mm (rameno indentoru), držáku pojezdové kulatiny, pojezdové kulatiny, vozíku a aretačního členu.

Profil 8 šířky 40 mm je popsán výše. V tomto případě byla použita základní varianta tohoto typu, protože jsou do čel profilu vyřezány závity uchycení indentoru a závěsného oka. Držák kulatiny slouží k připojení kulatiny k profilu. Funguje na principu svěrného spoje. Prakticky je vtlačěn do drážky profilu, tím dochází k jeho pružné deformaci a vyvození síly, která drží pojezdovou kulatinu na místě. Kulatina, kompatibilní s tímto držákem je vyrobená z kalené oceli o průměru 10 mm s tolerancí h6.

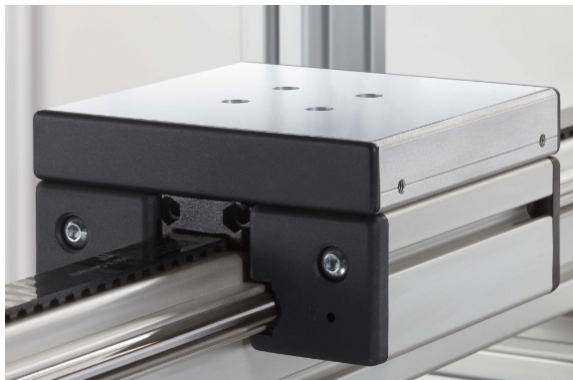


Obr. 14 Držák pojezdové kulatiny

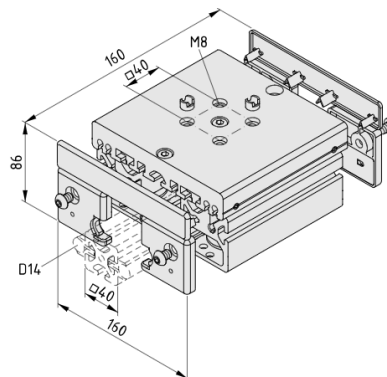


Obr. 15 Rozměry držáku kulatiny

Vozík (obrázek 16) je v tomto případě použit jako stacionární a kotvící součást lineárního členu. Ve vozíku jsou pro styk s pojezdovou kulatinou jsou uvnitř použity 4 kladky. Ty zajišťují hladký a přesný pohyb ramene indentoru. Tato součást je uzpůsobena pro uchycení aretačního členu, který může a nemusí být připojen. Vozík je k rámu ukotven pomocí 4 šroubů M8.



Obr. 16 Vozík lineárního členu

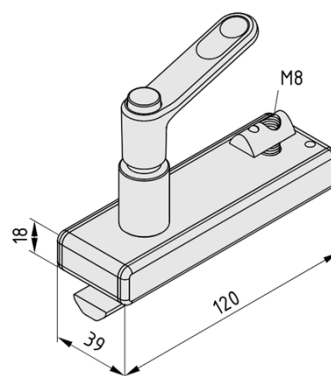


Obr. 17 Rozměry vozíku

Aretní člen (obrázek 18) slouží k zajištění nechtěného pohybu profilu. Dokáže vyvodit dostatečnou sílu tak, aby bezpečně udržel profil zatížený maximálně 1 500 N v nemazaném stavu a 1 000 N v mazaném stavu. V případě použití na tomto navrhovaném zařízení bude nemazaný.



Obr. 18 Aretní člen



Obr. 19 Rozměry aretního členu

3.3.6 Systém zdvihu ramene indentoru

Rameno indentoru (popsáno výše) je pohyblivě uloženo v lineárním vedení. Proto bylo nutné navrhnout co nejsnadnější a zároveň dostatečně přesné ovládání a regulování jeho pohybu. Zvoleným způsobem zdvihu ramena bylo využití ocelového lana vedeného přes kladku, které je za použití ručního navijáku navijeno a odvíjeno dle potřeby. Lano je k rameni uchyceno pomocí nosného oka DIN 580 M10 s nosností 230 kg, které je připojeno k rameni pomocí závitu M10 v čele profilu.

Tažné lano bylo navrženo vzhledem k hmotnosti indentoru. Vybráno bylo šestivláknové lano o průměru 3 mm z vysokouhlíkové oceli, které nabízí vysokou flexibilitu a zároveň také vysokou nosnost. Nosnost tohoto lana je 4,9 kN, což pro tuto aplikaci nabízí dostatečnou bezpečnost. Bezpečnostní kontrola byla provedena podle rovnice 3.4.

$$k_L = \frac{F_{DI}}{G_I} = \frac{4900}{686,7} = 7,14 \quad (3.4)$$

Kde značí:

F_{DI}	nosnost lana
G_I	tíhová síla indentoru
k_L	bezpečnost ocelového lana

Parametry kladky (především průměr) byly voleny tak, aby na straně indentoru lano opouštělo kladku svise a nedocházelo k vyvození jiných sil než ve směru osy ramene indentoru. Vybrána byla kladka od výrobce MTR o průměru 90 mm a šířce 18 mm, vhodná pro ocelová lana do průměru 9 mm. Kladka je opatřena kluzným ložiskem, což je pro tuto aplikaci výhodné vzhledem k jednoduchému uložení osy kladky bez nutnosti použití dalších ložisek. S ohledem na nedostupnost CAD dat od výrobce je znázornění kladky ve výkresové dokumentaci pouze orientační.

Vybraným navijákem byl ruční naviják s automatickou brzdou. Tento typ byl vybrán především kvůli předpokladu ovládání pouze lidskou silou. Klika a buben navijáku jsou spojeny v převodovém poměru 2,46. Nosnost navijáku je 1 860 N. Kontrola únosnosti byla provedena podle rovnice 3.5. Automatická brzda nabízí snadnou ovladatelnost pohybu ramene a zároveň bezpečnostní prvek. Brzda funguje tak, že pokud je lano zatíženo tažnou silou minimálně 100 N a je puštěna klika navijáku, je aktivována a nedovoluje navíjení ani odvíjení lana. Naviják je připojen pomocí tří šroubů M8 a odpovídajících drážkových matic. Znázornění navijáku ve výkresové dokumentaci je pouze orientační vzhledem k nedostupnosti CAD dat od výrobce.

$$k_N = \frac{F_{DN}}{G_I} = \frac{1860}{686,7} = 2,71 \quad (3.5)$$

Kde značí:

F_{DN}	nosnost navijáku
k_N	bezpečnost navijáku



Obr. 20 Ruční naviják



Obr. 21 Kladka s kluzným ložiskem

3.3.7 Systém měření hloubky vtisku

Pro měření hloubky vtisku bylo navrženo použití kontrolního pravítka DIN 874 500 mm třídy přesnosti 2 od výrobce KINEX. Pravítko bylo uchyceno do drážky profilu. Hodnoty hloubky vtisku jsou určeny pomocí rysky pevně uchycené k rameni indentoru. Musela být navržena správná metodika měření s ohledem na nepohyblivost pravítka.

