

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh zkušebního zařízení axiálního ložiska trolejbusových motorů

Autor: **Zdeněk MUCHNA**

Vedoucí práce: **Ing. Vladislav KEMKA, Ph.D.**

Akademický rok 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Zdeněk MUCHNA**
Osobní číslo: **S12N0022P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Návrh zkušebního zařízení axiálního ložiska trolejbusových 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:

Vypracujte konstrukční návrh zkušebního zařízení, které umožní na základě naměřeného silového působení testování axiálního ložiska trolejbusových motorů. Moment motoru na nápravu je přenášen pomocí kardanového hřídele a při přejezdu vozidla přes nerovnosti vzniká axiální síla, která je zachycována pomocí axiálního ložiska motoru. Vypracujte návrh metodiky zkoušení tohoto ložiska.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše současných řešení pohonu nápravy trolejbusů.
2. Vypracování konstrukčního návrhu zkušebního zařízení včetně systematické specifikace požadavků a variant koncepčních návrhů, výběr optimálního řešení.
3. Zjištění klíčových vlastností konstrukčního návrhu s potřebnými technickými výpočty a hodnocením.
4. Vypracování potřebné výkresové dokumentace a technologického postupu zvolené části nástavby.
5. Návrh metodiky zkoušení.
6. Technickoekonomické hodnocení, závěr.

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

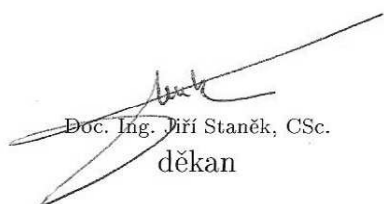
VLK, F. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a zasilatelství Vlk, 2001

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


HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 2. Brno: Computer Press, 2000

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

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Vladislav Kemka**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Bohumil Čejka**
Regionální technologický institut
Datum zadání diplomové práce: **23. září 2013**
Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2014**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 23. září 2013

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Muchna	Jméno Zdeněk		
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. KEMKA, Ph.D.	Jméno Vladislav		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST – KKS - RTI			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Návrh zkušebního zařízení axiálního ložiska trolejbusových motorů			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	108	TEXTOVÁ ČÁST	76	GRAFICKÁ ČÁST	32
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce řeší návrh zkušebního zařízení pro ložiska trolejbusových trakčních motorů a jejich zatěžování na základě naměřených sil z provozu. Řešena je mechanická, hydraulická a řídicí část včetně metodiky zkoušení a diagnostiky.
KLÍČOVÁ SLOVA	Ložiska, trolejbus, hydraulika, regulace, diagnostika, simulace, trakční motor

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Muchna	Name Zdeněk	
FIELD OF STUDY	2301T001 “Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. KEMKA, Ph.D.	Name Vladislav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of experimental device for axial bearing of trolleybus motors		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	108	TEXT PART	76	GRAPHICAL PART	32
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This thesis is focused on a design of the experimental device for trolleybus motors bearing. The loading is designed on the basis of measuring in traffic. It deals with mechanical, hydraulic and control part including the methodology of testing and diagnostics.
KEY WORDS	Bearing, trolleybus, hydraulics, regulation, diagnostics, simulation, traction motors

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Vladislavu Kemkovi, Ph.D. a konzultantovi Ing. Bohumilu Čejkovi za podnětné připomínky a všem kteří mne při tvorbě této práce podporovali.

OBSAH

1	ÚVOD	6
1.1	Představení zadávající organizace	6
1.2	Přehled vývoje trolejbusové dopravy	7
1.3	Trolejbusy Škoda	8
1.4	Současně vyráběné zahraniční trolejbusy	9
1.5	Budoucnost a trendy ve vývoji trolejbusové dopravy	10
2	Rešerše současných řešení pohonu nápravy trolejbusů.....	11
2.1	Koncepce s motorem uprostřed	11
2.2	Koncepce s přídavnou převodovkou	12
2.3	Koncepce s motorem mimo podélnou osu vozidla.....	12
2.4	Koncepce s individuálním pohonem kol	12
3	Vypracování konstrukčního návrhu	13
3.1	Ložiska trakčního motoru	13
3.2	Seznámení s problematikou testování ložisek.....	13
3.2.1	Zatížení valivých ložisek, provozní vlivy, příčiny poškození.....	13
3.2.2	Zkoušky životnosti ložisek.....	17
3.3	Návrh zkušebního zařízení	18
3.3.1	Jízdní zkoušky	18
3.3.1.1	Metodika	18
3.3.1.2	Výsledky	19
3.3.2	Rozbor mechanického namáhání ložisek trakčního motoru	19
3.3.3	Specifikace požadavků na technický systém ve vztahu k vnějším vlastnostem	20
3.3.4	Návrh jednotlivých variant.....	23
3.3.4.1	Varianta A	23
3.3.4.2	Varianta B	24
3.3.4.3	Varianta C	24
3.3.4.4	Varianta D.....	25
3.3.5	Hodnocení, výběr optimální varianty.....	26
4	Konstrukce zkušebního zařízení.....	29
4.1	Výpočet zatěžujících sil působících na ložiskovou jednotku	29
4.1.1	Axiální síly	29
4.1.2	Radiální síly.....	30
4.2	Technické vybavení.....	34
4.2.1	Hydraulické vybavení	34

4.2.1.1	Hydraulické válce	34
4.2.1.2	Snímače síly	35
4.2.1.3	Uchycení hydraulických válců.....	35
4.2.1.4	Řízení toku tlakového oleje	36
4.2.2	Volba hydraulického válce a pomocných komponent	37
4.2.2.1	Schéma hydraulické a řídicí části zkušebního zařízení.....	39
4.2.2.2	Simulace hydraulického obvodu pomocí programu SimulationX.....	40
4.3	Návrh pomocných ložisek	42
4.3.1	Trvanlivost zkoušené kuličkové jednotky	43
4.3.2	Návrh kuželíkových ložisek otočného přechodu	45
4.3.3	Návrh válečkového ložiska	48
4.4	Elektromotor	49
4.5	Spojka	50
4.6	Konstrukce funkčních částí uložení ložisek, válců a pohonu	50
4.6.1	Výpočet šroubových spojů v podestavě uložení.....	51
4.6.2	Pevnostní kontrola ostatních částí	58
4.7	Návrh rámu zkušebního zařízení	59
4.7.1	Konstrukční řešení.....	60
4.7.2	Potřebné výpočty rámu.....	61
4.7.2.1	Pevnostní simulace.....	61
4.7.2.2	Šroubové spoje.....	63
4.1	Detekce poškození ložiska.....	68
5	Technologický postup zvolené části nástavby	70
6	Návrh metodiky zkoušení.....	71
6.1	Průběh zkoušky.....	71
6.2	Bezpečnostní opatření.....	71
7	Technickoekonomické hodnocení.....	72
7.1	Technické hodnocení	72
7.2	Ekonomické hodnocení	72
8	Závěr.....	73
9	Literatura	74
9.1	Knižní publikace	74
9.2	Internetové zdroje	74
9.3	Ostatní zdroje.....	76
9.4	Použitý software	76

SEZNAM PŘÍLOH

Přílohy vevázané

1. Příloha – protokol výpočtu kuželíkových ložisek
2. Příloha – protokol výpočtu válečkových ložisek
3. Příloha – specifikace axiálního hydraulického válce
4. Příloha – specifikace radiálního hydraulického válce
5. Příloha – výpočet šroubů pouzdra ložiska a nosné trubky
6. Příloha – výpočet šroubů víka otočného přechodu a objímky
7. Příloha – výpočet šroubů uchycení nosné trubky
8. Příloha – výpočet šroubů axiální rám radiální rám
9. Příloha – výpočet šroubů stojina radiálního rámu a příčnicku
10. Příloha – výpočet šroubů axiálního rámu a příčnicku
11. Příloha – výpočet šroubů uchycení axiálního válce

Výkresy volně vložené

- | | | |
|-------------------------------|------------------|---------------|
| 12. Zkušební zařízení ložisek | výkres sestavení | DP KKS 14-1/0 |
| 13. Podsestava uložení | výkres sestavení | DP KKS 14-2/0 |
| 14. Rám axiální | výrobní výkres | DP KKS 14-1/1 |
| 15. Hřídel | výrobní výkres | DP KKS 14-2/1 |

PŘEHLED POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Popis	symbol	jednotky
Síla v kardanu, maximální, minimální	$F_{xk}, F_{xkMax}, F_{xkMin}$	N
Síla ve směru y, z	F_x, F_y, F_z	N
Axiální síla na ložisko	F_a	N
Radiální síla	F_r	N
Síla od magnetického tahu	F_{mag}	N
Dynamická síla ve směru X	F_{xdyn}	N
Síla bod B směr x, z	F_{Bx}, F_{Bz}	N
Síla bod C směr z	F_{Cz}	N
Síly od hydraulických válců směr x, z	F_{Hx}, F_{Hz}	N
Axiální síla na jeden šroub	F_A	N
Normálová síla	F_N	N
Zrychlení na štítu motoru maximální, minimální pro směry x, y, z.	a_{1x}, a_{1y}, a_{1z} a_{1xMax}, a_{1xMin} a_{1yMax}, a_{1yMin} a_{1zMax}, a_{1zMin}	ms^{-2}
Hmotnost rotoru, části kardanu	m_r, m_k	kg
Rozměrové parametry	$a, b, h, l,$	mm
Průměr	d	mm
Střední průměr ložiska	d_m	mm
Moment k bodu B, C	M_B, M_C	Nm
Moment	M	Nm
Součinitel tření	μ	-
Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	P	N
Dynamická únosnost	C	N
Utahovací moment	M_u	Nm
Třecí moment ložisek	M_{Lcelk}	Nm
Celkový třecí moment	M_{Lcelk}	Nm
Minimální výkon elektromotoru	P_{min}	W
Základní trvanlivost ložisek	L_{10}, L_{10h}	Miliony otáček, hodiny
Trvanlivost dle SKF	L_{nm}, L_{nmh}	Miliony otáček, hodiny

Popis	symbol	jednotky
Otáčky	n	$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$
Teplota	t	$^{\circ}\text{C}$
Kinematická viskozita	ν	$[\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
Bezpečnost, dynamická pro vrub, statická	k, k^*, k_s	-
Normálové napětí	σ	MPa
Mez únavy pro vrub	σ_C^*	MPa
Střední napětí	σ_m	MPa
Redukované napětí	σ_{red}	MPa
Tečné napětí	τ	MPa
Tuhost šroubu, spojovaných částí	k_1, k_2	Nmm^{-1}
Mez pevnosti, kluzu	R_m, R_e	MPa
Počet šroubů	i	-
Plocha	S	mm^2
Rychlost	v	ms^{-1}
Průtok	Q	$\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$
Úhlová rychlost	ω	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$

1 ÚVOD

Cílem diplomové práce je návrh zkušebního zařízení pro testování ložiskových jednotek trakčních trolejbusových motorů. Požadavek je, aby kuličková ložisková jednotka byla zatěžována stejnými rázy jako při jízdě trolejbusu po vozovce. Do zkoušky bude zahrnut pouze vliv sil, nikoli vliv ložiskových proudů apod.

V první části práce je uvedeno stručné seznámení s problematikou, shrnutí základních typů trolejbusů a jejich koncepcí. Následuje úvod do problematiky poškození ložisek, popis trakčního motoru Škoda a analýza zatěžujících vlivů. Stěžejní částí je návrh jednotlivých konstrukčních variant a konstrukce zkušebního zařízení, vypracování potřebné dokumentace a návrh metodiky zkoušení. Samostatným a velice zajímavým oborem je část testovací hydrauliky a řízení.

Práci uzavírá technickoekonomické hodnocení a zhodnocení přínosu pro zadavatele diplomové práce.

1.1 Představení zadávající organizace

Zadavatelem diplomové práce je Regionální technologický institut (RTI), strojírenský a technologický výzkumný ústav. Jedná se o autonomní součást Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni, s jejíž realizací se započalo roku 2011. Cílem RTI je provádět výzkum a vývoj v oblasti strojírenství a propojit univerzitní prostředí s praxí. Ústav intenzivně podporuje Evropský fond pro regionální rozvoj a rozpočet ČR, s institutem úzce spolupracují některé významné firmy z regionu a okolí. Do plného provozu by se měl ústav dostat přibližně v polovině roku 2014.

1.2 Přehled vývoje trolejbusové dopravy

V této kapitole bude stručně shrnuta historie trolejbusové dopravy ve světě i v rámci českého území. Jsou zde důležité milníky vývoje trolejbusů a některé zajímavosti.



Obr. 1-1: První trolejbus. [13]



Obr. 1-2: Trolejbus v Českých Velenicích (Gmünd). [17]

Historicky **první trolejbus** navrhl německý vynálezce Werner von Siemens. Prakticky byl použit otevřený koňský kočár, jako pohon byly použity dva elektromotory (2x 2,2 kW, 550 V), jež prostřednictvím řetězů poháněly jednotlivá zadní kola. Elektřina byla přiváděna kabelem od osmikolového kontaktního vozíku, který se pohyboval po dvou trolejích. Zkušební provoz byl zahájen roku 1882, trať byla dlouhá 540 metrů. Pro dodávku elektřiny byla vybudována malá elektrárna, kde parní stroj poháněl dynamo. Po 6 týdnech byl provoz zastaven.

První trolejbusová linka na území České Republiky byla zprovozněna v roce 1907 v oblasti České Velenice (obec vznikla až roku 1922) – Gmünd. Trasa měla délku 2,2 km, roku 1909 byla trasa prodloužena na 3,3 km, z ekonomických důvodů byl provoz na lince v roce 1916 zrušen.

Na trati byly v provozu dva vozy Daimler – Stoll. Vozy poháněly dva trakční stejnosměrné elektromotory Lohner-Porsche umístěné v nábojích kol, napětí trakčního vedení bylo 400V. Trolejbus se pohyboval rychlostí přibližně 15 km/h.

Zajímavostí byly z určitého pohledu též **dvoupatrové londýnské trolejbusy**, v provozu byly od roku 1931 do 1962. Jako konstrukční základ pro stavbu byl použit slavný autobus doubledecker.



Obr. 1-3: Historický dvoupatrový trolejbus, Londýn. [18]

1.3 Trolejbusy Škoda



Obr. 1-4: Trolejbus ŠKODA 1Tr , Praha. [19]

pozice nástupních dveří. Levostranné řízení bylo zachováno. Jako pohonná jednotka se používal kompaktní čtyřpólový motor ŠKODA se sériovým a derivačním buzením. Elektrické řízení trakčních obvodů bylo nesamostatné a probíhalo prostřednictvím kontroléru s ručně ovládaným reverzním válcem, kterým se měnila polarita kotvy, a tím i směr jízdy. Vozidlo mělo tři nezávislé brzdy, elektrickou rekuperační, pneumatickou provozní a mechanickou kotoučovou brzdou umístěnou na kardanu. Pro zajištění vozidla ve svahu byla použita svahová opěra. Vůz byl v provozu do roku 1955 v Praze.



Obr. 1-5 Trolejbus ŠKODA 22Tr [20]

vzduchovému vypružení lze využít snížení podlahy v místě nástupu. Elektrická výzbroj obsahuje GTO tyristory, jako pohon je použit stejnosměrný sériový trakční motor (140 – 175 kW). U dvoučlánkového trolejbusu jsou použity dva trakční motory.



ŠKODA 24Tr / 25Tr

Jedná se o nízkopodlažní trolejbus jednočlánkový, respektive dvoučlánkový. Tyto typy jako první začaly využívat stavbu, která je primárně určená pro autobusy. Konkrétně je využito karoserie a základních prvků od firmy Irisbus.

Obr.: Trolejbus ŠKODA 24Tr [20]

ŠKODA 1Tr (656P)

První trolejbus ŠKODA byl vyroben roku 1936. Jako základ pro stavbu byl použit podvozek nákladního automobilu Škoda s levostranným řízením. Rám podvozku byl mírně upraven pro použití trakčního pohonu a nutné elektrické výzbroje. Dřevěnou kostru karoserie zpevňovaly ocelové výztuhy. Výkyvné polonápravy byly vpředu odpruženy vinutými pružinami, zadní nápravy měly odpružení

listovými pery. Po přechodu na pravostranný provoz, se změnila

ŠKODA 21Tr / 22Tr

Jedná se o první nízkopodlažní trolejbus ŠKODA vyráběný od roku 1995, respektive 2002, ve Škodě Ostrov. Trolejbus Škoda 22Tr je dvoučlánkové koncepce, z něj byl odvozen typ 21Tr, který je jednočlánkový (jako první byl vyroben prototyp dvoučlánkového vozu). Trolejbus využívá samonosnou ocelovou karoserii. Díky ovládanému



Obr. 1-6 Trolejbus ŠKODA 28Tr [20]

(IGBT). Trolejbus může být vybaven doplňkovým dieselaagregátem. Trolejbusy se vyrábí jako jednočlánkové (160 kW) dvounápravové nebo dvoučlánkové (240 kW), tyto dva jsou vyráběny od roku 2009. Třetím typem je jednočlánkový třínápravový (240 kW), který je vyráběn od roku 2008.

ŠKODA 26Tr, 27Tr, 28Tr

Tato skupina trolejbusů využívá jako základ pro stavbu skříně polského výrobce Solaris Bus & Coach. Škoda Electric do něj dodává trakční motor a elektrickou výzbroj. Jedná se

o trolejbus nízkopodlažní s asynchronním motorem

ŠKODA 30Tr, 31Tr

Jedná se o nízkopodlažní jednočlánkové dvounápravové (160 kW), respektive dvoučlánkové, trolejbusy (250 kW) vyráběné od roku 2010. Základ vozidla karoserie a ostatní prvky jsou využity od dodavatele SOR Libchavy, vychází tedy z autobusů. Jako doplněk může být trolejbus vybaven dieselaagregátem.



Obr. 1-7 Trolejbus ŠKODA 31Tr [21]

1.4 Současně vyráběné zahraniční trolejbusy

Vycházejí z podobné koncepce jako nyní vyráběné tuzemské vozy. Za zmínku určitě stojí tříčlánkové vozidlo označované spíše jako lehká tramvaj. Jedná se o trolejbus švýcarské firmy HESS AG, jeho délka je téměř 25 metrů. V provozu jsou tato vozidla například v Ženevě. Ostatní výrobci vyrábějí většinou vozy jednočlánkové a dvoučlánkové. Přehled světových výrobců trolejbusů a jejich vozidel lze nalézt například v literatuře [22].



Obr. 1-8 Tříčlánkový trolejbus HESS LighTram 3 [23]

1.5 Budoucnost a trendy ve vývoji trolejbusové dopravy

V současné době je patrný značný tlak na snižování produkce výfukových zplodin v centrech větších měst, kde je vysoká hustota provozu. V některých zemích jsou již několik let zavedeny bezemisní nebo nízko emisní zóny. Z těchto okolností je zřejmé, že trolejbusová doprava využívající ke svému pohonu primárně elektrickou energii, má značný potenciál.

Na českém trhu působí nyní jako výrobce trolejbusů dvě společnosti, jedná se především o firmu ŠKODA TRANSPORTATION, a.s. která má dlouhodobou tradici, a dále firma Cegelec, a.s., ta převzala bývalé ČKD Polovodiče, a.s. Obě firmy produkují trolejbusy využívající platformy výrobců autobusů, konkrétně se jedná o autobusy SOLARIS, SOR a další. Autobusová stavba je dále vybavována trakčními motory a elektrickou výzbrojí. Toto řešení je velice výhodné z ekonomického hlediska, protože dochází ke zvýšení sériovosti výroby komponent společných pro autobusy a trolejbusy.

Trendem je stavba již pouze nízkopodlažních vozidel, které umožňují rychlou výměnu cestujících a pohodlnou přepravu osob na invalidním vozíku, s pohybovým postižením a nájezd kočárků.

Další oblastí vývoje je určitá možnost využití trolejbusu pro částečně nezávislou trakci. Tento režim pohonu se používá při pohybu na úsecích bez trolejí, případně při výpadku proudu apod. Jako zdroj energie se využívá buď akumulátorů, superkapacitorů, nebo dieselelektrického agregátu.

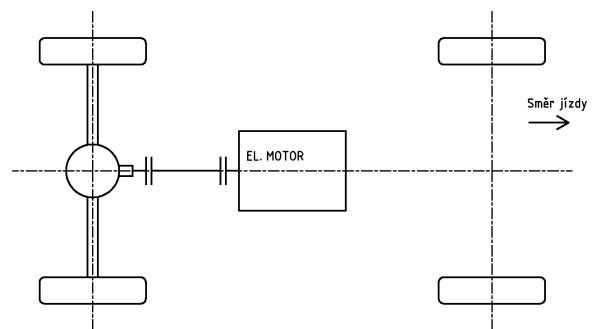
Z výše uvedeného je zřejmé, že možností, jak inovovat a zlepšovat konstrukci a užitnou hodnotu trolejbusů, je celá řada, lze tedy předpokládat, že počty trolejbusů obsluhující linky v městských zástavbách postupně porostou na úkor autobusů s klasickým dieselovým motorem.

2 Rešerše současných řešení pohonu nápravy trolejbusů

V následujícím textu je stručně uvedena koncepce základních typů dvounápravových trolejbusů, od kterých jsou dále odvozeny vícenápravové, případně článkové vozy. Všechny koncepce dnes sériově vyráběných trolejbusů vycházejí převážně z konstrukce městských autobusů při využití shodných základních skupin. Rozdíl mezi autobusem a trolejbusem lze zjednodušeně shrnout do úvahy, že spalovací motor je nahrazen elektromotorem a je doplněna potřebná elektrická výzbroj.

2.1 Koncepce s motorem uprostřed

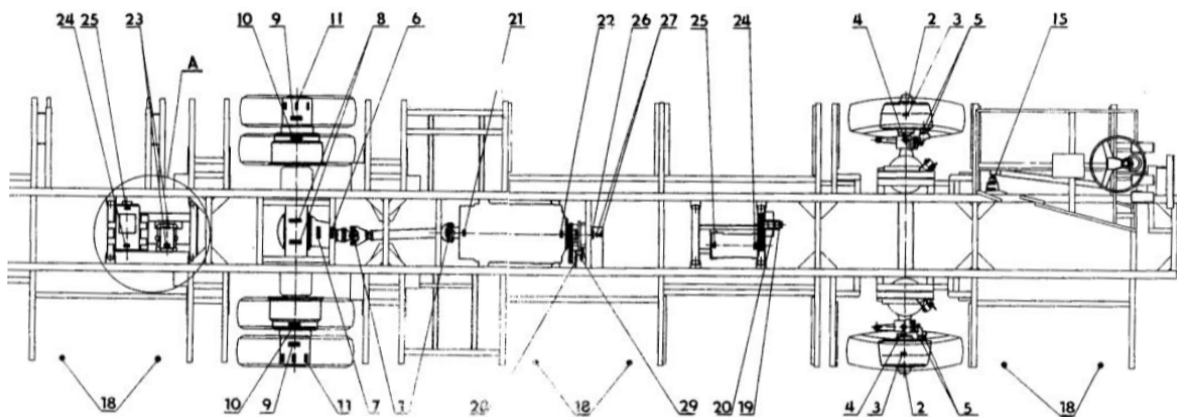
Elektromotor je umístěn ve středu vozidla a přes hnací hřídel je poháněna zadní náprava. Přední kola jsou standardně říditelná. Tato koncepce je z hlediska zástavbového prostoru elektromotoru a dalšího zařízení použitelná pouze pro vozy s vysokou podlahou. Z tohoto důvodu není v současné době příliš používána, využití nacházela například u starších trolejbusů.



Obr. 2-1 koncepce elektromotor v podélné ose vozidla



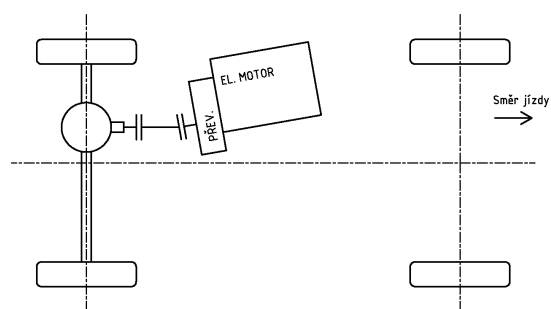
Obr. 2-2 podvozek trolejbusu Škoda, hnací hřídel, sklotexitivá spojka [24]



Obr. 2-3 koncepce s motorem uprostřed hlavní části [8]

2.2 Koncepce s přídatnou převodovkou

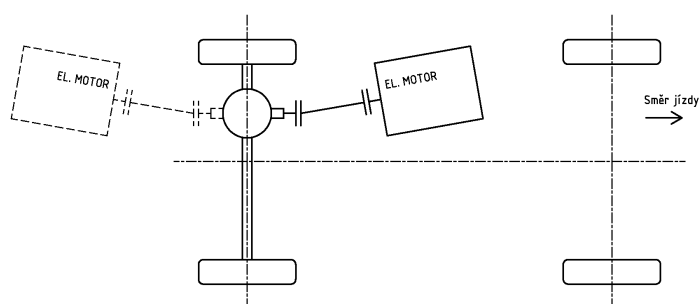
Elektromotor není v podélné ose vozidla, ale je umístěn k levé straně vozidla. Dále se zde z prostorových důvodů používá převodovka, která zajišťuje vhodnou pozici elektromotoru. Z převodovky je přes kloubovou hřídel poháněna rozvodovka diferenciálu. Tento typ uspořádání lze již použít pro částečně nebo úplně nízkopodlažní trolejbusy, kdy je motor umístěn například v prostoru pod sedadly pro cestující.



Obr. 2-4 Koncepce s převodovkou

2.3 Koncepce s motorem mimo podélnou osu vozidla

Toto řešení vychází z předchozí koncepce, při jiné pozici elektromotoru lze odstranit převodovku. Elektromotor může být umístěn před nebo za nápravou. Hnací hřídel je spojena přímo s elektromotorem a vstupní hřídelí rozvodovky. Z toho plyne vyšší zatížení ložisek rotoru trakčního motoru vlivem přenášení rázů přímo od nápravy.



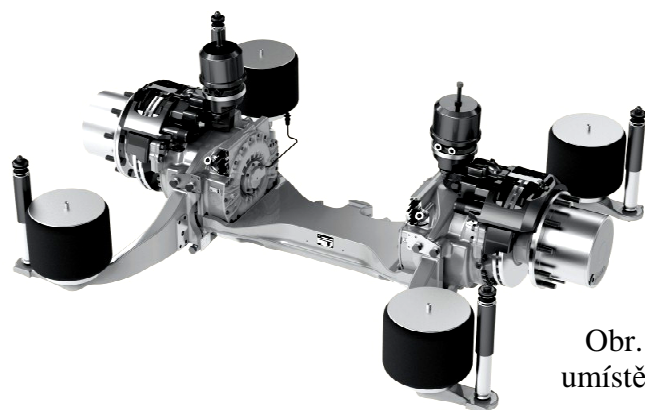
Obr. 2-5 Koncepce s motorem mimo podélnou osu vozidla

2.4 Koncepce s individuálním pohonem kol

Tento způsob pohonu využívá umístění trakčního motoru přímo u náboje hnaného kola na každé straně vozidla, čímž odpadá diferenciál. Celkově je umístění méně prostorově náročné, avšak za cenu technické složitosti. Nevýhodou může být navýšení nevypružených hmot. Toto řešení zobrazuje přiložená fotografie. Ukázkou tohoto druhu pohonu může být náprava ZF, která je ale primárně určena pro hybridní autobusy nebo elektrobusy.



Obr. 2-7 Poháněný náboj trolejbusu, Irisbus Cavis [22]



Obr. 2-6 Náprava ZF s TM umístěným v nábojích kol [25]

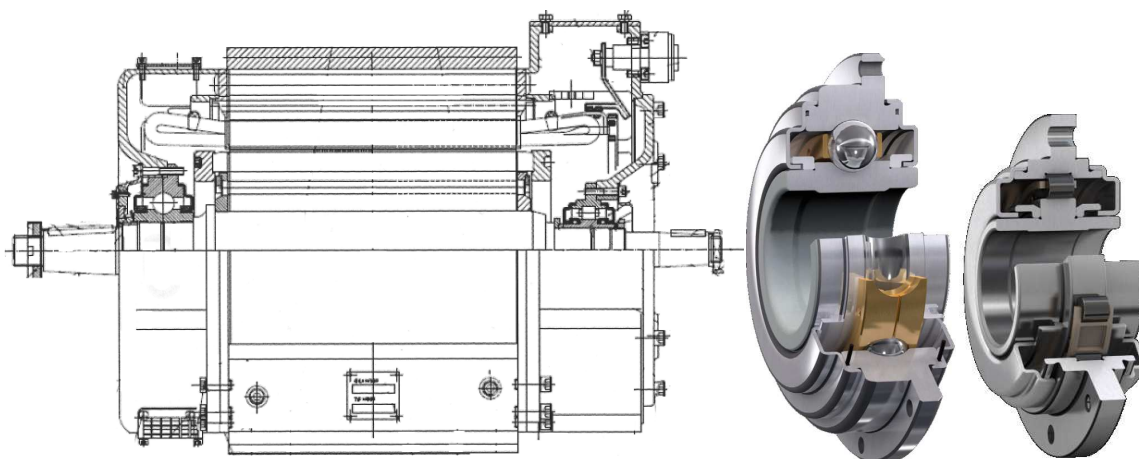
3 Vypracování konstrukčního návrhu

3.1 Ložiska trakčního motoru

Dříve se pro pohon trolejbusů ŠKODA využíval stejnosměrný elektromotor. Při tehdejšímu stavu techniky byl nejnázneji regulovatelný, musela být ovšem prováděna komutace, z toho vyplývají nevýhody tohoto druhu pohonu. U historických trolejbusů byla regulace prováděna odporově, později byl stejnosměrný motor regulován tyristorově (pulzně), S nástupem výkonových polovodičů a využitím střídače a frekvenčního měniče nachází uplatnění střídavý třífázový asynchronní elektromotor, který je dnes nejvíce využíván.

Trolejbusový elektromotor ŠKODA 4ML 3444 K/4 má výstup pro pohon nápravy, kde je připojena hnací hřídel a na druhé straně je výstup pro pohon pomocných agregátů. Chlazení trakčního motoru je provedeno jako průchozí, plně otevřený s cizí ventilací. Jako ložiska jsou použita speciální jednotky od firmy SKF určené pro trakční motory.

U výstupu k nápravě je radiálně axiální kuličková ložisková jednotka standardní konstrukce (ocelové ložisko) pro lepší ochranu před ložiskovými proudy je použit plazmatický nástřík keramiky na vnitřním kroužku. Druhá jednotka je pouze radiální válečková a umožňuje dilataci rotoru, válečky v tomto ložisku jsou keramické z důvodu ochrany před ložiskovými proudy.



Obr. 3-1 Trakční motor Škoda [45], Ložiskové jednotky SKF [4]

Elektromotor je uložen ve čtyřech izolačních silentblocích zcela elektricky odizolován od celého vozidla, aby nedošlo k tomu, že se napětí a proud z troleje dostane až na kostru vozidla. Izolace na výstupní hřídeli elektromotoru byla dříve provedena použitím sklotextitové spojky. Nyní se používá odizolovaná hnací hřídel (laminátová).

3.2 Seznámení s problematikou testování ložisek

3.2.1 Zatížení valivých ložisek, provozní vlivy, příčiny poškození

Při provozu ložisek dochází vždy ke vzniku a kumulaci poškození, důležité je rozlišit poškození přípustné a nepřípustné. Poruchami ložisek se zabývá **norma ISO 15243**, viz literatura [46], kde je klasifikace poruch a jejich příčiny. Norma dělí poruchy do následujících skupin.

Klasifikace poruch ložisek dle normy ISO 15243 [46]

- 1) **Únava**
 - a) Podpovrchová únava
 - b) Povrchová únava
- 2) **Opotřebení**
 - a) Abrazivní
 - b) Adhezivní
- 3) **Koroze**
 - a) Způsobená vlhkostí
 - b) Způsobená třením
 - Třecí, vibrační koroze (tribokoroze)
 - False brinelling
- 4) **Elektrická eroze**
 - a) Nadměrné napětí (elektrický pitting)
 - b) Ložiskové proudy
- 5) **Plastické deformace**
 - a) Přetížení (true brinelling)
 - b) Stopy od úlomků
 - c) Otlacení od montáže, manipulace
- 6) **Lomy a praskliny**
 - a) Lom přetížením
 - b) Únavový lom
 - c) Tepelný lom

Pozn.: dle normy ISO je termín „False brinelling“ zařazen do kategorie koroze, někdy bývá klasifikován jako opotřebení.

Únava – povrchová, podpovrchová

Za běžného provozu valivých ložisek se kumulují drobné defekty, až postupně dojde k destrukci ložiska. Provoz ložisek lze rozdělit na tři fáze. V první dochází k zabíhání ložiska, kdy si valivé elementy vytvářejí oběžné dráhy a drobné nerovnosti se do sebe zatlačují a obrušují se. Následuje období normálního provozu, kdy má již ložisko kontaktní plochy vůči sobě přizpůsobené. V případě, že ložisko bylo dobře navrženo a nebylo vystaveno nepříznivým vlivům, vydrží v tomto stavu přibližně celou vypočítanou životnost. Poslední etapa začíná při běžném mechanickém namáhání tvorbou mikrotrhlín a drobných kráterů, které se neustále zvětšují. S tímto jevem stoupá rapidně hlučnost, vibrace a oteplení ložiska. Pokud nedojde k výměně ložiska, nastává úplná destrukce.



Obr. 3-2 Únavové poškození ložiska (pitting) [26]

Opotřebení – abrazivní, adhezivní

Abrazivní opotřebení probíhá při relativním pohybu mezi valivými elementy a kroužky. Jednotlivé součásti se při kontaktu obrušují. Tření může nastat mezi valivými elementy u ložisek bez klece nebo například na čelech válečků, apod. Tento jev lze značně ovlivnit vhodným mazáním. Při adhezivním opotřebení se nalepuje materiál z jedné plochy na druhou

a vytrhává se, tím vznikají v poškozeném povrchu krátery. Tento jev je významný především při vysokém zatížení, kdy je dosaženo vysokého tlaku mezi stykovými plochami.

Koroze, tribokoroze, false brinelling

Koroze vzniká oxidací kovových povrchů, použitím nevhodného maziva nebo kontaminací maziva například vodou. Vznikají krátery, ložisko je hlučné, oxid železitý působí jako nečistota a dále narušuje ložisko. Dochází k předčasnému opotřebení. Koroze má významný vliv na ložiska, která jsou málo v provozu, případně je zanedbávaná jejich údržba. Tribokoroze je způsobena mikropohyby mezi kontaktními plochami při určitých třecích podmínkách. False brinelling vzniká chvěním valivých tělísek a „vyklepáním“ důlků případně jiných stop, které vypadají jako otisk valivého tělíska do kroužku ložiska. Otisky vznikají, když ložisko není v provozu a mazivový film mezi kontaktními plochami není vytvořen. Ložisko nemusí být příliš zatíženo, rozhodující jsou právě vibrace, které mohou působit jako vnější vliv prostředí.



Obr. 3-4 Ložisko poškozené korozí [27]

Elektrická eroze, elektrický pitting, průchod proudu

U elektromotorů se může projevit vliv ložiskových proudů. Ložiskové proudy byly zjištěny u elektromotorů již více než před sto lety, avšak až při využití frekvenčních měničů se tento negativní jev značně rozšířil. Proudů vznikají indukci,



Obr. 3-5 Vnější kroužek poškozený ložiskovými proudy [29]

kdy mezi rotorem a statorem vzniká rozdílný elektrický potenciál. Nejvíce patrný je tento problém právě u větších elektromotorů, jako jsou trakční motory a pohony větších strojů.



Obr. 3-3 False brinelling [28]

Průchod elektrického proudu má negativní účinky na mazivo i samotné ložisko. Elektrický pitting vzniká při občasné proražení mazivového filmu nebo při kontaktu valivých elementů a kroužků. Dochází k výboji a nadměrnému ohřevu materiálu, případně k mikrobaru. Vzájemným pohybem se materiál z jedné plochy vytrhne a vznikne mikrokráter (el. pitting). Dalším stupněm elektrického poškození jsou ložiskové proudy. Mezi plochami prochází proud víceméně trvale, do kroužků ložiska jsou vytvořeny charakteristické rýhy a valivé

elementy mají matný povrch.

Možné způsoby ochrany před průchodem proudu:

- Odizolování ložisek od těla motoru případně od hřídele a oddělení jednotlivých potenciálů.
- Použití přímo izolovaných ložisek s plazmatickým nástřikem keramiky, například oxidu hlinitého Al_2O_3 . Nástřik se provádí u vnitřního nebo vnějšího kroužku, případně může být na obou. Lze vytvořit různou tloušťku vrstvy cca 100 až 400 μm , s tloušťkou vrstvy souvisí velikost průrazného napětí.

- Použití ložisek s keramickými valivými elementy. Jedná se o tzv. „hybridní“ ložiska. Jejich kroužky jsou standardní ocelové, valivé elementy jsou vyráběny například z nitridu křemíku (Si₃N₄). Nejen, že je izolant a nevede elektrický proud, ale zároveň tato ložiska vykazují nižší mechanické odpory a menší oteplení. Vlivem nižší hustoty valivých elementů dovolují vyšší otáčky. Ložiska jsou odolná vůči vnikajícím nečistotám, kdy valivé elementy vykazují díky své tvrdosti vyšší odolnost vůči poškození.
- Překlenutí ložisek sběrným kartáčkem, který převádí proud mezi statorem a rotorem. Tímto řešením lze částečně chránit ložiska, protože elektrický proud teče cestou nejmenšího odporu.

Plastické deformace

Vznikají mezi kontaktními plochami, nejvíce patrné jsou na drahách kroužků. Původ je většinou v nesprávné montáži, přenášením síly přes valivé elementy, při lisování, ale především při narážení ložisek. Poškození může nastat také v provozu, pokud dojde k enormnímu silovému rázu nebo přetížení a valivé elementy se obtisknou do kroužků. Plastické deformace v ložisku mohou být způsobeny také vniknutím nečistoty případně úlomku do ložiska a obtisknutím do funkčních ploch.

Lomy a praskliny

Vlivem přetížení ložiska se může objevit prasklina nebo lom. Přetížení může být například při provozu nebo při montáži a nesprávném přesahu. Dále se mohou objevit lomy a praskliny, které mají původ v únavě materiálu. Lomy vyvolané teplem jsou způsobené přehřátím kroužků zvýšeným třením v ložisku a vývinem tepla.

Ostatní poruchy ložisek

Poškození teplem může nastat poruchou mazání nebo při extrémním zahřátí ložiska od okolí. Většinou se zahřívání projevuje v posledním stadiu životnosti, kdy je již ložisko značně poškozeno jinými vlivy. Po vychladnutí lze na ložisku pozorovat změnu barvy povrchu až do fialova. Materiál se poté při zatížení začíná odlupovat, případně se popustí a změkne.

Mazivo má v ložisku velice důležité úlohy, v prvé řadě omezuje kovový styk mezi pohybujícími se částmi, dále ložisko chladí odvodem tepla do ostatních částí. Působí jako ochrana před korozí a v případě plastického maziva také jako překážka pro vnikání nečistot přímo do drah valivých elementů. Poruchy mazání mají v zásadě fatální vliv na poškození ložisek. Vlivem nedostatečného mazání, dochází ke kovovému styku mezi valivými elementy a kroužky ložiska. Toto může být způsobeno výpadkem mazací soustavy, použitím nevhodného maziva, případně ztrátou maziva. I v případě že je použito správné mazivo, je třeba brát v úvahu vliv času a faktory, které negativně ovlivňují jeho mazací schopnosti. Degradace nastává samotným pohybem maziva v ložisku a vysokou teplotou. Mazivo může také zhoršovat svoje vlastnosti vlivem procházejícího elektrického proudu. Při plnění ložiska mazivem je třeba zabránit kontaminaci maziva nečistotami, které by negativně ovlivnily životnost ložisek.



Obr. 3-6 Tepelné poškození [30]

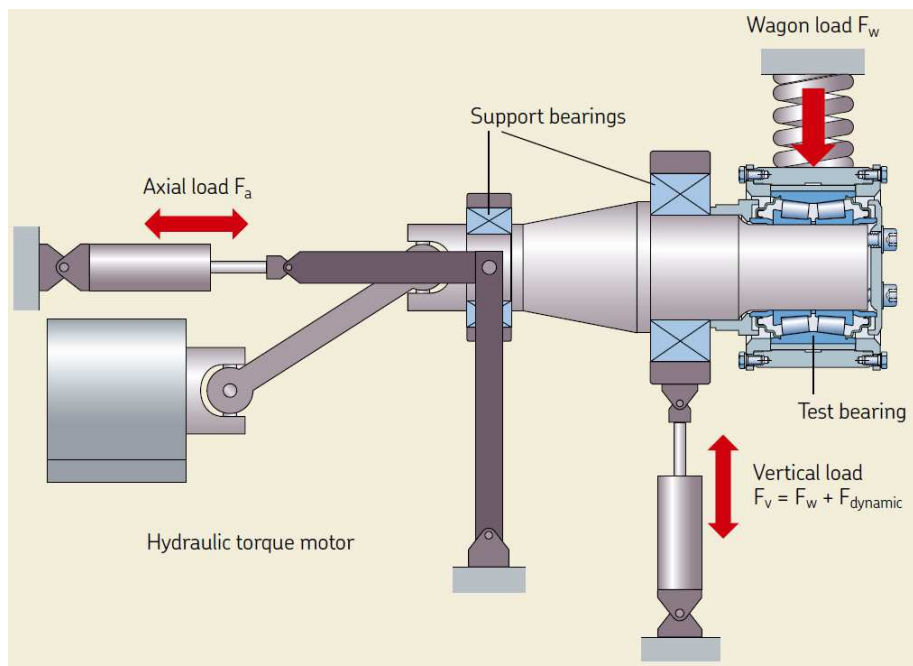
3.2.2 Zkoušky životnosti ložisek

Testy mají za úkol prověřit životnost ložisek za provozu a při působení simulovaného zatížení. Na životnost ložiska má vliv mnoho faktorů, jejichž vliv ne vždy může být zahrnut do výpočtu trvanlivosti.

Pro zkoušky trvanlivosti běžných katalogových ložisek mají svoje zkušební metody výrobci ložisek. Pokud je ložisko v aplikaci, kde je zatěžováno tak, že tyto podmínky nelze zahrnout do výpočtu a musí mít pro zákazníka jistou deklarovanou životnost, po kterou bude v provozu, přistupuje se k životnostním zkouškám buď konstrukčních celků (např. převodovky), nebo pouze samostatných ložisek na zkušební stoličce. Další možností je testování prototypu jako celku za reálných podmínek. Poslední metoda je sice nejpřesnější, ale z hlediska ekonomického nejdražší. Po proběhnutí zkoušky následuje analýza příčin poškození a návrh opatření, jak poruše předejít.

Příklady zkušebních stolic

Jako ukáзка zkoušek je uveden příklad firmy SKF a její přístup k problému testování nápravových ložisek kolejových vozidel. Na obrázku je schéma testovací stoličce pro zkoušení ložisek vysokorychlostních jednotek. Toto zkušební zařízení umožňuje dynamické namáhání od hmotnosti vagonu, kdy je použita stejná tlumící a pružící jednotka jako ve skutečnosti. Náprava je buzena pomocí hydraulických válců a je simulována jízda po koleji.



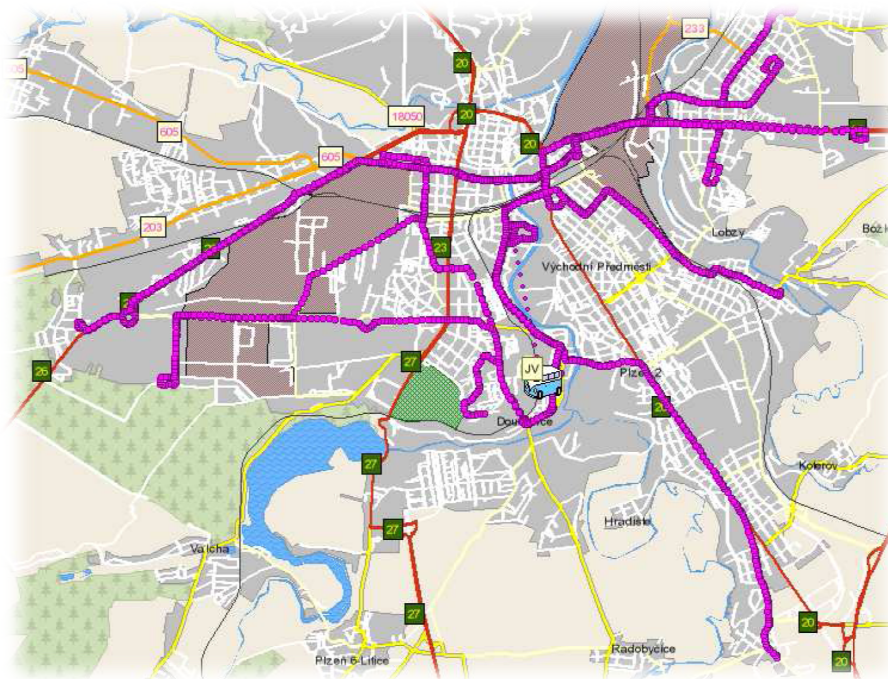
Obr. 3-7 Testovací stoličce pro nápravová ložiska vysokorychlostních vozidel [9]

3.3 Návrh zkušebního zařízení

Při provozu trolejbusů s novým typem trakčního motoru bylo zjištěno, že axiálně radiální ložisková jednotka je zatěžována obtížně definovatelnou silou, která může mít negativní vliv na její životnost. Tento problém byl nadále zkoumán za provozu měřením vlivů působících na trakční motor. Po dokončení zkoušek bylo zjištěno, že ložisko je zatěžováno dynamickou silou s výraznými špičkami. Zatížení jsou závislá na mnoha faktorech jako například podmínky provozu, technický stav komunikace apod. Z tohoto měření byla zaznamenána data z průběhu jízd a zadavatelem úkolu bylo rozhodnuto, že by bylo vhodné sestavit zkušební zařízení, které by pouze mechanicky dle naměřených hodnot zatěžovalo zkoušenou kuličkovou jednotku. Po vyhodnocení zkoušek je žádoucí, aby byla objasněna trvanlivost ložiska za čistě mechanického namáhání, případně z jakých příčin dojde v ložisku k poruše. Dalším stupněm vývoje by mohl být návrh odstranění problému, případně nastínění metodiky, jak postupovat při návrhu dynamicky namáhaných ložisek v budoucnosti.

3.3.1 Jízdní zkoušky

Měřením vlivů působících na trolejbusový motor byl firmou Škoda Electric pověřen Výzkumný a zkušební ústav Plzeň s.r.o. Předmětem zkoušek bylo: provozní měření krouticího momentu, osově síly na kardanovém hřídeli, zrychlení na štitu motoru a rámu trolejbusu 30Tr, ev. č. 027. V následujícím textu je uvedeno stručné seznámení s průběhem zkoušek na trolejbusu 30Tr. Podrobně se tímto problémem zabývá protokol o zkoušce (viz literatura[44]).



Obr. 3-8 Trasa zkušební jízdy testovaného trolejbusu (fialová) v Plzni [44]

3.3.1.1 Metodika

Testovaný trolejbus projížděl postupně tratě jednotlivých trolejbusových linek města Plzně. Jízdy probíhaly bez cestujících se zastavením na každé zastávce v celkové délce přibližně 100 km. Požadavek zadavatele měření byl, že trolejbus musí přejíždět přes sekční děliče tahem rychlostí cca 25 km/h. Dále byl ještě zkoušen průjezd sekčního děliče bez tahu a jízda kruhovým objezdem na ulici Americká, kde dle pocitů řidiče působí největší rázy v pohonu.

Měření kroutícího momentu a síly přenášené hnací hřídelí (kardanem) bylo provedeno pomocí tenzometrických růžic. Protože nebyly známy přesné materiálové konstanty a fyzikální vlastnosti, bylo nutné měřicí soupravu kalibrovat na seřizovací stolici. Napájení a přenos signálu byl proveden bezdrátově (indukčně)

Zjištění zrychlení motoru bylo provedeno upevněním trojosého piezoelektrického akcelerometru na čelní desku motoru. Pro měření zrychlení skříně vozidla byl použit indukční trojosý akcelerometr upevněný na skříně vozidla poblíž trakčního motoru.

