

# ANALÝZA ÚČINNOSTI HNACÍHO ÚSTROJÍ OSOBNÍHO AUTOMOBILU

DISERTAČNÍ PRÁCE

Studijní program: P2302 – Stroje a zařízení

Studijní obor: 2302V010 – Konstrukce strojů

Autor: Ing. Josef Popelka

Školitel: prof. Ing. Cestýn Scholz, Ph. D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Mechanical Engineering ■

# ANALYSIS OF THE POWERTRAIN EFFICIENCY OF A PASSENGER VEHICLE

DISERTATION

Study program: P2302 - Machinery and equipment

Field of Study: 2302V010 - Machine Design

Author: Ing. Josef Popelka

Supervisor: prof. Ing. Cestýn Scholz, Ph. D.



## **Prohlášení**

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační 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 disertační práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li disertační 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 jejich skutečné výše.

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

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

Datum: 28.6 2019

Podpis:

## Poděkování

Touto cestou bych velmi rád poděkoval svému školiteli prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D., který mi byl nejen dobrým vedoucím, ale také blízkým člověkem, na kterého jsem se mohl kdykoliv obrátit s prosbou o radu. Během celého mého doktorského studia mi poskytl nesčítelně konzultací, které mne vedli ke zdárnému dokončení disertační práce.

Velké díky patří také kolegovi a kamarádovi Ing. Alešovi Dittrichovi, Ph.D. za pomoc při přípravě měření s indikační aparaturou.

Dále bych rád poděkoval Ing. Martinu Lachmanovi, Ph.D. za konzultace a rady k softwarovému prostředí Matlab.

Za pomoc a cenné rady při nastavování a ovládání zkušebního stavu Powertrain patří Ing. Tomášovi Zvolškému.

Nemalé poděkování patří mé rodině a přátelům, kteří za mnou stáli po dobu mého studia a byli mi velkou oporou.

Rád bych poděkoval své přítelkyni Jindřišce, která mi byla oporou a pomohla mi s formální stránkou mé disertační práce.

Zvláštní poděkování patří mému synu Josefovi, který mne motivoval k úspěšnému dokončení doktorského studia.



## **ANOTACE**

Tato disertační práce se zabývá analýzou mechanické účinnosti hnacího ústrojí osobního automobilu jako celku. Za tímto účelem vzniklo unikátní zařízení k měření točivého momentu spalovacího motoru, který vstupuje do řetězce převodového ústrojí. V této práci je také celý systém matematicky popsán a byl vytvořen matematický model, který byl verifikovaný s daty naměřenými během experimentu. Takto ucelená práce poskytuje nový pohled na celou problematiku a přináší mnoho nově získaných poznatků v této oblasti.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Měření točivého momentu, mechanická účinnost, hnací ústrojí, převodové ústrojí, průběh momentu

## **ANNOTATION**

This dissertation deals with the analysis of the powertrain efficiency of a passenger vehicle as a whole. For this purpose, a unique device for measuring the torque of an internal combustion engine has been created, which enters the transmission chain. In this work, the whole system is mathematically described and a mathematical model has been created that has been verified with the data measured during the experiment. Such a comprehensive work provides a new insight into the whole issue and brings many new findings in this area.

## **KEYWORDS**

Torque measurement, mechanical efficiency, gear, torque, powertrain



# Obsah

Obsah .....	7
Seznam obrázků .....	9
Seznam tabulek.....	13
Seznam symbolů.....	14
1. Úvod.....	17
2. Cíle disertační práce .....	19
3. Rešerše současného stavu .....	20
3.1 Praktické a teoretické poznatky.....	22
4. Příprava experimentů .....	33
4.1 Zkušební metodika.....	33
4.2 Funkční vzorky měřicích zařízení. ....	36
4.2.1 Měřicí mezičlen .....	36
4.2.2 Úprava hlavy válců motoru.....	39
4.2.3 Oživení a kalibrace měřicího mezičlenu .....	40
4.3 Fyzikální model .....	46
5. Měření mechanických ztrát a účinností hnacího ústrojí.....	49
5.1 Motor.....	55
5.2 Převodové ústrojí .....	57
5.2.1 Přímý směr jízdy .....	57
5.2.2 Změna směru jízdy.....	68
6. Tvorba matematického modelu .....	76
6.1 Popis matematického modelu .....	76
6.2 Blok nahrazující spalovací motor.....	80
6.3 Převodové ústrojí .....	81
6.4 Blokové schéma nahrazující dynamometr .....	83
6.5 Výsledky matematické simulace.....	84



6.5.1	Porovnání experimentálně získaných dat s naměřenými.....	84
7.	Zhodnocení výsledků .....	92
8.	Doporučení na pokračování práce.....	95
9.	Použitá literatura .....	97
10.	Publikační činnost.....	98



## Seznam obrázků

Obrázek 1 Hnací ústrojí typické pro uspořádání 4x2 [6].....	17
Obrázek 2 Model kolísání úhlové rychlosti pro hnací ústrojí [1] .....	23
Obrázek 3 Faktory ovlivňující změny točivého momentu motoru [1] .....	24
Obrázek 4 Simulace rychlostí uvolňování tepla [1] .....	24
Obrázek 5 Měřicí systém pro měření úhlové rychlosti motoru [1].....	26
Obrázek 6 Umístění snímače točivého momentu ve víku posledního ložiska [2] .....	27
Obrázek 7 Uspořádání měřicí techniky [2].....	28
Obrázek 8 Schéma zobrazující jednotlivé měřicí prvky [3].....	29
Obrázek 9 Schéma zobrazující jednotlivé měřicí prvky [4].....	30
Obrázek 10 Naměřené otáčky během tří cyklů motoru. [4] .....	31
Obrázek 11 Odhad indikovaného momentu [4].....	32
Obrázek 12 Zkušební zařízení Powertrain pro uspořádání 4x4 (vlastní zpracování).....	33
Obrázek 13 Měřené veličiny na stanovišti Powertrain pro uspořádání 4x2 (vlastní zpracování) .....	34
Obrázek 14 Prostředí měřicího softwaru měřicího zařízení Powertrain (vlastní zpracování) .	35
Obrázek 15 Řadicí robot (vlastní zpracování).....	35
Obrázek 16 Snímače točivého momentu Kistler 4504B [5].....	36
Obrázek 17 Zástavba snímače v měřicím mezi členu (vlastní zpracování).....	37
Obrázek 18 Pohled na motor s namontovaným měřicím mezičlenem (vlastní zpracování) ...	37
Obrázek 19 Řez funkčním vzorkem měřicího mezičlenu (vlastní zpracování) .....	38
Obrázek 20 Pohled na vývrt pro pouzdro k uložení snímače (vlastní zpracování) .....	39
Obrázek 21 Umístění snímačů tlaku v hlavě motoru (vlastní zpracování) .....	40
Obrázek 22 Schéma zapojení zařízení Indimeter 619 [13] .....	41
Obrázek 23 Příklad průběhu tlaků (vlastní zpracování) .....	41
Obrázek 24 Průběh ztrátového momentu v závislosti na zatížení motoru $M_{emD}$ měřeným dynamometrem (vlastní zpracování).....	42
Obrázek 25 Průběh ztrátového momentu v závislosti na zatížení motoru $M_{em}$ měřeného měřicím mezičlenem (vlastní zpracování).....	43
Obrázek 26 Průběh momentů při 1000 ot/min (vlastní zpracování) .....	44
Obrázek 27 Průběh momentů při 2000 ot/min (vlastní zpracování) .....	44
Obrázek 28 Průběh momentů při 3000 ot/min (vlastní zpracování) .....	44
Obrázek 29 Pohled na kalibrační ramena (vlastní zpracování)    Obrázek 30 Kalibrační závaží (vlastní zpracování) .....	45
Obrázek 31 Porovnání naměřené a teoretické kalibrační křivky (vlastní zpracování).....	45
Obrázek 32 Schéma zapojení (vlastní zpracování).....	46
Obrázek 33 Převodovka MQ200: vlevo celkový pohled; vpravo vnitřní uspořádání (vlastní zpracování) .....	47
Obrázek 34 Fyzikální model při zástavbě na měřicí stanoviště Powertrain (vlastní zpracování) .....	48
Obrázek 35 Fyzikální model při zástavbě na měřicí stanoviště Powertrain (vlastní zpracování) .....	48
Obrázek 36 Schéma vyčítaných parametrů (vlastní zpracování) .....	49
Obrázek 37 Průběh točivého momentu s vyčítací frekvencí 100 Hz (vlastní zpracování).....	50
Obrázek 38 Průběh točivého momentu s vyčítací frekvencí 2 kHz (vlastní zpracování).....	51



Obrázek 39 Průběh točivého momentu s vyčítací frekvencí 10kHz (vlastní zpracování).....	51
Obrázek 40 Porovnání průběhů momentů vyhodnocených z indikační aparatury (vlastní zpracování) .....	52
Obrázek 41 Porovnání průběhu celkových momentů pro různé spojky, vyhodnoceno z indikační aparatury (vlastní zpracování).....	53
Obrázek 42 Porovnání točivého momentu z indikace aparaturou Indicom a z PC Powertrainu (vlastní zpracování).....	53
Obrázek 43 Průběh tlaků a momentů při 3500 ot/min, 150 Nm a zařazené 3 rychlosti (vlastní zpracování) .....	55
Obrázek 44 Průběhy vypočtených ztrátových momentů a účinností motoru (vlastní zpracování) .....	56
Obrázek 45 Průběh tlaků a momentů při 3500 ot/min, 75 Nm a zařazené 6 rychlosti (vlastní zpracování) .....	57
Obrázek 46 Průběhy účinností pro jednotlivé rychlostní stupně, pro režim motoru 3500 ot/min, a zatížení od 5 do 150 Nm (vlastní zpracování) .....	58
Obrázek 47 Spojkové lamely: vlevo tuhá kovo-keramická; vpravo pružná sériová (vlastní zpracování) .....	59
Obrázek 48 Průběh měřených veličin při měření s pružnou spojkou při 3500 otáček motoru, 125Nm, 3-tí rychlostní stupeň (vlastní zpracování) .....	60
Obrázek 49 Průběh měřených veličin s upravenou pevnou spojkou při 3500 otáček motoru, 125Nm, 3-tí rychlostní stupeň (vlastní zpracování) .....	60
Obrázek 50 Porovnání amplitudy momentu na vstupu a výstupu převodového ústrojí, pro 3500 ot/min, 3-tí rychlostní stupeň a různé zatížení motoru (vlastní zpracování) .....	61
Obrázek 51 Porovnání amplitudy momentu na vstupu a výstupu převodového ústrojí, pro 3500 ot/min, 6-tí rychlostní stupeň a různé zatížení motoru (vlastní zpracování) .....	62
Obrázek 52 Průběhy ztrátových výkonů pro pružnou spojkou při přev. stupních 3, 4, 5, 6 (vlastní zpracování) .....	63
Obrázek 53 Mapa ztrátových výkonů v závislosti na zařazeném rychlostním stupni a výkonu na kolech (vlastní zpracování) .....	63
Obrázek 54 Průběh ztrátových výkonů převodového ústrojí pro různé typy spojky (vlastní zpracování) .....	64
Obrázek 55 Průběh ztrátových výkonů převodového ústrojí (vlastní zpracování) .....	65
Obrázek 56 Průběhy ztrátových výkonů pro jednotlivé rychlostní stupně při protáčení převodového ústrojí (vlastní zpracování) .....	66
Obrázek 57 Průběhy ztrátových výkonů při různých způsobech protáčení převodového ústrojí (vlastní zpracování) .....	67
Obrázek 58 Průběhy otáček a momentů během modelování průjezdu zatáčkou s poloměrem 55 metrů a režimu motoru 2000 ot/min , 140 Nm a zařazeném 4 rychlostním stupni (vlastní zpracování) .....	68
Obrázek 59 Vypočtená změna poloměru zatáčení při průjezdu zatáčkami, platí pro zatáčku 55m (vlastní zpracování) .....	69
Obrázek 60 Schematické znázornění fiktivní zatáčky (vlastní zpracování) .....	69
Obrázek 61 Průběh momentů na kolech a jejich otáček v závislosti na měnicím se poloměru zatáčení. Data pro poloměr zatáčky 55 metrů, pro parametry motoru 2000 ot/min, 140Nm a 4 rychlostní stupeň. (vlastní zpracování) .....	70
Obrázek 62 Průběh účinností diferenciálu měnicích se v čase dle poloměru zatáčení. Výsledky pro poloměr zatáčení 55 metrů (vlastní zpracování) .....	70



Obrázek 63 Průběhy měřených veličin z 200 pracovních cyklů měřené indikační aparaturou pro poloměr zatáčky 55 metrů, pro parametry motoru 2000 ot/min, 140Nm a 4 rychlostní stupeň (vlastní zpracování) .....	71
Obrázek 64 Průběhy měřených veličin z 200 pracovních cyklů měřené indikační aparaturou pro poloměr zatáčky 55 metrů, pro parametry motoru 2000 ot/min, 140Nm a 4 rychlostní stupeň (vlastní zpracování) .....	72
Obrázek 65 Průběhy otáček a momentů během modelování průjezdu zatáčkou s poloměrem 32 metrů a režimu motoru 2000 ot/min , 140 Nm a zařazeném 4 rychlostním stupni (vlastní zpracování) .....	73
Obrázek 66 Vypočtená změna poloměru zatáčení při průjezdu zatáčkami, platí pro poloměr zatáčky 32m (vlastní zpracování) .....	73
Obrázek 67 Průběh účinností diferenciálu měnicích se v čase dle poloměru zatáčení. Výsledky pro poloměr zatáčení 32 metrů (vlastní zpracování) .....	74
Obrázek 68 Průběhy měřených veličin z 200 pracovních cyklů měřené indikační aparaturou pro poloměr zatáčky 32 metrů, pro parametry motoru 2000 ot/min, 140Nm a 4 rychlostní stupeň (vlastní zpracování) .....	74
Obrázek 69 Průběhy měřených veličin z 200 pracovních cyklů měřené indikační aparaturou pro poloměr zatáčky 32 metrů, pro parametry motoru 2000 ot/min, 140Nm a 4 rychlostní stupeň (vlastní zpracování) .....	75
Obrázek 70 Schéma matematického modelu (vlastní zpracování) .....	77
Obrázek 71 Zdroj točivého momentu na vstupu do převodového ústrojí (vlastní zpracování) .....	80
Obrázek 72 Schéma torzního modelu 5-ti hmotného systému převodového ústrojí (vlastní zpracování) .....	81
Obrázek 73 Průběh celkové účinnosti převodového ústrojí v závislosti na přenášeném momentu, pro 4 rychlostní stupeň (vlastní zpracování).....	82
Obrázek 74 Blokové schéma zjednodušeného převodového ústrojí (vlastní zpracování) .....	82
Obrázek 75 Blokové schéma prvků vyvozující moment v celé soustavě (vlastní zpracování) .....	83
Obrázek 76 Průběhy momentů na kole při režimu motoru 3500 ot/min, 50 Nm (vlastní zpracování) .....	84
Obrázek 77 Průběhy momentů na kole při režimu motoru 3500 ot/min, 75 Nm (vlastní zpracování) .....	84
Obrázek 78 Průběhy momentů na kole při režimu motoru 3500 ot/min, 100 Nm (vlastní zpracování) .....	85
Obrázek 79 Průběhy momentů na kole při režimu motoru 3500 ot/min, 125 Nm (vlastní zpracování) .....	85
Obrázek 80 Průběhy momentů na kole při režimu motoru 3500 ot/min, 150 Nm (vlastní zpracování) .....	86
Obrázek 81 Porovnání ztrátových výkonů pro různé typy spojky (vlastní zpracování) .....	86
Obrázek 82 Porovnání průběhu momentu na kole pro měřené a simulované hodnoty, otáčky motoru 3500 1/min, 4-tý rychlostní stupeň, zatížení 50 Nm (vlastní zpracování) .....	87
Obrázek 83 Porovnání průběhu momentu na kole pro měřené a simulované hodnoty, otáčky motoru 3500 1/min, 4-tý rychlostní stupeň, zatížení 100 Nm (vlastní zpracování) .....	88
Obrázek 84 Porovnání průběhu momentu na kole pro měřené a simulované hodnoty, otáčky motoru 3500 1/min, 4-tý rychlostní stupeň, zatížení 150 Nm (vlastní zpracování) .....	88



Obrázek 85 Porovnání amplitud momentu pro pevnou a pružnou spojku, výsledky získané simulací .....	89
Obrázek 86 Porovnání měřených a simulovaných amplitud momentu pro pevnou spojku ....	90
Obrázek 87 Porovnání měřených a simulovaných amplitud momentu pro pružnou spojku...	91





## Seznam tabulek

Tabulka 1 Parametry snímače Kistler 4504B (vlastní zpracování) .....	36
Tabulka 2 Momenty setrvačnosti jednotlivých dílů (vlastní zpracování) .....	39
Tabulka 3 Režim otáček (vlastní zpracování) .....	40
Tabulka 4 Režim zatížení (vlastní zpracování) .....	40
Tabulka 5 Parametry Motoru EA 211 1,4 TSI (vlastní zpracování).....	46
Tabulka 6 Parametry převodovky MQ200GA (vlastní zpracování).....	47
Tabulka 7 Parametry spojek (vlastní zpracování) .....	47
Tabulka 8 Prvky pro zpracování a zobrazení signálů (vlastní zpracování).....	78
Tabulka 9 Prvky reprezentující snímače veličin (vlastní zpracování) .....	79
Tabulka 10 Prvky mající mechanické vazby (vlastní zpracování) .....	79
Tabulka 11 Prvky hydraulického okruhu (vlastní zpracování) .....	80
Tabulka 12 Momenty setrvačnosti jednotlivých prvků převodového ústrojí (vlastní zpracování) .....	81
Tabulka 13 Tuhosti jednotlivých částí hnacího ústrojí (vlastní zpracování) .....	81



## Seznam symbolů

ASD	asynchronní dynamometr	[-]
B	koeficient viskózního tlumení	[Nm/rad*s <sup>-1</sup> ]
b	rozchod kol	[m]
c <sub>(12-45)</sub>	tuhost jednotlivých částí převodovky	[Nm/rad]
CA	úhel natočení klikového hřídele	[°]
C <sub>x</sub>	součinitel aerodynamického odporu	[-]
EA 211	typové označení motoru	[-]
F	síla na kolech	[N]
f	součinitel valivého odporu	[-]
g	gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
g3s-indi	ztrátový výkon pro 3-tí rychlost pod zátěží stanovený z indikace	[kW]
g4s-indi	ztrátový výkon pro 4-tou rychlost pod zátěží stanovený z indikace	[kW]
g5s-indi	ztrátový výkon pro 5-tou rychlost pod zátěží stanovený z indikace	[kW]
g6s-indi	ztrátový výkon pro 6-tou rychlost pod zátěží stanovený z indikace	[kW]
G <sub>f</sub>	množství paliva	[kg]
H <sub>u</sub>	výhřevnost paliva	[kJ/kg]
i	převodové číslo	[-]
I <sub>(1-5)</sub>	moment setrvačnosti jednotlivých částí převodového ústrojí	[kg*m <sup>2</sup> ]
IMEP(1-4)	střední indikovaný tlak pro jednotlivé válce	[bar]
J	moment setrvačnosti	[kg*m <sup>2</sup> ]
m <sub>v</sub>	hmotnost vozidla	[kg]
m	Viebeho konstanta	[-]
Me_m	efektivní moment motoru	[Nm]
Me_mAm	amplituda efektivního momentu motoru	[Nm]
Me_mAm-p	amplituda efektivního momentu pro pružnou spojku	[Nm]
Me_mAm-t	amplituda efektivního momentu motoru pro tuhou spojku	[Nm]
Me_p	požadovaný moment motoru	[Nm]
M <sub>em</sub>	efektivní moment motoru	[Nm]
MemD	efektivní moment měřený dynamometrem	[Nm]
Mideal	ideální moment	[Nm]
M <sub>im</sub>	indikovaný moment motoru	[Nm]
M <sub>k</sub>	výstupní moment na kolech	[Nm]
Mk_am	amplituda momentu na obou kolech	[Nm]
Mk_L_indi	moment na levém kole měřený indikační aparaturou	[Nm]
Mk_L_mer	měřený moment na levém kole	[Nm]
Mk_L_pwt	moment na levém kole měřený řídicím PC Powetrainu	[Nm]
Mk_L_sim	simulovaný moment na levém kole	[Nm]
Mk_L_sim-p	simulovaný moment na kole pro pružnou spojku	[Nm]
Mk_L_sim-t	simulovaný moment na kole pro tuhou spojku	[Nm]
Mk_Lam_sim-p	simulované amplitudy momentu na kole pro pružnou spojku	[Nm]
Mk_Lam_sim-t	simulované amplitudy momentu na kole pro tuhou spojku	[Nm]
Mk_Lam-p	amplituda momentu na levém kole pro pružnou spojku	[Nm]
Mk_Lam-t	amplituda momentu na levém kole pro tuhou spojku	[Nm]
Mk_L-p	moment na levém kole pro pružnou spojku	[Nm]



Mk_L-t	moment na levém kole pro tuhou spojku	[Nm]
Mk_P_indi	moment na pravém kole měřený indikační aparaturou	[Nm]
Mk_P_pwt	moment na pravém kole měřený řídicím PC Powetrainu	[Nm]
Mk_Pam-p	amplituda momentu na pravém kole pro pružnou spojku	[Nm]
Mk_Pam-t	amplituda momentu na pravém kole pro tuhou spojku	[Nm]
Mk_P-p	moment na pravém kole pro pružnou spojku	[Nm]
Mk_P-t	moment na pravém kole pro tuhou spojku	[Nm]
M <sub>kl</sub>	výstupní moment na levém kole	[Nm]
Mk-p	moment na obou kolech pro pružnou spojku	[Nm]
M <sub>kp</sub>	výstupní moment na pravém kole	[Nm]
Mk-t	moment na obou kolech pro tuhou spojku	[Nm]
M <sub>lz</sub>	moment na levém kole při zatáčení	[Nm]
M <sub>mer</sub>	měřený moment	[Nm]
Moment_avg	průměrný moment motoru ze 100 cyklů motoru	[Nm]
Moment_L_avg	průměrný moment na levém kole ze 100 cyklů motoru	[Nm]
Moment_P_avg	průměrný moment na pravém kole ze 100 cyklů motoru	[Nm]
M <sub>pz</sub>	moment na pravém kole při zatáčení	[Nm]
MQ200GA	typové označení převodovky	[-]
M <sub>z_m</sub>	ztrátový moment motoru	[Nm]
M <sub>z_mg3</sub>	ztrátový moment motoru při zařazeném 3-tím rychlostním stupni	[Nm]
M <sub>zm</sub>	ztrátový moment motoru	[Nm]
M <sub>zp</sub>	ztrátový moment převodovky	[Nm]
n	Viebeho konstanta	[-]
n <sub>lz</sub>	otáčky levého kola při zatáčení	[ot/min]
n <sub>pz</sub>	otáčky pravého kola při zatačení	[ot/min]
P <sub>em</sub>	efektivní výkon motoru	[kW]
P <sub>f</sub>	ztrátový výkon	[kW]
P <sub>i</sub>	indikovaný výkon	[kW]
P <sub>im</sub>	indikovaný výkon motoru	[kW]
P <sub>k</sub>	výkon na kolech	[kW]
P <sub>kl</sub>	výkon na levém kole	[kW]
P <sub>kp</sub>	výkon na pravém kole	[kW]
P <sub>L</sub>	výkon přenášený převodovým ústrojím	[kW]
P <sub>m</sub>	výkon od působení rotačních hmot	[kW]
p <sub>mi</sub>	střední indikovaný tlak	[bar]
P <sub>mi</sub>	středni indikovaný výkon	[kW]
Protáčení_g6s	ztrátový výkon při protáčení převodovkou a 6-tou rychlost	[kW]
P <sub>w</sub>	Powertrain	[-]
P <sub>zp</sub>	ztrátový výkon převodovky	[kW]
P <sub>zp</sub>	ztrátový výkon převodovky	[Nm]
P <sub>zp_g3-p</sub>	ztrátový výkon převodovky pro 3-tí rychlost a pružnou spojku	[kW]
P <sub>zp_g3-t</sub>	ztrátový výkon převodovky pro 3-tí rychlost a tuhou spojku	[kW]
P <sub>zp_g4_sim-p</sub>	simulovaný ztrátový výkon pro 4-tou rychlost a pružnou spojku	[kW]
P <sub>zp_g4_sim-t</sub>	simulovaný ztrátový výkon pro 4-tou rychlost a tuhou spojku	[kW]
P <sub>zp_g4-p</sub>	ztrátový výkon převodovky pro 4-tou rychlost a pružnou spojku	[kW]
P <sub>zp_g4-t</sub>	ztrátový výkon převodovky pro 4-tou rychlost a tuhou spojku	[kW]
P <sub>zp_g5-p</sub>	ztrátový výkon převodovky pro 5-tou rychlost a pružnou spojku	[kW]



Pzp_g5-t	ztrátový výkon převodovky pro 5-tou rychlost a tuhou spojku	[kW]
Pzp_g6-p	ztrátový výkon převodovky pro 6-tou rychlost a pružnou spojku	[kW]
Pzp_g6-t	ztrátový výkon převodovky pro 6-tou rychlost a tuhou spojku	[kW]
$P_{\omega}$	složený výkon	[kW]
Q	vývin tepla	[J]
r	poloměr kola	[m]
$R_s$	vypočtený poloměr zatáčky	[m]
$R_{s(mer)}$	poloměr zatáčky stanovený měřením	[m]
$S_x$	čelní plocha	[m <sup>2</sup> ]
$T_c$	točivý moment vyvozený torzní tuhostí	[Nm]
$T_d$	točivý moment vyvozený tlumením	[Nm]
$T_e$	točivý moment z motoru	[Nm]
$T_f$	ztrátový točivý moment	[Nm]
$T_i$	indikovaný točivý moment motoru	[Nm]
$T_k$	točivý moment vyvozený tuhostí	[Nm]
$T_L$	točivý moment přenášený převodovým ústrojím	[Nm]
$T_m$	točivý moment od rotačních hmot	[Nm]
$T_r$	vratný moment	[Nm]
$T_{\omega}$	složený točivý moment	[Nm]
Úč_3°	účinnost 3-tího rychlostního stupně	[-]
Úč_4°	účinnost 4-tého rychlostního stupně	[-]
Úč_5°	účinnost 5-tého rychlostního stupně	[-]
Úč_6°	účinnost 6-tého rychlostního stupně	[-]
Úč_mg3	účinnost motoru při zařazeném 3-tím rychlostním stupni	[-]
Úč_pg3i	účinnost převodovky při 3-tím rychlostním stupni stanovená z indikace	[-]
Úč_pg3p	účinnost převodovky při 3-tím rychlostním stupni stanovená z PC Pwt	[-]
Účd	účinnost diferenciálu	[-]
Účv	účinnost výsledná diferenciálu	[-]
v	rychlost vozidla	[km/h]
$\Theta$	natočení klikového hřídele	[°]
$\eta_d$	účinnost diferenciálu	[-]
$\eta_m$	účinnost motoru	[-]
$\eta_p$	účinnost převodovky	[-]
$\eta_v$	účinnost výsledná diferenciálu	[-]
$\eta_c$	celková účinnost	[-]
$\varphi$	adhezní součinitel	[-]
$\rho$	hustota vzduchu	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\omega_{kl}$	úhlová rychlost levého kola	[rad/s]
$\omega_{kp}$	úhlová rychlost pravého kola	[rad/s]
$\omega_m$	úhlová rychlost motoru	[rad/s]



# 1. Úvod

Dnešní náročná společnost je neustále tlačena svými narůstajícími požadavky k získávání nových a dokonalejších věcí denní spotřeby. Tento trend se čím dál výrazněji projevuje i v oblasti vývoje a výzkumu osobních automobilů a jejich podskupin. Bohužel tato situace má své důsledky a to hlavně, že takové chování konzumní společnosti způsobuje drancování a poškozování životního prostředí. Aby nedocházelo k tak výraznému ovlivnění přírody, jsou nutná určitá ustanovení a zákony regulující danou situaci. Takto vytvořený nátlak ze strany spotřebitelů a zákonodárců nejvíce pociťují právě výrobci. Ti se snaží hledat a objevovat nové způsoby v oblasti vývoje a výroby jednotlivých produktů. Podíváme-li se na to očima obou táborů, tak zákazník-spotřebitel chce mít automobil, který má přijatelné výkonové parametry, nízkou spotřebu a hlavně, co nejnižší cenu. Naopak výrobce jdoucí za ziskem se snaží nabídnout automobil vhodných parametrů za co možná nejvýhodnější cenu tak, aby byl generován co nejvyšší zisk. Proto je třeba hledat kompromisy tak, aby byly uspokojeny potřeby všech a zároveň bylo co možná nejméně zatěžováno životní prostředí.



Obrázek 1 Hnací ústrojí typické pro uspořádání 4x2 [6]



Na základě výše uvedených aspektů se nemalá část pracovníků výzkumu snaží najít vhodné způsoby ke snižování spotřeby paliva. Jednou z možností, která se přímo nabízí, je snižování vnitřních mechanických ztrát v celém hnacím ústrojí vozidel. K tomu, abychom mohli správně posoudit chování hnacího ústrojí jako celku, je nutné pochopit a vhodně diagnostikovat posuzované veličiny. Za tímto účelem je vhodné mít nastudované velké množství teoretických poznatků, které jsou sice všeobecně známé, ale pomohou nám pochopit chování celého řetězce mezi motorem a pneumatikou vozidla. Vedle teoretických znalostí je dobré získat přehled o pracích ostatních vědeckých týmů. Jen takovýto přístup nám umožní mít dokonalý přehled k výběru vhodné metodiky měření, respektive k jejímu stanovení.

Společně s teoretickými poznatky a vlastním měřením jde ruku v ruce také matematický popis sledovaného systému, respektive simulace chování sledovaného systému v předem určeném softwarovém prostředí. Toto odvětví je ale samostatnou kapitolou, která s sebou nese určitá úskalí a problémy s tím spojené, proto je nutné se touto problematikou zabývat jako celkem.



## 2. Cíle disertační práce

Zvýšený zájem o účinnější přenosy sil a momentů hnacího ústrojí automobilů mě motivoval k vypracování disertační práce. Motivace byla podpořena novým vybavením laboratoře o unikátní zařízení Powertrain, které umožňuje měřit přímo točivý moment dynamometry umístěnými místo kol. Disertační práce obsahuje popis jednotlivých prvků hnacího ústrojí a jejich funkcí. Cílem práce je kompletní analýza mechanické účinnosti a chování celého hnacího ústrojí. K tomu je nutné definovat veličiny, na jejichž základě budeme hodnotit a analyzovat účinnost v jeho jednotlivých částech. V tomto případě je tedy vhodné měřit přímo točivý moment na vstupu do převodového ústrojí a jeho výstupu. Za účelem sledování točivého momentu na vstupu do převodového ústrojí bylo nutné navrhnout zcela nový způsob měření pomocí měřicího mezičlenu zařazeného mezi motor a spojku s převodovým ústrojím. V závislosti na požadavcích komplexního popisu celého systému je nutné sledovat i spalovací tlaky v motoru hnacího ústrojí. Průběh spalovacích tlaků nám poskytne informaci o správnosti měření navržené metody. Výstupní momenty budou sledovány pomocí sofistikovaného zařízení Powertrain, které je navrženo k testování hnacích agregátů a umožňuje, díky plně řízenému provozu, získat maximum potřebných informací.

Zařízení Powertrain umožňuje sestavit fyzikální model hnacího ústrojí a naměřené hodnoty pak verifikovat s matematickým modelem. Nově vytvořený matematický model nám později pomůže hlouběji pochopit funkci a chování systému, bez potřeby jeho dalšího testování na brzdovém stanovišti.

Shrnutí základních cílů práce:

- Ověřit a rozšířit známé postupy měření mechanických účinností a ztrát pohonného ústrojí osobního automobilu.
- Ověření a případné rozšíření obecně známých aspektů o dynamických vlastnostech přenosu momentu hnacího ústrojí osobního automobilu.
- Vytvoření matematického modelu hnacího ústrojí vozidla a jeho verifikace s experimentem.

Ke splnění výše stanovených cílů je potřebné vytvořit funkční vzorky měřicích nástrojů, které nám umožní získat kvalitní experimentální data.

- Měřicí mezičlen k měření efektivního momentu spalovacího motoru.
- Úprava hlavy válců motoru pro měření spalovacích tlaků potřebných pro výpočet indikovaného momentu v motoru.



### 3. Rešerše současného stavu

Různými autory, napříč celým odborným plénem, bylo napsáno velké množství obsáhlých publikací zabývajících se různými metodami měření točivého momentu a ztrát v převodovkách automobilů. Autoři publikací řeší problematiku měření točivého momentu a určování ztrát v mechanických převodovkách různými způsoby. Jako příklad uvedu některé publikované výsledky.

Autor [1] ve své publikaci sleduje průběh točivého momentu v závislosti na středním indikovaném tlaku uvnitř válce. K zpřesnění metody využívá měření změny úhlové rychlosti klikového hřídele. Tato metoda nám dává velmi přesný náhled na indikovaný točivý moment, nicméně k určení výstupního momentu z motoru není vhodná.

Autor [2] publikuje metodiku měření točivého momentu pomocí snímače integrovaného přímo do posledního ložiska klikového hřídele. Publikace popisuje nově navržený snímač určený přímo k montáži do hlavního ložiska motoru. Princip měření je založený na základě změny magnetického pole, kterou způsobuje působení točivého momentu. Vedle snímače bylo nutné vyvinout novou metodu zpracování signálu ze snímače. Tato metoda je dobrá z hlediska linearity a kvality získaného signálu, který nám dává informaci přímo o točivém momentu motoru.

Autor [3] používá k určení ztrát v převodovce asynchronní motor a vířivý dynamometr. Na celou problematiku nahlíží pomocí sledování vstupních a výstupních výkonů (výkonových ztrát) v závislostech na teplotě oleje, množství oleje a přenášeném momentu. V publikaci je zmíněno, že výsledky mohou být určeny k validaci výpočetního modelu, nicméně matematický model zde uvedený není.

Metoda k diagnostikování točivého momentu, která je publikována autorem [4], vychází z určení momentu pomocí rotačních hmot motoru. Měřenou veličinou byly otáčky motoru, které svými průběhy korespondují s točivým momentem motoru. Průběh momentu je získán pomocí několika matematických modelů motorů, které se od sebe liší různou složitostí. Metodika takto získaného průběhu točivého momentu je ověřená experimentálně na reálném motoru.

Všichni uvedení autoři popisují buď měření točivého momentu u spalovacího motoru nebo způsob určení ztrát v mechanických převodovkách. Žádný z nich neuvádí metodu popisující celý hnací agregát se spalovacím motorem a mechanickou převodovkou, u kterého je měřen točivý momentu na vstupu i výstupu s popisem mechanických ztrát celého soustrojí.





Současně, zde není uveden komplexní matematický model popisující hnací agregát jako celek.



### 3.1 Praktické a teoretické poznatky

Diagnostika spalovacího procesu motoru u víceválcových motorů se často provádí měřením středních indikovaných tlaků ( $p_{mi}$ ) v každém válci, pomocí snímačů spalovacích tlaků.

Testování motorů přímo ve vozidle z hlediska zástavby je pro měření spalovacího tlaku ve válci snímačem nevýhodné, zejména u motorů s více ventilovým rozvodem.

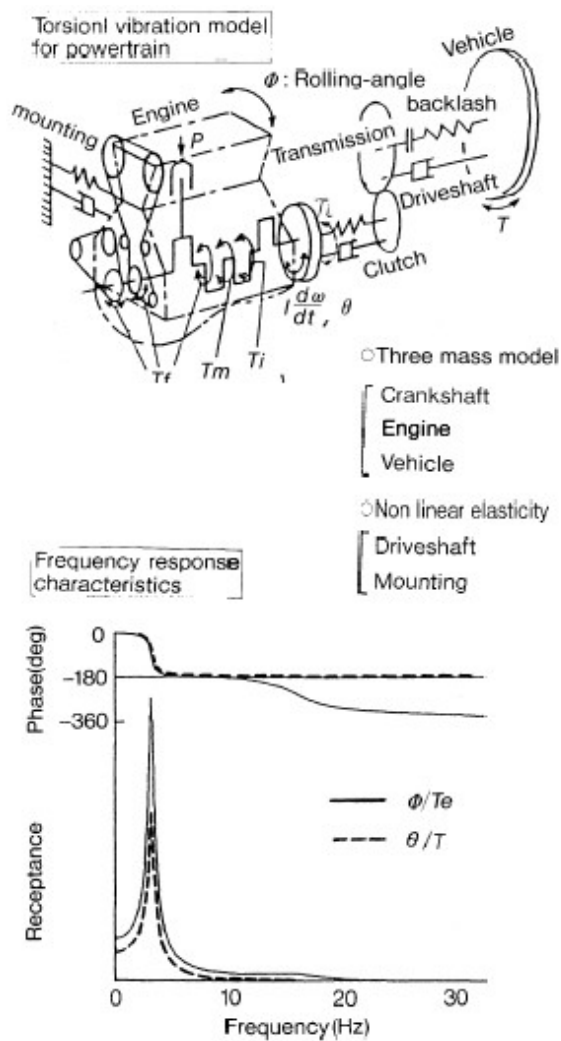
Na druhou stranu jiná metoda využívá mnohem jednoduššího měření. Při této metodě se měří  $p_{mi}$  z kolísání úhlové rychlosti v motoru. Měření samo o sobě je snadné a jednoduché, ale má nedostatečnou přesnost. [1]

Autor [1] v této práci popisuje vztah kolísání točivého momentu na klikovém hřídeli v závislosti na hodnotě  $p_{mi}$  u testovaného motoru namontovaného ve vozidle. Parametry jsou definovány jak teoretickou analýzou, tak i experimentem. Je zde také popsáno měření úhlové rychlosti, které minimalizuje zdroje chyb pro odhad *středních indikovaných tlaků* a příslušné zpracování dat.

