



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**ANALÝZA DYNAMIKY HYBRIDNÍCH POHONNÝCH
JEDNOTEK S VYPÍNÁNÍM VÁLCŮ**

DYNAMICS ANALYSIS OF HYBRID POWERTRAIN WITH CYLINDER DEACTIVATION

ZKRÁCENÁ VERZE PHD THESIS

OBOR

Konstrukční a procesní inženýrství

AUTOR PRÁCE

Ing. Kateřina Fridrichová

ŠKOLITEL

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

OPONENTI

DATUM OBHAJOBY

BRNO 2026

KLÍČOVÁ SLOVA

Vypínání válců, hybridizace, snížení emisí CO₂, dynamika klikového mechanismu, vyhlazování točivého momentu, multi-body systém

KEYWORDS

Cylinder deactivation, hybridisation, CO₂ emission reduction, cranktrain dynamics, torque smoothing, multi-body system

MÍSTO ULOŽENÍ RUKOPISU PRÁCE

Vysoké učení technické v Brně

Fakulta strojního inženýrství

Areálová knihovna

Technická 2896/2

616 69 Brno

© Kateřina Fridrichová, 2025

ISBN 978-80-214-XXXX-X

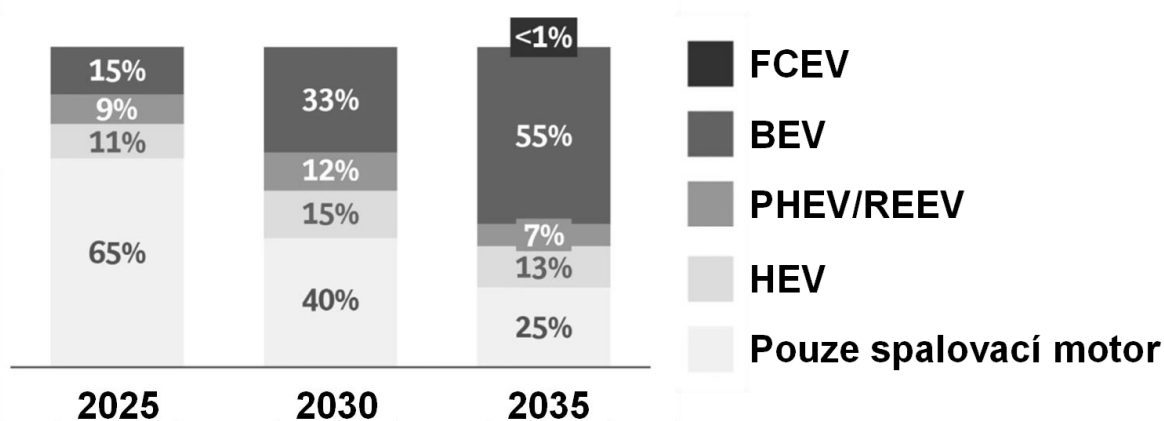
ISSN 1213-XXXX

OBSAH

ÚVOD	5
1 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ	6
1.1 Vypínání válců	6
1.2 Hybridní pohonné jednotky	7
2 CÍLE DIZERTAČNÍ PRÁCE	9
3 MATERIÁLY A VĚDECKÉ METODY	11
3.1 Výpočtový model spalovacího motoru	11
3.2 Výpočtový model a řízení elektrického točivého stroje	13
3.3 Výpočtový model mild-hybridní pohonné jednotky s vypínáním válců.....	15
3.3.1 Výpočtový model odpovídající měření	15
3.3.2 Výpočtový model s náhradním elektrickým točivým strojem.....	16
4 VÝSLEDKY DIZERTAČNÍ PRÁCE	18
4.1 Výpočtový model odpovídající měření	18
4.2 Výpočtový model s náhradním elektrickým točivým strojem	19
5 DISKUZE	23
ZÁVĚR	24
POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE	25

ÚVOD

V současné době je stále více než 95 % veškeré silniční dopravy obsluhováno vozidly se spalovacími motory [1] a předpokládá se, že i v následujících letech bude podíl vozidel se spalovacími motory stále významný, což potvrzuje i studie z roku 2025 [2], jejíž výsledky jsou zobrazeny na obr. 1. Vývoj spalovacích motorů je tedy stále aktuální téma, a to zejména v oblasti snižování emisí CO₂, jelikož se požadavky na tyto emise nejen v Evropské unii nadále zpřísňují.



Obr. 1 Predikce prodeje osobních vozidel dle typu pohonu [2]

Evropská unie stanovila limit flotilových emisí pro výrobce automobilů v letech 2025–2029 na 93,6 g CO₂/km a v roce 2030 klesne tento limit na 49,5 g CO₂/km [3]. Jednou z možností, jak evropským normám vyhovět, je zvyšování účinnosti zážehových motorů např. pomocí vypínání válců. Vypínání válců je technika, jež napomáhá ke snížení spotřeby paliva, a tedy také emisí CO₂. Zároveň přináší možnost pracovat v úsporném režimu, ale neustále disponovat dostatečnou výkonovou rezervou. Vypínání válců s sebou však přináší i negativa, zejména zvýšení vibrací pohonné jednotky.

Z důvodu přísnosti emisních limitů je také možné pozorovat zvýšení produkce hybridních vozidel. Hybridní pohonné jednotky jsou poháněny minimálně ze dvou různých zdrojů. V dnešní době se jedná zejména o spalovací motory doplněné o elektrické točivé stroje. Tato dizertační práce se věnuje mild-hybridní koncepci pohonné jednotky, kde je elektrický točivý stroj spojen se spalovacím motorem pomocí řemene. Z hlediska názvosloví hybridních pohonů se jedná o topologii P0, tedy nejnižší stupeň hybridizace s elektrickým točivým strojem o výkonu 10–20 kW. Součinnost hybridizace a vypínání válců může přinášet mnoho výhod, a jedná se tedy o perspektivní koncept. Tato práce se zabývá snížením vibrací vznikajících v hybridní pohonné jednotce s vypínáním válců. Díky možnosti nastavení časově proměnného točivého momentu elektrického točivého stroje je možné dosáhnout snížení nerovnoměrnosti chodu spalovacího motoru, což může rozšířit pracovní oblast vypínání válců, a dosáhnout tak snížení spotřeby paliva.

1 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

1.1 VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ

Podstatou vypínání válců je deaktivace ventilů a vstřikování u konkrétních válců. V režimu částečného zatížení motor pracuje méně efektivně, protože se spotřebuje větší poměrné množství paliva na samotný chod motoru vůči pohonu vozidla. Nejnižší spotřeby vzhledem k získanému výkonu je dosaženo udržováním motoru v oblasti nejnižší měrné efektivní spotřeby paliva při vysokém zatížení [4]. Vypínání válců umožní pracovat aktivním válcům při vyšším zatížení, a tedy v oblasti nižší měrné efektivní spotřeby. Vypínání válců pozitivně ovlivňuje také průběh spalování a snižuje tepelné ztráty stěnami válce [5]. V režimu vypínání válců je možné více otevřít škrtecí klapku [6], což vede k výraznému snížení ztrát spojených s výměnou náplně [7].