3.3.1.2 Výsledky

Nejvyšší hodnoty osové síly:

$$F_{xkMax} = 3,93 \text{ kN (tlak)}, F_{xkMin} = -7,63 \text{ kN (tah)}.$$

Nejvyšší hodnoty kroutícího momentu

$$M_{Max} = 1763 \text{ Nm}, M_{Min} = -1446 \text{ Nm}.$$

Nejvyšší hodnota zrychlení na štítu motoru

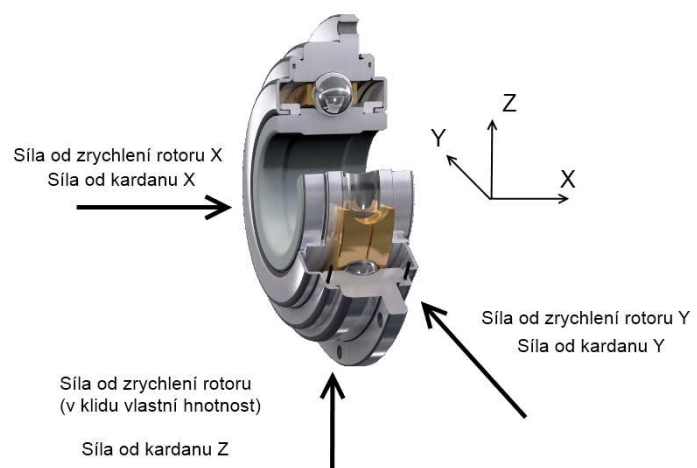
Osa: X (podélná osa motoru) $a_{1xMax} = 15,72 \text{ ms}^{-2}, a_{1xMin} = -11,06 \text{ ms}^{-2}.$

Y (příčná horizontální) $a_{1yMax} = 13,38 \text{ ms}^{-2}, a_{1yMin} = -14,24 \text{ ms}^{-2}.$

Z (příčná vertikální) $a_{1zMax} = 13,02 \text{ ms}^{-2}, a_{1zMin} = -12,09 \text{ ms}^{-2}.$

3.3.2 Rozbor mechanického namáhání ložisek trakčního motoru

Trakční motor obsahuje již dříve popsané ložiskové jednotky SKF. Předmětem našeho zájmu je pouze kuličková radiálně axiální ložisková jednotka u výstupu k nápravě trolejbusu. Ložisko zachycuje jak axiální, tak radiální síly a jejich statické i dynamické složky. Tyto síly přenáší za různých otáček, které jsou úměrné rychlosti jízdy. Hlavním problémem jsou síly způsobené kardanem a rotorem, ty se projevují ve zvýšené míře až při pohybu a jízdě po nerovnostech, případně přes sekční děliče.



Obr. 3-9 Zatížení ložiskové jednotky [4]

Trolejbus má standardní hnanou tuhou nápravu, která má určitou volnost, aby se mohla pohybovat při propružení. S elektromotorem je spojena spojovacím hřídelem, který umožňuje délkovou dilataci pomocí drážkování. Pokud je trakční motor v tahu nebo brzdění a přes hřídel se přenáší kroutící moment, tak zasouvání a roztahování kardanu klade odpor, který je úměrný koeficientu tření v drážkách a přenášenému kroutícímu momentu. Pokud vozidlo pojíždí po nerovnostech, přenáší se tyto rázy od kardanu až k ložiskové jednotce, která je musí zachytit. Moment a síly působící v osovém směru kardanu byly předmětem měření jízdních zkoušek.

Dynamické síly od rotoru jsou vyvolané zrychlením, jež na něj působí. Zrychlení vzniká samotným provozem po nerovnostech pozemních komunikací, brzděním, zrychlováním... Tyto síly budou do modelu zahrnuty výpočtem z naměřených hodnot jednotlivých zrychlení, měřených na štítu motoru.

3.3.3 Specifikace požadavků na technický systém ve vztahu k vnějším vlastnostem

Cílem je specifikovat požadavky na technický systém, klasifikovat je do skupin a objektivně definovat jejich důležitost a význam.

Požadavky k vnějším vlastnostem vztaheným k transformačním procesům všech životních etap technického systému	Požadovaná hodnota, přípustná tolerance	Váha (1 až 4)
(1) Požadavky k hlavním i asistujícím pracovním funkcím/účinkům		
Technický systém:		
- Reálnost zkušebního modelu	nejvyšší	3
- Diagnostika stavu ložiska za provozu	snadná	4
- Zástavbové rozměry	minimální	1
Pracovní proces:		
- Umožnění přenosu sil v kladném / záporném směru	výhradně	4
- Demontáž / montáž zkoušeného ložiska	snadná	3
- Ovlivnění životnosti ložiska vnesenými vlivy	žádné	4
- Náročnost na regulaci	minimální	2
(2) Požadavky k ostatním provozním vlastnostem		
- Životnost	několik zkoušek	3
- Prostředí	hala	2
- Údržba	minimální	1
(3) Požadavky k vlastnostem pro předvýrobní procesy a výrobu		
- Vhodnost pro konstrukci a TPV	vysoká	2
- Požadovaný druh výroby	kusová	4
- Náročnost výroby	minimální, konvenční stroje	1
(4) Požadavky k vlastnostem pro distribuci		
- Doprava, manipulace	ruční	1
- Nároky na skladování	minimální	1
(5) Požadavky k vlastnostem pro likvidaci		
- Recyklovatelnost	dobrá	3
- Demontovatelnost	snadná	2

Tab. 3-1 Požadavky k technickému systému

Požadavky k vnějším vlastnostem ve vztahu k operátorům transformačních procesů všech životních etap technického systému	Požadovaná hodnota, přípustná tolerance	Váha (1 až 4)
(1) Požadavky k vlastnostem pro objektové řízení/management		
- Možnost vývoje a inovace	vysoká	4
(2) Požadavky k vlastnostem k člověku		
Bezpečnost ve všech životních etapách		
- Bezpečnost proti poranění	vysoká	4
- Bezpečnost proti odletujícím částem	vysoká	4
- Hlučnost při provozu	minimální	1
Příjemnost pro člověka		
- ovládání	jednoduché	1
(3) Požadavky k vlastnostem k aktivnímu a reaktivnímu materiálovému a energetickému okolí		
- Materiály na výrobu	ekologicky nezávadné	4
- Energetická náročnost provozu zkoušek	minimální	3
(4) Požadavky k vlastnostem k aktivnímu informačnímu okolí		
- Porušení patentových práv	žádné	4
(5) Požadavky k vlastnostem k ostatním technickým systémům		
- Náročnost na technické prostředky v životních etapách	minimální	2
(6) Požadavky k vlastnostem k informacím		
- Výrobní dokumentace	dostačující k výrobě	4
- Metodika zkoušky	jednoznačná	3
(7) Požadavky k vlastnostem k ekonomickému a časovému řízení (managementu)		
- Náklady na vývoj a výrobu	nízké	3
- Náklady na likvidaci	nízké	3
- Náklady na provoz	nízké	2

Tab. 3-2 Požadavky k technickému systému

Požadavky k vnitřním a strukturním vlastnostem technického systému	Požadovaná hodnota, tolerance	Váha (1 až 4)
Požadavky ke konstrukčním znakům		
- Funkční princip vyvození sil	hydraulický, mechanický	4
- Řízení síly	programově počítačem	4
- Druh pohonu	elektromotor	3
Požadavky k elementárním konstrukčním vlastnostem		
- Spojovací materiál	normalizovaný nakupovaný	3
- Polotovary	nakupované normalizované	2
- Nenormalizované součásti	snadno vyrobitelné	2
- Hydraulické prvky	nakupované	4
Požadavky k obecným konstrukčním vlastnostem		
- Závislost na vnějších vlivech (teplota, vibrace, ...)	nízká	4
- Odolnost proti přetížení	maximální	1

Tab. 3-3 Požadavky k technickému systému

3.3.4 Návrh jednotlivých variant

Pro sestrojení jednotlivých variant zkušebního zařízení bude využita metoda morfologické matice, která umožní na problém nahlížet nezávislým pohledem.

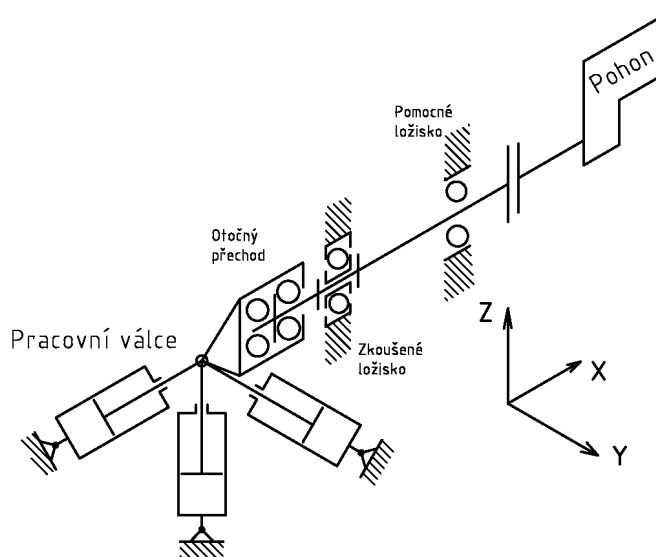
Dílčí funkce		Funkční principy a příslušné orgány – nositelé funkcí		
		1.	2.	3.
1.	Vyvození pracovní síly	Hydraulicky	Pneumaticky	Lineární elektromotor
2.	Způsob simulace proměnné síly na ložisko	Namáhání v jedné ose, axiálně	Namáhání nezávisle ve dvou osách	Namáhání nezávisle ve třech osách
3.	Simulace dynamických sil od hmotnosti rotoru	Aktivní proměnná síla	Pasivní, konstantní předpětí	Žádné
4.	Elektromotor pro pohon	Konstantní otáčky	Plynule měnitelné otáčky	
5.	Diagnostika ložiska	Vibrace	Akustická emise	Teplota
6.	Namáhaný kroužek ložiska	Vnitřní	Vnější	Oba
7.	Způsob snímání síly	Tenzometricky	Z tlaku média	
Varianty		Varianta A, varianta B, varianta C, Varianta D.		

Tab.: morfologická matice

3.3.4.1 Varianta A

Využívá nejpřesnější simulační model, jaký lze vytvořit bez použití skutečného trakčního motoru. Při použití dobrého řízení lze simulovat podmínky, které se velice blíží skutečnému mechanickému namáhání ložiska trakčního motoru.

Pro vyvození potřebné síly jsou použity hydraulické válce. Nevhodnou vlastností hydrauliky je nepatrná pružnost systému a omezená rychlost, z toho vyplývá neschopnost vytvářet vysoce špičkové rázy. Tento neduh je třeba odstranit vhodnou konstrukcí hydraulického obvodu. Tímto pravidlem je třeba se řídit i u ostatních variant.



Obr. 3-10 Schéma varianty A

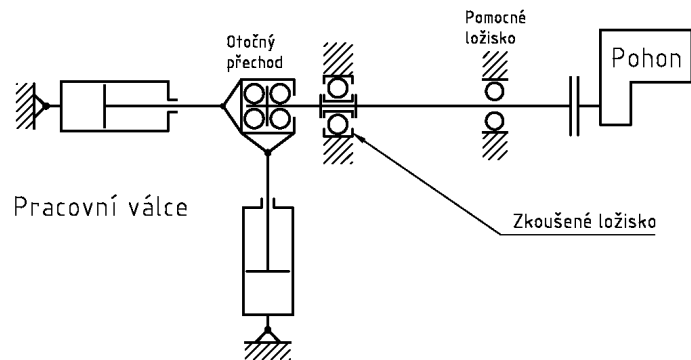
Zkušební zařízení se skládá ze tří hydraulických válců, kterými je možné namáhat ložisko nezávisle ve třech osách obousměrně (tah/tlak). Síly vytvářené v jednotlivých pracovních válcích jsou řízené pomocí programu. Tímto uspořádáním lze vnést do modelu jak síly od kardanu, tak i síly od dynamických účinků hmotnosti rotoru. Jako rotační pohon je použit plynule regulovatelný elektromotor, pohon je připojen k hnací hřídeli pomocí vyrovnávací spojky, aby se silové účinky nepřenášely do pohonu. Stolice obsahuje dále jedno pomocné radiální válečkové ložisko a otočný přechod pro ukotvení hydraulických válců. Pro diagnostiku stavu ložiska za provozu bude použita metoda vycházející z měření vibrací.

VHODNÉ	NEVHODNÉ
<ul style="list-style-type: none"> - Přesný model, reálné mechanické zatížení 	<ul style="list-style-type: none"> - Složitost konstrukce, - Vysoká celková náročnost (materiálová, konstrukční, regulační, ekonomická, atd.). - Obtížnější demontáž zkoušeného ložiska

Tab. 3-4 Souhrn vlastností varianty A

3.3.4.2 Varianta B

Je zjednodušená obdoba předchozí varianty A. Obsahuje pouze dva aktivní hydraulické válce a umožňuje namáhat ložisko nezávisle ve směru axiálním a v jednom směru radiálním. Dovoluje namáhání silou od kardanu a současně vytvářet jednu převládající složku radiální síly. Pro pohon hřídele je použit elektromotor s konstantními otáčkami. Ostatní prvky jsou obdobou varianty A.



Obr. 3-11 Schéma varianty B

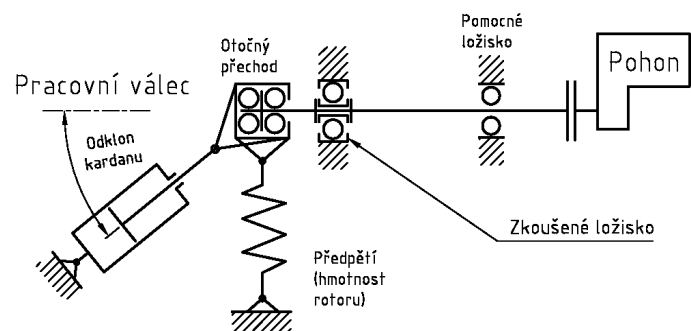
VHODNÉ	NEVHODNÉ
<ul style="list-style-type: none"> - Relativně přesný model - Relativně jednoduchá konstrukce 	<ul style="list-style-type: none"> - Obtížnější demontáž zkoušeného ložiska

Tab. 3-5 Souhrn vlastností varianty B

3.3.4.3 Varianta C

Je nejjednodušší z hlediska řízení a regulace síly, protože využívá pouze jeden hydraulický válec, u něhož je možné, aby byl uložen ve stejném úhlu vůči hřídeli, jako zaujímá kardan vůči ose trakčního motoru. Toto je výhodné hlavně z důvodu, že lze pro hodnotu zatížení použít přímo naměřené hodnoty síly na kardanu.

Vliv hmotnosti rotoru na radiální zatížení ložiska je reprezentován



Obr. 3-12 Schéma varianty C

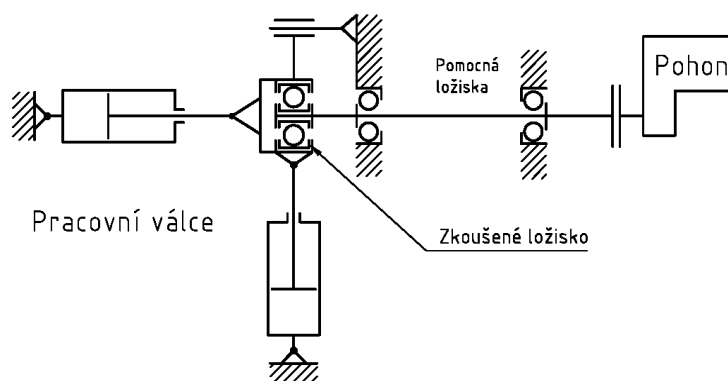
použitím předepínacího členu (pružina), velikost předpětí je v čase neměnná. Ostatní prvky jsou obdobné jako v předchozích variantách.

VHODNÉ	NEVHODNÉ
<ul style="list-style-type: none"> - Jednoduché řízení a regulace, - Relativně jednoduchá konstrukce. 	<ul style="list-style-type: none"> - Méně přesný model, nelze zahrnout radiální dynamické vlivy, - Obtížnější demontáž zkoušeného ložiska.

Tab. 3-6 Souhrn vlastností varianty C

3.3.4.4 Varianta D

Tato varianta se výrazně odlišuje od předešlých. Hlavním rozdílem je použití pouze dvou podpůrných ložisek pro hnací hřídel. Ložiska přenáší axiální i radiální zatížení od hydraulických válců na rám. Zkoušená kuličková jednotka je zde montována do speciálního pouzdra, na které jsou uchyceny dva hydraulické válce, jež zatěžují vnější kroužek ložiska. U ložiskové jednotky se otáčí vnitřním kroužkem, vnější kroužek s pouzdem se neotáčí, tomuto pohybu je třeba zabránit vedením. U vedení pouzdra musí být dostatečná vůle nebo musí být konstruováno tak, aby umožňovalo také nepatrný pohyb v radiálním směru vůči zkoušenému ložisku. Při použití válců s průběžnou pístnicí lze pro vedení využít radiální hydraulický válec a vhodně navržené uložení. Válce musejí být vůči ložisku postavené přesně v hlavních osách ložiskové jednotky (axiální – osa rotace, radiální – osa ležící v rovině kuliček) z důvodu nebezpečí klopení. Z konstrukčního uspořádání vyplývá, že zatěžovací síly je nutno přepočítávat.



Obr. 3-13 Schéma varianty D

VHODNÉ	NEVHODNÉ
<ul style="list-style-type: none"> - Minimum pomocných ložisek, - Snadná montáž/demontáž ložiska, - Relativně jednoduchá konstrukce. 	<ul style="list-style-type: none"> - Riziko vnesení jiného zatížení (klopení ložiska).

Tab. 3-7 Souhrn vlastností varianty D

3.3.5 Hodnocení, výběr optimální varianty

K hodnocení bude využito porovnání míry splnění požadavků s přihlednutím k váze.

Požadavky k vnějším vlastnostem ve vztahu k operátorům transformačních procesů všech životních etap TS	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1 až 4)	Varianta A		Varianta B		Varianta C		Varianta D		Ideální stav	
			Hodnocení	Celkem	Hodnocení	Celkem	Hodnocení	Celkem	Hodnocení	Celkem	Hodnocení	Celkem
(1) Požadavky k hlavním i asistujícím pracovním funkcím/účinkům												
Technický systém:												
- Reálnost zkušebního modelu	nejvyšší	3	4	12	3	9	2	6	2	6	4	12
- Diagnostika stavu ložiska za provozu	snadná	4	3	9	3	12	3	12	3	12	4	16
- Zástavbové rozměry	minimální	1	1	3	3	3	3	3	4	4	4	4
Pracovní proces:												
- Umožnění přenosu sil v kladném / záporném směru	výhradně	4	4	12	4	16	4	16	4	16	4	16
- Demontáž / montáž zkušebního ložiska	snadná	3	2	6	2	6	2	6	4	12	4	12
- Ovlivnění životnosti ložiska vnesenými vlivy	žádné	4	4	12	3	12	3	12	2	8	4	16
- Náročnost na regulaci	minimální	2	1	3	3	6	4	8	4	8	4	8
(2) Požadavky k ostatním provozním vlastnostem												
- Životnost	několik zkoušek	3	4	12	4	12	4	12	3	9	4	12
- Prostředí	hala	2	4	12	4	8	4	8	4	8	4	8
- údržba	minimální	1	3	9	3	3	4	4	2	2	4	4
(3) Požadavky k vlastnostem pro předvýrobní procesy a výrobu												
- Vhodnost pro konstrukci a TPV	vysoká	2	1	3	3	6	3	6	4	8	4	8
- Požadovaný druh výroby	kusová	4	4	12	4	16	4	16	4	16	4	16
- Náročnost výroby	minimální, konvenční stroje	1	1	3	3	3	3	3	3	3	4	4
(4) Požadavky k vlastnostem pro distribuci												
- Doprava, manipulace	ruční	1	2	6	3	3	4	4	3	3	4	4
- Nároky na skladování	minimální	1	2	6	3	3	4	4	3	3	4	4
(5) Požadavky k vlastnostem pro likvidaci												
- Recyklovatelnost	dobrá	3	3	9	3	9	3	9	3	9	4	12
- Demontovatelnost	snadná	2	2	6	3	6	3	6	4	8	4	8
Σ bodů			135		133		135		135		164	

Tab. 3-8 Hodnocení vlastností jednotlivých variant; 0...4, nejhorší... nejlepší

Požadavky k vnějším vlastnostem ve vztahu k operátorům transformačních procesů všech životních etap technického systému	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1 až 4)	Varianta A		Varianta B		Varianta C		Varianta D		Ideální stav	
			Hodnocení	Celkem	Hodnocení	Celkem	Hodnocení	Celkem	Hodnocení	Celkem	Hodnocení	Celkem
(1) Požadavky k vlastnostem pro objektové řízení/management												
- Možnost vývoje a inovace	vysoká	4	1	4	3	12	3	12	2	8	4	16
(2) Požadavky k vlastnostem k člověku												
Bezpečnost ve všech životních etapách												
- Bezpečnost proti poranění	vysoká	4	2	8	2	8	2	8	2	8	4	16
- Bezpečnost proti odletujícím částem	vysoká	4	2	8	2	8	2	8	2	8	4	16
- Hlučnost při provozu	minimální	1	1	1	2	2	2	2	2	2	4	4
Příjemnost pro člověka												
- ovládání	jednoduché	1	2	2	3	3	3	3	3	3	4	4
(3) Požadavky k vlastnostem k aktivnímu a reaktivnímu materiálovému a energetickému okolí												
- Materiály na výrobu	ekologicky nezávadné	4	2	8	2	8	2	8	2	8	4	16
- Energetická náročnost provozu zkoušek	minimální	3	1	3	3	9	4	12	3	9	4	12
(4) Požadavky k vlastnostem k aktivnímu informačnímu okolí												
- Porušení patentových práv	žádné	4	2	8	2	8	2	8	2	8	4	16
(5) Požadavky k vlastnostem k ostatním technickým systémům												
- Náročnost na technické prostředky v životních etapách	minimální	2	1	2	3	6	3	6	3	6	4	8
(6) Požadavky k vlastnostem k informacím												
- Výrobní dokumentace	dostačující k výrobě	4	2	8	2	8	2	8	2	8	4	16
- Metodika zkoušky	jednoznačná	3	1	3	3	9	2	6	2	6	4	12
(7) Požadavky k vlastnostem k ekonomickému a časovému řízení (managementu)												
- Náklady na vývoj a výrobu	nízké	3	1	3	4	12	4	12	3	9	4	12
- Náklady na likvidaci	nízké	3	1	3	3	9	3	9	3	9	4	12
- Náklady na provoz	nízké	2	1	2	2	4	3	6	2	4	4	8
Σ bodů				63		106		108		96		168

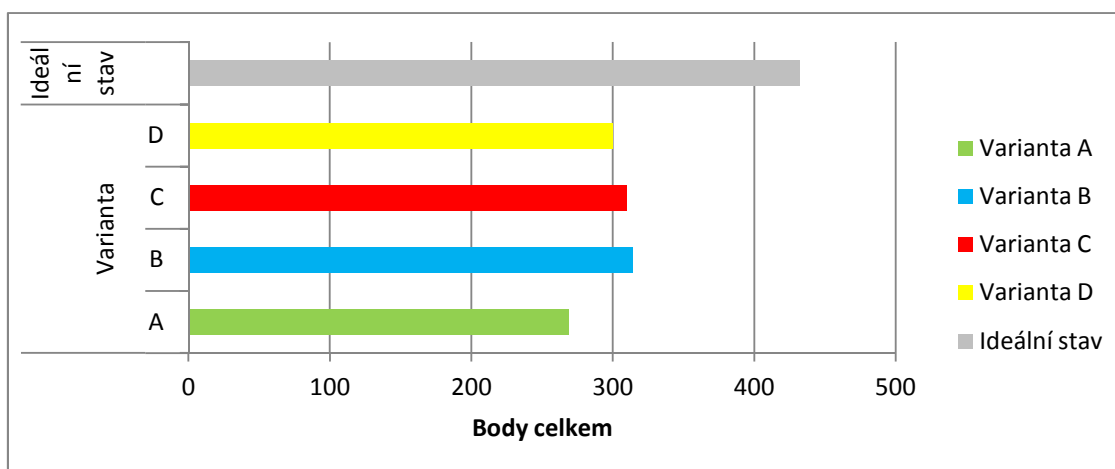
Tab. 3-9 Hodnocení vlastností jednotlivých variant; 0...4, nejhorší... nejlepší

Požadavky k vnitřním a strukturním vlastnostem technického systému	Požadovaná hodnota, příp. tolerance	Váha (1 až 4)	Varianta A		Varianta B		Varianta C		Varianta D		Ideální stav	
			Hodnocení	Celkem	Hodnocení	Celkem	Hodnocení	Celkem	Hodnocení	Celkem	Hodnocení	Celkem
Požadavky ke konstrukčním znakům												
- Funkční princip vyvození sil	hydraulický, mechanický	4	2	8	2	8	2	8	2	8	2	8
- Řízení síly	programově počítačem	4	4	16	4	16	2	8	3	12	4	16
- Druh pohonu	elektromotor	3	3	9	3	9	3	9	3	9	4	12
Požadavky k elementárním konstrukčním vlastnostem												
- Spojovací materiál	normalizovaný nakupovaný	3	4	12	4	12	4	12	4	12	4	12
- Polotovary	nakupované normalizované	2	2	4	2	4	2	4	2	4	4	8
- Nenormalizované součásti	snadno vyrobitelné	2	2	4	4	8	4	8	3	6	4	8
- Hydraulické prvky	nakupované	4	2	8	2	8	2	8	2	8	4	16
Požadavky k obecným konstrukčním vlastnostem												
- Závislost na vnějších vlivech (teplota, vibrace, ...)	nízká	4	2	8	2	8	2	8	2	8	4	16
- Odolnost proti přetížení	maximální	1	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4
Σ bodů				71		75		67		69		100

Tab. 3-10 Hodnocení vlastností jednotlivých variant; 0...4, nejhorší... nejlepší

	Varianta				Ideální stav
	A	B	C	D	
Body celkem	269	314	310	300	432
Pořadí	4	1	2	3	----

Tab.: Závěrečné zhodnocení



Graf: vhodnost jednotlivých variant

Závěr: vítězná je varianta B s největším počtem dosažených bodů.

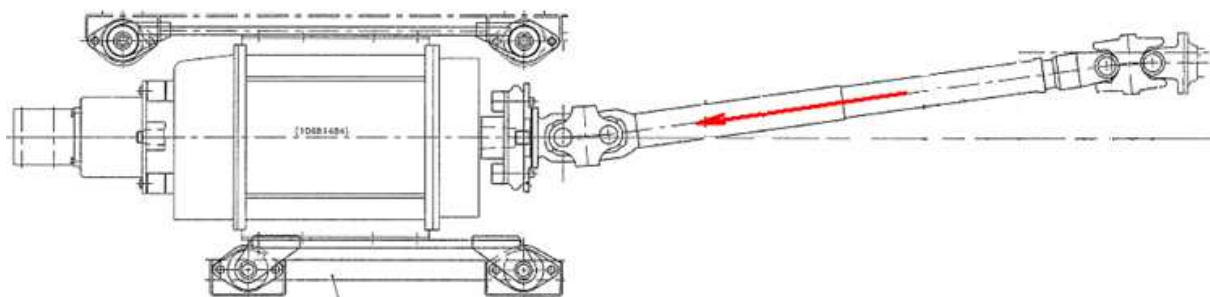
4 Konstrukce zkušebního zařízení

4.1 Výpočet zatěžujících sil působících na ložiskovou jednotku

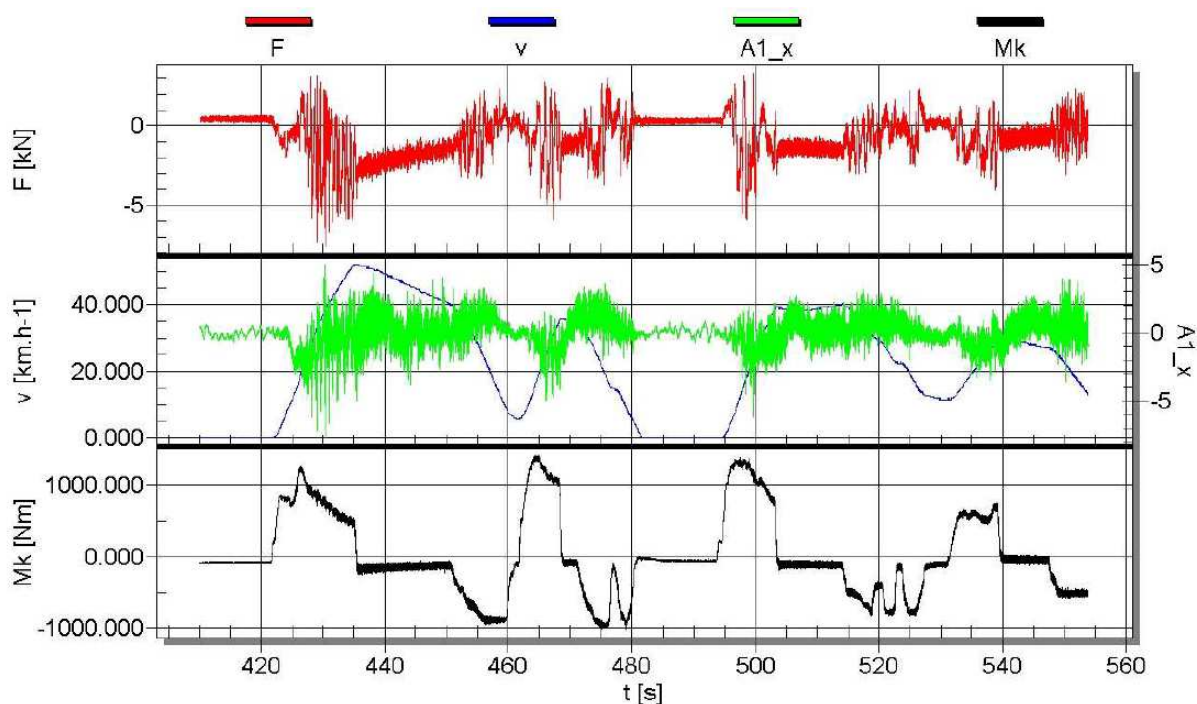
V první řadě je třeba určit velikost a směry maximálních sil, kterými musí být kuličková ložisková jednotka v průběhu zkoušek zatěžována. Tyto síly lze určit z dat uvedených ve zprávě z provozního měření a následným výpočtem.

4.1.1 Axiální síly

Jelikož je úhel kardanu vůči ose trakčního motoru relativně malý ($\sim 4^\circ$), lze tento úhel pro výpočet zanedbat a uvažovat namáhání kardanem jako čistě axiální.



Obr. 4-1 Uspořádání motoru a kardanu [45]



Obr. 4-2 Zákmit osových sil, zrychlení, a kroutícího momentu při rozjezdu a brzdění [44]

Naměřené osově síly na kardanu:

$$F_{xkMax} = 3,93 \text{ kN (tlak)}, F_{xkMin} = -7,63 \text{ kN (tah)}.$$

Naměřené maximální zrychlení na štítu motoru v podélné ose (x)

$$a_{1xMax} = 15,72 \text{ ms}^{-2}, a_{1xMin} = -11,06 \text{ ms}^{-2}.$$

Pro výpočet celkové axiální síly bude uvažována nejhorší možná varianta, a to působení největší síly $F_{xk} = |F_{xkMin}| = 7,63 \text{ kN}$, v tlaku i tahu. Pro zrychlení v podélném směru bude uvažováno $a_{1x} = |a_{1xMax}| = 15,72 \text{ ms}^{-2}$.

Osová síla od setrvačných sil je vypočtena jako:

$$F_{xdyn} = (m_r + m_k) \cdot a_{1x} \quad [N]$$

$$F_{xdyn} = (130 + 20) \cdot 15,72 = 2358 \text{ N}$$

Kde: m_r [kg]... hmotnost rotoru,

m_k [kg]... hmotnost části kardanu.

Celkovou axiální sílu F_a na ložisko vypočteme součtem sil od kardanu a setrvačných sil od hmotnosti rotoru.

$$F_a = F_{xk} + F_{xdyn} \quad [N]$$

$$F_a = 7630 + 2358 = 9988 \text{ N}$$

4.1.2 Radiální síly

Při zanedbání odklonu kardanu stejně jako u výpočtu axiální síly, je zřejmé, že na ložiskovou jednotku působí pouze dynamické vlivy od hmotnosti rotoru a části kardanu.

Naměřené zrychlení na štíru motoru:

$$a_{1zMax} = 13,02 \text{ ms}^{-2}, \quad a_{1zMin} = -12,09 \text{ ms}^{-2};$$

$$a_{1yMax} = 13,38 \text{ ms}^{-2}, \quad a_{1yMin} = -14,24 \text{ ms}^{-2}.$$

Jako směrodatnou budeme uvažovat největší absolutní hodnotu z naměřených zrychlení.

$$a_{1z} = 13,02 \text{ ms}^{-2}, \quad a_{1y} = 14,24 \text{ ms}^{-2}.$$

Pro výpočet dynamické síly od hmotnosti rotoru a kardanu budeme uvažovat působení v těžišti rotoru.

Radiální síla ve směru y

$$F_y = (m_r + m_k) \cdot a_{1y} \quad [N]$$

$$F_y = (130 + 20) \cdot 14,24 \cong 2136 \text{ N}$$

Radiální síla ve směru z

$$F_z = (m_r + m_k) \cdot a_{1z} \quad [N]$$

$$F_z = (130 + 20) \cdot 13,02 \cong 1953 \text{ N}$$

Z důvodu konstrukce zkušebního zařízení varianty B, jež využívá pouze jednoho radiálního zatěžujícího válce, nelze provádět zatěžování zároveň ve dvou směrech. Proto pro návrh výsledné síly vycházíme opět z nejméně příznivého scénáře. V tomto případě budou síly F_y , F_z působit současně. Výpočtem jejich výslednice získáme F_r , hodnotu maximální radiální síly, která pouze teoreticky může působit na ložiskovou jednotku.

$$F_r = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \quad [N]$$

$$F_r = \sqrt{2136^2 + 1953^2} = 2894 \text{ N}$$

Jednostranný magnetický tah

V případě, že je rotor vůči statoru trakčního motoru vychýlen mimo osu rotace, vzniká síla působící radiálně na ložiska definovaná jako „jednostranný (nevyvážený) magnetický tah“, tato síla roste s excentricitou. Za ideálních podmínek jednotlivé radiální magnetické tahy pólů působí vůči ose proti sobě a v tomto případě jednostranný magnetický tah nevzniká. Excentricita může vzniknout průhybem hřídele, výrobou nebo případně vůlí v ložiskách. V literatuře lze nalézt celou řadu metod a empirických vzorců pro přibližný výpočet výsledné síly mag. tahu. Je však třeba navíc rozlišit, zda je rotor vůči statoru pouze radiálně vyosen, nebo jestli rotor radiálně hází. V prvním případě bude působit jednostranný magnetický tah vůči statoru jedním směrem, ve druhém uspořádání se nositelka síly bude otáčet spolu s rotorem. Protože výsledná síla F_{mag} jednostranného magnetického tahu je řádově menší než ostatní mechanická namáhání, bude vypočtena přibližně pomocí zjednodušeného empirického vzorce a bude předpokládáno, že se neotáčí, ale působí ve středu pólů a rotorového vinutí souhlasným směrem jako výslednice radiální síly od hmotnosti rotoru a kardanu F_r .

$$F_{mag} \cong m_r \cdot \frac{8}{3} \cdot 9,81 \quad [N]$$

$$F_{mag} \cong 130 \cdot \frac{8}{3} \cdot 9,81 = 3400 \quad [N]$$

Reakce v ložiskách elektromotoru

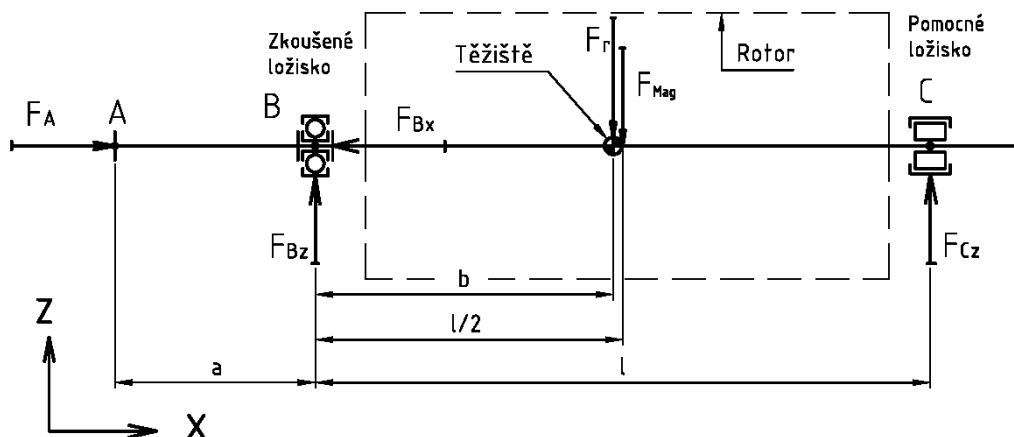
Reakce vyvolané dříve uvedenými zatěžujícími vlivy lze dopočítat. Na obrázku zjednodušeného nosníku na dvou podporách jsou znázorněny pozice jednotlivých sil.

Rozměrové parametry:

$$a = 100 \text{ mm}$$

$$b = 273,9 \text{ mm}$$

$$l = 491 \text{ mm}$$



Obr. 4-3 Hřídel rotoru jako nosník na dvou podporách

Silová rovnováha ve směru „X“

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0$$

$$F_a - F_{Bx} = 0$$

$$F_{Bx} = F_a = 9988 \text{ N}$$

Momentová rovnováha k bodu „B“

$$\sum_{i=1}^n M_{iB} = 0$$

$$F_r \cdot b + F_{mag} \cdot \frac{l}{2} - F_{Cz} \cdot l = 0$$

$$F_{Cz} = \frac{F_r \cdot b}{l} + \frac{F_{mag}}{2} = \frac{2894 \cdot 237,9}{491} + \frac{3400}{2} = 3102 \text{ N}$$

Silová rovnováha ve směru „Z“

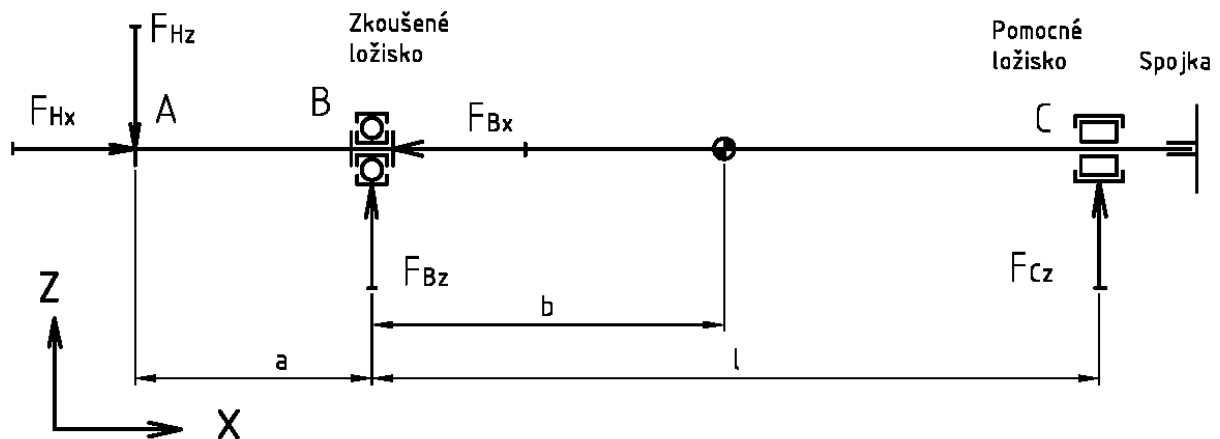
$$\sum F_z = 0$$

$$F_{Bz} - F_r - F_{mag} + F_{Cz} = 0$$

$$F_{Bz} = F_r + F_{mag} - F_{Cz} = 2894 + 3400 - 3102 = 3192 \text{ N}$$

Síly působící od hydraulických válců na zkušební zařízení

Síly od hydraulických válců jsou uvažovány jako maximální, které je třeba vyvolat v místě připojení hydromotorů k hřídeli, při odstranění skutečných zatěžujících vlivů a zachování stejných reakcí ve zkoušeném ložisku.



Obr. 4-4 Výpočet síly pro hydraulické válce

Silová rovnováha ve směru „X“

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0$$

$$F_{Hx} - F_{Bx} = 0$$

$$F_{Hx} = F_{Bx} = F_a = 9988 \text{ N}$$

Momentová rovnováha k bodu „C“

$$\sum_{i=1}^n M_{iC} = 0$$

$$F_{Bz} \cdot l - F_{Hz} \cdot (a+l) = 0$$

$$F_{Hz} = \frac{F_{Bz} \cdot l}{a+l} = \frac{3192 \cdot 491}{100+491} = 2652 \text{ N}$$

Silová rovnováha ve směru „Z“

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0$$

$$-F_{Hz} + F_{Bz} + F_{Cz} = 0$$

$$F_{Cz} = F_{Hz} - F_{Bz} = 2652 - 3192 = -540 \text{ N}$$

Rekapitulace výsledků sil potřebných pro návrh zkušebního zařízení

Popis	Označení	Absolutní hodnota
<i>Potřebné maximální síly od hydraulických válců</i>		
Síla od hydromotoru, axiální	F_{Hx}	9988 N
Síla od hydromotoru radiální	F_{Hz}	2652 N
<i>Maximální reakce v uložení zkoušeného ložiska při průběhu zkoušky</i>		
Axiální síla u zkoušeného ložiska	F_{Bx}	9988 N
Radiální síla u zkoušeného ložiska	F_{Bz}	3192 N
<i>Maximální reakce v uložení pomocného ložiska</i>		
Axiální síla u podpůrného ložiska	F_{Cx}	Nepřenáší se
Radiální síla u podpůrného ložiska	F_{Cz}	540 N

Tab. 4-1 Souhrn výsledků sil pro návrh zkušebního zařízení

Pozn.: Zatěžující síly mohou působit v kladném i záporném směru, případně v jejich kombinacích a při návrhu je třeba na tento problém brát zřetel. Tento stav je dán zatěžováním ložiska ve skutečném provozu.

4.2 Technické vybavení

4.2.1 Hydraulické vybavení

4.2.1.1 Hydraulické válce

Pro vyvození zatížení v tahu i tlaku, musí být použito dvoučinných hydraulických válců, postačují válce s minimálním zdvihem bez tlumení v koncových polohách. Pro správnou volbu hydraulických válců budeme vycházet z maximální potřebné síly při nominálním tlaku hydraulické soustavy. Z těchto požadavků se určí průměr pístu případně pístní tyče, způsob uchycení bude proveden s ohledem na použité snímače síly.

Standardní průmyslové hydraulické válce vyrábí řada výrobců, avšak nedosahují požadovaných parametrů, například rychlost pohybu a životnost při konkrétním dynamickém namáhání. Pro danou aplikaci tedy musíme vybírat z nabídky speciálních hydraulických válců pro testovací stanice.

Testovací hydraulické válce se vyrábějí především s průběžnou pístnicí z důvodu lepšího vedení, stejné síly v tahu i tlaku a možnosti radiálního zatížení pístnice. Oproti průmyslovým hydraulickým válcům jsou schopné pracovat dlouhodobě při vysokých frekvencích pohybu. Válce pro dynamické aplikace se vyznačují především robustní konstrukcí, mají propracované vedení a těsnění. Většina válců má přímo na svém těle desku pro montáž rozvaděče a olejových akumulátorů pro vstupní a výstupní port. Uchycení rozvaděče na tělo válce je z důvodu minimalizace délky potrubí, méně se projeví negativní vliv pružnosti vedení a objemu oleje při rychlé regulaci. Akumulátory jsou před servorozvaděčem a mají za úkol odstranit tlakové rázy ve vstupním a výstupním potrubí, zároveň je akumulátor na vstupu schopen krátkodobě dodat do servorozvaděče větší průtok oleje, než je nominální průtok zdroje tlaku. Další vlastností je vysoká modularita válců. Umožňují montáž doplňkového příslušenství, jako jsou senzory síly a polohy. Samozřejmostí je volba různého druhu uchycení.

Válce s kluzným vedením jsou do jisté míry podobné válcům pro průmyslové aplikace. Liší se především úpravami vodičích a těsnících prvků, hodí se pro nižší rychlosti a frekvence (do cca 100 Hz). Příkladem tohoto typu válců může být válec od firmy MTS, viz obr. Hydraulický válec je vybaven servoventilem umístěným na těle, snímačem síly a koncovými montážními body.



Obr. 4-5 Hydraulický válec MTS series 244 s volitelným vybavením [34]

Válce s hydrostatickým vedením jsou určeny pro náročnější aplikace, snášejí vyšší rychlosti i frekvence (až do 1000 Hz) oproti válcům s kluzným vedením. Některé nepoužívají pístní manžety, těsnění pístu je provedeno pouze vůlí mezi povrchy pístu a válce. Toto řešení má mnohem nižší odpory za provozu a snadněji se provádí regulace. Jedná se o nejlepší

hydraulické válce vhodné pro dynamické aplikace, se kterými se můžeme na trhu setkat. Příklady těchto typů válců jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obr. 4-6 Válce s hydrostatickým vedením Inova a Hänchen [35][36]

4.2.1.2 Snímače síly

Pro řízení testovacího okruhu je třeba znát hodnoty sil, kterými působí hydraulické válce na otočný přechod. Snímače musí umožňovat měření sil jednotlivých hydraulických válců v tahu i tlaku, mít vhodný rozsah a přesnost měření. Měření síly můžeme provádět různými způsoby. Nejjednodušší, ale značně nepřesné, je měřit tlak hydraulického oleje v jednotlivých potrubních větvích válců, a ten poté ze znalosti plochy pístu přepočítávat na sílu. Tato metoda měření síly však dává pouze orientační hodnotu a nelze ji použít pro vysoké frekvence. Dalším řešením je použití tenzometrické růžice nalepené na speciální prvek vlastní konstrukce nebo na část zkušebního zařízení (např. pístní tyč). Výhodou je již rozumná přesnost vyhodnocení síly, částečné negativum je v nutnosti kalibrace měřicí soustavy. Poslední možností je využít katalogové snímače síly, které jsou vyráběny jako kalibrované, snadno se implementují do konstrukce a pracují přesně.



Obr. 4-7 Různá provedení snímačů síly LORENZ MESSTECHNIK [39]

4.2.1.3 Uchycení hydraulických válců

Montážní podmínky hydraulických aktuátorů by měly být takové, aby umožňovaly dostatečně tuhé ukotvení a dovolovaly přenášení pouze síly do osy válce. Výrobci dovolují jistou radiální sílu, kterou je možné při určitém vysunutí pístnici zatížit, ovšem přenášení radiální síly není doporučeno, snižuje životnost vodicích pouzder.

Pro ukotvení se používá několik různých způsobů podle druhu aplikace.

Pevné uchycení – většinou se používá příruba, válec lze uchytit k základu nebo k dalšímu zařízení

Pevná oka, vidlice – jsou nejjednodušší možností zajištění jistého stupně volnosti, pro nejméně náročné aplikace, kde je konstrukcí zajištěno kývání válce pouze v jedné rovině.

Oka s kulovou vložkou – dovolují otáčení v jedné rovině a malý výkyv ve všech směrech, jsou nenáročná na údržbu i montáž, vhodná pro velké výkyvy v podélné rovině a menší v příčné.

Kulové klouby – mají relativně velký rozsah pohyblivosti, snášejí velké zatížení v celém rozsahu pohybu.