Model torzního kmitání, viz obr. 2, ukazuje typický torzní vibrační model včetně hnacího ústrojí a konstrukčních parametrů motoru. V tomto modelu jsou uvažovány různé momenty na klikovém hřídeli tak, jak je uvedeno v rovnici (1).

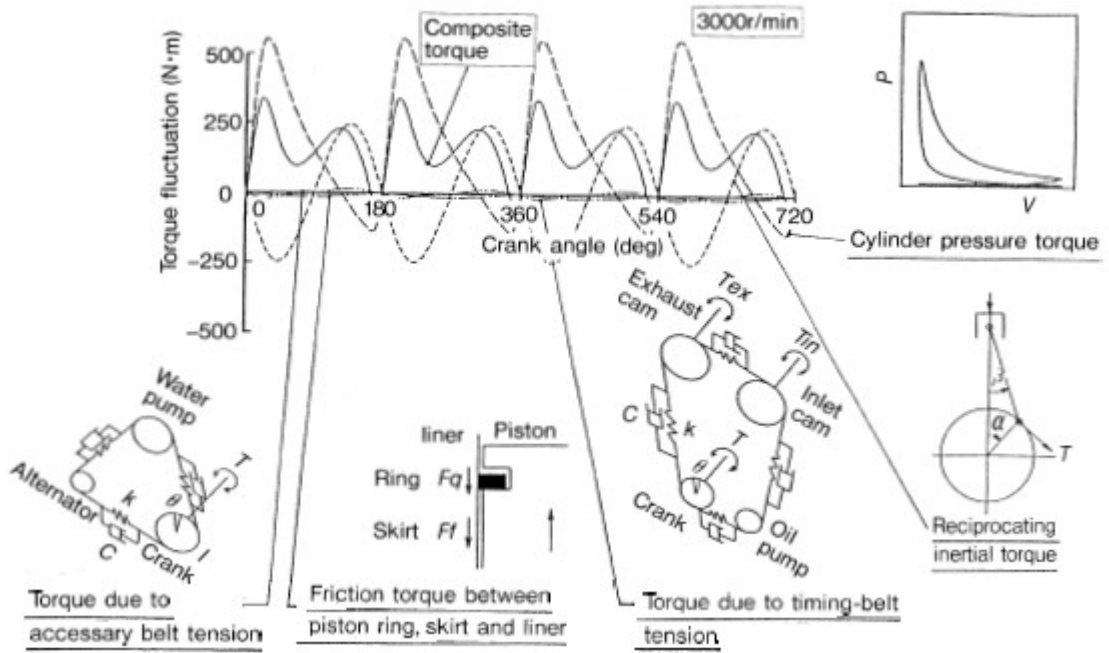
$$T_{\omega} = T_e - T_L = (T_i + T_m + T_f) - T_L \quad (1)$$

Dokonce i v ustáleném stavu, kde střední otáčky motoru jsou konstantní, vzniká nerovnováha mezi  $T_e$  a  $T_L$ .  $T_e$  kolísá během jednoho zdvihu, zatímco  $T_L$  se mění jen pomalu, jak je zobrazeno v charakteristice, viz obr 3.



Obrázek 2 Model kolísání úhlové rychlosti pro hnací ústrojí [1]

Faktory ovlivňující změny točivého momentu na klikovém hřídeli, viz obr. 3, který zobrazuje výpočetní model pro složky točivého momentu zahrnuté v  $T_e$ .

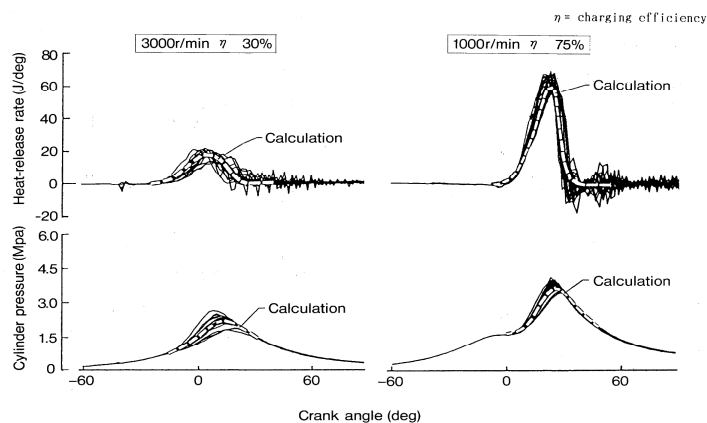


Obrázek 3 Faktory ovlivňující změny točivého momentu motoru [1]

Flukтуаční složka  $T_i$  byla vypočítaná pomocí Wiebeho funkce, což představuje rychlost uvolňování tepla zobrazená rovnicí (2).

$$\frac{dQ}{d\theta} = \eta_c \cdot H_u \cdot G_f \cdot \frac{n \cdot (1+m)}{\Delta\theta} \cdot \left(\frac{\theta-\theta_0}{\Delta\theta}\right)^m \exp \left[ -n \cdot \left(\frac{\theta-\theta_0}{\Delta\theta}\right)^{1+m} \right] \quad (2)$$

Na obrázku 4 jsou znázorněny vhodně vybrané parametry "m" a "n" pro zkušební motor.



Obrázek 4 Simulace rychlosti uvolňování tepla [1]



Nastavením  $\eta_c$ ,  $G_f$ ,  $\theta_0$  a  $\Delta\theta$  můžeme simulovat tlak ve válci pod různými operačními podmínkami.

Flukтуаční složka  $T_m$  byla snadno vypočtena z rotačních hmot motoru, rozměrů pístů, ojnic a dalších částí.

Na základě vypočtených výsledků, zobrazených viz obr 3, bylo zjištěno, že fluktuace  $T_e$  je tvořena především  $T_i$  a  $T_m$ . Ostatní faktory jsou zanedbatelné.

Složky točivého momentu na klikovém hřídeli a jejich vlivy na  $P_{mi}$  – integrováním rovnice 1 z úhlu natočení  $a^\circ$  do  $b^\circ$  získáme rovnici 3.

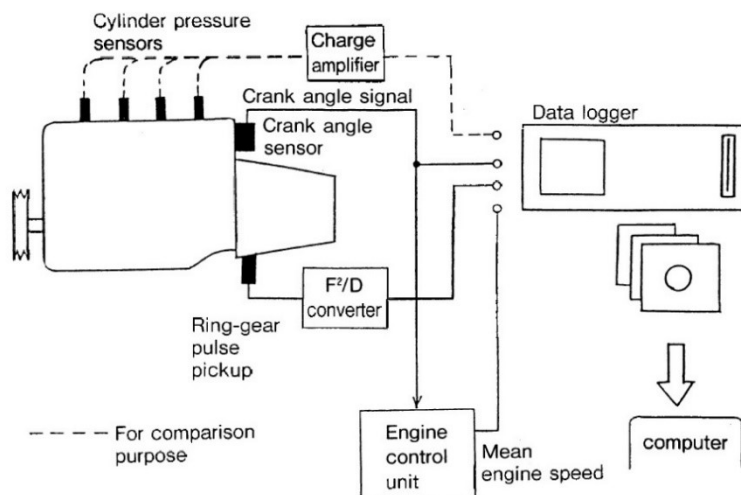
$$P_\omega - P_m = P_i + P_f - P_L \quad (3)$$

Pro případ kdy integrační rozsah je jeden zdvih klikové hřídele  $a=0^\circ$ ,  $b=180^\circ$ , získáme rovnici (4).

$$P_\omega^* - P_m^* = P_i^* + P_f^* - P_L^* \quad (4)$$

Zde je specifikováno, že má být  $P_{mi}$  určená agregací tlaku ve válci, ve zdvihu všech čtyř válců motoru namísto tlaku jednoho válce ve čtyřech dobách. V tomto případě se  $P_i^*$  stane  $P_{mi}^*$ . V ustáleném stavu, kde není mezi dobami změna točivého momentu,  $P_\omega^* = 0$  a  $P_m^* = 0$ . Potom platí rovnice 4.

Autor [1] získané poznatky ověřoval experimentálně na motoru. Schéma uspořádání měřicího zařízení je uvedeno viz obr 5.



Obrázek 5 Měřicí systém pro měření úhlové rychlosti motoru [1]

V publikaci [1] uvedená teoretická analýza a experiment jsou založené na měření, ve kterém je kolísání točivého momentu stanovené z kolísání úhlové rychlosti motoru. Motor byl během zkoušky nainstalovaný ve vozidle a bylo tak možné přímo sledovat střední indikovaný tlak.

Střední indikovaný tlak včetně přechodových stavů z nízkých do středních otáček lze stanovit na základě vysoce přesného měření kolísání úhlové rychlosti motoru. Následná teoretická analýza a výpočet mohou předcházet chybám během měření.

Tato metoda se ukazuje jako velmi vhodná a praktická pro experimentální stanovení  $p_{mi}$ . Autor publikace [1] zde také uvádí, že není nutná žádná kalibrace.

Kolektiv autorů, pod vedením Y. Nomury ve své publikaci [2] popisuje úplně jinou metodu pro měření točivého momentu. Miniaturní snímač točivého momentu byl vyvinut přímo k zástavbě do hlavního klikového ložiska motoru. Informace o průběhu točivého momentu je pak primárně určená k řízení motor managementu. Princip snímače je založen na měření indukce, která je přímo závislá na točivém momentu. Vzhledem k zástavbě snímače bylo nutné vyvinout metodu k zpracování signálu z rotující části snímače.

V posledním hlavním ložisku klikové hřídele motoru je snímač nainstalován tak, jak je to možné vidět viz obr 6. Integrace snímače točivého momentu do ložiska má následující vlastnosti:

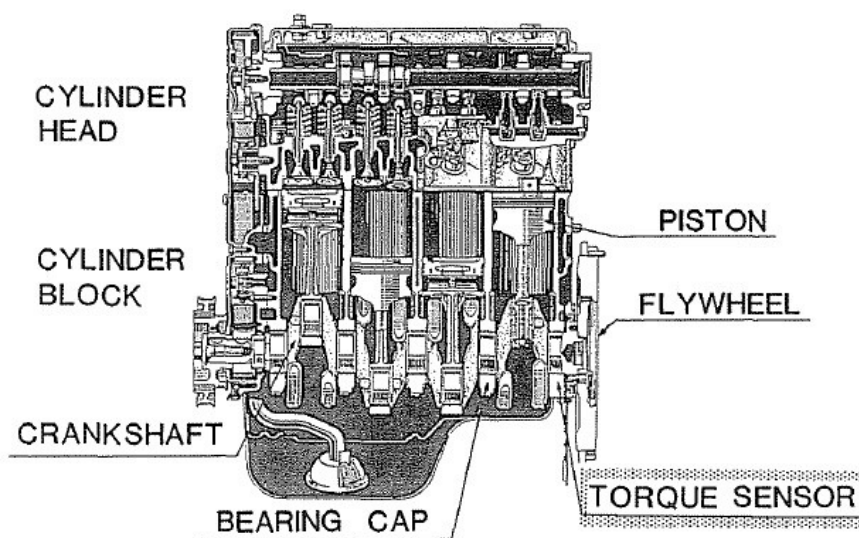
1. Není potřeba žádné místo navíc pro zástavbu snímače.
2. Standartní sériový klikový hřídel se používá bez jakéhokoliv prodloužení a úpravy.
3. Hladký povrch čepu klikové hřídele je přijatelný pro detekci točivého momentu bez dalšího obrábění povrchu.



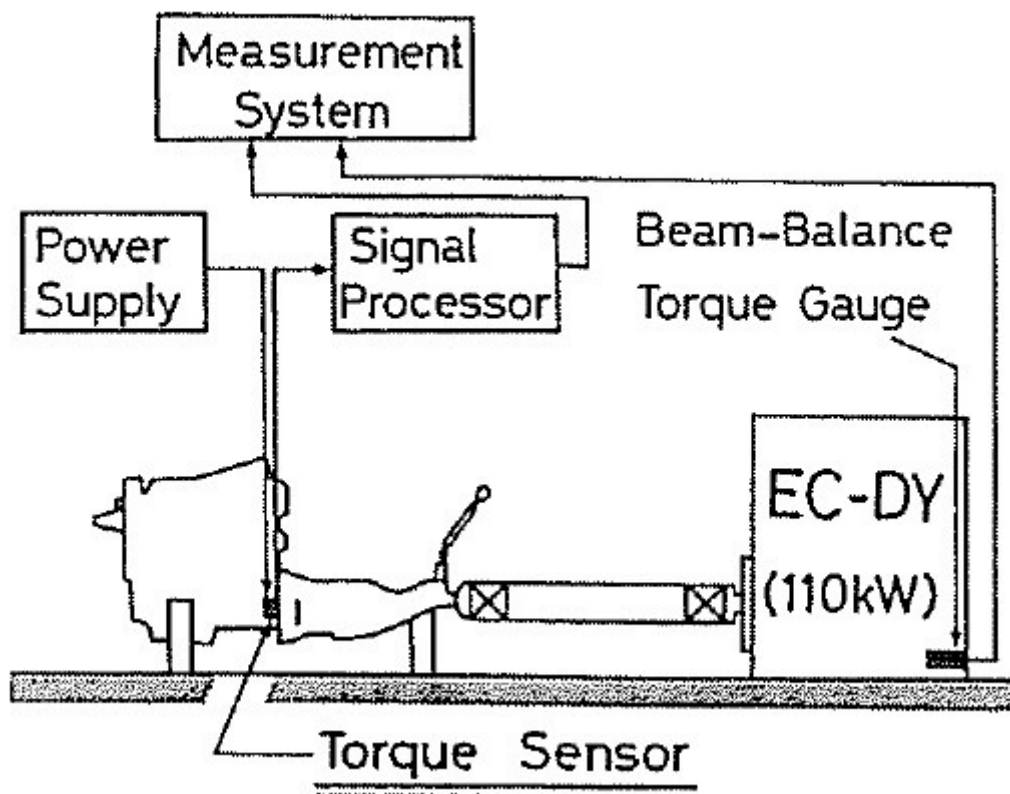
4. Instalace snímače točivého momentu přímo na víko hlavního ložiska se ukazuje jako nejvhodnější, jednak ze zástavbových důvodů, ale hlavně z důvodu mechanického namáhání v tomto místě.

Během instalace snímače do hlavního ložiska bylo nutné vyřešit následující problémy:

1. Miniaturizace snímače točivého momentu pro použití standartního víka ložiska tak, aby nedošlo k poškození funkce hlavního ložiska.
2. Konstrukce držáku snímače s dostatečnou tuhostí tak, aby zároveň mohl plnit funkci víka hlavního ložiska.



Obrázek 6 Umístění snímače točivého momentu ve víku posledního ložiska [2]



Obrázek 7 Uspořádání měřící techniky [2]

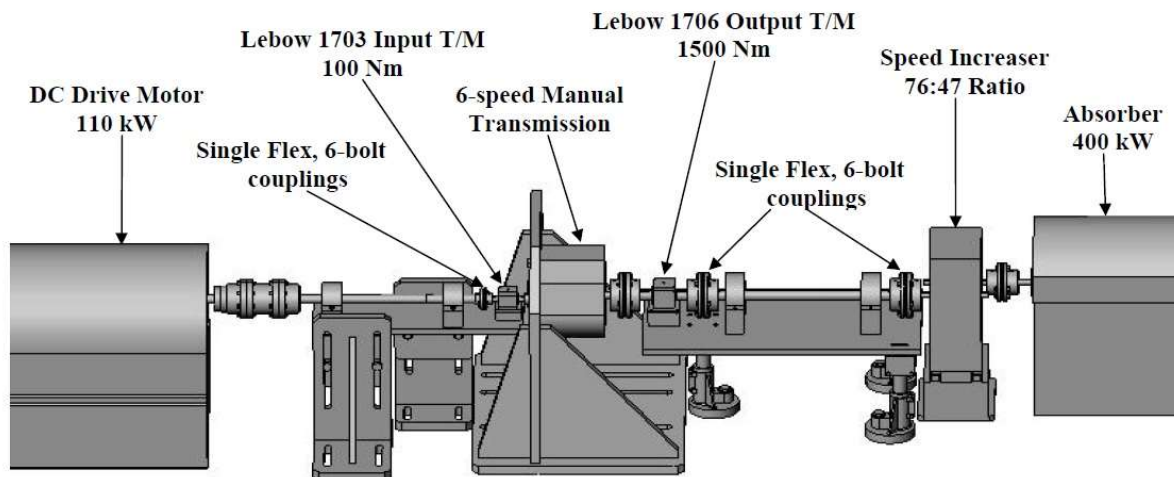
Během experimentu byl motor dynamometrem zatěžován v rozsahu od 10 do 160 Nm, měření vykazovalo dobrou linearitu a citlivost snímače. Přesnost navrženého snímače je  $\pm 10\%$  z maximálního rozsahu, při dodržení teploty v rozsahu od 70°C do 90°C a otáčkovém režimu od 1500 ot/min do 3500 ot/min. Kompletní výsledky a metodika měření je popsána v publikaci [2].

Ve studii [3] byli experimentálně zkoumány provozní podmínky, které mají vliv na ztráty a účinnost automobilové manuální převodovky. Za tímto účelem byla vyvinuta experimentální metodika pro měření ztrát energie, jak v zatíženém stavu, tak i v uvolněném stavu. Pro potřeby experimentu byla navržena sada měřidel a jejich umístění tak, aby mohli být implementovány na 6 stupňovou manuální převodovku osobního automobilu. Experiment sledoval vliv různých provozních podmínek včetně rychlosti, přenášeného točivého momentu, teploty a objemu oleje na výkonové ztráty v závislosti na otáčkách a zařazeném rychlostním stupni. Výsledky ukázaly, že všechny čtyři parametry ovlivňují přenášený výkon, a tak byly vyvozeny konkrétní závěry s cílem zvýšení celkové účinnosti převodovky. Díky experimentu bylo získáno velké množství dat, které umožňují úplnou validaci výpočetních modelů výkonových ztrát převodovek.





Popisované zařízení umožňuje přímé měření výkonových ztrát automobilové manuální převodovky, které je závislé na měnícím se zatížením, otáčkách, teplotě a objemu oleje, na všechny rychlostní stupně. Schéma zkušebního zařízení je zobrazeno viz obr 8.



Obrázek 8 Schéma zobrazující jednotlivé měřicí prvky [3]

V tomto případě byla manuální převodovka upevněna na speciální masivní držák, který umožňuje stejnou polohu zástavby jako ve vozidle. Na vstupní straně byl použit stejnosměrný motor o výkonu 110 kW. Motor byl spojen se vstupní hřídelí pomocí pružné spojky a snímače točivého momentu. Snímač má maximální otáčky 13 500 ot/min a maximální točivý moment 100 Nm s přesností 0,25% maximálního momentu. Autor publikace považuje tuto přesnost pro jeho práce za dostačující. Tento snímač určený k měření vstupního točivého momentu byl v soustavě mezi dvěma pružnými spojkami uložen tak, aby jej bylo možné kdykoliv vymontovat. Na výstupu převodovky byl použit obdobný snímač momentu s větším maximálním momentem a nižšími otáčkami. Maximální otáčky byly 7900 ot/min a maximální točivý moment 1500 Nm s přesností 0,25% z maximálního rozsahu. Za tímto snímačem momentu byla přes soustavu spojek vřazená další převodovka, jejíž převodový poměr byl 47:76. Tato převodovka sloužila ke zvýšení otáček výstupního hřídele, který byl napojen na vířivý dynamometr s maximálním brzděným výkonem 400 kW. Diferenciál převodovky byl zablokován a tak se druhý výstupní hřídel točil stejnými otáčkami. Vzhledem k velmi nízkým otáčkám např. na první rychlostní stupeň, kde převodový poměr je 13:1, bylo nutné převodovku ke zvýšení otáček použít, jinak by vířivý dynamometr nebyl schopen tak vysoký točivý moment ubrzdit. Spojky použité mezi jednotlivými snímači sloužili k rychlému rozpojení, aby bylo možné soustavu měřit bez zatížení. Spojky zároveň zabraňovali radiálnímu zatěžování snímačů, které by mohlo do měření vnést parazitní momenty. Současně s momenty byly na vstupní i výstupní hřídeli měřeny otáčky.



Experiment byl prováděn na značně zastaralém systému, který neumožňoval zatěžování obou výstupních hřídelů a následné zjištění účinnosti diferenciálu. Vstupní moment elektromotoru byl konstantní a nebylo možné sledovat dynamické vlastnosti přenášeného momentu. Výsledky této studie potvrdily vliv všech čtyř zkoumaných parametrů na výkonové ztráty v převodovce a jsou kompletně uvedeny v publikaci [3].

V poslední uvedené publikaci autor [4] přistupuje k diagnostice spalovacích motorů pomocí metody založené na indikování točivého momentu sledováním rotačních hmot motoru. Namísto měření indikovaného tlaku motoru, měřil otáčky klikového hřídele a uvažuje průběh momentu v závislosti na naměřených otáčkách. Tuto závislost dokazuje pomocí několika modelů motorů a celou metodiku ověřuje experimentálně.

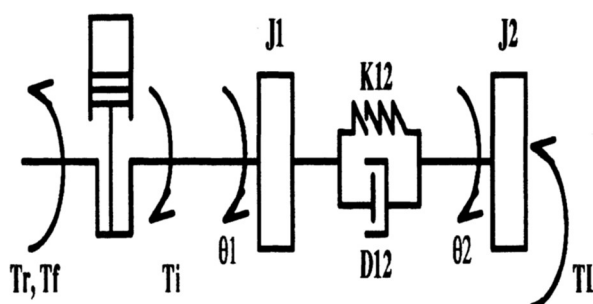
Autor [4] uvádí odhad točivého momentu z průběhu otáček na základě tří modelů.

První je model tuhého klikového hřídele. Jedná se o popsání rotace klikového hřídele jednoválcového motoru pomocí dynamických rovnic.

$$J\dot{\theta} = T_i - T_r - B\dot{\theta} - T_l \quad (5)$$

Kde  $J$  je moment setrvačnosti klikového hřídele a  $T_i$  je indikovaný moment.

Dvou-hmotný model bere v úvahu pružnost jednoválcového klikového hřídele, který je z jedné strany připojen k dynamometru. Jeho schéma je uvedeno viz obr. 9.



Obrázek 9 Schéma zobrazující jednotlivé měřicí prvky [4]



Tento model je popsán základními dynamickými rovnicemi

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\theta}_1 = T_i - T_r - T_f - T_k - T_d \\ J_2 \ddot{\theta}_2 = T_k + T_d - T_f \end{cases} \quad (6)$$

Jako poslední je uvedený čtyř-hmotný model, který je popsán jako nejsložitější model dvouválcového motoru připojeného z jedné strany k tlumiči a z druhé k dynamometru. Základní dynamické rovnice popisující tento model:

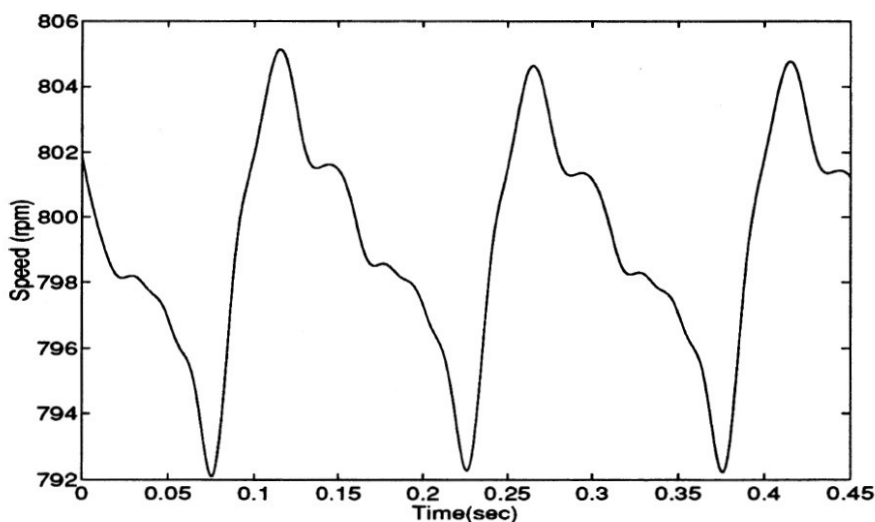
$$J_0 \ddot{\theta}_0 = -B_0 \cdot \dot{\theta}_0 + T_{c1} \quad (7)$$

$$J_1 \ddot{\theta}_1 = T_{i1} - T_{r1} - B_1 \cdot \dot{\theta}_1 - T_{c1} + T_{int} \quad (8)$$

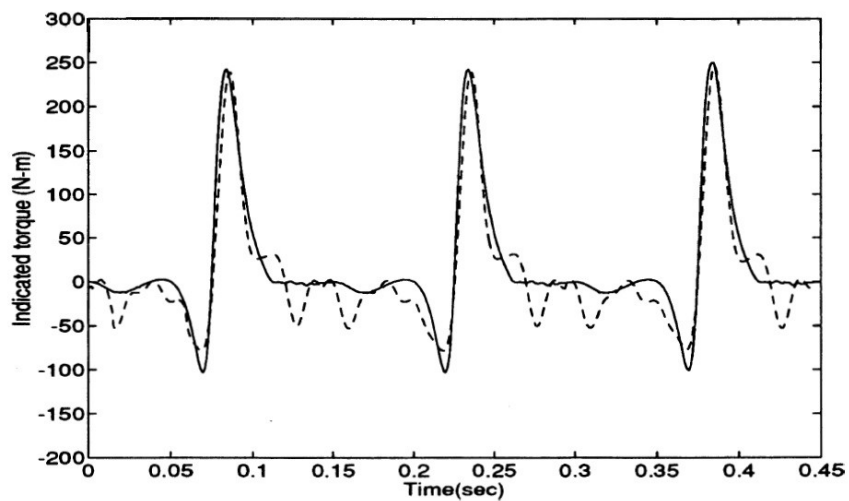
$$J_2 \ddot{\theta}_2 = T_{i2} - T_{r2} - B_2 \cdot \dot{\theta}_2 - T_{c2} - T_{int} \quad (9)$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 = -B_3 \cdot \dot{\theta}_3 + T_{c2} - T_l \quad (10)$$

Na základě zjištěných výsledků se metoda odhadu průběhu točivého momentu ukazuje pro diagnostiku chodu motoru jako dostačující. Autor se snaží vyhnout použití snímačů tlaku z důvodu problematiky montáže a složitosti celého měření. Takto získané výsledky jsou uvedeny viz obr 10 a 11.



Obrázek 10 Naměřené otáčky během tří cyklů motoru. [4]



Obrázek 11 Odhad indikovaného momentu [4]



## 4. Příprava experimentů

Ke stanovení mechanických ztrát vyjádřených účinnostmi přenosu točivého momentu bylo využito zkušebny Powertrain. Zařízení zkušebny viz obr. 12 je variabilní pro uspořádání hnacího ústrojí 4x4 nebo 4x2. Pro tuto práci bylo zvoleno uspořádání 4x2.



Obrázek 12 Zkušební zařízení Powertrain pro uspořádání 4x4 (vlastní zpracování)

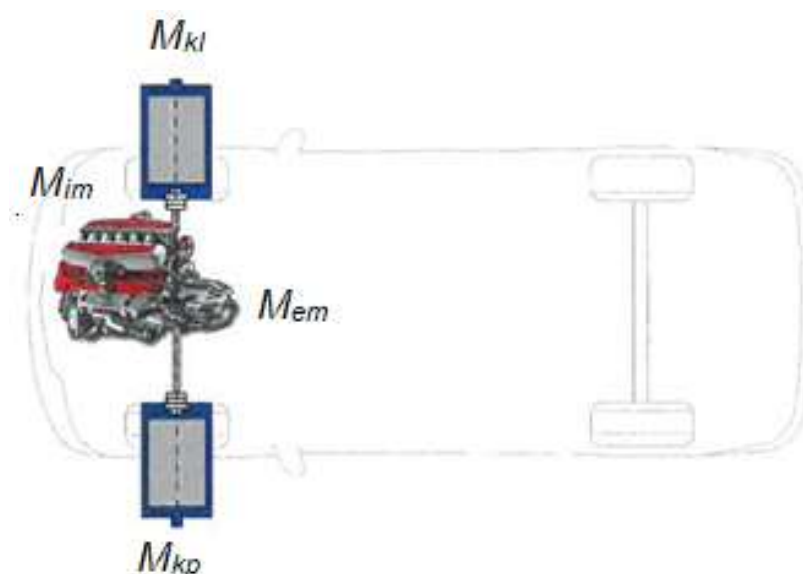
### 4.1 Zkušební metodika

Metodika navržená speciálně pro požadavky této práce spočívá v navržení měření tak, aby bylo možné měřit přímo točivý moment na vstupu a výstupu z hnacího ústrojí osobního automobilu. Je nutné znát tyto parametry s dostatečnou přesností, abychom mohli určit účinnost jednotlivých dílců nebo hnacího ústrojí jako celku. V mnohých publikacích se uvádějí různé způsoby, jak měřit točivý moment spalovacího motoru, stejně tak se zde uvádějí principy k zjištění účinnosti mechanických převodovek. Ve většině případů se jako zdroj točivého momentu, k zjištění mechanických ztrát v převodovkách, používá elektro motor. Zatěžování systémů a měření momentu je pak různé. Metoda popisovaná v této práci je tedy do jisté míry něčím novým a dosud nepublikovaným. Základní myšlenka byla navrhnout nástroje k měření točivého momentu celého hnacího ústrojí osobního automobilu, tzn. včetně pístového spalovacího motoru a mechanické převodovky s možností aplikace do osobního automobilu.

Za účelem měření točivého momentu na vstupu do převodovky bylo nutné navrhnout prvek, který bude možné vložit mezi motor a převodovku. Abychom mohli hnací ústrojí zatěžovat, bylo nutné na výstupy z převodovky respektive rozvodovky, připojit dva asynchronní dynamometry. K tomuto účelu se hodí moderní brzdové stanoviště Powertrain,



vybavené asynchronními dynamometry disponujícími dostatečným výkonem, nahrazující kola automobilu.



Obrázek 13 Měřené veličiny na stanovišti Powertrain pro uspořádní 4x2 (vlastní zpracování)

Vyjádření účinností matematickým zápisem. Rovnice (11) vyjadřuje účinnost motoru, rovnice (12) účinnost převodovky a rovnice (13) účinnost hnacího ústrojí.

$$\eta_m = \frac{M_{e,m}}{M_{im}} = 1 - \frac{M_{zm}}{M_{im}} = \frac{P_{em}}{P_{im}} = 1 - \frac{P_{zm}}{P_{im}} \quad (11)$$

$$\eta_p = \frac{M_{k,l} + M_{k,p}}{M_{e,m} \cdot i} = \frac{M_k}{M_{e,m} \cdot i} = 1 - \frac{M_{zk}}{M_{e,m}} = \frac{P_k}{P_{em}} = 1 - \frac{P_{zp}}{P_{em}} \quad (12)$$

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_p \quad (13)$$

Toto stanoviště je plně řízené počítačem a je možné kdykoliv za provozu měnit všechny provozní parametry zkušebny.

Funkční vzorek je osazen měřicími přírubami k určení točivých momentů na vstupu a výstupu z převodovky. Měřicí příruba 4504B1k0, která je umístěná na vstupu do převodovky je vybavena tak, že poskytuje přímo analogový signál v rozsahu 0..10V, kdy 1V odpovídá 100Nm. V tomto případě je bezproblémové připojení k zařízení Indimeter 619. Nicméně měrné příruby T40B, osazené na výstupech z převodovky mají frekvenční signál 60±30kHz, který je nutné zpracovat a převést na analogový signál 0..10V. K tomuto účelu slouží převodník od firmy Labview, který umožňuje zpracovávat signál v rozsahu 100Hz .. 10kHz. Taktovací frekvence značně ovlivňuje přesnost měření. Pro určení vlivu bylo provedeno jednoduché měření, které určilo nejvhodnější vzorkovací frekvenci. Po tomto jednoduchém pokusu byla určena vzorkovací frekvence na 2kHz, která nejlépe popisuje chování momentů, viz kapitola 5.



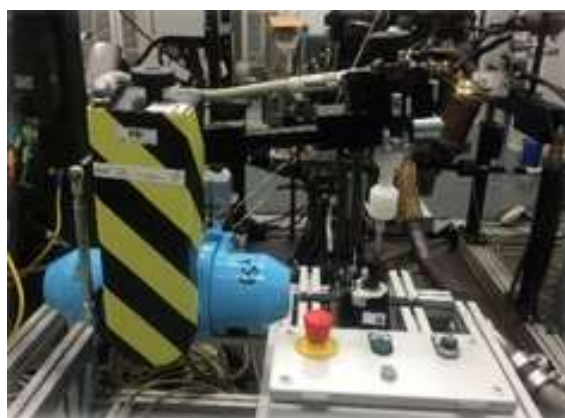


Měrné příruby na vstupu i výstupu umožňují také měření otáček. Na vstupu do převodovky nebyly otáčky měřeny, zde bylo uvažováno, že otáčky motoru určené s inkrementálního čidla a měrné příruby jsou stejné. Na výstupech z převodovky byly otáčky měřeny, ale bylo nutné signály korespondující s otáčkami zpracovat také pomocí převodníku, stejně jako při měření momentů.



Obrázek 14 Prostředí měřícího softwaru měřícího zařízení Powertrain (vlastní zpracování)

Abychom získali data o účinnosti celé převodovky, je nutné měření provést na více rychlostních stupňů. Tento předpoklad můžeme naplnit díky řadičímu robotu, viz obr. 15, kterým je brzdové stanoviště vybaveno.



Obrázek 15 Řadičí robot (vlastní zpracování)



Vzhledem k tomu, že je použit spalovací motor, je nutné současně s řadicí pákou ovládat také plynový pedál, který nám určuje velikost zatížení motoru a spojku, která nám umožní řazení jednotlivých rychlostních stupňů, bez nutnosti zastavovat motor.

## 4.2 Funkční vzorky měřicích zařízení.

Za funkční vzorek měřicího zařízení je považován měřicí prvek (mezičlen) k měření efektivního momentu spalovacího motoru a jeho upravená hlava válců pro indikace průběhů tlaků ve válcích.

### 4.2.1 Měřicí mezičlen

Měřicí člen je zkonstruován a navržen tak, že je součástí zážehového motoru. Je umístěn mezi konec klikového hřídele a setrvačnick motoru EA 211 1,4 TSI. V měřicím členu je použit komerčně dodávaný snímač točivého momentu 4504B od firmy Kistler, viz obr. 16 s parametry viz tabulka 1. Tato část práce byla autorem publikována na konferencích [14], [15].



