



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

KONSTRUKCE ZAŘÍZENÍ PRO VÝZKUM MAZÁNÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ

DESIGN OF THE DEVICE FOR RESEARCH ON LUBRICATION OF GEARS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Žáček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Bc. Jan Žáček**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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

Konstrukce zařízení pro výzkum mazání ozubených převodů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro posouzení vlivu kontaminace maziva na chování vysoce zatížených kontaktů se využívá tribodiagnostika v systémech prediktivní údržby a on-line senzory monitorující stav maziva. S rostoucími možnostmi tribodiagnostických nástrojů jsou očekávány stále komplexnější systémy s rychlou odezvou na změnu tribologických parametrů. Návrh a realizace experimentálního zařízení pro studium vzájemných vztahů mezi parametry mazacího systému, diagnostických nástrojů a chováním mazaného uzlu umožní simulovat odezvu diagnostiky maziva na různé proaktivní zásahy.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Projekt: MPO

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je konstrukční návrh, realizace a provozní ověření laboratorního stendu pro studium mazání ozubených převodů. Zařízení bude využívat tzv. Niemannův uzavřený okruh.

Díličí cíle diplomové práce:

- navrhnout varianty konstrukčních řešení pro experimentální zařízení,
- realizovat funkční vzorek stendu dle vybrané varianty,
- provozně ověřit funkčnost stendu.

Požadované výstupy: funkční vzorek, průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení, digitální data.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2018.pdf

Seznam doporučené literatury:

HOEHN, B. R., K. MICHAELIS a A. DOLESCHEL. Limitations of Bench Testing for Gear Lubricants. Bench Testing of Industrial Fluid Lubrication and Wear Properties Used in Machinery Applications. ASTM International, 2001, 15-18. DOI: 10.1520/STP10497S. ISBN 978-0-8031-2867-5.

MICHAELIS, K., B. R. HOEHN a P. OSTER. Influence of lubricant on gear failures — test methods and application to gearboxes in practice. Tribotest. 2004, 11(1), 43-56. DOI: 10.1002/tt.3020110105. ISSN 1354-4063.

FERNANDES, C., A. H. BATTEZ, R. GONZALEZ, R. MONGE, J. L. VIESCA, A. GARCÍA, R. C. MARTINS a J. SEABRA. Torque loss and wear of FZG gears lubricated with wind turbine gear oils using an ionic liquid as additive. Tribology International. 2015, 90(1), 306-314. DOI: 10.1016/j.triboint.2015.04.037. ISSN 0301679x.

HARGREAVES, D. J. a A. PLANITZ. Assessing the energy efficiency of gear oils via the FZG test machine. Tribology International. 2009, 42(6), 918-925. DOI: 10.1016/j.triboint.2008.12.016. ISSN 0301679x.

ARUN, A. P., A. P. KUMAR, B. GIRIRAJ a A. F. RAHAMAN. Gear test rig - A review. International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering. IJES Publisher, 2014, 14(5), 16-26. ISSN 22272771.

ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh a realizaci laboratorního stendu pro studium mazání ozubených převodů. Konkrétně pro posouzení vlivu kontaminace maziva na ozubený převod. Zařízení využívá konceptu Niemannova uzavřeného okruhu, který bývá v praxi nazýváno „back to back“. Nejprve jsou v teoretické části popsány zkušební okruhy používané v oblasti testování ozubených kol a zároveň zmíněn jeden ze standardizovaných postupů pro realizaci experimentů.

Na základě rešeršní studie jsou stanoveny základní parametry pro návrh a tvorbu koncepčních variant. Obsahem konstrukční části je nejen vlastní návrh stendu, ale také provozní ověření včetně popisu pracovního postupu na daném zařízení. Výsledkem této práce je tedy funkční experimentální zařízení pro budoucí vývoj inteligentních mazacích systémů.

KLÍČOVÁ SLOVA

ozubený převod, testovací zařízení back to back, Niemannův okruh, kontaminace maziva, inteligentní mazací systém

ABSTRACT

The master's thesis is focused on the design and implementation of the laboratory stand for studying lubrication of gears. Specifically, to assess the effect of lubricant contamination on gears. The device uses the Niemann closed circuit concept which in practice is called „back to back“. Firstly, in the theoretical part, the test circuits used for testing gears are described and one of the standardized procedures for experimentation is presented.

Based on research studies, basic parameters for the design and creation of conceptuals are determined. The practical part consists not only of the design of this stand, but also includes test run and the description of the procedure on that device. The result of this master's thesis is the functional experimental device for the future development of intelligent lubrication systems.

KEY WORDS

gear, back to back test device, Niemann circuit, lubricant contamination, intelligent lubrication system

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŽÁČEK, JAN. Konstrukce zařízení pro výzkum mazání ozubených převodů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 79 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Konstrukce zařízení pro výzkum mazání ozubených převodů* pod vedením doc. Ing. Petra Svobody Ph.D. vypracoval samostatně a použil jen zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně: květen 2018

Bc. Jan Žáček

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat doc. Ing. Petru Svobodovi Ph.D. za ochotu a odborné rady, které mi během vypracovávání méj diplomové práce poskytl. Dále také děkuji panu Ing. Milanu Omastovi za odbornou pomoc v průběhu vlastní realizace zařízení. Především ale děkuji rodině za podporu při mém studiu na vysoké škole.

OBSAH

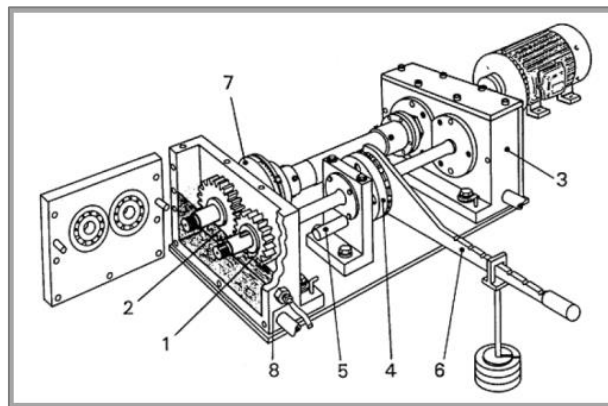
ÚVOD	12
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	13
2.1 Metody pro testování ozubených převodů	13
2.2 Základní rozdělení zkušebních okruhů	13
2.3 Uzavřené zkušební okruhy „back-to-back“	16
2.4 Standardizované testování ozubení dle normy DIN 51 354	24
3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	27
3.1 Analýza problémů	27
3.2 Cíle práce	27
4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	28
4.1 Základní schéma a části okruhu	28
4.2 Způsob vyvození předpětí	29
4.3 Aretace okruhu	31
4.4 Volba spojky v místě předepínání	33
4.5 Snímání krouticího momentu v okruhu	34
5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	36
5.1 Základní parametry okruhu	37
5.2 Návrh a dimenzování hřídelů v okruhu	40
5.3 Uložení hřídelů a zajištění smontovatelnosti	46
5.4 Konstrukční provedení převodových skříní	51
5.5 Provozní podmínky okruhu	55
5.6 Elektronické části okruhu	61
5.7 Provozní ověření okruhu	64
6 DISKUZE	67
7 ZÁVĚR	69
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	70
9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	75
10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	76
11 SEZNAM TABULEK	78
12 SEZNAM PŘÍLOH	79

ÚVOD

Ozubené převody tvoří díky své spolehlivosti, vysoké účinnosti a životnosti klíčový prvek u širokého spektra strojních zařízení. Jedním ze základních předpokladů pro zabezpečení jejich bezporuchového chodu je zajištění mazání funkčních ploch ozubení. V důsledku kvantitativních i kvalitativních nedostatků v oblasti mazání dochází ke vzniku poruch ozubení a tím pádem ke zkrácení životnosti mechanismu. Zejména u převodovek velkých strojů či strojních celků provozovaných v extrémních podmínkách mnohdy klasický způsob údržby v souvislosti s mazáním selhává.

V současnosti je nastupujícím trendem tzv. proaktivní způsob údržby [1], který neustále vyhledává možnosti zlepšení. Na rozdíl od dosavadního způsobu údržby, používá metody a postupy, jejichž cílem je případné problémy odhalit ještě dříve, než vzniknou.

Vývoj nových komplexních triboadiagnostických řídicích systémů u ozubených převodů je založen především na experimentech. Za účelem výzkumu v oblasti ozubených převodů byla vyvinuta celá řada metod [2]. Celosvětově užívaná metoda pro standardizované testování poruch ozubených převodů využívá zkušební okruh typu back-to-back (Obr. 1).



Obr. 1 Schéma testovacího stanoviště typu back-to-back [2]

Zařízení využívá tzv. Niemannova uzavřeného okruhu, který umožňuje aplikovat v průběhu testování zatížení na ozubené soukolí, při nízké energetické náročnosti. Dalším benefitem je značná univerzálnost, vyplývající z možnosti výměny testovaného převodu a případné změny jeho geometrie s ohledem na požadovaný režim poruchy ozubení.

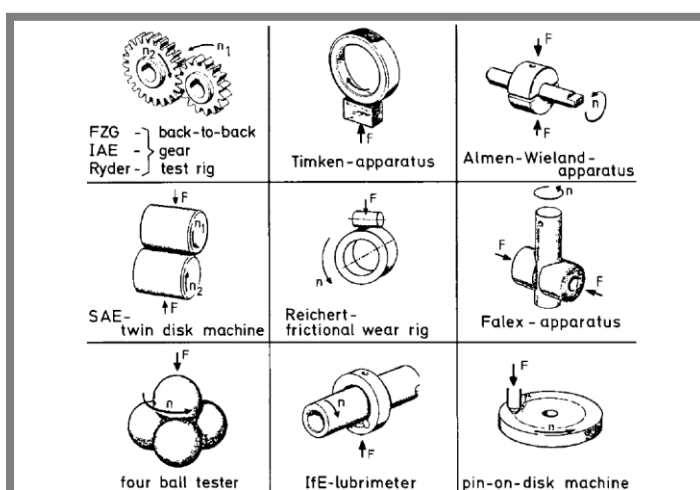
Pro výzkum vlivu degradace a kontaminace maziva ovšem nejsou tato komerčně dostupná zařízení vhodná především proto, že neumožňují monitorovat stav maziva v reálném čase. Z tohoto důvodu je třeba navrhnout testovací okruh, který disponuje potřebnými on-line senzory a je doplněn systémem mazání, umožňující průběžný odběr vzorků maziva pro analýzu, či cílenou kontaminaci oleje. Předpokladem je, že nově zkonstruované zařízení, které je předmětem této diplomové práce, bude poskytovat dostatečné a komplexní výsledky pro navazující výzkum. Díky tomu se tedy stane potřebným nástrojem při vývoji řídicích algoritmů pro inteligentní mazací systémy.

2. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Výzkum v oblasti převodových mechanismů s ozubenými koly je stále z velké části založen na realizaci experimentů. Pokrokové analytické výpočty za pomoci metody konečných prvků tvoří z velké části pouze počáteční fázi výzkumu. Důvodem je, že jsou uvažovány idealizované mechanicko-matematické modely, jejichž výsledky je třeba experimentálně ověřit [8].

2.1 Metody pro testování ozubených převodů

Existuje řada způsobů, prostřednictvím kterých lze zkoumat vliv viskozity, aditiv a dalších parametrů maziva na chod ozubených převodů. Díky tomu je možno předcházet vzniku poruch ozubení, nebo zvýšit jejich efektivitu redukcí ztrátového výkonu [7]. Testovací metody, které byly za těmito účely vyvinuty (Obr. 2) lze rozdělit do tří skupin:



Obr. 2 Přehled zařízení pro testování mazání ozubených převodů [7]

- Metody využívající zkušební okruhy (FZG, IAE, Ryder)
- Zařízení simulující jeden konkrétní kontaktní bod (twin disk machine)
- Testovací metody, u kterých je jeden člen z testovací dvojice v klidu a druhý v pohybu se 100% kluznou rychlostí (four ball, pin-on-disk, Timken)

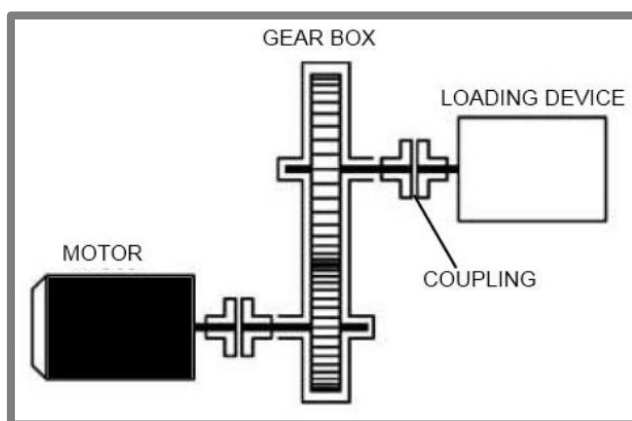
Dlouhodobé experimenty ukazují, že zkušební okruhy jsou schopny simulovat při testování provozní podmínky, které se nejvíce blíží realitě (skluzová rychlost není 100%). Výsledky experimentů poskytují komplexní informace (nezahrnují pouze jeden bod v kontaktu ozubení) a v porovnání s reálnými převody vykazují nejmenší odchylky. Nevýhodou v porovnání se zbylými metodami zkušebních okruhů je bezpochyby jejich konstrukční komplikovanost.

Pro hodnocení vlastností ozubených převodových mechanismů jsou obvykle používána univerzální experimentální stanoviště založená na principu uzavřených či otevřených okruhů [8]. Obecně vzato závisí volba konkrétního typu okruhu především na cílech experimentů, jejich délce a také požadavcích na zatěžovací stav pro daný převod. Vhodným kritériem pro jejich základní rozdělení je jejich energetická bilance, která přímo souvisí s oblastmi využití daných typů testovacích okruhů.

2.2.1 Otevřené okruhy

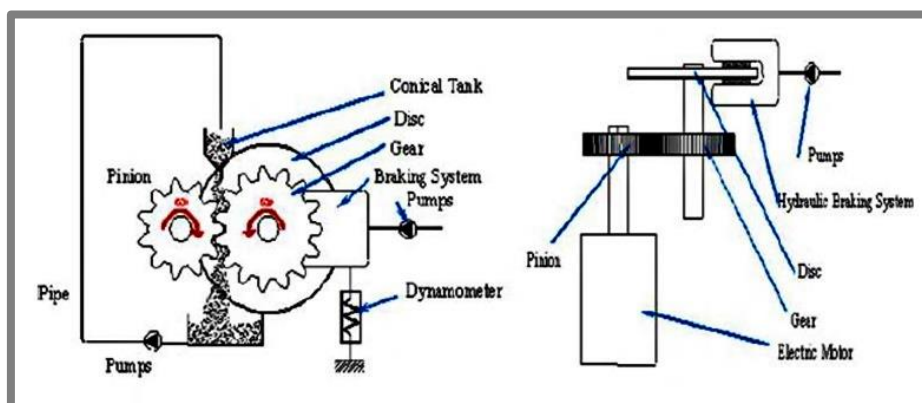
V rámci experimentů je do soustavy přiváděn stejný výkon jako v reálném provozu. Na výstupu ze soustavy musí být tento výkon, který je snížený o ztráty v systému, obvykle zmařen, a to nejčastěji v podobě tepla.

Na Obr. 3 je základní konstrukční provedení otevřeného okruhu pro testování ozubených převodů. Ten v zásadě sestává z pohonné jednotky, testovacího převodu a zatěžovací jednotky – brzdy pro simulaci provozního zatížení.



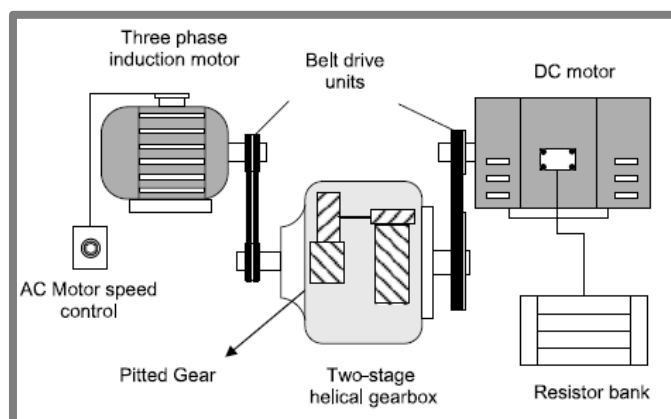
Obr. 3 Základní konstrukční provedení otevřeného okruhu [20]

Experimentální zařízení na principu jednoduchého otevřeného okruhu (Obr. 4) využil Sari M. 2007 [9] při výzkumu vlivu kontaminace maziiva částicemi písku na opotřebenění funkčních ploch ozubení. Pastorek je poháněn elektrickým motorem (200 ot/min) a zatěžování je realizováno za pomoci třecího kotouče, kde je přítlačná síla brzdových destiček ovládána hydraulickým systémem. Velikost tohoto momentu je zjišťována za pomoci dynamometru, přičemž maximální velikost zátěže je v daném případě 265 Nm.



Obr. 4 Otevřený experimentální okruh s třecí spojkou [9]

Ozturk H. et al. 2010 [10] zkoumal na zařízení (Obr. 5). vznik a šíření pittingu u soukolí se šikmými zuby. Vstupní hřídel převodovky je přes klínový řemen spojena s elektrickým stejnosměrným motorem o maximální rychlosti až 3000 ot/min. K vyvození požadovaného zatížení slouží asynchronní motor, který je spojen s výstupní hřídelí převodu. Hodnota zátěžného momentu je řízena vzájemným poměrem hodnot otáček obou motorů.



Obr. 5 Otevřený okruh se dvěma motory [10]

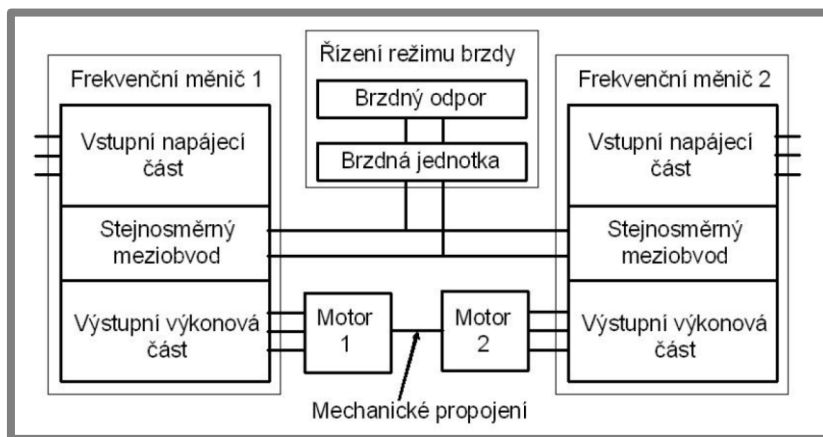
2.2.2 Uzavřené okruhy

Oproti otevřeným zkušebním okruhům jsou výrazně méně energeticky náročné, jelikož je v průběhu experimentu dodávána pouze energie nutná k pokrytí ztrát soustavy. Nízká energetická náročnost předurčuje jejich užití pro realizaci dlouhodobých zkoušek či simulaci konstantního zatížení.

V oblasti testování rotačních mechanismů jsou užívány dva typy okruhů, které mohou být uzavřeny buď mechanicky, nebo elektricky [8]. Jelikož patří navrhovaný zkušební okruh do skupiny mechanicky uzavřených okruhů, bude tomuto této skupině věnována zvláštní kapitola.

Na Obr. 6 je schéma elektricky uzavřeného okruhu se dvěma asynchronními elektromotory, které jsou řízeny frekvenčními měniči [8]. Jeden z elektromotorů je hnací, druhý pracuje v režimu brzdy. Elektrická uzavřenost okruhu je dána propojením stejnosměrných obvodů obou frekvenčních měničů. Rekuperovaná energie vzniklá v elektromotoru, jež pracuje v režimu brzdy jako generátor, je dodávána do frekvenčního měniče druhého z motorů - pohonu.

Z hlediska parametrů výše uvedeného okruhu je významnou charakteristikou jeho účinnost, která dosahuje při maximální hodnotě zatížení 56 %.



Obr. 6 Schéma elektricky uzavřeného okruhu [8]

2.3

2.3 Uzavřené zkušební okruhy „back-to-back“

Díky svým nesporným výhodám se staly tyto zkušební okruhy celosvětově rozšířenou metodou pro realizaci testování a výzkum ozubených převodů obecně. Mnohé z testů jsou standardizovány, přičemž daná norma uvádí popis experimentálního zařízení [11]. Proto existuje řada okruhů, která jsou vždy konstrukčně uzpůsobena pro konkrétní oblast testování.

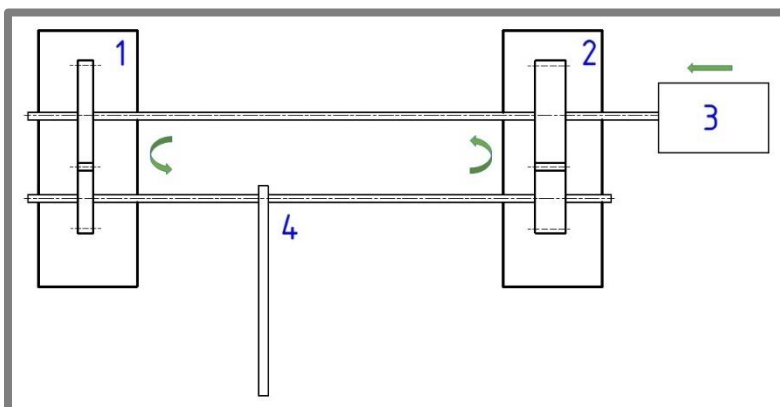
V první části této kapitoly jsou uvedeny základní informace a konstrukční modifikace toho typu uzavřeného okruhu IAE, Ryder, FZG. Dále jsou zmíněna zařízení pro různé druhy ozubených převodů, z nichž nejčastěji využívaný je ten pro čelní soukolí s přímými zuby. Poslední část se věnuje způsobům, jakými lze vyvodit potřebný moment předpětí.

2.3.1 Základní informace

Okruh (Obr. 7) v základu sestává ze zkušební (1) a doplňkové (2) převodové skříně, jež jsou uloženy za sebou (v anglickém jazyce řečeno *back to back*) a spojeny hřídelemi. Výstupní hřídel okruhu je napojena na elektromotor (3). Nezbytnou součástí je také mechanismus (4) pro vyvození potřebného provozního zatížení.

Jedná se o experimentální stanoviště založené na uzavřeném tzv. Niemannově zkušebním okruhu [18], kde je spojením obou převodových skříní okruh mechanicky

uzavřen. V průběhu testování lze tedy dodávat pouze výkon, který je přibližně roven třecím ztrátám v ozubení, přičemž ty nabývají obvykle hodnot okolo 5%

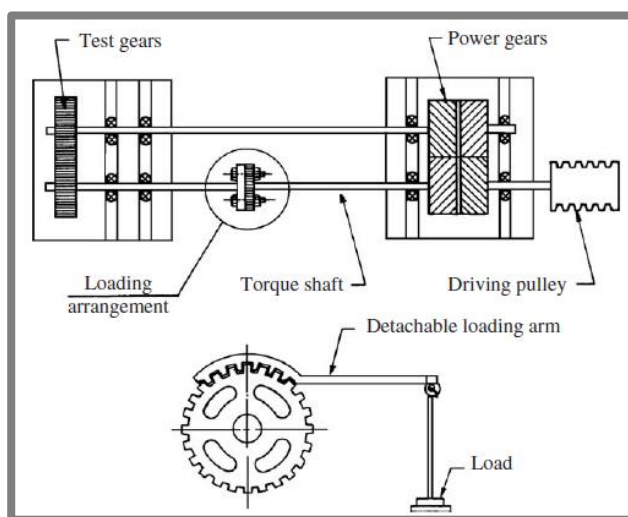


Obr. 7 Základní uspořádání okruhu „back-to-back“

2.3.2 Testovací okruhy IAE, Ryder

Okruh typu IAE popsal a využil ke zkoumání akustické emise Parey A. et al. 2007 [12]. Mimo jiné je také využíván pro vyhodnocování důležitých užitných vlastností olejů z hlediska přenosu energie [15].