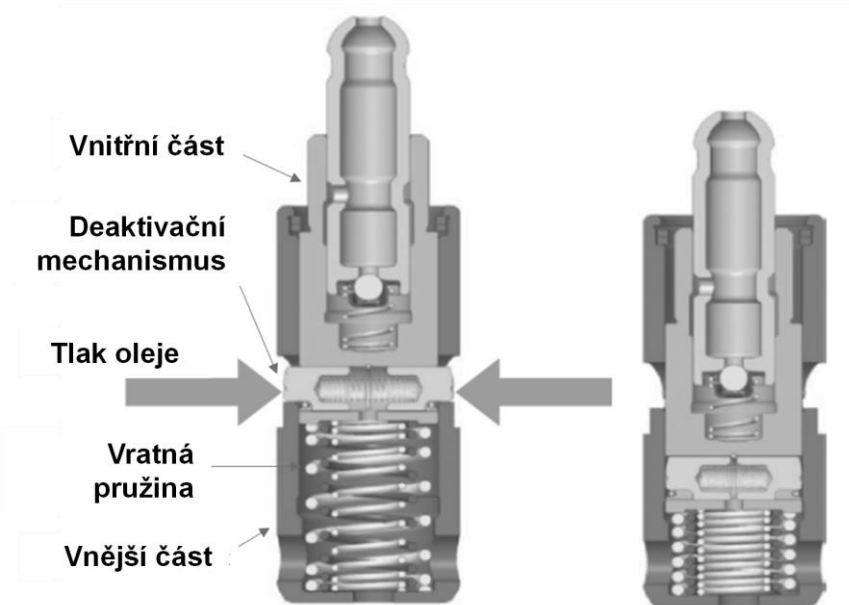
Nejčastěji používanou metodou vypínání válců je tzv. selektivní vypínání válců, kde jsou předem určeny válce, které budou po požadovaný čas deaktivovány. Oproti tomu sekvenční metoda spočívá v možnosti vypnout libovolný válec na libovolný počet cyklů. Je tedy možné, aby byl v každém cyklu jiný počet aktivních válců. Pomocí sekvenčního vypínání válců je možné dosáhnout ještě větší úspory paliva než při použití selektivní metody [8].

Vypínání válců má však také četná úskalí. Po vypnutí válců dochází stále ke ztrátám z důvodu pohánění vypnutého válce a z důvodu větších sil působících na komponenty aktivních válců [9]. Dalším problémem jsou třecí ztráty, jelikož jejich závislost na zatížení motoru je nelineární. Třecí ztráty tedy narůstají v aktivních válcích, ale úměrně se nesnižují ve vypnutých válcích [10]. Vypínání válců zvyšuje teplotní namáhání komponent [9]. Dalšími úskalími jsou nerovnoměrné opotřebení a zvýšená spotřeba motorového oleje, který proniká do vypnutých válců [11].

Vypínání válců negativně ovlivňuje NVH charakteristiky, tedy zvýšení hluku i lineárních a torzních vibrací [12]. Všechny metody vypínání válců vedou k torznímu namáhání v hnacím ústrojí, tedy k vyšším amplitudám a nižším budícím frekvencím [13]. Většina z výše zmiňovaných problémů se týká zejména selektivního vypínání válců. Sekvenční metoda eliminuje problém s nerovnoměrným opotřebením komponent či s nasáváním motorového oleje, jelikož je válec vypnut po kratší dobu, někdy pouze po dobu jednoho cyklu [14].

Nejjednodušším způsobem, jak implementovat vypínání válců u motorů bez variabilního zdvihu ventilů, je pouze zamezit vstřikování paliva do určitých válců. V tomto případě se však nesnižují ztráty spojené s výměnou náplně a vzniká problém s ředěním a ochlazováním výfukových plynů [15]. Aby tedy mělo vypínání válců smysl a přínos z hlediska spotřeby paliva, tak je nezbytné vypínat ventily rozvodového mechanismu. Konstrukčních řešení vypínání ventilů je celá řada.

Řešení, jež by bylo nejvhodnější pro účely této dizertační práce, je přepínatelná hydraulická podpěra. Její vnitřní část je spojena s vnější částí, tlak oleje však způsobí jejich rozpojení. V odblokovaném stavu se tedy při působení vačky pohybuje pouze vnitřní část a zdvih ventilů je nulový. Při zpětné aktivaci válce se tato hydraulická podpěra vrací do původního stavu pomocí vratné pružiny [16]. Tento systém je zobrazen na *obr. 2* a šipky označují místo aplikace tlaku oleje.



Obr. 2 Přepínatelná hydraulická podpěra [16]

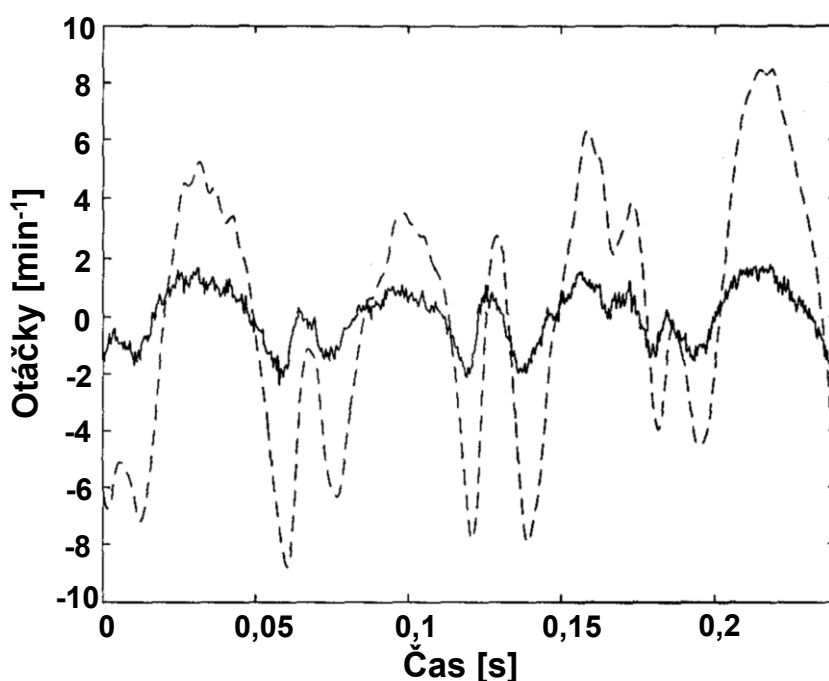
Nelze obecně určit míru snížení spotřeby paliva při použití vypínání válců. Závisí to na mnoha faktorech jako je zejména typ a zdvihový objem motoru, pokročilost systémů či testovací jízdní cyklus. Příkladem však může být motor 1,8 l TSI se sekvenčním vypínáním válců, u nějž bylo dosaženo snížení spotřeby paliva až o 6,4 % v rámci WLTP [52]. Vypínání válců umožňuje kromě snížení emisí CO₂ také snížení dalších monitorovaných emisí. U čtyřválcového zážehového motoru se zdvihovým objemem 2,0 l bylo dosaženo vypínáním dvou válců snížení emisí CO až o 8,5 %, emisí NO_x až o 10 % a emisí uhlovodíků o 8,7 % při plném zatížení a otáčkách 3000 min⁻¹ [17]. Vypínání válců je možné kombinovat s dalšími technikami úspory paliva, jako jsou Millerův cyklus [18] či homogenní chudá směs [19], a dosáhnout tím ještě nižší spotřeby. Příkladem dobré součinnosti může být kombinace s hybridizací, která s sebou přináší také možnost snižovat torzní vibrace způsobené vypínáním válců pomocí vhodně zvoleného průběhu momentu elektrického točivého stroje.