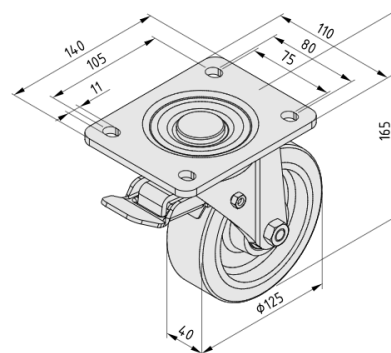
3.3.8 Podlahové prvky

Pro styk rámu s podlahou slouží podlahové prvky, které také nabízí výrobce item. Vzhledem k předpokladu, že zařízení má být nestacionární, byla vybrána pojezdová kolečka, která musí být opatřena brzdou, aby se stalo zařízení při průběhu měření a skladování nepohyblivé. S přihlédnutím k předpokládané hmotnosti celé konstrukce bylo nutné vybrat kola s vysokou únosností. Zatížení kol je kontrolováno v kapitole 3.3.10.

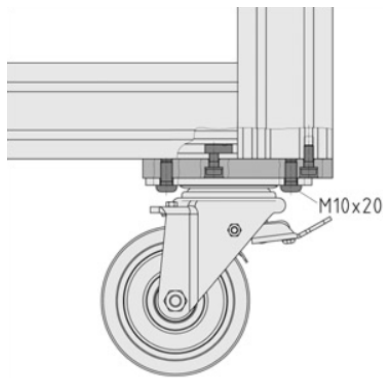
Vybranými prvky byla polyuretanová kola D125 (obrázek 22) s průměrem 125 mm, šířkou 40 mm a únosností 450 kg při optimálních podmínkách (např. rovná podlaha, maximální rychlost pohybu okolo 4 km/h, souměrně rozložená zátěž, atd.). Disponují dvojitou brzdou, díky níž lze omezit otáčení jak kola, tak čepu otáčení. Pro montáž k profilům 8 je nutné použít přípojovací desku (obrázek 24). Kolo je připojeno k desce 4 šrouby M10, ta je následovně připojena 4 šrouby a drážkovými maticemi k profilu, jak je vidět na obrázku 23.



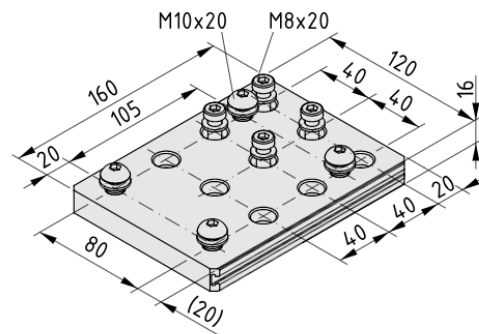
Obr. 22 Kolo D125



Obr. 23 Rozměry kola D125



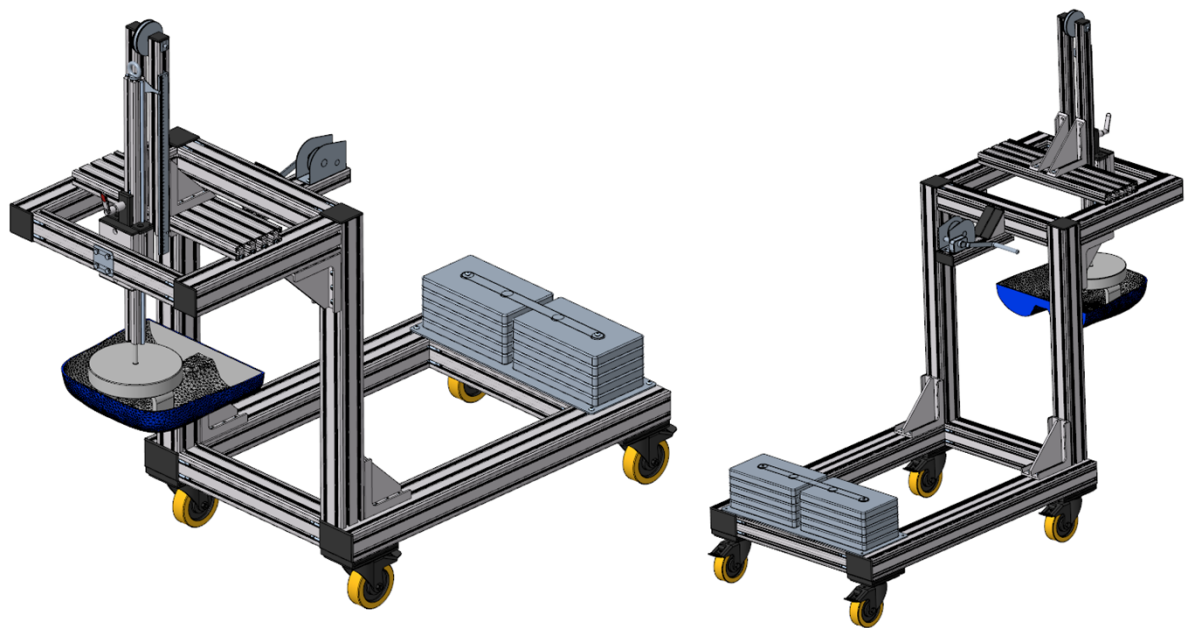
Obr. 24 Připojení kola pomocí desky



Obr. 25 Rozměry připojovací desky

3.3.9 CAD model zařízení

Pro účely návrhu zařízení byl použit CAD software Creo Parametric 10.0. V tomto softwaru byl vytvořen 3D CAD model celého zařízení (obrázek 26) a posléze i výkresová dokumentace (příloha 1). Pro tvorbu modelu byla klíčová CAD data poskytnutá od výrobce item. Pro součásti, které jsou normalizované (šrouby, podložky, matice, atd.) byla CAD data získána z doplňkového softwaru pro Creo Parametric 10.0 AV Standarts. Ostatní součásti byly vymodelovány dle rozměrů poskytovaných výrobcí (naviják, kladka, atd.).



Obr. 26 CAD model zařízení

3.3.10 Silové a momentové zatížení

V této kapitole je provedena silová a momentová analýza konstrukce. Pomocí těchto analýz byla provedena kontrola stability zařízení (odolnost proti převrácení) a kontrola únosnosti vybraných součástí. Analýzy byly vytvořeny pro dva odlišné případy zatížení. V prvním případě byla celá hmotnost indentoru nesena aretačním členem a v druhém případě byla celá hmotnost nesena ocelovým lanem. Předpokladem pro výpočty bylo, že indentor

v nearetovaném stavu není v pohybu. Dále pak, že kola jsou zabrzděná a tím pádem osa rotace pro případné převrácení je uvažována ve styku kol blíže k indentoru s podlahou. V tabulkách 1 a 2 jsou uvedeny hmotnosti jednotlivých dílů použitých v konstrukci a bude s jejich hmotnostmi pracováno ve zpracování analýz. V tabulkách 3 až 5 jsou součásti rozříděny do skupin pro snazší sestavení rovnic rovnováhy.

