



KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA PŘEVODOVKY MQ100 PRO SNÍŽENÍ HLUČNOSTI

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce: **Bc. Tomáš Oudrnický**
Vedoucí práce: Doc. Dr. Ing. Elias Tomeh



CONSTRUCTIONAL MODIFICATION OF MQ100 GEARBOX FOR NOISE REDUCE

Diploma thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems

Author: **Bc. Tomáš Oudrnický**
Supervisor: Doc. Dr. Ing. Elias Tomeh



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš Oudrnický**
Osobní číslo: **S14000332**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **Konstrukční úprava převodovky MQ100 pro snížení hlučnosti**
Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

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

Studijní a experimentální práce zaměřené na posouzení vlivu konstrukce převodovky MQ100 související s hlučností převodovky.

- 1) Popište převodovku MQ 100 a specifikujte její současný stav hlučnosti. Uveďte používané metody měření vibrací a hluku ve ŠKODA AUTO, a.s..
- 2) Analyzujte současný stav převodovky MQ100, stručně popište vliv současné konstrukce převodovky a vliv technologie výroby ozubení na hlučnost.
- 3) Na základě analýzy proveďte na vybraném rychlostním stupni konstrukční změnu parametrů ozubení s ohledem na snížení produkce vibrací.
- 4) Navrženou optimalizaci porovnejte s výsledky dostupného softwaru pro návrh ozubení a vyhodnoťte výsledky.
- 5) Konstrukční návrh ověřte praktickou zkouškou a zhodnoťte provedenou změnu. Uveďte rizika pro nasazení konstrukční změny v sériové produkci.
- 6) Během řešení diplomové práce spolupracujte se společností ŠKODA AUTO, a.s..

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy: cca 50 stran textu

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1] **TOMEH, E.** *Diagnostic Methodology of Rolling Element and Journal Bearings.* Skripta TU v Liberci, TUL Liberec, 2007.
- [2] **TOMEH, E.** *Hodnocení hlučnosti automobilových převodovek měřením vibrací.* In **DIAGO 2003.** ISBN 80-248-0210-4.
- [3] **TOMEH, E.** *Technická diagnostika: vibrační diagnostika strojů a zařízení.* TU v Liberci 2015.
- [4] **TOMEH, E.** *Identify the Sources of Vibration and Noise on Cars Gearbox by Spectral Analysis.* In **54th International Conference of Machine Design Departments.** September 2013. ISBN: 978-80-7372-986-8.
- [5] **MORAVEC, V., M. NĚMČEK A Š. HURLÍKOVÁ.** *Kontrolní, geometrické a pevnostní výpočty převodovky MQ100.* VŠB, Ostrava 2009.
- [6] **MORAVEC, V., Z. DEJL, M. NĚMČEK, Z. FOJTA a J. HAVLÍK.** *Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů.* VŠB, Ostrava 2009.
- [7] **BROCH, J. T.** *Mechanical vibration and shock measurements.* Brüel a Kjaer. Denmark, 1984.
- [8] **PLÁNKA, J.** *Jízdní komfort.* Fakulta strojního inženýrství. Brno 2014.
- [9] **TŮMA, J.** *Řádová analýza signálů z točivých strojů s proměnlivými nebo neustálými otáčkami.* VŠB, Ostrava 2011.
- [10] **VEJREK, T.** *Analýza moderních technologií výroby čelního ozubení.* VUT Brno, Brno 2008.
- [11] Podklady ŠKODA AUTO, a.s..

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Elias Tomeh

Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce:


15. listopadu 2015

Termín odevzdání diplomové práce:

15. února 2017


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. listopadu 2015

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

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

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval především svému vedoucímu diplomové práce Doc. Dr. Ing. Eliasu Tomehovi za jeho odborné vedení, konzultace a cenné rady. Dále bych velmi rád poděkoval konzultantovi Ing. Miroslavu Hejcmanovi a panu Jaroslavu Svobodovi za poskytnutí velmi cenných rad, připomínek a také za pomoc s organizací zkoušek.

Nakonec děkuji svým rodičům, vážím si jejich podpory za celou dobu mého studia. Také děkuji všem spolupracovníkům ve firmě Škoda Auto a.s., kteří přispěli ke vzniku této diplomové práce, za poskytnutí zkušeností z oblasti výroby, technické kontroly převodovek a za pomoc s výrobou a měřením zkouškových dílů.



Anotace

Diplomová práce se zabývá úpravou parametrů ozubení převodovky MQ100, která se vyrábí ve firmě Škoda Auto a.s. v Mladé Boleslavi, pro snížení její hlučnosti v konkrétním převodovém režimu. Teoretická část představuje konstrukci převodovky MQ100, rozebírá výrobní postup ozubení a představuje výrobní zkoušky převodovky ve Škoda Auto a.s. Cílem praktické části je analyzovat současný kvalitativní stav převodovky a poté určit oblast zájmu pro tuto práci. Následně navrhnout úpravu parametrů ozubení v konkrétním převodovém režimu a návrh ověřit praktickou zkouškou.

Klíčová slova

převodovka, MQ100, hlučnost převodovky, hlučnost, vibrace, ozubení

Annotation

This Diploma thesis deals with the constructional modification of gearbox MQ100, which is produced at Škoda Auto Company in Mladá Boleslav. The aim of parameters modification is to reduce the gearbox noise for a specific transmission mode. The theoretical part describes the construction of gearbox MQ100, the gearing manufacturing process and the methods of gearbox vibration detection at Škoda Auto a.s. The objective of the practical part is to analyse the current quality of the gearbox and to determine the requirements. Then, a modification of gearing parameters is suggested for the specific gearbox transmission mode and a practical test is carried out to verify the concept.

Key words

gearbox, MQ100, gearbox noise, noise, vibration, gearing

OBSAH

Seznam symbolů a zkratk	6
1. PŘEVODOVKA MQ100	8
1.1 KONSTRUKCE MECHANIKY PŘEVODOVKY	9
1.1.1 Hnací hřídel	9
1.1.2 Hnaný hřídel (pastorek)	10
1.1.3 Diferenciál	11
1.1.4 Ložisková uložení	12
1.1.5 Skříň převodovky	13
1.1.6 Mechanika zpětného chodu	13
1.1.7 Vnitřní řazení a synchronizace	15
1.2 VLIV KONSTRUKCE PŘEVODOVKY NA HLUČNOST	16
1.2.1 Vliv konstrukce mechaniky převodovky	16
1.2.2 Vliv (mikro)geometrie ozubení	17
1.3 TECHNOLOGIE VÝROBY OZUBENÍ	20
1.3.1 Výrobní postup.....	20
1.3.2 Chemicko-tepelné zpracování	22
1.3.3 Navaření synchronního ozubení	23
1.4 VLIV TECHNOLOGIE VÝROBY OZUBENÍ NA HLUČNOST	23
1.4.1 Změna dokončovací technologie na ozubení zpětného chodu	24
1.5 VÝROBKOVÉ ZKOUŠKY HLUŠNOSTI PŘEVODOVKY	25
1.5.1 Zkouška hlučnosti dvoubokým odvalem	26
1.5.2 Zkouška hlučnosti převodovky (zabíhací stav EOL)	27
1.5.3 Jízdní zkoušky	29
1.5.4 Vyhodnocení jízdních zkoušek	31
1.5.5 Zkoušky stopování	33
1.5.6 Vyhodnocování stopovacích zkoušek	36
1.6 MODIFIKACE MIKROGEOMETRIE OZUBENÍ	37
1.6.1 Výškové modifikace	38
1.6.2 Podélné modifikace	39
2. HLUČNOST PŘEVODOVKY MQ 100	40
2.2 ANALÝZA VÝSLEDKŮ JÍZDNÍCH ZKOUŠEK	41
2.2.1 Výběr oblasti zájmu	41
3. PRVNÍ RYCHLOSTNÍ STUPEŇ	43



3.1 VÝROBA OZUBENÍ PRVNÍHO STUPNĚ	44
3.2 SOUČASNÝ STAV HLUČNOSTI PRVNÍHO STUPNĚ.....	44
3.2.1 Výsledky jízdnic zkušek na sériovém provedení.....	47
3.2.2 Zhodnocení výsledků jízdnic zkušek	50
3.2.3 Simulace odvalu v programu MDesign	50
3.2.4 Výsledky simulace sériového provedení.....	52
3.2.5 Zhodnocení výsledků simulace	53
3.2.6 Výsledky stopování na sériovém provedení	54
3.2.7 Zhodnocení výsledků stopování	55
3.3 NÁVRH NOVÝCH MODIFIKACÍ	55
3.3.1 Návrh výškové modifikace	57
3.3.2 Realizace nových modifikací	58
3.3.2 Zkřížení.....	59
4. OVĚŘENÍ NOVÝCH MODIFIKACÍ	62
4.1 VÝSLEDKY Z PROGRAMU MDesign	62
4.1.1 Zhodnocení výsledků simulace - NÁVRH	63
4.2 VÝSLEDKY ZE ZKOUŠKY STOPOVÁNÍ	64
4.2.1 Zhodnocení výsledků stopování - NÁVRH.....	65
4.3 VÝSLEDKY Z HLUKOVÉHO STAVU (EOL)	65
4.4 VÝSLEDKY Z JÍZDNÍ ZKOUŠKY	67
4.4.1 Zhodnocení a shrnutí výsledků	69
4.4.2 Rizika pro nasazení v sériové výrobě	71
ZÁVĚR.....	72
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	74
SEZNAM PŘÍLOH	76



Seznam symbolů a zkratek

MQ	Manuální příčně uložená převodovka (z něm. Manuell Quer)
MPI	Motor s vícebodovým vstřikováním (z angl. Multi Point Injection)
Nm	Newton-metr (jednotka momentu síly)
SQ	Robotizovaná příčně uložená převodovka koncernu VW
VW	Koncern Volkswagen
KPO	Kontrolní Plán Operací
kW	kilowatt (jednotka výkonu)
TZ	Tepelné zpracování
RS	Rychlostní stupeň
I.O./N.I.O.	Dobry díl (z něm. In Ordnung) / Neshodný díl (z něm. Nicht In Ordnung)
Ord	Bezrozměrná jednotka, udává tzv. řády (u řádové analýzy)
SP	Stálý převod
KMS	Kontrolní měrové středisko ozubení ve Škoda Auto
EOL	Zkušební stavy hlučnosti na konci montážní linky (z angl. End of Line)
MdK	Míra přes kuličky (parametr ozubení)
JZK	jízdní zkoušky

Překlad cizích slov

Schränkungswinkel	Úhel sklonu honovacího kroužku vůči obráběnému dílu
Kopfrücknahme	Typ modifikace profilu zubu při přechodu funkční evolventy do hlavového sražení
Köping	Modifikace sražení čel ozubení
Festrad	Pevné ozubené kolo (neřazené)
Schaltrad	Řazené ozubené kolo se synchronizací

Seznam veličin a jejich jednotky

ϵ_{α}	Součinitel trvání záběru (profil)	[-]
ϵ_{β}	Součinitel trvání záběru (šroubovice)	[-]
ϵ_{γ}	Celkový součinitel trvání záběru	[-]
L	Délka záběrové úsečky na jeden zub	[mm]



ÚVOD

Konstruktéři byli postaveni před výzvou navrhnout převodovku do malých koncernových vozů s požadavkem co nejmenších zástavbových rozměrů a s co možná nejmenší hmotností, která jde ruku v ruce, s hodně diskutovaným snižováním emisí, ale také s marketingovými účely. Z těchto požadavků vzešla převodovka, která je nejmenší v koncernu VW: má o 1/5 méně dílů než podobné souběžně vyráběné převodovky VW, nízkou hmotnost, malou olejovou náplň, unifikovaná ložiska, snížené pasivní odpory atd. – tato převodovka nese označení **MQ100**. Tento koncept ale může být vykoupěn konstrukčními a výrobními problémy, které mají kořeny právě v některých nekonvenčních konstrukčních řešeních, které převodovka má.

Převodovka je nedílnou součástí každého automobilu a každý uživatel vozidla, nejen řidič, vnímá projevy převodovky. Ať už se jedná o plynulost řazení automatické převodovky nebo komfort a přesnost chodu řadicí páky při řazení u manuální převodovky. V současné době se kvůli vysoké konkurenci automobilky snaží, aby jejich produkty opouštěly výrobní prostory v nejvyšší kvalitě. Nejen proto je dnes nutné hledět také na problematiku minimální hlučnosti hnacího ústrojí. Dalším důvodem může být také šetření výrobních nákladů, které mj. snižují používání zvukové izolace motorového prostoru. Kromě výše zmíněného, spíše komfortního důvodu, mohou mít zvýšené vibrace ozubení neblahý vliv na okolní komponenty hnacího ústrojí. Na základě různých experimentů i zkušeností výrobců ozubení se ukázalo, že se snižováním hluku resp. vibrací se zvyšuje také únosnost. Tím se dosáhne významného zlepšení jakosti ozubených soukolí při dodržení jistých zásad pro volbu záběrových součinitelů ϵ_α a ϵ_β .

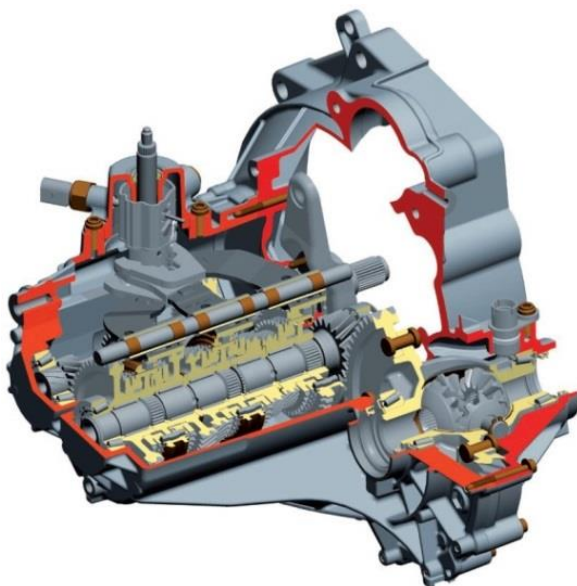
Cílem této diplomové práce je návrh vhodné modifikace mikro-geometrie ozubení na konkrétním převodovém režimu převodovky MQ100 tak, aby došlo ke snížení hlučnosti. Úprava bude provedena na základě výsledků stopovací zkoušky, výstupu výpočtového SW pro současné sériové provedení a teoretických poznatků. Nakonec se návrh ověří praktickou zkouškou na zabíhacím stavu EOL a jízdní zkouškou ve voze Škoda Citigo.



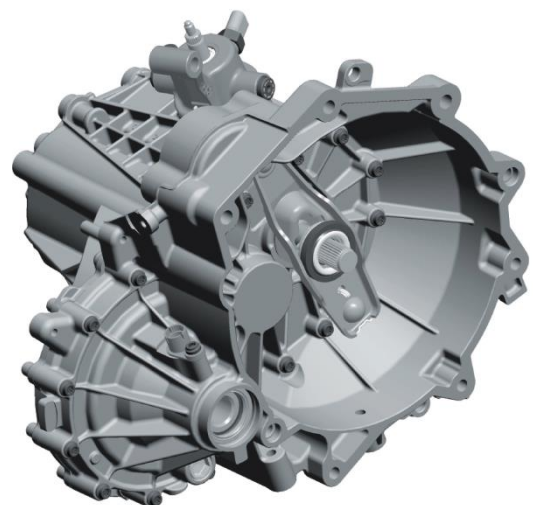
1. PŘEVODOVKA MQ100

Převodovka MQ100 je mechanická, pětistupňová, manuální převodovka. Byla navržena pro třídu vozidel „New Small Family“ koncernu VW (Škoda Citigo, Volkswagen Up!, Seat Mii). Převodovka je konstruována jako dvouhřídelová s přídatnou nepohyblivou hřídelí pro zpátečku, je určená pro motory s příčnou zástavbou a **maximálním krouticím momentem 120 Nm** (motor **1.0 MPI/44** nebo 55 kW). Pro tyto varianty agregátů se převodovka odlišuje v převodovém poměru stálého převodu. Při vývoji byl kladen důraz na kompaktnost, nízkou hmotnost a vysoký komfort řazení. V současné době se jedná o nejmenší převodovku koncernu VW. Její hmotnost je 26,7 kg a trvalá olejová náplň se specifikací SAE 75W má objem 1,2 l. Pro zjednodušení montáže a servisu převodovky byly vytvořeny jednotlivé montážní skupiny jako soudržné moduly (hnací a hnaný hřídel, diferenciál). Kromě soustavy soukolí ozubení zpětného chodu jsou všechny převody realizovány pomocí šikmého ozubení.

Převodovka MQ100 (obr. 1 a 2) existuje také v automatické (robotizované) variantě a nese označení SQ100. Konstrukce je shodná s klasickou manuální převodovkou. S rozdílem, že místo řidiče ovládá spojku a samotné řazení elektronika. Jedná se o nejlevnější a nejjednodušší možnost, jak se při řízení automobilu obejít bez manuálního řazení. Při přeřazování elektronika automaticky ubere plyn, vypne spojku, pomocí elektronicky ovládaného mechanismu přeřadí a spojku opět sepne.



Obr. 1 Převodovka MQ 100 v řezu [1]



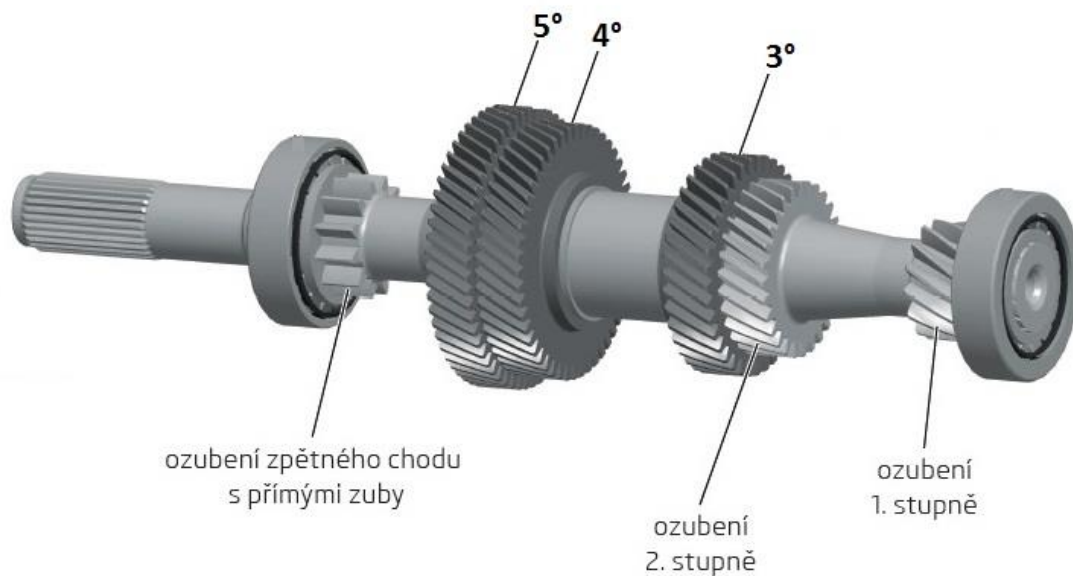
Obr. 2 Pohled od spojky - MQ100 [1]



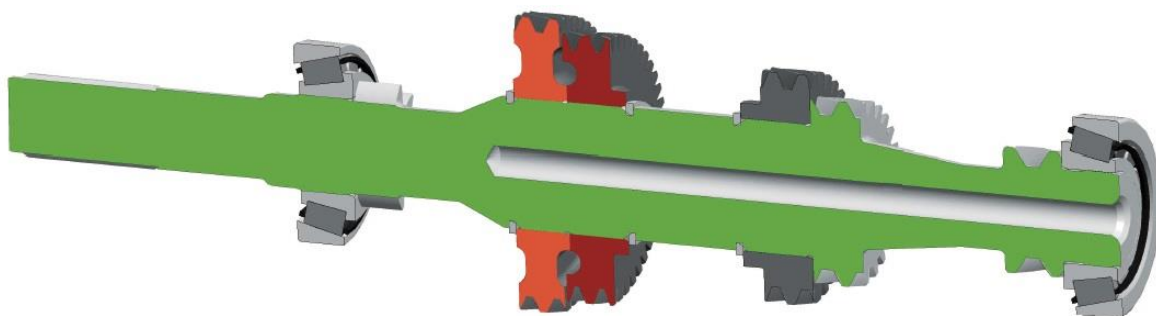
1.1 KONSTRUKCE MECHANIKY PŘEVODOVKY

1.1.1 Hnací hřídel

Hnací hřídel přenáší energii od motoru prostřednictvím ozubeného soukolí konkrétního převodového stupně na hnaný hřídel. Polotovarem pro hřídel je výkovek. Součástí hřídele jsou hnací ozubení prvního a druhého převodového stupně a přímé ozubení zpětného chodu. Na hnacím hřídeli jsou dále nalisována hnací ozubená kola (FestRad) ostatních řaditelných převodů (viz obr. 3 – tmavá neoznačená ozubení, zleva: 5°, 4°, 3°). Nalisovaná ozubená kola jsou nepohyblivě spojena a navíc jsou zajištěna proti axiálnímu pohybu pomocí pojistných kroužků. Kvůli rozsahu teplot, ve kterých musí převodovka bezchybně pracovat, se hnací hřídel montuje bez předpětí, tedy s axiální vůlí. Hřídel je odlehčen slepou vrtanou dírou ve své ose (obr. 4). [2]



Obr. 3 Sestavený modul hnacího hřídele [2]



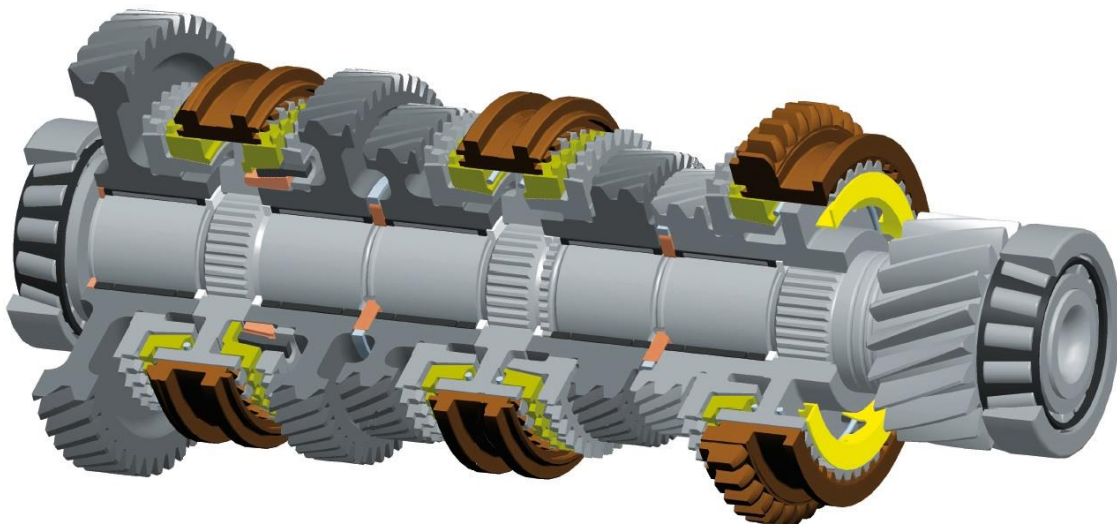
Obr. 4 Průřez zkompletovaným hřídelem [2]



1.1.2 Hnaný hřídel (pastorek)

Pomocí soustavy ozubených kol, synchronizace a zubových spojek realizuje hnaný hřídel převodové poměry jednotlivých stupňů řazení. Hnaný hřídel se ve výrobě označuje jako „pastorek“. Pastorek nese pouze hnací šikmé ozubení stálého převodu přenášející krouticí moment na hnané kolo rozvodovky a dále přes klec na diferenciál.

Součástí sestavy modulu hnaného hřídele jsou pohyblivá ozubená kola všech převodů, která jsou usazena na jehlových ložiscích a její spojení s pastorkem zajišťují zubové spojky se zámkovou synchronizací. Hnaný hřídel není radiálně odstupňován, což umožnilo unifikaci jehlových ložisek pro uložení řazených kol prvního až pátého převodového stupně. Středky (jádra) synchronizací jsou spojeny s hnaným hřídelem pomocí drážkování, které se vyrábí za měkka (před TZ) technologií válcování. Hnaný hřídel je odlehčen otvorem po celé délce osy, tzn. hřídel je dutý (obr. 5).



Obr. 5 Průřez sestavou hnaného hřídele [2]

Řazené ozubené kolo zpětného chodu je součástí přesuvné objímky synchronní spojky pro pátý převodový stupeň – je tedy trvale spojeno s pastorkem. Toto ozubení se při řazení pohybuje společně s přesuvnou objímkou synchronizace 5. RS.

Přesuvná objímka mezi prvním a druhým rychlostním stupněm není symetrická a to z důvodu použití rozdílné synchronizace na obou těchto převodech. Druhý převodový stupeň je opatřen dvojnásobnou synchronizací. Ostatní dopředné rychlosti používají synchronizaci jednoduchou. [2]

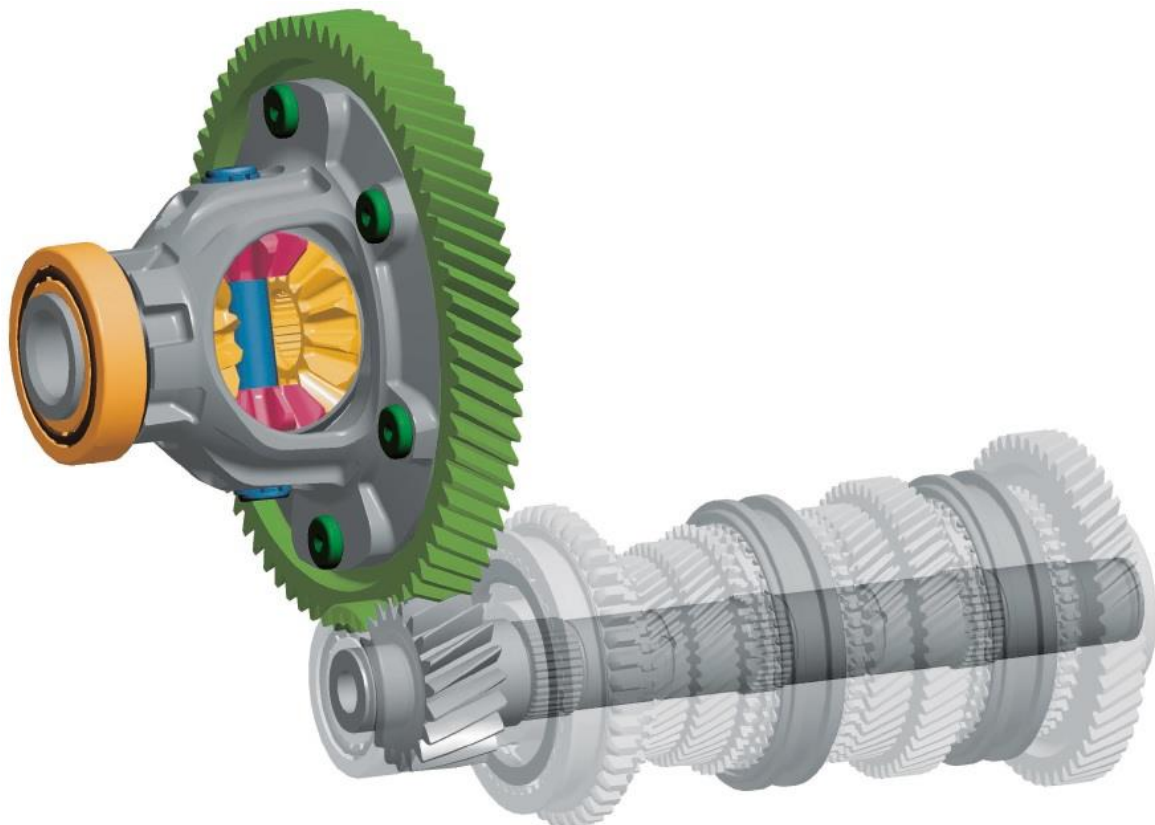


1.1.3 Diferenciál

Součástí skříně převodovky MQ100 je také rozvodovka s diferenciálem. Podobně jako hnací a hnaný hřídel je diferenciál tvořen samostatnou montážní skupinou. Hnané kolo rozvodovky je s klecí diferenciálu spojeno pomocí šestice nýtů. Diferenciál je konstruován jako klasický otevřený, je tvořen dvěma satelitními (fialová) a dvěma planetovými koly (žlutá) viz obr. 6.

Uložen je na dvou jednořadých kuželíkových ložiscích s uspořádáním do „X“. Vnější kroužky těchto ložisek jsou nalisovány do příslušných pouzder, jedno se nachází ve skříní spojky a druhé ve skříní převodovky. Nastavovací podložka pro vymezení správného předpětí je umístěna ve skříní spojky. Pro zabránění úniku oleje z diferenciálu přes kuželíková ložiska jsou mezi pouzdro skříně a ložiska diferenciálu vloženy asymetrické plastové krytky.

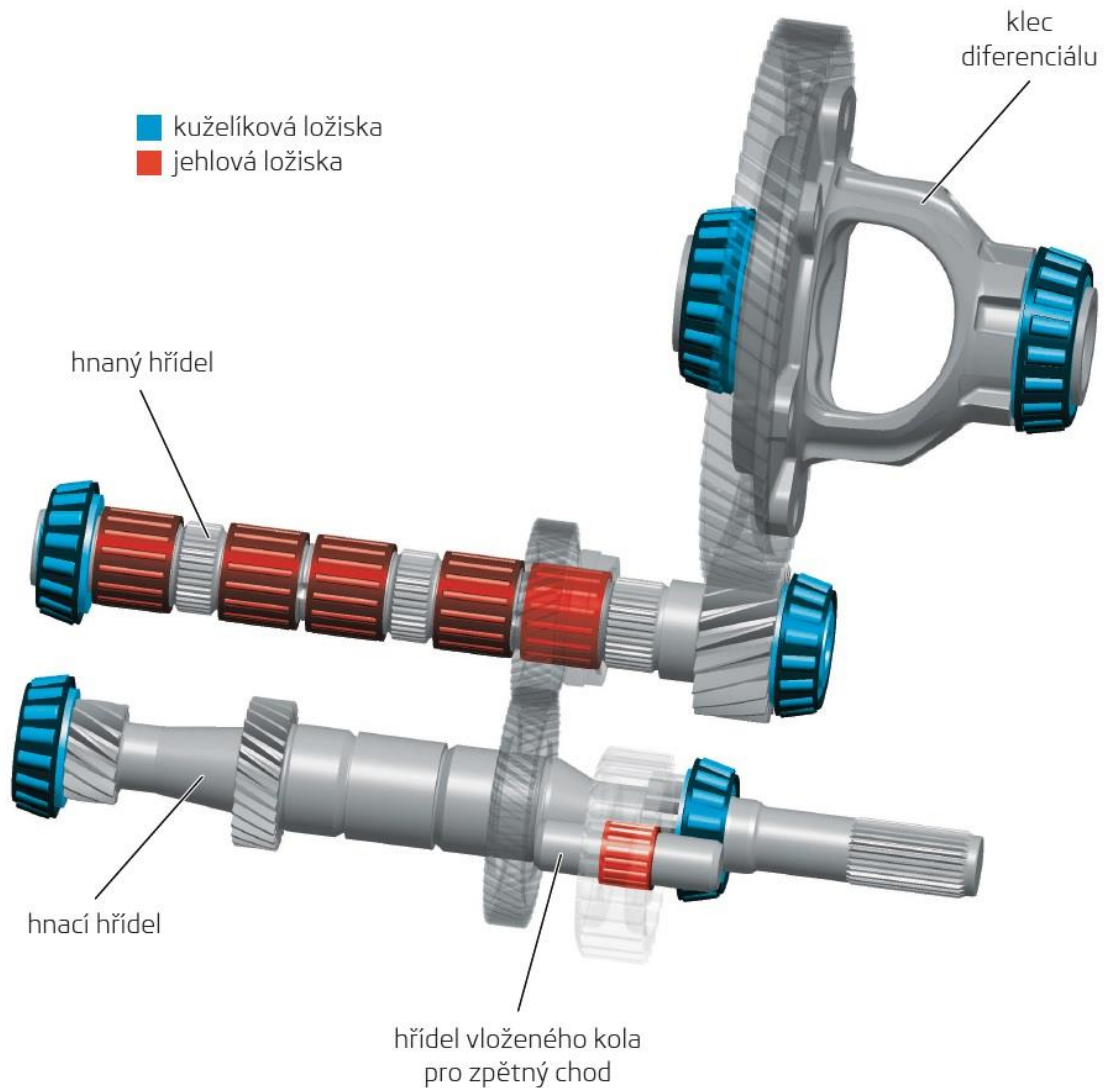
Výroba v Mladé Boleslavi zajišťuje pouze výrobu hnaného kola rozvodovky (HKR) s valivým ozubením, ostatní součásti diferenciálu (satelity, planety, nýty, klec diferenciálu, ložiska ad.) jsou od dodavatelů. [2]



Obr. 6 Diferenciál s modulem hnaného hřídele [2]

1.1.4 Ložisková uložení

V převodovce MQ 100 je použito celkem dvanáct ložisek (obr. 7). Tři dvojce kuželíkových, pět shodných jehlových pro uložení řazených ozubených kol (Schaltrad) a jedno jehlové ložisko pro vložené kolo zpátečky.



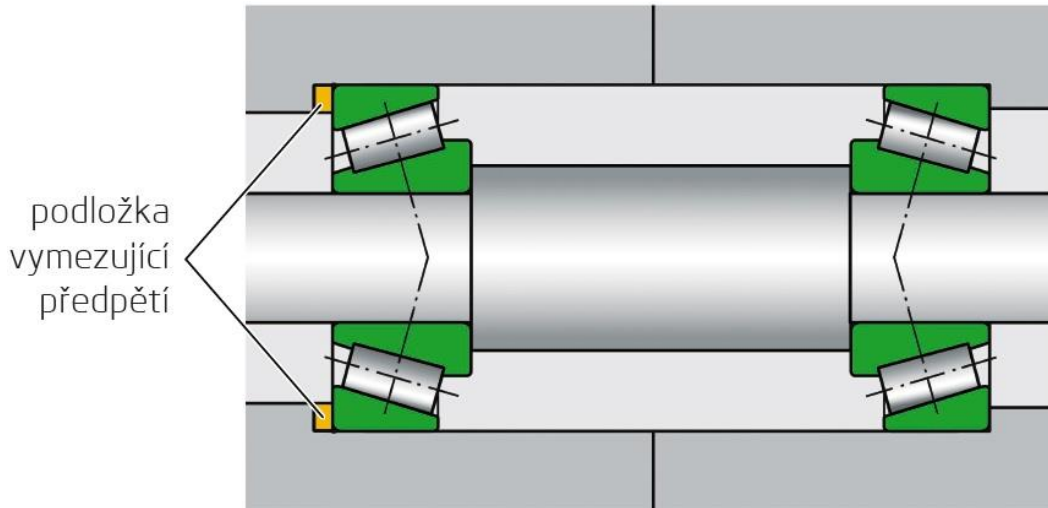
Obr. 7 Ložisková uložení v převodovce MQ 100 [2]

Tři dvojce kuželíkových ložisek, které slouží k uložení hnací a hnané hřídele a také diferenciálu jsou v uspořádání do „X“ (obr. 8). Tato konstrukce vyžaduje zvláštní péči pro přesné vymezení axiální vůle nebo předpětí.