1.2 HYBRIDNÍ POHONNÉ JEDNOTKY

Elektrický točivý stroj může v hybridní pohonné jednotce fungovat jako generátor v případě, že spalovací motor produkuje nadbytečný točivý moment, a jako motor, když je točivý moment nedostatečný. Hybridizace s sebou přináší změnu NVH

charakteristik. Vibrace i hluk hybridních pohonných jednotek se liší od konvenčních vozidel zejména z důvodu jiného charakteru provozování spalovacího motoru a specifických komponent pohonu [20; 21]. U elektrických točivých strojů jsou primární příčinou nízkofrekvenčních vibrací výkyvy točivého momentu [22].

Elektrický točivý stroj může být v hybridní pohonné jednotce také použit pro eliminaci výkyvů točivého momentu spalovacích motorů [23]. Výkyvy točivého momentu totiž zvyšují nerovnoměrnost chodu spalovacího motoru. Příkladem může být tzv. aktivní setrvačnick, který má v sobě zabudovaný elektrický točivý stroj. Aktivní setrvačnick zmenšuje díky vhodnému průběhu momentu elektrického točivého stroje amplitudu oscilací otáček přibližně pětkrát až desetkrát, jak je možné vidět na *obr. 3* [24]. Jádrem celé techniky vyhlazování točivého momentu je použití vhodného řízení [25]. Řídicí jednotka má za úkol nastavit požadavek na takový točivý moment dodávaný elektrickým točivým strojem, aby byl dosažen požadovaný výsledný točivý moment pohonné jednotky s co nejnižšími oscilacemi.



Obr. 3 Oscilace otáček s aktivním setrvačnickem (plná čára) a s konvenčnickem (čárkovaná čára) [24]

Elektromagnetické vibrace jsou parazitním jevem elektrických točivých strojů a jejich hlavním zdrojem je stator, tedy přesněji radiální (normálové) a tangenciální (tečné) elektromagnetické síly působící na povrch zubů statoru. Primárním zdrojem hluku jsou radiální síly a řada již publikovaných studií se zaměřuje pouze na důsledky působení těchto sil [26]. Vliv tangenciálních sil však není zanedbatelný. I když jsou menší než radiální, tak tangenciální pohyby zubů statoru jsou často mnohonásobně větší než radiální pohyby u důležitých vlastních tvarů kmitání elektrického točivého stroje [27]. Tangenciální síly také vytváří točivý moment.

2 CÍLE DIZERTAČNÍ PRÁCE

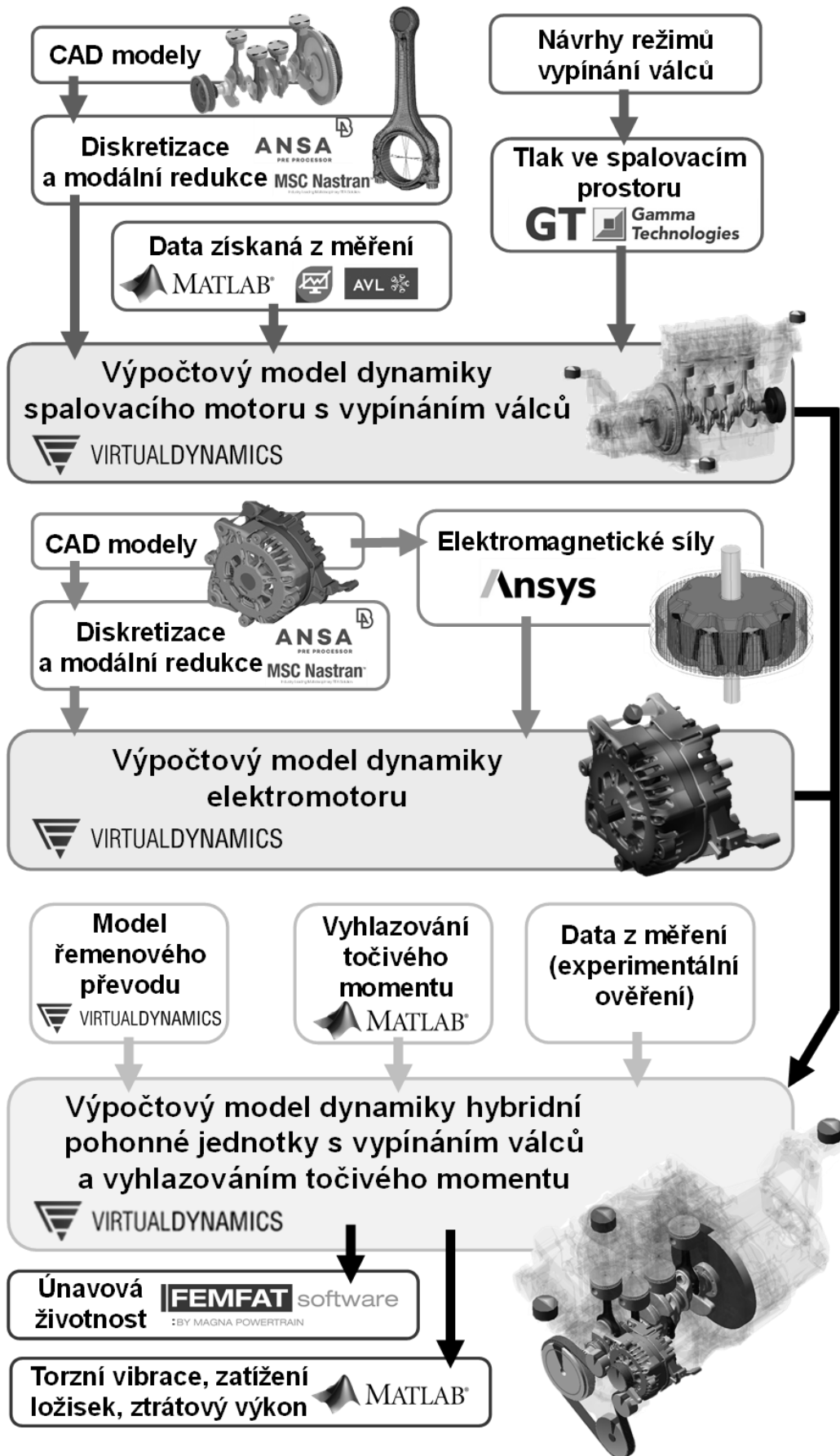
Hlavním cílem práce je vytvořit výpočtový model hybridní pohonné jednotky s vypínáním válců a analyzovat vibrace této pohonné jednotky a možnosti vyhlazování točivého momentu pomocí elektromotoru. Ke splnění hlavního cíle je nutné splnit jednotlivé dílčí cíle:

- získat tlak ve spalovacím prostoru zkoumaného motoru v různých režimech vypínání válců,
- vytvořit výpočtový model spalovacího motoru s vypínáním válců,
- návrh kompenzace točivého momentu pomocí jeho vyhlazování,
- analýza vibrací pohonné jednotky i samotného elektromotoru/generátoru.