Tab. 1 Hmotnosti součástí 1

Součást	Délka [m]	Délková hmotnost [kg/m]	Celková hmotnost [kg]
Profil 8 80x40 L	0,5	3,04	1,520
Profil 8 120x80 L	1,1	8,13	8,943
Profil 8 80x80 L	0,85	5,33	4,531
Profil 8 80x80 L	0,5	5,33	2,665
Profil 8 40x40 L	0,54	1,74	0,940
Profil 8 40x40	0,73	2,47	1,803
Profil 8 160x40 L	0,58	5,64	3,271
Pojezdová kulatina	0,73	0,62	0,453
Držák kulatiny	0,73	0,22	0,161
Ocelové lano 3	1,5	0,031	0,047

Tab. 2 Hmotnosti součástí 2

Položka	Hmotnost [kg]	Položka	Hmotnost [kg]
Kolo D125	3,5	Automat. spoj 80	0,082
Deska kola	0,8	Automat. spoj 40	0,06
Krytka 120x80	0,031	Spoj. sada úhelníku 160x160	0,132
Krytka 80x80	0,02	Přímý spoj 8	0,037
Krytka 80x40	0,01	Podložka 13,9x13,9x2	0,002
Krytka 40x40	0,005	Podložka DIN 433 6	0,002
Krytka úhelníku 80x80	0,013	Podložka DIN 433 8	0,002
Úhelník 160x160-80	2,4	Podložka DIN 433 10	0,002
Úhelník 160x160-40	0,48	Podložka DIN 1441 8	0,002
Úhelník 80x80-40	0,27	Drážková matice M8	0,009
Aretační člen	0,385	Drážková matice M6 H	0,016
Vozík LRF	2,19	Drážková matice M8 H	0,016
Naviják	2,2	Matice ČSN 02 1402 M8	0,004
Kladka	0,75	Šroub DIN 931 M8x60-8,8	0,029
Osa kladky	0,073	Šroub ISO 7038 M6x16-10,9	0,008
Závaží rámu	11,092	Šroub ISO 7380 M8x20-10,9	0,01
Držák závaží rámu	7,8	Šroub ISO 7380 M8x18-10,9	0,01
Pás závaží	0,121	Šroub ISO 7380 M8x16-10,9	0,009
Ryska	0,015	Šroub ISO 7380 M10x20-10,9	0,017
Pravitko 500 mm	1	Příruba lin. členu	0,036
Nosné oko M10	0,094	Příruba osy kladky	0,006

Tab. 3 Hmotnosti skupin součástí 1

Hmotnost indentoru s ramenem indentoru a lineárním členem m_{I1}			Hmotnost ramene 1 m_{R1}		
Položka	Počet kusů	Hmotnost [kg]	Položka	Počet kusů	Hmotnost [kg]
Indentor	1	70	Profil 8 120x80x1100 L	2	17,886
Profil 8 40x40x730	1	1,803	Krytka 120x80	4	0,124
Pojezdová kulatina 730 mm	2	1,24	SUMA		18,01
Držák kulatiny 730 mm	2	0,3212	Hmotnost ramene 2 m_{R2}		
Nosné oko M10	1	0,094	Položka	Počet kusů	Hmotnost [kg]
Podložka DIN 433 6	2	0,004	Profil 8 80x80x850 L	2	9,061
Drážková matice M6	2	0,016	Profil 8 80x80x500 L	2	5,33
Šroub ISO 7038 M6x16-10,9	2	0,016	Automat. spoj 80	8	0,656
Ryska	1	0,015	Krytka 80x80	2	0,04
Vozík LRF	1	2,19	Úhelník 160x160-80	4	9,6
Aretační člen	1	0,385	Spoj. sada úhelníku 160x160	16	2,112
Šroub DIN 931 M8x60-8,8	4	0,116	SUMA		26,799
Příruba lin. členu	1	0,036	Hmotnost ramene 3 m_{R3}		
Podložka DIN 1441 8	4	0,008	Položka	Počet kusů	Hmotnost [kg]
Profil 8 80x40x500 l. č.	1	1,501	Profil 8 80x80x500 L	2	5,33
Automat. spoj 40	4	0,24	Krytka 80x80	2	0,04
SUMA		77,985	SUMA		5,37

Tab. 4 Hmotnosti skupin součástí 2

Hmotnost ramene 4 m_{R4}			Hmotnost závaží rámu m_Z		
Položka	Počet kusů	Hmotnost [kg]	Položka	Počet kusů	Hmotnost [kg]
Profil 8 40x40x540 L	2	1,879	Závaží rámu	10	110,92
Profil 8 160x40x580 L	1	3,271	Držák závaží rámu	1	7,8
Přímý spoj 8	8	0,296	Pás závaží	1	0,121
Úhelník 160x160-40	2	0,96	Šroub ISO 7380 M8x20-10,9	14	0,14
Spoj. sada úhelníku 160x160	2	0,264	Podložka DIN 433 8	14	0,028
Drážková matice M8	6	0,054	Drážková matice M8	4	0,036
Podložka DIN 433 8	8	0,016	Drážková matice M8 H	8	0,128
Šroub ISO 7380 M8x20-10,9	6	0,06	Šroub ISO 7380 M10x20-10,9	8	0,136
Osa kladky	1	0,073	Podložka DIN 433 10	8	0,016
Kladka	1	0,75	Deska kola	2	1,6
Matice ČSN 02 1402 M8	2	0,008	Kolo D125	2	7
Podložka DIN 1441 8	2	0,004	Profil 8 80x40x500 L	2	3,04
Pravítko 500	1	1	Automat. spoj 40	8	0,48
SUMA		8,635	SUMA		131,445

Tab. 5 Hmotnosti skupin součástí 3

Hmotnost profilu s navijákem m_N		
Položka	Počet kusů	Hmotnost [kg]
Naviják	1	2,2
Profil 8 80x40x300 L	1	0,912
Úhelník 80x80-40	2	0,54
Podložka 13,9x13,9x2	8	0,016
Šroub ISO 7380 M8x18-10,9	8	0,08
Šroub ISO 7380 M8x20-10,9	3	0,03
Podložka DIN 433 8	3	0,006
Drážková matice M8	11	0,099
Krytka 80x40	1	0,01
Krytka úhelníku 80x80	2	0,013
SUMA		3,906

Z hmotností skupin byly určeny jejich tíhové síly pomocí rovnice 3.6 a jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.

