

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh testovací stolice pro optimalizaci sacího bodu oleje spalovacích motorů

Autor: **Bc. Karel Nekut**

Vedoucí práce: **Ing. Michal Křížek, Ph.D.**

Akademický rok 2018/2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Karel NEKUT**

Osobní číslo: **S17N0032P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**

Název tématu: **Návrh testovací stolice pro optimalizaci sacího bodu oleje spalovacích motorů**

Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Navrhněte testovací stolicí spalovacího motoru pro optimalizaci sacího bodu oleje spalovacích motorů. Zařízení musí umožnit naklápění testované sestavy kolem dvou os. Úkolem naklápění je simulace dynamických účinků při pohybu vozidla. Součástí práce bude návrh rámu, pohonů naklápění, pohonu klikového hřídele a spojení testované sestavy motoru s testovací stolicí. Vypracujte výkresovou dokumentaci sestavy a výrobní výkresy důležitých konstrukčních uzlů. Konstrukční návrh hlavních uzlů zařízení ověřte pevnostními výpočty.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Analýza zadání, specifikace požadavků, stav techniky
2. Návrh variant řešení, hodnocení variant, výběr finální varianty
3. Návrhové výpočty a konstrukční návrh zvolené varianty
4. Výkresová dokumentace a kalkulace nákladů
5. Závěr a hodnocení cílů diplomové práce

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

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


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

STANĚK, J., NĚMEC, J. Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací. Plzeň: ZČU, 2005

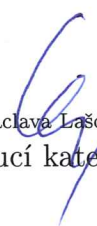
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Křížek, Ph.D.**
Regionální technologický institut
Konzultant diplomové práce: **Ing. Petr Spal, Ph.D.**
MBtech Bohemia s.r.o., Plzeň

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2018**
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2019**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




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

V Plzni dne 16. října 2018

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Tímto odstavcem bych chtěl poděkovat Ing. Petru Spalovi PhD. a Ing. Michalu Křížkovi PhD. za vedení a konzultace mé diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Nekut	Jméno Karel	
STUDIJNÍ OBOR	N2301T001 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Křížek, Ph.D.	Jméno Michal	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh testovací stolice pro optimalizaci sacího bodu oleje spalovacích motorů		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	88	TEXTOVÁ ČÁST	70	GRAFICKÁ ČÁST	18
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Práce se zabývá návrhem testovací stolice, která dokáže simulovat přelévání olejové náplně v motoru pohybujícího se vozidla dle daného testovacího cyklu. Konkrétně je zde řešena konstrukce testovací stolice, návrh pohonů a tvorba testovacího cyklu.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>testovací stolice, náklonová analýza, sací bod, olejová vana, sací trubice, mazací soustava, testování motorů</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Nekut	Name Karel	
FIELD OF STUDY	N2301T001 „Transport vehicles and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Křížek, Ph.D.	Name Michal	
INSTITUTION	ZČU - FST - RTI		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of the mechanism for the oil suction point place optimization during oil pan testing		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	88	TEXT PART	70	GRAPHICAL PART	18
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis deals with the design of a test bench that can simulate the oil filling in the engine of a moving vehicle according to the test cycle. Specifically, the design of the test bench, the design of the drives and the creation of the test cycle are solved.
KEY WORDS	test bench, tilt analysis, suction point, oil pan, suction tube, lubrication system, engine testing

Obsah

Úvod.....	8
Cíl diplomové práce.....	9
Kontext práce.....	10
1. Teoretická část práce.....	11
1.1 Představení společnosti MBtech Bohemia s.r.o.....	11
1.2 Teorie mazací soustavy spalovacího motoru z pohledu problematiky sacího bodu	12
1.3 Olejová vana spalovacích motorů.....	14
1.4 Faktory ovlivňující přelévání oleje v olejové vaně.....	16
1.4.1 Statické faktory.....	16
1.4.2 Dynamické faktory.....	17
1.4.3 Ostatní faktory.....	17
1.5 Určení sacího bodu – testování olejových van.....	17
1.5.1 Statická náklonová analýza v CAD – prvotní určení sacího bodu.....	18
1.5.2 Experiment na testovací stoličce.....	19
1.5.3 Stav techniky – Testovací stolice olejových van.....	20
1.5.4 Testování prototypu z hlediska funkčnosti mazací soustavy.....	22
1.6 Příklady automobilů se špatně navrženou mazací soustavou.....	23
2. Specifikace požadavků.....	25
3. Návrh variant řešení.....	26
3.1 Varianta 1.....	26
3.2 Varianta 2.....	27
3.3 Kritéria bodového výběru.....	28
3.4 Výběr finální varianty koncepce.....	29
3.5 Výběr druhu pohonů naklápění.....	30
3.6 Varianta A – Souosý motor a převodovka.....	30
3.7 Varianta B – Motor umístěný kolmo k ose výstupu a převodovka v ose výstupu.....	31
3.8 Výběr varianty pohonu.....	32
4. Výpočty.....	33
4.1 Výpočet potřebného výkonu pro pohon testované sestavy.....	33
4.2 Vliv setrvačných účinků na statický náklon oleje ve vaně.....	34
4.3 Návrhový výpočet potřebného točivého momentu pohonů naklápění.....	38
4.4 Volba a výpočet parametrů pohonu naklápění sekundární části.....	41
4.5 Volba a výpočet parametrů pohonu naklápění primární části.....	41

4.6 Návrh a výpočet testovacího cyklu	45
5. Detailní návrh testovací stoličky	50
5.1 CAD zobrazení testovací stoličky	51
5.2 Shrnutí vybraných parametrů zařízení	53
5.3 Základní rám	54
5.4 Primární část	54
5.5 Sekundární část	56
5.6 Testovaná sestava – úprava testovaných motorů	57
5.7 Olejový okruh	58
5.8 Montáž a postup testování	59
5.9 Změna polohy sacího bodu	61
5.10 Pracoviště a bezpečnost	62
6. Ověřovací výpočty	63
6.1 MKP Statický výpočet rámu primární části	63
6.2 MKP Statický výpočet rámu primární části – Optimalizace	65
6.3 MKP Statický výpočet základního rámu	69
6.4 MKP Statický výpočet základního rámu – Optimalizace	71
7. Kalkulace nákladů	74
8. Výkresová dokumentace	76
9. Závěr	77
9.1 Výhledy do budoucna	78
Použité zdroje	79
Seznam příloh	81

Přehled použitých zkratek a symbolů

	Veličina	Zkratka	Jednotka
Základní	Délka	y	[mm] [m]
	Hmotnost	m	[kg]
	Čas	t	[s] [min.]
	Teplota	T	[°C]
Dynamika	Úhlová dráha	φ	[°] [rad]
	Úhlová rychlost	ω	[°/s] [rad/s]
	Úhlové zrychlení	α	[°/s ²] [rad/s ²]
	Úhel natočení hladiny	β	[°]
	Poloměr oblouku	r	[mm] [m]
	Rychlost	v	[m/s]
	Zrychlení	a	[m/s ²]
	Zrychlení v tečném směru	a _t	[m/s ²]
	Zrychlení v normálovém směru	a _n	[m/s ²]
	Setrvačná síla v tečném směru	D _t	[N]
	Setrvačná síla v normálovém směru	D _n	[N]
	Gravitační síla	G	[N]
	Výsledný vektor sil	V	[N]
Návrh pohonů	Otáčky	n	[1/s] [1/min.]
	Výkon	P	[kW] [W]
	Točivý moment	M _k	[Nm]
	Účinnost	η	[-]
	Převodový poměr	i	[-]
Pevnostní výpočty	Deformace	y	[mm]
	Napětí	σ	[MPa]
	Dovolené napětí	σ_D	[MPa]
	Dovolená deformace	y _D	[mm]

Úvod

V dnešním dynamickém světě automobilového průmyslu je důležité včas nabízet produkty, které si zákazníci žádají a vyplnit každou mezeru na trhu. Je to jeden z důvodů proč vznikají univerzální platformy osobních vozidel, na kterých lze, při přijatelných nákladech na vývoj, postavit celou škálu podobných modelů. Tyto modely sdílejí ve stejné třídě velké množství techniky včetně motorů. Některé části motorů ale nelze úplně převzít napříč všemi modelovými řadami. Jedním z těchto dílů je olejová vana (nádoba na olej motoru), která je typicky pro každou modelovou řadu se stejným motorem jiná a která je zároveň velmi důležitou součástí motoru. Jedním z úkolů, které je třeba u olejové vany, a obecně u mazací soustavy motoru vyřešit, je určení polohy sacího bodu oleje. Zařízení a postupy navržené v této práci by měly fungovat jako svižný a rutinní vývojový nástroj k optimalizaci sacího bodu oleje spalovacích motorů a přispět tak k dosažení trendů, které dnes určují směr automobilového průmyslu.

Cíl diplomové práce

Cílem práce je navrhnout zařízení (testovací stolicí), které dokáže simulovat faktory ovlivňující tvar objemu oleje v olejové vaně při jízdě vozidla a tím pomoci k co možná nejlepšímu umístění sacího bodu oleje (ústí sací trubice) v olejových vanách motorů z pohledu stálé a plynulé dodávky oleje bez nasátí vzduchu.

Konkrétně by měl být v práci řešen návrh rámu, pohonu naklápění, pohonu klikového hřídele a spojení testované sestavy motoru s testovací stolicí. Práce bude obsahovat výkresovou dokumentaci sestavy a výrobní výkresy vybraných součástí. Konstrukční návrh hlavních částí zařízení by měl být ověřen výpočty.

Kontext práce

Tato práce shrnuje, rozšiřuje a využívá praktické i teoretické znalosti autora získané během jeho dosavadního studia na Fakultě strojní ZČU a působení ve společnosti MBtech Bohemia s.r.o.. Navazuje konstrukčně i obsahově na autorovu bakalářskou práci „Návrh mechanismu pro optimalizaci polohy sacího bodu oleje v olejové vaně během testování“ z roku 2017, přičemž zde navržené zařízení je konstrukční alternativou k diplomové práci „Konstrukce testovací stolice pro náklonovou analýzu olejové náplně motoru“ z roku 2017 autora Ing. Marka Havlíka.

1. Teoretická část práce

1.1 Představení společnosti MBtech Bohemia s.r.o

Zadavatelem této diplomové práce je společnost Mbtech Bohemia s.r.o., následuje několik základních informací o ní.

„Během 20 let na trhu se společnost MBtech Bohemia stala největším poskytovatelem inženýrských služeb v České republice. Díky široké škále odborných znalostí působí v řadě oborů, mezi něž patří automobilový, železniční, letecký, důlní i obranný průmysl a zahradní technika.“

„MBtech Bohemia je seriózní a spolehlivý partner, který svým zákazníkům poskytuje podporu během všech fází procesu vývoje výrobků od návrhů přes vývoj, vytváření prototypů a jejich testování až po sériovou výrobu. Našimi zákazníky jsou klíčoví OEM a dodavatelé řady 1 a 2 (Tier 1, 2). MBtech Bohemia nabízí dodavatelům různé modely spolupráce. Jako největší inženýrská společnost v regionu dodává řešení na míru, a to i díky specifické podpoře naší IT infrastruktury.“ [1]

Několik faktů o společnosti:

- Společnost zaměstnává kolem 500 zaměstnanců.
- V rámci České republiky má 5 poboček.
- Obrat společnosti v roce 2015 činil 26 milionů euro. [1]

Historie společnosti:

- 1996 – Založení společnosti Mercedes-Benz Engineering s.r.o v Praze.
- 2002 – Akvizice společnosti skupinou MBtech Group.
- 2004 – Založení prototypového střediska v Plzni.
- 2006 – Změna názvu firmy na MBtech Bohemia s.r.o.
- 2007 – Otevření pobočky v Mladé Boleslavi.
- 2008 – Otevření inženýrského střediska v Plzni (VTP Park 6th River).
- 2012 – Akvizice společnosti MBtech Bohemia skupinou AKKA group (obr. 1). [2]



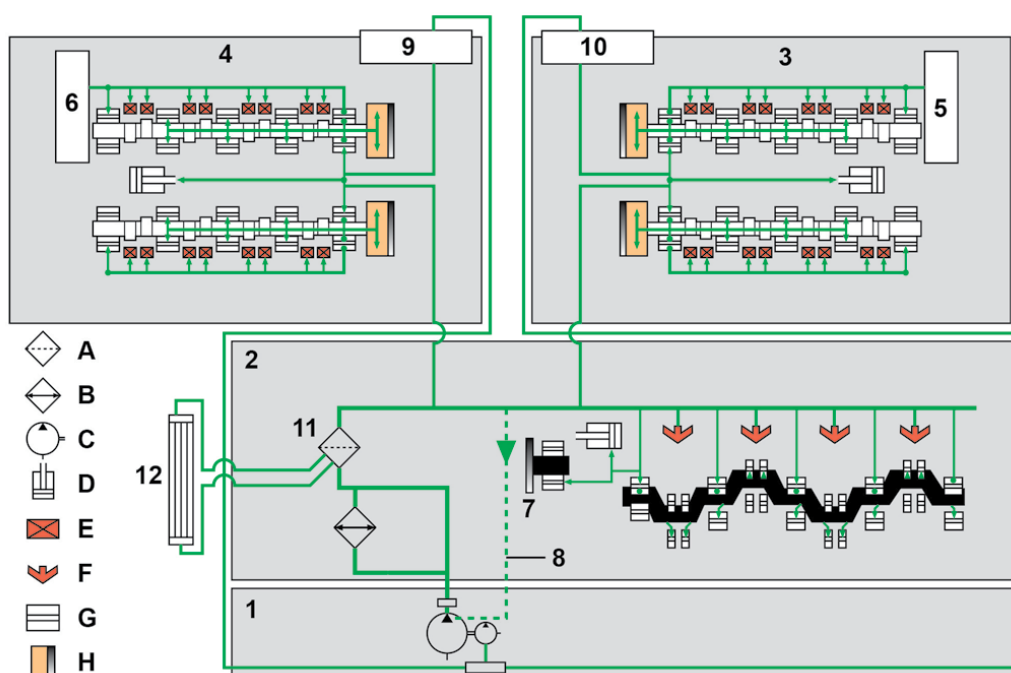
Obr. 1 Logo AKKA[3]

1.2 Teorie mazací soustavy spalovacího motoru z pohledu problematiky sacího bodu

Olejevá soustava má za úkol vytvoření vrstvy oleje na povrchu ploch, u kterých dochází ke tření. Důsledek tohoto jevu je především:

- Zmenšení třecích ztrát a opotřebení pohybujících se částí motoru.
- Odvedení části tepla z motoru.
- Zlepšení vzájemného těsnění jednotlivých pohybujících se součástí motoru.
- Odstranění nečistot z motoru a mazací soustavy.
- Konzervace vnitřku motoru, díky které se zabrání vzniku koroze.
- Snížení hlučnosti částí motoru. [4]

V současných čtyřdobých spalovacích motorech se používají dva druhy mazacích soustav. Prvním druhem je tzv. mazání s mokrou skříní (příklad na obr. 2). Jde o konvenční koncepci, kdy je objem oleje shromážděn v nádobě, zvané olejová vana, ve spodní části motoru. Z olejové vany je olej rozváděn čerpadlem skrze sací trubici obvykle plně ponořenou do objemu oleje. Tato koncepce je vhodná pro vozidla, která nejsou vystavena velkým statickým náklonům, nebo velkému podélnému a příčnému přetížení. Ke statickým náklonům dochází například při projíždění těžkého terénu, kdy se vozidlo v nízkých rychlostech razantně naklání. K velkému podélnému a příčnému přetížení dochází například při rychlém průjezdu zatáček, resp. prudké akceleraci, nebo brzdění. Statické náklony i velké přetížení se v olejové vaně projevuje podobným jevem – narušením klidného stavu objemu oleje a nahromaděním objemu na specifickou stranu vany. Tento jev je nebezpečný, protože může zapříčinit odliv oleje od ústí sací trubice čerpadla a nasátí olejové pěny, což může dále způsobit zvětšené opotřebení mazaných funkčních ploch a v konečném důsledku i zadření motoru. Testovací zařízení konstruované v rámci této práce se snaží popsané situaci předejít a určit sací bod, který bude vždy zaplněn olejem a co možná nejvíce nezávislý vůči přelévání oleje. [5]

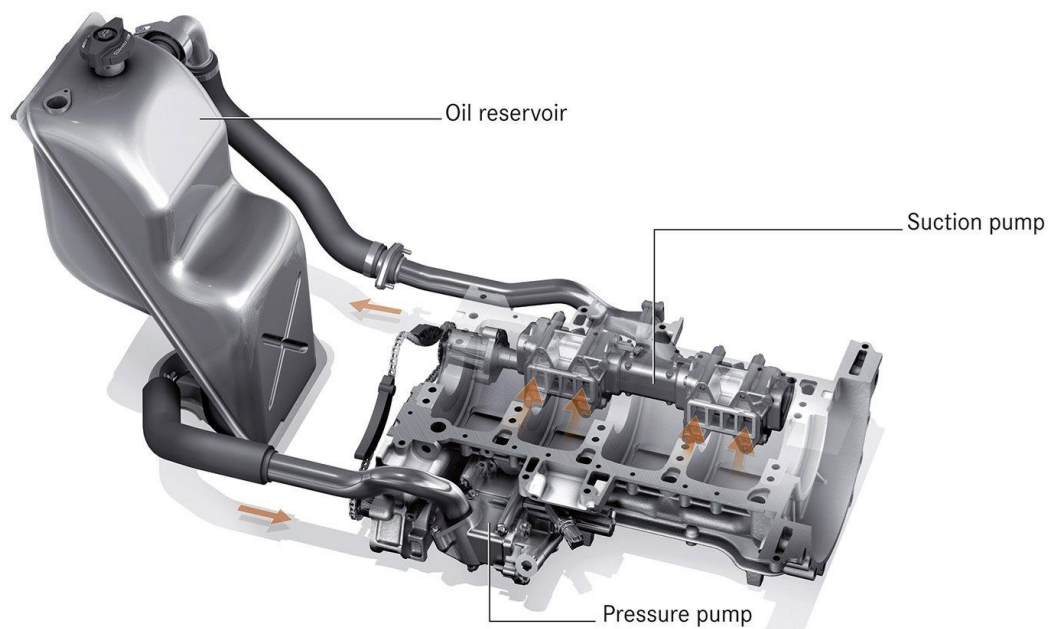


Obr. 2 Mazací soustava motoru M177 [6]

Popis k obr. 2:

1 - Olejová vana, 2 - Kliková skříň, 3 - Pravá hlava, 4 - Levá hlava, 5 - Pravé vysokotlaké čerpadlo (mazání ložisek), 6 - Levé vysokotlaké čerpadlo (mazání ložisek), 7 - Rozvodové řetězové kolo, 8 - Zpětná regulace, 9 - Levé turbodmychadlo, 10 - Pravé turbodmychadlo, A - Filtr oleje, B - Chladič oleje (vodní), C - Olejové čerpadlo, D - Napínák řetězu, E - Kompenzační členy ventilů, F - Olejová tryska, G - Kluzné ložisko, H - Pohon vačkové hřídele

Druhá koncepce se nazývá mazání se suchou skříní (příklad na obr. 3) a reaguje na nedostatky výše popsané koncepce. Koncepce se suchou skříní je tedy naopak vhodnější pro situace, kdy dochází k velkým statickým náklonům vozidla, nebo velkému přetížení. Stejně jako u prvně zmíněné koncepce zde olej stéká do spodní části, která je podobná olejové vaně, ale typicky je nižší - má mnohem menší objem (motor lze u této koncepce uložit níže, čímž se sníží těžiště) a často se nazývá „víko“. V tomto víku je veškeré drobné množství oleje a olejové pěny (vzniklé pohybem klikového mechanismu) nasáváno do externí nádrže. Sacích bodů (takže i trubic, čerpadel) je zde mnohdy více, což je mimo jiné ovlivněno tvarovou složitostí dna víka. Směs oleje a pěny, která se dostane do externí nádrže musí být před další cestou do potrubí mazací soustavy náležitě upravena. V externí nádrži je k tomuto účelu zabudován odstředivý separátor, který nežádoucí olejovou pěnu přemění zpět na olej a poté ji tzv. tlakové čerpadlo (je tedy třeba více čerpadel než u první koncepce) transportuje do mazacích bodů v motoru.



Obr. 3 Mazací soustava se suchou skříní [7]

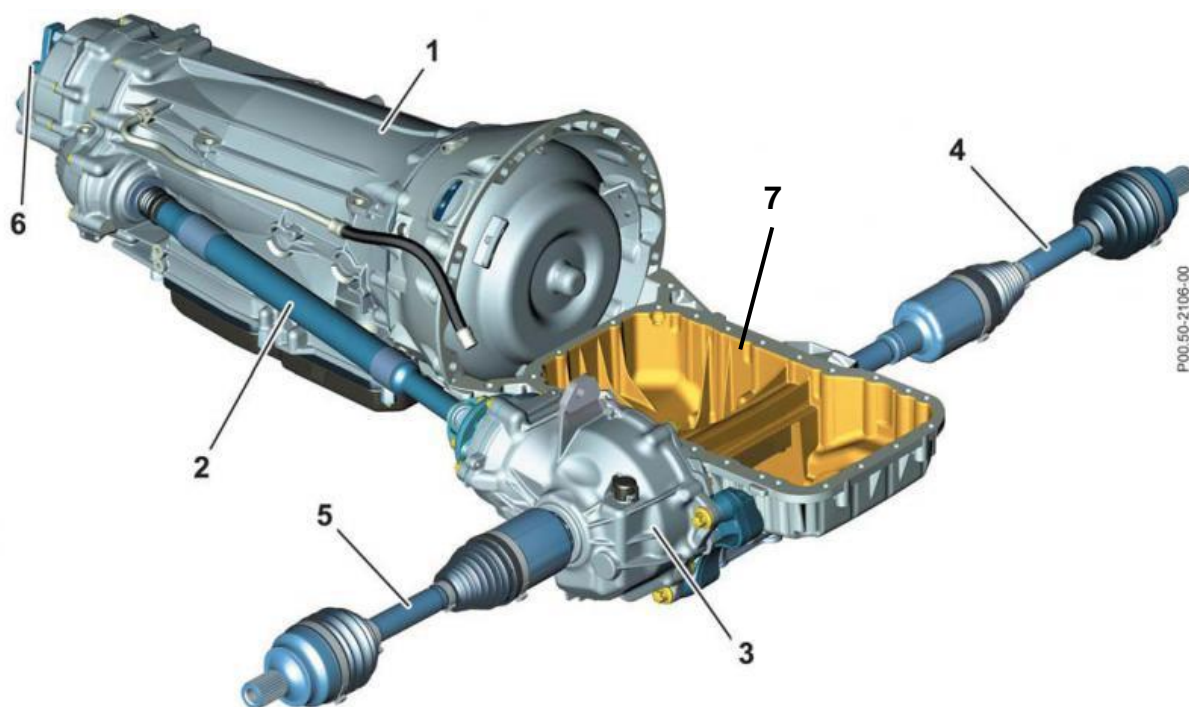
Popis k obr. 3:

Oil reservoir (externí olejová nádrž), Suction pump (sací olejové čerpadlo), Pressure pump (výtláčné olejové čerpadlo)

Kromě popsaných částí obě soustavy obsahují ještě další prvky, kterými jsou například chladič oleje a olejový filtr. Ze srovnání zmíněných koncepcí mazacích soustav plyne, že efektivnější je mazání se suchou skříní, ale je také řádově složitější a tím nákladnější. Pro široké spektrum vozidel je tedy vhodné zvolit první koncepci, která ovšem musí být správně navržena. Kritickým bodem návrhu je právě určení sacího bodu, ke kterému bude tato práce postupně směřovat.

1.3 Olejová vana spalovacích motorů

Centrální částí mazací soustavy je olejová vana. Zpravidla má tvar duté nádoby, které je typicky na jedné straně hlubší. Vany obecně slouží jako zásobník oleje, ale využívají se i jako strukturální část motoru (obr. 4), ke které může být zevnitř upevněno olejové čerpadlo, olejový filtr, senzor hladiny oleje a zvenku například diferenciál, hluková izolace, nebo také zařízení sloužící k bezdrátovému nabíjení baterií vozu.



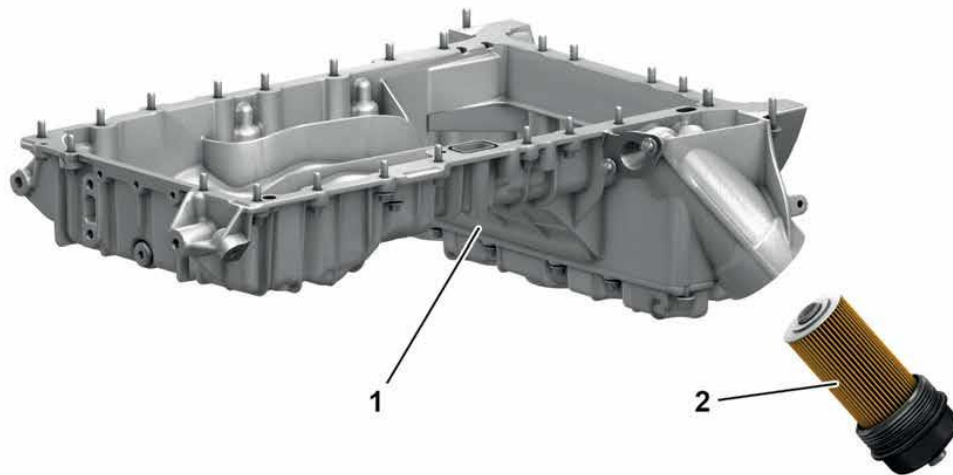
Obr. 4 Olejová vana jako strukturální část [8]

Popis k obr. 4:

1 – Převodovka, 2 - Hnací hřídel, 3 - Diferenciál, 4 – Levá poloosa, 5 – Pravá poloosa, 6 – Výstupní člen převodovky, 7 – Olejová vana

Olejové vany mohou být jednodílné, často jsou ale i dvoudílné (obr. 5) a ojediněle jsou motory vybaveny i trojdílnými vanami. K dělení vany se přistupuje například z důvodu složitosti jednodílných odlitků. Dalším důvodem může být zvětšení objemu vany, jelikož dlouhé zkosené stěny jednodílných van významně zmenšují objem van a použitím více dílů lze docílit objemově výhodnějších tvarů. Dělení je dále užitečné při nutnosti komplikovanějšího rozmístění připojovacích bodů a ploch na vaně, jelikož rozdělením

je možné dosáhnout podkosu původně jednodílného tvaru. Vícedílné vany mají často motory s počtem válců větším než čtyři.



Obr. 5 Olejová vana [9]

Popis k obr. 5:

1 – Olejová vana, 2 – Olejový filtr

Materiály olejových van jsou velmi rozmanité. Nejjednodušší a také historicky nepoužívanější řešení je jednodílná vana vyrobená lisováním z ocelového plechu. Sofistikovanější řešení je pak vana vyrobená tlakovým litím hliníkové slitiny. Taková vana je pak dostatečně tuhá, aby mohla sloužit jako strukturální díl motoru. Stále více používaným materiálem je plast. Z plastu se často vyrábí spodní díly vícedílných van (obr. 6). Důvod použití plastu je hlavně cena. Drobné snížení hmotnosti v těchto spodních částech motoru není příliš důležité, naopak je důležité snižovat hmotnost v částech vozu nad těžištěm. Menší odolnost plastu v této, na porušení, kritické spodní části motoru není nevýhodná, pokud je daný typ vozu vybaven aerodynamickým, nebo jiným krytem podvozku.



Obr. 6 Plastová olejová vana [10]

Vzácněji používané materiály jsou hořčíkové slitiny, uhlíkové vlákno (například na vozech WRC), nebo svařované vany z ocelových plechů (pro velmi malé série).

Na olejových vanách se dále dají rozlišit určité specifické skupiny tvarových prvků. Kromě základního tělesa připomínajícího dutou nádobu jsou na vanách typicky nálitky pro šrouby, díky kterým se dá vana připevnit na blok motoru. Dále jsou zde vnější žebra, která zvyšují tuhost. Přepážky, které se nachází uvnitř vany, zase ovlivňují odlévání oleje. Na spodní ploše vany na vnější straně se často nachází kruhový nálietek pro upevnění senzoru hladiny oleje. Zvláštní prvek tvoří skupina žebor na vnější straně dna olejové vany. Často tvoří určitý vzor, na hliníkových vanách to bývá čtyř úhelníkový rastr. Na plastových vanách zase šesti úhelníkové plástve. Tyto vzory mohou sloužit jako chlazení, pokud je pod olejovou vanou průtok vzduchu, v dnešních vozech je ale pod olejovou vanou často zvuková izolace z pěnového materiálu a aerodynamický kryt, takže tyto vzory slouží zejména ke snížení vlastních frekvencí vany a z části také k redukci hluku od motoru.

1.4 Faktory ovlivňující přelévání oleje v olejové vaně

1.4.1 Statické faktory

Jeden z nejdůležitějších faktorů, který ovlivňuje přelévání oleje ve vaně je statický náklon. Například Mercedes-Benz třídy G má maximální hodnotu bočního náklonu 35° a je schopen zdolat stoupání 100%, které odpovídá úhlu 45° vůči vodorovné rovině. Tento faktor je tedy významný zejména pro terénní vozidla (obr. 7).

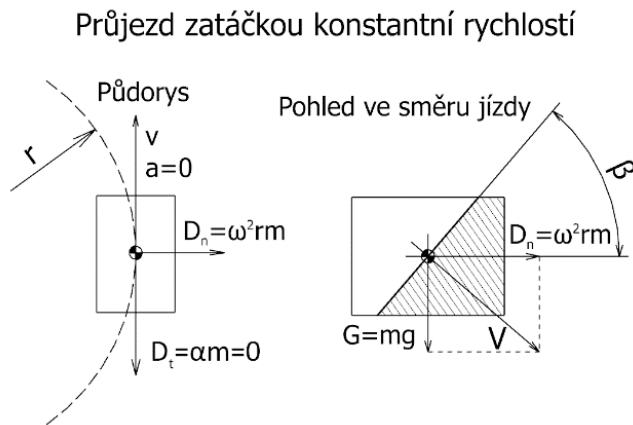


Obr. 7 Podélný a příčný náklon vozidla [11] [12]

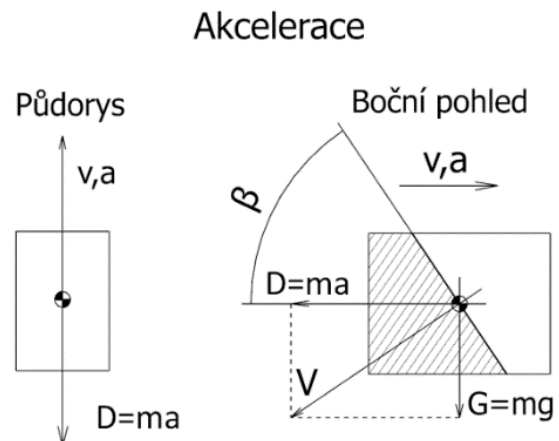
1.4.2 Dynamické faktory

Přelévání oleje ovlivňují také dynamické faktory. V příčném směru je to odstředivé zrychlení při průjezdu zatáčkou (obr. 9). Tento setrvačný účinek má za následek, že se olej v olejové vaně vychýlí v určitém úhlu oproti klidnému stavu.

V podélném směru přelévání ovlivňuje setrvačný účinek při akceleraci a brzdění. Schéma na obr. 8 ukazuje situaci při akceleraci, což odpovídá rovnoměrně zrychlenému přímočarému pohybu. Zde je zastoupen pouze setrvačný účinek v podélném směru, který má za následek naopak vychýlení hladiny oproti klidnému stavu v příčném pohledu.



Obr. 9 Schéma setrvačných účinků v příčném směru



Obr. 8 Schéma setrvačných účinků v podélném směru

1.4.3 Ostatní faktory

Další faktory, které ovlivňují pohyb oleje ve vaně je komprese pístů ve válci. Změny tlaku pod pístem mají vliv na tvar objemu oleje. Další faktorem je rotace klikové hřídele v prostoru klikové skříně. Tato rotace vyvolává víření olejové mlhy a má vliv na tvar objemu oleje.

1.5 Určení sacího bodu – testování olejových van

Zatímco spalovacích motorů je v rámci nabídek výrobců automobilů poměrně nízký počet, modelových řad, ve kterých můžete konkrétní motor najít, je čím dál více, protože trendem je z jedné vyvíjené platformy postavit co nejvíce modelů, které lze nabídnout širšímu spektru zákazníků. Tento trend se projevuje mimo jiné tak, že zatímco základ motoru (blok a další velké komponenty) zůstává stále stejný, určité díly motoru jsou zpravidla v každém modelu se stejným motorem odlišné. Jedním z takových (na vývoj nákladných) dílů je právě olejová vana. Rozdíly v jejím tvaru u různých modelových řad jsou způsobeny například odlišnou zástavbovou výškou motoru ve voze, jiným úhlem pod kterým je motor v automobilu uložen v podélné rovině, podélné zástavbě oproti příčné, vzadu poháněnou verzí vůči verzi s pohonem všech kol (přední hnací hřídel může například procházet přímo skrz vanu), pravostrannou verzí vozu ve srovnání s levostrannou, atd.

Protože je třeba k jednomu typu motoru zkonstruovat větší počet olejových van, je dobré mít k dispozici určité rutinní metody, které návrh ulehčí. Jak již bylo řečeno, jednou ze základních konstrukčních otázek při návrhu mazací soustavy s mokrou skříní je určení polohy sacího bodu, kterému odpovídá střed ústí sací trubice do olejového čerpadla.