Nástrojem pro nalezení vhodné strategie vypínání válců pro konkrétní motor je multi-body simulace. Díky ní je možné zkoumat vibrace komplexních pohonných jednotek. Elektrický točivý stroj sice umožňuje použít vyhlazování točivého momentu, ale zároveň také sám vytváří vibrace způsobené zejména elektromagnetickými silami. Tyto vstupy pro simulace dynamiky celé pohonné jednotky je nutné získat na základě multifyzikálních simulací založených na metodě konečných prvků. Je zřejmé, že vibrace elektrického točivého stroje budou výrazně nižší než vibrace spalovacího motoru. Tato část práce má však sloužit zejména pro tvorbu metodiky výpočtů dynamiky elektrických točivých strojů a pro hlubší pochopení dynamických dějů při součinnosti těchto dvou typů pohonu. Cílem práce je tedy potvrdit či vyvrátit následující pracovní hypotézy:

- Vyhlazování točivého momentu umožní rozšíření pracovní oblasti vypínání válců i s použitím sériového elektrického točivého stroje.
- Vypínání válců v kombinaci s vyhlazováním točivého momentu nezvýší neúměrně zatížení ložisek či ztrátový výkon a součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu trvalé pevnosti u klikového hřídele vlivem vypínání válců neklesne pod minimální stanovenou hodnotu.
- Existují takové režimy elektrického točivého stroje, ve kterých by neměl být tento elektrický točivý stroj provozován z důvodu vzniku nežádoucích vibrací.

Tato práce byla zpracována ve spolupráci se společností Škoda Auto. Jednou z důležitých podmínek průmyslového partnera je použití sériových dílů. Při návrhu vyhlazování točivého momentu tedy bylo nutné uvažovat takový přístup, jež by umožňoval co nejjednodušší implementaci u sériových komponent. Z důvodu utajení jsou dle dohody s průmyslovým partnerem v této dizertační práci vyhodnoceny výsledky v poměrných jednotkách. Schéma postupu dizertační práce je názorně zobrazeno na *obr. 4*.



Obr. 4 Schéma postupu řešení dizertační práce

3 MATERIÁLY A VĚDECKÉ METODY

Na základě dohody s průmyslovým partnerem je pro tuto práci zvolena mild-hybridní pohonná jednotka se spalovacím motorem o zdvihovém objemu 1,5 l. Jedná se o řadový zážehový čtyřválcový motor z řady EA211 s kompresním poměrem 11 : 1 a maximálním výkonem 81 kW. Tato pohonná jednotka je doposud (12/2025) předmětem výzkumu a není sériově vyráběna. Spalovací motor i elektrický točivý stroj se všemi díly řemenového převodu se však sériově vyrábějí, byť jsou součástmi jiných pohonných jednotek. Na předním konci klikového hřídele je pomocí řemene připojen elektrický točivý stroj, který je používán v mild-hybridních pohonných jednotkách koncernu Volkswagen. Jedná se o elektromotor/generátor s buzeným rotorem a 16 permanentními magnety. Tento elektrický točivý stroj je sice šestifázový, avšak tři fáze jsou používány pro motorový a tři fáze pro generátorový režim. Maximální krátkodobý výkon tohoto elektrického točivého stroje je 9 kW v motorickém režimu a 12 kW v generátorovém režimu.

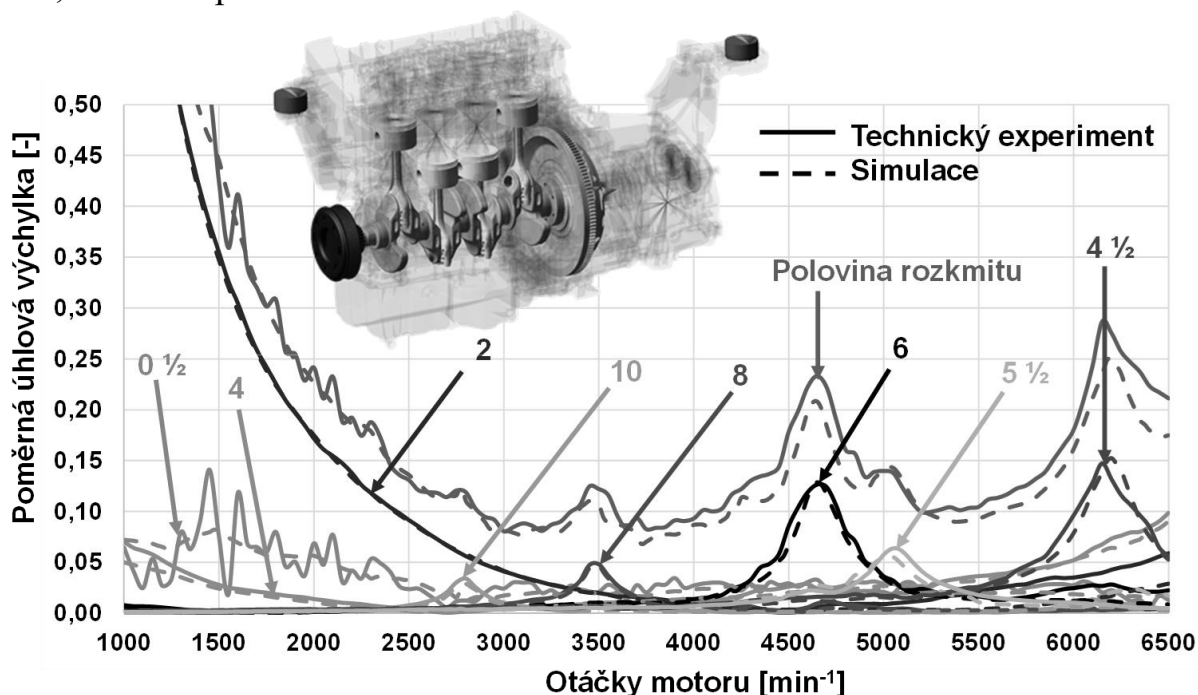
3.1 VÝPOČTOVÝ MODEL SPALOVACÍHO MOTORU

Pro vytvoření modelu spalovacího motoru v prostředí multi-body programu Virtual Dynamics je nutné získat velké množství vstupních dat a provést několik technických experimentů. Nejprve je geometrický model diskretizován, aby poté mohly být pomocí metody konečných prvků vypočteny vlastní tvary a vlastní frekvence daných těles. V rámci této dizertační práce se jedná o modely klikového hřídele, ojníc, setrvačnicku a bloku motoru, který je redukován společně s dalšími komponentami.

Ložiska pístních čepů a vložky válců jsou modelovány zjednodušeně jako kinematické vazby. Hlavní i ojnicní ložiska jsou definována jako tuhá 3D hydrodynamická, tzn. pružné deformace nemají vliv na tvar mazací vrstvy. Třírozměrná metoda zahrnuje do výpočtu i naklápění čepu. Při výpočtu program využívá předem vypočítanou hydrodynamickou databázi, která zahrnuje také vliv tvaru a polohy rozváděcí drážky oleje. Výhoda tuhých ložisek spočívá zejména v jejich nižší výpočetní náročnosti.

V rámci dizertační práce byla provedena řada technických experimentů. Účelem úvodního měření na dynamometru v laboratořích společnosti Škoda Auto je získat data potřebná pro naladění modelu dynamiky klikového mechanismu s tzv. pevnou řemenicí pohonu příslušenství, tedy řemenicí bez tlumiče torzních kmitů, a následně s tlumičem torzních kmitů. Měřeními jsou získány hodnoty tlaků ve spalovacím prostoru a hodnoty pulzního signálu otáček z inkrementálního snímače řemenice klikového hřídele, které jsou následně přepočteny na úhlovou rychlost, a u měření ustáleného stavu je provedena synchronní filtrace z 200 cyklů, aby byl eliminován vliv mezicyklové variability.