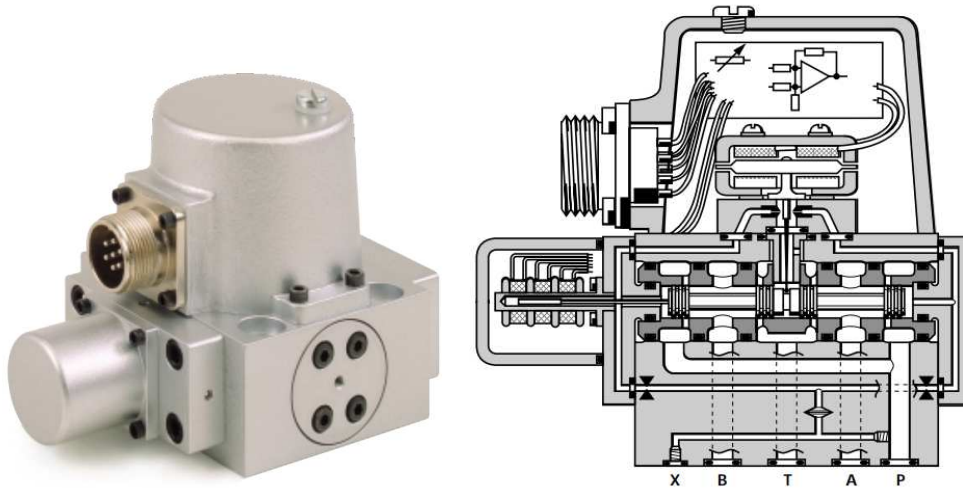
Křížové klouby – jsou nejvíce propracované uložení, dolují dynamické kývání do všech stran. Pro kývání vysokými rychlostmi se vyrábí s hydrostatickými ložisky.



Obr. 4-8 Způsoby pohyblivého ukotvení hydraulických válců, oko s kulovou vložkou, kulový a křížový kloub INOVA [38][37]

4.2.1.4 Řízení toku tlakového oleje

Servoventil – je plynule přestavitelný rozvaděč, nejčastěji dvoustupňové konstrukce. V prvním stupni je zabudován elektromechanický převodník tryska – klapka, který vychýlením klapky na jednu, nebo druhou stranu řídí tlakový rozdíl na čelech řídicího šoupátka a tím jej přestavuje. Servoventil má zpětnou vazbu o poloze šoupátka. Tento prvek je nejlepším řešením pro splnění požadavku přesného řízení, podrobné informace o principu a vlastnostech konkrétního ventilu lze nalézt v literatuře [40].



Obr. 4-9 Servoventil Moog D765 [40]

Multiventil – je doporučeno montovat mezi řídicí servoventil a hydraulický válec. Jeho hlavní přínos je, že slouží jako pojistka proti přetížení zkoušeného zařízení při spuštění nebo při špatné regulaci.

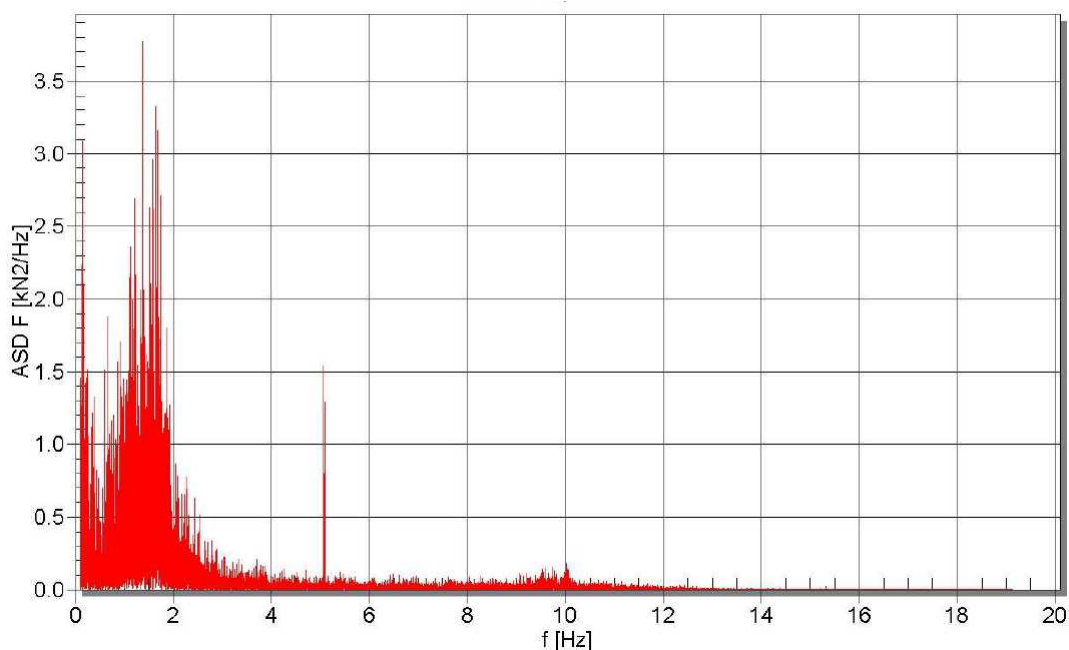
4.2.2 Volba hydraulického válce a pomocných komponent

Specifikace požadavků

Pracovní síla – je určena výpočtem v předchozím textu pro axiální i radiální směr.

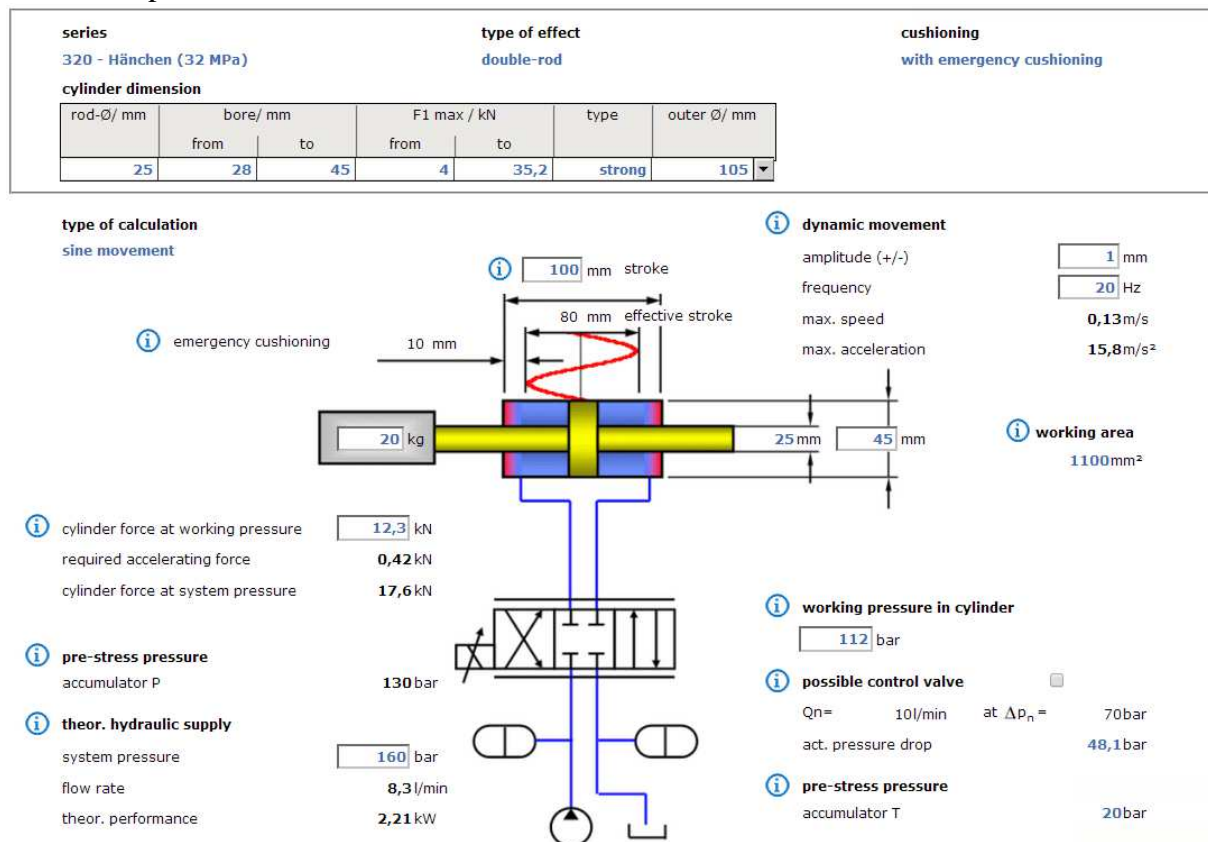
Zdvih válce – uchycení je provedeno do rámu a součástí, které mají jistou míru pružnosti, některé součásti v řetězci jsou montovány s vůlí. Proto bude předpokládán pracovní zdvih válce přibližně 1 mm.

Rychlost pohybu – je dána frekvencí kmitů a zdvihem. Jako přibližná hodnota frekvence kmitů bude brána hodnota 20 Hz, tato frekvence je zvolena na základě analýzy spektrální výkonové hustoty osově síly v kardanu při jízdách zkušákách, viz obr. Dominantní rázy jsou okolo 1,5 Hz.



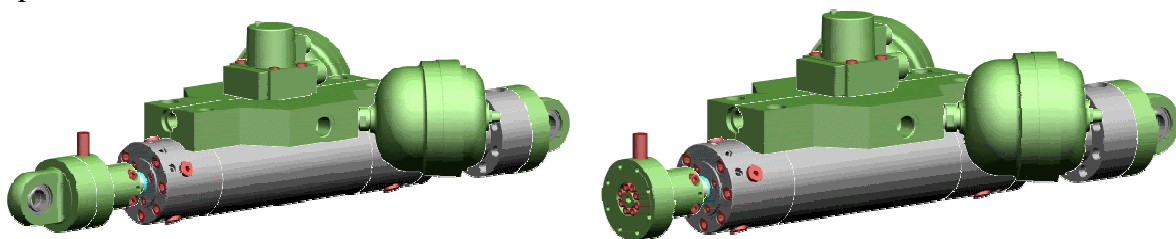
Obr. 4-10 Spektrální výkonová hustota osově síly kardanu [44]

Jako zkušební válce byly vybrány testovací válce od německé firmy Hänchen, serie 320. Válce se vyznačují vysokou modularitou a množstvím volitelného příslušenství. Pomocí interaktivního katalogu lze sestavit kompletní válec s příslušenstvím včetně výpočtu základních parametrů.



Obr. 4-11 Návrh válce pomocí interaktivního katalogu Hänchen [36]

Navržené válce jsou s oboustrannou pístnicí s hydrostatickým vedením. Axiální i radiální válce jsou identické kromě montáže oka a rozsahu snímače síly. Doplňkově jsou válce vybaveny montážní deskou pro uchycení servoventilu dle standardu ISO a servoventilem Moog D765 (viz kapitola řízení toku kapaliny), akumulátory na vstupním a výstupním portu pro snížení rázů v potrubí. Součástí výbavy je senzor síly a montážní oka s kulovými vložkami. Součástí může být také odměřování polohy, ale to pro samotnou funkci není nutné, uplatnění nalezne jako bezpečnostní funkce. Specifikace jednotlivých válců lze nalézt v příloze 3 a 4.

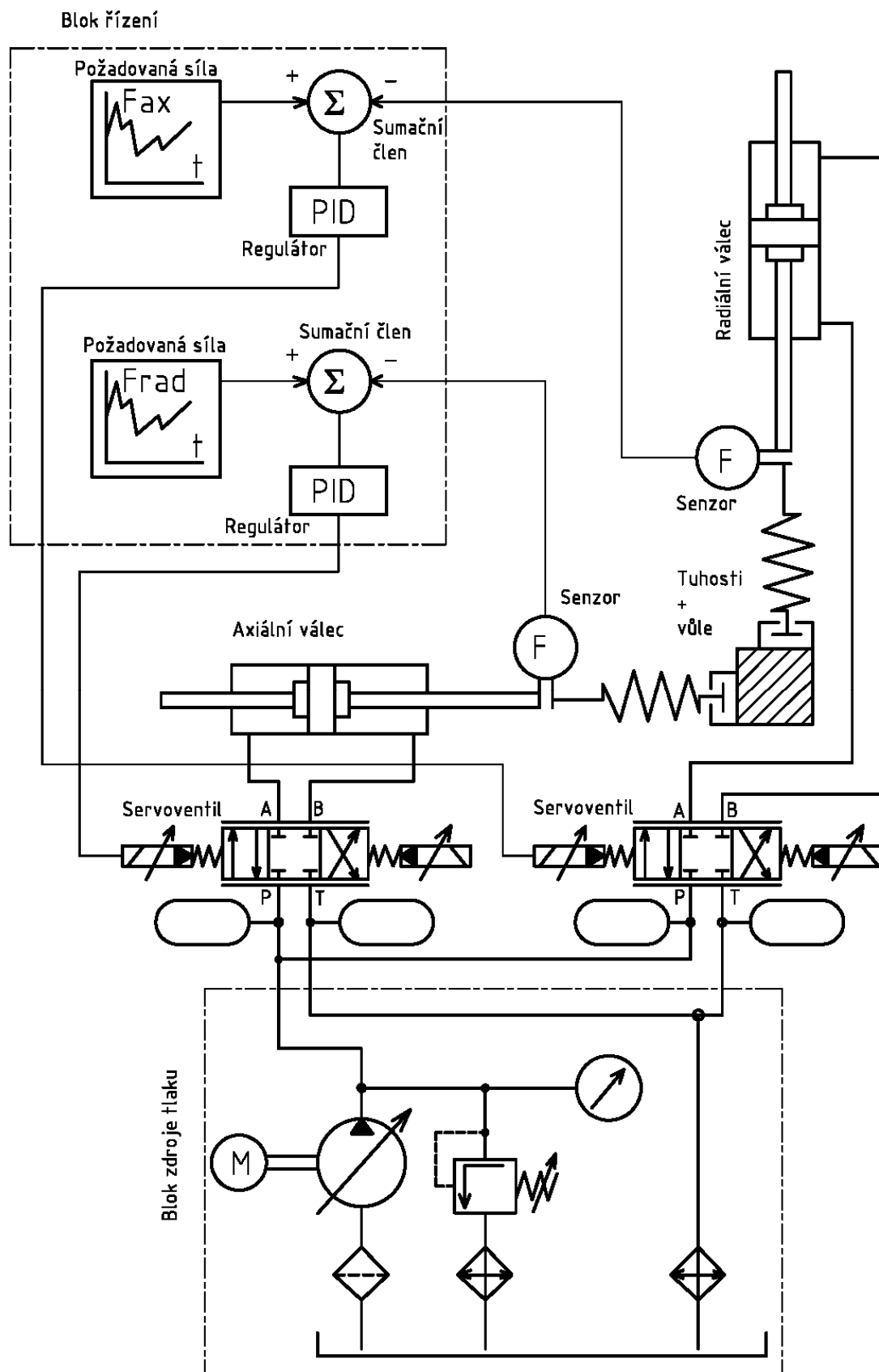


Obr.: Radiální a axiální zkušební hydraulický válec vytvořený pomocí interaktivního katalogu Hänchen [36]

Požadavky na zdroj tlakového oleje (agregát)

Minimální tlak	16	MPa;
Doporučené průtokové množství	17	l/min;
Přibližný výkon	4,5	kW.

4.2.2.1 Schéma hydraulické a řídicí části zkušebního zařízení



Obr. 4-12 Schéma hydraulické a řídicí části hydraulického zařízení

4.2.2.2 Simulace hydraulického obvodu pomocí programu SimulationX

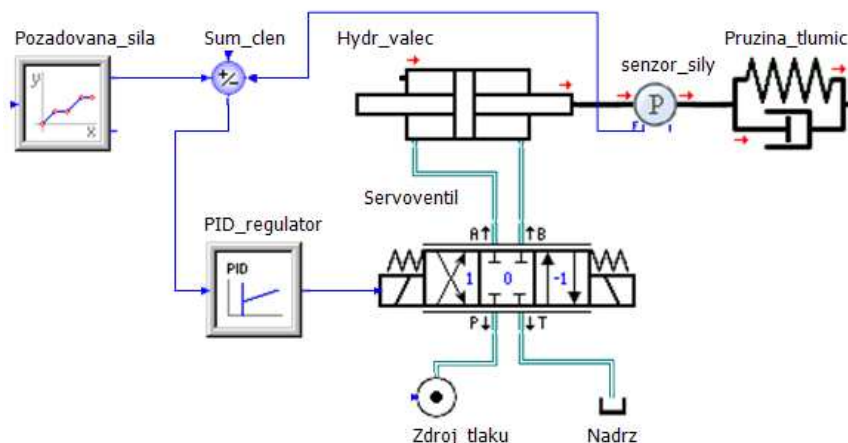
Simulační SW od německé firmy ITI sídlící v Drážďanech je multioborový simulační software, ve kterém lze sestavovat modely v oblasti strojírenství, mechaniky, hydrauliky, pneumatiky, apod. Obsahuje relativně velké množství knihoven prvků, a proto je práce v něm rychlá a intuitivní. Výhodou je objektově orientované sestavování modelů, které je podobné například Matlab Simulink.

Ve výukové verzi softwaru jsou bohužel některé funkce omezeny, například některé prvky lze použít v modelu pouze jednou. Proto bude sestaven zjednodušený model hydraulického a regulačního obvodu.

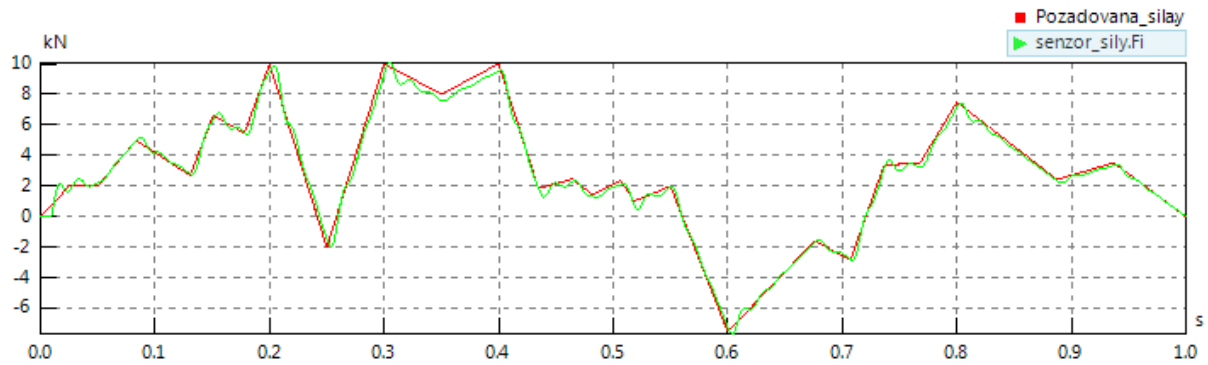
Model v prostředí SimulationX je zobrazen na následujícím obrázku. Hydraulický okruh je sestaven z ideálního zdroje tlaku, řídicího servoventilu, dvoučinného hydraulického válce a nádrže. Regulační obvod se skládá ze senzoru síly, požadavku výsledné síly, sumačního členu a PID regulátoru. Cílem modelu je ověřit schopnost regulace relativně rychlého děje, kdy je třeba vyvodit přesně definovanou sílu na pružinu a tlumič s vnitřní vůlí. Parametry jednotlivých komponent jsou zadány ze znalosti jejich vlastností, některé byly odhadnuty. Tento model lze považovat za velice podobný reálnému případu.

V modelu proběhla simulace, zda je systém schopen vytvořit v čase předem definovanou proměnnou sílu. Jako vstupní hodnota byl sestaven diagram závislosti čas – síla v okamžiku jedné sekundy. Zatěžován byl člen pružina – tlumič. Hodnoty tuhosti a tlumení byly nastaveny odhadem a po vytvoření 3D modelu a vytvoření MKP simulace zkušebního zařízení došlo ke zpřesnění parametrů. Dalším krokem bylo nastavení parametrů jednotlivých prvků hydraulického obvodu a nastavení PID regulátoru.

Výsledkem simulačního modelu je, že regulační obvod dokáže uspokojivě vytvářet požadovanou sílu, nevytváří přílišné záškuby a přídavné namáhání.

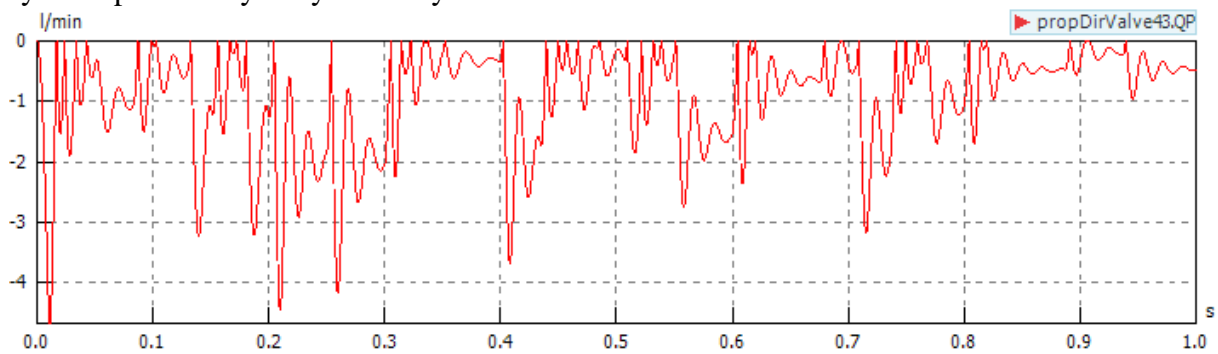


Obr. 4-13 Model hydraulického a řídicího okruhu v prostředí ITI SimulationX



Graf 4-1 Porovnání požadované a skutečné síly hydraulického válce.

Pro zajímavost je níže vytvořen graf závislosti průtokového množství na čase vstupním portem servoventilu. Z něho je patrné, že kolísání průtoku je značné, což opodstatňuje význam předřazených hydraulických akumulátorů.

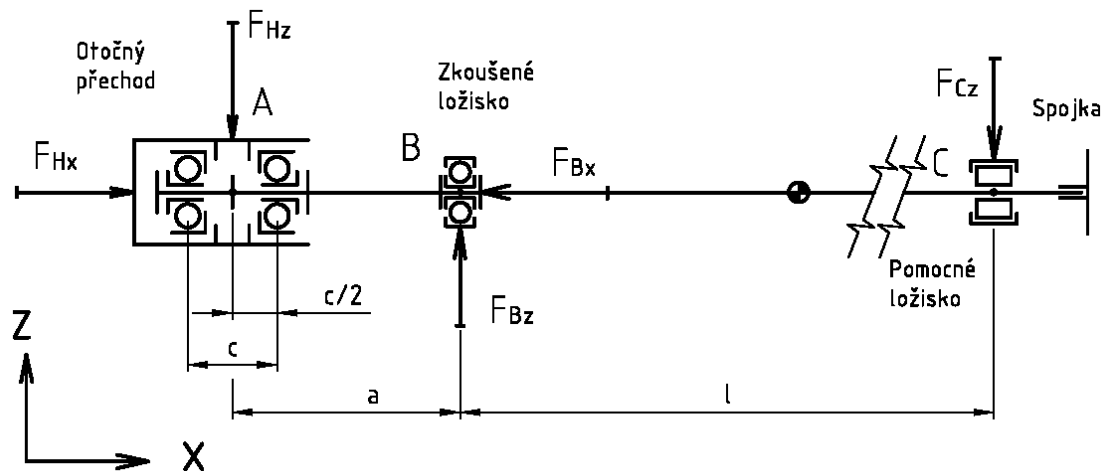


Graf 4-2 Průběh průtokového množství vstupním portem rozvaděče v závislosti na čase

4.3 Návrh pomocných ložisek

Cílem je navrhnout pomocná ložiska použitá ve zkušebním zařízení tak, aby překonala životnost zkoušené ložiskové jednotky. Pro návrh budeme vycházet ze zjednodušeného simulačního případu. Zkoušené ložisko bude zatěžované konstantně maximálními dříve vypočítanými silami. Jako zkušební otáčky budou uvažovány otáčky 1110 ot/min, což odpovídá přibližně rychlosti jízdy 20 km/h. Tyto otáčky jsou zvoleny z vyhodnocení průměrné rychlosti jízdy (přibližně 18,4 km/h) a na základě faktu, že při těchto relativně nízkých provozních otáčkách se v ložiskách hůře tvoří mazivový film a více trpí na dynamické rázy.

V první řadě je třeba určit trvanlivost zkoušené ložiskové jednotky a dle výsledku navrhnout ostatní ložiska. Pomocná ložiska budou vybrána tak, aby měla minimálně pětinásobek životnosti zkoušené ložiskové jednotky.



Obr. 4-14 Uspořádání ložisek ve zkušebním zařízení

Trvanlivost ložisek

Trvanlivost ložisek může být udávána v počtu otáček, nebo počtu provozních hodin, které ložisko vykoná do prvních známek únavy a poškození. Pro výpočet trvanlivosti ložisek bude použita metodika firmy SKF viz literatura [5]. Bohužel i při zahrnutí mnoha provozních součinitelů se může vypočtená hodnota od skutečné trvanlivosti více nebo méně lišit, toto by měla částečně omezit metodika SKF využívající modifikovanou trvanlivost.

Základní trvanlivost ložiska dle normy ISO 281:1990

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \dots \quad \text{Základní trvanlivost (při 90\% spolehlivosti), v milionech otáček.}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} \dots \quad \text{Základní trvanlivost (při 90\% spolehlivosti), v provozních hodinách.}$$

Trvanlivost SKF dle normy ISO 281:1990/Amd 2:2000

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60n} L_{nm}$$

Kde:

- L_{nm} ... trvanlivost dle SKF (při spolehlivosti $100 - n^1$ %), v milionech otáček,
 L_{nmh} ... trvanlivost dle SKF (při spolehlivosti $100 - n^1$ %), v provozních hodinách,
 a_1 ... součinitel spolehlivosti,
 a_{SKF} ... součinitel teorie trvanlivosti podle SKF,
 C ... základní dynamická únosnost [kN],
 P ... ekvivalentní dynamické zatížení [kN],
 n ... otáčky [ot/min],
 p ... exponent rovnice trvanlivosti ($p = 3$ pro ložiska s bodovým stykem, $p = 10/3$ pro čárový styk).

4.3.1 Trvanlivost zkoušené kuličkové jednotky

Výpočet bude proveden dle metodiky uvedené v katalogu ložisek SKF [5], z katalogu budou využity diagramy a tabulky nutné pro určení potřebných dat.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotky
Dynamická únosnost	C	104000	[N]
Statická únosnost	C_0	68000	[N]
Mezní únavové zatížení	P_u	2750	[N]
Axiální zatížení	F_{Bx}	9988	[N]
Radiální zatížení	F_{Bz}	3192	[N]
Otáčky	n	1110	[ot/min]
Provozní teplota	t	80	[°C]
Způsob mazání	-	Shell Retinax LX2	-
Kinematická Viskozita při 40°C	ν_{40}	160	[mm ² /s]
Střední průměr ložiska	d_m	110	[mm]
Radiální vůle		C4	[-]

Tab. 4-2 Zadané hodnoty pro výpočet trvanlivosti kuličkové jednotky

1) Určení součinitele spolehlivosti a_1

Uvažujeme 90% spolehlivost, které odpovídá $a_1 = 1$.

2) Mazání – viskózní poměr κ

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

Kde: κ ... viskózní poměr [-],

ν ... skutečná provozní viskozita maziva [mm²/s],

ν_1 ... viskozita, která ještě zajišťuje správné mazání [mm²/s].

Viskózní třída maziva

Pro použité mazivo Shell Retinax LX 2, kinematická viskozita při 40°C, 160 mm²/s, odpovídá viskózní třída ISO VG 150

Střední průměr ložiska

Lze vypočítat pro standardní ložisko dle vztahu $d_m = 0,5(d + D)$, tento vzorec však neplatí pro použitou ložiskovou jednotku. Ze specifikace ložiskové jednotky je dáno $d_m = 110$ mm

Určení minimální kinematické viskozity ν_1 při provozní teplotě

Z diagramu odpovídá $\nu_1 = 10$ mm²/s

Potřebná kinematická viskozita ν při vztažené teplotě (klasifikace dle ISO VG)

Viskozita při provozní teplotě 80°C a viskózní třída maziva ISO VG 150, $\nu = 30$ mm²/s

Z těchto údajů lze již určit viskózní poměr

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{30}{10} = 3$$

3) Určení součinitele znečištění η_c

Mazivo je součástí ložiska po celou dobu jeho životnosti, plnění probíhá za laboratorních podmínek. Prostředí lze pokládat za **čisté**.

Tomu odpovídá $\eta_c = 0,8$.

4) Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Kde: P ... Ekvivalentní dynamické zatížení [kN],

F_r ... Skutečné radiální zatížení [kN],

F_a ... Skutečné axiální zatížení [kN],

X ... Součinitel radiálního zatížení,

Y ... Součinitel axiálního zatížení.

U radiálních jednořadých ložisek ovlivňuje axiální zatížení F_a ekvivalentní zatížení P , pokud poměr $F_a / F_r \geq e$.

Pro poměr $\frac{f_0 F_a}{C_0}$ ložiskové jednotky bude hodnota f_0 brána pro ekvivalentní jednořadé kuličkové ložisko 6314, které má stejnou únosnost, velikost kuliček a identický střední průměr d_m .

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = \frac{13 \cdot 9,988}{68} = \underline{\underline{1,909}}$$

Pomocí tabulek určíme výpočtové součinitele X, Y.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{9,988}{3,192} = \underline{\underline{3,129}} > 0,5; \text{ z toho plyne, že axiální zatížení je třeba uvažovat}$$

Výpočtové součinitele pro kombinované zatížení $X=0,44$; $Y=1,12$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,44 \cdot 3,192 + 1,12 \cdot 9,988 = 12,591 \text{ kN}$$

$$\text{Určení poměru } \eta_c \frac{P_u}{P} = 0,8 \cdot \frac{2,750}{12,591} = 0,175$$

5) Určení součinitele a_{SKF}

Z diagramu pro určení a_{SKF} pro radiální ložiska s bodovým stykem určíme: $a_{SKF} = 15$

6) Trvanlivost ložiskové jednotky dle metodiky SKF

Trvanlivost, miliony otáček

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$
$$L_{nm} = 1 \cdot 15 \cdot \left(\frac{104}{12,591} \right)^3 = 8452,994865 \text{ mil.ot.}$$

Trvanlivost, provozní hodiny při $n = 1110 \text{ ot/min}$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60n} L_{nm}$$
$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot 1110} \cdot 8452,994865 = 126922 \text{ h}$$

Hodinová trvanlivost kuličkové ložiskové jednotky dle výpočtu SKF vyšla přibližně 126922 hodin, tento výsledek platí za již dříve uvedených předpokladů. **Při úvaze, že se trolejbus pohybuje přibližně rychlostí 20 km/h, by při této životnosti ložiska musel vůz najet přibližně 2 538 440 km.** Z tohoto na první pohled vysokého čísla je patrné, že dle teoretického výpočtu ložisková jednotka několikanásobně převyšuje životnost trolejbusu jako celku.

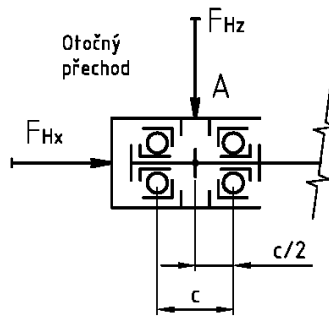
Pro pomocná ložiska zkušebního zařízení bude uvažováno, že musí jednoznačně překročit životnost zkoušené ložiskové jednotky, případně musí umožnit provedení několika zkoušek. Z těchto důvodů musejí být poněkud předdimenzovaná. Pro návrh a kontrolu pomocných ložisek bude brána jako **hodnota životnosti pětinasobek dříve vypočítané životnosti ložiskové jednotky.**

Požadovaná minimální trvanlivost pomocných ložisek

$$L_{nmh} = 5 \cdot 126922 = 634610 \text{ h}$$

4.3.2 Návrh kuželíkových ložisek otočného přechodu

Zkušební zařízení musí umožňovat simulaci zatížení ve dvou osách v kladném i záporném směru. Pro připojení hydraulických válců k rotující části hřídele je navržen otočný přechod. Jako ložiska pro otočný přechod bude zvolena sada dvou kuželíkových ložisek. Uspořádání ložisek bude voleno jako „O“, které by mělo být odolnější vůči klopení vnějšího pouzdra otočného přechodu.



Obr. 4-15 Schéma uspořádání ložisek v otočném přechodu

Definice	Označení	Hodnota	Jednotky
Označení ložiska		33215/Q	
Dynamická únosnost	C	209000	[N]
Statická únosnost	C_0	300000	[N]
Mezní únavové zatížení	P_u	34000	[N]
Axiální zatížení ložiskové dvojice	F_{Hx}	9988 N	[N]
Radiální zatížení ložiskové dvojice	F_{Bz}	2652 N	[N]
Otáčky	n	1110	[ot/min]
Provozní teplota	t	80	[°C]
Způsob mazání	-	Shell Retinax LX2	-
Kin. viskozita při 40°C	ν_{40}	160	[mm ² /s]
Kin. viskozita při 100°C	ν_{100}	15,5	[mm ² /s]
Součinitele z tabulek	e	0,43	[-]
	Y	1,4	[-]
	Y_0	0,8	[-]

Tab. 4-3 Zadané hodnoty pro výpočet kuželíkového ložiska

Výpočet axiálního zatížení při montáži dvou ložisek do „O“ vzniklého vlivem radiálního zatížení ložisek za předpokladu nulové montážní vůle bez předpětí. Pro výpočet je třeba součinitel Y , který je pro obě ložiska shodný. Levé ložisko označeno „A“, pravé „B“.

Z katalogu SKF [5] platí pro konkrétní uspořádání

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} = \frac{F_{rB}}{Y_B};$$

$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 1,326}{1,4} = 0,474 \text{ kN} \dots$ Axiální síla ložiska A (axiálně odlehčované) pocházející z radiálního zatížení ložisek

$F_{aB} = F_{aA} + F_{Hx} = 0,474 + 9,988 = 10,462 \text{ kN} \dots$ Axiální síla pocházející z radiálního zatížení pro ložisko B (axiálně zatěžované)

Kuželíková ložiska jsou obě identická. Z této úvahy plyne, že stačí výpočet jednoho ložiska s uvažováním nejhoršího možného způsobu zatížení, působení zatížení bude bráno jako konstantní v jednom směru. Jelikož jsou dvě ložiska v sadě, při střídavém axiálním zatížení se v přenášení sil střídají.

Určení výsledných sil působících na ložisko

Ložisko A

$$F_r = \frac{F_{Hz}}{2} = \frac{2652}{2} = 1326 \text{ N}$$

$$F_a = F_{aA} = 474 \text{ N}$$

Ložisko B

$$F_r = \frac{F_{Hz}}{2} = \frac{2652}{2} = 1326 \text{ N}$$

$$F_a = F_{aB} = 10462 \text{ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,474}{1,326} = 0,354 < e = 0,43$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{10,462}{1,326} = 7,889 > e = 0,43$$

Výsledné vzorce pro ekvivalentní zatížení

$$P = F_r$$

$$P = 1,326 \text{ kN}$$

$$P = 0,4F_r + YF_a$$

$$P = 0,4 \cdot 1,326 + 1,4 \cdot 10,462 = 15,177 \text{ kN}$$

Protože je ruční výpočet trvanlivosti značně zdouhavý, je vhodné u katalogových ložisek využít pro výpočet trvanlivosti vhodný software. Na trhu je několik komerčních programů, které umožňují provádět výpočet ložisek dle různých norem. Firma SKF má k dispozici na svých internetových stránkách řadu nástrojů pro návrh svých produktů. Jedním z těchto nástrojů je SKF Bearing Calculator, umožňující výpočet katalogových ložisek SKF.

Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Hodnoty rychlosti		Označení
d	D	T	dynamické	statické	Referenční rychlost	Omezující rychlost	** ložisko SKF Explorer
mm			kN	C ₀	r/min		-
75	130	41	209	300	3400	4800	33215/Q

The technical drawing shows two views of the bearing. The left view is a side view with dimensions: d=75, D=130, T=41, C=31, B=41, d₁=102, r_{1,2min}=2, r_{3,4min}=1,5, a=32. The right view is a front view with dimensions: C_{amin}=6, C_{bmin}=10, D_{amax}=122, d_{amax}=84, D_{amin}=111, d_{bmin}=84, r_{amax}=2, r_{bmax}=1,5, D_{bmin}=125. Below the drawing, calculation factors are listed: e=0,43, Y=1,4, Y₀=0,8.

Obr. 4-16 Rozměry ložiska 33215/Q [31]

Zhodnocení trvanlivosti kuželíkových ložisek

Z protokolu výpočtu trvanlivosti kuželíkových ložisek uvedeného v příloze číslo 4 je patrné, že ložiska mají trvanlivost převyšující jeden milion hodin. Tato hodnota musí být brána jako

orientační, jelikož při takto vysokých výpočtových trvanlivostech jsou výsledky značně nepřesné a ani webová aplikace SKF Bearing Calculator s nimi nedokáže počítat.

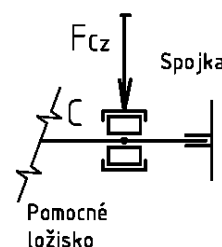
Minimální bezpečnost kuželíkových ložisek vůči trvanlivosti zkoušené ložiskové jednotky

$$k = \frac{L_{nmh} \text{ kuželíkového.l.}}{L_{nmh} \text{ lož.jednotky}} = \frac{1000000}{126922} = 7,8 [-]$$

Protokol vygenerovaný aplikací SKF Bearing Calculator.

4.3.3 Návrh válečkového ložiska

Toto ložisko je umístěno na rotujícím hřídeli a přenáší pouze radiální sílu, musí umožňovat nepatrný axiální posuv hřídele kvůli střídavému zatížení od hydraulického válce ve směru „x“. Velikost ložiska je volena vzhledem k průměru hřídele.



Obr. 4-17 Schéma zatížení válečkového ložiska

Popis	Označení	Hodnota	Jednotky
Typ ložiska	NU 210 ECP		
Radiální síla	F_{Cz}	540	[N]
Otáčky	n	1110	[ot/min]
Provozní teplota	t	80	[°C]
Způsob mazání	-	Shell Retinax LX2	-
Viskozita při 40°C	ν_{40}	160	[mm ² /s]
Viskozita při 100°C	ν_{100}	15,5	[mm ² /s]

Tab. 4-4 Zadané hodnoty pro výpočet

Principal dimensions			Basic load ratings		Designation
d	D	B	dynamic C	static C ₀	* SKF Explorer bearing
mm			kN		-
50	90	20	73,5	69,5	NU 210 ECP *

Obr. 4-18 Rozměry ložiska NU 210 ECP [32]

Kontrolní výpočet ložiska bude opět proveden pomocí nástroje SKF Bearing Calculator.

Minimální bezpečnost válečkového ložiska vůči trvanlivosti zkoušené ložiskové jednotky

$$k = \frac{L_{nmh} \text{ kuželíkového l.}}{L_{nmh} \text{ lož. jednotky}} = \frac{1000000}{126922} = 7,8$$

Protokol vygenerovaný aplikací SKF Bearing Calculator se nachází v příloze č. 4.

4.4 Elektromotor

Pro pohon hřídele zkušební stolice bude použit třífázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko. Výkon elektromotoru musí být takový, aby spolehlivě překonal odpory, které vznikají ve všech ložiskách případně těsněních. Otáčky elektromotoru lze řídit buď frekvenčním měničem, nebo využít elektromotor s konstantními otáčkami. Elektromotor je vhodné připojit pomocí vyrovnávací spojky přímo k hnané hřídeli.

Určení třecího momentu v ložiskách proběhne určitým zjednodušením, součinitel tření v jednotlivých ložiskách je získán z katalogu SKF [5].

$$M = 0,5 \cdot \mu \cdot P \cdot d$$

- Kde: M ... třecí moment ložiska [Nmm],
 μ ... konstantní součinitel tření ložiska [-],
 P ... ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N],
 d ... vnitřní průměr ložiska.

Typ ložiska	μ [-]	P [N]	d [mm]	M [Nmm]
Kuličková ložiska	0,0015	12591	70*	661,03
Válečková ložiska s klecí	0,0011	540	50	14,85
Kuželíkové ložisko „D“	0,0018	1194	75	80,60
Kuželíkové ložiska „E“	0,0018	15177	75	1024,45
Celkový třecí moment všech ložisek M_{Lcelk} [Nmm]				1781
*jedná se o hodnotu ekvivalentního kuličkového ložiska 6314				

Tab. 4-5 Hodnoty třecího momentu vlivem ztrát

Třecí moment těsnění při použití celkem tří gufer bude odhadem předpokládán stejně velký jako moment ložisek, z toho plyne **celkový třecí moment**:

$$M_{Tcelk} = 2 \cdot M_{Lcelk} = 2 \cdot 1781 = 3562 \text{ Nmm}$$

Celkový potřebný výkon na překonání odporů při konstantních otáčkách $n = 1110$ ot/min

$$P_{\min} = M_{Tcelk} \omega = M_{Tcelk} \frac{2\pi n}{60} = 3,562 \cdot \frac{2\pi \cdot 1110}{60} = 414 \text{ W}$$

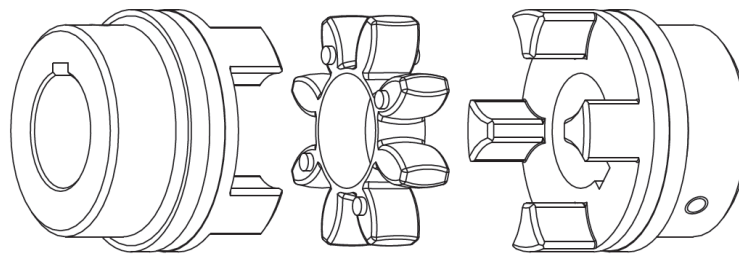
- Kde.: P_{\min} ... celkový potřebný výkon na překonání odporů,
 M_{Tcelk} ... celkový třecí moment [Nm],
 ω ... úhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$].

Vlivem degradace ložisek, maziva atd. se může ztrátový výkon měnit v průběhu provozu.

Jako elektromotor pro pohon bude použit motor Siemens s výkonem 1,1 kW; otáčkami 1415 ot/min; osově výšky 90mm.

4.5 Spojka

Pro spojení hnané hřídele a hřídele elektromotoru bude využita spojka. Z důvodu možnosti přenosu rázů v průběhu zkoušky a možných montážních nepřesností mezi elektromotorem a hnanou hřídelí se nabízí použití pružné vyrovnávací spojky. Spojek je na trhu celá řada, lze je nalézt v různých provedeních a s odlišnými vlastnostmi. Po průzkumu trhu se jako nejvhodnější jeví spojka typu ROTEX® od firmy KTR Kupplungstechnik GmbH. Její princip je znázorněn na následujícím obrázku.



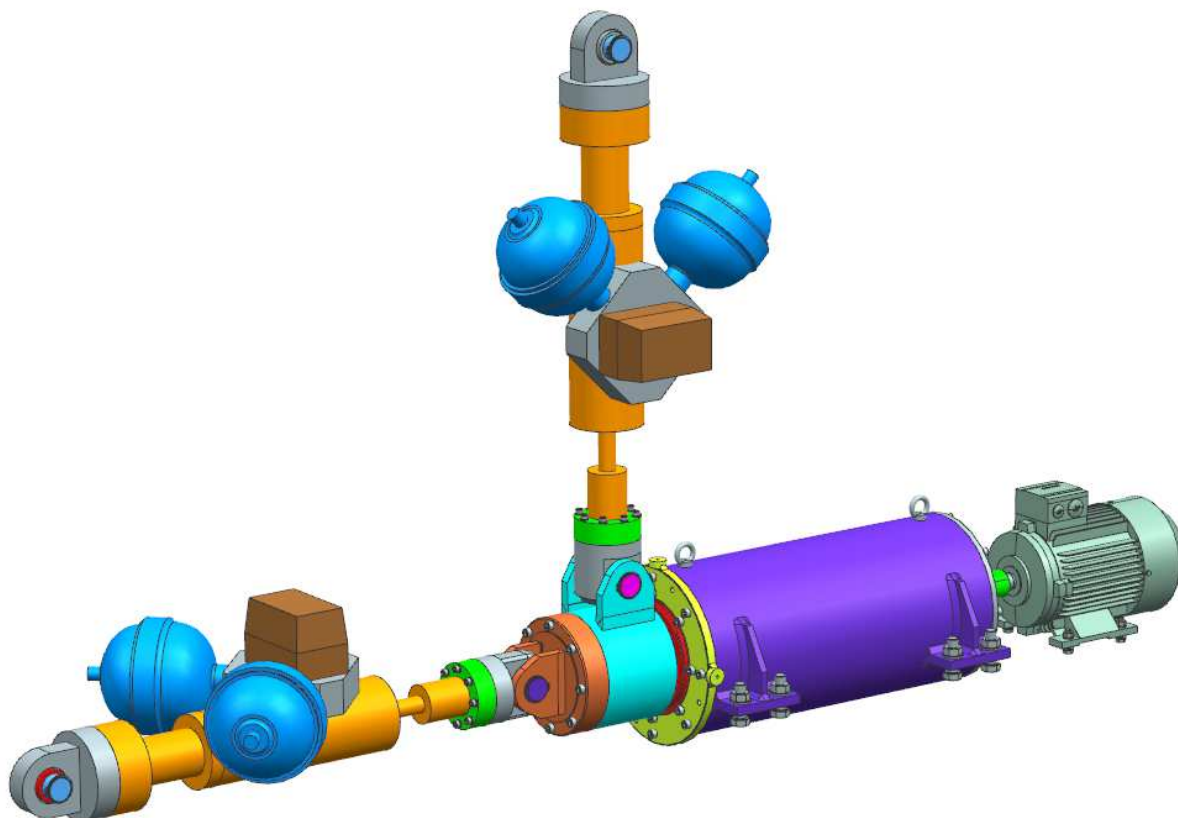
Obr. 4-19 Pružná vyrovnávací spojka KTR Rotex [33]

Spojka se skládá ze dvou rozvidlených kotoučů, mezi které zapadá elastomerový člen ve tvaru hvězdice. Hvězdicový mezikus je dostupný v provedení z různého materiálu, a tomu odpovídají také celkové vlastnosti. Spojka svou konstrukcí umožňuje eliminaci axiálního posuvu, nesouososti a odklonu os. Vhodná je také pro elektrickou izolaci mezi elektromotorem a hnanou hřídelí, čímž se odstraní vliv ložiskových proudů za chodu elektromotoru.

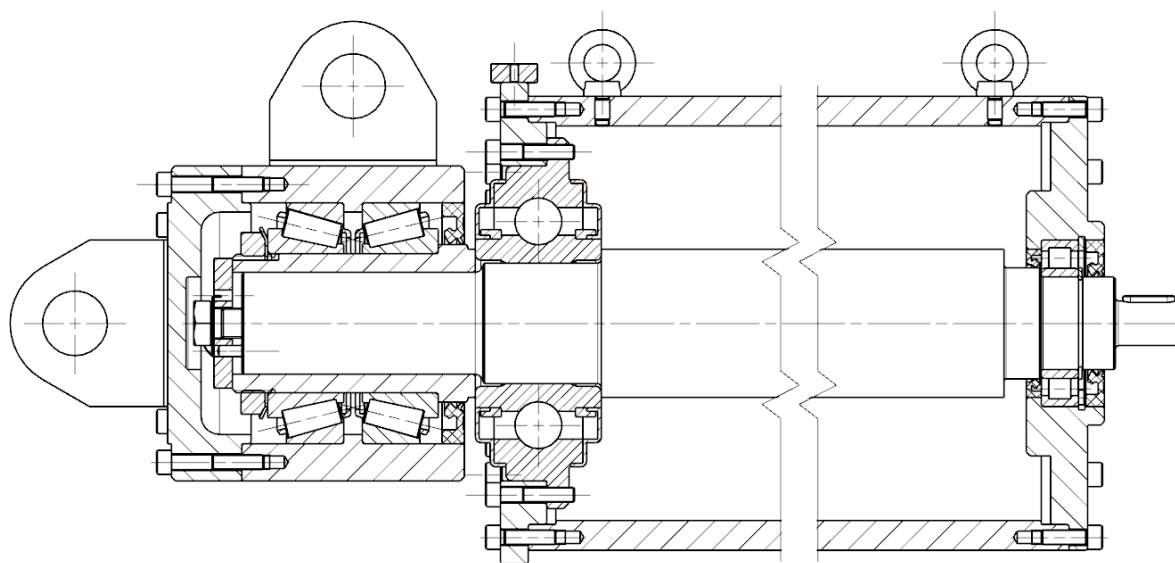
4.6 Konstrukce funkčních částí uložení ložisek, válců a pohonu

Tato část zkušebního zařízení je prakticky jeho „srdcem“ a určuje jeho hlavní vlastnosti. Konstrukce je řešena tak, aby co nejvěrněji simulovala podmínky namáhání v trakčním motoru. Zachována je rozteč ložisek i přibližný průměr hřídele. Hlavním nosným prvkem je silnostěnná ocelová trubka, která má z každé strany přírubová víka, jež slouží jako pouzdra ložiskové jednotky a válečkového ložiska. Pro usnadnění výměny ložiskové jednotky jsou pouzdra vybavena po obvodu čtyřmi závity M8. Do těchto otvorů se zašroubují šrouby a rovnoměrným utahováním se pouzdra vytáhnou z nosné trubky. Další konstrukční částí je otočný přechod pro uchycení hydraulických válců.