Obrázek 16 Snímače točivého momentu Kistler 4504B [5]

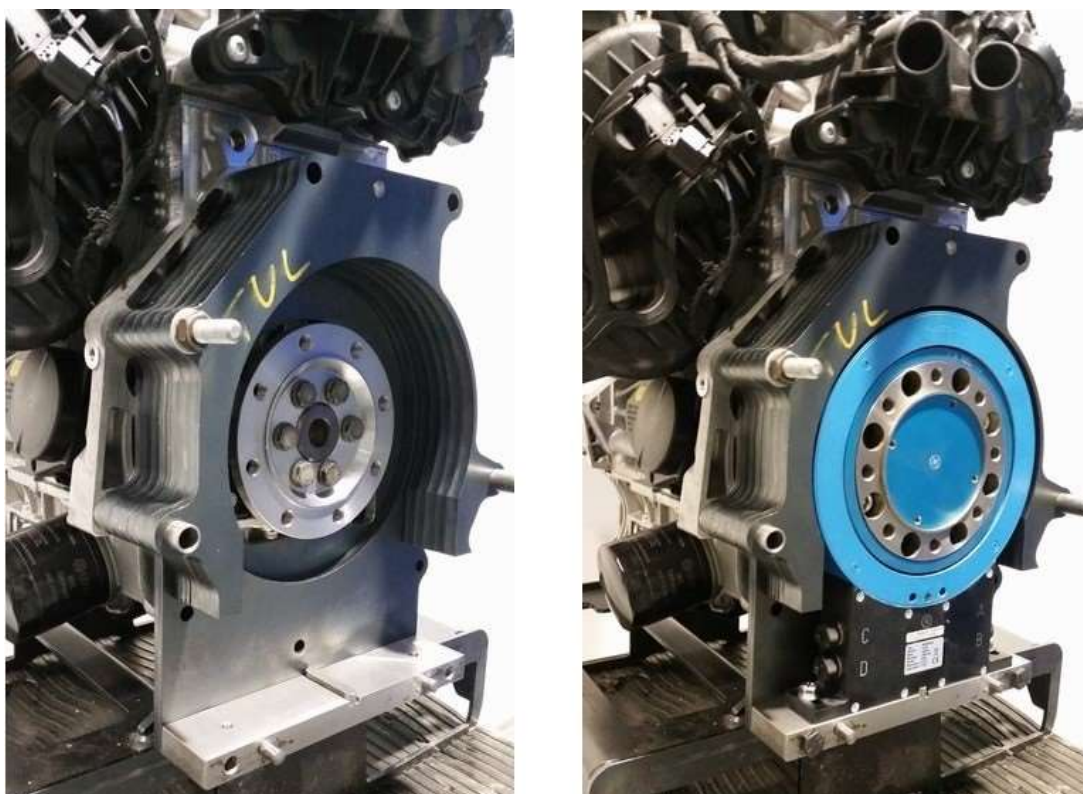
Vstupní moment je měřený přímo na výstupu z motoru, tzn. mezi setrvačnickem a klikovou hřídelí pomocí snímače točivého momentu od firmy Kistler s označením 4504B1k0 s maximálním měřeným momentem 1000 Nm s přesností  $\pm 0.05\%$  z maximálního rozsahu měřeného momentu. V případě použitého snímače se tedy jedná o přesnost  $\pm 0.5$  Nm. Taková přesnost je pro naše měření dostačující. Konstrukce mezikusu mezi převodovkou a motorem je popsána v následující kapitole.

Tabulka 1 Parametry snímače Kistler 4504B (vlastní zpracování)

Typ snímače	4504B1k0
Měřicí rozsah [Nm]	$\pm 1000$
Nominální otáčky [1/min]	12000
Přesnost [%]	0.05
Moment setrvačnosti [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 10^{-3}$ ]	11.1
Výstupní signál [V]	$\pm 0-10$



Zástavba snímače na motoru je zobrazena na obr. 17.



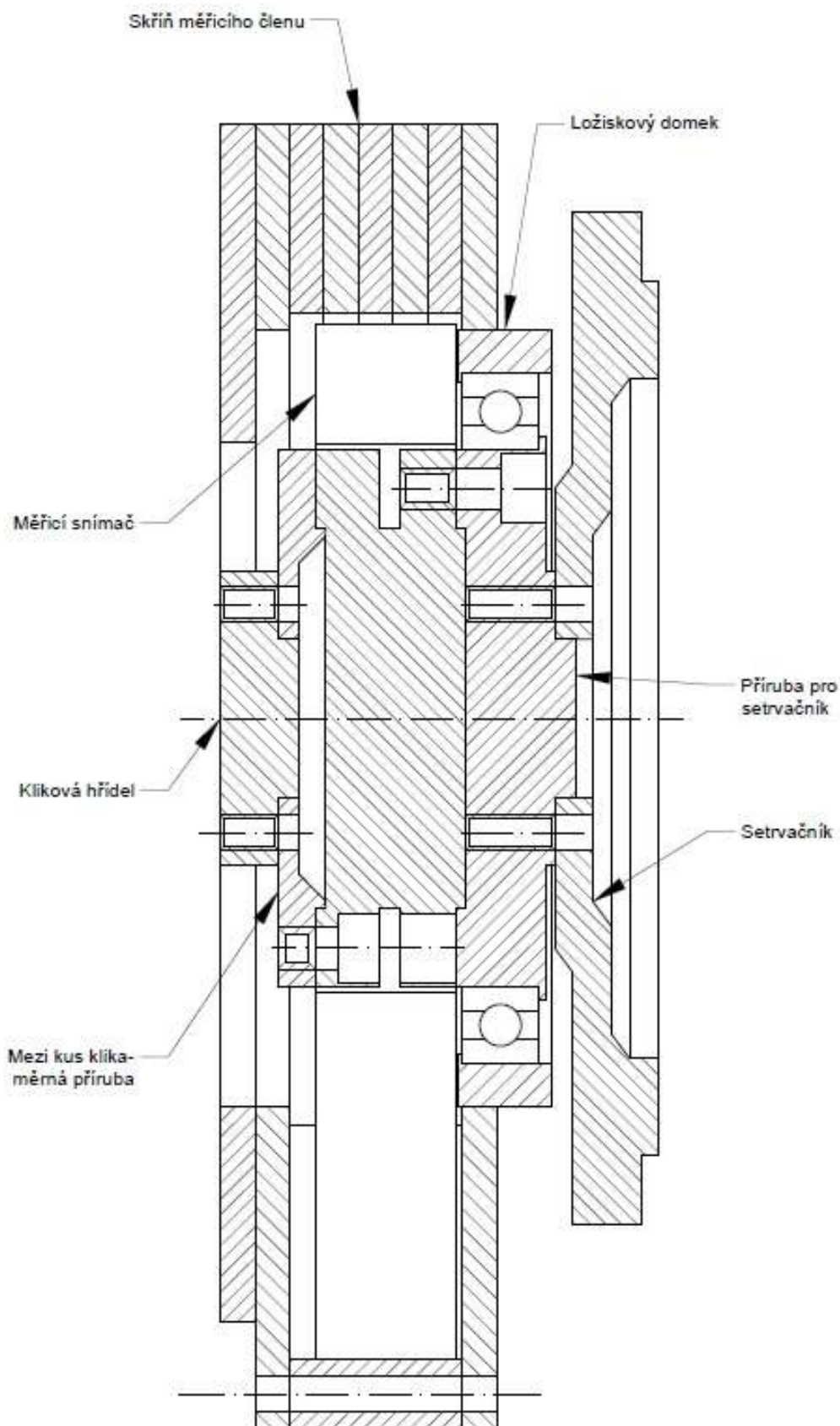
Obrázek 17 Zástavba snímače v měřícím mezi členu (vlastní zpracování)

Pohled na motor s měřícím mezičlenem se nachází na obr. 18.



Obrázek 18 Pohled na motor s namontovaným měřícím mezičlenem (vlastní zpracování)

Konstrukční provedení měřícího mezičlenu je zobrazeno na obr. 19



Obrázek 19 Řez funkčním vzorkem měřícího mezičlenu (vlastní zpracování)



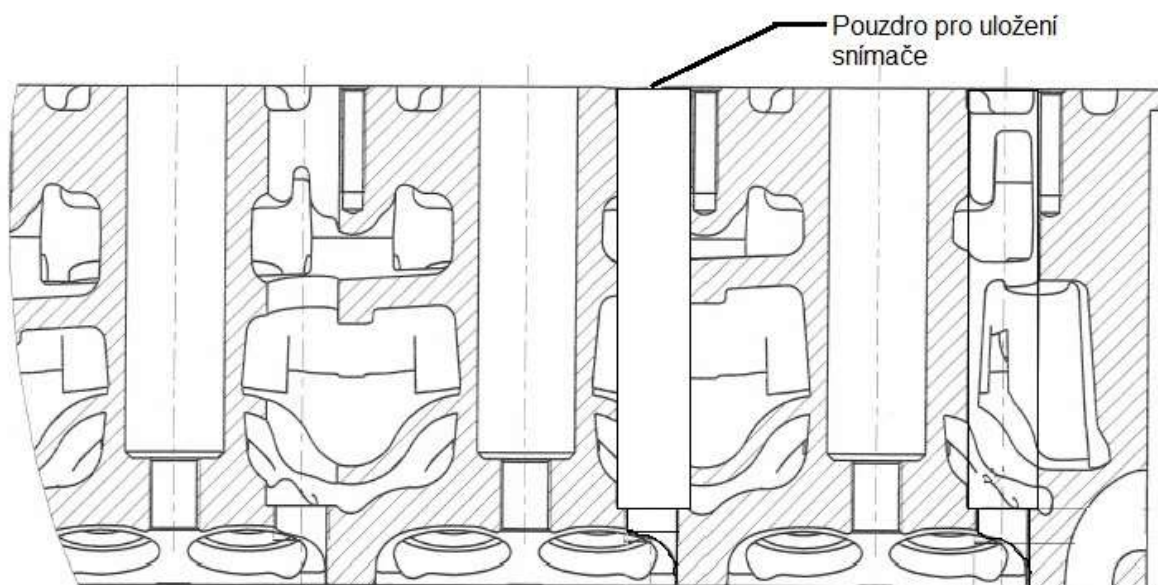
Použitý snímač točivého momentu smí být zatěžován pouze na krut, tudíž zatížení od dalších sil je zcela nepřipustné a proto je měřicí prvek vybaven opěrným ložiskem, které zachycuje radiální a axiální síly. Díky takto navržené konstrukci jsou na klikový hřídel přidávány další setrvačné hmoty. Z tohoto důvodu byl původní setrvačník motoru redukován tak, aby výsledný hmotný moment setrvačnosti nebyl překročen, viz tabulka 2. Měřicí mezičlen představuje zvětšení zástavbové délky motoru se spojkou a převodovkou.

Tabulka 2 Momenty setrvačnosti jednotlivých dílů (vlastní zpracování)

	moment setrvačnosti [Kg*m <sup>2</sup> ]
Snímač momentu	0.01164
Příruba na klikový hřídel	0.00452
Příruba na setrvačník motoru	0.01106
Kuličkové ložisko	0.00707
Původní setrvačník	0.073
Upravený setrvačník	0.03871

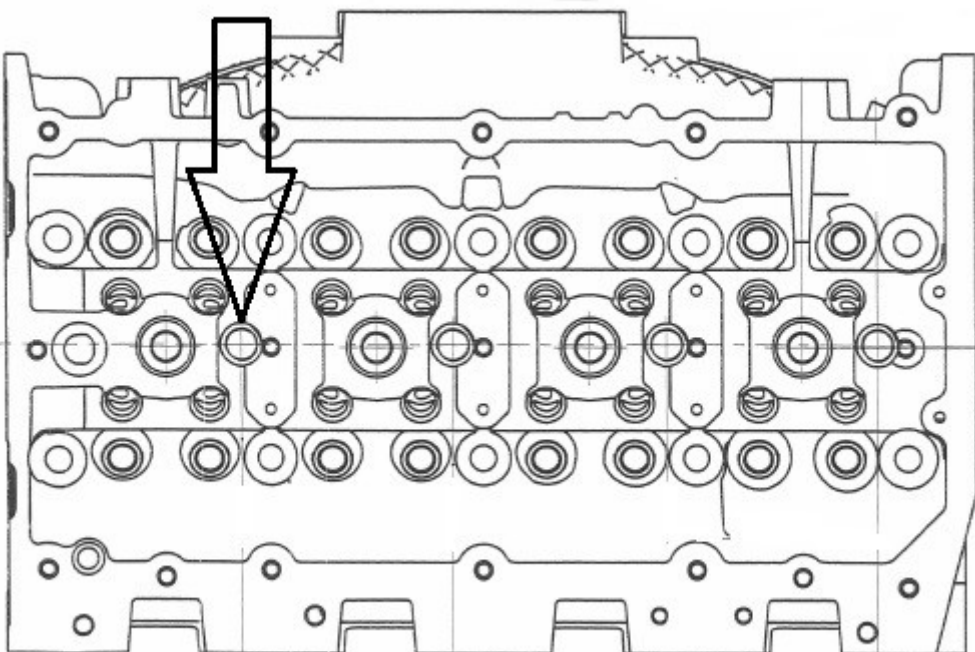
#### 4.2.2 Úprava hlavy válců motoru

Úprava hlavy válců spočívá ve vytvoření vývrtů probíhajících prostorem chladicí kapaliny přímo do spalovacího prostoru. Do vývrtů byla zalisována pouzdra, která sloužila k utěsnění a k následnému uložení miniaturních snímačů tlaku.



Obrázek 20 Pohled na vývrt pro pouzdro k uložení snímače (vlastní zpracování)





Obrázek 21 Umístění snímačů tlaku v hlavě motoru (vlastní zpracování)

#### 4.2.3 Oživení a kalibrace měřicího mezičlenu

Pro oživení měřicího prvku byl měřicí mezičlen s motorem 1,4 TSI namontován na brzdové stanoviště s elektrickým asynchronním dynamometrem ASD 235. Požadované a měřené parametry byly sledovány a plně řízeny pomocí stolního počítače. Tato část práce byla autorem publikována na konferencích [14], [15].

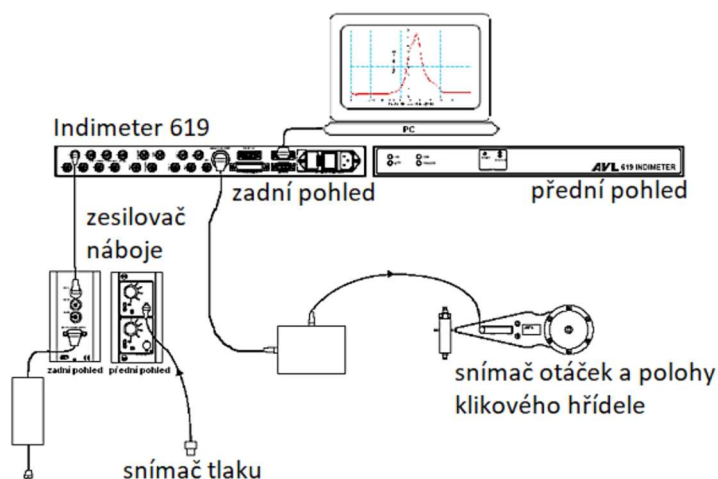
Během měření bylo nutné brát ohled na snímač momentu, který je konstrukčně navržen tak, aby bylo možné použít maximálně do 4000 ot/min. Ověření a kalibrace byla provedena v otáčkovém režimu od 1000 ot/min do 3500 ot/min, viz tabulka 3 a maximálním momentu 200 Nm, viz tabulka 4.

Tabulka 3 Režim otáček (vlastní zpracování)

Měřené otáčky motoru [ot/min]										
1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500

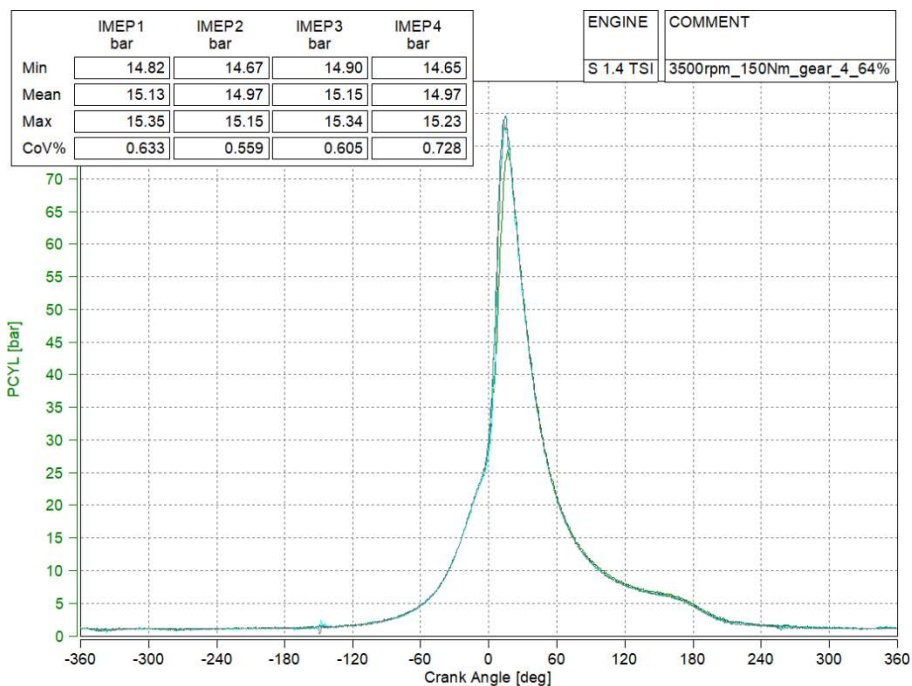
Tabulka 4 Režim zatížení (vlastní zpracování)

Měřené zatížení motoru [Nm]									
5	10	25	50	75	100	125	150	175	200



Obrázek 22 Schéma zapojení zařízení Indimeter 619 [13]

Motor 1,4 TSI byl vybaven upravenou hlavou válců pro indikaci průběhů tlaků pomocí snímače GU21D od firmy AVL. Pro zpracování signálu z jednotlivých piezoelektrických snímačů tlaků je nutné použít zesilovače náboje a vícekanalového Indimetru 619 AVL, viz obr. 22. Pro přiřazení průběhu spalovacích tlaků v jednotlivých válcích je nutné mít motor vybaven inkrementálním čidlem, které určí přesné natočení klikového hřídele. Průběh spalovacích tlaků je přepočten na střední indikovaný tlak a výsledky jsou statisticky zpracovány ze 100 pracovních cyklů pomocí postprocesingu softwarem Concerto AVL, viz obr. 23 s naměřenými průběhy tlaků.



Created with Concerto Student Edition. Licensed for: Technická univerzita v Liberci

Obrázek 23 Příklad průběhu tlaků (vlastní zpracování)



Cílem měření bylo ověření funkce navrženého snímače momentu v měřicím mezičlenu a indikace průběhu tlaků ve válcích. Získané hodnoty efektivních a indikovaných parametrů motoru umožnily zjištění ztrátového momentu motoru.

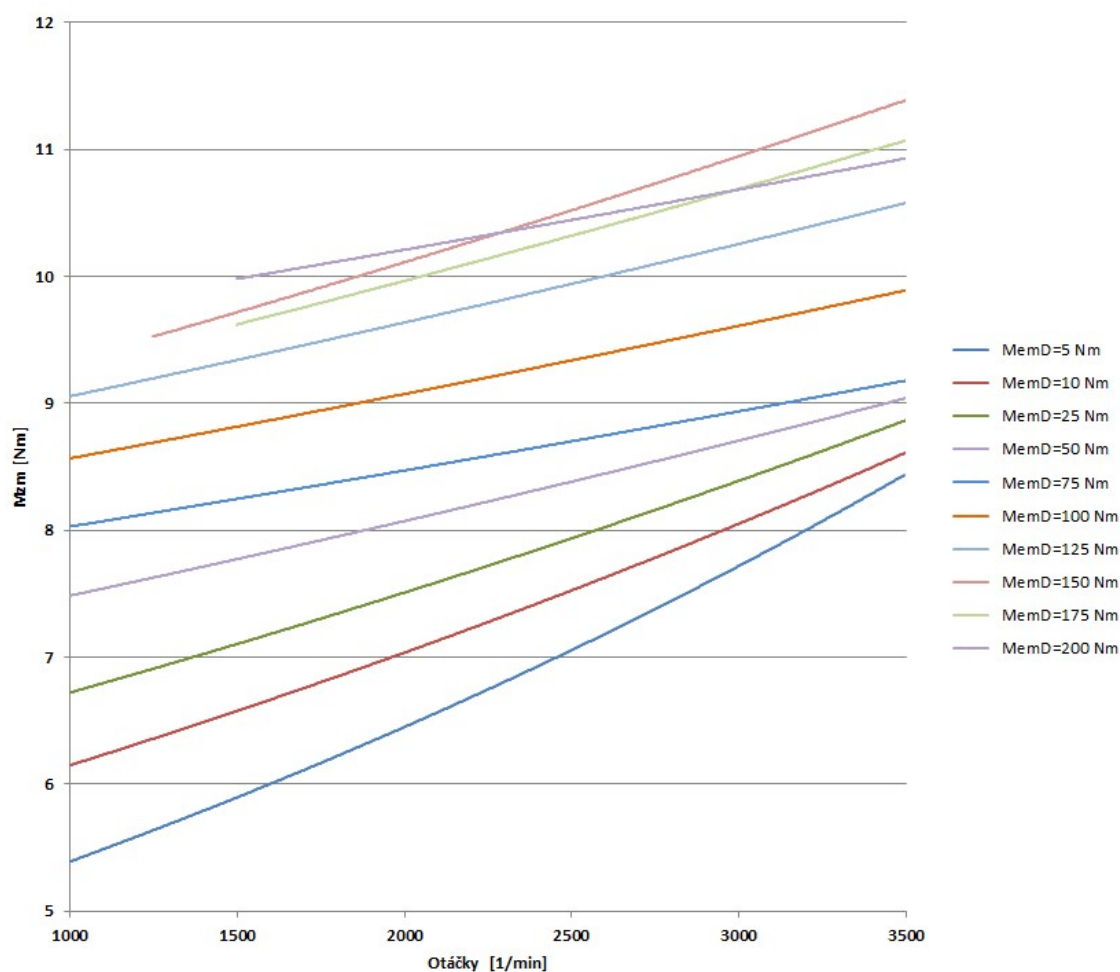
Na obrázku 24 je uveden průběh ztrátového momentu  $M_{z_mD}$  získaného z efektivního momentu  $M_{emD}$  měřeném asynchronním dynamometrem, vypočteným z rovnice (14)

$$M_{z_mD} = M_{emD} - M_{im} \quad (14)$$

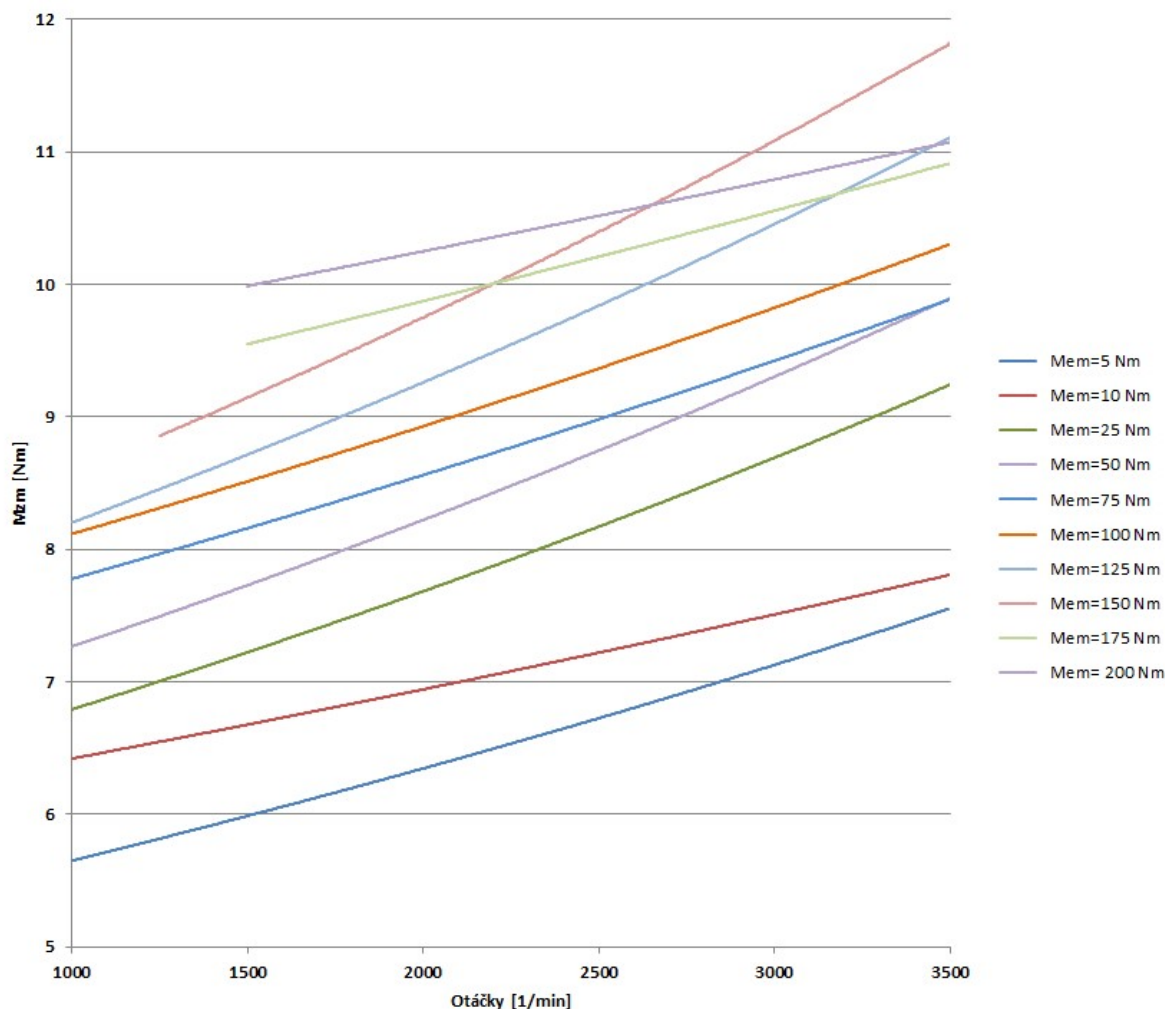
Na obrázku 25 je uveden průběh ztrátového momentu  $M_{zm}$  získaného pomocí měření momentu  $M_{em}$  měřicím mezičlenem, vypočtením z rovnice (15).

$$M_{zm} = M_{em} - M_{im} \quad (15)$$

Odlišnosti tato získaných ztrátových momentů závisí na odlišnostech efektivních momentů  $M_{emD}$  a  $M_{em}$ .

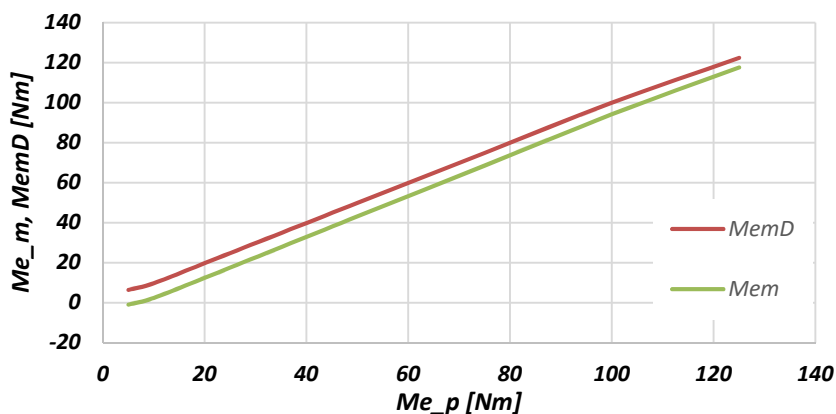


Obrázek 24 Průběh ztrátového momentu v závislosti na zatížení motoru  $M_{emD}$  měřeným dynamometrem (vlastní zpracování)

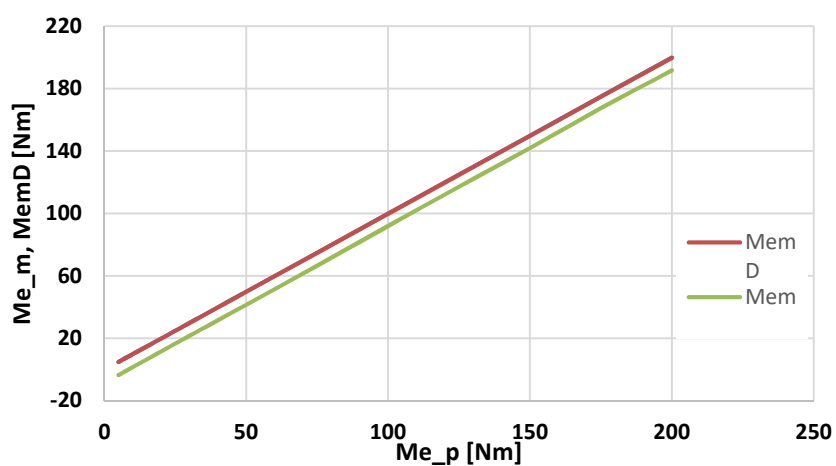


Obrázek 25 Průběh ztrátového momentu v závislosti na zatížení motoru  $M_{em}$  měřeného měřicím mezičlenem (vlastní zpracování)

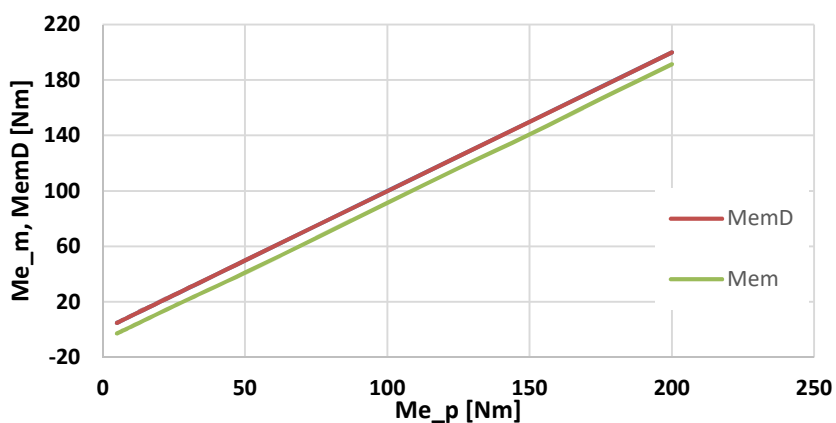
Během experimentu byl zaznamenán rozdíl mezi efektivním momentem měřeným dynamometrem  $M_{emD}$  a momentem měřeným měřicím mezičlenem  $M_{e,m}$ , viz obr 26, 27, 28. Z tohoto důvodu následně proběhla kalibrace a linearizace celé měřicí soustavy, která zaručí správnost dalších měření.



Obrázek 26 Průběh momentů při 1000 ot/min (vlastní zpracování)



Obrázek 27 Průběh momentů při 2000 ot/min (vlastní zpracování)



Obrázek 28 Průběh momentů při 3000 ot/min (vlastní zpracování)

- $Me_m$ : Průběh točivého momentu naměřený mezičlenem, vyhodnocení ze 100 pracovních cyklů motoru.
- $MemD$ : Průběh točivého momentu naměřený dynamometrem ASD 235, vyhodnoceno z průměrných hodnot momentu v ustáleném stavu.





Kalibrace spočívá v určení kalibrační křivky. Kalibrační křivka je definována třemi body: bez zatížení, maximální zatížení a minimální zatížení. K tomu, aby bylo možné na snímači vyvodit točivý moment je nutné měřicí člen vybavit přesně definovanými rameny, viz obr. 29, na které je možné zavěsit přesná závaží, viz obr. 30. Kalibrace vychází z fyzikálního principu definice točivého momentu. Známe-li délku ramene a hmotnost závaží, pak známe i točivý moment na snímači. Linearizace spočívá v postupném zatěžování a odlehčování snímače momentem. Díky zaznamenávání takto naměřených hodnot jsme schopni popsat chování snímače.

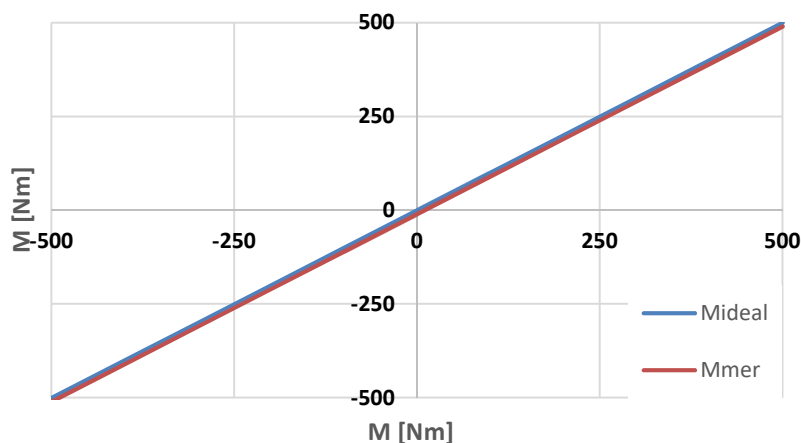


Obrázek 29 Pohled na kalibrační ramena (vlastní zpracování)



Obrázek 30 Kalibrační závaží (vlastní zpracování)

K měření točivého momentu byla využita indikační aparatura Indimeter 619 od firmy AVL. Toto zařízení slouží prvotně ke sledování spalovacího tlaku v motoru, ale lze jej využít k zaznamenání jakéhokoliv signálu z různých snímačů. K tomu, aby Indimetr pracoval tak, jak má, potřebuje znát informaci o otáčkách motoru. Běžně se k tomuto účelu používá inkrementální snímač otáček. V našem případě, kdy se motor neotáčí je nutné informace o otáčkách získat simulací, k čemuž slouží zařízení nesoucí název VISIOSCOPE od firmy AVL.



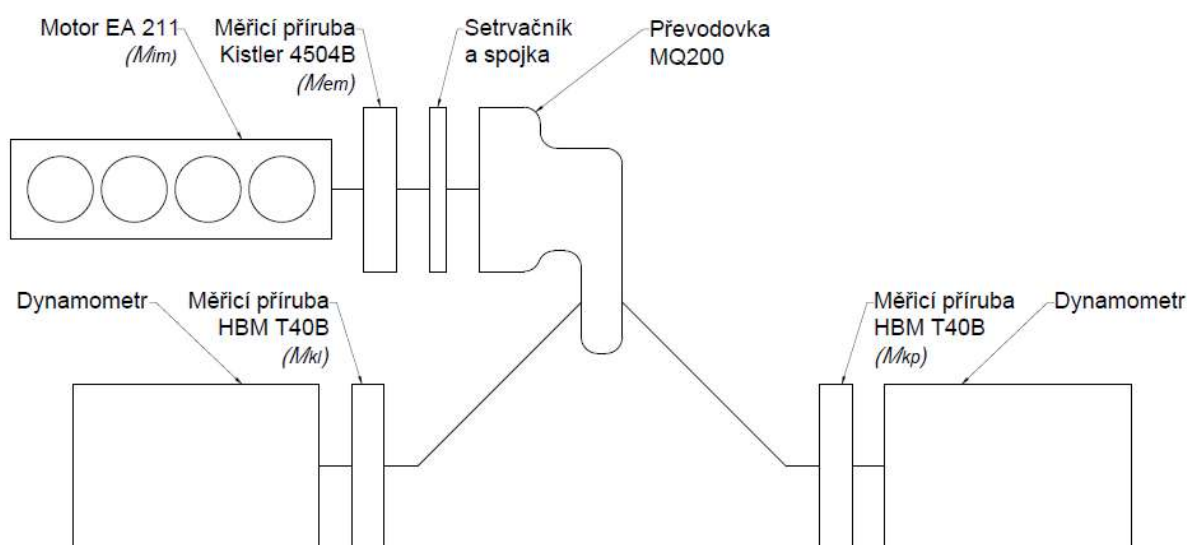
Obrázek 31 Porovnání naměřené a teoretické kalibrační křivky (vlastní zpracování)



Z výsledků měření byl zjištěn rozdíl mezi měřenými hodnotami momentu a hodnotami vyvozenými pomocí kalibračních závaží. Rozdíl mezi jednotlivými hodnotami byl 7 Nm, viz obr 31. Na základě této hodnoty byl proveden offset měřeného momentu.

### 4.3 Fyzikální model

Fyzikální model pro analýzu mechanických ztrát a účinností hnacího ústrojí automobilu je sestaven tak, aby splňoval zkušební metodiku uvedenou v kapitole 4.1. Stanoviště zkušebny Powertrain umožňuje zatěžovat celý řetězec hnacího ústrojí dle obrázku 32.



Obrázek 32 Schéma zapojení (vlastní zpracování)

Vstupní částí je zážehový spalovací motor s parametry viz tabulka 5, s funkčními vzorky měřicích zařízení, viz kapitola 4.2.

Tabulka 5 Parametry Motoru EA 211 1,4 TSI (vlastní zpracování)

Typ motoru	EA 211
Vrtání x zdvih	74,5mm x80 mm
Objem	1398 ccm
Počet válců	4
Počet ventilů na válec	4
Typ plnění	Přímé vstřikování s přeplňováním turbodmychadlem
Maximální výkon	103 Kw
Maximální točivý moment	250 Nm



Dále je připevněna převodovka s diferenciálem se spojkou, která má parametry viz tabulka 6 a spojky ve dvou variantách viz tabulka 7.