Následně je ze simulace vyhodnocena vždy úhlová rychlost řemenice pro pohon příslušenství. Harmonická analýza této veličiny je porovnána s výsledky z měření. Míru shody mezi výpočtovým modelem a skutečným měřením s pevnou řemenicí je možné vidět na *obr. 5*. Výsledky technického experimentu jsou zobrazeny plnou čarou, simulace pak čárkovaně.



Obr. 5 Harmonická analýza úhlové výchylky řemenice bez tlumiče torzních kmitů

Na klikový hřídel působí v motoru periodicky proměnné momenty způsobené silami od tlaku plynů a setrvačnými silami posuvných částí klikového mechanismu. Právě tyto momenty jsou příčinou vzniku torzních vibrací. Torzní kmitání je v této práci popisováno pomocí poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice a jejího rozkladu na harmonické složky. Tato veličina v sobě zahrnuje torzní deformace součástí i nerovnoměrnost chodu danou rezonancemi nízkých řádů. Rozkmit je dán rozdílem mezi minimální a maximální hodnotou úhlové výchylky řemenice ve vyhodnocovaném cyklu. Největší vydatnost rezonancí mají hlavní řády, což jsou u čtyřválcového motoru násobky 2, a významné jsou i řády jim blízké.

Kromě torzních vibrací je v rámci této práce vyhodnoceno také zatížení ložisek a jejich ztrátový výkon. Zatížení ložisek je hodnoceno pomocí relativní excentricity a maximální síly působící na kluzné ložisko. Relativní excentricita vyjadřuje polohu čepu vůči ložisku pomocí vztahu:

$$\varepsilon = \frac{2e}{D_{\text{loz}} - D_c}, \quad (1)$$

kde e představuje vzdálenost středů ložiska a čepu, D_{loz} je vnitřní průměr zalisovaných ložiskových pánví a D_c je průměr čepu. Relativní excentricita nabývá hodnot od 0 do 1 a vyjadřuje míru vymezení ložiskové vůle.

3.2 VÝPOČTOVÝ MODEL A ŘÍZENÍ ELEKTRICKÉHO TOČIVÉHO STROJE

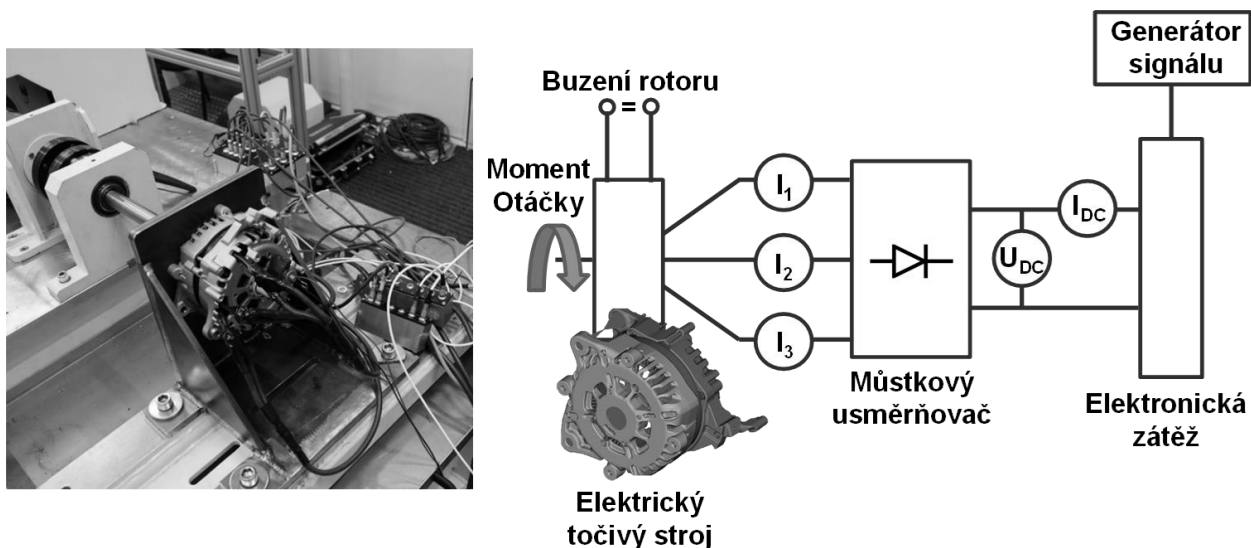
Pro simulace dynamiky elektrického točivého stroje je nutné získat průběh radiálních a tangenciálních sil. Pro tyto účely je zvoleno prostředí ANSYS Electronics Desktop. Z důvodu komplexního tvaru elektrického točivého stroje je nutné provést simulace ve 3D prostředí. Při simulacích je z důvodu výpočetní náročnosti uvažován osminový model. Simulace elektrického točivého stroje jsou prováděny pro ustálené otáčkové stavy při různých budicích proudech. Výsledkem simulací je odebíraný moment a síly působící na zuby statoru. Průběhy těchto sil včetně točivého momentu v různých zátěžných stavech jsou vstupem do simulací v prostředí Virtual Dynamics.

U elektrického točivého stroje byla provedena dvě měření na testovacím stavu bez spalovacího motoru. První měření probíhalo v laboratořích VUT a druhé ve Škoda Auto. Měření sloužila k získání referenčních hodnot proudů ve vinutích a odebíraného momentu. Tyto hodnoty následně sloužily k naladění modelu elektrického točivého stroje. Konstantní otáčky byly v obou případech udržovány pomocí výkonnějšího elektrického točivého stroje.

Z elektrického točivého stroje je demontována řídicí elektronika. Důvodem jsou zejména omezené možnosti řízení momentu elektrického točivého stroje. Použitá řídicí jednotka komunikuje po sběrnici CAN s pevnou šířkou pásma $500 \text{ kbit} \cdot \text{s}^{-1}$, a je tak schopna přijímat požadavky na změnu točivého momentu maximálně v intervalu 10 ms. Pro účely experimentu je však třeba použít frekvenci minimálně o řád vyšší tak, aby byl elektrický točivý stroj schopen měnit aktuální hodnotu točivého momentu v řádu jednotek ms. Po komunikaci s dodavatelem však bylo zřejmé, že úprava řídicí jednotky by pro jednorázové použití byla příliš nákladná.