$$G_i = m_i * g \quad (3.6)$$

Kde značí:

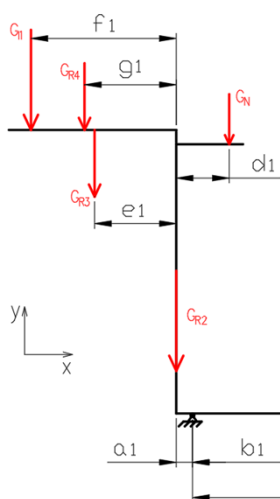
G_i	tíhová síla příslušné skupiny součástí
g	gravitační zrychlení
m_i	hmotnost příslušné skupiny součástí

Tab. 6 Hodnoty tíhových sil 1

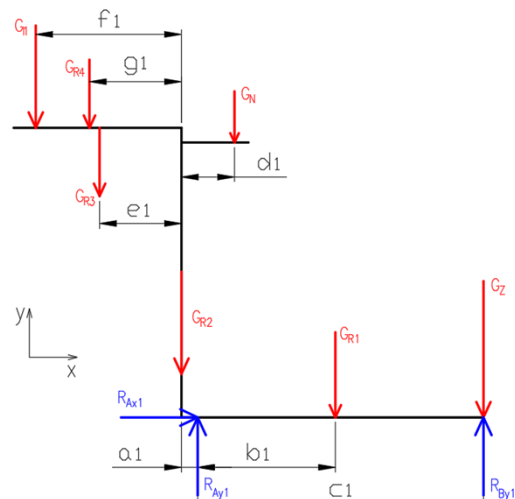
Tíhová síla	Hodnota [N]
G_{I1}	765,22
G_Z	1289,48
G_{R1}	176,68
G_{R2}	262,90
G_{R3}	52,68
G_{R4}	84,71
G_N	38,32

Aretovaný stav

Na obrázku 27 je schematicky znázorněno silové zatížení konstrukce při aretovaném stavu indentoru. V tomto stavu bylo tažné zatížení lana a tím i zatížení kladky a navijáku považováno za nulové, protože celou hmotnost indentoru a jeho ramene nese aretace lineárního vedení. Hmotnost ocelového lana (včetně lanové svorky a očnice) byla zanedbána vzhledem k minimálnímu vlivu. Pro výpočet zatížení kol bylo nutné uvolnit podpory jejich nahrazením reakcemi. Tyto reakce představují síly, které působí na kola a byly vypočteny z rovnic rovnováhy (3.7 ve směru osy x, 3.8 ve směru osy y a 3.9 moment k bodu A) sestavenými ze schématu na obrázku 28.



Obr. 27 Schéma zatížení



Obr. 28 Schéma zatížení po uvolnění

V tabulce 7 jsou uvedeny hodnoty rozměrů použitých ve schématu. Tyto hodnoty byly získány z CAD modelu zařízení jako těžiště jednotlivých skupin.

Tab. 7 Rozměry schématu 1

Rozměr	Hodnota [mm]
a ₁	77,5
b ₁	432
c ₁	867,2
d ₁	175,1
e ₁	210
f ₁	432,3
g ₁	341,6

$$R_{Ax1} = 0 \text{ N} \quad (3.7)$$

$$R_{Ay1} + R_{By1} = G_{I1} + G_{R4} + G_{R3} + G_N + G_{R2} + G_{R1} + G_Z \quad (3.8)$$

$$G_{I1} * (f_1 + a_1) + G_{R4} * (g_1 + a_1) + G_{R3} * (e_1 + a_1) + G_{R2} * a_1 + R_{By1} * c_1 - a_1 - G_{R1} * b_1 - G_Z * c_1 = 0 \quad (3.9)$$

- Kde značí:
- G_{I1} tíhová síla indentoru v aretovaném stavu
 - G_N tíhová síla profilu s navijákem
 - $G_{R1, \dots, 4}$ tíhová síla ramene 1, ..., 4
 - G_Z tíhová síla závaží rámu
 - R_{Ax1} reakce v bodě A ve směru osy x v aretovaném stavu
 - R_{Ay1} reakce v bodě A ve směru osy y v aretovaném stavu
 - R_{By1} reakce v bodě B ve směru osy y v aretovaném stavu
 - a_1, b_1, \dots, g_1 rozměry schématu v aretovaném stavu

Z rovnice 3.9 bylo možné vyjádřit reakci R_{By1} rovnicí 3.10.

$$R_{By1} = \frac{G_N * (d_1 - a_1) + G_{R1} * b_1 + G_Z * c_1 - G_{I1} * (f_1 + a_1) - G_{R4} * (g_1 + a_1) - G_{R3} * (e_1 + a_1) - G_{R2} * a_1}{c_1}$$

$$= 850 \text{ N}$$

(3.10)

Poté byla z rovnice 3.8 vyjádřena reakce R_{Ay1} rovnicí 3.11 s již známou hodnotou reakce R_{By1} .

$$R_{Ay1} = G_{I1} + G_{R4} + G_{R3} + G_N + G_{R2} + G_{R1} + G_Z - R_{By1} = 1\,820 \text{ N} \quad (3.11)$$

Jelikož reakce R_{By1} nabývá kladné hodnoty, bylo zřejmé, že hmotnost závaží je dostatečná na udržení konstrukce ve stabilní poloze. Z vypočtených reakcí lze určit jaké maximální momentové zatížení je možné na rám vyvodit, než se konstrukce převrátí. Tento moment je vyjádřen rovnicí 3.12.

$$M_{P1} = R_{By1} * c_1 = 737,1 \text{ Nm} \quad (3.12)$$

Kde značí: M_{P1} maximální momentové zatížení před převrácením zařízení v aretovaném stavu

Nearetovaný stav

V tomto stavu je celá hmotnost indentoru a jeho ramene nesena ocelovým lanem. Vzhledem k tomu, že indentor již není aretován, bylo nutné rozdělit skupinu součástí I1 (indentor s nosným ramenem a lineárním členem) na 2 skupiny. Hmotnosti těchto skupin a jejich složení je uvedeno v tabulce 8. Ostatní skupiny součástí zůstaly stejné jako v aretovaném stavu. Opět zde platil předpoklad zanedbání hmotnosti ocelového lana.