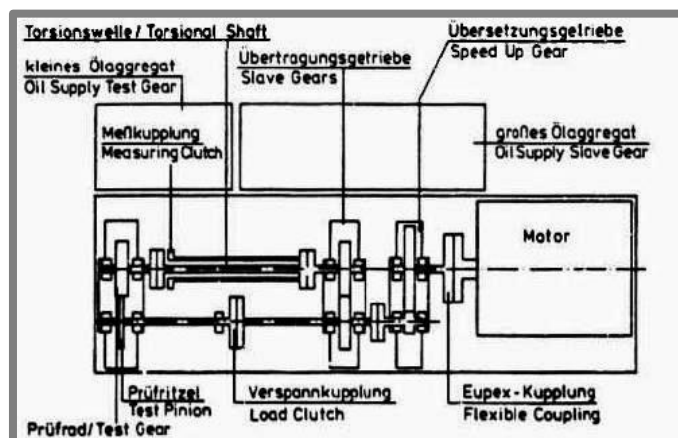
Charakteristickým rysem okruhu je robustní provedení testovací převodové skříně (Obr. 8) s dvojitou přepážkou a průhledným předním víkem. To umožňuje náhled na plochy ozubení v průběhu experimentů. Toto řešení zvyšuje při letném uložení testovacího soukolí spolu s užitím kluzných ložisek tuhost soustavy. Letmé uložení výrazně zjednodušuje výměnu testovacího soukolí, zároveň ale limituje maximální hodnotu zátěže v okruhu, a to díky vzniku deformací volných konců hřídelů. Předpětí je do okruhu vnášeno za pomoci páky, přičemž Sharma R. et al. (2017) využil maximálního zatěžovacího momentu 80,85 Nm při rychlosti 1000 ot/min.



Obr. 8 Schéma okruhu IAE [12]

Experimentální zařízení typu FZG-Ryder je konstrukční alternativou k původnímu okruhu Ryder. Toto ovšem disponuje přílišnou komplikovaností, a tudíž vysokými pořizovacími náklady [17].

Přídavná převodová skříň okruhu (Obr. 9) umožňuje dosáhnout vysokých otáček (9700 ot/min) a zároveň napojit na elektromotor buď pastorek, nebo ozubené kolo. Winter H. et al. 1986 [16] využil tento okruh pro posouzení vlivu maziva na energetickou bilanci převodu za vysokých teplot.



Obr. 9 Schéma okruhu FZG-Ryder [16]

2.3.3 Testovací okruh FZG

Tato zařízení, známá pod zkratkou FZG (Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau) se stala velmi důležitým nástrojem pro vyhodnocování a testování různých druhů maziv. Zároveň lze jejich prostřednictvím také zjišťovat odolnost proti opotřebení či odírání ozubených převodů [26].

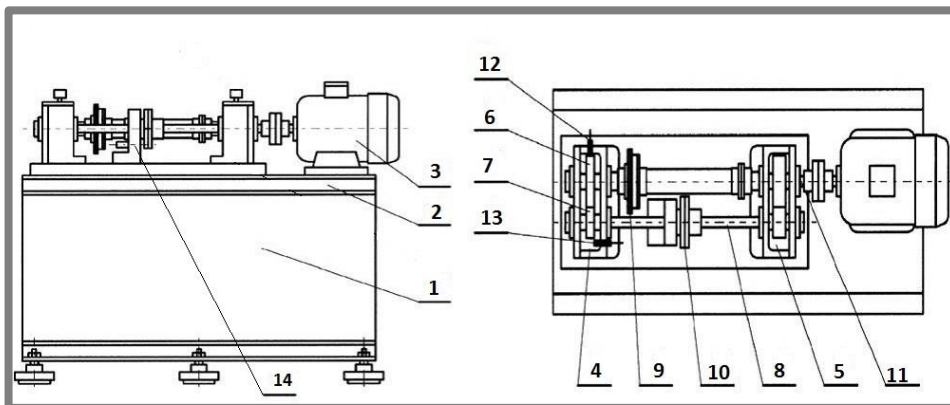
Jedná se o celosvětově rozšířenou metodu, jejíž podmínky jsou stanoveny normou. Příkladem je norma DIN 51 354 [23] pro testování únosnosti olejů. Ta uvádí mimo jiné některé ze základních parametrů týkající se testovaného soukolí, a proto je dobrým podkladem pro návrh daného zkušebního okruhu.

Jelikož vychází konstruované zařízení právě z tohoto konceptu, je následující kapitola věnována detailnějšímu popisu jednotlivých částí daného zařízení. Jejich funkce a uspořádání jsou popsány na experimentálním okruhu FZG T-12U (Obr. 10).

Testované soukolí (6,7) je uloženo na hřídelích a uzavřeno v testovací převodové skříni (4). Ta je spojena hřídeli s převodovou skříní doplňkovou (5), ve které je uložena druhý pár ozubených kol. Díky tomu je okruh v zásadě mechanicky uzavřen a je tak umožněna cirkulace přebytečné energie v systému [20].

Důležitým faktem u popisovaného okruhu je, že předpětí do okruhu lze vnášet pouze ve statickém stavu (za klidu stoje). Zatížení bývá aplikováno na hřídel pastorku (8), která je pro tento účel dělená a opatřena spojkou. Po rozepnutí tělesa spojky (10) je levá část hřídele zaaretována za pomoci kolíku v ložiskového segmentu (14). Na druhou část hřídele je za pomoci páky se závažím vnášeno zatížení, které způsobí vlivem krouticího momentu jeho natočení. Potřebné předpětí je vyvozeno po

opětovném sepnutí spojky, odstranění zátěže a odaretování okruh. Nakonec je třeba uvést zařízení do chodu spuštěním pohonné jednotky (3).

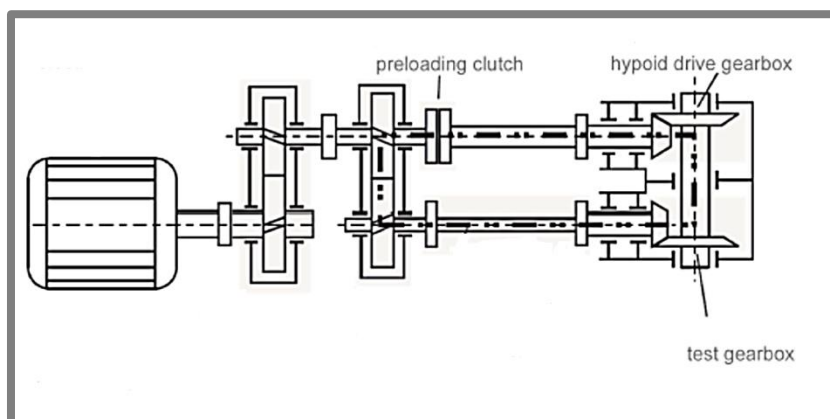


Obr. 10 Schéma testovacího stanoviště typu back-to-back [13]

Velikost momentu předpětí je v průběhu testování sledována pomocí speciálního mechanismu (9). Jedná se v zásadě o dvojici hřídelů, z nichž jeden je zkrucován a druhý, dutý hřídel je nezatížen. Hodnota zátěžného momentu je odečtena z velikosti vzájemného natočení. Prívod maziva do obou převodových skříní je zajištěn hydraulickým okruhem.

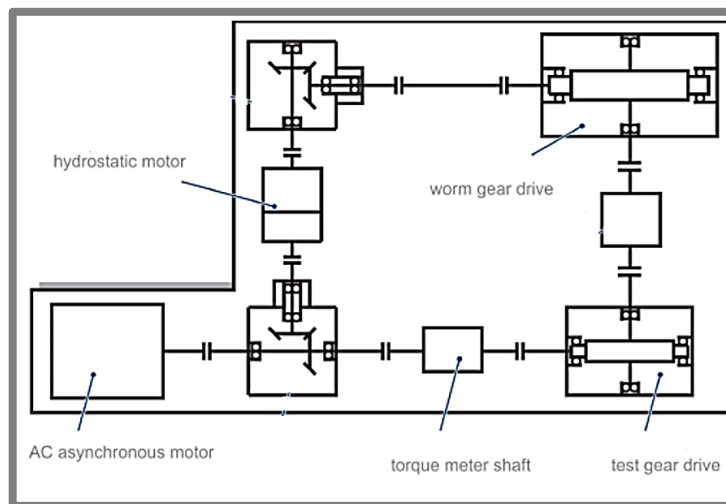
2.3.4 Druhy testovaných soukolí

Experimentální stanoviště tohoto typu umožňují v závislosti na konstrukčním provedení testovat ozubená kola různého materiálu, převodového poměru, modulu, ale především druhu ozubení. Právě druh ozubení má na celkovou konstrukci okruhu zásadní vliv. Výše popisovaný stend je uzpůsoben pro testování čelního převodu s přímými zuby. Dále budou zmíněny okruhy pro kuželová a šneková soukolí vyráběná také firmou FZG.



Obr.11 Stanoviště pro testování hypoidního soukolí [13]

Testovací i doplňková kuželová hypoidní soukolí jsou uložena společně v dělené převodové skříně (Obr.11), která je spojena hřídeli se skříní doplňkovou. Pro redukci otáček motoru je navíc zakomponována třetí redukční převodová skříně. Součástí okruhu je rovněž mechanismus pro vnášení potřebného předpětí a snímání krouticího momentu.



Obr. 12 Zařízení pro testování šnekového soukolí [13]

Druhý zkušební okruh sestává ze čtyř převodových skříní (Obr. 12), z nichž jedna je testovací a tři jsou doplňkové. Společně je vytvořen mechanicky uzavřený okruh, v němž jsou zakomponována dvě šneková a dvě kuželová soukolí. Zatížení je realizováno hydrostatickým motorem, který umožňuje vyvození axiální síly přes púlenu hřídel na oba kuželové převody.

Výše uvedený popis dvou zkušebních okruhů prokázal komplikovanost z hlediska jejich konstrukce, a to především v porovnání s konceptem uvažující čelní soukolí s přímými zuby. Proto bude dále věnována pozornost pouze tomuto konstrukčně jednoduššímu řešení.

2.3.5 Mechanismy pro vyvození zátěžného momentu

Z výkladu základního principu zkušebních okruhů je zřejmé, že funkce a rozmístění jednotlivých konstrukčních celků (převodové skříně, zatěžovací mechanismus, aj) je dáno. Existuje však řada modifikací [19], které se liší především způsobem, jakým je vnášeno předpětí do okruhu. Právě jeho vyvození umožňuje simulovat nejdůležitější z provozních podmínek při testování - zátěž.

Pro rozdělení existujících zatěžovacích mechanismů bylo zvoleno kritérium, zda lze měnit vyvozenou zátěž v průběhu testování či za klidu stroje.

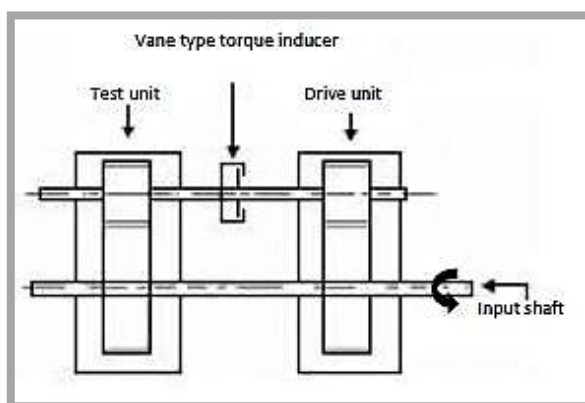
Předpětí lze vyvodit a měnit v dynamickém stavu

Testovací okruh lze spustit v nezatíženém stavu a poté systém postupně zatěžovat až na požadovanou hodnotu. V důsledku tedy není pro spuštění nutný velký výkon motoru.

- Systém hydraulického zatěžování

Potřebný moment je vyvozen zatěžováním lopatek na jednom z hřídelů. Systém je navíc opatřen spojkou se snímačem krouticího momentu (Obr. 13). Tlak na plochy lopatek je vyvolán olejem, který dodává hydraulický agregát. Zabránění úniku oleje ze systému je zajištěno hřídelovým těsněním.

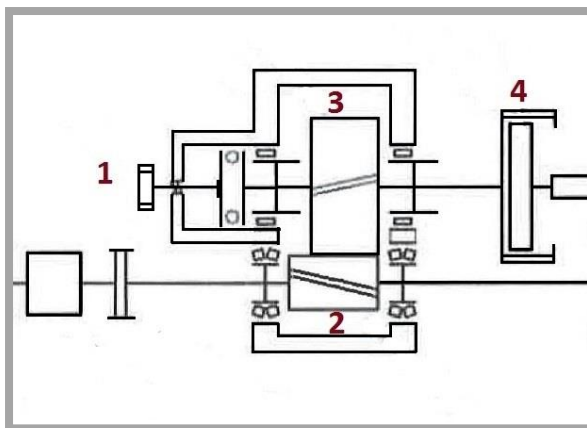
Nicméně při testování v provozu byly zaznamenány obtíže související s únikem oleje, což mělo za následek kolísání zátěžného momentu [19].



Obr. 13 Detail hydraulického zatěžování [20]

- Vyvození předpětí za pomoci ozubeného kola

Moment předpětí je vyvozen axiálním posuvem kola (Obr. 14) se šikmými zuby (3), které je v záběru s pastorkem (2). Otáčením šroubu (1) je vyvozena axiální síla, která pohybuje ozubeným kolem v axiálním směru.



Obr. 14 Detail doplňkové převodové skříně [18]

V místě záběru je díky šikmému tvaru ozubení vyvolána tečná síla. Možnost tohoto posuvu zajišťuje zubová spojka (4) a dlouhá radiální ložiska s nenormalizovanými vnitřními kroužky[18]. Zasouvání ozubeného kola lze případně zautomatizovat pneumatickým válcem.

Výše popisované zařízení bylo navrženo na FS ČVUT a uvedeno do provozu ve firmě WIKOV MGI. Jedná se o jedno ze dvou zařízení, které byla v České republice realizována.

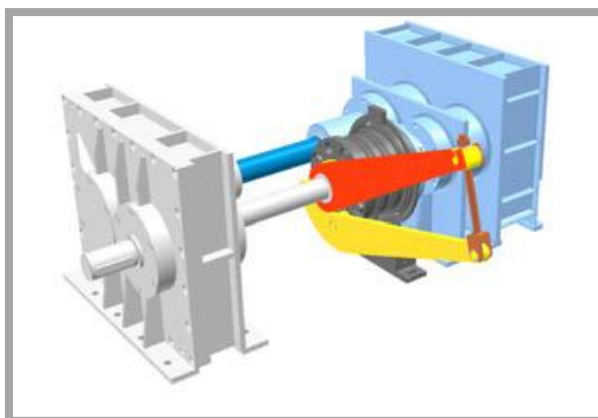
Možnost vyvození předpětí ve statickém stavu

Uvedené systémy umožňují vyvození i změnu předpětí pouze při zastavení stroje. Za výhodu oproti výše popisovaným mechanismům lze považovat jejich konstrukční jednoduchost.

Na druhou stranu jsou při návrhu těchto okruhů kladeny mnohem větší nároky na výkon pohonu. Při startu je nutný velký počáteční moment, a to kvůli překonání nastaveného předepnutí okruhu. V důsledku je tedy mnohdy použit motor s vysokými provozními parametry, které jsou mnohonásobně vyšší oproti výkonu potřebnému pro pokrytí ztrát při provozu. Celková účinnost motoru, ale i okruhu se tedy ve finále sníží.

- Napínání pomocí dvojice pák

Pákové torzní předepínání (Obr. 15) je užito na zkušebním stanovišti realizovaném na FS ČVUT. Dvojice pák je k sobě přitahována šroubem s maticí, kde je jedna páka upevněna pomocí kolíků do tělesa spojky. Druhá páka je nasunuta na hřídel zkušebního pastorku, přičemž vzájemnou polohu zajišťuje tvarový spoj v podobě evolventního drážkování [21].

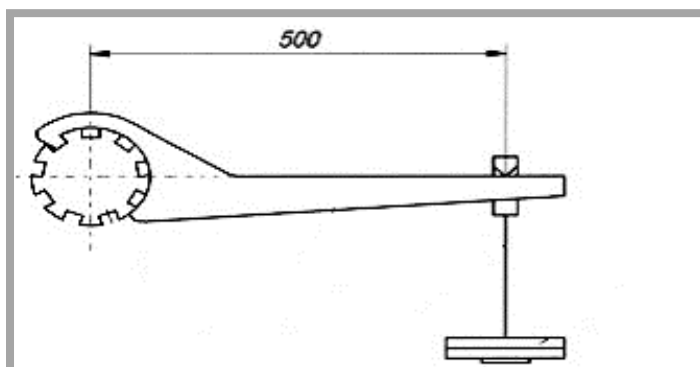


Obr. 15 Detail napínacího zařízení [21]

- Napínání pomocí páky se závažím

Pákový mechanismus je umístěn na spojce zkušebního pastorku, přičemž vyvození krouticího momentu je dosaženo naložením závaží na konec páky.

Velikost momentu lze snadno dopočítat za předpokladu znalosti délky ramene a hmotnosti závaží. (Obr. 16).



Obr. 16 Napínací páka se závažím [20]

2.3.6 Provozní parametry realizovaných okruhů

Vhodným vodítkem pro stanovení parametrů navrhovaného zkušební okruhu je zajisté čerpání z dostupných informací o dimenzích již realizovaných a provozovaných zařízení (Tab. 1). Následující kapitola uvádí přehled vybraných testovacích okruhů, které jsou buď komerčně vyráběny, nebo realizovány pro individuální výzkum. Na úvod je třeba zmínit fakt, že s provozními parametry bezprostředně souvisí také účel, pro jaký je daný zkušební okruh zkonstruován.



Obr. 17 Zkušební okruh FZG T-12U [22]

Komerčně vyráběné zkušební okruhy

Největším výrobcem zkušebních stendů je firma FZG (Obr. 17), kde výzkumné centrum na Technické Univerzitě v Mnichově provozuje více než 80 testovacích stanišť typu „back-to-back“ [13]. Ta jsou využívána jednak pro testování životnosti ozubených kol, ale také výzkum v oblasti výkonnosti olejů a jejich účinku na zadírání, vznik pittingu, případně micropittingu povrchové vrstvy při zvýšené zátěži.

Značný počet zařízení v různých rozměrových řadách umožňuje úzké provázání výzkumné činnosti univerzity s průmyslem.

Design unit Newcastle, která má v nabídce několik rozměrových řad zkušebních okruhů, se věnuje výzkumu v oblasti hluku a vibrací ozubených převodů.

Zkušební okruhy pro individuální výzkum

Znatelně vyššími hodnotami zátěžného momentu, maximálního výkonu a osově vzdálenosti testovaného soukolí disponuje zařízení provozované ve firmě Wikov MGI [21]. To je zkonstruováno na základě specifických požadavků firmy a slouží pro výzkum geometrie ozubených kol s ohledem na jejich životnost.

Zařízení realizovaná na univerzitě ITT Madras a ČVUT v Praze jsou primárně určena ke studiu a vlivu materiálů a povrchových úprav na životnost ozubení [18][20].

Parametr	Design unit Newcastle	Strama – FZG type A	Firma WIKOV	FS ČVUT Praha	Univerzita ITT Madras
Max. zátěžný moment [Nm]	1400	534,5	5000	400	524
Otáčky [ot/min]	6000	3000	1450	1500	1800
Maximální virtuální výkon [kW]	880	168	785	63	3,7
Osová vzdálenost [mm]	91,5	91,5	205	/	94,5
Převodový poměr [-]	1/1,5	1,5	3,125	/	2,5
Normálový modul [mm]	2 až 6	4,5	4	/	3

Komerční (EU)
Individuální výzkum

Tab. 1 Provozní parametry realizovaných zařízení [19][21][24]

Z Tab. 1, jež uvádí přehled základních parametrů výše zmiňovaných zkušebních okruhů je viditelné, že interval, ve kterém se hodnoty pohybují není příliš velký. Na závěr je nutno podotknout, že existuje celá řada dalších okruhů, jejichž parametry neodpovídají potřebám pro tuto práci.

2.4

2.4 Standardizované testování ozubení dle normy DIN 51 354

Z hlediska dalšího návrhu jednotlivých konstrukčních uzlů zkušebního stendu je nezbytná znalost postupu při realizaci experimentů. Jedině tak lze do značné míry zajistit uživatelskou přívětivost konstruovaného zařízení. Již zmiňovaná norma DIN 51 354 uvádí popis jak přípravné fáze i tak samotného průběhu testů.

2.4.1 Základní informace

Zkušební okruh FZG je primárně využíván pro experimentální stanovení únosnosti maziva s určitými parametry a jeho vliv na zadírávání (scuffing) [24]. Testování probíhá zpravidla v 15-ti minutových intervalech. Mezi jednotlivými fázemi je zvyšována

zátěž (Tab. 2). Změny na povrchu ozubení jsou zpravidla pravidelně monitorovány až od čtvrtého stupně zatížení.

Jedná se tedy o zkrácené zkoušky, kde je ozubení značně přetěžováno a mazivo je na počátku zahřáto na provozní teplotu 90°C. Stroj pracuje při konstantních otáčkách 1450 ot/min.

Load Stage	Torque on Pinion (N-m)	Tooth Normal Force (N)	Hertzian Contact Pressure (N/mm ²)	Total Work Transmitted (kW-h)	Load Clutch Loaded with ⁴
1	3.3	99	146	0.19	H1
2	13.7	407	295	0.97	H2
3	35.3	1044	474	2.96	H2+K
4	60.8	1799	621	6.43	H2+K+W1
5	94.1	2786	773	11.8	H2+K+W1+W2
6	135.5	4007	929	19.5	H2+...+W3
7	183.4	5435	1080	29.9	H2+...+W4
8	239.3	7080	1232	43.5	H2+...+W5
9	302.0	8949	1386	60.8	H2+...+W6
10	372.6	11029	1539	82.0	H2+...+W7
11	450.1	13342	1691	107.0	H2+...+W8
12	534.5	15826	1841	138.1	H2+...+W9

⁴Where:
H1 = load lever H1 (light),
H2 = load lever H2 (heavy),
K = support rod for weights, and
W1 to W9 = weights for loading (supplied with test rig).

Tab. 2 Hodnoty momentů předpětí okruhu FZG [37]

Norma v základu uvažuje využití kaleného testovacího korigovaného soukolí z materiálu 20MnCr5. Parametry daného ozubeného převodu uvádí podrobněji Tab. 14, která je ve výpočtové části této práce.

2.4.2 Příprava testovacího okruhu

Odstranění nečistot

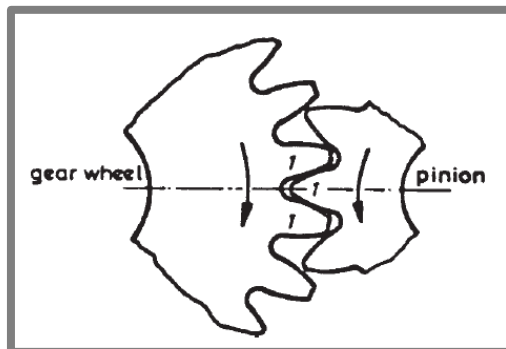
Pracovní prostor testovací převodovky včetně ložisek je třeba promýt čistícím roztokem, tak aby byly odstraněny případné zbytky maziva z předchozího testování. Po vypuštění roztoku a následném vysušení je převodovka připravena k instalaci ozubeného soukolí.

Testovací soukolí je nutno nejprve zbavit případné ochranné vrstvy či jiných nečistot aplikováním vhodného odmašťovacího prostředku. Pro mechanické odstranění hrubých nečistot je třeba použít kartáč s měkkými štětinami. Nezbytná je také vizuální kontrola povrchu ozubení pro odhalení případného mechanického poškození nebo koroze.

Montáž a ustavení testovacího soukolí

Obě ozubená kola, vnitřní kroužky ložisek a vymežovací kroužky jsou zahřáty na teplotu 60-80 °C. Poté mohou být namontovány na hřídele a zajištěny. Pro účely následného vyhodnocování experimentů je vhodné zajistit vždy totožnou vzájemnou

polohu soukolí v radiálním směru. Toho bývá zpravidla docíleno označením dvojice protějších zubů (Obr. 18). Následně mohou být zapojeny ostatní elektrické části (topné těleso, snímač teploty oleje, aj.) a zakrytován pracovní prostor převodové skříně.