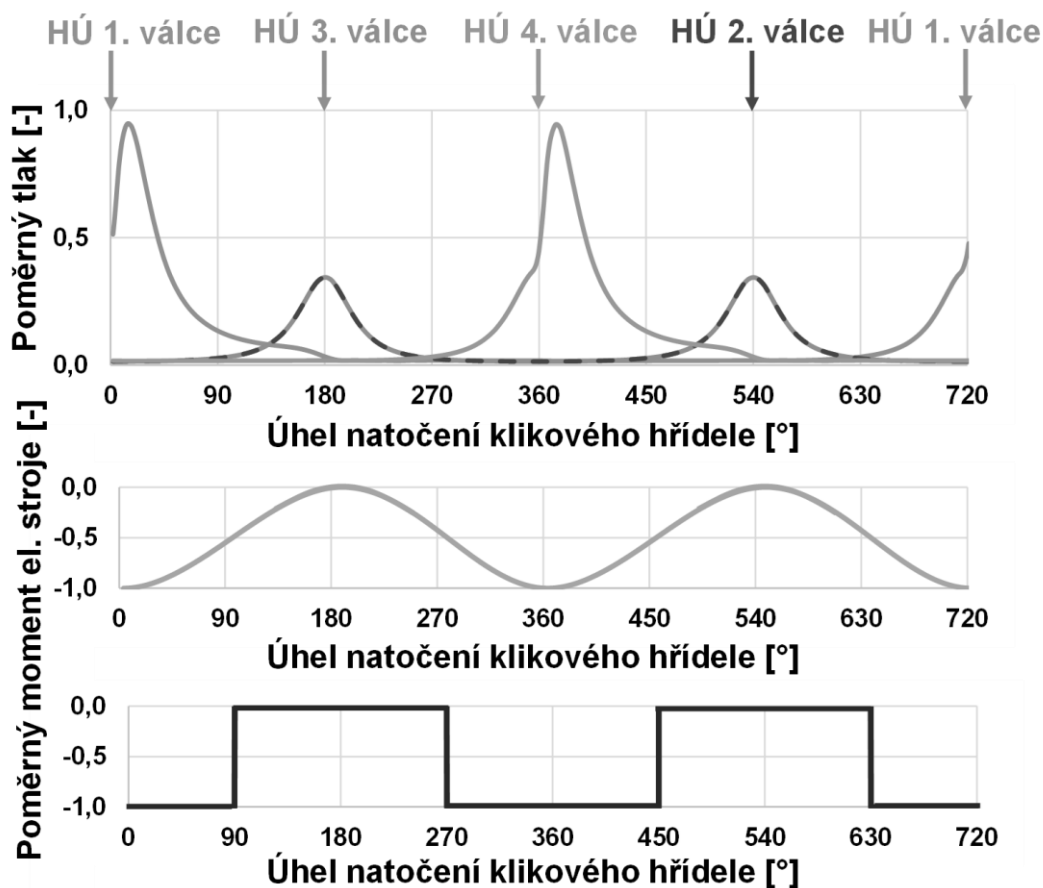
Elektrický točivý stroj je tedy nutné řídit externě. Externí řízení je navrženo pro generátorový režim. Tři fáze elektrického točivého stroje jsou zapojeny do můstkového usměrňovače. Rotor je přes sběrací kroužky napájen stejnosměrným proudem. Za usměrňovačem je připojena elektronická stejnosměrná zátěž. Tato zátěž je ovládána pomocí generátoru signálu. Zjednodušené schéma zapojení a fotografie z testovacího stavu jsou zobrazeny na *obr. 6*.

Při návrhu signálu pro řízení odběru momentu při technickém experimentu je uvažován režim selektivního vypínání válců, kde jsou dva prostřední válce vypnuty. Pro co největší jednoduchost je zvolen takový průběh, který odebírá moment při zážehu v aktivním válci. Naopak pokud je zážeh v neaktivním válci vynechán, tak je elektrický točivý stroj odpojen od zátěže a pouze se protáčí. Jsou uvažovány dva typy signálu – obdélníkový a sinus. Tento tvar charakterizuje pouze signál pro řízení zátěže, a tedy samotný průběh momentu není ideální sinus ani obdélník vlivem jednotlivých součástí externího řízení.



Obr. 6 Schéma zapojení řízení elektrického točivého stroje

Průběh ideálního odebraného momentu a tlaku v jednotlivých válcích spalovacího motoru v závislosti na natočení klikového hřídele při otáčkách motoru 1000 min^{-1} je zobrazen na obr. 7.



Obr. 7 Tlak ve spalovacím prostoru a ideální odebraný moment

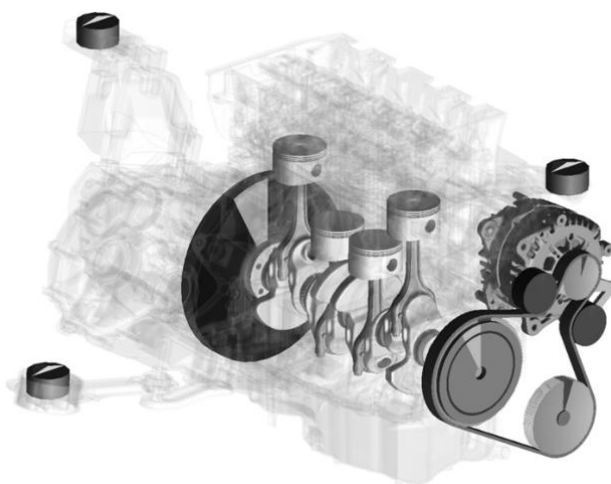
3.3 VÝPOČTOVÝ MODEL MILD-HYBRIDNÍ POHONNÉ JEDNOTKY S VYPÍNÁNÍM VÁLCŮ

V laboratořích Škoda Auto je provedeno další měření, které zahrnuje také selektivní vypínání válců, řemenový převod a řízení elektrického točivého stroje. Technický experiment slouží k potvrzení přínosu vyhlazování točivého momentu a k naladění výpočtového modelu, jenž umožní popsat potenciál tohoto přístupu.

3.3.1 VÝPOČTOVÝ MODEL ODPOVÍDAJÍCÍ MĚŘENÍ

Při vývoji motoru 1,5 MPI se neuvažovalo využití vypínání válců a upravené víko motoru s nastavovači používané v koncernu Volkswagen u jiných motorů není s tímto motorem kompatibilní. Vypínání válců je tedy provedeno pomocí odebrání vahadel. Vahadla jsou odebrána u dvou prostředních válců a hydraulické podpěry jsou nahrazeny záslepkami. Jedná se tedy v principu o selektivní vypínání vnitřních válců.

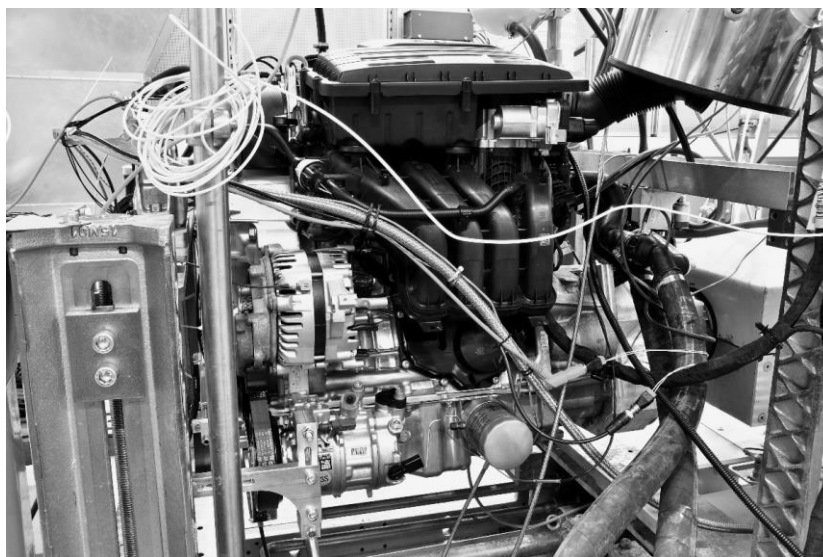
Přes řemenici je připojen řemenem elektrický točivý stroj a kompresor klimatizace. Spojka pohonu kompresoru klimatizace je rozpojena a jeho řemenice se pouze protáčí z důvodu snížení počtu neznámých pro ladění výpočtového modelu. V prostředí Virtual Dynamics je následně vytvořen model pohonné jednotky, který je naladěn přímo na výsledky technického experimentu. Grafické zobrazení tohoto výpočtového modelu je možné vidět na *obr. 8*.