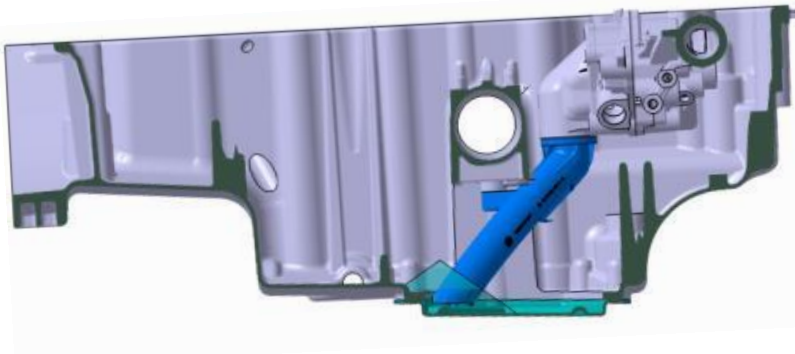
V praxi se poloha sacího bodu oleje určuje pomocí statické náklonové metody, která je blíže popsána níže. Poté se už jen ověří při testování prototypu skutečného vozidla na testovacím okruhu. Mezi těmito dvěma články vývoje je ale poměrně dlouhý časový úsek. Z pohledu snížení nákladů a zkrácení času na vývoj motoru by bylo vhodné mezi návrh polohy sacího bodu a testování vozidla na okruhu vnořit ještě jeden mezičlánek, který by současně využíval předseriových dílů, ale byl by k dispozici v podstatě okamžitě po konstrukci olejové vany bez nutnosti použití prototypu celého vozidla a také by využíval zjednodušené sestavy testovaného motoru. Tímto mezičlánkem by bylo testování na testovací stoličce olejových van. Následující podkapitoly přiblíží jednotlivé metody testování.

1.5.1 Statická náklonová analýza v CAD – prvotní určení sacího bodu

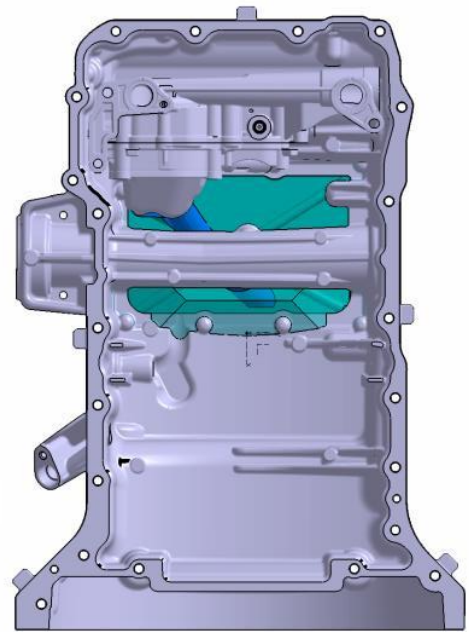
Tato metoda uvažuje pouze vliv naklání vozidla vůči vodorovné rovině, případně převedení setrvačných účinků na statické náklony. Po návrhu podoby olejové vany v CAD datech včetně všech součástí, které se uvnitř nacházejí (typicky senzor hladiny oleje, olejový filtr, sací čerpadlo) se vytvoří těleso reprezentující objem oleje (uvažuje se nejnižší možný – ryska na pozici „low“, přičemž je odečten objem ve filtru a potrubí motoru). Je důležité myslet i na to, že motory jsou ve vozidlech často uloženy pod určitým úhlem v bočním i čelním průmětu a je tedy nutné tyto úhly respektovat.

V dalším kroku je třeba vytvořit podobu objemu oleje při extrémních situacích. První skupinou jsou statické náklony (souvisejí s pomalou jízdou v terénu), tam si lze zvolit maximální náklon vozidla, při kterém je ještě zaručena jeho provozuschopnost. Například Mercedes třídy G model 2018 má max hodnotu bočního náklonu 35°, nájezdový úhel vpředu je 31° a vzadu 30° a je schopen zdolat stoupání 100%, které odpovídá úhlu 45° vůči vodorovné rovině. Následně se zvolí směry náklonů, například 4 (případně 8) a namodeluje se podoba objemu oleje při těchto zátěžných stavech. Na závěr provedeme geometrický průnik těchto vzniklých těles, který bude přibližně vypadat jako čtyřboký (resp. osmiboký) jehlan. Vycházíme z předpokladu, že v teoretickém středu takto vzniklého tělesa bude největší možné množství oleje napříč zátěžnými stavy.

Druhou skupinu tvoří zátěžné stavy vyvolané přetížením. Tento způsob náklonové analýzy by měl být preferován u vozidel, které jsou při jízdě vystaveny velkým příčným a podélným přetížením a naopak se u nich nepředpokládají výrazné statické náklony vyvolané jízdou v těžkém terénu. Nejprve je třeba určit podélné a příčné maximální zrychlení, při kterém je zaručena provozuschopnost vozidla. Postup u tohoto druhu náklonové analýzy je velmi podobný jako u výše popsané analýzy, rozdíl je pouze v určení úhlu do kterého objem oleje nakláníme. Je třeba vypočítat, pod jakým úhlem se nakloní objem kapaliny, vlivem setrvačné síly, při dané hodnotě zrychlení. Například u běžného sedanu lze uvažovat úhel 35°, který odpovídá přetížení 0,7g. Tímto postupem lze tedy úlohu dynamiky převést na úlohu statiky. Následující vizualizace na obr. 10 a 11 ukazuje konkrétní příklad výstupu z těchto CAD analýz. Je zde vidět, že motor je skloněn pod určitým zástavbovým úhlem, dno olejové vany je rovnoběžné s povrchem vozovky a analýza byla provedena ve čtyř směrech. Dále je patrné, že poloha sacího bodu byla zvolena dle středu základny výsledného jehlanu. Výhodou statické náklonové metody v CAD je její jednoduchost, rychlost a fakt, že je k ní potřeba pouze 3D model olejové vany a souvisejích dílů a parametry při kterých bude vozidlo provozováno.



Obr. 11 Statická náklonová analýza - bokorys v řezu [13]



Obr. 10 Statická náklonová analýza – půdorys [13]

1.5.2 Experiment na testovací stolici

Posledním způsobem jak určit optimální polohu sacího bodu je pomocí experimentu na testovací stolici. Obecně řečeno, je to zařízení, které simuluje vybrané vlivy působící na pohyb oleje v olejové vaně motoru. V základní podobě může simulovat pouze statické náklony u samotné uzavřené vany s náplní. V sofistikovanějších variantách si lze zařízení představit jako komplexní pracoviště, které dokáže na testované sestavě složené z vany, bloku motoru s pohybujícím se klikovým mechanismem, sacím čerpadlem a sací trubicí simulovat statické náklony, vliv dynamických účinků jízdy, vliv komprese pístů a také víření od rotace klikové hřídele. Zařízení může být vybaveno jednoduchým olejovým okruhem s možností ohřevu oleje kvůli simulaci správné viskozity. Olejová trubice může být vybavena čidlem hustoty kapaliny a tím detekovat případné nasátí vzduchu (olejové pěny).

Takto sestavená testovací stolice by mohla na testované sestavě provést určitý automatizovaný cyklus zkoušek a podat výsledky, na jejichž základě lze určit optimální polohu sacího bodu.

Tento experiment je tedy mezičlánkem mezi CAD náklonovou analýzou (která má spíše orientační charakter) a zkoušením plně nastrojeného motoru při zátěžových testech, při kterém je ale třeba mít k dispozici kompletní motor. Výhodou metody je, že lze relativně včas odhalit problémy se sacím bodem. Testovací zařízení je ale poměrně nákladné a při zkoušce je potřeba mít k dispozici fyzicky všechny potřebné části (u CAD analýzy využíváme pouze CAD model).

1.5.3 Stav techniky – Testovací stolice olejových van

Vzhledem k interní povaze testovacích zařízení ve vývojových centrech výrobců automobilů je obtížné získat jakékoliv informace o těchto zařízeních. Existuje ale několik výrobců, kteří se zaměřují přímo na výrobu zkušební techniky pro spalovací motory. Tyto produkty tedy nejsou určeny konkrétně pro testování olejových van, ale spíše pro dynamické testování celého motoru. Následující část se věnuje konkrétním řešením vybraných výrobců:

Blum-Novotest GmbH

Tato firma vyrábí výkyvné dvou osé testovací stojany pro simulaci pohybu převodovek a motorů. Testovaná převodovka je poháněna elektrickým motorem a na této stoličce lze testovat jízdu ze svahu (do svahu) a simulovat boční náklon (obr. 12). Zařízení lze vybavit i topnými spirálami pro temperování testované sestavy. [20]

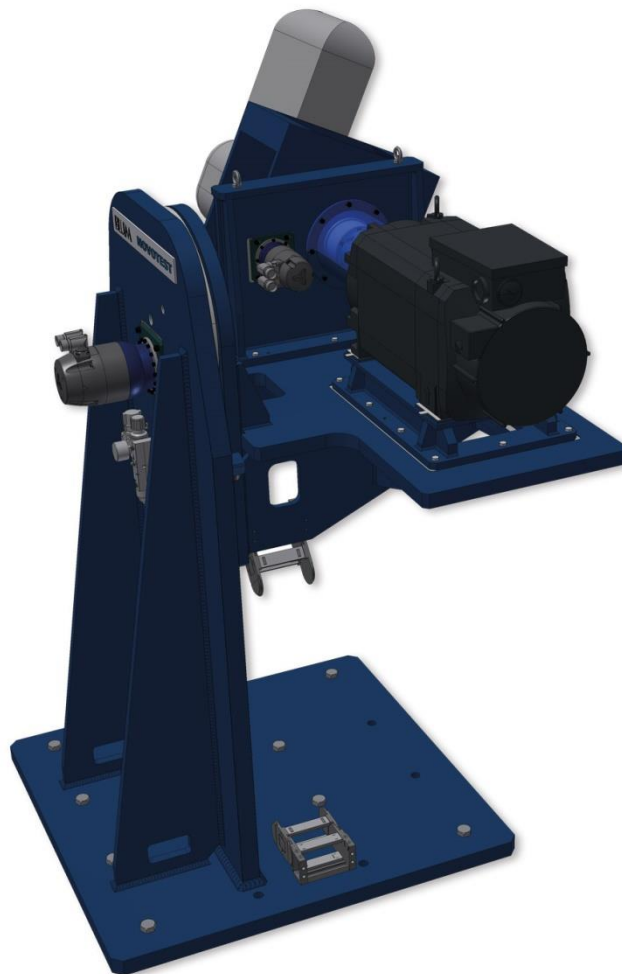
Úvedené technické údaje:

Otáčky pro pohon převodovky = 3 200 ot/min.

Točivý moment naklápěcích pohonů = 160 Nm

Otáčky naklápěcích pohonů = 1 000 ot/min.

Maximální úhel náklonu = $\pm 65^\circ$ [20]



Obr. 12 Testovací stojan Blum-Novotest GmbH [21]

CFM Schiller GmbH

Vyrábí 2-osé otočné testovací zařízení pro simulaci chování motorů při různých náklonech (obr. 13). Zařízení je vhodné pro testování motorů terénních, lesnických a zemědělských vozidel a lodí. Výkon naklápěcích pohonů a pohonu klikového hřídele motoru je volen dle objednávky zákazníka. [22]

Uvedené technické údaje:

Maximální úhel náklonu = $\pm 50^\circ$ [22]



Obr. 13 Otočné testovací zařízení CFM Schiller GmbH [23]

1.5.4 Testování prototypu z hlediska funkčnosti mazací soustavy

Před sériovou výrobou vozidla je zhotoveno několik testovacích prototypů, které lze testovat na testovacím okruhu, nebo později přímo v provozu (obr. 14). Mazací soustava prototypového vozu se osadí sadou čidel měřících tlak oleje na různých místech motoru. Prototyp poté podstoupí daný testovací cyklus, který je dán určitým kilometrovým nájezdem na testovací trati. Následně dojde k vyhodnocení tlakových měření, na základě vyhodnocení je poté možné provést potřebné úpravy před schválením motoru pro sériovou výrobu.



Obr. 14 Prototyp na testovacím okruhu [14]

1.6 Příklady automobilů se špatně navrženou mazací soustavou

Důvody zadření motoru vlivem špatně navržené mazací soustavy v oblasti olejové vany jsou především absence/špatné rozmístění přepážek proti odlévání oleje, špatně umístěné hrdlo sací trubice (poloha sacího bodu), nedostatečné množství oleje ve vaně, dynamičtější jízda, než pro kterou byl automobil navržen, vyšší provozní náklony v terénu, než pro které byl automobil navržen. Následuje seznam vozů, u kterých byly tyto příčiny často identifikovány:

- Jaguar X-type 2001-2009, Ford Mondeo 1996-2000 se zážehovým motorem V6 2,5l - Díky absenci přepážek zamezujících odlévání oleje vlivem setrvačných sil dochází k zadření motoru i při minimálním požadovaném obsahu oleje. [15]
- Jaguar X-type 2001-2009, Ford Mondeo ST220 2001-2004 se zážehovým motorem V6 3,0 l - Stejný problém jako u předešlého motoru postihoval i jeho větší variantu (obr 15). [15]



Obr. 15 Olejová vana motoru Jaguar X-type V6 3,0 [16]

- Modely automobilek Peugeot, Citroen a Ford se vznětovými motory I4 1,6l TDCI, zde byl problém s prolisem, na kterém je umístěna vypouštěcí zátka (obr. 16). Tento prolis je orientován vzhůru směrem do vany. Vypouštěcí otvor je tedy výš, než nejnižší bod vany. Důsledkem tohoto řešení je, že při výměně oleje ve vaně zbyde přibližně 0,4 l oleje na dně. V nejhorším případě pak síto sací roury ucpou usazeniny ze dna vany a jako první pak trpí nedostatkem oleje ložisko turbodmychadla. [17]



Obr. 16 Olejová vana motoru PSA 1,6 [18]

- Suzuki Swift Sport 2005-2012 se zážehovým motorem I4 1,6l – vozidlo je klasifikováno jako sportovní hatchback, mnoho majitelů s ním opakovaně absolvovalo dynamickou jízdu na okruhu, kde vlivem velkých setrvačných účinků docházelo k odlévání oleje od sacího bodu a následnému zadření motoru.
- Alfa Romeo typy: 156 1997-2007, 146 1994-2000, 145 1994-2000 se zážehovými motory boxer R4 1,8TS a R4 2,0TS - U těchto motorů byl problém se zanášením koše sací trubice, motory měly dále poměrně velké vůle mezi pístem a válcem, což zvyšovalo spotřebu oleje a také byly choulostivé na výběr oleje.

2. Specifikace požadavků

Vzhledem k hrubým obrysům zadání v této kapitole dojde, po konzultaci se zadavatelem práce, k detailnímu rozpracování požadavků na návrh.

Kinematické uspořádání rámu by mělo být navrženo efektivně z pohledu momentů setrvačnosti, aby byly vždy naklápěny jen části, u kterých je to nezbytné a nedošlo k umělému navyšování hmotnosti testované sestavy, čímž by se musel zvýšit točivý moment pohonů naklápění.

Rám by měl být také poměrně tuhý, aby dokázal zachycovat setrvačné účinky od pohonů a nedocházelo k větším deformacím.

Zařízení musí být celkově navrženo s ohledem na bezpečnost obsluhy, mělo by být vybaveno krytem, který případně zachytí odletující fragmenty a také bezpečnostní zónou, do které není možné zasahovat při provozu zařízení.

Pohon naklápění musí být tak výkonný, aby byl schopen na testované sestavě simulovat přetížení 1g ve dvou vzájemně kolmých osách rotace (naklápění). Přetížení 1g (naklopení 45°) by mělo být dosaženo za jednu sekundu. Pohon by měli zajišťovat libovolné elektrické motory. Požadovaný rozsah naklápění je $\pm 60^\circ$ s přesností naklápění $\pm 1^\circ$.

Testovaná sestava bude složena z bloku motoru, olejové vany s náplní, kompletního klikového mechanismu, sací roury a dalších menších částí, přičemž požadovaná hmotnost testované sestavy je stanovena na **200 kg** s tím, že pohony naklápění budou samozřejmě muset hýbat i s částí rámu a dalších zařízení.

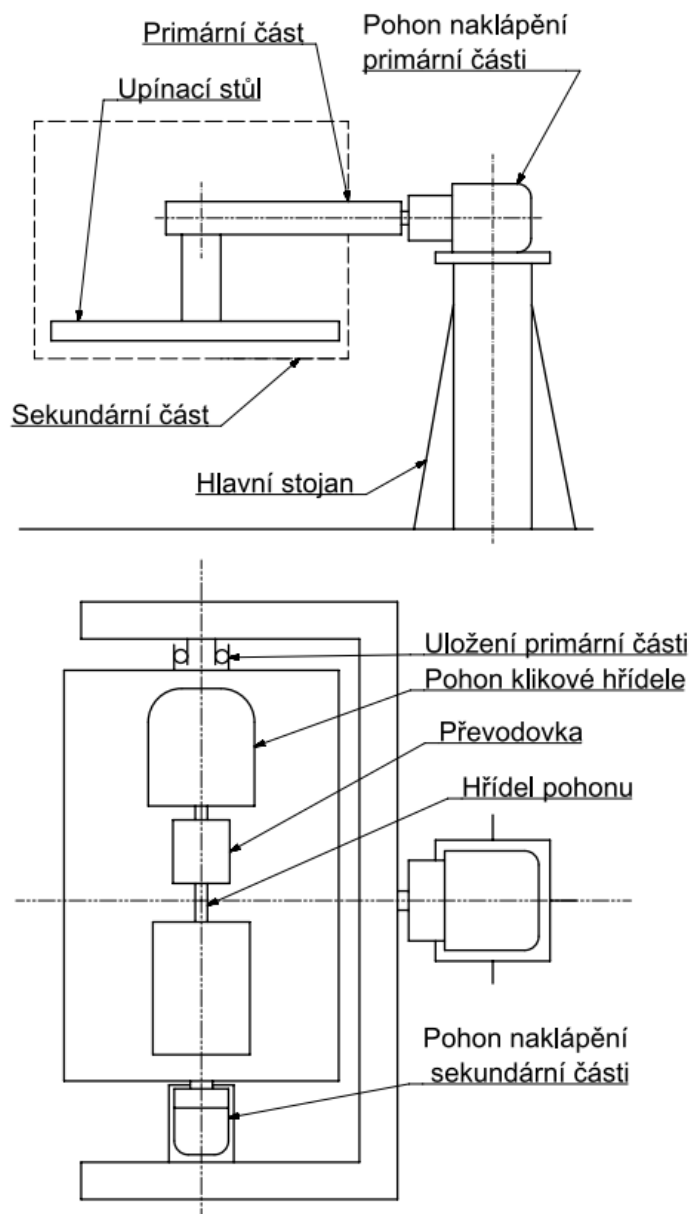
Součástí návrhu bude upravený olejový okruh testovaného motoru.

Zadavatel dále požaduje pohon klikové hřídele a olejového čerpadla testovaného motoru při otáčkách: $n = 0$ až **6 000 ot/min**.

3. Návrh variant řešení

3.1 Varianta 1

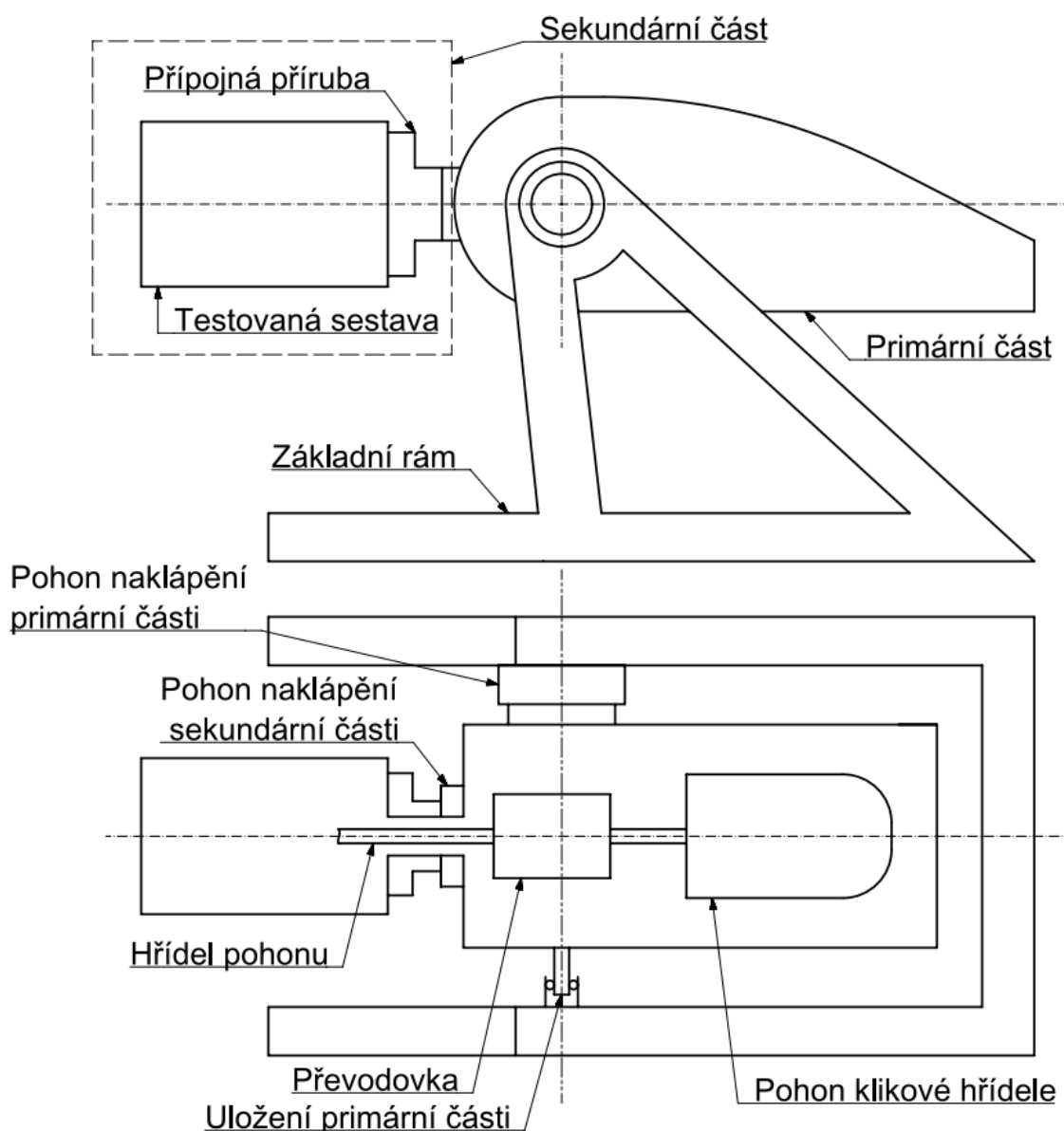
První varianta uspořádání rámu spočívá v řešení, kdy základní rám tvoří mohutný stojan, na kterém je umístěn pohon naklápění primární části (obr. 17). Primární část je tvořena rámem ve tvaru písmene C v tomto rámu je umístěn pohon sekundární části, který naklápí sekundární část tvořenou upínacím stolem. Na tomto stole je umístěna testovací sestava i celý pohon klikové hřídele.



Obr. 17 Schéma varianty 1

3.2 Varianta 2

Varianta 2 je výsledkem snahy o výhodnější rozmístění komponent v rámci jednotlivých os z důvodu lepšího vyvážení hmot soustavy (obr. 18). Základní rám má tvar dvou stojanů, mezi které je otočně zavěšena primární část, zatížení se tak rozloží lépe, než u první varianty. Primární část zároveň plní funkci upínacího stolu, na kterém je připevněn pohon klikové hřídele. Přesun pohonu klikové hřídele ze sekundární na primární část je zásadní, protože pohon naklápění sekundární části nemusí pohybovat s hmotou pohonu klikové hřídele, která je značná. Na rámu primární části je umístěn pohon sekundární části, ta je tvořena pouze oboustrannou přírubou, která je z jedné strany připojena na rotor pohonu a její druhá část je určena pro připojení testované sestavy. Připojení testovaného motoru je uskutečněno pomocí příruby pro upevnění převodovky.



Obr. 18 Schéma varianty 2

Konstrukce použitá v této variantě vyžadovala vyřešení konstrukční otázky, která spočívá v tom, že pohon klikové hřídele je umístěn na primární části, ale samotná kliková hřídel je v části sekundární o jeden kinematický člen dále. Nejjednodušší řešení spočívá v umístění klikové hřídele i jejího pohonu v jedné ose a poté sestavit jejich mechanické spojení. Tato osa ale prochází i pohonem naklápění sekundární části. Tento pohon tedy musí být dutý, aby skrz něj mohlo projít spojení klikové hřídele s jejím pohonem.

3.3 Kritéria bodového výběru

U bodového výběru se hodnotí, jak moc je daná konstrukce vhodná z hlediska následujících parametrů. Konstrukce maximálně splňující daný parametr je ohodnocena třemi body. Každé kritérium má navíc svou váhu, která vystihuje jeho důležitost. Nejdůležitějších kritéria mají váhu s hodnotou jedna.

Tuhost základního rámu

Kritérium zohledňuje jak je základní tvar základního rámu výhodný z hlediska tuhosti a tedy jak optimálně je rozmístěn materiál v konstrukci

Tuhost primárního rámu

Kritérium zohledňuje jak je základní tvar primárního rámu výhodný z hlediska tuhosti a tedy jak optimálně je rozmístěn materiál v konstrukci

Tuhost sekundárního rámu

Kritérium zohledňuje jak je základní tvar sekundárního rámu výhodný z hlediska tuhosti a tedy jak optimálně je rozmístěn materiál v konstrukci

Potřebný výkon pohonu naklápění primární části

Kritérium zohledňuje rozmístění komponent z hlediska kinematiky (na kterém členu v kinematickém schématu jsou komponenty umístěny), dále umístění nehmotnějších částí zařízení vzhledem k ose rotace primární části a také hmotnost rámu primární části. Všechny tyto atributy významně ovlivňují potřebný výkon pohonu naklápění, který je přímo úměrný ceně pohonů.

Potřebný výkon pohonu naklápění sekundární části

Kritérium zohledňuje rozmístění komponent z hlediska kinematiky (na kterém členu v kinematickém schématu jsou komponenty umístěny), dále umístění nehmotnějších částí zařízení vzhledem k ose rotace sekundární části a také hmotnost rámu sekundární části. Všechny tyto atributy významně ovlivňují potřebný točivý moment pohonu naklápění, který je přímo úměrný nákladům na pohony.

Potenciál budoucího rozšíření a zvýšení parametrů

Kritérium oceňuje jak velký důraz je u koncepcie dán na rozšiřitelnost celého zařízení o další komponenty, zvýšení výkonů jednotlivých pohonů a možné zvýšení maximální hmotnosti testované sestavy

Příprava testované sestavy a montáž

V tomto kritériu je zohledněno jak komplikovaná či jednoduchá je příprava a instalace testované sestavy na testovací stolici.

Odhad výrobních nákladů

Kritérium odhad výrobních nákladů přibližně porovnává finanční náročnost koncepcí. Zařízení s nižšími pořizovacími náklady má nižší návratnost investice a je snadnější prosadit jeho výrobu.

3.4 Výběr finální varianty koncepce

Z bodového hodnocení koncepcí (tab. 1) vyšla vítězně druhá varianta, u které se sice projevily vyšší náklady na cenu konstrukce, která je znatelně složitější, ale poskytuje adekvátní výhody v jiných parametrech jako je tuhost, nízký potřebný točivý moment pohonů i potenciál budoucího rozšíření.

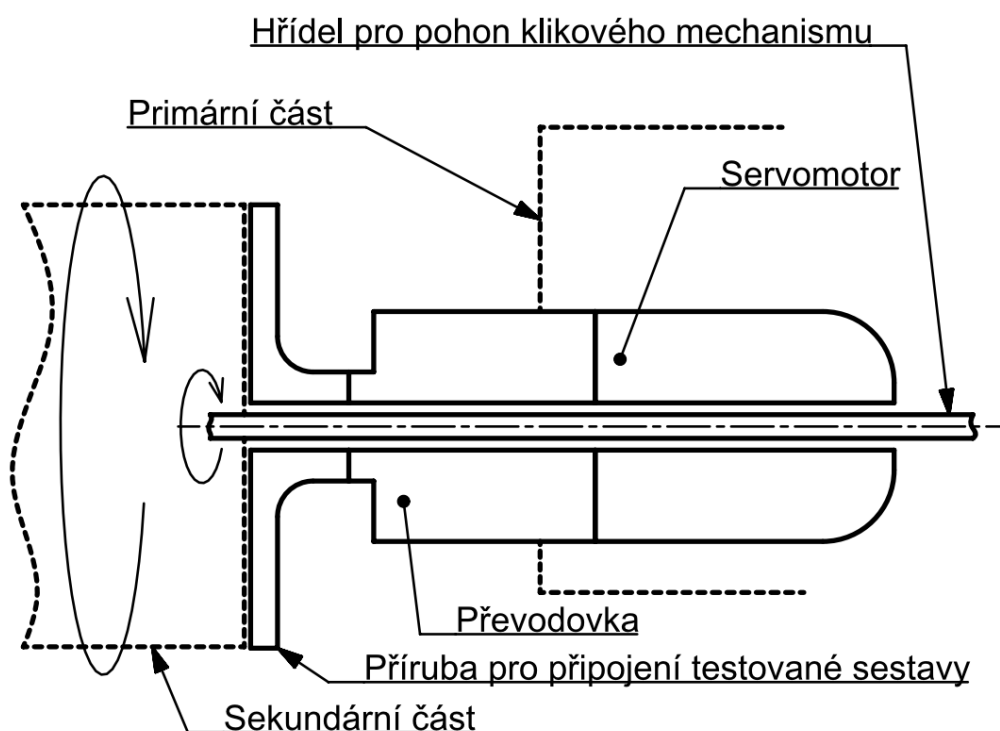
Kritéria	Váha	Bodové hodnocení	
		Var. 1	Var. 2
Tuhost základního rámu	0,5	2	3
Tuhost primárního rámu	0,5	1	3
Tuhost sekundárního rámu	0,5	3	2
Potřebný výkon pohonu naklápění primární části	0,75	2	2
Potřebný výkon pohonu naklápění sekundární části	0,75	2	3
Potenciál budoucího rozšíření a zvýšení parametrů	0,5	1	2
Příprava testované sestavy a montáž	0,25	2	2
Odhad výrobních nákladů	1	2	1
Celkový bodový zisk s ohledem na váhu kritérií		9	10,25

Tab. 1 Bodové hodnocení variant

3.5 Výběr druhu pohonů naklápění

Ze zadání plyne, že pohon naklápění primární a sekundární části by měl být řešený pomocí rotačních servomotorů. Vzhledem ke zvolené koncepci musí být pohon naklápění sekundární části (motor s převodovkou) koncipován tak, aby bylo možné v ose rotace vést i hřídel pohonu klikového mechanismu. K dalšímu výběru se tedy nabízí dvě varianty.

3.6 Varianta A – Souosý motor a převodovka



Obr. 19 Schéma pohonu naklápění 1

U první varianty je servomotor i převodovka spojena sériově (obr. 19). Motor i převodovka tedy musí mít dutý rotor, který umožňuje průchod hřídele pro pohon klikového mechanismu. Tato koncepce je výhodná z hlediska vyvážení celé soustavy, jelikož relativně těžký elektrický motor je umístěn v ose otáčení, což je výhodné i z pohledu momentů setrvačnosti. Jako příklad konkrétního řešení s dutou hřídelí může sloužit pohon „Canis Drive“ od firmy Harmonic drive (obr. 20). Tento pohon integruje servomotor a převodovku do jednoho kompaktního celku. Převodovka je harmonická, proto je velmi přesná a má bezvůlový provoz. Pohon má například u typu 58A následující parametry:

Maximální točivý moment $M_k = 1020 \text{ Nm}$

Výstupní otáčky $n = 60 \text{ ot/min.}$

Převodový poměr $i = 50$

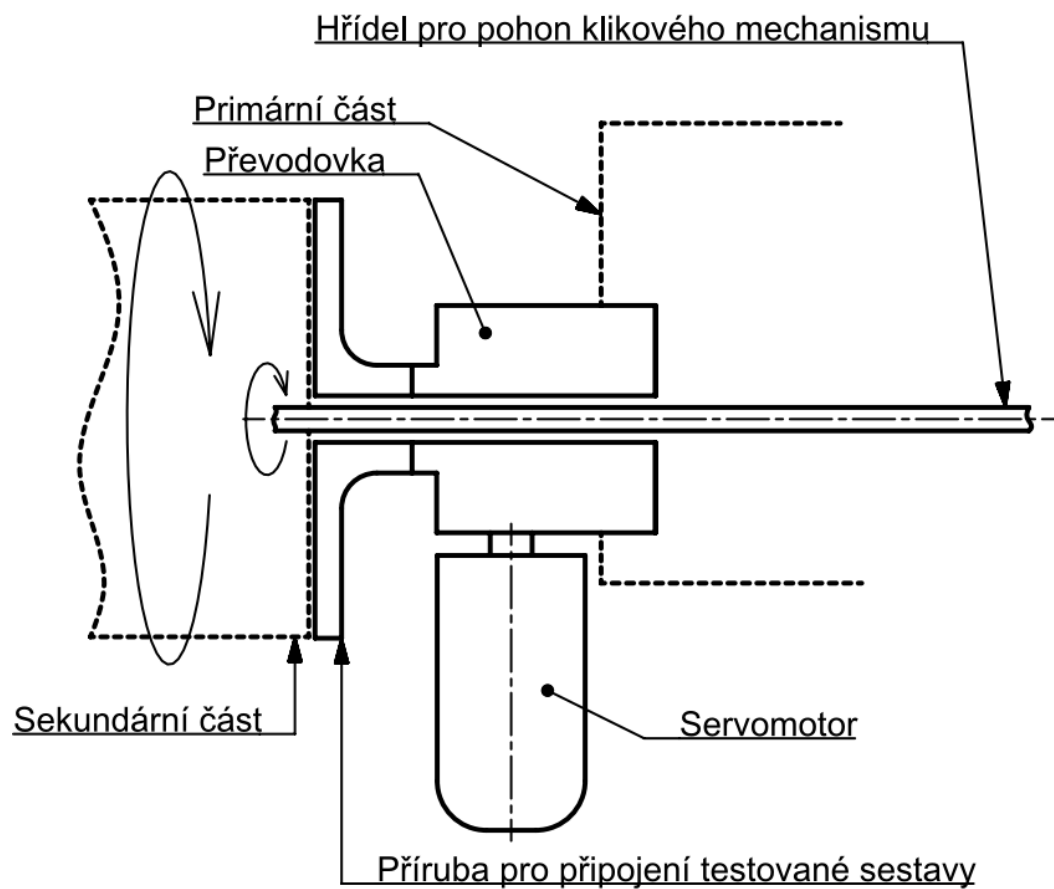
Průměr duté hřídele $d = 65,5 \text{ mm}$

Hmotnost pohonu $m = 30,1 \text{ kg}$



Obr. 20 Pohon Harmonic Drive – CanisDrive [19]

3.7 Varianta B – Motor umístěný kolmo k ose výstupu a převodovka v ose výstupu



Obr. 21 Schéma pohonu naklápění 2

Druhá varianta je řešena jako převodovka s dutým rotorem, ke které je kolmo na osu výstupu připojen elektromotor (obr. 21). Tato koncepce má výhody v použití standardního elektromotoru libovolného výrobce, jehož cena bude příznivá oproti předchozí specializované variantě. Další výhodou je malá osová délka pohonu. Díky tomu může být sekundární část blíž k primárnímu rámu, což je výhodné z hlediska zatížení konstrukce i snížení setrvačného momentu vůči příčné (primární) ose. Konkrétním řešením může být například šneková převodovka s dutým pohonem. K převodovce lze připojit přes mezikus libovolný konvenční servomotor.