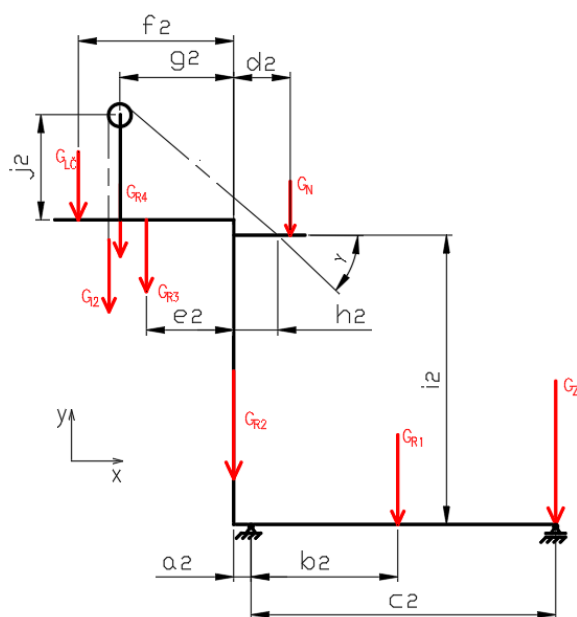
Tab. 8 Hmotnosti upravených skupin součástí

Hmotnost lineárního členu m_{1c}			Hmotnost indentoru s ramenem indentoru m_{12}		
Položka	Počet kusů	Hmotnost [kg]	Položka	Počet kusů	Hmotnost [kg]
Vozík LRF	1	2,19	Indentor	1	70
Aretační člen	1	0,385	Profil 8 40x40x730	1	1,803
Šroub DIN 931 M8x60-8,8	4	0,116	Pojezdová kulatina 730 mm	2	0,96
Příruba lin. členu	1	0,036	Držák kulatiny 730 mm	2	0,3212
Podložka DIN 1441 8	4	0,008	Nosné oko M10	1	0,094
Profil 8 80x40x500 L	1	1,520	Podložka DIN 433 6	2	0,004
Automat. spoj 40	4	0,24	Drážková matice M6	2	0,016
SUMA		4,495	Šroub ISO 7038 M6x16-10,9	2	0,016
			Ryska	1	0,015
			SUMA		73,229

Hodnoty tíhových sil byly určeny rovnicí 3.6. Všechny hodnoty tíhových sil použitých ve schématech pro nearetovaný stav jsou uvedeny v tabulce 9.

Tab. 9 Hodnoty tíhových sil 2

Tíhová síla	Hodnota [N]
G_{I2}	718,38
$G_{LČ}$	44,1
G_Z	1289,48
G_{R1}	176,68
G_{R2}	262,90
G_{R3}	52,68
G_{R4}	84,71
G_N	38,32



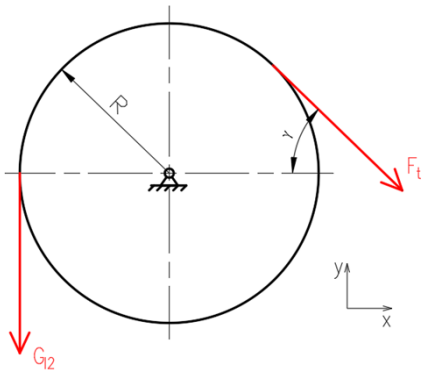
Obr. 29 Schéma zatížení v nearetovaném stavu

V tabulce 10 jsou uvedeny hodnoty rozměrů použitých ve schématu. Tyto hodnoty byly získány z CAD modelu zařízení jako těžiště jednotlivých skupin. Úhel sklonu lana γ byl stanoven také CAD modelem a nabývá hodnoty $46,2^\circ$.

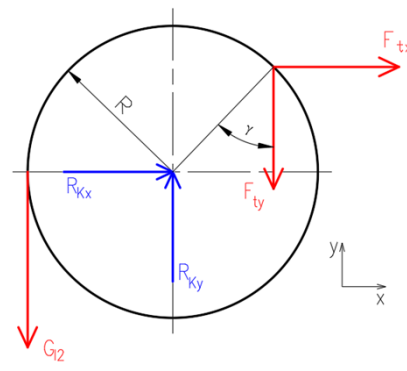
Tab. 10 Rozměry schématu 2

Rozměr	Hodnota [mm]
a_2	77,5
b_2	432
c_2	867,2
d_2	175,1
e_2	210
f_2	468
g_2	341,6
h_2	210
i_2	525,25
j_2	485

V tomto případě bylo nutné uvolnit nejdříve kladku a stanovit, jakými silami působí kladka zatížená lanem na rám. Na obrázku 30 je znázorněna kladka, na kterou působí tíha indentoru a tažná síla v laně. Tažná síla v laně je dle 3. Newtonova zákona rovna tíhové síle indentoru tak, aby bylo lano v rovnováze (rovnice 3.13). Rotační podpora představuje osu kladky. Kladka byla následně uvolněna nahrazením podpory reakcemi a tažná síla F_T rozložena do složek ve směru souřadnicových os x a y dle rovnic 3.14 a 3.15. Na obrázku 31 je zobrazena kladka po uvolnění. Následně byly sestaveny rovnice rovnováhy (3.16 ve směru osy x a 3.17 ve směru osy y) a pomocí nich určeny reakce. Hodnota průměru R je výrobcem dána na 87 mm.



Obr. 30 Náčrtek kladky



Obr. 31 Náčrtek kladky po uvolnění

$$G_{I2} = F_T = 781,38 \text{ N} \quad (3.13)$$

$$F_{Tx} = F_T * \cos\gamma = 540,8 \text{ N} \quad (3.14)$$

$$F_{Ty} = F_T * \sin\gamma = 564 \text{ N} \quad (3.15)$$

$$R_{Kx} + F_{Tx} = 0 \quad (3.16)$$

$$R_{Ky} - G_{I2} - F_{Ty} = 0 \quad (3.17)$$

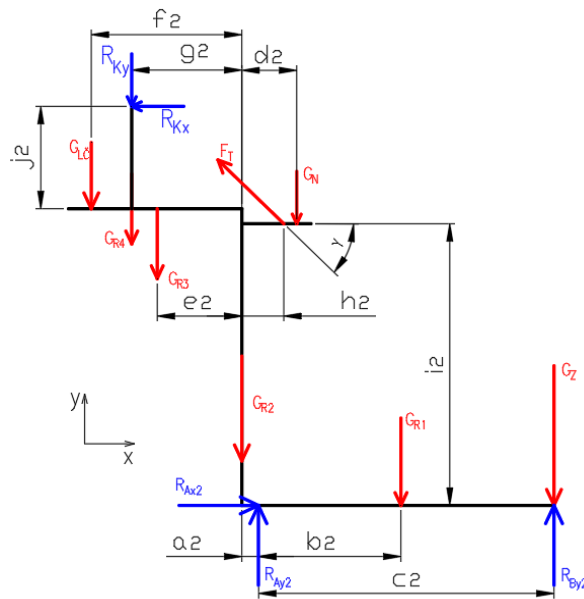
Kde značí:	G_{I2}	tíhová síla indentoru v nearetovaném stavu
	F_T	tažná síla v laně
	F_{Tx}	tažná síla v laně ve směru osy x
	F_{Ty}	tažná síla v laně ve směru osy y
	R_{Kx}	reakce kladky ve směru osy x
	R_{Ky}	reakce kladky ve směru osy y

Z rovnice 3.16 byla vyjádřena hodnota reakce R_{Kx} dle rovnice 3.18. Z rovnice 3.17 byla vyjádřena hodnota reakce R_{Ky} dle rovnice 3.19.

$$\mathbf{R_{Kx} = -F_{Tx} = -540,8 \text{ N}} \quad (3.18)$$

$$\mathbf{R_{Ky} = G_{I2} + F_{Ty} = 1\,345,38 \text{ N}} \quad (3.19)$$

Uvolnění rámu proběhlo obdobně jako v aretovaném stavu nahrazením podpor reakcemi R_{Ax2} , R_{Ay2} a R_{By2} a nahrazením kladky reakcemi R_{Kx} a R_{Ky} , které jsou vzhledem k 3. Newtonovu zákonu opačného smyslu.