Obr. 18 Ustavení polohy testovacího soukolí [23]

Ještě před započítím zkušební testování je třeba vymežit tzv. pracovní polohu soukolí. Tedy zajistit, aby se poloha soukolí zejména v radiálním směru po aplikaci zatížení nezměnila a nedošlo tak ke zkreslení výsledků. Proto se nejprve na soukolí aplikuje nejvyšší stupeň zatížení po dobu 2-3 minut, avšak bez chodu motoru.

Po vymezení polohy, je testovací okruh plně připraven pro aplikaci jednotlivých fází zatížení.

3. ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problémů

Z rozboru užívaných metod, které slouží ke zkoumání vzájemných vztahů mezi mazivem s určitými parametry a vznikem poruch u ozubených kol, byly zjištěny výhody zkušebních okruhů (FZG, IAE, Ryder). Dlouhodobé experimenty ukazují, že zkušební okruhy jsou při testování schopny simulovat provozní podmínky, které se nejvíce blíží realitě (skluzová rychlost není 100 %). Výsledky testování tak poskytují komplexní informace (nezahrnují pouze jeden bod v kontaktu ozubení) a v porovnání s reálnými převody vykazují nejmenší odchylky.

Nevýhodou v porovnání se zbylými metodami (viz kap. 2.1) je dozajista konstrukční komplikovanost zařízení.

Rešerše v oblasti komerčně vyráběných zkušebních okruhů ukázala, že existuje celá řada jejich modifikací, které umožňují simulovat různé provozní podmínky v závislosti na účelu testování. Žádné z nich však nedisponuje a není konstrukčně uzpůsobeno pro instalaci potřebných tribodiagnostických senzorů. Právě ty umožňují monitorovat stav maziva v reálném čase.

Dále je třeba zmínit, že při experimentech na těchto okruzích je primárně zkoumána trvanlivost ozubení. Z tohoto důvodu jsou jak samotná zařízení, tak také testovací soukolí dimenzována na vysoké hodnoty zátěže. Celková konstrukce a mnohé celky zařízení jsou díky tomu masivnější, což zvyšuje jeho pořizovací cenu.

Pro výzkum v oblasti mazání ozubených převodů a následný vývoj mazacích systémů je třeba navrhnout experimentální zařízení využívající moderní tribodiagnostické nástroje. Ty v kombinaci s uzavřeným okruhem a vhodnými provozními podmínkami umožní simulovat odezvu diagnostiky maziva na různé proaktivní zásahy.

3.2 Cíle práce

Cílem této diplomové práce je návrh, realizace a následné provozní ověření stendu pro studium mazání ozubených převodů. Zařízení bude využívat energeticky efektivní tzv. Niemannův uzavřený okruh pro testování čelního soukolí s přímými zuby.

Na základě výběru optimální konstrukční varianty bude výstupem funkční vzorek zařízení, uzpůsobený pro aplikaci on-line senzorů jež umožňují monitorovat stav maziva v reálném čase. Součástí okruhu je rovněž zařízení umožňující cirkulaci a cílenou kontaminaci maziva.

Pro tvorbu konstrukčních variant a finálního konstrukčního řešení jsou v Tab. 3 upřesněny některé základní parametry navrhovaného zkušebního stendu.

Parametr	Název	Hodnota
a	osová vzdálenost	90 mm
M_K	Zátěžný moment	200 Nm
n	Otáčky	2800 ot/min

Tab. 3 Základní parametry pro návrh stendu

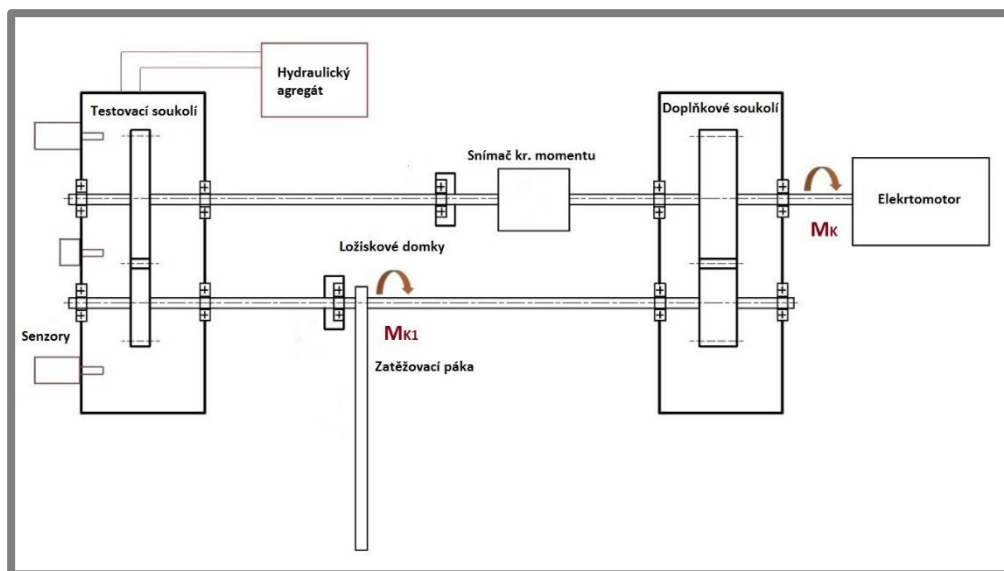
4. KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

V úvodním výkladu koncepce Niemannova okruhu byly zmíněny základní části navrhovaného typu zařízení, jejichž vzájemné uspořádání je do jisté míry neměnné [27]. Avšak již z rešerše v oblasti existujících zkušebních okruhů vyplývá jejich vzájemná odlišnost minimálně ve způsobu, jakým je vyvozen potřebný moment předpětí.

Následující kapitola uvádí přehled zamýšlených koncepčních variant týkající se jednak způsobu vyvození předpětí, dále je rozpracován způsob aretace okruhu a volba vhodné spojky v místě vnášení zatěžovacího momentu. V závěru jsou také navrženy dva způsoby, jak stanovit hodnotu předpětí uvnitř okruhu.

4.1 Základní schéma a části okruhu

Navrhovaný okruh (Obr. 19) je v základu tvořen dvěma převodovými skříněmi, které jsou navzájem spojeny hřídeli uloženými v ložiscích. Těleso testovací převodovky je rozebiratelné, což umožňuje výměnu či vizuální kontrolu soukolí mezi jednotlivými fázemi testování. Zároveň je také převodová skříň uzpůsobena pro zavedení mazacího okruhu a instalaci potřebných senzorů. Doplnková převodovka je napojena na elektromotor. Z principu funkce okruhu vyplývá, že převodový poměr v obou skříních je stejný.



Obr. 19 Základní schéma navrhovaného okruhu

Potřebného provozního zatížení je dosaženo předepnutím okruhu za pomoci speciálního mechanismu. Zde je třeba rozlišit, zda lze okruh zatížit ve stavu dynamickém či statickém viz kap. 2.3.5.

Pokud lze předpětí vyvodit pouze za klidu stroje, sestává mechanismus zpravidla ze spojky, zatěžovacího členu a aretačního prvku. Řešení uvažuje na dané větvi okruhu půlenou hřídel. Po rozeptnutí spojky a zaaretování jednoho z konců hřídele je za pomoci zatěžovacího členu na druhý konec vyvozen zátěžný moment (M_{K1}). Ten

způsobí vzájemné natočení obou konců hřídelů. Po opětovném sepnutí spojky, odstranění zátěže a následném odaretování okruhu je vyvozeno požadované předpětí.

Je-li uvažována možnost plynulé změny předpětí za chodu stroje, není v tomto místě dělená hřídel, a tudíž i spojka s aretačním prvkem není nutná

Prvek, kterým lze stanovit skutečnou hodnotu krouticího momentu uvnitř okruhu, je umístěn na protější větvi. Zároveň jsou ve všech místech dělení hřídelů navrhnutá podpurná ložiska uložená v domcích.

4.2 Způsob vyvození předpětí

4.2

V této kapitole jsou blíže představeny dva mechanismy, které umožňují vyvodit požadovanou míru předpětí za klidu stroje. Nejprve je zmíněna zatěžovací páka, která představuje jednoduché řešení s využitím již používaných sad závaží. U druhé varianty, uvažující dvě páky, je potřebné zátěže dosaženo bez použití závaží.

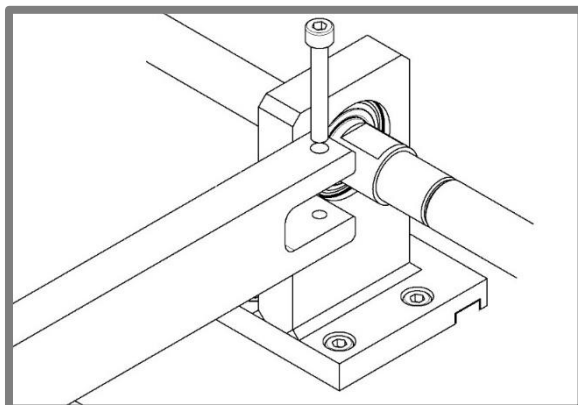
4.2.1 Páka se závažím

Obr. 20 představuje řešení, kde je potřebného krouticího momentu dosaženo nasunutím páky se závažím na jeden z konců půleného hřídele. Jedná se v zásadě o velmi jednoduché řešení, u kterého lze poměrně přesně stanovit hodnotu předpětí za předpokladu znalosti délky ramene páky a hmotnosti závaží. Z pohledu působících sil je v ideálním případě třeba, aby byla páka po naložení závaží a následném natočení hřídele, pokud možno ve vodorovné poloze.

Pro nasunutí páky, je hřídel opatřena dvěma ploškami (Obr. 21). Stejně tak je konec páky uzpůsoben pro vsuvné uložení na hřídel, kde je její poloha zafixována za pomoci šroubu. Druhý konec páky je opatřen drážkou pro nasunutí závěsu se závažím, která jsou již na škole pro různé účely využívána, a tudíž se nemusí pro účely tohoto zařízení vyrábět. Z důvodu prostorové náročnosti řešení je při návrhu zapotřebí zvolit vhodný kompromis mezi délkou ramene páky a počtem závaží na jejím konci.



Obr. 20 Pákový mechanismus se zátěží



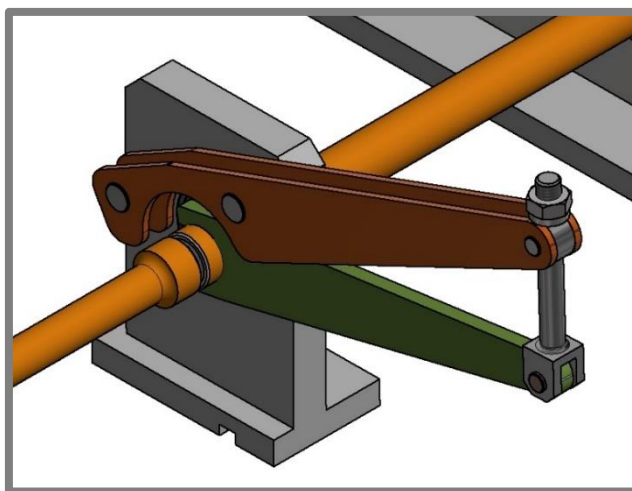
Obr. 21 Detail zatěžovací páky

- ✓ Rychlé vyvození zátěže
- ✓ Snadné určení hodnoty předpětí
- ✓ Již používaný typ závaží
- Velká hmotnost páky
- Prostorově náročné řešení

4.2.2 Pákový mechanismus

Jedná se o variantu, která umožňuje vyvodit zátěž v okruhu pouhým utahováním matice bez použití závaží. V jedné z větví okruhu je uvažována dvojice pák, kde požadované zatížení vzniká jejich vzájemným silovým působením. Jedná se o podobný mechanismus, který byl již realizován na ČVUT [21].

Jedna z pák je za pomoci kolíků fixně upevněna k ložiskovému domku (Obr. 22). Druhá, je podobně jako v předchozím řešení, nasunuta do drážky na hřídeli. Oba konce pák jsou spojeny táhlem, jehož konec je opatřen závitem a maticí. Požadovaného předpětí je po rozeptnutí okruhu docíleno utahováním této matice. Po opětovném uzavření okruhu je třeba matici povolit a demontovat pouze dolní páku.



Obr. 22 Detail pákového mechanismu

Jelikož není třeba aplikovat závaží, jedná se o prostorově nenáročné řešení. Navíc je zde možnost jemné regulace vyvozeného předpětí otáčením matice. Obtížněji se ovšem stanovuje, nebo alespoň odhaduje velikost vyvozené zátěže. Docílení přesné hodnoty pro každou fázi testování může tak celý proces časově prodloužit. U předchozího řešení lze totiž krouticí moment ještě před jeho aplikací předem snadno dopočítat z hmotnosti závaží a délky ramene páky. Riziko je také v brzkém opotřebením matice při jejím velmi častém dotahování.

- ✓ Jemná regulace zátěže
- ✓ Prostorová nenáročnost
- ✓ Není třeba aplikovat závaží
- Časová náročnost při vyvození požadované hodnoty předpětí
- Brzké opotřebením matice

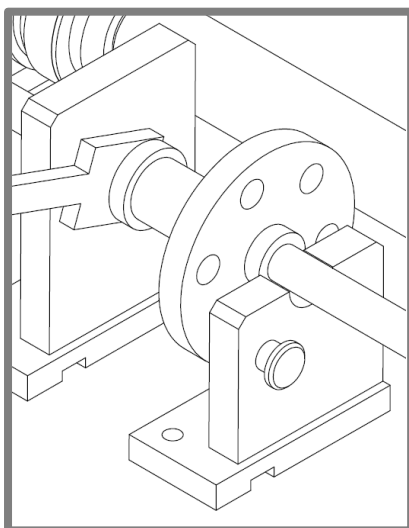
4.3 Aretace okruhu

4.3

Pro varianty, které se týkají aretace okruhu platí skutečnost, že vnášení potřebného předpětí do okruhu je možné pouze ve statickém stavu, tj. při zastavení stroje. Po rozepnutí spojky je tedy Niemannův okruh (kap. 2.3.1) otevřen. Poté je na jeden z konců hřídele aplikováno zatížení, přičemž bez aretace druhého konce by došlo k protočení celého mechanismu. Abychom předešli tomuto nežádoucímu jevu, musí být druhý volný konec okruhu zaaretován.

4.3.1 Aretace za pomoci kotouče

U navrhovaného řešení (Obr. 23) je na nezatěžovaný konec hřídele za pomoci pera uložen kotouč s otvory. Dalším prvkem je podpůrné těleso, ve kterém je vsuvně uložen ocelový čep. Aretace je provedena jeho vsunutím do jednoho z otvorů v kotouči. Při přesném montážním ustavení polohy (souososti) čepu vůči otvorům kotouče zaručuje toto řešení snadnou a rychlou fixaci okruhu.



Obr. 23 Aretace za pomoci kotouče

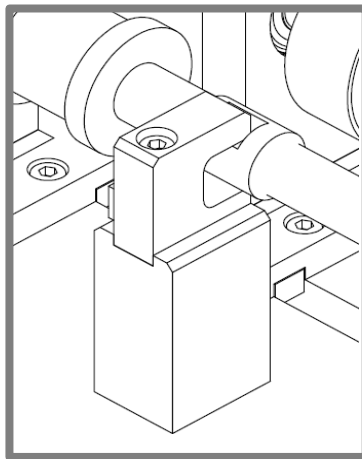
Nevýhodou je fakt, že při vnášení předpětí je mařena část energie na deformaci všech tří prvků mechanismu. Z hlediska velikosti působících sil je třeba navrhnout robustní tělo kotouče (přes 2 kg) a zvolit u všech komponent materiál vhodný k tepelnému zpracování, aby nedocházelo ke vzniku otlačení. Jelikož nelze kotouč před spuštěním okruhu demontovat, je na hřídeli navíc přítomen poměrně značný objem materiálu, který může při rotaci fungovat jako setrvačnick.

- ✓ Snadná a rychlá fixace
- ✓ Mechanismus zakomponován do okruhu
- Nárůst deformovaných prvků
- Vysoká hmotnost kotouče
- Nákladná výroba

4.3.2 Užití speciálního nástavce

Pro zajištění okruhu jsou do hřídele zafrézovány dvě plošky, na které je nasunut speciální nástavec (Obr. 24). Toto místo se nachází co nejbližší volnému konci hřídele, aby byla při zatížení deformována jeho maximální délka.

Nástavec je dělený, přičemž vzájemné spojení je zajištěno tvarovým stykem (drážkou) a šroubem. Vrchní dílec, který přichází do kontaktu z hřídelí, je kalený, zatímco robustnější podstava bez tepelného zpracování zajišťuje potřebnou stabilitu. Oba díly jsou za pomoci šroubu dotaženy až po nasunutí na hřídel a vymezení potřebné polohy. Případné nepřesnosti související s osovou výškou okruhu lze řešit vložením distančních plechů mezi postavu a vrchní díl před utažením šroubu. Možným nedostatkem je vznik vůle mezi nástavcem a základovou deskou v důsledku otlačení stykových ploch.



Obr. 24 Zajištění pomocí speciálního nástavce

- ✓ Snadná odnímatelnost
- ✓ Méně nákladná výroba
- Možný vznik vůle po deformaci hřídele
- Riziko otlačení funkčních ploch

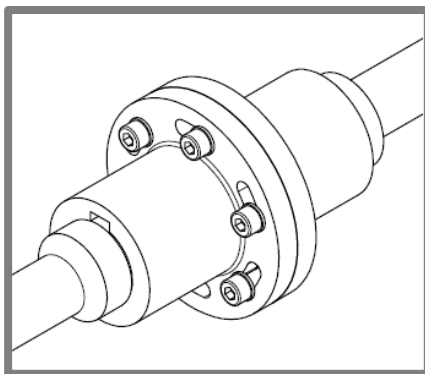
4.4 Volba spojky v místě předeptání

Hlavním úkolem spojky je zafixovat vzájemnou polohu natočených konců hřídelů po celou dobu testování. V daném případě jsou na ni kladeny zvýšené požadavky, které se týkají nejen životnosti, přenesení maximálního krouticího momentu, ale také vysoké tuhosti, a to z důvodu možného maření předpětí po jejím sepnutí. V neposlední řadě je třeba zajistit, aby byl proces rozepnutí okruhu z pohledu uživatele jednoduchý a zbytečně neprodlužoval dobu mezi jednotlivými zátěžnými fázemi (stanovišti).

4.4.1 Kotoučová spojka

Návrh kotoučové spojky (Obr. 25) obecně představuje zaručený způsob, jakým lze konce předeptných hřídelů spojit. Po předeptnutí okruhu, se současně s konci hřídelů vzájemně natočí i kotouče spojky. Z tohoto důvodu jsou na jednom z kotoučů vyhotoveny drážky, které sepnutí spojky umožní i po zatížení. Úhel natočení lze určit z hodnoty maximálního krouticího momentu (200 Nm) a uvažovaného průměru deformované délky hřídelů. V tomto případě vyžaduje však maximální velikost natočení (cca 10 deg) dvojí konfiguraci drážek, a to z důvodu dodržení požadované tuhosti kotouče. Pro daný interval momentů předpětí je tedy třeba vždy zvolit kotouč s příslušnými polohami drážek.

Pro tuto variantu je nutno provést buď výpočetní návrh, nebo upravit standardně prodávanou kotoučovou spojku. Užitím materiálu s vysokými mechanickými vlastnostmi, lze zajistit dlouhou životnost spojky a minimální deformaci po jejím sepnutí.



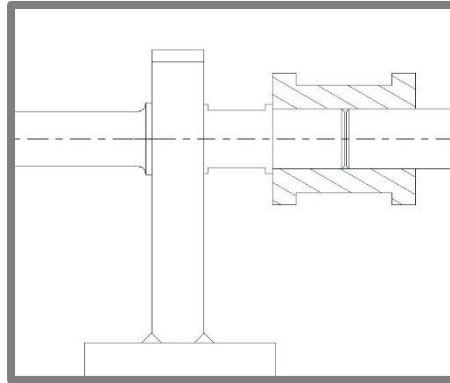
Obr. 25 Kotoučová spojka pro okruh

- ✓ Možnost úpravy polotovaru
- ✓ Dlouhá životnost
- Dvojí konfigurace kotoučů
- Nutnost výpočetního návrhu

4.4.2 Svěrné pouzdro

Druhou možností je použití svěrného pouzdra (vřezu Obr. 26). Výhodou je, že se jedná o nakupovaný dílec, kde výrobce garantuje maximální hodnotu přeneseného krouticího momentu. Navíc jej lze použít pro libovolnou hodnotu natočení

spojovaných hřídelů. Pro vymezení polohy v axiálním směru je třeba vyhotovit alespoň na jednom z hřídelů osazení. Možným rizikem je brzké opotřebení pouzdra z důvodu jeho častého rozepínání mezi jednotlivými fázemi zatěžování.



Obr. 26 Uložení svěrného pouzdra

- ✓ Garantovaný přenos momentu
- ✓ Nízká pořizovací cena
- ✓ Libovolná hodnota natočení konců hřídelů
- Brzké opotřebení

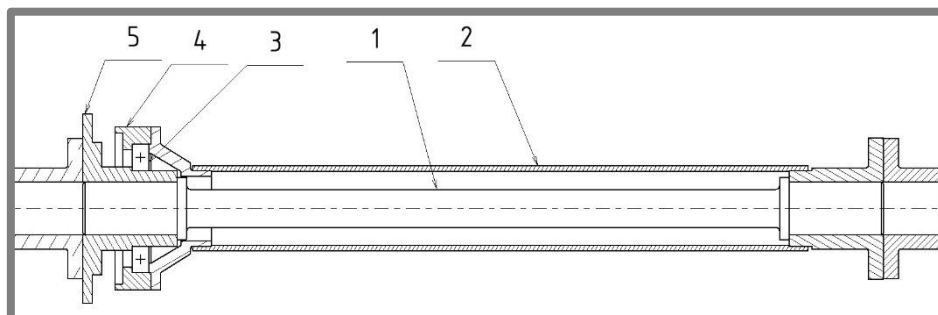
4.5

4.5 Snímání krouticího momentu v okruhu

Stanovení velikosti momentu předpětí v okruhu po sepnutí spojky, představuje zásadní informaci nezbytnou pro vyhodnocení experimentů. Pro budoucí účel zařízení je také vhodné zajistit průběžné zaznamenávání hodnot zátěže. První z variant je založena na čistě mechanickém způsobu bez nutnosti užití elektronických prvků. Opakem je zakomponování indukčního snímače do jedné z větví okruhu.

4.5.1 Přímý deformační způsob

U této varianty (Obr. 27) je krouticí moment zjišťován přímo, a to na základě úhlu natočení deformovaného prvku. Součástí okruhu je mezičlen, upevněný k hřídelům pomocí kotoučových spojek.



Obr. 27 Řez mechanismu pro stanovení krouticího momentu v okruhu

Mechanismus je v základu tvořen prvkem deformačním (1) a prvkem unášeným (2). Po aplikaci předpětí je primárně namáhána na krut zúžená část hřídele, zatímco dutý hřídel zatěžován není. Toho je dosaženo díky jeho jednomu volnému konci, který je podepřen ložiskem (3). Hodnota předpětí v okruhu je určena vzájemným natočením kotoučů opatřenými ryskami (4,5). Pro odečtení hodnoty momentu je ovšem nutná kalibrace mechanismu.

Ačkoliv se jedná v zásadě o jednoduchý mechanismus, není jeho výroba levnou záležitostí. Důvodem je především nutnost alespoň dvojí konfigurace provedení deformačního členu pro navrhovaný rozsah zatížení (0 - 200 Nm).

U hřídele, který je navržen na únosnost v krutu při maximálním momentu, dochází při malých hodnotách (do 10 Nm) pouze k minimálnímu natočení. V tomto případě lze hodnotu odečíst na stupnici jen obtížně a s velmi malou přesností. Otázkou je také zajištění průběžného záznamu hodnot momentů v čase.