Kuželíková ložiska sestávají z masivního vnějšího a vnitřního kroužku s kuželovými drahami a kuželíky v klecích. Tato ložiska nejsou samodržná, proto může být vnitřní kroužek s kuželíky a klecí instalován samostatně od vnějšího kroužku ložiska.



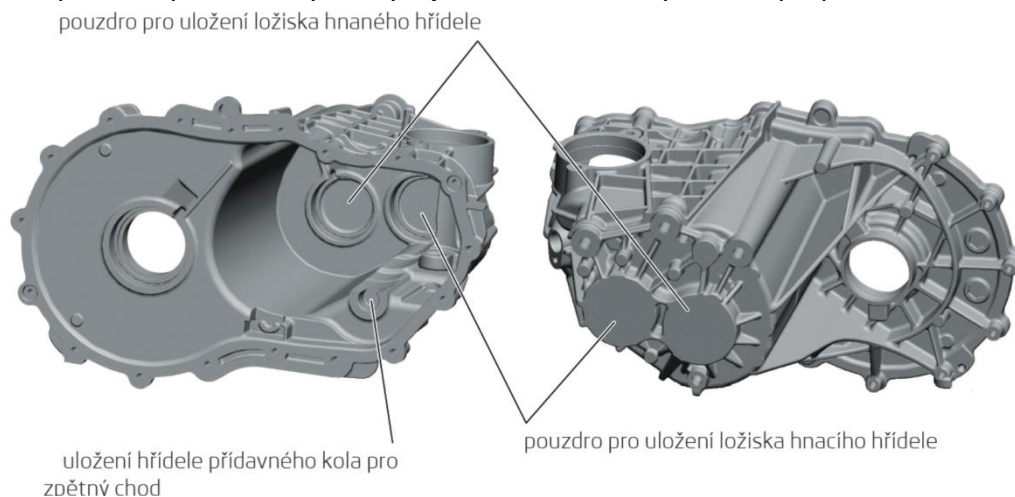
Při kompletaci převodovky jsou na hnací, hnaný hřídel a diferenciál nalisovány vnitřní kroužky, které nesou kuželíky v klecích, samostatné vnější kroužky ložisek se pak lisují přímo do pouzder skříňe spojky a převodovky. [2]



Obr. 8 Uložení kuželíkových ložisek s podložkou [2]

1.1.5 Skříň převodovky

Skříň převodovky je složena ze dvou hliníkových odlitků: skříňe převodovky a skříňe spojky, které jsou vzájemně spojeny 18-ti šrouby. Jako těsnění se používá těsnicí tmel, který je automaticky nanesen, pomocí robota, při montáži převodovky. Skříň obsahuje mnoho technologických a konstrukčních děr, které jsou nutné pro chod převodovky. Kromě hlavních otvorů to jsou např.: otvor pro snímač neutrální polohy (který je pouze pro verze automobilů se systémem Start-Stop), otvor pro vypouštění a plnění převodového oleje (který zároveň slouží k připojení snímače otáček). Na dně převodovky je odlité pouzdro pro uchycení permanentního magnetu, na který se během provozu převodovky zachycují kovové nečistoty vzniklé při provozu. [2]



Obr. 9 Skříň převodovky MQ100 [2]

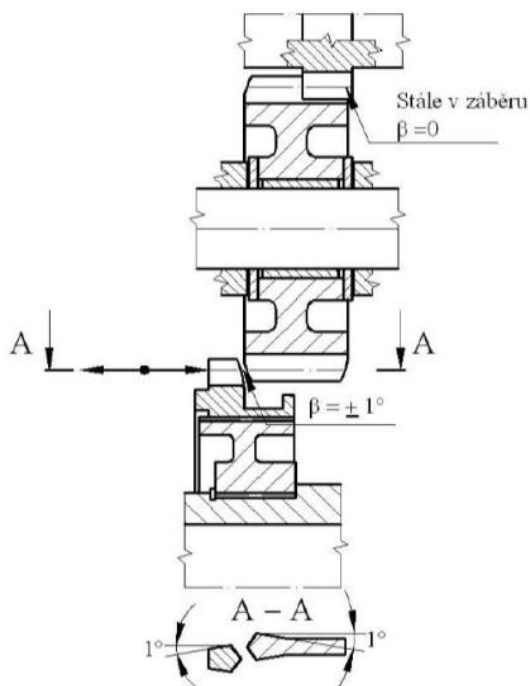


1.1.6 Mechanika zpětného chodu

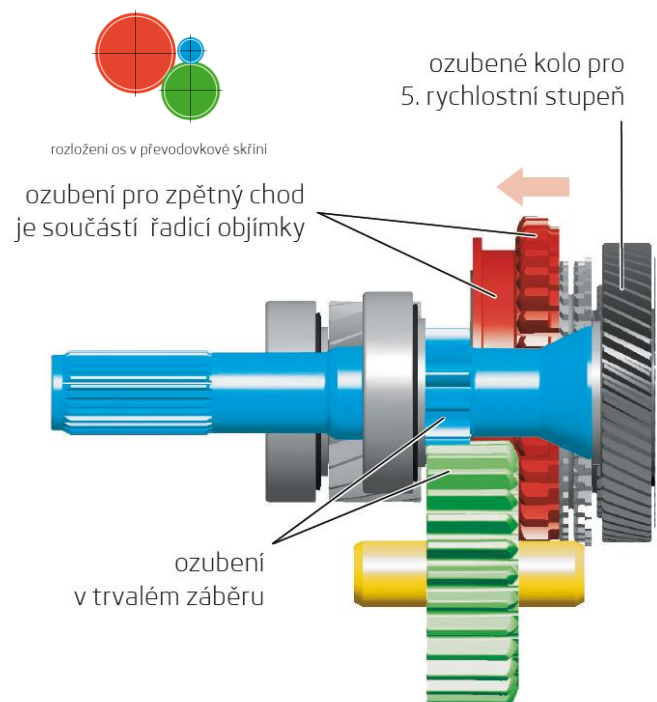
Zpětný chod je v této převodovce realizován pomocí soustavy třech ozubených kol, která jsou opatřena přímými konickými zuby. Od motoru je točivý moment přenášen přes ozubení na hnacím hřídeli na vložené kolo zpětného chodu, které je umístěné na samostatné, nepohyblivé hřídeli. Toto soukolí je v trvalém záběru. Posledním ozubeným kolem mechaniky zpětného chodu je kolo, které při zařazení, přenáší točivý moment na hnaný hřídel převodovky a pak dále hnací soustavou. Toto ozubení, jako jediné v převodovce, není v trvalém záběru.

Zpětný rychlostní stupeň není opatřen synchronizací a poslední zmiňované ozubení na hnaném hřídeli, je součástí přesuvné objímky synchronizace pátého rychlostního stupně.

Zajímavostí této převodové soustavy je, že vložené kolo zpětného chodu (zelené) je širší, aby mohlo být současně v záběru s dvěma různými ozubenými koly. Po jeho šíři se nacházejí dva různé segmenty konického ozubení (obr. 10). První segment tohoto kola, s úhlem $\beta = 0^\circ$, slouží pro záběr s hnacím ozubením na hřídeli (modrá). Druhý segment s úhlem $\beta = 1^\circ$ je pro záběr s hnaným ozubením na objímce (červená). Tato geometrie má za následek vtahování kola do záběru, aby se zamezilo „vyskakování“ rychlosti. Toto složené ozubení se vyrábí frézováním na čisto za pomoci jediného nástroje. [2]



Obr. 11 Soukolí zpětného chodu v řezu [6]



Obr. 10 Mechanika zpětného chodu [2]

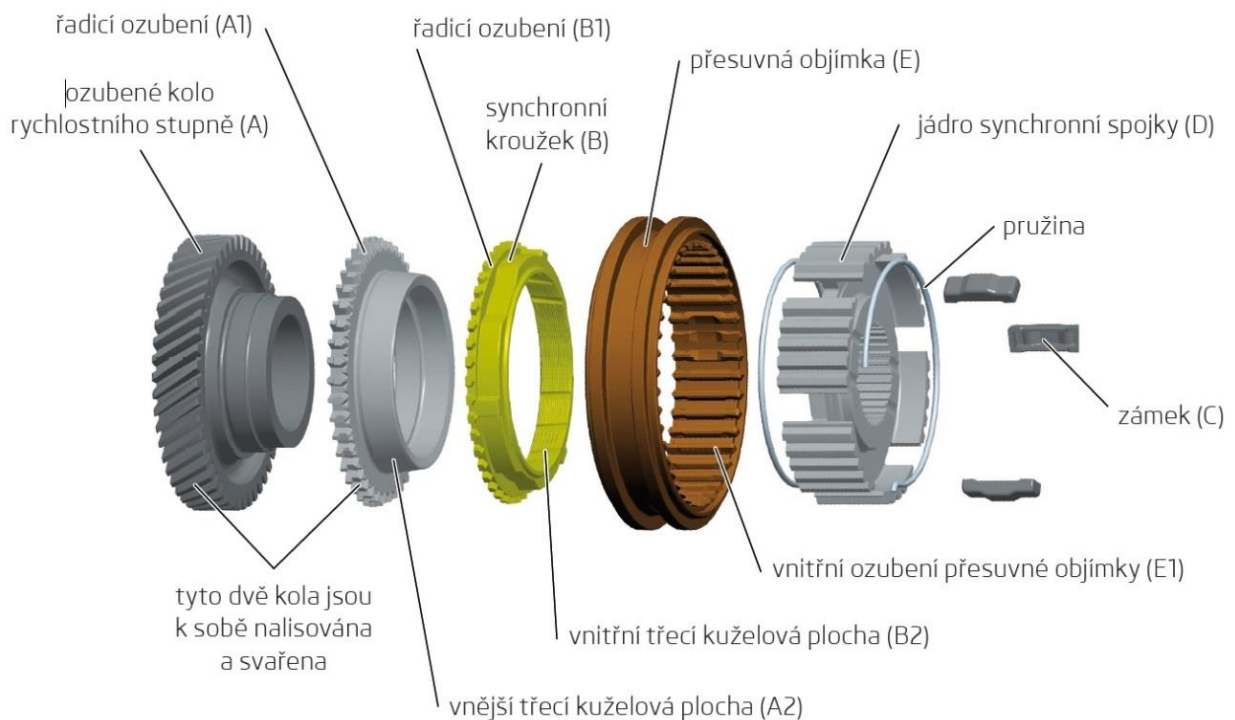


1.1.7 Vnitřní řazení a synchronizace

Mechanismus vnitřního řazení v převodovce MQ100 je realizován pomocí tří řadicích vidliček s unašeči. Tyto vidlice jsou přes unašeče připojeny k ose řazení. Řadicí hřídelka je na jednom konci upevněna ve skříni spojky, na druhém pak ve skříni převodovky. Řadicí vidličky se pohybují v kluzném uložení. Pro zařazení daného rychlostního stupně je potřeba přesunout vždy jednu řadicí vidličku v požadovaném směru.

Mechanismus řazení, je pro všechny dopředné rychlosti opatřen zámkovou synchronizací. Na druhém RS je synchronizace dvojnásobná, která se skládá ze dvou synchronních kroužků a jednoho mezikroužku. Účinnost synchronizace je přímo úměrná velikosti třecích ploch – tzn., že přidáním druhého synchronního kroužku dojde k nárůstu účinnosti.

Synchronizace (obr. 12) má za úkol při řazení plynule vyrovnat různé otáčky na hnacím a hnaném hřídeli. Aby došlo k bezproblémovému propojení zámků synchronní spojky a tím plynulému a nehluknému řazení jednotlivých RS. [2]

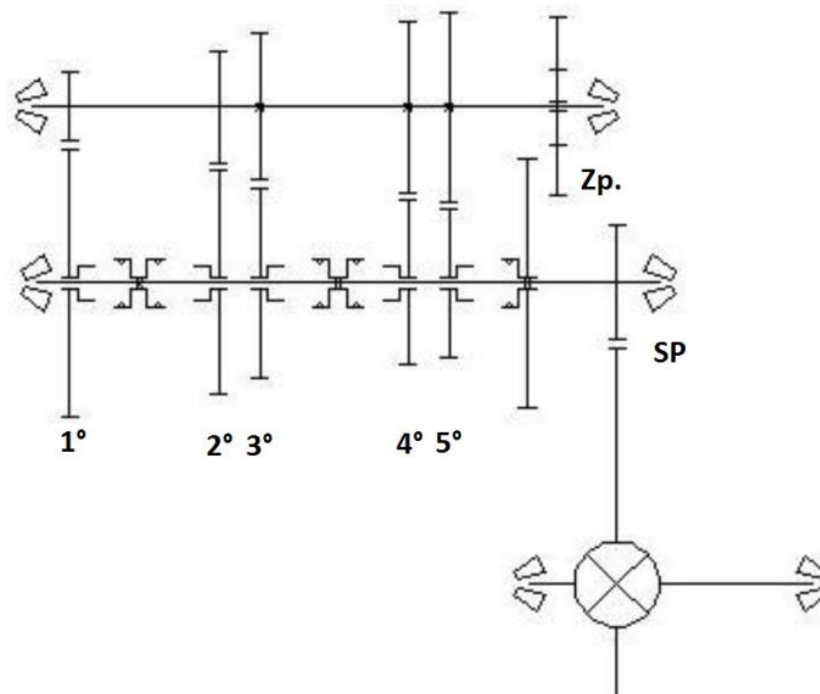


Obr. 12 Rozpad sestavy jednoduché zámkové synchronizace převodovky MQ100 [2]



1.2 VLIV KONSTRUKCE PŘEVODOVKY NA HLUČNOST

Z hlediska „makro-konstrukce“ je převodovka MQ 100 určena pro příčně uložené motory a má dvouhřídelovou konstrukci. Tzn., že pro každý dopředný rychlostní stupeň je potřebný jeden záběr ozubeného soukolí, nepočítáme-li stálý převod. Už tímto faktorem je zajištěna menší produkce vibrací než u tříhřídelového provedení, které se však v tomto segmentu (menších) automobilových převodovek, právě z důvodu zvýšení pasivních odporů a hmotnosti, prakticky nepoužívají. Dále je také možné se zaměřit na pořadí uložení jednotlivých převodů, kvůli němuž působí větší síly do ložisek (od 1. a 2. RS – nejvyšší moment) do méně tuhé části skříně (větší deformace – řešeno konstrukční úpravou skříně pro zvýšení její tuhosti). [6]



Obr. 13 Kinematické schéma MQ 100 [6]

1.2.1 Vliv konstrukce mechaniky převodovky

Nekonvenční řešení mechaniky zpětného chodu viz kapitola 1.1.6 - trvalý záběr přímého ozubení vloženého kola s hnacím ozubením na hřídeli může přispívat ke zvýšenému hluku a tím zhoršovat projev všech dopředných RS. Přímé ozubení samo o sobě je hlučné, navíc když je ve stálém záběru.

Dále pak použití kuželíkových ložisek pro uložení obou hřídelů a diferenciálu. Vzhledem k tomu, že tato ložiska svou podstatou vyžadují přesnou montáž, tak musí



být každá převodovka při kompletaci individuálně proměřena. Soustava ložisek je následně doplněna o distanční podložku s konkrétní vypočítanou tloušťkou tak, aby vznikla předepsaná hodnota předpětí nebo axiální vůle. Na montážní lince je těchto podložek k dispozici několik desítek typů s různou tloušťkou.

Při nastavení nadměrného předpětí dochází ke zvýšenému tření a následkem toho nadměrně vzrůstá teplota ložiska a klesá jeho životnost. Pokud je tomu naopak a je vymezena nadměrná vůle, nebude plně využita únosnost daného ložiska. Oba uvedené případy jsou však nepříznivé z hlediska životnosti ložisek a tím i celé převodovky.

Kuželíková ložiska mají určitě vliv na tuhost uložení hřídelů. Kromě toho také záleží na uspořádání všech soukolí, která jsou v určitém pořadí uložena mezi ložisky. Např. při záběru soukolí 3. RS (viz kinematické schéma na obr. 13) dosahuje dle [6] průhyb hnaného hřídele více než 0,1 mm. Což má mj. za následek naklopení hřídele v kuželíkových ložiscích překračující doporučené hodnoty výrobce ložisek a způsobuje také naklopení hnacího ozubení stálého převodu o úhlovou hodnotu 7'. Tento problém s nepříznivým naklopením hnacího ozubení stálého převodu je vyřešen pomocí úhlové modifikace ozubení. Nicméně při jiném uspořádání jednotlivých převodů by se tato deformace mohla snížit. [6]

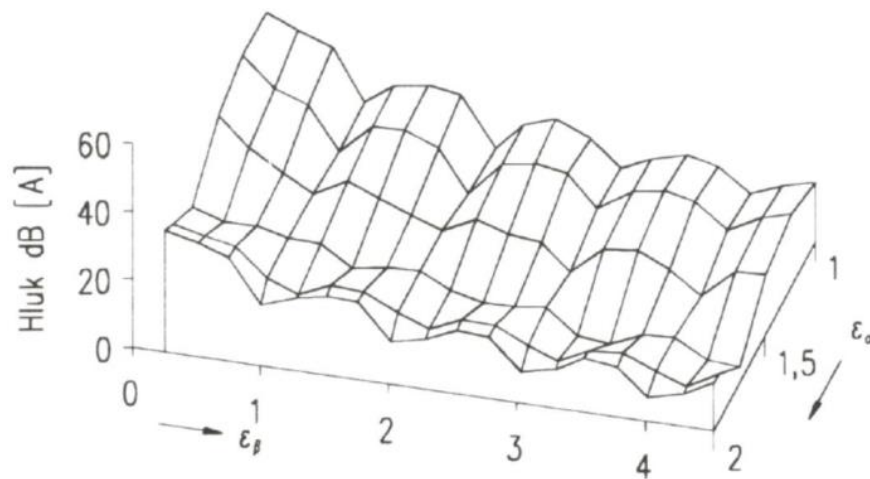
1.2.2 Vliv (mikro)geometrie ozubení

Převodovka MQ 100 používá, oproti konkurenčním převodovkám (Honda, Fiat a Toyota), o desítky procent (20-50%) menší normální modul (mimo stálého převodu a soukolí zpátečky). Kromě značného procentuálního rozdílu ve velikosti modulu najdeme také rozdíl ve velikosti hlavového sražení (Kopfrücknahme), které je vesměs větší než u konkurenčních převodovek. Kvůli většímu hlavovému sražení mají převody menší součinitel trvání záběru ε_α . Celkový součinitel trvání záběru ε_γ je však s konkurenčními převodovkami srovnatelný. [6]



Dle [9] jsou zásady pro volbu ε_α a ε_β shrnuty do těchto bodů (viz obr. 14):

- Minima buzení vibrací dosáhne ozubené soukolí při jakékoliv velikosti ε_α při celočíselné hodnotě ε_β .
- Buzení vibrací při zvyšování celočíselné hodnoty ε_β neustále klesá.
- Pro libovolné ε_β klesá buzení vibrací s rostoucí hodnotou ε_α od hodnoty 1 do hodnoty 1,7 – 1,8, kde se nalézá lokální minimum.
- Pro celočíselné hodnoty ε_β leží absolutní minimum vždy při hodnotě $\varepsilon_\alpha = 2$.
- Návrh parametrů tak, aby byla požadovaná hodnota ε_α mírně překročena (cca 5%).
- S ohledem na realizované modifikace volit teoretickou velikost ε_β větší přibližně o 10-20%.

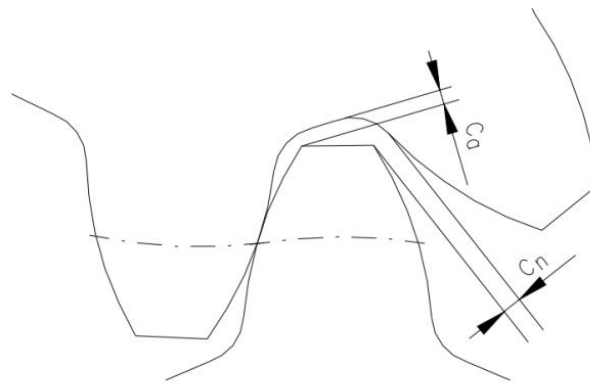


Obr. 14 Vliv ε_α a ε_β na hlučnost soukolí [9]

Obecně je možné říct, že jeden z důležitých parametrů ozubení, vedle součinitele trvání záběru, je také Mdk – rozměr přes kuličky (vzdálenost dvou protilehlých zubových mezer měřené v tangenciální rovině). To je parametr, který udává velikost šířky zubu. V soukolí má tento parametr vliv především na velikost boční zubové vůle. Malá hodnota Mdk bude mít tedy za následek velkou boční zubovou vůli a díky tomu mohou vznikat rázy u volného kola (viz obr. 16). Proto zmenšení boční vůle snižuje pravděpodobnost možného rozkmitání.

Boční zubovou vůlí se rozumí: kolmá (nejmenší) vzdálenost mezi dvěma boky zubů - c_n , které nejsou v záběru (viz obr. 15). Boční vůle je nutná pro vytvoření souvislého olejového filmu na bocích zubů a pro překlenutí výrobních nepřesností, pružných deformací a teplotních dilatací materiálu při provozu. [6, 8]

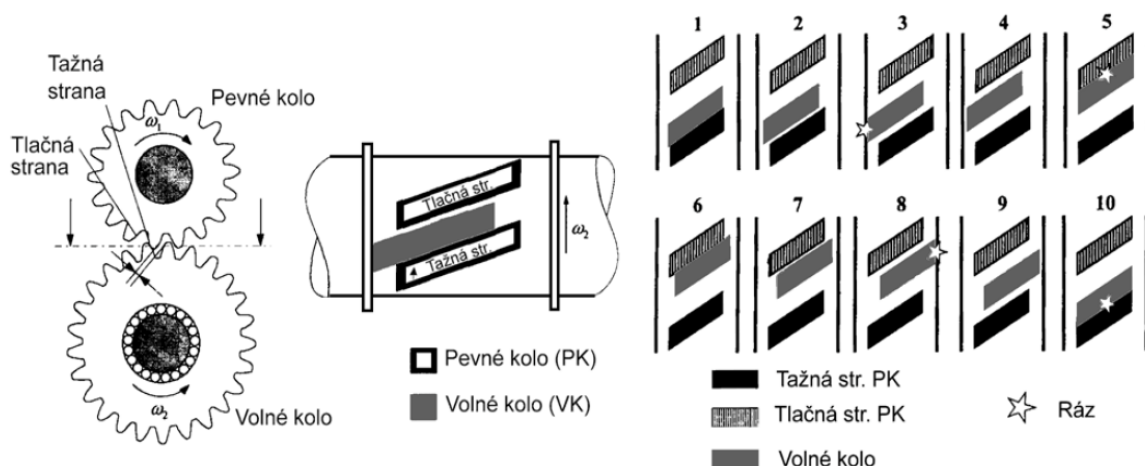




Obr. 15 Boční zubová vůle ozubeného soukolí

Takový případ úpravy ozubení již našel své úspěšné uplatnění, když se optimalizovalo soukolí zpětného chodu v převodovce MQ 100. Právě zde totiž nastával nežádoucí jev tzv. „rachtání“ a to při všech převodových režimech. To způsoboval trvalý záběr nezatížených ozubených kol s přímým ozubením (viz kap. 1.1.6). Pro zmenšení zubové vůle a eliminaci tohoto nežádoucího rozkmitání se na obou dílech soukolí zpětného chodu (vložené kolo a ozubení na hnacím hřídeli) technologicky drželo MdK při horní hranici výkresové tolerance. MdK se v součtu na obou dílech zvětšilo o 0,06 mm. Tím následně došlo ke zmenšení boční vůle o cca 0,02 mm. Toto opatření pomohlo „rachtání“, za pomoci další technologické změny (viz 1.4.1), částečně eliminovat. [7]

Podobných úprav parametrů ozubení se provádí celá řada. Tyto změny má v kompetenci Technická kontrola ve spolupráci s oddělením Technického vývoje a Výroby. Změnami se reaguje na různé provozní a akustické problémy zjištěné interním měřením, auditovými zkouškami nebo externě od zákazníka.



Obr. 16 Vznik rázů vlivem boční vůle u volného kola [8]



Hlavní konstrukční opatření pro snížení hluchnosti: (dle [9])

- úprava geometrie ozubení za účelem zvýšení rovnoměrnosti záběru ozubených kol, splněním podmínky součinitele trvání záběru $\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta > 2,5$, nejlépe v rozmezí $2 < \varepsilon_\alpha < 2,5$ a ε_β volit celé číslo + cca 10%.
- návrh vhodných modifikací úchylek evolventy a šroubovice
- volit nesoudělný počet zubů a poměr počtu zubů na hřídeli nesmí být celé číslo
- zvýšení přesnosti ozubení pomocí změny nebo zdokonalení výrobní technologie a to pomocí přísnější kontroly nebo jinými vhodným opatřením
- snížení drsnosti povrchu boků zubů ve směru vysokých relativních rychlostí
- snížení nerovnoměrnosti otáčení a zatížení na vstupu do převodovky
- odstranění torzních a rezonančních kmitů v pohonném ústrojí
- zmenšení vůlí v pohonném ústrojí i u volných dílů převodovky, nalezení cest ke zmenšení vlivu přenosových cest (tuhost hřídelů, vhodná ložiska, tlumení aj.)
- minimalizování vyzařování hluku z povrchu skříně převodovky pomocí vhodných tvarových úprav (žebrování, odstranění rovných ploch, lepší rozložení hmot)

1.3 TECHNOLOGIE VÝROBY OZUBENÍ

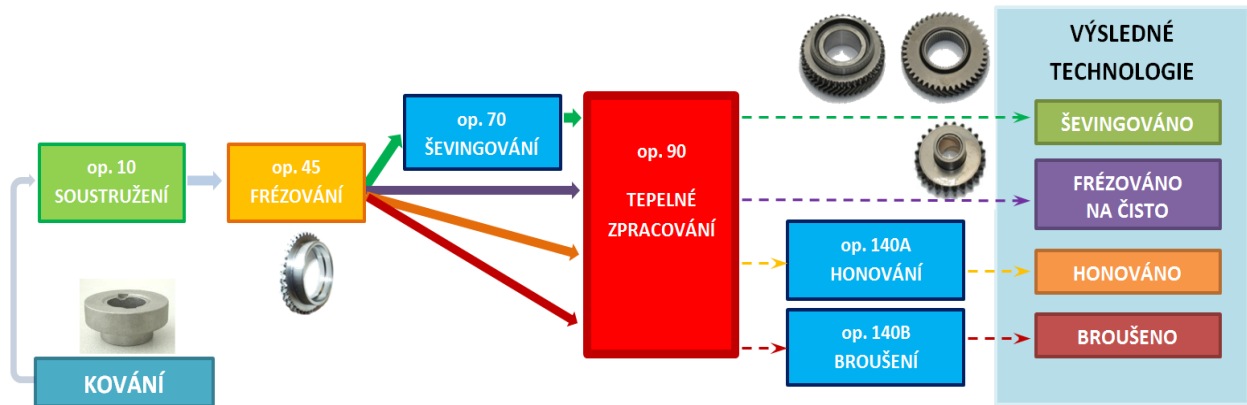
Základem výroby ozubeného kola je vstupní materiál, který přichází do závodu ve formě několikametrových tyčí o daném průměru. Pro všechny součásti s ozubením je použita legovaná ocel s koncernovým označením TL 4227 (dle ČSN odpovídá přibližně chromové oceli 14 220). Tyto tyče slouží jako polotovary pro hutní provozy, výstupem hutí je hotový výkovek určený pro další zpracování. Výkovek je následně převezen do provozu třískového obrábění.

1.3.1 Výrobní postup

Jako první třísková operace, které se na výkovku provádí, je soustružení. Touto operací se odstraní přídavky na výkovku a stanoví se upínací základna pro další opracování. Přesností soustružení je u ozubení dána velikost hlavového průměru, sražení čela zubů a šíře ozubení. Po soustružení následuje samotné odvalovací frézování ozubení. Pak následují další procesy a různé dokončovací technologie. Druh dokončovací operace je rozhodující pro velikost přídavku z frézování (nesprávná



velikost přídavku může mít rozhodující vliv na kvalitu provedení následující dokončovací operace). Kromě velikosti přídavku má také vliv velikost posuvu frézy (obr. 18). Menší posuv bude nastaven pro případ dokončování frézováním na čisto a větší pokud se po TZ bude ozubení ještě např. honovat.



Obr. 17 Zjednodušené schéma výrobního postupu ozubeného kola

Zjednodušený výrobní postup ozubení je znázorněn na schématu obr. 17. Postup je vyobrazen pro lepší pochopení pořadí operací a vlivu TZ. Schéma je obecné pro všechny součásti s ozubením.

Pro lepší přehlednost jsou záměrně vynechány operace, které přímo nesouvisí s ozubením. Např. navrtání středících důlků, operace rovnání a broušení zápichů u hřídelových součástí nebo soustružení díry za tvrda, broušení průměru, honování díry, broušení kužele u ozubených kol apod.

Základní rozdělení dokončovacích operací valivého ozubení je na skupinu „za měkka“ a „za tvrda“, respektive před tepelným zpracováním a po TZ. Za měkka se dokončuje operací „frézování na čisto“ (např. vložené kolo zpátečky nebo řadičí objímka s ozubením pro zpětný chod) nebo „ševingování“ (řazená kola - schaltrad třetího a pátého RS). Po TZ se používají operace **odvalovací broušení** nebo **brusné honování** (ostatní valivá ozubení včetně stálého převodu a ozubení na hnací hřídeli).



1.3.2 Chemicko-tepelné zpracování

Pro chemicko-tepelné zpracování všech dílů s ozubením u převodovky MQ100 se v současnosti používá zařízení od firmy ALD s názvem: „Vakuové přetlakové pece“. Postup CH-TZ je následující: praní dílů (od emulze a třísek po obrábění) -> předehřev (na 350°C) -> přesun do vakuové pece -> ohřev dílů v atmosféře dusíku na teplotu cementace -> odsátí dusíku -> pulzační cementace -> vakuum (pozvolná difúze C z přesyceného povrchu do jádra materiálu) -> ve vakuu přesun do kalící komory -> zakalení v přetlaku He -> přesun -> popouštění. Celý proces je automatizován v taktu 15 minut, kompletní CH-TZ trvá přibližně 8 hodin. Kapacita ALD kalírny v hale M2 se pohybuje okolo 2500 – 3000 převodovek denně.

Dosahuje se vakua řádově při tlaku 7-10 mbar – tzv. hrubé vakuum. Cementace se provádí v plynném prostředí, C se v tomto případě získává z acetyleny. Přetlak helia při kalení může dosahovat až 18 barů. Do kalící komory se napustí až 55m³ He, helium se po ochlazení vrací zpět do zásobníku. Pracuje se s efektivitou využití tohoto plynu 99,5% (na každou dávku jsou ztráty cca 250 dm³).

Vakuový způsob tepelného zpracování umožňuje dosažení kvalitního a čistého povrchu zakalené součásti i při vysokých teplotách, přesahující 1000°C (povrchy jsou bez znatelného ovlivnění – leštěný povrch zůstává lesklý). Inertní plyny zároveň chrání povrchy před oxidací. Oproti klasickým průběžným pecím, kde se cementuje za pomoci zemního plynu, je však provoz náchylnější k různým poruchám elektronického charakteru.

Další výhody vakuového kalení:

- nízká spotřeba energie (malé tepelné ztráty – vakuum je prakticky dokonalý izolátor a teplo se může šířit pouze zářením) => nízké provozní náklady
- vysoký stupeň automatizace
- ekologický provoz (nevzniká prakticky žádný odpad)
- provoz s vakuovým kalením musí být čistý (hrozí netěsnosti zařízení)
- snižují se tepelné deformace kalené součásti (to zajišťuje rovnoměrnější ohřev řízený počítačem - vsázka je na kalící teplotu ohřívána postupně v několika krocích)
- odpadá nutnost praní dílů od oleje po TZ a tryskání zoxidovaného povrchu



1.3.3 Navaření synchronního ozubení

Velikost synchronního ozubení může přesahovat přes patní průměr valivého ozubení. Kvůli tomuto problému není možné v tomto případě valivé ozubení dokončovat broušením – tam by totiž synchronní kroužek překážel brusnému šneku při obrábění. Pokud je u takového dílu rozhodnuto o dokončování valivého ozubení broušením, je nutné přivařit synchronní kroužek „za tvrda“ technologií elektronového paprsku (PTR). Kvůli tomu je nutné nejdříve osoustružit svrchní vrstvu, která má příliš vysoký obsah uhlíku po cementaci, následně se musí součást předeheat (aby ve svaru nedocházelo k trhlinám) a až poté zavařit. To znamená prodražení výroby. Touto cestou je řešeno pouze hnané kolo (schaltrad) 4. rychlostního stupně.

Ve většině případů se tento problém obchází tím, že se ozubení dokončují za měkka ševingováním. V tom případě se synchronní ozubení přivařuje pomocí levnější laserové technologie. Po svaření projde celá součást vcelku tepelným zpracováním. Nebo je možné v určitých případech ozubení dokončovat honováním, za předpokladu zmenšení sklonu honovacího kroužku vůči obrobku (Schränkungswinkel). Toto opatření ale zkrátí dráhu axiální oscilace honovacího kroužku a tím dojde ke zhoršení odvodu nečistot z místa řezu.

pozn.: Technologie honování umožňuje obrábět s mezerou od synchronního ozubení pouze do 1,8 mm (dle výrobce stroje Präwema). Výhoda oproti broušení může být také v tom, že při honování se netvoří tak velké tepelné namáhání boků zubů jako u broušení a nehrozí v takové míře riziko spálení. Honování v porovnání s broušením také svým principem nezpůsobuje zkřížení, ale naopak neumí eliminovat radiální házení.

1.4 VLIV TECHNOLOGIE VÝROBY OZUBENÍ NA HLUČNOST

Každá dokončovací technologie ozubení může mít svůj vliv na akustický projev. Fyzicky se liší především dosahovanou přesností, jakostí povrchu, ale také technologickou náročností na výrobu. S tím souvisejí nejen přímé důsledky obráběcí technologie na obrobku (stopy po obrábění – udržení olejového filmu při záběru soukolí), ale také schopnost koordinovat danou výrobní technologii. Což je důležité především u dokončovacích operací, které se provádějí před TZ (viz obr. 17). U těchto technologií je nutné počítat s tepelnými deformacemi => dojde ke změně parametrů

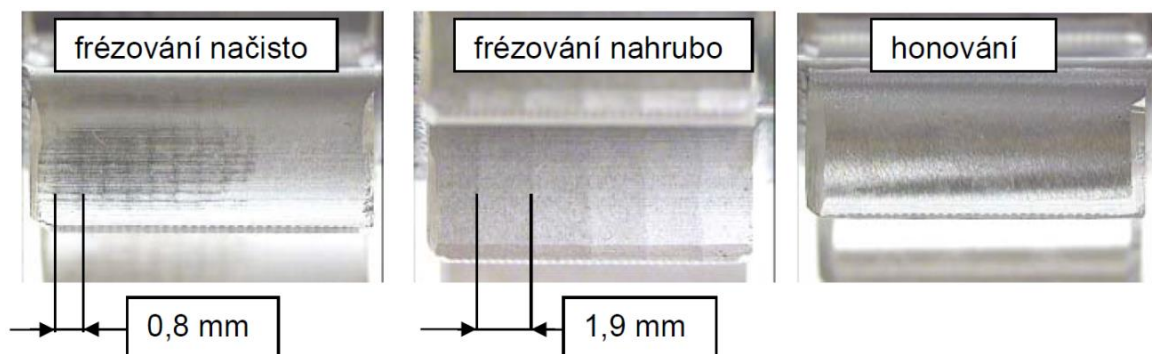


ozubení vlivem TZ. S touto deformací je nutné počítat dopředu a předcházet jim. Tzn., že ševingovací kotouč musí být naostřen přesně dle zadané specifikace a ševingovací stroj musí být seřízen tak, aby po TZ byly parametry ozubení ve výkresové toleranci. To samé platí pro dokončování frézování na čisto. Technologii ševingování dosáhneme oproti dokončovacími technologiemi „po TZ“ (honování, broušení) až o dva stupně menší přesnosti výroby. Honování a broušení se vyznačuje větší stabilitou výroby. Některé úchytky ozubení je možné držet v pásmu rozptylu max. $\pm 3\mu\text{m}$, u ševingování je to cca $\pm 8\mu\text{m}$. Proto ševingování vyžaduje nejvyšší úroveň technologického sledování a schopnost včasné reakce na vývoj tepelných deformací ozubení během produkce.