Obr. 8 Výpočtový model pro simulace dynamiky

Při použití externího řízení elektrického točivého stroje nastaly komplikace z důvodu odpojování zátěže. Při otáčkách spalovacího motoru vyšších než 1500 min^{-1} byl překračován maximální výkon elektronické zátěže. Vzhledem k indukčnímu charakteru vinutí elektrického točivého stroje docházelo při odpojování zátěže k výrazným zákmitům proudu. Řízení elektrického točivého stroje při vyšších otáčkách než 1500 min^{-1} tedy nefungovalo takový způsobem, jak bylo navrženo z důvodu omezených technických parametrů laboratorního vybavení. Navzdory tomu

se experimentálně podařilo prokázat funkčnost vyhlazování točivého momentu. Fotografie z funkčních zkoušek pohonné jednotky je možné vidět na *obr. 9*.



Obr. 9 Funkční zkoušky pohonné jednotky

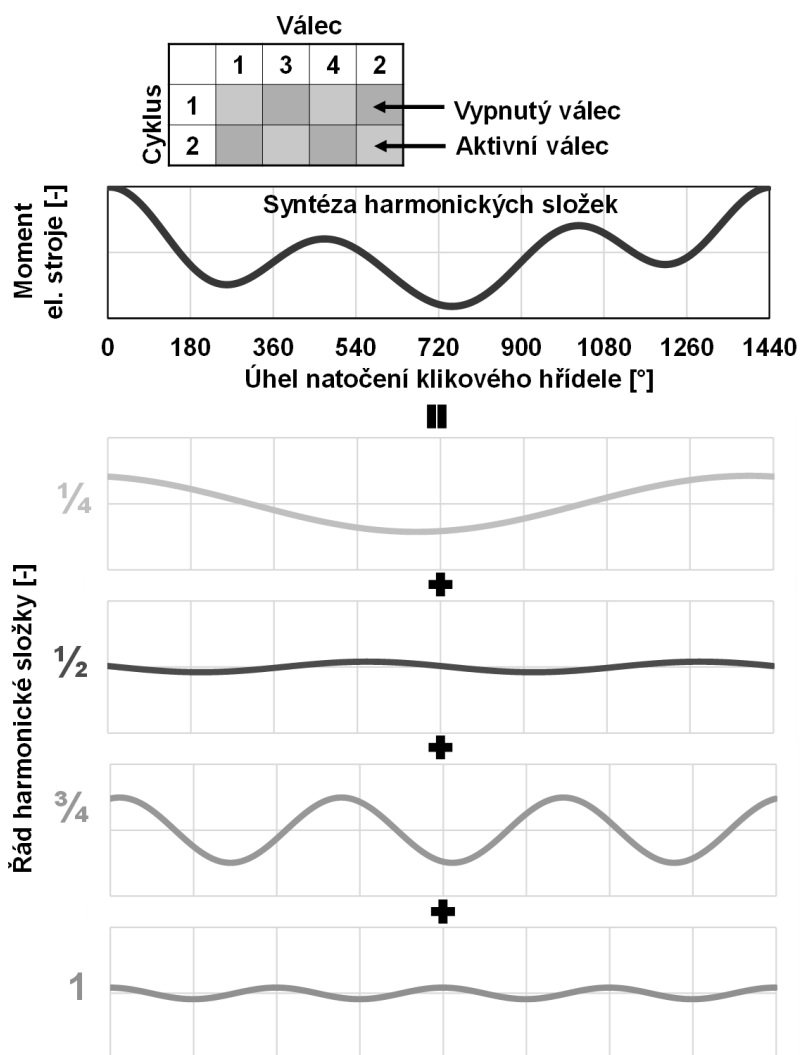
3.3.2 VÝPOČTOVÝ MODEL S NÁHRADNÍM ELEKTRICKÝM TOČIVÝM STROJEM

Experimentálně i výpočtově ověřené poznatky o přínosu vyhlazování točivého momentu jsou v další fázi využity i u různých schémat sekvenčního vypínání válců. Ve výpočtovém modelu je elektrický točivý stroj nahrazen pouze hřídelí, na níž je přiváděn či odebírán točivý moment. Při návrhu momentového vstupu byla uvažována podmínka momentového gradientu maximálně $1 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{ms}^{-1}$ u použitého elektrického točivého stroje. Průběh momentu pro snížení torzních vibrací je navržen tak, aby jeho střední hodnota byla nulová, tedy aby nedocházelo ke změně celkového točivého momentu v rámci délky sekvence vypínání válců. Elektrický točivý stroj přechází několikrát z motorového do generátorového režimu. Zpoždění způsobené přechodem z jednoho režimu do druhého je zanedbatelné.

Moment elektrického točivého stroje je navržen tak, aby sloužil k vyhlazování točivého momentu spalovacího motoru, a tím přispěl ke snížení torzních vibrací. Hlavní výhodou tohoto přístupu je, že řídicí jednotka nemusí průběh momentu počítat a vyhodnocovat v reálném čase. U předem definované sekvence vypínání válců je možné očekávat zvýšení amplitudy konkrétních harmonických složek. Torzní vibrace je tedy možné predikovat a účinně začít potlačovat ještě dříve, než samotný cyklus spalovacího motoru započne, aby bylo eliminováno zpoždění. Řízení vyhlazování točivého momentu tedy funguje jako knihovna předem určených reakcí na vybrané sekvence vypínání válců.

Na základě harmonické analýzy točivého momentu mezi přírubou na klikovém hřídeli a setrvačником jsou vybrány ty řády, které jsou kompenzovány. Jedná se o nízké řády.

Zprvė proto, že právě nízké řády dosahují ve zkoumaném otáčkovém rozsahu vyřřıch amplitud, a zarovn vyžadují menřı rychlost reakce točivého momentu elektrického točivého stroje. Vybrané harmonické slozky nasledne tvořı opačnou hodnotu kompenzačnıho momentu. Tento moment je přepočıtan pro každý otáčkový bod tak, aby splňoval podmıнку maximalnıho gradientu, a je nasledne přiveden na hřıdel spojenou s řemenıcı elektrického točivého stroje ve výpočtovém modelu. Příklad syntézy jednotlivý harmonický slozky pro tvorbu kompenzačnıho momentu je zobrazen na obr. 10. Jedná se o kompenzačnı moment odpovıdajıcı sekvenci vypınanı válců s označenım C, která je dva cykly dlouhá a jejıř schéma je zobrazeno v tabulce v hornı části obrázku. Kompenzačnı moment je v tomto přıpade vytvořen ze čtyř zobrazený harmonický slozky.