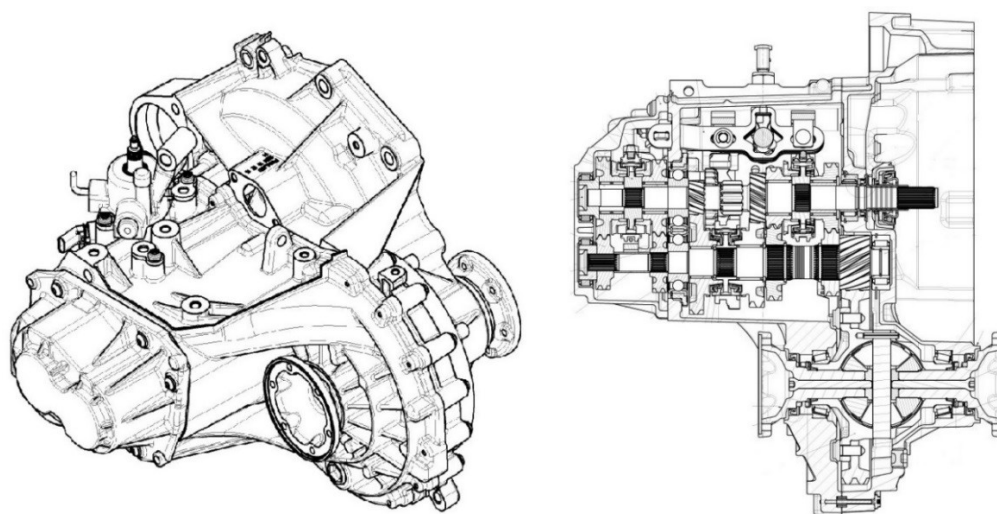
Tabulka 6 Parametry převodovky MQ200GA (vlastní zpracování)

Převod	Poměr zubů	Převodové číslo
I	49:13	3,77
II	43:22	1,95
III	41:32	1,28
IV	36:37	0,97
V	35:45	0,78
VI	34:53	0,64
Stálý převod	74:17	4,353

Tabulka 7 Parametry spojek (vlastní zpracování)

	Sériová	upravená
	Pružná	Tuhá
Výrobce	Škoda Auto	Ferodo
Tuhost [Nm/rad]	1000	6000
Útlum [Nm/(rad/s)]	6	2

Zkoumaná převodovka je běžná sériová převodovka z portfolia automobilky Škoda Auto. Převodovka, nesoucí typové označení MQ200GA, je 6-ti stupňová, mechanicky řazená, určená pro zástavbu ve vozidle s pohonem předních kol. Všechny rychlostní stupně jsou plně synchronizované.

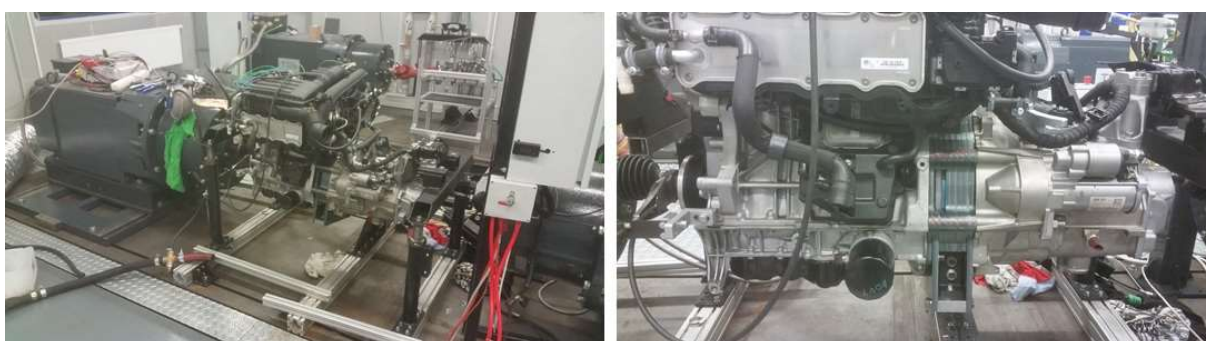


Obrázek 33 Převodovka MQ200: vlevo celkový pohled; vpravo vnitřní uspořádání (vlastní zpracování)



Výstupy z diferenciálu jsou spojeny pomocí poloos s homokinetickými klouby s dvěma dynamometry.

Dynamometry Siemens, nesoucí označení 111 ADG 286 WP, disponují výkonem 111kW a točivým momentem 2120Nm při 500ot/min. Ve zvýšených otáčkách jsou parametry následující. Výkon 80kW a točivý moment 294Nm při 2600ot/min. Oba dynamometry jsou vybaveny měřicí přírubou firmy Hotinger s označením T40B s maximálním měřeným momentem 3kNm a s přesností  $\pm 0.05\%$  maximálního rozsahu měřeného momentu. V tomto případě je přesnost  $\pm 1.5$  Nm. Poloosy vedoucí z převodovky nejsou napevno spojené s měřicími přírubami, ale jsou mezi ně vloženy pružné spojky. Tyto spojky mají pohlcovat rázy a nesouosost měřicího zařízení.



Obrázek 34 Fyzikální model při zástavbě na měřicí stanoviště Powertrain (vlastní zpracování)

Z obrázků je patrné, že měřicí mezičlen namontovaný mezi motor a převodovku vyplňuje tento prostor tak, že nezamezuje funkci hnacího agregátu. Jediným úskalím této konstrukce je prodloužení celkové zástavby hnacího agregátu. Toto by mohlo být klíčové při zástavbě měřicího prvku do osobního automobilu.



Obrázek 35 Fyzikální model při zástavbě na měřicí stanoviště Powertrain (vlastní zpracování)



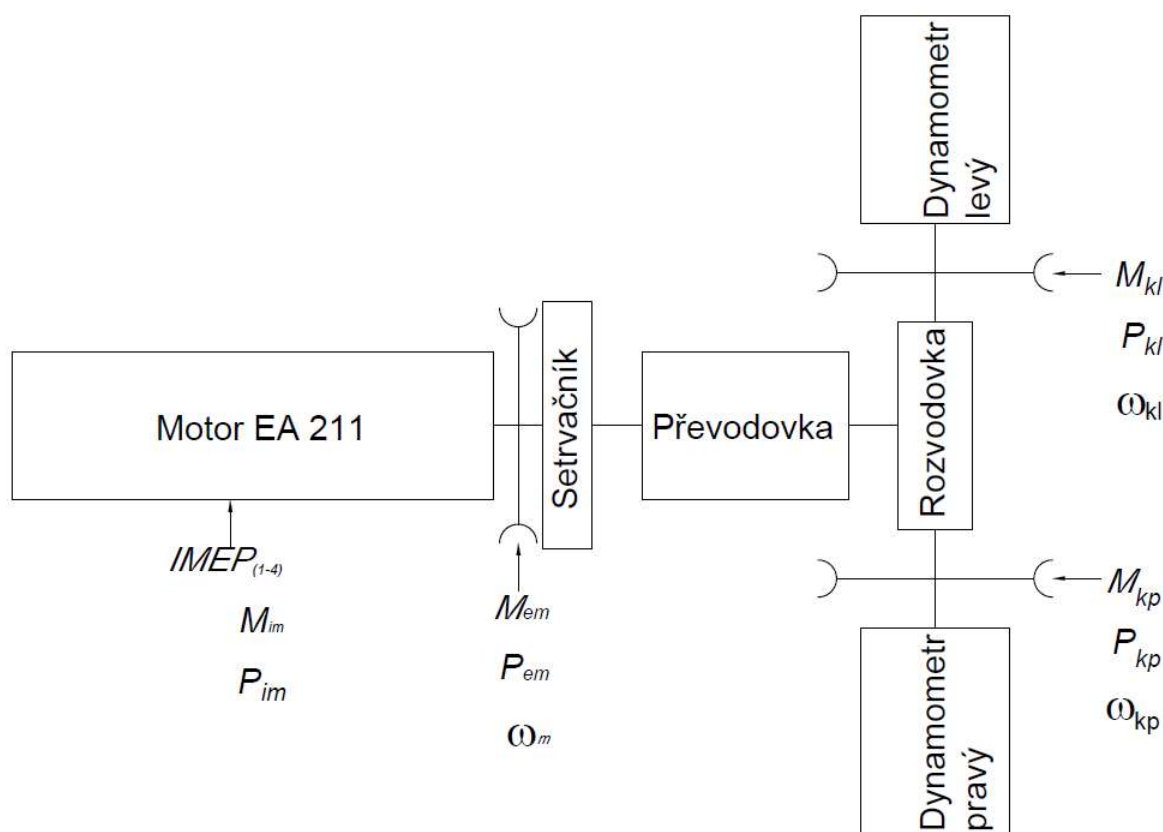
## 5. Měření mechanických ztrát a účinností hnacího ústrojí.

Měření ztrátového momentu spalovacího motoru v nezátženém stavu je velmi obtížné a nepřesné, neboť otáčky jsou nestabilní a nejsou konstantní. To bylo ověřeno jak při měření hnacího ústrojí s vypnutou spojkou, tak i při oživování a kalibraci měřícího členu na dynamometru ASD 235, viz kapitola 4.2.3.

Ztrátový moment motoru  $M_{zm}$  je určen jako rozdíl indikovaného točivého momentu určeného z průběhů tlaků ve spalovacím prostoru a točivým efektivním momentem motoru, viz rovnice 15. Obdobně platí pro ztrátový výkon rovnice 16.

$$P_{zm} = P_{im} - P_{em} \quad (16)$$

$$P_{em} = M_{em} \cdot \omega_m \quad (17)$$



Obrázek 36 Schéma vyčítaných parametrů (vlastní zpracování)





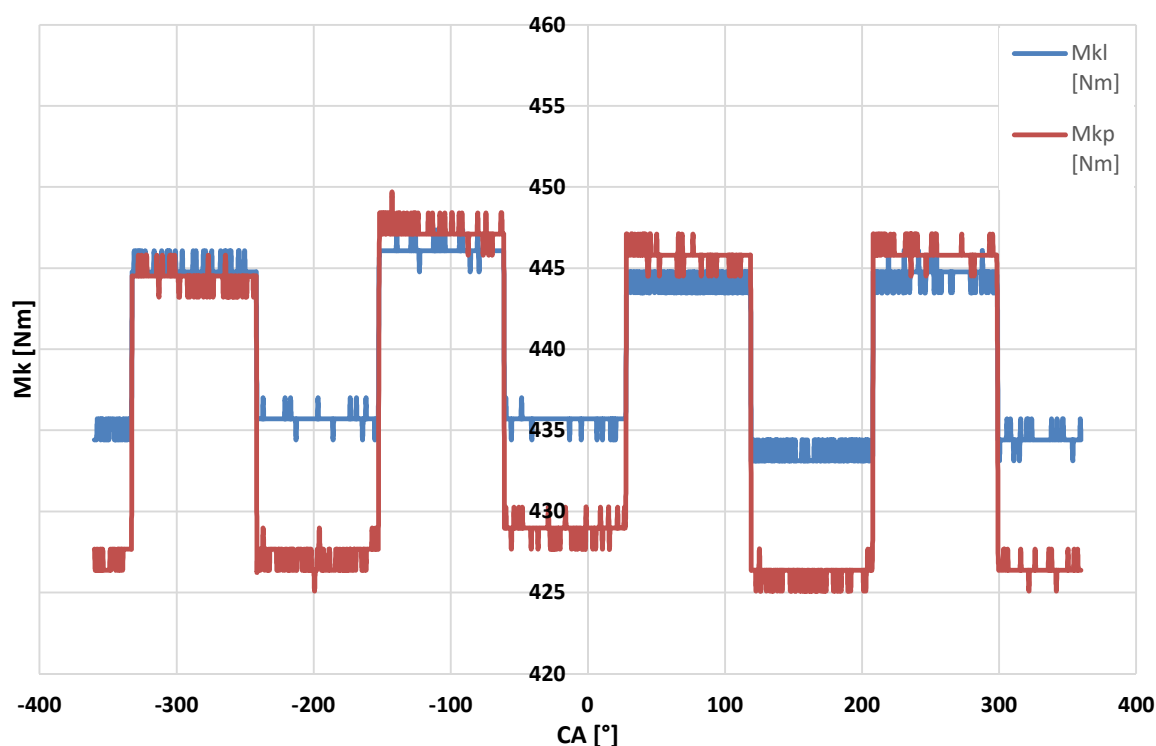
Ztrátové momenty převodového ústrojí jsou určeny z následujících rovnic (18) a (19):

$$M_{zp} = (M_{kl} + M_{kp}) - M_{em} \quad (18)$$

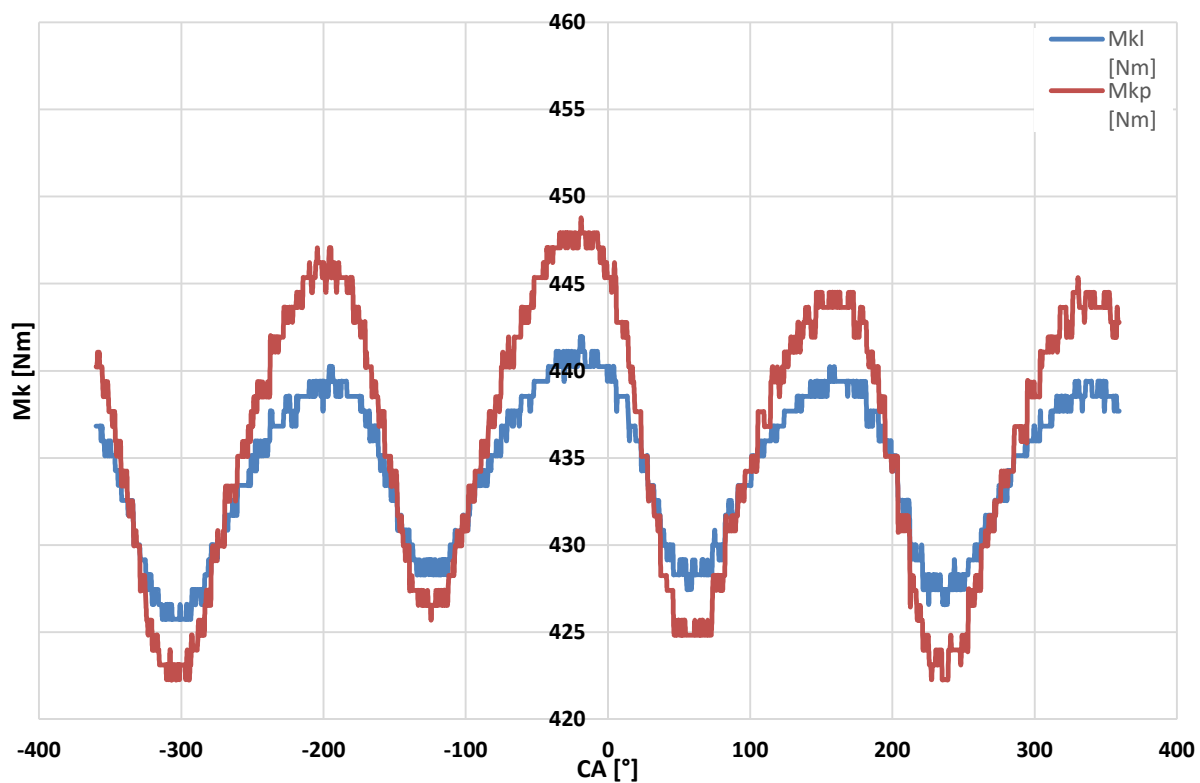
$$P_{zp} = \frac{\omega_{kl} + \omega_{kp}}{2} \cdot (M_{kl} + M_{kp}) \quad (19)$$

Během experimentu byl sběr dat ( $\omega_m$ ,  $IMEP_{(1-4)}$ ,  $M_{em}$ ,  $M_{kl}$ ,  $M_{kp}$ ) prováděn zařízením 8-mi kanálového indikačního zařízení Indicom. To umožnilo současný záznam měřených dat v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele pro každý pracovní cyklus motoru (od  $-360^\circ$  do  $+360^\circ$ ). Průběh spalovacích tlaků byl stanoven po  $0.5^\circ$  natočení klikového hřídele a průběh momentů po  $1^\circ$  natočení klikového hřídele. Následné vyhodnocení a zpracování výsledků proběhlo jednotným způsobem v softwaru Concerto. Pouze otáčky dynamometrů (kol) ( $\omega_{kl}$ ,  $\omega_{kp}$ ) byly zaznamenávány softwarem zařízení Powetrain v čase se vzorkovací frekvencí 100 Hz.

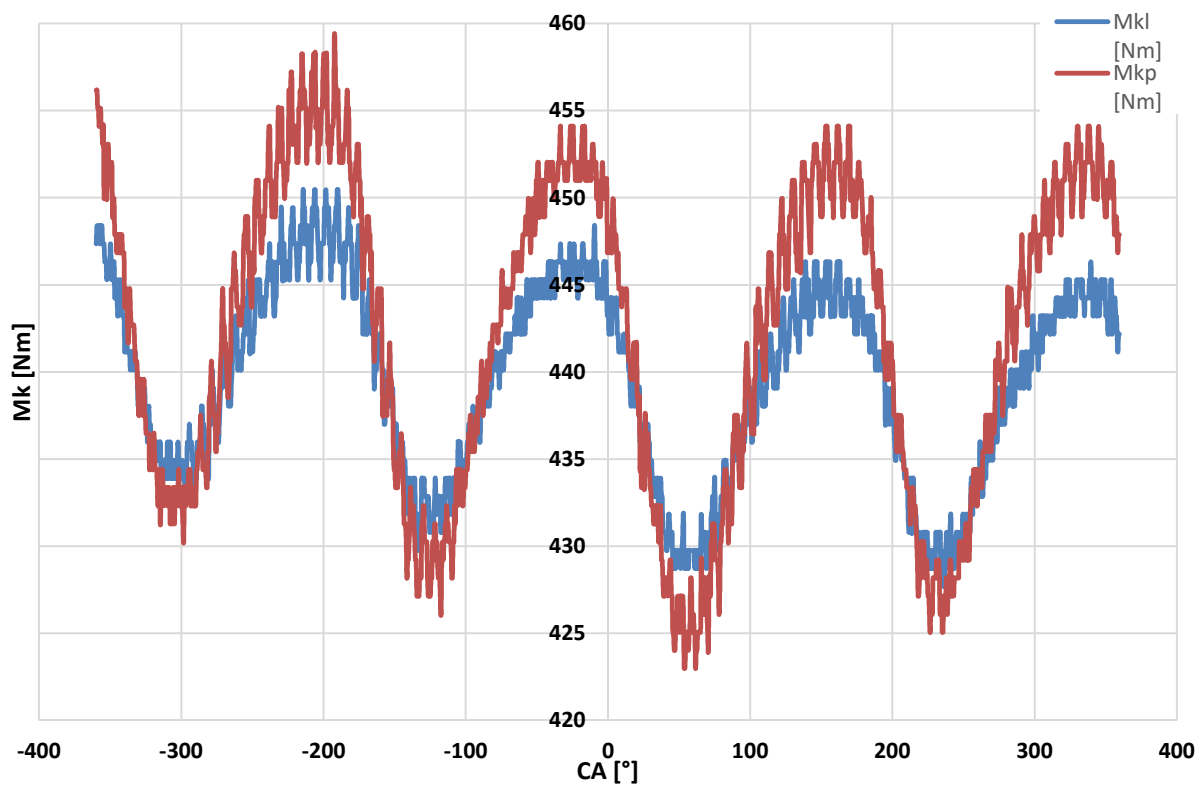
Vyčítání signálu z měřicích přírub na dynamometrech je pomocí převodníku, který převádí frekvenční signál na analogový s danou vzorkovací frekvencí od 100Hz do 10kHz. Analogový signál je přiveden do zařízení Indicom 619 AVL. K určení nejvhodnější vzorkovací frekvence bylo provedeno jednoduché porovnávací měření v zatíženém stavu motoru, viz obr. 37, 38, 39, se záznamem dat v Indicomu a následným zpracováním v softwaru concerto. Experiment byl proveden při parametrech motoru: 1500 ot/min, 150Nm a 3 rychlostním stupni.



Obrázek 37 Průběh točivého momentu s vyčítací frekvencí 100 Hz (vlastní zpracování)



Obrázek 38 Průběh točivého momentu s vyčítací frekvencí 2 kHz (vlastní zpracování)

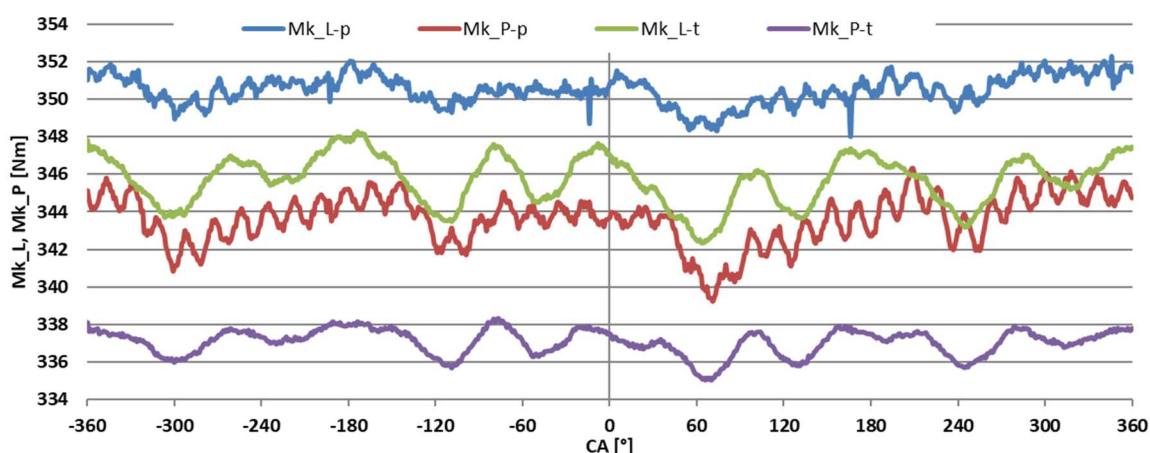


Obrázek 39 Průběh točivého momentu s vyčítací frekvencí 10kHz (vlastní zpracování)



Z průběhů je patrné, že nízká (100Hz) vzorkovací frekvence nedává dostačující informace o průběhu měřeného momentu. Naopak vysoká (10kHz) vzorkovací frekvence je zatížena příliš vysokou chybou způsobenou digitalizací signálu. Na základě takto získaných dat byla vybrána optimální frekvence vyčítání 2kHz.

Data je možné vyčítat dvěma způsoby. První je pomocí zařízení Indicom, druhým je vyčítání dat přímo řídícím PC Powertrainu. Je však nutné si uvědomit, že indikační aparatura Indicom pracuje s frekvencí vyčítání vzorků 20kHz, ale vyčítací frekvence zkušebny Powertrain je pouze 100Hz viz obr 42.

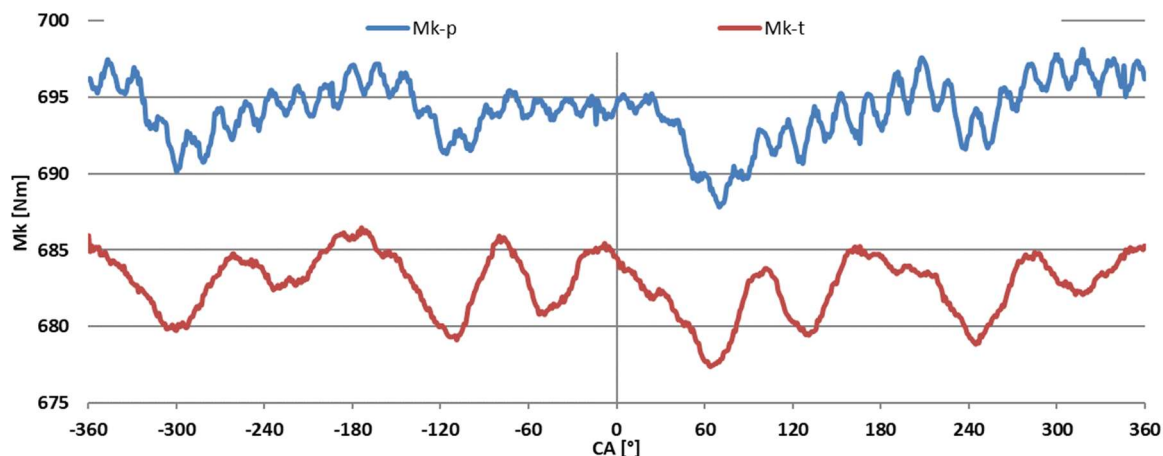


Obrázek 40 Porovnání průběhů momentů vyhodnocených z indikační aparatury (vlastní zpracování)

Na obrázku 40 je možné vidět porovnání průběhů momentů na výstupech z převodovky pro režim motoru 3500 ot/min, 125 Nm a 3-tí rychlostní stupeň a různé spojkové lamely. Z výsledků je patrný rozdíl mezi jednotlivými lamelami a jejich vliv na střední hodnoty a amplitudy.

- *Mk\_L-p*: Průběh točivého momentu na levém kole a pružnou spojku Zobrazeno z průměrných hodnot ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *Mk\_P-p*: Průběh točivého momentu na pravém kole a pružnou spojku Zobrazeno z průměrných hodnot ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *Mk\_L-t*: Průběh točivého momentu na levém kole a tuhou spojku Zobrazeno z průměrných hodnot ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *Mk\_P-t*: Průběh točivého momentu na levém kole a tuhou spojku Zobrazeno z průměrných hodnot ze 100 pracovních cyklů motoru.

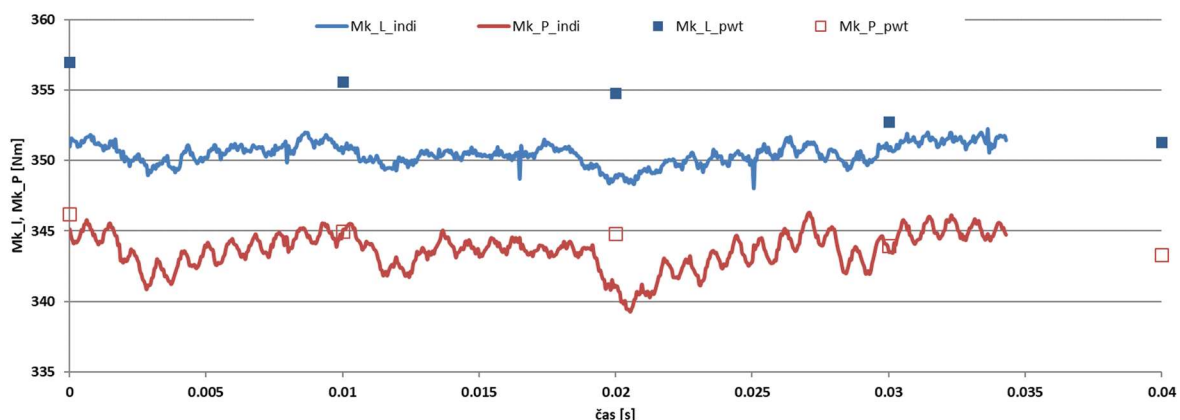




Obrázek 41 Porovnání průběhu celkových momentů pro různé spojky, vyhodnoceno z indikační aparatury (vlastní zpracování)

Obrázek 41 zobrazuje průběhy celkových momentů na obou kolech v porovnání pro různé spojkové lamely, pro režim motoru 3500 ot/min, 125 Nm a 3-tí rychlostní stupeň. Z hlediska chování obou lamel platí to samé jako u obrázku 40.

- *Mk-p*: Průběh celkového momentu na obou kolech a pro pružnou spojku. Vyhodnoceno ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *Mk-t*: Průběh celkového momentu na obou kolech a pro tuhou spojku. Vyhodnoceno ze 100 pracovních cyklů motoru.



Obrázek 42 Porovnání točivého momentu z indikace aparaturou Indicom a z PC Powertrainu (vlastní zpracování)

Obrázek 42 zobrazuje porovnání měření točivých momentů z experimentálních dat vyhodnocených indikační aparaturou Indicom (20kHz) a řídicím PC Powertrainu (100Hz). Pro režim motoru 3500 ot/min, 125 Nm, 3-tí rychlostní stupeň.



- *Mk\_L\_indi*: Průběh točivého momentu na levém kole. Data byly naměřeny za pomoci Indikační aparatury se vzorkovací frekvencí 20kHz.
- *Mk\_P\_indi*: Průběh točivého momentu na pravém kole. Data byly naměřeny za pomoci Indikační aparatury se vzorkovací frekvencí 20kHz.
- *Mk\_L\_pwt*: Průběh točivého momentu na levém kole. Data byly naměřeny za pomoci řídicího PC Powertrainu se vzorkovací frekvencí 100Hz.
- *Mk\_P\_pwt*: Průběh točivého momentu na pravém kole. Data byly naměřeny za pomoci řídicího PC Powertrainu se vzorkovací frekvencí 100Hz.

Z výsledků je patrný vliv vzorkovací frekvence na průběh měřené veličiny. Pro posuzování dynamického chování je nutné použít vyšších rastrovacích frekvencí, které umožňuje indikační aparatura Indicom.

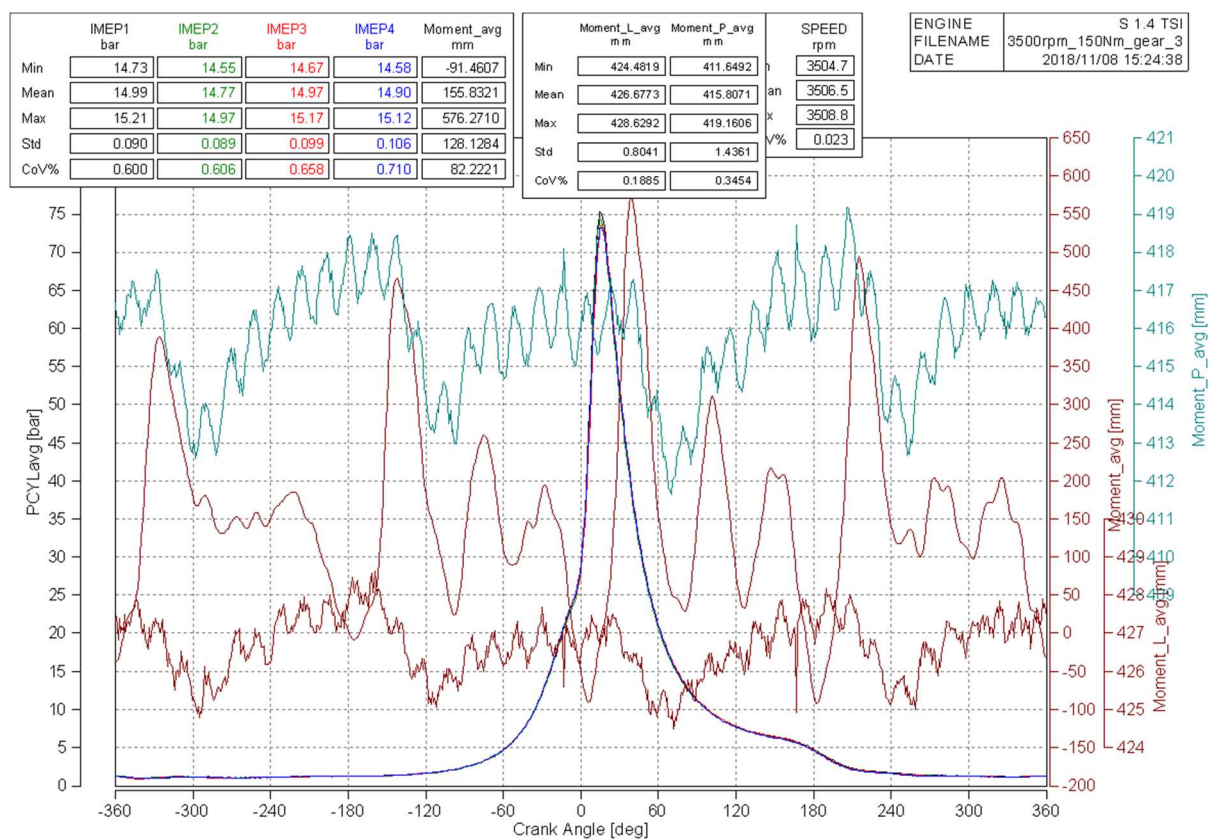


## 5.1 Motor

Motor slouží k pohonu hnacího ústrojí osobního automobilu. Vytváří efektivní moment, který vstupuje do převodového ústrojí. Jeho hodnota závisí na středním indikovaném tlaku pracovního oběhu válce, počtu válců, otáčkách motoru a jeho mechanické účinnosti, viz rovnice 20.

$$M_{em} = M_{im} \cdot \eta_m \quad (20)$$

Průběh efektivního momentu závisí na průběhu spalovacích tlaků v jednotlivých válcích a velikosti sil od rotačních a posuvných hmot během pracovního cyklu motoru a geometrických rozměrech motoru (zdvihu a délky ojnice).



Created with Concerto Student Edition. Licensed for: Technická univerzita v Liberci

Obrázek 43 Průběh tlaků a momentů při 3500 ot/min, 150 Nm a zařazené 3 rychlosti (vlastní zpracování)

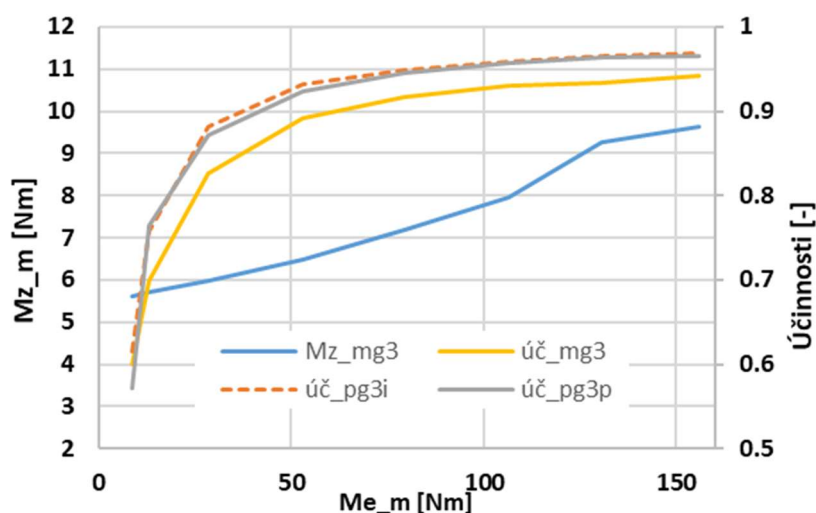
Příklad průběhu efektivního momentu viz obr 43.

- *IMEP1-4* uvedené v tabulce: průměr středních indikovaných tlaků v jednom válci ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *Moment\_avg* v tabulce: průměr středních hodnot efektivních momentů motoru za 100 pracovních cyklů motoru.



- $Moment\_avg$  v grafu: průměrný průběh efektivního momentu za 100 pracovních cyklů motoru.
- $Moment\_L\_avg$  a  $Moment\_P\_avg$  v tabulce: průměr středních hodnot výstupního momentu na levé a pravé poloose.
- $Moment\_L\_avg$  a  $Moment\_P\_avg$  v grafu: průměrný průběh výstupního momentu ze 100 pracovních cyklů motoru pro pravé a levé kolo.

Výsledky mechanických ztrát a účinností vypočtené dle rovnice (18) a (20).



Obrázek 44 Průběhy vypočtených ztrátových momentů a účinností motoru (vlastní zpracování)

Výsledky zobrazené, viz obr 44, znázorňují průběhy vypočtených účinností pro motor a převodovku, respektive vypočtený ztrátový výkon motoru a porovnání výsledků pro různé způsoby vyčítání dat. Výsledky byly získány pro režim motoru 3500 ot/mi, 125 Nm a 3-tí rychlostní stupeň.

- $M_{z,mg3}$ : Průběh ztrátového momentu v závislosti na zatížení převodového ústrojí. Vyhodnoceno ze 100 pracovních cyklů motoru pomocí indikační aparatury.
- $\eta_{mg3}$ : Průběh účinnosti motoru vypočtený z poměru indikovaného  $M_{mi}$  a naměřeného  $M_{em}$  momentu motoru.
- $\eta_{pg3i}$ : Průběh účinnosti převodovky získaný ze 100 pracovních cyklů motoru, pomocí indikační aparatury.
- $\eta_{pg3p}$ : Průběh účinnosti převodovky získaný z data naměřených řídicím PC Powertrainu.

Z výsledků, viz obr 44 je patrný vliv zatížení na velikost ztrátového momentu a účinnosti motoru. Vyhodnocení účinnosti z hlediska způsobu sběru dat nemá na výsledky prakticky žádný vliv.