1.4.1 Změna dokončovací technologie na ozubení zpětného chodu

Důsledky změny technologie při obrábění ozubení popíše na příkladu obrábění ozubení zpětného chodu na hnacím hřídeli. Původně se toto ozubení pouze frézovalo načisto s posuvem 0,8 mm. Toto ozubení je ale ve stálém záběru s vloženým kolem zpátečky a soukolí vykazovalo zvýšenou hlučnost v celém rozsahu rychlostních stupňů v převodovce (včetně neutrálu). Proto bylo rozhodnuto, že se toto ozubení začne dokončovat honováním, tzn. po TZ.

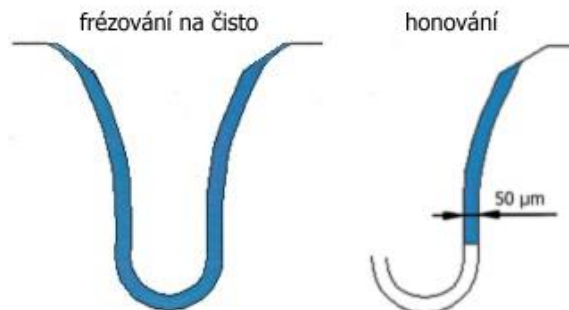
Nyní se ozubení zpětného chodu na hnacím hřídeli frézuje nahrubo s posuvem frézy 1,9 mm a s přídkem pro honování (cca 50 μm na bocích zubu). Již se tedy ozubení dokončuje po TZ a není nutné sledovat tepelné deformace – zjednodušení technologické koordinace výroby. Pouze je toto nutné sledovat z hlediska zbytkového přídku. Po TZ se tedy ozubení jen honuje a to ve dvou krocích – nahrubo a načisto. V první fázi se odebere 40 μm a ve druhé 10 μm materiálu. Bok zubu má rozdílnou jakost povrchu, kterou je možné vizuálně porovnat na následujícím obr. 18.



Obr. 18 Ukázka rozdíl ve způsobu opracování přímého ozubení zpětného chodu na hřídeli [7]



Při frézování načisto se materiál odebírá z boků zubů a z paty zubu (hlavový průměr je dán soustružením), následně se provádí sražení hran s ohledem na přídavek pro honování a jsou odstraněny otřepy na čele ozubení. Při dokončování honováním se materiál odebírá již jen z boku zubu, dle velikosti přídavku na honování (viz obr. 19).



Obr. 19 Opracování zubové mezery při frézování a při honování [7]

Touto technologickou úpravou výrobního postupu a konstrukční úpravou parametru MdK (popsáno v kapitole 1.2.2) bylo dosaženo snížení provozní hlučnosti u všech rychlostních stupňů. V řádové analýze se rozdíl projevil hlavně u 1. RS v tahu ve vyšších řádech došlo ke snížení o 15 dB, u ostatních RS ve vyšších řádech o 10 dB, u samotné zpětné rychlosti došlo k poklesu hlučnosti o 5 dB. V nižších řádech byl výsledek stejný nebo horší v porovnání s předchozí technologií frézování načisto. Došlo také ke snížení amplitud zrychlení zubové frekvence u stálého převodu a to především v režimu 4. a 5. RS. [7]

1.5 VÝROBKOVÉ ZKOUŠKY HLUŠNOSTI PŘEVODOVKY

Detekci vibrací převodovek umožňuje technická diagnostika pomocí tzv. vibrodiagnostiky. Tyto metody slouží jednak ke zjištění kvality výrobku nebo také pro identifikaci závady na stroji. Aby byla zjištěna škodlivost vibrací, tak pro vibrodiagnostiku je nejvhodnější měření efektivní hodnoty rychlosti, neboť tato veličina je přímým měřítkem škodlivosti vibrací z hlediska přenosu energie.

Pro přímé snímání vibrací se používá senzor zrychlení – *akcelerometr*. Tento snímač získá hodnotu zrychlení a následnou integrací vypočítá potřebnou hodnotu rychlosti vibrací. Některé akcelometry se vyrábějí s již zabudovaným integračním členem. Existuje velké množství fyzikálních principů, pomocí kterých se akcelometry realizují. Pro vibrodiagnostiku se nejvíce používají akcelometry piezoelektrické, piezorezistivní a kapacitní. [5]



V jednotlivých fázích výroby převodovky se provádí testy na hlučnost. Ve fázi výroby ozubení je po dokončovací operaci provedena na obrobku zkouška hlučnosti odvalem. Po kompletaci převodovky je na montážní lince opět provedena zkouška hlučnosti, tentokrát však již kompletní převodovky. Obě tato testování se provádí se stoprocentní četností. Poslední fází zkoušení hlučnosti je montáž převodovky přímo do automobilu a tam se namátkově, popř. na vyžádání, provádějí jízdni zkoušky.

Zároveň se v rámci daných fází výroby provádí rozměrová měření geometrie ozubení dle kontrolního plánu operací (KPO). Kde je přesně stanoveno jaké parametry, na jakém přístroji a jak často se mají měřit. Jako první se používají měřidla dílenská, na kterých je rozměr překontrolován přímo obsluhou stroje, poté v hierarchii měřících přístrojů následují měřidla DO3 a nakonec měřící stanice na Kontrolním měřovém středisku (KMS). Na KMS se provádí specifitější a přesnější měření v klimatizovaných prostorách a na speciálních měřících centrech od firmy Klingelberg. Vystavují se protokoly o měření, na jejichž základě se uvolňuje výroba. Popř. se také provádějí měření na specializovaném pracovišti řízení kvality (GQH) na 3D měřícím stroji OPTON.

Výrobní vady se mohou také projevit během procesu vlastní montáže při pravidelných mezioperačních kontrolách nebo také na výstupní kontrole, které zajišťuje oddělení kvality (GQH). Pracovníci v této oblasti zajišťují pravidelné procesní a výrobkové audity, analýzy a také jízdni zkoušky.

1.5.1 Zkouška hlučnosti dvoubokým odvalem

Jedná se o základní metodu zjišťování kombinovaných odchylek a házivosti ozubení. Při tomto komplexním testu je ozubené kolo testováno pro stanovení chyby záběru. Zkouška odvalem se provádí se 100% četností po poslední operaci výroby ozubení. A to na každém díle s valivým ozubením, které je dokončováno za měkka.

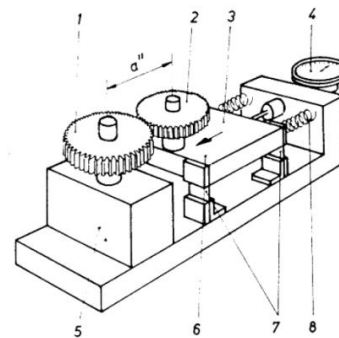
Testování se provádí automaticky na strojích CM DIGIT. Nebo také ručně za pomoci speciálního přípravku s číselníkovým úchylkoměrem (obr. 20). Ozubená kola, která touto zkouškou projdou jako nevyhovující stanoveným mezím, jsou automaticky separovány na označené místo. Obsluha vizuálně ohledá daný závadný obrobek a jeho případné nedostatky (např. otřepy) se pokusí odstranit pomocí ručních nástrojů (např. pilníku), poté obrobek projde zkouškou znovu. Toto opatření je možné provést



maximálně dvakrát, poté je závadný obrobek označen jako „neshodný díl“ - nevhodný pro další zařazení do výroby.

Princip dvoubokého odvalu spočívá v odvalování dvou ozubených kol bez boční vůle, kdy jedno z nich je hnací (kontrolní) a druhá hnané (kontrolované). Jedno z kol je přitlačováno k druhému, aby byl zajištěn stálý oboustranný dotyk spoluzabírajících zubů. Osová vzdálenost obou kol při měření není konstantní. Případné geometrické odchylky testovaného kola se projeví právě ve změně osové vzdálenosti spoluzabírajících kol na úchylkoměru. [4]

- | | |
|---|---------------------------|
| 1 | kontrolované kolo |
| 2 | (měřicí) kontrolní kolo |
| 3 | měřicí saně |
| 4 | snímač měřených hodnot |
| 5 | pevný upínač |
| 6 | směr měření |
| 7 | pružné uložení |
| 8 | nastavení síly pro měření |



Obr. 20 Princip dvoubokého odvalu [4]

1.5.2 Zkouška hlučnosti převodovky (zabíhací stav EOL)

Přímé měření vibrací kompletní převodovky se provádí na zkušebním stavu, kde je převodovka upnuta a je zajištěn její pohon (zátěž). Hladina akustického tlaku se následně vypočítává z naměřených veličin ze snímačů zrychlení. Mezi takové metody se řadí zkouška hlučnosti na zabíhacím stavu na konci montážní linky (EOL). Tato zkouška se provádí po kompletaci celé převodovky včetně olejové náplně na všech vyrobených převodovkách. Je zjišťována hlučnost všech převodových režimů (v tahu i na zpět) včetně zpětného chodu. Výsledky jsou vyhodnoceny pomocí řádové analýzy, kterou je možné vizuálně sledovat při každém měření na displeji ovládacího panelu.

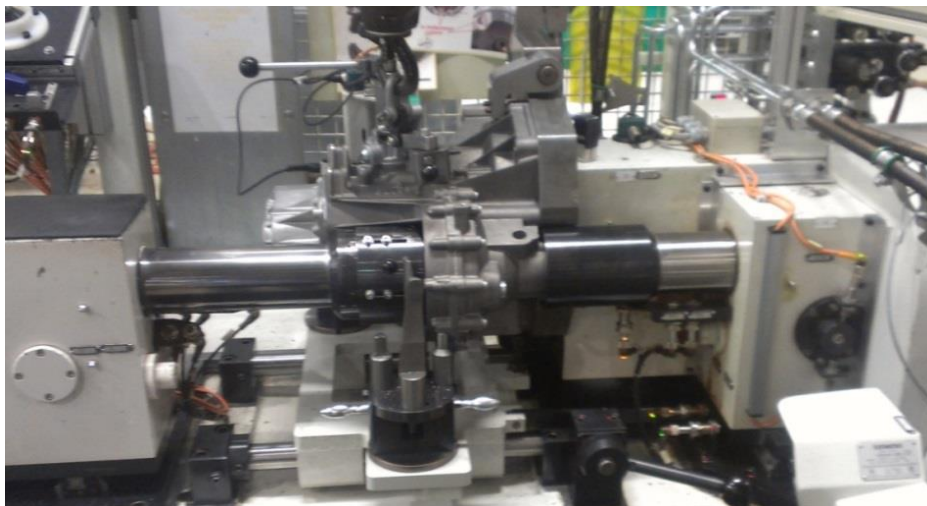
Celé zařízení je umístěno, včetně pohonu (brzdy), který obstarávají stejnosměrné elektromotory, a měřících snímačů na desce. Používá se snímač otáček na hřídelích převodovky, snímač zařazené rychlosti, snímač světla zpětného chodu a snímač zrychlení – akcelometr, který je i s dotykovým hrotem ustaven v určitém místě na skříni zkoušené převodovky při upnutí. Pohony jsou na zařízení tři: pohon A je přiveden na vstupní hřídel a pohony B a C jsou z obou stran na diferenciálu. To slouží pro oba režimy měření – režim tahu motoru a režim brzdění motorem. Pro simulování



tahu motoru je poháněn pohon A, a naopak B a C jsou brzděny. Při simulaci brzdění motorem je tomu naopak.

Průběh testu: Nejdříve je na každém soukolí simulován tah motoru při konstantním úhlovém zrychlení z 15 na 90 km/h po dobu 7s, výstup je zatížen 40 Nm. Brzdění motorem je simulováno z 90 na 25 km/h při stejném zatížení na straně motoru. Součástí testu je také zkouška funkčnosti synchronizace, která se provádí za nízkých otáček (do 20 min⁻¹). Subjektivně také pracovník hodnotí velikost síly potřebnou pro zařazení dané rychlosti.

Pracovník montážní linky odebere převodovku pomocí jeřábu z pojízdné palety na montážní lince a upne ji do měřicího stavu. Poté pomocí čtecího zařízení načte čárový kód, který je umístěn na převodovce. Díky tomu měřicí systém zná přesnou specifikaci dané převodovky (např. počty zubů) a také díky tomu může zařadit výsledek do příslušné statistiky. Obsluha ručně, pomocí páky, zařadí zpětný chod, kterým celý test začíná. Převodovka je poháněna a na ovládacím panelu s obrazovkou je možné vidět jednotlivé parametry a naměřená spektra, která zobrazují online výsledky měření řádové analýzy. Takto jsou proměřeny všechny převody sestupně až k prvnímu v obou režimech (v tahu i při brzdění motorem) s tím, že každý z nich je zařazen ručně pracovníkem. V případě, že software hlučného stavu vyhodnotí převodovku jako špatnou z hlediska vibrací, tak je měření opakováno. Pokud ani podruhé nejsou naměřené hodnoty v normě, tak pracovník rozliší neshodný díl od dobrého a provede příslušné úkony pro jeho separaci od ostatních – označí ho žlutým štítkem pro tzv. „Pozastavený díl“, odloží na příslušnou vedlejší paletu a rozdělí dle zjištěné závady.



Obr. 21 Hlukový zabíhací stav EOL



Takto vyřazené převodovky s popisem závady jsou následně na specializovaném pracovišti demontovány. Postižené soukolí je proměřeno na Technické kontrole pro zjištění parametrů ozubení, popř. dalších geometrických veličin. Následně z analýzy celého problému se určí příčina hlučnosti a mohou být vyvozeny důsledky přímo v samotné výrobě – nápravné opatření.

Na měřicí stanici v ovládacím panelu je nainstalován software, který slouží jednak pro analýzu a přepočítání veličin, ale také pro archivaci naměřených hodnot. Ve statistické databázi jsou uloženy údaje o převodových poměrech a počtech zubů jednotlivých soukolí pro každý typ převodovky, díky tomu je možné určit, které složky vibrací patří buzení kterékoliv hřídele v převodovce. Veškeré měření z EOL je ukládáno a statisticky vyhodnocováno.

1.5.3 Jízdní zkoušky

Pravidelné jízdní zkoušky (JZK) se provádí na sériových automobilech, která jsou odebrána přímo z montážní linky. Takto jsou zkoušeny všechny vozy Škoda Auto a testuje se kompletní funkčnost automobilu na speciálním testovacím polygonu uvnitř automobilky. Proškolený pracovník oddělení kvality (GQ) hodnotí funkčnost celého vozu v různých jízdních režimech včetně zkoušky vodní těsnosti. Jízdě předchází také kontrola jakosti laku, lícování karosářských dílů, kompletnosti vozu a kontrola celého hnacího agregátu.

Kromě těchto standardních jízdních zkoušek jsou také prováděny specializované zkoušky určené přímo k analýze a optimalizaci akustického projevu převodového ústrojí. Ve Škoda Auto je pro tyto účely vytvořeno speciální oddělení řízení kvality, které se zabývá pouze akustikou převodovky a její analýzou. Během jízdní zkoušky se subjektivně a objektivně hodnotí hlučnost převodového ústrojí.

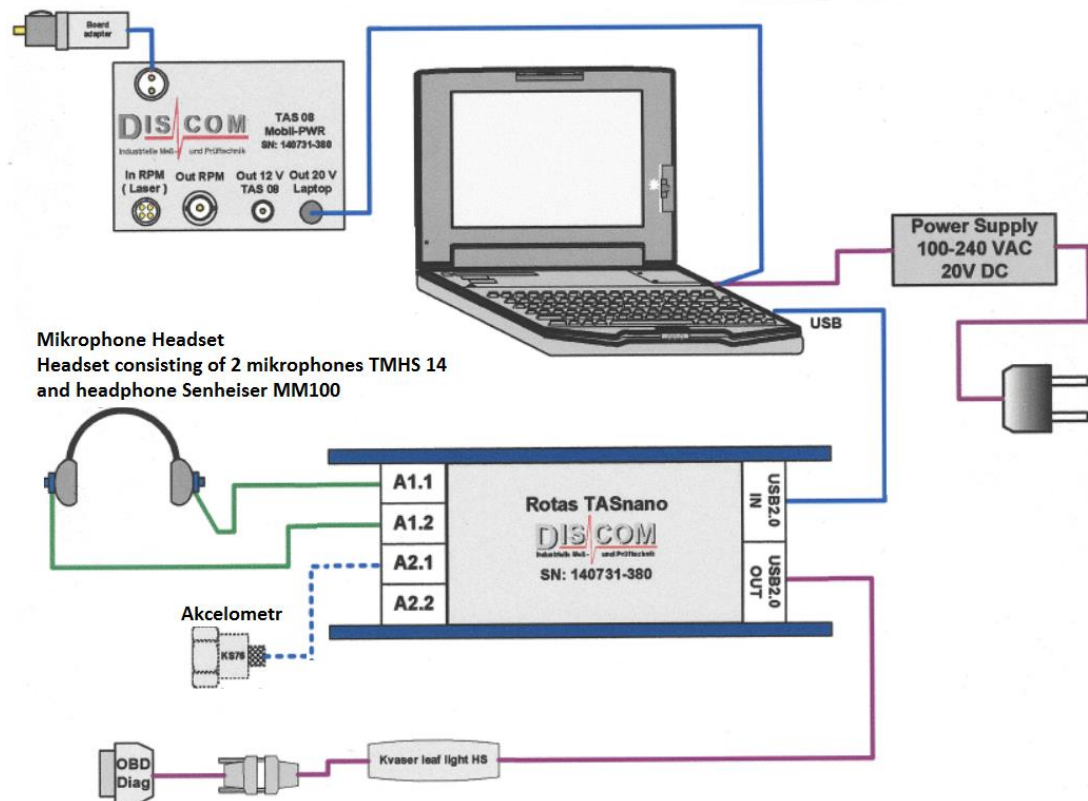
Měřicí zařízení je ilustrováno na obr. 22. Skládá se ze snímače zrychlení, snímače otáček, speciálně upravenou náhlavní soupravou s mikrofony, datové sběrnice, napájení a notebooku, který slouží pro zobrazování a zpracování výsledků.

Snímač zrychlení je připevněn přímo na skříni převodovky (v místě, kde je snímač umístěn při zkoušce EOL) a snímá její vibrační spektra. Signál je pomocí



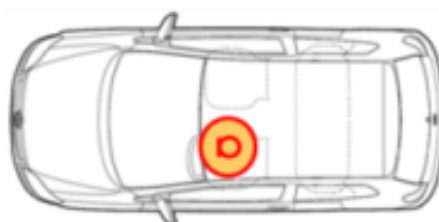
odstíněné kabeláže přiveden do sběrnice, která je umístěna v interiéru vozidla a dále do notebooku. Výstup je udáván v hodnotách zrychlení [dB - g].

Speciální náhlavní souprava (sluchátka) slouží pro analýzu akustického projevu v oblasti hlavy řidiče. Sluchátka má řidič při testovací jízdě na uších a to proto, že mikrofony jsou umístěny přímo ve sluchátkách místo reproduktorů, aby byly co nejbližší sluchovým orgánům a nejlépe tak reprezentovaly sluchové vnímání řidiče. Výstupem z mikrofonů jsou hodnoty akustického tlaku [dB - Pa].



Obr. 22 Ilustrační schéma měřícího zařízení při jízdě zkoušce [1]

Pro ilustraci obr. 23 dokresluje přibližné umístění mikrofonů v interiéru vozu Škoda Citigo v rámci jeho půdorysu. Dříve se používaly čtyři směrové mikrofony umístěné v rozích interiéru, ale měření vykazovalo chyby a to především z důvodu odrazů zvukových vln od skel a dalších ploch. Pro zlepšení relevantnosti měření a zjištění působení hluku přímo na posádku byla změněna metodika měření a přistoupilo se právě k umístění mikrofonů do speciální náhlavní soupravy.



Obr. 23 Půdorys vozu Škoda Citigo s vyznačeným místem pro mikrofon



1.5.4 Vyhodnocení jízdních zkoušek

Výsledkem jízdních zkoušek je mj. subjektivní známkování testovacího řidiče. Každý převod zvlášť v obou režimech provozu (v tahu/na zpět) dostane známku od 1 do 10. Klíč k vyhodnocení je uveden v tabulce na obr. 24.

KLÍČ K VYHODNOCOVÁNÍ ZÁVAD										
Závažnost závady	Odmítnuti				Mezní případ		Přijeti			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Vyhodnocování závady	Bezpečné riziko neprodejné	Nepřijatelné vede s jistotou k zákaznické reklamaci			Rušivé zákaznické reklamace očekávány		Zlepšení potřebné lze očekávat reklamace od kritických zákazníků	Dobré až velmi dobré i od kritických zákazníků lze stěží očekávat reklamaci		Vynikající žádné nedostatky
Pomocná kritéria k vyhodnocování závad										
Výskyt reklamací	stálý	jednoznačně reprodukovatelný			vyskytuje se často		ojedinelý, ne v každém případě reprodukovatelný	vyskytuje se zřídka není reprodukovatelný	nevyskytuje se	
Zjistitelné od:	všech zákazníků	průměrných zákazníků			kritických zákazníků		vyškolených pozorovatelů	žádného zákazníka		

Obr. 24 Tabulka známkování hlučnosti převodovek z jízdních zkoušek [1]

Známky od 7 do 10 (zelená část tabulky) znamenají přijatelný stav z hlediska hlučnosti. Když mají v těchto mezích výsledky všechny převodové režimy, tak jsou takové převodovky bez výhrad posílány na montáž do vozidla a následně k zákazníkovi. Výskyt reklamací je naprosto ojedinelý a prakticky se vůbec nevyskytuje.

Mezní případy hlučnosti v některém z režimů převodovky – známky 5 a 6 se k zákazníkovi pouští pouze s určitou výjimkou. Tento stav „mezního případu“ je možné považovat za regulační mez, proto nesmí trvat moc dlouho a je nutné ho s co nejvyšší prioritou (vy)řešit. Zákazník za těchto okolností ještě nemusí nic poznat, ale kvůli interním kvalitativním předpisům není možné takový výrobek za normálních okolností distribuovat zákazníkovi.

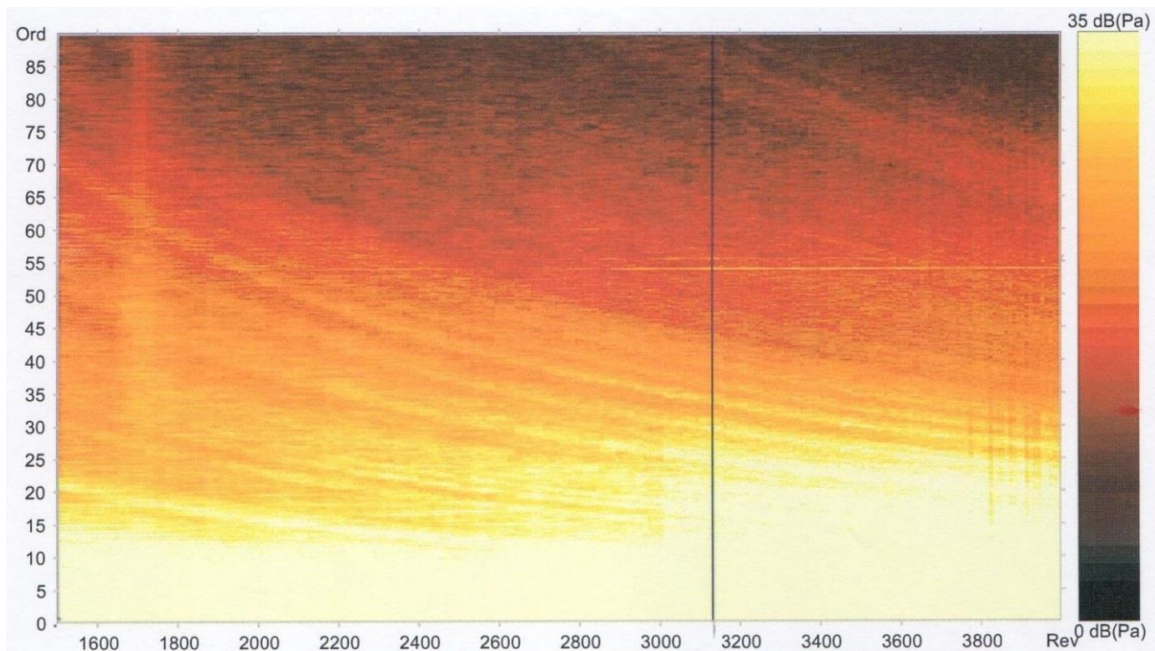
Známky menší než 4 jsou hodnoceny jako odmítnuté a není možné za žádných okolností poslat převodovku s takovým výsledkem zákazníkovi. Kromě akustických dopadů může mít takové ozubení problémy např. s únosností nebo s životností. Produkce vibrací může také negativně ovlivňovat okolní komponenty.

Zpětný chod, jako jediný režim, se hodnotí mírně odlišně než ostatní převody - přísněji. Z důvodu stálého záběru soukolí s přímým ozubením (viz 1.1.6). Protože může (ale nemusí) ovlivňovat projev také ostatní převodů. Bylo ovšem zjištěno a ověřeno, že



pokud je ozubení zpátečky v pořádku, tak jeho projev nemá výrazný vliv na dopředné rychlosti. Pokud ale toto přímé ozubení vykazuje závadu, tak jsou ostatní převody ovlivňovány velmi výrazně.

Objektivním výsledkem měření z jízdních zkoušek je tzv. Cambellův diagram (obr. 25). Na ose X jsou vyneseny otáčky motoru a na ose Y řády. Složky spektra vibrací jsou přesnými násobky frekvence otáčení. Řád, v tomto smyslu, je vybuzená frekvenční složka signálu, jejíž frekvence otáček je určitým fixním násobkem vratných pohybů. V tomto případě počtu zubů hnacího kola u daného převodu. Osa Z je zde kolmo k rovině XY a znázorňuje hladinu akustického tlaku, která je rozdělena dle barevného spektra.



Obr. 25 Cambellův diagram z jízdní zkoušky [1]

Příklad: počet zubů hnacího kola 5. RS u převodovky MQ 100 je $z^5 = 54$. Dle obr. 25 je tato rychlost zaznamenána jako hlučná – můžeme vidět v určitém rozsahu otáček na úrovni 54. řádu (Ord) tenkou světlejší linku, která znázorňuje tzv. peak.

Pro přesnější prezentaci lze provést vertikálně nebo horizontálně řez diagramem. Jak naznačuje svislá čára na úrovni otáček cca 3150 min^{-1} , tak může být proveden řez.

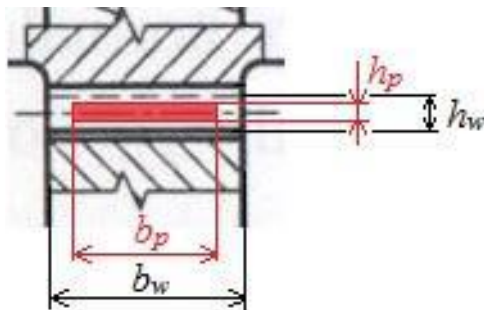


1.5.5 Zkoušky stopování

Zkoušky stop, otisků nebo označované také jako „zkoušky na barvu“ spočívají ve vyšetřování oblasti dotyku zubů ozubeného soukolí při konkrétním zatížení. Praktickou zkouškou se simulují vzájemné otisky, kterých je při daných korekcích ozubení dosaženo. Jedná se o nejjednodušší způsob, jak prakticky zhodnotit správný záběr ozubených kol.

Testované soukolí musí být odmaštěné a je nejdříve namontováno do speciální skříně, která má vyříznuté díry. Skrz ně je na testované soukolí nanesen speciální nátěr a po záběhu se laparoskopickou kamerou zaznamenávají výsledky zkoušky. Kompletní převodovka je připevněna k příslušnému bloku motoru a celá sestava se umístí přes silentbloky do testovací stolice. Všechno je přizpůsobeno tomu, aby se situace co nejvíce přiblížila reálné zástavbě ve vozidle. Pohon elektromotorem je zajištěn pouze od motoru (v obou smyslech otáček – pro simulaci brzdění motorem). Poloosy jsou brzděny skutečnými kotoučovými brzdami, které simulují jízdní odpory a zatížení. Brzdná síla se zadává jako zatížení v Newton-metrech. Maximální hodnota je 180Nm. Měření se však provádí, v závislosti na únosnosti převodovky, obecně do 120Nm. Při vyšších hodnotách se stopa již výrazně nemění (z důvodu pružných deformací ozubení - nastává plné nesení). Otáčky jsou omezeny maximálně na 30 min⁻¹.

Tento postup se užívá pro analýzu problematického soukolí. Na základě výsledků této zkoušky je možné stanovit oblast zájmu pro nové korekce ozubení, které mohou pomoci ke snížení hlučnosti, zlepšení záběrových podmínek nebo živostnosti na daném soukolí.



$$X = \frac{b_p \cdot h_p}{b_w \cdot h_w} [-] \quad /1/$$

Obr. 26 Oblast dotyku zubů [12]

Oblast dotyku (obr. 26) se udává v poměru „X“ dotykové plochy ku teoretickému vzájemnému překrytí ozubení. Provozní šířka b_p a výška h_p by měly s dostatečnou rezervou ležet mimo hrany ozubení.



Základní typy nesení:

a) Plné nesení



Obr. 27 Plné nesení [1]

Plné nesení je charakteristické pro vysoké zatížení – díky pružným deformacím a správně nastaveným korekcím, se vyskytne tento jev. V provozu se prakticky akusticky neprojevuje.

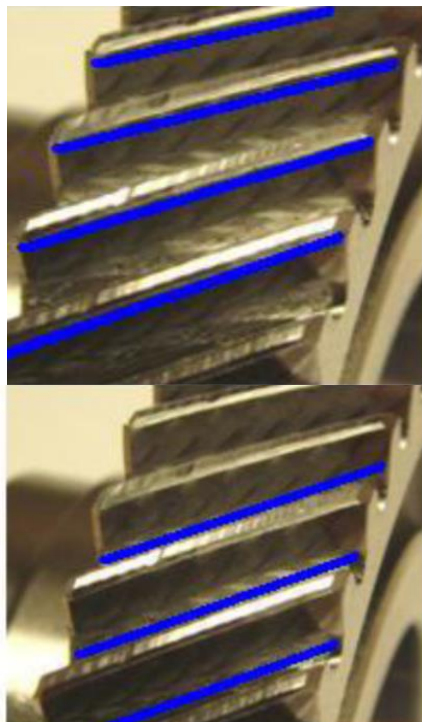
b) Zrcátkové nesení



Obr. 28 Zrcátkové nesení [1]

Zrcátkové nesení má menší nosnou plochu než plné nesení. Vzniká většinou při malém zatížení (menší pružné deformace) v běžném provozu, z důvodu soudkovitosti ozubení (C_α a C_β). Pod vysokým zatížením přechází plynule do plného nesení.

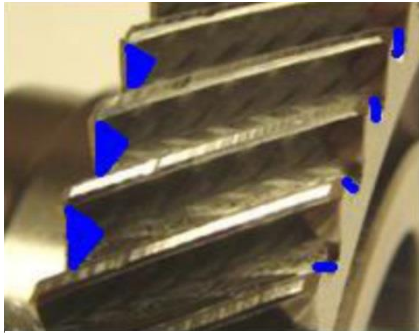
c) Nesení v hlavě / v patě



Obr. 29 Nesení v hlavě (nahore) a v patě [1]

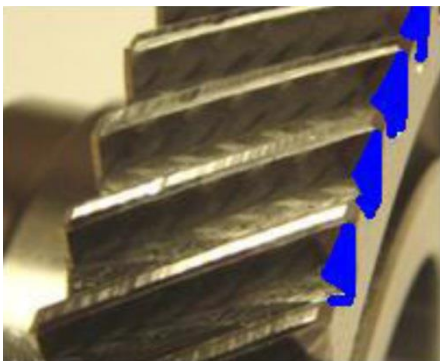
Tento typ nesení je dán nesprávným profilem nástroje. Řeší se modifikací profilu. Nesení v hlavě/patě je nebezpečné kvůli tvorbě pittingu (velký tlak na malé ploše – Hertzův tlak) a z hlediska hluchnosti to je jeden z nejhorších případů.



d) Rohové nesení

Obr. 30 Rohové nesení [1]

Nosná plocha se v tomto případě nachází v rozích ozubení. To vede k neklidnému chodu vlivem malého nosného podílu, opět hrozí tvorba pittingu. Příčinou je nevhodný úhel sklonu β nebo z technologického hlediska špatná úchylka sklonu šroubovice fH_β .

e) Kónické nesení

Obr. 31 Kónické nesení [1]

Kónické nesení vzniká především z důvodu nesouososti ozubení s dírou ozubeného kola. Což vzniká např. při nesprávně upnutému obrobku ve stroji nebo vlivem značné deformace ozubeného kola.

f) Přebíhající stopa

Obr. 32 Přebíhající stopa [1]

Přebíhající stopy se mohou vyskytnout po šroubovici (obr. 32) ale také po evolventě. Dochází k tomu vlivem velkého radiálního házení - parametr Fr . Možné příčiny: nesoustředná díra, tepelné deformace, špatné upnutí obrobku ve stroji. Projevuje se kolísavým charakterem vibrací.