Obr. 32 Schéma zatížení po uvolnění (nearetovaný stav)

Protože se oproti aretovanému stavu změnilo pouze velikost a rozložení zatížení a nebylo žádné zatížení přidáno nebo odebráno, pak musí reakce R_{Ax2} , R_{Ay2} a R_{By2} nabývat stejných hodnot jako reakce R_{Ax1} , R_{Ay1} a R_{By1} v aretovaném stavu (rovnice 3.20 až 3.22). Stejně hodnoty musí nabývat i maximální moment působící na rám, než se zařízení převrátí (rovnice 3.23).

$$R_{Ax2} = R_{Ax1} = 0 \text{ N} \quad (3.20)$$

$$R_{Ay2} = R_{Ay1} = 1\,820 \text{ N} \quad (3.21)$$

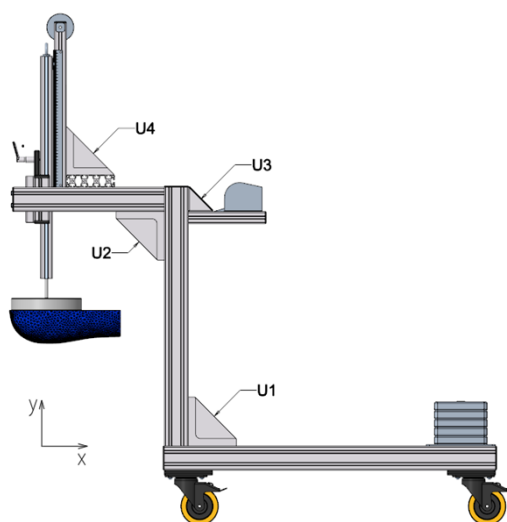
$$R_{By2} = R_{By1} = 850 \text{ N} \quad (3.22)$$

$$M_{P1} = M_{P2} = 737,1 \text{ Nm} \quad (3.23)$$

Kde značí:	M_{P2}	maximální momentové zatížení před převrácením zařízení v nearetovaném stavu
	R_{Ax2}	reakce v bodě A ve směru osy x v nearetovaném stavu
	R_{Ay2}	reakce v bodě A ve směru osy y v nearetovaném stavu
	R_{By2}	reakce v bodě B ve směru osy y v nearetovaném stavu

Kontrola únosnosti

Jak již bylo zmíněno výše, bylo nutné zkontrolovat únosnost vybraných součástí. Vybranými součástmi byly úhelníky, které spojují hliníkové profily rámu. Hodnoty dovolených sil a momentů jsou uvedeny v kapitole 3.3.4. Všechny úhelníky byly kontrolovány pouze dovoleným momentem, jelikož síly působící na rám se zdaleka neblíží k dovolené silové zátěži 8 000 N. Součásti jsou označeny a zobrazeny na obrázku 33.



Obr. 33 Označení a umístění úhelníků

Jelikož zatížení úhelníků U1 a U2 je stejné v aretovaném i nearetovaném stavu, byla únosnost kontrolována pouze v aretovaném stavu. Momenty působící na úhelníky U1 a U2 jsou uvedeny v rovnicích 3.24 a 3.25. Následně byla stanovena i bezpečnost těchto spojů v rovnicích 3.26 a 3.27.

$$\mathbf{M_{U1}} = G_{I1} * f_1 + G_{R4} * g_1 + G_{R3} * e_1 - G_N * d_1 = \mathbf{364,1 Nm} \quad (3.24)$$

$$\mathbf{M_{U1}} = G_{I1} * f_1 + G_{R4} * g_1 + G_{R3} * e_1 = \mathbf{370,8 Nm} \quad (3.25)$$

$$\mathbf{k_{U1}} = \frac{2 * M_{DU1}}{M_{U1}} = \mathbf{6,59} \quad (3.26)$$

$$\mathbf{k_{U2}} = \frac{2 * M_{DU2}}{M_{U1}} = \mathbf{6,47} \quad (3.27)$$

Kde značí:	M_{DU1}	dovolené momentové zatížení úhelníku 1
	M_{DU2}	dovolené momentové zatížení úhelníku 2
	M_{U1}	momentové zatížení úhelníku 1
	M_{U2}	momentové zatížení úhelníku 2
	k_{U1}	bezpečnost úhelníku 1
	k_{U2}	bezpečnost úhelníku 2

Úhelníky U3 a U4 jsou zřetelně zatíženy pouze v nearetovaném stavu a také byly v tomto stavu kontrolovány. Zatěžující momenty jsou uvedeny v rovnicích 3.28 a 3.29. Bezpečnost těchto spojů byla stanovena rovnicemi 3.30 a 3.31.

$$\mathbf{M_{U3}} = F_{Ty} * h_2 - G_N * d_2 = \mathbf{111,7 Nm} \quad (3.28)$$

$$\mathbf{M_{U4}} = |R_{Kx}| * j_2 = \mathbf{262,3 Nm} \quad (3.29)$$

$$\mathbf{k_{U3}} = \frac{2 * M_{DU3}}{M_{U3}} = \mathbf{2,69} \quad (3.30)$$

$$\mathbf{k_{U4}} = \frac{2 * M_{DU4}}{M_{U4}} = \mathbf{3,05} \quad (3.31)$$

Kde značí:	M_{DU3}	dovolené momentové zatížení úhelníku 3
	M_{DU4}	dovolené momentové zatížení úhelníku 4
	M_{U3}	momentové zatížení úhelníku 3
	M_{U4}	momentové zatížení úhelníku 4
	j_2	rozměr schématu v nearetovaném stavu
	k_{U3}	bezpečnost úhelníku 3
	k_{U4}	bezpečnost úhelníku 4
	h_2	rozměr schématu v nearetovaném stavu

Z hodnot bezpečnosti je zřejmé, že všechny úhelníky nejen že mají dostatečnou únosnost, ale snesou i větší zatížení (např. nadměrné zatížení chybným užíváním, apod.)