Tato převodovka má následující parametry:

Převodový poměr $i = 62$

Průměr duté hřídele $d = 145 \text{ mm}$

Převodový poměr $i_s = 62$

Účinnost $\eta = 0,75$

Hmotnost $m = 48 \text{ kg}$

3.8 Výběr varianty pohonu

Výhodou první varianty je bezvůlový, přesný chod, nízká hmotnost a příznivý setrvačný moment vůči ose rotace. Druhá varianta má výhody v použití standardního elektromotoru libovolného výrobce, jehož cena bude příznivá oproti předchozí specializované variantě. Další výhodou je malá osová délka pohonu a velký průměr dutého hřídele. Vzhledem k velmi vysokým nákladům na první variantu a velmi podobným ostatním vlastnostem obou pohonů je zvolena varianta B.

4. Výpočty

4.1 Výpočet potřebného výkonu pro pohon testované sestavy

Jedním z požadavků zadání je, aby stolice byla vybavena pohonem testované sestavy, která se skládá z bloku motoru, klikového mechanismu, olejové vany, olejového čerpadla, sací trubice, pohybového mechanismu sacího bodu a rozvaděče, který je umístěn místo hlavy motoru. Požadavkem je, aby pohon byl schopný roztočit klikový mechanismus na otáčky v rozsahu $n = 0$ až $6\,000$ ot/min., přičemž maximální hmotnost sekundární části byla stanovena na cca 300 kg z toho přibližně 100 kg připadá na připojovací části. Maximální hmotnost testované sestavy (zjednodušeného spalovacího motoru) se tedy musí pohybovat kolem 200 kg.

Výkon pohonu bude dimenzován pomocí následující zjednodušené úvahy. U všech dnešních spalovacích motorů je udáván výkon motoru na výstupu z klikové hřídele. Pokud známe mechanickou účinnost motoru, můžeme vyjádřit mechanickou ztrátu a požadovaný výkon pohonu klikového mechanismu musí být obecně vyšší, než je ztráta.

Následující tab. 2 ukazuje přehled výkonných variant současných spalovacích motorů vzestupně podle počtu válců a motory jsou vybrány tak, aby se jejich suchá hmotnost přibližně vešla do limitu 200 kg.

Současné spalovací motory				
Typ	m_d [kg]	η_m [-]	P [kW]	P_p [kW]
AMG M133 R4 2.0	147,8	0,94	285,7	17,142
Audi TFSI R5 2.5	183	0,94	300,8	18,048
AMG M276 V6 3.0	179,2	0,94	287	17,22
Alfa Romeo F154 V6 2.9	cca 180	0,94	379,7	22,782
BMW S55 R6 3.0	cca 170	0,94	370,7	22,242

Tab. 2 Srovnání potřebných výkonů k pokrytí mechanických ztrát

Vysvětlivky k tab. 2:

m_d – hmotnost motoru

η_m – přibližná účinnost motoru

P – výkon motoru

P_p – potřebný výkon pro překonání mechanických ztrát motoru

Z tab. 2 je zřejmé, že nejvýkonnější spalovací motory v dané váhové kategorii mají výkon kolem 380 kW. Jejich mechanická účinnost je 0,94 čemuž odpovídá ztrátový výkon 15,2 kW. Mechanická ztráta běžného motoru s výkonem 100kW je analogicky 6 kW.

Po připočtení určité rezervy kvůli neustále se zvyšujícím výkonům budoucích spalovacích motorů je výkon pohonu klikového mechanismu určen na 30 kW.

Pro pohon klikového mechanismu je zvolen asynchronní elektromotor Siemens 1LG4 207-4AA. Kompletní technická specifikace je uvedena v příloze „Katalog elektromotorů Siemens“.

Vybrané technické parametry:

Jmenovitý výkon $P = 30 \text{ kW}$

Jmenovitý točivý moment $M_M = 196 \text{ Nm}$

Jmenovité otáčky motoru $n = 1\,465 \text{ ot/min.}$

Hmotnost $m = 205 \text{ kg}$

Vzhledem k požadovaným otáčkám $n = 0 \text{ až } 6\,000 \text{ ot/min.}$ je třeba použít převodovku, která znásobí výstupní otáčky. K tomuto účelu byla vybrána převodovka se sousední pozicí vstupní a výstupní hřídele. Výrobce je Transtecno a její označení je CMG 01 2 H65.

Vybrané technické parametry:

Převodový poměr $i = 0,216$

Průměr vstupní hřídele $d = 40 \text{ mm}$

Průměr výstupní hřídele $D = 30 \text{ mm}$

Hmotnost $m = 5,3 \text{ kg}$

Mechanická účinnost převodovky $\eta = 0,97$

Výsledné parametry pohonu:

Výstupní točivý moment $M = M_M \cdot \eta \cdot i = 196 \cdot 0,97 \cdot 0,216 = 42,4 \text{ Nm}$ (1)

Výstupní otáčky $n = \frac{n_M}{i} = \frac{1\,465}{0,216} = 6\,782 \text{ ot/min}$ (2)

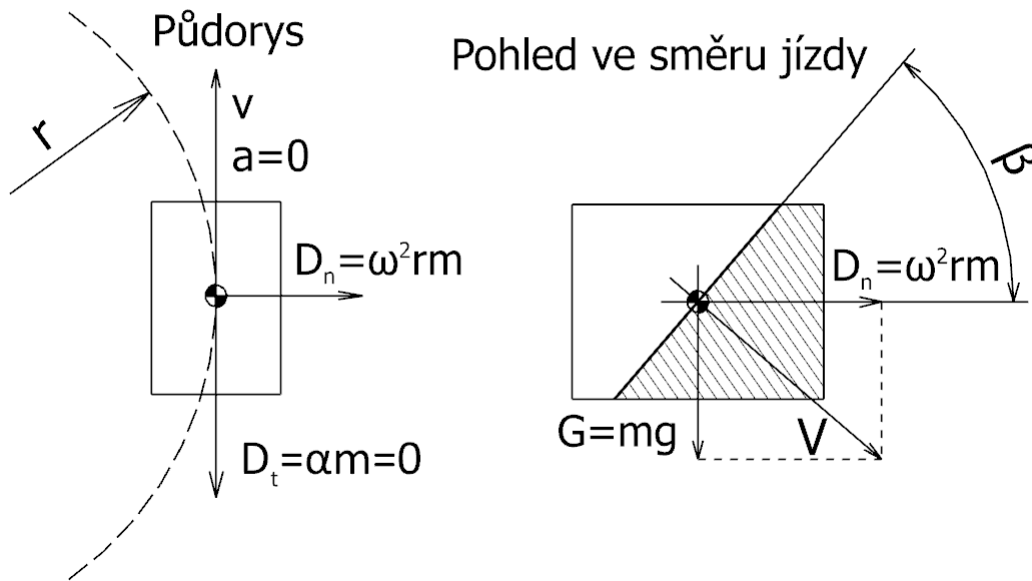
4.2 Vliv setrvačných účinků na statický náklon oleje ve vaně

Z požadovaných technických parametrů zařízení dané zadavatelem plyne, že testovací stolice by měla být schopna testované sestavě udělit zrychlení $1g$, což odpovídá konkrétním setrvačným účinkům v podélném, příčném, případně kombinaci obou směrů.

Tato kapitola popíše „přepočít“ známých setrvačných účinků na statické náklony vozidla při různých jízdních situacích. Jinými slovy jde o vyjádření úhlu, kterého vlivem setrvačných účinků, dosáhne hladina oleje oproti klidnému stavu.

Nejprve se soustředíme na průjezd zatáčkou konstantní rychlostí. Z hlediska dynamiky jde o rovnoměrný rotační pohyb.

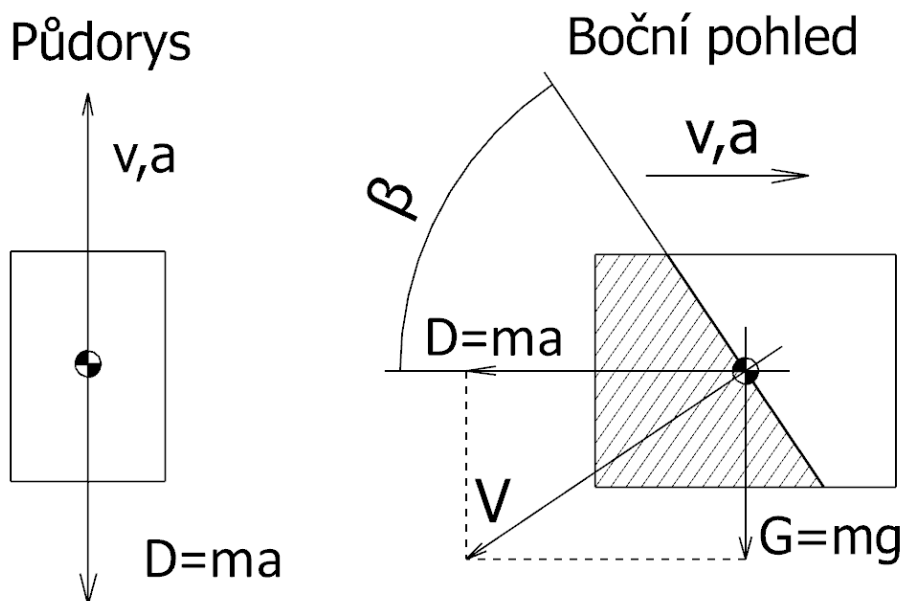
Průjezd zatáčkou konstantní rychlostí



Obr. 22 Setrvačné účinky v příčném směru

Ze schématu na obr. 22 je zjevné, že při dané situaci je vozidlo zatíženo jen setrvačným účinkem v příčném směru. Tento setrvačný účinek má za následek, že se olej v olejové vaně vychýlí v určitém úhlu oproti klidnému stavu hladiny v podélném směru. Testovací stolice by tedy testovanou sestavu v tomto případě natočila pouze okolo své podélné osy rotace.

Akcelerace



Obr. 23 Setrvačné účinky v podélném směru

Další schéma na obr. 23 ukazuje situaci při akceleraci, což odpovídá rovnoměrně zrychlenému přímočarému pohybu. Zde je zastoupen pouze setrvačný účinek v podélném směru, který má za následek naopak vychýlení hladiny oproti klidnému stavu v příčném pohledu. Testovací stolice by v tomto případě testovanou sestavu natočila pouze okolo své příčné osy rotace. Obdobně by vypadalo schéma při brzdění, vektor setrvačného účinku v podélném směru by měl ale opačný směr.

Další situací by mohla být například kombinace výše zmíněných pohybů, tedy průjezd zatáčkou při současné akceleraci. Z hlediska dynamiky jde o rovnoměrně zrychlený rotační pohyb. Setrvačné účinky jsou zde dva, a proto dojde k vychýlení hladiny v podélném i příčném pohledu.

Z jednotlivých schémat lze vidět, že při znalosti velikosti setrvačných účinků, které jsou zadavatelem práce zvoleny hodnotou $1g$, při daném gravitačním zrychlení lze určit úhel vychýlení hladiny oleje označený písmenem β .

Pro jednotlivé případy platí:

Průjezd zatáčkou konstantní rychlostí:

$$\beta = \arctg\left(\frac{\omega^2 \cdot r}{g}\right) = \arctg\left(\frac{a_n}{g}\right) = 45^\circ; a_n = 1g \quad (3)$$

β – úhel vychýlení hladiny oleje [°]

ω – úhlová rychlost [°/s]

r – vzdálenost hmotného bodu k ose rotace [m]

g – gravitační zrychlení [m/s^2]

a_n – normálové zrychlení [m/s^2]

Rovnoměrně zrychlený přímočarý pohyb:

$$\beta = \arctg\left(\frac{a}{g}\right) = \arctg\left(\frac{1 \cdot g}{g}\right) = 45^\circ; a = 1g \quad (4)$$

a – zrychlení [m/s^2]

g – gravitační zrychlení [m/s^2]

Při rovnoměrně zrychlené rotaci dojde k vychýlení hladiny o 45° v obou rovinách.

Výše popsané chování oleje ve vaně je z pohledu hydrodynamiky nepřesné a velmi zjednodušené. Cílem této práce ale není zkoumat chování kapaliny při jízdě vozidla, nýbrž navrhnout zařízení, které má ověřovat správnou polohu sacího bodu oleje v olejové vaně. Proto jsou tyto zjednodušené úvahy pro dimenzování pohonů naklápění sekundární a primární části dostačující.

Nejdůležitějším výstupem z těchto návrhových výpočtů je výsledný rozsah naklápění 45° v obou smyslech rotace ve dvou vzájemně kolmých osách. Je ale třeba myslet na fakt, že motory nemusejí být ve vozidle umístěné vodorovně, jinými slovy startovní poloha, ze které bude probíhat simulace akcelerace a brzdění nebude vodorovná, ale daná zástavbovým úhlem motoru. U podélné zástavby je osa klikové hřídele v bočním průmětu vozidla typicky skloněna směrem k prostoru pro posádku. Tento úhel bývá významný u vozidel kategorie SUV a ještě markantnější je v segmentu Off-road vozidel. Například Mercedes-Benz třídy G má motor skloněný pod úhlem 14° .

4.3 Návrhový výpočet potřebného točivého momentu pohonů naklápění

Pro výpočet potřebného výkonu pohonů naklápění sekundární a primární části stolice je nejprve třeba vypočítat hmotnost sekundární části a poté vytvořit zjednodušenou objemovou reprezentaci s přiřazenými hmotnostmi a následně pomocí CAD odečíst odpovídající kvadratický moment setrvačnosti sekundární části. Ta je dle kinematického schématu složena z hmotnosti příruby a vlastní testované sestavy, pro který byl určen limit 200 kg. Přibližná návrhová celková hmotnost sekundární části byla tedy určena na 303 kg a odpovídající moment setrvačnosti činí $8,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ vůči podélné ose rotace.

Následně se určí hmotnost primární části, která je složena z primárního rámu, pohonu naklápění primární části, hnacího elektromotoru testované sestavy a jelikož je sekundární část otočně spojena s tou primární je třeba ještě přičíst hmotnost sekundární části. Následně se obdobně jako u samotné primární části odečte moment setrvačnosti celé jmenované sestavy, který činí $405 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ vůči příčné ose rotace.

Dle zadání se má sestava natočit o 45° za 1s. Hodnota 45° , jak již bylo řečeno, vyjadřuje úhel hladiny vůči klidnému stavu, což odpovídá setrvačnému účinku (bočnímu, nebo příčnému přetížení) rovnému 1g. Časový úsek 1s je důležitý proto, že čím rychleji je možné změnit naklonění z jedné polohy do druhé, tím dokáže stolice simulovat „razantnější“ dynamiku, jinak řečeno lépe simuluje situace, kdy vozidlo rychle mění směr a tím vektor setrvačného účinku.

Dále předpokládáme, že rotace o 45° probíhá polovinu času nejprve rovnoměrně zrychleným pohybem ($\alpha = \text{konst.}$) a poté pohybem rovnoměrně zpomaleným (obr. 24). Ze známé úhlové dráhy a času se vypočte potřebné úhlové zrychlení (rovnice 6) a poté úhlová rychlost (rovnice 7) dosažená na konci první části pohybu.

$$\varphi = \frac{\alpha \cdot t^2}{2} \quad (5)$$

$$\alpha = \frac{2\varphi}{t^2} = \frac{2 \cdot 22,5}{0,5^2} = 180^\circ/\text{s}^2 \quad (6)$$

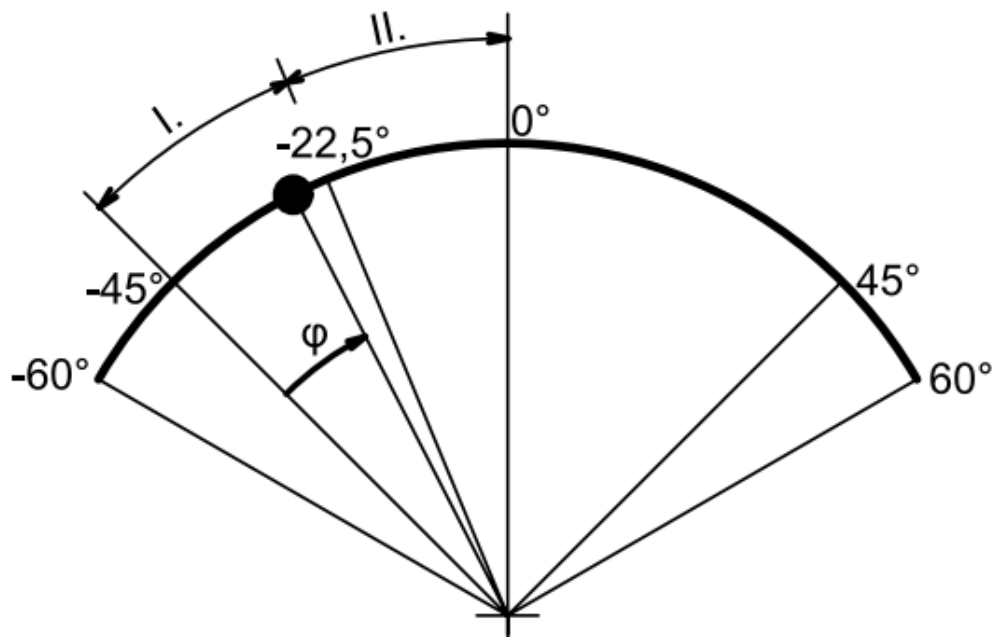
$$\omega = \alpha \cdot t = 180 \cdot 0,5 = 90^\circ/\text{s} \quad (7)$$

φ – úhlová dráha [°]

ω – úhlová rychlost [°/s]

α – úhlové zrychlení [°/s²]

t – čas [s]



Obr. 24 Diagram pohybu po kružnici 1

Posledním krokem je výpočet potřebného točivého momentu ze známých veličin. Pro sekundární část stolice platí:

$$M_s = I_s \cdot \alpha = 8,2 \cdot 1,571 = 25,761 \text{ Nm} \quad (8)$$

M_s – točivý moment pohonu sekundární části [Nm]

I_s – moment setrvačnosti sekundární části [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

α – úhlové zrychlení [rad/s^2]

Primární část vyvine stejné úhlové zrychlení, ale její moment setrvačnosti je vyšší, což je dáno tím, že primární část v sobě zahrnuje také sekundární, je tedy těžší a hmota je rozmístěna dál od příslušné osy rotace. Výsledný potřebný točivý moment primární části je tedy:

$$M_p = I_p \cdot \alpha = 405 \cdot 1,571 = 1\,272,345 \text{ Nm} \quad (9)$$

M_s – točivý moment pohonu primární části [Nm]

I_s – moment setrvačnosti primární části [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

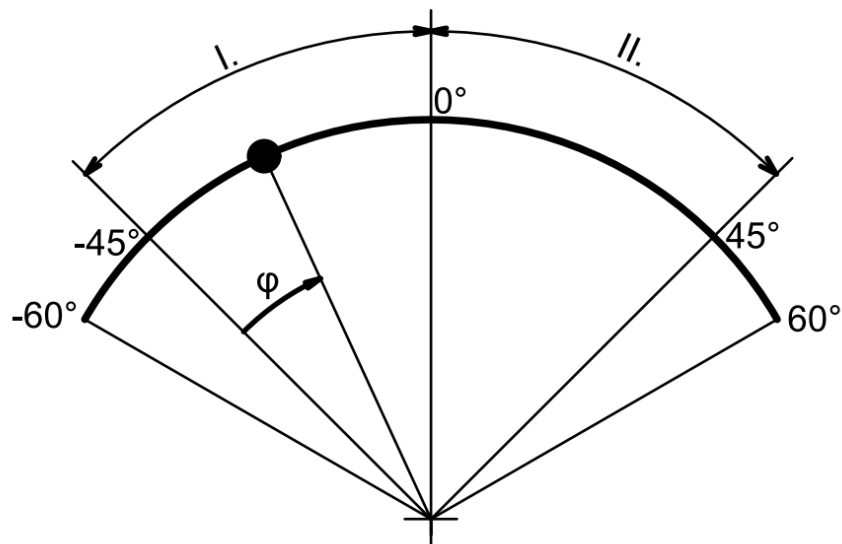
α – úhlové zrychlení [rad/s^2]

Poznámka:

Pokud například sestava provede rotaci z jedné úvratě $\varphi = -45^\circ$ do druhé $\varphi = 45^\circ$, za čas dvě sekundy, přičemž bude opět polovinu času konat rovnoměrně zrychlený rotační pohyb po kružnici a druhou polovinu času rovnoměrně zpomalený rotační pohyb po kružnici (obr. 25), úhlové zrychlení bude $\alpha = 90^\circ/s^2$ (rovnice 10) a úhlová rychlost $\omega = 180^\circ/s$ (rovnice 11).

$$\alpha = \frac{2\varphi}{t^2} = \frac{2 \cdot 45}{1^2} = 90^\circ/s^2 \quad (10)$$

$$\omega = \alpha \cdot t = 180 \cdot 1 = 180^\circ/s \quad (11)$$



Obr. 25 Diagram pohybu po kružnici 2

4.4 Volba a výpočet parametrů pohonu naklápění sekundární části

Pro pohon naklápění sekundární části byl zvolen elektromotor od firmy TG drives s označením TGN3-0350, je to střídavý synchronní servomotor s permanentními magnety v rotoru. Jeho kompletní technická specifikace je uvedena v příloze „Elektromotor sekundárního naklápění“.

Vybrané technické parametry:

Jmenovitý točivý moment $M_{sm} = 3 \text{ Nm}$

Jmenovitý výkon $P = 0,942 \text{ kW}$

Jmenovité otáčky $n_{sm} = 3\,000 \text{ min.}^{-1}$

Hmotnost $m = 3,4 \text{ kg}$

Průměr výstupní hřídele $d = 14 \text{ mm}$

Posledním článkem pohonu je jednochodá šneková převodovka s velkým převodovým poměrem, dobrou únosností, vybavená dutou výstupní hřídelí. Výrobce je IMO a konkrétní označení je WD-LA 0223/3-06370. Tento typ převodovek se běžně využívá pro otočné stojany fotovoltaických panelů, nebo pro jeřábová ramena na nákladních automobilech. Kompletní technická specifikace této převodovky je uvedena v příloze „Katalog převodovky naklápěcích pohonů“. Výsledná podoba pohonu je vyobrazena na obr. 26.

Vybrané technické parametry:

Převodový poměr $i_s = 62$

Účinnost $\eta = 0,75$

Hmotnost $m = 48 \text{ kg}$

Výstupní parametry pohonu sekundární části budou tedy následující:

Výstupní točivý moment

$$M_{sc} = M_{sm} \cdot i_s \cdot \eta = 3 \cdot 62 \cdot 0,75 = 139,5 \text{ Nm} \quad (12)$$

Výstupní otáčky

$$n_{sv} = \frac{n_{sm}}{i_s} = \frac{3\,000}{62} = 72,58 \text{ min.}^{-1} = 0,806 \text{ s}^{-1} \quad (13)$$

4.5 Volba a výpočet parametrů pohonu naklápění primární části

Vzhledem k vysokému potřebnému točivému momentu a lepšímu rozložení hmotnosti je třeba použít dvě sady pohonu. Každá sada se skládá ze servomotoru a šnekové převodovky s dutým rotorem. Pohony jsou umístěny po stranách primárního rámu.

Pro pohon naklápění sekundární části byl zvolen elektromotor od firmy TG drives s označením TGN5-1600, je to střídavý synchronní servomotor s permanentními magnety v rotoru. Jeho kompletní technická specifikace je uvedena v příloze práce číslo „Elektromotor primárního naklápění“.

Vybrané technické parametry:

Jmenovitý točivý moment $M_{pm} = 36,5 \text{ Nm}$

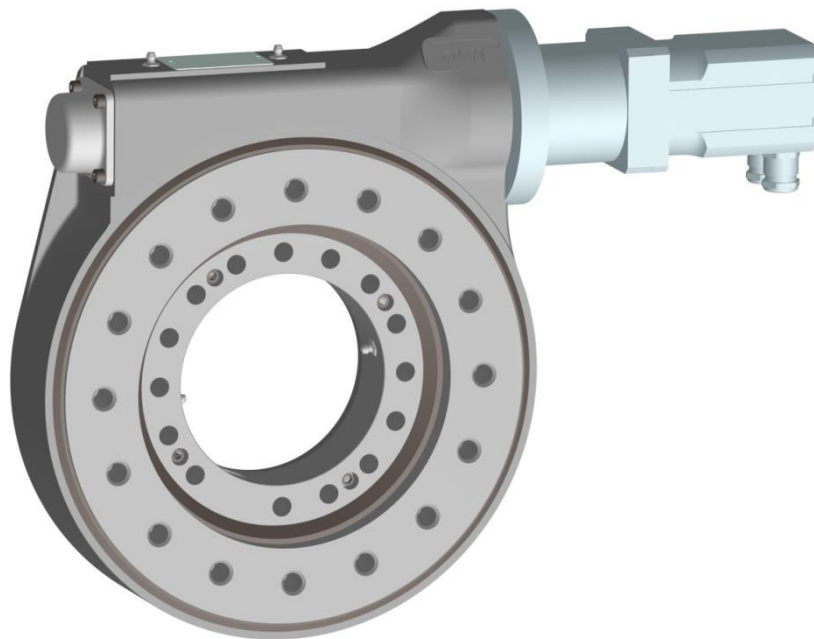
Jmenovitý výkon $P = 7,644 \text{ kW}$

Jmenovité otáčky $n = 2\,000 \text{ min.}^{-1}$

Hmotnost $m = 22,5 \text{ kg}$

Průměr výstupní hřídele $d = 24 \text{ mm}$

Posledním článkem pohonu je jednochodá šneková převodovka s velkým převodovým poměrem, dobrou únosností a vybavená dutou výstupní hřídelí. Výrobce je IMO a konkrétní označení je WD-LA 0223/3-06370. Tento typ převodovek se běžně využívá pro otočné stojany fotovoltaických panelů, nebo pro jeřábová ramena na nákladních automobilech. Kompletní technická specifikace této převodovky je uvedena v příloze „Katalog převodovky naklápěcích pohonů“.



Obr. 26 Pohon naklápění

Vybrané technické parametry:

Převodový poměr $i_p = 62$

Účinnost $\eta = 0,75$

Hmotnost $m = 48 \text{ kg}$

Výstupní parametry pohonu primární části budou tedy následující:

Výstupní točivý moment:

Počet sad pohonů $N = 2$

$$M_{pc} = M_{pm} \cdot i_p \cdot \eta_p \cdot N = 36,5 \cdot 62 \cdot 0,75 \cdot 2 = 3\,394,5 \text{ Nm} \quad (14)$$

Výstupní otáčky:

$$n_{sc} = \frac{n_{sm}}{i_p} = \frac{2\,000}{1 \cdot 62} = 32,258 \text{ min.}^{-1} = 0,538 \text{ s}^{-1} \quad (15)$$

Shrnutí návrhových výpočtů výkonu naklápěcích pohonů (tab. 3):

Návrhové výpočty				
	Sekundární naklápění		Primární naklápění	
Hmotnost břemene	m_s [kg]	303,4	m_p [kg]	685
Moment setrvačnosti	I_z [kg·m ²]	8,2	I_y [kg·m ²]	405
Úhlová dráha	φ [°]	45	φ [°]	45
	φ [rad]	0,785	φ [rad]	0,785
Úhlová rychlost	ω [rad/s]	1,571	ω [rad/s]	1,571
Čas	t [s]	0,5	t [s]	0,5
Úhlové zrychlení	α [rad/s ²]	3,142	α [°/s ²]	3,142
Točivý moment na výstupu z převodovky	M_{sp} [Nm]	25,761	M_{pp} [Nm]	1 272,345
Převodový poměr převodovky	i_s [-]	62	i_p [-]	62
Účinnost převodovky	η [-]	0,75	η [-]	0,75
Točivý moment motoru	M_{sm} [Nm]	0,554	M_{pm} [Nm]	27,362

Tab. 3 Návrhové výpočty naklápěcích pohonů

Ze srovnání návrhových výpočtů naklápacích pohonů a skutečně vybraných pohonů je vidět zřetelný rozdíl v hodnotách potřebných točivých momentů (tab. 4). Tento rozdíl je dán faktem, že u navržených pohonů bylo přihlédnuto k výpočtům testovacího cyklu (v kapitole „4.6 Návrh a výpočet testovacího cyklu“), kde jsou nároky na dynamiku vyšší oproti původním požadavkům.

Vybrané komponenty pohonu nakládání				
	Sekundární nakládání		Primární nakládání	
Typ motoru	TGN3-0350		TGN6-4400 x 2	
Točivý moment	M [Nm]	3	M [Nm]	73
Výkon	P [kW]	0,942	P [kW]	15,288
Otáčky	n [1/min]	3 000	n [1/min]	2 000
	n [1/s]	50	n [1/s]	33,333
Hmotnost	m [kg]	3,4	m [kg]	60,8
Typ převodovky	WD-LA 0223		WD-LA 0223 x 2	
Převodový poměr	i [-]	62	i [-]	62
Účinnost	η [-]	0,75	η [-]	0,75
Točivý moment na výstupu	M_s [Nm]	139,5	M_p [Nm]	3 394,5
Otáčky	n_s [1/min]	48,387	n_p [1/min]	32,258
	n_s [1/s]	0,806	n_p [1/s]	0,538
Hmotnost	m [kg]	48	m [kg]	96

Tab. 4 Vybrané komponenty

4.6 Návrh a výpočet testovacího cyklu

Testování konkrétních olejových van bude možno provádět ve dvou režimech, statickém a dynamickém. Statický režim je jednoduše dán sérií statických náklonů vozidla, které se přepočítají na naklopení jednotlivých os testovací stoly.

U dynamického režimu je situace komplikovanější, protože je třeba testovací cyklus postavit na základě skutečného průjezdu vozidla určitým úsekem vozovky, aby byl cyklus co možná nejvěrnější. U dynamického režimu jsou klíčová data o podélném a příčném zrychlení vozidla na trati.

Tyto data lze získat buď reálně – zaznamenáváním podélného a příčného zrychlení z automobilu na konkrétní trati, nebo virtuálně naprogramováním vlastního jízdního modelu, který by údaje o zrychlení počítal. To je ale obtížná a časově náročná úloha. V práci bude využit fyzikální model už existujícího virtuálního simulátoru.



Obr. 27 Prostředí simulátoru Aspetto Corsa

K vytvoření testovacího cyklu byl vybrán závodní počítačový simulátor Aspetto Corsa (obr. 27). Tento simulátor lze rozšířit o aplikaci, která zaznamenává velké množství kanálů dat v čase během jízdy vozidla v simulátoru. Takto zaznamenané kanály lze otevřít v telemetrickém programu MoTec i2 Pro. Zmíněné datové kanály mohou být například čas, rychlost, poloha plynového pedálu, nebo teplota pneumatik. Kanály důležité pro vytvoření testovacího cyklu jsou podélné a příčné zrychlení vztažené k těžišti vozidla a také otáčky motoru.

Údaje o podélném a příčném zrychlení (základní a jediné údaje, které jsou použity ze simulátoru) lze poté exportovat do programu Excel a v něm provést následující výpočty úhlové dráhy (naklopení pohonu), úhlové rychlosti, potřebných otáček pohonu, úhlového zrychlení a potřebného točivého momentu naklápěcího motoru. Tyto údaje je třeba spočítat pro obě osy naklápění.

Konkrétní příklad vytvoření testovacího cyklu:

Nejprve je třeba zvolit vozidlo s co možná nejpodobnějšími (zejména dynamickými) vlastnostmi vozu, ve kterém je daný motor s olejovou vanou instalován. Vliv na dynamiku vozidla a tedy i na extrémní hodnoty a průběh bočního a podélného přetížení má vliv spousta faktorů, například hmotnost, rozložení hmoty, výkon motoru, točivý moment motoru, zvolené pneumatiky atd. Pro tento příklad bylo vybráno vozidlo Mazda MX-5 NA, což je sportovní vůz s motorem vpředu, pohonem zadních kol, hmotností 940 kg, výkonem 99 kW a točivým momentem 115 Nm.

Dále je třeba vybrat testovací trať, na které bude simulace probíhat. Vhodnou testovací trať, na které se nachází i velký počet testovacích center automobilek, je okruh Nürburgring – Nordschleife. Tento okruh se nachází v Německu v pohoří Eifel, je dlouhý přibližně dvacet kilometrů a vyskytují se na něm velmi různorodé úseky zatáček, které jsou rozloženy do kopcovitého terénu s řadou klesání a stoupání.

Před vlastní jízdou je ještě nutné nastavit frekvenci s jakou se budou zapisovat údaje z jednotlivých datových kanálů. Tato frekvence byla zvolena na 20 Hz, tedy 20 zapsaných hodnot za jednu sekundu.

Po absolvované jízdě je nutné data otevřít ve zmíněné telemetrii, vyhledat údaje o zrychlení a poté je exportovat do programu Excel. Další výpočty probíhají následovně.