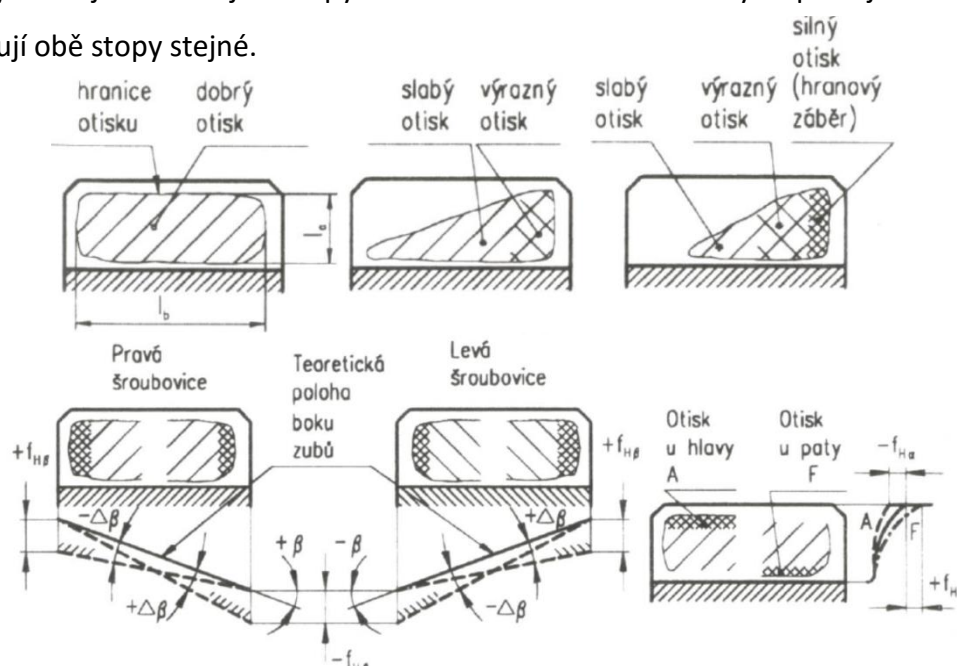


1.5.6 Vyhodnocování stopovacích zkoušek

Vyhodnocování stop je obecně hodně specifická záležitost, kde záleží především na zkušenostech hodnotitele. Výstupem nejsou žádné fyzicky měřené veličiny (kromě poměru oblasti dotyku). Výsledkem je hlavně vizuální pohled na barevně odlišené stopy po odvalování zubů.

Problém nastává hlavně v případě, kdy je potřeba zjistit, jak se záběr chová při daném zatížení. Při této zkoušce dochází k přechodu z nízkého zatížení do vysokého a na bocích zubů jsou pak vidět stopy po obou těchto režimech. Není možné jednoduchou cestou vyvodit okamžitě např. 50Nm, bez toho aniž by předtím nedošlo k nižšímu zatížení a tedy i příslušného otisku. Řešení v současné době spočívá v tom, že se měření provede znovu při nízkém zatížení samostatně a obě stopy se od sebe zjednodušeně řečeno „odečtou“ – tím vznikne stopa po vysokém zatížení. Nicméně toto řešení není úplně dokonalé a čitelnost výsledků je omezená.

Je nutné také zmínit, že i když je zkušební stolice, co nejvíce přiblížena reálné zástavbě ve vozidle, tak stále jsou do měření zaneseny určité chyby. A to především ruční montáži soukolí do upravené skříně. Také samotná upravená skříně může mít určitý vliv. Vyřezané otvory jsou co možná nejmenší tak, aby neměly vliv na pevnost skříně. Nutné je dokonalé odmaštění ozubení, aby barva na ozubení držela. Z důvodu nepřístupnosti místa záběru stálého převodu není možné sledovat stopy na pastorku. Analyzovat je možné jen stopy na hnaném kole rozvodovky – pro zjednodušení se uvažují obě stopy stejné.



Obr. 33 Principy hodnocení otisků ze stopovací zkoušky [9]

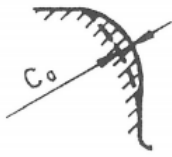
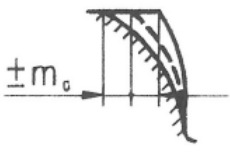
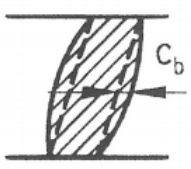

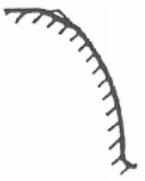
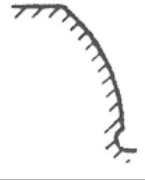


1.6 MODIFIKACE MIKROGEOMETRIE OZUBENÍ

Modifikace jsou záměrně vytvořené odchylky od teoretického tvaru boku zubu, s cílem kompenzovat nepříznivé provozní odchylky záběru ozubeného soukolí při zatížení. Tyto změny dělíme na změnu tvaru evolventy (výškové modifikace) anebo změnu tvaru šroubovice – boční křivky zubu (podélné modifikace).

Modifikací kompenzujeme především tyto nepříznivé vlivy:

- pružné deformace zubů a ostatních součástí (hřídelů, ložisek, skříně)
- nepřesnosti výroby a montáže
- teplotní dilatace při provozu (axiální vůle)
- tepelné deformace (vlivem TZ)

Typ úpravy boku zubu			Schéma tvaru modifikace --- modifikace — teoretický tvar	Popis účinků modifikace
modifikace	výšková modifikace	tvar evolventy		Eliminuje nepřesnosti rozteče, profilu a deformace zubu při velkých změnách zatížení.
		změna úhlu záběru		Eliminuje deformace zubů, teplotní změny a větší deformace hřídelů.
	podélná modifikace	změna tvaru boční křivky		Eliminuje výrobní úchylky sklonu zubů, deformace hřídelů u kol při velkých změnách zatížení.
		změna úhlu šroubovice		Eliminuje deformace hřídelů kol při pohonu a brzdění nebo při reverzaci pohonu.
Sražení hrany na hlavě zubu				Zabraňuje poškození hran před kalením, vzniku přídavných pnutí a odstraňuje otřepy.
Protuberanční podřezání				Ušlechtlí finálních operací (broušení, ševingování) a snížení vrubových účinků.

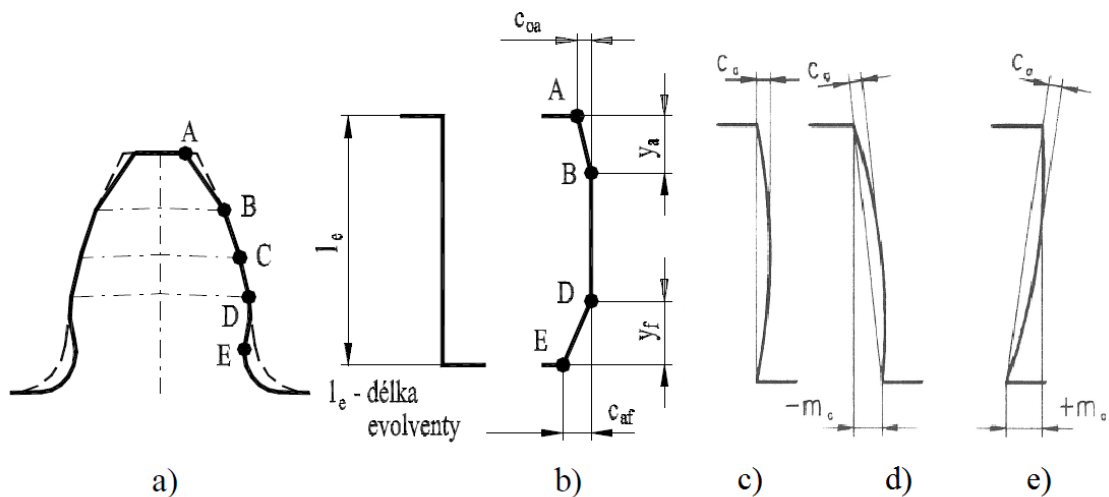
Tab. 1 Základní přehled možných modifikací [9]



1.6.1 Výškové modifikace

Výšková modifikace nebo také modifikace evolventy se provádí především za účelem zvýšení tuhosti zubu a změně tuhosti během záběru. Modifikací evolventy se kompenzují nepříznivé důsledky deformací zubů, nepřesnosti roztečí a profilu, které jsou příčinou vstupních a výstupních rázů při záběru.

Výškovou modifikací se upravuje tvar evolventy, viz obr. 34a – plná čára představuje modifikovaný tvar a čárkovaná ideální tvar. Modifikace se dělí na oblast hlavy (úsek mezi A a B) a oblast paty (mezi body D a E). Úprava může být provedena na celém profilu – potom se body B a D ztotožní v blízkosti valivého bodu C.



Obr. 34 Výšková modifikace zubu [10,11]

Na obr. 34b je tzv. evolventní diagram, na kterém se nejlépe vyjadřují typy výškové modifikace evolventy, kde l_e je délka evolventy. Obr. 34c ukazuje příklad plynulé výškové modifikace, která se dá ještě kombinovat se sklonem profilu – $f_{H\alpha} \approx m_\alpha$ (obr 34d – slabá neboli „položená“ evolventa, 34e – silná evolventa resp. „postavená“). Tato modifikace sklonu evolventy se používá mj. pro kompenzaci tepelných deformací.

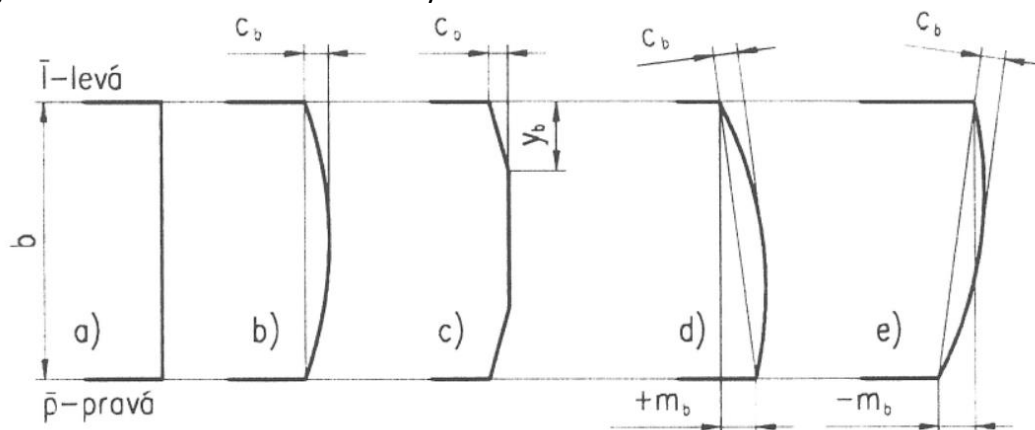
Velikost modifikace C_α (výšková modifikace profilu) se předepisuje především kvůli kompenzaci nepříznivých důsledků pružné deformace zubů pod zatížením. Tyto deformace mohou být příčinou rázů vyplývajících z dynamického zatížení od vstupních a výstupních rázů při záběru. Soudkovitost C_α se vytváří při dokončovací operaci ozubení a to vhodně modifikovaným tvarem obráběcího nástroje nebo vhodným seřízením pohybů obráběcího stroje u nemodifikovaného nástroje. [9]



1.6.2 Podélné modifikace

Podélná modifikace se týká boční křivky zubu (šroubovice v případě šikmého ozubení). Touto úpravou se eliminují deformace způsobené zatížením (deformací) hřídelů, ložisek a popř. celé skříně.

Na níže uvedeném obrázku jsou naznačeny různé tvary bočních křivek s podélnou modifikací. Obr. 35 je obdobou předešlému obrázku výškových modifikací. Kromě samotné modifikace tvaru boční křivky se také používá změna úhlu šroubovice (obr. 35d a 35e). Tato úhlová modifikace označená jako m_b je ekvivalentem pro úchylku sklonu zubů $f_{H\beta}$. Tato úprava má význam především pro převody, kde dochází k větším pružným deformacím. U ozubených kol dokončovaných před TZ je velmi důležité sledovat tepelné deformace tohoto parametru, protože zde dochází k největším změnám vlivem kalírenských deformací.



Obr. 35 Podélná modifikace zubu [9]

Velikost modifikace C_b ($\approx C_\beta$) neboli soudkovitost sklonu zubu je obecně závislá na přesnosti výroby a šířce ozubení. Na základě těchto parametrů lze doporučit určité hodnoty pro konkrétní případ. [9]

pozn.: Modifikace mikro-geometrie ozubení se upravují především na základě zkušeností popř. experimentů. Neexistuje obecně platný předpis, který by dokázal říct, jak mají veškeré modifikace ozubení vypadat, aby soukolí fungovalo bezchybně a nehlučně. Kromě předem daných parametrů jako jsou konstrukce převodovky, její tuhost, předpokládané zatížení, vliv hnacího agregátu (torzní kmity) apod. je nutné ve výrobě sledovat mnoho proměnných veličin. Mezi které patří např. materiálová tavba, která musí splňovat přísné limity nejen na chemické složení, ale také na strukturu. Dále také aktuální používaná dokončovací technologie, deformace vlivem tepelného zpracování, přesnost montáže převodovky a další.



2. HLUČNOST PŘEVODOVKY MQ 100

Dle předchozích kapitol můžeme konstatovat, že převodovka MQ 100 se kvůli své koncepci potýká s různou problematikou konstrukčního a technologického charakteru. Cílem této práce je najít konkrétní konstrukční oblast zájmu s dostatečnou prioritou a aktuálností problému s hlučností.

Nejjednodušší v tomto případě by byla statistická analýza naměřených dat z hlukových stavů, kde se měří převodovky se stoprocentní četností, z toho by vyplynulo nejvíce výsledků. Nicméně tato měření se provádí pouze omezenou dobu s částečným zatížením (max. 40 Nm – viz kapitola 1.5.2), bez zástavby ve vozidle, bez okolních vlivů a bez možnosti teplotního prohřátí celé převodovky (není zcela možné ověřit vliv teplotní roztažnosti hlavně z důvodu problematiky axiálních vůlí).

V této práci se proto spíše zaměříme na relevantnější výsledky jízdních zkoušek, které lépe odrážejí reálný provoz vozidla a dopad hluku převodovky na posádku automobilu, což je z pohledu zákazníka důležitější aspekt. Důležité také je, že během jízdní zkoušky je možné zatížit převodovku plným krouticím momentem od spalovacího motoru, na rozdíl od hlukového stavu, kde je tato možnost omezena použitými elektromotory (sériová zkouška se provádí max. při 40Nm).

Převodovky, které projdou testem EOL, je proto potřeba stále rektifikovat proti jízdní zkoušce - pro tuto zkoušku je tedy stále měřítkem praktické použití ve vozidle. Vzdáleně podobný přístup bychom našli např. při zkouškách aerodynamiky monopostů Formule 1, kde týmy nejdříve prověří navrženou konstrukci v aerodynamickém tunelu při konkrétně stanovených „laboratorních podmínkách“ a proto je stále nutné porovnávat jeho výsledky s reálnými dopady přímo na závodní dráze (např. analýzou dat ze snímačů nebo pomocí flow-wisu). Popř. se dále pracuje na funkčnosti větrného tunelu tak, aby jeho výsledky byly co nejrelevantnější a co nejvíce se přibližovaly reálným poznatkům. I z tohoto důvodu budou v této práci porovnávány především výsledky jízdních zkoušek, které tvoří základ a důvod řešení této problematiky.

pozn.: Jízdní zkoušky jsou jako tzv. přímé zkoušky nesrovnatelně nákladnější než sériové testování na hlukovém stavu – je potřeba proškoleného pracovníka, automechanika, který zamontuje danou převodovku do vozidla a mj. samotný automobil a také pohonné hmoty.



2.2 ANALÝZA VÝSLEDKŮ JÍZDNÍCH ZKOUŠEK

Z důvodu toho, že informace o výrobní kvalitě jsou ve Škoda Auto považovány jako interní, tak není možné v této práci uvádět přímé výsledky známkování. Proto bude zavedeno zavádějící, **alternativní hodnocení výsledků** pomocí tzv. „semaforu“.

Semafor reprezentuje výsledky jízdních zkoušek z hlediska četnosti závadných převodovek na daný převodový režim a z hlediska jejich vlastní absolutní hlučnosti. Zelenou barvu mají tiché bezproblémové režimy, které vykazují dlouhodobě velmi dobré výsledky. Žluté jsou ty, které mají výsledky horší, hlučnost mají zvýšenou nebo četnost výskytu závad je větší. Červené jsou pak nejhlučnější nebo nejčastěji špatně hodnocené převodové režimy. Současný stav hlučnosti převodovky MQ 100 vyjadřuje následující tabulka č. 2:

	1°	2°	3°	4°	5°	Zp.	SP
TAH							
ZPĚT							

Tab. 2 Tabulka alternativního známkování z jízdních zkoušek převodovky MQ 100

pozn.: SP - stálý převod

Zp. – zpětný chod

2.2.1 Výběr oblasti zájmu

Z tabulky je patrné, že nejproblematičtější je 5. rychlostní stupeň v tahu. Méně často jsou problémy s režimem 2. rychlosti v tahu, zpátečka v obou režimech provozu, a 1. rychlost na zpětné straně (při brzdění motorem). Ostatní režimy jsou z hlediska hlučnosti interně hodnoceny jako přijatelné.

Jak ale bylo řečeno v kapitole 1.5.4, tak zpátečka je oproti ostatním převodům hodnocena odlišně a již byla řešena v rámci jiného projektu, proto je mimo oblast našeho zájmu. „Pětka“ je v rámci moto-hodin nejpoužívanější převod, proto se mu s nejvyšší prioritou věnuje speciální „Tým Hluk“ ve Škoda Auto. Jeho členové jsou odborníci z oddělení technické kontroly, výroby, kvality a technického vývoje převodovky. Stejně tak „dvojka“ je také řešena zmíněným týmem. Proto bylo dosaženo závěru, že oblastí zájmu této práce bude **první rychlostní stupeň na zpětné straně**, kde



jsou problémy poměrně dlouhodobého charakteru. Vzhledem k jeho frekvenci používání se tímto režimem zmíněný tým ve firmě zabývá s prioritou č. 2. Proto je vhodný pro tuto studijní a experimentální práci.

Převodovka MQ100 je určena do segmentu malých městských vozů. Oproti vozům z vyšších tříd bude tedy s velkou pravděpodobností trávit více času v pomalu popojíždějících kolonách s velkou mírou zastavování a rozjíždění. Z toho vyplývá častější používání 1. RS včetně jeho zpětné strany. Použitelnost tohoto převodového režimu je samozřejmě silně závislá na naučeném jízdním stylu. Kromě toho je potřeba také vzít v potaz skutečnost dnešního provozu – automobilů se pohybuje po silnicích čím dál více a pravděpodobnost kolony, obzvláště v městském provozu, je velká. Na „jedničku“ se jezdí pomalu – odpadává aerodynamický hluk a hluk od valení kol po vozovce. Proto posádka vozu více vnímá zvukové projevy hnacího agregátu včetně převodovky. Zkušený a kritický zákazník je schopný rozeznat vibrační projev převodovky i přes zapnuté rádio.

Kromě toho jsou ve Škoda Auto kvalitativní výsledky posuzovány velmi přísně a kriticky. Výrobky musí být dodány zákazníkovi ve 100% kvalitě. Pokud existuje jakýkoliv technický nebo kvalitativní problém s výrobkem, je nutné ho (vy)řešit bez zbytečného odkladu.



3. PRVNÍ RYCHLOSTNÍ STUPEŇ

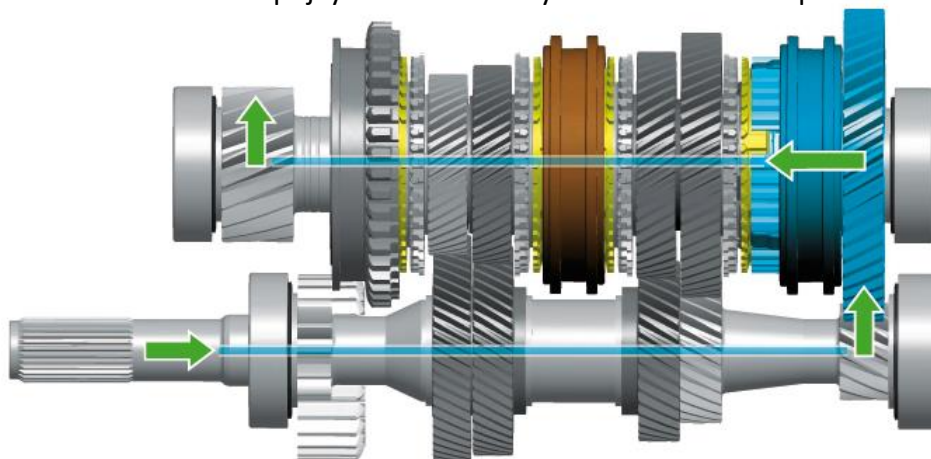
První rychlostní stupeň se skládá z hnacího ozubení, které je součástí hnacího hřídele převodovky (obr. 37b) a ze samostatného řazeného ozubeného kola (1° Schaltrad – obr. 37a), které je umístěno na jehlovém ložisku na hnaném hřídeli.

Soukolí prvního stupně je umístěno nejdále od spojky přímo vedle ložiska - viz obr. 36. Řazení je zajišťováno oboustrannou nesymetrickou zubovou spojkou, která je společná s druhým rychlostním stupněm (1. RS je vybaven jednoduchou synchronizací a 2. RS má dvojnásobnou). Převodové poměry jednotlivých rychlostních stupňů, včetně stálého převodu, jsou vyznačeny v následující tabulce č. 3:

Pětistupňová mechanická převodovka OCF - charakteristika převodů ($Z_2 : Z_1$)*		
převod:	motorizace:	
	1,0 l/44 kW	1,0 l/55 kW
rozvodovka	74 : 19 = 3,894	75 : 18 = 4,166
1. rychlostní stupeň	51 : 14 = 3,643	
2. rychlostní stupeň	43 : 22 = 1,955	
3. rychlostní stupeň	47 : 37 = 1,270	
4. rychlostní stupeň	47 : 49 = 0,959	
5. rychlostní stupeň	43 : 54 = 0,796	
zpátečka	41 : 28 x 28 : 12 = 3,416	
Odstupňování převodových stupňů	4,57	
Nejvyšší rychlost	při zařazeném 4. rychlostním stupni	

Tab. 3 Charakteristika převodů převodovky MQ 100 (OCF) [2]

V případě zařazeného prvního rychlostního stupně je síla od motoru přenášena přes spojku na hnací hřídel. Přes ozubení na hnacím hřídeli se dále přenáší na hnané kolo (1° Schaltrad) a přes zubovou spojku na hnaný hřídel (pastorek). Dále pak přes rozvodovku je moment přenášen na diferenciál. U všech „dopředných“ rychlostí je moment z příslušných řazených ozubených kol na hnaném hřídeli přenášen prostřednictvím zubové spojky se zámkovou synchronizací- viz kap. 1.1.7.



Obr. 36 Momentový tok prvního rychlostního stupně [2]

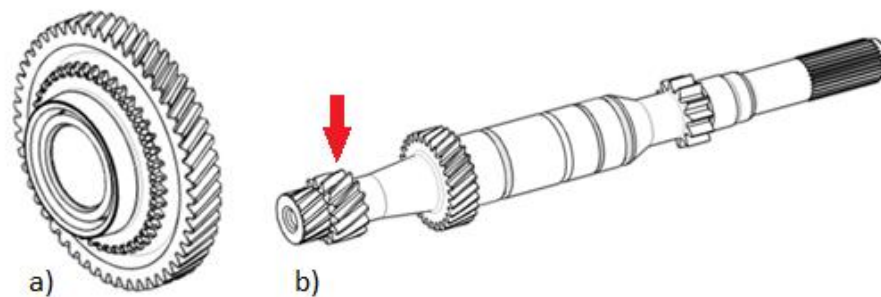


3.1 VÝROBA OZUBENÍ PRVNÍHO STUPNĚ

Postup výroby respektuje informace uvedené v kapitole 1.3.1 o výrobním postupu ozubení. Základem pro výrobu valivého ozubení je operace odvalovací frézování. Na obou dílech soukolí prvního stupně jsou valivá ozubení dokončována po TZ technologií **brusného honování** na stroji od firmy **Präwema**.

Řadicí synchronní kroužek je frézováním vyroben jako samostatný díl, který je navařen na hnané kolo před tepelným zpracováním pomocí laserové technologie svařování. Díl projde TZ poté vcelku.

Obě součásti prochází tepelným zpracováním v zařízení **ALD** – viz kapitola 1.3.2.



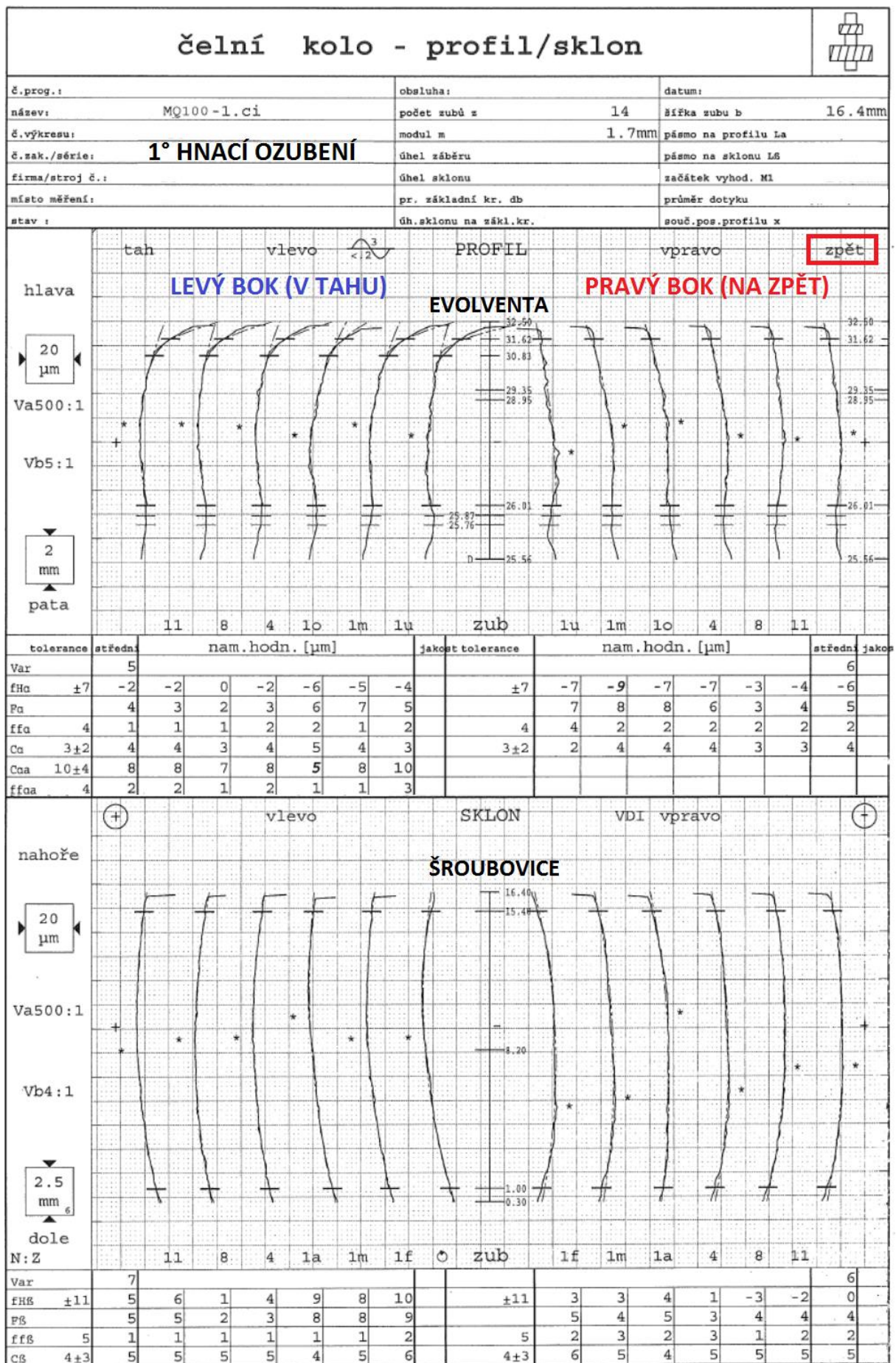
Obr. 37 Součásti tvořící první rychlostní stupeň [1]
a) Schaltrad (hnané ozubené kolo)
b) Festrad (hnací hřídel)

3.2 SOUČASNÝ STAV HLUČNOSTI PRVNÍHO STUPNĚ

Jak bylo uvedeno v kapitole 2.2, tak první převodový stupeň je negativně hodnocen pouze v režimu „**na zpět**“ (při brzdění motorem), naopak při tahu vykazuje velmi dobré výsledky. Tudíž se budeme zabývat pouze zpětnou stranou zubu. Vzhledem k poloze měření na stroje KlingelInberg (NC stroj pro měření parametrů ozubení) se konkrétně jedná o **pravý bok zubu na hřídeli** a **levý bok na hnaném kole**.

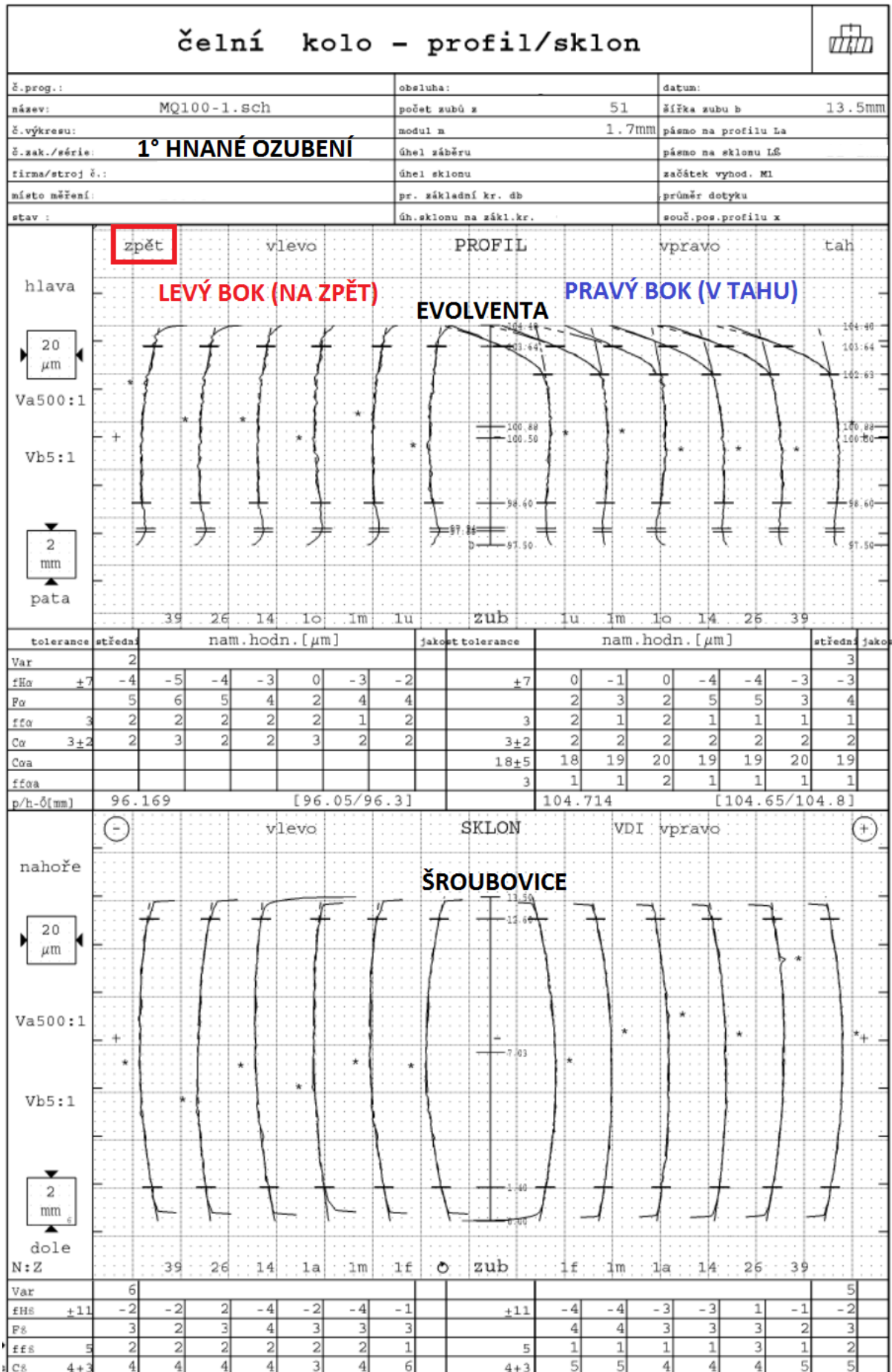
Na následujících stránkách (obr. 38 a 39) jsou uvedeny přední strany protokolů současného sériového provedení hnacího a hnaného ozubení, kde je možné vidět sériové provedení modifikací a tolerance jednotlivých úchylek. Vzhledem k tomu, že parametry ozubení jsou interní informace, podléhají utajení a musely být některé údaje vymazány.





Obr. 38 Protokol hnacího ozubení 1° (Festrad) - SÉRIE



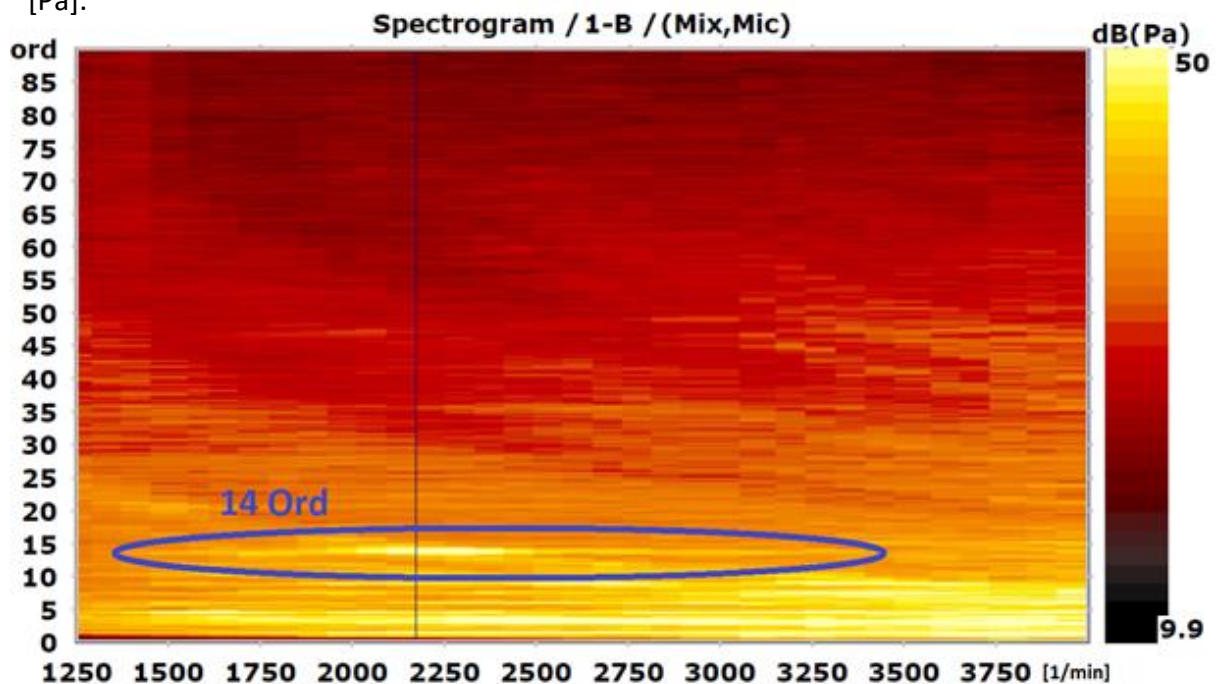


Obr. 39 Protokol hnaného ozubení 1° (Schaltrad) - SÉRIE

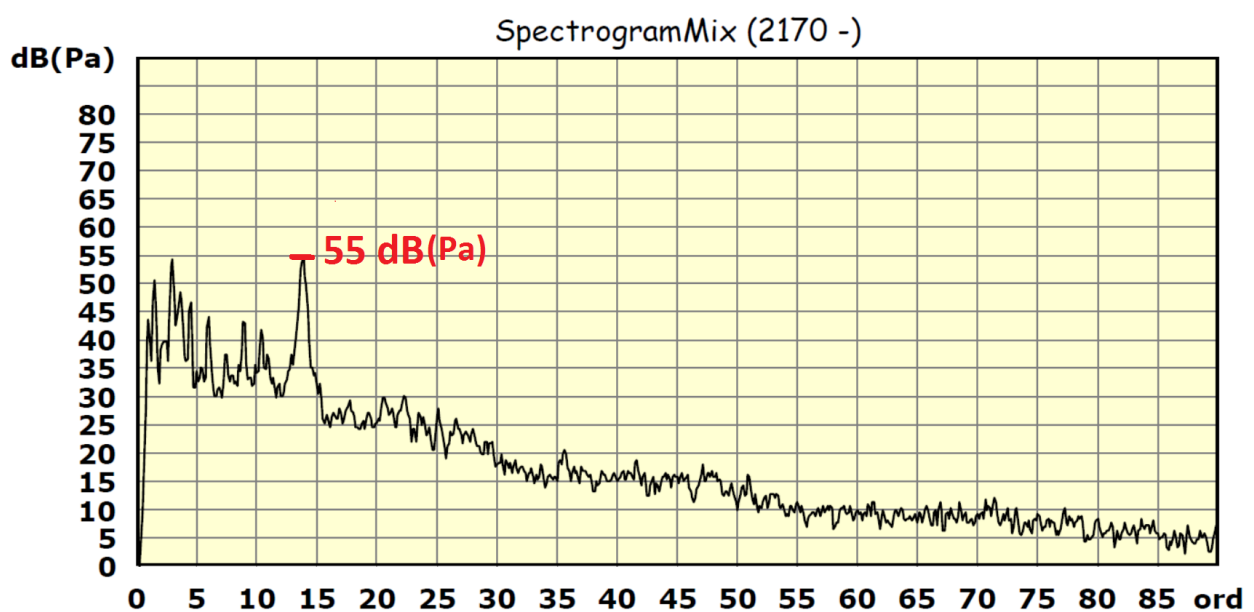


3.2.1 Výsledky jízdních zkoušek na sériovém provedení

Jízdní zkoušky byly provedeny dle informací, které jsou uvedené v kapitole 1.5.3. První akustický spektrogram z mikrofonů (obr. 40) ukazuje „peak“ na 14. řádu (Ord). Což je první harmonická frekvence patřící prvnímu RS, protože hnací ozubení má 14 zubů. Zvýšený hluk se projevuje nejvíce v rozmezí $2500 - 1800 \text{ min}^{-1}$, kde je projev slyšitelný pro posádku vozu v interiéru. Hodnoty v diagramu reprezentují akustický tlak [Pa].