U částí, které vycházejí svým provedením z nakupovaných komponent, nebo vyplývají z konstrukce trakčního motoru, nebude prováděna pevnostní kontrola.



Obr. 4-20 Pohled na funkční část zkušebního zařízení



Obr. 4-21 Řez podsestavou uložení

4.6.1 Výpočet šroubových spojů v podsestavě uložení

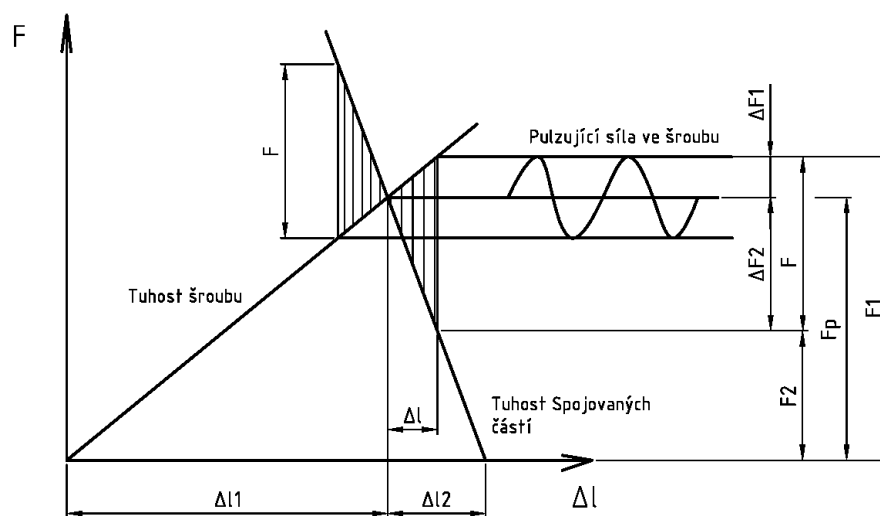
Šroubové spoje na zkušebním zařízení jsou dynamicky namáhané, tento vliv je třeba zohlednit také při návrhu a kontrole těchto spojů. Při procházení dostupné literatury bylo nalezeno několik přístupů a metod pro výpočty šroubových spojů, především v oblasti kritérií únavového poškození, volby součinitelů apod. Odkazy na některé z nich lze nalézt v literatuře.

Všechny šrouby použité pro zkušební zařízení budou běžně dostupné jakosti 8.8.

Kontrola šroubového spoje zkoušené ložiskové jednotky

Ložisková jednotka je přichycena osmi šrouby M8, které mají za úkol zachycovat axiální sílu. Velikost závitů a jejich počet je určen již samotnou ložiskovou jednotkou. Pro výpočet budeme uvažovat, že šrouby jsou zatěžované dynamickým střídavým zatížením o amplitudě síly od axiálního hydraulického válce.

Popis	Označení	Hodnota	Jednotky
Modul pružnosti	E	$2,1 \cdot 10^5$	[MPa]
Průměr šroubu	d	8	[mm]
Šířka spojovaných částí	l_2	20	[mm]
Mez kluzu v tahu pro šroub 8.8	Re	640	[MPa]
Mez únavy	σ_c	240	[MPa]



Obr. 4-22 Diagram sil ve šroubovém spoji

Provozní síly šroubového spoje

$$\text{Tuhost šroubu} \quad k_1 = \frac{F}{\Delta l_1} = \frac{E \cdot S_1}{l_1} = \frac{E_1 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}}{l_1} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4}}{25} = 422230,1 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$\text{Tuhost přírub} \quad k_2 = \frac{F}{\Delta l_2} = \frac{E \cdot S_1}{l_2} = \frac{E_2 \cdot \frac{\pi \cdot (D_s^2 - D_o)}{4}}{l_2} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot (23^2 - 9^2)}{4}}{20}$$

$$k_2 = 3694512,9 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$D_s = s + \frac{l_2}{2} = 13 + \frac{20}{2} = 23 \text{ mm}$$

$$\text{Zatěžující síla} \quad F = \frac{F_{Hx}}{i} = \frac{9988}{8} = 1248,5 \text{ N}$$

$$\text{Maximální síla ve spoji} \quad F_1 = (1 + \psi) \cdot F = (1 + 1) \cdot 1248,5 = 2497 \text{ N}$$

$$\text{Minimální síla ve spoji} \quad F_2 = \psi \cdot F = 1 \cdot 1248,5 = 1248,5 \text{ N}$$

$$\text{Přírůstek síly na šroub} \quad \Delta F_1 = F \frac{k_1}{k_1 + k_2} = 1248,5 \frac{422230,1}{422230,1 + 3694512,9} = 128,1 \text{ N}$$

$$\text{Přírůstek síly na příruby} \quad \Delta F_2 = F \frac{k_2}{k_1 + k_2} = 1248,5 \frac{3694512,9}{422230,1 + 3694512,9} = 1120,4 \text{ N}$$

$$\text{Síla předpětí spoje} \quad F_p = F_2 + \Delta F_2 = 1248,5 + 1120,4 = 2368,9 \text{ N}$$

Kontrola trvalé pevnosti

Pro místo v úseku závitu s přihlédnutím k vrubovému účinku závitu. Potřebné součinitele a výpočtové vztahy byly nalezeny v literatuře [10] a [11]

$$\text{Mez únavy pro vrub} \quad \sigma_c^* = \sigma_c \frac{\varepsilon_v \eta_p}{\beta}, \quad \beta = 1 + (\alpha - 1)q$$

Kde: β ... Součinitel vrubu dle Thuma,

α ... Součinitel tvaru,

q ... Vrubová citlivost.

Určení součinitele tvaru

Pro metrický závit lze v tabulkách nalézt hodnotu $\alpha = 2,5$

Určení vrubové citlivosti pomocí diagramu

Poloměr vrubu pro M8 je $\rho \approx 0,2 \text{ mm}$

$$\frac{Re}{Rm} = \frac{640}{800} = 0,8$$

$$q = 0,5(q_1 + q_2) = 0,5(0,48 + 0,58) = 0,53$$

Určení součinitele velikosti

Dle diagramu Pro tah/tlak a průměr 8mm odpovídá $\varepsilon_v = 1$

Určení součinitele jakosti povrchu

Pro drsnost povrchu $Ra 6,3$ a mez pevnosti $Rm = 800 \text{ MPa}$ odpovídá součinitel jakosti povrchu $\eta_p = 0,75$.

Z výše zjištěných údajů jsme již schopni vypočítat:

$$\text{Součinitel vrubu} \quad \beta = 1 + (\alpha - 1)q = 1 + (2,5 - 1)0,53 = 1,795$$

$$\text{Mez únavy pro vrub na součásti} \quad \sigma_c^* = \sigma_c \frac{\varepsilon_v \eta_p}{\beta} = 240 \frac{0,75 \cdot 1}{1,795} = 100,3 \text{ MPa}$$

Bezpečnost pro vrub vychází ze zjednodušeného Haighova diagramu, viz literatura.

$$\text{Střední napětí} \quad \sigma_m = \frac{F_p}{S_j} = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{2368,9}{\pi \cdot 7,188^2} = 58 \text{ MPa}$$

$$\text{Napětí amplitudy} \quad \sigma_a = \frac{\Delta F_1}{S_j} = \frac{\Delta F_1}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{128,1}{\pi \cdot 7,188^2} = 3,2 \text{ MPa}$$

$$\text{Fiktivní napětí} \quad \sigma_F = 2,5 \cdot Re = 2,5 \cdot 800 = 2000 \text{ MPa}$$

Koeficient bezpečnosti pro vrub

$$k^* = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}} = \frac{1}{\frac{3,2}{100,3} + \frac{58,3}{2000}} = 16,4$$

Kontrola statické pevnosti

Maximální napětí v jádře šroubu

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S_j} = \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{2497}{\frac{\pi \cdot 7,188^2}{4}} = 62 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost vůči mezi kluzu při maximální síle

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_1} = \frac{640}{62} = 10,3$$

Přibližné učení utahovacího momentu

$$M_u = 0,18 \cdot F_p \cdot d = 0,18 \cdot 2368,9 \cdot 8$$

$$M_u = 3411 \text{ Nmm} \Rightarrow 4 \text{ Nm}$$

Napětí vyvolané utahovacím momentem při zanedbání tření

$$\tau_k = \frac{M_u}{\frac{\pi}{16} \cdot d_2^3} = \frac{4000}{\frac{\pi}{16} \cdot 7,188^3} = 55 \text{ MPa}$$

Redukované napětí pro kombinované namáhání při utahování šroubu pro vyvození síly předpětí.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{58^2 + 3 \cdot 55^2} = 112 \text{ MPa}$$

Bezpečnost při předepnutí vůči mezi kluzu $k_p = \frac{Rm}{\sigma_{red}} = \frac{640}{112} = 5,7$

Závěr: šroubový spoj vyhovuje

Šroubový spoj pouzdra pro ložiskovou jednotku a nosné trubky

Spoj má celkem 8 šroubů umístěných symetricky okolo střídavé zatěžující síly od axiálního hydraulického válce

Zadané hodnoty			
Popis	Označení	Hodnota	Jednotky
Maximální síla od axiálního hydr. válce	F_{Hx}	9988	[N]
Celkový počet šroubů	i	8	[-]
Zvolená velikost šroubu	M8	8	[mm]
Délka spojovaných součástí	l_2	20	[mm]

Tab. 4-6 Zadané hodnoty

Pomocí výpočtového softwaru MITCALC byl šroubový spoj zkontrolován, viz 5. příloha

Závěr:	Statická bezpečnost vůči mezi kluzu	$k = 4,42$
	Výsledná dynamická bezpečnost	$k_c = 33,75$
	Utahovací moment	$M = 5,67 \text{ Nm}$
	Stanovisko	M8 VYHOVUJE

Šroubový spoj pro víko otočného přechodu a objímku

Spoj má celkem 8 šroubů umístěných symetricky okolo střídavé zatěžující síly od axiálního hydraulického válce.

Zadané hodnoty			
Popis	Označení	Hodnota	Jednotky
Maximální síla od axiálního hydr. válce	F_{Hx}	9988	[N]
Celkový počet šroubů	i	8	[-]
Zvolená velikost šroubu	M8	8	[mm]
Délka spojovaných součástí	l_2	38	[mm]

Tab. 4-7 Zadané hodnoty

Závěr:	Protokol výpočtu	6. příloha
	Statická bezpečnost vůči mezi kluzu	$k = 4,41$
	Výsledná dynamická bezpečnost	$k_c = 49,73$
	Utahovací moment	$M_u = 5,71 \text{ Nm}$
	Stanovisko	M8 VYHOVUJE

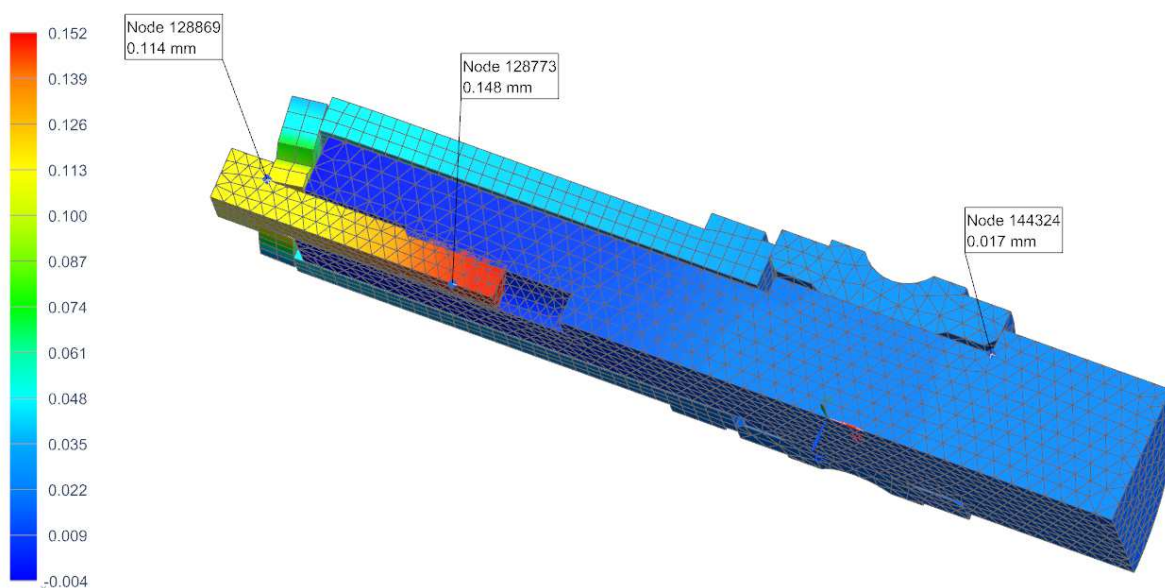
Šroubový spoj ve středu hřídele

U tohoto atypického šroubového spoje je značně složité vypočítat konstanty tuhosti šroubu a přírub, proto je tato úloha experimentálně namodelována vypočítána pomocí MKP.

Úloha je pro výpočet zjednodušená z důvodu osové symetrie. Je aplikováno pokusné zatížení velikosti $F_{MKP} = 40000$ N na oblast závitů šroubu. Plocha představující činný závit díry je vetknuta. Úloha je kontaktní s definovaným třením mezi styčnými plochami. Výsledkem je velikost posunutí v axiálním směru. Z těchto údajů lze již dopočítat potřebné tuhosti.

Kontrolovaný šroub M20 ISO 4017 – 8.8

SIMULACE_sroubu_simulace_sroub_sim2 : Copy of Solution 1 Result
Subcase - Loads, Constraints 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, X
Min : -0.004, Max : 0.152, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 4-23 Simulace předepnutí šroubu posunutí ve směru „X“

Tuhost šroubu $k_1 = \frac{F_{MKP}}{\Delta l_1} = \frac{40000}{0,148 - 0,114 + 0,017} = 784313,7 \text{ Nmm}^{-1}$

Tuhost přírub $k_2 = \frac{F_{MKP}}{\Delta l_2} = \frac{40000}{0,114 - 0,017} = 412371,1 \text{ Nmm}^{-1}$

Zatěžující síla $F = F_{Hx} = 9988 \text{ N}$

Maximální síla ve spoji $F_1 = (1 + \psi) \cdot F = (1 + 1) \cdot 9988 = 19976 \text{ N}$

Minimální síla ve spoji $F_2 = \psi \cdot F = 1 \cdot 9988 = 9988 \text{ N}$

Přírůstek síly na šroub $\Delta F_1 = F \frac{k_1}{k_1 + k_2} = 9988 \frac{784313,7}{784313,7 + 412371,1} = 6546,1 \text{ N}$

Přírůstek síly na příruby $\Delta F_2 = F \frac{k_2}{k_1 + k_2} = 9988 \frac{412371,1}{784313,7 + 412371,1} = 3441,8 \text{ N}$

Síla předpětí spoje $F_p = F_2 + \Delta F_2 = 9988 + 3441,8 = 13429,8 \text{ N}$

Kontrola trvalé pevnosti

Pro místo v úseku závitu s přihlédnutím k vrubovému účinku závitu. Potřebné součinitele a výpočtové vztahy byly nalezeny v literatuře [10] a [11]

$$\text{Mez únavy pro vrub} \quad \sigma_c^* = \sigma_c \frac{\varepsilon_v \eta_p}{\beta}, \quad \beta = 1 + (\alpha - 1)q$$

Kde: β ... Součinitel vrubu dle Thuma,

α ... Součinitel tvaru,

q ... Vrubová citlivost.

Určení součinitele tvaru

Pro metrický závit lze v tabulkách nalézt hodnotu $\alpha = 2,5$

Určení vrubové citlivosti pomocí diagramu

Poloměr vrubu pro M20 je $\rho \approx 0,4 \text{ mm}$

$$\frac{Re}{Rm} = \frac{640}{800} = 0,8$$

$$q = 0,5(q_1 + q_2) = 0,5(0,52 + 0,60) = 0,56$$

Určení součinitele velikosti

Dle diagramu Pro tah/tlak a průměr 16mm odpovídá $\varepsilon_v = 0,95$

Určení součinitele jakosti povrchu

Pro drsnost povrchu $Ra 6,3$ a mez pevnosti $Rm = 800 \text{ MPa}$ odpovídá součinitel jakosti povrchu $\eta_p = 0,75$.

Z výše zjištěných údajů jsme již schopni vypočítat:

$$\text{Součinitel vrubu} \quad \beta = 1 + (\alpha - 1)q = 1 + (2,5 - 1) \cdot 0,56 = 1,84$$

$$\text{Mez únavy pro vrub na součásti} \quad \sigma_c^* = \sigma_c \frac{\varepsilon_v \eta_p}{\beta} = 240 \frac{0,95 \cdot 0,75}{1,84} = 92,9 \text{ MPa}$$

Bezpečnost pro vrub vychází ze zjednodušeného Haighova diagramu viz literatura.

$$\text{Střední napětí} \quad \sigma_m = \frac{F_p}{S_j} = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{13429,8}{\frac{\pi \cdot 18,701^2}{4}} = 48,9 \text{ MPa}$$

$$\text{Napětí amplitudy} \quad \sigma_a = \frac{\Delta F_1}{S_j} = \frac{\Delta F_1}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{6546,1}{\frac{\pi \cdot 18,701^2}{4}} = 23,8 \text{ MPa}$$

$$\text{Fiktivní napětí} \quad \sigma_F = 2,5 \cdot Re = 2,5 \cdot 800 = 2000 \text{ MPa}$$

$$\text{Koeficient bezpečnosti pro vrub} \quad k^* = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}} = \frac{1}{\frac{23,8}{92,9} + \frac{48,9}{2000}} = 3,56$$

Kontrola statické pevnosti

Maximální tahové napětí v jádře šroubu
$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S_j} = \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{19976}{\frac{\pi \cdot 18,701^2}{4}} = 72,7 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost vůči mezi kluzu při maximální síle

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_1} = \frac{640}{72,7} = 8,8$$

Přibližné učení utahovacího momentu

$$M_u = 0,18 \cdot F_p \cdot d = 0,18 \cdot 13429,8 \cdot 20$$
$$M_u = 48347,28 \text{ Nmm} \Rightarrow 50 \text{ Nm}$$

Napětí vyvolané utahovacím momentem při zanedbání tření

$$\tau_k = \frac{M_u}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} = \frac{50000}{\frac{\pi \cdot 18,701^3}{16}} = 38,9 \text{ MPa}$$

Redukované napětí pro kombinované namáhání při utahování šroubu pro vyvození síly předpětí.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{48,9^2 + 3 \cdot 38,9^2} = 83,3 \text{ MPa}$$

Bezpečnost při předepnutí vůči mezi kluzu $k_p = \frac{Rm}{\sigma_{red}} = \frac{640}{83,3} = 7,68$

Závěr: šroubový spoj **vyhovuje**

4.6.2 Pevnostní kontrola ostatních částí

Pevnostní kontrola nosné trubky uložení ložisek

Jedná se o svařenec silnostěnné trubky a montážních patek s vyztuženými žebry. Pro výpočet bude předpokládáno, že plechy jsou plně provařené. Zatížení bude podobné jako při výpočtu šroubového spoje nosné trubky, viz kapitola rám a výpočet šroubů.

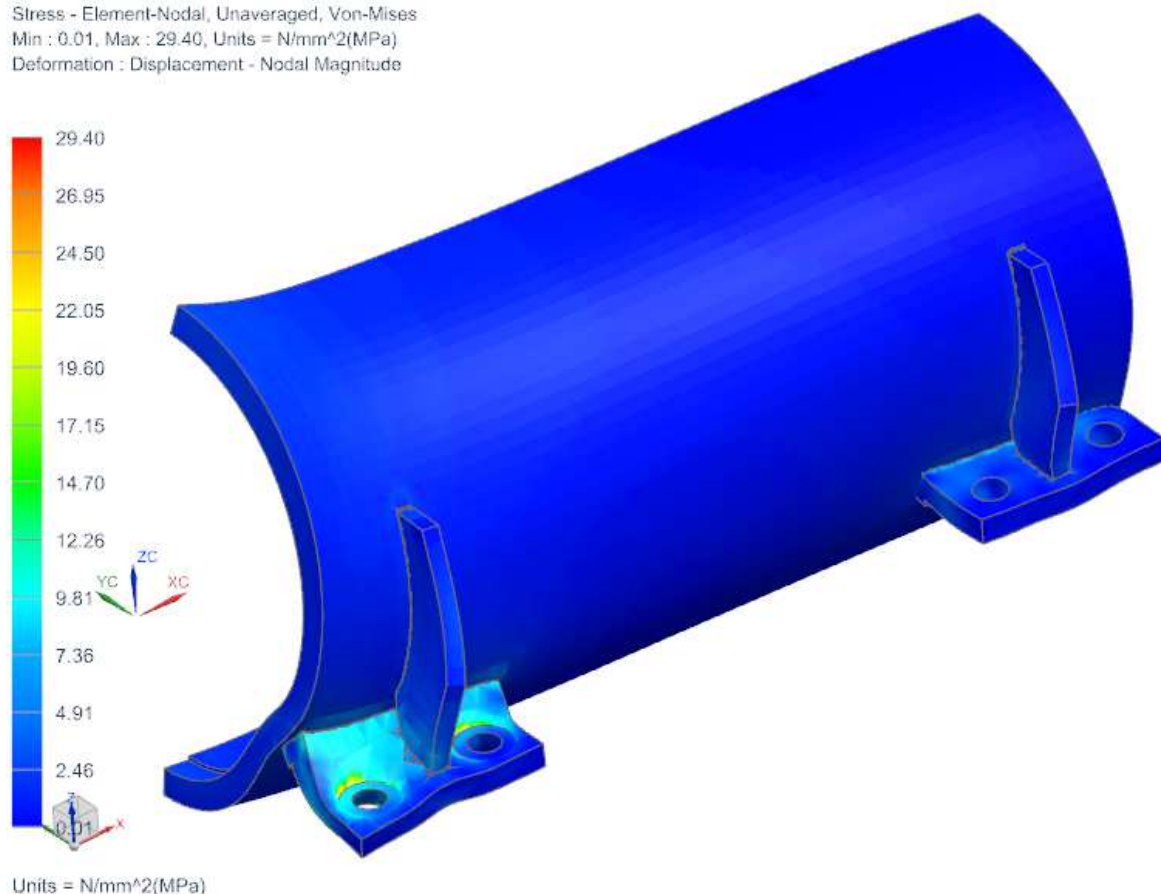
Materiál ČSN	trubky 11523.0	plechů 11373.0
Mez kluzu Re	333 MPa	186 MPa

Úloha byla simulována pomocí MKP zjednodušeně jako symetrická. Maximální nezpřůměrované napětí se nachází v oblasti uchycení šroubů $\sigma_{MKP} = 29,4 \text{ MPa}$.

Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$k = \frac{Rm}{\sigma_{MKP}} = \frac{186}{29,4} = 6,32 ; \text{ konstrukční řešení z hlediska pevnosti vyhovuje.}$$

Trubka_svařenec_clone_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.01, Max : 29.40, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

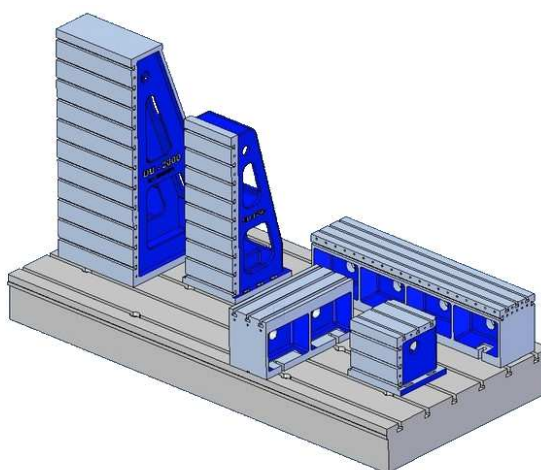


Obr. 4-24 Pevnostní analýza svařence nosné trubky

4.7 Návrh rámu zkušebního zařízení

Rám zkušebního zařízení by měl být v každém případě ukotven k tuhé základně, buď k montážnímu stolu, nebo montážními body v podlaze. Rám lze konstruovat dvěma způsoby. Prvním je použití stavebnicových a modulárních dílů, kterými je vybavena zkušebna, dalším je konstrukce jednoúčelového rámu pro tuto konkrétní zkoušku

Stavebnicový rám využívá univerzální prvky pro sestavení rámu a montážních bodů, například základovou montážní desku, různé univerzální konzoly, portály, upínky apod. Snahou zkušeben je vždy využít tuto koncepci, neboť je ekonomická. Po ukončení zkoušek ji lze dále používat a přestavovat. Speciální konstrukční řešení se používají pouze pokud je nelze jinak sestavit.



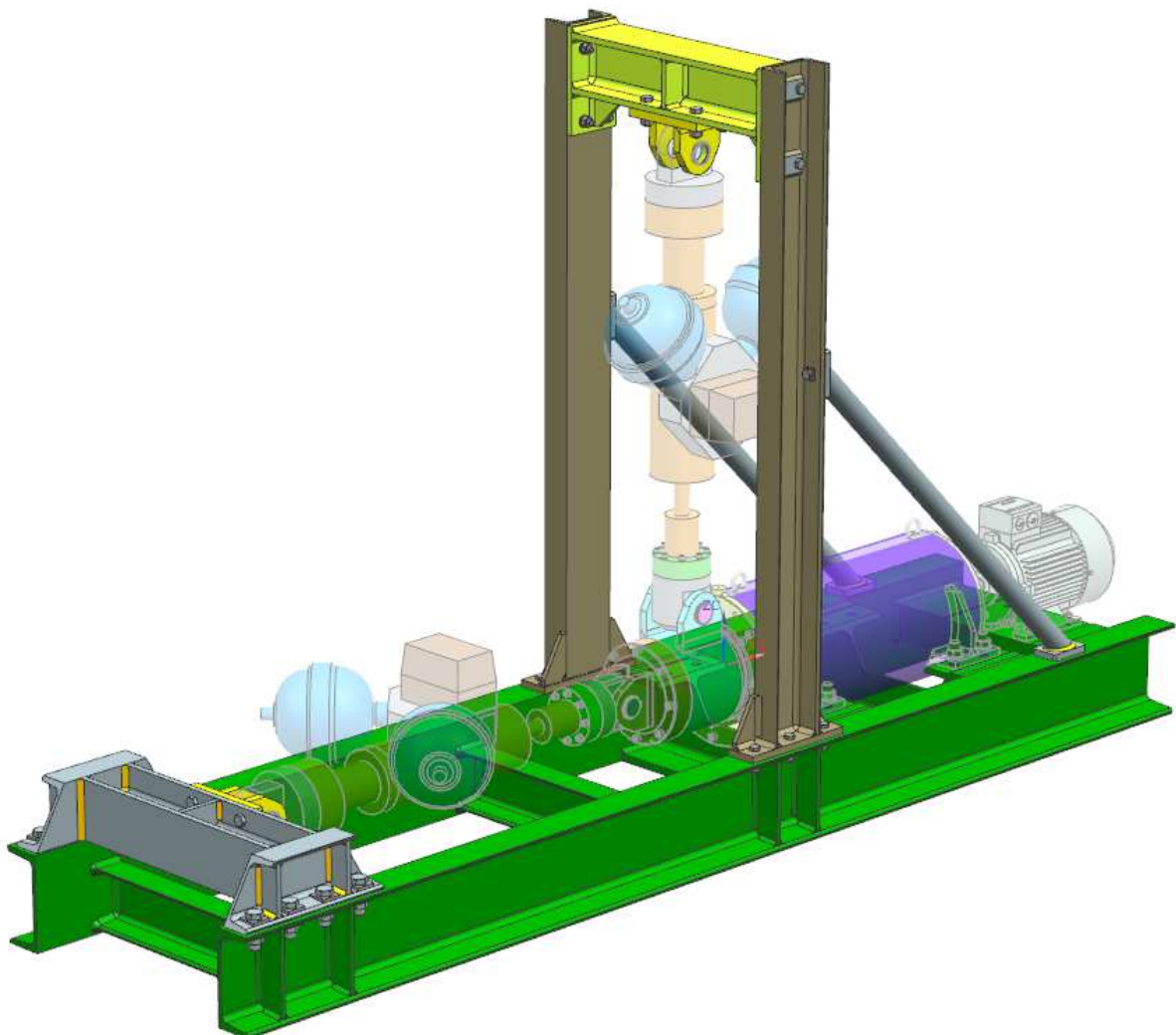
Obr. 4-25 Univerzální upínací prvky TOS Varnsdorf [42]

Jednúčelový rám je výhodný v případě často se opakujících identických zkoušek a v případě, že zkušebna nemá potřebné vybavení pro jeho stavebnicové provedení. Protože se prakticky vždy jedná o kusovou výrobu rámu v jednom exempláři, jsou rámy provedeny převážně jako svařované a šroubované konstrukce s využitím normalizovaných hutních polotovarů.

Pro konkrétní zkušební zařízení je uvažováno, že zkušebna má k dispozici pouze základní desku, ke které se povede upnutí rámu pomocí upínek, a celý rám bude jednúčelový pro danou aplikaci. Rám bude šroubovaný z několika svařených celků. Sestavení bude provedeno tak, aby byla zajištěná jistá modularita a byla možná záměna hydraulických válců za válce od jiného výrobce.

4.7.1 Konstrukční řešení

Navržený rám umožňuje uchycení všech funkčních částí zkušebního zařízení. Sestavení je provedeno z několika šroubovaných svařenců. Je kladen důraz na určitou sériovost součástí a polotovarů. K výrobě nejsou nutné žádné speciální technologie a rám může být vyroben v běžné dílně s obvyklým strojním vybavením. Z důvodu zaručené svařitelnosti je prioritní materiál polotovarů ČSN 11 373.



Obr. 4-26 Rám zkušebního zařízení se znázorněním funkční části

Hlavní rám používá jako základ dvou podélně umístěných profilů typu U160, na které jsou příčně přivařené dva profily HEB160 pro ukotvení nosné trubky, profil U160 pro montáž

elektromotoru a dvě zpevňující příčky U100. Pro vyztužení v místě šroubových spojů jsou použita žebra. Dosedací plochy nosné trubky a elektromotoru jsou po svaření frézované z důvodu zajištění přesnosti uložení.

Axiální příčník je svařen ze dvou bočnic (U100) vyztužených žebry a profilu HEB100, je přišroubován osmi šrouby M16 k hlavnímu rámu. Z důvodu šikmé stěny profilu U jsou použity podložky s úkosem, síly se přenášejí třením v dosedacích plochách. Úchyt axiálního válce je přichycen čtyřmi šrouby M12.

Úchyty pro hydraulické válce jsou pro axiální i radiální válec identické. Svařeny jsou z tyčoviny obdélníkového průřezu $\frac{1}{2}$ V svarem.

Radiální rám se skládá ze stojin U100 a patek s výztuhami, v oblasti přichycení radiálního příčníku je stěna profilu U100 zesílena přivařením ploché tyče.

Radiální příčník je sestaven z profilu HEB100 a silnostěnných plechů pro přišroubování ke stojinám šrouby M10. Úchyt hydraulického válce je stejný jako u axiálního příčníku.

Vzpěry radiálního rámu jsou použity z důvodu zajištění stability a pro snížení rizika kmitů. Vzpěra je z ocelové trubky, k níž jsou přivařené ploché tyče s dírou a závitem. Přichycení je k axiálnímu rámu a stojině rámu radiálního šrouby M10.

4.7.2 Potřebné výpočty rámu

4.7.2.1 Pevnostní simulace

Pevnostní kontrola profilů a svarů rámu bude provedena pomocí MKP. Výpočet je zjednodušen a zpracován jako symetrická úloha pro úsporu výpočetního času. Pro model je uvažováno, že ukotvení k základu je dostatečné a nedojde k odlehnutí spodní plochy. Hydraulické válce se zasouvají a vytvářejí tahové síly.

Materiál rámu	11373.0
Mez kluzu Re	186 MPa

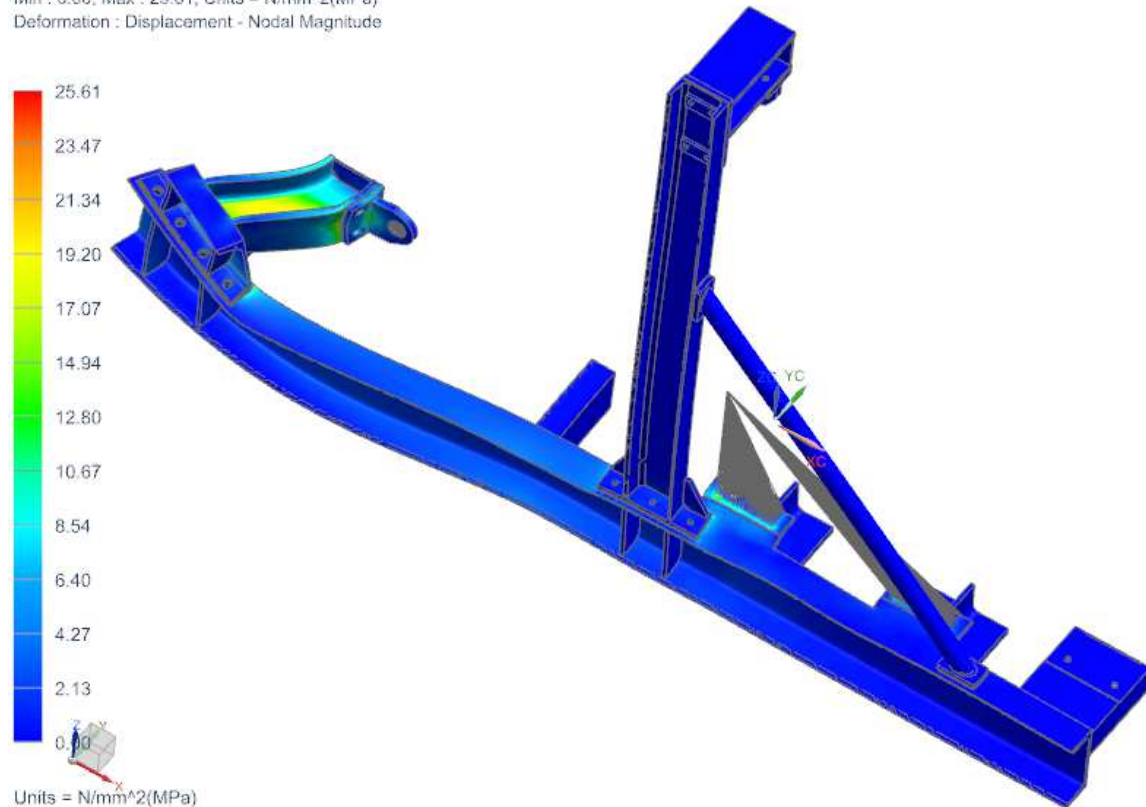
Maximální nezprůměrované napětí se nachází v oblasti uchycení šroubů $\sigma_{MKP} = 25,61$ MPa.

Maximální prosunutí je 0,0472 mm.

$$\text{Bezpečnost vůči mezi kluzu } k = \frac{Rm}{\sigma_{MKP}} = \frac{186}{25,61} = 7,26;$$

konstrukční řešení z hlediska pevnosti vyhovuje.

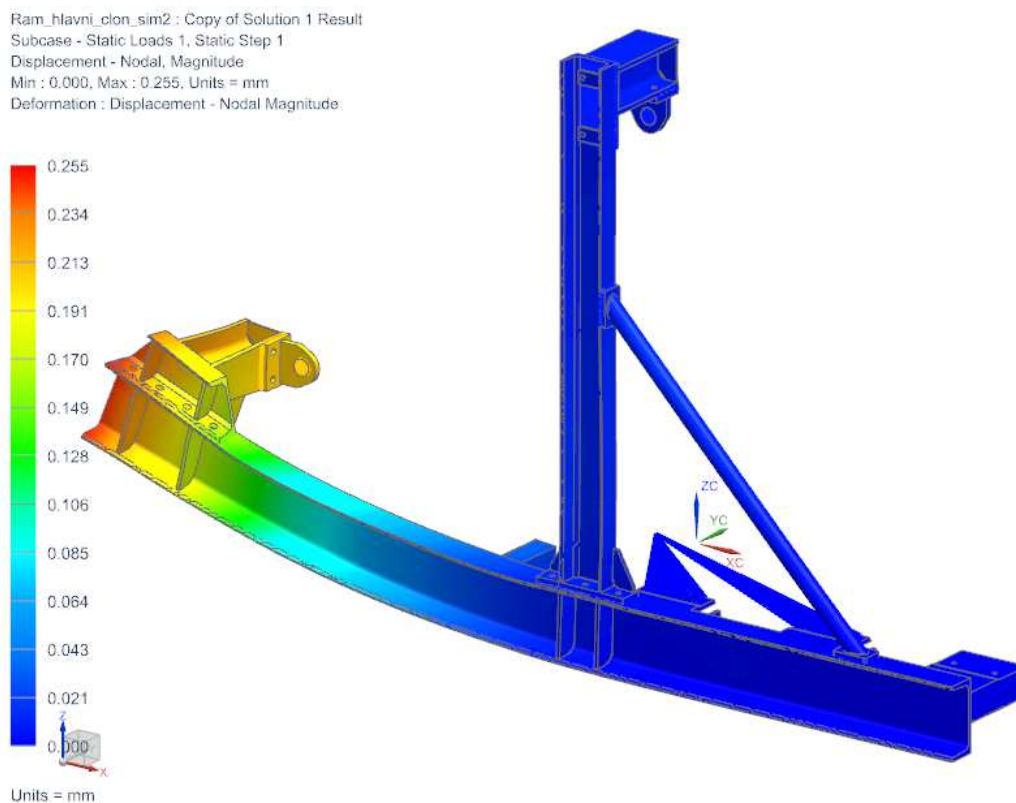
Ram_hlavni_clon_sim2 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 25.61, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 4-27 Pevnostní analýza rámu

Pro názornost byl vytvořen ještě výpočet, kdy je rám na podlaze pouze položen. Z níže uvedeného obrázku je patrný výrazný nárůst deformace (maximum 0,255 mm). Axiální rám se ohýbá ve směru působení síly, proto není provoz v těchto podmínkách pro zvolenou konstrukci dovolen.

V případě, že by byl požadavek zcela samonosného rámu, musela by být konstrukce přepracována. V ideálním případě by měla axiální síla od hydraulického válce působit v osách podélných profilů U160 a nevytvářet přídatný ohybový moment. Celý rám by musel být značně rozšířen z důvodu nedostatku prostoru pro hydraulické akumulátory a mít navíc své vlastní nohy nebo opěrné body. Další možností by bylo použití vzpěr. Požadavkem samonosnosti by se ovšem zvýšila materiálová i nákladová náročnost.



Obr. 4-28 Deformace rámu neukotveného k podlaze

4.7.2.2 Šroubové spoje

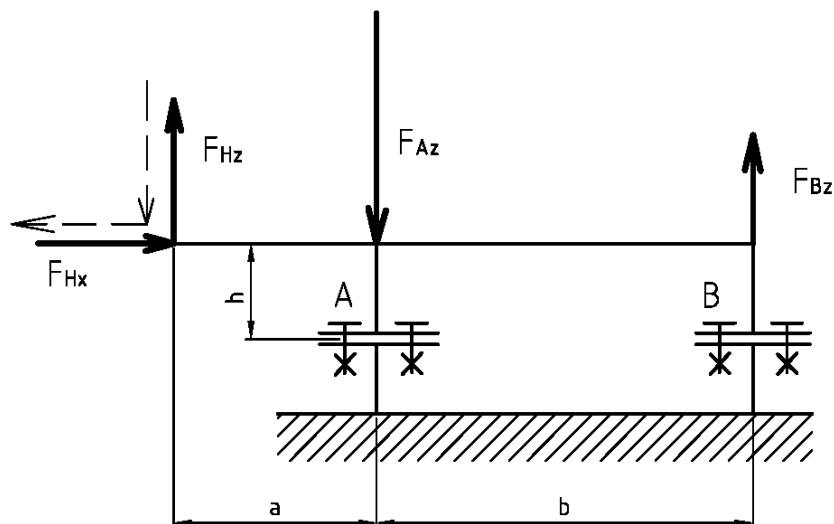
Jsou podobně jako spoje uložení dynamicky namáhané, proto bude provedena kontrola na únavu, výpočty budou provedeny pomocí SW Mitcalc.

Uchycení nosné trubky k rámu

Šroubový spoj je namáhán střídavými silami, axiální a radiální silou od hydraulických válců. Výpočet bude proveden pro nejvíce namáhaný šroub.

Zadané hodnoty			
Popis	Označení	Hodnota	Jednotky
Maximální síla od axiálního hydr. válce	F_{Hx}	9988	[N]
Maximální síla od radiálního hydr. válce	F_{Hz}	2652	[N]
Celkový počet šroubů	i	8	[-]
Delkové rozměry	a	154,5	[mm]
	b	534,5	[mm]
	h	53	[mm]
Délka spojovaných částí	l_2	26	[mm]
Součinitel tření	μ	0,15	[-]

Tab. 4-8 Zadané hodnoty



Obr. 4-29 Schematické znázornění šroubového spoje

Rovnováha momentů k bodu „B“

$$\sum_{i=1}^n M_{iB} = 0$$

$$F_{Hx} \cdot a + F_{Hz} \cdot h - F_{Az} \cdot b = 0$$

$$F_{Az} = \frac{F_{Hx} \cdot a + F_{Hz} \cdot h}{b} = \frac{9988 \cdot 154,5 + 2652 \cdot 53}{534,5} = 3150 \text{ N}$$

Rovnováha sil ve směru „Z“

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0$$

$$F_{Hz} - F_{Az} + F_{Bz} = 0$$

$$F_{Bz} = -F_{Hz} + F_{Az} = -2652 + 3150 = 498 \text{ N}$$

Normálová síla pro vytvoření třecí síly, jeden šroub

$$F_{N1} = \frac{F_{Hx}}{\mu \cdot i} = \frac{9988}{0,15 \cdot 8} = 8323,3 \text{ N}$$

Nejvíce namáhané šroubové spoje jsou v podpoře „A“ kde bude prováděna kontrola.

$$\text{Maximální síla na šroub } F_{A\max} = F_{N1} + \frac{F_{Az}}{i/2} = 8323,3 + \frac{3150}{8/2} = 9111 \text{ N}$$

$$\text{Minimální síla na šroub } F_{A\min} = F_{N1} - \frac{F_{Az}}{i/2} = 8323,3 - \frac{3150}{8/2} = 7536 \text{ N}$$

Závěr:	Protokol výpočtu	7. příloha
	Statická bezpečnost vůči mezi kluzu	$k = 3,32$
	Výsledná dynamická bezpečnost	$k^* = 52,1$
	Utahovací moment	$M_u = 64,46 \text{ Nm}$
	Stanovisko	M16
		VYHOVUJE

Stojina radiálního rámu – hlavní rám

Šroubový spoj je namáhán střídavou silou od radiálního hydraulického válce. Skládá se celkem z šesti šroubů, symetricky rozmístěných vůči zatěžující síle.

Zadané hodnoty			
Popis	Označení	Hodnota	Jednotky
Maximální síla od radiálního hydr. válce	F_{Hz}	2652	[N]
Celkový počet šroubů	i	6	[-]
Délka spojovaných částí	l_2	26	[mm]

Tab. 4-9 Zadané hodnoty

Střídavá síla působící na jeden šroub $F_A = \frac{F_{Hz}}{i} = \frac{2652}{6} = 442 \text{ N}$

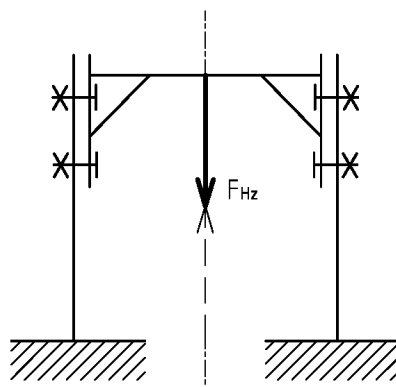
Závěr:	protokol výpočtu	8. příloha
	Statická bezpečnost vůči mezi kluzu	$k = 20,9$
	Výsledná dynamická bezpečnost	$k^* = 118,9$
	Utahovací moment	$M_u = 2,5 \text{ Nm}$
	Stanovisko	M10 VYHOVUJE

Stojina radiálního rámu příčník

Šroubový spoj je namáhán střídavou silou od radiálního válce, ve šroubovém spoji musí být takové předpětí, aby nedošlo k posunutí příčníku. Šrouby jsou umístěné symetricky vůči zatěžující síle.

Zadané hodnoty			
Popis	Označení	Hodnota	Jednotky
Maximální síla od radiálního hydr. válce	F_{Hz}	2652	[N]
Celkový počet šroubů	i	8	[-]
Délka spojovaných součástí	12	24,5	[mm]

Tab. 4-10 Zadané hodnoty



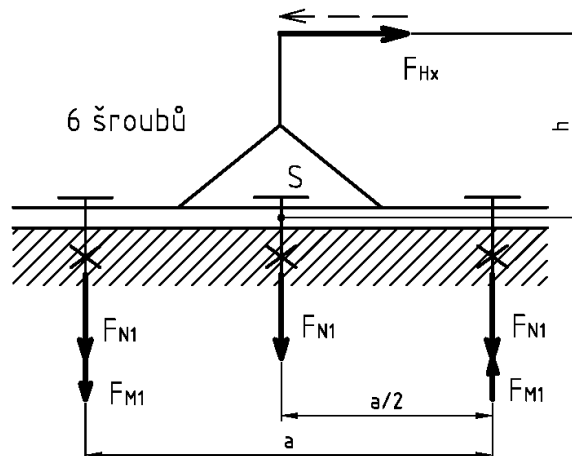
Obr. 4-30 Schematické znázornění šroubového spoje

Konstantní síla působící na jeden šroub $F_A = \frac{F_{Hz} / \mu}{n} = \frac{2652 / 0,15}{8} = 2210 \text{ N}$

Závěr:	Protokol výpočtu	9. příloha
	Statická bezpečnost vůči mezi kluzu	$k = 4,02$
	Utahovací moment	$M_u = 12,3 \text{ Nm}$
	Stanovisko	M10 VYHOVUJE

Uchytení axiálního příčnicku k rámu

Šroubový spoj je počítán jako šroubové pole, kdy vycházíme z rozložení tlaku v dosedacích plochách.