Vstupní data o zrychlení (příčném a podélném) na okruhu jsou zpracována jednoduchým filtrem, který průměruje 9 po sobě jdoucích hodnot a výsledné číslo zařadí časově na úroveň páté hodnoty (časový střed). Takto zpracované hodnoty podélného (bočního) zrychlení jsou převedeny na úhel natočení příslušného motoru naklápění dle následujícího vzorce:

$$\varphi = \arctg \frac{a_{\text{pricne/podelne}}}{g} \quad (16)$$

φ – natočení pohou naklápění [rad]

g – gravitační zrychlení [$1 \cdot g$]

a – příčné, případně podélné zrychlení vozidla [násobky g]

Následuje výpočet úhlové rychlosti pohonů naklápění, která je filtrována průměrováním pěti po sobě jdoucích hodnot (z důvodu hladšího průběhu křivky):

$$\omega = \frac{\varphi_n - \varphi_{n-1}}{\Delta t} \quad (17)$$

$$\Delta t = \frac{1}{f} \quad (18)$$

ω – úhlová rychlost pohonu naklápění $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$

Δt – časová změna [s] ... tato změna je $\left(\frac{1}{20} s\right)$

f – frekvence zaznamenávání údajů do datových kanálů [Hz]

Z úhlové rychlosti lze vyjádřit otáčky motorů:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} \quad (19)$$

n – otáčky pohonů naklápění $\left[\frac{1}{min.}\right]$

Z úhlové rychlosti lze dále vypočítat úhlové zrychlení:

$$\alpha = \frac{\omega_n - \omega_{n-1}}{\Delta t} \quad (20)$$

α – úhlové zrychlení pohonu naklápění $\left[\frac{rad}{s^2}\right]$

Průběh úhlového zrychlení je také třeba zpracovat filtrem kvůli plynulejšímu průběhu křivky. Filtér průměruje pět po sobě jdoucích hodnot, přičemž výslednou hodnotu zařadí časově na třetí pozici (časový střed). Poté je na řadě výpočet točivého momentu, který musí vyvinout pohon naklápění pro realizaci pohybů s danou dynamikou:

$$M = I \cdot \alpha \quad (21)$$

M – točivý moment pohonu naklápění [Nm]

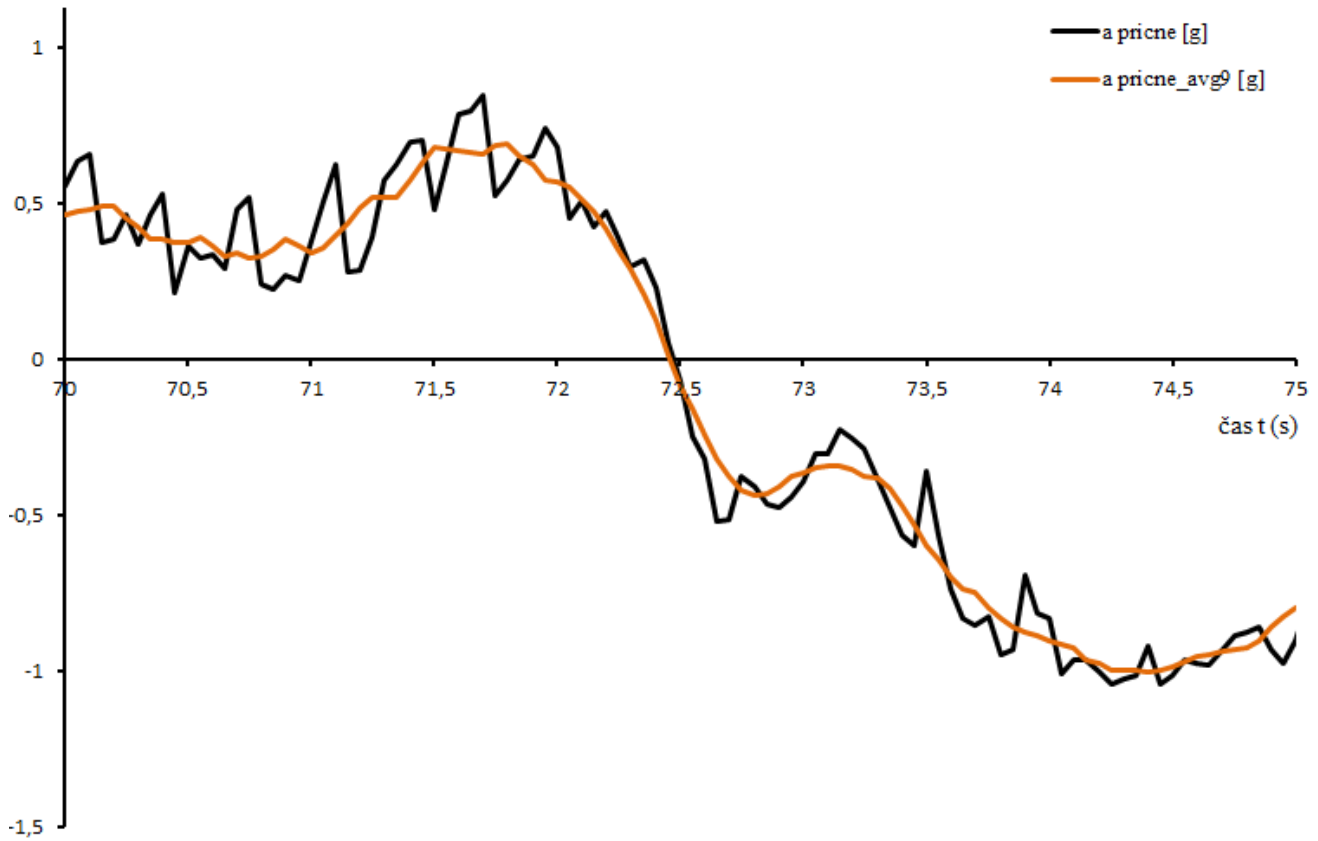
I – moment setrvačnosti k příslušné ose rotace [$kg \cdot m^2$]

Vypočtením točivého momentu naklápěcího pohonu je získán údaj potřebný k dimenzování pohonů naklápění (tento výpočet již byl zohledněn u výběru pohonů naklápění v předchozích kapitolách). Tuto sekvenci výpočtů je nutné provést pro obě osy naklápění, primární, která odpovídá podélným hodnotám zrychlení, sekundární ose naklápění odpovídají naopak příčné hodnoty zrychlení. Tab. 5 ukazuje souhrn údajů vypočtených z testovacího cyklu (kompletní data jsou na úplné zobrazení příliš rozsáhlá, jelikož mají v programu Excel přes čtvrt milionu buněk).

Název cyklu	Nür MX-5 NA 20 Hz Avg9-5 F
Testovací vozidlo	Mazda MX-5 NA
Testovací okruh	Nürburgring Nordschleife Tourist
Vzorkovací frekvence	20 Hz
Časový krok	1/20 s
Délka jednoho kola	10:25
Max. příčné zrychlení	1,18 g
Max. filtrované příčné zrychlení	1,1 g
Min. příčné zrychlení	-1,36 g
Min. filtrované příčné zrychlení	-1,15 g
Max. podélné zrychlení	0,54 g
Max. filtrované podélné zrychlení	0,38 g
Min. podélné zrychlení	-1,14 g
Min. filtrované podélné zrychlení	-0,81 g
Max. úhlová dráha příčného naklopení	47,7°
Min. úhlová dráha příčného naklopení	-49,1°
Max. úhlová dráha podélného naklopení	20,7°
Min. úhlová dráha podélného naklopení	-38,9°
Max. úhlová rychlost příčného naklopení	2,99 rad/s
Max. filtrovaná úhlová rychlost příčného naklopení	1,99 rad/s
Min. úhlová rychlost příčného naklopení	-2,35 rad/s
Min. filtrovaná úhlová rychlost příčného naklopení	-1,69 rad/s
Max. úhlová rychlost podélného naklopení	3,27 rad/s
Max. filtrovaná úhlová rychlost podélného naklopení	1,72 rad/s
Min. úhlová rychlost podélného naklopení	-3,26 rad/s
Min. filtrovaná úhlová rychlost podélného naklopení	-2,53 rad/s
Max. úhlové zrychlení příčného naklopení	11,82 rad/s ²
Max. filtrované úhlové zrychlení příčného naklopení	7,24 rad/s ²
Min. úhlové zrychlení příčného naklopení	-12,45 rad/s ²
Min. filtrované úhlové zrychlení příčného naklopení	-7,69 rad/s ²
Max. úhlové zrychlení podélného naklopení	9,52 rad/s ²
Max. filtrované úhlové zrychlení podélného naklopení	8,2 rad/s ²
Min. úhlové zrychlení podélného naklopení	-14,44 rad/s ²
Min. filtrované úhlové zrychlení podélného naklopení	-7,48 rad/s ²
Max. otáčky příčného naklopení	0,31 1/s
Min. otáčky příčného naklopení	-0,27 1/s
Max. otáčky podélného naklopení	0,27 1/s
Min. otáčky podélného naklopení	-0,4 1/s
Max. točivý moment příčného (primárního) naklopení	2 933,92 Nm
Min. točivý moment příčného (primárního) naklopení	-3 114,4 Nm
Max. točivý moment podélného (sekundárního) naklopení	67,21 Nm
Min. točivý moment podélného (sekundárního) naklopení	-61,30 Nm

Tab. 5 Parametry testovacího cyklu

Na následujícím grafu (obr. 28) je vidět příklad filtrování vstupního zrychlení v příčném směru (v závislosti na čase) za účelem vyhlazení průběhu. Původní závislost je naznačena černou křivkou. Oranžová křivka naznačuje vyhlazený průběh vhodný pro další výpočty.

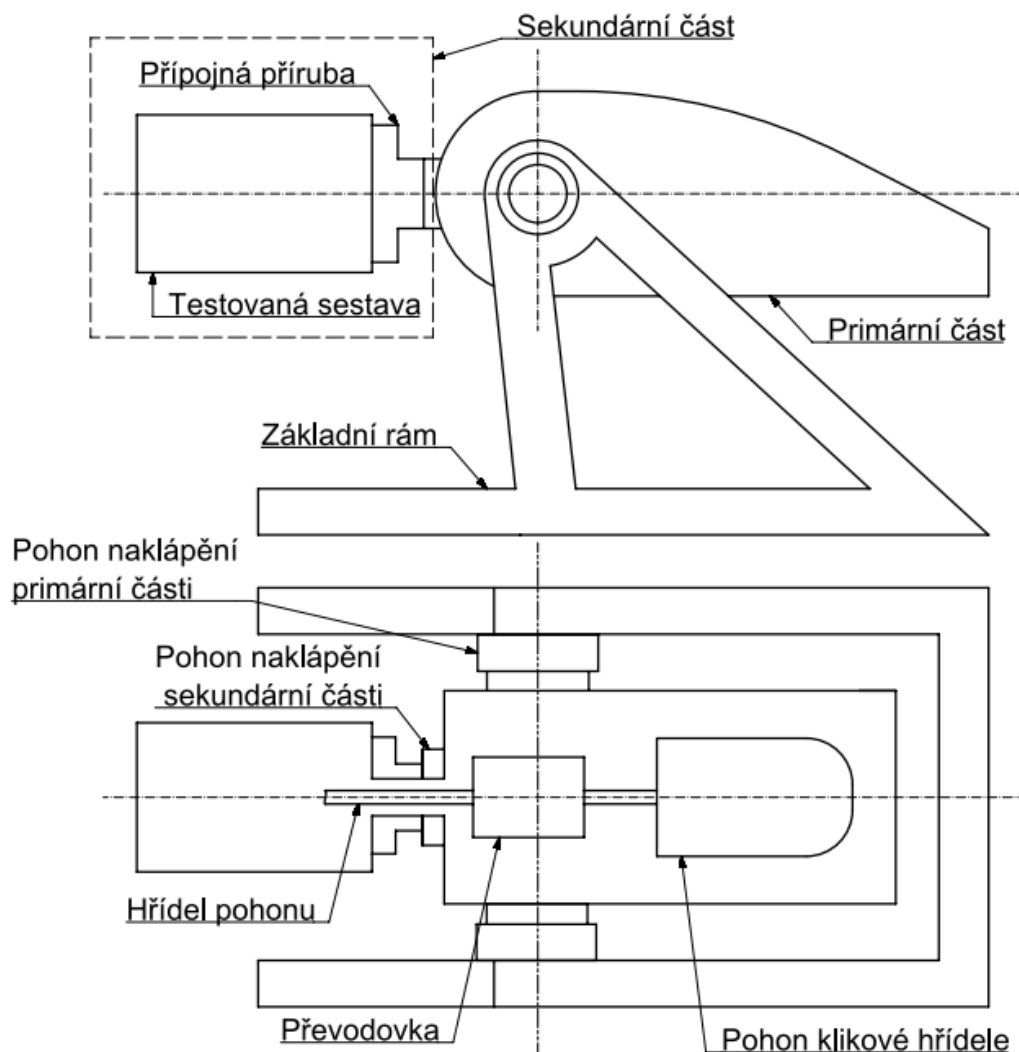


Obr. 28 Filtrování průběhu

5. Detailní návrh testovací stolice

V této kapitole bude popsán rozpracovaný návrh vybrané koncepce testovací stolice. Pro lepší vymezení základních pojmů je zde rekapitulace jednotlivých částí zařízení. Tyto části jsou znázorněny na obr. 29:

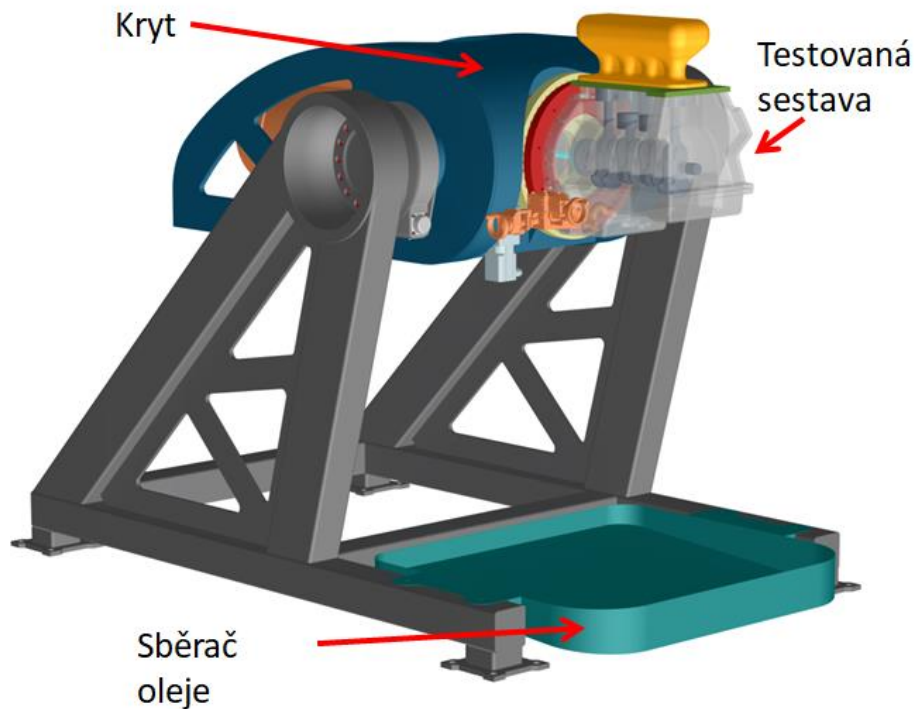
- Základní rám – statická konstrukce upevněná do podlahy haly.
- Primární část – všechny součásti, které rotují pouze kolem základní rámu, hlavní díl primární části je primární rám.
- Sekundární část - všechny součásti, které rotují kolem primární i kolem základního rámu.



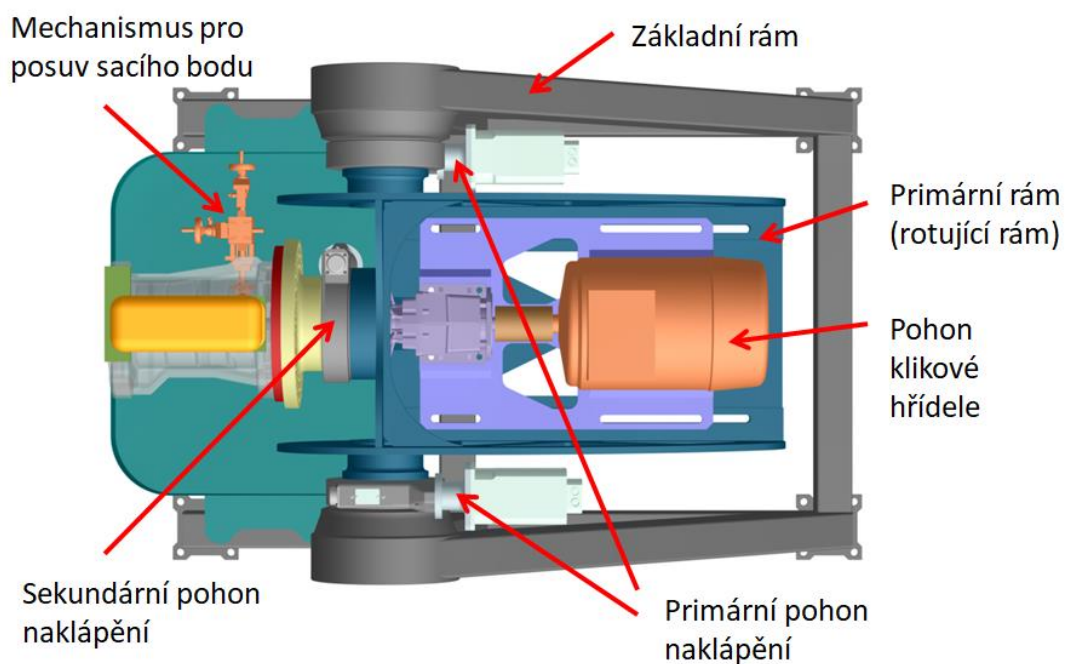
Obr. 29 Schéma výsledného návrhu testovací stolice

5.1 CAD zobrazení testovací stolice

Na následujících ilustracích (obr. 30 a 31) je vidět konkrétní celková podoba testovací stolice. Na základním rámu je přes primární pohon naklápění uložen primární rám, který nese pohon klikové hřídele. Na čele primárního rámu je uložen sekundární pohon naklápění, který přes upevňovací přírubu rotuje s testovanou sestavou motoru.

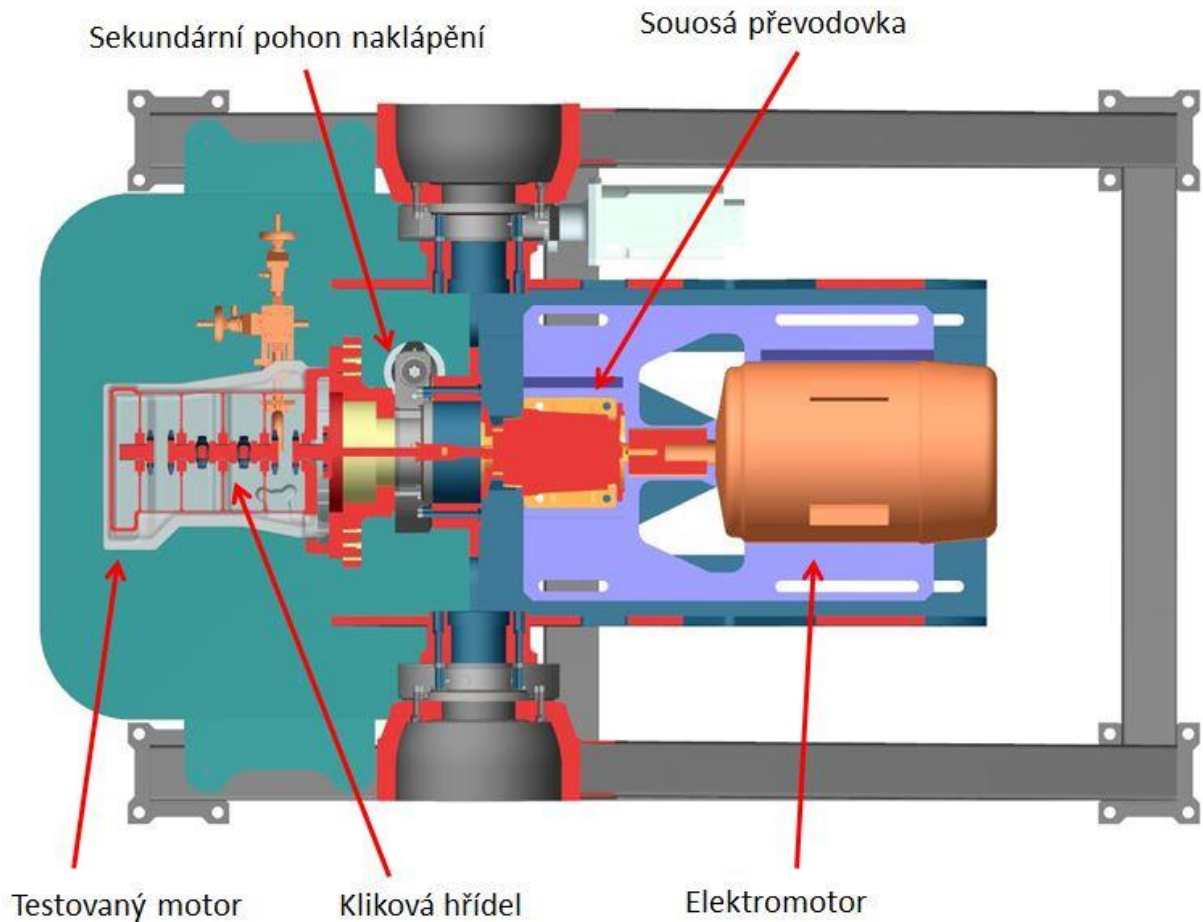


Obr. 31 CAD ISO Pohled na testovací stolici



Obr. 30 CAD Půdypros testovací stolice

Vyobrazený řez na obr. 32 vedený v rovině podélné a příčné osy ukazuje pohon klikové hřídele vedený skrz dutý pohon sekundárního naklápění. Dále je zde patrné spojení základního rámu s pohonem primárního naklápění, na kterém je uložen primární rám.



Obr. 32 CAD řez testovací stolicí

5.2 Shrnutí vybraných parametrů zařízení

V následujícím přehledu jsou uvedeny základní údaje o zařízení.

Pohon primárního naklápění:

- 2x elektromotor se šnekovou převodovkou.
- Výkon 15,3 kW.
- Točivý moment 3 394,5 Nm.
- Otáčky 0,54 ot/s.
- Hmotnost 177 kg.

Pohon sekundárního naklápění:

- Elektromotor se šnekovou převodovkou.
- Výkon 0,942 kW.
- Točivý moment 139,5 Nm.
- Otáčky 0,81 ot/s.
- Hmotnost 56,4 kg.

Pohon klikové hřídele:

- Elektromotor s čelní převodovkou.
- Výkon 30 kW.
- Točivý moment 41,5 Nm.
- Otáčky 6 782,4 ot/min.
- Hmotnost 253 kg.

Testovací stolice:

- Hmotnost cca 2300 kg.
- Rozměry 2463 x 1490 x 1815 mm.

5.3 Základní rám

Základní rám je řešen jako symetrická ocelová svařovaná konstrukce (obr. 33). Dolní část je složena ze čtyřúhelníkových profilů 120 x 120 mm z nízkouhlíkové konstrukční oceli S235, na kterých je posazena dvojice stojanů ve tvaru písmene „A“ také ze čtyřúhelníkových profilů, ale o rozměru 200 x 120. Tyto stojany ve své horní části obepínají masivní soustružené kotouče, na které je následně uložen primární rám. Stojany jsou zároveň vyztuženy pomocí přivařených trojúhelníkových desek z nízkouhlíkové konstrukční oceli S235. Hlavním požadavkem na tento díl je tuhost.



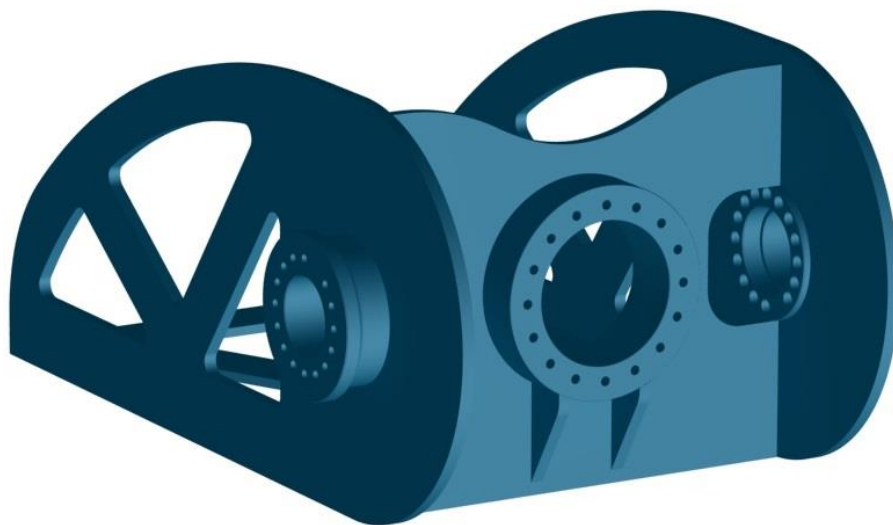
Obr. 33 CAD zobrazení základního rámu

Dle požadavků zadavatele je zařízení zašroubováno do betonové základny v halové laboratoři. Rám je proto uložen čtyřbodově, přičemž každá ze čtyř upevňovacích desek je vybavena čtyřmi otvory pro šrouby.

5.4 Primární část

Základ primární části testovací stolice tvoří primární rám, ten je řešen jako svařenec z ocelových desek (obr. 34). Rám je optimalizován z pohledu tuhosti, napětí a hmotnosti, proto je vybaven žebry a odlehčením méně namáhaných částí.

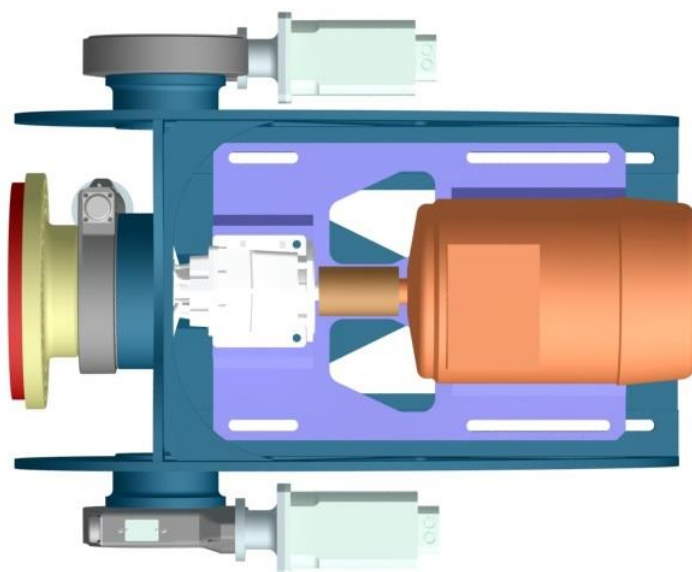
Na obou stranách primárního rámu je přivařen kotouč tvořící dosedací plochu pro šnekovou převodovku, přes kterou je primární rám uložen na základním rámu.



Obr. 34 CAD zobrazení primárního rámu

Na rám primární části je uložen pohon klikové hřídele. Prostor v rámu je uspořádán pro připojení sériově zapojeného pohonu klikové hřídele s komponenty připojenými pomocí patek. V rámci této diplomové práce má pohon výkon 30 kW, ale rám samotný je připraven pro osazení pohonu o výkonu až 40kW, pro případ budoucího vylepšení parametrů.

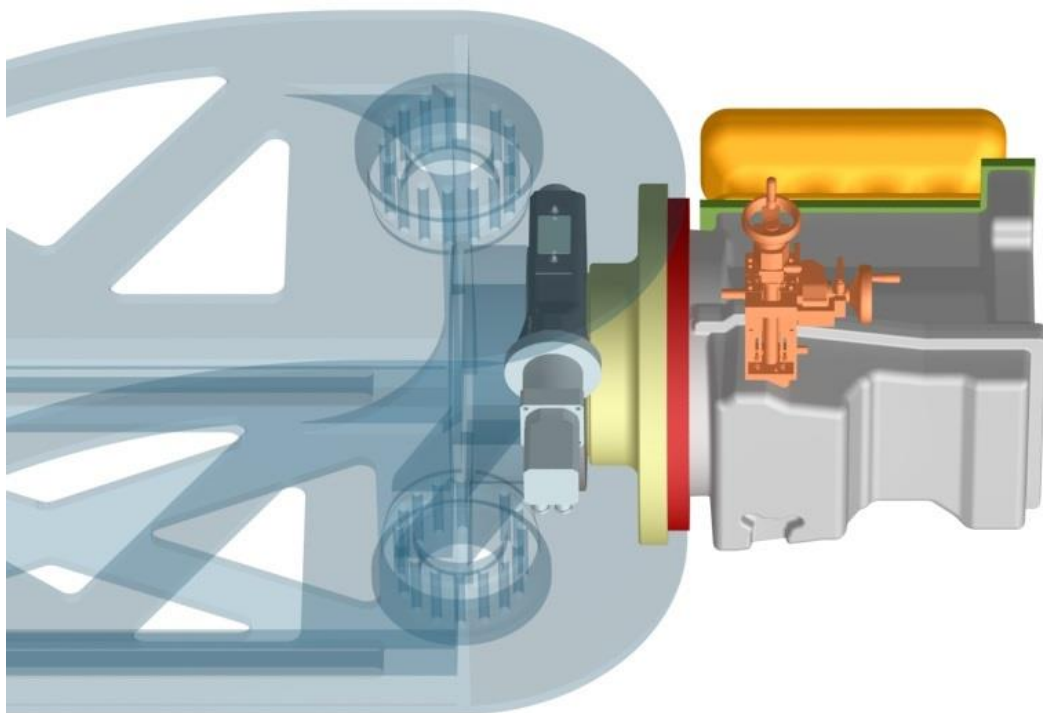
Pohon klikové hřídele je tvořen elektromotorem, převodovkou pro zvýšení otáček a výstupní hřídelí, která je zakončena drážkovaným pouzdem pro připojení klikové hřídele motoru (Detailní popis spojení je obsažen v kapitole „5.8 Montáž a postup testování“). Kvůli zaručení větší přesnosti vzájemného uložení elektromotoru a převodovky k rámu jsou tyto dva díly připojeny k rámu přes společný stojan. Vzájemné spojení mezi převodovkou a elektromotorem je řešeno pomocí jednoduché spojky, která přenáší točivý moment pomocí těsných per. Na obr. 35 je znázorněna kompletní primární část zařízení.



Obr. 35 Primární část

5.5 Sekundární část

Sekundární část je soubor dílů upnutých na převodovce sekundárního pohonu (obr. 36). Hlavní konstrukční problém zde spočívá v tom, jakým způsobem spojit zjednodušený spalovací motor s dutým rotorem převodovky. Spalovací motor je spolu s převodovkou uložen ve voze minimálně třibodově v pružných lůžcích, přičemž zpravidla dva upevňovací body jsou na motoru a toto uložení je provedeno pomocí dvou držáků motoru a třetí upevňovací bod je na převodovce. Způsob uložení motoru je také rozdílný pro motory s příčnou a podélnou zástavbou. Tento „původní“ způsob uložení motoru je ale pro účely upevnění na testovací zařízení nevýhodný z hlediska počtu uložení a také proto, že motor je třeba na stoličce upnout tuhým spojením bez pružných členů. Z toho důvodu je zde aplikováno jednodušší a praktičtější řešení. Motor je na testovací stoličce připevněn a vystředěn za dosedací plochu pro převodovku.



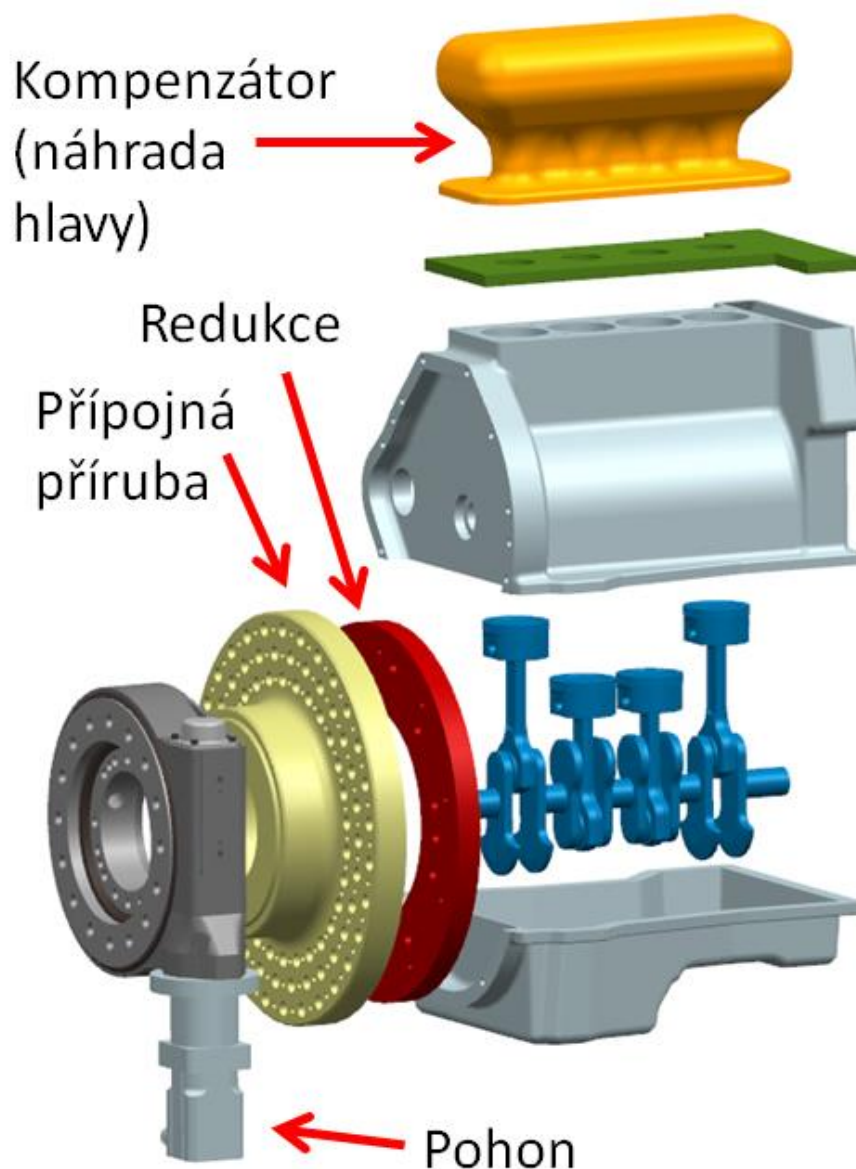
Obr. 36 Sekundární část

Pro přechod mezi rotorem převodovky a zmíněnou dosedací plochou pro převodovku spalovacího motoru se používá dvojice dílů – upevňovací příruba spolu s redukcí. Upevňovací příruba je na jedné straně přišroubována k rotoru převodovky a na straně druhé k redukcí. Redukce je vyrobena individuálně pro každý motor zvlášť (příruba je univerzální). Postup montáže je popsán v kapitole „5.8 Montáž a postup testování“.