3.4 Metodika měření

Metodika měření byla navržena pro získání jednotného postupu měření. Metodika se pravděpodobně bude měnit po provedení zkušebních měření a podnětů obsluhy. V tomto případě je účelem měření získat hodnoty vtláčení indentoru do sedacího nábytku pouze v časovém úseku, který je nezbytný pro odečtení hodnot. Jak již bylo popsáno v kapitole 2.3.1, s časem působení zátěže na sedací nábytek se zvětšuje hloubka vtláčení indentoru.

Prvním krokem tvorby metodiky bylo vytvořit soubor pravidel, která zajistí bezpečné a efektivní použití zařízení:

- Zařízení musí vždy obsluhovat 2 proškolení pracovníci (školením se rozumí prostudování metodiky měření a manuálu navigáku uvedených v příloze 2).
- Pokud zařízení není používáno, musí být minimálně 3 kola zabrzděna a rameno indentoru aretováno pomocí aretačního členu lineárního vedení.
- Pokud zařízení není používáno, indentor musí být vytažen do výškové maximální polohy.
- Při manipulaci se zařízením musí být rameno indentoru aretováno pomocí aretačního členu lineárního vedení.
- Před použitím je nutné zkontrolovat, zda je zařízení kompletní a není poškozené.
- Zařízení se smí používat pouze na tvrdých a rovných površích (hladký beton, atd.).
- Zařízení je určeno pouze pro interiérové prostory.
- Je zakázáno odstranit závaží rámu nebo přidat závaží na indentor bez předchozí kontroly stability a únosnosti použitých součástí.
- Je zakázáno indentor spouštět na předměty, které by ho mohly poškodit (ostré předměty, povrchově hrubé nebo tvrdé předměty, atd.).
- Je zakázáno sedat nebo stoupat na jakoukoliv část zařízení.
- Je zakázáno se pohybovat pod indentorem.

Druhým krokem tvorby metodiky bylo navrhnout postup měření tak, aby měření probíhalo vždy stejně a bylo tak docíleno možnosti porovnání výsledků a oba pracovníci měli určené úkoly a nemohli své úkony zaměnit. V postupu měření je obsluha rozdělena na pracovníka 1 (dále jenom P1) a pracovníka 2 (dále jenom P2). Pokud pro daný úkon není

stanoven P1 nebo P2, je úkon vykonáván oběma společně. Navržený postup pro oba proškolené pracovníky je následující:

- 1) Zařízení je ustaveno tak, aby indentor byl posléze vtlačěn do místa sedacího nábytku určeného pro měření.
- 2) Minimálně 3 kola jsou zabrzděna a je ověřeno, zda se zařízení nepohybuje.
- 3) P1 povoluje aretační člen, zatímco P2 obsluhou navijáku kontroluje, aby se indentor nepohyboval.
- 4) P2 spouští indentor, dokud P1 nezahlásí dotyk indentoru s povrchem sedacího nábytku.
- 5) P1 aretuje rameno indentoru pomocí aretačního členu.
- 6) P1 odečítá hodnotu z pravítka a zapisuje do tabulky.
- 7) P1 povoluje aretaci ramene indentoru.
- 8) P2 spouští rameno dokud se indentor nepřestane vizuálně propadat.
- 9) P1 aretuje rameno indentoru pomocí aretačního členu.
- 10) P1 odečítá hodnotu z pravítka a zapisuje ji do tabulky.
- 11) P1 povoluje aretaci ramene indentoru.
- 12) P2 vytahuje indentor tak, aby se nedotýkal povrchu sedacího nábytku.
- 13) Kroky 4 až 12 se opakují celkem 5 krát, po posledním opakování vytahuje P2 indentor do maximální polohy.
- 14) P1 aretuje rameno indentoru pomocí aretačního členu.
- 15) Kola jsou odbrzděna a zařízení je připraveno k přemístění na další pracoviště nebo odstaveno na určené místo.

3.5 Ekonomické zhodnocení

Ekonomické zhodnocení bylo provedeno na základě cenové nabídky výrobce item, Modelárny LIAZ spol. s.r.o., internetových e-shopů, atd. Nabídnutá částka za výrobu tvarovky včetně nosné konstrukce indentoru výrobcem Modelárna LIAZ spol. s.r.o. byla **188 250 Kč**.

Výrobce item neposkytuje katalogové ceny, a proto byla provedena cenová nabídka tzv. „na míru“. V tabulce 11 jsou uvedeny pouze vybrané části celé nabídky. Kompletní nabídka je uvedena v příloze 3. Výsledná cenová nabídka byla vyčíslena na 69 802,83 Kč bez DPH. Po připočtení daně 21 % je výsledná částka **84 461,42 Kč**.

Tab. 11 Vybrané položky cenové nabídky výrobce item

Položka	Množství	Cena za jednotku	Celková cena
Profil 8 160x40 L	0,58 m	2 135,00 Kč	1 238,30 Kč
Profil 8 120x80 L	2,2 m	2 929,00 Kč	6 443,80 Kč
Profil 8 80x80 L	3,7 m	1 524,00 Kč	5 638,80 Kč
Profil 8 40x40 L	1,08 m	444,00 Kč	479,52 Kč
Profil 8 40x40	0,73 m	713,00 Kč	520,49 Kč
Kolo D125	4 ks	4 171,00 Kč	16 684,00 Kč
Připojovací deska	4 ks	1 003,00 Kč	4 012,00 Kč
Vozík LRF	1 ks	6 055,00 Kč	6 055,00 Kč
Úhelník 160x160-80	4 ks	2 429,00 Kč	9 716,00 Kč
Spojovací sada úhelníků 160x160	18 ks	182,00 Kč	3 276,00 Kč
Přímý spoj 8	8 ks	271,00 Kč	2 168,00 Kč
Automat. spoj 8 80	8 ks	194,00 Kč	1 552,00 Kč
Automat. spoj 8 40	12 ks	167,00 Kč	2 004,00 Kč

V tabulce 12 jsou uvedeny ceny součástí, které jsou dostupné z e-shopů a katalogů bez DPH. Po připočtení daně 21 % je výsledná částka za tyto součásti **4 038,08 Kč**.