Obr. 4-31 Schematické znázornění šroubového spoje

Normálová síla pro vytvoření třecí síly, celková na všechny šrouby

$$F_N = \frac{F_{Hx}}{\mu} = \frac{9988}{0,15} = 65587 \text{ N}$$

Moment zatěžující síly od hydraulického válce vůči stykové ploše profilů

$$M = F_{Hx} \cdot h = 9988 \cdot 50 = 499400 \text{ Nmm}$$

Tlak ve stykové ploše profilů

$$p_N = \frac{F_N}{a \cdot b} = \frac{65587}{280 \cdot 100} = 2,342 \text{ MPa}$$

Tlak vyvolaný momentem M

$$M = F_R \cdot \frac{2}{3} \cdot b$$

$$M = \frac{1}{2} p_M \cdot \frac{b}{2} a \cdot \frac{2}{3} b$$

$$p_M = \frac{6M}{ab^2} = \frac{6 \cdot 499400}{280 \cdot 100^2} = 1,070 \text{ MPa}$$

Celkový maximální tlak ve stykové ploše profilů

$$p_{s \max} = p_N + p_M = 2,342 + 1,070 = 3,412 \text{ MPa}$$

Celkový minimální tlak ve stykových plochách profilů

$$p_{s\min} = p_N - p_M = 2,342 - 1,070 = 1,272 \text{ MPa}$$

Maximální síla působící na jeden šroub

$$F_{a\max} = \frac{p_{s\max} \cdot a \cdot b}{i} = \frac{3,412 \cdot 280 \cdot 100}{8} = 11942 \text{ N}$$

Minimální síla působící na jeden šroub

$$F_{a\min} = \frac{p_{s\max} \cdot a \cdot b}{i} = \frac{1,272 \cdot 280 \cdot 100}{8} = 4452 \text{ N}$$

Závěr:	Protokol výpočtu	10. příloha
	Statická bezpečnost vůči mezi kluzu	$k = 2,53$
	Výsledná dynamická bezpečnost	$k^* = 17,90$
	Utahovací moment	$M = 84,5 \text{ Nm}$
	Stanovisko	M16 VYHOVUJE

Uchycení axiálního válce

Spoj je namáhán maximální silou od hydraulického válce

Zadané hodnoty			
Popis	Označení	Hodnota	Jednotky
Maximální síla od axiálního hydr. válce	F_{Hx}	9988	[N]
Celkový počet šroubů	i	4	[-]
Délka spojovaných součástí	12	24	[mm]

Tab. 4-11 Zadané hodnoty

Střídavá síla působící na jeden šroub $F_A = \frac{F_{Hx}}{n} = \frac{9988}{4} = 2497 \text{ N}$

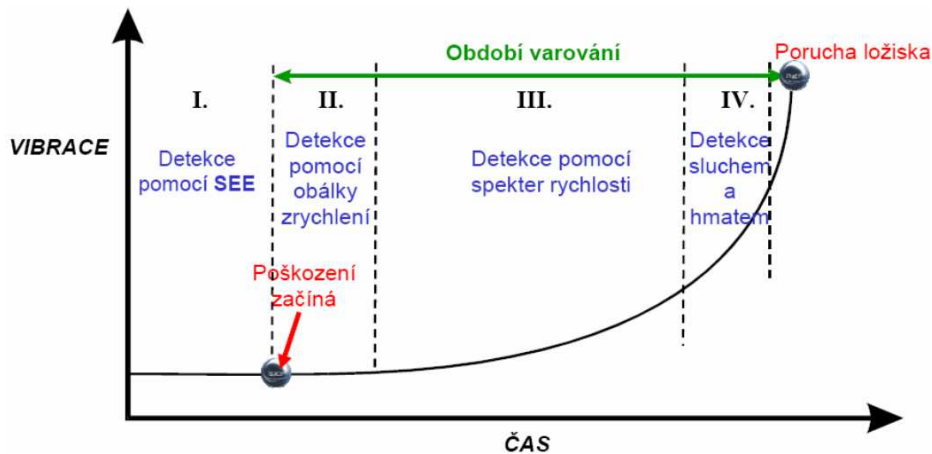
Závěr:	Protokol výpočtu	11. příloha
	Statická bezpečnost vůči mezi kluzu	$k = 5,2$
	Výsledná dynamická bezpečnost	$k^* = 22,4$
	Utahovací moment	$M = 16,3 \text{ Nm}$
	Stanovisko	M12 VYHOVUJE

4.1 Detekce poškození ložiska

Diagnostika ložisek je značně obsáhlá problematika a její detailní řešení by přesáhlo rámec této práce, proto bude k tomuto tématu přistupováno zjednodušenou formou.

Pro diagnostiku poškození ložisek se dnes v průmyslové praxi používá řada metod. Jednotlivé metody jsou v zásadě vhodné pro různá stadia poškození ložiska. Kontrolu ložiska lze provádět přetržitě, kdy je snímání dat prováděno v určitých časových periodách nebo jako kontinuální monitoring. V závislosti na použití existují jednoúčelové měřicí přístroje nebo sofistikované monitorovací systémy schopné obsáhnout několik měřících a vyhodnocovacích metod (např. přístroje SKF Microlog, nebo Multilog).

Pro detekci vznikajícího poškození lze aplikovat metody na bázi snímání a vyhodnocování akustické emise (např. SEE) v oblasti frekvencí přibližně 250 až 300 kHz. Další fázi poškození lze již detekovat pomocí vibrací např. pomocí shock pulse metod (SPM), kdy dochází využití rezonanční frekvence snímače (30 až 40 kHz). Ve fázi velkého poškození lze měření provádět již standardními akcelerometry a následně provádět zpracování a vyhodnocení signálu pomocí určité metody. V poslední fázi životnosti ložisek, těsně před havárií, rapidně vzrůstá oteplení a slyšitelný hluk.



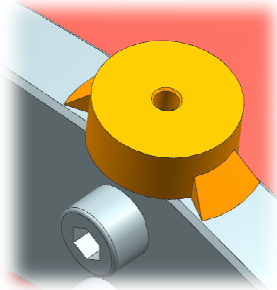
Obr. 4-32 Metody diagnostiky při různém stupni poškození [7]

Výčet metod vibrační diagnostiky ložisek [41]

- Shock Pulse Method (SPM)
- Bearing Condition Unit (BCU)
- Kurtosis
- Spike energy (SE)
- K(t) parametr
- Kv Crest factor
- Metoda Q (ČVUT Praha)
- High Frequency Detection (HFD)
- Obálková analýza – Envelope
- Spektral Emitted Energy (SEE)

Pro konkrétní aplikaci, kdy je cílem sestavit zařízení pro testování ložisek, je vhodné využít pro diagnostiku více metod a mít následně k dispozici několik nezávislých podkladů pro zhodnocení. Z tohoto důvodu bude prováděna diagnostika metodou akustické emise, SPM a vyhodnocování celkových vibrací. Dostupné komerční akcelerometry nejsou schopné pokrýt svým měřícím rozsahem tak širokou oblast, proto bude nutné použít akcelerometry různých typů. Na trhu lze najít také akcelerometry kombinované, například akcelerometr/SEE snímač nebo akcelerometr/snímač teploty. Pro umístění akcelerometrů je vhodné najít takovou pozici,

kdy měření nebude zkresleno například útlumem apod. Většinou platí, že akcelerometr musí být umístěn přímo na součásti, kde se nachází ložisko. Snímače akustické emise by měly být směřované z té strany ložiska, ze které se předpokládá reakční síla od zatížení. Pro přesnost měření za vyšších frekvencí jsou akcelerometry montovány pomocí závitů do přípravků přivařených k pouzdru ložiskové jednotky.



Obr. 4-33 Montážní místo akcelerometru

Bohužel se ve zkušebním zařízení nachází řada jiných zdrojů vibrací, jako jsou pomocná ložiska a hydraulické prvky. Z toho vyplývá, že zhodnocení signálu bude značně problematické.

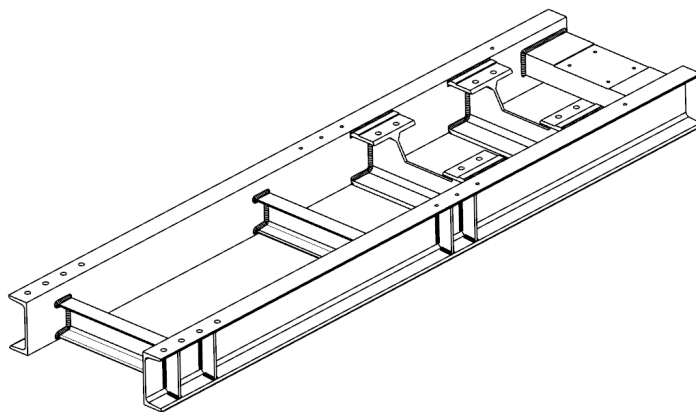
Nejjednodušší metodou diagnostiky je využít jednoúčelový přístroj pro analýzu poškození ložisek, například SKF Microlog CMXA 80, jedná se o čtyřkanálový měřicí a vyhodnocovací přístroj. Výhodou je, že součástí je jisté know-how v oblasti diagnostiky a detekce poškození ložisek.



Obr. 4-34 SKF Microlog CMXA 80 [43]

5 Technologický postup zvolené části nástavby

Níže bude uveden technologický postup pro hlavní rám. Protože se jedná o kusovou výrobu, předpokládá se, že výrobní práci bude zastávat zkušený pracovník, proto není výrobní postup rozpracován příliš podrobně, tím je myšleno, že nebude proveden rozklad na úseky, úkony a pohyby. Z důvodu neznalosti strojního vybavení v podniku nebudou uvedeny konkrétní stroje ani nástroje. Výrobní výkres svařence axiálního rámu je součástí příloh.



Obr. 5-1 Rám axiální

VÝROBNÍ POSTUP		Název součásti: Rám axiální	Číslo výkresu: DP KKS 14-1/1
Č. operace	Stroj; Nástroj	Popis operace	
1	Strojní pila;	Řezat polotovary, rozměry dle výkresové dokumentace; Pozice 1 až 6	
2	Strojní pila;	Profily HEB160 (pozice 3) naříznout do hloubky 80, úhel 120	
3	Kyslík - acetylenová souprava; řezací hořák	Proříznout stojinu profilu HEB160 (pozice 3)	
4	Frézka	Profil HEB160 příprava pro 1/2 V svar (pozice 3)	
5	Zámečnická dílna; úhlová bruska	Srazit hrany, odhrotovat	
6	Zámečnická dílna	Orýsovat polohy jednotlivých dílů svařence	
7	Zámečnická dílna; svářečka	Upnout ke stolu; nastehovat sestavu; pozice 1 až 6	
8	Zámečnická dílna	Kontrola rozměrů	
9	Zámečnická dílna svářečka	Rám svařit	
10	Zámečnická dílna;	Svary čistit; spodní 1/2 V zabrousit do roviny	
11	Zámečnická dílna; lis	Rám rovnat	
12	Frézka	Obrobit dosedací plochy šíře 360 a 200	
13	Vrtačka	Vrtat otvory průměru 10, 11, 17,5	
14	Kontrolní pracoviště	Kontrola rozměrů	

Tab. 5-1 Výrobní postup pro Rám axiální

6 Návrh metodiky zkoušení

6.1 Průběh zkoušky

Ložisková jednotka bude odpovědným pracovníkem zamontována do sestavy zkušebního zařízení. Po seřízení a nastavení hydraulického a regulačního obvodu bude započata zkouška.

Na ložiskovou jednotku bude vyvíjena proměnná síla v časové smyčce, která bude odpovídat jistému typickému úseku ze záznamu jízdních zkoušek. Pokud bude testování prováděno při proměnlivých otáčkách odpovídajících jízdě, nelze zhustit signál, protože zkušební podmínky by byly nereálné. Při provozu za průměrných konstantních otáček je možné provést určité zhuštění signálu, a tím zkrátit zkušební dobu. Důležité je udržet přípustnou teplotu v ložiskách z důvodu správného mazání. V případě nadměrného ohřívání je nutné provádět chlazení například ventilátorem.

Za provozu musí být nepřetržitě, případně průběžně, snímána data z akcelerometrů a snímačů akustické emise a teploty. Tato data musejí být zpracována a na základě nich vyhodnocen stupeň poškození. Po překročení určité hranice musí být zkouška zastavena a ložisko vyjmuto.

Ložisko se zcela demontuje včetně prachovek, klece a kuliček. Proběhne očištění a následně odborník na ložiskovou problematiku posoudí příčiny poškození a životnost ložiska.

6.2 Bezpečnostní opatření

Protože se při provozu pracuje s tlakovým olejem a relativně velkými silami, nevyplatí se podceňovat bezpečnostní rizika. Průběh zkoušky musí být nepřetržitě monitorován. V krizových případech musí dojít k okamžitému zastavení zkoušky.

Nouzový signál:

Teplota – při překročení teploty nad určitou hranici v oblasti zkoušené ložiskové jednotky nebo v ostatních částech zkušebního zařízení.

Posunutí pístní tyče – většina zkušebních válců má integrovaný systém odměřování polohy pístní tyče a i když nebude primárně využit pro běh zkoušky, je dobré ho využít jako bezpečnostního prvku. Zvětšená hodnota posunutí pístní tyče, než je obvyklá, ukazuje na zvětšení vůle v ložisku, případně na povolení šroubových spojů, či dokonce jejich utržení. V tuto chvíli se nachází hydraulický válec neřízen a může způsobit škody na majetku nebo dokonce na zdraví.

Vizuální kontrola – má význam především v oblasti úniků tlakového oleje a jiných poruch. Pro tyto účely se používají „stop“ tlačítka, která zastaví celý systém.

Pokud řídicí systém zaznamená jednu z výše zmíněných odchylek, musí být schopen vykonat nouzové zastavení.

7 Technickoekonomické hodnocení

Zkušební zařízení je ve svém oboru unikátem a ani po důkladné rešerši nebylo nalezeno žádné podobné zařízení pro porovnání technických a ekonomických vlastností. Proto se zaměříme pouze hrubé zhodnocení.

7.1 Technické hodnocení

Protože v době návrhu konstrukčního řešení nebyly známy podmínky, ve kterých bude zařízení pracovat, ani jaké bude počáteční vybavení zkušebny, je konstrukce řešena modulárně. Do zařízení lze snadno implementovat například hydraulické válce nebo sensorové vybavení od různých výrobců. Tato vlastnost je zachována především z toho důvodu, že při realizaci zařízení by rozhodovala o nákupu vybavení především cena. Bohužel použité sofistikované hydraulické vybavení je prakticky vždy vyráběné zakázkově a cena je dostupná pouze na poptání u výrobců nebo jejich obchodních zástupců. Když neznáme prodejní cenu několika konkurenčních produktů, stěží se můžeme rozhodnout pro vybrání jednoho z nich.

7.2 Ekonomické hodnocení

Ceny hydraulického, sensorového ani řídicího vybavení nebyly bohužel zjištěny, proto ani celkovou cenu zkušebního zařízení nelze bez jejich znalosti určit. Lze ale předpokládat, že cena pouze hydraulické řídicí a sensorové části je stovky tisíc korun a několikanásobně převyšuje výrobní cenu rámu a uložení ložisek. Proto musí být ve zkušebním zařízení použito univerzální technické vybavení, které nalezne uplatnění v jiných aplikacích než v tomto jednorúčelovém stroji. V případě, že se vybavení bude nakupovat a používat pouze pro tuto aplikaci, zkušební zařízení se komerčně nevyplatí.

Všechny vyráběné části zařízení jsou vyrobeny pomocí normalizovaných polotvarů běžně dostupnými technologiemi, kterými disponuje většina strojních dílen.

8 Závěr

Zadáním diplomové práce bylo vytvořit zkušební zařízení pro zkoušení ložiskové jednotky trolejbusového trakčního motoru, jež má splňovat zadané požadavky dle vstupní specifikace. Byla zpracována rešerše a navrženo několik variant řešení.

Výsledné zařízení je schopné na zkoušenou ložiskovou jednotku působit předem definovanou silou nezávisle ve dvou osách. Provoz může být za konstantních nebo proměnlivých otáček v závislosti na použitém pohonu. Simulace sil je tedy relativně věrná a můžeme říci, že ložisko je zatěžováno obdobně jako v průběhu jízdy trolejbusu.

Byla zpracována problematika použitého hydraulického vybavení a způsobu řízení síly. Z důvodu vysoké ceny hydraulických a řídicích komponent je v konstrukci ponechána určitá volnost a může být použito odlišných hydraulických válců a pomocných prvků. Případně lze použít univerzální prvky, pokud je zkušebna vlastní.

Rám zařízení je navržen jako nesamonosný kupnutí na rovinné upínací desce. Celé konstrukční řešení využívá ve vysoké míře normalizovaných a snadno dostupných polotovarů. Některé konstrukční celky jsou jako hotové nakupovány od jiných firem.

Jako vedlejší produkt diplomové práce vznikl kompletní 3D model zkušebního zařízení, z něhož byla následně vytvořena požadovaná výkresová dokumentace a provedeny pevnostní analýzy důležitých částí.

Věřím, že tato diplomová práce bude mít přínos také v oblasti popisu a stručného seznámení s prvky testovací hydrauliky, protože k tomuto tématu je publikací poskromnu.

9 Literatura

9.1 Knižní publikace

- [1] ŠINDELÁŘ, Michal; MAZNÝ, Petr; ŠPLÍCHAL, Karel. *Historie trolejbusů Škoda*. Plzeň : Škoda, 2005. 133 s.
- [2] NELHÜBEL, Jan. *Atlas trolejbusů 2012: provoz trolejbusů na území České a Slovenské republiky : přehled současně provozovaných typů vozidel : statistika vozidel*. 1. vyd. Ostrava: Pro trolejbusy, 2012. ISBN 978-80-260-2548-1.
- [3] HOUŠŤ, Pavel. *Pomocné pohony modernizovaných trolejbusu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 36 s. Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [4] SKF GROUP. *Railway technical handbook: Volume 2*. 2012. ISBN 978-91-978966-6-5. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/tcm:12-96059/13085EN.pdf>.
- [5] SKF GROUP. *SKF Hlavní katalog: katalog 6000 CS*. 2007, 1130 s.
- [6] WIEDEMANN, E. a W. KELLENBERGER. *Konstrukce elektrických strojů*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1973, 652 s.
- [7] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: část Vibrační diagnostika* [online]. 2012 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/BilosovaVIBDI_skripta.pdf
- [8] HOUŠŤ, Pavel. *Pomocné pohony modernizovaných trolejbusu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 36 s. Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [9] *Railway technical handbook: a handbook for the industrial designer and operator. Vol. 1*. Göteborg: SKF, 2011. ISBN 978-919-7896-634.
- [10] HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2007. Dostupné z: http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Prednasky_VaKSD.pdf
- [11] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 1999, Iviii, 313 s. Edice strojaře. ISBN 80-722-6055-3.
- [12] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003, xv, 865 s. ISBN 80-864-9074-2.

9.2 Internetové zdroje

- [13] Siemens History Site: First trolleybus in the world. *Siemens* [online]. 2011 [cit. 2014-04-22]. Dostupné z: http://www.siemens.com/history/en/news/1071_trolleybus.htm
- [14] Historie trolejbusu. *Rajmmodel* [online]. [cit. 2014-04-22]. Dostupné z: <http://rajmmodel.webnode.cz/historie-trolejbusu/>
- [15] České Velenice: První trolejbusy v Rakousko - Uhersku. *Společnost pro veřejnou dopravu* [online]. [cit. 2014-04-22]. Dostupné z: <http://www.spvd.cz/index.php/ceske-velenice>
- [16] Trolejbus na mostě. [online]. [cit. 2014-04-22]. Dostupné z: http://2.bp.blogspot.com/_D0794TaE7F0/TVJopXDOjhI/AAAAAAAAAG2A/4hYYOI-TaOts/s1600/TrolejbusNaMoste.jpg

- [17] Rozhledy agrárního venkova: Přeshraniční městská doprava. *Rozhledy agrárního venkova* [online]. 2011 [cit. 2014-04-22]. Dostupné z: <http://rozhledyav.blogspot.cz/2011/02/preshranicni-mestska-doprava.html>
- [18] Trolleybuses in London. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-04-22]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Trolleybuses_in_London
- [19] *IDnes.cz: Přesně před čtyřiceti lety projely Prahou poslední trolejbusy* [online]. 2012 [cit. 2014-04-22]. Dostupné z: http://praha.idnes.cz/trolejbusy-v-praze-0ay-/praha-zpravy.aspx?c=A121013_180748_praha-zpravy_sfo
- [20] Trolejbusy Škoda. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Trolejbusy_%C5%A0koda
- [21] Hradecké trolejbusy. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://hradecketrolejbusy.cz/31tr.php>
- [22] Trolleybus UK. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://www.tbus.org.uk/home.htm>
- [23] Hess AG: LighTram. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://www.hess-ag.ch/en/busse/trolleybusse/lightram.php>
- [24] Podvozek trolejbusu. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: http://nd01.jxs.cz/655/228/e33f9bf0ad_46790377_o2.jpg
- [25] Press Kit. *ZF Friedrichshafen AG* [online]. 2013 [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: http://www.zf.com/corporate/en/press/media_service/press_kits/2013_uitp/uitp.html
- [26] Pitted Bearing. [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: http://www.differentials.com/wp-content/uploads/2011/12/Pitted-Bearing_0159.jpg
- [27] Udělej si sám: výměna ložiska řízení. *MOTOR-PRESSE BOHEMIA S.R.O. Motocykl-online* [online]. 2010 [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: <http://www.motocykl-online.cz/reportaze/16895-udelej-si-sam-vymena-loziska-rizeni>
- [28] False-brinelling. [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: <http://wpcore.lmt.s3.amazonaws.com/wp-content/uploads/2013/04/False-brinelling-300x300.jpg>
- [29] How to prevent electrical bearing damage. *Precision Electric, Inc.* [online]. 2012 [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: <http://www.precision-elec.com/can-i-use-my-general-purpose-electric-motor-with-a-vfd/>
- [30] How bearings fail: a closer look at wear. *Linear Motion Tips* [online]. 2013 [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: <http://www.linearmotiontips.com/how-bearings-fail-a-closer-look-at-wear/>
- [31] Kuželíková ložiska, jednořadá. *SKF* [online]. [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row/index.html?prodid=1310003215&imperial=false>
- [32] Válečková ložiska. *SKF* [online]. [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/productdetail.html?prodid=1490210210&lang=en&imperial=false&switch=y>
- [33] Katalog KTR Rotex. *KTR* [online]. [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: https://www.ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/en/en_gesamt/001_rotex_en.pdf
- [34] Series 244 Hydraulic Actuators. *MTS* [online]. 1999 [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://www.mts.com/ucm/groups/public/documents/library/dev_002093.pdf
- [35] Inova Testing Systems: Actuators. *Inova Testing Systems* [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.inovatesting.net/en/products/actuators/>

- [36] Hydraulic products and hydraulic systems: Downloads. *Haenchen-Hydraulic* [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.haenchen-hydraulic.com/downloads-hydraulic-products-hydraulic-systems.htm>
- [37] Inova Testing Systems: Joints. *Inova Testing Systems* [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.inovatesting.net/en/products/joints/>
- [38] Rerosa: Ukončení pístnice. *Rerosa Hydraulika* [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.rerosa.cz/ukoncenipistnice345.html>
- [39] Force Sensors - Force Transducers. *Lorenz Messertechnik* [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://www.lorenz-messtechnik.de/english/products/compression_tension.php
- [40] Servovalves with integrated Electronics: D765 Series. *Moog* [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.moog.com/literature/ICD/d765seriesvalves.pdf>
- [41] Ložiska-diagnostika. SKF GROUP. *Sřřední průmyslová škola strojnická, Olomouc* [online]. 2007 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.spssol.cz/~vyuka/TRIDY/3.B/CAD/3%C2%B0P%C5%98EVODOVKA/LO%C5%BDISKA%20SKF/Prezentace/Lo%C5%BEiska-diagnostika.pdf>
- [42] Upínací zařízení. *TOS Varnsdorf a.s.* [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.tosvarnsdorf.cz/cz/produkty/prislusenstvi/upinaci-zarizeni/>
- [43] The SKF Microlog series catalogue. *SKF Group* [online]. 2014 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-144316/CM-P1-14285-1-EN-SKF-Microlog-Product-Catalog.pdf>

9.3 Ostatní zdroje

- [44] Provozní měření na kardanu hřídele vozu 30Tr a zrychlení na štitu motoru a rámu vozu, VYZ-1254-040-01N, VZÚ Plzeň, 2012.
- [45] Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu
- [46] ISO 15243. *Rolling bearings - Damage and failures - Terms, characteristics and causes*. Geneva, 2004.

9.4 Použitý software

MITCalc verze 1.70	výpočty strojních částí,
ITI SimulationX 3.6	Simulační SW
Siemens NX 8.5	CAx SW

PŘÍLOHY

Výpočtové protokoly a specifikace

1. Příloha - protokol výpočtu kuželíkových ložisek



Bearing Data

Bearing designation	d	D	B	C	Co
33215/Q	75 mm	130 mm	41 mm	209 kN	300 kN

1. Bearing life

Message

The given F_r (1.33 kN) is replaced by the induced F_r (29.3 kN) for checking bearing loading condition

Result

L10mh SKF rating life	>1000000 hour
aSKF SKF life modification factor aSKF	50
κ Viscosity ratio	2.59
P Equivalent dynamic bearing load	15.2 kN
η_c Factor for contamination level	0.85
v1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	10.9 mm ² /s
L10h Basic rating life	93512.2 hour
C/P Load ratio	13.8

Input Parameters

Fr Radial load	1.326 kN
Fa Axial load	10.462 kN
ni Rotational speed of the inner ring	1110 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	80 °C
Lubricant type and cleanliness Select from list	High cleanliness (sealed bearing)
Viscosity at 40 °C	160 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	15.5 mm ² /s

2. Příloha - protokol výpočtu válečkových ložisek



Bearing Data

Bearing designation	d	D	C	Co
NU 210 ECP	50 mm	90 mm	73.5 kN	69.5 kN

1. Bearing life

Result

L10mh SKF rating life	>1000000 hour
aSKF SKF life modification factor aSKF	50
κ Viscosity ratio	2.12
P Equivalent dynamic bearing load	0.54 kN
ηc Factor for contamination level	0.84
v1 Required kinematic viscosity for κ=1	13.3 mm ² /s
L10h Basic rating life	>1000000 hour
C/P Load ratio	136.1










Input Parameters

Fr Radial load	0.54 kN
ni Rotational speed of the inner ring	1110 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	80 °C
Lubricant type and cleanliness Select from list	High cleanliness (sealed bearing)
Viscosity at 40 °C	160 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	15.5 mm ² /s

3. Příloha - specifikace axiálního hydraulického válce



temperature max	100,0 °C
Your Hydraulic Design	
type of calculation	sine movement
amplitude	1 mm
frequency	20 Hz
max. speed	0,13 m/s
max. acceleration	15,8 m/s ²
attached mass	20 kg
mass of piston rod	1,91 kg
moving mass	26,3 kg
working pressure in cylinder	112 bar
cylinder force at working pressure	12,3 kN
Erforderliche Beschleunigungskraft	0,36 kN
flow rate	9,3 l/min

	rod flange <i>mounting side: left</i>	0827301A x 1 für Kraftaufnehmer Modell 1700 - partial circle Ø 30,0 - Fmax 50,00k
	force transducer <i>mounting side: left</i>	0920400A x 1 Interface Inc. - Modell 1700 - Fmax 20 kN For further information, see data sheet
	rod eye spherical <i>mounting side: left</i>	0834400A x 1 bolt ø35 -0,012 - Hänchen-Norm Reihe 320 - Fmax 35,20 kN
	protection tube for mounting <i>mounting side: right</i>	0844100A x 1 tragend
	mounting plate <i>mounting side: right</i> ISO 10372-04	0875900A x 1 ISO 10372-04 (Moog 76) - P = G 3/4 - T = G 3/4
	diaphragm accumulator - port P <i>mounting side: right</i>	0526300A x 1 accumulator volume 1 Liter - pre-stressing 200 bar
	diaphragm accumulator - port T <i>mounting side: right</i>	0527500A x 1 accumulator volume 1 Liter - pre-stressing 20 bar
	control valve <i>mounting side: right</i>	0267700A x 1 ISO 10372-04 (Moog 76) - D765 High response - nominal flow rate: 38,0 l/min
	rod eye spherical <i>mounting side: right</i>	0869300A x 1 Bolzen ø 35 -0,012 - Hänchen-Norm Reihe 320 - 35,20 kN

Equipment

no accessories selected

Important Note

We don't know how you intend to use the products. You need to check yourself whether the selected products are suitable for your application and purposes.

Herbert Hänchen GmbH & Co. KG

Brunnweidenstr. 3
73760 Ostfildern
Deutschland
Fon +49 711 44139-0
Fax +49 711 44139-100
info@haenchen.de
www.haenchen.de
USt-IdNr.: DE813264997
Steuer Nummer: 97113/01518
Zollnummer: DE5776198

Volksbank Esslingen
100 515 002- BLZ 611 901 10
IBAN: DE41 6119 0110 0100 5150 02
BIC (S.W.I.F.T.): GENODE33ESS
Deutsche Bank Esslingen
0121400 00- BLZ 611 700 76

IBAN: DE02 6117 0076 0012 1400 00
BIC (S.W.I.F.T.): DEUTDE33ESS
Commerzbank Esslingen
8 264 500 00- BLZ 611 400 71
IBAN: DE72 6114 0071 0825 4500 00
BIC (S.W.I.F.T.): COBADEFF 611

Persönlich haftender
Gesellschafter:
Hänchen Vertriebs- und
Verwaltungs-
gesellschaft mbH

Geschäftsführer:
Tanja Hänchen
Stefan Hänchen
Matthias Hänchen
Amtsgericht Stuttgart
HRA 211293










4. Příloha - specifikace radiálního hydraulického válce



temperature max 100,0 °C

Your Hydraulic Design

type of calculation	sine movement
amplitude	1 mm
frequency	20 Hz
max. speed	0,13 m/s
max. acceleration	15,8 m/s ²
attached mass	20 kg
mass of piston rod	1,91 kg
moving mass	26,3 kg
working pressure in cylinder	112 bar
cylinder force at working pressure	12,3 kN
Erforderliche Beschleunigungskraft	0,36 kN
flow rate	9,3 l/min

	rod flange <i>mounting side: left</i>	0827301A x 1 für Kraftaufnehmer Modell 1700 - partial circle Ø 30,0 - Fmax 50,00k
	force transducer <i>mounting side: left</i>	0920400A x 1 Interface Inc. - Modell 1700 - Fmax 20 kN For further information, see data sheet
	rod eye spherical <i>mounting side: left</i>	0834400A x 1 bolt ø35 -0,012 - Hänchen-Norm Reihe 320 - Fmax 35,20 kN
	protection tube for mounting <i>mounting side: right</i>	0844100A x 1 tragend
	mounting plate <i>mounting side: right</i> ISO 10372-04	0875900A x 1 ISO 10372-04 (Moog 76) - P = G 3/4 - T = G 3/4
	diaphragm accumulator - port P <i>mounting side: right</i>	0526300A x 1 accumulator volume 1 Liter - pre-stressing 200 bar
	diaphragm accumulator - port T <i>mounting side: right</i>	0527500A x 1 accumulator volume 1 Liter - pre-stressing 20 bar
	control valve <i>mounting side: right</i>	0267700A x 1 ISO 10372-04 (Moog 76) - D765 High response - nominal flow rate: 38,0 l/min
	rod eye spherical <i>mounting side: right</i>	0869300A x 1 Bolzen ø 35 -0,012 - Hänchen-Norm Reihe 320 - 35,20 kN

Equipment

no accessories selected

Important Note

We don't know how you intend to use the products. You need to check yourself whether the selected products are suitable for your application and purposes.

Herbert Hänchen GmbH & Co. KG
Brunnweidenstr. 3
73760 Ostfildern
Deutschland
Fon +49 711 44139-0
Fax +49 711 44139-100

info@haenchen.de
www.haenchen.de
USt-IdNr.: DE813264997
Steuer Nummer: 97113/01518
Zollnummer: DE5776198

Volksbank Esslingen
100 515 002- BLZ 611 901 10
IBAN: DE-41 6119 0110 0100 5150 02
BIC (S.W.I.F.T.): GENODE33ESS
Deutsche Bank Esslingen
0121400 00- BLZ 611 700 76

IBAN: DE02 6117 0076 0012 1400 00
BIC (S.W.I.F.T.): DEUTDE33ESS11
Commerzbank Esslingen
8 264 500 00- BLZ 611 400 71
IBAN: DE72 6114 0071 0825 4500 00
BIC (S.W.I.F.T.): COBADE33ESS11

Persönlich haftender
Gesellschafter:
Hänchen Vertriebs- und
Verwaltungs-
gesellschaft mbH

Geschäftsführer:
Tanja Hänchen
Stefan Hänchen
Matthias Hänchen
Amtsgericht Stuttgart
HRA 211293



5. PŘÍLOHA - VÝPOČET ŠROUBŮ POUZDRA LOŽISKA A NOSNÉ TRUBKY

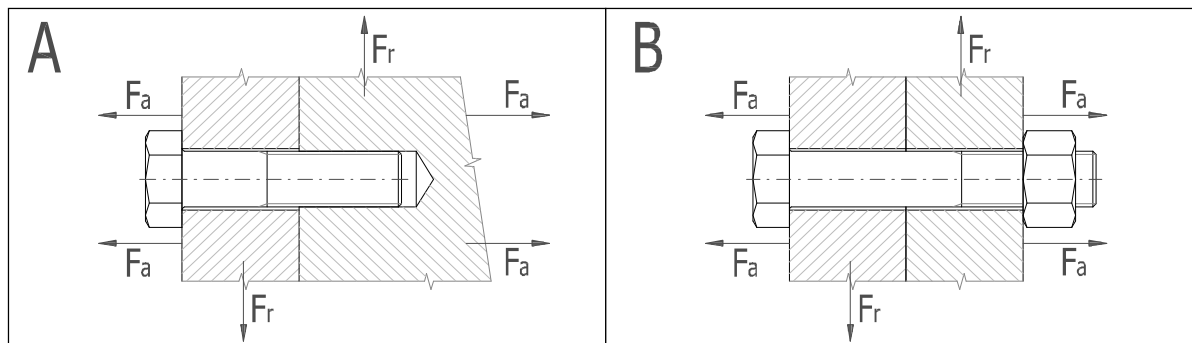
- i Výpočet bez chyb.
ii Informace o projektu

?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	▼
1.2 Režim zatížení, typ spoje		
1.3 Provedení šroubového spoje	A ... Spojení součástí závrtným šroubem	▼
1.4 Zatížení šroubového spoje	Zatížení v ose šroubu	▼
1.5 Průběh zatížení	Střídavé zatížení souměrné	▼



1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla	F_{amax}	1248,50	[N]
1.8 Minimální osová síla	F_{amin}	-1248,50	[N]
1.9 Maximální radiální síla	F_r	0,00	[N]

2.0 Provozní a montážní parametry spoje.

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	2,000	
2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,500	
2.3 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu	n_s	2,000	
2.4 Součinitel tření v závitech	μ_t	0,150	
2.5 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu	μ_c	0,150	
2.6 Součinitel tření mezi spojovanými plochami	μ_q	0,200	
2.7 Uvažovat přidavná ohybová napětí	Ne		▼
2.8 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu	δ	0,100	[°]
2.9 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje	Ne		▼
2.10 Provozní změna teploty šroubu	ΔT_b	38,9	[° C]
2.11 Provozní změna teploty spojovaných částí	ΔT_m	50,0	[° C]
2.12 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	Ne		▼
2.13 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje	ΔL	0,1270	[mm]

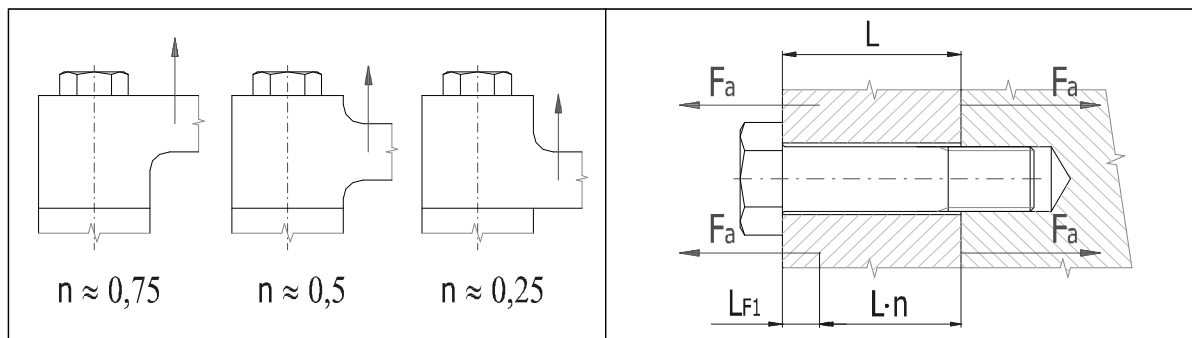
2.14 **Faktor zavedení provozní síly**

2.15 Faktor zavedení provozní síly

2.16 Vzdálenost působiště provozní síly od hlavy šroubu

2.17 Vzdálenost působiště provozní síly od matice

n	0,500	
L _{F1}	0,000	[mm]
L _{F2}	0,000	[mm]



2.18 **Parametry dynamicky zatíženého spoje**

2.19 Provedení závitu

2.20 Požadovaná životnost spoje v tisících cyklů

2.21 Požadovaná spolehlivost spoje

2.22 Požadovaná dynamická bezpečnost

Válcovaný závit	▼	
Neomezená životnost	▼	
95	▼	[%]
n _f	2,000	

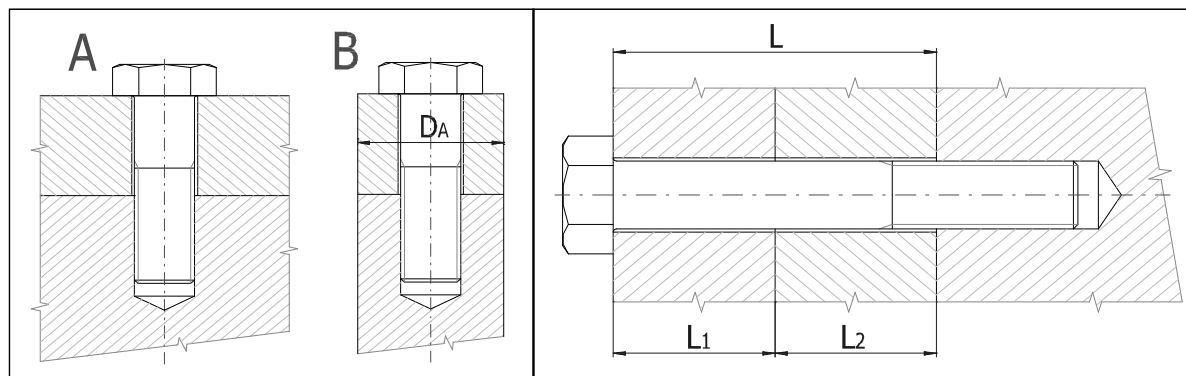
3.0 **Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.**

3.1 Provedení spojovaných částí

3.2 Počet sevřených částí

3.4 Celková výška sevřených částí

A ... Deska	▼	
i	1	
L	20,000	[mm]



3.5	L _i	E	α	p _D	Materiál	ČSN
Část 1	20,000	206000	11,5	710	Konstrukční ocel 11523	▼

4.0 **Návrh spojovacího šroubu.**

4.1 **Předběžný návrh minimálních průměrů závitu**

	ISO 3.6	ISO 4.8	ISO 5.8	ISO 6.8	ISO 8.8	ISO 9.8	ISO 10.9	ISO 12.9
MC	M10	M8	M6	M6	M5	M5	M4	M4
MF	M8	M8	M8	M8	M8	M8	M8	M8
UNC	3/8	5/16	1/4	1/4	12 (0.216)	10 (0.190)	8 (0.164)	8 (0.164)
UNF	3/8	1/4	1/4	12 (0.216)	10 (0.190)	10 (0.190)	8 (0.164)	8 (0.164)
UNEF	5/16	1/4	1/4	12 (0.216)	12 (0.216)	12 (0.216)	12 (0.216)	12 (0.216)

4.2 **Materiál šroubu**

4.3 Pevnostní třída šroubu

4.4 Modul pružnosti v tahu

4.5 Mez pevnosti v tahu

4.6 Mez kluzu

ISO 8.8	▼	ISO	▼
E	206000		[MPa]
R _m	800		[MPa]
R _{er} R _{p0,2}	640		[MPa]

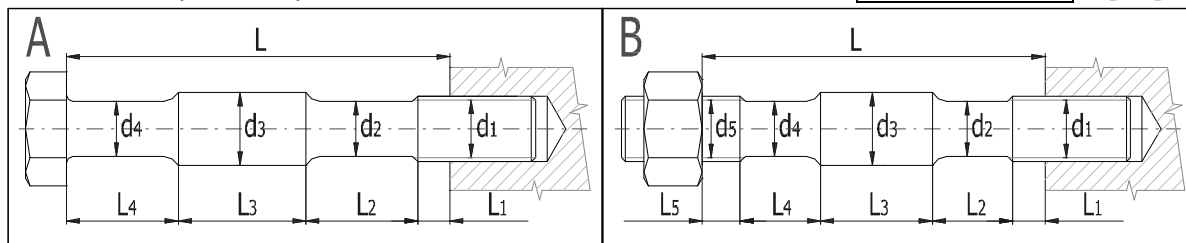
4.7	Součinitel tepelné roztažnosti	α	11,5	[10 ⁻⁶ /°C]
4.8	Hustota	ρ	7830	[kg/m ³]

4.9 Parametry závitů

4.10	Typ závitů	Metrický závit - hrubý		
4.11	Velikost závitů	M8		
4.12	Velký průměr závitů šroubu	d	8,0000	[mm]
4.13	Rozteč závitů	p	1,2500	[mm]
4.14	Malý průměr závitů šroubu	d _r	6,4660	[mm]
4.15	Střední průměr závitů šroubu	d _m	7,1880	[mm]

4.16 Provedení a geometrie šroubu

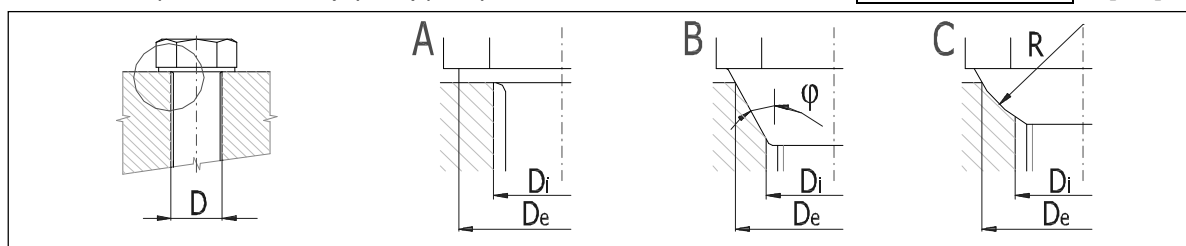
4.17	Typ šroubu	A ... Závrtný šroub s hlavou		
4.18	Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem	i	1	
4.19	Celková výška sevřených částí	L	20	[mm]



4.20	Úsek šroubu		1	2	3	4	5	6		
4.21	Délka úseku	L _i	20,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	[mm]
4.22	Průměr úseku	d _i	6,827	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	[mm]

4.23 Geometrie spoje

4.24	Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu	A ... Mezikruhová styková plocha	<input checked="" type="checkbox"/>	
4.25	Průměr díry pro spojovací šroub	D	8,400	[mm]
4.26	Vnější průměr dosedací (stykové) plochy	D _e	13,000	[mm]
4.27	Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy	D _i	8,400	[mm]

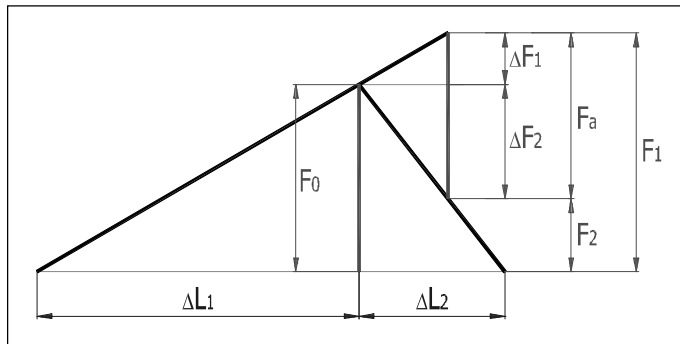


Kapitola výsledků

5.0 Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.