Obr. 40 Spektrogram 1° ZPĚT z MIKROFONU (Mic) - SÉRIE

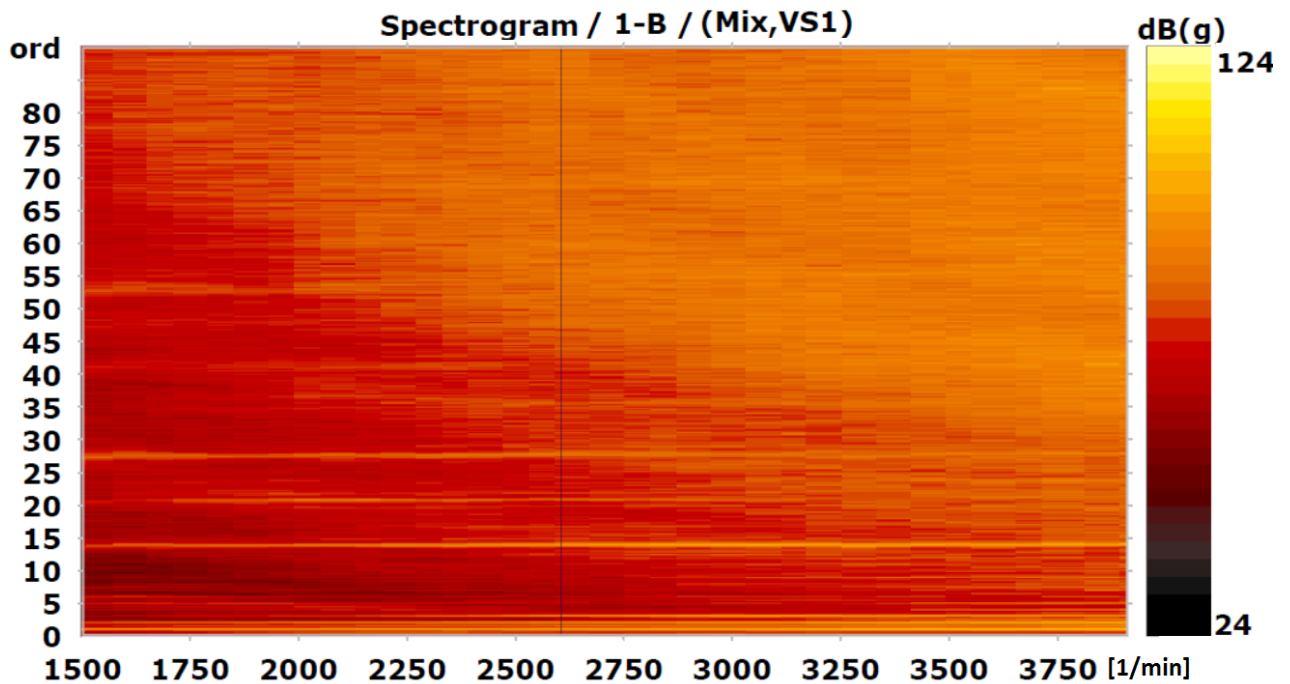


Obr. 41 Řez spektrogramem (obr. 40) přes extrém při otáčkách 2170 min^{-1} .

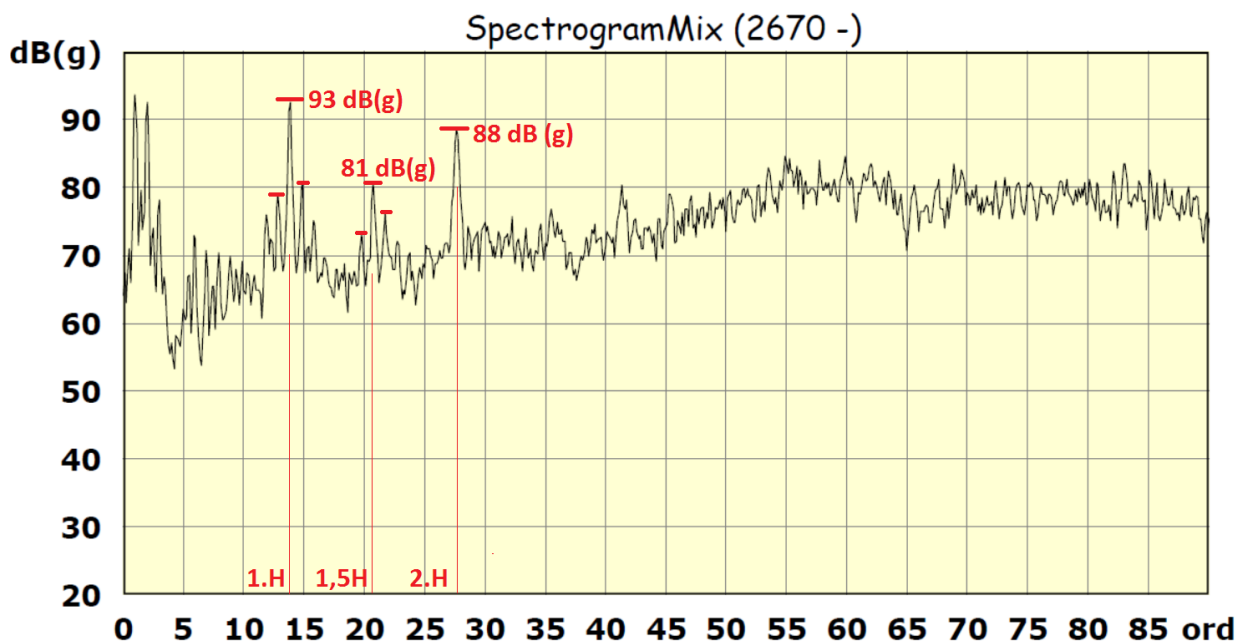


Druhý spektrogram ze snímače zrychlení (obr. 42) ukazuje peak na první (14 ord) a druhé (28 ord) harmonické frekvenci, třetí (42 ord) je také na spektrogramu viditelná. Dále je možné pozorovat interharmonickou frekvenci 21. řádu, která má ale výrazně menší amplitudu než první a druhá.

Konkrétní hodnoty zrychlení [g] v první a druhé harmonické frekvenci jsou zvýrazněny na řezu spektrogramem (obr. 42) při otáčkách 2590 min^{-1} .



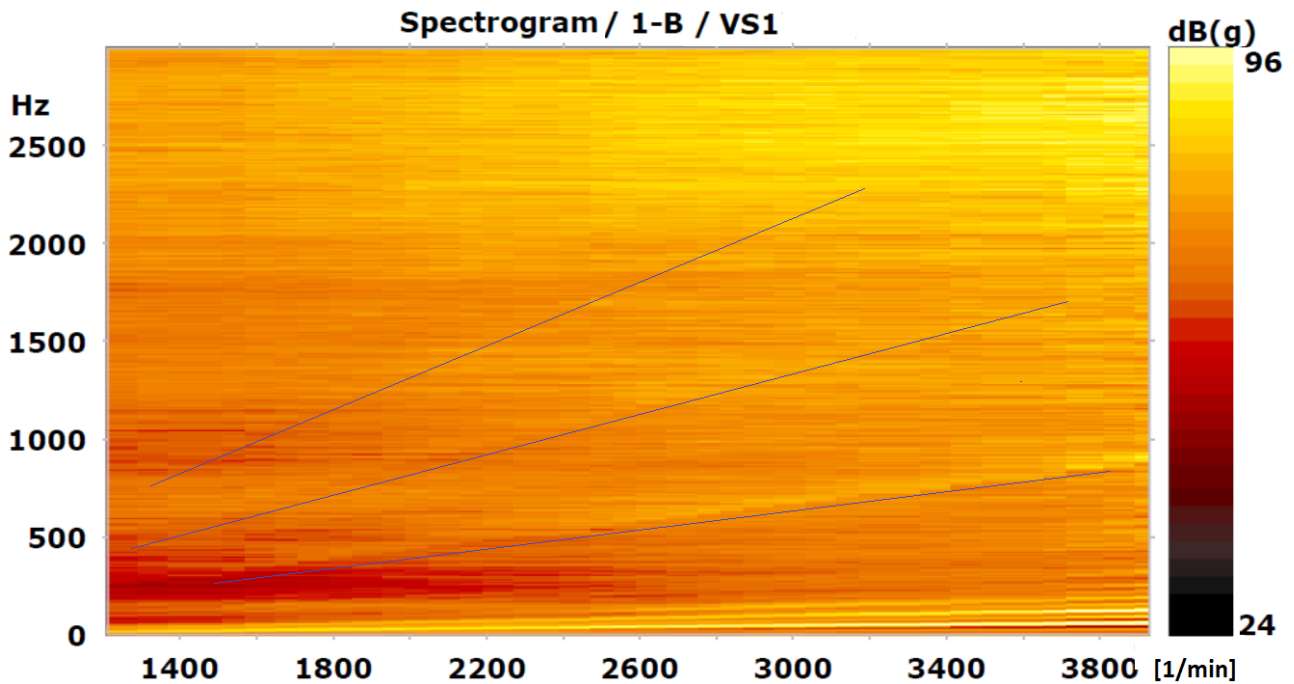
Obr. 42 Spektrogram 1° NA ZPĚT ze SNÍMAČE (VS1) - SÉRIE



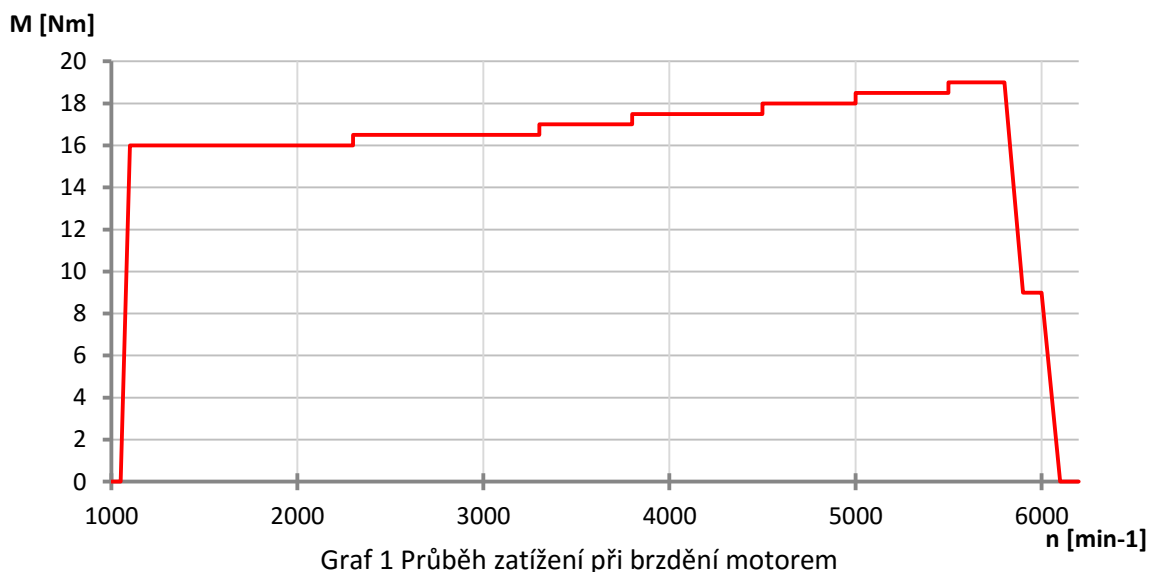
Obr. 43 Řez Spektrogramem (obr. 42) přes extrém při otáčkách 2590 min^{-1} .
pozn.: pozor na rozsah svislé osy „y“



Pro lepší představu o frekvencích, které při odvalování vznikají je níže uvedena frekvenční charakteristika pocházející z akcelometru z jízdní zkoušky (obr. 44). Na spektrogramu je patrná první, druhá a třetí harmonická frekvence od prvního rychlostního stupně. Jsou to světlé, žluté „peaky“, které s rostoucími otáčkami mírně stoupají. Pro lepší přehlednost je vyznačena pouze první harmonická frekvence. Druhá už je méně výrazná a třetí skoro nejde spatřit, nicméně všechny tam jsou patrné.



Výstupem z jízdní zkoušky je také průběh zatížení při brzdění motorem v závilosti na otáčkách motoru. Hodnoty byly snímány na poloose a následně přepočteny na hřídel v převodovce. Graf můžete vidět na následujícím grafu 1:



3.2.2 Zhodnocení výsledků jízdní zkoušky

Z výsledku jízdní zkoušky je možné provést hodnocení, že převodový režim prvního stupně na zpět se poměrně výrazně vibračně i akusticky projevuje.

Při porovnání akustického a vibračního spektrogramu, je patrné, že převodovka produkuje vibrace stále přibližně ve stejné míře, v celém spektru otáček. Naproti tomu akustický projev, pronikající do interiéru vozu, je pro posádku výrazný převážně v určitém rozsahu otáček. Konkrétně je projev v interiéru slyšitelný zhruba při otáčkách **2500 – 1800 min⁻¹**. Záměrně jsou zmíněny otáčky sestupně, protože při brzdění motorem měření probíhá se snižujícími se otáčkami. Ve vyšších otáčkách se samozřejmě výrazně akusticky projevuje samotný motor, ale v Cambellově diagramu z mikrofону (obr. 40) je jasně patrné, že nejvýraznější projev 14. řádu je právě v inkriminovaném rozsahu otáček.

Graf 1 ukazuje průběh zatížení ozubeného soukolí v převodovce MQ100 při režimu brzdění motorem. Měření bylo provedeno na vozidle Škoda Citigo s motorem 1.0 MPI 55kW. Hodnoty v maximu dosahují cca 18Nm. V porovnání s průběhem zatížení v režimu tahu motoru, lze tento průběh zjednodušeně označit za konstantní v celém rozsahu otáček. Nedochozí k velkým výkyvům s měnícími se otáčkami. Nicméně lehce stoupající hodnoty zatížení se zvyšujícími se otáčkami, a zároveň také rychlosti, odpovídá teorii o vlivu rychlosti na pasivní vnější odpory vozidla a vlivu otáček motoru na vnitřní pasivní tření v hnacím ústrojí.

3.2.3 Simulace odvalu v programu MDesign

Pro výpočet byl použit program MDesign, modul LVR. V systému je namodelován zjednodušený model převodovky a rozvodovky MQ100 včetně velmi zjednodušeného diferenciálu. Program bohužel neumí simulovat kuželíková ložiska, proto jsou použita pouze kuličková. Jehlová ložiska, na nichž jsou uložena kola schaltrad, jsou zanedbána a je uvažováno pevné spojení hnaného kola soukolí s hřídelem.



Pro výpočet je možné použít i přímo CAD modely jednotlivých dílů, ovšem tento výpočet by byl značně technicky i časově náročný a moc se nepoužívá – vznikaly by z toho tzv. kontaktní úlohy.

Jako vstupní data posloužily konkrétní hodnoty modifikací naměřených na sériových dílech. Odpovídají naměřeným protokolům ozubení v kapitole 3.2.

Vstupní podmínky simulace:

- koncepce převodovky – např. rozložení převodových stupňů
- geometrie převodovky včetně rozvodovky (osové vzdálenosti, délky aj.)
- zjednodušené modely hřídelů (bez vrubů, zápichů apod.)
- zjednodušené modely ložisek pro uložení hřídelů (použity kuličkové)
- zanedbání jehlové ložiska pro uložení hnaného kola (schaltrad) – uvažováno pevné spojení s hnaným hřídelem
- zanedbání záběru ostatních soukolí
- hlavní geometrické parametry zkoumaného ozubení (modul, počet zubů, úhel záběru, úhel sklonu, šířka zubu, osová vzdálenost, hlavový průměr, patní průměr, MdK atd.)
- geometrické modifikace zkoumaného ozubení (podélné a příčné modifikace, sražení aj.)
- údaje o obráběcím nástroji (fréze) – program zanedbává vliv dokončovací operace
- **zatížení 1 Nm** – simulace nulového zatížení (program neumí počítat s nulou)
- **zatížení 18 Nm** – brzdný momentu motoru včetně pasivních odporů

Výstup simulace:

- dopočítání dalších geometrických parametrů
- teoretická vizualizace odlehlostí zubů při odvalu (teoretické stopy)
- průběh zatížení nebo tlaku po záběrové úsečce (boku zubu)
- další možné vizualizace výsledků ve 3D, v různých řezech apod.

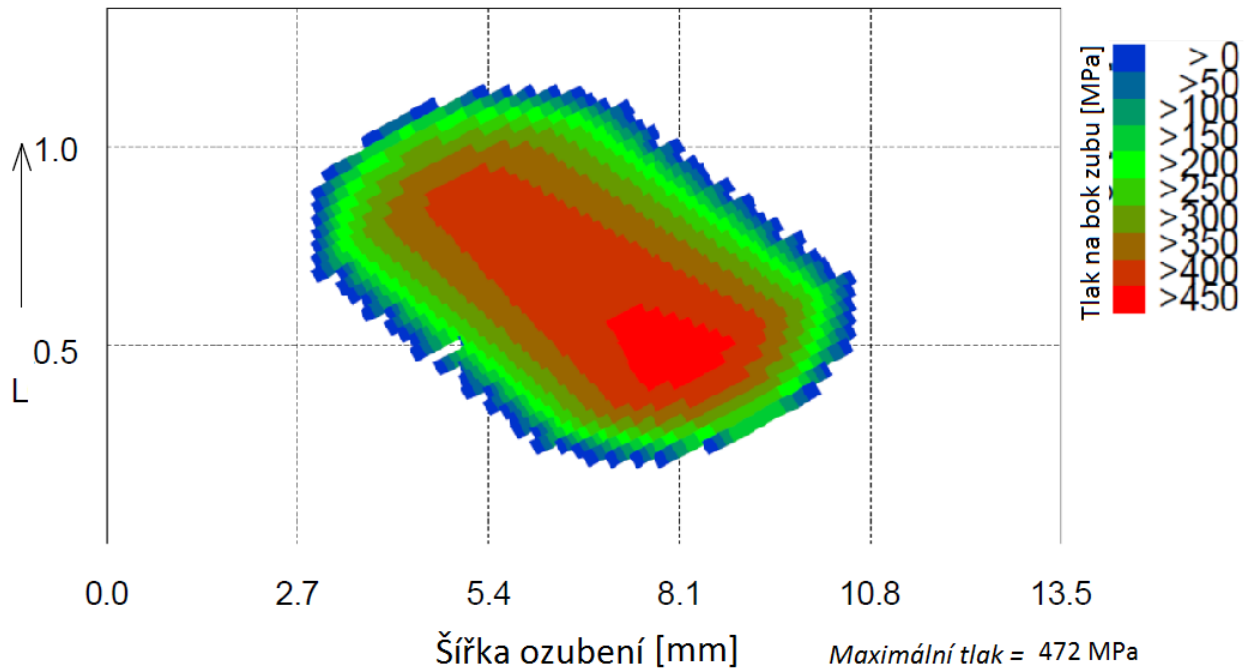


3.2.4 Výsledky simulace sériového provedení

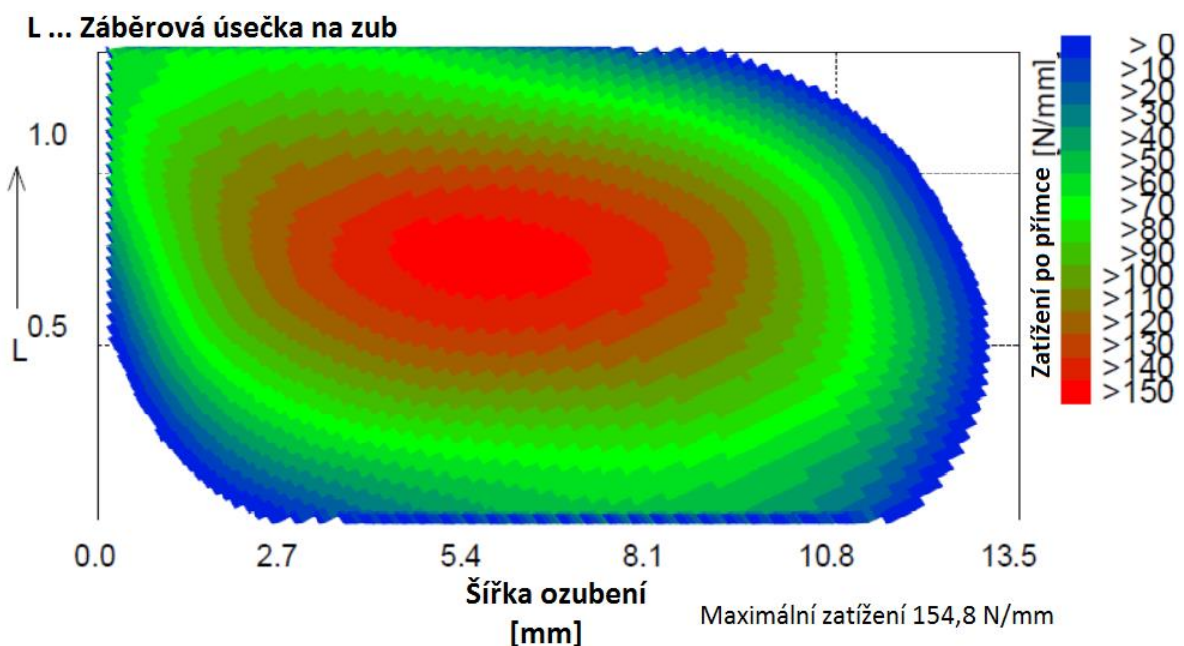
Následující obrázky ukazují výpočty sériového provedení prvního rychlostního stupně na zpětné straně. Dle specifikace na obr. 38 a 39.

Nejdříve je simulace nulového zatížení (1Nm) a poté zatížení 18Nm – nejprve rozložení zatížení po boku zubu a poté teoretické stopy.

(L_C=0.562) eps_L= 1.93

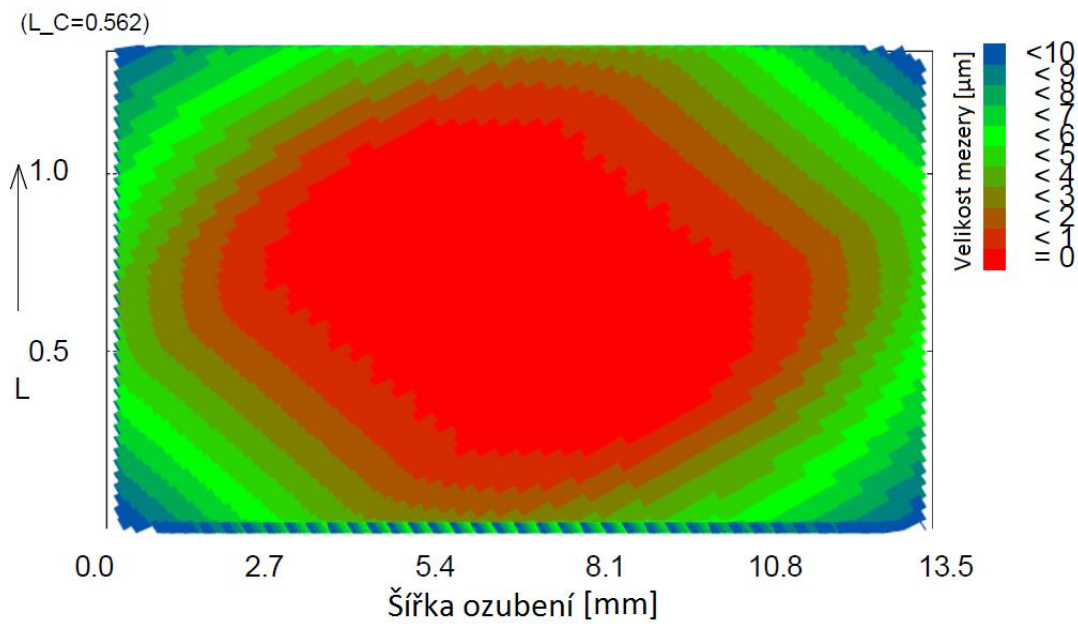


Obr. 45 Průběh zatížení na boku zubu – SÉRIE (zatížení M = 1Nm)

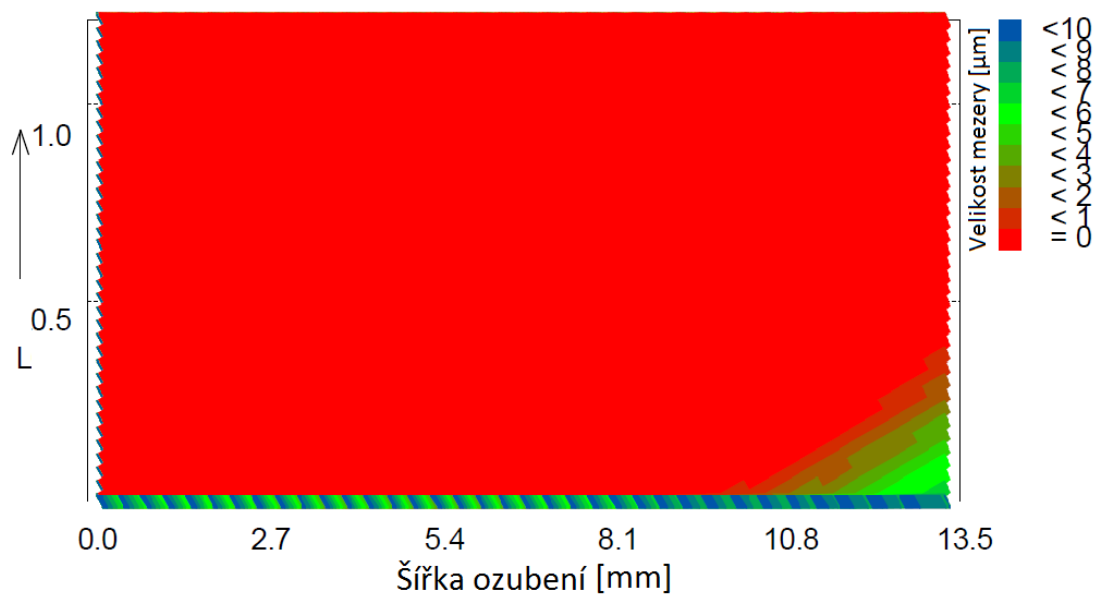


Obr. 46 Průběh zatížení na boku zubu – SÉRIE (zatížení M = 18Nm)





Obr. 47 Teoretický výpočet stopy po odvalování – SÉRIE (zatížení $M = 0\text{Nm}$)
(L_C=0.360)



Obr. 48 Teoretický výpočet stopy po odvalování – SÉRIE (zatížení $M = 18\text{Nm}$)

pozn.: parametr „L“, který reprezentuje záběrovou úsečku je možné vzhledem k principu odvalování přeneseně považovat za evolventu. Tudiž lze zjednodušeně předpokládat, že se jedná o vykreslení boku zubu.

3.2.5 Zhodnocení výsledků simulace

Na průběhu zatížení je opět dobře viditelné hranové nesení. Při vstupu do záběru nezabírá ozubení postupně, ale vstupuje do záběru rázem v patě o druhý zub. Při výstupu ze záběru jsou znatelné také zvýšené hodnoty zatížení.



3.2.6 Výsledky stopování na sériovém provedení



$M_{MOT} = 0 \text{ Nm}$, 1° HNACÍ (Festrad), pravý bok



$M_{MOT} = 20 \text{ Nm}$, 1° HNACÍ (Festrad), pravý bok



$M_{MOT} = 0 \text{ Nm}$, 1° HNANÁ (Schaltrad), levý bok



$M_{MOT} = 20 \text{ Nm}$, 1° HNANÁ (Schaltrad), levý bok

Obr. 49 Stopování 1° ZPĚT - SÉRIE



3.2.7 Zhodnocení výsledků stopování

V reálném provozu nulové zatížení neexistuje, vždy se vyskytují určité pasivní odpory, které zatěžují soukolí. V režimu „na zpět“ se v praxi počítá s brzdícím účinkem motoru v rozmezí cca od 6 do 18Nm. Stopování otisků se proto standardně provádí na 0 a 20Nm. Problematika uváděné hlučnosti se týká stavu 18Nm tedy výsledků stop z 20Nm. Zde, dle mého názoru, není odvalová stopa optimální. I při tomto relativně malém zatížení je zde viditelné hranové sezení v podélném i příčném směru. Navíc již při nulovém zatížení se vyskytuje téměř plné nesení. Poměr „X“ (viz kapitola 1.5.5) obsahu provozní plochy k celkové ploše je zde příliš velký.

3.3 NÁVRH NOVÝCH MODIFIKACÍ

Z protokolů v kapitole 3.2 je patrné, že oba boky zubů na prvním rychlostním stupni používají odlišný přístup k modifikacím. Tažná strana totiž, oproti zpětné, používá tzv. Kopfrücknahme (obr. 50B), tedy hlavové sražení. Tento podobný konstrukční přístup k modifikacím najdeme i na stálém převodu této převodovky.

Sražení přispívá k tomu, že záběr zubů začíná pozvolněji a nedochází k velkým mechanickým rázům při vstupu zubů do záběru kvůli nárazu ostré hrany. Navíc hlavové sražení eliminuje mechanické poškození činné části evolventy např. nešetrnou manipulací při montáži nebo také odstraňuje nežádoucí otřepy po obrábění. Nicméně použití hlavového sražení výrazně zkracuje činnou část evolventy, a proto se významně snižuje součinitel trvání záběru ϵ_α . Při vysokém zatížení by Kopfrücknahme vlivem pružné deformace zubu již trvání záběru ovlivňovat neměl. To potvrzuje tažná strana zubu tohoto převodu, která je vystavena mnohem většímu momentu než zpětná a její akustické výsledky jsou velmi dobré. Proto se také hlavové sražení používá především u nižších převodových stupňů, které jsou zatíženy nejvyšším momentem, např. 5. RS tuto modifikaci vůbec nepoužívá.

Při náběhu výroby převodovky MQ100 se na prvním stupni skutečně používalo hlavové sražení na obou bocích zubů (na zpětné straně se používala zhruba poloviční velikost). Od tohoto řešení se ale upustilo kvůli tehdejšími špatným vlivům právě na hlučnost. Díky jeho odstranění na zpětné straně u obou dílů soukolí došlo ke snížení hlučnosti a ke zlepšení známkování z jízdních zkoušek na současný stav.

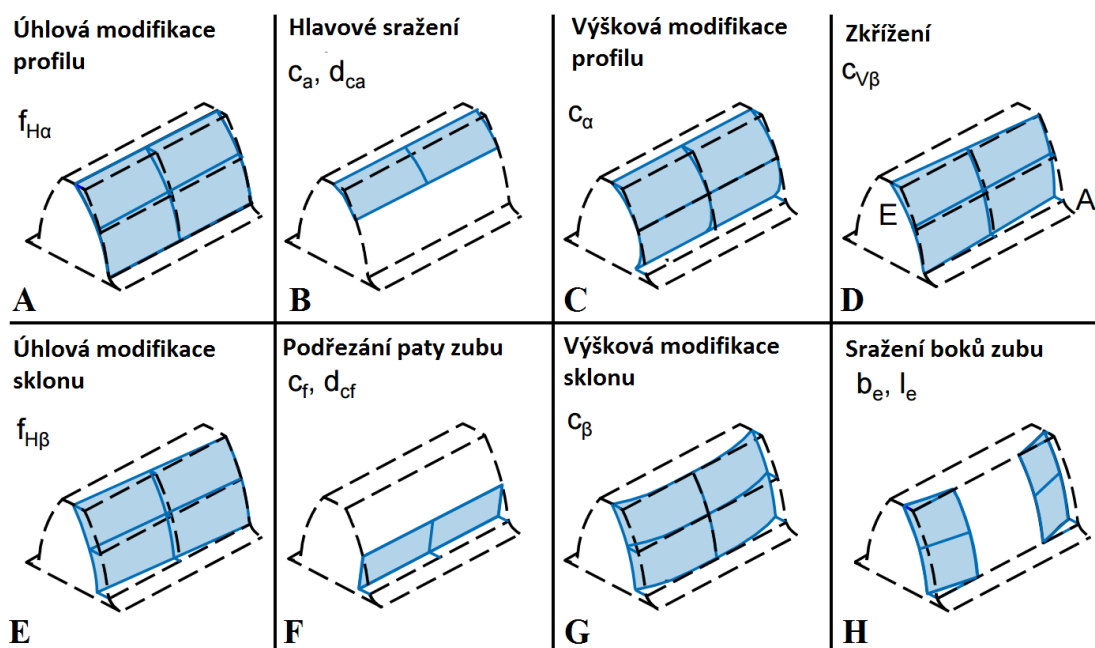


Na nynějším sériovém provedení je dosahováno, dle výpočtového SW, součinitele trvání záběru $\varepsilon_v = 1,94$. Stopy po odvalu by neměly vykazovat ostré hrany (hranové nesení). Stopa by správně měla volně mizet do ztracena, což by ukazovalo na plynulý nástup do záběru a plynulou pružnou deformaci pod zatížením. Stopa by měla mít elipsovitý tvar – viz zrcátkové nesení v kapitole 1.5.5.