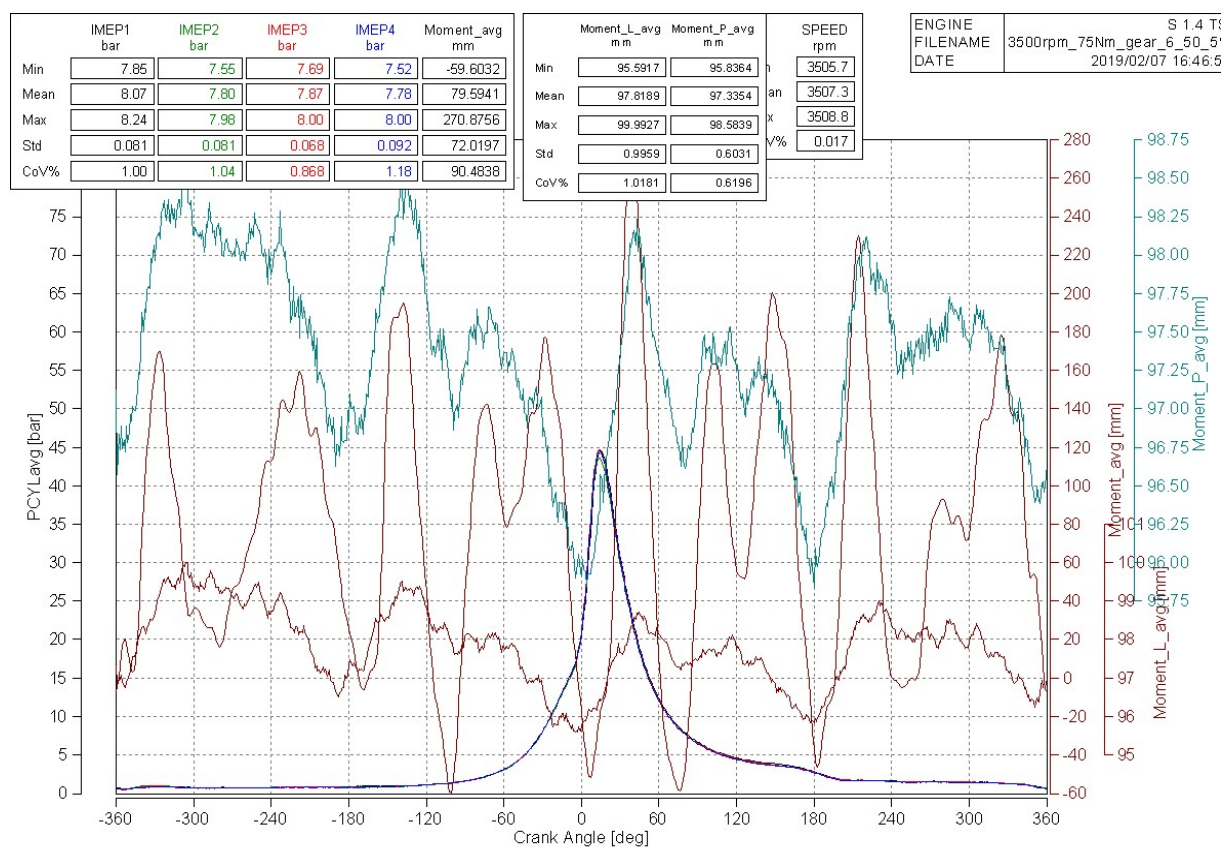
## 5.2 Převodové ústrojí

Převodové ústrojí slouží k přenosu efektivního momentu motoru přes spojku, převodovku a diferenciál ke kolům automobilu. Výstupní moment na obou poloosách kol  $M_{kl}, M_{kp}$  závisí na efektivním momentu motoru, mechanických ztrátách v převodovce příslušného zařazeného převodového stupně a funkci diferenciálu, která závisí na směru jízdy automobilu.

### 5.2.1 Přímý směr jízdy

Přímý směr jízdy je na zařízení Powertrain modelován pevným nastavením shodných otáček, respektive úhlových rychlostí obou dynamometrů  $\omega_{kl} = \omega_{kp}$ . Mírné kolísání těchto hodnot je způsobené regulací otáček dynamometrů.

Pro výpočty mechanických ztrát a účinností jsou brány opět střední hodnoty momentů, příklad viz obr. 43 a 45.



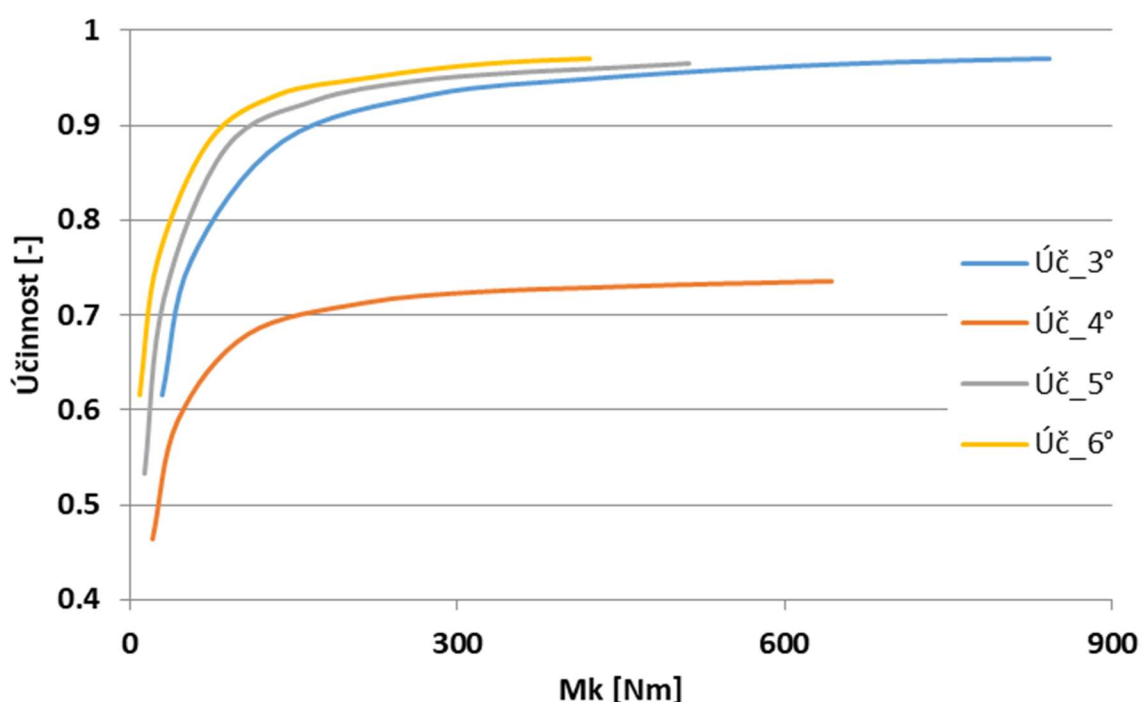
Created with Concerto Student Edition. Licensed for: Technická Univerzita v Liberci

Obrázek 45 Průběh tlaků a momentů při 3500 ot/min, 75 Nm a zařazené 6 rychlosti (vlastní zpracování)



- $IMEP_{1-4}$  uvedené v tabulce: průměr středních indikovaných tlaků v jednom válci ze 100 pracovních cyklů motoru.
- $Moment_{avg}$  v tabulce: průměr středních hodnot efektivních momentů motoru za 100 pracovních cyklů motoru.
- $Moment_{avg}$  v grafu: průměrný průběh efektivního momentu za 100 pracovních cyklů motoru.
- $Moment_{L_{avg}}$  a  $Moment_{P_{avg}}$  v tabulce: průměr středních hodnot výstupního momentu ze 100 pracovních cyklů motoru pro pravé a levé kolo.
- $Moment_{L_{avg}}$  a  $Moment_{P_{avg}}$  v grafu: průměrný průběh výstupního momentu ze 100 pracovních cyklů motoru pro pravé a levé kolo.

Účinnost převodového ústrojí byla vypočtena na základě rovnice (12). Takto stanovené průběhy jsou závislé na zatížení převodového ústrojí. S rostoucím zatížením rostou účinnosti převodového ústrojí, viz obr 46.



Obrázek 46 Průběhy účinností pro jednotlivé rychlostní stupně, pro režim motoru 3500 ot/min, a zatížení od 5 do 150 Nm (vlastní zpracování)

- $Úč_{3^{\circ}}$ : Průběh účinnosti pro 3-tí rychlostní stupeň. Výsledky získané ze středních hodnot momentů ze 100 pracovních cyklů motoru.

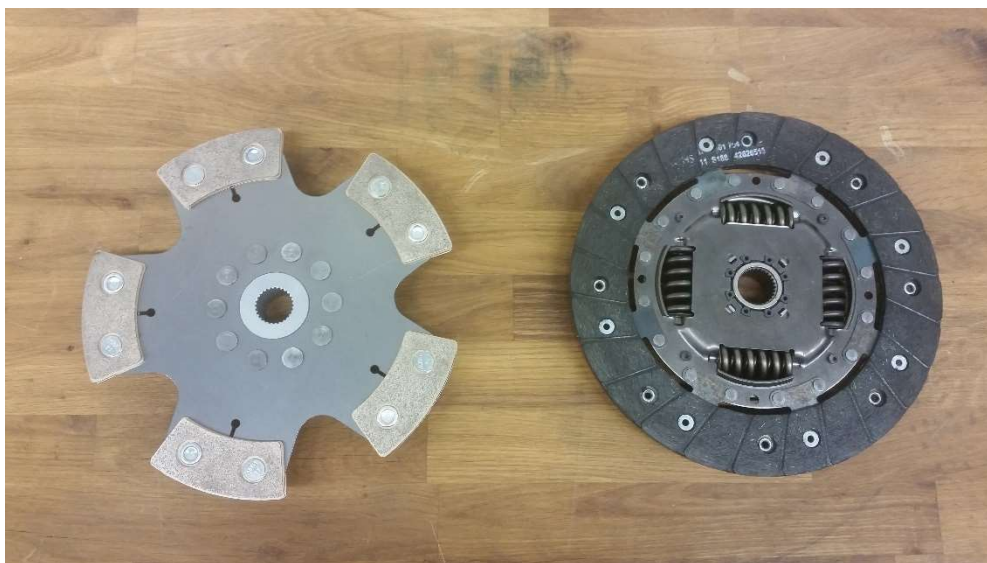




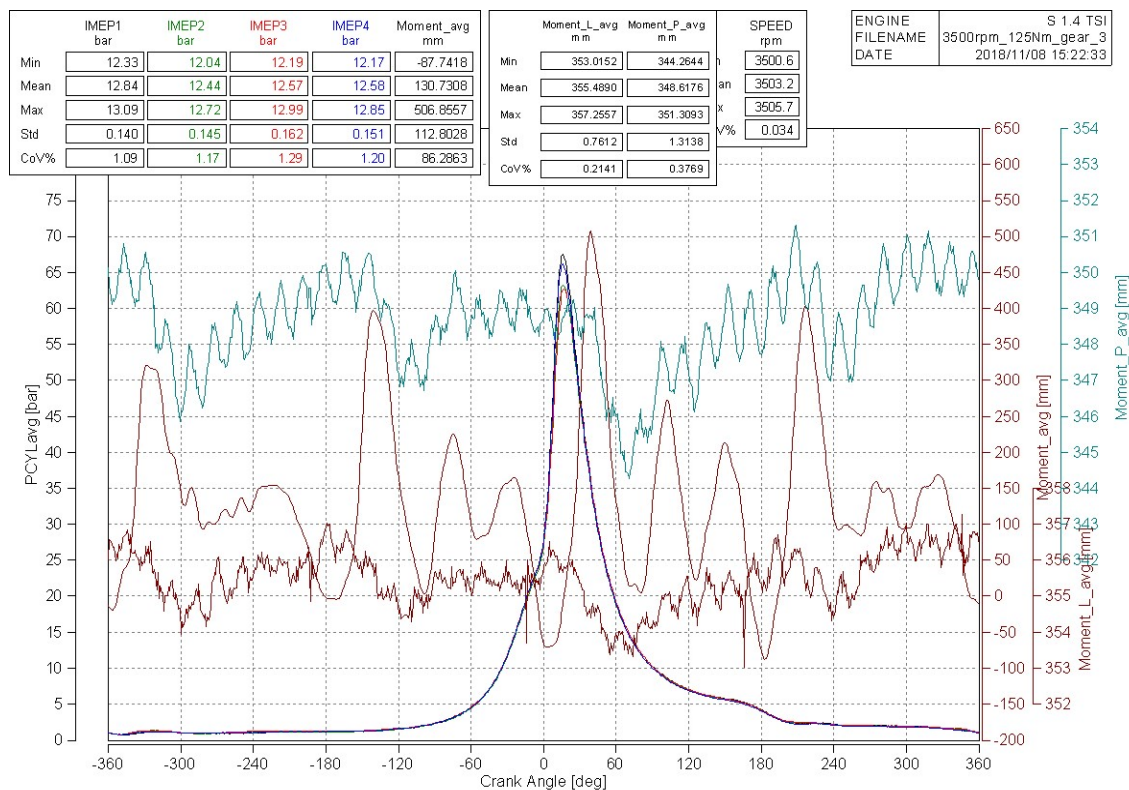
- Úč\_4°: Průběh účinnosti pro 4-tý rychlostní stupeň. Výsledky získané ze středních hodnot momentů ze 100 pracovních cyklů motoru.
- Úč\_5°: Průběh účinnosti pro 5-tý rychlostní stupeň. Výsledky získané ze středních hodnot momentů ze 100 pracovních cyklů motoru.
- Úč\_6°: Průběh účinnosti pro 6-tý rychlostní stupeň. Výsledky získané ze středních hodnot momentů ze 100 pracovních cyklů motoru.

Spojka mezi motorem a převodovkou má funkci tlumit nárazy průběhu efektivního momentu, přičemž se jeho střední hodnota nemění. Ve fyzikálním modelu byly pro experiment variantně zařazeny dva druhy spojek.

V prvním případě se jedná o sériovou spojkovou lamelu, která je vybavená sadou pružin a třecím tlumičem. Při zatížení dochází k její deformaci a ztlumení rázů točivého momentu. Druhá spojková lamela je speciálně vyrobena jako tuhá spojka s omezenou možností torzní deformace viz obr 47. Běžně jsou takové lamely určeny pro závodní účely, protože díky lepšímu obložení zvládají přenášet větší točivé momenty.

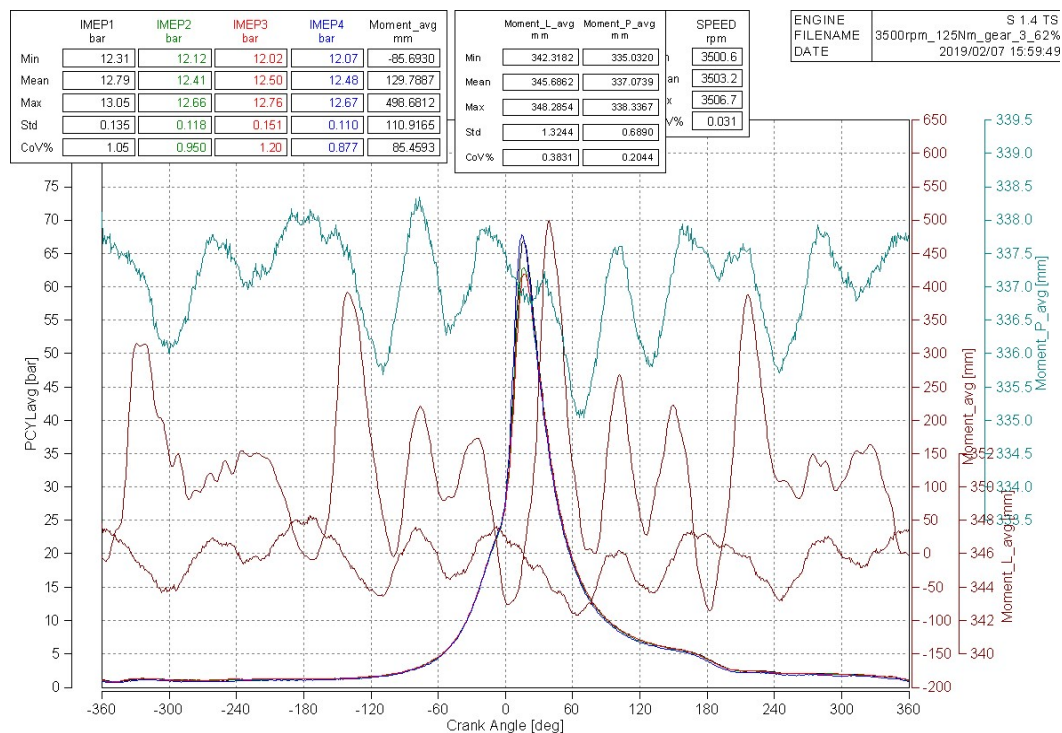


Obrázek 47 Spojkové lamely: vlevo tuhá kovo-keramická; vpravo pružná sériová (vlastní zpracování)



Created with Concerto Student Edition. Licensed for: Technická Univerzita v Liberci

Obrázek 48 Průběh měřených veličin při měření s pružnou spojkou při 3500 otáček motoru, 125Nm, 3-tí rychlostní stupeň (vlastní zpracování)



Created with Concerto Student Edition. Licensed for: Technická Univerzita v Liberci

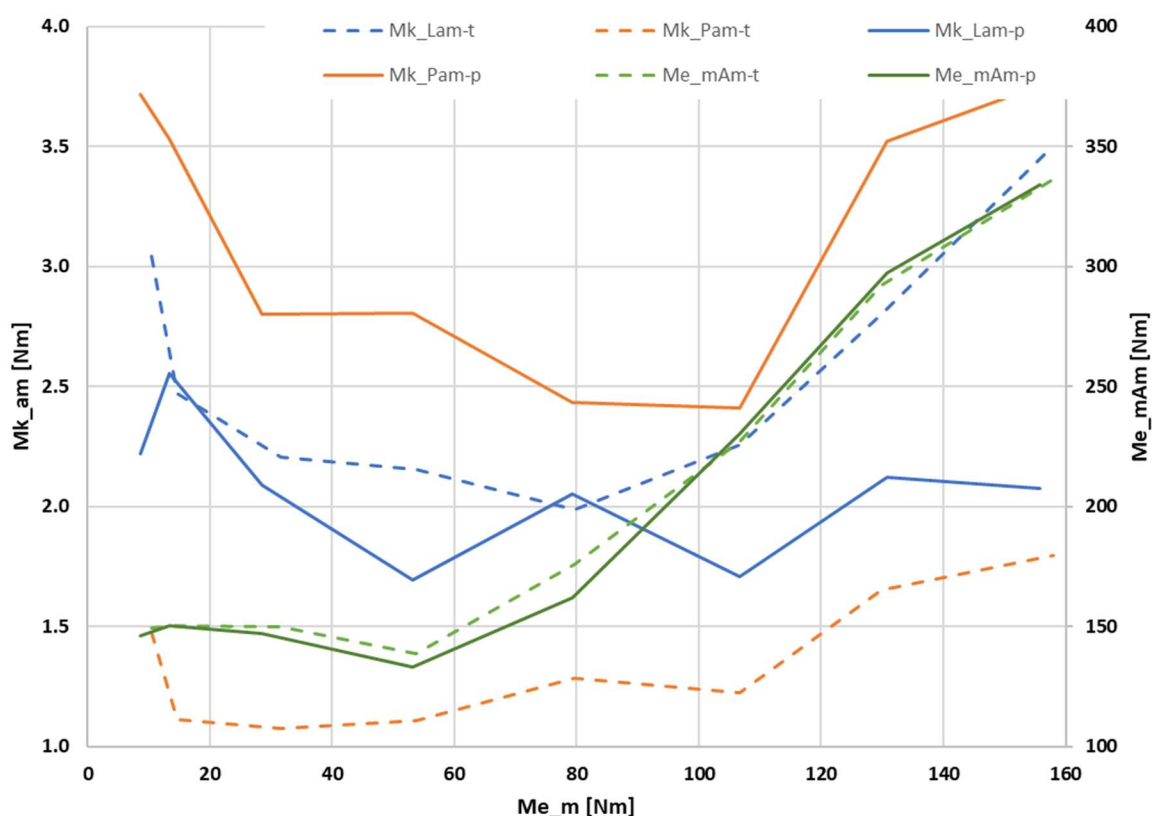
Obrázek 49 Průběh měřených veličin s upravenou pevnou spojkou při 3500 otáček motoru, 125Nm, 3-tí rychlostní stupeň (vlastní zpracování)



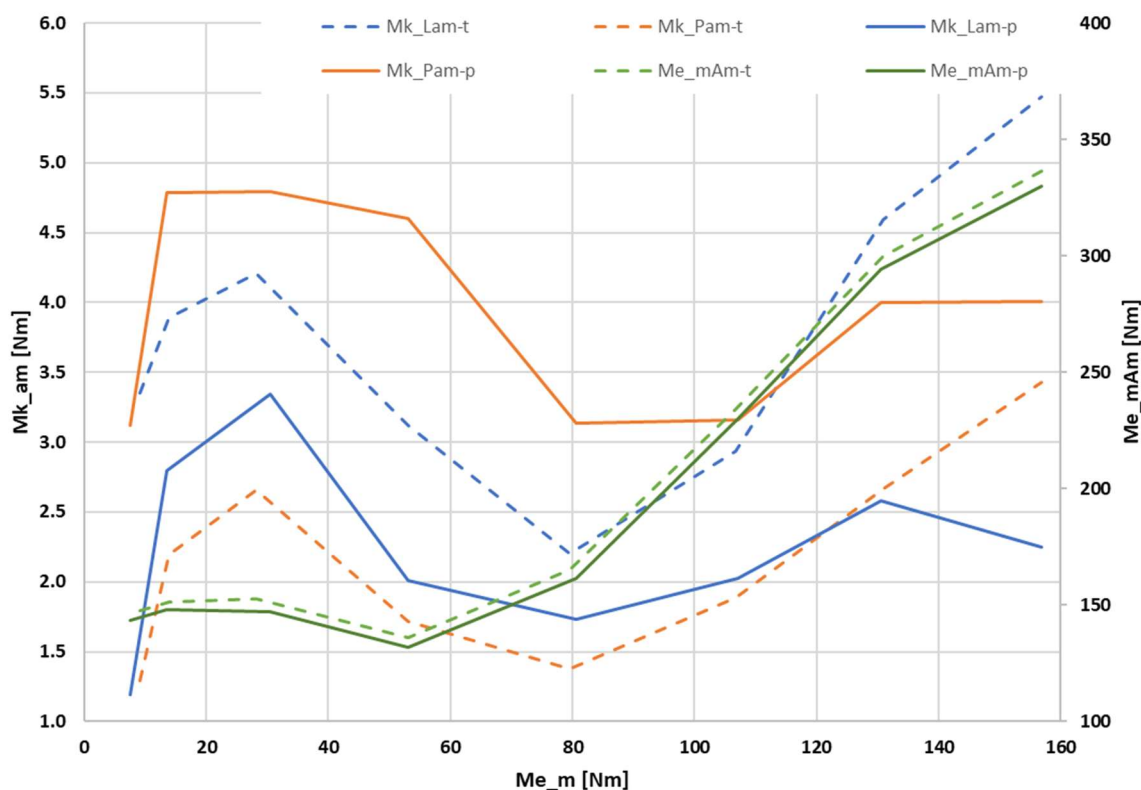


Zobrazené průběhy tlaků a točivých momentů, viz obr 48 a 49, získaných pomocí indikační aparatury a následně vyhodnoceny softwarem Concerto, získaných ze 100 pracovních cyklů motoru.

- *IMEP1-4* uvedené v tabulce: průměr středních indikovaných tlaků v jednom válci ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *Moment\_avg* v tabulce: průměr středních hodnot efektivních momentů motoru za 100 pracovních cyklů motoru.
- *Moment\_avg* v grafu: průměrný průběh efektivního momentu za 100 pracovních cyklů motoru.
- *Moment\_L\_avg* a *Moment\_P\_avg* v tabulce: průměr středních hodnot výstupního momentu ze 100 pracovních cyklů motoru pro pravé a levé kolo.
- *Moment\_L\_avg* a *Moment\_P\_avg* v grafu: průměrný průběh výstupního momentu ze 100 pracovních cyklů motoru pro pravé a levé kolo.



Obrázek 50 Porovnání amplitudy momentu na vstupu a výstupu převodového ústrojí, pro 3500 ot/min, 3-tí rychlostní stupeň a různé zatížení motoru (vlastní zpracování)



Obrázek 51 Porovnání amplitudy momentu na vstupu a výstupu převodového ústrojí, pro 3500 ot/min, 6-tý rychlostní stupeň a různé zatížení motoru (vlastní zpracování)

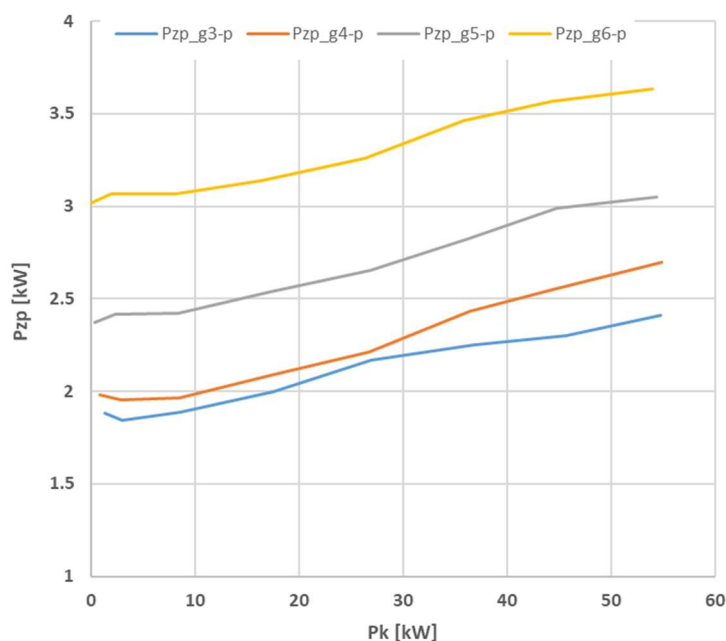
Na obrázcích 50 a 51 je znázorněné dynamické chování točivého momentu vyjádřené pomocí amplitud pro jednotlivé veličiny a různé spojky. Amplitudy momentů jsou zobrazené v závislosti na zatížení převodového ústrojí.

- *Mk\_Lam-t*: Průběh amplitud točivého momentu na levém kole pro tuhou (pevnou) spojku. Data získaná z průměrných hodnot ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *Mk\_Pam-t*: Průběh amplitud točivého momentu na pravém kole pro tuhou (pevnou) spojku. Data získaná z průměrných hodnot ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *Mk\_Lam-p*: Průběh amplitud točivého momentu na levém kole pro pružnou spojku. Data získaná z průměrných hodnot ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *Mk\_Pam-p*: Průběh amplitud točivého momentu na pravém kole pro pružnou spojku. Data získaná z průměrných hodnot ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *Me\_mAm-t*: Průběh amplitud točivého momentu motoru pro tuhou (pevnou) spojku. Data získaná z průměrných hodnot ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *Me\_mAm-p*: Průběh amplitud točivého momentu motoru pro pružnou spojku. Data získaná z průměrných hodnot ze 100 pracovních cyklů motoru.

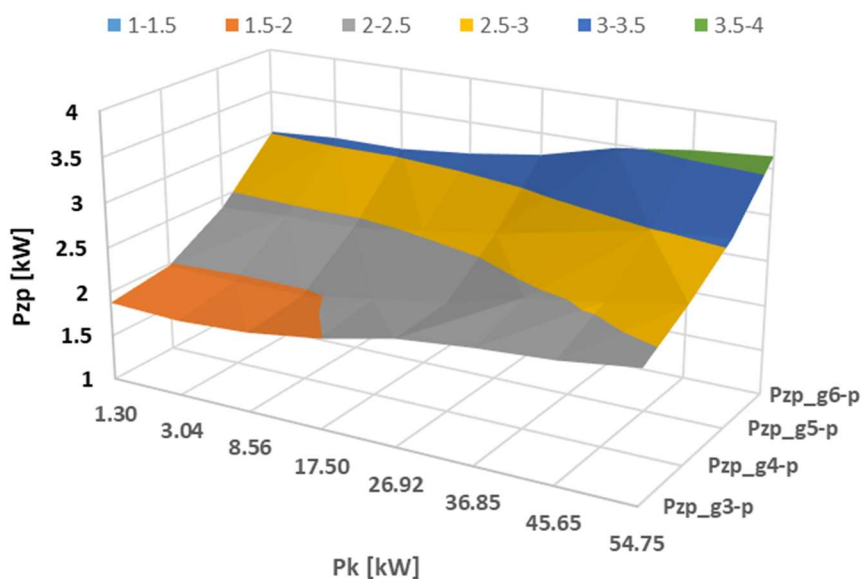


Z výsledků je patrný vliv spojkové lamely na dynamické chování točivého momentu přenášeného převodovým ústrojím. Vlivem změny tuhosti lamely dochází k většímu namáhání celého převodového ústrojí.

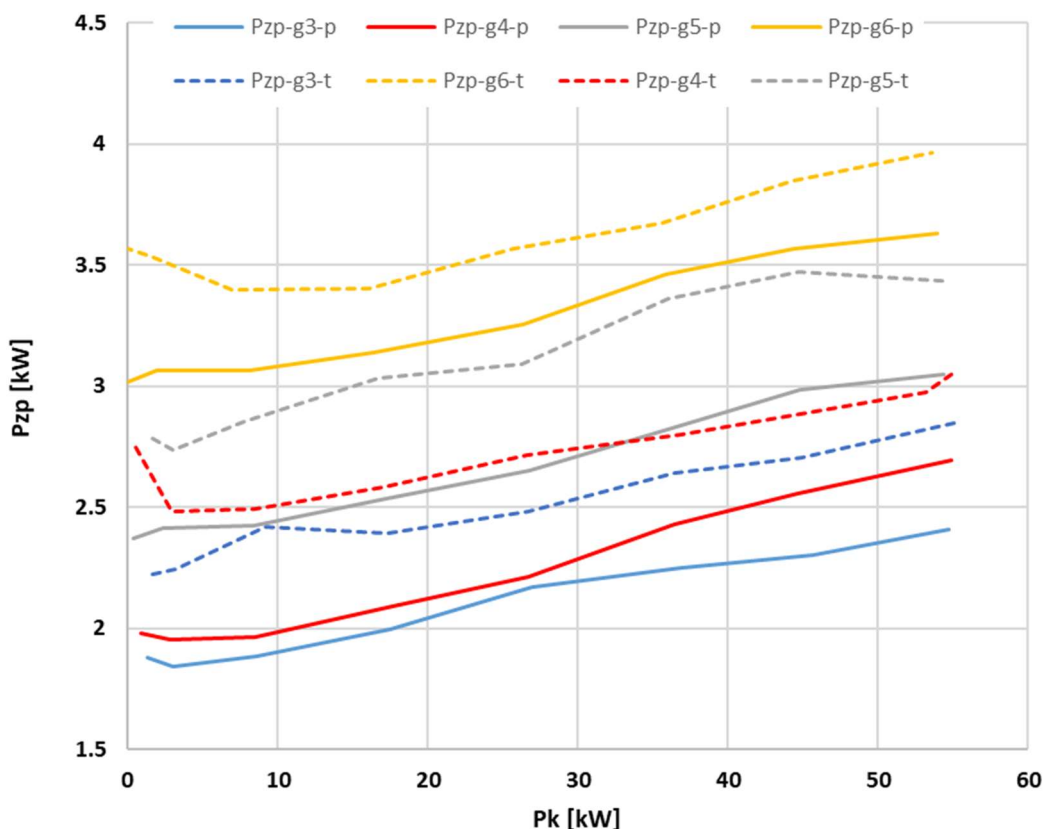
Vhledem ke změně otáček vlivem zařazeného převodového stupně a stálého převodu bylo vhodnější vyhodnocovat měření ve ztrátových výkonech, dopočítaných z rovnice (20).



Obrázek 52 Průběhy ztrátových výkonů pro pružnou spojku při přev. stupních 3, 4, 5, 6 (vlastní zpracování)



Obrázek 53 Mapa ztrátových výkonů v závislosti na zařazeném rychlostním stupni a výkonu na kolech (vlastní zpracování)



Obrázek 54 Průběh ztrátových výkonů převodového ústrojí pro různé typy spojky (vlastní zpracování)

- $Pzp\_g(3-6)-p$ : Průběh ztrátových výkonů pro jednotlivé rychlostní stupně, pro sériovou pružnou spojku. Vyhodnoceno z dat měřených řídicím PC Powertrainu.
- $Pzp\_g(3-6)-t$ : Průběh ztrátových výkonů pro jednotlivé rychlostní stupně, pro upravenou tuhou spojku. Vyhodnoceno pomocí indikační aparatury ze signálu upraveného převodníkem frekvence/napětí.

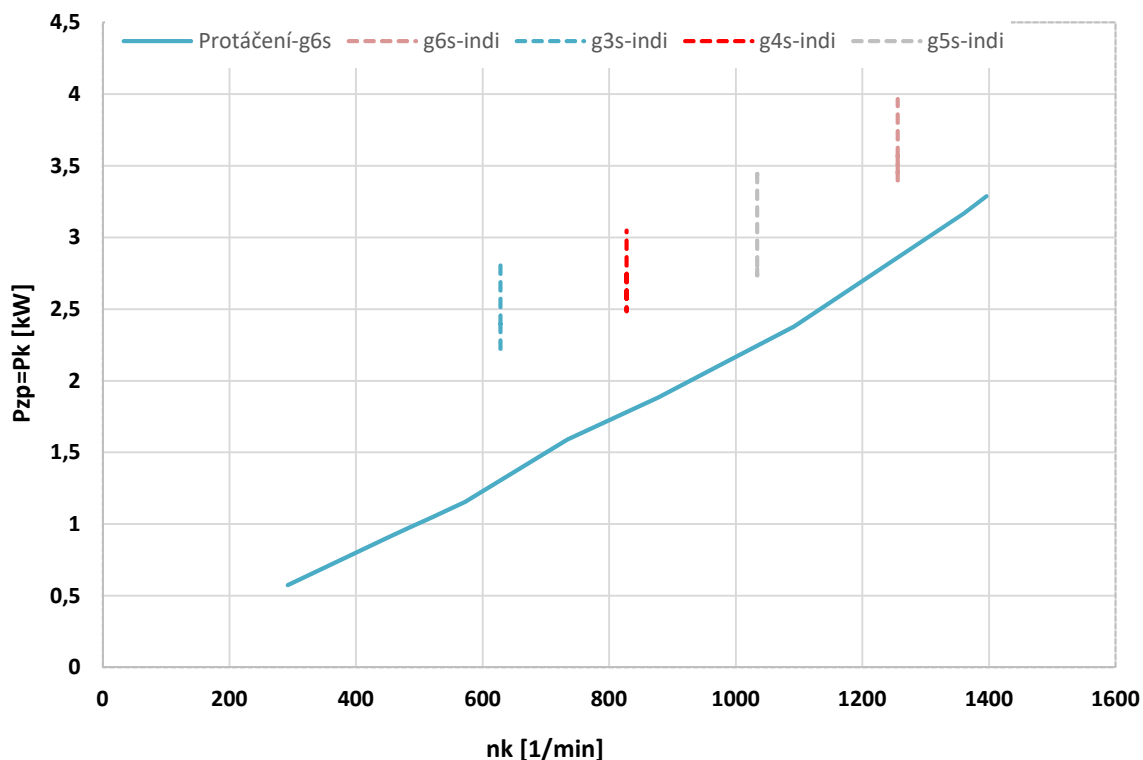
Výsledky ztrátových výkonů potvrzují domněnku o vyšším namáhání převodové soustavy za použití tuhé spojky. V případě sériové pružné spojky jsou ztrátové výkony v převodovém ústrojí nižší než v případě tuhé spojkové lamely.

Následné experimenty s pevnou spojkou zahrnovaly způsoby protáčení převodovým ústrojím pomocí aktivních dynamometrů při vypnuté spojce ve variantách převodovky s neutrálem nebo se zařazenou rychlostí.

Při zatížení, kdy:

$$P_k = \eta_p \cdot P_{em} \quad (22)$$

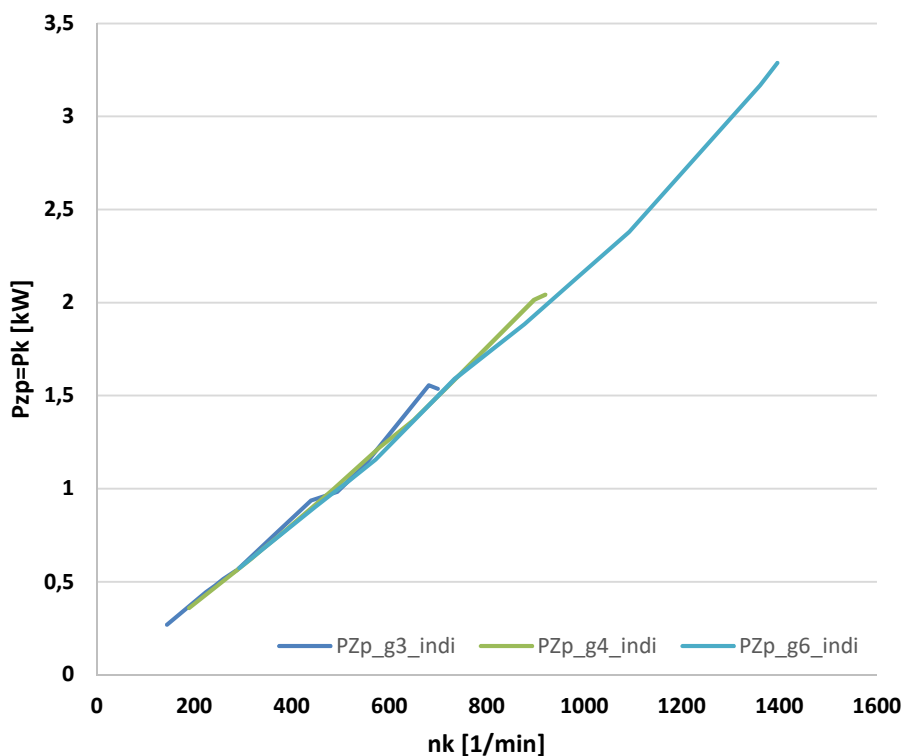
rostou  $P_{zp}$  s otáčkami a převodovým stupněm, viz obr. 55, 56, 57.