5.1	Konstanty tuhosti spoje			
5.2	Tuhost spojovacího šroubu	C _b	295972,84	[N/mm]
5.3	Tuhost sevřených částí	C _m	2050228,5	[N/mm]
5.4	Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje	C ₁	276047,6	[N/mm]
5.5	Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje	C ₂	4100457	[N/mm]
5.6	Montážní předpětí šroubového spoje			
5.7	Maximální osová složka provozní síly	F _a	1248,5	[N]
5.8	Maximální radiální složka provozní síly	F _r	0	[N]
5.9	Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F _{cmin}	0	[N]
5.10	Část osová složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF ₁	78,75	[N]
5.11	Část osová složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF ₂	1169,75	[N]
5.12	Montážní předpětí spoje	F ₀	3667,0	<input checked="" type="checkbox"/> [N]

5.13	Utahovací moment	M	5,67	[Nm]
5.14	Silové poměry zatíženého spoje			
5.15	Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{0T}	0,00	[N]
5.16	Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{0L}	0,00	[N]
5.17	Provozní předpětí spoje	F_0'	3667,00	[N]
5.18	Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	2497,25	[N]
5.19	Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	3745,75	[N]
5.20	Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	2,000	
5.21	Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	0,000	



6.0 Pevnostní kontroly spoje.

6.1	Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje			
6.2	Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osová síly	σ	114,07	[MPa]
6.3	Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	51,41	[MPa]
6.4	Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.5	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	144,71	[MPa]
6.6	Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	640	[MPa]
6.7	Bezpečnost na mezi kluzu	n	4,42	
6.8	Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
6.9	Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	48,45	[MPa]
6.10	Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D	710	[MPa]
6.11	Pevnostní kontrola dynamicky zatíženého šroubového spoje			
6.12	Střední osová síla cyklu zatěžující šroub	F_m	3667,00	[N]
6.13	Amplituda osová síly cyklu zatěžující šroub	F_a	78,75	[N]
6.14	Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	111,67	[MPa]
6.15	Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	2,40	[MPa]
6.16	Základní mez únavy v tahu daného materiálu šroubu	σ_c'	384	[MPa]
6.17	Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_c	95	[MPa]
6.18	Mez únavy v tahu při omezené životnosti	σ_f	95	[MPa]
6.19	Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	81,74	[MPa]
6.20	Dynamická bezpečnost v tahu	n_σ	34,08	
6.21	Bezpečnost v krutu	n_τ	7,18	
6.22	Výsledná dynamická bezpečnost	n	33,75	



6. PŘÍLOHA - VÝPOČET ŠROUBŮ VÍKA OTOČNÉHO PŘECHODU A OBJÍMKY

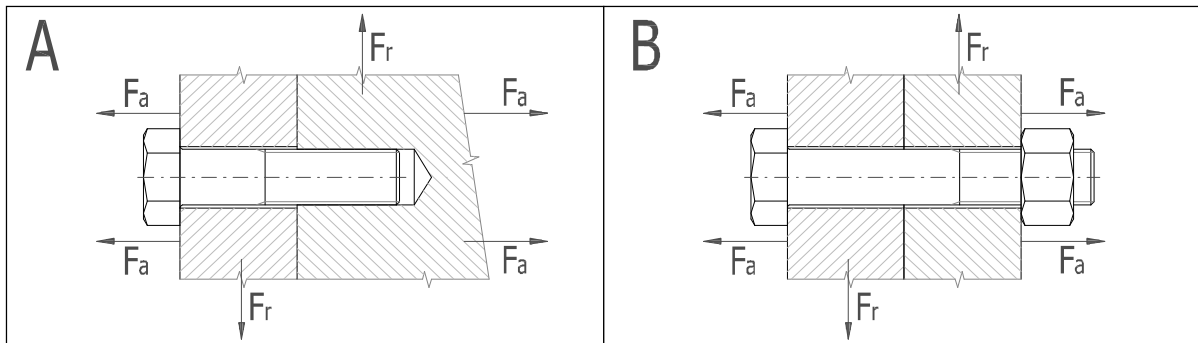
- i Výpočet bez chyb.
ii Informace o projektu

?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	▼
1.2 Režim zatížení, typ spoje		
1.3 Provedení šroubového spoje	A ... Spojení součástí závrtným šroubem	▼
1.4 Zatížení šroubového spoje	Zatížení v ose šroubu	▼
1.5 Průběh zatížení	Střídavé zatížení souměrné	▼



1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla	F_{amax}	1248,50	[N]
1.8 Minimální osová síla	F_{amin}	-1248,50	[N]
1.9 Maximální radiální síla	F_r	0,00	[N]

2.0 Provozní a montážní parametry spoje.

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	2,000	
2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,500	
2.3 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu	n_s	2,000	
2.4 Součinitel tření v závitech	μ_t	0,150	
2.5 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu	μ_c	0,150	
2.6 Součinitel tření mezi spojovanými plochami	μ_q	0,200	
2.7 Uvažovat přidavná ohybová napětí	Ne		▼
2.8 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu	δ	0,100	[°]
2.9 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje	Ne		▼
2.10 Provozní změna teploty šroubu	ΔT_b	38,9	[° C]
2.11 Provozní změna teploty spojovaných částí	ΔT_m	50,0	[° C]
2.12 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	Ne		▼
2.13 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje	ΔL	0,1270	[mm]

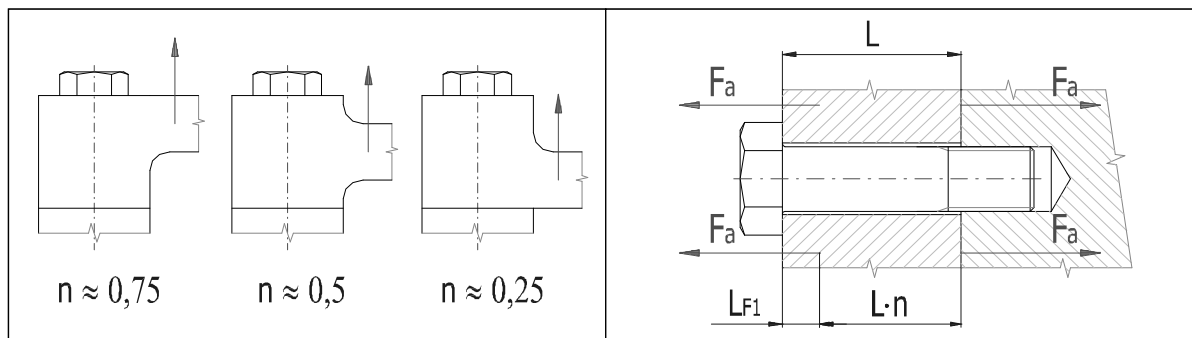
2.14 **Faktor zavedení provozní síly**

2.15 Faktor zavedení provozní síly

2.16 Vzdálenost působiště provozní síly od hlavy šroubu

2.17 Vzdálenost působiště provozní síly od matice

n	0,500	
L _{F1}	0,000	[mm]
L _{F2}	0,000	[mm]



2.18 **Parametry dynamicky zatíženého spoje**

2.19 Provedení závitu

2.20 Požadovaná životnost spoje v tisících cyklů

2.21 Požadovaná spolehlivost spoje

2.22 Požadovaná dynamická bezpečnost

Válcovaný závit	▼
Neomezená životnost	▼
95	▼ [%]
n _f	2,000

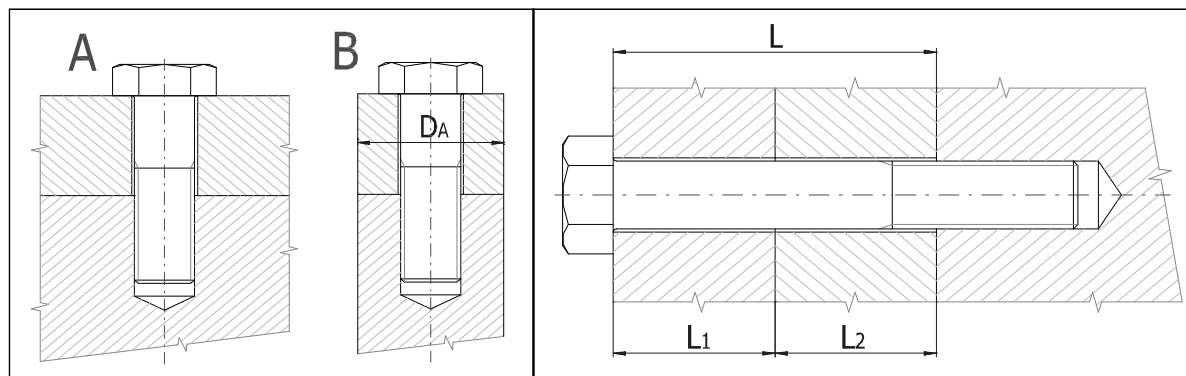
3.0 **Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.**

3.1 Provedení spojovaných částí

3.2 Počet sevřených částí

3.4 Celková výška sevřených částí

A ... Deska	▼
i	1 ▼
L	38,000 [mm]



3.5	L _i	E	α	p _D	Materiál	ČSN
Část 1	38,000	206000	11,5	710	Konstrukční ocel 11523	▼

4.0 **Návrh spojovacího šroubu.**

4.1 **Předběžný návrh minimálních průměrů závitu**

	ISO 3.6	ISO 4.8	ISO 5.8	ISO 6.8	ISO 8.8	ISO 9.8	ISO 10.9	ISO 12.9
MC	M10	M8	M6	M6	M5	M5	M4	M4
MF	M8	M8	M8	M8	M8	M8	M8	M8
UNC	3/8	5/16	1/4	1/4	12 (0.216)	10 (0.190)	8 (0.164)	8 (0.164)
UNF	3/8	1/4	1/4	12 (0.216)	10 (0.190)	10 (0.190)	8 (0.164)	8 (0.164)
UNEF	5/16	1/4	1/4	12 (0.216)	12 (0.216)	12 (0.216)	12 (0.216)	12 (0.216)

4.2 **Materiál šroubu**

4.3 Pevnostní třída šroubu

4.4 Modul pružnosti v tahu

4.5 Mez pevnosti v tahu

4.6 Mez kluzu

ISO 8.8	▼	ISO	▼
E	206000	[MPa]	
R _m	800	[MPa]	
R _{er} R _{p0,2}	640	[MPa]	

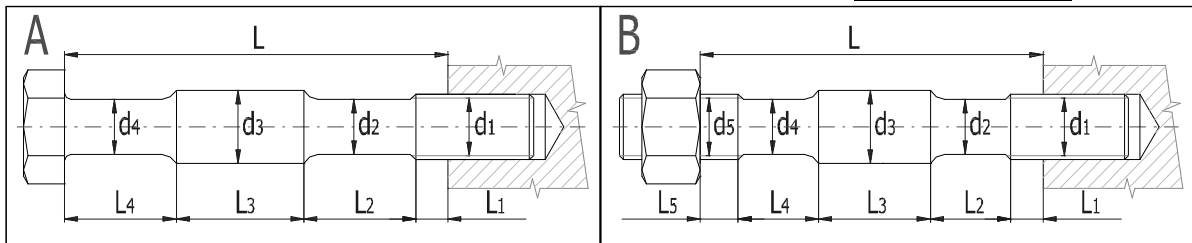
4.7	Součinitel tepelné roztažnosti	α	11,5	[10 ⁻⁶ /°C]
4.8	Hustota	ρ	7830	[kg/m ³]

4.9 Parametry závitů

4.10	Typ závitů	Metrický závit - hrubý		
4.11	Velikost závitů	M8		
4.12	Velký průměr závitů šroubu	d	8,0000	[mm]
4.13	Rozteč závitů	p	1,2500	[mm]
4.14	Malý průměr závitů šroubu	d _r	6,4660	[mm]
4.15	Střední průměr závitů šroubu	d _m	7,1880	[mm]

4.16 Provedení a geometrie šroubu

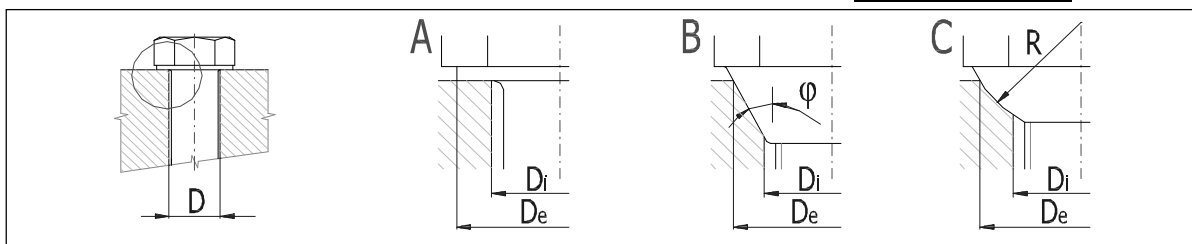
4.17	Typ šroubu	A ... Závrtný šroub s hlavou		
4.18	Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem	i	1	
4.19	Celková výška sevřených částí	L	38	[mm]



4.20	Úsek šroubu		1	2	3	4	5	6		
4.21	Délka úseku	L _i	38,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	[mm]
4.22	Průměr úseku	d _i	6,827	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	[mm]

4.23 Geometrie spoje

4.24	Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu	A ... Mezikruhová styková plocha	<input checked="" type="checkbox"/>	
4.25	Průměr díry pro spojovací šroub	D	8,400	[mm]
4.26	Vnější průměr dosedací (stykové) plochy	D _e	13,000	[mm]
4.27	Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy	D _i	8,400	[mm]

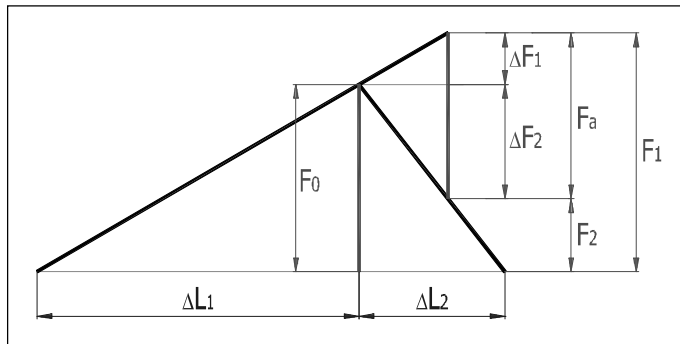


Kapitola výsledků

5.0 Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.

5.1	Konstanty tuhosti spoje			
5.2	Tuhost spojovacího šroubu	C _b	173439,3	[N/mm]
5.3	Tuhost sevřených částí	C _m	1855030,68	[N/mm]
5.4	Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje	C ₁	165693,4	[N/mm]
5.5	Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje	C ₂	3710061,36	[N/mm]
5.6	Montážní předpětí šroubového spoje			
5.7	Maximální osová složka provozní síly	F _a	1248,5	[N]
5.8	Maximální radiální složka provozní síly	F _r	0	[N]
5.9	Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F _{cmin}	0	[N]
5.10	Část osová složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF ₁	53,37	[N]
5.11	Část osová složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF ₂	1195,13	[N]
5.12	Montážní předpětí spoje	F ₀	3693,0	<input checked="" type="checkbox"/> [N]

5.13	Utahovací moment	M	5,71	[Nm]
5.14	Silové poměry zatíženého spoje			
5.15	Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{0T}	0,00	[N]
5.16	Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{0L}	0,00	[N]
5.17	Provozní předpětí spoje	F_0'	3693,00	[N]
5.18	Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	2497,87	[N]
5.19	Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	3746,37	[N]
5.20	Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	2,001	
5.21	Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	0,000	



6.0 Pevnostní kontroly spoje.

6.1	Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje			
6.2	Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osová síly	σ	114,09	[MPa]
6.3	Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	51,78	[MPa]
6.4	Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.5	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	145,12	[MPa]
6.6	Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	640	[MPa]
6.7	Bezpečnost na mezi kluzu	n	4,41	
6.8	Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
6.9	Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	48,46	[MPa]
6.10	Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D	710	[MPa]
6.11	Pevnostní kontrola dynamicky zatíženého šroubového spoje			
6.12	Střední osová síla cyklu zatěžující šroub	F_m	3693,00	[N]
6.13	Amplituda osová síly cyklu zatěžující šroub	F_a	53,37	[N]
6.14	Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	112,47	[MPa]
6.15	Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	1,63	[MPa]
6.16	Základní mez únavy v tahu daného materiálu šroubu	σ_c'	384	[MPa]
6.17	Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_c	95	[MPa]
6.18	Mez únavy v tahu při omezené životnosti	σ_f	95	[MPa]
6.19	Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	81,64	[MPa]
6.20	Dynamická bezpečnost v tahu	n_σ	50,23	
6.21	Bezpečnost v krutu	n_τ	7,13	
6.22	Výsledná dynamická bezpečnost	n	49,73	



7. PŘÍLOHA - VÝPOČET ŠROUBŮ UCHYCENÍ NOSNÉ TRUBKY

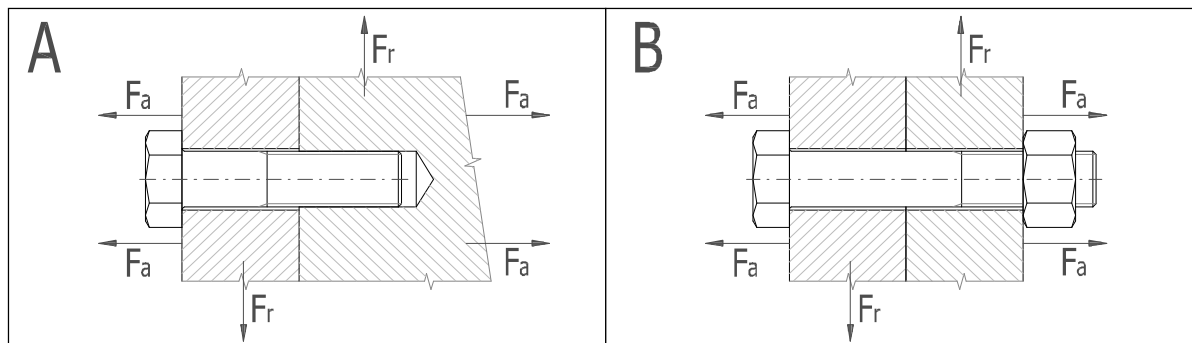
- i Výpočet bez chyb.
- ii Informace o projektu

?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	▼
1.2 Režim zatížení, typ spoje		
1.3 Provedení šroubového spoje	B ... Spojení součástí průchozím šroubem s maticí	▼
1.4 Zatížení šroubového spoje	Zatížení v ose šroubu	▼
1.5 Průběh zatížení	Pulzující zatížení	▼



1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla	F_{amax}	9111,00	[N]
1.8 Minimální osová síla	F_{amin}	7536,00	[N]
1.9 Maximální radiální síla	F_r	0,00	[N]

2.0 Provozní a montážní parametry spoje.

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	1,500	
2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,500	
2.3 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu	n_s	2,000	
2.4 Součinitel tření v závitech	μ_t	0,150	
2.5 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu	μ_c	0,150	
2.6 Součinitel tření mezi spojovanými plochami	μ_q	0,200	
2.7 Uvažovat přidavná ohybová napětí	Ne		▼
2.8 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu	δ	0,100	[°]
2.9 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje	Ne		▼
2.10 Provozní změna teploty šroubu	ΔT_b	38,9	[° C]
2.11 Provozní změna teploty spojovaných částí	ΔT_m	50,0	[° C]
2.12 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	Ne		▼
2.13 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje	ΔL	0,1270	[mm]

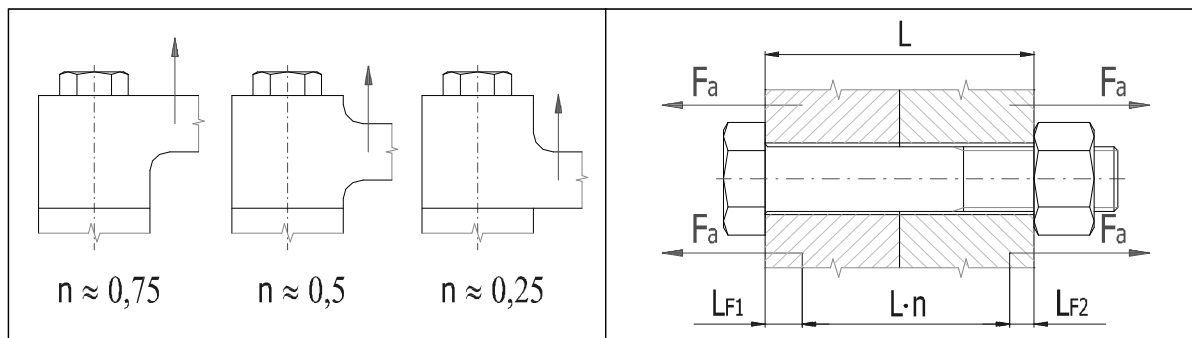
2.14 **Faktor zavedení provozní síly**

2.15 Faktor zavedení provozní síly

2.16 Vzdálenost působiště provozní síly od hlavy šroubu

2.17 Vzdálenost působiště provozní síly od matice

n	0,500	
L _{F1}	0,000	[mm]
L _{F2}	0,000	[mm]



2.18 **Parametry dynamicky zatíženého spoje**

2.19 Provedení závitu

2.20 Požadovaná životnost spoje v tisících cyklů

2.21 Požadovaná spolehlivost spoje

2.22 Požadovaná dynamická bezpečnost

Válcovaný závit	▼	
Neomezená životnost	▼	
95	▼	[%]
n _f	2,000	

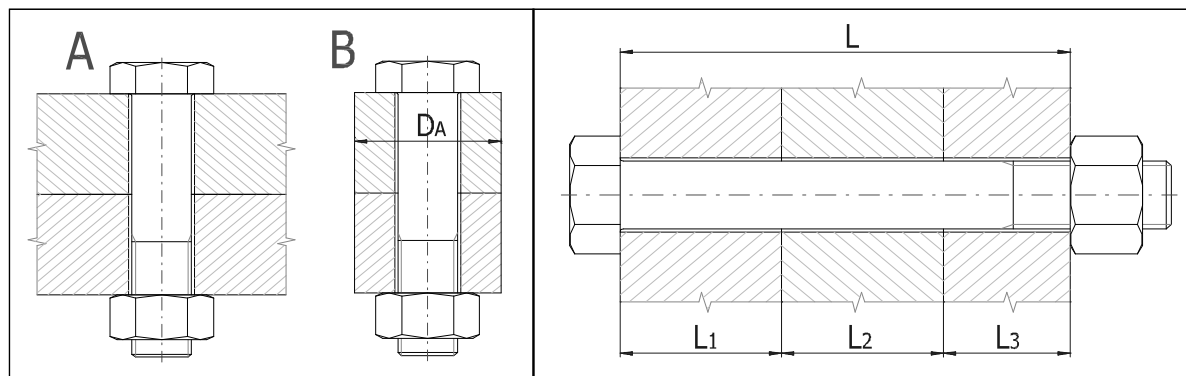
3.0 **Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.**

3.1 Provedení spojovaných částí

3.2 Počet sevřených částí

3.4 Celková výška sevřených částí

A ... Deska	▼	
i	3	
L	26,000	[mm]



3.5	L _i	E	α	p _D	Materiál	ČSN
Část 1	13,000	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	▼
Část 2	10,000	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	▼
Část 3	3,000	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	▼

4.0 **Návrh spojovacího šroubu.**

4.1 **Předběžný návrh minimálních průměrů závitu**

	ISO 3.6	ISO 4.8	ISO 5.8	ISO 6.8	ISO 8.8	ISO 9.8	ISO 10.9	ISO 12.9
MC	M20	M16	M14	M12	M12	M10	M10	M8
MF	M20	M14	M12	M12	M10	M10	M10	M8
UNC	3/4	5/8	9/16	1/2	7/16	7/16	3/8	3/8
UNF	3/4	9/16	1/2	1/2	7/16	3/8	3/8	5/16
UNEF	3/4	9/16	1/2	7/16	3/8	3/8	3/8	5/16

4.2 **Materiál šroubu**

4.3 Pevnostní třída šroubu

4.4 Modul pružnosti v tahu

ISO 8.8	▼	ISO	▼
E	206000	[MPa]	

- 4.5 Mez pevnosti v tahu
 4.6 Mez kluzu
 4.7 Součinitel tepelné roztažnosti
 4.8 Hustota

R_m	800	[MPa]
$R_{e1}, R_{p0,2}$	640	[MPa]
α	11,5	[$10^{-6}/^{\circ}\text{C}$]
ρ	7830	[kg/m^3]

4.9 Parametry závitů

4.10 Typ závitů

Metrický závit - hrubý

4.11 Velikost závitů

M16

4.12 Velký průměr závitů šroubu

d 16,0000 [mm]

4.13 Rozteč závitů

p 2,0000 [mm]

4.14 Malý průměr závitů šroubu

d_r 13,5460 [mm]

4.15 Střední průměr závitů šroubu

d_m 14,7010 [mm]

4.16 Provedení a geometrie šroubu

4.17 Typ šroubu

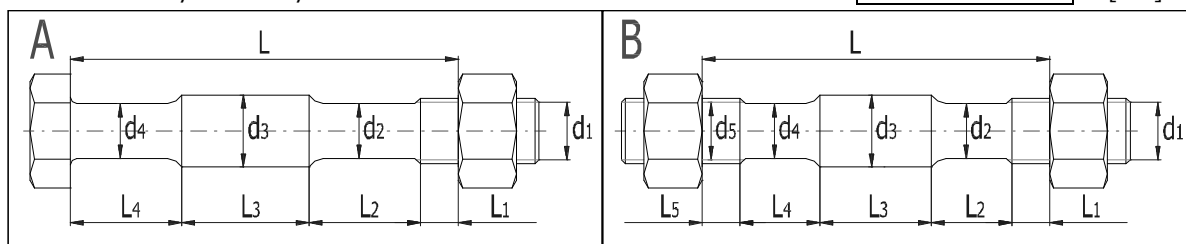
A ... Průchozí šroub s hlavou a maticí

4.18 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem

i 1

4.19 Celková výška sevřených částí

L 26 [mm]



4.20 Úsek šroubu

1 2 3 4 5 6

4.21 Délka úseku

L_i 26,000 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.22 Průměr úseku

d_i 14,124 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.23 Geometrie spoje

4.24 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu

A ... Mezikružová styková plocha

4.25 Průměr díry pro spojovací šroub

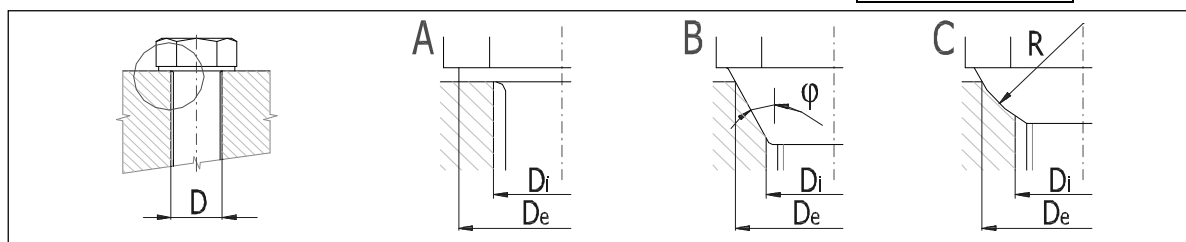
D 17,000 [mm]

4.26 Vnější průměr dosedací (stykové) plochy

D_e 24,000 [mm]

4.27 Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy

D_i 17,000 [mm]



Kapitola výsledků

5.0 Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.

5.1 Konstanty tuhosti spoje

5.2 Tuhost spojovacího šroubu

C_b 862868,03 [N/mm]

5.3 Tuhost sevřených částí

C_m 2822415,15 [N/mm]

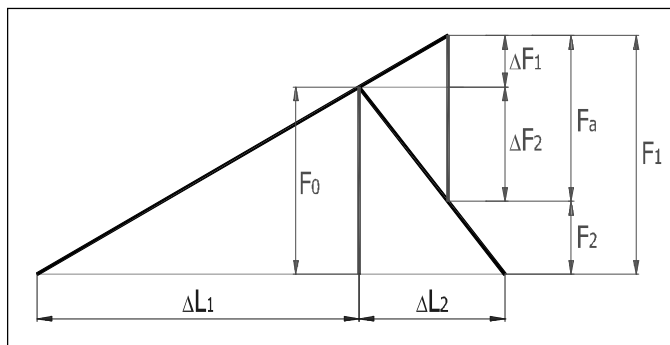
5.4 Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje

C_1 748458,73 [N/mm]

5.5 Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje

C_2 5644830,3 [N/mm]

5.6 Montážní předpětí šroubového spoje			
5.7 Maximální osová složka provozní síly	F_a	9111	[N]
5.8 Maximální radiální složka provozní síly	F_r	0	[N]
5.9 Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	0	[N]
5.10 Část osová složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	1066,62	[N]
5.11 Část osová složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	8044,38	[N]
5.12 Montážní předpětí spoje	F_0	21711,0	<input checked="" type="checkbox"/> [N]
5.13 Utahovací moment	M	64,43	[Nm]
5.14 Silové poměry zatíženého spoje			
5.15 Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{0T}	0,00	[N]
5.16 Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{0L}	0,00	[N]
5.17 Provozní předpětí spoje	F_0'	21711,00	[N]
5.18 Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	13666,62	[N]
5.19 Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	22777,62	[N]
5.20 Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	1,500	
5.21 Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	0,000	



6.0 Pevnostní kontroly spoje.

6.1 Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje			
6.2 Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osová síly	σ	158,05	[MPa]
6.3 Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	63,62	[MPa]
6.4 Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.5 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	192,67	[MPa]
6.6 Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	640	[MPa]
6.7 Bezpečnost na mezi kluzu	n	3,32	
6.8 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
6.9 Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	101,05	[MPa]
6.10 Dovoleno tlak v krajní sevřené části	p_D	490	[MPa]
6.11 Pevnostní kontrola dynamicky zatíženého šroubového spoje			
6.12 Střední osová síla cyklu zatěžující šroub	F_m	22685,43	[N]
6.13 Amplituda osová síly cyklu zatěžující šroub	F_a	92,19	[N]
6.14 Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	157,41	[MPa]
6.15 Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	0,64	[MPa]
6.16 Základní mez únavy v tahu daného materiálu šroubu	σ_c'	384	[MPa]
6.17 Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_c	93	[MPa]
6.18 Mez únavy v tahu při omezené životnosti	σ_f	93	[MPa]
6.19 Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	33,87	[MPa]
6.20 Dynamická bezpečnost v tahu	n_σ	52,95	
6.21 Bezpečnost v krutu	n_τ	5,80	
6.22 Výsledná dynamická bezpečnost	n	52,15	



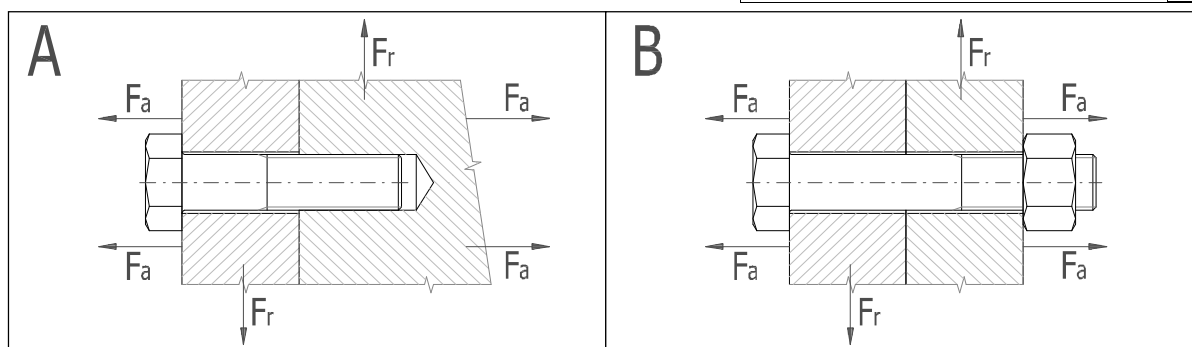
8. PŘÍLOHA - VÝPOČET ŠROUBŮ AXÁLNÍ RÁM RADIÁLNÍ RÁM

- i Výpočet bez chyb.
ii Informace o projektu

? Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2 Režim zatížení, typ spoje	
1.3 Provedení šroubového spoje	B ... Spojení součástí průchozím šroubem s maticí
1.4 Zatížení šroubového spoje	Zatížení v ose šroubu
1.5 Průběh zatížení	Střídavé zatížení souměrné



1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla	F_{amax}	442,00	[N]
1.8 Minimální osová síla	F_{amin}	-442,00	[N]
1.9 Maximální radiální síla	F_r	0,00	[N]

2.0 Provozní a montážní parametry spoje.

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	2,000	
2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,500	
2.3 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu	n_s	2,000	
2.4 Součinitel tření v závitech	μ_t	0,150	
2.5 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu	μ_c	0,150	
2.6 Součinitel tření mezi spojovanými plochami	μ_d	0,200	
2.7 Uvažovat přídavná ohybová napětí	Ne		
2.8 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu	δ	0,100	[°]
2.9 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje	Ne		
2.10 Provozní změna teploty šroubu	ΔT_b	38,9	[° C]
2.11 Provozní změna teploty spojovaných částí	ΔT_m	50,0	[° C]
2.12 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	Ne		

4.2 Materiál šroubu

4.3 Pevnostní třída šroubu

ISO 8.8 ISO

4.4 Modul pružnosti v tahu

E 206000 [MPa]

4.5 Mez pevnosti v tahu

R_m 800 [MPa]

4.6 Mez kluzu

R_{er} R_{p0,2} 640 [MPa]

4.7 Součinitel tepelné roztažnosti

α 11,5 [10⁻⁶/°C]

4.8 Hustota

ρ 7830 [kg/m³]

4.9 Parametry závitu

4.10 Typ závitu

Metrický závit - hrubý

4.11 Velikost závitu

M10

4.12 Velký průměr závitu šroubu

d 10,0000 [mm]

4.13 Rozteč závitu

p 1,5000 [mm]

4.14 Malý průměr závitu šroubu

d_f 8,1600 [mm]

4.15 Střední průměr závitu šroubu

d_m 9,0260 [mm]

4.16 Provedení a geometrie šroubu

4.17 Typ šroubu

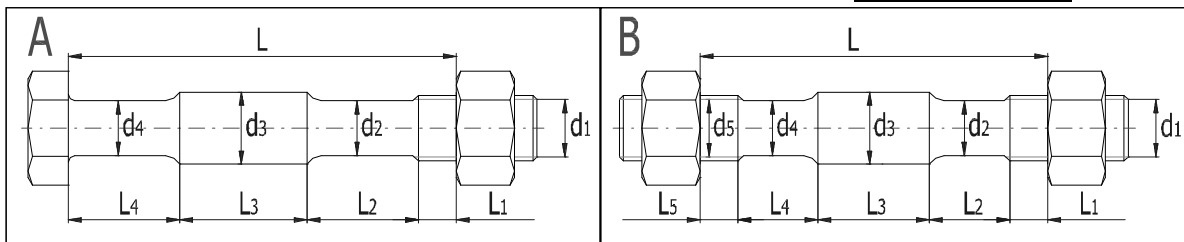
A ... Průchozí šroub s hlavou a maticí

4.18 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem

i 1

4.19 Celková výška sevřených částí

L 26 [mm]



4.20 Úsek šroubu

1 2 3 4 5 6

4.21 Délka úseku

L_i 26,000 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.22 Průměr úseku

d_i 8,593 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.23 Geometrie spoje

4.24 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu

A ... Mezikružová styková plocha

4.25 Průměr díry pro spojovací šroub

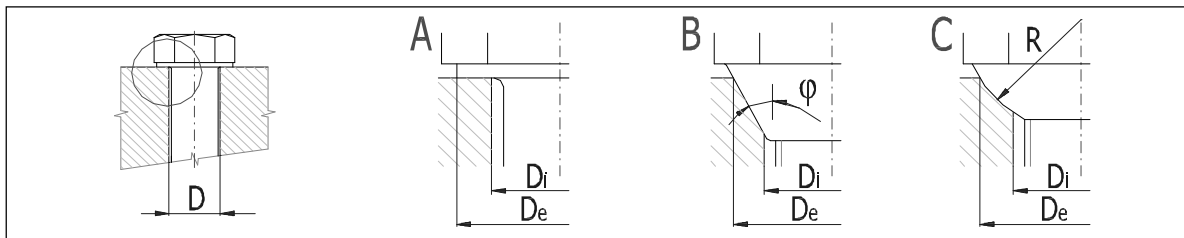
D 10,500 [mm]

4.26 Vnější průměr dosedací (stykové) plochy

D_e 16,000 [mm]

4.27 Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy

D_i 10,500 [mm]



Kapitola výsledků

5.0 Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.

5.1 Konstanty tuhosti spoje

5.2 Tuhost spojovacího šroubu

C_b 363079,47 [N/mm]

5.3 Tuhost sevřených částí

C_m 1619864,83 [N/mm]

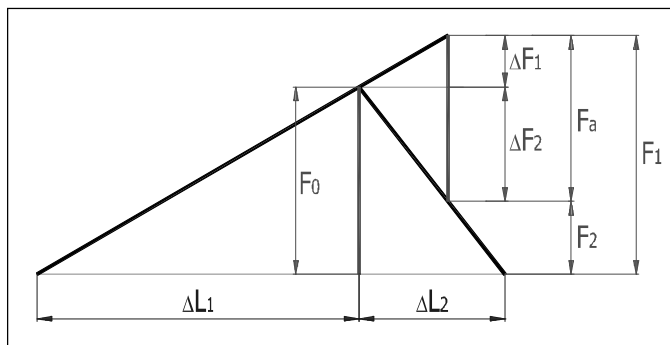
5.4 Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje

C₁ 326489,49 [N/mm]

5.5 Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje

C₂ 3239729,66 [N/mm]

5.6 Montážní předpětí šroubového spoje			
5.7 Maximální osová složka provozní síly	F_a	442	[N]
5.8 Maximální radiální složka provozní síly	F_r	0	[N]
5.9 Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	0	[N]
5.10 Část osová složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	40,47	[N]
5.11 Část osová složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	401,53	[N]
5.12 Montážní předpětí spoje	F_0	1286,0	<input checked="" type="checkbox"/> [N]
5.13 Utahovací moment	M	2,46	[Nm]
5.14 Silové poměry zatíženého spoje			
5.15 Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{0T}	0,00	[N]
5.16 Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{0L}	0,00	[N]
5.17 Provozní předpětí spoje	F_0'	1286,00	[N]
5.18 Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	884,47	[N]
5.19 Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	1326,47	[N]
5.20 Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	2,001	
5.21 Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	0,000	



6.0 Pevnostní kontroly spoje.

6.1 Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje			
6.2 Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osová síly	σ	25,36	[MPa]
6.3 Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	11,13	[MPa]
6.4 Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.5 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	31,85	[MPa]
6.6 Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	640	[MPa]
6.7 Bezpečnost na mezi kluzu	n	20,09	
6.8 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
6.9 Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	11,59	[MPa]
6.10 Dovolенý tlak v krajní sevřené části	p_D	490	[MPa]
6.11 Pevnostní kontrola dynamicky zatíženého šroubového spoje			
6.12 Střední osová síla cyklu zatěžující šroub	F_m	1286,00	[N]
6.13 Amplituda osová síly cyklu zatěžující šroub	F_a	40,47	[N]
6.14 Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	24,59	[MPa]
6.15 Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	0,77	[MPa]
6.16 Základní mez únavy v tahu daného materiálu šroubu	σ_c'	384	[MPa]
6.17 Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_c	95	[MPa]
6.18 Mez únavy v tahu při omezené životnosti	σ_f	95	[MPa]
6.19 Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	92,08	[MPa]
6.20 Dynamická bezpečnost v tahu	n_σ	119,00	
6.21 Bezpečnost v krutu	n_τ	33,19	
6.22 Výsledná dynamická bezpečnost	n	118,95	



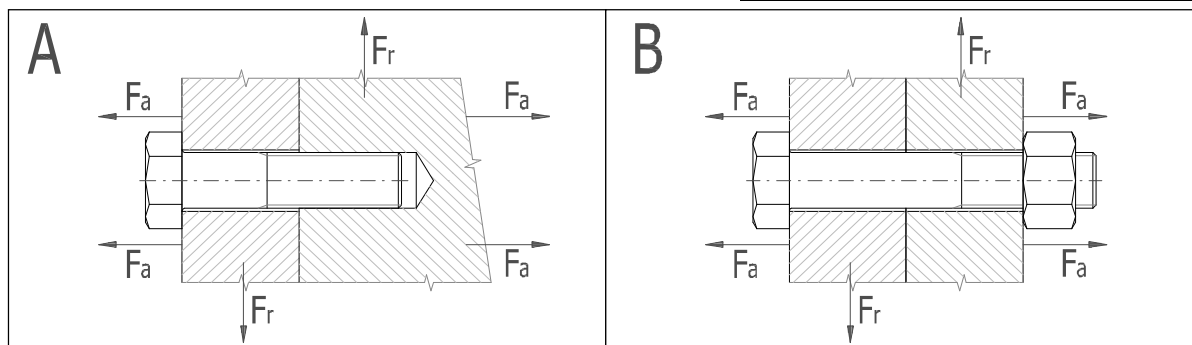
9. PŘÍLOHA - VÝPOČET ŠROUBŮ STOJINA RADIÁLNÍHO RÁMU A PŘÍČNÍKU

- i Výpočet bez chyb.
 ii Informace o projektu

? Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2 Režim zatížení, typ spoje	
1.3 Provedení šroubového spoje	B ... Spojení součástí průchozím šroubem s maticí
1.4 Zatížení šroubového spoje	Zatížení v ose šroubu
1.5 Průběh zatížení	Statické zatížení



1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla	F_{amax}	2210,00	[N]
1.8 Minimální osová síla	F_{amin}	0,00	[N]
1.9 Maximální radiální síla	F_r	0,00	[N]

2.0 Provozní a montážní parametry spoje.

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	2,000	
2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,500	
2.3 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu	n_s	2,000	
2.4 Součinitel tření v závitech	μ_t	0,150	
2.5 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu	μ_c	0,150	
2.6 Součinitel tření mezi spojovanými plochami	μ_d	0,200	
2.7 Uvažovat přídavná ohybová napětí	Ne		
2.8 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu	δ	0,100	[°]
2.9 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje	Ne		
2.10 Provozní změna teploty šroubu	ΔT_b	38,9	[° C]
2.11 Provozní změna teploty spojovaných částí	ΔT_m	50,0	[° C]
2.12 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	Ne		

- 2.13 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje ΔL

0,1270

 [mm]
- 2.14 **Faktor zavedení provozní síly**
- 2.15 Faktor zavedení provozní síly n

0,500

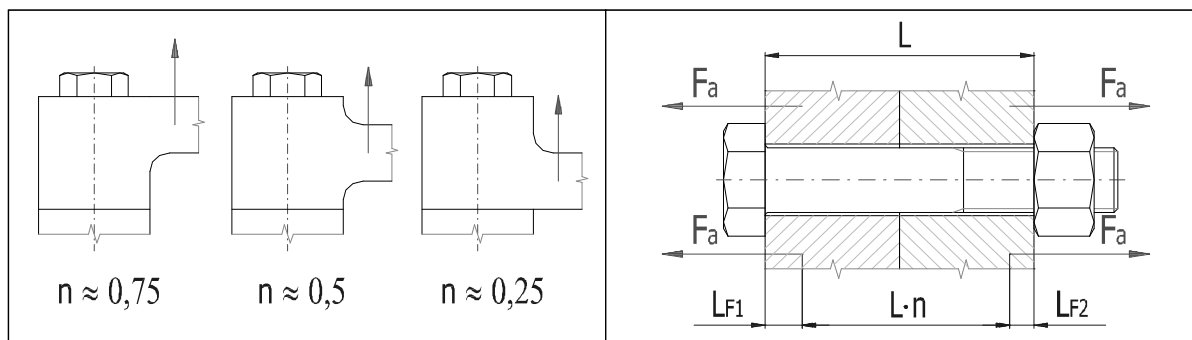
- 2.16 Vzdálenost působiště provozní síly od hlavy šroubu L_{F1}

0,000

 [mm]
- 2.17 Vzdálenost působiště provozní síly od matice L_{F2}

0,000

 [mm]



3.0 Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.

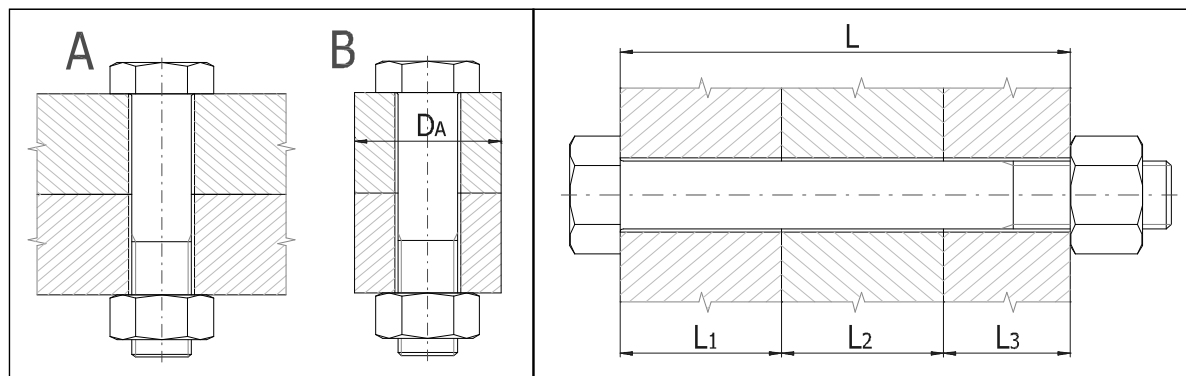
- 3.1 Provedení spojovaných částí

A ... Deska	▼
-------------	---
- 3.2 Počet sevřených částí i

2	▼
---	---
- 3.4 Celková výška sevřených částí L

24,500

 [mm]



3.5	L_i	E	α	p_D	Materiál	ČSN
Část 1	12,000	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	▼
Část 2	12,500	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	▼

4.0 Návrh spojovacího šroubu.

4.1 Předběžný návrh minimálních průměrů závitu

	ISO 3.6	ISO 4.8	ISO 5.8	ISO 6.8	ISO 8.8	ISO 9.8	ISO 10.9	ISO 12.9
MC	M12	M8	M8	M8	M6	M6	M5	M5
MF	M10	M8	M8	M8	M8	M8	M8	M8
UNC	7/16	3/8	5/16	5/16	1/4	1/4	12 (0.216)	10 (0.190)
UNF	7/16	5/16	5/16	1/4	1/4	12 (0.216)	10 (0.190)	10 (0.190)
UNEF	3/8	5/16	5/16	1/4	12 (0.216)	12 (0.216)	12 (0.216)	12 (0.216)

4.2 Materiál šroubu

4.3 Pevnostní třída šroubu

ISO 8.8 ISO

4.4 Modul pružnosti v tahu

E 206000 [MPa]

4.5 Mez pevnosti v tahu

R_m 800 [MPa]

4.6 Mez kluzu

R_e, R_{p0,2} 640 [MPa]

4.7 Součinitel tepelné roztažnosti

α 11,5 [10⁻⁶/°C]

4.8 Hustota

ρ 7830 [kg/m³]

4.9 Parametry závitu

4.10 Typ závitu

Metrický závit - hrubý

4.11 Velikost závitu

M10

4.12 Velký průměr závitu šroubu

d 10,0000 [mm]

4.13 Rozteč závitu

p 1,5000 [mm]

4.14 Malý průměr závitu šroubu

d_f 8,1600 [mm]

4.15 Střední průměr závitu šroubu

d_m 9,0260 [mm]

4.16 Provedení a geometrie šroubu

4.17 Typ šroubu

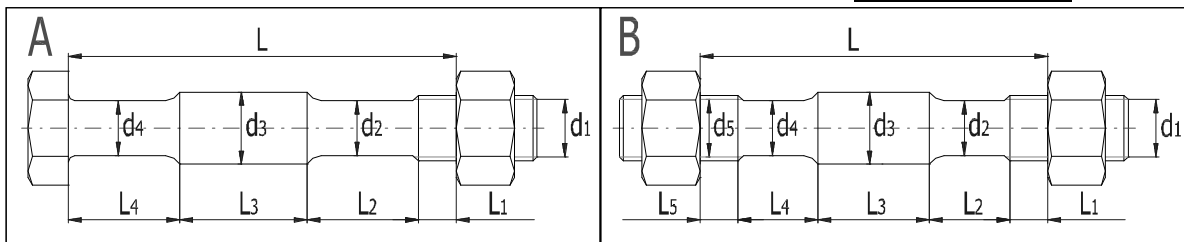
A ... Průchozí šroub s hlavou a maticí

4.18 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem

i 1

4.19 Celková výška sevřených částí

L 24,5 [mm]



4.20 Úsek šroubu

1 2 3 4 5 6

4.21 Délka úseku

L_i 24,500 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.22 Průměr úseku

d_i 8,593 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.23 Geometrie spoje

4.24 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu

A ... Mezikruhová styková plocha

4.25 Průměr díry pro spojovací šroub

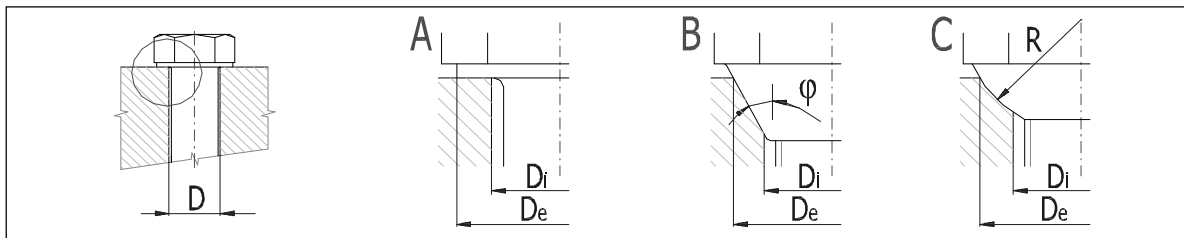
D 10,500 [mm]

4.26 Vnější průměr dosedací (stykové) plochy

D_e 16,000 [mm]

4.27 Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy

D_i 10,500 [mm]



Kapitola výsledků

5.0 Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.