5.6 Testovaná sestava – úprava testovaných motorů

Pro účely testování polohy sacího bodu je žádoucí kompletně nastrojený motor zjednodušit tak, aby na něm zbyly jen ty komponenty, které ovlivňují děje spojené s pohybem (přeléváním) oleje uvnitř olejové vany. Jak již bylo řečeno v předešlých kapitolách, tyto děje jsou:

- Statický náklon.
- Setrvačné účinky při dynamické jízdě vozidla.
- Změna tlaku vlivem přímočarého vratného pohybu pístů.
- Rotace klikové hřídele.



Obr. 37 Testovaná sestava

Kompletní motor je tedy zjednodušen na tyto komponenty (obr. 37):

- Blok motoru.
- Olejová vana.
- Kompletní klikový mechanismus.
- Olejové čerpadlo s příslušným pohoným rozvodem od klikové hřídele.
- Senzor hladiny oleje.
- Olejový separátor (odděluje prostor klikové skříně a olejové vany).
- Část olejového okruhu motoru včetně trysek pro mazání pístů ve válci.
- Kompenzátor objemu s redukcí.
- Pohybový mechanismus sacího bodu s vlastní sací trubicí.

Jelikož motor nemá uzavřené spalovací prostory hlavou motoru, je třeba je nějakým způsobem uzavřít, protože v opačném případě by se malé množství oleje dostávalo přes těsnící a stírací kroužky nad píst, což by znečišťovalo celé zařízení. Zároveň ale není možné jednoduše zakrýt prostor nad každým individuálním pístem, protože by v tomto prostoru nebylo možné nijak vyrovnávat tlak. Při pohybu do horní úvratě by píst stlačoval nekonečně malý objem a při pohybu do dolní úvratě by zase působil proti podtlaku nad pístem. Řešením tohoto problému je dodatečný díl, kompenzátor objemu. Tento díl jednoduše spojuje všechny „spalovací prostory“ (k žádnému spalování zde ale samozřejmě nedochází, kliková hřídel je poháněna elektrickým motorem). Díky tomuto řešení nedochází k únikům oleje a problémům s vyrovnáváním tlaku. Takto zjednodušený motor je ještě přizpůsoben pro zástavbu pohybového mechanismu sacího bodu a flexibilní sací trubice.

5.7 Olejový okruh

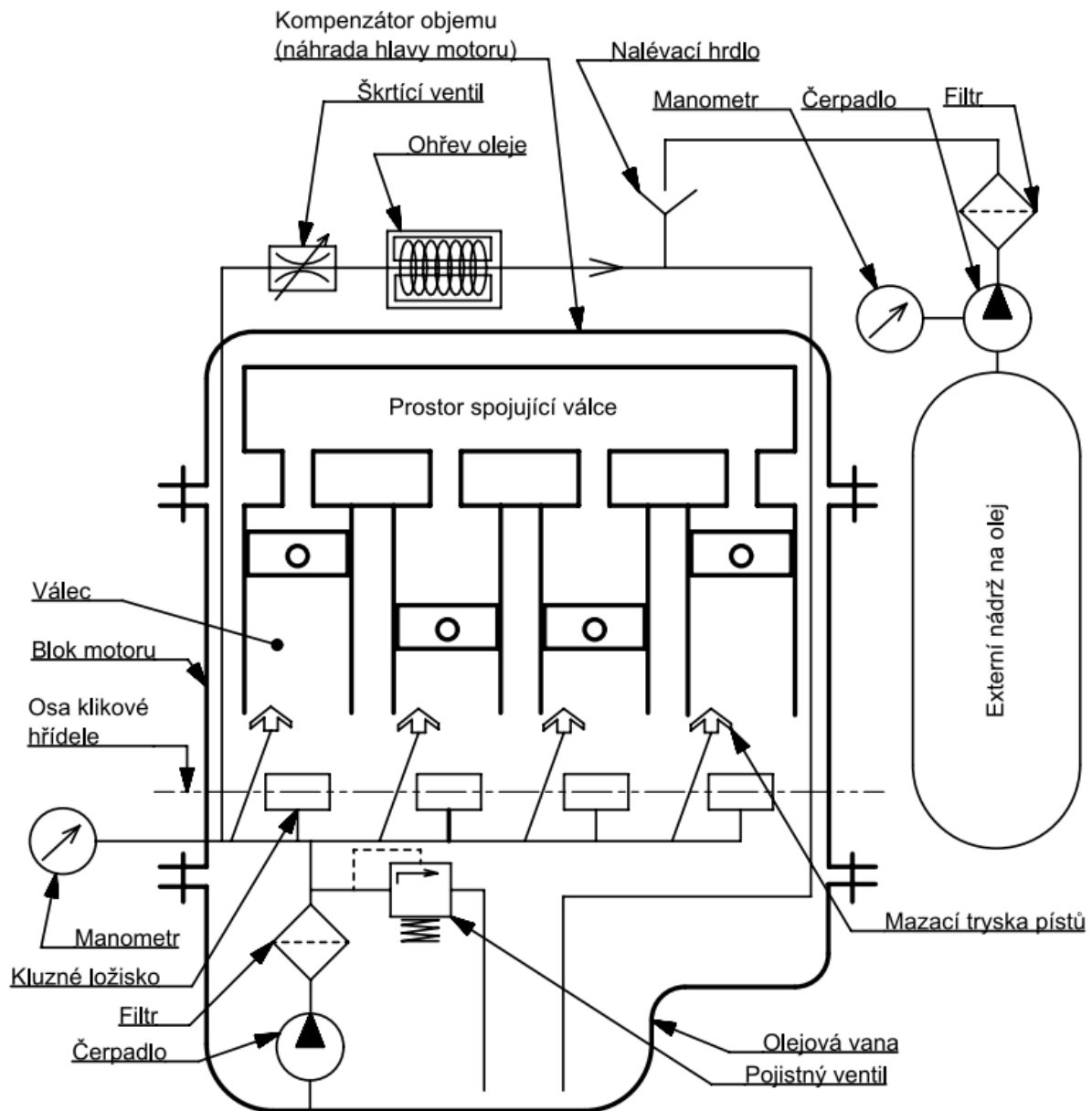
Z naznačených úprav testovaného motoru plyne i nutnost úpravy olejového okruhu motoru. Olej bude nasáván hadicí (flexibilní sací trubice je nutná protože bude docházet ke změně polohy sacího bodu) do čerpadla, ze kterého bude dále pokračovat přes filtr do kluzných ložisek klikové hřídele a do trysek pro mazání pístu ve válci. Dále by olej pokračoval do hlavy motoru, ale jelikož hlava na testovaném motoru nebude, je nutné propojit potrubí (kanál v bloku motoru) vedoucí do hlavy s tím, které odvádí olej zpět do vany. Do tohoto spojovacího potrubí jsou zařazeny další prvky:

- Škrťací ventil.
- Zařízení pro ohřev oleje.
- Nalévací otvor.

Pro reálnější simulaci průtoku oleje motorem je nutné olej škrťat v místech, kde by docházelo k průtoku hlavou motoru. Škrťací ventil je tedy umístěn na spojovacím potrubí, které spojuje olejové kanály vedoucí do hlavy a z hlavy motoru. Škrćení je nutné vyčíslit pro každý motor zvlášť a podle toho zvolit (nastavit) škrťací ventil.

Vzhledem k tomu, že v motoru nebude probíhat spalování, je třeba simulovat zahřívání oleje při průtoku fiktivní hlavou motoru. Tento jev simulován průtokem skrz ohřívací zařízení.

Nalévání oleje do motoru běžně probíhá skrz nalévací otvor s víčkem na hlavě motoru. Jelikož ale testovaný motor nebude osazen běžnou hlavou, jen nutné tento nalévací otvor vytvořit na spojovacím potrubí. Kompletní funkce je patrná ze schématu na obr. 38.



Obr. 38 Schéma průtoku oleje

5.8 Montáž a postup testování

Nejprve je třeba upravit spalovací motor určený pro testování. To zahrnuje zjednodušení motoru na sestavu dílů popsaných v kapitole „5.6 Testovaná sestava – úprava testovaných motorů“. Dále je třeba na motoru upravit olejový okruh způsobem popsaným v kapitole „5.7 Olejový okruh“. Na takto připravený motor se následně přimontuje prodlužovací hřídel. Tato hřídel se spojí s přírubou pro setrvačnik na klikové hřídeli motoru. Na straně druhé je prodlužovací hřídel vybavena vnějším drážkováním. Dalším krokem je připevnění redukční desky na přírubu pro převodovku na spalovacím motoru. Pomocí šroubů se zašroubuje a pomocí kolíků se redukce vystředí vzhledem k motoru. Následně je třeba upravený motor naplnit olejem, jelikož není možné použít standardní nalévací otvor v hlavě motoru (kvůli absenci hlavy), je třeba olej nalít pomocí umělého nalévacího otvoru na spojovacím potrubí.

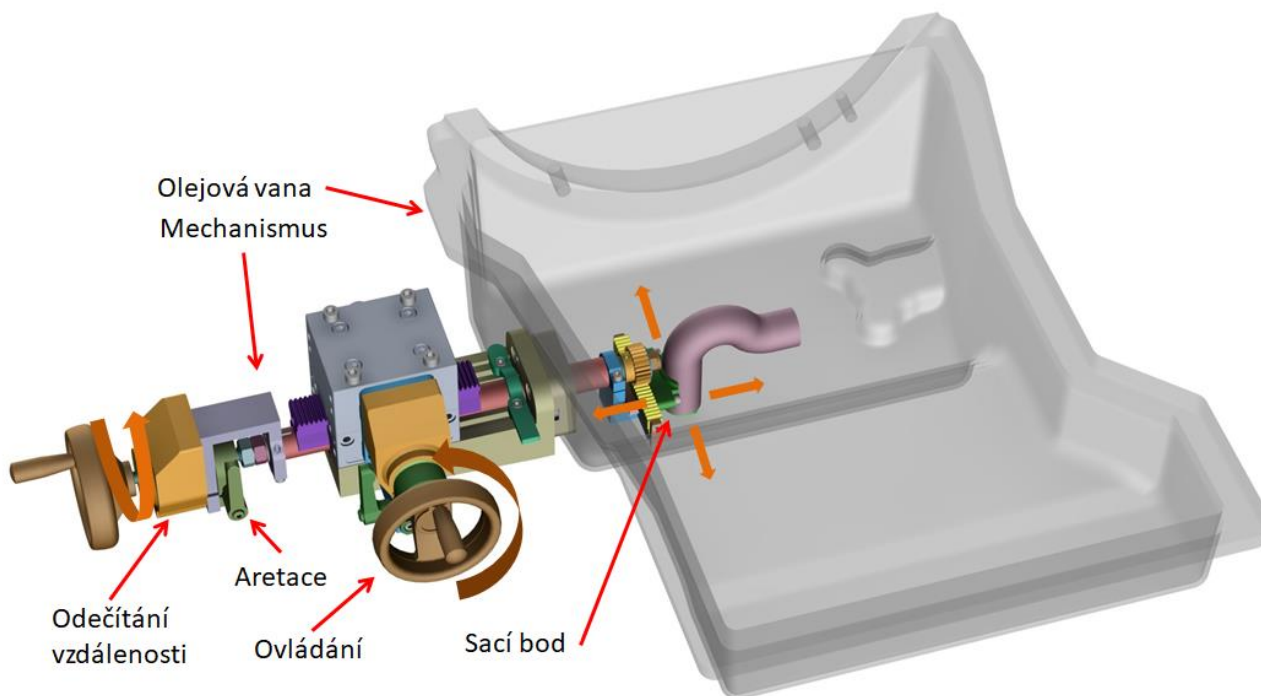
Připravený motor se dále zvedne pomocí jeřábu a v ose klikové hřídele se zasune do primárního rámu. Při tomto kroku dojde k zasunutí drážkovaného hřídele do náboje, který vychází z pohonu klikové hřídele v primární části testovací stolice. Po dosednutí redukční desky na přípojovací přírubu testovací stolice je třeba upevnit motor pomocí potřebného počtu šroubů (hmotnosti testovaných motorů jsou odlišné). Šrouby se prostrčí skrz volné díry upevňovací příruby a zašroubují se do závitových otvorů na čele redukce. Následně se realizuje i spojení pomocí kolíků. Dle polohy využitých volných otvorů pro šrouby na redukci (do motoru) lze poté zvolit, které otvory pro šrouby a kolíky na přírubě budou vybrány pro uskutečnění spojení. Toto spojení je zjevné z obr. 37. Po přimontování testovací sestavy je nutné se přesvědčit, že nic nepřekáží v pohybu testovací stolici. Dále je nutné vyklidit prostor uvnitř bezpečnostní zóny (blíže popsána v kapitole „5.10 Pracoviště a bezpečnost“) a zavřít vrata bezpečnostní zóny. Následně se spustí světelné závory a nebude možné k testovacímu zařízení přistupovat bez přerušování testování.

Testovací cyklus probíhá šestkrát za sebou v různých jízdních režimech, kdy bude možné měnit spektrum otáček klikové hřídele, nebo například teplotu oleje. Hlavní parametr, který je ověřován je tlak oleje za čerpadlem. K tomu je využíváno standardní čidlo tlaku oleje v motoru. Při nasátí vzduchu klesne tlak oleje za čerpadlem a při vyhodnocení dat je tato anomálie porovnána s aktuálními daty o projížděném úseku tratě a parametrech motoru. Tyto informace pak tvoří základ pro další řešení problému.

Po vyhodnocení testování je možné zvolit odlišnou polohu sacího bodu pomocí pohybového mechanismu sacího bodu (funkce mechanismu zmíněna v kapitole „5.9 Změna polohy sacího bodu“). Tento krok je díky použití externího mechanismu velmi rychlý, efektivní a není při něm třeba testovanou sestavu odmontovávat z testovací stolice.

5.9 Změna polohy sacího bodu

Tento konstrukční uzel byl řešen odděleně v autorově bakalářské práci „Návrh mechanismu pro optimalizaci polohy sacího bodu oleje v olejové vaně během testování“ z roku 2017 (obr. 39). Výsledkem konstrukčního problému jak pohybovat s ústím sací trubice oleje (sacím bodem) během procesu testování (například po skončení jednoho testovacího kola) je zařízení, které pomocí soustavy ozubených kol a hřebenů přemísťuje sací bod ve dvou kolmých osách. V každé ose je možné bod přemístit o 40 mm. Zařízení lze ovládat pomocí ručně ovládaných kol. Každá osa je navíc vybavena displejem pro přesné odměřování a aretací pro fixaci polohy.



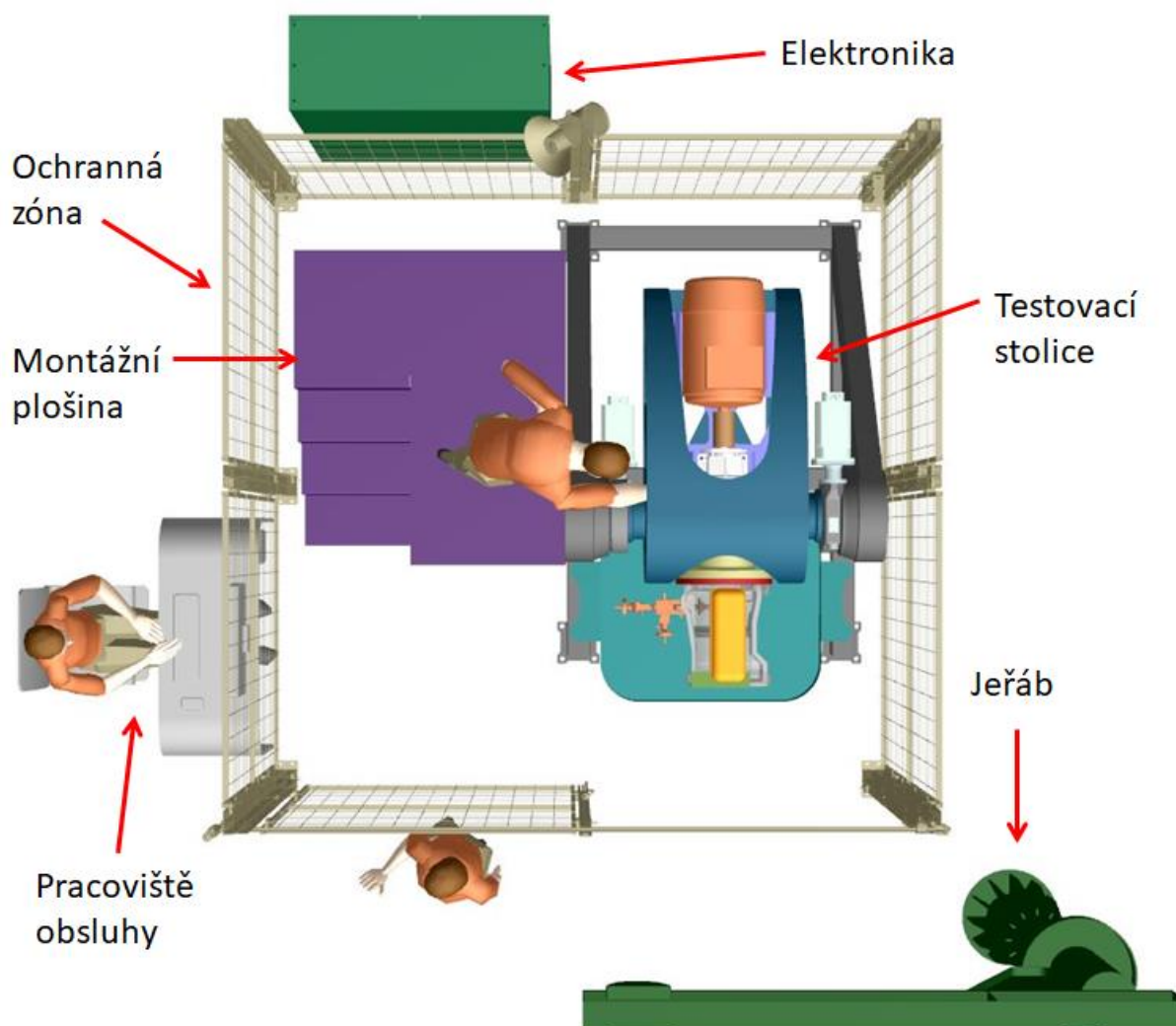
Obr. 39 Mechanismus pro změnu polohy sacího bodu

5.10 Pracoviště a bezpečnost

Součástí práce je i přibližný návrh pracoviště testovací stolice. Z představy kompletního pracoviště na obr. 40 jsou vidět jednotlivé součásti pracoviště. Za testovací stolicí vně ochranné zóny je umístěna skříň s elektrickým vybavením. Umístění je zvoleno z pohledu bezpečnosti tak, aby elektronika nebyla v dráze případných odletujících fragmentů ze zařízení a její obsluha byla možná vně ochranné zóny. Dalším prvkem vně ochranné zóny je jeřáb pro montáž testovaných motorů a pracoviště obsluhy s potřebným počítačovým vybavením.

Kolem testovací stolice je ochranná zóna, která je vybavena světelnými závorami a ty zamezují vstupu osob během testování. Ochranná zóna spolu s kryty testovací stolice dále chrání osoby vně zóny před případnými odletujícími částmi z pohybujícího se zařízení.

Uvnitř ochranné zóny se pak kromě testovací stolice nachází ještě montážní plošina, kterou obsluha používá pro připevnění testovaného motoru na stolicí a při údržbě zařízení. Tato plošina umožňuje zejména dobrý přístup k pohonu klikové hřídele, který je umístěn pro stojící postavu člověka relativně vysoko od země.



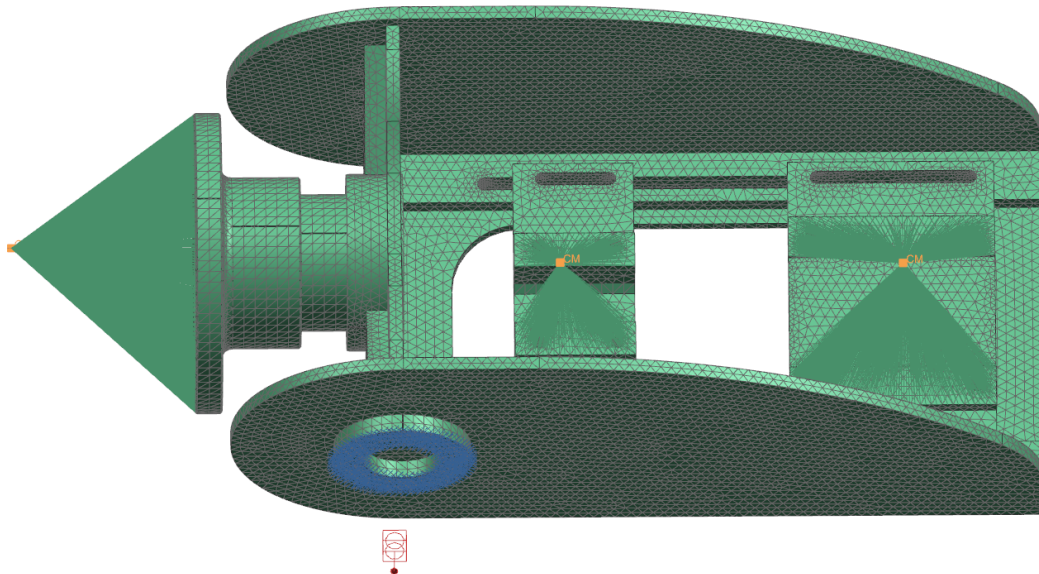
Obr. 40 Kompletní pracoviště testovací stolice

6. Ověřovací výpočty

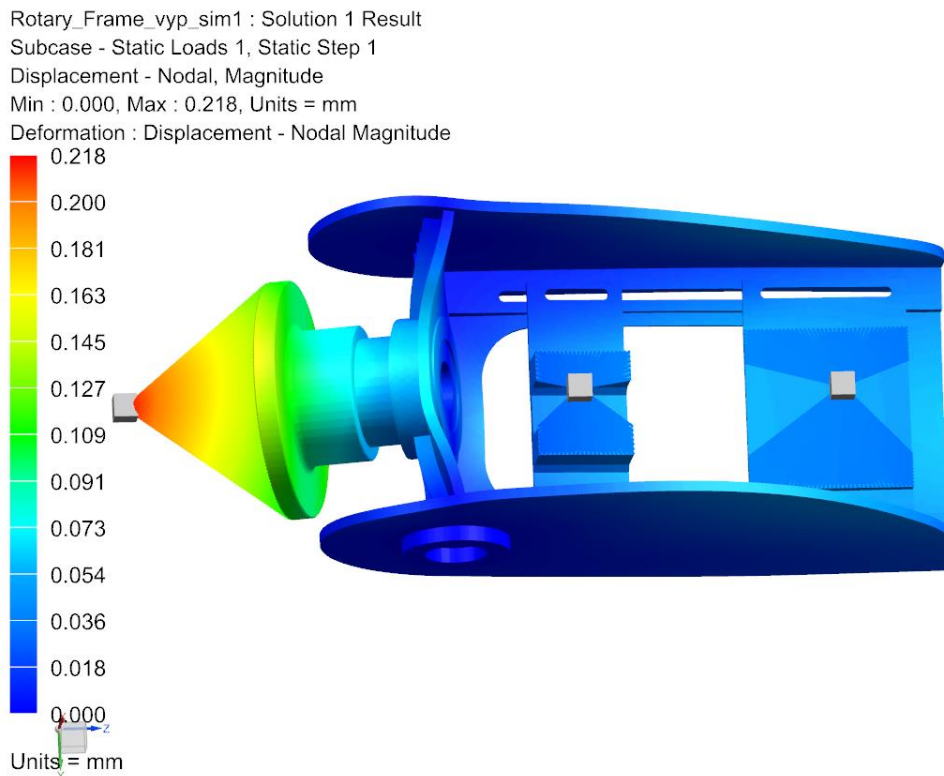
6.1 MKP Statický výpočet rámu primární části

- Zatížení: gravitační síla v kombinaci s hmotnými body zastupujícími: testovanou sestavu (zjednodušený spalovací motor) o hmotnosti 200 kg, převodovku o hmotnosti 20 kg, hnací elektromotor o hmotnosti 205 kg.
- Materiál: nízkouhlíková běžná konstrukční ocel S235.
- Použitá síť: na celém rámu je použita 3D síť C-TETRA 10, velikost elementů 20 mm.
- Okrajové podmínky: primární rám je ukotven po stranách za dvě kruhové příruby, které nahrazují připojení pomocí šroubů do převodovky pohonu naklápění.
- Zátěžné stavy (naklonění primární a sekundární části): 0° , $+45^\circ$, -45° .

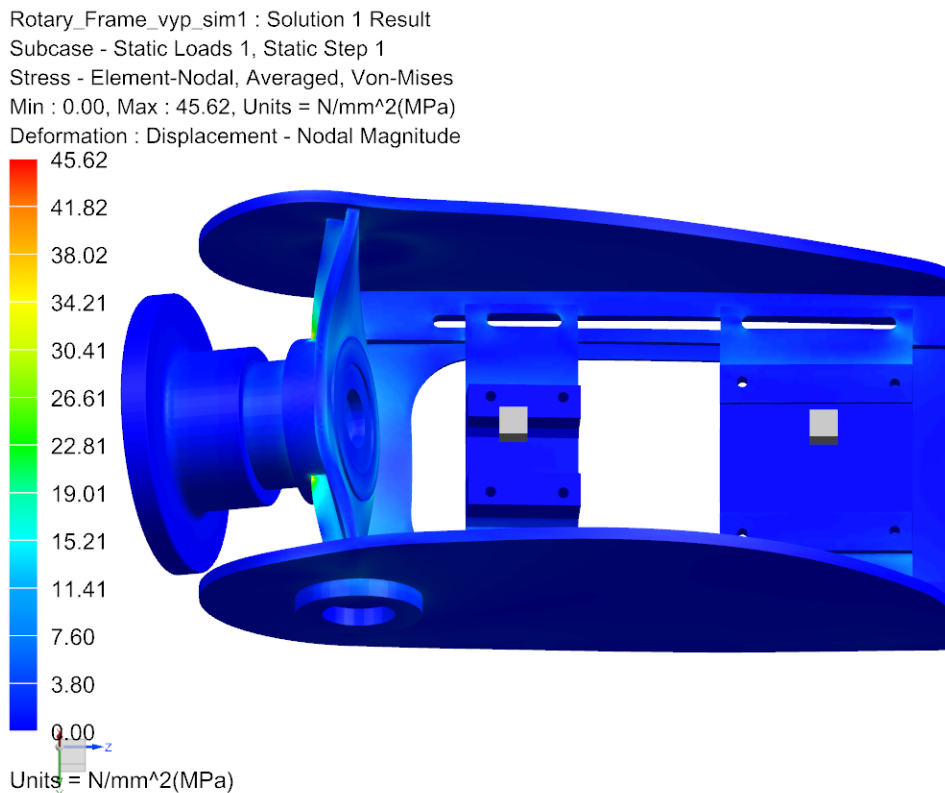
Následující vyobrazené výsledky platí pro polohu 0° , která je nejkritičtější na napětí i deformaci a výsledky ostatních dvou zatěžných stavů jsou uvedeny v tab. 6.



Obr. 41 Použitá síť a okrajové podmínky úlohy



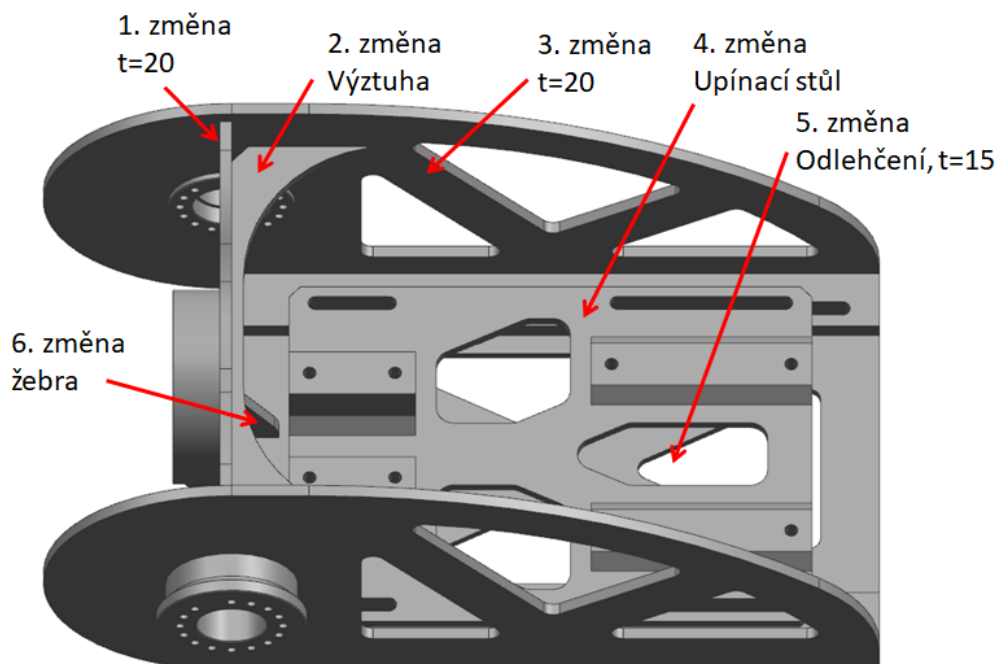
Obr. 42 Deformace



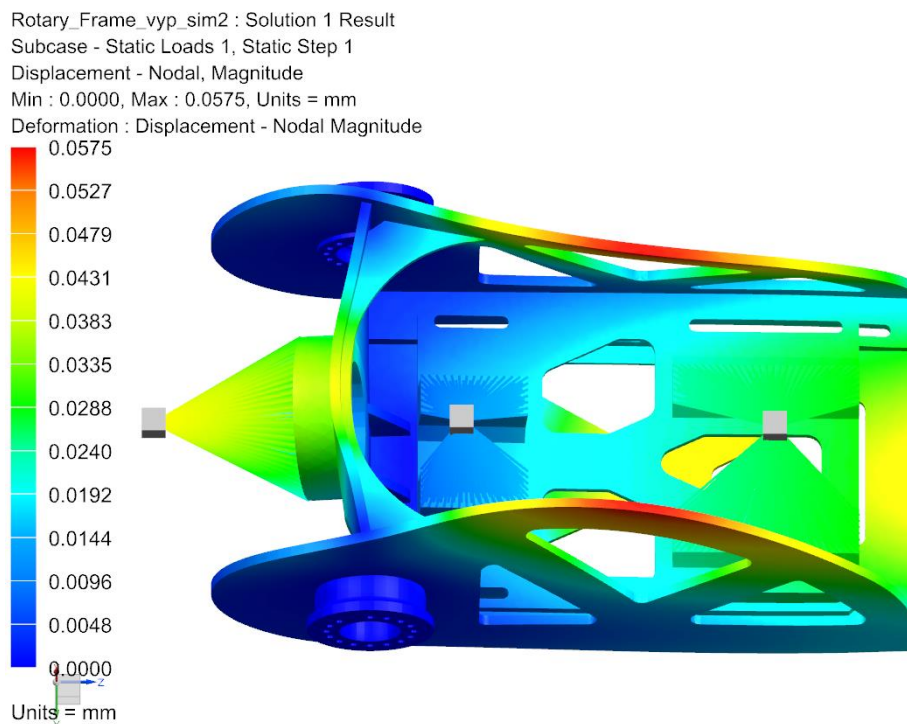
Obr. 43 Napětí

6.2 MKP Statický výpočet rámu primární části – Optimalizace

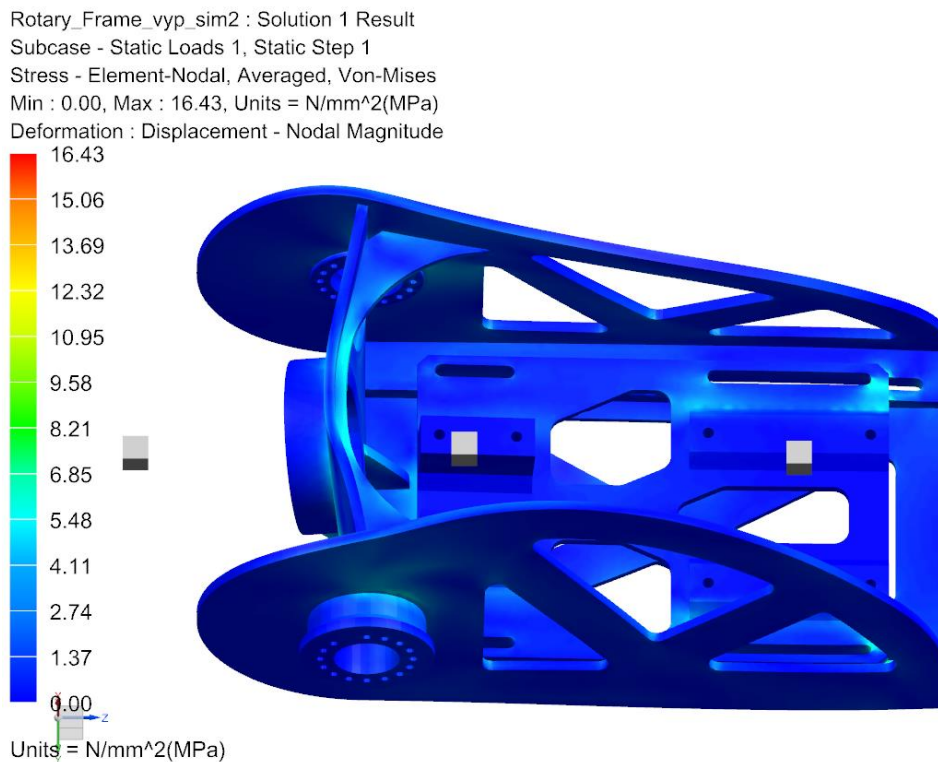
Základní varianta rámu byla na základě výsledků dále výrazně přepracována, rám byl současně odlehčen a vyztužen, z výpočtového modelu také odpadla přípojovací příruba a její hmotnost byla přičtena do příslušného hmotného bodu, aby byla srovnatelnost výpočtu ovlivněna co nejméně. První změnou byla redukce tloušťky čelní desky z 25 na 20mm (obr. 44). Ve druhé změně došlo k přidání příčné výztuhy, která zmírňuje „zavírání“ bočních desek. Třetí změna spočívá v redukci bočních desek z 25 na 20 mm a současném tvarovém odlehčení těchto bočnic. Čtvrtou úpravou je přepracování uchycení pohonu klikové hřídele na primární rám. Dva původní stojany nyní tvoří jeden výrazně odlehčený kus. Toto řešení má dále výhodou v jednodušším tolerančním řetězci (díky zmenšení počtu dílů). Pátá změna spočívá v redukci tloušťky dolní desky z 20 na 15 mm a současném tvarovém vybrání této desky. Šestá změna reaguje na výsledky výpočtů původní varianty, kdy poměrně masivní čelní kotouč (spočívá na něm hmotnost testovaného motoru) není dostatečně tuhým způsobem zasazený do čelní desky a celá oblast se díky tomu výrazně prohýbá. Tento jev byl vyřešen odstraněním původních tenkých žebér v příčném směru a nahrazením těchto žebér dvojicí svisle orientovaných žebér, které podpírají tento čelní kotouč. Zadání a definování úlohy zůstává kromě popsaných změn stejné jako u základní varianty.