Obrázek 55 Průběh ztrátových výkonů převodového ústrojí (vlastní zpracování)

- *Protáčení-g6s*: průběh ztrátového výkonu při protáčení převodového ústrojí se zařazeným 6 rychlostním stupněm, vypočteno ze středních hodnot momentů a otáček během 100 pracovních cyklů motoru. Bez zatížení převodového ústrojí, pouze protáčení.
- *g<sub>(3-6)s</sub>-indi*: Průběh ztrátového výkonu závislého na zatížení převodového ústrojí pro jednotlivé převodové stupně. Vypočteno ze středních hodnot momentů a otáček během 100 pracovních cyklů motoru. Se zatížením od 5Nm do 150Nm.

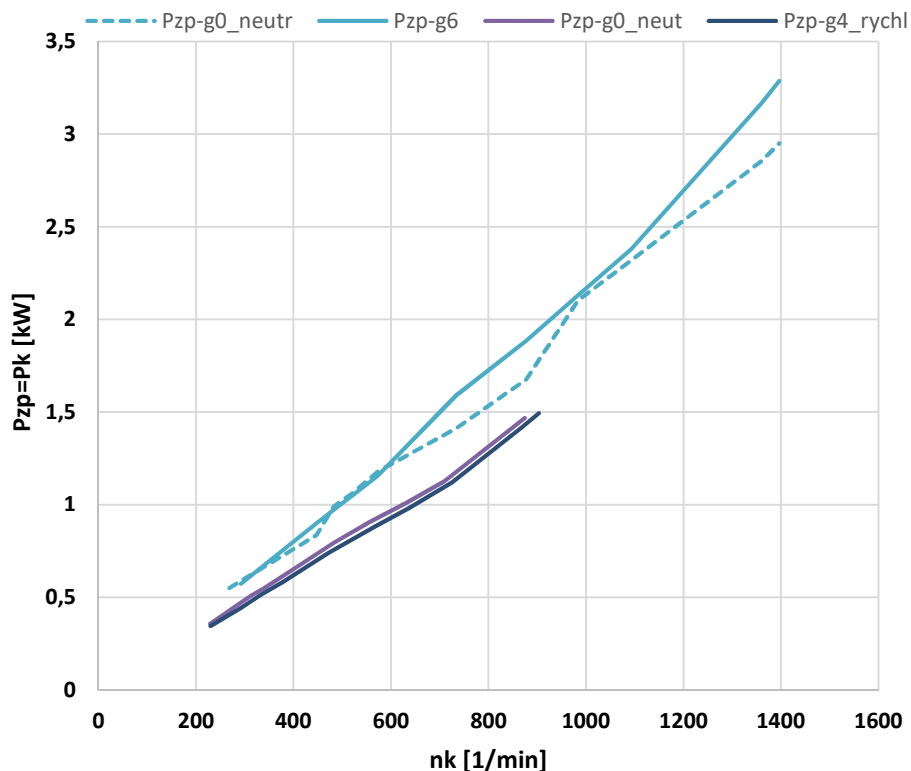
Průběhy, viz obr 55, znázorňují, že ztrátový výkon je závislý na otáčkách a zatížení. Vliv otáček je dominantnější.



Obrázek 56 Průběhy ztrátových výkonů pro jednotlivé rychlostní stupně při protáčení převodového ústrojí (vlastní zpracování)

- $P_{zp}(IND)g3-6$ : Průběh ztrátového výkonu pro jednotlivé rychlostní stupně vypočtený z naměřených středních hodnot, momentů a otáček ze 100 pracovních cyklů motoru, během protáčení převodového ústrojí, bez zatížení.

Z výsledků, obr. 55 a 56, je patrné, že ztráty v převodovém ústrojí nejsou závislé na zařazeném rychlostním stupni, ale pouze na otáčkách. Platí  $P_{zp} = P_K$ .



Obrázek 57 Průběhy ztrátových výkonů při různých způsobech protáčení převodového ústrojí (vlastní zpracování)

- *Pzp-g0*: Průběh ztrátového výkonu převodového ústrojí při vyřazeném rychlostním stupni (neutrálu), volnoběžných otáčkách motoru a protáčení převodového ústrojí.
- *Pzp-g6*: Průběh ztrátového výkonu převodového ústrojí při zařazeném 6. rychlostním stupni a současném protáčení převodového ústrojí i motoru.
- *Pzp-g0\_neutr*: Průběh ztrátového výkonu převodového ústrojí při vyřazeném rychlostním stupni a protáčení převodového ústrojí, bez protáčení motoru.
- *Pzp-g4\_rychl*: Průběh ztrátového výkonu převodového ústrojí se zařazeným rychlostním stupněm při současném protáčení motoru i převodového ústrojí.

Z výsledků je patrné, že na ztrátový výkon nemá vliv zařazený/vyřazený rychlostní stupeň, či způsob protáčení.



## 5.2.2 Změna směru jízdy

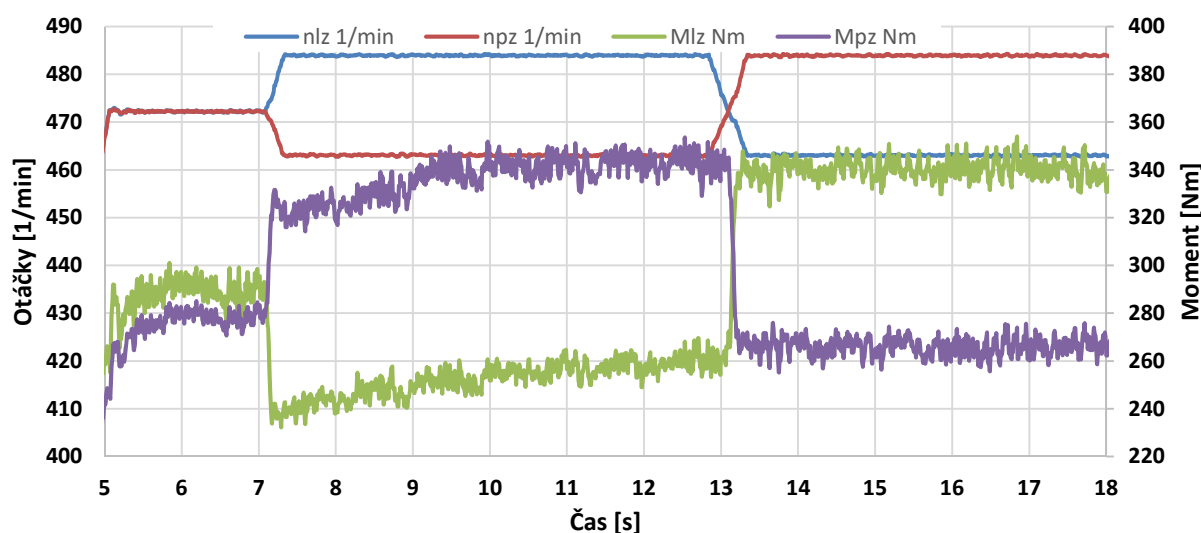
V případě modelování změny směru jízdy na zařízení Powertrain je nutné pevné nastavení různých otáček dynamometrů, respektive jejich úhlových rychlostí. V případě levotočivé zatáčky je nastavení parametrů následující úhlová rychlost  $\omega_{kl} < \omega_{kp}$ . U pravotočivé zatáčky je to naopak, úhlová rychlost  $\omega_{kl} > \omega_{kp}$ .

Při nastavování zatížení vstupním momentem motoru pro pracovní body experimentu bylo vycházeno z jednoduchých vzorců za předpokladu známých parametrů fiktivní zatáčky automobilu. Poloměr zatáčky byl omezen z rovnice adhezní stability (22) a moment na motoru byl omezen z rovnice jízdních odporů (23). Pro oba případy byla zvolená rychlost vozidla 50 km/h

$$R_s \geq \frac{v^2}{g \cdot \varphi} \quad (22)$$

$$F = \frac{M_k}{r} = m_v \cdot g \cdot f + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot S_x \cdot v^2 \quad (23)$$

Zvolený režim otáček motoru a kol, společně se zatížením, vycházel z rozchodu kol 1,425m. Poloměr zatáčky vypočtený v závislosti na určené rychlosti vozu byl 55m. Pro experiment bylo zvoleno vysoké zatížení motoru odpovídající zatáčce v kopci. Zatížení motoru bylo 140Nm.



Obrázek 58 Průběhy otáček a momentů během modelování průjezdu zatáčkou s poloměrem 55 metrů a režimu motoru 2000 ot/min , 140 Nm a zařazeném 4 rychlostním stupni (vlastní zpracování)

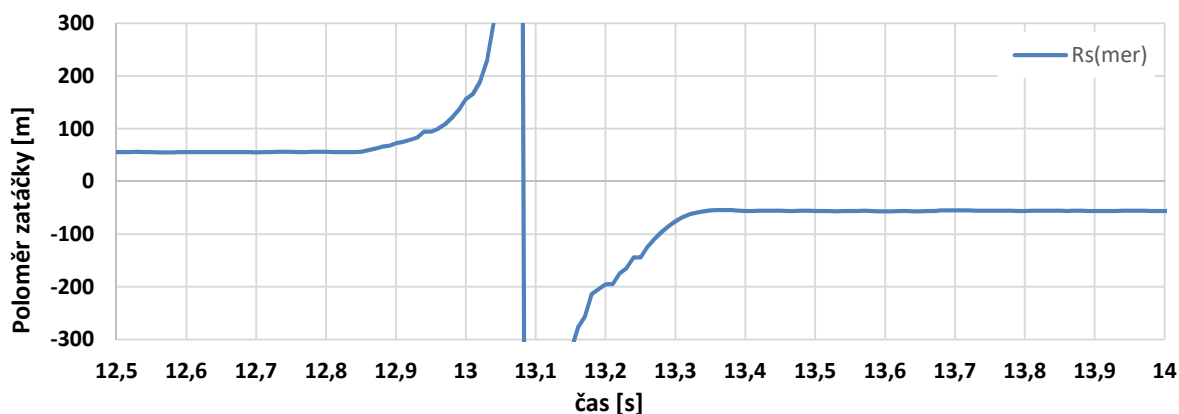




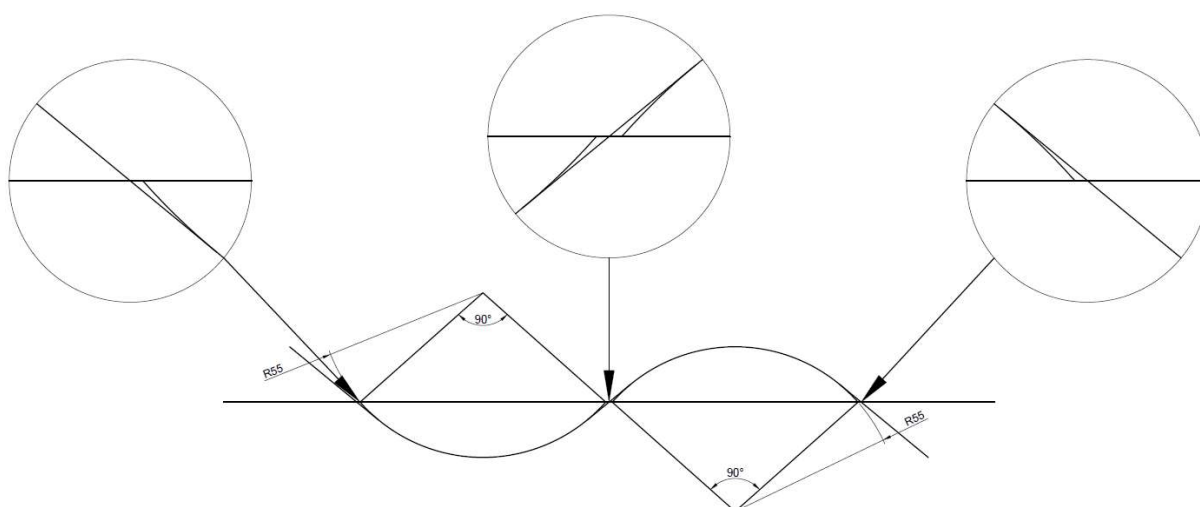
- $n_{lz}$ : průběh otáček na levém kole, snižující a zvyšující se otáčky v závislosti na změně levotočivé na pravotočivou zatáčku.
- $n_{pz}$ : průběh otáček na pravém kole, snižující a zvyšující se otáčky v závislosti na změně levotočivé na pravotočivou zatáčku.
- $M_{lz}$ : průběh momentu na levém kole v závislosti na změně otáček v důsledku změny poloměru zatáčení.
- $M_{pz}$ : průběh momentu na pravém kole v závislosti na změně otáček v důsledku změny poloměru zatáčení.

Pro grafické zobrazení změny poloměru zatáčení byl sestaven vzorec (24) na základě podobnosti rychlostních trojúhelníků.

$$R_{s(mer)} = \frac{\omega_{kl} + \omega_{kp}}{\omega_{kl} - \omega_{kp}} \cdot \frac{b}{2} \quad (24)$$



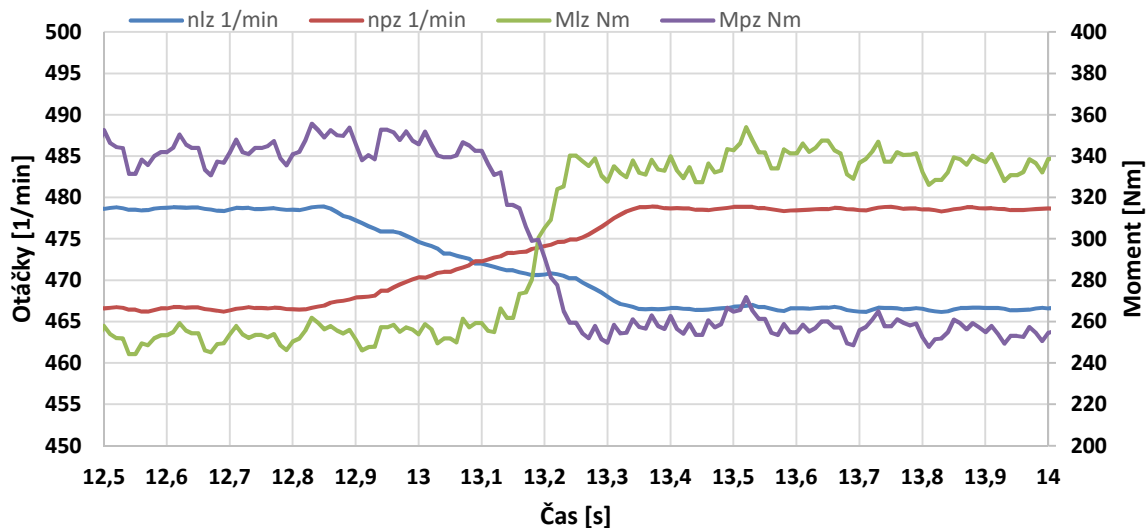
Obrázek 59 Vypočtená změna poloměru zatáčení při průjezdu zatáčkami, platí pro zatáčku 55m (vlastní zpracování)



Obrázek 60 Schematické znázornění fiktivní zatáčky (vlastní zpracování)

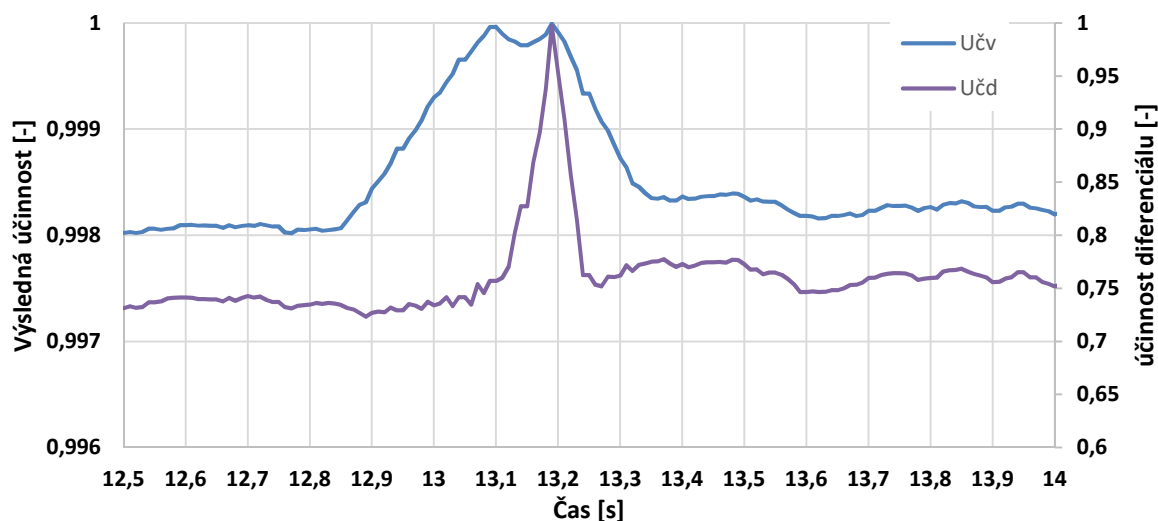


Modelování změny směru jízdy pravotočivé zatáčky na levotočivou musí zahrnovat postupný přechod o délce cca 0,4s, kdy se poloměr zatáčení postupně zvyšuje z 55 metrů na  $\infty$  a posléze snižuje na opačný poloměr zatáčky, viz obr. 59. Důvodem je pevná vazba dynamometrů nahrazující kola automobilu. Obdobný případ nastává u navrhování zatáček u železničních kolejí, kde jsou rovněž tuhá kola bez boční tuhosti.



Obrázek 61 Průběh momentů na kolech a jejich otáček v závislosti na měnícím se poloměru zatáčení. Data pro poloměr zatáčky 55 metrů, pro parametry motoru 2000 ot/min, 140Nm a 4 rychlostní stupeň. (vlastní zpracování)

Z obrázku 61 je patrný rozdíl mezi změnou otáček a změnou momentů. Tento posun je způsobený vnitřním třením v diferenciálu.



Obrázek 62 Průběh účinností diferenciálu měnících se v čase dle poloměru zatáčení. Výsledky pro poloměr zatáčení 55 metrů (vlastní zpracování)



$$\eta_d = \frac{M_{k,L}}{M_{k,P}} \quad (25)$$

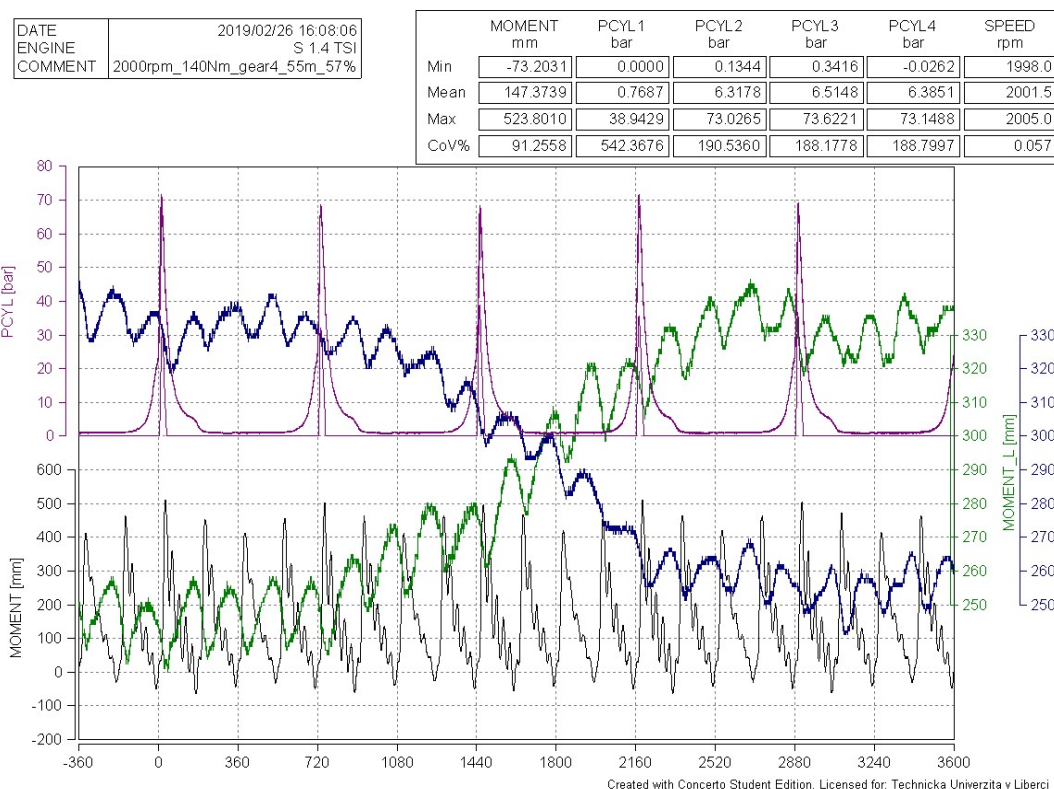
Rovnice (25) platí pokud platí podmínka:  $M_{k,P} > M_{k,L}$

$$\eta_v = 1 - \frac{(1-\eta_d) \cdot b}{(1+\eta_d) \cdot 2R_s} \quad (26)$$

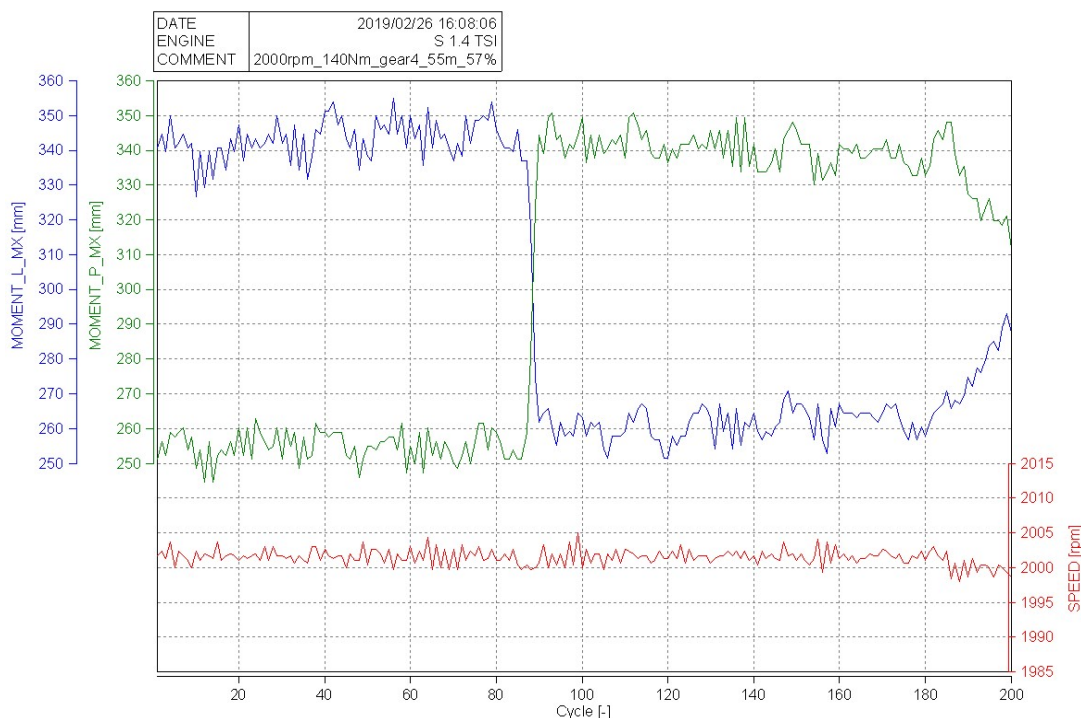
Výsledná účinnost diferenciálu, je vždy značně vysoká, i když vlastní účinnost diferenciálu je nízká, viz obr 62.

Ze vzorců (25) a (26) je patrné že  $\eta_v$  je tím menší čím je prudší zatáčka, nejnižší by tedy byla se zablokovaným diferenciálem, tzn.  $\eta_d=0$ . Potvrzení uvedeného dojde při modelování zatáčky pro poloměr 32m.

$\dot{U}_{\dot{c}v}$  má dva vrcholy nejvyšší účinnosti. První vrchol při  $M_{kl}=M_{kp}$ , platí  $\eta_v=\eta_d=1$  a druhý je při přímé jízdě:  $n_{kl}=n_{kp}$ . Zde je z důvodů rozdílu momentu  $\eta_d < 1$ .



Obrázek 63 Průběhy měřených veličin z 200 pracovních cyklů měřené indikační aparaturou pro poloměr zatáčky 55 metrů, pro parametry motoru 2000 ot/min, 140Nm a 4 rychlostní stupeň (vlastní zpracování)

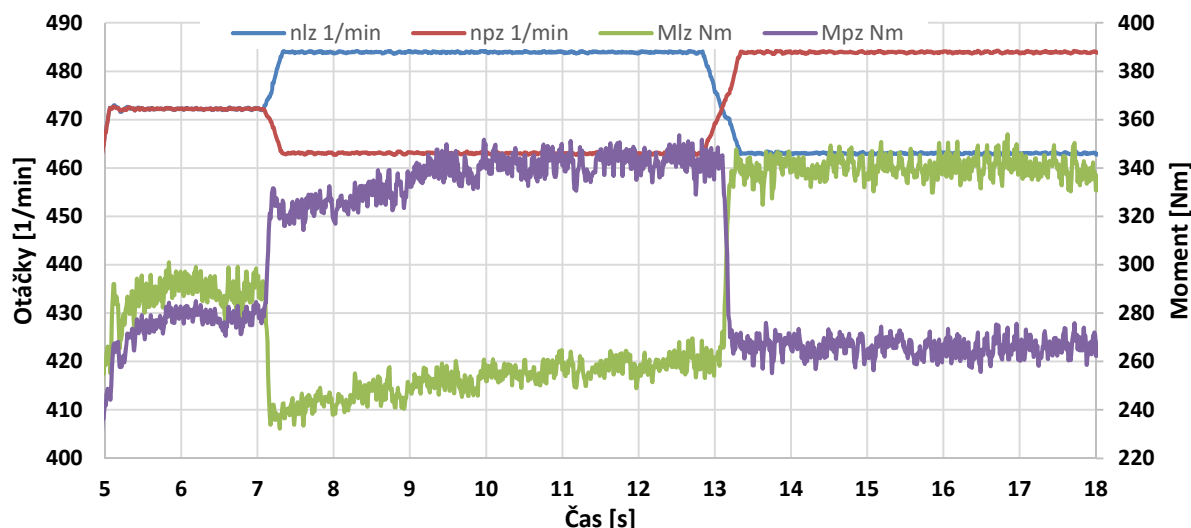


Created with Concerto Student Edition. Licensed for: Technická Univerzita v Liberci

Obrázek 64 Průběhy měřených veličin z 200 pracovních cyklů měřené indikační aparaturou pro poloměr zatáčky 55 metrů, pro parametry motoru 2000 ot/min, 140Nm a 4 rychlostní stupeň (vlastní zpracování)

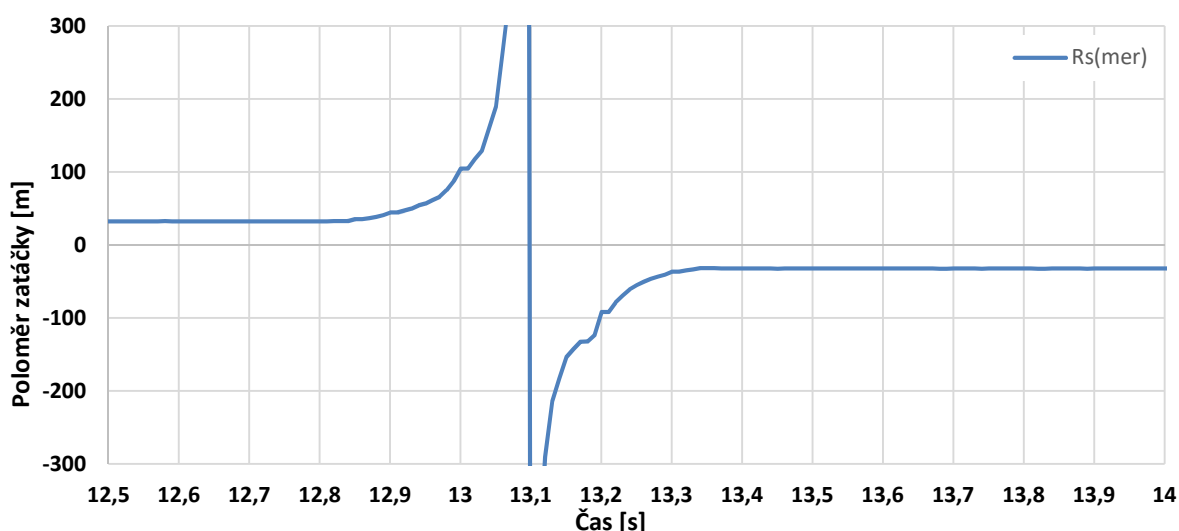
- *PCYL1-4* uvedené v tabulce: průměr středních indikovaných tlaků v jednom válci ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *PCYL1-4* uvedené v grafu: průběh středních indikovaných tlaků v jednom válci ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *MOMENT* v tabulce: průměr středních hodnot efektivních momentů motoru za 100 pracovních cyklů motoru.
- *MOMENT* v grafu: průměrný průběh efektivního momentu za 100 pracovních cyklů motoru.
- *MOMENT\_L* a *MOMENT\_P* v grafu: průměrný průběh výstupního momentu ze 100 pracovních cyklů motoru pro pravé a levé kolo.

Z adhezní rovnice (22) vypočtený kritický poloměr zatáčky ( $R_s=32m$ ) reprezentoval druhý model průjezdu zatáčkou. Zatížení motoru bylo zvolené stejně jako v předchozím případě.

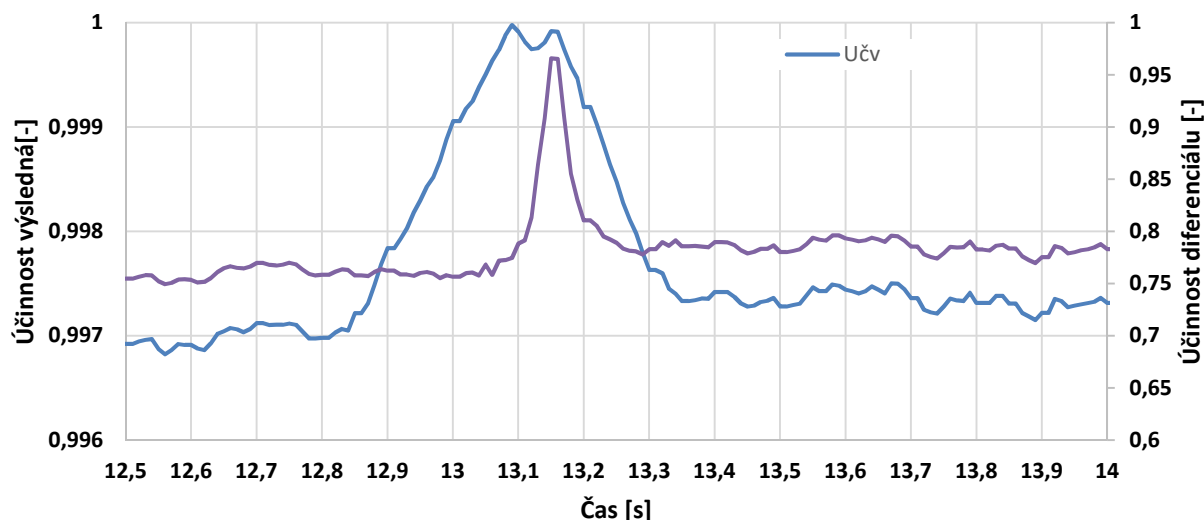


Obrázek 65 Průběhy otáček a momentů během modelování průjezdu zatáčkou s poloměrem 32 metrů a režimu motoru 2000 ot/min , 140 Nm a zařazeném 4 rychlostním stupni (vlastní zpracování)

- $n_{lz}$ : průběh otáček na levém kole, snižující a zvyšující se otáčky v závislosti na změně levotočivé na pravotočivou zatáčku.
- $n_{pz}$ : průběh otáček na pravém kole, snižující a zvyšující se otáčky v závislosti na změně levotočivé na pravotočivou zatáčku.
- $M_{lz}$ : průběh momentu na levém kole v závislosti na změně otáček v důsledku změny poloměru zatáčení.
- $M_{pz}$ : průběh momentu na pravém kole v závislosti na změně otáček v důsledku změny poloměru zatáčení.

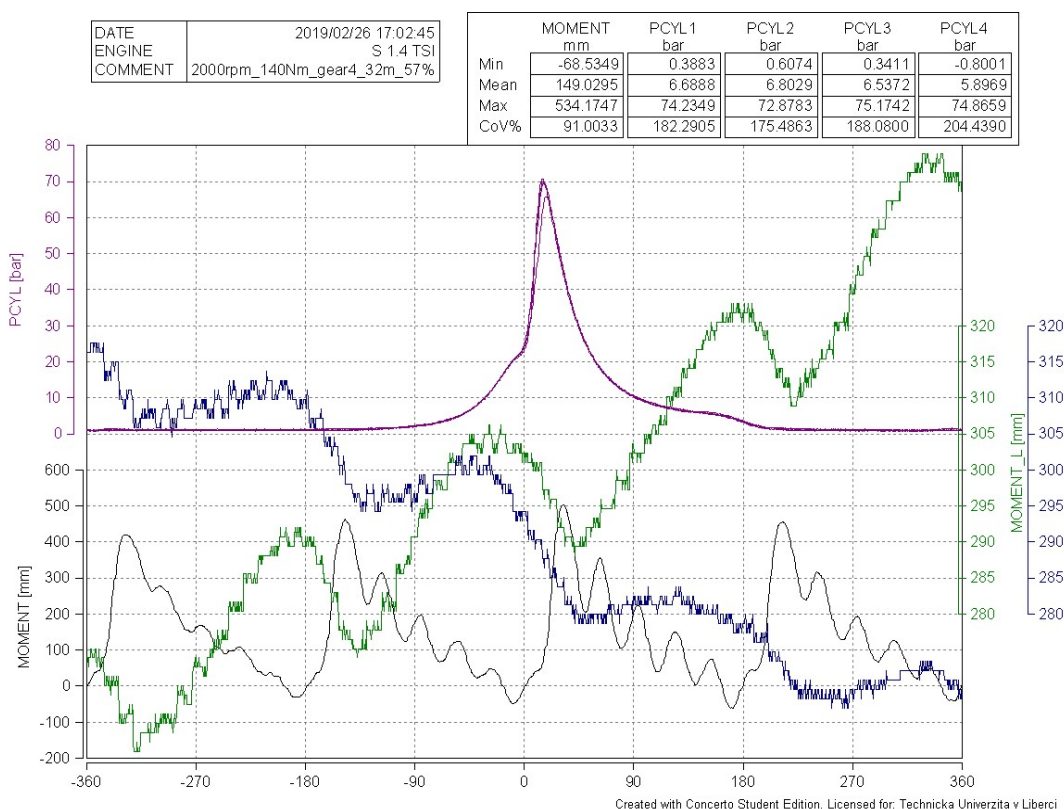


Obrázek 66 Vypočtená změna poloměru zatáčení při průjezdu zatáčkami, platí pro poloměr zatáčky 32m (vlastní zpracování)



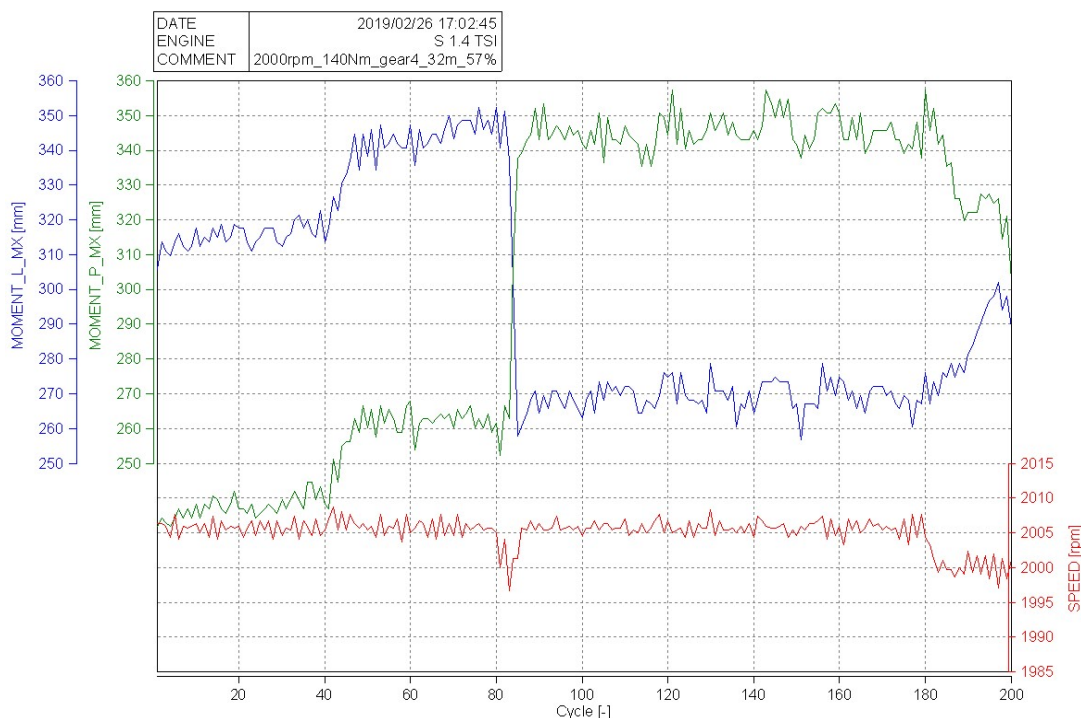
Obrázek 67 Průběh účinností diferenciálu měnicích se v čase dle poloměru zatáčení. Výsledky pro poloměr zatáčení 32 metrů (vlastní zpracování)

Experiment s poloměrem zatáčení potvrdil, že  $\eta_v$  je tím menší čím prudší je zatáčka. Tímto byla ověřena platnost vzorců 26 a 27.