- ✓ Dlouhá životnost
- ✓ Vysoká únosnost v laterálním směru
- Vysoké náklady na výrobu
- Nutnost kalibrace
- Komplikovaný záznam dat

4.5.2 Indukční snímač krouticího momentu

Další uvažovaná varianta počítá se zakomponováním indukčního snímače krouticího momentu (Obr. 28) do obvodu. Jedná se o unášený pasivní snímač, který funguje na principu odporové tenzometrie. Hodnota momentu je stanovena na základě nepřímého měření mechanického napětí na povrchu součásti z hodnoty poměrné deformace.

Uvažovaný snímač disponuje přesností $\pm 0,15\%$ při měřicím rozsahu 0-300 Nm [32]. Po propojení s PC je možno v průběhu experimentů sledovat a zaznamenávat naměřená data. Nevýhodou je ovšem jeho malá únosnost v laterálním směru.

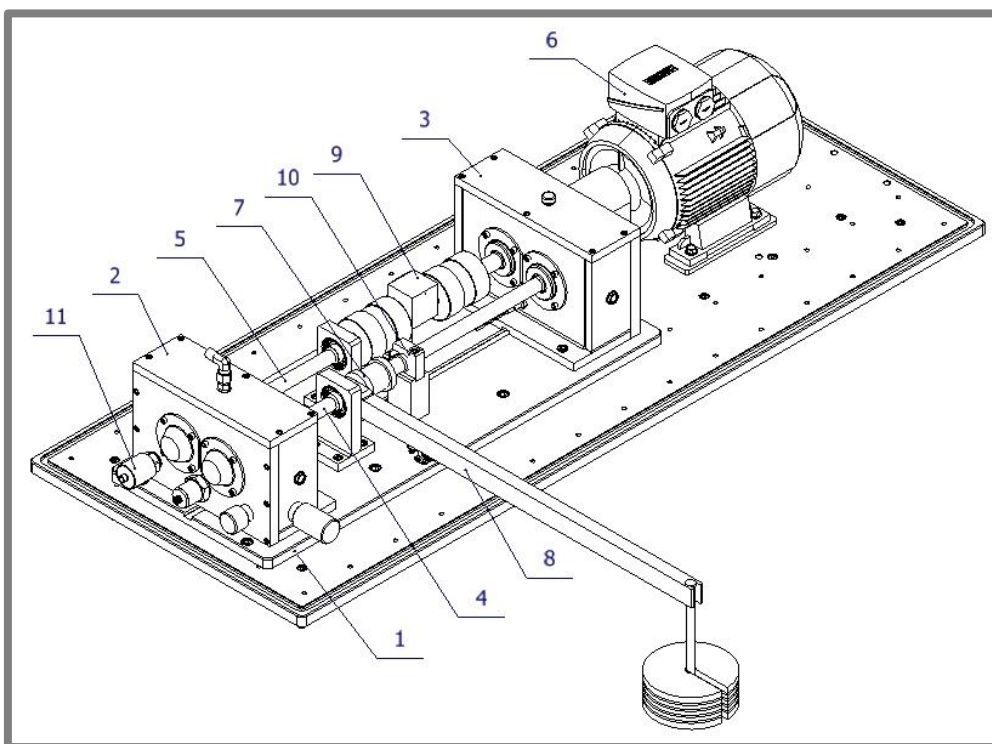


Obr. 28 Indukční snímač krouticího momentu [32]

- ✓ Vysoká přesnost
- ✓ Možnost on-line sledování dat
- Malá únosnost v laterálním směru
- Vysoká pořizovací cena

5. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Výsledný návrh zkušebního stendu na konceptu Niemannova uzavřeného okruhu (Obr. 29) uvažuje čelní testovací soukolí s modulem 3 a hodnotou převodu 1:1. V případě potřeby však dovoluje hodnota osové vzdálenosti testovat i soukolí s modulem 4 a převodem 2:3.



Obr. 29 Konstrukční části okruhu

Všechny konstrukční celky jsou uspořádány na základové desce (1) opatřené závitou a vodící drážkou po celé její délce. Drážka zajišťuje vymezení vzájemné polohy jednak ložiskových těles, ale především testovací (2) a doplňkové (3) převodové skříně. Obě skříně jsou rozebíratelné a opatřeny otvory pro přívod maziva. Přední plotna zkušební převodovky je navíc uzpůsobena pro instalaci řady senzorů (11), které slouží pro monitorování stavu oleje v průběhu experimentů.

Potřebné předpětí je do okruhu vnášeno na jednu z dělených hřídelí (4) za pomoci páky se závažím (8). Druhá část hřídele je zaaretována za pomoci speciálního nástavce (10). Opětovné uzavření okruhu zajišťuje svěrné pouzdro (7). Na druhé z hřídelí (5) je za pomoci spojky uložen indukční snímač krouticího momentu (9). Výstupní konec hřídele okruhu je napojen na elektromotor (4kW) s měničem (6), který zajišťuje pohon zařízení.

Cílenou kontaminaci maziva je možno provádět díky okruhu pro nucenou cirkulaci oleje, na který lze v případě potřeby napojit obě převodové skříně.

5.1 Základní parametry okruhu

V předchozí kapitole, která vymezuje cíl práce, byly upřesněny některé základní parametry okruhu nutné pro tvorbu návrhových variant. Následující kapitola tento výčet rozšiřuje o další hodnoty (Tab. 4) vyplývající z výsledné konstrukce stendu.

Parametr	Název	Hodnota
a	osová vzdálenost	90 mm
M_K	Zátěžný moment	200 Nm
n	Otáčky	2800 ot/min
z	Osová výška okruhu	100 mm

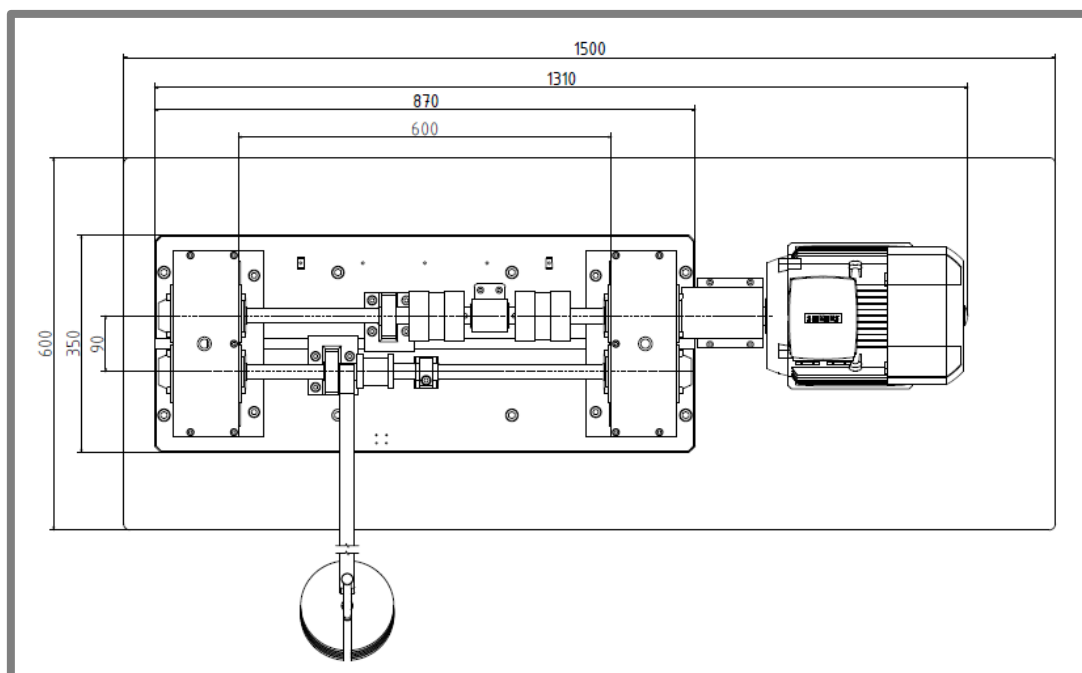
Tab. 4 Vybrané parametry okruhu

Maximální virtuální výkon

$$P_{max} = M_K * \omega = M_K * 2\pi n [W] \quad (1)$$

$$P_{max} = 200 * 2 * \pi * \frac{2800}{60} = 58643W = \mathbf{58,6kW}$$

V prvotní fázi konstrukčního řešení byla stanovena osová výška převodu a vypočten maximální virtuální výkon. Z Obr. 30 jsou dále patrné základní rozměry okruhu.

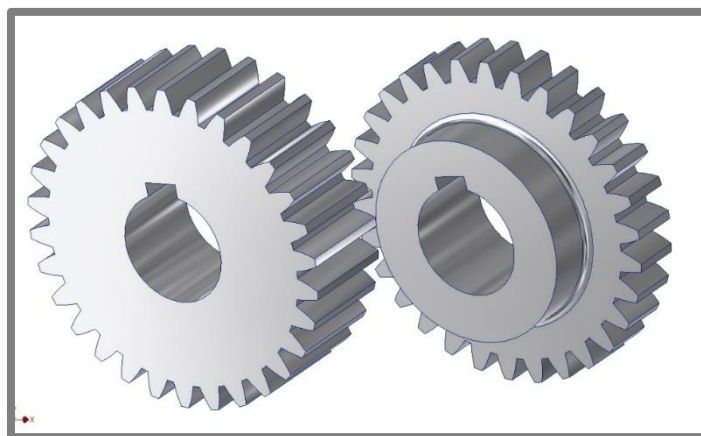


Obr. 30 Základní rozměry zkušebního okruhu

5.1.2 Rozměry ozubeného převodu

Klíčovým prvkem je z hlediska navrhování daného zkušební okruhu ozubený převod. Před samotným návrhem bylo dohodnuto, že budou testována čelní ozubená kola s příkými zuby a modulem řady 1. Kromě značné finanční úspory je výhodou jejich běžná dostupnost ve formě polotovarů.

Jednou ze základních charakteristik okruhu je jeho osová vzdálenost. Ta je u navrhovaného zařízení konstantní, čímž je variabilita co do hodnoty převodu a normálového modulu značně omezena.



Obr. 31 Návrh ozubeného převodu

Pro výrobu testovacího a doplňkového soukolí (Obr. 31) byla vyhotovena výkresová dokumentace (příloha [29]-[35]), která zahrnuje úpravu standardizovaných polotovarů. Materiálem kol je ocel C45, která umožňuje indukční kalení, aby bylo možno maximalizovat realizovaný moment předpětí.

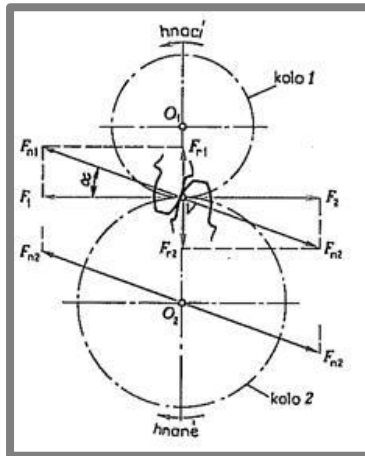
Ačkoliv je zkušební okruh navrhován primárně pro převod 1:1, je při silových výpočtech brán zřetel také na možnou variantu převodu 2:3. Proto jsou v Tab. 5, na základě elementárních vzorců [33], vypočteny rozměry ozubených kol pro obě hodnoty převodů.

Parametr	Název	Varianta I	Varianta II.
a	osová vzdálenost	90 mm	
m_n	normálový modul	3	4
b_1	efektivní šířka ozubení	15 mm	20 mm
z_1	počet zubů pastorku	-	18
z_2	počet zubů oz. kola	30	27
d_1	roztečná kružnice pastorku	-	72 mm
d_2	roztečná kružnice oz. kola	90 mm	108 mm
b_1/b_2	poměr šířky oz. testovací/doplňkové	1:2	
α	úhel záběru	20 deg	

Tab. 5 Parametry ozubeného soukolí

5.1.3 Silové účinky v ozubení

Z principu funkce okruhu jednoznačně vyplývá, že převodový poměr v testovací a doplňkové převodové skříní musí být stejný. Na základě vstupních parametrů (P_{max}, n) pro návrh zařízení jsou dále vypočteny silové účinky při záběru převodu (Obr. 32). Tyto hodnoty jsou nezbytné pro návrh převodových skříní a hřídelů okruhu.



Obr. 32 Silové účinky v ozubení [34]

Je-li uvažován zátěžný moment M_k a d je průměr roztečné kružnice pastorku, pak je obvodová síla $F_{1,2}$ rovna [33]:

$$F_{1,2} = 2 * \frac{M_k}{d} [N] \quad (2)$$

Při výpočtu radiální síly je uvažován úhel záběru $\alpha=20^\circ$:

$$F_{R1,2} = F_{1,2} * \sin\alpha = [N] \quad (3)$$

$$F_{N1,2} = \sqrt{F_{R1,2}^2 + F_{1,2}^2} [N] \quad (4)$$

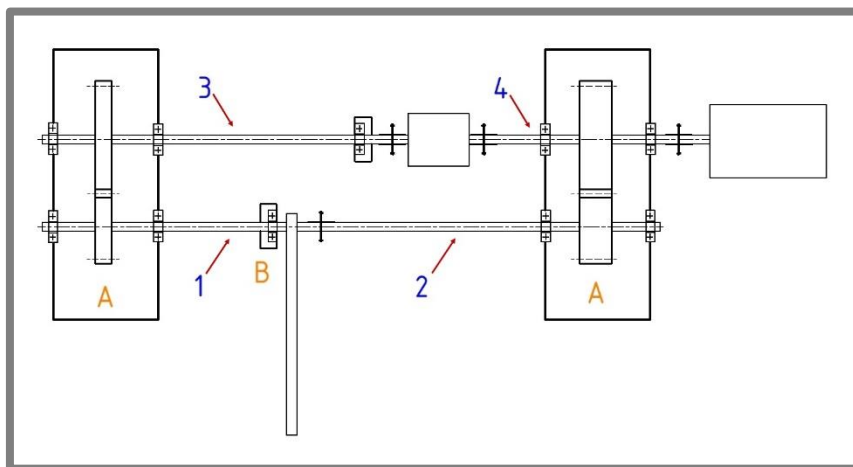
1:1	d [mm]	M_k [Nm]	$F_{1,2}$ [N]	$F_{R1,2}$ [N]	$F_{N1,2}$ [N]
Oz. kolo	90	200	4444	1701	4758
2:3					
Oz. kolo	108	200	3704	1418	3966
Pastorek	72	133	3694	1414	3955

Tab. 6 Hodnoty silových účinků v převodu

Jak vyplývá z údajů v Tab. 6, největší silové účinky vznikají u soukolí o hodnotě převodu 1:1. Proto budou další návrhové výpočty uvažovat pouze silové účinky a parametry této varianty.

5.2 Návrh a dimenzování hřídelů v okruhu

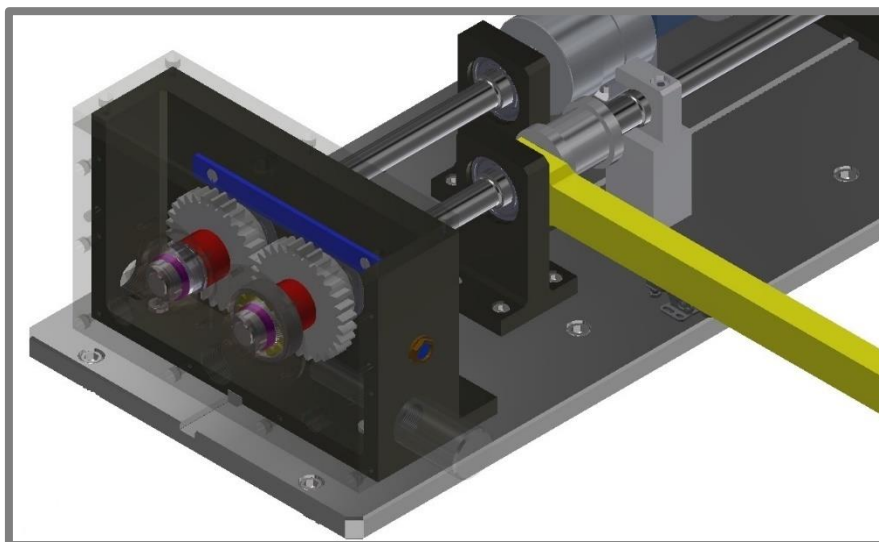
Na Obr. 33 je zjednodušené schéma zkušební okruhu, ve kterém jsou vyznačena místa, kde jsou obě dělené hřídele uloženy v ložiskách.



Obr. 33 Schéma navrhovaného zkušební okruhu

V místě A uložení soukolí (Obr. 34), tj. uvnitř převodových skříní, se vyskytuje kromě krutu i ohyb. Obdobný případ nastává, je-li okruh rozeprt a v místě B je za pomoci páky aplikováno zatížení.

V závislosti na druhu namáhání je třeba určit v daných místech minimální hodnotu průřezu a zkontrolovat perová uložení na střih a otláčení.



Obr. 34 Detail uložení soukolí

Hřídele jsou vyrobeny z materiálu 16MnCr5 a po obrobení cementovány a kaleny. Pro daný materiál jsou uvažována pro bezpečnost k tato dovolená napětí σ_{Dov} , σ_{Dk} .

Dovolené napětí pro tah σ_{Dov} a krut σ_{Dk}

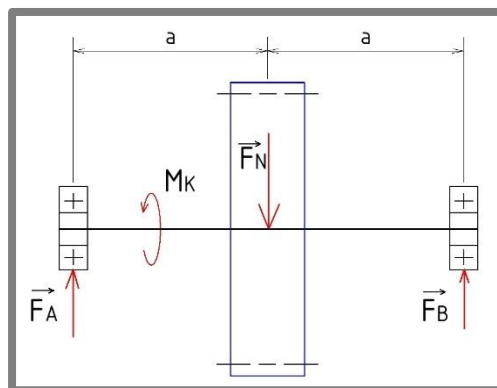
Dáno: $R_e=490 \text{ MPa}$
 $k=2$

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{490 * 10^6}{2} = \mathbf{245 \text{ MPa}} \quad (5)$$

$$\sigma_{Dk} = 0,6 * \sigma_{Dov} = 0,6 * 245 * 10^6 = \mathbf{147 \text{ MPa}} \quad (6)$$

5.2.2 Stanovení průměru d_{nl} v místě uložení soukolí

Při výpočtu je uvažováno kombinované namáhání [34], kde napětí ohybové i od krutu působí v rovině průřezu hřídele. Spolu se sduženým smykovým napětím se jedná o rovinnou napjatost, kde pro dimenzování hřídelů použijeme v daném případě podmínku pevnosti HMH.



Obr. 35 Silové účinky v místě uložení soukolí

U obou převodových skříní je uvažováno symetrické uložení (Obr. 35) při vzdálenosti a od stěny.

Redukovaný moment σ_{red}

Dáno: $F_N=4758 \text{ N}$
 $a=0,03 \text{ m}$
 $\sigma_{dov}=245 \text{ MPa}$

- Z rovnováhy sil snadno určíme reakční síly F_A , F_B v ložiskách:

$$F_A = F_B = \frac{F_N}{2} = \frac{4758}{2} = \mathbf{2379 \text{ N}} \quad (7)$$

- Maximální ohybový moment M_{omax} je pak roven:

$$M_{omax} = F_{A,B} * a = 2379 * 0,03 = \mathbf{71,37 \text{ Nm}} \quad (8)$$

- Pro redukovaný moment při podmínce pevnosti HMH, kde $\alpha = \sqrt{3}$ platí:

$$M_{Ored} = \sqrt{M_{Omax}^2 + \left(\frac{\alpha}{2} M_k\right)^2} \quad (9)$$

$$M_{Ored} = \sqrt{71,37^2 + 0,75 * 200^2} = \mathbf{187,3 Nm}$$

- Minimální průměr hřídele d_{min1} z pevnostní podmínky:

$$\frac{M_{red}}{W_o} \leq \tau_D \rightarrow d_{min1} \geq \sqrt[3]{\frac{32 * M_{Ored}}{\pi * \sigma_{Dov}}} \quad (10)$$

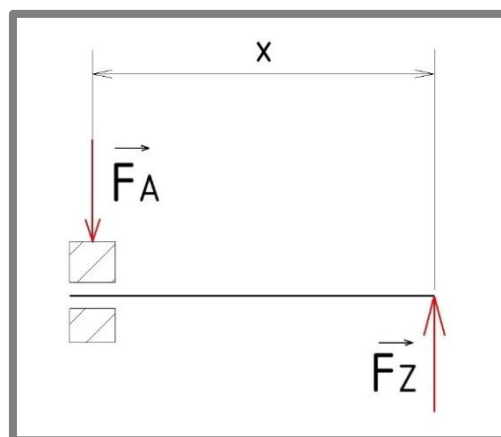
$$d_{min1} \geq \sqrt[3]{\frac{32 * 187,3}{\pi * 245 * 10^6}} \geq \mathbf{0,02 m}$$

Určení průměru d_{n1} v místě uložení soukolí

Z pohledu návrhu průměru hřídele, představuje d_{min1} mezní hodnotu, která by měla napomoci k utvoření představy o silových účincích. Při volbě průměru na dolní mez, je třeba brát v potaz také zvýšenou hodnotu deformace, kterou je ovšem snaha v místě uložení soukolí minimalizovat. Byl stanoven návrhový průměr hřídele $d_{n1}=32 mm$.

5.2.3 Stanovení průměru d_{n2} v místě vnášení předpětí

Na Obr. 36 jsou znázorněny síly působící při vnášení předpětí do okruhu za pomoci páky o délce y . V místě působení síly F_A se nachází podpůrné ložisko, přičemž druhý konec hřídele je volný.



Obr. 36 Silové reakce v místě aplikace momentu předpětí

Dáno: $M_k=200 \text{ Nm}$
 $y=0,75 \text{ m}$
 $x=0,021 \text{ m}$
 $\sigma_{dov}=245 \text{ MPa}$

- Z momentové rovnováhy na zatěžovací páce určíme sílu F_Z a dále reakční sílu F_A v ložisku:

$$M_k = F_Z * y \rightarrow F_Z = \frac{M_k}{y} = \frac{200}{0,75} = \mathbf{267 \text{ N}} \quad (11)$$

$$F_A = F_Z = \mathbf{267 \text{ N}}$$

- Maximální ohybový moment M_{omax} je pak roven:

$$M_{omax} = F_A * x = 267 * 0,021 = \mathbf{5,6 \text{ Nm}} \quad (12)$$

Z hodnoty maximálního ohybového momentu lze vyvodit jeho minimální vliv na hodnotu redukovaného momentu M_{ored} . Proto budeme v tomto případě uvažovat stejnou hodnotu, jako v místě uložení ozubeného převodu.

Určení průměru d_{n2} v místě předepínání

V místě, kde jsou vyfrézovány plošky pro nasunutí zatěžovací páky je zvolen návrhový průměr $d_{n2}=24 \text{ mm}$. Hodnota bezpečnosti v tomto místě dosahuje hodnoty $k_{n2}=1,66$.

$$\tau_{red2} = \frac{M_k}{W_{n2k}} = \frac{32 * M_k}{\pi * d_{n2}^3} = \frac{32 * 200}{\pi * 0,024^3} = \mathbf{147,36 \text{ MPa}} \quad (13)$$

$$k_{n2} = \frac{\tau_{Dov}}{\tau_{red2}} = \frac{245 * 10^6}{147,36 * 10^6} = \mathbf{1,66} \quad (14)$$

5.2.4 Stanovení průměru d_n uvnitř okruhu

Z hlediska návrhu těchto úseků hřídelů je snahou docílit maximálního odlehčení – tedy minimálního průměru při dodržení dané bezpečnosti. Minimální průměr je vyžadován také proto, aby docházelo při vnášení předpětí do okruhu primárně k natočení těchto úseků. Při výpočtech je uvažován prostý krut.