Jako první řešení tohoto problému se nabízí možnost zvětšení parametrů **podélné a příčné výškové modifikace C_α a C_β** (obr. 50C a 50G) na obou dílech pro odlehčení hranového sezení.

Výškovými modifikacemi parametrů ozubení se obecně vždy zmenšuje plocha záběrového pole. Proto by měla být modifikace navržena tak, aby plynulost záběru pod zatížením, pro reálný tvar zubu, byla co největší. Vyčíslení změny součinitele trvání záběru profilu v důsledku změny modifikací je obtížné. [9]

Je třeba si uvědomit, že při brzdění motorem nastává vysoké zatížení prakticky okamžitě, když dojde k záběru a s klesajícími otáčkami se zatížení lehce snižuje (viz graf 1) a klesá vliv hluku od vytočeného motoru. Se snižujícími se otáčkami motoru dochází ke snižování pasivních odporů. To znamená, že během „zpětném odvalu“ dochází k opačnému jevu než v tahu. V tahu dochází k postupnému zvětšování zátěže při zvyšujících se otáčkách, ale v režimu „na zpět“ dojde k rázovému vstupu zubu do záběru pod největším zatížením a se snižujícími se otáčkami se zatížení postupně snižuje a zuby se naopak mírně odlehčují.



Obr. 50 Vyobrazení základních druhů použitelných modifikací [17]



3.3.1 Návrh výškové modifikace

Pro zjištění, zda bude mít tento druh modifikace výrazný vliv na hlučnost, bylo rozhodnuto použít extrémní řešení. Různých zkoušek v rámci stanovených výkresových tolerancí bylo již vyzkoušeno mnoho, proto se tato práce vydá cestou změny parametrů ozubení mimo současné výkresové tolerance. Vzhledem k časové náročnosti celého procesu bude provedena pouze jedna varianta, která navrhne další směr vývoje s ohledem na sériovou výrobu.

Velikost předepisované výškové modifikace C_α závisí především na přesnosti, tuhosti zubů a na zatížení. Čím je přesnost a tuhost zubů větší a zatížení menší, tím lze předepsat modifikaci menší. [9] Vzhledem k dokončovací operaci je přesnost poměrně vysoká, nicméně kvůli poměrně malému modulu lze předpokládat menší tuhost zubů a zatížení je na prvním rychlostním stupni největší ze všech převodů.

Přibližně lze předpokládat, že celková modifikace $C_{\alpha\Sigma}$ (součet modifikací spoluzabírajících ozubení) je dána vztahem /2/ a je rovna cílové velikosti modifikace C_α .

$$C_\alpha \doteq C_{\Sigma\alpha} = \frac{F_n}{b_w \cdot c'} = \frac{w}{c'} \quad [\mu\text{m}] \quad /2/$$

kde: F_n - normální síla mezi zuby [N]
 b_w - společná šířka zubů [mm]
 c' - tuhost zubů [N/mm.μm]
 w - šířkové zatížení zubů [N/mm]

Velikost výškové modifikace tedy závisí především na tuhosti zubů, která je na rozdíl od dané hodnoty w značně variabilní, a během záběru se mění. Závisí především na geometrii ozubení, modulu, korekci a hlavně na velikosti součinitele trvání záběru.

Průměrná hodnota součtů modifikací na obou dílech v sériovém provedení je následující: $C_{\alpha\Sigma} = 6\mu\text{m}$ a $C_{\beta\Sigma} = 8\mu\text{m}$. Aby se projevil vliv tohoto parametru, tak navrhuji zkouškové díly vyrábět s cílem minimálně dvounásobným a tedy: $\Sigma C_{\alpha\Sigma} = 20\mu\text{m}$ a $\Sigma C_{\beta\Sigma} = 20\mu\text{m}$. Ostatní úchytky by měly být přibližně na středu tolerance. Vzhledem k velké časové a technologické náročnosti úpravy modifikace C_β nebudeme tento parametr měnit. Z technologických důvodů nelze hřídelový díl brousit, tudíž C_α na hnacím ozubení není možné zvýšit, to se bude kompenzovat větší modifikací na schaltradu tak, aby se součet přiblížil hodnotě 20μm.



Specifikace pro výrobu zkouškových dílů je tedy následující:

HŘÍDEL - HNACÍ

	SÉRIE	NÁVRH
C_α	+3	+3 a více
C_β	+4	+4 a více

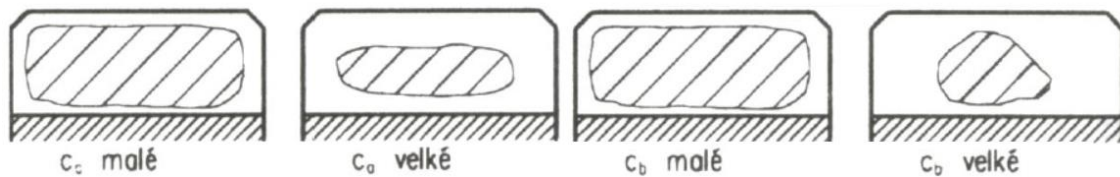
SCHALTRAD – HNANÝ

	SÉRIE	NÁVRH
C_α	+3	+15 a více
C_β	+4	+4 a více

pozn.: hodnoty v tabulkách jsou uvedeny v μm

Tab. 4 Návrh nových výškových modifikací

Nové modifikace by měly zapříčinit tento výsledek otisků:



Obr. 51 Vliv velikosti výškové modifikace C_α a C_β na typ nesení

Jak již bylo řečeno, tak obě ozubení prvního stupně jsou dokončovány brusným honováním. Nicméně vzhledem k náročnosti změně parametrů honovacího kroužku (nástroje) se používají pouze orovnávače, jejichž geometrie přesně odpovídá požadované geometrii obrobku. Výroba takového orovnávače je velmi náročná a jeho cena se pohybuje přes 100 000 Kč.

Vzhledem k této skutečnosti budou zkouškové díly (pouze schaltrad) vyrobeny klasickým **odvalovacím broušením** na CNC stroji **Reishauer**. Tam bude použit dostupný univerzální orovnávač pro tzv. cílené orovnění (Radiusformrollen - obr. 52), který se v sériové výrobě vůbec nepoužívá a slouží pouze pro vývojové účely. Je možné s ním orovnat každý bok odvalového brusného šneku zvlášť pomocí tzv. řádkového orovnávaní. Samotné orovnění brusného šneku je také velmi časově náročné, v tomto případě bude trvat přibližně 8 hodin. Tento postup je ve Škoda Auto standardní při



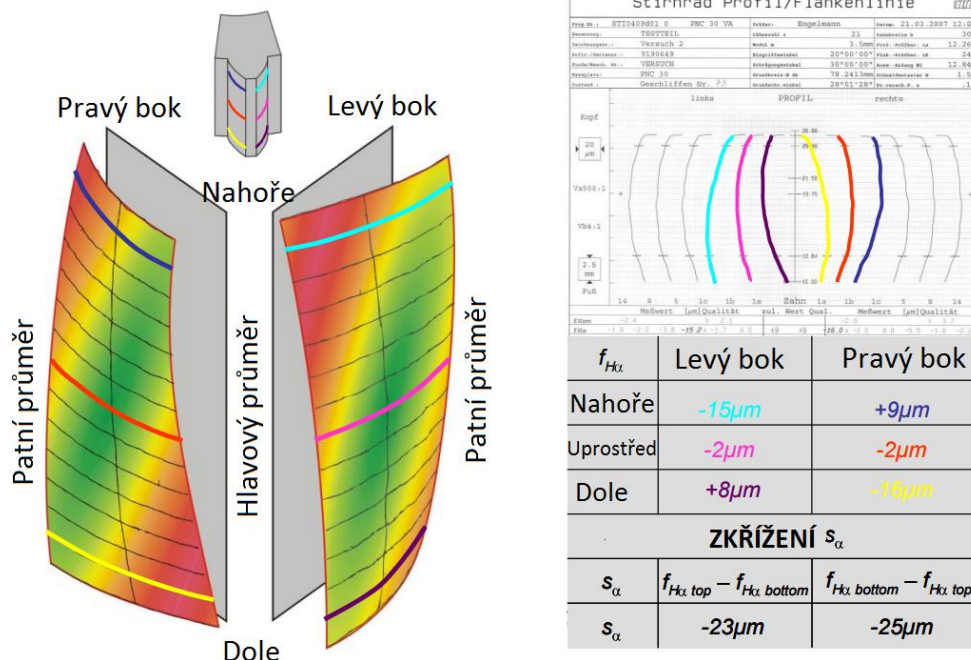
výrobě zkouškových dílů. Výroba zkouškových dílů musí být provedena s ohledem na vytíženost strojů.



Obr. 52 Rádusový orovnávač pro tzv. cílené orvnání [12]

3.3.2 Zkřížení

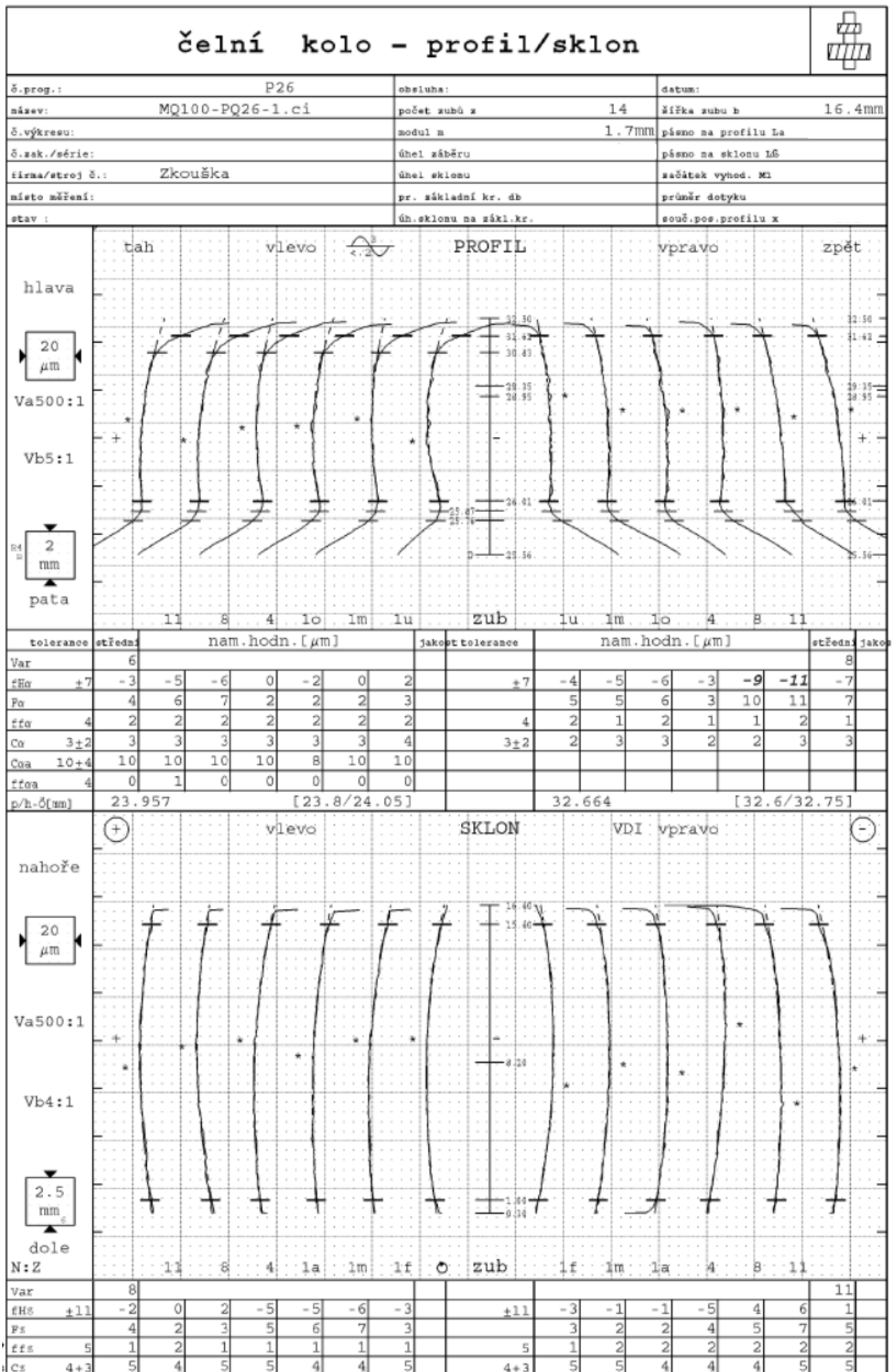
Z principu odvalového broušení na profilu a na sklonu vznikne přirozené **zkřížení** (obr. 53). U broušení oproti honování nelze cíleně ovlivňovat velikost zkřížení. Broušením se naopak eliminuje radiální házení, které se honováním výrazně nezlepšuje a kopíruje jej z předchozí operace. Zkřížení vzniká rozdílem úchylek profilu na hlavě a patě protilehlých stran ozubení (tedy hodnot $f_{H\alpha}$ na protokolu v řezu 1u a 1o). Po délce zubu vzniká dlouhá diagonála.



Obr. 53 Přirozené zkřížení vznikající při odvalovacím broušení [18] (ilustrační obrázek)

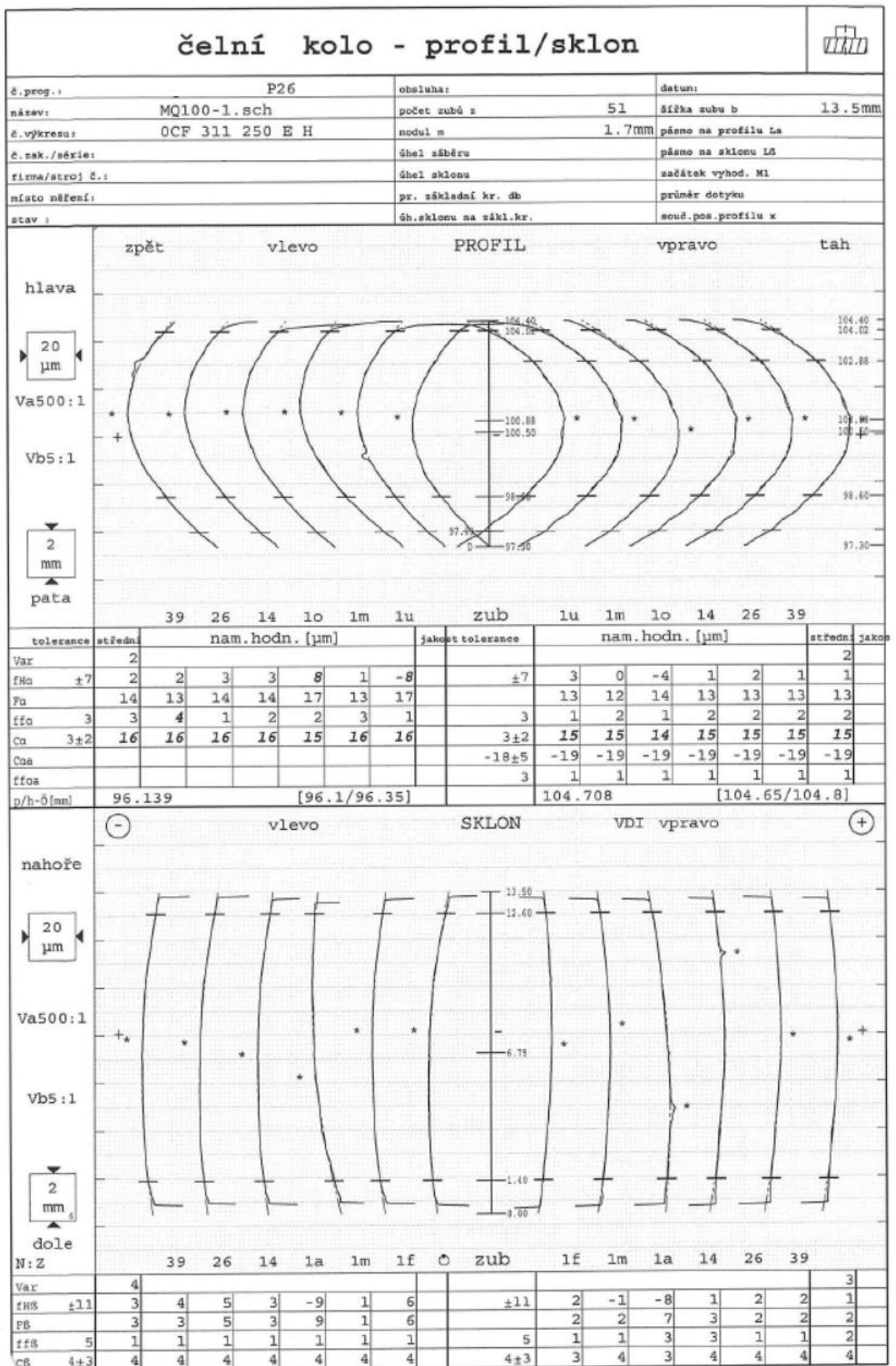
Na následujících stránkách jsou uvedeny konkrétní protokoly od zkouškových modifikovaných dílů. Kompletní protokol o měření ozubení je v příloze č. 3 a č. 4.





Obr. 54 Protokol hnaného ozubení 1° (Hřidel) - NÁVRH





Obr. 55 Protokol hnaného ozubení 1° (Schaltrad) - NÁVRH

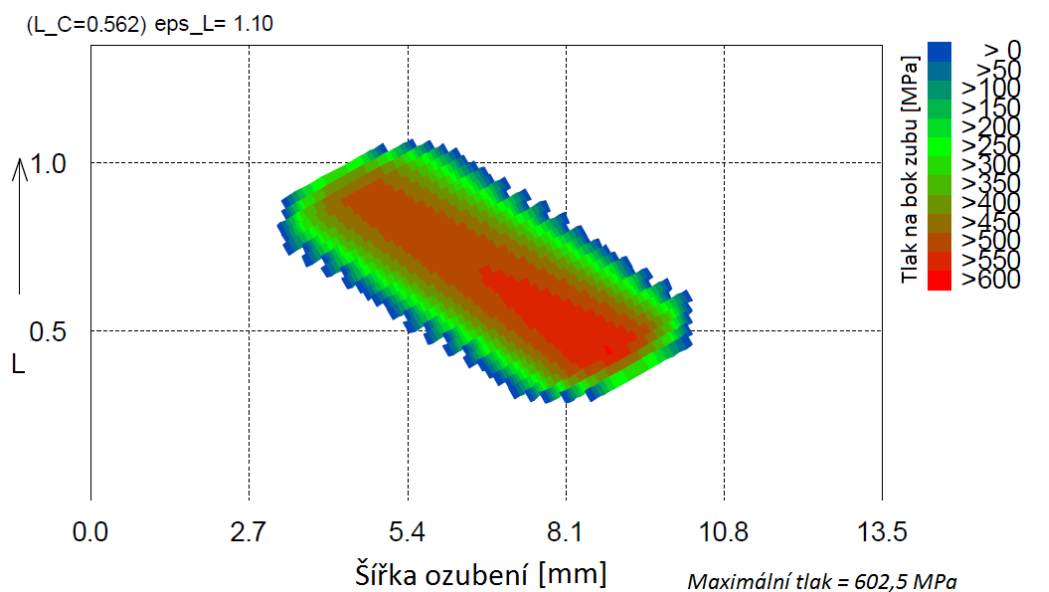


4. OVĚŘENÍ NOVÝCH MODIFIKACÍ

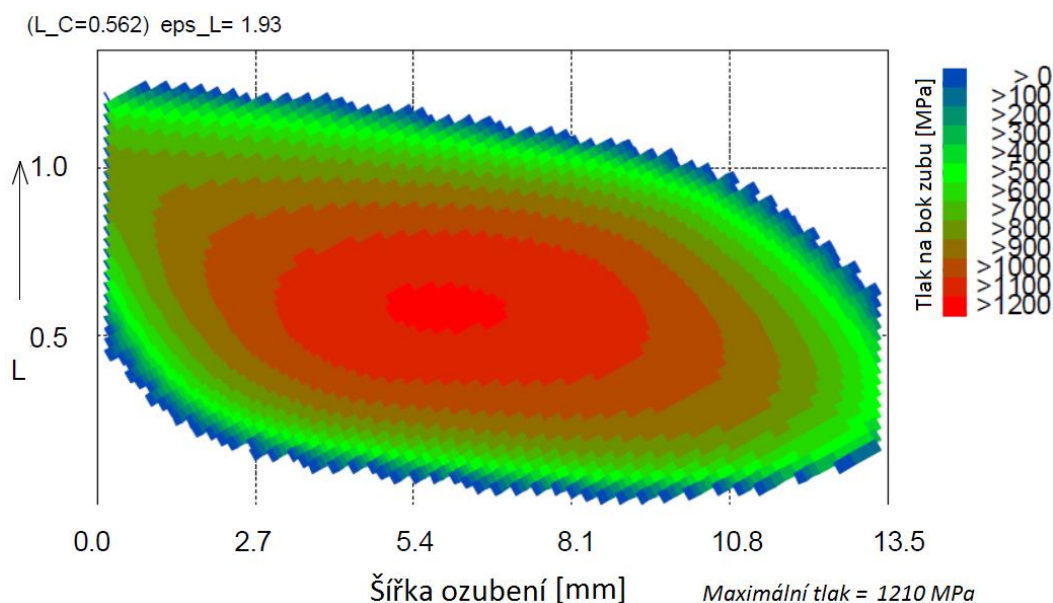
Navržené parametry soukolí budou ověřeny simulací a praktickou zkouškou za stejných podmínek, jako u sériového provedení. Výsledky poslouží jako relevantní srovnání obou variant.

4.1 VÝSLEDKY Z PROGRAMU MDesign

Výpočet byl proveden opět pro 1Nm (simulace nulového zatížení) a 18Nm. Navržené modifikace zadány dle protokolů (obr. 54 a 55). Konkrétně: **pro schaltrad** $C\alpha = 16\mu\text{m}$, $C\beta = 5\mu\text{m}$, hřidel: $C\alpha = 3\mu\text{m}$, $C\beta = 4\mu\text{m}$.

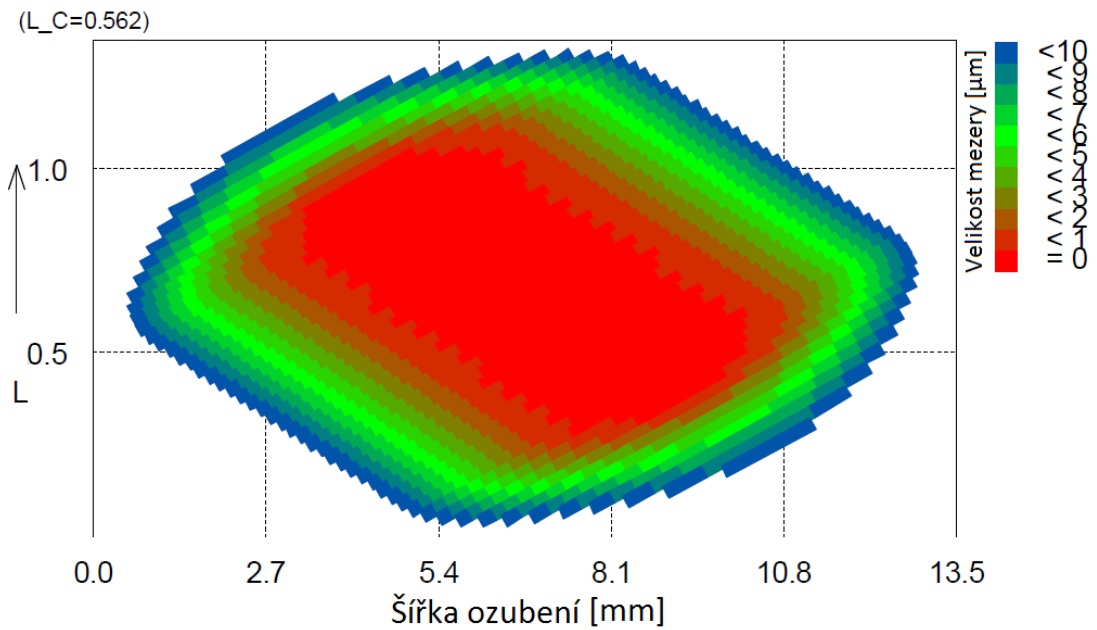


Obr. 57 Průběh zatížení na boku zubu – NÁVRH (zatížení 1 Nm)

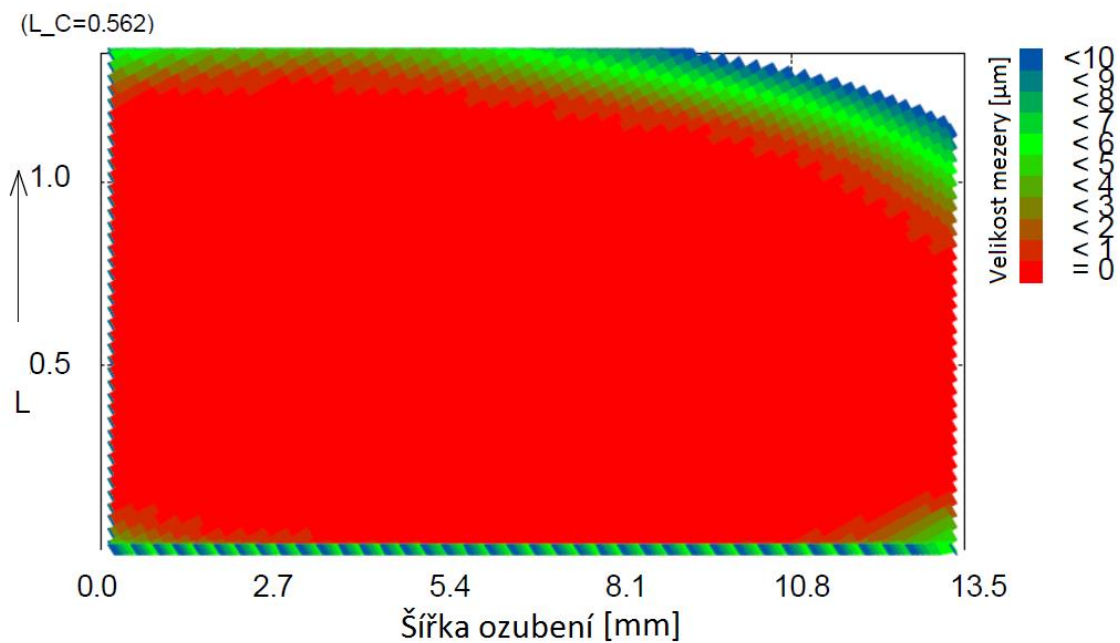


Obr. 56 Průběh zatížení na boku zubu – NÁVRH (zatížení 18 Nm)





Obr. 58 Teoretický výpočet stopy po odvalování – NÁVRH (zatížení 1 Nm)



Obr. 59 Teoretický výpočet stopy po odvalování – NÁVRH (zatížení 18 Nm)

4.1.1 Zhodnocení výsledků simulace - NÁVRH

Výsledky simulace stop jsou dle očekávání z obr. 51. Stopa se zmenšila a největší zatížení působí uprostřed boku zubu, což byl mj. také cíl. Nastalo tzv. „zrcátkové nesení“, které se vyskytuje při nízkém zatížení a větší soudkovitosti, což také odpovídá. Plné nesení při zvýšeném zatížení zůstalo zachováno.



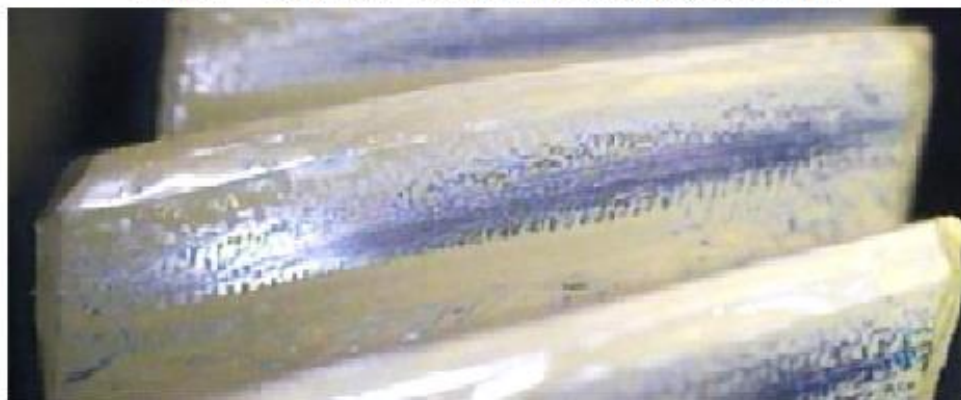
4.2 VÝSLEDKY ZE ZKOUŠKY STOPOVÁNÍ



$M_{MOT} = 0Nm$, 1° HNACÍ (Festrad), pravý bok



$M_{MOT} = 20Nm$, 1° HNACÍ (Festrad), pravý bok



$M_{MOT} = 0Nm$, 1° HNANÁ (Schaltrad), levý bok



$M_{MOT} = 20 Nm$, 1° HNANÁ (Schaltrad), levý bok

Obr. 60 Stopování 1° ZPĚT - NÁVRH



4.2.1 Zhodnocení výsledků stopování - NÁVRH

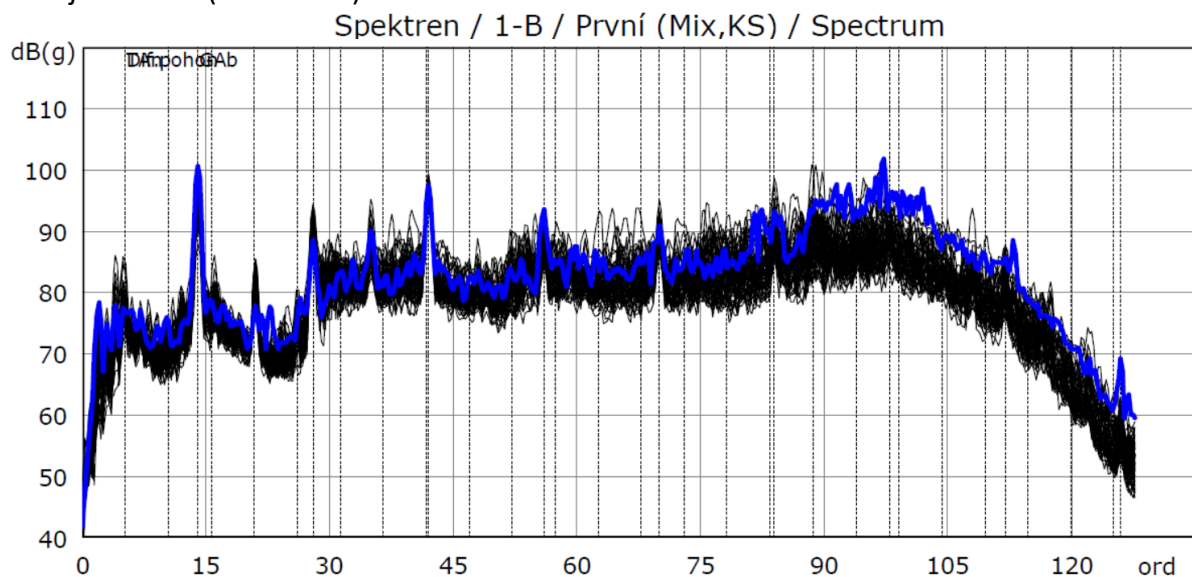
Při porovnání výsledků předešlého teoretického výpočtu a výsledků praktické zkoušky stopování, můžeme konstatovat, že výsledky jsou si odpovídající. Oproti sériovému provedení došlo ke zmenšení stopy a snížení hranového nesení, které negativně ovlivňovalo stopy na sériovém provedení. Díky zvětšení příčné soudkovitosti ozubení došlo ke změně z „plného nesení“ na „zrcátkové nesení“, které je charakteristické právě pro velké hodnoty soudkovitosti.

Zejména u simulace nulového zatížení ($M_{MOT} = 0Nm$) je rozdíl jasně patrný. Stopa nesení se výrazně zmenšila a změnila tvar z hranatého tvaru plného nesení na elipsovité tvar zrcátkového nesení. V tomto režimu došlo také zcela k odstranění hranového nesení.

4.3 VÝSLEDKY Z HLUKOVÉHO STAVU (EOL)

Stejně jako všechny sériové převodovky, tak i zkouškové se montují na stejné montážní lince, aby byl zachován princip sériového smontování. V rámci montáže projde každá převodovka tzv. zabíhacím stavem (EOL) viz kapitola 1.5.2. Následující grafy jsou výsledkem řádové analýzy z tohoto hlukového stavu v režimu první rychlosti na zpětné straně.

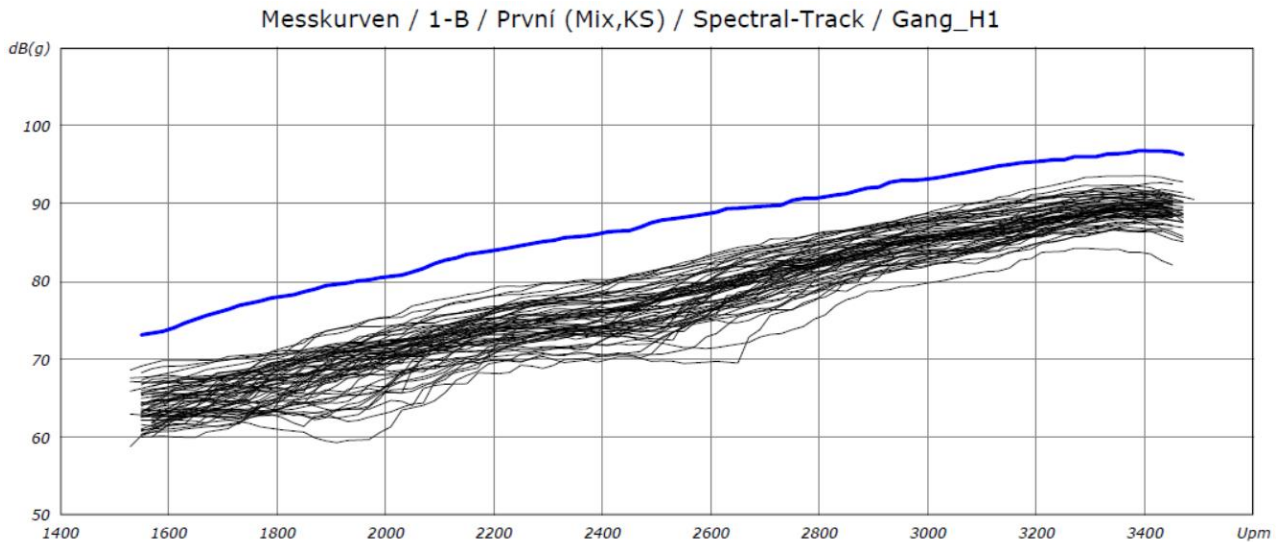
Obrázek umožňuje vidět rozdíl mezi převodovkou s novými - navrženými modifikacemi (modrá křivka) a sériovým měřením nezávadných převodovek ze stejného dne (černé linie).