Obrázek 68 Průběhy měřených veličin z 200 pracovních cyklů měřené indikační aparaturou pro poloměr zatáčky 32 metrů, pro parametry motoru 2000 ot/min, 140Nm a 4 rychlostní stupeň (vlastní zpracování)





Obrázek 69 Průběhy měřených veličin z 200 pracovních cyklů měřené indikační aparaturou pro poloměr zatáčky 32 metrů, pro parametry motoru 2000 ot/min, 140Nm a 4 rychlostní stupeň (vlastní zpracování)

- *PCYL1-4* uvedené v tabulce: průměr středních indikovaných tlaků v jednom válci ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *PCYL1-4* uvedené v grafu: průběh středních indikovaných tlaků v jednom válci ze 100 pracovních cyklů motoru.
- *MOMENT* v tabulce: průměr středních hodnot efektivních momentů motoru za 100 pracovních cyklů motoru.
- *MOMENT* v grafu: průměrný průběh efektivního momentu za 100 pracovních cyklů motoru.
- *MOMENT\_L* a *MOMENT\_P* v grafu: průměrný průběh výstupního momentu ze 100 pracovních cyklů motoru pro pravé a levé kolo.





## 6. Tvorba matematického modelu

Jedním z cílů mé disertační práce je vytvoření vlastního matematického modelu odpovídajícímu fyzikálnímu modelu převodového ústrojí osobního automobilu. Zjednodušený model musí svými parametry korespondovat s experimentálním modelem. Nicméně některé parametry je nutné naladit tak, aby porovnávané veličiny odpovídaly.

Význam matematického modelu je v podobě detailního rozboru chování jednotlivých částí převodového ústrojí. Modelem bude možné ověřit například vliv na změnu ztrátového momentu v případě použití jiného typu spojky.

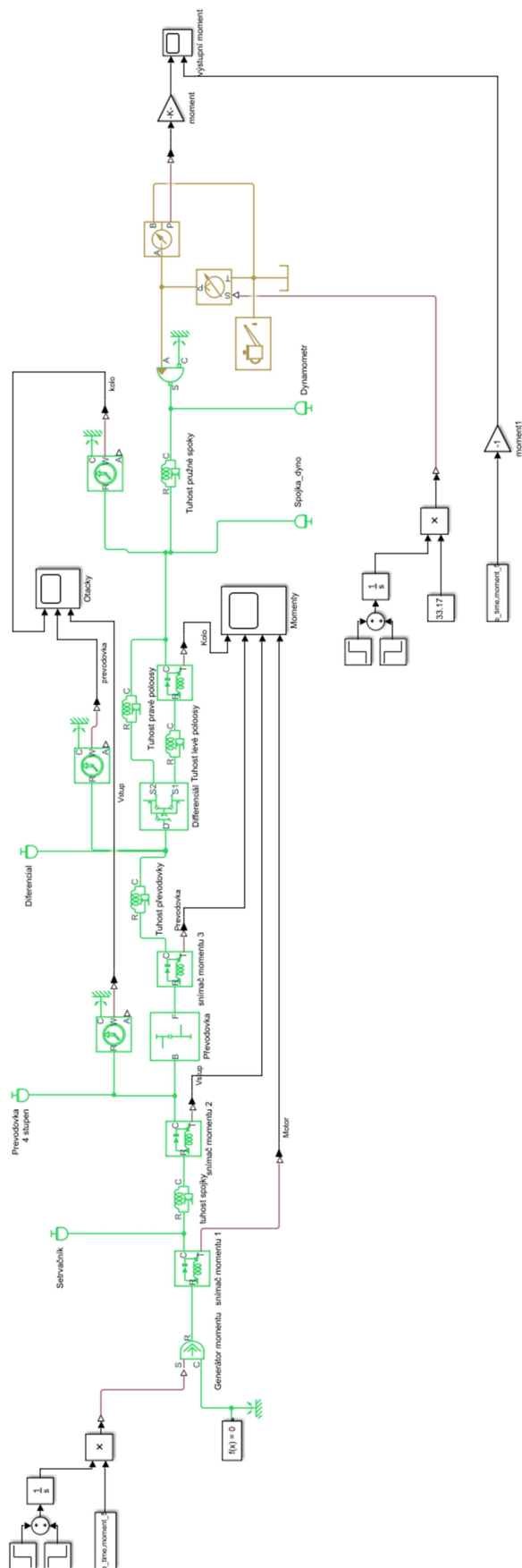
Pro tvorbu vlastního matematického modelu bylo vybráno simulační prostředí výpočtového softwaru Matlab Simulink, konkrétně jeho část Simscape Driveline, která umožňuje před definovanými základními prvky jednotlivých částí automobilu sestavit plnohodnotný model.

### 6.1 Popis matematického modelu

Pro zjednodušení matematického modelu bylo nutné pracovat s následujícími předpoklady.

- Soustava převodového ústrojí nebude buzena spalovacím motorem, ale přímo naměřeným točivým momentem.
- Z konstrukčního hlediska nebude modelována převodovka jako více stupňová, ale bude omezena pouze na jeden stupeň s rozvodovkou.
- Chyby způsobené vůlí v ozubení budou zanedbány.
- Každá simulace začne z klidového stavu.
- Zátěž převodového ústrojí nebude vytvářena asynchronním motorem, ale hydromotorem pracujícím v režimu konstantních otáček.



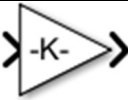
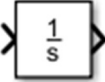

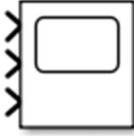
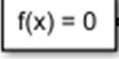



Převodové ústrojí tvořené mimo jiné soustavou hřídelů a ozubených kol není dokonale tuhé. Vlivem tuhosti a tlumení jednotlivých hřídelů je celá soustava do jisté míry ovlivněna. Z hlediska tuhosti je ale nejpružnějším místem v celé soustavě spojková lamela a pružná spojka dynamometru.



Obrázek 70 Schéma matematického modelu (vlastní zpracování)


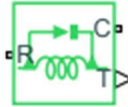


Tabulka 8 Prvky pro zpracování a zobrazení signálů (vlastní zpracování)





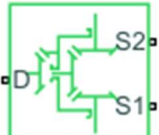

Schéma	Název	funkce
	Constant	Zavádí do modelu konstantní hodnotu
	Ps- converter	Převádí vstupní signál na fyzikální
	Gain	Umožňuje měnit signál, např. násobit, dělit
	Integrator	Integruje signál v závislosti na čase
	Product	Umožňuje zpracovávat signál ze dvou zdrojů
	Scope	Zobrazuje průběh měřených veličin
	Solver	Konfigurace řešení simulace
	Step	Vytvoří krok dle zadaných parametrů
	Suma	Sčítá přivedené signály
	From wokspace	Zavede data z pracovního adresáře



Tabulka 9 Prvky reprezentující snímače veličin (vlastní zpracování)

Schéma	Název	Funkce
	Ideal Rotational Motion Sensor	Snímač rotačního pohybu
	Ideal torque sensor	Snímač krouticího momentu

Tabulka 10 Prvky mající mechanické vazby (vlastní zpracování)

Schéma	Název	Funkce
	Mechanical Rotational Reference	Vnáší pevnou vazbu
	Inertia	Zadává moment setrvačnosti příslušné součásti.
	Torsional spring dumper	Torzní tlumící a pružící prvek
	Simple gear	Jednoduchý převod, zadání převodovým číslem a účinností
	Diferential	Reprezentuje diferenciál včetně planetové převodu.
	Ideal torque source	Zdroj ideálního momentu

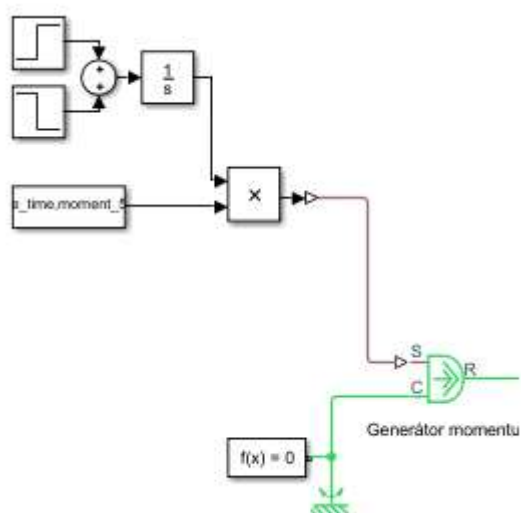


Tabulka 11 Prvky hydraulického okruhu (vlastní zpracování)

Schéma	Název	Funkce
	Hydraulic flow rate source	Zdroj konstantního průtoku
	Hydromotor	Rotační hydromotor, převádí tlak a průtok na rotační pohyb
	Hydraulic fluid	Reprezentuje hydraulickou kapalinu
	Hydraulic reference	Reprezentuje nádobu na olej s atmosférickým tlakem

## 6.2 Blok nahrazující spalovací motor

Pro zjednodušení popisu matematického modelu jsem schéma rozdělil na několik částí. Na vstupu do převodového ústrojí je zařazen generátor točivého momentu, který má funkci buzení celé soustavy.



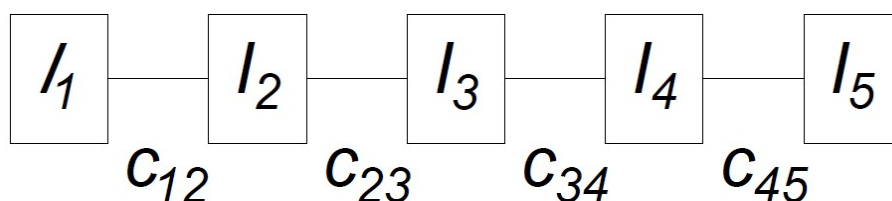
Obrázek 71 Zdroj točivého momentu na vstupu do převodového ústrojí (vlastní zpracování)



Tato část modelu je zjednodušená tím, že zde není modelován spalovací motor, ale pouze zdroj ideálního točivého momentu. Točivý moment generovaný touto částí modelu, vychází přímo z hodnot naměřených na měřicím mezičlenu. Součástí generování točivého momentu je prvek, který nám zabezpečí nárůst točivého momentu od nuly. Toto koresponduje s předchozím zjednodušením: „Každá simulace začne z klidového stavu“. Rozběh celé soustavy je realizován v čase 0,1s.

### 6.3 Převodové ústrojí

Softwarové prostředí aplikace Simscape Driveline umožňuje modelovat převodové ústrojí jako hmotnou soustavu s ohledem na tuhosti a tlumení mezi jejími jednotlivými částmi. Při volbě tuhostí jsem vycházel ze zjednodušeného torzního 5-ti hmotného modelu a hodnot získaných výrobcem. Dynamické vlastnosti modelu jsou zohledněny díky momentům setrvačnosti, které je možná zadat ke všem prvkům.



Obrázek 72 Schéma torzního modelu 5-ti hmotného systému převodového ústrojí (vlastní zpracování)

Tabulka 12 Momenty setrvačnosti jednotlivých prvků převodového ústrojí (vlastní zpracování)

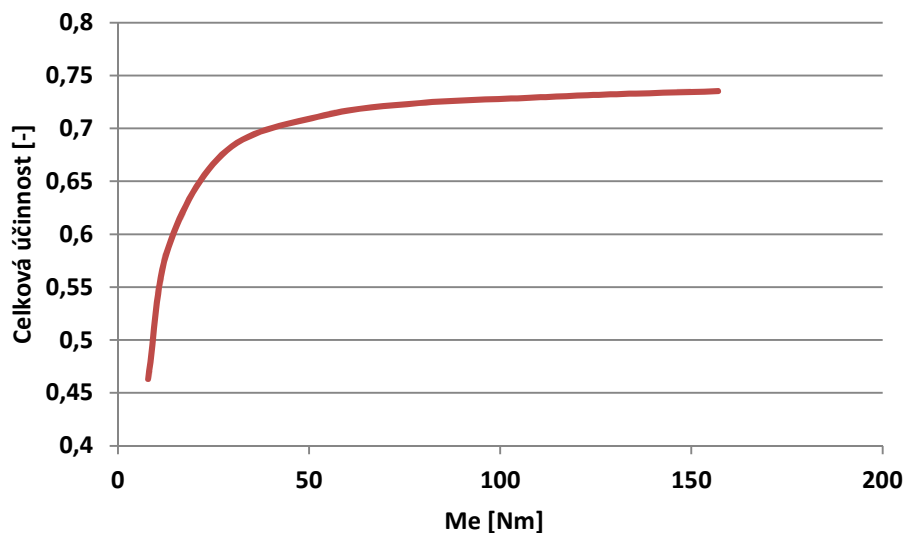
Setrvačník	0.073 Kg * m <sup>2</sup>
Spojková lamela	0.0056 Kg * m <sup>2</sup>
Přítlačný kotouč	0.042 Kg * m <sup>2</sup>
Soukolí 4. rychlostního stupně	0.00318 Kg * m <sup>2</sup>
Diferenciál	0.03109 Kg * m <sup>2</sup>
Pružná spojka	0.109 Kg * m <sup>2</sup>
Dynamometr	5.16 Kg * m <sup>2</sup>

Tabulka 13 Tuhosti jednotlivých částí hnacího ústrojí (vlastní zpracování)

Pružná spojková lamela	1030 Nm/rad
Tuhá spojková lamela	6000 Nm/rad
Vstupní hřídel převodovky	25 764 Nm/rad
Výstupní hřídel převodovky	71 569 Nm/rad
Poloosy	76 463 Nm/rad
Pružná spojka dynamometru	184 000 Nm/rad

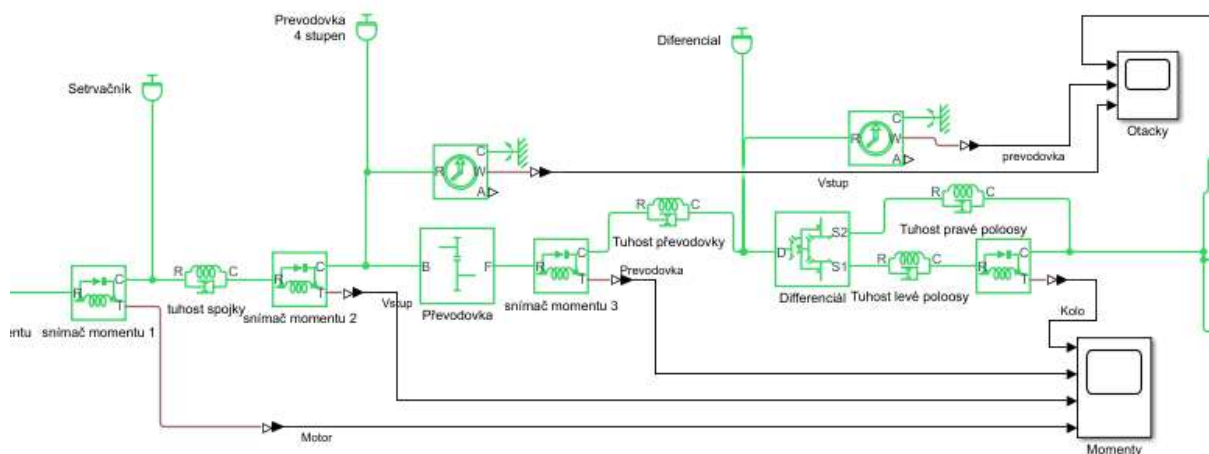


Matematický model převodového ústrojí je založený na dvou základních blocích nahrazujících převodovku a diferenciál. V obou případech je nutné zadat základní převodový poměr soukolí (tabulka 7) a jeho účinnost (obr 73).



Obrázek 73 Průběh celkové účinnosti převodového ústrojí v závislosti na přenášeném momentu, pro 4 rychlostní stupeň (vlastní zpracování)

Při tvorbě matematického modelu jsem na úplném začátku pracoval pouze s konstantním momentem na vstupu do soustavy. Tato podmínka mi umožnila vhodná odladění modelu s ohledem na výstupní moment soustavy. Po ověření funkce modelu bylo možné pokračovat v zatěžování modelu kolísajícím momentem.



Obrázek 74 Blokové schéma zjednodušeného převodového ústrojí (vlastní zpracování)



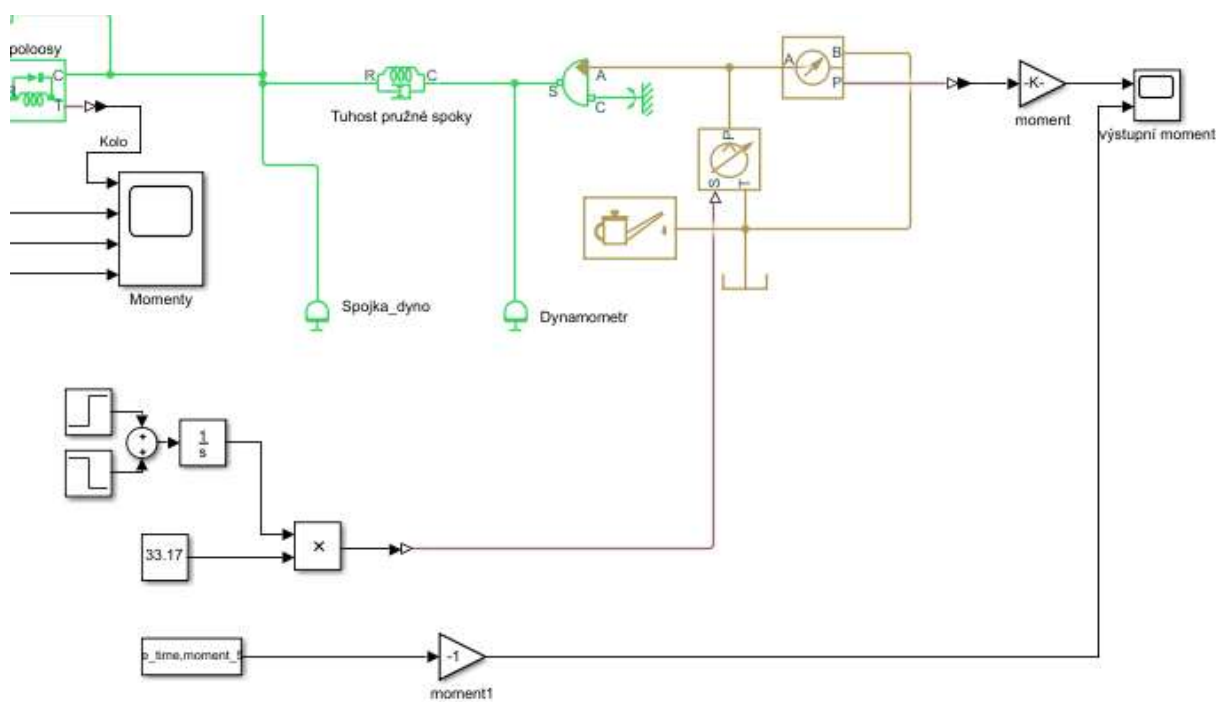


## 6.4 Blokové schéma nahrazující dynamometr

Pro vyvození zatěžovacího momentu celé soustavy je vybrán prvek rotačního hydromotoru, který pracuje v otáčkové vazbě. Tento princip je velmi podobný skutečnosti, kdy je zátěž vytvářena asynchronním dynamometrem. Modelování asynchronního dynamometru je však velmi složité s vysokou pravděpodobností výskytu chyby.

Hydromotor ve spojení s hydraulickým čerpadlem umožňuje nastavení konstantních otáček a rozběh celé soustavy. Rozběh je nastavený na 0,1s a reprezentuje počáteční podmínku klidového stavu soustavy na počátku simulace.

Takto sestavený matematický model umožňuje pouze nastavení konstantních hodnot pro obě kola, tzn. přímý směr automobilu.



Obrázek 75 Blokové schéma prvků vyvozující moment v celé soustavě (vlastní zpracování)

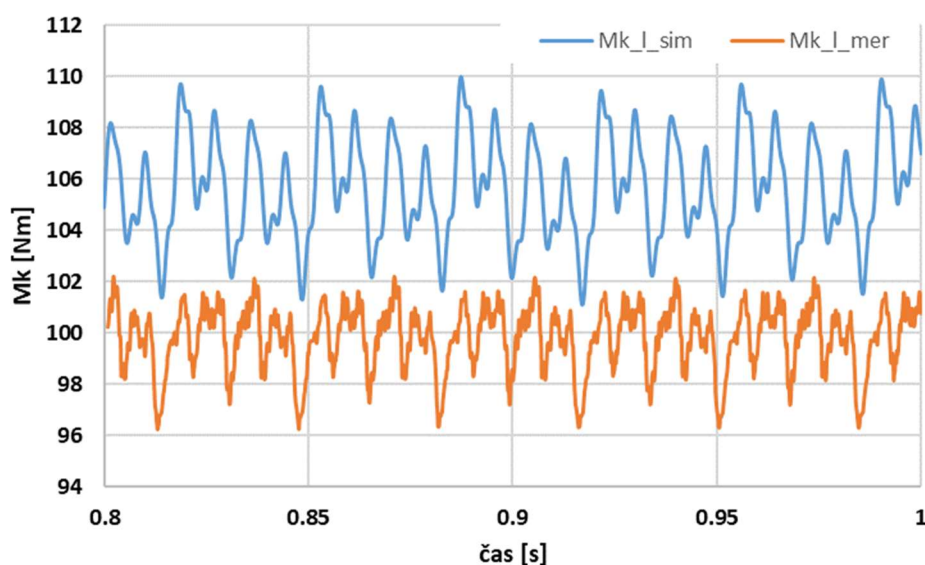


## 6.5 Výsledky matematické simulace

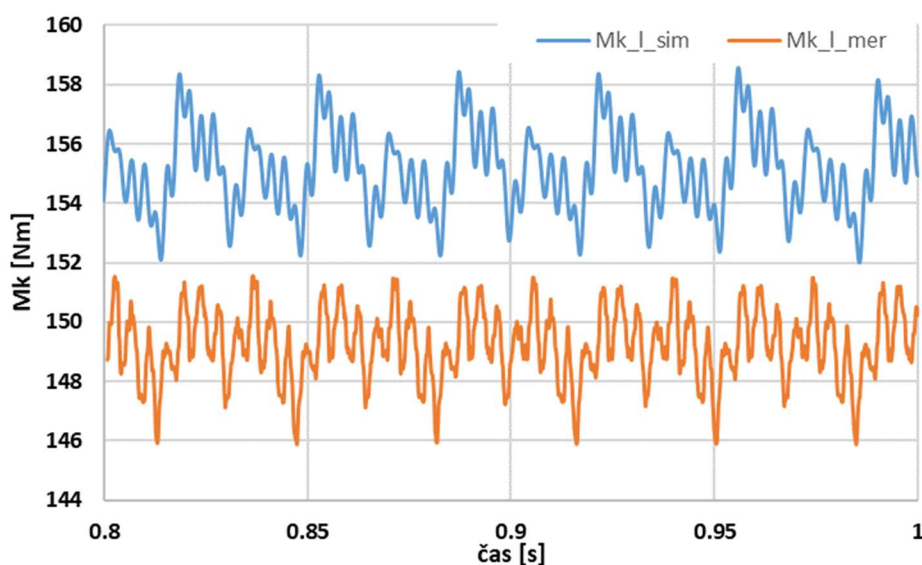
Výsledky simulace byly získány s ohledem na vstupní data naměřená na fyzikálním modelu převodového ústrojí. Experiment proběhl pro 3500 otáček motoru, zařazený 4 rychlostní stupeň, pružnou spojku a různé hodnoty točivého momentu motoru (50-150Nm).

### 6.5.1 Porovnání experimentálně získaných dat s naměřenými

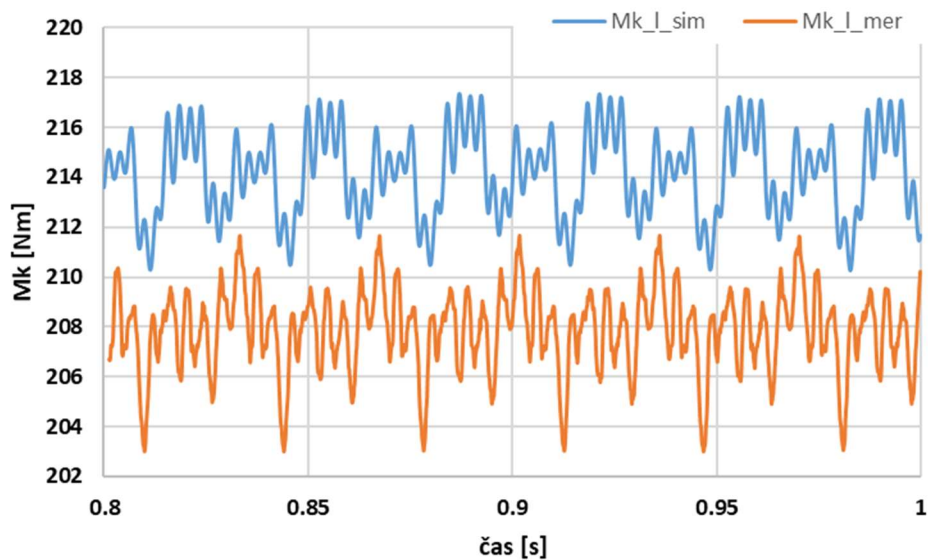
Tato kapitola zobrazuje výsledky naměřených a simulovaných točivých momentů na kole viz obr 76, 77, 78, 79, 80.



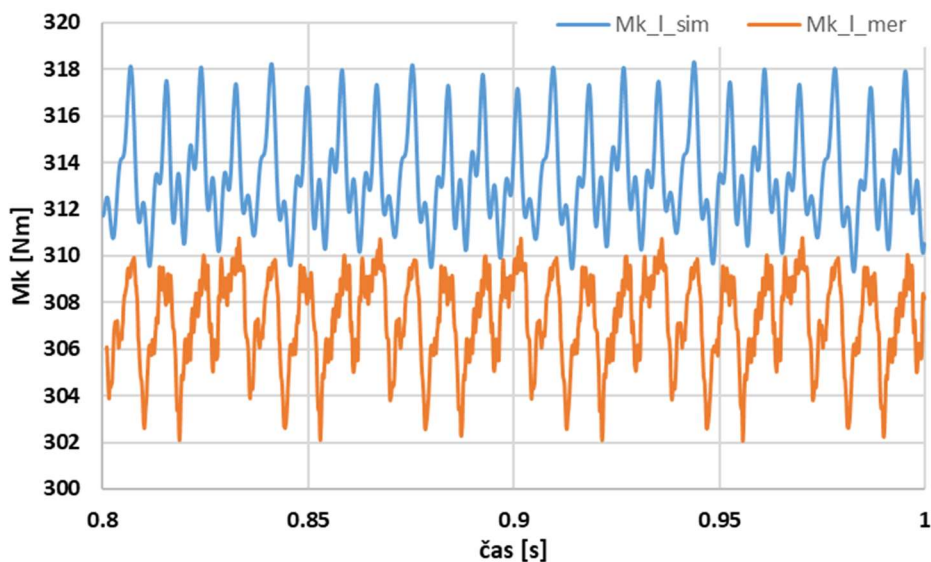
Obrázek 76 Průběhy momentů na kole při režimu motoru 3500 ot/min, 50 Nm (vlastní zpracování)



Obrázek 77 Průběhy momentů na kole při režimu motoru 3500 ot/min, 75 Nm (vlastní zpracování)

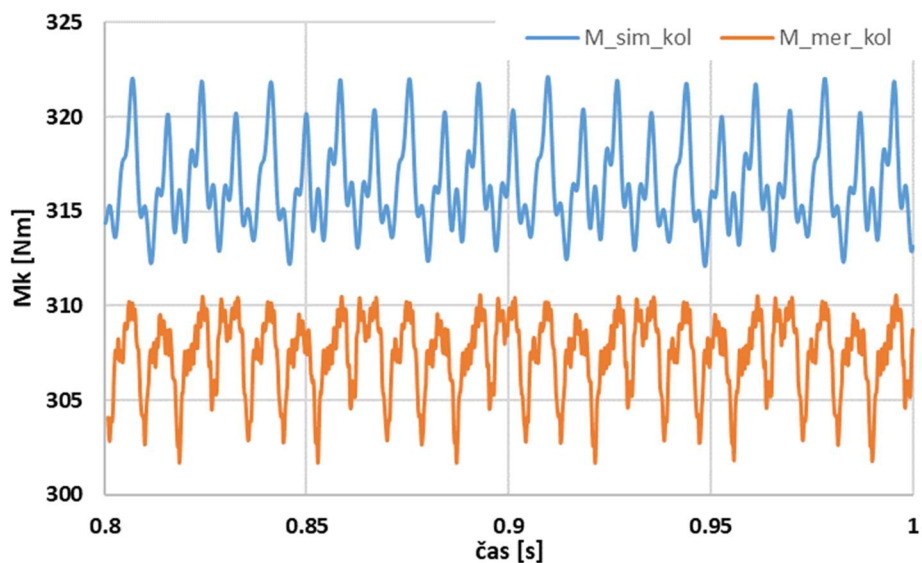


Obrázek 78 Průběhy momentů na kole při režimu motoru 3500 ot/min, 100 Nm (vlastní zpracování)



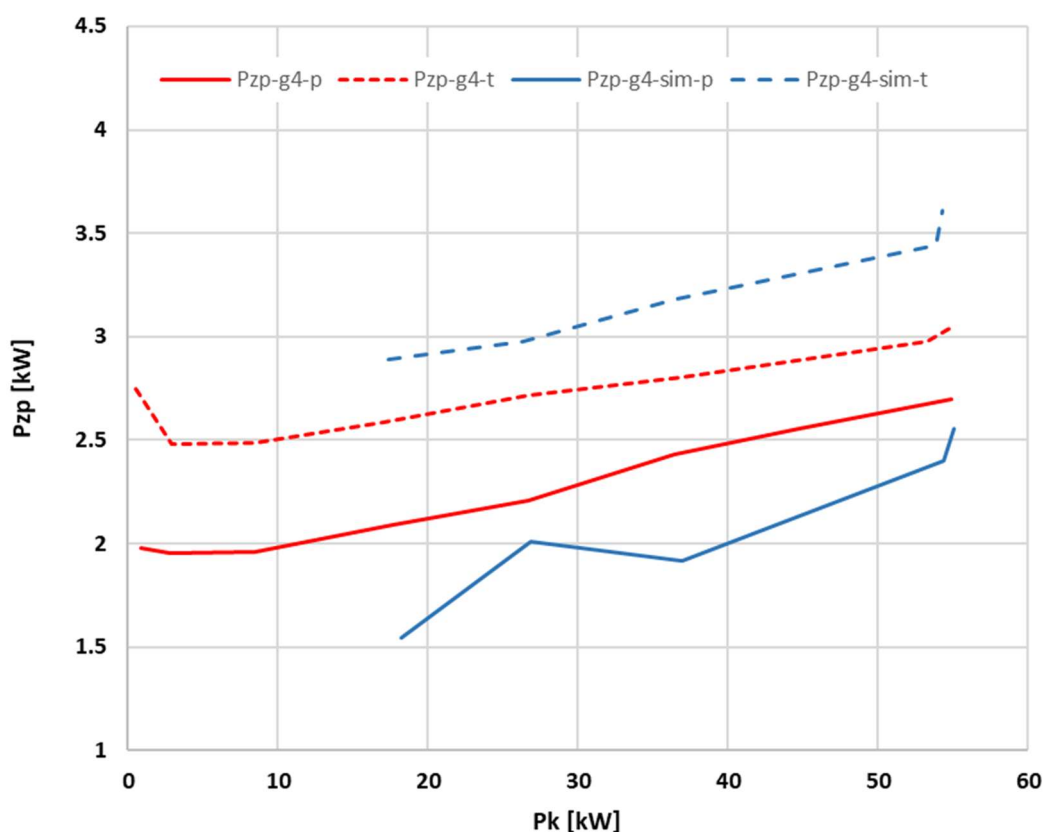
Obrázek 79 Průběhy momentů na kole při režimu motoru 3500 ot/min, 125 Nm (vlastní zpracování)

- $Mk\_I\_sim$ : průběh momentu na kole získaného simulací.
- $Mk\_I\_mer$ : naměřený průběh momentu na kole.



Obrázek 80 Průběhy momentů na kole při režimu motoru 3500 ot/min, 150 Nm (vlastní zpracování)

- $Mk\_I\_sim$ : průběh momentu na kole získaného simulací.
- $Mk\_I\_mer$ : naměřený průběh momentu na kole.

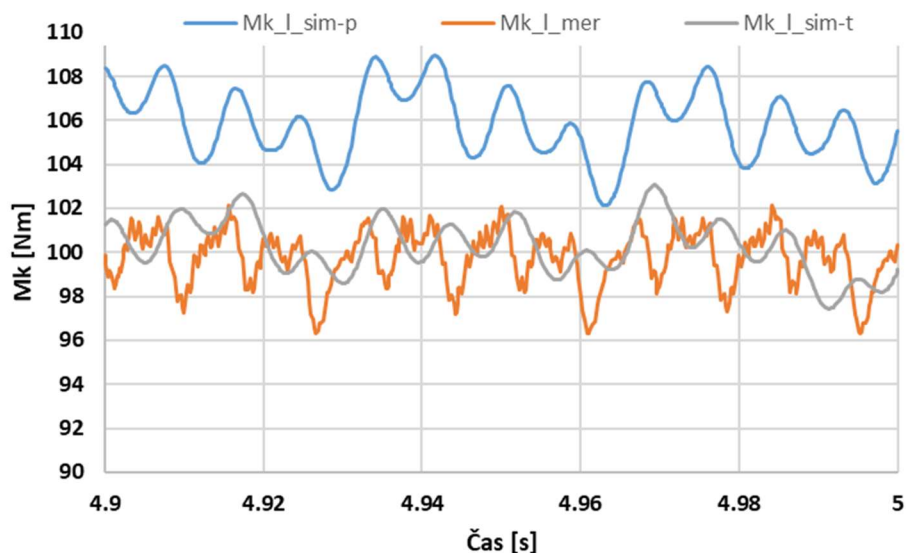


Obrázek 81 Porovnání ztrátových výkonů pro různé typy spojky (vlastní zpracování)



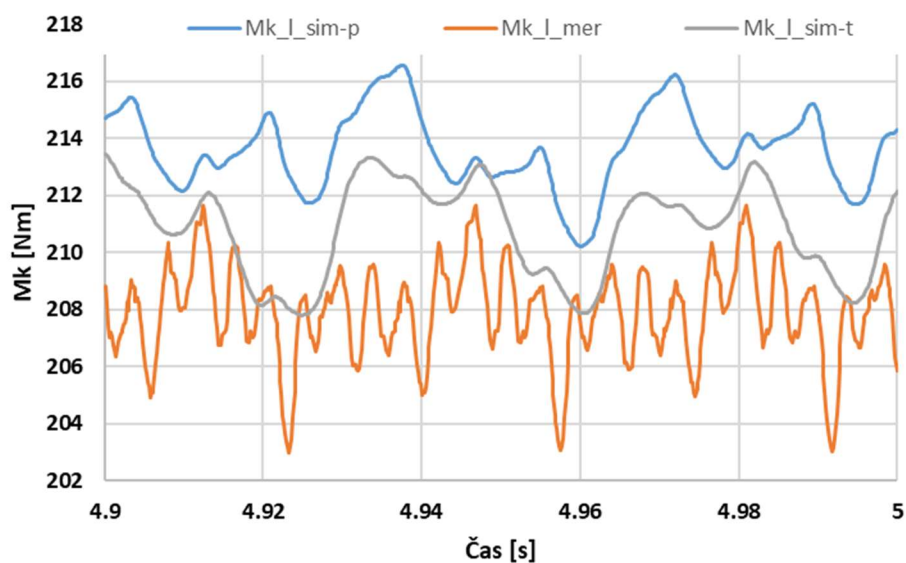
Výsledky získané simulací zobrazují vliv spojkové lamely na ztrátové výkony v převodovém ústrojí viz obr 81. Potvrzují tak fakt, že tuhá spojková lamela má vyšší ztrátový výkon. K tomuto dochází zřejmě díky zvýšeným rázům přenášených od spalovacího motoru.