5.1 Konstanty tuhosti spoje

5.2 Tuhost spojovacího šroubu

C_b 380421,97 [N/mm]

5.3 Tuhost sevřených částí

C_m 1671601,53 [N/mm]

5.4 Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje

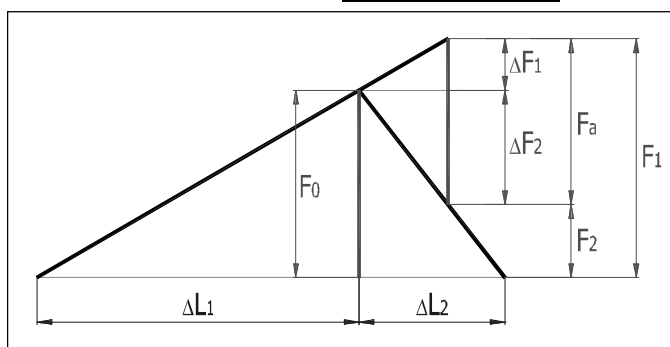
C₁ 341556,38 [N/mm]

5.5 Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje

C₂ 3343203,06 [N/mm]

5.6 **Montážní předpětí šroubového spoje**

5.7 Maximální osová složka provozní síly	F_a	2210	[N]
5.8 Maximální radiální složka provozní síly	F_r	0	[N]
5.9 Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	0	[N]
5.10 Část osově složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	204,85	[N]
5.11 Část osově složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	2005,15	[N]
5.12 Montážní předpětí spoje	F_0	6426,0	<input checked="" type="checkbox"/> [N]
5.13 Utahovací moment	M	12,32	[Nm]
5.14 Silové poměry zatíženého spoje			
5.15 Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{0T}	0,00	[N]
5.16 Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{0L}	0,00	[N]
5.17 Provozní předpětí spoje	F_0'	6426,00	[N]
5.18 Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	4420,85	[N]
5.19 Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	6630,85	[N]
5.20 Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	2,000	
5.21 Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	0,000	



6.0 **Pevnostní kontroly spoje.**

6.1 Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje			
6.2 Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly	σ	126,79	[MPa]
6.3 Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	55,60	[MPa]
6.4 Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.5 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	159,22	[MPa]
6.6 Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	640	[MPa]
6.7 Bezpečnost na mezi kluzu	n	4,02	
6.8 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
6.9 Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	57,93	[MPa]
6.10 Dovolovaný tlak v krajní sevřené části	p_D	490	[MPa]



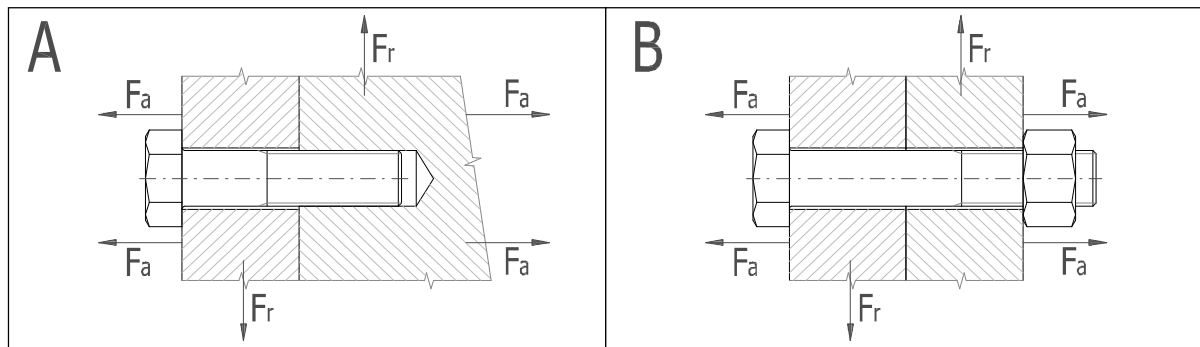
10. PŘÍLOHA - VÝPOČET ŠROUBŮ AXIÁLNÍHO RÁMU A PŘÍČNÍKU

- i Výpočet bez chyb.
 ii Informace o projektu

? Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2 Režim zatížení, typ spoje	
1.3 Provedení šroubového spoje	B ... Spojení součástí průchozím šroubem s maticí
1.4 Zatížení šroubového spoje	Zatížení v ose šroubu
1.5 Průběh zatížení	Pulzující zatížení



1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla	F_{amax}	11942,00	[N]
1.8 Minimální osová síla	F_{amin}	4452,00	[N]
1.9 Maximální radiální síla	F_r	0,00	[N]

2.0 Provozní a montážní parametry spoje.

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	1,500	
2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,500	
2.3 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu	n_s	2,000	
2.4 Součinitel tření v závitech	μ_t	0,150	
2.5 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu	μ_c	0,150	
2.6 Součinitel tření mezi spojovanými plochami	μ_d	0,200	
2.7 Uvažovat přídavná ohybová napětí	Ne		
2.8 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu	δ	0,100	[°]
2.9 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje	Ne		
2.10 Provozní změna teploty šroubu	ΔT_b	38,9	[° C]
2.11 Provozní změna teploty spojovaných částí	ΔT_m	50,0	[° C]
2.12 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	Ne		

- 2.13 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje ΔL

0,1270

 [mm]
- 2.14 **Faktor zavedení provozní síly**
- 2.15 Faktor zavedení provozní síly n

0,500

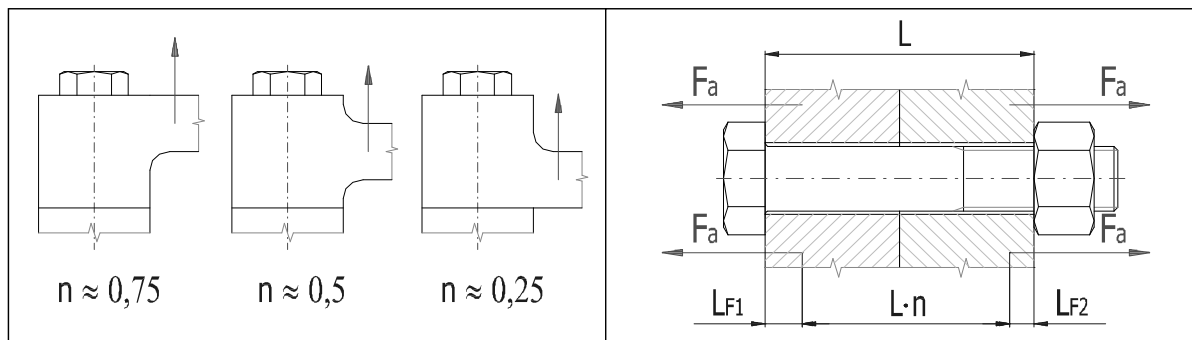
- 2.16 Vzdálenost působíště provozní síly od hlavy šroubu L_{F1}

0,000

 [mm]
- 2.17 Vzdálenost působíště provozní síly od matice L_{F2}

0,000

 [mm]



- 2.18 **Parametry dynamicky zatíženého spoje**
- 2.19 Provedení závitu

Válcovaný závit	▼
-----------------	---
- 2.20 Požadovaná životnost spoje v tisících cyklů

Neomezená životnost	▼
---------------------	---
- 2.21 Požadovaná spolehlivost spoje

95	▼
----	---

 [%]
- 2.22 Požadovaná dynamická bezpečnost n_f

2,000

3.0 Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.

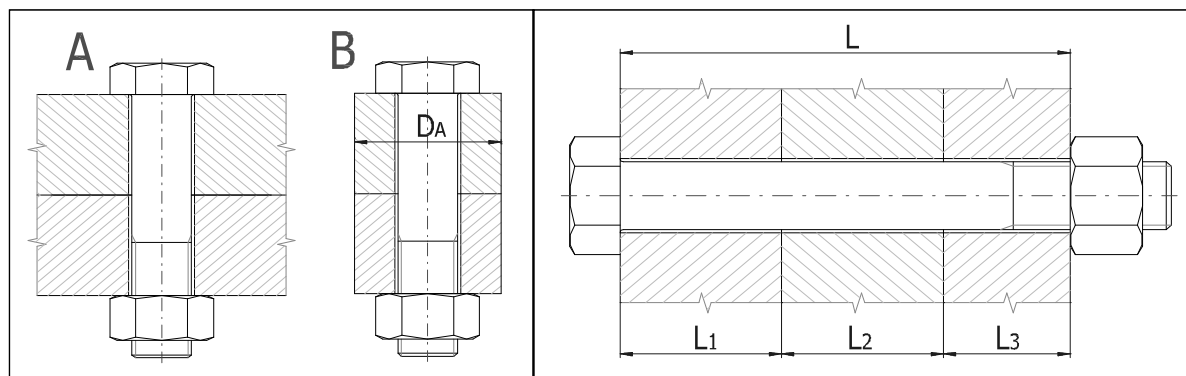
- 3.1 Provedení spojovaných částí

A ... Deska	▼
-------------	---
- 3.2 Počet sevřených částí i

2	▼
---	---
- 3.4 Celková výška sevřených částí L

26,500

 [mm]



3.5	L_1	E	α	p_D	Materiál	ČSN
Část 1	13,000	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	▼
Část 2	13,500	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	▼

4.0 Návrh spojovacího šroubu.

4.1 Předběžný návrh minimálních průměrů závitu

	ISO 3.6	ISO 4.8	ISO 5.8	ISO 6.8	ISO 8.8	ISO 9.8	ISO 10.9	ISO 12.9
MC	M24	M20	M16	M14	M12	M12	M10	M10
MF	M20	M16	M14	M14	M12	M12	M10	M10
UNC	7/8	3/4	5/8	9/16	1/2	1/2	7/16	3/8
UNF	7/8	5/8	9/16	9/16	1/2	7/16	3/8	3/8
UNEF	7/8	5/8	9/16	1/2	7/16	7/16	3/8	3/8

4.2 Materiál šroubu

4.3 Pevnostní třída šroubu

ISO 8.8 ISO

4.4 Modul pružnosti v tahu

E 206000 [MPa]

4.5 Mez pevnosti v tahu

R_m 800 [MPa]

4.6 Mez kluzu

R_e, R_{p0,2} 640 [MPa]

4.7 Součinitel tepelné roztažnosti

α 11,5 [10⁻⁶/°C]

4.8 Hustota

ρ 7830 [kg/m³]

4.9 Parametry závitu

4.10 Typ závitu

Metrický závit - hrubý

4.11 Velikost závitu

M16

4.12 Velký průměr závitu šroubu

d 16,0000 [mm]

4.13 Rozteč závitu

p 2,0000 [mm]

4.14 Malý průměr závitu šroubu

d_f 13,5460 [mm]

4.15 Střední průměr závitu šroubu

d_m 14,7010 [mm]

4.16 Provedení a geometrie šroubu

4.17 Typ šroubu

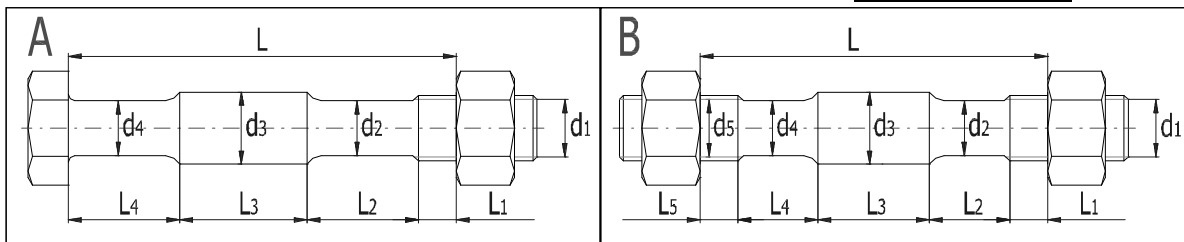
A ... Průchozí šroub s hlavou a maticí

4.18 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem

i 1

4.19 Celková výška sevřených částí

L 26,5 [mm]



4.20 Úsek šroubu

1 2 3 4 5 6

4.21 Délka úseku

L_i 26,500 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.22 Průměr úseku

d_i 14,124 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.23 Geometrie spoje

4.24 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu

A ... Mezikruhová styková plocha

4.25 Průměr díry pro spojovací šroub

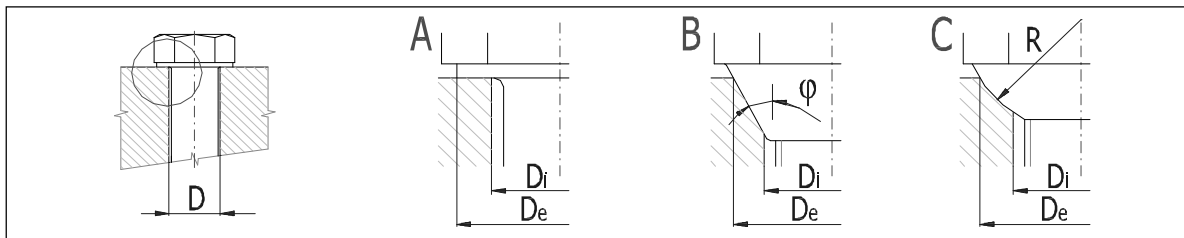
D 17,000 [mm]

4.26 Vnější průměr dosedací (stykové) plochy

D_e 24,000 [mm]

4.27 Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy

D_i 17,000 [mm]



Kapitola výsledků

5.0 Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.

5.1 Konstanty tuhosti spoje

5.2 Tuhost spojovacího šroubu

C_b 851485,21 [N/mm]

5.3 Tuhost sevřených částí

C_m 2789982,26 [N/mm]

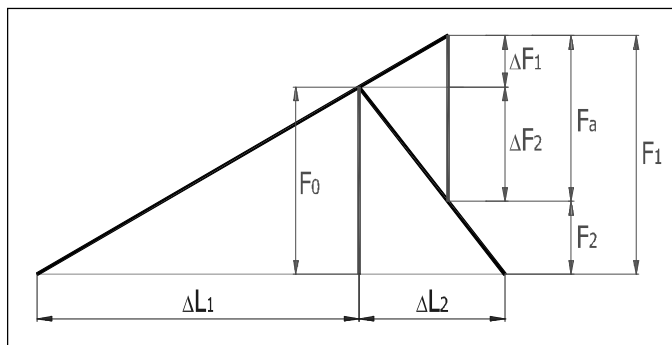
5.4 Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje

C₁ 738753,7 [N/mm]

5.5 Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje

C₂ 5579964,52 [N/mm]

5.6 Montážní předpětí šroubového spoje			
5.7 Maximální osová složka provozní síly	F_a	11942	[N]
5.8 Maximální radiální složka provozní síly	F_r	0	[N]
5.9 Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	0	[N]
5.10 Část osová složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	1396,20	[N]
5.11 Část osová složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	10545,80	[N]
5.12 Montážní předpětí spoje	F_0	28459,0	<input checked="" type="checkbox"/> [N]
5.13 Utahovací moment	M	84,46	[Nm]
5.14 Silové poměry zatíženého spoje			
5.15 Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{0T}	0,00	[N]
5.16 Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{0L}	0,00	[N]
5.17 Provozní předpětí spoje	F_0'	28459,00	[N]
5.18 Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	17913,20	[N]
5.19 Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	29855,20	[N]
5.20 Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	1,500	
5.21 Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	0,000	



6.0 Pevnostní kontroly spoje.

6.1 Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje			
6.2 Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osová síly	σ	207,16	[MPa]
6.3 Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	83,40	[MPa]
6.4 Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.5 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	252,55	[MPa]
6.6 Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	640	[MPa]
6.7 Bezpečnost na mezi kluzu	n	2,53	
6.8 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
6.9 Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	132,45	[MPa]
6.10 Dovolovaný tlak v krajní sevřené části	p_D	490	[MPa]
6.11 Pevnostní kontrola dynamicky zatíženého šroubového spoje			
6.12 Střední osová síla cyklu zatěžující šroub	F_m	29417,35	[N]
6.13 Amplituda osová síly cyklu zatěžující šroub	F_a	437,85	[N]
6.14 Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	204,12	[MPa]
6.15 Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	3,04	[MPa]
6.16 Základní mez únavy v tahu daného materiálu šroubu	σ_c'	384	[MPa]
6.17 Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_c	93	[MPa]
6.18 Mez únavy v tahu při omezené životnosti	σ_f	93	[MPa]
6.19 Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	55,84	[MPa]
6.20 Dynamická bezpečnost v tahu	n_σ	18,38	
6.21 Bezpečnost v krutu	n_τ	4,43	
6.22 Výsledná dynamická bezpečnost	n	17,90	





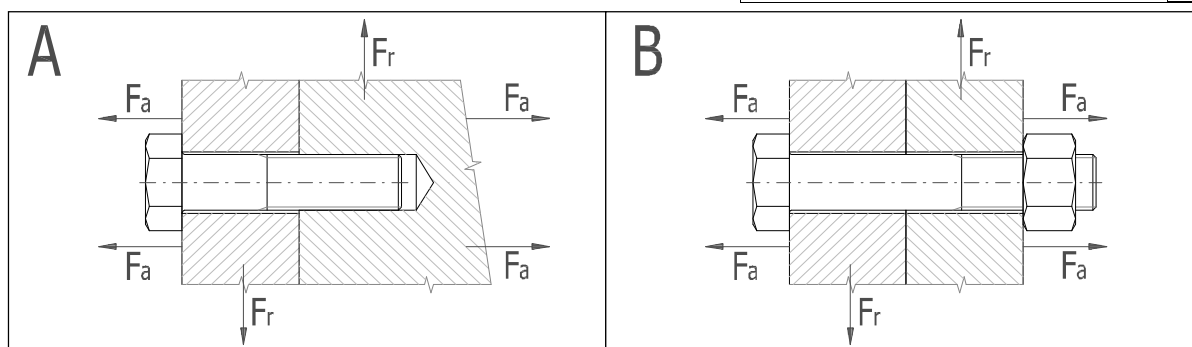
11. PŘÍLOHA - VÝPOČET ŠROUBŮ UCHYCENÍ AXIÁLNÍHO VÁLCE

- i Výpočet bez chyb.
ii Informace o projektu

? Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2 Režim zatížení, typ spoje	
1.3 Provedení šroubového spoje	B ... Spojení součástí průchozím šroubem s maticí
1.4 Zatížení šroubového spoje	Zatížení v ose šroubu
1.5 Průběh zatížení	Střídavé zatížení souměrné



1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla	F_{amax}	2497,00	[N]
1.8 Minimální osová síla	F_{amin}	-2497,00	[N]
1.9 Maximální radiální síla	F_r	0,00	[N]

2.0 Provozní a montážní parametry spoje.

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	2,000	
2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,500	
2.3 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu	n_s	2,000	
2.4 Součinitel tření v závitech	μ_t	0,150	
2.5 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu	μ_c	0,150	
2.6 Součinitel tření mezi spojovanými plochami	μ_d	0,200	
2.7 Uvažovat přídavná ohybová napětí	Ne		
2.8 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu	δ	0,100	[°]
2.9 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje	Ne		
2.10 Provozní změna teploty šroubu	ΔT_b	38,9	[° C]
2.11 Provozní změna teploty spojovaných částí	ΔT_m	50,0	[° C]
2.12 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	Ne		

- 2.13 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje ΔL

0,1270

 [mm]
- 2.14 **Faktor zavedení provozní síly**
- 2.15 Faktor zavedení provozní síly n

0,500

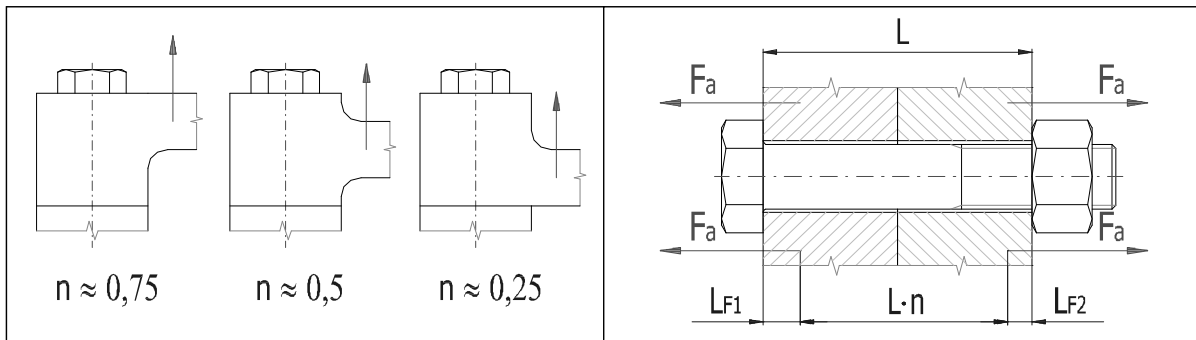
- 2.16 Vzdálenost působíště provozní síly od hlavy šroubu L_{F1}

0,000

 [mm]
- 2.17 Vzdálenost působíště provozní síly od matice L_{F2}

0,000

 [mm]



2.18 **Parametry dynamicky zatíženého spoje**

- 2.19 Provedení závitu

Válcovaný závit	▼
-----------------	---
- 2.20 Požadovaná životnost spoje v tisících cyklů

Neomezená životnost	▼
---------------------	---
- 2.21 Požadovaná spolehlivost spoje

95	▼
----	---

 [%]
- 2.22 Požadovaná dynamická bezpečnost n_f

2,000

3.0 Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.

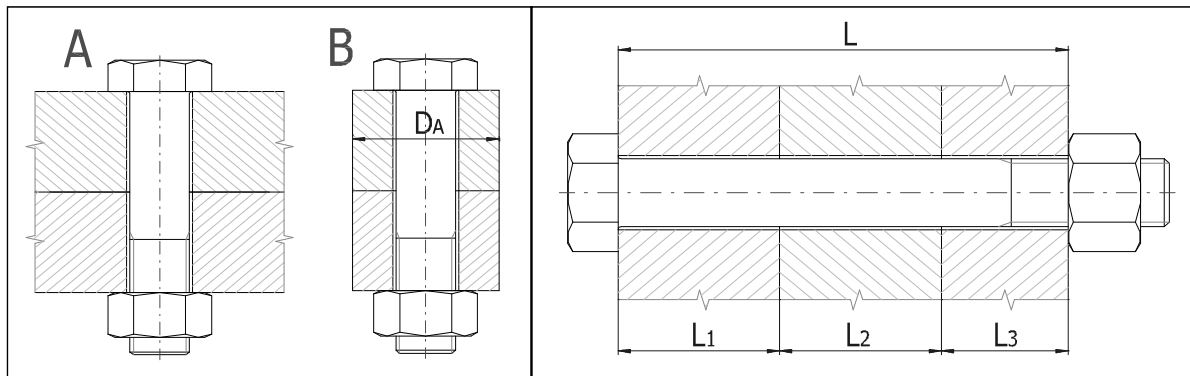
- 3.1 Provedení spojovaných částí

A ... Deska	▼
-------------	---
- 3.2 Počet sevřených částí i

2	▼
---	---
- 3.4 Celková výška sevřených částí L

24,000

 [mm]



3.5	L_1	E	α	p_D	Materiál	ČSN
Část 1	14,000	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	▼
Část 2	10,000	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	▼

4.0 Návrh spojovacího šroubu.

4.1 **Předběžný návrh minimálních průměrů závitu**

	ISO 3.6	ISO 4.8	ISO 5.8	ISO 6.8	ISO 8.8	ISO 9.8	ISO 10.9	ISO 12.9
MC	M12	M10	M8	M8	M8	M8	M6	M5
MF	M12	M10	M8	M8	M8	M8	M8	M8
UNC	1/2	3/8	3/8	5/16	5/16	5/16	1/4	12 (0.216)
UNF	1/2	3/8	5/16	5/16	1/4	1/4	12 (0.216)	12 (0.216)
UNEF	7/16	3/8	5/16	5/16	1/4	1/4	12 (0.216)	12 (0.216)

4.2 Materiál šroubu

4.3 Pevnostní třída šroubu

ISO 8.8 ISO

4.4 Modul pružnosti v tahu

E 206000 [MPa]

4.5 Mez pevnosti v tahu

R_m 800 [MPa]

4.6 Mez kluzu

R_e, R_{p0,2} 640 [MPa]

4.7 Součinitel tepelné roztažnosti

α 11,5 [10⁻⁶/°C]

4.8 Hustota

ρ 7830 [kg/m³]

4.9 Parametry závitu

4.10 Typ závitu

Metrický závit - hrubý

4.11 Velikost závitu

M12

4.12 Velký průměr závitu šroubu

d 12,0000 [mm]

4.13 Rozteč závitu

p 1,7500 [mm]

4.14 Malý průměr závitu šroubu

d_f 9,8530 [mm]

4.15 Střední průměr závitu šroubu

d_m 10,8630 [mm]

4.16 Provedení a geometrie šroubu

4.17 Typ šroubu

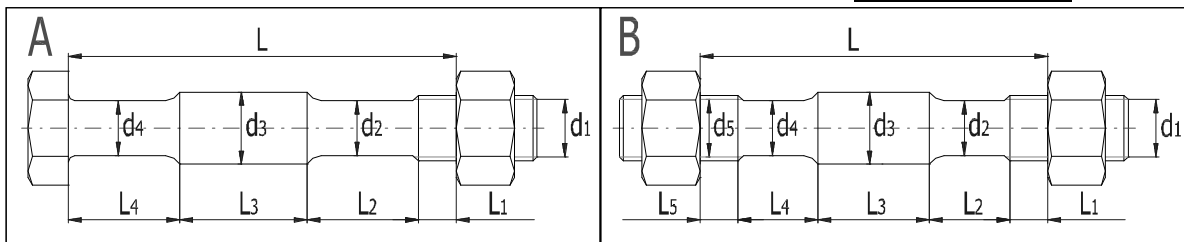
A ... Průchozí šroub s hlavou a maticí

4.18 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem

i 1

4.19 Celková výška sevřených částí

L 24 [mm]



4.20 Úsek šroubu

1 2 3 4 5 6

4.21 Délka úseku

L_i 24,000 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.22 Průměr úseku

d_i 10,358 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.23 Geometrie spoje

4.24 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu

A ... Mezikružová styková plocha

4.25 Průměr díry pro spojovací šroub

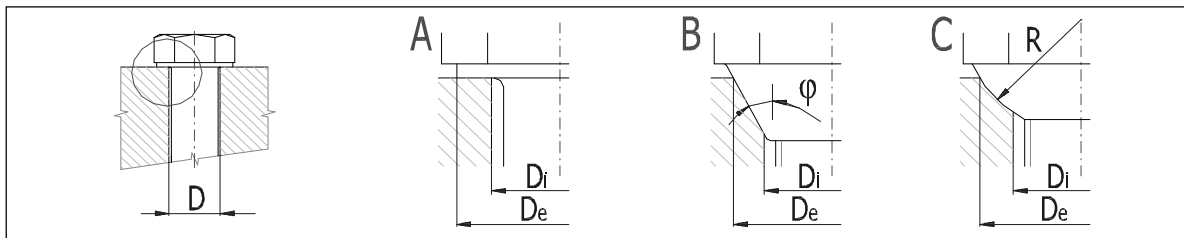
D 13,000 [mm]

4.26 Vnější průměr dosedací (stykové) plochy

D_e 18,000 [mm]

4.27 Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy

D_i 13,000 [mm]



Kapitola výsledků

5.0 Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.

5.1 Konstanty tuhosti spoje

5.2 Tuhost spojovacího šroubu

C_b 536934,3 [N/mm]

5.3 Tuhost sevřených částí

C_m 1833642,91 [N/mm]

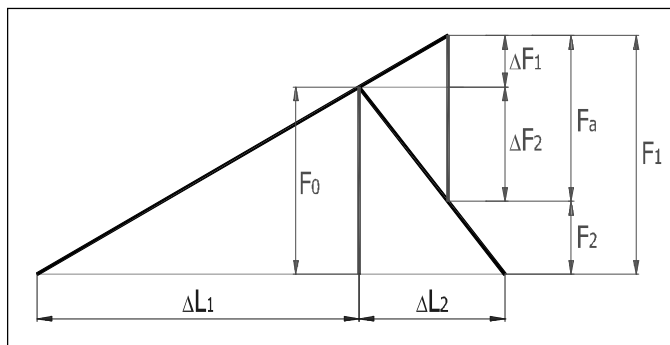
5.4 Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje

C₁ 468360,72 [N/mm]

5.5 Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje

C₂ 3667285,82 [N/mm]

5.6 Montážní předpětí šroubového spoje			
5.7 Maximální osová složka provozní síly	F_a	2497	[N]
5.8 Maximální radiální složka provozní síly	F_r	0	[N]
5.9 Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	0	[N]
5.10 Část osová složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	282,78	[N]
5.11 Část osová složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	2214,22	[N]
5.12 Montážní předpětí spoje	F_0	7209,0	<input checked="" type="checkbox"/> [N]
5.13 Utahovací moment	M	16,32	[Nm]
5.14 Silové poměry zatíženého spoje			
5.15 Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{0T}	0,00	[N]
5.16 Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{0L}	0,00	[N]
5.17 Provozní předpětí spoje	F_0'	7209,00	[N]
5.18 Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	4994,78	[N]
5.19 Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	7491,78	[N]
5.20 Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	2,000	
5.21 Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	0,000	



6.0 Pevnostní kontroly spoje.

6.1 Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje			
6.2 Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osová síly	σ	98,26	[MPa]
6.3 Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	42,29	[MPa]
6.4 Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.5 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	122,55	[MPa]
6.6 Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	640	[MPa]
6.7 Bezpečnost na mezi kluzu	n	5,22	
6.8 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
6.9 Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	61,54	[MPa]
6.10 Dovolovaný tlak v krajní sevřené části	p_D	490	[MPa]
6.11 Pevnostní kontrola dynamicky zatíženého šroubového spoje			
6.12 Střední osová síla cyklu zatěžující šroub	F_m	7209,00	[N]
6.13 Amplituda osová síly cyklu zatěžující šroub	F_a	282,78	[N]
6.14 Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	94,55	[MPa]
6.15 Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	3,71	[MPa]
6.16 Základní mez únavy v tahu daného materiálu šroubu	σ_c'	384	[MPa]
6.17 Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_c	95	[MPa]
6.18 Mez únavy v tahu při omezené životnosti	σ_f	95	[MPa]
6.19 Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	83,77	[MPa]
6.20 Dynamická bezpečnost v tahu	n_σ	22,59	
6.21 Bezpečnost v krutu	n_τ	8,73	
6.22 Výsledná dynamická bezpečnost	n	22,44	



HYDRAULICKÝ VÁLEC AXIÁLNÍ

Specifikace

DP KKS 14-S/1



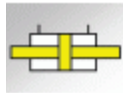
configuration overview

Config-ID 2014002281

Actuator

volume

Order data = bold type



Test cylinder

Dk.

stroke

Kstgvl

Kstgvr

7019210Q

45 mm

100 mm

48 mm

48 mm

x 1

series

320 - Hänchen (32 MPa)

bore

45 mm

rod-Ø

25 mm

cylinder stroke

100 mm

effective stroke

80 mm

cushioning

with emergency cushioning 10 mm

type of effect

double-rod

sealing system cover

functional oil seal, wiper ring

guiding system cover

Servobear®: hydrostatic bearing

sealing system piston

gap seal

guiding system piston

metallic guide

sealing material

PU / NBR-based

quality of piston rod

42CrMo4V hard-chrome plated

mounting cylinder body

basic mounting

free piston rod end left (z1)

18 mm

free piston rod end right (z1)

113 mm

piston rod elongation left

48 mm

piston rod elongation right

48 mm

mounting piston rod end left

male thread; M 24x1,5; 30 mm

mounting piston rod end right

plain end

mounting rod end left

hook wrench

mounting rod end right

without

hydraulic port

for mounting plate

port left hand (head side)

Nw 14

port right hand (cap side)

Nw 14

position transducer

für inductive

standard coating

white aluminium; RAL 9006

Technical data

cylinder force max. (F1)

35,2 kN

adm. pressure in cylinder

320 bar

test pressure

480 bar

speed

4 m/s

working area (A1)

1100 mm²

adm. lateral force

1,25 kN - retracted

0,73 kN - centered position

0,51 kN - extended

temperature min

-15,0 °C

Herbert Hänchen GmbH & Co. KG

Brunnwiesenstr. 3
73760 Ostfildern
Deutschland
Fon +49 711 44139-0
Fax +49 711 44139-100

info@haenchen.de
www.haenchen.de
UST-IdNr.: DE813264997
Steuer Nummer: 97113/01518
Zollnummer: DE5776198

Volksbank Esslingen
100 515 002- BLZ 611 901 10
IBAN: DE41 6119 0110 0100 5150 02
BIC (S.W.I.F.T.): GENODES1ESS
Deutsche Bank Esslingen
0121400-00- BLZ 611 700 76

IBAN: DE02 6117 0076 0012 1400 00
BIC (S.W.I.F.T.): DEUTDESS611
Commerzbank Esslingen
8 254 500 00- BLZ 611 400 71
IBAN: DE72 6114 0071 0825 4500 00
BIC (S.W.I.F.T.): COBADEFF 611

Persönlich haftender
Gesellschafter:
Hänchen Vertriebs- und
Verwaltungs-
gesellschaft mbH

Geschäftsführer:
Tanja Hänchen
Stefan Hänchen
Matthias Hänchen
Amtsgericht Stuttgart
HRA 211293



temperature max 100,0 °C

Your Hydraulic Design

type of calculation sine movement
 amplitude 1 mm
 frequency 20 Hz
 max. speed 0,13 m/s
 max. acceleration 15,8 m/s²
 attached mass 20 kg
 mass of piston rod 1,91 kg
 moving mass 26,3 kg
 working pressure in cylinder 112 bar
 cylinder force at working pressure 12,3 kN
 Erforderliche Beschleunigungskraft 0,36 kN
 flow rate 8,3 l/min

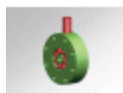


rod flange

mounting side: left

0827301A x 1

für Kraftaufnehmer Modell 1700 - partial circle Ø 30,0 - Fmax 50,00 k



force transducer

mounting side: left

0920400A x 1

Interface Inc. - Modell 1700 - Fmax 20 kN
 For further information, see sata sheet



rod eye spherical

mounting side: left

0834400A x 1

bolt ø35 -0,012 - Hänchen-Norm Reihe 320 - Fmax 35,20 kN



protection tube for mounting

mounting side: right

0844100A x 1

tragend



mounting plate

ISO 10372-04

mounting side: right

0875900A x 1

ISO 10372-04 (Moog 76) - P = G 3/4 - T = G 3/4



diaphragm accumulator - port P

mounting side: right

0526300A x 1

accumulator volume 1 Liter - pre-stressing 200 bar



diaphragm accumulator - port T

mounting side: right

0527500A x 1

accumulator volume 1 Liter - pre-stressing 20 bar



control valve

mounting side: right

0267700A x 1

ISO 10372-04 (Moog 76) - D765 High response - nominal flow rate: 38,0 l/min



rod eye spherical

mounting side: right

0869300A x 1

Bolzen ø 35 -0,012 - Hänchen-Norm Reihe 320 - 35,20 kN

Equipment

no accessories selected

Important Note

We don't know how you intend to use the products. You need to check yourself whether the selected products are suitable for your application and purposes.

Herbert Hänchen GmbH & Co. KG
 Brunnwiesenstr. 3
 73760 Ostfildern
 Deutschland
 Fon +49 711 44139-0
 Fax +49 711 44139-100

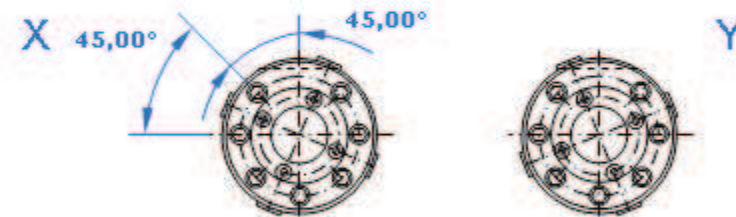
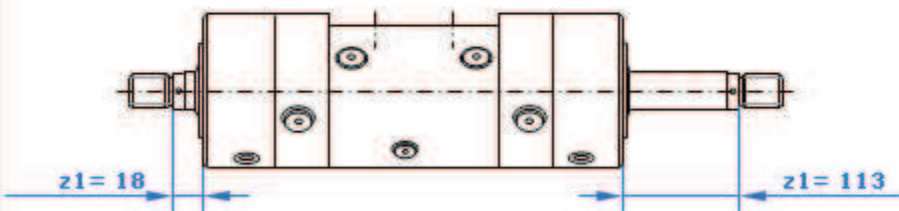
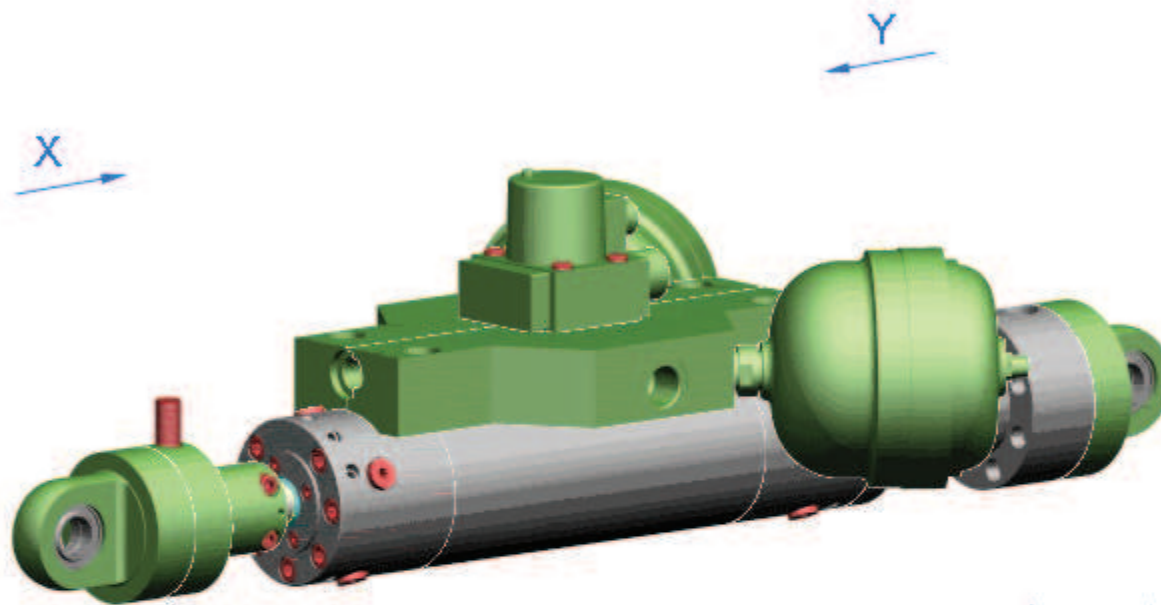
info@haenchen.de
 www.haenchen.de
 USt-IdNr.: DE813264997
 Steuer Nummer: 97113/01518
 Zollnummer: DE5776198

Volksbank Esslingen
 100 515 002- BLZ 611 901 10
 IBAN: DE41 6119 0110 0100 5150 02
 BIC (S.W.I.F.T.): GENODES1ESS
 Deutsche Bank Esslingen
 0121400 00- BLZ 611 700 76

IBAN: DE02 6117 0076 0012 1400 00
 BIC (S.W.I.F.T.): DEUTDESS611
 Commerzbank Esslingen
 8 254 500 00- BLZ 611 400 71
 IBAN: DE72 6114 0071 0825 4500 00
 BIC (S.W.I.F.T.): COBADEFF 611

Persönlich haftender
 Gesellschafter:
 Hänchen Vertriebs- und
 Verwaltungs-
 gesellschaft mbH

Geschäftsführer:
 Tanja Hänchen
 Stefan Hänchen
 Matthias Hänchen
 Amtsgericht Stuttgart
 HRA 211293



sealing system cover

functional oil seal, wiper ring

guiding system cover

Servobear®: hydrostatic bearing

Config-ID 2014002281		all dimensions in [mm]	
bore	45 mm	designation	Actuator
rod-Ø	25 mm	series	320 - Hänchen (32 MPa)
stroke	100 mm		Herbert Hänchen GmbH & Co.KG www.haenchen.de
distance	0 mm		
rod elong.L	48 mm		
rod elong.R	48 mm	<small>The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. All rights reserved.</small>	

HYDRAULICKÝ VÁLEC RADIÁLNÍ

Specifikace

DP KKS 14-S/2

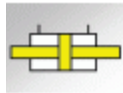


configuration overview

Actuator

volume

Order data = bold type



Test cylinder	7019210Q	x	1
Dk.	45 mm		
stroke	100 mm		
Kstgvl	48 mm		
Kstgvr	48 mm		

series	320 - Hänchen (32 MPa)
bore	45 mm
rod-Ø	25 mm
cylinder stroke	100 mm
effective stroke	80 mm
cushioning	with emergency cushioning 10 mm
type of effect	double-rod

sealing system cover	functional oil seal, wiper ring
guiding system cover	Servobear®: hydrostatic bearing
sealing system piston	gap seal
guiding system piston	metallic guide
sealing material	PU / NBR-based
quality of piston rod	42CrMo4V hard-chrome plated

mounting cylinder body	basic mounting
free piston rod end left (z1)	18 mm
free piston rod end right (z1)	113 mm
piston rod elongation left	48 mm
piston rod elongation right	48 mm

mounting piston rod end left	male thread; M 24x1,5; 30 mm
mounting piston rod end right	plain end
mounting rod end left	hook wrench
mounting rod end right	without

hydraulic port	for mounting plate
port left hand (head side)	NW 14
port right hand (cap side)	NW 14

position transducer	für inductive
standard coating	white aluminium; RAL 9006

Technical data

cylinder force max. (F1)	35,2 kN
adm. pressure in cylinder	320 bar
test pressure	480 bar
speed	4 m/s
working area (A1)	1100 mm ²
adm. lateral force	1,25 kN - retracted 0,73 kN - centered position 0,51 kN - extended
temperature min	-15,0 °C
temperature max	100,0 °C

Herbert Hänchen GmbH & Co. KG

Brunnwiesenstr. 3
73760 Ostfildern
Deutschland
Fon +49 711 44139-0
Fax +49 711 44139-100

info@haenchen.de
www.haenchen.de
UST-IdNr.: DE813264997
Steuer Nummer: 97113/01518
Zollnummer: DE5776198

Volksbank Esslingen
100 515 002- BLZ 611 901 10
IBAN: DE41 6119 0110 0100 5150 02
BIC (S.W.I.F.T.): GENODES1ESS
Deutsche Bank Esslingen
0121400 00- BLZ 611 700 76

IBAN: DE02 6117 0076 0012 1400 00
BIC (S.W.I.F.T.): DEUTDESS611
Commerzbank Esslingen
8 254 500 00- BLZ 611 400 71
IBAN: DE72 6114 0071 0825 4500 00
BIC (S.W.I.F.T.): COBADEFF 611

Persönlich haftender
Gesellschafter:
Hänchen Vertriebs- und
Verwaltungs-
gesellschaft mbH

Geschäftsführer:
Tanja Hänchen
Stefan Hänchen
Matthias Hänchen
Amtsgericht Stuttgart
HRA 211293



Your Hydraulic Design

type of calculation	sine movement
amplitude	1 mm
frequency	20 Hz
max. speed	0,13 m/s
max. acceleration	15,8 m/s ²
attached mass	20 kg
mass of piston rod	1,91 kg
moving mass	23 kg
working pressure in cylinder	112 bar
cylinder force at working pressure	12,3 kN
Erforderliche Beschleunigungskraft	0,36 kN
flow rate	8,3 l/min



rod flange

mounting side: left

0827301A x 1

für Kraftaufnehmer Modell 1700 - partial circle Ø 30,0 - Fmax 50,00 k



force transducer

mounting side: left

0920300A x 1

Interface Inc. - Modell 1700 - Fmax 10 kN
For further information, see sata sheet



protection tube for mounting

mounting side: right

0844100A x 1

tragend



mounting plate

ISO 10372-04

mounting side: right

0875900A x 1

ISO 10372-04 (Moog 76) - P = G 3/4 - T = G 3/4



diaphragm accumulator - port P

mounting side: right

0526300A x 1

accumulator volume 1 Liter - pre-stressing 200 bar



diaphragm accumulator - port T

mounting side: right

0527500A x 1

accumulator volume 1 Liter - pre-stressing 20 bar



control valve

mounting side: right

0267700A x 1

ISO 10372-04 (Moog 76) - D765 High response - nominal flow rate: 38,0 l/min



rod eye spherical

mounting side: right

0869300A x 1

Bolzen ø 35 - 0,012 - Hänchen-Norm Reihe 320 - 35,20 kN

Equipment

no accessories selected

Important Note

We don't know how you intend to use the products. You need to check yourself whether the selected products are suitable for your application and purposes.

For all products, the respective admissible values have to be considered, in particular the admissible pressure, forces, temperatures and speeds. When combining cylinders with accessories or sensors, always use the lower value.

We're always glad to assist you if you have any questions, but all information over the phone will be given without obligation.