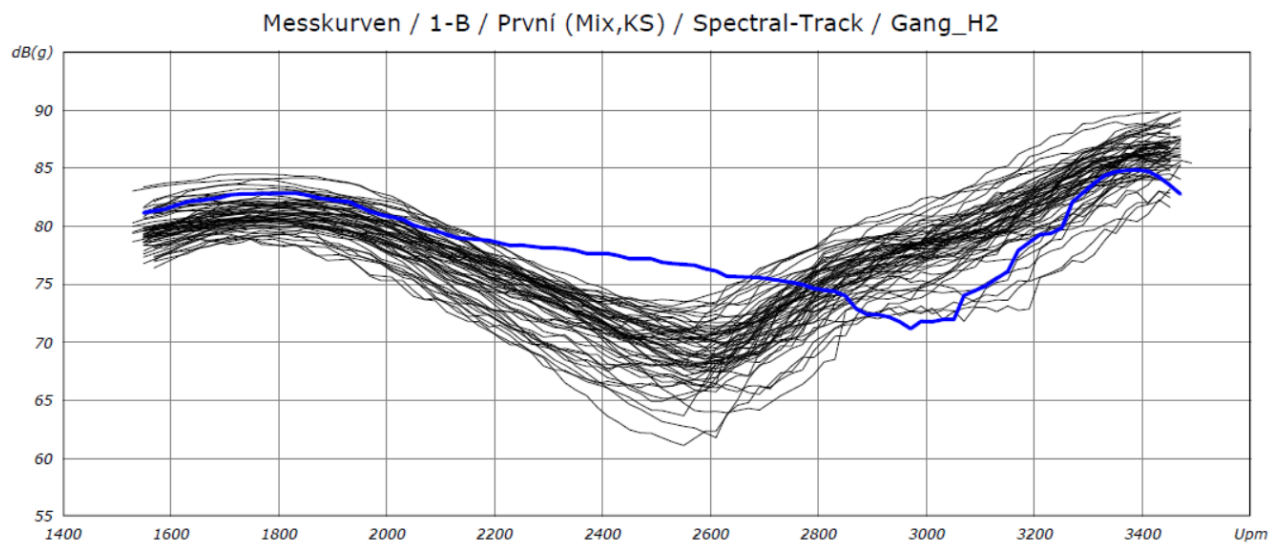
Obr. 61 Porovnání výsledku z EOL - celé spektrum



Na následujících obrázcích je uvedeno porovnání velikosti amplitudy první harmonické frekvence (obr. 62) a druhé harmonické frekvence (obr. 63) v závislosti na otáčkách hnacího hřídele převodovky.



Obr. 62 Porovnání výsledku z EOL - amplituda 1. H frekvence



Obr. 63 Porovnání výsledku z EOL - amplituda 2. H frekvence

Ve výsledcích je patrné, že amplituda 1. harmonické frekvence prakticky lineárně stoupá se zvyšujícími se otáčkami. Modifikované soukolí vykazuje zvýšení této amplitudy v průměru o 5 až 10 dB oproti sériovému provedení soukolí.

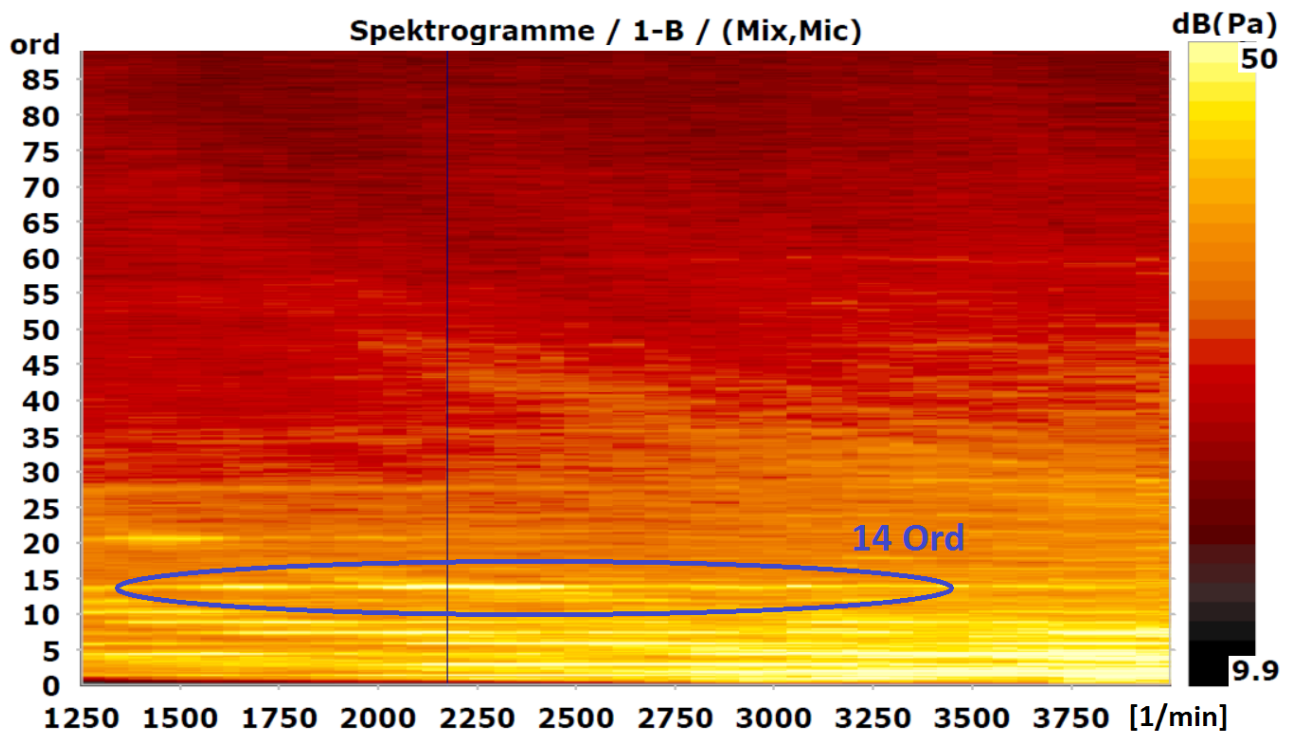
2. harmonická frekvence má mírně odlišný průběh. Můžeme pozorovat lokální minimum hodnot amplitudy, které se v sériovém provedení pohybuje mezi 2400 – 2700 min^{-1} . U modifikovaného provedení je to mírně posunuto k vyšším otáčkám. Co se týče velikosti amplitudy, tak v nízkých otáčkách jsou výsledky srovnatelné, ve střední jsou vyšší a ve vysokých otáčkách jsou spíše menší, jak je vidět na grafu.



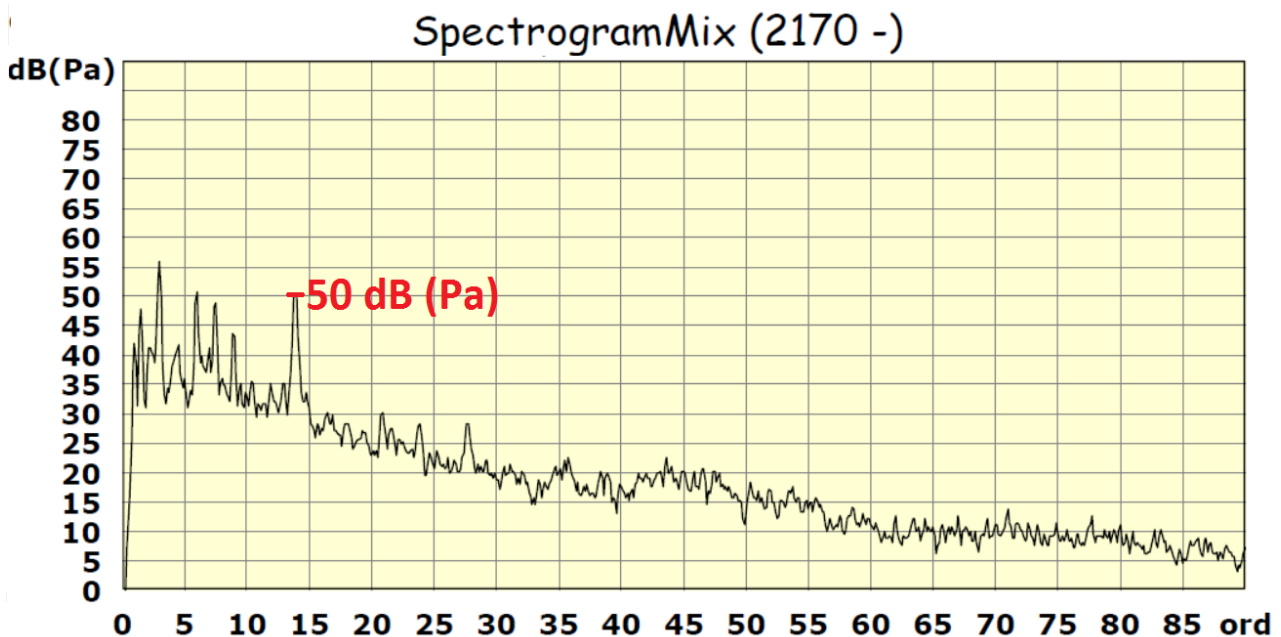
4.4 VÝSLEDKY Z JÍZDNÍ ZKOUŠKY

Převodovka s modifikovaným soukolím byla také namontována do vozu a provedena jízdní zkouška. Výsledky jsou na následujících stránkách.

První spektrogram ukazuje výsledky z mikrofonu v kabině vozu. Viditelný „peak“ na 14 řádu. Obr. 65 představuje vertikální řez spektrogramem přes extrém.



Obr. 64 Spektrogram 1° ZPĚT z MIKROFONU (Mic) - NÁVRH

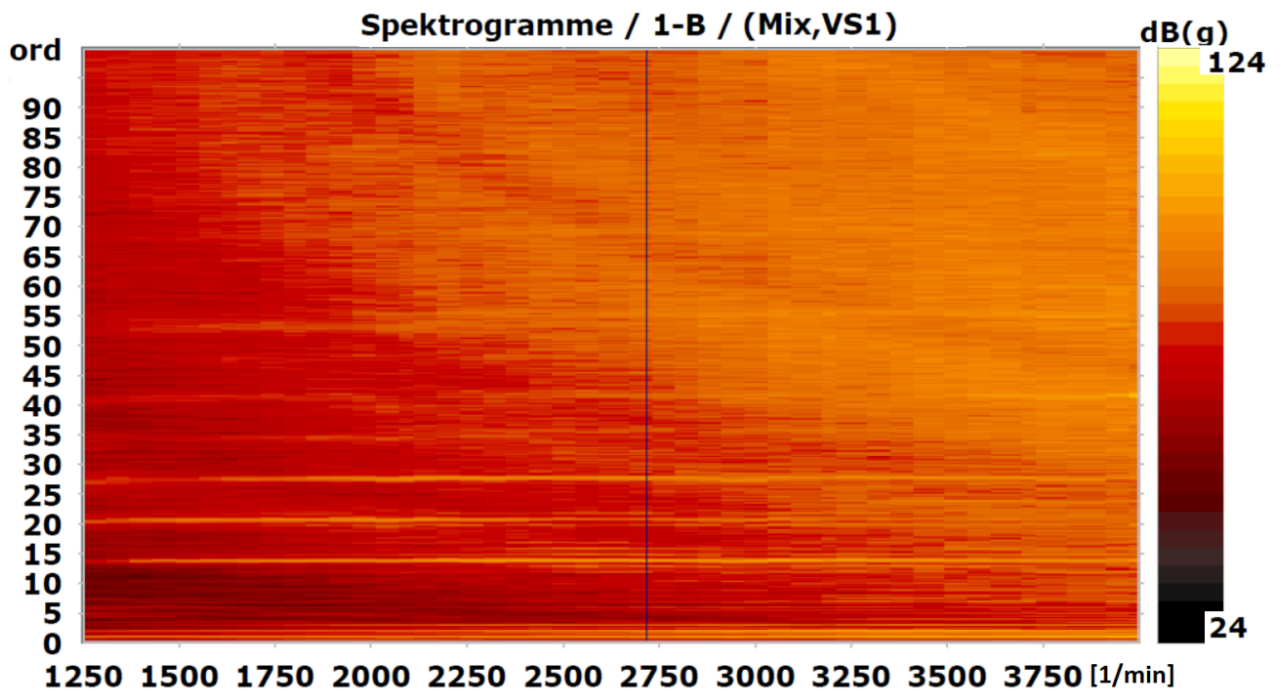


Obr. 65 Řez spektrogramem (obr. 64) přes extrém při otáčkách 2170 min⁻¹.

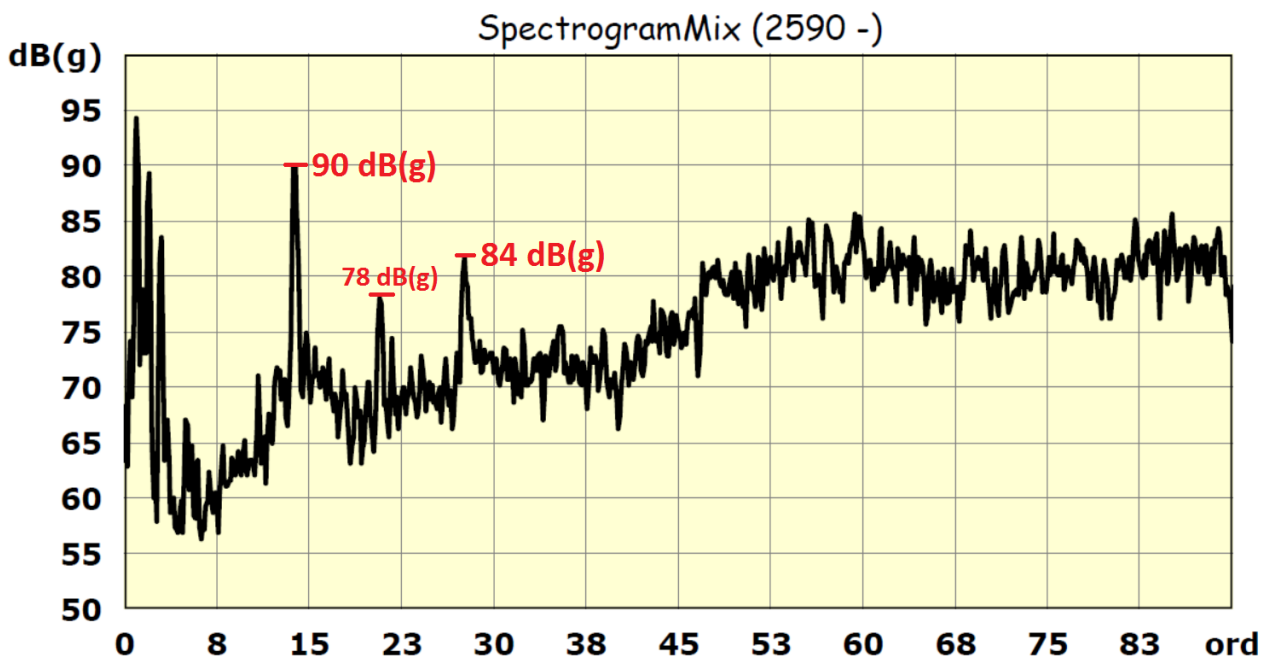


Druhý spektrogram ze snímače zrychlení (obr. 67) vykazuje stejné „peaky“ jako u sériového provedení. Viditelná je první, druhá, třetí harmonická frekvence včetně inter-harmonických.

Konkrétní hodnoty amplitud jsou zvýrazněné ve vertikálním řezu spektrogramem na obr. 68.



Obr. 66 Spektrogram 1° ZPĚT ze NÍMAČE (VS1) - NÁVRH



Obr. 67 Řez spektrogramem (obr. 66) přes extrém při otáčkách 2590 min⁻¹.



4.4.1 Zhodnocení a shrnutí výsledků

Na tomto případě můžeme pozorovat nedostatečnou korelaci mezi oběma způsoby měření. Na jedné straně výsledky z EOL ukazují jasné zhoršení hladiny hluchnosti v 1. harmonické fr. (14. ord) až o 10dB, ale ve vozidle jsou výsledky takřka shodné až opačné, tzn. lepší.

To je však dáno skutečným principem měření. Zkušební stav nikdy nebude dostatečně napodobovat skutečnou zástavbu převodovky ve vozidle. Pro lepší simulování reálných podmínek by bylo minimálně zapotřebí montáže převodovky na blok motoru a tím simulovat alespoň její reálné uložení. To však kvůli časové náročnosti tohoto procesu nelze provádět u každé převodovky zvlášť. Navíc na EOL je jiné zatížení než v reálném provozu.

Cílem této práce bylo zlepšit hodnocení převodu v jízdě zkoušce, což se podařilo. **Převodový režim prvního stupně na zpětné straně dostal o ½ známky vyšší, tedy lepší subjektivní hodnocení od oddělení kvality.** Amplituda první harmonické frekvence akustického tlaku při měření mikrofonom **klesla o 5 dB**. Také došlo ke zmenšení otáčkového rozsahu, kdy byl zvukový projev slyšitelný v interiéru. Rozsah se zmenšil na rozmezí 2400 – 2100 min⁻¹.

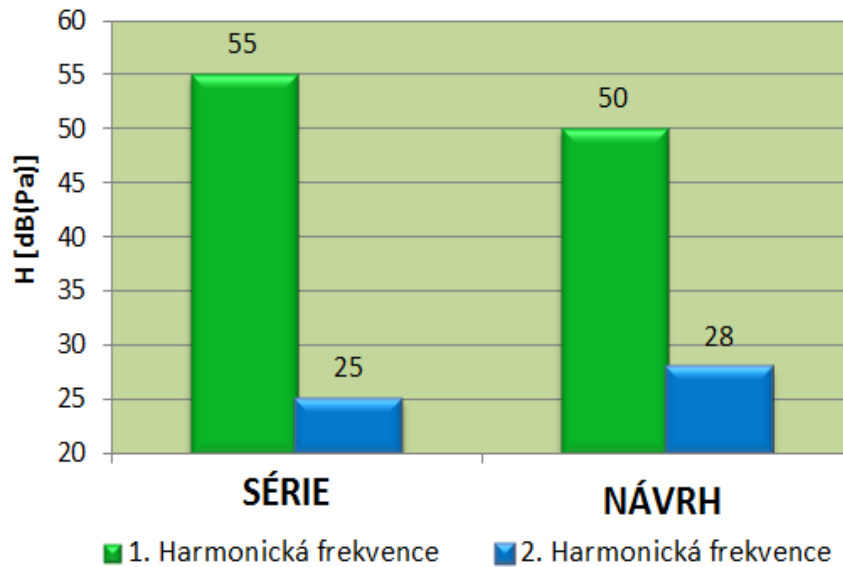
Vlivem nové modifikace ozubení došlo také k úplnému odstranění amplitudové modulace okolo 1. harmonické frekvence. To je možné vidět jak na výsledcích řádové analýzy z hlukového stavu EOL tak i na spektrogramu ze snímače zrychlení z jízdě zkoušky.

Spektrogramy ze snímače (obr. 42 – str. 48 a obr. 67 – str. 68) ukazují snížení amplitud zrychlení ve výrazných harmonických frekvencích (viz Graf 2 na následující straně), včetně první interharmonické na 21. řádu (ord). Viditelné je i úplné **odstranění modulace na 14. řádu a částečné snížení modulace 21. řádu.**

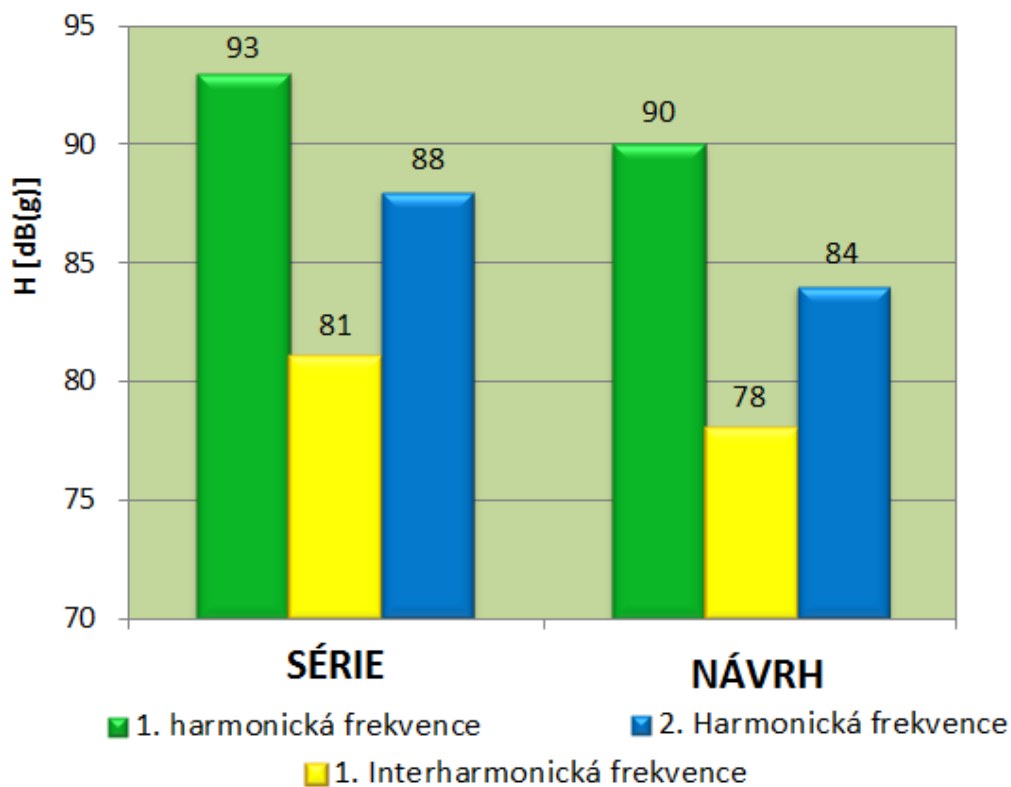


Následující grafy ukazují porovnání amplitud:

- Graf 2 porovnává amplitudy akustického tlaku první a druhé harmonické frekvence z jízdní zkoušky z mikrofonu.
- Graf 3 porovnává amplitudy zrychlení první a druhé harmonické frekvence, včetně interharmonické.



Graf 2 Porovnání amplitud akustického tlaku



Graf 3 Porovnání amplitud zrychlení



4.4.2 Rizika pro nasazení v sériové výrobě

Co se týče provozních rizik spojených s velkou modifikací soudkovitosti, tak se zvyšuje riziko tvorby pittingu, protože síly působí na menší ploše než před modifikací. 18Nm ovšem není nějak velké zatížení, ale přesto z dlouhodobé spolehlivosti převodovky je nutné to vézt v patrnosti. Na zpětné straně prvního převodového stupně se samozřejmě nejedí po dlouhý časový úsek.

Kromě rizik konstrukčního charakteru je nutné také počítat s tím, že se jedná o zásah do výkresové dokumentace – vlastně mimo výkresovou toleranci. Tudíž není jisté, zda bude úprava schválena z hlediska teoretického výpočtu ozubení. Je nutné také počítat s technologickými náklady, které jsou spojeny s pořízením nových nástrojů, frézovací hlavy by mohly zůstat shodné, ale bude nutné pořídit nový orovnávač pro honovací kroužek, přesně pro finálně navržené parametry.



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo, pomocí analýzy stávajícího stavu výroby převodovky MQ100 ve firmě Škoda Auto a.s. v Mladé Boleslavi, zjistit nejproblématictější převodový režim z hlediska hlučnosti. Analýza byla provedena na zákaznicky relevantních výsledcích jízdních zkoušek – tedy přímého dopadu vibrací převodovky na posádku automobilu.

Na základě kvalitativních výsledků jízdní zkoušek byla stanovena oblast zájmu pro tuto práci. Konkrétně se jedná o převodový režim první rychlosti na zpětné straně (tedy při brzdění motorem). Na sériovém provedení tohoto soukolí byla provedena praktická stopovací zkouška, která byla v souladu s výsledky numerické simulace záběru ozubení. V rámci výsledků těchto testů bylo odhaleno hranové nesení a charakter záběru plného nesení již při „nulovém zatížení“. Na základě tohoto problému byly stanoveny nové korekce, které měly za cíl odstranit hranové nesení, zmenšit záběrovou plochu při malém zatížení a přenést působiště největšího zatížení na střed boku zubu. Úpravy korekcí se týkaly (zvětšení) příčné výškové modifikace evolventy – parametr C_α .

Po vyrobení speciálních zkouškových dílů byla opět provedena zkouška stopování a numerická simulace. Charakter stop se výrazně změnil k lepšímu, přesně dle očekávání. Výsledek jízdních zkoušek zaznamenal jisté zlepšení, konkrétně snížení první harmonické frekvence akustického tlaku v kabině vozu o 5dB. Tím došlo k mírnému snížení dopadu hluku na posádku, což bylo cílem této práce. Rozmezí otáček, ve kterých je hluk nejvýraznější se zmenšilo na 2400-2100 min^{-1} , oproti původním 2500-1900 min^{-1} . Z diagnostického hlediska také došlo k úplnému odstranění amplitudové modulace okolo první harmonické frekvence.

K jistému zlepšení díky provedeným modifikacím tedy došlo, ale vzhledem k rozsahu úprav zůstal progres za očekáváním. Oddělení kvality nicméně udělilo této zkoušce o ½ známky lepší hodnocení než sériovému provedení. Což bylo cílem této práce a je to výborný výsledek.

Pro další zlepšení této situace doporučuji vyzkoušet zvětšení zmiňované podélné výškové modifikace šroubovice – parametr C_β , která nemohla být z časových a



finančních důvodů v této práci realizována. Popř. je možné se zaměřit, po hlubší analýze, také na změnu úhlových modifikací tohoto soukolí.

Kvůli principu výroby ozubení došlo ke stejné výškové modifikaci také na tažné straně zubu (viz protokoly obr. 54 a 55). Převodový režim první rychlosti v tahu vykazuje v sérii dlouhodobě velmi dobré hlukové výsledky. Tato úprava výsledky však ještě zlepšila! Došlo ke snížení amplitud harmonických frekvencí především na EOL, ale i z jízdni zkoušky (viz příloha č.1 a č.2). Subjektivní hodnocení jízdni zkoušky bylo srovnatelné se sériovým provedením. Tato skutečnost ukazuje na správný směr myšlenek při návrhu těchto nových korekcí, nicméně na zpětné straně k tak výraznému zlepšení nedošlo a je k zamyšlení, proč tomu tak je. Pokud rozebereme hlavní rozdíl mezi těmito režimy, tak hlavní změna je opačný smysl působení axiální síly, což kvůli axiálním vůlím na hnacím hřídeli zapříčiní axiální posunutí tohoto hřídele na opačnou stranu. Je nutné se na tyto důsledky podívat podrobněji.

Závěrem je možné konstatovat, že velikost výškové modifikace je jeden z důležitých parametrů ozubení, který ovlivňuje hlučnost soukolí. Správné navržení parametru $C\alpha$ a jeho dodržování je nutné pro správný a bezhlučný chod všech převodů automobilové převodovky.



SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ:

- [1] Podklady Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav,
<<https://eportal.skoda.vwg/>> (interní zdroj dat)
- [2] ŠKODA SERVICE, *Pětistupňová mechanická převodovka OCF a automatizovaná pětistupňová převodovka ASG*, Dílenská učební pomůcka č. 93, 2012, 48 s.
- [3] OUDRNICKÝ, Tomáš. *Rozbor příčin hlučnosti převodovky*, Bakalářská práce, Technická univerzita v Liberci, 2014, 68 s., 8 s. příloh.
- [4] TICHÁ, Š., MRKVICA, I. *Vybrané kapitoly ze strojírenské metrologie*. Ostrava 2012, 143s., učební text, Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava. ISBN 978-80-248-2709-4
- [5] KREIDL, M., ŠMÍD, R.: *Technická diagnostika: senzory - metody - analýza signálu*. Praha: BEN - technická literatura, 2006, 408 s., ISBN 80-7300-158-6.
- [6] MORAVEC, V., NĚMČEK, M., HAVLÍK, J., HURNÍKOVÁ, Š.: *Zhodnocení vlastností převodovky MQ 100 v porovnání s převodovkami zahraničních výrobců*. Zpráva D9 - VCJB21A412/2011, Ostrava 2011, 29 s., TU Ostrava.
- [7] BROŽ, Petr. *Snížení vibrací a hluku zpětné rychlosti převodovky MQ 100* Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015, 62 s., 7 s. příloh.
- [8] DOČKAL, A.: *Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise*. Vysoké učení technické v Brně, 2003, 29s. ISBN 80-214-2439-7
- [9] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola: teorie - výpočet - konstrukce - výroba - kontrola*. Ostrava, 2001, 291 s., ISBN 80-7225-051-5.
- [10] KŘEPELKA, Jiří.: *Čelní evolventní soukolí s nestandardním profilem zubů* Diplomová práce, Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2005, 65 s.
- [11] DEJL, Z., MORAVEC, V., HRUDIČKOVÁ, M.: *Teoretický rozbor vlivu deformací na záběr ozubených kol a modifikace ozubení*, Závěrečná zpráva: Ostrava, 2006, 20 s., č. zprávy: DI4-VCJB 3.4.1/2006
- [12] MAREK, Tomáš: *Návrh opatření pro snížení hlučnosti soukolí pátého rychlostního stupně u převodovky MQ100*, Diplomová práce, Technická univerzita v Liberci, 2015, 68 stran, 10 stran příloh.
- [13] MORAVEC, V., DEJL, Z., NĚMČEK, M., FOLTA, J., HAVLÍK, J.: *Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů*. VŠB-TU Ostrava, 2009, ISBN 970-80-7225-304-3



- [14] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-573-0
- [15] TOMEH, E.: Identify the Sources of Vibration and Noise on Cars Gearbox by Spectral Analysis. In 54th International Conference of Machine Design Departments. September 2013. ISBN: 978-80-7372-986-8.
- [16] TOMEH, Elias. *Technická diagnostika: vibrační diagnostika strojů a zařízení*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-174-0.
- [17] TOMEH, Elias. *Hlučnost a vibrace automobilových převodovek v souvislosti s identifikovanými závadami obráběcích strojů: Vibration and noise of automobile gear-box in connection with identified defects on machine tools*; Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008.
- [18] SFAR ZEYED, M.: *Bestimmung von Verzahnungskorrekturen und Lagerkräften in Planetengetrieben für Lastkollektive*, Dissertation, Bochum, 2011, 301 s. Online dostupné z: <<http://www-brs.ub.ruhr-uni-bochum.de/netahtml/HSS/Diss/SfarMohamedZeyed/diss.pdf>>
- [19] JERMOLAJEV, Š.: *Kontinuální odvalovací broušení čelního ozubení*, Diplomová práce, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Brno, 2013, 132 s. Online dostupné z: <www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=63470>
- [20] KLOCKE, F., BRECHER, Ch.: *Anforderungen an die Feinbearbeitung von morgen, Seminar: Feinbearbeitung von Zahnradern, Aachen, 2011, 23 s.* Online dostupné z: <http://www.wzlforum.rwth-aachen.de/cms/forum_repository/Vortrag_Brumm.pdf>
- [21] GLEASON: Totalgear solution: *Verschränkungskontrolliertes Wälzschleifen*, E-news, 2009,3 s. Online dostupné z: <[http://www.gleason.com/uploads/industrySolutions/en/technology/powerGeneration/other/Twist%20compensation%20-%20Deutsch%20\(2\).pdf](http://www.gleason.com/uploads/industrySolutions/en/technology/powerGeneration/other/Twist%20compensation%20-%20Deutsch%20(2).pdf)>



SEZNAM PŘÍLOH:

Příloha č. 1 – Výsledek z EOL pro režim 1. rychlosti v TAHU

Příloha č. 2 – Výsledek z JZK pro režim 1. rychlosti v TAHU

Příloha č. 3 – Protokol o měření hnacího ozubení 1. rychlostního stupně (hřídél)

Příloha č. 4 – Protokol o měření návrhu hnaného ozubení 1. rychlostního stupně

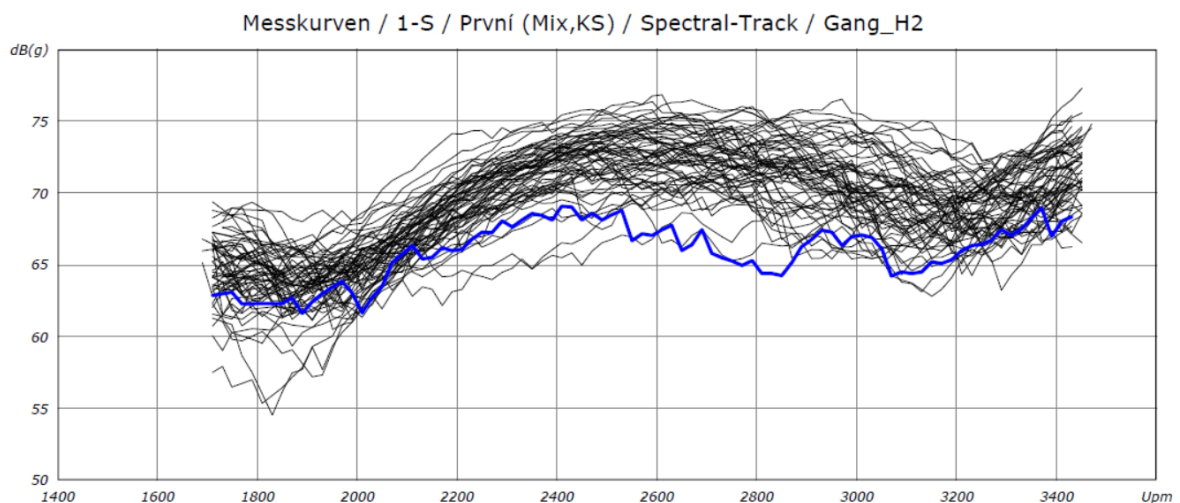
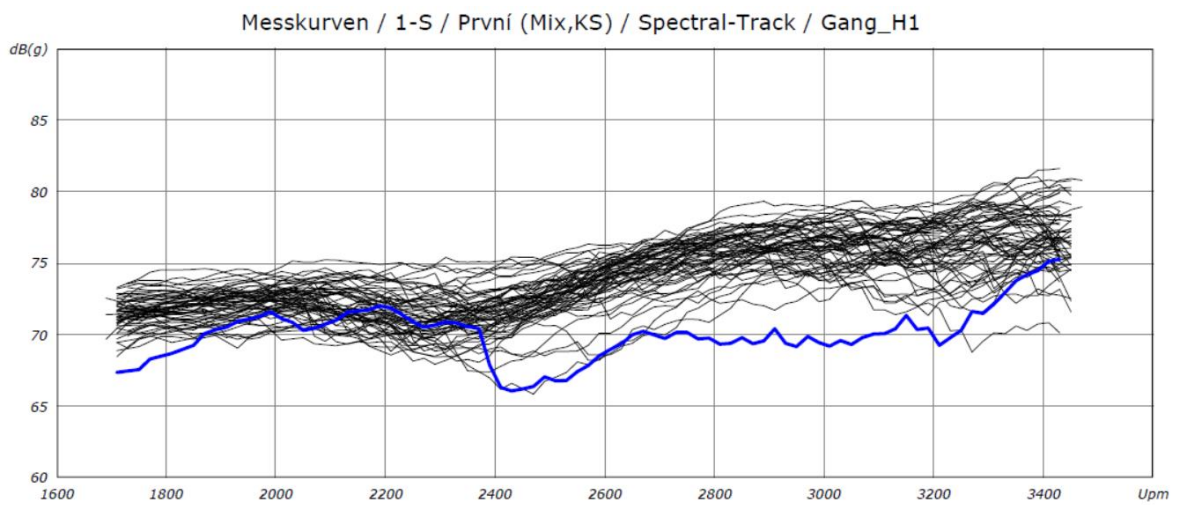
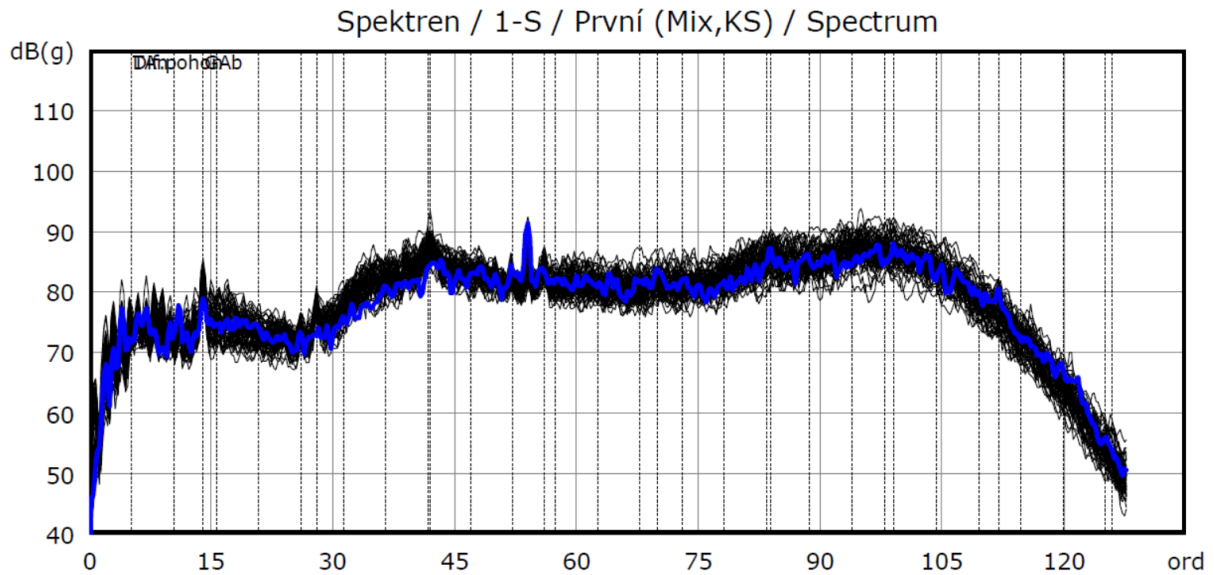