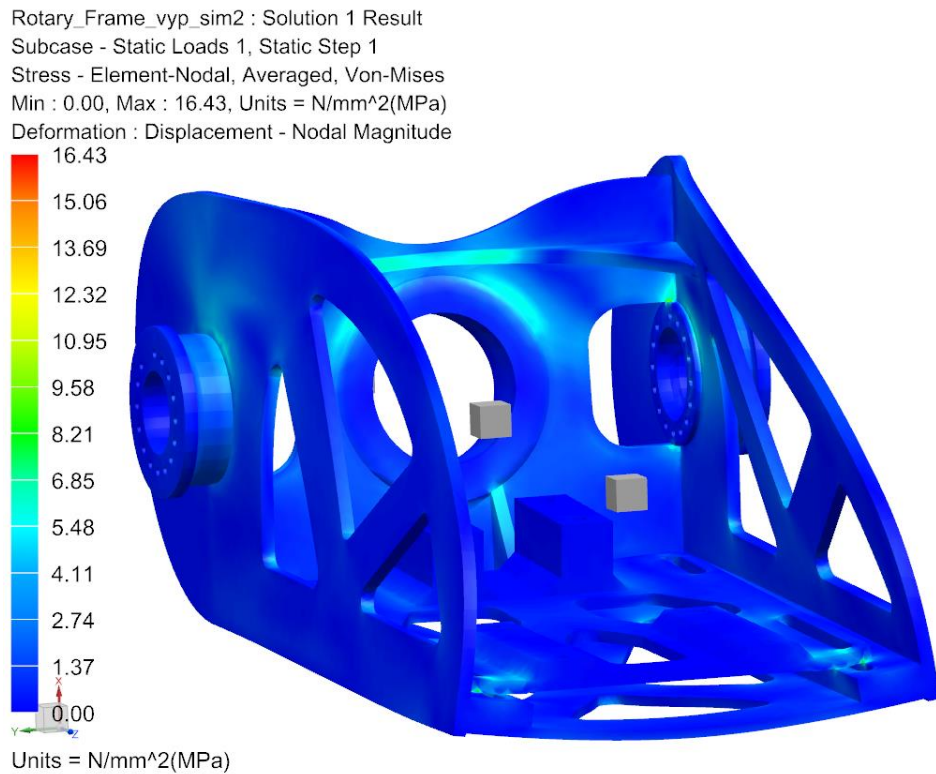
Obr. 44 Úpravy rámu



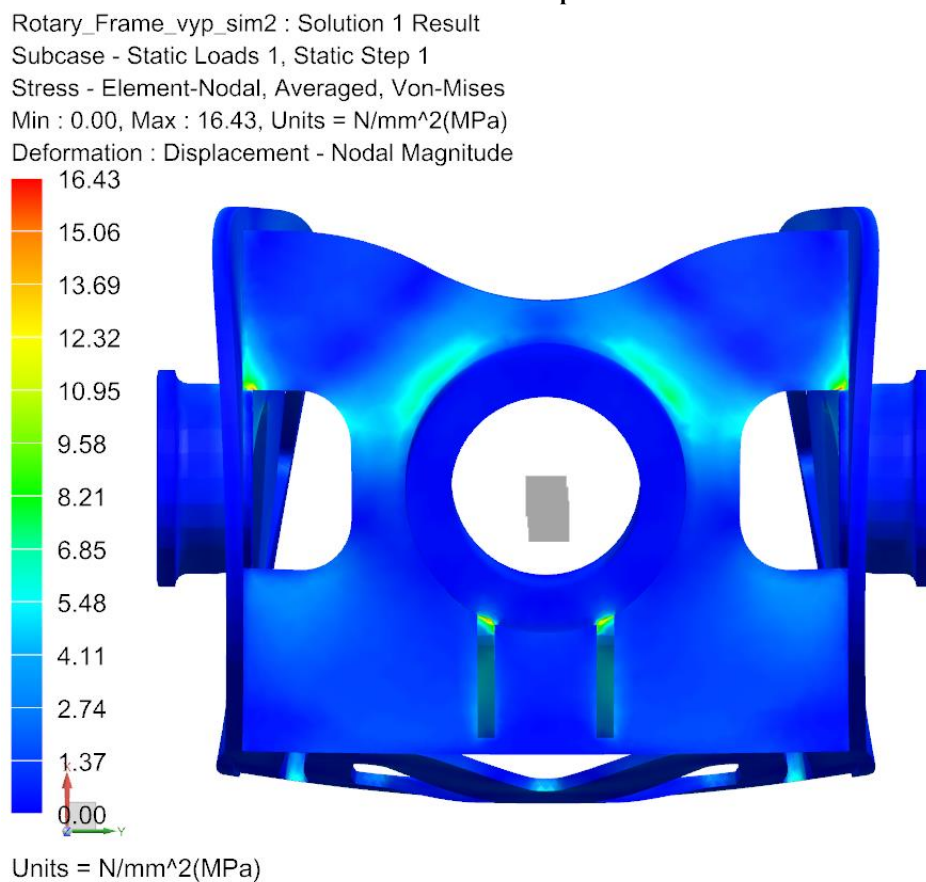
Obr. 46 Deformace



Obr. 45 Napětí 1



Obr. 48 Napětí 2



Obr. 47 Napětí 3

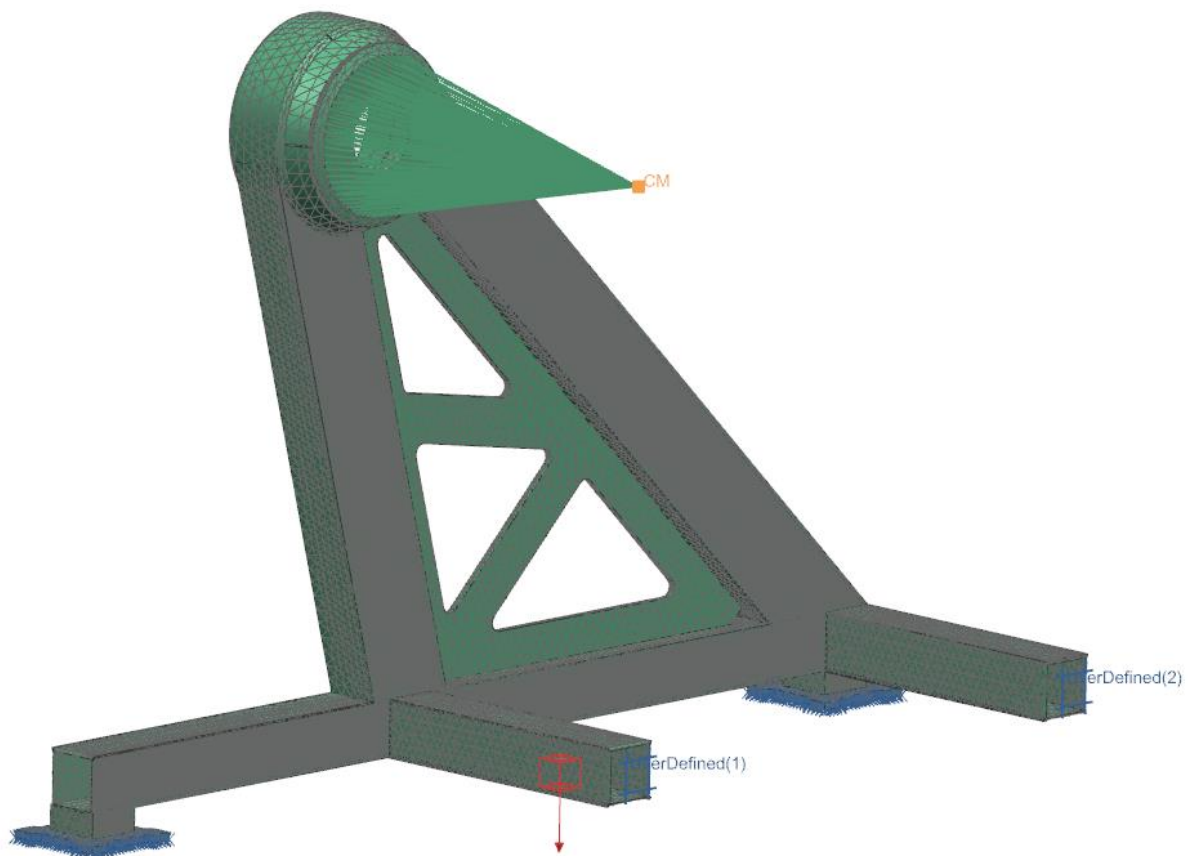
Z výsledků plyne, že materiál je v optimalizované variantě lépe využit a všechny požadované cíle výpočtu tato optimalizace splnila. Následující tab. 6 ukazuje přehled výsledků ve srovnání se základní variantou.

$\sigma_D=157 \text{ Mpa}$ $k=1,5$ $y_D=0,1 \text{ mm}$			Základní varianta	Optimalizovaná varianta
Veličina	Jednotky	Zátěžný stav		
Maximální deformace y	[mm]	+45° / -45°	0,175	0,03
		0° / 0°	0,218	0,06
		-45° / +45°	0,134	0,03
Maximální redukované napětí σ_{red}	[MPa]	+45° / -45°	43,45	15,3
		0° / 0°	45,62	16,43
		-45° / +45°	22,43	8,83
Hmotnost	[kg]		563	418

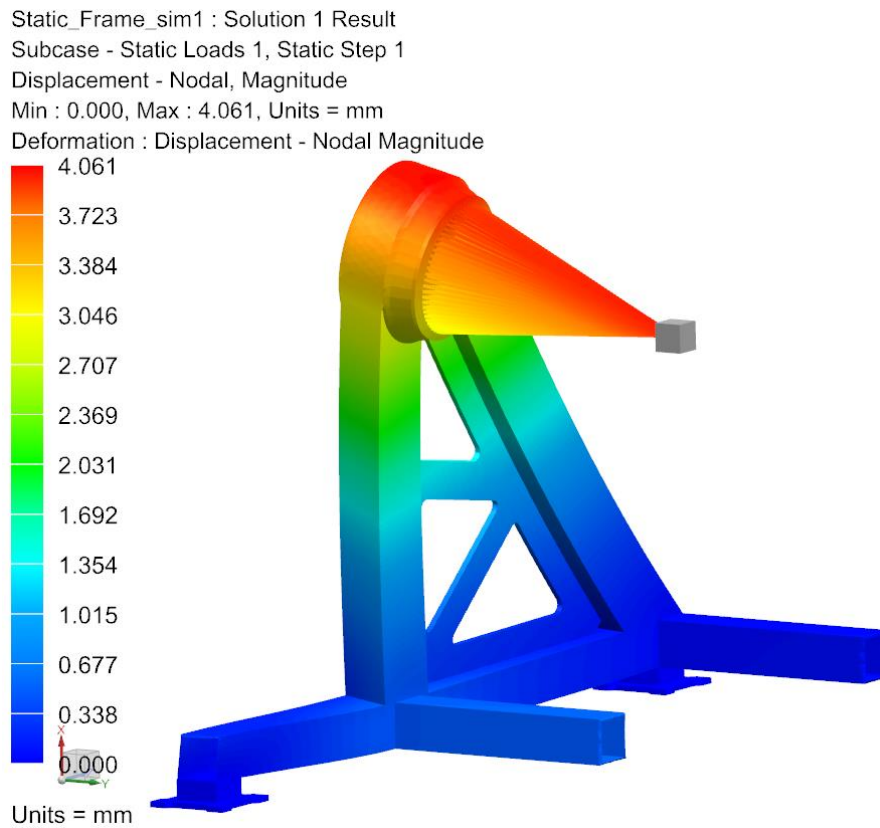
Tab. 6 Shrnutí výsledků výpočtu

6.3 MKP Statický výpočet základního rámu

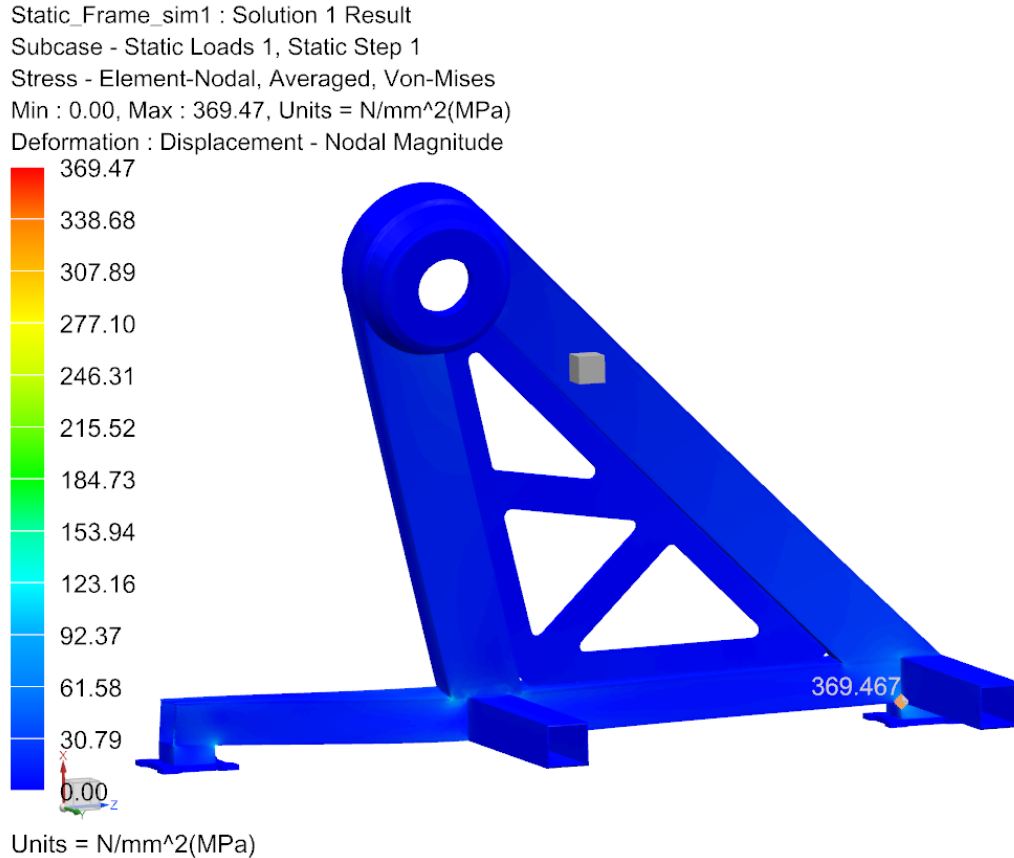
- Úloha je symetrická z pohledu zatížení i geometrie rámu, je tedy počítána jen jedna polovina rámu s polovičním zatížením a odpovídajícími okrajovými podmínkami v místech přerušení rámu.
- Zatížení: gravitační síla v kombinaci s hmotným bodem o hmotnosti 605,5 kg (1 211 kg je hmotnost působící na celý rám) zastupujícím celou primární i sekundární část testovací stolyce.
- Materiál: nízkouhlíková běžná konstrukční ocel S235.
- Použitá síť: na celém rámu je použita 3D síť C-TETRA 10, velikost elementů 31 mm (obr. 49).
- Okrajové podmínky: základní rám je upevněn za čtyři spodní dosedací plochy. Těmito plochám jsou odebrány všechny stupně volnosti.
- Rám je počítán jen v jedné poloze naklopení primární a sekundární části, protože hmotný bod zastupující tyto části je velmi blízko osy rotace, jeho poloha se tedy při naklápění příliš nemění.



Obr. 49 Použitá síť a okrajové podmínky úlohy



Obr. 51 Deformace

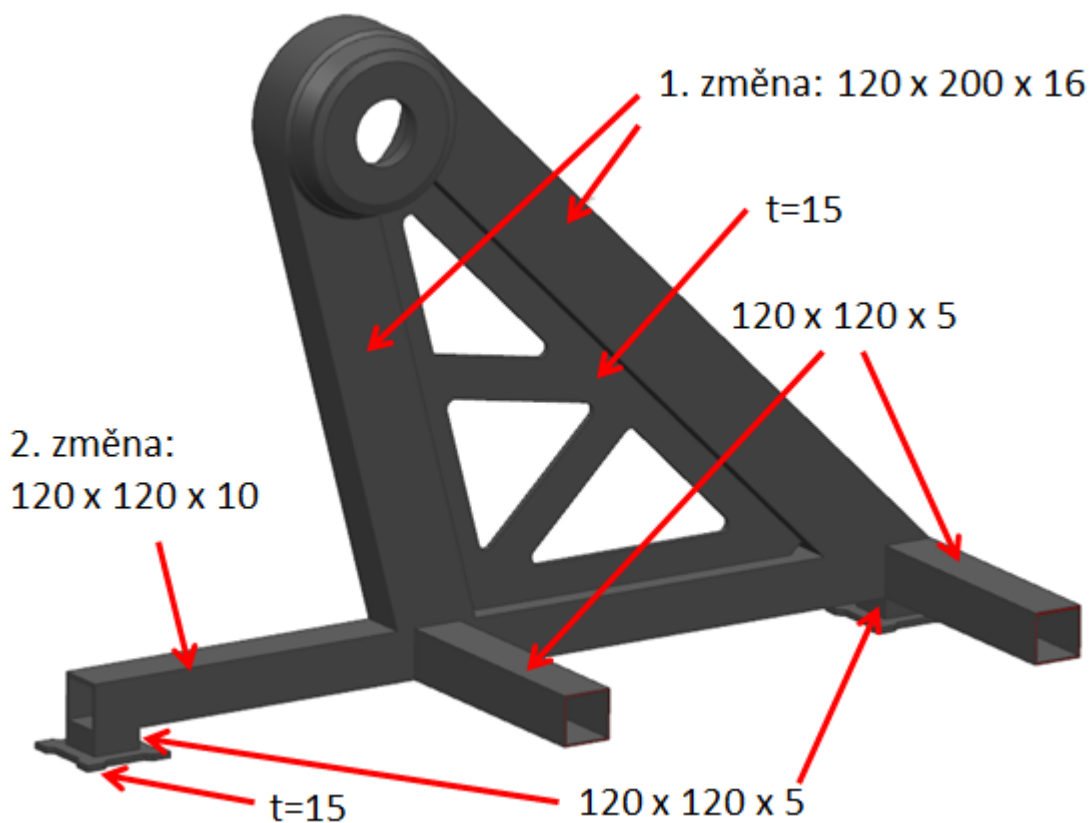


Obr. 50 Napětí

Vzhledem k příliš vysokému průhybu 4 mm (limitní hodnota stanovena na 2 mm) a vysokému napětí 370 MPa (limitní hodnota stanovena na 157 Mpa), které je ale způsobeno problémovou částí sítě, bude konstrukce rámu zesílena. Tyto změny jsou popsány v následující části.

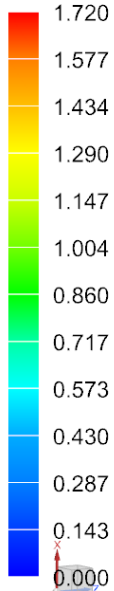
6.4 MKP Statický výpočet základního rámu – Optimalizace

- Konstrukce byla zesílena v oblasti vertikálně vedoucích profilů. Jejich průřez byl zvýšen ze 200 x 120 x 5 mm na 200 x 120 x 16 mm. Tyto profily ukazují 1. změna na obr. 50.
- Další změna byla provedena v dolní části konstrukce, zde byl hlavní podélný profil zesílen ze 120 x 120 x 5 mm na 120 x 120 x 10 aby lépe nesl zvýšenou hmotnost vertikálních profilů. Tyto profily ukazují 2. změna na obr. 51.
- Zadání úlohy zůstalo, až na zesílené profily, stejně jako u původní varianty.

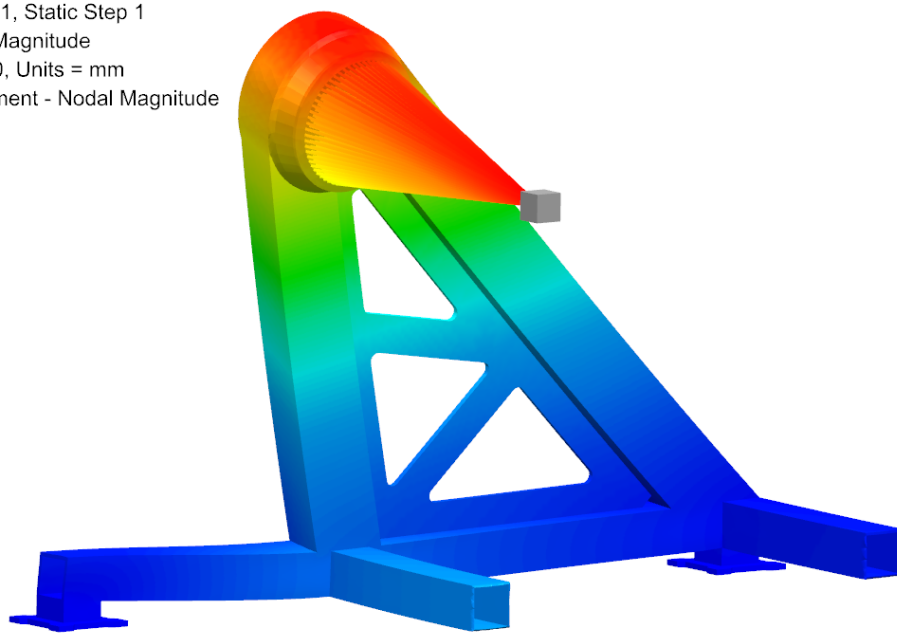


Obr. 52 Optimalizovaná varianta základního rámu

Static_Frame_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 1.720, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

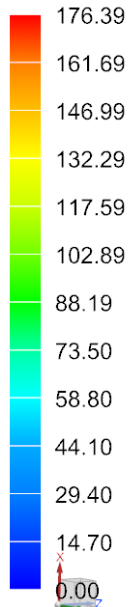


Units = mm

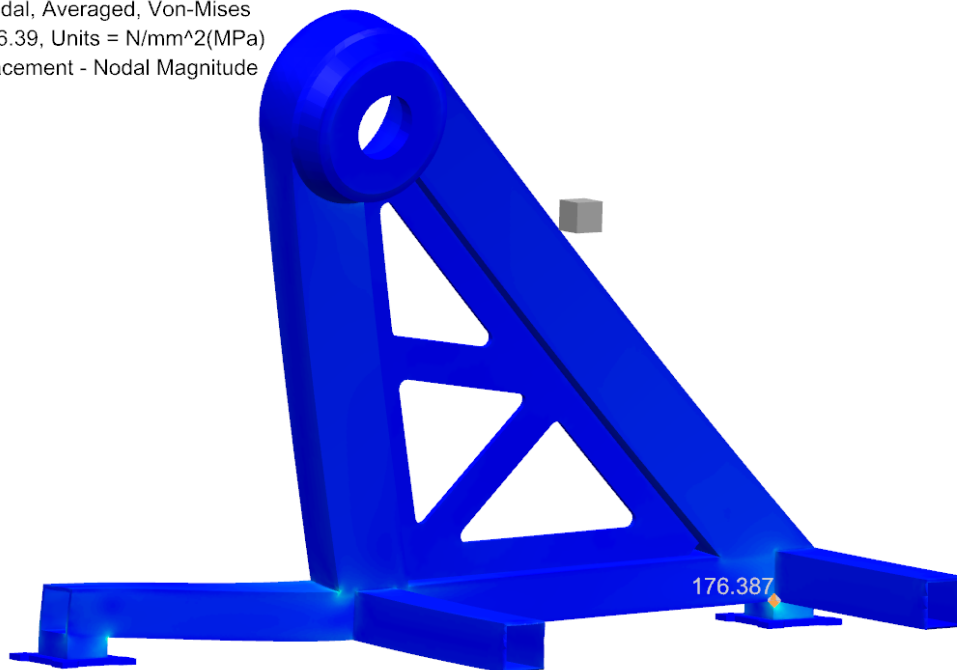


Obr. 54 Deformace

Static_Frame_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 176.39, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Units = N/mm²(MPa)



Obr. 53 Napětí

Optimalizací základního rámu se podařilo zmenšit deformaci pod požadovanou mez 2 mm. Maximální napětí je v jednom konkrétním místě je 176 MPa (překračuje dovolenou mez), tato hodnota je ale způsobena nedokonalou (hrubou) sítí v místech, kde jsou spolu kolmo spojeny dva profily a takové napětí tedy není reálné. Konstrukce je také počítána z geometrie, na které nejsou modelovány svary, zmíněné místo největšího napětí je ve skutečnosti vyplněno koutovým svarem, který tento vrub vyplňuje a spočítaná vysoká hodnota napětí je tedy nereálná. Ostatní části konstrukce jsou hluboko pod dovoleným napětím a tedy vyhovují. Následující tab. 7 shrnuje a porovnáva obě spočítané varianty základního rámu:

$\sigma_D=157 \text{ Mpa}$ $k=1,5$ $y_D=2 \text{ mm}$		Základní varianta	Optimalizovaná varianta
Veličina	Jednotky		
Maximální deformace y	[mm]	4,1	1,72
Maximální redukované	[MPa]	369,47	176,39
Hmotnost	[kg]	567	878

Tab. 7 Shrnutí výpočtů

7. Kalkulace nákladů

V této kapitole jsou vyčísleny náklady na výrobu testovací stolice. Jako první jsou zde v tab. 8 sečteny náklady na vyráběné položky. U každé součásti jsou vyjádřeny náklady na díl jako součet nákladů na materiál a výrobní operace. Náklady na materiál jsou vyjádřeny jako součin hmotnosti a orientační ceny za kilogram materiálu. Náklady na výrobní operace jsou určeny zjednodušeným výpočtem, kdy je známa orientační cena za příslušnou výrobní operaci na kilogram výrobku a ta je vynásobena hmotností výrobku. Tento zjednodušený výpočet se používá pro předběžné kalkulace nákladů na výrobek. Celková cena vyráběných položek je přibližně 180 tis. Kč.

V tab. 9 jsou následně vyjádřeny náklady na nakupované položky. Tyto náklady jsou rozděleny do tří oblastí. První oblastí jsou náklady na pohony a do této části jsou zařazeny pouze elektromotory a jejich příslušenství (převodovky jsou v mechanické části). Pohony mají svou vlastní kategorii z toho důvodu, že jsou u těchto typů zařízení velmi významnou položkou nákladů. V tomto konkrétním případě tvoří náklady na pohony 19 % nákladů na zařízení. Další částí nákladů je mechanika. Zde jsou převodovky, jeřáb, součásti olejového okruhu, mechanismus pro změnu polohy sacího bodu a také jsou do této části začleněny náklady na vyráběné položky (z tab. 8). Náklady na mechaniku tvoří 38 % celkových nákladů. Poslední částí jsou náklady na elektroniku. Tato část zahrnuje náklady na součásti jako je rozvaděč, pracoviště obsluhy testovací stolice, řídicí jednotka a senzorické vybavení. Náklady na elektroniku tvoří 43 %.

Výsledná cena zařízení je tedy 1 261 820 Kč. Je důležité zdůraznit, že do této částky nejsou započítány náklady na konstrukci, montáž, certifikaci zařízení, vypracování dokumentace k zařízení, uvedení do provozu, obsluhu zařízení a další.

Vyráběné položky												
Položka	Materiál	Množství [ks]	Hmotnost [kg]	Náklady na dělení materiálu a svařování [Kč/kg]	Náklady na obrábění [Kč/kg]	Náklady na lakování [Kč/kg]	Náklady na ohýbání [Kč/kg]	Náklady na žíhání [Kč/kg]	Náklady na tryskání [Kč/kg]	Náklady na materiál [Kč/kg]	Náklady na kus [Kč]	Celková cena včetně marže 30% [Kč]
Základní rám	S235	1	878	25,6	25,6	15	0	4	1,6	25,6	85 517,2	111 172,4
Primární rám	S235	1	418	25,6	25,6	15	0	4	1,6	25,6	29 343,6	38 146,7
Upínací deska	S235	1	108	25,6	25,6	15	0	0	0	25,6	7 149,6	9 294,5
Upínací příruba	S235	1	64,5	25,6	25,6	15	0	0	0	25,6	4 269,9	5 550,9
Redukční deska pro upnutí motoru	S235	1	26	25,6	25,6	15	0	0	0	25,6	1 721,2	2 237,6
Redukční deska pro montáž kompenzátoru objemu	S235	1	9	25,6	25,6	0	0	0	0	25,6	460,8	599,0
Kryt primárního rámu	S235	1	10	25,6	0	15	25,6	0	0	25,6	662,0	860,6
Zachytávač oleje	S235	1	13	25,6	0	15	25,6	0	0	25,6	860,6	1 118,8
Montážní plošina	S235	1	109	25,6	0	15	25,6	0	0	25,6	7 215,8	9 380,5
Kompenzátor objemu	ABS	1	0,3	0	0	0	0	0	0,0	0,0	700,0	910,0
Celkem			1635,8									179 270,9

Tab. 8 Náklady na vyráběné položky

Celkové náklady				
	Položka	Množství [ks]	Náklady na kus [Kč]	Celkové náklady [Kč]
POHONY	El. motor TGN6-4400	2	50 000,0	100 000,0
	Příslušenství pro TGN6-4400	2	20 000,0	40 000,0
	El. motor TGN3-0350	1	30 000,0	30 000,0
	Příslušenství pro TGN3-0350	1	15 000,0	15 000,0
	El. motor Siemens 30 kW 1LG4 207-4AA	1	39 192,7	39 192,7
	Příslušenství pro Siemens 30 kW 1LG4 207-4AA	1	10 000,0	10 000,0
MECHANIKA	Převodovka IMO WD-LA 0223/3-06370	3	53 452,0	160 356,0
	Převodovka Transtecno CMG 05 2 H120	1	10 000,0	10 000,0
	Dílenský sloupový jeřáb	1	50 000,0	50 000,0
	Externí olejový okruh (olejové čerpadlo, filtr, manometr)	1	20 000,0	20 000,0
	Nádoby na skladování oleje	3	1 000,0	3 000,0
	Další materiál (šrouby, matice, podložky, těsnění, lepidla, mazací prostředky atd.)	1	10 000,0	10 000,0
	Mechanismus na změnu polohu sacího bodu	1	50 000,0	50 000,0
	Vyráběné položky	1	179 270,9	179 270,9
ELEKTRONIKA	Hlavní rozvaděč (skříň, zroje jištění, rozvody)	1	100 000,0	100 000,0
	PC obsluha (PC, software, nábytek)	1	50 000,0	50 000,0
	Řídící jednotka (řídící modul, vstupy, výstupy, gate)	1	25 000,0	25 000,0
	Senzorické vybavení (tlaku, teploty, otáček, atd.)	1	10 000,0	10 000,0
	Bezpečnostní zóna (plot, světelné závory, semafor, atd.)	1	350 000,0	350 000,0
	Další materiál (Kabely, konektory, pásky, clipy, atd.)	1	10 000,0	10 000,0
	Celkem			1 261 819,6

Tab. 9 Celkové náklady

8. Výkresová dokumentace

Součástí volně vložených příloh je několik příkladů výkresové dokumentace. Jako první je k práci přiložen výkres hlavní sestavy. Výkres je formátu A0 a obsahuje kusovník s výčtem hlavních podsestav zařízení. Jako druhý je k práci přiložen výrobní výkres svařovaného primárního rámu. Třetím výkresem je obráběcí výkres rotační součásti – upevňovací příruby. Výkresy jsou provedeny dle zvyklostí zadavatele práce.