Minimální průměr d_{min}

Dáno: $M_k=200 \text{ Nm}$
 $\sigma_{Dk}=147 \text{ MPa}$

$$\frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \rightarrow d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 * M_k}{\pi * \sigma_{Dk}}} \quad (15)$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 * 200}{\pi * 147 * 10^6}} = \mathbf{0,019 \text{ m}}$$

Určení průměru d_n uvnitř okruhu

Návrhový průměr hřídele $d_n=23 \text{ mm}$, zajistí potřebnou hodnotu natočení při dosažení bezpečnosti $k_n=1,76$.

$$\tau_{nk} = \frac{M_k}{W_{nk}} = \frac{16 * M_k}{\pi * d_n^3} = \frac{16 * 200}{\pi * 0,023^3} = \mathbf{83,72 \text{ MPa}} \quad (16)$$

$$k_n = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_{nk}} = \frac{147 * 10^6}{83,72 * 10^6} = \mathbf{1,76} \quad (17)$$

5.2.5 Výsledky pevnostní analýzy

Na základě zvolených průměrů jednotlivých úseků hřídelů v předchozí kapitole, je provedena pevnostní analýza. Její výsledky (Tab. 7) zahrnují na rozdíl od návrhových výpočtů koncentrátory napětí – vruby. Poskytují nejen informace týkající se maximálních napětí, ale i průhybu či úhlu natočení. Právě velikost natočení je významné z pohledu mechanismu pro aplikaci zátěže, konkrétně páky, která má být po naložení závaží ideálně ve vodorovné poloze.

$$\varphi_{C200} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 \text{ [deg]} \quad (18)$$

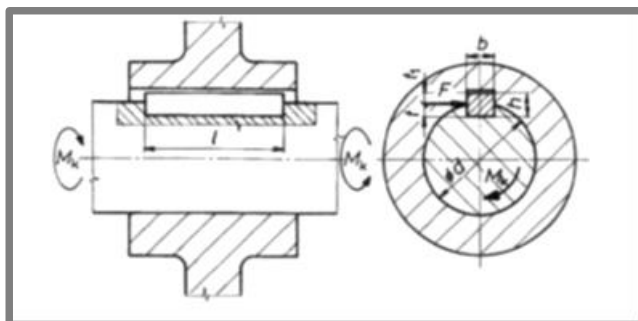
$$\varphi_{C200} = 0,98 + 1,85 + 1,58 + 0,27 = \mathbf{4,68 \text{ deg}}$$

Parametr		Hřídel I.	Hřídel II.	Hřídel III.	Hřídel IV.
Délka [mm]	L	339,5	501	423,5	208,5
Hmotnost [kg]	m	1,475	1,942	1,767	1,121
Max. napětí v ohybu [MPa]	σ_B	28,491	30,778	29,156	26,873
Max. smykové napětí [MPa]	τ_S	3,413	3,687	3,493	3,557
Max. napětí v krutu [MPa]	τ	95,660	99,538	95,660	46,401
Max. red. napětí [MPa]	σ_{red}	165,953	172,406	165,815	80,827
Maximální průhyb [μm]	f_{max}	6,495	13,929	7,344	6,113
Úhel natočení [deg]	φ	0,98	1,85	1,58	0,27

Tab. 7 Výsledky pevnostní analýzy hřídelů

5.2.6 Kontrola pera na stříh a otláčení v místě uložení soukolí

Jelikož jsou spojky a ozubená kola uložena na perovém spoji, tvoří výpočtová kontrola pera na stříh a otláčení nezbytný krok při návrhu. Jedná se o spojení rozebíratelné, přičemž zatížení je přenášeno přes boční plochy pera.



Obr. 37 Silové účinky v perovém spoji [35]

Kontrola pera na stříh

Dáno: $\tau_{DS} = 120 \text{ MPa}$
 $M_k = 200 \text{ Nm}$

$$F = \frac{2 * M_k}{d_n} [N] \quad (19)$$

$$l \geq \frac{F}{b * \tau_{DS}} \quad (20)$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{b * l} \leq \tau_{DS}$$

Kde: M_k [Nm]	kroučící moment
d [mm]	průměr hřídele
b [mm]	šířka pera
τ_{DS} [MPa]	dovolené napětí pro stříh

Kontrola pera na otláčení v hřídeli

Dáno: $p_{Dov} = \text{až } 180 \text{ MPa}$

$$p_{Dov} \geq \frac{F}{S} \geq \frac{F}{t_1 * l} \quad (21)$$

Kde: F [Nm]	síla od kroučícího momentu
t_1 [mm]	hloubka drážky v hřídeli
l [mm]	délka pera
p_{Dov} [MPa]	dovolený tlak ve stykových plochách

Parametr	Uložení oz. kola	Spojka snímače
d [mm]	32	25
b [mm]	10	8
t ₁ [mm]	4,7	4,1
l _{min} [mm]	10,4	16,7
l _n [mm]	28	25
p [MPa]	94,9	156,1

Tab. 8 Hodnoty délek per a tlaků ve stykových plochách

Tab. 8 uvádí vypočtené hodnoty minimální délky per l_{min} na základě které, je určena hodnota návrhové délky l_n . V případě uložení ozubených kol i spojky snímače je ověřeno, že nedojde k poškození pera na střih či otláčení v hřídeli.

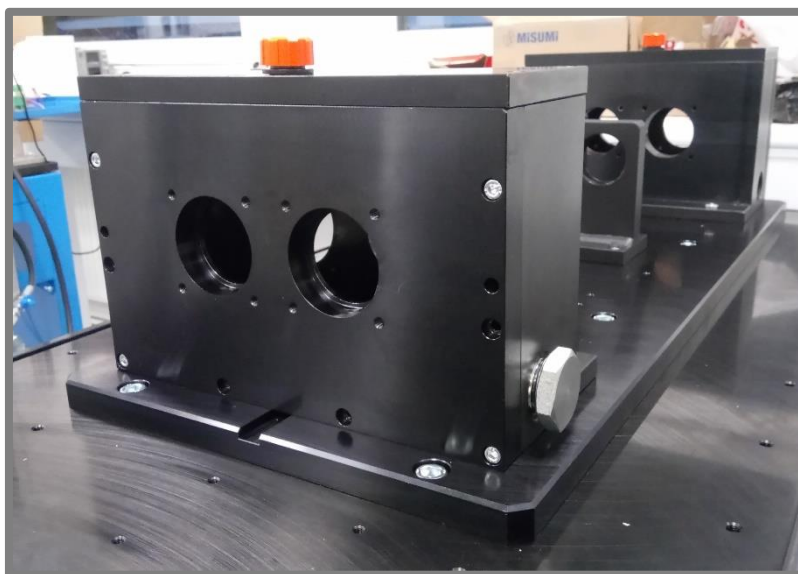
5.3

5.3 Uložení hřídelů a zajištění smontovatelnosti

Při montáži okruhu jsou nejdříve zkompletovány hřídele, kde je třeba dbát na přesné pořadí jednotlivých prvků (ložiska, těsnění, aj.). Po této předmontáži mohou být hřídele vloženy a zafixovány do ustavených převodových skříní (Obr. 38).

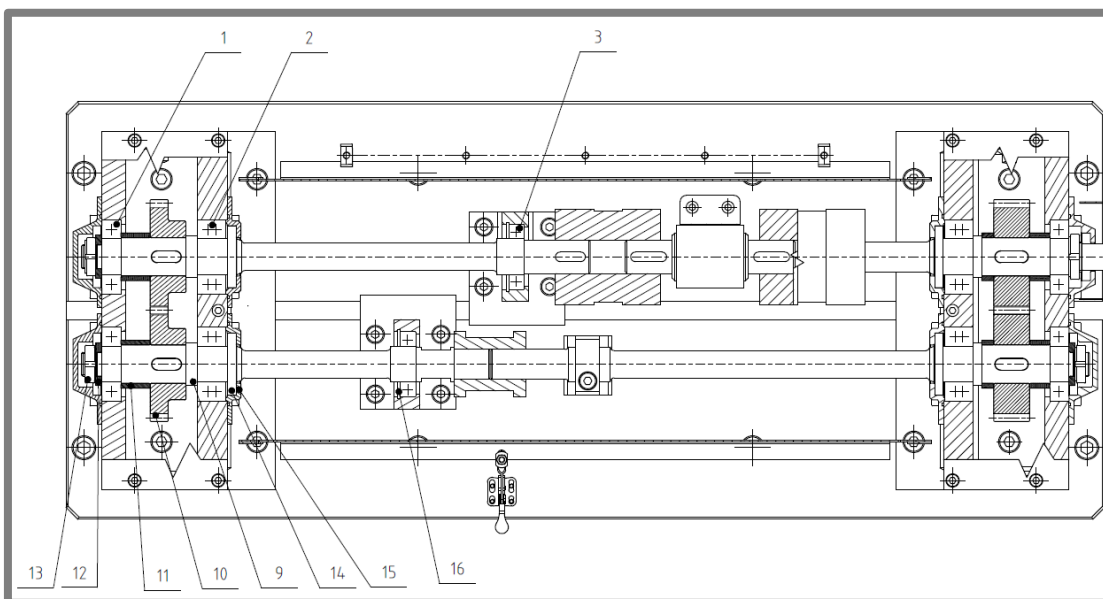
Podstatná je také uživatelská přívětivost při realizaci experimentů. Z dosavadních poznatků vyplývá, že je třeba zajistit:

- *Možnost snadného odejmutí přední plotny* - V průběhu testování je nutno provádět vizuální kontrolu a hodnocení funkční plochy ozubení testovaného soukolí.
- *Demontáž testovacího soukolí* – Předpoklad časté výměny testovaných kol z důvodu větší míry opotřebení.



Obr. 38 Převodové skříně s ložiskovými domky

Z Obr. 39 je viditelné jednak uložení hřídelů v ložiskách v převodových skříních a dvou podpůrných ložiskových domcích, ale zároveň uložení a vymezení polohy obou ozubených soukolí.

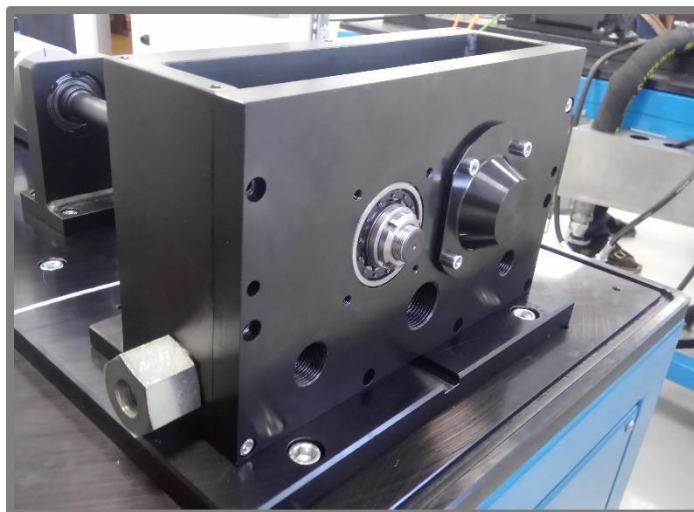


Obr. 39 Schéma uložení hřídelů

V přední odnímatelné části převodových skříní je použito válečkové ložisko (1), jehož hlavní benefitem je v daném případě rozebíratelnost. Ve protější stěně je nalisováno dvouřadé kuličkové ložisko s kosouhlým stykem (2) disponující vysokou únosností. Podpůrnou funkci uvnitř okruhu plní ložisko jednořadé kuličkové (3).

Přesné vzájemné axiální polohy soukolí je na hřídelích dosaženo vymezovacími kroužky (11), které jsou společně s vnitřním kroužkem válečkového ložiska přes dorazový kroužek (12) staženy pojistnou maticí KMK (13).

Zatěsnění prostoru převodových skříní (Obr. 40) v okolí ložisek a výstupu hřídelů je zajištěno víčky (15), které jsou uzpůsobeny pro užití hřídelového těsnění (15). Dalším prvkem je O-kroužek umístěný v drážce dosedací plochy víčka.

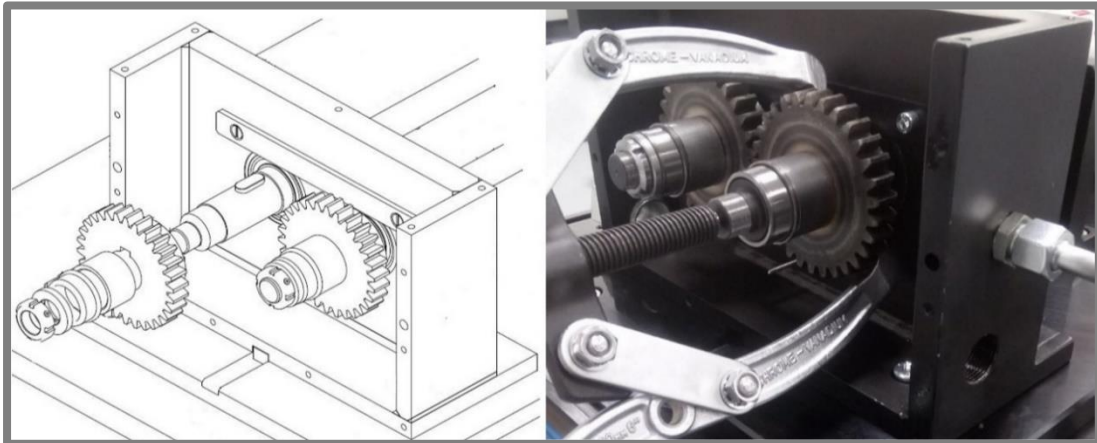


Obr. 40 Montáž přední plotny převodové skříně

5.3.1 Montáž a demontáž testovacího soukolí

Je žádoucí, aby nebyla demontáž soukolí časově náročná či dokonce podmíněna rozebráním většího množství částí stendu.

Montáž soukolí



Obr. 41 Montáž a demontáž testovacího soukolí

- 1) Po nalisování pera do drážky hřídele je nasunuto ozubené kolo, které dosedá až na hřídelové osazení (Obr. 41).
- 2) Poté je vložen vymežovací kroužek, a to z důvodu požadované vzdálenosti od vnitřního kroužku válečkového ložiska (viz 5.2.2). Vnitřní kroužek je buď nalisován, nebo po zahřátí na patřičnou teplotu vložen. Nalisování se provádí za pomoci speciálního přípravku, zhotoveným z trubky o požadovaném průměru.
- 3) Vymezení přesné axiální polohy všech členů je dosaženo dotažením KMK matice přes dorazový kroužek. Ten je zde navržen z důvodu zamezení bezprostředního kontaktu matice a vnitřního kroužku ložiska.
- 4) Nakonec je namontována přední plotna převodové skříně s uloženými vnějšími kroužky a válečky ložiska.

Demontáž soukolí

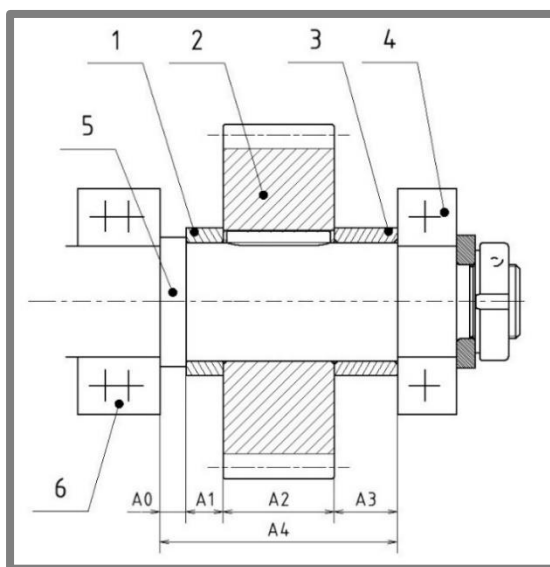
Ta je provedena inverzním postupem, který je výše popsán. S tím rozdílem, že po odstranění KMK matice a dorazového kroužku, jsou zbylé členy demontovány za pomoci stahovacího zařízení. Jeho použitím je sníženo riziko možného poškození některého z dílců.

Uložení soukolí - rozměrový obvod

Pro vymezení žádané polohy soukolí (2) mezi dvěma ložisky (4,6) v axiálním směru v převodové skříně, je navržen soubor vymežovacích kroužků (1,3,). Vzájemné vazby mezi jednotlivými členy lze popsat rozměrovým řetězcem, pomocí kterého je možno pro zvolený způsob kótování zvolit optimální tolerance (Obr. 42).

Pro daný případ je použita metoda úplné zaměnitelnosti maximum-mini mum [41]. Ta zaručuje dodržení požadovaných mezních úchylek uzavíracího členu (A_0) a to bez dodatečného přizpůsobování některé ze součástí montážního celku.

V daném případě je třeba dodržet hodnotu (A_4) vzdálenosti obou ložisek, při uložení hřídele (5) v převodové skříni. Výsledkem je stanovení potřebných tolerancí délky osazení hřídele (A_0), u které je počáteční předpoklad předepsání tolerancí rozměru (A_m) dle ISO 2768-mK.



Obr. 42 Rozměrový obvod uložení soukolí

Dáno: $A_1 = 10_{-0,05}^{+0}$ mm
 $A_2 = 30_{-0,1}^{+0}$ mm
 $A_3 = 17_{-0,05}^{+0}$ mm
 $A_4 = 64 \pm 0,2$ mm
 $A_m = 7 \pm 0,2$ mm

- Nejprve je třeba určit zvětšující (1 až $j-1$) a zmenšující členy (j až n) [41].

Zvětšující člen A_1
 Zmenšující člen A_2, A_3, A_4

- Pro určení jmenovitého rozměru (A_0) pak platí:

$$A_0 = \sum_{i=1}^{j-1} A_i - \sum_{i=j}^n A_i = A_4 - (A_1 + A_2 + A_3) \text{ [mm]} \quad (22)$$

$$A_0 = 64 - 10 - 30 - 17 = \mathbf{7 \text{ mm}} \quad (23)$$

- Horní a dolní mezní rozměr (A_{0max}, A_{0min}) je určen:

$$A_{0max} = \sum_{i=1}^{j-1} A_{i max} - \sum_{i=j}^n A_{i min} = A_{4 max} - (A_{1 min} + A_{2 min} + A_{3 min}) [mm]$$

$$A_{0max} = 64,2 - 9,95 - 29,5 - 16,95 = 7,4 mm \quad (24)$$

$$A_{0min} = \sum_{i=1}^{j-1} A_{i min} - \sum_{i=j}^n A_{i max} = A_{4 min} - (A_{1 max} + A_{2 max} + A_{3 max}) [mm]$$

$$A_{0min} = 63,8 - 10 - 30 - 17 = 6,8 mm \quad (25)$$

- Optimální tolerance délky osazení A_0 je:

$$A_0 = 7_{-0,2}^{+0,4} mm$$

V porovnání s hodnotou nepředepsaných délkových rozměrů A_m , byla pro danou aplikaci zjištěna její vhodnost.

5.3.2 Volba a trvanlivost ložisek

Koncept testovacího okruhu počítá s použitím tří různých typů ložisek. V zásadě největší zatížení bude přenášeno ložisky, která jsou nalisována v tělesech obou převodových skříní. Od nich je vyžadována velká únosnost a minimální ložisková vůle (Tab. 14) v radiálním směru. Tyto požadavky jsou splněny užitím dvouřadého kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem (3206 A-2RS1).

Typ ložiska	Ložisková vůle [μm]
Kuličková jednořadá	5-20
Kuličková s kosoúhlým stykem – dvouřadá	8-27
Kuličková naklápěcí – dvouřadá	11-24
Válečková ložiska	20-45

Tab. 9 Hodnoty ložisková vůle pro různé typy ložisek [38]

Jako druhý typ ložiska, které je umístěno v předním odnímatelné plotně převodové skříně, je navrženo válečkové ložisko (NJ 206 ECJ). Nevýhodou je značná radiální vůle, nicméně je rozebíratelné. Při odmontování předního víka převodové skříně bude zároveň odejmut i vnější kroužek s valivými elementy.

Jako opora pro konce obou pŕlených hřidelů, slouží kuličková ložiska (6006-2Z), která jsou umístěna v ložiskových domech. Kde prvé ložisko, nacházející se v bezprostřední blízkosti místa vyvozování předpětí, je zatěžováno především ve statickém stavu. Proto bude ověřována i jeho statická únosnost. Druhé ložisko primárně zabraňuje případnému házení volného konce hřídele v místě uložení indukčního snímače momentu.

Trvanlivost ložisek

Trvanlivost ložiska, je vyjádřena jako počet otáček nebo provozních hodin při dané rychlosti otáčení, které ložisko vykoná před tím, než se u něj objeví první známka únavy materiálu. Tento parametr hraje při volbě velikosti a typu ložiska zásadní roli. Výrobci ložisek proto poskytují potřebné údaje pro výpočet trvanlivosti, včetně jejich orientačních hodnot pro různé typy strojů. Z uvedených hodnot od firmy SKF [39] vyplývá, že pro účely navrhovaného zařízení se hodnoty pohybují okolo 300 až 3000 provozních hodin.

Dáno: $P=4758 \text{ N}$
 $n=2800 \text{ ot/min}$
 $a=3$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^a * \frac{10^6}{60 * n} [h] \quad (26)$$

Kde: C [kN].....dynamická únosnost
 P [kN].....dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
 a [-].....exponent rovnice trvanlivosti

Ložisko	C [kN]	Trvanlivost [h]
3206 A-2RS1	31	1646
NJ 206 ECJ	21,5	908

Tab. 10 Hodnoty základní trvanlivosti ložisek

Bezpečnost s_0 při statickém zatížení ložiska 6006-2Z

Dáno: $P=267 \text{ N}$
 $C_0=8,25 \text{ kN}$

$$s_0 = \frac{C_0}{P} = \frac{8,3}{0,27} = \mathbf{30,7} \quad (27)$$

Kde: C_0 [kN].....statická únosnost

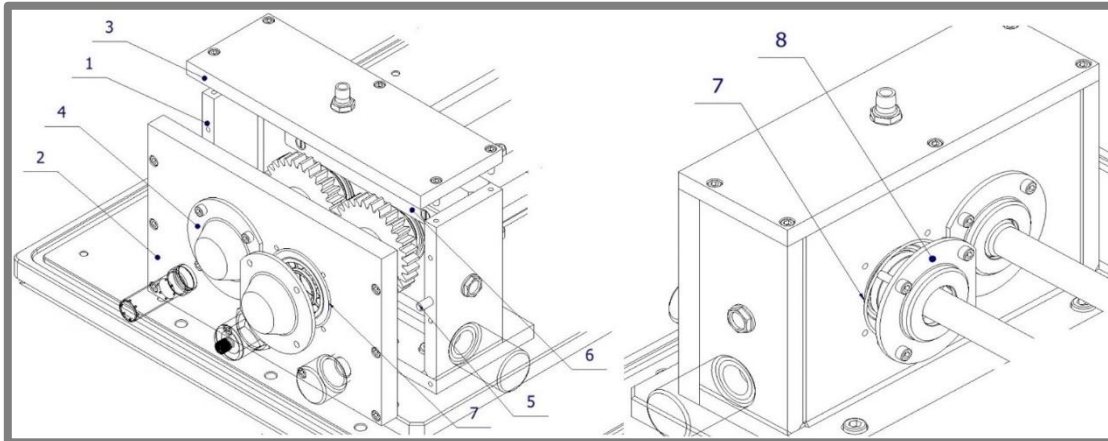
Na základě hodnot základní trvanlivosti L_{10h} byla ověřena vhodnost navržených ložisek v okruhu, při uvažování maximálního zatížení. U jednořadého kuličkového ložiska v blízkosti aplikace momentu předpětí byla vypočtena bezpečnost vůči statickému zatěžování.

5.4 Konstrukční provedení převodových skříní

Obě převodové skříně jsou koncipovány jako svarek, kde se testovací skřín od doplňkové liší pouze konstrukčním uzpůsobením přední plotny pro implementaci senzorů. Těleso skříně (1) je připevněno šrouby a ustaveno za pomoci pera k základové

desce. Po smontování (Obr. 43) jsou v odnímatelném víku (2) uloženy vnější kroužky válečkového ložiska s valivými elementy. Jejich poloha je fixována víčky (4), které jsou uzpůsobeny pro aplikaci O-kroužků (7) jimiž je zatěsněn ložiskový prostor.

Součástí přední plotny jsou s ohledem na její častou demontáž také vodící čepy (5). Ty usnadní nasunutí vnějšího kroužku s válečky ložiska na vnitřní kroužek, který je nalisován na hřídeli.



Obr. 43 Sestava převodové skříně

Fixace ložisek, které jsou uloženy v tělese převodovky, je z vnitřní strany realizována příložkou (6). Prostor převodové skříně je uzavřen víkem opatřeným závitem pro instalaci hydraulického šroubení, nebo odvodušňovacího ventilu.