PŘÍLOHA č. 1 - Výsledek z EOL pro režim 1. rychlosti v TAHU

pořadí grafů: (1) celkové spektrum 1. rychlosti v tahu

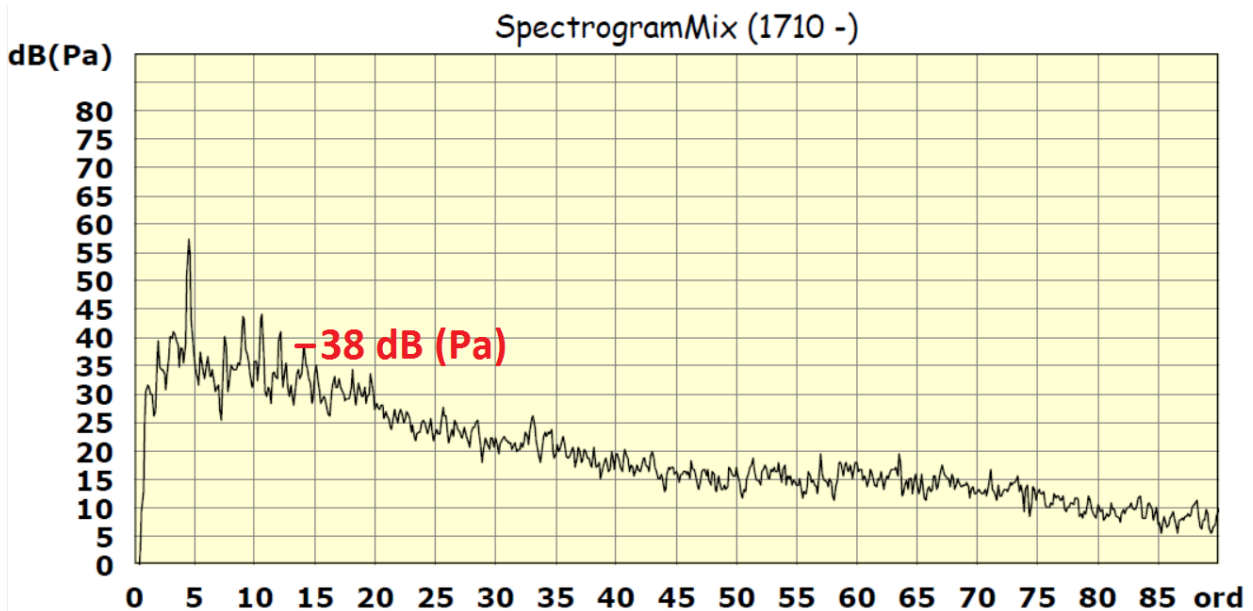
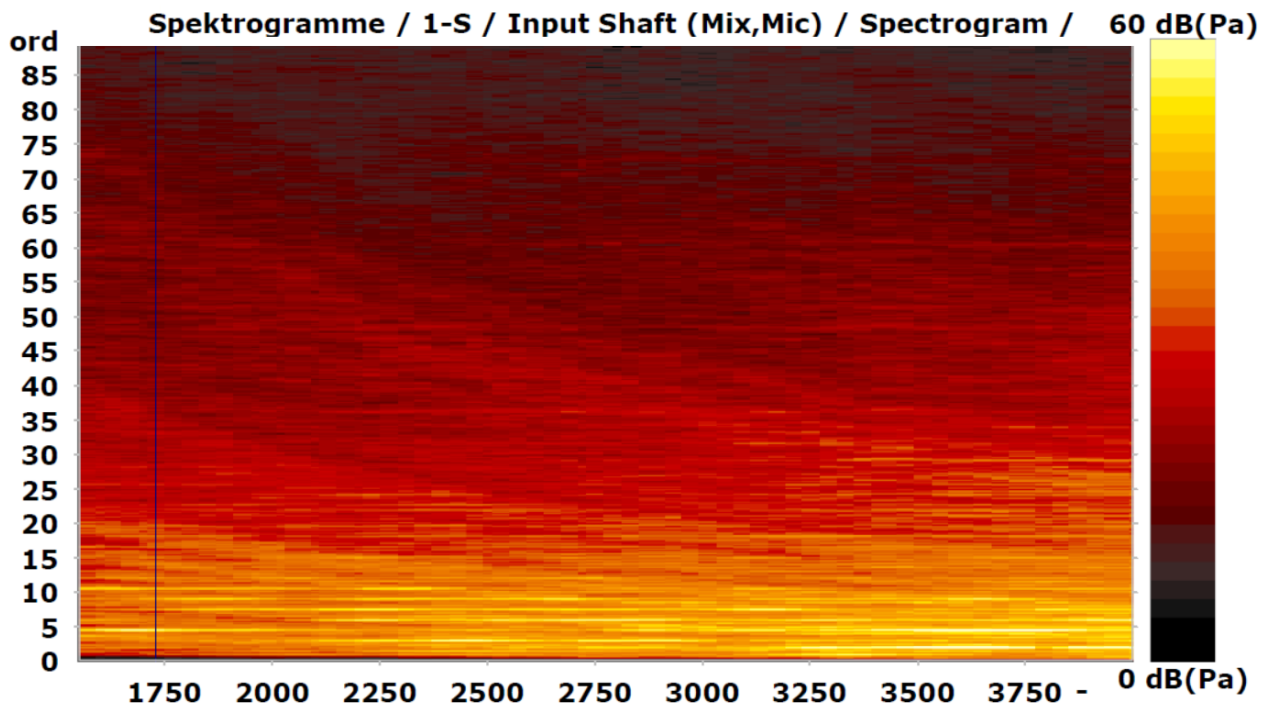
(2) průběh 1. harmonické frekvence

(3) průběh 2. harmonické frekvence



PŘÍLOHA č. 2 - Výsledek z JZK pro režim 1. rychlosti v TAHU

pořadí grafů: (1) Cambellův diagram 1. rychlosti v tahu

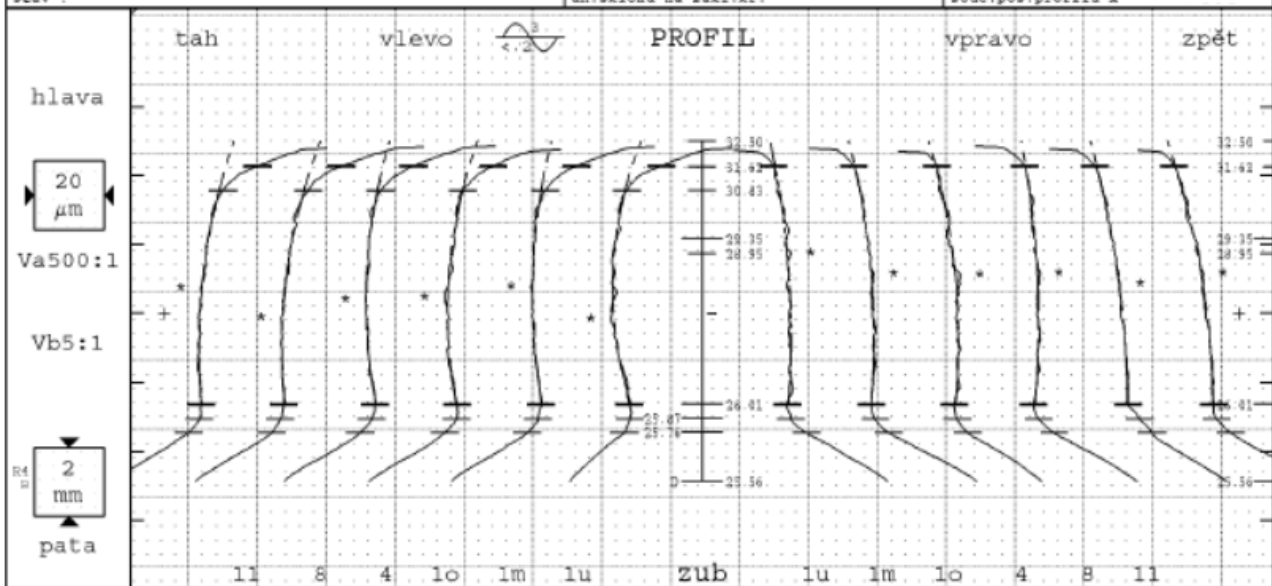
(2) řez Spektrogramem při 2170 min⁻¹

PŘÍLOHA č.3

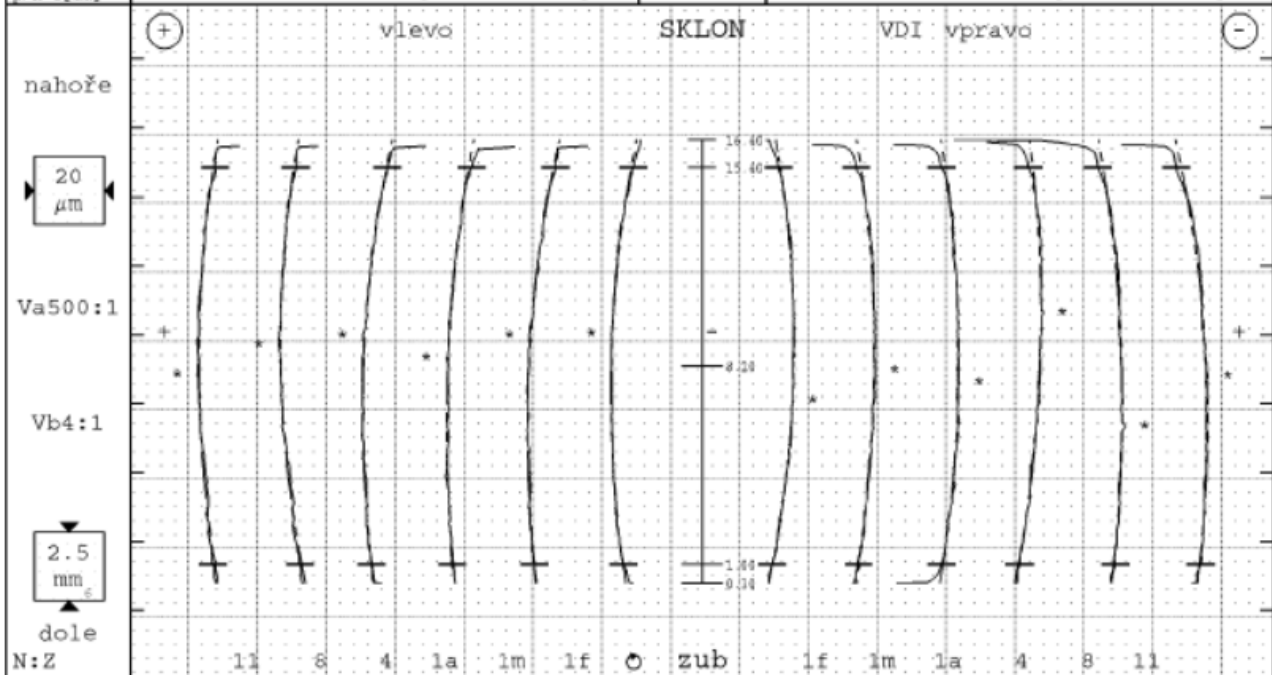
čelní kolo - profil/sklon



č.prog.:	P26	obsahu:		datum:	
název:	MQ100-PQ26-1.ci	počet zubů z	14	šířka zubu b	16.4mm
č.výkresu:		modul m	1.7mm	pásmo na profilu La	
č.zak./série:		úhel záběru		pásmo na sklonu L6	
firma/stroj č.:	Zkouška	úhel sklonu		začátek vyhod. M1	
místo měření:		pr. základní kr. db		průměr dotyku	
stav :		úh.sklonu na zákl.kr.		souč.pos.profilu x	



tolerance	střední	nam.hodn.[μm]							jakoost tolerance	nam.hodn.[μm]							střední	jakoost
Var	6																8	
fHv	+7	-3	-5	-6	0	-2	0	2	+7	-4	-5	-6	-3	-9	-11	-7		
Fa	4	4	6	7	2	2	2	3		5	5	6	3	10	11	7		
ffa	4	2	2	2	2	2	2	2	4	2	1	2	1	1	2	1		
Cz	3+2	3	3	3	3	3	3	4	3+2	2	3	3	2	2	3	3		
Coa	10+4	10	10	10	10	8	10	10										
ffa	4	0	1	0	0	0	0	0										
p/h-δ[mm]		23.957 [23.8/24.05]								32.664 [32.6/32.75]								



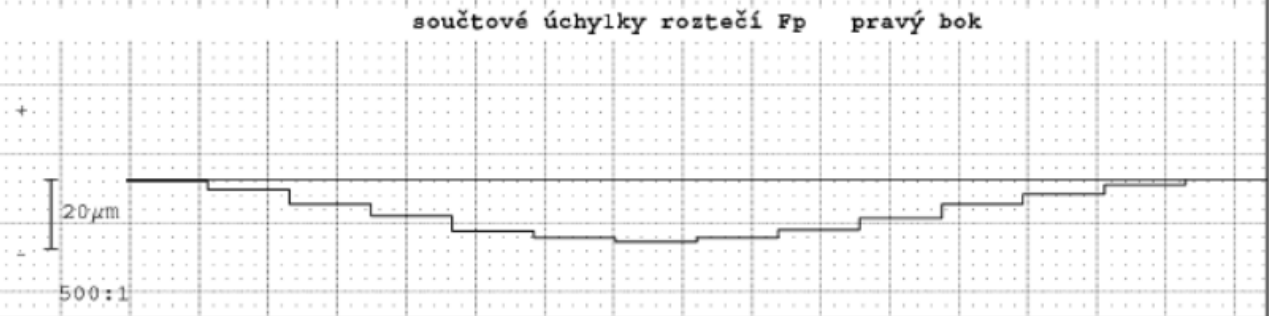
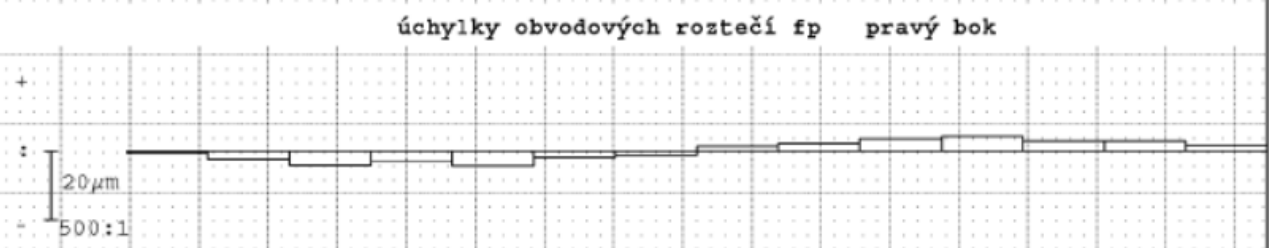
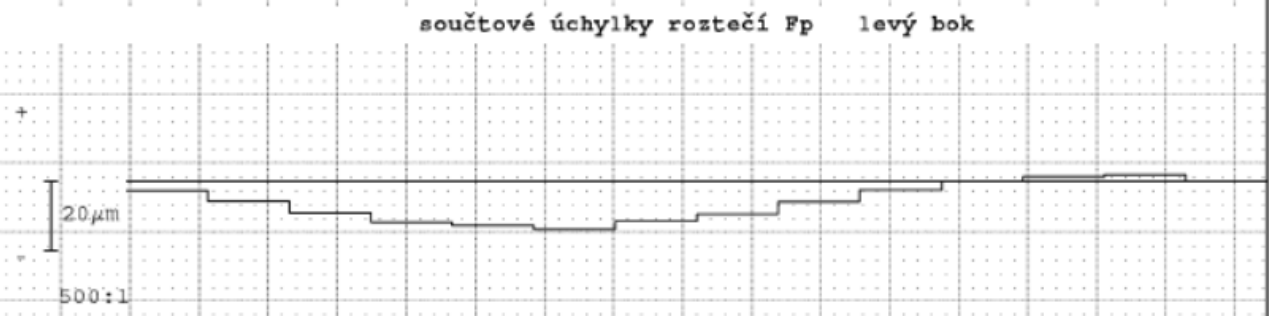
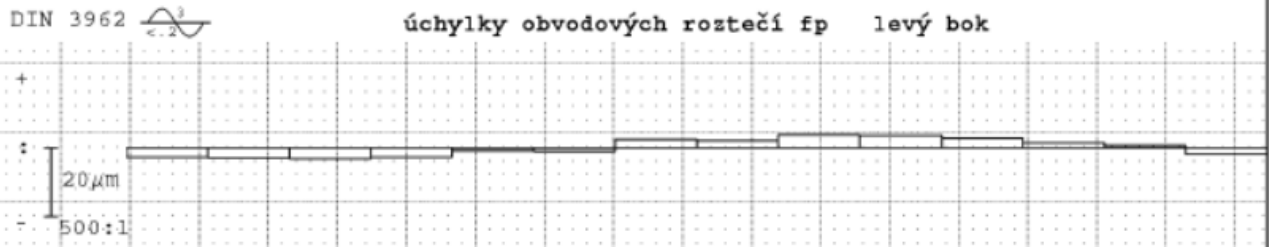
Var	střední	nam.hodn.[μm]							jakoost tolerance	nam.hodn.[μm]							střední	jakoost
fHs	+11	-2	0	2	-5	-5	-6	-3	+11	-3	-1	-1	-5	4	6	1		
Fs	4	2	3	5	6	7	3		3	2	2	4	5	7	5			
ffs	5	1	2	1	1	1	1	5	1	2	2	2	2	2	2			
Cz	4+3	5	4	5	5	4	4	5	4+3	5	5	4	4	4	5	5		



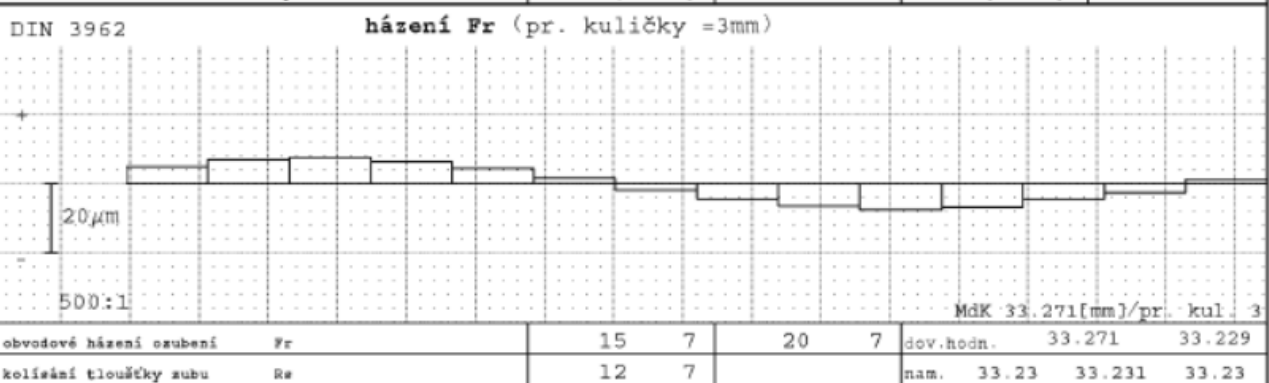
čelní kolo - rozteče



č. prog. :	P26	obsluha:		datum:	
název:	MQ100-PQ26-1.ci	počet zubů z	14	úhel záběru	
č. výkresu:		modul z	1.7mm	úhel sklonu	
č. zak./série:		místo měření:			
firma/stroj č.:		stav :			



měřicí kružnice roztečí: 28.949 z=8.2mm		levý bok / tah				pravý bok / zpět			
		nan.hodn.	jakost	dov.hodn.	jakost	nan.hodn.	jakost	dov.hodn.	jakost
max. úch. obvod roztečí	fpt	4	5	5	5	4	5	5	5
max. úch. soused. roztečí	fu max	3	3			2	2		
kolísání roztečí	Rp	7				8			
součtová úchytky roztečí	Fp	16	6			18	6		
součtová úch. roztečí k zubů Fpa/z		7	6			8	6		

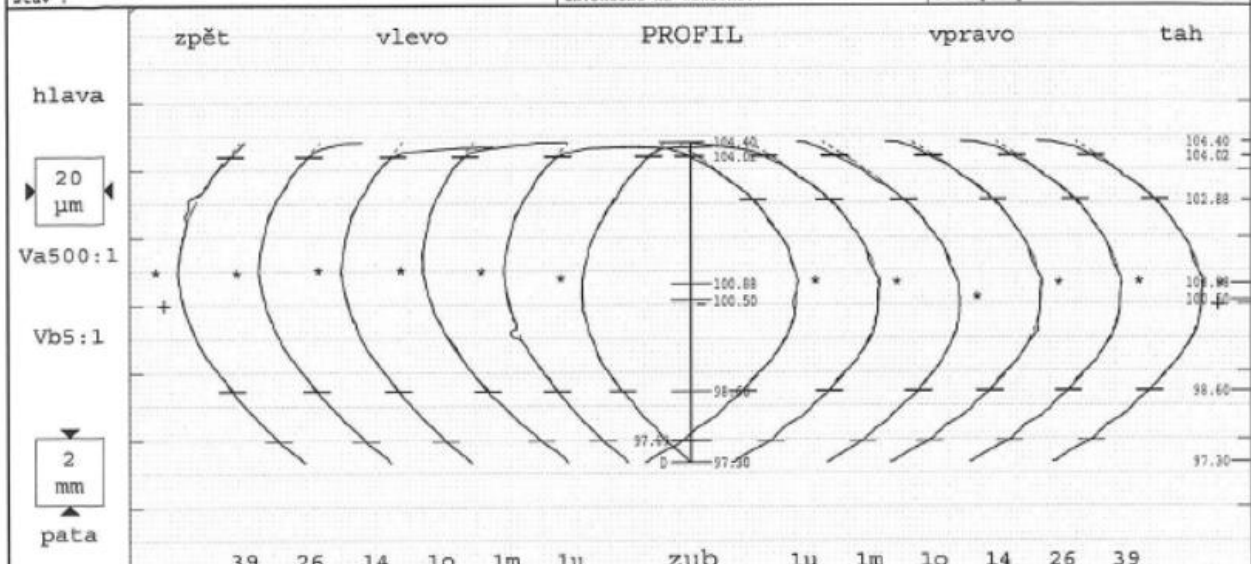


Příloha č. 4

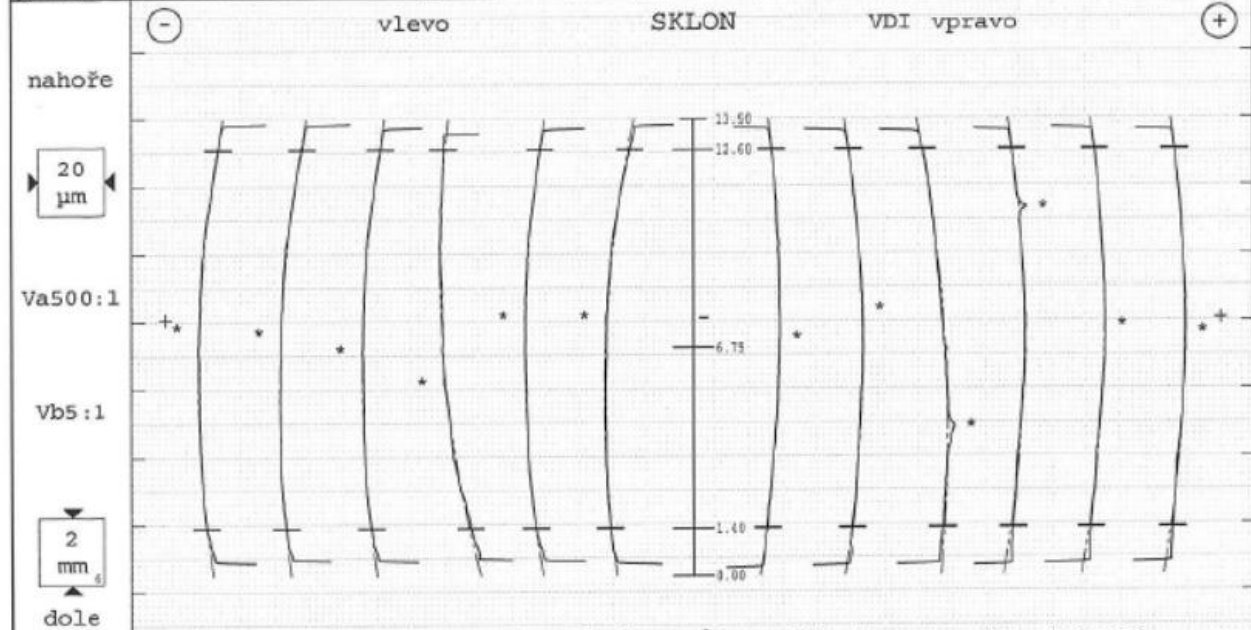
čelní kolo - profil/sklon



č.prog.:	P26	obsluha:		datum:	
název:	MQ100-1.sch	počet zubů z	51	šířka zubu b	13.5mm
č.výkresu:	OCF 311 250 E H	modul m	1.7mm	pásno na profilu La	
č.zak./série:		úhel záběru		pásno na sklonu Lδ	
firma/stroj č.:		úhel sklonu		začátek vyhod. M1	
místo měření:		pr. základní kr. db		průměr dotyku	
stav :		úh.sklonu na zákl.kr.		souř.posa.profilu x	



tolerance	střední	nam.hodn. [μm]							jakost tolerance	nam.hodn. [μm]							střední	jakost		
Var	2																2			
fHα	±7	2	2	3	3	8	1	-8	±7	3	0	-4	1	2	1	1				
Pa		14	13	14	14	17	13	17		13	12	14	13	13	13	13				
ffa	3	3	4	1	2	2	3	1	3	1	2	1	2	2	2	2				
Ca	3±2	16	16	16	16	15	16	16	3±2	15	15	14	15	15	15	15				
Caα									-18±5	-19	-19	-19	-19	-19	-19	-19				
ffoa									3	1	1	1	1	1	1	1				
p/h-δ[mm]		96.139	[96.1/96.35]								104.708	[104.65/104.8]								



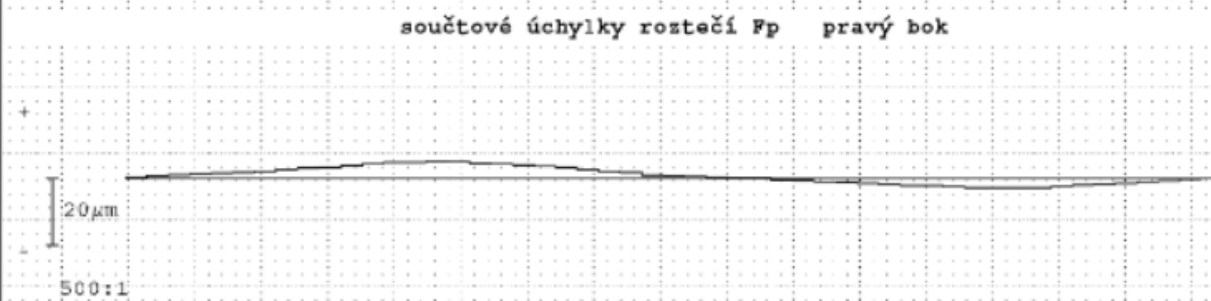
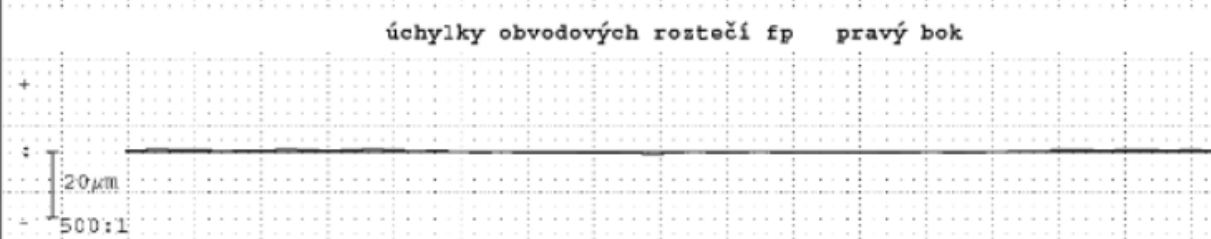
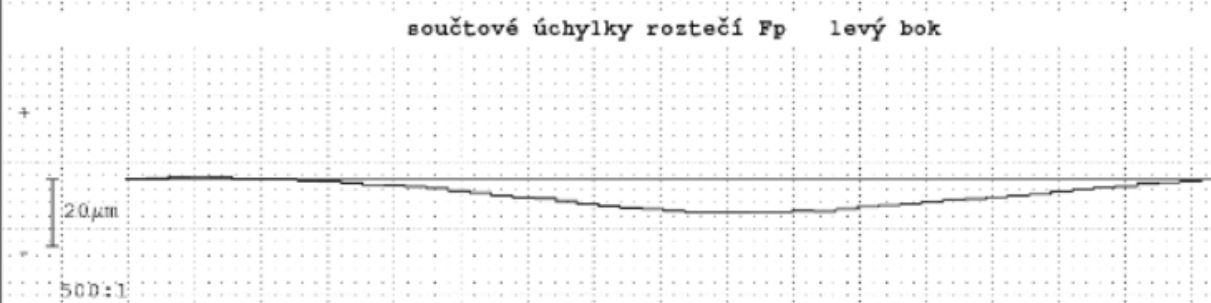
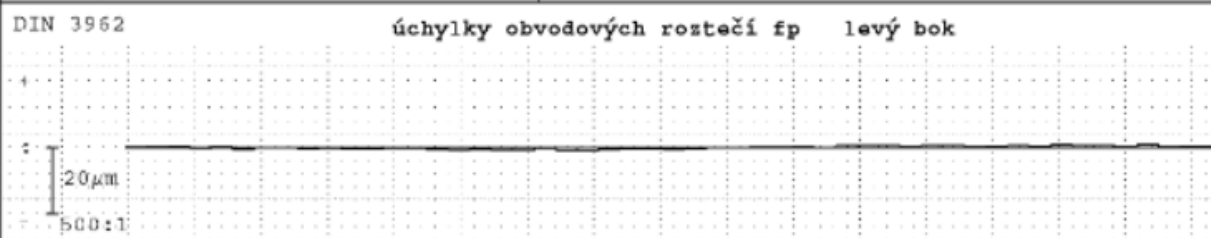
N:Z		39	26	14	1a	1m	1f	zub	1f	1m	1a	14	26	39		
Var	4														3	
fHδ	±11	3	4	5	3	-9	1	6	±11	2	-1	-8	1	2	2	1
FB		3	3	5	3	9	1	6		2	2	7	3	2	2	2
ffa	5	1	1	1	1	1	1	1	5	1	1	3	3	1	1	2
CB	4±3	4	4	4	4	4	4	4	4±3	3	4	3	4	4	4	4



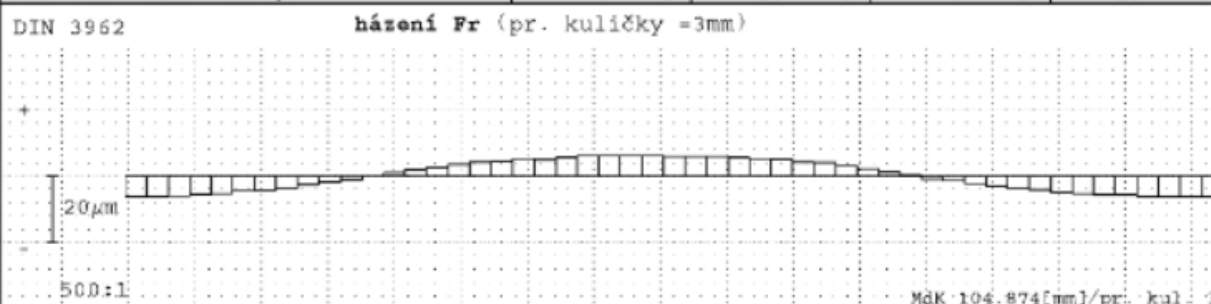
čelní kolo - rozteče



č.prog.:	P26	obsluha:		datum:	
název:	MQ100-1.sch	počet zubů z	51	úhel záběru	
č.výkresu:		modul m	1.7mm	úhel sklonu	
č.zak./série:		místo měření:			
firma/stroj č.:	Zkouška	stav:			



měřicí kružnice roztečí 100.883 z=6.6zn	levý bok / zpět				pravý bok / tah			
	max.hodn.	jakost	dov.hodn.	jakost	max.hodn.	jakost	dov.hodn.	jakost
max. úch. obvod roztečí fp	1	1	5	5	1	1	5	5
max. úch. souos. roztečí fu max	1	1			0	1		
kolísání roztečí Hp	2				2			
součtová úchytky roztečí Fp	11	4			8	3		
součtová úch. roztečí k zubů Fpk	4	2	16	6	3	1	16	6



obvodové házení osazení	Fr	12		5		dov.hodn.	104.874	104.818	
		22	7	10	6				
kolísání tloušťky zubu	Rz	10		6		nam.	104.841	104.841	104.84