9. Závěr

V této práci byla navržena testovací stolice, která je schopna simulovat vlivy působící na pohyb oleje v olejové vaně a díky tomu při současném měření tlaku oleje za sacím olejovým čerpadlem motoru ověřovat vhodnou polohu sacího bodu, při které bude motor odolný vůči nasátí olejové pěny (nebo dokonce čistého vzduchu). V práci byl navržen rám zařízení, pohony naklápění, pohon klikové hřídele i spojení testované sestavy se stolicí. Návrh byl podpořen návrhovými a pevnostními výpočty důležitých částí zařízení. Byla také vypracována kalkulace nákladů na zařízení. Nad rámec zadání byl také spočítán a vypracován návrh testovacího cyklu, podle kterého může zařízení pracovat.

Všechny požadavky zadavatele a konkrétní cíle práce se podařilo splnit. Bylo zvoleno kinematické uspořádání rámu, které je efektivní z hlediska momentů setrvačnosti. Zařízení je také bezpečné z pohledu obsluhy, jelikož je vybaveno krytem primárního rámu a bezpečnostní zónou. Co se týče parametrů zařízení, nároky na dynamiku (náklon 45° za 1 s) byly překonány. Hodnota maximální hmotnosti testované sestavy 200 kg byla splněna. Požadavek na pohon testovaného motoru schopný točit s klikovou hřídelí 6 000 ot/min. byl také splněn.

Během konstrukce zařízení se ukázalo, že čím větší je snaha používat nekompletní sestavu spalovacího motoru, tím víc se musí přemýšlet jak dané části motoru zjednodušit a nahradit pomocí různých dodatečných zařízení, které navíc musí být kompatibilní se všemi motory, takže jsou typicky vybaveny redukcí.

Použití zařízení podobného druhu není při hledání optimální polohy sacího bodu nezbytné, ale zvyšuje jistotu správnosti návrhu mazací soustavy v rané fázi konstrukce spalovacího motoru. Čím dříve se v rámci návrhu odhalí případné nedostatky mazacího systému, tím je jejich řešení levnější. V kapitole „1.6 Příklady automobilů se špatně navrženou mazací soustavou“ lze vyzorovat, že příkladů takto špatně navržených motorů je celá řada a tyto nedostatky pak snižují prodeje a zájem o jednotlivé motorizace, nebo dokonce konkrétní model vozu, což může mít nakonec i vážný důsledek na pověst výrobce automobilu.

Použití zařízení má také největší opodstatnění v případě motorů, u kterých se při jízdě předpokládají velké dynamické síly, které mohou narušit zásobování motoru olejem. Další rizikovou skupinou jsou terénní vozidla, extrémní statické náklony se u těchto vozidel dají poměrně jednoduše nasimulovat, zařízení by zde ale našlo využití například při simulování přechodů mezi více extrémními náklony, kdy vozidlo projíždí náročný terén.

S rychlým příchodem elektromobility se zdá, že se nevyplatí investovat do drahých testovacích zařízení určených pro spalovací motory. Zařízení konstruované v této práci se ale dá využít k testování chování libovolných systémů, které jsou zatěžovány dynamickými silami. Primárně je zařízení konstruováno tak, aby simulovalo chování vozidla, v sekundárních aplikacích ale může simulovat například chování určitého systému dronu při letu, nebo třeba naklápění lodě ve vlnách. Zařízení je v tomto ohledu poměrně variabilní a je zde pamatováno na možnosti budoucího rozšíření jako například zvýšení, nebo naopak snížení výkonu naklápěcích pohonů, výměnu pohonu klikové hřídele, změnu upínací části apod.

9.1 Výhledy do budoucna

Zařízení může být do budoucna upraveno, v rámci testování vozidel, na širší spektrum funkcí. Prvním z dlouhodobých výhledů je testování plně nastrojeného motoru, čímž se zařízení dostane do role dynamické testovací stolice pro komplexní testování motoru. Dalším z možných vylepšení může být automatizované testování za účelem hledání a optimalizace sacího bodu. Zařízení by dokázalo na základě vstupních údajů jako je typ vozu, nároky na provoz atd. autonomně pracovat na zadaných úkolech a podávat hotové zprávy z měření. Zvýšením spektra funkcí zařízení se také zkrátí doba návratnosti investice do zařízení.



Obr. 55 Testovací stolice

Použité zdroje

- [1] NAŠE ČINNOST. In: *Www.akka-technologies.com* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.akka-technologies.com/cs/edito/nase-cinnost-ceska-republika>
- [2] HISTORIE. In: *Www.akka-technologies.com* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.akka-technologies.com/cs/edito/nase-cinnost-ceska-republika>
- [3] PRESS AREA - AKKA LOGO. In: *Www.akka-technologies.com*[online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.akka-technologies.com/cs/press-area>
- [4] Příslušenství spalovacích motorů. JAN, Zdeněk a Bronislav ŽĎÁNSKÝ. *Automobily: Motory*. Brno: Avid, spol., 2012, s. 143. ISBN 978-80-87143-06-3.
- [5] Příslušenství spalovacích motorů. JAN, Zdeněk a Bronislav ŽĎÁNSKÝ. *Automobily: Motory*. Brno: Avid, spol., 2012, s. 144. ISBN 978-80-87143-06-3.
- [6] Oil scheme M177 In: *Forum-mercedes* [online]. [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <http://www.forum-mercedes.com/img/members/3/circuit-d-huile.png>
- [7] Mercedes-Benz SLS AMG: Engine and transmissio. In: *Media.daimler.com* [online]. 12.3.2009 [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/picture.xhtml?oid=7434691>
- [8] Oil pump. In: *Forum - Mercedes* [online]. [cit. 2017-05-29]. Dostupné z: <http://www.forum-mercedes.com/topic-17522-le-moteur-biturbo-v12-m-279-amg.html>
- [9] Oil pan In: *Http://www.forum-mercedes.com* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <http://www.forum-mercedes.com/topic-16251-c-63-amg-w205-le-moteur-v8-amg-m177.html>
- [10] Plastic oil pan In: *Inomarka.club* [online]. [cit. 2019-04-30]. Dostupné z: <https://inomarka.club/upload/iblock/fcb/fcb8585421f9affbb48cc38c91ff805e.jpg>
- [11] Mercedes-Benz G profil In: *Daciaclub* [online]. [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <http://daciaclubmd.ru/wp-content/uploads/2018/05/Mercedes-G-Class-2018-10.jpg>
- [12] Mercedes-Benz G front In: *Mercedes-benz* [online]. [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://www.mercedes-benz.com/content/dam/brandhub/mercedes-benz/vehicles/passenger-cars/g-class/g-class-2019-conquering-the-punta-negra-dam/01-mercedes-benz-g-class-2019-w463-conquering-punta-negra-dam-argentina-1700x720.jpg>
- [13] NEKUT, Karel. *Návrh mechanismu pro optimalizaci polohy sacího bodu oleje v olejové vaně během testování*. Plzeň, 2017. Bakalářská práce. ZČU FST. Vedoucí práce Ing. Michal Křížek Ph.D.
- [14] Mercedes AMG GT four door prototype. In: *Cdn.motor1.com*[online]. 21.6.2017 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://cdn.motor1.com/images/mgl/03ywj/s1/mercedes-amg-gt-four-door-prototype.jpg>
- [15] Jaguar X-Type (2001- 2009): Bazarový test. In: *Auto4x4.cz*[online]. 7.7.2015 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://auto4x4.cz/tech/bazarovy-test/jaguar-x-type-2001-2009-bazarovy-test>
- [16] Jaguar V6 3.0 Oil pan. In: *C.allegroimg.com* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://c.allegroimg.com/original/0316ff/bb2fe78d46dc8ab6dd8dc713b67c>
- [17] DUSIL, Tomáš. Motor PSA/Ford 1.6 HDi/TDCi: Opravdu takový průšvih?. In: *Www.auto.cz* [online]. 15.3.2018 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/motor-psa-ford-1-6-hdi-tdci-opravdu-takovy-prusvih-120016>

- [18] Oil pan PSA 1,6 *Shop.euroimpex.lt* [online]. In: . [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: http://shop.euroimpex.lt/product_images/00364671_4544662167.jpg?big=1
- [19] CanisDrive Servo actuator with hollow shaft: Highest power density and lifetime precision. In: *Harmonicdrive.de* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://harmonicdrive.de/en/products/servo-products/actuators-with-hollow-shaft/canisdrive/>
- [20] Testovací stojany převodovek. In: *Www.blum-novotest.com* [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.blum-novotest.com/cz/vyrobky/testovaci-inzenyrstvi/testovaci-stojany-prevodovek/vykyvny-testovaci-stojan.html#tab32873>
- [21] Obrázek - Testovací stojan převodovek. In: *Www.blum-novotest.com* [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.blum-novotest.com/fileadmin/benutzerdaten/blum-novotest-de/bilder/produkte/novotest/getriebepriefstaende/schwenkpruefstand-getriebe/blum-novotest-getriebepriefstand-schwenkpruefstands-simulation-seitenneigung.jpg>
- [22] Schwenkprüfstand für Verbrennungsmotoren. In: *Www.cfm-schiller.de* [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <http://www.cfm-schiller.de/pruefstandstechnik/produkte/schwenkpruefstaende/>
- [23] Obrázek - Schwenkprüfstand für Verbrennungsmotoren. In: *Www.cfm-schiller.de* [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <http://www.cfm-schiller.de/pruefstandstechnik/produkte/schwenkpruefstaende/>

Seznam příloh

- Katalog elektromotorů siemens.
- Katalog převodovky naklápěcích pohonů.
- Elektromotor sekundárního naklápění.
- Elektromotor primárního naklápění.

Volně vložené přílohy:

- Výkres sestavy.
- Výkres svařence primárního rámu.
- Výrobní výkres upínací příruby.

Katalog elektromotorů siemens

Motory s rotorem nakrátko

Motory 1LG4 - základní řada

Motory šetřící energii - „Zvýšená účinnost“ podle CEMEP,
stupeň ochrany krytem IP55, tepelná třída izolace F, 400 V, 50 Hz

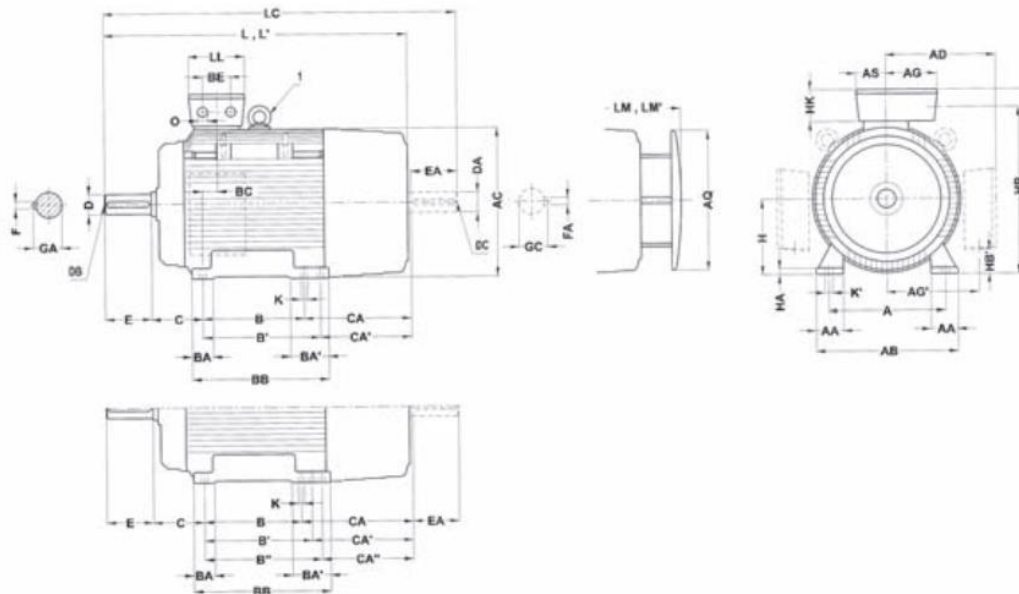
Technická data pro výběr a objednávání

Jmenovitý výkon kW	Velikost	Objednávací číslo Zkrácené označení (číslíce) pro napětí a tvar viz tabulka níže	Třída účinnosti	Jmenovitá otáčky min ⁻¹	Účinnost η		Účinek cos φ při		Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment	Poměrný záběrný moment při přímém spouštění v násobcích jmenovitého momentu	Poměrný záběrný proud při přímém spouštění na síť	Poměrný moment zvratu	Momentová třída KL	Momentové pásmo viz strana 2/12	Moment setrvačnosti J	Hmotnost Tvar IM B3 cca
					4/4	3/4	4/4	3/4									
3000 min⁻¹, 2 pólové, 50 Hz																	
22	180 M	1LG4 183-2AA... ¹⁾ 2	2	2945	91,6	91,6	0,86	0,82	40,5	71	2,5	6,4	3,4	16	2	0,068	145
30	200 L	1LG4 206-2AA... ¹⁾ 2	2	2950	91,8	91,9	0,88	0,85	54	97	2,3	6,5	3,0	16	2	0,129	205
37	200 L	1LG4 207-2AA... ¹⁾ 2	2	2955	92,9	93,2	0,89	0,86	65	120	2,5	7,2	3,3	16	2	0,153	225
45	225 M	1LG4 223-2AA... ¹⁾ 2	2	2960	93,6	93,9	0,88	0,85	79	145	2,4	6,7	3,1	16	14	0,217	285
55	250 M	1LG4 253-2AB... ¹⁾ 2	2	2970	93,6	93,8	0,88	0,86	96	177	2,1	6,7	3,1	13	14	0,403	375
75	280 S	1LG4 280-2AB... ¹⁾ 2	2	2975	94,5	94,3	0,88	0,84	130	241	2,5	7,5	3,1	13	14	0,715	500
90	280 M	1LG4 283-2AB... ¹⁾ 2	2	2975	95,1	95,2	0,89	0,87	154	289	2,6	7,2	3,1	13	14	0,832	540
110	315 S	1LG4 310-2AB... ¹⁾ 2	2	2982	94,6	93,8	0,88	0,86	190	352	2,4	7,2	3,1	13	4	1,19	720
132	315 M	1LG4 313-2AB... ¹⁾ 2	2	2982	95,1	94,8	0,90	0,89	225	423	2,4	6,9	3,0	13	4	1,39	775
160	315 L	1LG4 316-2AB... ¹⁾ 2	2	2982	95,5	95,3	0,91	0,89	265	512	2,4	7,0	3,0	13	4	1,62	900
200	315 L	1LG4 317-2AB... ¹⁾ 2	2	2982	95,9	95,8	0,92	0,91	325	641	2,3	6,7	2,9	13	4	2,09	1015
1500 min⁻¹, 4 pólové, 50Hz																	
18,5	180 M	1LG4 183-4AA... ¹⁾ 2	2	1465	90,4	90,8	0,84	0,77	35	121	2,4	6,7	3,1	16	3	0,099	140
22	180 L	1LG4 186-4AA... ¹⁾ 2	2	1465	91,0	91,5	0,84	0,78	41,5	143	2,5	6,9	3,2	16	3	0,117	155
30	200 L	1LG4 207-4AA... ¹⁾ 2	2	1465	91,6	92,0	0,85	0,80	56	196	2,5	6,7	3,4	16	3	0,191	205
37	225 S	1LG4 220-4AA... ¹⁾ 2	2	1475	92,2	92,6	0,85	0,82	68	240	2,5	6,7	3,1	16	3	0,374	265

Rozměry

Tvar IM B 3

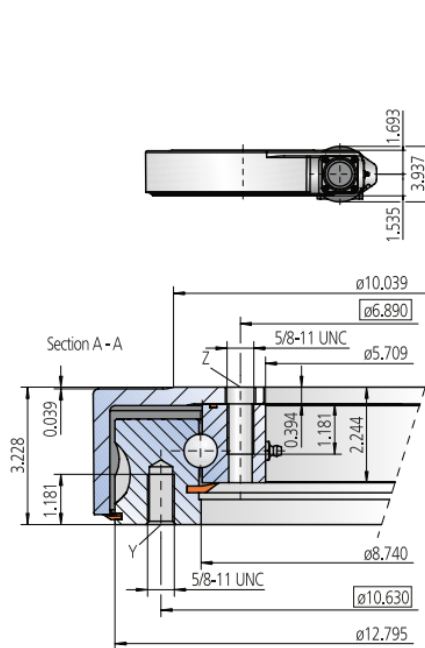
Motory s rotorem nakrátko 1LG4 • Velikosti 180M až 315L



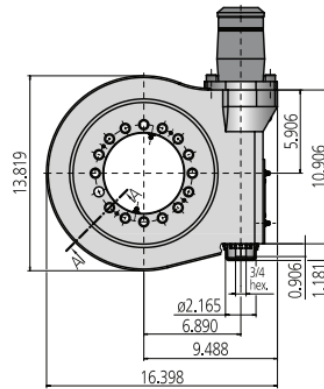
Velikost Typ 1LG4	Počet pólů	IEC DIN	B a	B a	A b	HA c	BB e	AB f	AC g ¹⁾	H h	AQ j	L k	L k ²⁾	LC k ³⁾	LM k ₂	LM k ₂ ²⁾	BA m	BA m ₁	AA n	HD p	AD p ₁	AG r	AS r ₂
180 M183	2 a 4	241*	279	279	20	328	340	364	180	340	670	670	784	760	760	50	91	65	442	262	81	71	
180 L186	4 a 8	241	279*	279	20	328	340	364	180	340	670	784	760	50	91	65	442	262	81	71			
.....188	2 a 8	241	279*	279	20	328	340	364	180	340	720	720	835	810	810	50	91	65	442	262	81	71	
200 L206	2 a 6	305	318	318	25	355	380	402	200	340	720	754	835	810	844	60	60	70	500	300	164	96	
.....207	2 a 8	305	318	318	25	355	380	402	200	340	720	754	835	810	844	60	60	70	500	300	164	96	
.....208	2 a 6	305	318	318	25	355	380	402	200	340	777	811	892	867	901	60	60	70	500	300	164	96	

Katalog převodovky naklápěcích pohonů

Size 0223 / single row



Note, mounting face against upper surface shall be within the limits of $\varnothing 8.780$ and $\varnothing 12.953$



Mounting holes

Y = 16 Holes 5/8-11 UNC - 1.181 deep, equally spaced

Z = 15 Holes $\varnothing 0.709$ - 0.394 deep / 5/8-11 UNC - 1.181 deep, equally spaced over 16 pitch

Lubrication ports

2 Taper type grease nipples on the internal diameter

2 Taper type grease nipples on the outside of the housing

Slew Drive supplied pre-lubricated

Drawing reference number WD-LA 0223/3-06370			
Module	m	[mm]	5
Number of starts of the worm	-	-	1
Gear ratio	i	-	62
Self-locking gears			no**
Maximum torque $SF_S = 1$	M_{d max}	[ft·lbs]	6,861
Nom. torque $SF = 1$ at $n = 1$ rpm	M_{d nom}	[ft·lbs]	3,536
Maximum holding torque*	M_h	[ft·lbs]	6,861
Static load rating, radial	C_{o rad}	[lbs x 1,000]	45
Static load rating, axial	C_{o ax}	[lbs x 1,000]	122
Dynamic load rating, radial	C_{rad}	[lbs x 1,000]	29
Dynamic load rating, axial	C_{ax}	[lbs x 1,000]	34
Weight		[lbs]	105

*Optional with brake

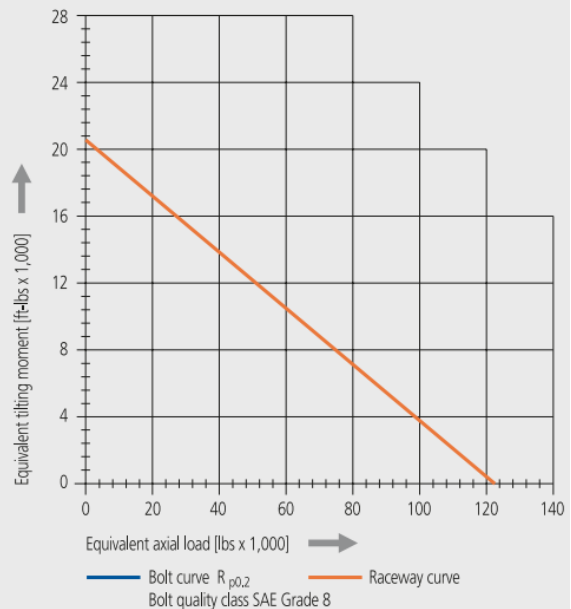
**Self-locking with mounted permanent brake or with mounted hydraulic motor and oil return stop

The selection of the hydraulic / electric motor depends on actual customer requirements and specifications.

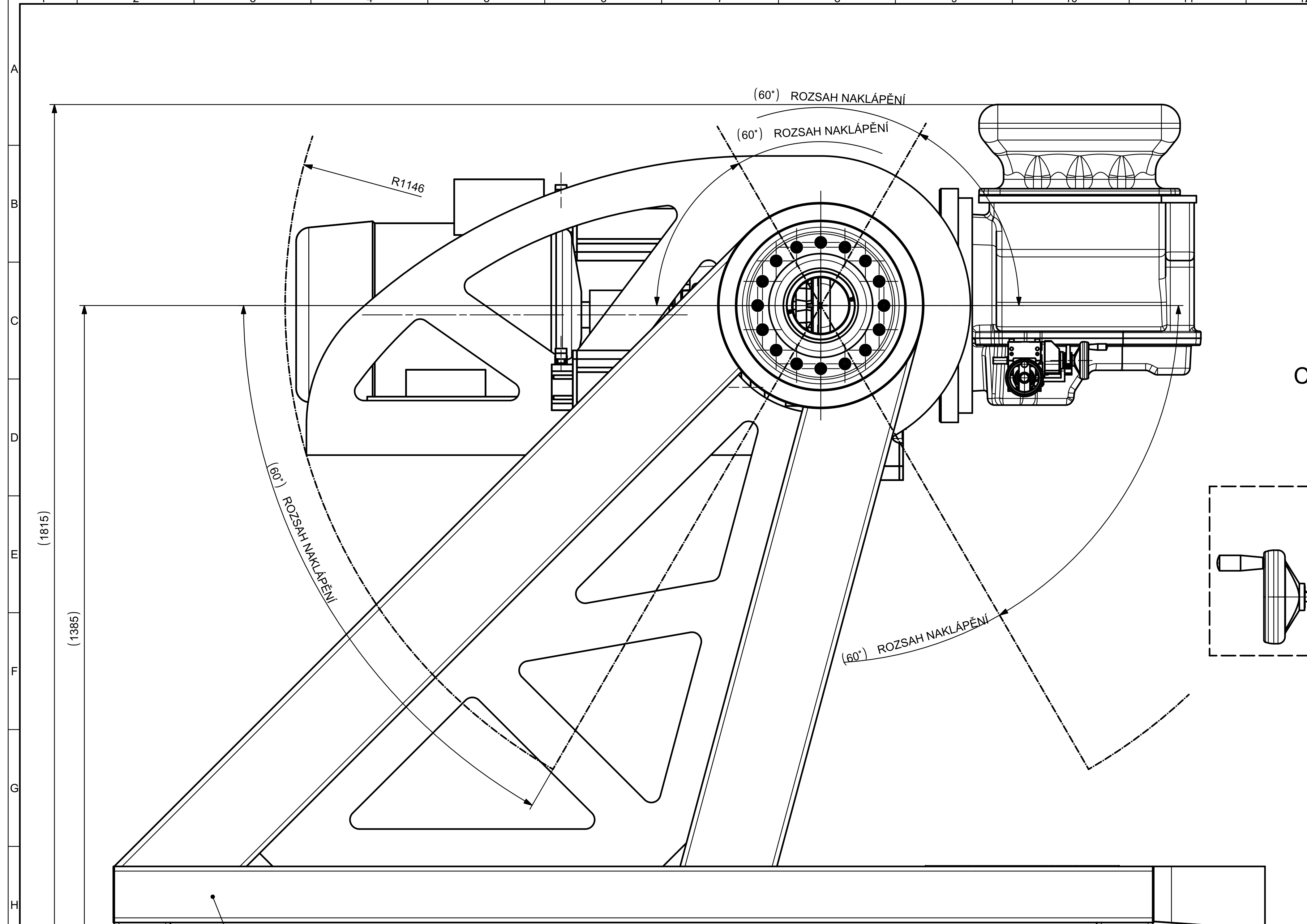
Selection example: performance data with hydraulic motor H-160

Pressure differential	Δp	[psi]	2,103
Oil flow	Q	[gal(US)/min]	3.70
Output speed	n	[rpm]	1
Maximum achievable torque	M_d	[ft·lbs]	6,861

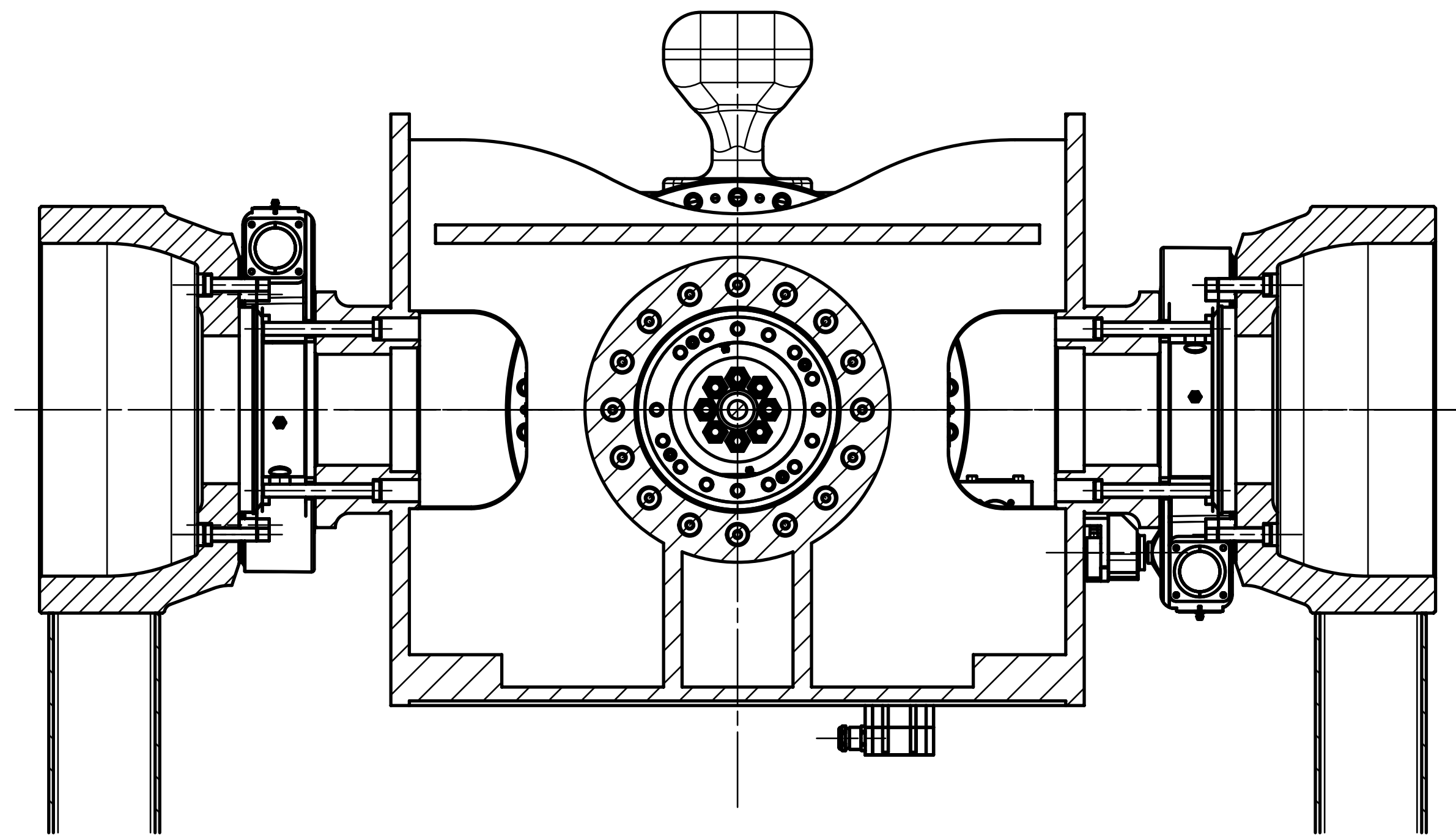
Limiting load diagram for 'compressive' load



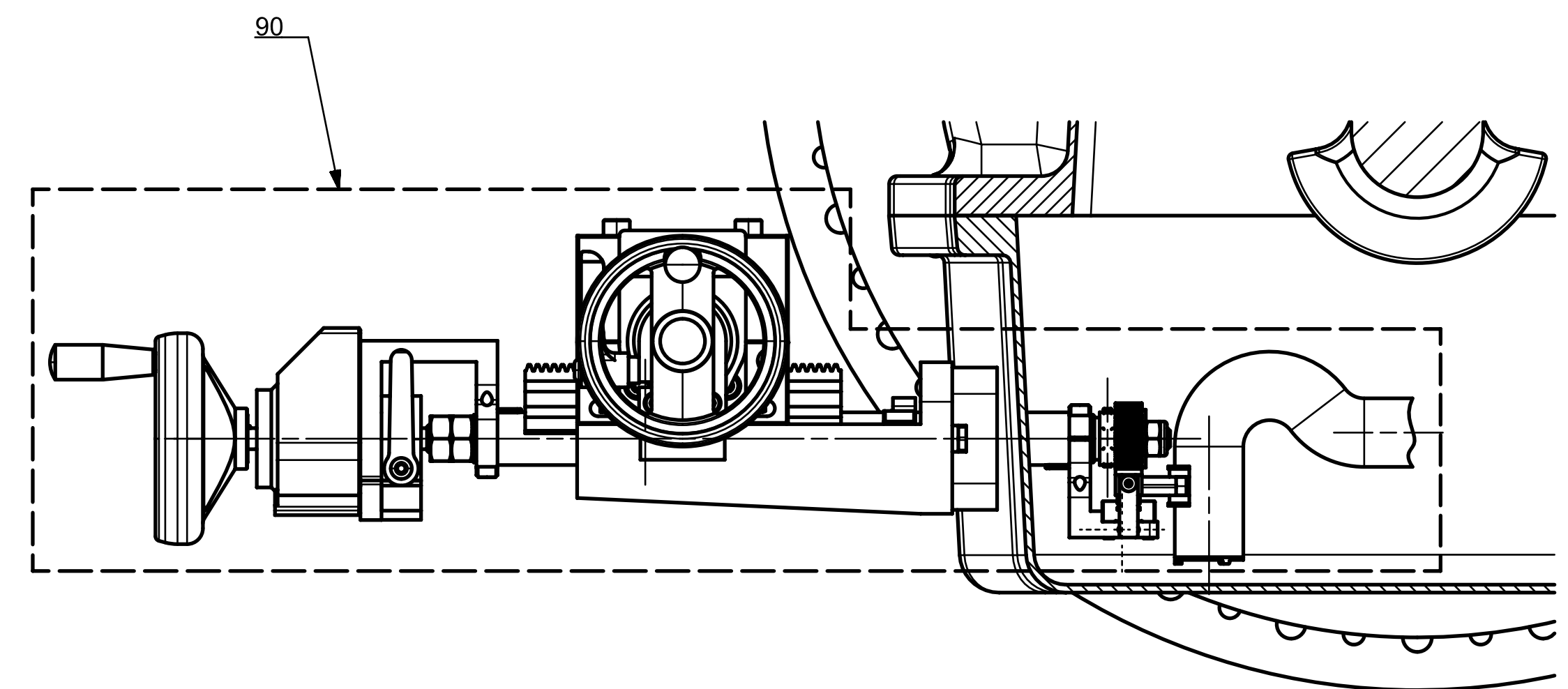
Please adhere strictly to the Technical Information section when using above graph!