Prostor výstupu hřídelů je zatěsněn kromě O-kroužků (7) i guferem. Ty jsou zajištěny průchozím víčkem (8), které také fixuje dvouřadé ložisko umístěném v tělese skříně.

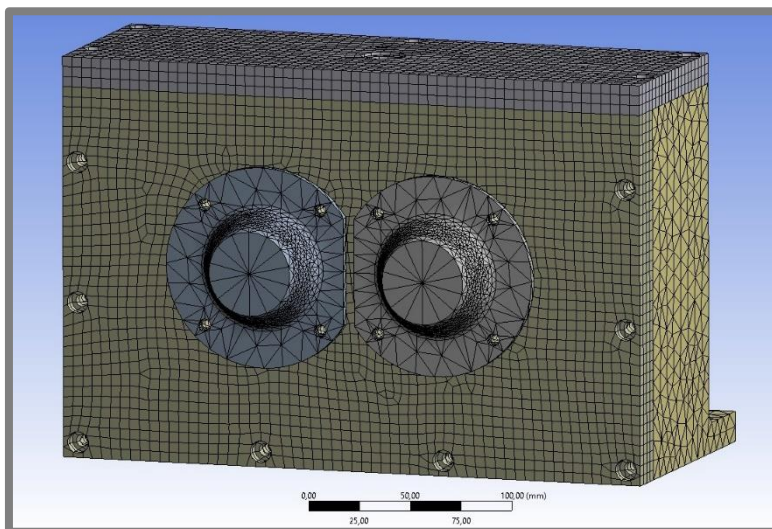
5.4.1 MKP analýza převodové skříně

V praxi bývá modální a napjatostní analýza nezbytným krokem při návrhu konstrukčních celků, kde dochází k rotaci stroje. V daném případě je provedena modální a napjatostní analýza doplňkové převodové skříně, a to výpočtově metodou konečných prvků v softwaru ANSYS Workbench.

Modální analýza

Je analýzou dynamických vlastností struktury při vibračním buzení. Výsledkem je zjištění modálních vlastností dané struktury, tedy stanovení vlastní frekvence, tlumení, nebo tvar vibrací. Provádí se buď experimentálně, nebo výpočtově [42].

Na Obr. 44 je model převodovky, kde nejsou pro zjednodušení uvažovány šrouby, protože mají na výsledné hodnoty analýzy minimální vliv.



Obr. 44 Zjednodušený model pro modální analýzu

Po smontování jsou jednotlivé součásti pevně spojeny čímž je zamezeno jejich vzájemnému relativnímu pohybu. Proto, byl zvolen kontakt typu bonded. Na otvory, kterými prochází kotvicí šrouby, je aplikována vazba zamezující posuvům ve všech třech osách.

Velikost (5, 10 mm) a tvar prvků (tetrahedrons, hex dominant) upravené konečnoprvkové sítě (Obr. 44) byly voleny s ohledem na parametry daného dílce. Celkový počet elementů sítě je 355533. V daném případě je také důležitým krokem určení teplotních podmínek, jelikož bude mazivo uvnitř skříně zahřáto na teplotu přibližně 80°C. Předpokládá se tedy i zvýšení teploty tělesa skříně asi na 60°C.

Mód	Frekvence [Hz]
1	463,9
2	1129,6
3	1679,7
4	1854,4
5	2570,7
6	3004,1

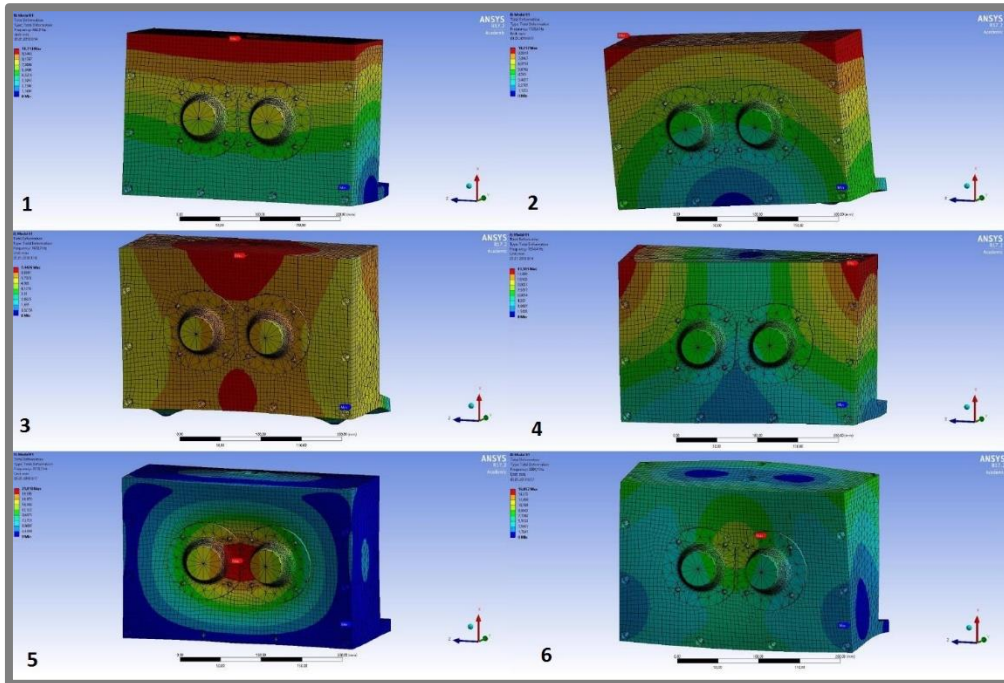
Tab. 11 Hodnoty vlastních frekvencí

$$f_{01} \gg f_h$$

$$463,9 \gg 46,7$$

V rámci výpočtu byly určeny hodnoty vlastních frekvencí v 6-ti módech. Pro daný případ je podstatná nejnižší hodnota (f_{01}), která je porovnána s nejvyššími otáčkami hřídele $f_h=46,7$ Hz. Z výsledků vyplývá, že frekvence otáčení hřídele je o řád menší než nejnižší vlastní frekvence převodovky.

Ve druhé části simulace byly analyzovány deformace tělesa skříně při dosažení prvních šesti vlastních frekvencí (Tab. 11). Z výsledků vyplývá, že se bude skříň nejméně deformovat ve 3. módu a nejvíce v módu 6.



Obr. 45 Celková deformace převodovky při dosažení vlastních frekvencí

Deformačně - napjatostní analýza

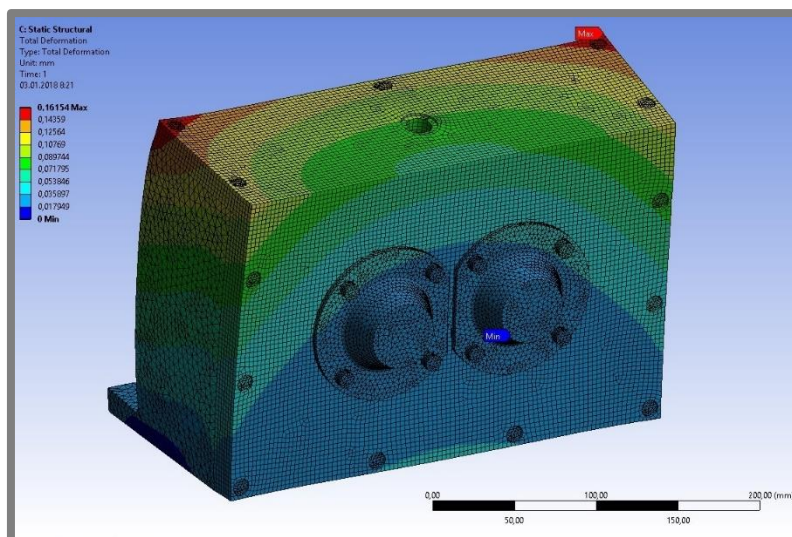
Jelikož bude při chodu stroje na ozubený převod aplikováno předpětí, je třeba brát v úvahu silové účinky vznikající v ozubení. Ty jsou do tělesa skříně přenášeny ložisky

Oproti modální analýze, byl model doplněn o spojovací prvky. Šrouby a stejně tak otvory nejsou opatřeny závitů, protože jejich přítomnost má na výsledky analýzy zanedbatelný vliv. Stejně tak jako v předchozím případě byly použity kontakty typu bonded, a to i v případě šroubů. Na dosedací plochu mezi převodovkou a základovou deskou stroje je užitá vazba zamezující posuvu ve vertikální ose. V místě šroubů spojující jednotlivé prvky skříně, bylo vytvořeno předpětí o velikosti 100 N. To neodpovídá předepsané hodnotě odpovídající 75 % meze kluzu materiálu šroubů, ale pro daný případ je dostačující [43].

Nejvyšší napětí	97,64 MPa, kde ($\sigma_{DOV} = 200 \text{ MPa}$)
Největší deformace	0,12 mm (osa x)
Nejnižší deformace	0,005 mm (osa y)

Tab. 12 Výsledky deformačně napjatostní analýzy

Tab. 12 uvádí hodnotu nejvyššího napětí, které bylo zjištěno v okolí kotvících šroubů. Tato hodnota napětí však dosahovala téměř poloviční hodnoty dovoleného napětí pro daný materiál.



Obr. 46 Celková deformace převodové skříně

V rámci analýzy byla zjištěna kromě celkové deformace (Obr. 46), také deformace ve všech třech osách. Nejmenších hodnot (Tab. 12) je dosaženo ve směru osy y (axiální směr vůči ložiskům), a to především díky absenci zatížení od ložisek pro daný směr. Naopak nejvyšší předpokládaná deformace je ve směru osy x (radiální směr vůči ložiskům).

5.4.2 Modální analýza ložiskového tělesa

Primárním účelem ložiskových těles je podpora a zajištění axiální polohy obou půlených hřídelů. Stejně tak jako u tělesa převodové skříně se jedná o svařovaný dílec, ve kterém je uloženo ložisko. Tato ložiska však přenášejí pouze malá zatížení, a proto je součástí návrhu pouze modální analýza.

Z výsledků analýzy (Tab. 13) opět vyplývá vhodnost konstrukčního provedení dílce s ohledem na otáčky hřídele ($f_h=46,7 \text{ Hz}$).

Mód	Frekvence [Hz]
1	1307,2
2	2591,9
3	2975,1
4	5093
5	6960,4
6	7791,3

Tab. 13 Výsledky modální analýzy

5.5 Provozní podmínky okruhu

V jedné z předchozích kapitol byly definovány rozměry soukolí, které bude okruh primárně využívat. Pro navazující realizaci experimentů je třeba určit, v jakém intervalu hodnot se bude pohybovat moment předpětí.

V souvislosti s návrhem provozních podmínek pro testování ozubeného převodu je třeba dbát na dostatečný odvod tepla. Ve druhé části kapitoly je tedy navržen vhodný způsob mazání převodu a optimální výška hladiny trvalé náplně oleje.

5.5.1 Stanovení intervalu momentů pro testování

V rešeršní části je popsán standardizovaný postup při testování na zkušebních stanovištích FZG (norma DIN 51 354). Zhang et al. (2014) [36] se ve své práci věnuje testování standardizovaného soukolí FZG, kde je jejím výsledkem určení závislosti míry opotřebení na momentu předpětí v okruhu.

Na základě požadovaného trendu opotřebení v kombinaci s pevnostní analýzou obou soukolí, jsou v jednotlivých krocích nalezeny ekvivalentní momenty předpětí pro uvažovaný ozubený převod.

I. Parametry standardizovaného soukolí FZG

Ozubená kola jsou vyrobena z materiálu 20MnCr5 a disponují následujícími parametry (Tab. 14). Jedná se přitom o korigované soukolí, u něhož je normou mimo jiné definována také tvrdost:

Parametr	Název	Hodnota
a	osová vzdálenost	91,5 mm
m_n	normálový modul	4,5
b	efektivní šířka ozubení	20 mm
z_1	počet zubů pastorku	16
z_2	počet zubů oz. kola	24
n	převodový poměr	2:3
α	úhel záběru normální/prac.	20/22,5 deg

Tab. 14 Parametry soukolí FZG [36]

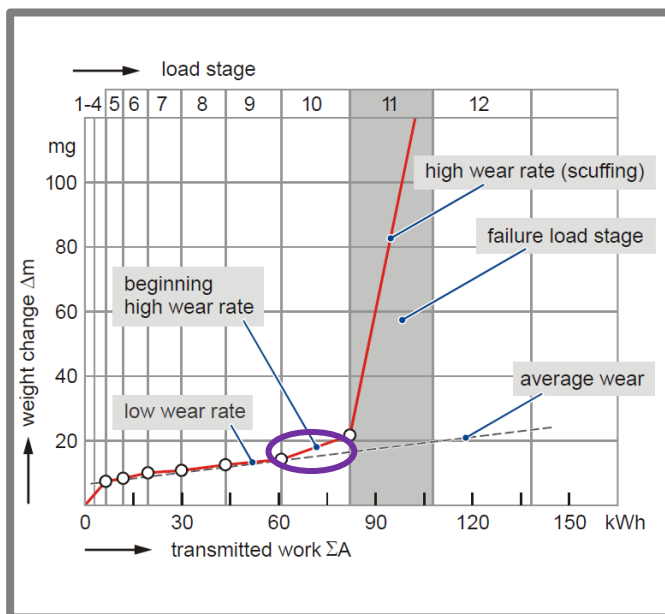
- Cementováno, tloušťka vrstvy 0.8~1.0 mm
- Tvrdost: - povrchu 60~62 HRC, jádra 31~40 HRC
- Drsnost povrchu $R_a=0,3-0,7 \mu\text{m}$

Důvodem, proč není pro navrhovaný okruh užito také standardizované soukolí, je především jeho pořizovací cena. Po vytvoření cenové nabídky od několika výrobců bylo rozhodnuto o zakomponování nekorigovaného soukolí, jehož cena je až desetkrát nižší. Důvodem je především možnost výroby úpravou běžně dostupných polotovarů.

II. Požadovaná míra opotřebení

Účelem navrhovaného zařízení je sledovat chování mazaného uzlu (převodu) při cílené kontaminaci maziva. Jak již bylo uvedeno v jedné z kapitol v analýze

problémů, snahou je dosáhnout takového trendu opotřebení, aby byl vliv kontaminace maziva již znatelný, ale zároveň nevedl k rychlé ztrátě funkce ozubení.



Obr. 47 Graf závislosti míry opotřebení na předpětí [36]

Na Obr. 47 v grafu trendu opotřebení [36] v závislosti na momentu předpětí (daném stanovišti) je vyznačena požadovaná oblast pro míry opotřebení pro náš případ. Nespornou výhodou jsou přesně definované podmínky testování, tedy jednotlivé hodnoty momentů, které odpovídají danému stupni zatížení [37].

III. Nalezení ekvivalentních momentů předpětí

Pro tyto účely byl proveden výpočet únosnosti čelních ozubených kol dle ISO 6336-6 a to v software Autodesk Inventor Professional. Při určování ekvivalentních momentů byl zvolen následující způsob:

- 1- Byl vytvořen model soukolí FZG podle parametrů uvedených v Tab. 14.
- 2- Na základě pevnostní analýzy byla stanovena pro každé stanoviště hodnota součinitele bezpečnosti v dotyku S_H .
- 3- Následně byla provedena pevnostní analýza uvažovaného převodu 1:1, a to jak při uvažování tepelného zpracování, tak také bez něj.
- 4- Po nalezení stejné hodnoty součinitele bezpečnosti v dotyku jsou pro jednotlivá stanoviště vypočteny ekvivalentní momenty předpětí.

Stanoviště	Soukolí FZG [Nm]	Převod 1:1 Kaleno [Nm]	Převod 1:1 [Nm]
1	3,3	0,3	0,24
2	13,7	1,3	0,95
3	35,3	3,2	2,4
4	60,8	6,1	4,4
5	94,1	9,3	6,7
6	135,5	14,4	9,5
7	138,4	21,8	13,6
8	239,3	30,1	19,6
9	302,0	38,2	26,5
10	372,6	51,8	32,7

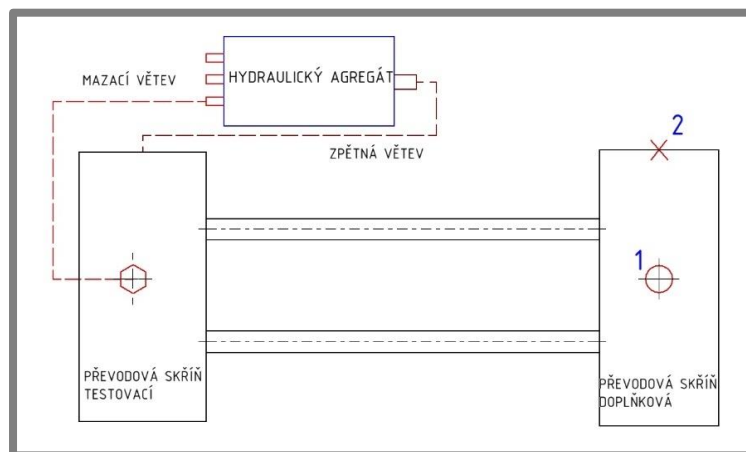
Tab. 15 Hodnoty ekvivalentních zátěžných momentů

Z výsledků analýzy v Tab. 15 je patrné, že při použití kaleného ozubeného převodu 1:1, byla zjištěna maximální hodnota momentu **51,8 Nm**. Toto je tedy teoretická hodnota, které by mělo být v průběhu testování dosaženo.

Z upřesnění zadání práce však vyplývá, že jsou jednotlivé části okruhu dimenzovány na hodnotu **200 Nm**. Díky této téměř čtyřnásobné hodnotě momentu je dosaženo podstatně větší univerzálnosti stendu, a to pro případ rozhodnutí testovat soukolí s vyšší únosností.

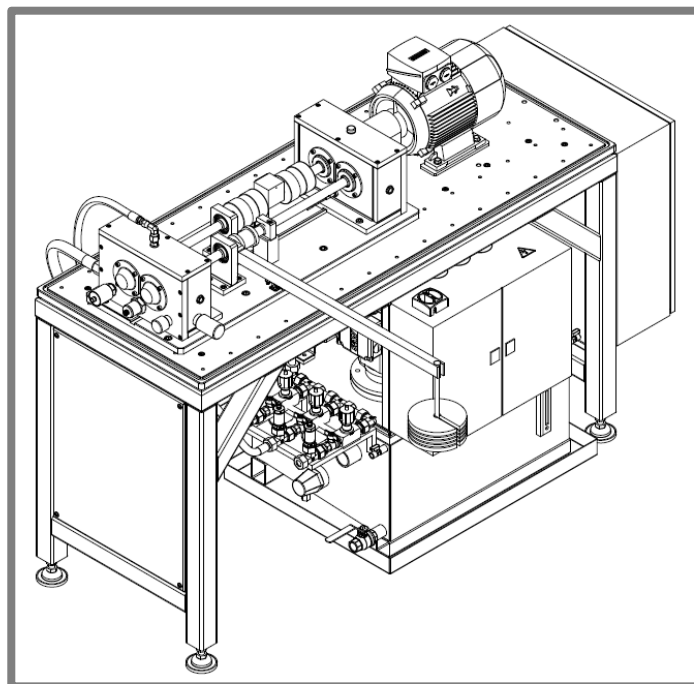
5.5.2 Zajištění mazání převodu

Jak bylo zmíněno v úvodní části této kapitoly, u testovací převodové skříně je mazání zajištěno hydraulickým oběhem pro nucenou cirkulaci maziva (Obr. 48). Mazivem bude běžný minerální, nebo syntetický převodový olej. Základem je hydraulický agregát (Obr. 49), jehož parametry uvádí Tab. 16. Mazací větve ústí do horního víka skříně, čímž je zajištěn přívod maziva přímo do kontaktu převodu.



Obr. 48 Schéma hydraulického okruhu

U doplňkové převodové skříně je konfigurace otvorů stejná, avšak je uvažována trvalá náplň maziva. Místo přípojek je užít odvodušňovací ventil (1) a zátka (2). V případě potřeby je zde také možnost napojení na hydraulický okruh.



Obr. 49 Zkušební okruh s hydraulickým agregátem

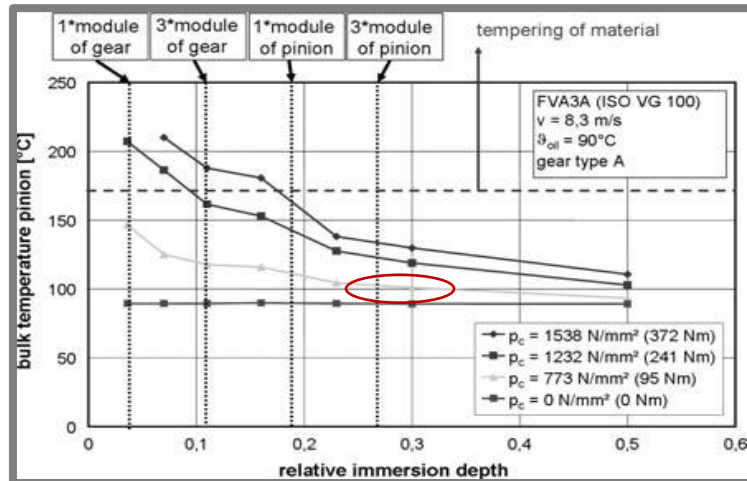
Dalším krokem je stanovení optimální výšky hladiny oleje tak, aby byla zajištěna jednak dostatečná tloušťka mazacího filmu, ale zároveň spolehlivý odvod tepla. Při návrhu je využito poznatků, které byly získány z již realizovaných experimentů na zkušebních okruzích FZG. Konkrétně výzkumu, kde Hohn [40] testoval převodový olej ISO VG 100. Pro navrhované zařízení je použito mazivo ISO VG 220, přičemž u obou maziv je výrobcem garantována výkonnost FZG>10 [49].

Název	Hodnota
Jmenovité dodávané množství	8-10 l/min
Rozsah pracovního tlaku	1-12 bar
Pracovní médium	olej ISO VG 220
Teplota pracovního media	30-80 °C výstup/až 100 °C vstup
Chladicí médium	vzduch

Tab. 16 Parametry hydraulického agregátu

Zajištění odvodu tepla

Snahou Hohna bylo dosáhnout minimální hladiny olejové lázně bez toho, aniž by byl ozubený převod tepelně ovlivněn. Při experimentech byla měřena teplota, na které se po dobu testování ustálil objem materiálu ozubených kol. Pro upřesnění je třeba dodat, že mazivo nebylo chlazeno ani nebyl vynucen jeho oběh.



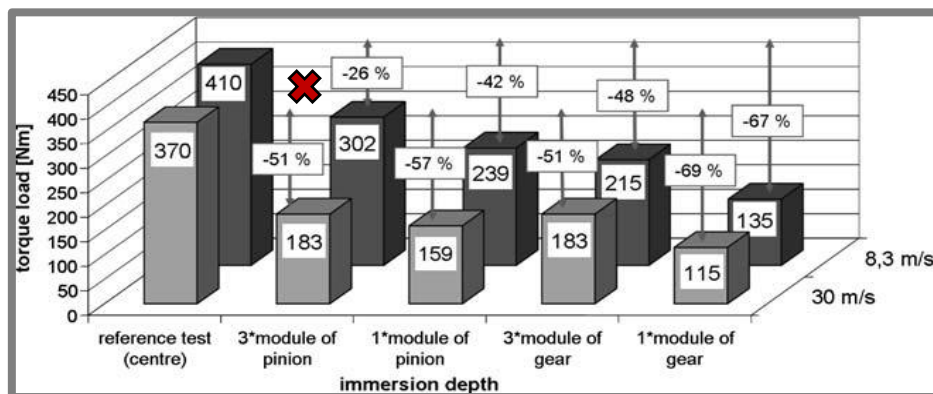
Obr. 50 Graf závislosti objemových teplot na výšce hladiny maziva [40]

Křivky v grafu (Obr. 50) udávají závislost objemových teplot na výšce hladiny oleje při dané zátěži. Zároveň je zde také vyznačena oblast, ve které se při uvažovaných provozních podmínkách (předpětí 200 Nm, otáčky 2800 ot/min) budeme přibližně pohybovat, aniž by docházelo k temperování materiálu. Optimální hodnota výšky hladina je stanovena přibližně na trojnásobek modulu pastorku.