All images, drawing and texts © Herbert Hänchen GmbH & Co. KG 2013

Herbert Hänchen GmbH & Co. KG

Brunnwiesenstr. 3
73760 Ostfildern
Deutschland
Fon +49 711 44139-0
Fax +49 711 44139-100

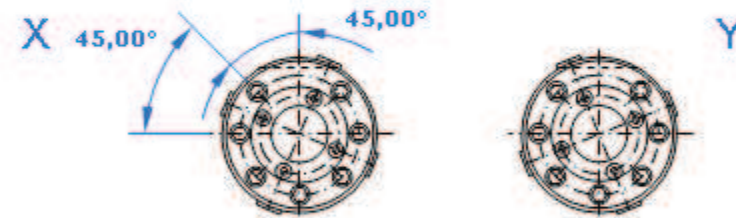
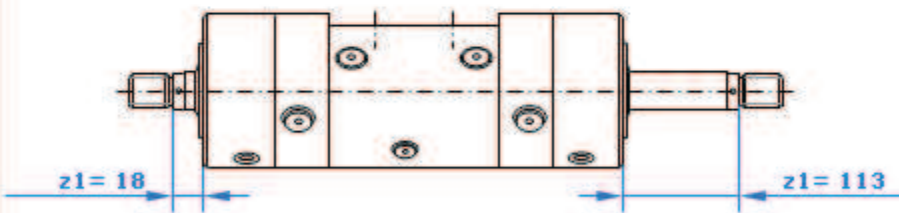
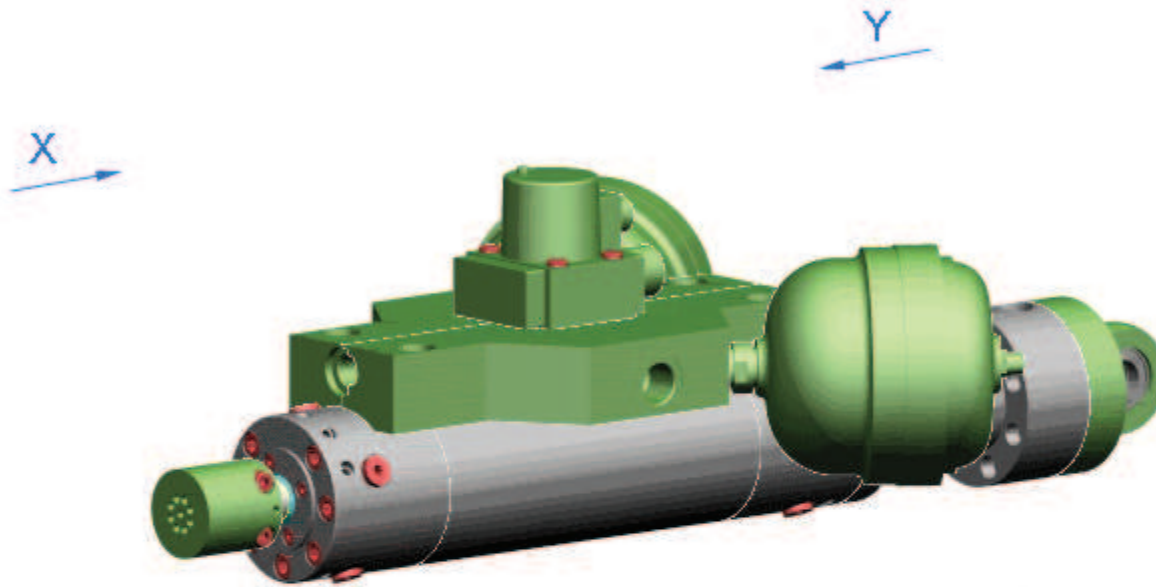
info@haenchen.de
www.haenchen.de
USt-IdNr.: DE813264997
Steuer Nummer: 97113/01518
Zollnummer: DE5776198

Volksbank Esslingen
100 515 002- BLZ 611 901 10
IBAN: DE41 6119 0110 0100 5150 02
BIC (S.W.I.F.T.): GENODES1ESS
Deutsche Bank Esslingen
0121400 00- BLZ 611 700 76

IBAN: DE02 6117 0076 0012 1400 00
BIC (S.W.I.F.T.): DEUTDESS611
Commerzbank Esslingen
8 254 500 00- BLZ 611 400 71
IBAN: DE72 6114 0071 0825 4500 00
BIC (S.W.I.F.T.): COBADEFF 611

Persönlich haftender
Gesellschafter:
Hänchen Vertriebs- und
Verwaltungs-
gesellschaft mbH

Geschäftsführer:
Tanja Hänchen
Stefan Hänchen
Matthias Hänchen
Amtsgericht Stuttgart
HRA 211293



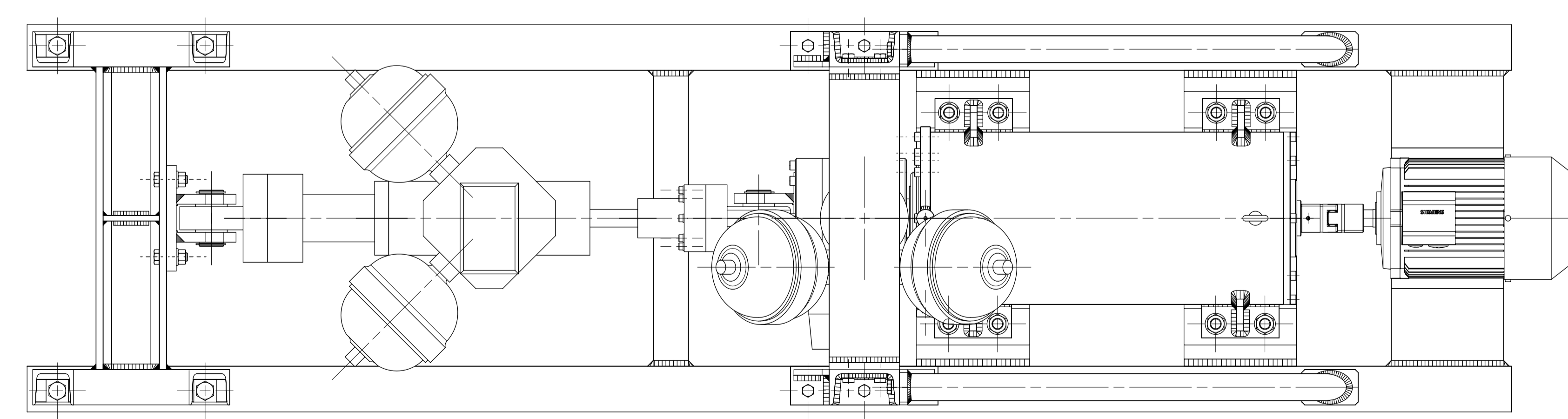
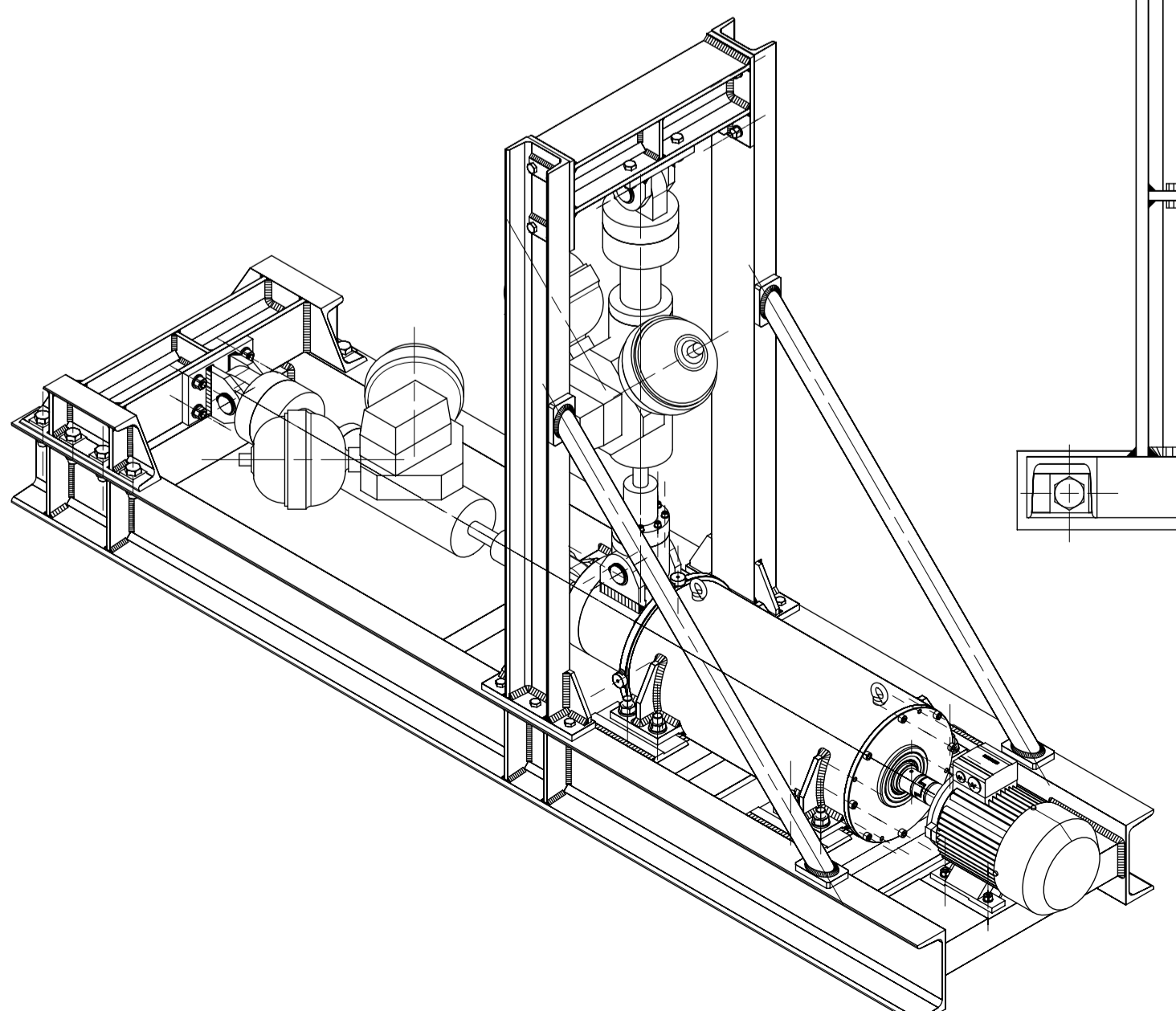
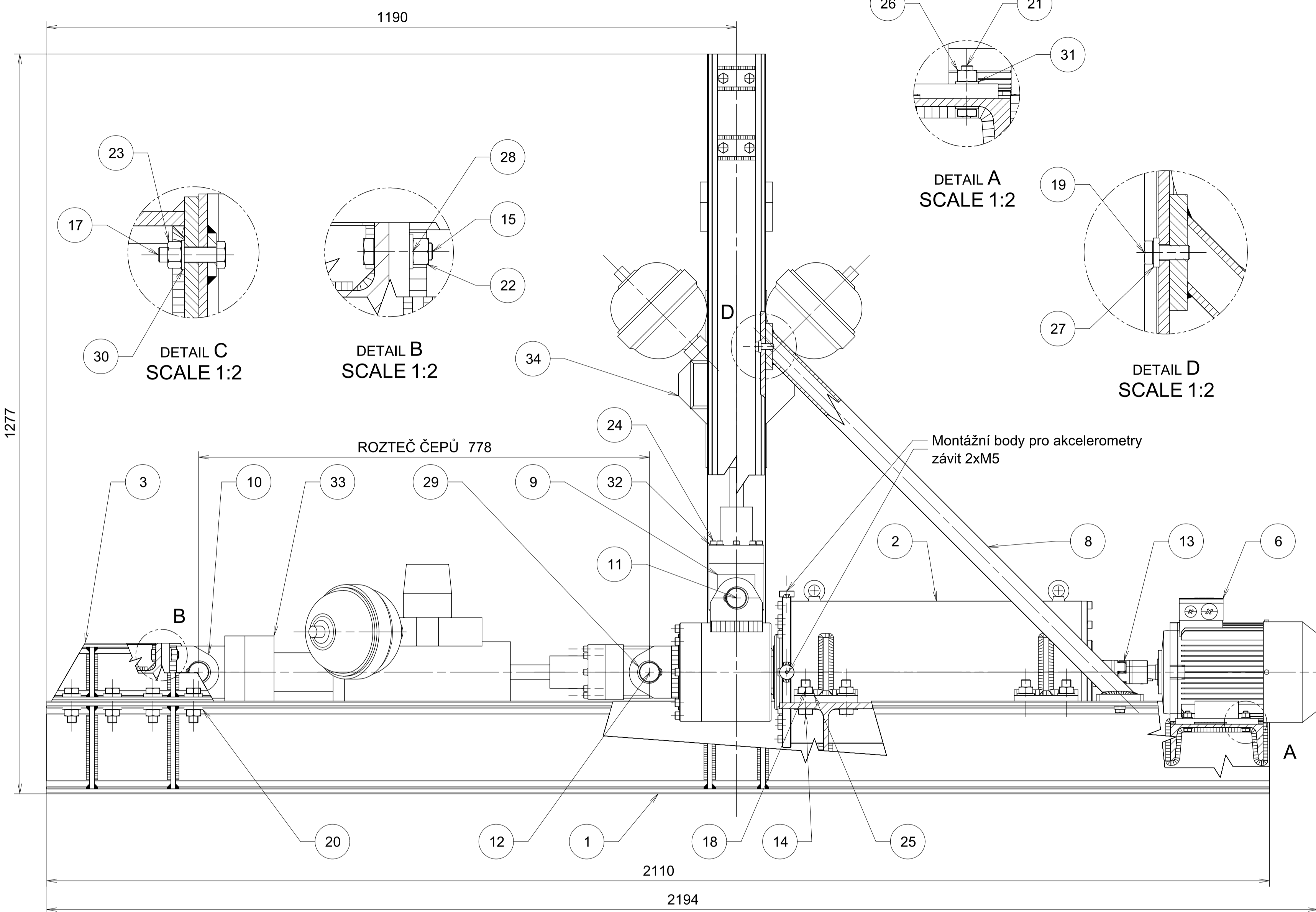
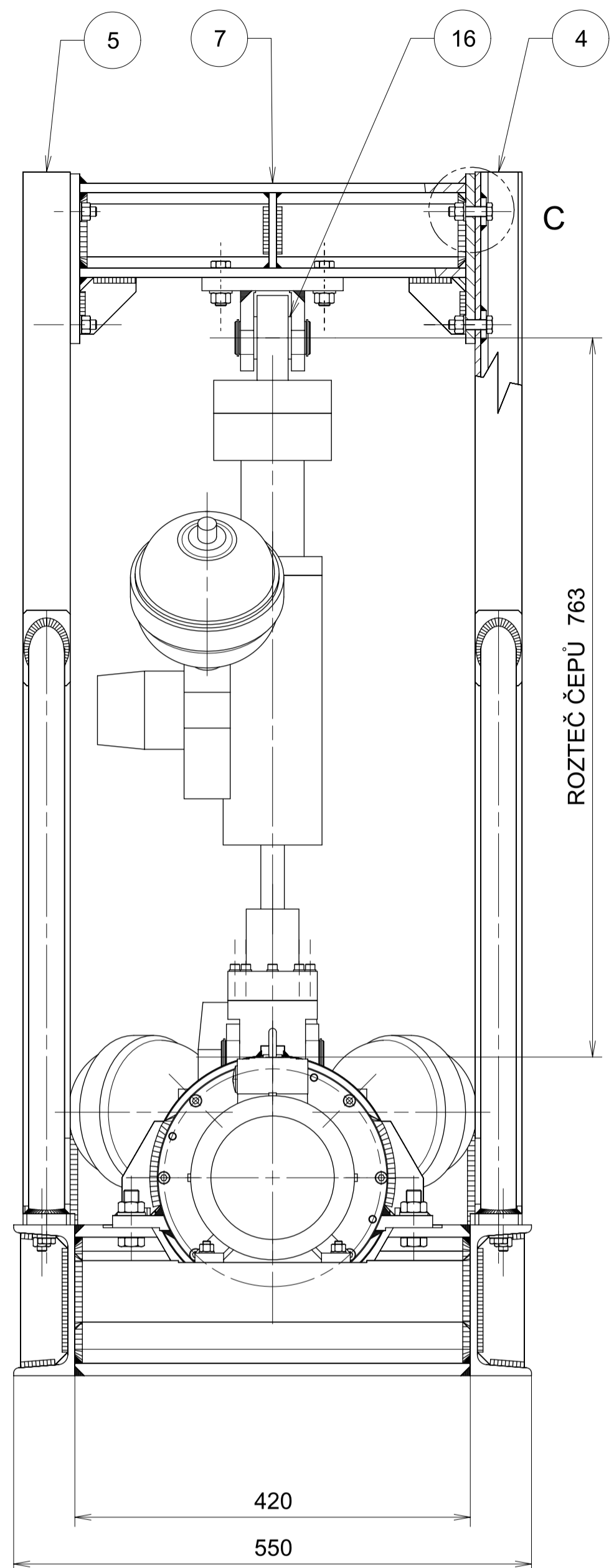
sealing system cover

functional oil seal, wiper ring

guiding system cover

Servobear®: hydrostatic bearing

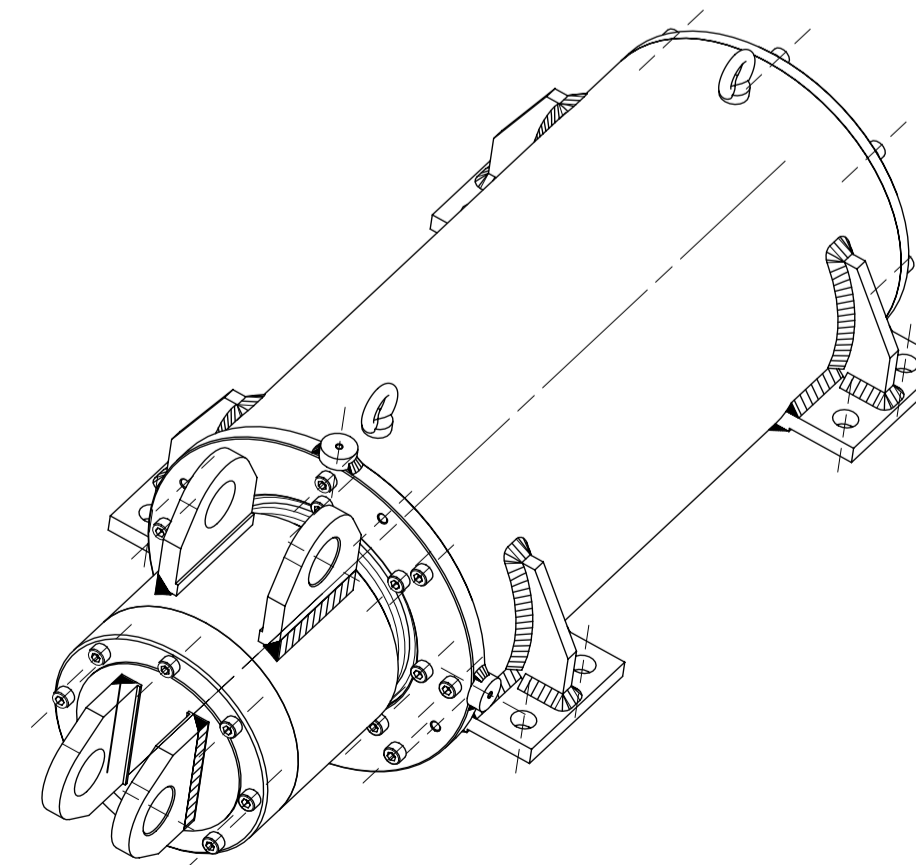
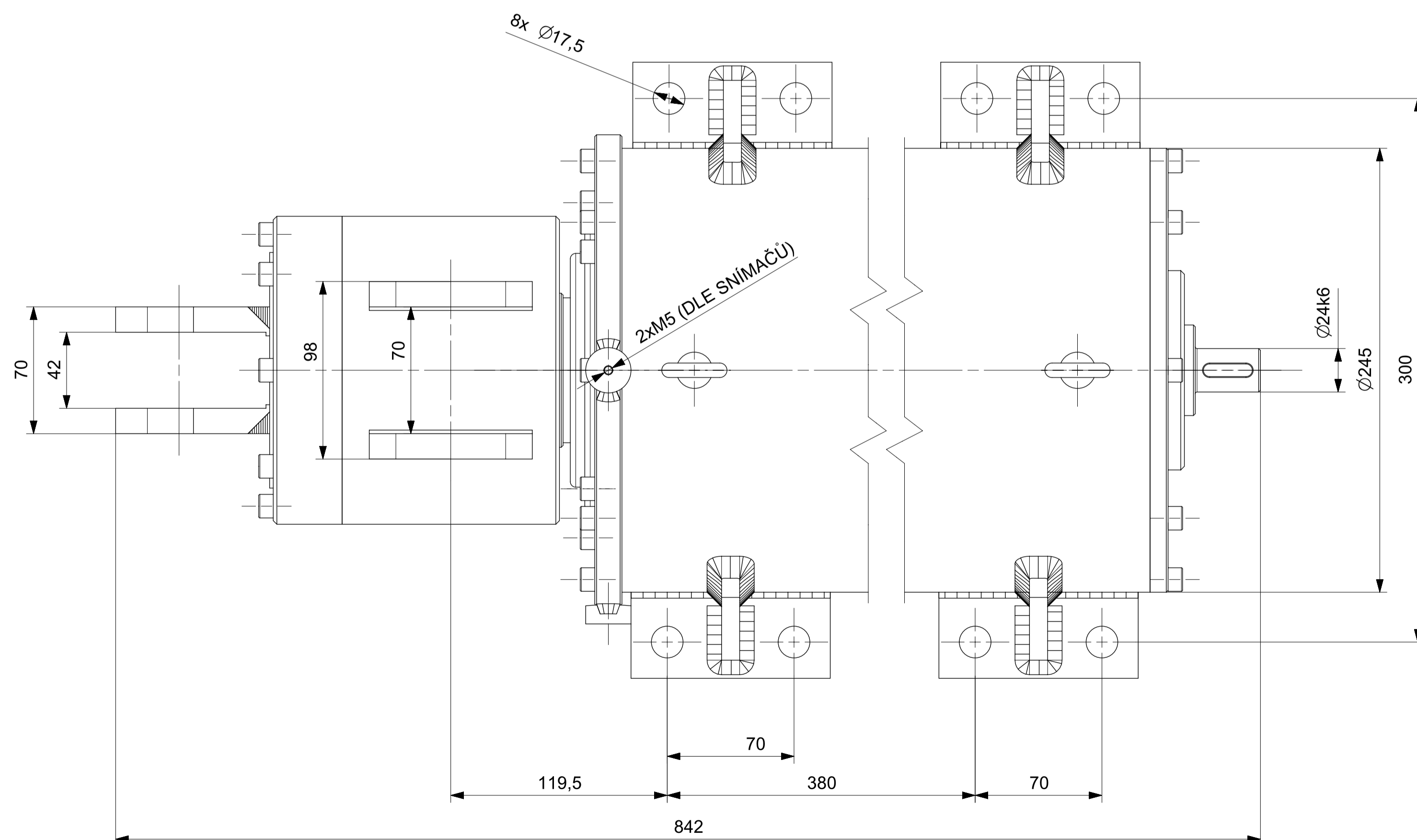
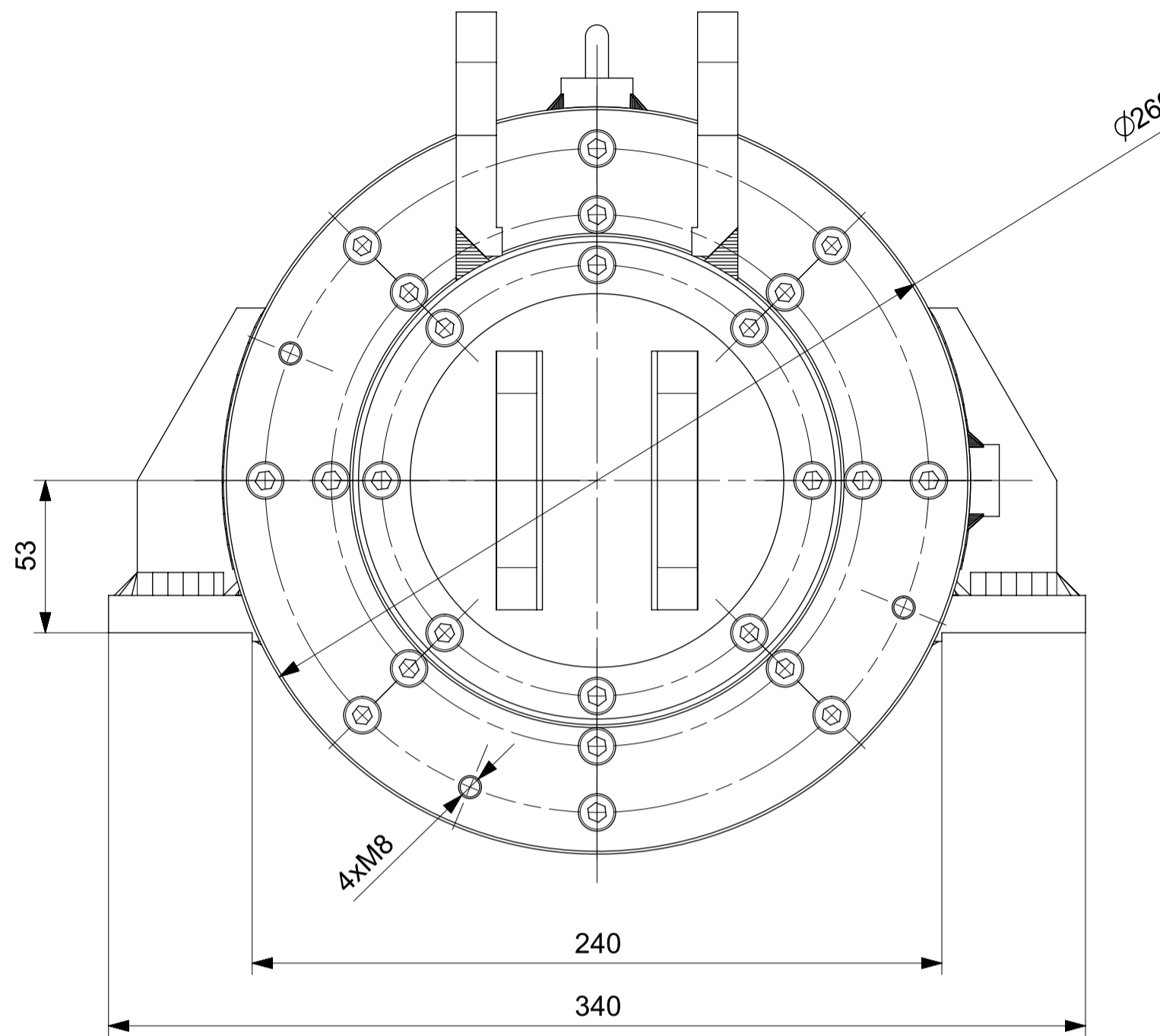
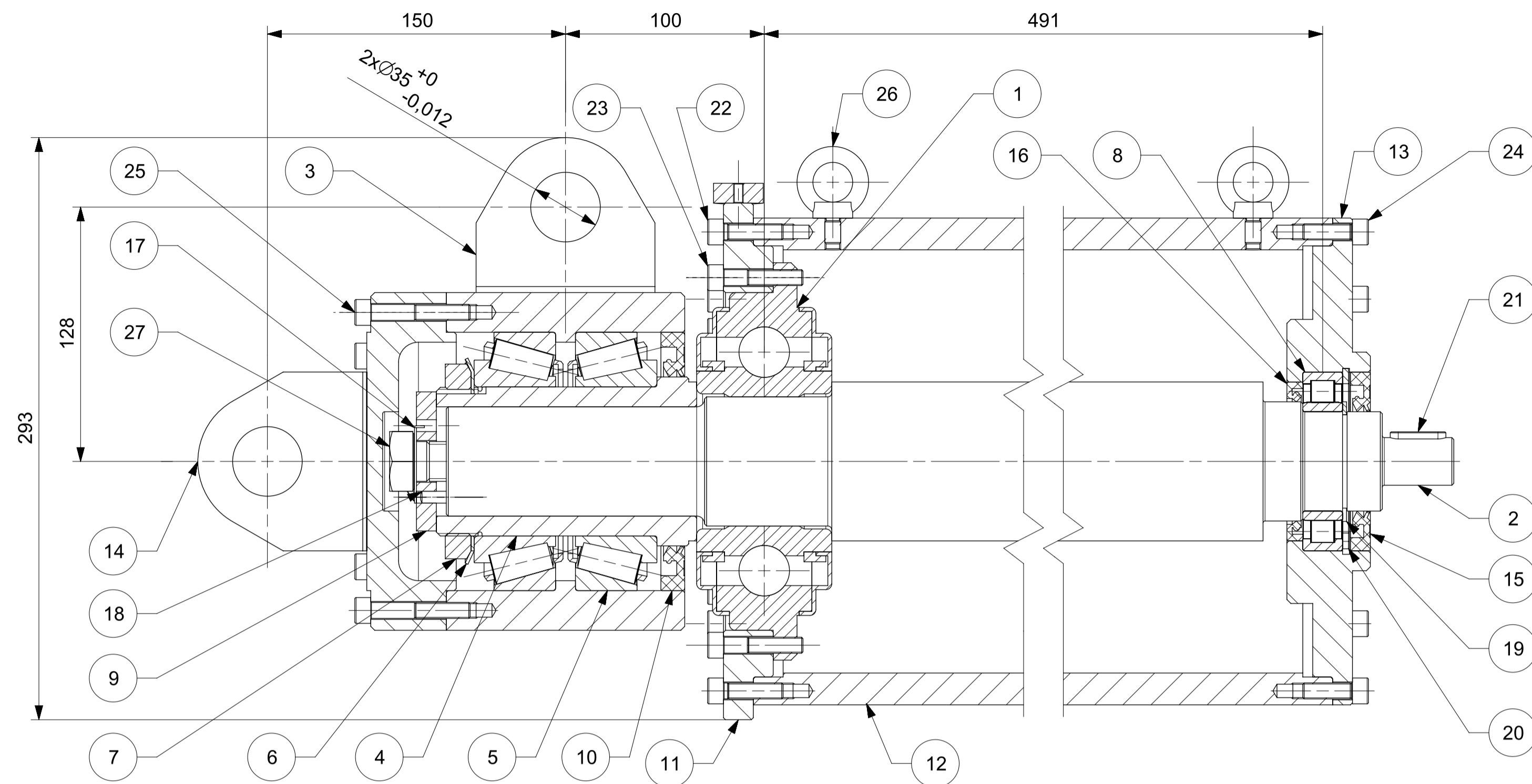
Config-ID		all dimensions in [mm]	
bore	45 mm	designation	Actuator
rod-Ø	25 mm	series	320 - Hänchen (32 MPa)
stroke	100 mm		Herbert Hänchen GmbH & Co.KG www.haenchen.de
distance	0 mm		
rod elong.L	48 mm		
rod elong.R	48 mm	<small>The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. All rights reserved.</small>	



Axiální rám kotvit k základu
 Maximální pracovní tlak hydraulických válců 320 MPa
 Válcové jsou dodány sestavené, specifikace rozhraní a šroubení viz data dodavatele

NO	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIAL	HMOT.	MN.
34	RADIÁLNÍ HYDRAULICKÝ VALEČ	DP KKS 14-S/2	-	-	1
33	AXIÁLNÍ HYDRAULICKÝ VALEČ	DP KKS 14-S/1	-	-	1
32	PODLOŽKA 6	ISO 7089		0,001	8
31	PODLOŽKA 8	ISO 7089		0,002	8
30	PODLOŽKA 10	ISO 7089		0,004	8
29	POJISTNÝ KROUZEK 35	CSN 022930		0,004	8
28	PODLOŽKA 12	ISO 7089		0,006	8
27	PODLOŽKA 10	CSN 02 1739		0,007	10
26	MATICE M8	ISO 4032		0,007	4
25	PODLOŽKA 16	ISO 7089		0,011	8
24	SROUB M6X40	ISO 4762 - 8.8	8.8	0,012	8
23	MATICE M10	ISO 4032		0,012	14
22	MATICE M12	ISO 4032		0,017	8
21	SROUB M8X30	ISO 4017	8.8	0,018	4
20	PODLOŽKA 16	CSN 02 1739		0,026	16
19	SROUB M10X25	ISO 4017	8.8	0,026	4
18	MATICE M16	ISO 4032		0,030	16
17	SROUB M10X40	ISO 4017	8.8	0,035	14
16	ČEP VLOŽKA		11 500	0,044	6
15	SROUB M12X40	ISO 4017	8.8	0,051	8
14	SROUB M16X50	ISO 4017	8.8	0,117	16
13	SPOJKA KTR-ROTEX 19	Rotex19/St/92Sh-A/1-24/1-24	-	0,537	1
12	ČEP 35X68		CSN 11 500	0,599	3
11	ČEP 35X98		CSN 11 500	0,817	1
10	PATKA HYDRAULICKEHO VALCE			2,785	2
9	OKO SENZORU			3,770	1
8	VZPERA RAMU			4,205	2
7	PRICNIK RADIÁLNÍ			12,188	1
6	ELEKTROMOTOR SIEMENS 1,1 KW; 1450 OT/MIN	1LA7090-4AA10	-	12,300	1
5	PODELNIK RADIÁLNÍ PRAVÝ			13,004	1
4	PODELNIK RADIÁLNÍ LEVÝ			13,006	1
3	PRICNIK AXIÁLNÍ			15,023	1
2	PODSESTAVA ULOŽENÍ	DP KKS 14-2/0		117,700	1
1	RAM AXIÁLNÍ	DP KKS 14-1/1		124,475	1
PO Z.	NAZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIAL	HMOT.	MN.

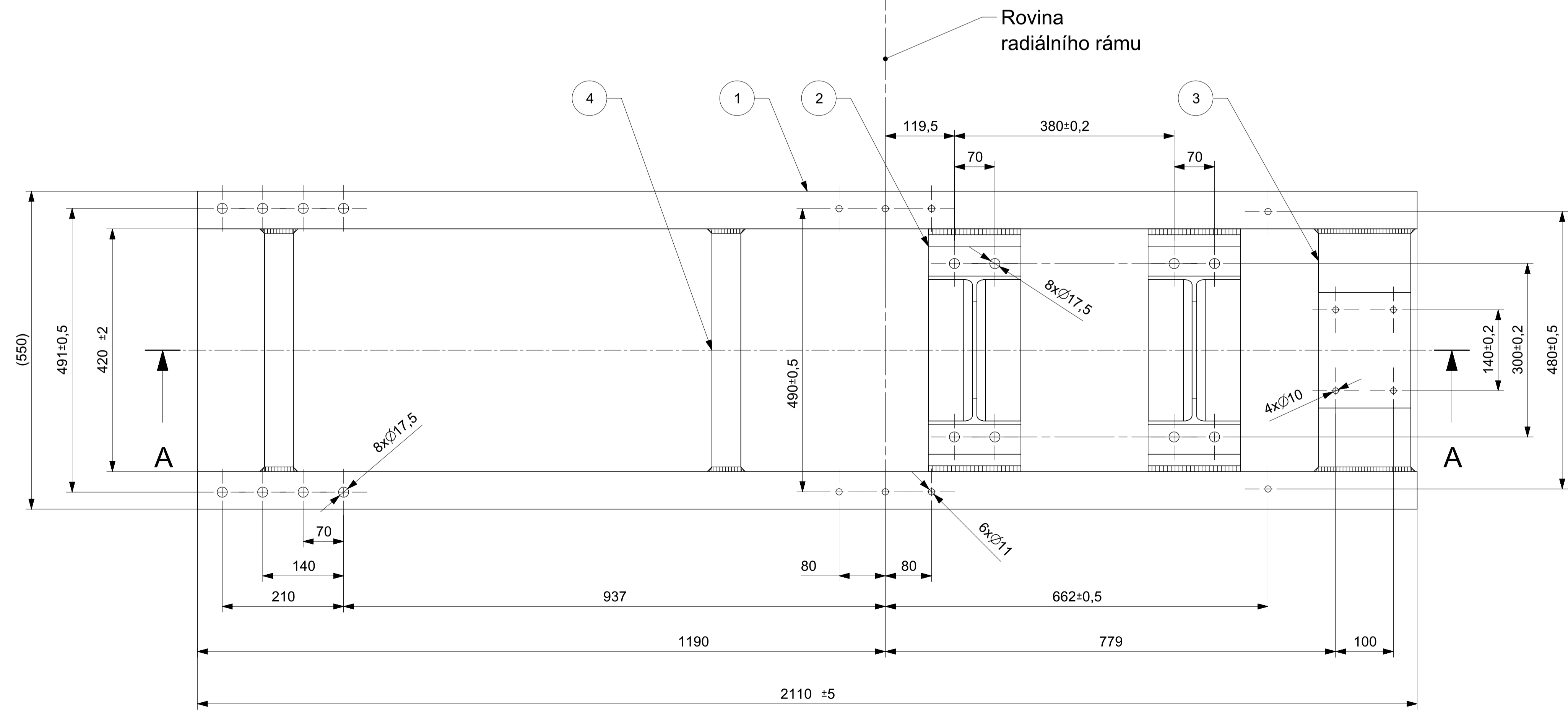
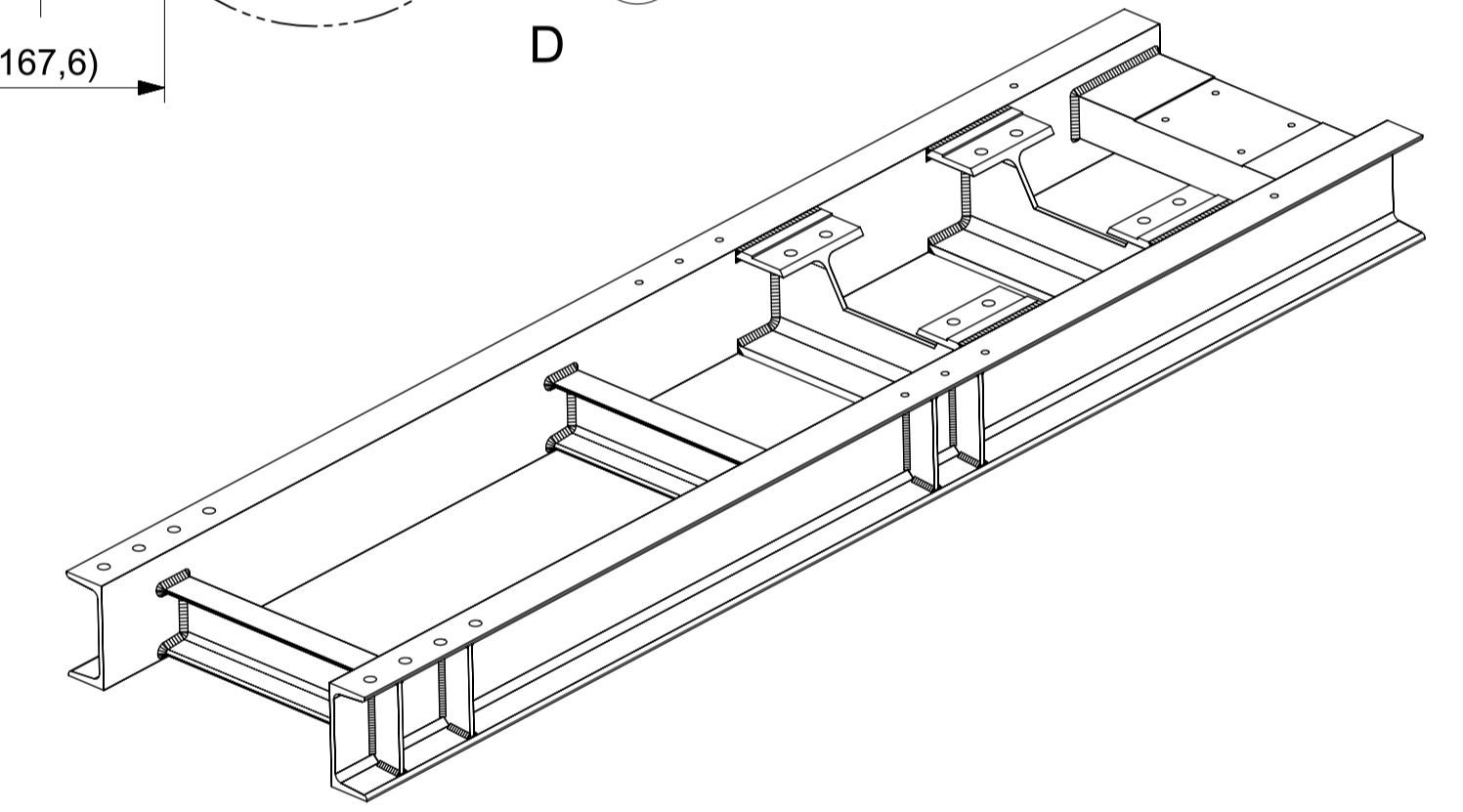
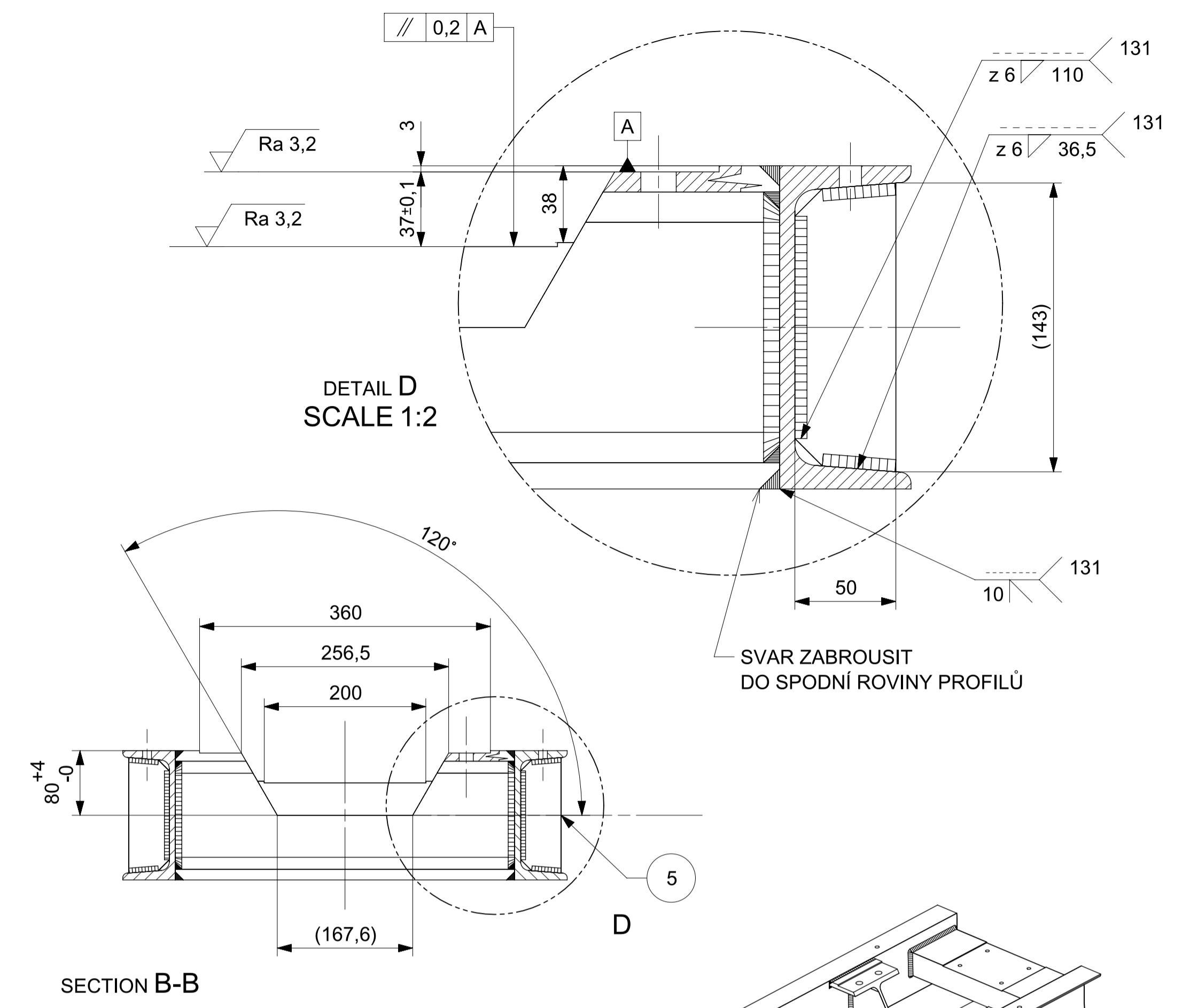
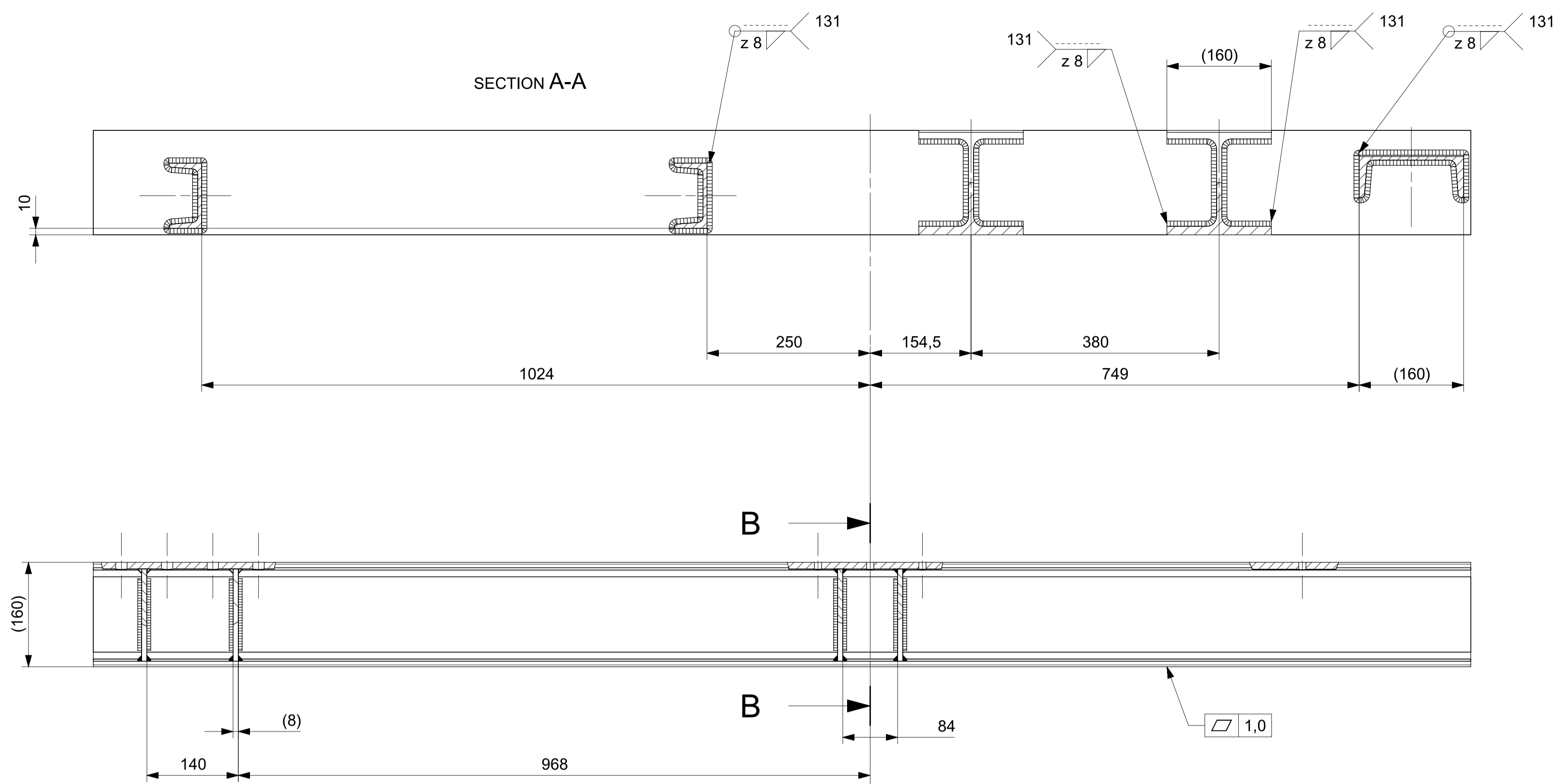
Kreslí / Drawn by: 5.5.2014		Zdeněk MUCHNA		FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	
Schválil / Approved by:		Datum / Date:		Příloha / Note:	
Index změny / Change description:		Schválil / APP:		Podpis / Signature:	
Tolerance / Tolerování: ISO 8015, ISO 2768mk		Soubor-název / ASMfile: Zkušební_Zarizení_Ložisek_clon		Projekt / Project: Zkušební_Zarizení_Ložisek_clon	
Název / Title: ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ LOŽISEK TM		Rev. / Rev.:		Cílová výkres / Drawing No. DP KKS 14 - 1/0	
Zkušební zařízení ložisek trakčních motorů		List / sheet no. 1		Pocet listů / sheets 1	



NÁPLŇ OTOČNÉHO PŘECHODU A VÁLEČKOVÉHO LOŽISKA: TUK Shell Retinax LX 2
 VÍKO OTOČNÉHO PŘECHODU A NÁBOJ TĚSNIT: TMELO Loctite 5203
 DÍRY 2xØ35(+0,-0,012) DLE DÉR MONTÁŽNÍCH OK HYDRAULICKÝCH VÁLČŮ

27	ŠROUB M20x70	ISO 4017	8.8	0,246	1
26	ZÁVĚSNÉ OKO M8	DIN 580	St	0,052	2
25	ŠROUB M8x50	ISO 4762	8.8	0,027	8
24	ŠROUB M8x25	ISO 4762	8.8	0,017	8
23	ŠROUB M8x30	ISO 4762	8.8	0,019	8
22	ŠROUB M8x40	ISO 4762	8.8	0,023	8
21	PERO 8e7x7x28	ČSN 02 2562	-	0,011	1
20	POJISTNÝ KROUŽEK 90	ČSN 02 29931	-	0,035	1
19	POJISTNÝ KROUŽEK 50	ČSN 02 29930	-	0,014	1
18	KOLÍK 6x20 A	ISO 2338	St	0,004	1
17	PODLOŽKA 16	ISO 7089	-	0,006	1
16	GUFERO G 60-80-8	ČSN 02 9401.0	NBR	0,095	1
15	GUFERO G 50-90-10	ČSN 02 9401.0	NBR	0,233	1
14	OTOČNÝ PŘECHOD VÍKO		-	6,076	1
13	VALEČKOVÉHO LOŽISKA		ČSN 11 500.0	6,801	1
12	NOSNÁ TRUBKA		-	48,967	1
11	POUZDRO LOŽISKOVÉ JEDNOTKY		-	4,579	1
10	GUFERO G 85-130-12	ČSN 02 9401.0	NBR	0,477	1
9	PODLOŽKA UPINACÍ		ČSN 11 500.0	0,279	1
8	LOŽISKO NU210ECP	ČSN 02 4670	-	-	1
7	MATICE KM 15	ČSN 02 3630	-	0,323	1
6	PODLOŽKA MB 15	ČSN 02 3640	-	0,036	1
5	LOŽISKO 32215	ČSN 02 4720	-	-	2
4	OTOČNÝ PŘECHOD HŘÍDEL		ČSN 11500.0	2,255	1
3	OTOČNÝ PŘECHOD NÁBOJ		-	10,255	1
2	HŘÍDEL		ČSN 11500.0	21,954	1
1	LOŽISKOVÁ JEDNOTKA SKF	BB1 - 7024 A	-	6,922	1
POZ.	NAZEV - ROZMER	VYKRES - NORMA	MATERIAL	HMOT.	MN.

117,7					
Poz.	Název - rozmer	Podlozka	Material koreny / vychodi	T.O.	C.zmot.
Pos.	Title - size	Blank	End material / Start material	C.W.	Weight
Proj.	Datum / Date	Jmeno / Name			
Krešl / Drawn by	15.5.2014	Zdeněk MUCHNA			
Projekt / Project	Podsestava_ulozeni_clon		Měřítko / Scale		
ISO 128	ISO 8015	ISO 2768mk	Podsestava_ulozeni_clon	1:2(1:5)	
PODSESTAVA ULOŽENÍ			DP KKS 14-2/0		
List / sheet no. 1			Počet listů / sheets 1		



DOSEDACÍ PLOCHY A DÍRY OBROBIT PO SVAŘENÍ A ROVNÁNÍ
VÝZTUHY PROFILU U160 JSOU IDENTICKÉ, PASOVAT DO U160

✓ (Ra 3,2 ,Pro díry Ra 6,3)

POZ.	NÁZEV - ROZMĚR	POLOTOVAR - NORMA	MATERIÁL	HMOT.	MN.
5	Výztuha profilu U160	PLO 50x8x143 ČSN 425522.01	ČSN 11 373.0	0,425	8
4	Příčka rámu	U 160/B x 420 ČSN 42 5570	ČSN 11 373.0	4,307	2
3	Příčka držák motoru	U 160/B x 420 ČSN 42 5570	ČSN 11 373.0	7,381	1
2	Nosná příčka	HEB 160 x 420 DIN 1025-2	EN 10025-2	11,971	2
1	Podelník levý	U 160/B x 2110 ČSN 42 5570	ČSN 11 373.0	39,562	2

Poc. / Name		/		- 124,4		DP KKS 14-1/0		-	
Poc.	Název - rozměr	Polotovary	Materiál konečný / vychozí	T.O.	C.zmot.	Hr.zmot.	Cílo výkresu sestavy	Pocet listů	Pracovní
Pos.	Title - size	Blank	End material / Start material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Quant.	Quant.
Číslo	Datum / Date	Jméno / Name							
Kreslil / Drawn by	7.5.2014	Zdeněk MUCHNA							
Projekční / Checked by									
Schválil / Approved by									
Index změny	Popis změny / change description	Schválil / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note				
Tolerance / Tolerování		Soubor-název / ASMDfile		Projekt / Project		Měřítko / Scale			
ISO 128		ISO 8015 ISO 2768mk		Ram_clon		C sestavy / Assembly No.		DP KKS 14-1/0	
Název / Title		Soubor-výkres / DRWfile		Ram_clon		Cílo výkresu / Drawing No.		DP KKS 14-1/0	
						Rev.		Formát	
						RÁM AXIÁLNÍ		DP KKS 14-1/1	
						List / sheet no.		1	
						Pocet listů / sheets		2	