Tab. 12 Cenová nabídka nakupovaných součástí

Položka	Množství	Cena za jednotku	Celková cena
Kladka	1 ks	105,55 Kč	105,55 Kč
Naviják	1 ks	2 313,00 Kč	2 313,00 Kč
Ocelové lano (i se svorkou a očnicí)	1,5 m	6,56 Kč	9,84 Kč
Nosné oko DIN 580 M10	1 ks	24,26 Kč	24,26 Kč
Matice DIN 934 M8	2 ks	0,64 Kč	1,28 Kč
Šroub DIN 931 M8x60-8,8	4 ks	4,20 Kč	16,80 Kč
Šroub ISO 7038 M6x16-10,9	2 ks	1,15 Kč	2,30 Kč
Distanční kroužek	2 ks	1,26 Kč	2,52 Kč
Pravítko DIN 874	1 ks	825,00 Kč	825,00 Kč
Podložka DIN 433 8	35 ks	0,45 Kč	15,75 Kč
Podložka DIN 433 10	16 ks	0,69 Kč	11,04 Kč
Podložka DIN 1441 9	6 ks	1,38 Kč	8,28 Kč
Podložka DIN 433 6	4 ks	0,41 Kč	1,64 Kč
SUMA			3 337,26 Kč

Součásti vyráběné na zakázku byly naceněny pomocí interních tabulek výrobce jednoúčelových strojů, který nechtěl být v této práci jmenován. Ceny jsou uvedeny v tabulce 13. Celková cena vyráběných součástí bez DPH je 5 215,02 Kč. Po započtení daně je celková cena těchto součástí **6 310,17 Kč**.

Tab. 13 Cenová nabídka vyráběných dílů

Položka	Počet kusů	Cena za kus	Celková cena
Závaží	10	468,83 Kč	4 688,30 Kč
Držák závaží	1	367,30 Kč	367,30 Kč
Pás závaží	1	28,26 Kč	28,26 Kč
Příruba lin. členu	2	11,46 Kč	22,92 Kč
Příruba osy kladky	2	6,54 Kč	13,08 Kč
Osa kladky	1	58,65 Kč	58,65 Kč
Ryska	1	36,51 Kč	36,51 Kč
SUMA			5 215,02 Kč

Po sečtení všech cenových nabídek, dosahuje výsledná cena zařízení **283 059,67 Kč** včetně DPH.

4 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout zařízení na měření tuhosti sedacího nábytku a metodiku měření. Oba tyto cíle byly splněny. Řešením práce nebyla výroba zařízení, tu si zadavatel obstará sám. Zařízení funguje na principu vtlačování indentoru určitou silou do měřeného kusu nábytku a je odečítána hodnota hloubky vtlačení. Indentorem byla zvolena tvarovka lidských hýždí pro maximální přiblížení reálnému zatížení nábytku. Zařízení bylo navrženo jako rámová konstrukce z hliníkových profilů, příslušenství výrobce item, normalizovaných součástí a součástí vyráběných na zakázku dle výkresové dokumentace. Následně byla ověřena stabilita zařízení a únosnost jeho součástí. V posledním kroku byl splněn cíl návrhu metodiky. V rámci metodiky byl navržen soubor pravidel pro užití zařízení a podrobný postup měření.

Výsledná podoba zařízení o hmotnosti přibližně 272 kg byla ekonomicky zhodnocena a jeho cena dosahuje 283 059,76 Kč včetně DPH.

Použitá literatura

- [1] HES, Luboš a Petr SLUKA. *Úvod do komfortu textilií*. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita, 2005. ISBN 978-80-7083-926-3.
- [2] MARTONKA, Rudolf. *Měření vlastností automobilových sedaček a jejich inovace* [online]. Liberec, 2009. Disertační práce. Technická Univerzita v Liberci. Dostupné z: <https://dspace.tul.cz/handle/15240/268>
- [3] PELCL, Martin. *Hodnocení senzorického komfortu oděvních materiálů pro noční prádlo* [online]. Liberec, nedatováno. Bakalářská práce. Technická Univerzita v Liberci. Dostupné z: <https://dspace.tul.cz/handle/15240/12431>
- [4] BĚHÁLEK, Luboš, Pavel BRDLÍK, Martin BORŮVKA a Irena LENFELDOVÁ. *Úvod do technologií zpracování plastů*. B.m.: Technická univerzita v Liberci, 2019. ISBN 80-7494-460-3.
- [5] GAMA, Nuno V, Artur FERREIRA a Ana BARROS-TIMMONS. Polyurethane foams: Past, present, and future. *Materials*. 2018, **11**(10), 1841. ISSN 1996-1944.
- [6] *Sedací soupravy – vybíráme potahový materiál a výplně* [online]. 18. leden 2015. Dostupné z: <https://obyvaci-pokoj.bydleniprokazdeho.cz/nabytek-sedaci/sedaci-soupravy-vybirame-potahovy-material-a-vyplne.php>
- [7] *PUR pěna* [online]. B.m.: expedo.cz. Dostupné z: <https://www.expedo.cz/slovník-pojmu/pur-pena-28/>
- [8] *HR pěna* [online]. B.m.: expedo.cz. Dostupné z: <https://www.expedo.cz/slovník-pojmu/hr-pena-29/>
- [9] *VISCO pěna* [online]. B.m.: expedo.cz. Dostupné z: <https://www.expedo.cz/slovník-pojmu/visco-pena-30/>
- [10] YANG, Wenqing, Qingyin DONG, Shili LIU, Henghua XIE, Lili LIU a Jinhui LI. Recycling and disposal methods for polyurethane foam wastes. *Procedia Environmental Sciences*. 2012, **16**, 167–175. ISSN 1878-0296.
- [11] PTÁČEK, Luděk. *Nauka o materiálu I*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, sro, 2003. 8072042831. B.m.: ISBN 80-7204–283-1. nedatováno.
- [12] CIRKL, David. *Mechanické vlastnosti polyuretanové pěny* [online]. 2005. Dostupné z: <https://dspace.tul.cz/handle/15240/38787>
- [13] BABORÁK, Martin. *Optimalizace testování automobilových sedaček z hlediska korelace s reálným provozem*. [online]. Liberec, 2015. Diplomová práce. Technická Univerzita v Liberci. Dostupné z: <https://dspace.tul.cz/handle/15240/25594>
- [14] KLÁR, Jan. *Komfort automobilových sedaček* [online]. Liberec, 2011. Diplomová práce. Technická Univerzita v Liberci. Dostupné z: <https://dspace.tul.cz/handle/15240/11200>
- [15] ŠMELHAUS, Jan. *Fyziologický komfort automobilových sedaček* [online]. Liberec, 2011. Bakalářská práce. Technická Univerzita v Liberci. Dostupné z: <https://dspace.tul.cz/handle/15240/9971>

- [16] *Katalog výrobce item* [online]. Katalog. 28. duben 2024. Dostupné z: <https://cz.item24.com/index.php?eID=dumpFile&t=f&f=1394&token=2e20f6a029ad6785b86d55ca5d4bae38026b>
- [17] *E-shop výrobce item* [online]. e-shop. 28. duben 2024. Dostupné z: <https://cz-product.item24.com/cs/>

Seznam příloh

- Příloha 1 Výkresová dokumentace
- Příloha 2 Manuál navijáku
- Příloha 3 Cenová nabídka výrobce item