Dostatečná tloušťka mazacího filmu

Při chodu vysoce zatížených převodů je velkým rizikem zadírání (scuffing). Vznik mikrosvarů je podmíněn lokálním nárůstem teploty. Tedy kombinací vysokého kontaktního tlaku a velké relativní rychlosti posuvu. Možným řešením je zajistit dostatečnou tloušťku mazacího filmu po dobu testování.

Graf na Obr. 51 udává dosaženou únosnost při různé obvodové rychlosti a výšce trvalé olejové lázně. Ze získaných poznatků je viditelné, že požadované hodnoty únosnosti (cca 370 Nm) lze dosáhnout tehdy, když budou kola ponořena přibližně do výšky 3*modul pastorku [40].

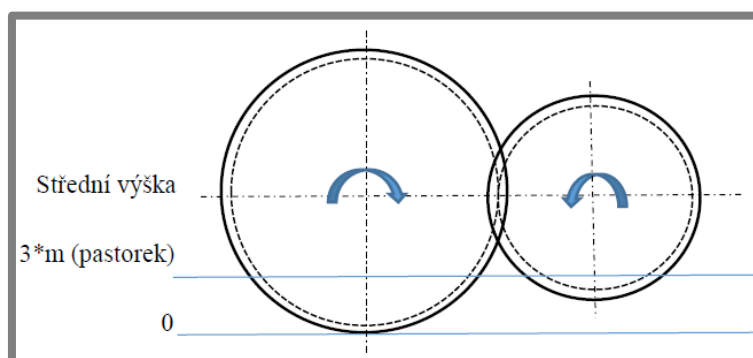


Obr. 51 Únosnost ozubeného soukolí při odlišných hloubkách ponoření [40]

Z předešlých poznatků lze alespoň orientačně stanovit výšku hladiny oleje, respektive hloubku ponoření převodu (Obr. 52) u doplňkové převodové skříně. Právě tam bude

stejně tak jako u výše popsaných experimentů trvalá náplň maziva. Optimální hloubka ponoření je stanovena na trojnásobek modulu pastorku ($3 \cdot m$ pastorku).

U testovacího soukolí je optimální hloubka ponoření dozajista nižší z důvodu nucené cirkulace maziva. Její stanovení je předmětem budoucích experimentů na navrhovaném testovacím okruhu.



Obr. 52 Ozubené soukolí s různými výškami hladiny olejové lázně

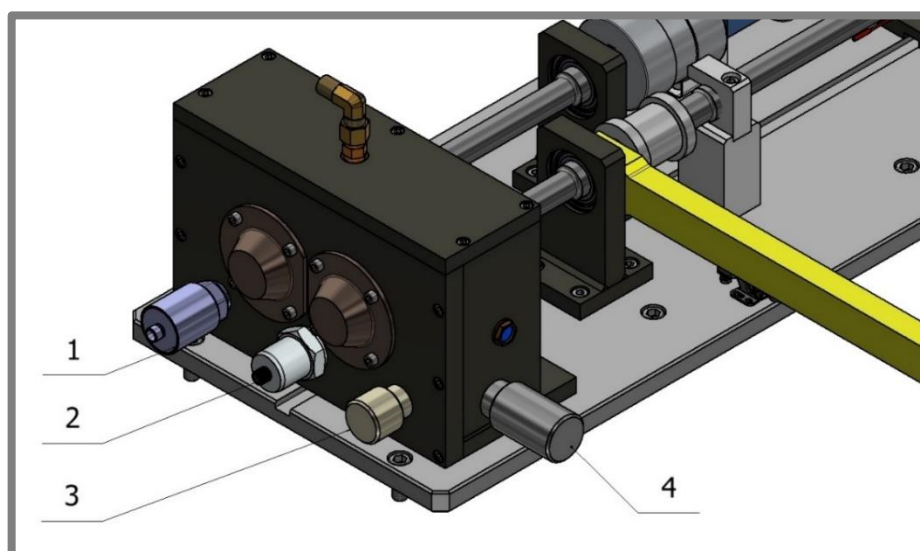
5.6 Elektronické části okruhu

5.6

V této kapitole jsou uvedeny základní údaje elektronických částí okruhu nutné pro pochopení jejich funkce a samotný návrh stendu. V zásadě se jedná o pohon, senzory monitorující stav oleje a snímač krouticího momentu.

5.6.1 Monitorování stavu oleje

On-line senzory, monitorující stav maziva v průběhu experimentů, tvoří klíčový prvek navrhované testovací převodové skříně (Obr. 53).



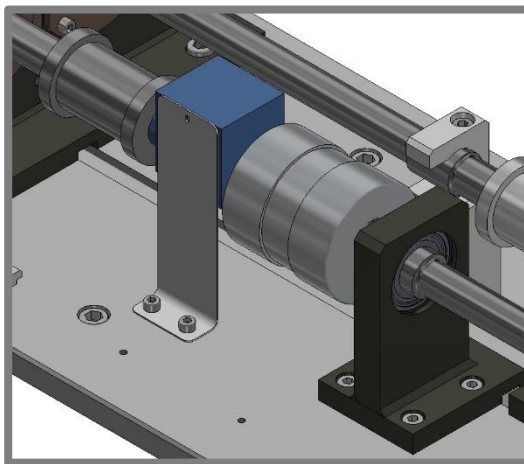
Obr. 53 Senzory monitorující stav oleje

Je tedy nutné uzpůsobit rozměry skříně a navrhnout vhodnou konfiguraci otvorů se závitů tak, aby výstupní data senzorů poskytovala potřebné informace o stavu oleje. Jedná se o následující druhy snímačů:

- (1) *Senzor vlhkosti* – zaznamenává relativní vlhkost a teplotu maziva. Změna stavu je automaticky vyhodnocena na základě změny relativní permitivity a teploty [44].
- (2) *Senzor metalických částic* - stanovuje míru opotřebení mechanických částí stroje (v daném případě převodu) detekcí feromagnetických částic. Ty se akumulují na permanentním magnetu umístěným na hlavě snímače, kde standardní provedení ...snímače umožňuje rozlišovat jejich velikost v rozsahu μm - mm [44].
- (3) *Senzor kvality oleje* – umožňuje sledovat stav oleje v reálném čase monitorováním oxidace, vlhkosti, tvorby kyselin a dalších. Pomocí displeje lze komplexně sledovat stav oleje v daném časovém okamžiku, a to včetně údajů o časových změnách [45].
- (4) *Viskozimetr* – je detekována hodnota a časový průběh teploty, viskozity a relativní permitivity. Díky zaznamenávání hodnot při různých teplotách je umožněno stanovení teplotního gradientu parametrů [44].

5.6.2 Snímač krouticího momentu

Součástí druhé větve okruhu je indukční snímač krouticího momentu, kde je princip funkce popsán v kap. 4.5.2. Konkrétně se jedná o typ *Fy 01-300 Nm*, který umožňuje měřit moment až do velikosti 300 Nm. Co se týká samotného návrhu, tak podstatná je volba přípojovacích prvků - spojek.



Obr. 54 Uložení snímače kr. momentu

Obecně vzato lze zajistit přesnou vzájemnou polohu, tedy nulovou úchylku obou konců hřídelů jen velmi obtížně. Užitý snímač disponuje jen velmi malou únosností v laterálním směru. V zásadě tedy není doporučeno užití dvou tuhých spojek.

Pro navrhovaný okruh (Obr. 54) je užitá pružná spojka s plastovým mezikusem (Jaw-shaped) a svěrné pouzdro. Pro zajištění vertikální polohy unášeného snímače slouží jednoduchý držák, upevněný k základové desce.

5.6.3 Pohon zkušebního okruhu

Pro pohon okruhu je navržen asynchronní motor s měničem. Právě tato konfigurace minimalizuje rázy po spuštění zařízení, tak že je zajištěn pozvolný rozběh na jmenovité otáčky pro testování (2800 ot/min).

Ačkoliv není primárním cílem experimentů dosáhnout poruchy ozubení, je třeba brát v úvahu např. odlomení zubu. Při této poruše dojde k zablokování okruhu, což vede k enormnímu nárůstu momentu a poškození snímače krouticího momentu či jiných mechanických částí okruhu. Prevencí je přepětíová ochrana, která zajistí odpojení motoru při zadření, tedy nárůstu třecích ztrát.

Parametry a uložení motoru

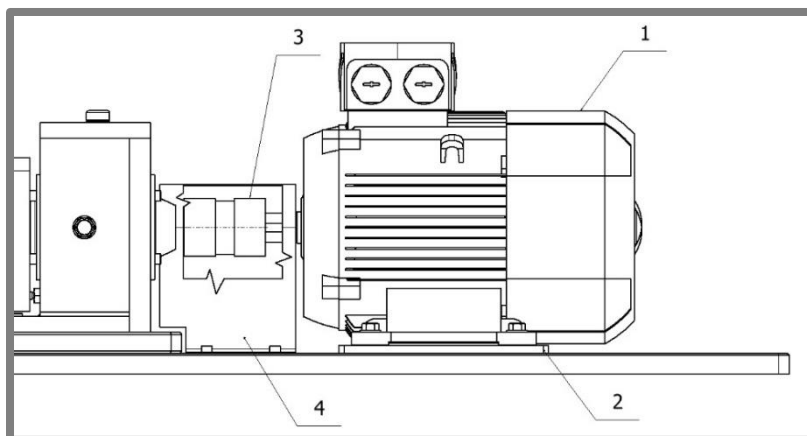
Jak již bylo zmíněno, motor dodává v průběhu testování energii, která je rovna pouze ztrátám (tření, aj.). Počáteční moment až 200 Nm, nutný k překonání předpětí při rozběhu, je zajištěn kombinací motoru a frekvenčního měniče. Při volbě parametrů pohonu jsou využity poznatky ANDERSSONA, M, et al [47]. Konkrétně je jako vodičko použit poměr maximálního momentu předpětí a momentu pohonu viz Tab. 17.

	Maximální moment [Nm]	Moment pohonu [Nm]	Momentový poměr [1]
ANDERSSON, M, et al	372	20	18,6
Navrhovaný okruh	200	13,64	14,67

Tab. 17 Hodnoty momentů pro testovací okruh

Pro navrhovaný testovací okruh byl zvolen asynchronní motor **SIEMENS 1TZ9002-1BB23-4AA4-Z** [48], kde je moment pohonu roven 13,6 Nm, při zachování momentového poměru max. 18,6.

Spojení výstupní hřídele motoru (Obr. 55) a okruhu je realizováno pružnou spojkou ALS-055-R-22B-28B [46]. Přesné osové výšky je dosaženo za pomoci vyrovnávacích podložek (2). Celý prostor v okolí spojky je z bezpečnostních důvodů zakrytován (4).

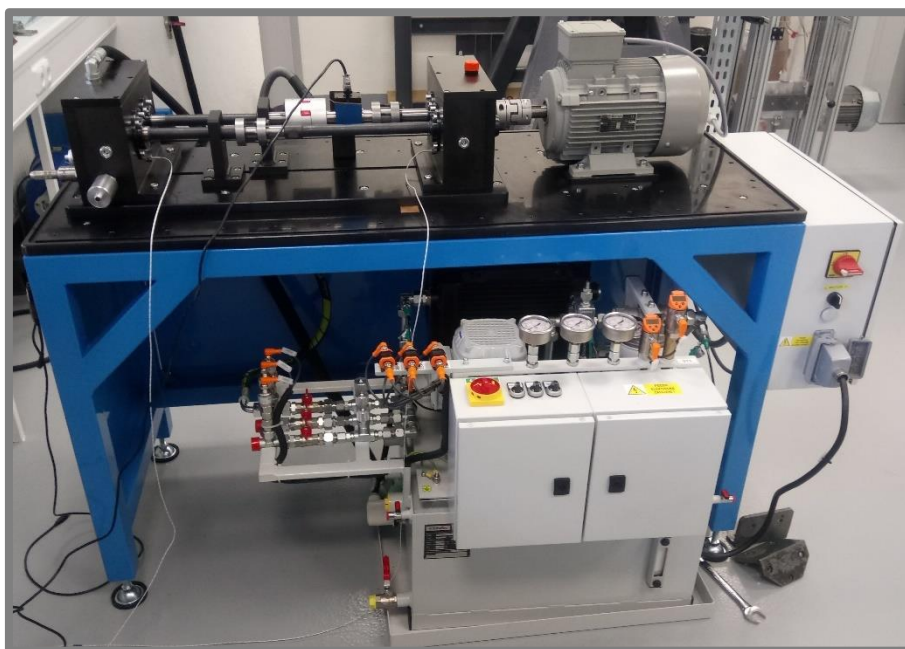


Obr. 55 Uložení elektromotoru

5.7 Provozní ověření okruhu

Samotnému provoznímu ověření zkonstruovaného zařízení, které je výsledkem této práce, předchází následujících kroky:

- První fází je ověření rozměrové přesnosti všech vyrobených dílců dle výrobní dokumentace, která je k této práci přiložena.
- Úkolem montáže je ověřit správnost konstrukčního návrhu součástí. Nejdůležitějším krokem je správné ustavení převodových skříní. To je ověřeno za pomoci úchylkoměru při kontrole sousosti hřídelů v místě jejich půlení.
- Následně jsou zapojeny senzory a je provedena kalibrace snímače krouticího momentu. Zprovozněn a zapojen je také hydraulický okruh pro nucenou cirkulaci maziva v testovací převodové skříní.



Obr. 56 Výsledná podoba testovacího okruhu

5.7.1 Zkušební rozběh a měření

Finální provozní ověření se skládá z několika dílčích kroků, které jsou dále popsány. Jejich účelem je ověřit funkčnost zařízení a odhalit případné nedostatky související s montáží či konstrukčním návrhem.

Záběh → **Ověření setrvání vyvozeného předpětí v okruhu** → **Ověřovací měření**

Podmínky pro provozní ověření jsou uvedeny v Tab. 18, přičemž další podstatné informace jsou popsány dále.

- Použito kalené doplňkové i testovací soukolí.
- Obě převodové skříně trvale naplněny olejem Paramo VG 220 do výšky 3•m pastorku.

- V průběhu testování jsou za pomoci termočlánků sledovány teploty maziva a jiných míst, kde by mohlo docházet vlivem tření k zahřívání.
- Monitorování momentu předpětí za pomoci snímače.
- U ostatních senzorů odzkoušena jejich funkčnost, ale během testování nezapojeny.

	Záběh	Ověření setrvání předpětí	Ověřovací měření
Doba testování [min]	60	20	165
Zátěž [Nm]	0	16	0 - 52
Monitorování teploty	ANO	NE	ANO
Snímání kr. momentu	NE	ANO	ANO

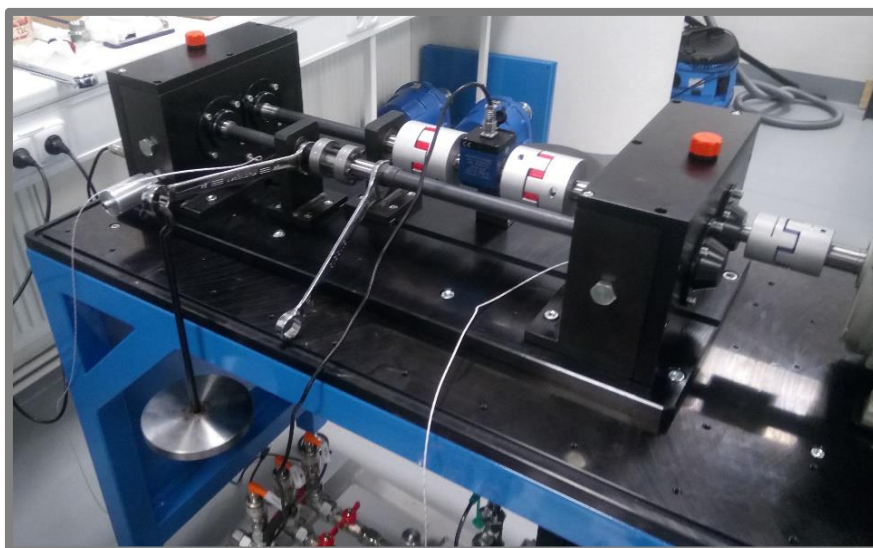
Tab. 18 Podmínky provozního ověření okruhu

Záběh

V průběhu byla kromě teploty maziva v převodových skříních monitorována teplota v okolí uložení ložisek, hřídelového těsnění a snímače momentu. Účelem záběhu bylo prověřit správnost mechanických částí okruhu a kontrola úniku maziva.

Ověření setrvání předpětí

Cílem bylo ověřit, zda nedochází při provozu zařízení vlivem prokluzu k poklesu hodnoty předpětí uvnitř okruhu. Byl aplikován moment odpovídající 20 % maximální hodnoty. Z důvodu zpoždění ze strany výrobce páky a aretačního nástavce je pro vnášení předpětí (Obr. 57) použit klíč velikosti 24. Velikost zátěže byla po celou dobu monitorována a na závěr porovnána hodnota počáteční a konečná.



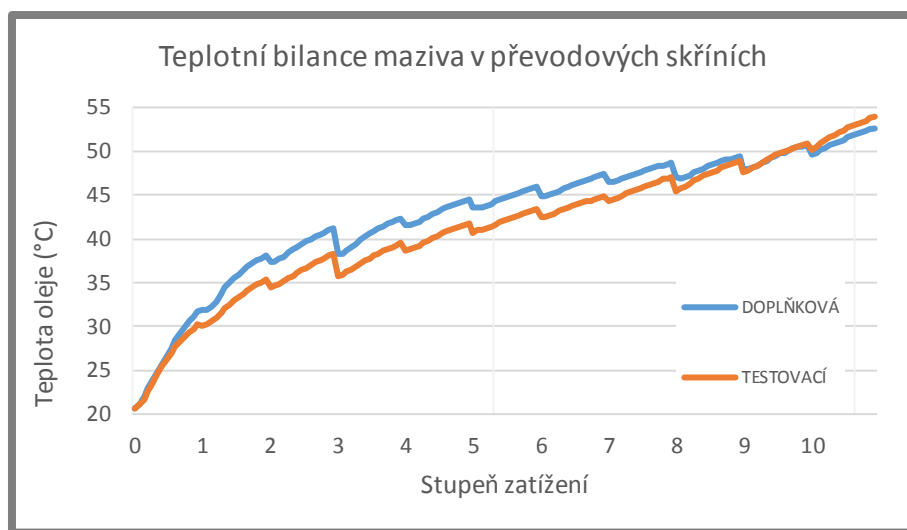
Obr. 57 Vnášení předpětí do okruhu

Ověřovací měření

Měření bylo realizováno dle standardizovaného postupu, který je uveden v kap. 2.4. V průběhu všech deseti stupňů zatížení (Tab. 15) byla sledována jak teplota maziva a některých dalších míst, tak také velikost předpětí.

5.7.2 Dosažené výsledky

Zkušební záběh prokázal správnost montáže všech celků okruhu a ověřil, zda nedochází při provozu stroje k úniku maziva. V druhé fázi bylo zjištěno, že v průběhu testů nedochází ke ztrátám vyvozeného momentu zátěže.



Obr. 58 Průběh teplot maziva v převodových skříních

Graf na Obr. 58 zobrazuje průběh teplot maziva během jednotlivých fází zatěžování v obou převodových skříních. Vývoj teploty může být v daném případě ovlivněn řadou faktorů (šířka ozubení, struktura povrchu). Po dobu testování jsou viditelné pouze malé teplotní rozdíly, z toho lze usoudit, že nedochází k přehřívání některé z jejích částí.

Z naměřených maximálních teplot také vyplývá správnost návrhu výšky trvalé náplně v převodových skříních pro konkrétní mazivo při daném postupu testování.

6. DISKUZE

Na základě výběru optimální návrhové varianty byl realizován zkušební stand pro studium mazání čelního ozubeného soukolí s přímými zuby. Zkušební okruh s konstantní osovou vzdáleností 90 mm umožňuje testovat dvojí konfiguraci ozubených převodů s normálovým modulem řady 1. Jedná se o nekorigované soukolí s nižší únosností, než je tomu u komerčně vyráběných okruhů podobného typu. Tato ozubená kola lze zhotovit úpravou běžně dostupných polotovarů z materiálu C45 umožňující indukční kalení. Z pevnostní analýzy testovacího soukolí (převod 1:1, kaleno) byl s ohledem na požadovaný trend opotřebení vypočten maximální moment předpětí pro testování 51,8 Nm. Z důvodu větší univerzality zařízení jsou jednotlivé celky okruhu jsou dimenzovány na hodnotu 200 Nm při rychlosti 2800 ot/min.

Obě převodové skříně jsou konstrukčně uzpůsobeny pro co nejsnazší výměnu soukolí. Jelikož se nejedná o letmé uložení, je třeba po odejmutí přední plotny demontovat i jedno z ložisek. Řešení nabízí válečkové ložisko, které se vyznačuje vysokou únosností a lze u něj oddělit vnější kroužek s valivými elementy od kroužku vnějšího. V daném případě je tedy současně s přední plotnou demontován i vnější kroužek. Možným rizikem u tohoto řešení je snížení životnosti tohoto ložiska, a to díky mazání valivých elementů kontaminovaným olejem z převodové skříně.



Obr. 59 Detail uložení testovacího soukolí

Navrhovaný okruh se vyznačuje mechanismem, pomocí kterého lze jednoduchým a rychlým způsobem vyvodit do okruhu potřebnou zátěž. Ten se v základu skládá ze svěrného pouzdra, aretačního nástavce a páky se závažím. Po rozepnutí svěrného pouzdra je okruh mechanicky otevřen. Jedna větev je zaaretována pomocí speciálního dvoudílného nástavce. Zátěž je do okruhu vnesena nasunutím páky s patřičným počtem závaží. Výhodou je bezesporu fakt, že jak nástavec, tak páku lze po aplikaci předpětí snadno demontovat. Při spuštění zařízení tedy nejsou v okruhu přítomny další prvky, u kterých by byla při vnášení předpětí mařena energie na jejich deformaci. Hodnotu předpětí lze navíc předem jednoduše dopočítat z hmotnosti břemene a délky ramene páky. Její konec je navíc uzpůsoben pro nakládání již existující sady

závaží, kterou lze v případě nutnosti dále rozšířit s ohledem na požadavky pro budoucí testování. Při návrhu bylo také třeba zvolit vhodný kompromis mezi délkou páky a hmotností závaží na jejím konci. Rameno páky má ve výsledku velikost 750 mm, což vyžaduje poměrně velký manipulační prostor v okolí zařízení.

Pro stanovení přesné hodnoty předpětí slouží indukční snímač krouticího momentu, umístěný v jedné z větví okruhu. Jeho výhodou je bezesporu přesnost a možnost zaznamenávat změnu hodnot během testování. Díky jeho malé únosnosti v laterálním směru je na přesnost jeho uložení, tedy především souosost hřídelů, kladen velký důraz. Pro průběžné monitorování stavu maziva je testovací převodová skříň osazena řadou senzorů. Ty umožňují po propojení s vhodným software v průběhu jednotlivých testů zaznamenávat změny parametrů maziva (teplota, vlhkost, množství metalických částic, aj.).

V závěrečné fázi byly určeny provozní podmínky okruhu a stanoven postup pro provozní ověření. Při prvotním zkušebním záběhu byla sledována teplota oleje v převodových skříních a v okolí uložení ložisek. V místech výstupu hřídelů uvnitř okruhu, kde je prostor zatěsněn guferem, docházelo již po pár minutách k zahřívání (přes 50 °C). Důvodem je užití dvouřadého ložiska s pryžovým těsněním v kombinaci s guferem. V důsledku bylo zamezeno prostupu maziva, což zapříčinilo nedostatečné mazání bříty. Řešením je vyjmutí gufera, kde bude požadované zatěsnění prostoru zajištěno pouze těsněním v ložisku. Druhou možností je použití neutěsněného ložiska stejného typu. Bude tak umožněn průstup maziva k bříty gufera a zároveň zvýšena teplotní odolnost ložiska (nad 100 °C) [50].