- *Pzp\_g4-p*: Průběh ztrátových výkonů získaný měřením pro 4 rychlostní stupeň se sériovou pružnou spojkou.
- *Pzp\_g4-t*: Průběh ztrátových výkonů získaný měřením pro 4 rychlostní stupeň s tuhou spojkou.
- *Pzp\_g4\_sim-p*: Průběh ztrátových výkonů získaný simulací pro 4 rychlostní stupeň se sériovou pružnou spojkou.
- *Pzp\_g4\_sim-t*: Průběh ztrátových výkonů získaný simulací pro 4 rychlostní stupeň s tuhou spojkou.

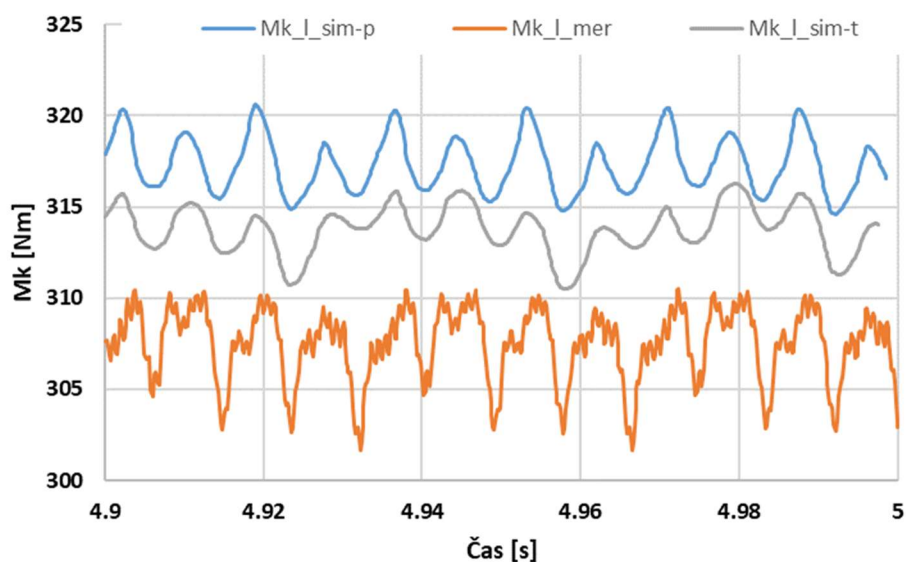


Obrázek 82 Porovnání průběhu momentu na kole pro měřené a simulované hodnoty, otáčky motoru 3500 1/min, 4-tý rychlostní stupeň, zatížení 50 Nm (vlastní zpracování)

- *Mk\_I\_sim-p*: průběh momentu na kole získaný simulací, platný pro pružnou spojku.
- *Mk\_I\_sim-t*: průběh momentu na kole získaný simulací, platný pro tuhou spojku.
- *Mk\_I\_mer*: průběh momentu na kole získaný měřením.



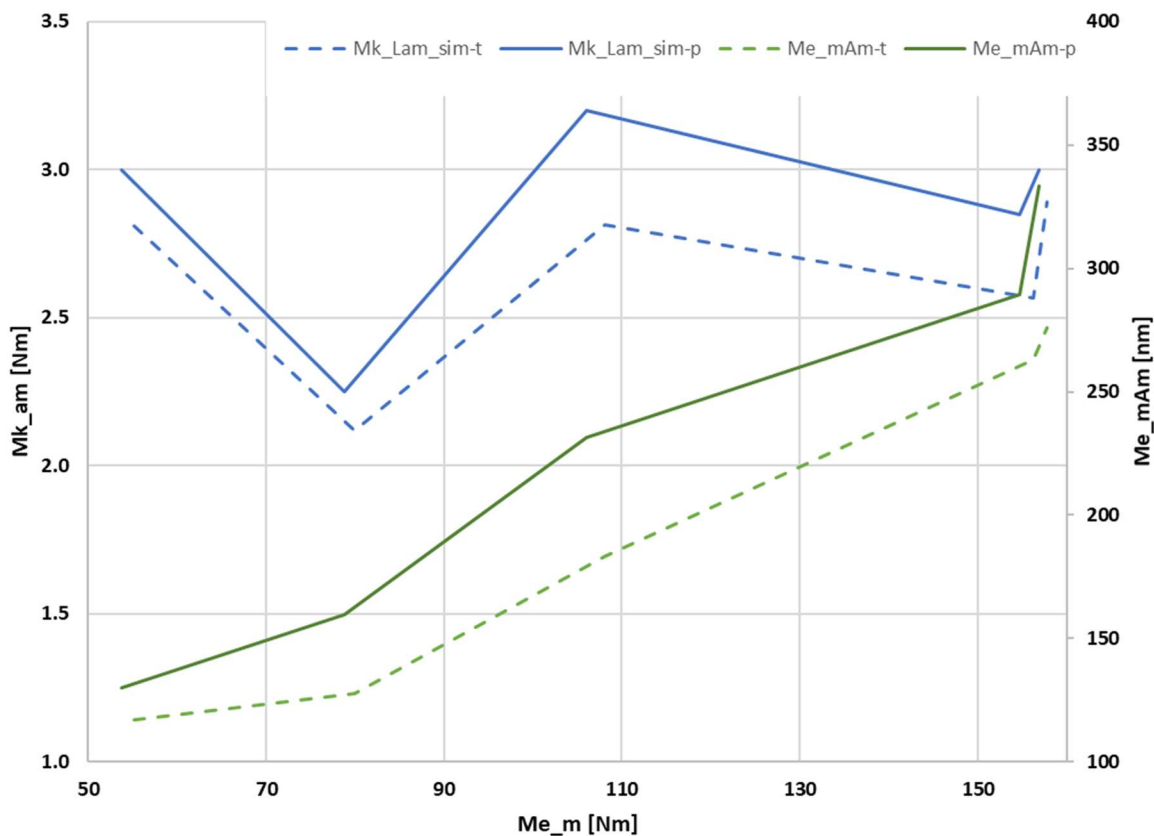
Obrázek 83 Porovnání průběhu momentu na kole pro měřené a simulované hodnoty, otáčky motoru 3500 1/min, 4-tý rychlostní stupeň, zatížení 100 Nm (vlastní zpracování)



Obrázek 84 Porovnání průběhu momentu na kole pro měřené a simulované hodnoty, otáčky motoru 3500 1/min, 4-tý rychlostní stupeň, zatížení 150 Nm (vlastní zpracování)

- $Mk\_I\_sim-p$ : průběh momentu na kole získaný simulací, platný pro pružnou spojku.
- $Mk\_I\_sim-t$ : průběh momentu na kole získaný simulací, platný pro tuhou spojku.
- $Mk\_I\_mer$ : průběh momentu na kole získaný měřením.

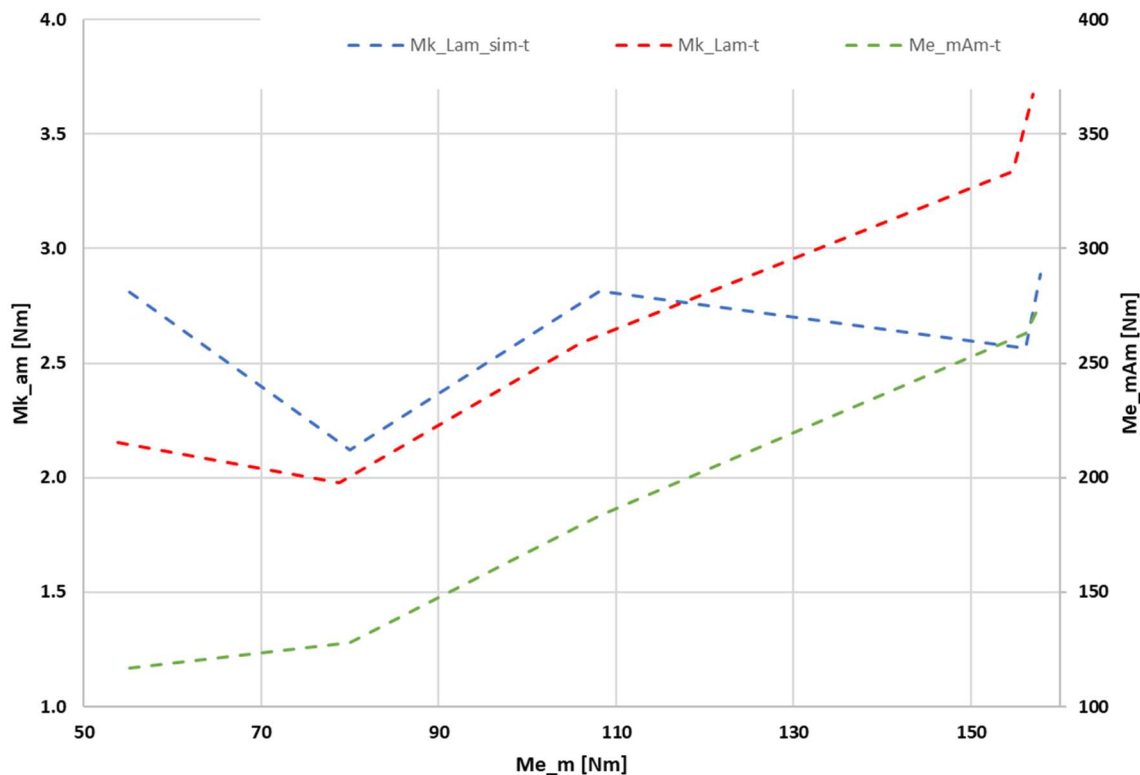




Obrázek 85 Porovnání amplitud momentu pro pevnou a pružnou spojku, výsledky získané simulací

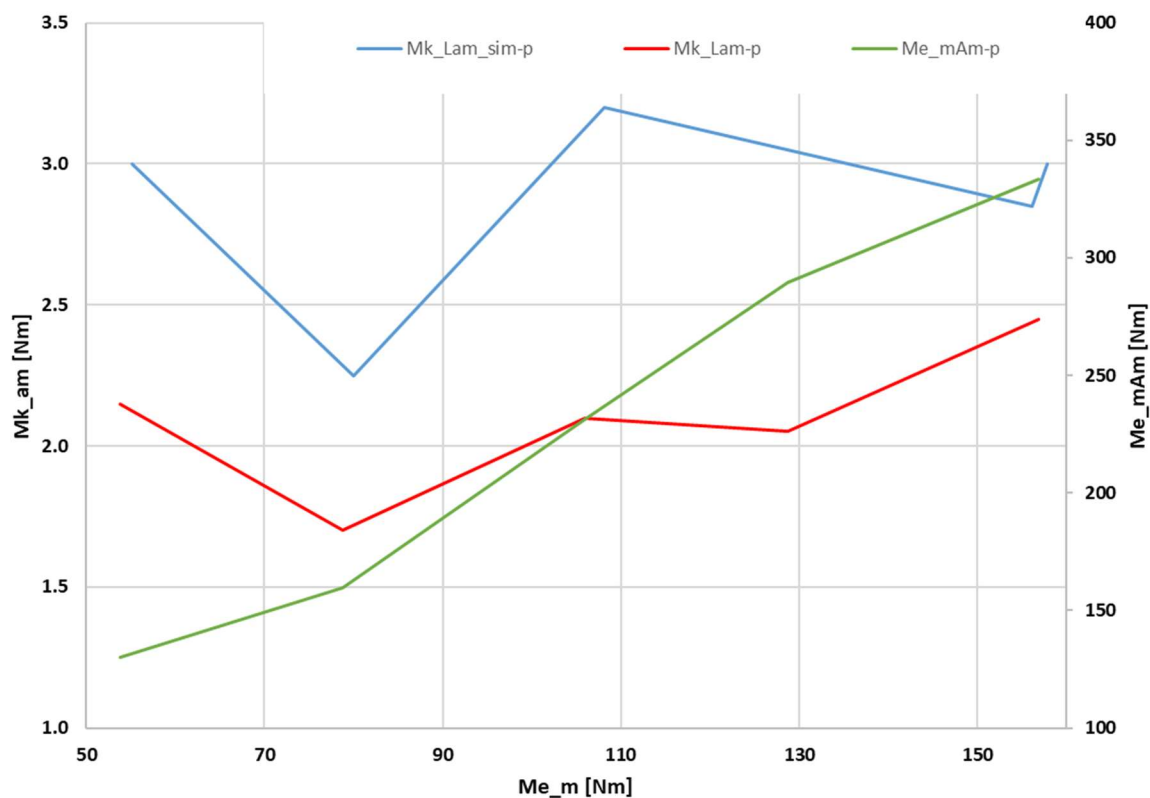
- $Mk_{Lam\_sim-t}$ : průběh vypočtených amplitud točivého momentu na kole pro tuhou spojku
- $Mk_{Lam\_sim-p}$ : průběh vypočtených amplitud točivého momentu na kole pro pružnou spojku
- $Mk_{mam-t}$ : průběh naměřených amplitud točivého momentu motoru pro tuhou spojku
- $Mk_{mam-p}$ : průběh naměřených amplitud točivého momentu motoru pro pružnou spojku





Obrázek 86 Porovnání měřených a simulovaných amplitud momentu pro pevnou spojku

- *Mk\_Lam\_sim-t*: průběh vypočtených amplitud točivého momentu na kole pro tuhou spojku
- *Mk\_Lam-t*: průběh naměřených amplitud točivého momentu na kole pro tuhou spojku
- *Mk\_mAm-t*: Průběh naměřených amplitud točivého momentu motoru pro tuhou spojku



Obrázek 87 Porovnání měřených a simulovaných amplitud momentu pro pružnou spojku

- *Mk\_Lam-p*: průběh naměřených amplitud točivého momentu na kole pro pružnou spojku
- *Mk\_Lam\_sim-p*: průběh vypočtených amplitud točivého momentu na kole pro pružnou spojku
- *Mk\_mAm-p*: Průběh naměřených amplitud točivého momentu motoru pro pružnou spojku

Simulace potvrdila rozdílné chování obou typů spojek. Pro pružnou spojku jsou zaznamenány vyšší amplitudy točivého momentu, než v případě tuhé spojek, viz obr 85, 86, 87. Střední hodnoty momentů se liší jen v rámci přesnosti matematického modelu.



## 7. Zhodnocení výsledků

Předložená disertační práce s názvem „Analýza účinnosti hnacího řetězce automobilu“ se zabývá detailním popisem převodového ústrojí z hlediska mechanických ztrát. Její hlavní část je věnována popisu dynamického chování změn točivého momentu. Dále pak návrhu matematického modelu s jeho následnou verifikací s naměřenými daty.

Tato práce ověřuje znalosti a postupy měření účinností a mechanických ztrát pohonného ústrojí osobního automobilu a doplňuje známé poznatky o nová zjištění v oblasti dynamického chování přenášených momentů převodovým ústrojím.

Velká část práce je věnovaná popisu unikátních zařízení, která bylo nutné zkonstruovat pro potřeby vlastního experimentu. Společně s popisem je v práci uvedena kapitola, která se zabývá postupem oživení fyzikálních modelů a následnou kalibrací s linearizací.

Pro potřeby vlastního experimentu bylo využito unikátní experimentální stanoviště Powertrain, jehož popis práce také obsahuje.

Na základě poznatků a konstrukčních řešení získaných studii fyzikálního modelu byl sestaven matematický model, který plně popisuje převodové ústrojí.

Shrnutí základních cílů práce:

- Současný stav známých postupů měření dynamických vlastností točivého momentu je popsán v rešerši s odkazem na [1] a [2]. Současný stav měření mechanických ztrát a účinností je popsán s odkazem na [3]. Matematický model chování a dynamických změn točivého momentu je odkazován na [4].
- Ověření známých postupů měření účinnosti a mechanických ztrát pohonného ústrojí osobního automobilu bylo zejména v popisu chování převodového ústrojí v ustálených stavech. Mechanické ztráty hnacího ústrojí byly vyhodnoceny na základě porovnání středních hodnot momentu pro různé spojkové lamely. Účinnost převodového ústrojí byla vyhodnocena pro jednotlivé rychlostní stupně se zaměřením na střední hodnoty výstupního momentu na kolech. Dalším vykazovacím znakem pro popis mechanických ztrát bylo zobrazení ztrátových výkonů, vypočtených ze středních hodnot momentů, pro jednotlivé rychlostní stupně v závislosti na zatížení převodového ústrojí. Popis a výsledky experimentu jsou uvedeny v kapitole 5.2.1.

Účinnost převodového ústrojí byla stanovena ze středních hodnot přenášených momentů a efektivního momentu motoru. Experiment byl proveden pro různé



převodové stupně. Ve srovnání s [3] byly poznatky rozšířeny o vliv zatížení převodového ústrojí, pro různé převodové stupně, na jeho účinnost.

Pro kontrolu měření a popis mechanických ztrát spalovacího motoru byly během experimentu sledovány spalovací tlaky ve válci. Ze získaných hodnot byl určen indikovaný moment motoru, který v porovnání s efektivním momentem motoru naměřeným navrženým měřicím mezičlenem, dává náhled o mechanických ztrátách a účinnostech motoru. Popis měření a výsledky experimentu jsou uvedeny v kapitole 5.1

- Rozšíření obecně známých aspektů o dynamických vlastnostech přenosu momentu hnacího ústrojí osobního automobilu bylo zajištěno pomocí sledování průběhů hodnot vstupního a výstupního momentu během experimentálního modelování průjezdu zatáčkou. Zde byly sledovány průběhy momentů a otáček na obou výstupech z převodovky a průběh vstupního momentu spalovacího motoru. Všechny tyto veličiny byly sledovány během 200 pracovních cyklů motoru. Dynamika přenášeného momentu byla sledována také pomocí porovnání amplitud naměřených momentů. V publikaci [3] se uvádí pouze zatěžování konstantním momentem, amplitudy momentů nemohou být tedy sledovány vůbec. Současně metodika uvedená v [3] umožňuje zatěžovat pouze jeden výstup z převodovky, diferenciál je zablokovaný a neplní svou funkci. Popis chování převodového ústrojí při průjezdu zatáčkou je dalším rozšířením známých aspektů o dynamických vlastnostech přenosu momentu. Popis a výsledky experimentu jsou uvedeny v kapitole 5.2.2

Během experimentu byly použity dva typy spojkových lamel. Výsledky experimentů ukázaly, že použité spojkové lamely nemají vliv na střední hodnoty efektivních momentů, rozdíl v naměřených hodnotách je pouze v rámci přesnosti měření. Výrazně se mění amplitudy přenášených momentů. To si vysvětlují vyššími mechanickými rázy přenášenými v případě pevné spojkové lamely. Tento závěr potvrdily výsledky získané matematickým modelem.

- Vytvořený matematický model byl sestaven tak, aby plně korespondoval s fyzikálním modelem. Model byl verifikován s experimentálně naměřenými daty. Dosažená shoda 12% je velmi uspokojivá.



Ke splnění cílů byly vytvořeny dva funkční vzorky, které nám umožnili získat kvalitní experimentální data.

- Měřicí mezičlen k měření efektivního momentu spalovacího motoru.
- Upravená hlava válců motoru pro měření spalovacích tlaků.

Z dat získaných experimentem vyplývají vlastnosti chování převodového ústrojí společně se spalovacím motorem. Z dat je možné sledovat chování účinností jednotlivých rychlostních stupňů v závislosti na efektivním momentu přenášeném soustavou. Průběh mechanických ztrát je možné sledovat s ohledem na několik aspektů. Jedním z nich je možnost sledovat ztrátový moment v souladu s přenášeným efektivním momentem. Takové sledování se ukázalo jako ne příliš vhodné, díky měnícímu se přenášenému momentu, v závislosti na zařazeném rychlostním stupni. Díky poznatkům uvedených v publikaci [3] byly ztráty převodového ústrojí posuzovány z hlediska přenášeného výkonu, který se s rychlostním stupněm nemění.

Během experimentu byly použity dva typy spojkových lamel. Z experimentálních dat je patrné, že použitá spojka má vliv na amplitudy přenášeného točivého momentu. Toto tvrzení potvrdila také simulace matematickým modelem.

Pro tvorbu matematického modelu bylo vybráno univerzální simulační prostředí aplikace Simulink Simscape, které je součástí softwarového balíku Matlab. Takto vytvořený matematický model i přes značné zjednodušení poskytuje kvalitní data, která byla porovnána s experimentálními daty a byla zjištěna přesnost do 12% při porovnávání středních hodnot přenášených momentů. Dosažením takové přesnosti, nám, ale neumožní nahlížet na model jako náhradu experimentu, ale umožní nám vysledovat trend výsledků.



## 8. Doporučení na pokračování práce

Během experimentu byly posuzovány mechanické ztráty a účinnost hnacího ústrojí jako celku. Dílčí práce rozdělily hnací ústrojí na motor a převodovku (viz kapitoly 5.1 a 5.2). Takový přístup nám poskytl kvalitní data pro posouzení mechanických ztrát motoru, ale i převodovky. Nicméně převodovka byla posuzována jako celek a nebylo možné určit, jak se na ztrátách podílí samotné převodové ústrojí a jak diferenciál. K tomuto účelu je možné znovu použít unikátní zařízení Powertrain, které umožňuje pomocí aktivních dynamometrů protáčet jeden výstup z převodovky a druhý zatěžovat požadovaným momentem.

Jedno z doporučení pro budoucí práce, bych uvedl nutnost zvýšení přesnosti měření pro nízká zatížení převodového ústrojí. Možným způsobem řešení této problematiky by bylo doplnění velmi přesných snímačů točivého momentu s nízkým měřicím rozsahem na výstup z převodovky s následným opakováním experimentů pouze pro nízká zatížení převodového ústrojí.

Uvedený postup protáčení diferenciálu může objasnit problematiku posunu změn otáček vůči změně momentu, viz obr. 61. Další možný způsob objasnění toho jevu by mohlo být statické zatěžování výstupů převodovky točivým momentem. Obě tyto metody s sebou nesou jisté omezení, navíc u obou musíme zabezpečit pevné spojení vstupní hřídele s obalem převodovky tak, aby nedošlo k jejímu protočení.

Během experimentu byly sledovány dva typy spojek, jejich chování a vliv na přenášený točivý moment, který byl částečně vysvětlen pomocí experimentálně získaných dat a matematickou simulací. Úplné vysvětlení by bylo možné učinit pomocí měření točivého momentu za spojkou. Takto doplněné měření by mohlo vést k úplnému pochopení vlivu pružné a nepružné spojkové lamely.

Matematický model uvedený v práci byl zjednodušený v několika ohledech. Jedním z nich je to, že převodovka není uvažována jako celek, nýbrž pouze jako jeden převod charakterizovaný účinností a převodovým číslem. Dalším krokem by mohlo být vymodelování celé převodovky včetně všech synchronizačních spojek a ložisek.

Matematický model je buzený přímo točivým momentem, který byl naměřený na motoru, nicméně pro další práce by bylo vhodné matematický model doplnit o spalovací motor a sledovat hnací ústrojí jako celek.

Jako poslední doporučení bych uvedl doplnění matematického modelu o asynchronní dynamometr, který bude zatěžovat převodové ústrojí. Po vymodelování a odladění



matematického modelu asynchronního dynamometru by bylo vhodné se zaměřit na zatěžování každého výstupu z převodovky zvlášť (použití dvojice dynamometrů), aby bylo možné simulovat průjezd zatáčkou a verifikovat tak model i v oblasti dynamických změn.





## 9. Použitá literatura

- [1]. LIDA, K., AKISHINO, K., & KIDO, K. (1990). *IMEP Estimation from Instantaneous Crankshaft Torque Variation*. <https://doi.org/10.4271/900617>
- [2]. NONOMURA Y., SUGIYAMA J., TSUKADA K. & TAKEUCHI M. (1987) Measurements of Engine Torque with the Intra-Bearing Torque Sensor. <https://doi.org/10.4271/870472>
- [3]. SZWEDA T. (2008) AN EXPERIMENTAL STUDY OF POWER LOSSES OF AN AUTOMOTIVE MANUAL TRANSMISSION
- [4]. DRAKUNOV, S., RIZZONI, G., & WANG, Y.-Y. (1995). On-Line Estimation of Indicated Torque in IC Engines Using Nonlinear Observers. *SAE Transactions*, 104(41 2), 1430–1438. <https://doi.org/10.2307/44633309>
- [5]. [www.kistler.com](http://www.kistler.com)
- [6]. [http://ffden-2.phys.uaf.edu/webproj/211\\_fall\\_2016/Brandon\\_Abbott/Brandon\\_Abbott/-Drivetrain.html](http://ffden-2.phys.uaf.edu/webproj/211_fall_2016/Brandon_Abbott/Brandon_Abbott/-Drivetrain.html)
- [7]. DUŠEK F., HONC D.(2005) MATLAB a SIMULINK úvod do používání, Pardubice, ISBN 80-7194-776-8
- [8]. STEJSKAL V., OKROUHLÍK M. (2002) KMÍTÁNÍ S MATLABEM, Praha, ISBN 80-01-02435-0
- [9]. NAUMHEIMER H., BERTSCHE B., RYBORZ J., NOVAK W. (2010) Automotive transmissions, Springer, ISBN 978-3-642-16213-8
- [10]. FISCHER R., KÜÇÜKAY F., JÜRGENS G., NAJORK R., POLLAK B. (2015) The Automotive Transmission Book, Springer, ISBN 978-3-319-05262-5
- [11]. POPELKA J.; MIKULANIN L.; SCHOLZ C.: Construction of the measuring device for analyzing the internal combustion engine torque. The 5th International Conference on Mechanics, Simulation and Control (ICMSC 2015), June 14-15, 2015, St. Petersburg, Russia, ISSN 1660-9336
- [12]. POPELKA J.: Metody měření točivého momentu spalovacích motorů, 41. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů, 2015, Harrachov, ISBN 978-80-7494-196-2
- [13]. BLAŽEK, Josef. Výzkum a vývoj komůrkového zážehu pro vozidlový motor. Liberec, 2008. Disertační práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce doc. Ing. Lubomír Moc, CSc.
- [14]. POPELKA J.; SCHOLZ C.: Measuring the torque of a combustion engine. "The 2nd International Conference on Mechanical, System and Control Engineering (ICMSC 2018), 2018, Moskva, Rusko
- [15]. POPELKA J.: Measurement of the torque of an internal combustion engine using equipment of our own design. "2018 5th International Conference on Mechatronics, Automation and Manufacturing, (ICMAM 2018), Nha Trang, Vietnam



## 10. Publikační činnost

### Výzkumné zprávy

- POPELKA, J., SCHOLZ, C., ZVOLSKÝ, STARÝ, P., T. Stanovení celkové účinnosti motoru TEDOM. 2015, Jablonec nad Nisou, TEDOM a.s., 25 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191610101.
- POPELKA, J., SCHOLZ, C., ZVOLSKÝ, T., BRABEC, P., MIKULANIN, L., DITTRICH, STARÝ, P., A. Zkouška Ebby PZD na motoru EA, protokol č. 14/2016. 2015, Mladá Boleslav, ŠKODA AUTO, a.s., 147 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191927819.
- POPELKA, J., SCHOLZ, C., BRABEC, P., MIKULANIN, L., DITTRICH, A. STARÝ, P., Zkouška PZD na motoru EA, protokol č. 12/2015. 2015, Mladá Boleslav, ŠKODA AUTO, a.s., 70 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191609760.
- POPELKA, JSCHOLZ, C., BRABEC, P., STARÝ, P., MIKULANIN, L., DITTRICH, A., ZVOLSKÝ, T. Zkouška PZD na motoru EA, protokol č. 13/2015. 2015, Mladá Boleslav, ŠKODA AUTO, a.s., 130 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 191573353.
- POPELKA, J., BEROUN, S., ZVOLSKÝ, T., BRABEC, P., MIKULANIN, STARÝ, P., L., DITTRICH, A. Výzkum chladicího systému motoru EA111.03E. 2014, Liberec, ŠKODA AUTO, a.s., 20 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 152333417.
- POPELKA, J BEROUN, S., ZVOLSKÝ, T., STARÝ, P., BRABEC, P., MIKULANIN, L., DITTRICH, A., BUKVIC, M. Zkouška EBBY a TWP na motoru EA 211 MPI 1,4l – 66 kW. 2014, Liberec, ŠKODA AUTO, a.s., 155 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 152385327.
- POPELKA, J., SCHOLZ, C., ZVOLSKÝ, T., STARÝ, P., BRABEC, P., MIKULANIN, L., DITTRICH, A., BUKVIC, M. Zkouška EBBY a VRT na motoru EA 211 TSI 1,4l – 110 kW, I. etapa. 2014, Liberec, ŠKODA AUTO, a.s., 61 stran. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 152333407.
- POPELKA, J. STARÝ, P., Porovnávací měření emisí pomocí spektrometru FTIR. 2012, Liberec, Supply Service, 2 strany. Souhrnná výzkumná zpráva pod kontrolním číslem 56566273.
- POPELKA J., BEROUN S., BRABEC P., DITTRICH A., ZVOLSKÝ T.. *Směrnice pro konverzi vozidlového vznětového motoru na vozidlový plynový duální motor.*



## Funkční vzorek, Software

- POPELKA, J., BEROUN, S., BRABEC, P., DITTRICH, A., DRÁB, O., MOC, L., STARÝ, P., Vstřikovač kapalného LPG s elektrickým ohřevem – varianta s odporovým drátem, 2013. Technicky realizovaný výsledek – funkční vzorek pod kontrolním číslem 56566246.
- POPELKA, J., BEROUN, S., BRABEC, P., DITTRICH, A., DRÁB, O., MOC, L., STARÝ, P., Vstřikovač kapalného LPG s elektrickým ohřevem – varianta s topným tělesem, 2013. Technicky realizovaný výsledek – funkční vzorek pod kontrolním číslem 56566249.
- POPELKA, J., STARÝ, P., SVOBODA, M. Software pro testovací stanici injektorů plyných paliv, 2012. Technická univerzita v Liberci. Software pod kontrolním číslem 43389772.
- POPELKA, J., STARÝ, P., SCHOLZ, C., VENCL, M. Vodíkový motor s vnitřním spalováním, 2011. Technická univerzita v Liberci. Technicky realizovaný výsledek – funkční vzorek pod kontrolním číslem 13200717
- POPELKA, J., STARÝ, P., Zkušební stanice pro injektory plyných paliv spalovacích motorů, 2011. Technická univerzita v Liberci. Technicky realizovaný výsledek – funkční vzorek pod kontrolním číslem 13200625.
- POPELKA, J., BEROUN, S., BRABEC P., DITTRICH A., ZVOLSKÝ T. *Vozidlový plynový duální motor se vstřikováním kapalného LPG do sacího potrubí*. Duální motor (WP03V009), Technická univerzita v Liberci 2017.



### Příspěvky na konferencích

- POPELKA, J. Measurement of the torque of an internal combustion engine using equipment of our own design. *Saudi Endodontic Journal*. 7. vyd. International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, 2018. Stránky neuvedeny (6 stránek). ISSN 2278-0149.
- POPELKA, J. Measuring pollutant emissions by infra-red spectroscopy during the European test cycle NEDC 2000. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 421. vyd. Krakow: IOP Publishing, 2018. Stránky neuvedeny (5 stránek). ISBN 978-83-7242-779-3, ISSN 1757-8981.
- POPELKA, J. a C. SCHOLZ. Measuring the Torque of a Combustion Engine. *MATEC Web of Conferences*. 220. vyd. EDP Sciences, 2018. Stránky neuvedeny (4 stránky). ISSN 2261-236X.
- POPELKA, J., C. SCHOLZ a L. MIKULANIN. Construction of the Measuring Device for Analyzing the Internal Combustion Engine Torque. *Applied Mechanics and Materials (Volumes 799-800); Main Theme: Mechanical and Electrical Technology VII; Chapter 6. Motor Systems and Vehicle Engineering*. 1. vyd. Bali, Indonesia: Trans Tech Publications, Switzerland, 2015. S. 947 – 951. ISBN 978-3-03835-631-8, ISSN 1662-7482.
- POPELKA, J. Design of System Hydrogen Engine Supercharging. *Advanced Materials Research (Volume 1016) – Mechanical and Aerospace Engineering V*. 1. vyd. Madrid: Trans Tech Publications, 2014. S. 607 – 611. ISBN 9783038352235, ISSN 1022-6680. příspěvek byl dále publikován v časopise - Periodical: *Advanced Materials Research (Volume 1016); Main Theme: Mechanical and Aerospace Engineering V; Chapter 6. Motors and Engines, Combustion and Propulsion*
- POPELKA, J. Metody měření točivého momentu spalovacích motorů. *41. Mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů*. 1. vyd. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. S. 185 – 189. ISBN 978-80-7494-196-2.
- POPELKA, J. a P. BRABEC. Emission Pollutants Measuring with the Helps of Two Independent Methods. *Modern Methods of Construction Design, Proceedings of ICMD 2013*. 1. vyd. Switzerland: Springer International Publishing, 2014. S. 385 – 391. ISBN 978-3-319-05202-1, ISSN 2195-4356.
- POPELKA, J., STARÝ, P., Laboratory Testing of a high-Pressure Common Rail Injection Systems. *Applied Mechanics and Materials (Volumes 799-800); Main Theme: Mechanical and Electrical Technology VII; Chapter 6. Motor Systems and Vehicle Engineering*. Saint Petersburg, Russia, 2015. Strana 560-564 (5 stran). ISBN 978-3-03835-631-8, ISSN 1662-7482.
- POPELKA, J., STARÝ, P. Mathematical Model of a Turbocharged Engine. *Applied Mechanics and Materials (Volumes 799-800); Main Theme: Mechanical and Electrical Technology VII; Chapter 6. Motor Systems and Vehicle Engineering*. Saint Petersburg, Russia, 2015. Strana 842-846 (5 stran). ISBN 978-3-03835-631-8, ISSN 1662-7482.
- POPELKA, J., STARÝ, P. Testing of High Pressure Injectors at the Testing Station. 8th International Doctoral Seminar. Dubrovnik, Croatia, 2013. Strana 332-336 (5 stran). ISBN 978-953-6071-40-1.
- POPELKA, J., STARÝ, P. Installing the SI Engine, Using Hydrogen as Fuel, into the Passenger Car. XLIII International Scientific Conference of Czech and Slovak



University Departments and Institutions Dealinf with the Research of Combustion Engines, KOKA 2012. Rostoky - Praha, 2012. 7 stran. ISBN 978-80-86786-34-6.

- POPELKA J.: TEST STATION FOR GASEOUS FUEL INJECTORS OF SI ENGINES. International doctoral seminar, Smolenice Castle, 2012, (ISBN 978-80-8096-164-0)
- POPELKA J.: SI engine with modified injector of hydrogen for internal forming of mixture. KOKA 2012, Rostoky nad Labem, 2012, (ISBN 978-80-86786-34-6)
- POPELKA J.: Přebudování spalovacího motoru pro spalování vodíku. Seminář Hydrogen Day 2012
- POPELKA J.: Measuring of gas pollutants with the help of infrared spektroskopie. International doctoral seminar, Dubrovnik, 2013, (ISBN 978-953-6071-40-1)
- POPELKA, J.: The simulating model of a supercharged hydrogen engine. 54th International Conference of Machine Design Departments, LIBEREC 2013 (ISBN 978-80-7372-986-8)
- POPELKA J.: ENERGY BALENCE OF THE ENGINE 1,2 HYTD SUPERCHARGING SYSTEM. International doctoral seminar. Zielena Gora, 2014, (ISBN 978-80-8096-195-4)