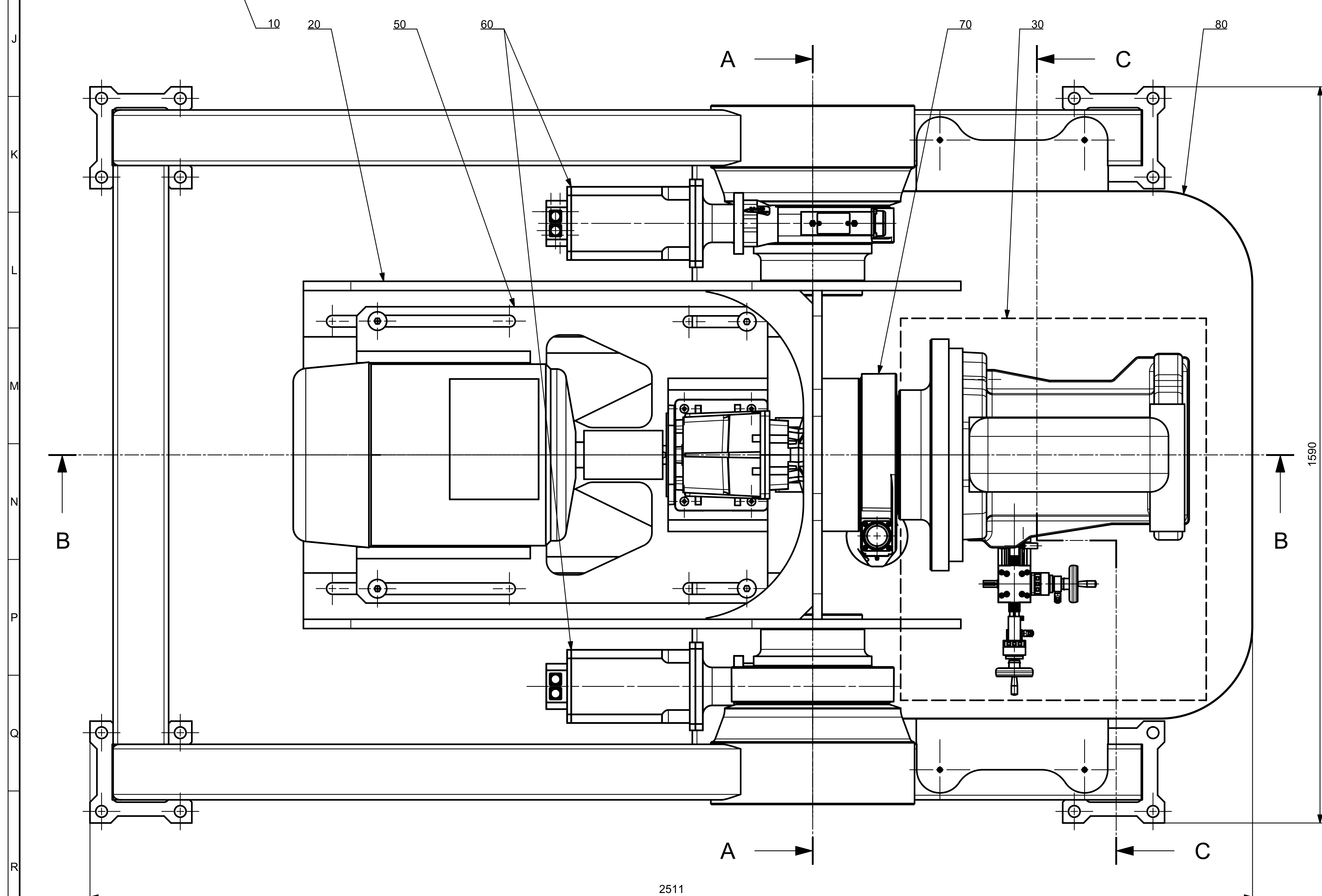
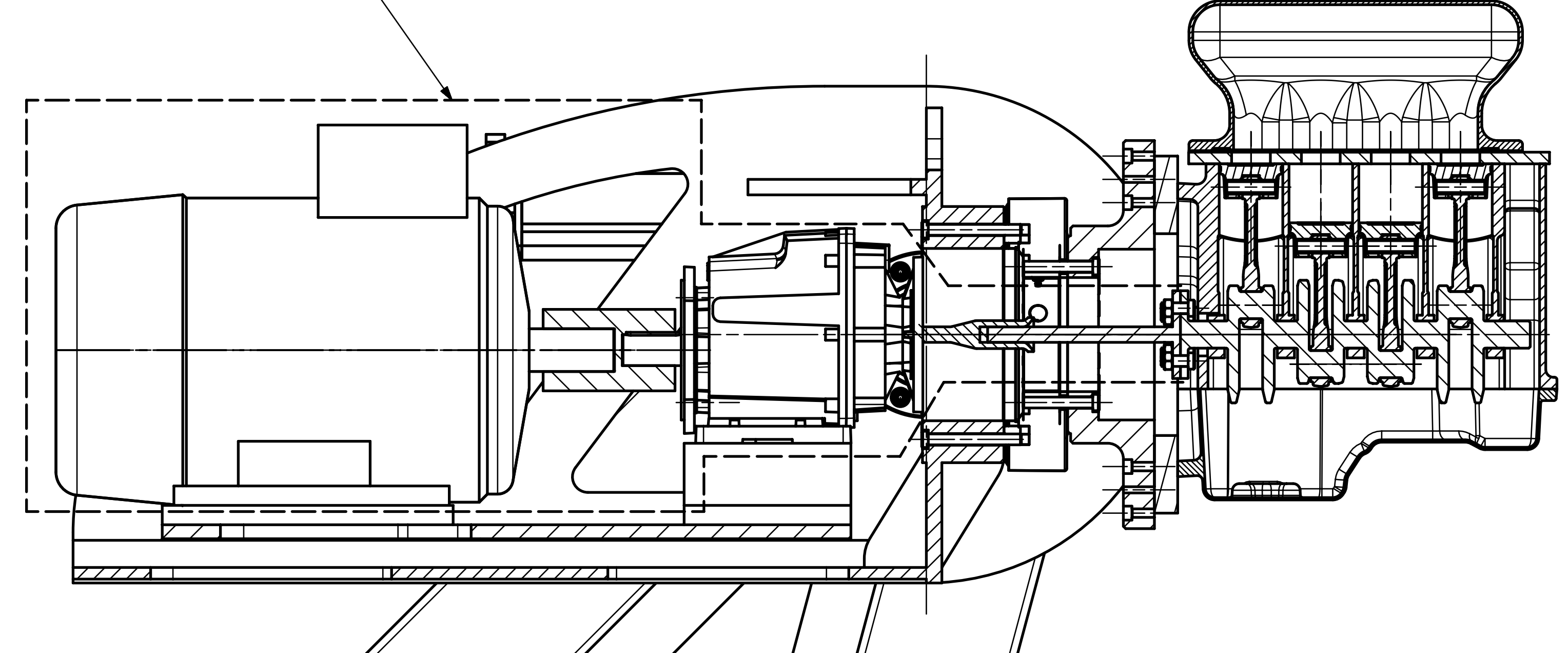
A-A PŘÍČNÝ ŘEZ TESTOVACÍ STOLICÍ



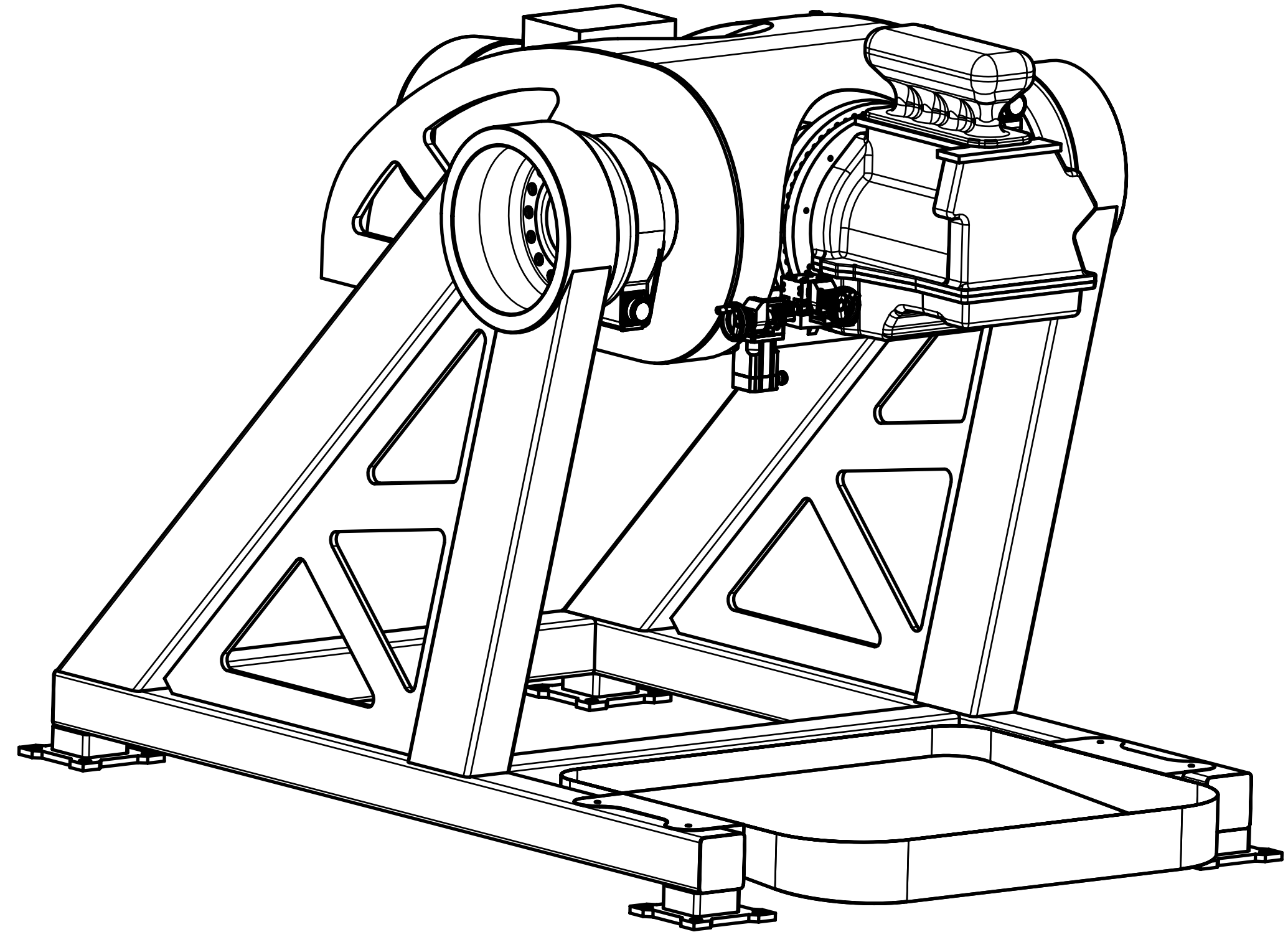
C-C 1:2 POHYBOVÝ MECHANISMUS SACÍHO BODU



B-B PODÉLNÝ ŘEZ TESTOVACÍ STOLICÍ



ISO 1:10 VYOBRAZENÍ VČETNĚ KRYTU PRIMÁRNÍHO RÁMU



POZ.	NÁZEV - ROZMĚR	NORMA	MATERIÁL	MNOŽ. [ks]	HMOT. [kg]
90	MECHANISMUS PRO ZMĚNU POLOHY SACÍHO BODU	ZCU_FST_KN_10		1	6
80	ZACHYTÁVAČ OLEJE	ZCU_FST_KN_09		1	12,8
70	SEKUNDÁRNÍ POHON NAKLÁPĚNÍ	ZCU_FST_KN_08		1	56,4
60	PRIMÁRNÍ POHON NAKLÁPĚNÍ	ZCU_FST_KN_07		2	88,4
50	UPÍNAČÍ DESKA POHONU	ZCU_FST_KN_06		1	107,72
40	POHON KLIKOVÉ HŘÍDELE	ZCU_FST_KN_05		1	253
30	SEKUNDÁRNÍ ČÁST (TESTOVANÁ SESTAVA)	ZCU_FST_KN_04		1	303
20	PRIMÁRNÍ RÁM	ZCU_FST_KN_03		1	418
10	HLAVNÍ RÁM	ZCU_FST_KN_02		1	878
POZ.	NÁZEV - ROZMĚR	NORMA	MATERIÁL	MNOŽ. [ks]	HMOT. [kg]

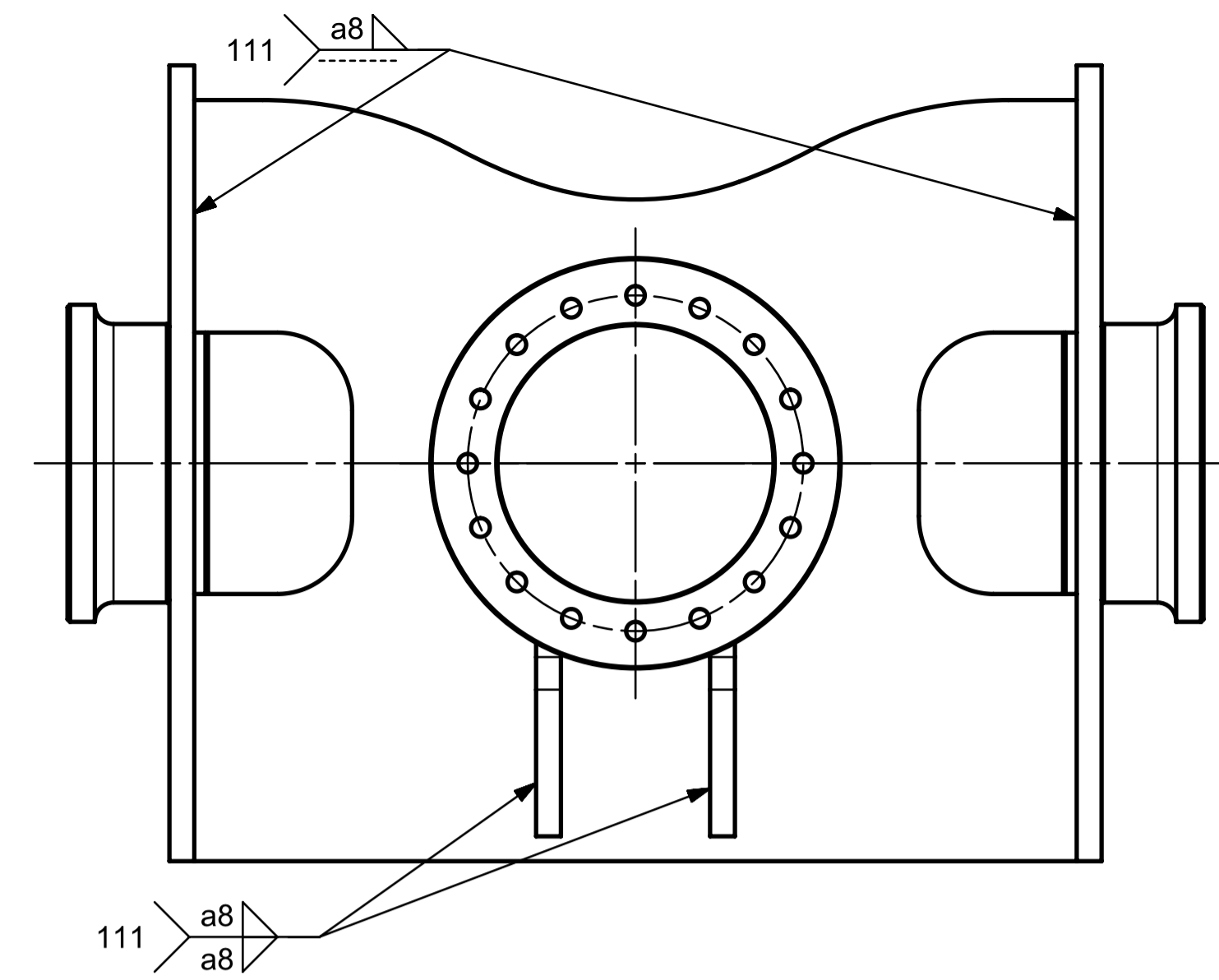
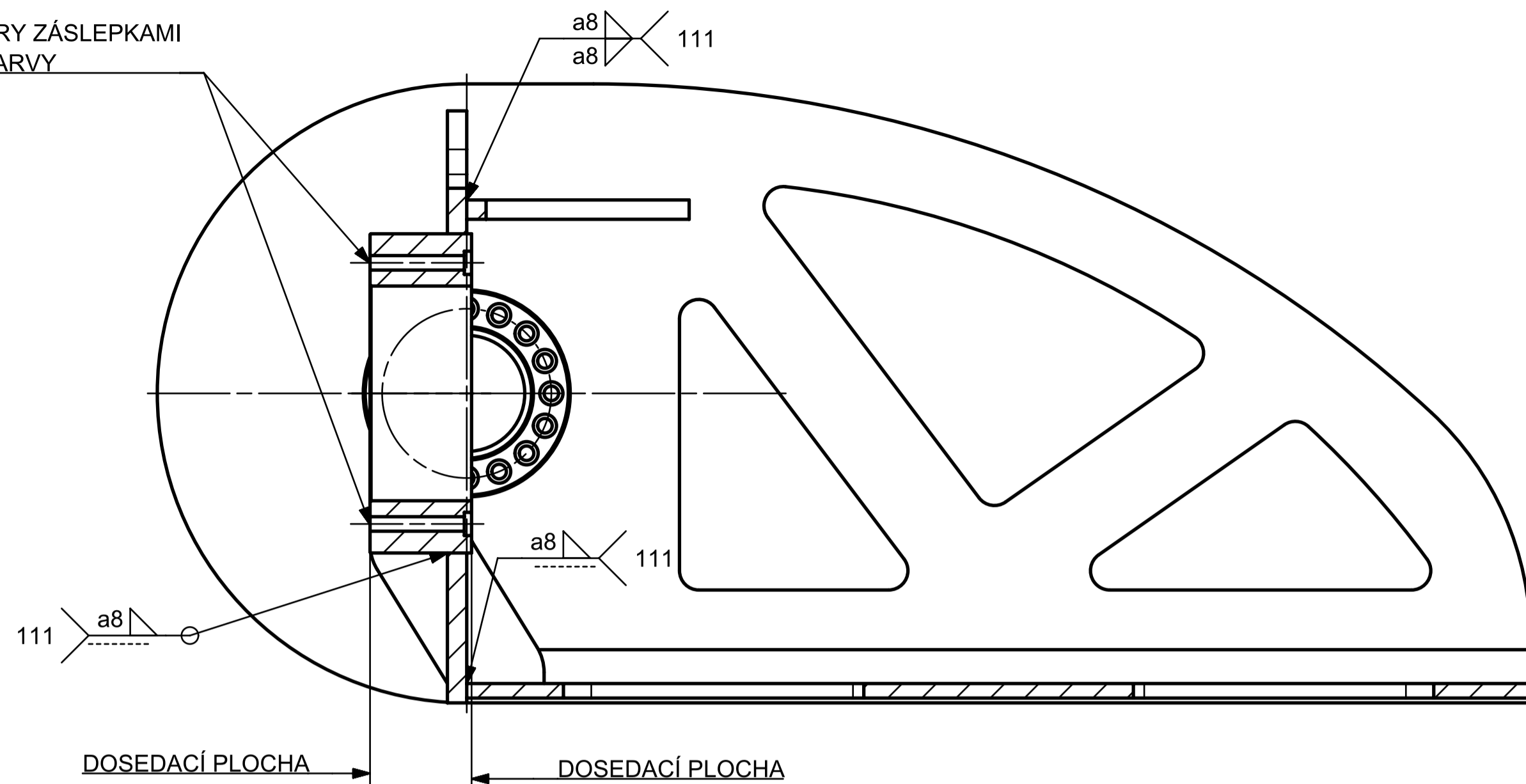
Datum: 22.5.2019 Kreslí: KAREL NEKUT Projekt: MECHANISMA	Datum: 22.5.2019 Kreslí: KAREL NEKUT Projekt: MECHANISMA	Datum: 22.5.2019 Kreslí: KAREL NEKUT Projekt: MECHANISMA	Datum: 22.5.2019 Kreslí: KAREL NEKUT Projekt: MECHANISMA
ISO 1030 ISO 9015 ISO 27694	Soudrživost / DWG file Drawing_Assembly	Číslo verze / Revision 2212	Formát / Format A0

TESTOVACÍ STOLICE

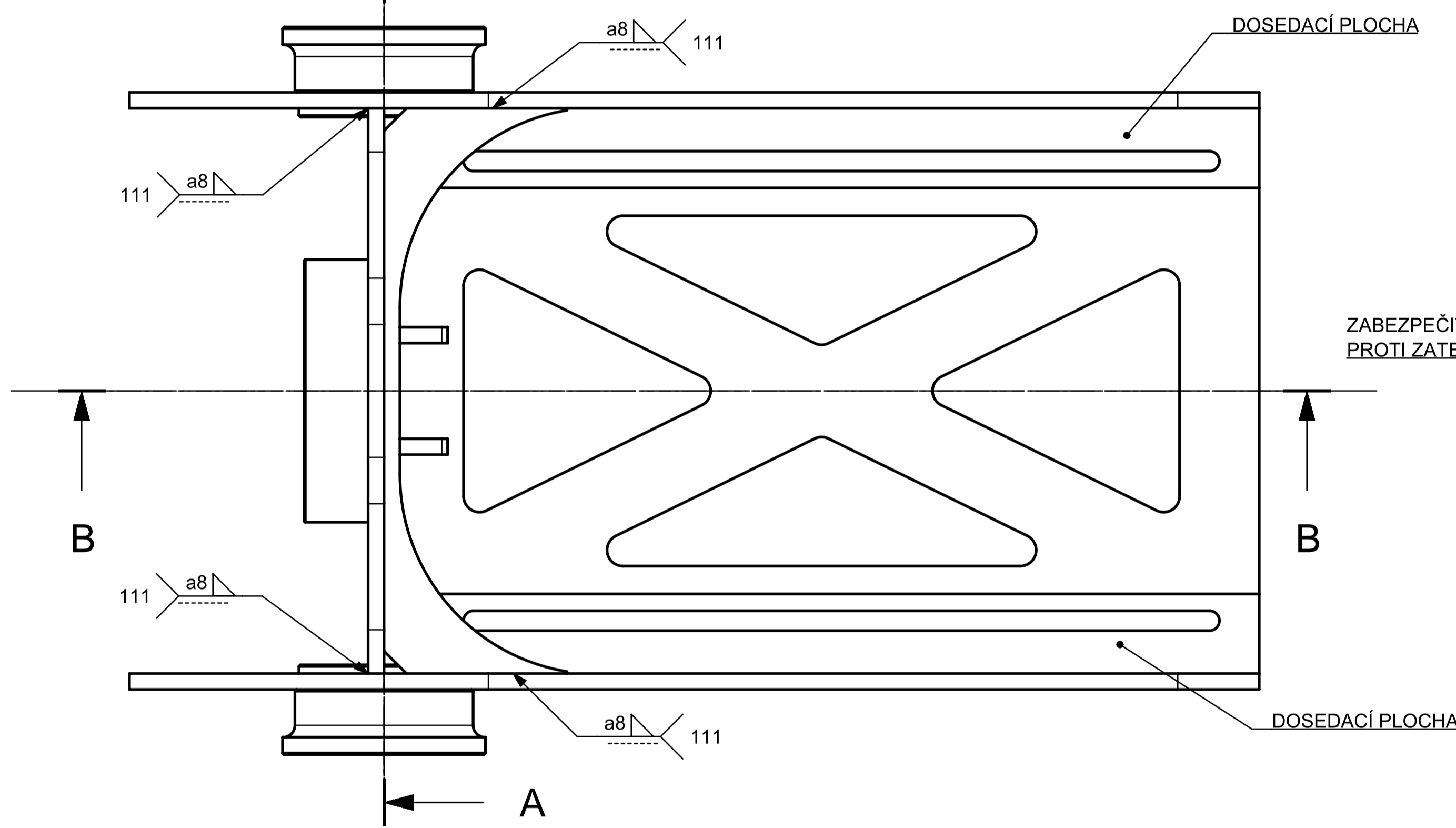
ZCU_FST_KN_01

ZABEZPEČIT OTVORY ZÁSLEPKAMI
PROTI ZATEČENÍ BARVY

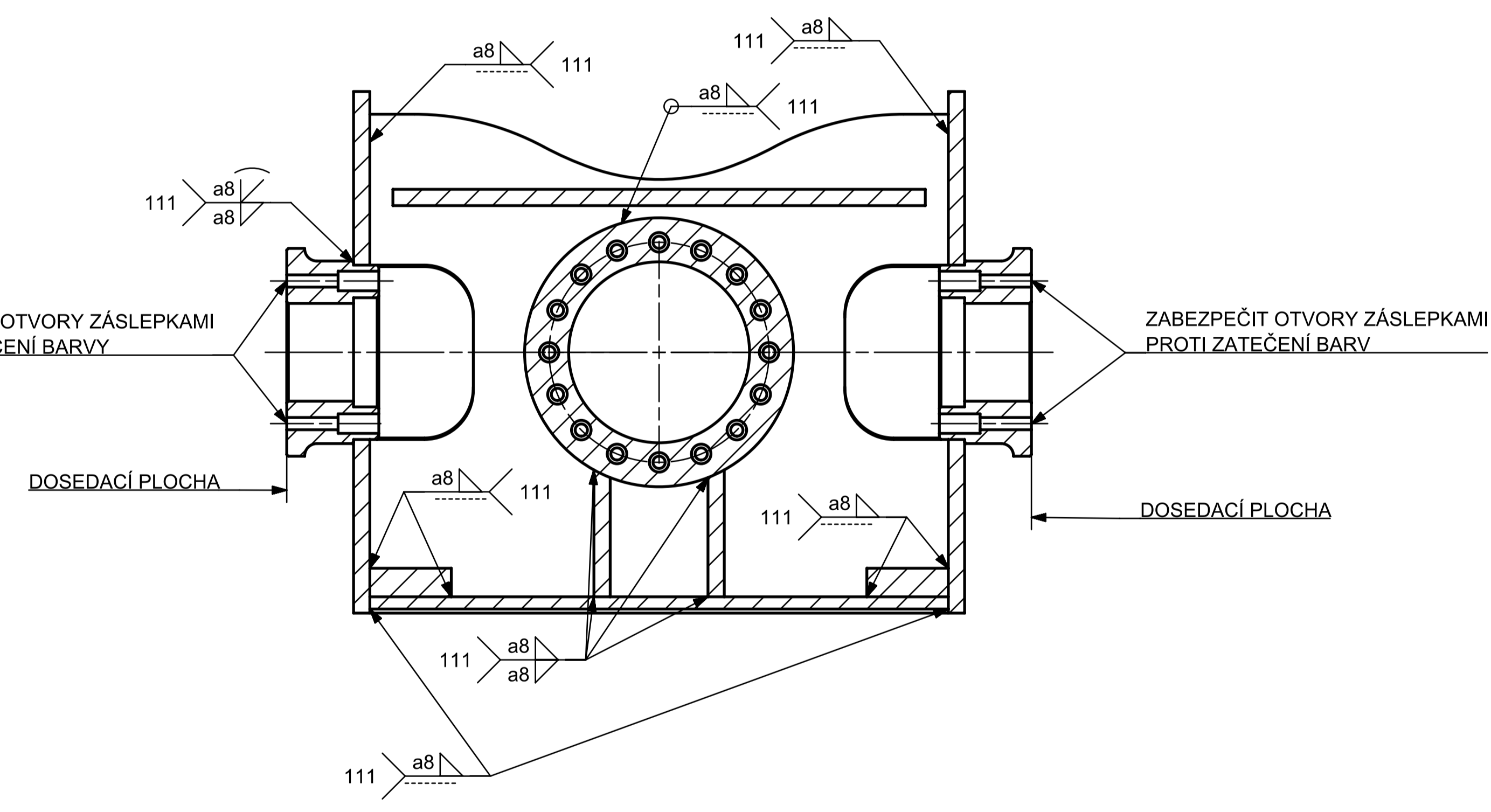
B-B



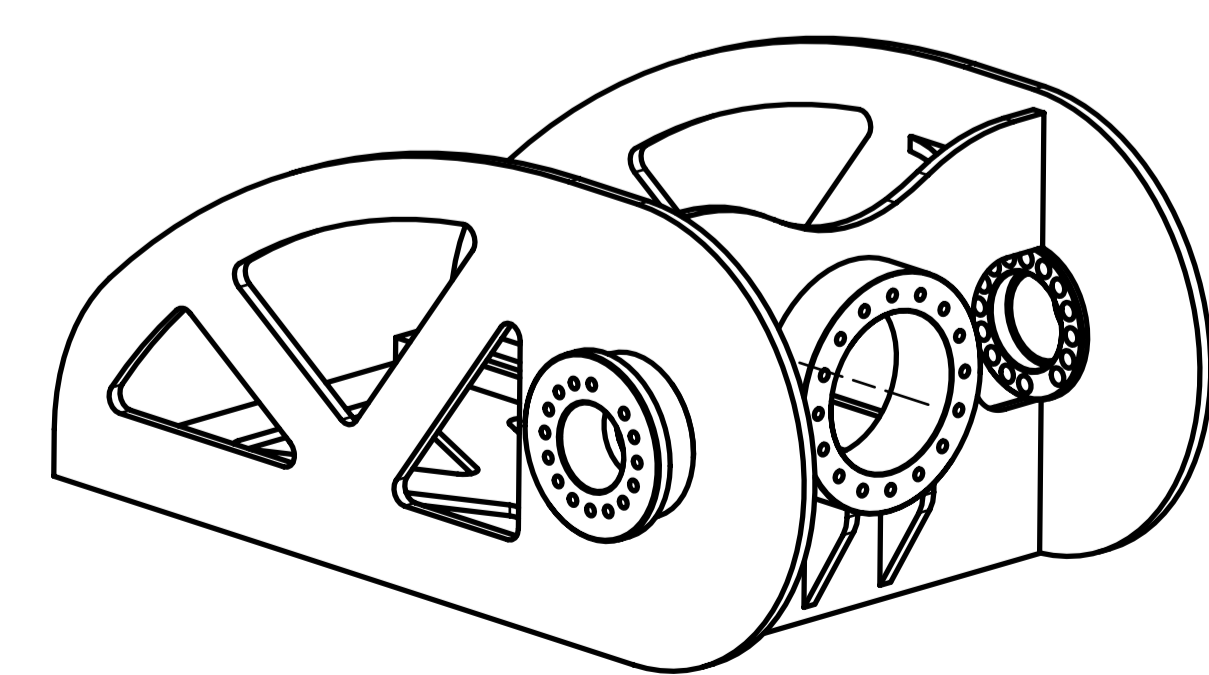
A



A-A



ISO 1:10



U SVARŮ DELŠÍCH NEŽ 300 MILIMETRŮ VAŘIT
PŘERUŠOVANĚ JEDNU TŘETINU CELKOVÉ DÉLKY SVARU

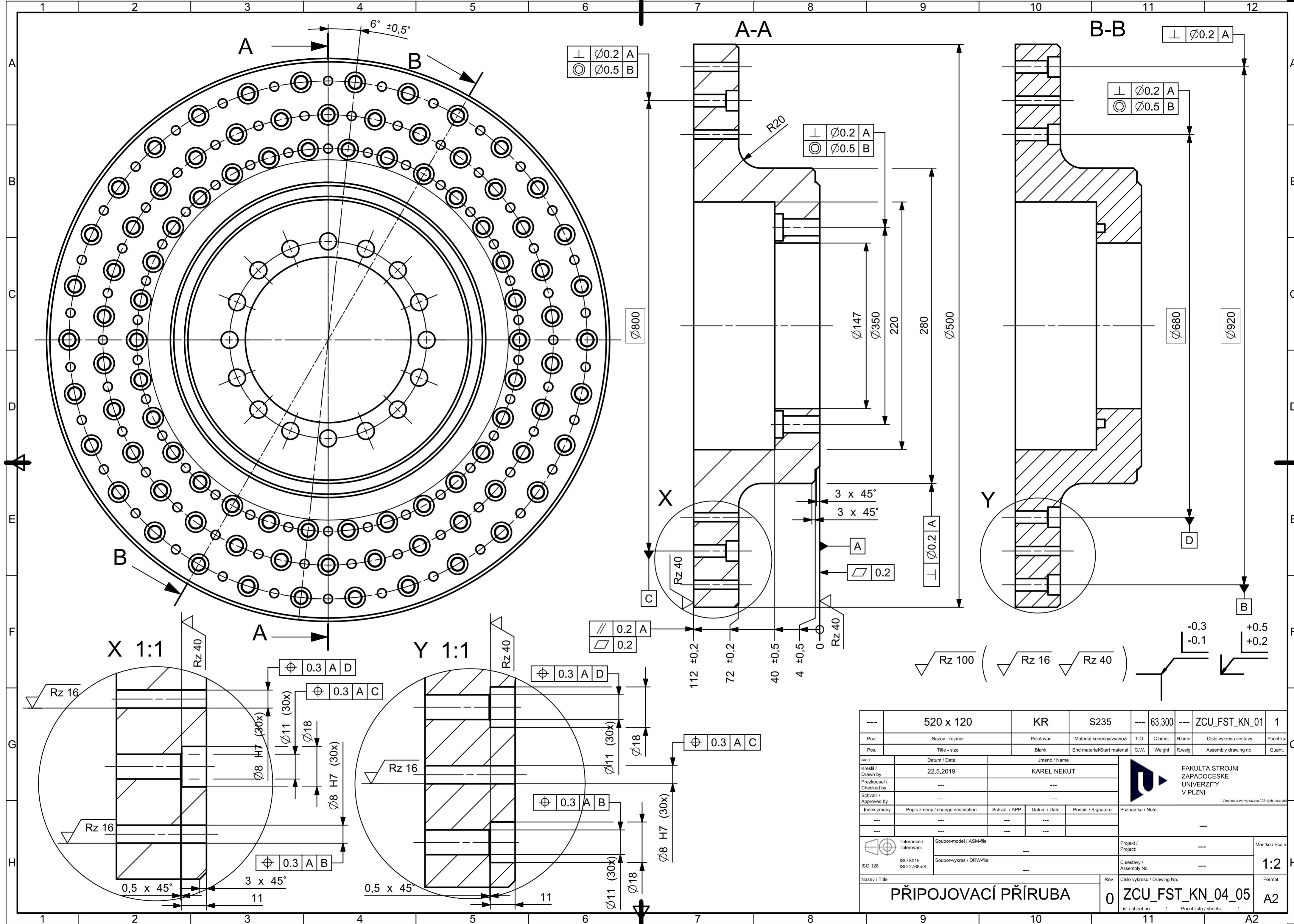
ŽIHAT PO SVAŘENÍ PRO UVOLNĚNÍ VNITŘNÍHO PNUTÍ

NÁSLEDNĚ TRYSKAT A OBRÁBĚT

NANĚST ZÁKLADNÍ NÁTĚR DLE RAL 9005 KROMĚ DOSEDACÍCH PLOCH

NEKÓTOVANÉ ROZMĚRY DLE 3D DAT

Číslo / Kreslí / Drawn by	Datum / Date	Jméno / Name		 FAKULTA STROJNÍ ZAPADOCESKÉ UNIVERZITY V PLZNI				
Projekční / Checked by	22.5.2019	KAREL NEKUT						
Schválil / Approved by	---	---						
Index změny / Index change	---	---						
Tolerance / Tolerance	ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file	Drawing_Primary_frame	Projekt / Project	---	Měřítko / Scale	1:5	
ISO 128	ISO 2768mK	Soubor-rytisk / DRW-file	Drawing_Primary_frame	C. sestavy / Assembly No.	---	418 kg	Format	A1
Název / Title	PRIMÁRNÍ RÁM - SVAŘENEC		Rev.	0	Číslo výkresu / Drawing No.	ZCU_FST_KN_03_06	Formát	A1
List / sheet no.		1		Pocet listů / sheets		1		



---	520 x 120	KR	S235	---	63,300	---	ZCU_FST_KN_01	1
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychazi	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
cad 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kreslil / Drawn by	22.5.2019	KAREL NEKUT						
Prezkoušel / Checked by	---	---						
Schválil / Approved by	---	---						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
ISO 128	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	---	Projekt / Project:	---	Meritko / Scale	1:2	
ISO 8015	ISO 2768mK	Soubor-vykres / DRW-file	---	C.sestavy / Assembly No.	---	Format	A2	
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.		0 ZCU_FST_KN_04_05	
PŘIPOJOVACÍ PŘÍRUBA				0	ZCU_FST_KN_04_05		A2	
List / sheet no.				1	Pocet listu / sheets		1	