Dalším testem byla na základě porovnání počáteční a koncové hodnoty, zaznamenané senzorem krouticího momentu, ověřena funkčnost zatěžovacího mechanismu. Závěrečné zkušební měření bylo realizováno dle postupu uvedeného v normě DIN 51 354, která je určena pro posuzování zatížitelnosti olejů dle FZG. Pro konkrétní soukolí byly vypočteny hodnoty předpětí jednotlivých stupňů zátěže. V rámci testování byly převodové skříně naplněny mazivem VG 220 do výšky 3•m pastorku. Jako limitní teplota pro toto měření bylo stanoveno 120 °C. Teplota maziva však nepřekročila 55 °C, a tak mohl být daný test dokončen úplně. Z hlediska dalšího testování je možno realizovat test při maximální stanovené zátěži 51,8 Nm po dobu, než bude dosaženo limitní teploty.

Výsledkem práce je tedy provozně ověřený zkušební okruh připravený pro navazující výzkum v oblasti vývoje inteligentních mazacích systémů. Nutno podotknout, že náplní práce již nebyla tvorba měřicího software pro senzory monitorující stav maziva ani realizace a vyhodnocení měření s jejich využitím.

7. ZÁVĚR

V úvodní části práce jsou krátce charakterizovány metody pro testování ozubených převodů a v návaznosti na to zmíněny výhody testovacích okruhů. Hlavní část rešerše je zaměřena na mechanicky uzavřené okruhy typu back-to-back, které využívají energeticky efektivní princip Niemannova okruhu. Na popisu různých konstrukčních modifikací těchto zařízení jsou vymezeny hlavní konstrukční uzly, které jsou z hlediska návrhu klíčové. Následuje přehledová studie vybraných již realizovaných zařízení, na základě, které jsou určeny základní parametry okruhu nezbytné pro tvorbu koncepčních variant. V závěru je zmíněn standardizovaný postup testování, pro experimentální stanovení únosnosti maziva a jeho vlivu na zadírání soukolí, který je prováděn na zařízení stejného typu (FZG).

Na schématu zkušebního okruhu je dále vysvětleno uspořádání a funkce jednotlivých konstrukčních celků budoucího zařízení. Koncepční varianty uvažují pro daný uzel vždy dva návrhy. Je zahrnuto jak vyvození předpětí, aretace okruhu, volba spojky v místě zatěžování, tak také stanovení hodnoty této zátěže. Při posuzování jednotlivých variant je kladen především důraz na jednoduchost a časovou nenáročnost vnášení předpětí a výměny testovacího soukolí.

V úvodu konstrukční části je popsána výsledná podoba zkušebního okruhu a stanoveny jeho základní charakteristiky. Vybrané řešení uvažuje dvě konfigurace testovacího soukolí s rozdílnými parametry. Za pomoci pevnostní analýzy jsou stanoveny hodnoty předpětí pro požadovaný trend opotřebení. Ve výpočtové části je postupováno stejně jako u návrhu převodové skříně, přičemž je využito již existujících poznatků na standardně užívaných okruzích FZG. Poslední část je věnována elektronickým prvkům okruhu, především sensorům, které umožňují monitorovat stav maziva v průběhu testování.

Zkušební okruh byl vyroben podle výkresové dokumentace, která je přílohou této práce. Po smontování následovalo provozní ověření. Prvotní zkušební záběh ověřil správnost montáže a návrhu jednotlivých konstrukčních celků. V návaznosti na to byla odzkoušena funkčnost mechanismu pro vyvození předpětí. Ověřovací měření bylo realizováno dle postupu uvedeného v normě DIN 51 354, kde jsou definovány jednotlivé stupně zatěžování. Hodnoty předpětí pro testování tohoto zařízení byly stanoveny na základě porovnání výsledků pevnostní analýzy testovacího komerčně vyráběného soukolí a námi navrženého.

Pro navazující výzkum byl předán sestavený a zkušebně ověřený stend (funkční vzorek příloha [1]) pro studium mazání ozubených převodů. Tímto krokem byl splněn cíl této diplomové práce. Zároveň byl vytvořen předpoklad, že se toto zkonstruované experimentální zařízení stane vhodným prostředkem pro vývoj automatizovaných analýz a predikčních algoritmů v oblasti experimentálního vývoje proaktivních mazacích systémů.

8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SLÁČÍK, Stanislav. Proaktivní diagnostika jako nástroj proaktivní údržby. *TechMagazín*. 2016, **7**(10), s. 55-57. ISSN 1804-5413.
- [2] HOEHN, B-R, K MICHAELIS a A DOLESCHEL. Limitations of Bench Testing for Gear Lubricants. Bench Testing of Industrial Fluid Lubrication and Wear Properties Used in Machinery Applications. 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, 2001, **15**(1). ISBN 978-0-8031-2867-5.
- [3] LEE, J., M. GHAFARI a S. ELMELIGY. Self-maintenance and engineering immune systems: Towards smarter machines and manufacturing systems. *Annual Reviews in Control* [online]. Elsevier, 2011, **35**(1), 111-122 [cit. 2017-03-25]. DOI: 10.1016/j.arcontrol.2011.03.007. ISSN 1367-5788.
- [4] YING, Liu. Experimental research on reasonable lubricant quantity for transmission gears used in high-speed train. *Science China Technological Sciences* [online]. 2012, **55**(12), 3455-3461 [cit. 2017-05-17]. DOI: 10.1007/s11431-012-4986-3. ISSN 16747321.
- [5] HÖHN, Bernd-Robert; MICHAELIS, Klaus; OTTO, Hans-Philipp. Influence of immersion depth of dip lubricated gears on power loss, bulk temperature and scuffing load carrying capacity. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, 2008, **4**.2: 145-156.
- [6] HARTL, Martin. *Konstruování – strojní součásti*. [online]. [cit. 2017-03-27]. Dostupné z: <https://moodle.vutbr.cz/course/view.php?id=174470>
- [7] HOEHN, B-R, K MICHAELIS a A DOLESCHEL. Limitations of Bench Testing for Gear Lubricants. Bench Testing of Industrial Fluid Lubrication and Wear Properties Used in Machinery Applications. 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, 2001, **15**(1). ISBN 978-0-8031-2867-5.
- [8] DYNBYL, Vojtěch. Simulace provozních podmínek mechanismů v experimentálním výzkumu. České vysoké učení technické v Praze, 2004. 20 s. ISBN 8001031179.
- [9] SARI, Mohamed. Effect of Lubricant Contamination on Gear Wear. *Tribology Letters* [online]. 2007, **27**(1), 119-126 [cit. 2018-01-19]. DOI: 10.1007/s11249-007-9215-z. ISSN 1023-8883.
- [10] OZTURK, Hasan. Detection and Advancement Monitoring of Distributed Pitting Failure in Gears. *Journal of Nondestructive Evaluation* [online]. 2010, **29**(2), 63-73 [cit. 2018-01-21]. DOI: 10.1007/s10921-010-0066-4. ISSN 0195-9298.

- [11] MANG, T., DRESEL, W.. Lubricants and lubrication. University of Michigan, 2007. 790 s. ISBN 3527295364.
- [12] PAREY, A. Impact velocity modelling and signal processing of spur gear vibration for the estimation of defect size. *Mechanical systems and signal processing* [online]. 2007, **21**(1), 234-243 [cit. 2018-01-22]. DOI: 10.1016/j.ymsp.2005.12.011. ISSN 0888-3270.
- [13] FZG Gear test rig equipment [online]. [cit. 2017-03-11]. Dostupné z: <https://www.fzg.mw.tum.de/en/research/technical-equipment/>
- [14] SHARMA, R., PAREY, A.. Condition Monitoring of Gearbox using Experimental Investigation of Acoustic Emission Technique. *Procedia Engineering*. [online]. 2017, **173**(2017), 1575-1579 [cit. 2018-01-22]. ISSN 1877-7058.
- [15] MANG, BOBZIN, K., BARTELS, T.. Industrial Tribology: Tribosystems, Friction, Wear and Surface Engineering, Lubrication. John Wiley & Sons, 2011. 672 s. ISBN 9783527632596.
- [16] WINTER, H., MICHAELIS, K.. Scoring Tests of Aircraft Transmission Lubricants at High Speeds and High Temperatures. *Journal of Synthetic Lubrication*, 3 (1986) 2, 121 - 135. ISSN 1557-6833.
- [17] MICHAELIS, K., WINTER, H.. Development of a high temperature FZG-Ryder gear lubricant load capacity machine. Technical University of Munich, 1989. WRIGHT-PATTERSON AIR FORCE BASE, OHIO 45433-6563.
- [18] ŽÁK, Pavel, JIRMAN, Petr a JANSKA, Petr. Návrh zkušebního stanoviště pro zkrácené životnostní zkoušky ozubených kol. 47. Mezinárodní konference kateder částí a mechanismů strojů, sborník prací. 2006, díl 1., s. 319-322. ISBN 80-213-1523-7.
- [19] Manoj, V., Gopinath, K., Muthuveerappan, G.. Development Of A Power Re-Circulating Gear Test Rig. IIT Madras, 1999.
- [20] Arun, A. P., Senthil kumar, A.P., Giriraj, B., Faizur rahaman, A.. Gear test rig-A Review. *International Journal of Mechanical and Mechatronics IJMME-IJENS. Engineering*, 2014, Vol:14 No:05. s. 16-26.
- [21] DYNBYL, Vojtěch. Tvůrčí a standardizovaný vývoj převodových mechanismů. České vysoké učení technické v Praze, 2010. 31 s.
- [22] TUSZYNSKI, W. A new scuffing shock test method for the determination of the resistance to scuffing of coated gears. *Archives of Civil and Mechanical Engineering* [online]. 2012, 12(4), 436-445 [cit. 2017-04-16]. ISSN 16449665.

- [23] ASTM D5182-97(2014). *Standard Test Method for Evaluating the Scuffing Load Capacity of Oils (FZG Visual Method)*. West Conshohocken, PA, 2014.
- [24] Katalog: FZG Gear test rig [online]. [cit. 2017-03-11]. Dostupné z: <http://www.strama-mps.de/en/products/test-rigs/standards/fzg-gear-test-rig/>
- [25] ZHANG, Qi, et al. The evaluation of contact fatigue strength for 20MnCr5 carburized gear. *International journal of precision engineering and manufacturing*, 2014, 1(15), 117-121. ISSN: 2005-4602.
- [26] MICHAELIS, K. Testing procedures for gear lubricants with the FZG test rig. *Industrial Lubrication and Tribology*. 2005, 3(26), 91-94. ISSN 0036-8792.
- [27] ŽÁK, Pavel, JIRMAN, Petr a JANSÁ, Petr. Návrh zkušebního stanoviště pro zkrácené životnostní zkoušky ozubených kol. *47. Mezinárodní konference kateder částí a mechanismů strojů, sborník prací*. 2006, díl 1., s. 319-322. ISBN 80-213-1523-7.
- [28] TUSZYNSKI, W. A new scuffing shock test method for the determination of the resistance to scuffing of coated gears. *Archives of Civil and Mechanical Engineering* [online]. 2012, 12(4), 436-445 [cit. 2017-04-16]. ISSN 16449665.
- [29] ZHANG, Qi, et al. The evaluation of contact fatigue strength for 20MnCr5 carburized gear. *International journal of precision engineering and manufacturing*, 2014, 1(15), 117-121. ISSN: 2005-4602.
- [30] MANOJ, V., GOPINATH, K., MUTHUVEERAPPAN, G.. *Development Of A Power Re-Circulating Gear Test Rig*. IIT Madras, 1999.
- [31] MYDLARZ, Jerzy, KISER, Bartosz. Stanowisko do badania kół zębatych stożkowych [online]. 2015, 4(91), 15-16 [cit. 2017-11-02]. ISSN: 1899-699X.
- [32] Forsentek (*Rotating torque measurement sensor measuring torque*) [online]. [cit. 2017-11-05]. Dostupný z: <http://www.forsensor.com/sale-8832676-rotating-torque-measurement-sensor-measuring-torque.html>
- [33] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Miloš Vlk. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [34] Technický portál OLE - *Převody ozubenými koly* [online]. [cit. 2017-11-02]. Dostupné z: <http://ole.wz.cz/honza/2-%20Prevody%20ozubenymi%20koly.htm>

- [35] MIČKAL, Karel. *Strojnictví Části strojů*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství SOBOTÁLES, 1995, 220 S. ISBN 80-85920-01-8.
- [36] ZHANG, Qi, et al. The evaluation of contact fatigue strength for 20MnCr5 carburized gear. *International journal of precision engineering and manufacturing*, 2014, 1(15), 117-121. ISSN: 2005-4602.
- [37] ASTM D5182-97(2014). Standard Test Method for Evaluating the Scuffing Load Capacity of Oils (FZG Visual Method). West Conshohocken, PA, 2014.
- [38] SKF – *Vnitřní vůle ložiska* [online]. [cit. 2017-11-05]. Dostupný z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-execution/internal-clearance-preload/index.html>
- [39] SKF – *Trvanlivost ložiska* [online]. [cit. 2017-11-05]. Dostupný z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/bearing-rating-life/index.html>
- [40] HÖHN, Bernd-Robert; MICHAELIS, Klaus; OTTO, Hans-Philipp. Influence of immersion depth of dip lubricated gears on power loss, bulk temperature and scuffing load carrying capacity. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, 2008, 4.2: 145-156.
- [41] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Jiří DVOŘÁČEK. *Základy konstruování*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-839-7.
- [42] BENDA, M. *Metody snižování hluku převodových ústrojí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 35 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Aleš Prokop.
- [43] KLIMEŠ, M. *Deformačně-napjatostní analýza převodové skříně pomocí MKP*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2006. 71 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Vaverka, Ph.D.
- [44] AGRO-HYTOS – *Snímače stavu pracovní kapaliny* [online]. [cit. 2018-03-03]. Dostupný z: <http://www.argo-hytos.com/cz/vyroby/snimace-a-merici-technika/snimace-stavu-pracovni-kapaliny.html>
- [45] RMF-SYSTEMS – *RMF Oil Quality Sensor* [online]. [cit. 2018-03-10]. Dostupný z: <https://www.rmfsystems.com/rmf-oil-quality-sensor/>
- [46] MISUMI – *Jaw-Shaped Coupling - Clamping Type* [online]. [cit. 2018-03-21]. Dostupný z: https://id.c.misumi-ec.com/book/VONA1_SGL_V/digitalcatalog.html?page_num=48

- [47] ANDERSSON, M, et al. Effect of assembly errors in back-to-back gear efficiency testing. International Gear Conference, 26th-28th August 2014, 784-793. ISBN: 978-1-78242-195-5.
- [48] SIEMENS – Motors [online]. [cit. 2018-03-23]. Dostupný z: https://mall.industry.siemens.com/mall/en/us/Catalog/StartConfigurator?configId=10&nodeId=10028832&kmat=DT_M&bookmark=
- [49] PRODEJ OLEJŮ – Převodové oleje ISO VG 100, ISO VG 220. [cit. 2018-04-19]. Dostupný z: <https://www.prodejoleju.cz/classic-oil-33/classic-ilsan-bm-220-20-litru-1/>
- [50] ZKL– Ložiska – všeobecné údaje. [cit. 2018-04-25]. Dostupný z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/7-loziska-vseobecne-udaje>
- [51] OMASTA, M.; SVOBODA, P.; ŽÁČEK, J.: B2B test rig; Experimentální zařízení typu back-to-back. Ústav konstruování Fakulta strojního inženýrství Vysoké učení technické v Brně. Dostupný z: http://pom.uk.fme.vutbr.cz/pdf_projekt.php?id=369. (funkční vzorek)

9. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Seznam zkratek

FZG	- Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau
aj.	- a jiné
tzv.	- takzvaný
např.	- například

Seznam symbolů a veličin

P_{max}	W	- maximální virtuální výkon
M_K	Nm	- zátěžný krouticí moment
$F_{1,2}$	N	- obvodová síla
F_R	N	- radiální síla
F_N	N	- normálová síla
α	deg	- úhel záběru
d	mm	- průměr roztečné kružnice
σ_{Dov}	MPa	- dovolené napětí v tahu
σ_{Dk}	MPa	- dovolené napětí v krutu
σ_{DS}	MPa	- dovolené pro střih
p_{Dov}	MPa	- dovolený tlak ve stykových plochách
M_{omax}	Nm	- maximální ohybový moment
M_{ored}	Nm	- redukovaný moment
T_{red}	MPa	- redukované napětí
W_o	mm ³	- modul průřezu v ohybu
W_k	mm ³	- modul průřezu v krutu
k_n	1	- návrhová bezpečnost hřídele
d_n	mm	- návrhový průměr hřídele
φ_c	deg	- úhel natočení hřídele
L_{10h}	hod	- základní trvanlivost

10. SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1 Schéma testovacího stanoviště typu back-to-back [2]	12
Obr. 2 Přehled zařízení pro testování mazání ozubený převodů [7]	13
Obr. 3 Základní konstrukční provedení otevřeného okruhu [20].....	14
Obr. 4 Otevřený experimentální okruh s třetí spojkou [9]	15
Obr. 5 Otevřený okruh se dvěma motory [10]	15
Obr. 6 Schéma elektricky uzavřeného okruhu [8]	16
Obr. 7 Základní uspořádání okruhu „back-to-back“	17
Obr. 8 Schéma okruhu IAE [12]	17
Obr. 9 Schéma okruhu FZG-Ryder [16]	18
Obr. 10 Schéma testovacího stanoviště typu back-to-back [13]	19
Obr.11 Stanoviště pro testování hypoidního soukolí [13]	19
Obr. 12 Zařízení pro testování šnekového soukolí [13].....	20
Obr. 13 Detail hydraulického zatěžování [20]	21
Obr. 14 Detail doplňkové převodové skříně [18]	21
Obr. 15 Detail napínacího zařízení [21]	22
Obr. 16 Napínací páka se závažím [20]	23
Obr. 17 Zkušební okruh FZG T-12U [22]	23
Obr. 18 Ustavení polohy testovacího soukolí [23]	26
Obr. 19 Základní schéma navrhovaného okruhu	28
Obr. 20 Pákový mechanismus se zátěží	29
Obr. 21 Detail zatěžovací páky	30
Obr. 22 Detail pákového mechanismu	30
Obr. 23 Aretace za pomoci kotouče	31
Obr. 24 Zajištění pomocí speciálního nástavce	32
Obr. 25 Kotoučová spojka pro okruh.....	33
Obr. 26 Uložení svěrného pouzdra	34
Obr. 27 Řez mechanismu pro stanovené krouticího momentu v okruhu.....	34
Obr. 28 Indukční snímač krouticího momentu [32]	35
Obr. 29 Konstrukční části okruhu	36
Obr. 30 Základní rozměry zkušební okruhu	37
Obr. 31 Návrh ozubeného převodu	38
Obr. 32 Silové účinky v ozubení [34]	39
Obr. 33 Schéma navrhovaného zkušební okruhu.....	40
Obr. 34 Detail uložení soukolí	40
Obr. 35 Silové účinky v místě uložení soukolí	41
Obr. 36 Silové reakce v místě aplikace momentu předpětí.....	42
Obr. 37 Silové účinky v perovém spoji [35].....	45
Obr. 38 Převodové skříně s ložiskovými domky	46
Obr. 39 Schéma uložení hřídelů.....	47
Obr. 40 Montáž přední plotny převodové skříně	47
Obr. 41 Montáž a demontáž testovacího soukolí	48
Obr. 42 Rozměrový obvod uložení soukolí	49
Obr. 43 Sestava převodové skříně.....	52
Obr. 44 Zjednodušený model pro modální analýzu.....	53
Obr. 45 Celková deformace převodovky při dosažení vlastních frekvencí	54
Obr. 46 Celková deformace převodové skříně.....	55

Obr. 47 Graf závislosti míry opotřebení na předpětí [36]	57
Obr. 48 Schéma hydraulického okruhu	58
Obr. 49 Zkušební okruh s hydraulickým agregátem	59
Obr. 50 Graf závislosti objemových teplot na výšce hladiny maziva [40].....	60
Obr. 51 Únosnost ozubeného soukolí při odlišných hloubkách ponoření [40]	60
Obr. 52 Ozubené soukolí s různými výškami hladiny olejové lázně	61
Obr. 53 Senzory monitorující stav oleje.....	61
Obr. 54 Uložení snímače kr. momentu.....	62
Obr. 55 Uložení elektromotoru.....	63
Obr. 56 Výsledná podoba testovacího okruhu.....	64
Obr. 57 Vnášení předpětí do okruhu	65
Obr. 58 Průběh teplot maziva v převodových skříních	66
Obr. 59 Detail uložení testovacího soukolí	67

11. SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Provozní parametry realizovaných zařízení [19][21][24].....	24
Tab. 2 Hodnoty momentů předpětí okruhu FZG [38].....	25
Tab. 3 Základní parametry pro návrh stendu	27
Tab. 4 Vybrané parametry okruhu	37
Tab. 5 Parametry ozubeného soukolí.....	38
Tab. 6 Hodnoty silových účinků v převodu.....	39
Tab. 7 Výsledky pevnostní analýzy hřídelů.....	44
Tab. 8 Hodnoty délek per a tlaků ve stykových plochách	46
Tab. 9 Hodnoty ložisková vůle pro různé typy ložisek [39].....	50
Tab. 10 Hodnoty základní trvanlivosti ložisek	51
Tab. 11 Hodnoty vlastních frekvencí	53
Tab. 12 Výsledky deformačně napjatostní analýzy	54
Tab. 13 Výsledky modální analýzy.....	55
Tab. 14 Parametry soukolí FZG [37]	56
Tab. 15 Hodnoty ekvivalentních zátěžných momentů.....	58
Tab. 16 Parametry hydraulického agregátu	59
Tab. 17 Hodnoty momentů pro testovací okruh	63

12 SEZNAM PŘÍLOH

[1]	Funkční vzorek zkušebního okruhu [51]
[2]	DP-101C1 ZÁKLADOVÁ DESKA
[3]	DP-111E1 DRŽÁK SNÍMAČE
[4]	DP-115E1 PODLOŽKA MOTORU
[5]	DP-200D1 PŘEDNÍ PLOTNA
[6]	DP-201B1 PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ
[7]	DP-201.1E1 ZADNÍ PLOTNA
[8]	DP-201.2E1 BOČNÍ PLOTNA
[9]	DP-201.3E1 PODSTAVA
[10]	DP-202D1 PŘEDNÍ PLOTNA D.
[11]	DP-203B1 PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ D.
[12]	DP-205D1 VÍKO SKŘÍNĚ
[13]	DP-206E1 PLOCHÁČ
[14]	DP-207E1 VÍČKO PRŮCHOZÍ
[15]	DP-208E1 VÍČKO
[16]	DP-209E1 VÍČKO PRŮCHOZÍ
[17]	DP-211D1 LOŽISKOVÉ TĚLESO
[18]	DP-211.1E1 PLOTNA
[19]	DP-211.2E1 PODSTAVA
[20]	DP-212D1 LOŽISKOVÉ TĚLESO II.
[21]	DP-302D1 HŘÍDEL RYCHLOBĚŽNÁ I.
[22]	DP-303D1 HŘÍDEL RYCHLOBĚŽNÁ II.
[23]	DP-305D1 HŘÍDEL POMALOBĚŽNÁ I.
[24]	DP-306D1 HŘÍDEL POMALOBĚŽNÁ II.
[25]	DP-312E1 KROUŽEK VYMEZOVACÍ I.
[26]	DP-313E1 KROUŽEK VYMEZOVACÍ II.
[27]	DP-314E1 KROUŽEK VYMEZOVACÍ III.
[28]	DP-315E1 KROUŽEK DORAZU
[29]	DP-401D1 OZ. KOLO TESTOVACÍ
[30]	DP-401D1K OZ. KOLO TESTOVACÍ KALENÉ
[31]	DP-402D1 OZ. KOLO DOPLŇKOVÉ
[32]	DP-411D1 PASTOREK TESTOVACÍ
[33]	DP-412D1 OZ. KOLO TESTOVACÍ
[34]	DP-413D1 PASTOREK DOPLŇKOVÝ
[35]	DP-414D1 OZ. KOLO DOPLŇKOVÉ
[36]	DP-501D1 PÁKA
[37]	DP-502.1E1 KOSTKA
[38]	DP-502.2E1 NÁSTAVEC
[39]	DP-505E1 ZÁVĚS
[40]	DP-601C1 KRYT STANICE
[41]	DP-601.1D1 PLECH
[42]	DP-601.3E1 VÝZTUHA
[43]	DP-602D1 KRYT MOTORU
[44]	DP-701A1 SESTAVA CELKOVÁ