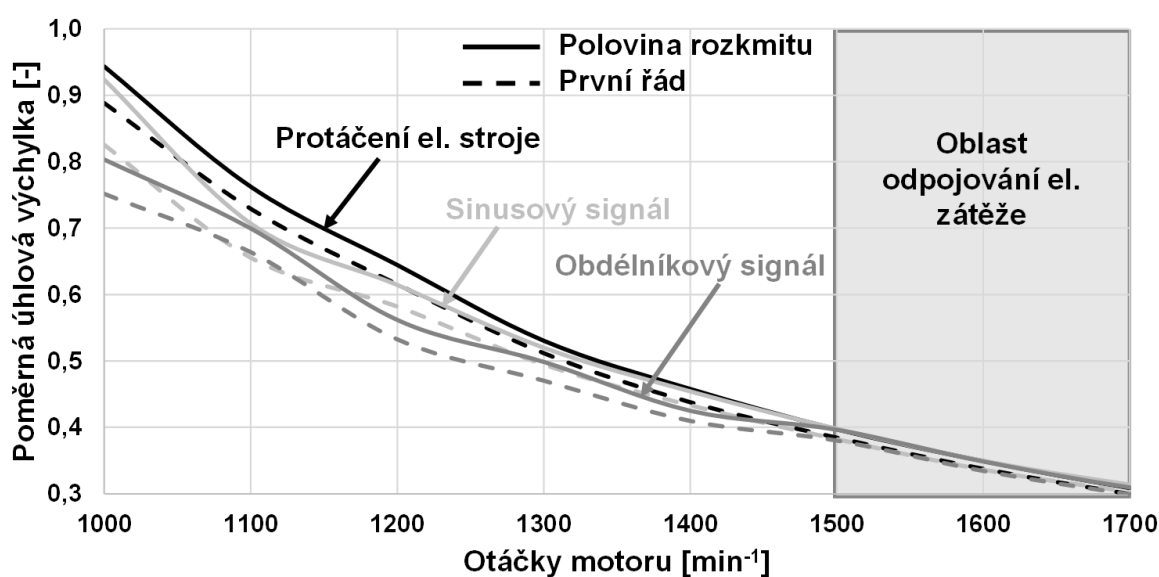
Obr. 10 Harmonické slozky pro vytvořenı kompenzačnıho momentu a jejich součet, tedy použitý kompenzačnı moment, pro jednu ze simulovaný sekvencı (označená C)

Pro běžný motor bez sekvenčnıho vypınanı válců odpovıda počet otáček klikového hřıdele dvěma. U různý variant sekvenčnıho vypınanı válců se vřak opakuje celá sekvence za vıce neř dvě otáčky klikového hřıdele. Je tedy nutné počıtat s vyřřım počtem otáček a zarovn s nıřřımı řády harmonický slozky.

4 VÝSLEDKY DIZERTAČNÍ PRÁCE

4.1 VÝPOČTOVÝ MODEL ODPOVÍDAJÍCÍ MĚŘENÍ

V rámci technického experimentu je aplikováno vyhlazování točivého momentu pomocí obdélníkového a sinusového průběhu. Na *obr. 11* jsou zobrazeny výsledky harmonické analýzy úhlové výchylky řemenice z měření, jež dopovídají vypnutí dvou vnitřních válců bez vyhlazování točivého momentu a dvou variant vyhlazování točivého momentu. Plnou čarou je vždy zobrazena polovina rozkmitu úhlové výchylky řemenice, čárkovaně je zobrazen průběh prvního řádu harmonické složky. Cílem vyhlazování točivého momentu je v tomto případě snížit právě amplitudu prvního řádu.

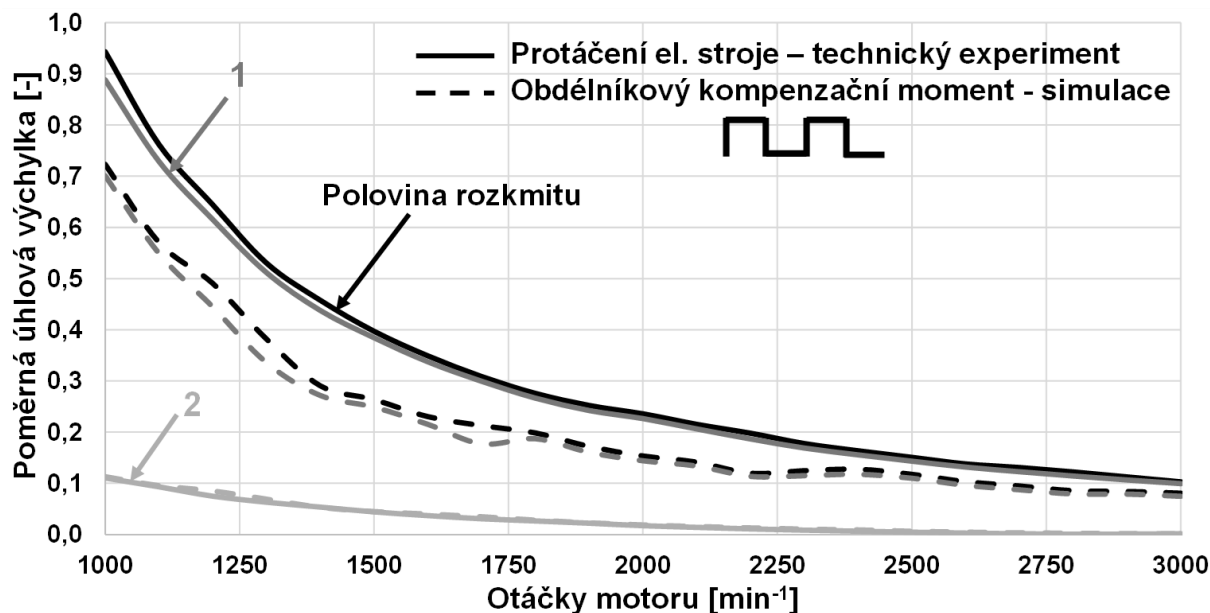


Obr. 11 Porovnání úhlové výchylky řemenice při aplikaci vyhlazování točivého momentu a bez něj při technickém experimentu se selektivním vypínáním válců

Je možné si všimnout, že v oblasti do 1500 min⁻¹ dochází ke snížení 1. řádu harmonické složky, a tedy také poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice. Polovina rozkmitu úhlové výchylky řemenice se ve vyšších otáčkách pro všechny zmiňované varianty neliší. Na základě těchto výsledků je však možné potvrdit teorii, že vhodný moment elektrického točivého stroje může snižovat torzní vibrace hybridní pohonné jednotky.

Samotné měření však mělo řadu úskalí a kompromisů způsobených zejména dostupnou technikou a cenovou náročností experimentu. Použitý elektrický točivý stroj se ukázal jako velmi vhodný pro aplikaci požadovaného momentu. Problémem je pouze jeho řízení. Použití vyhlazování točivého momentu má v této pohonné jednotce velký potenciál. Pro nastínění tohoto potenciálu je třeba uvažovat maximální moment, jenž je schopen tento elektrický točivý stroj odebrat. Dalším krokem je tedy simulace s obdélníkovým průběhem momentu, jehož maximální hodnota odpovídá

maximální možné hodnotě momentu elektrického točivého stroje dle dokumentace. Na *obr. 12* je možné vidět velmi významné snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice způsobené snížením 1. řádu harmonické složky. Výsledky simulací také potvrzují, že vlivem vyhlazování točivého momentu nedošlo k výraznému ovlivnění zatížení hlavních i ojnicích ložisek či jejich ztrátového výkonu.



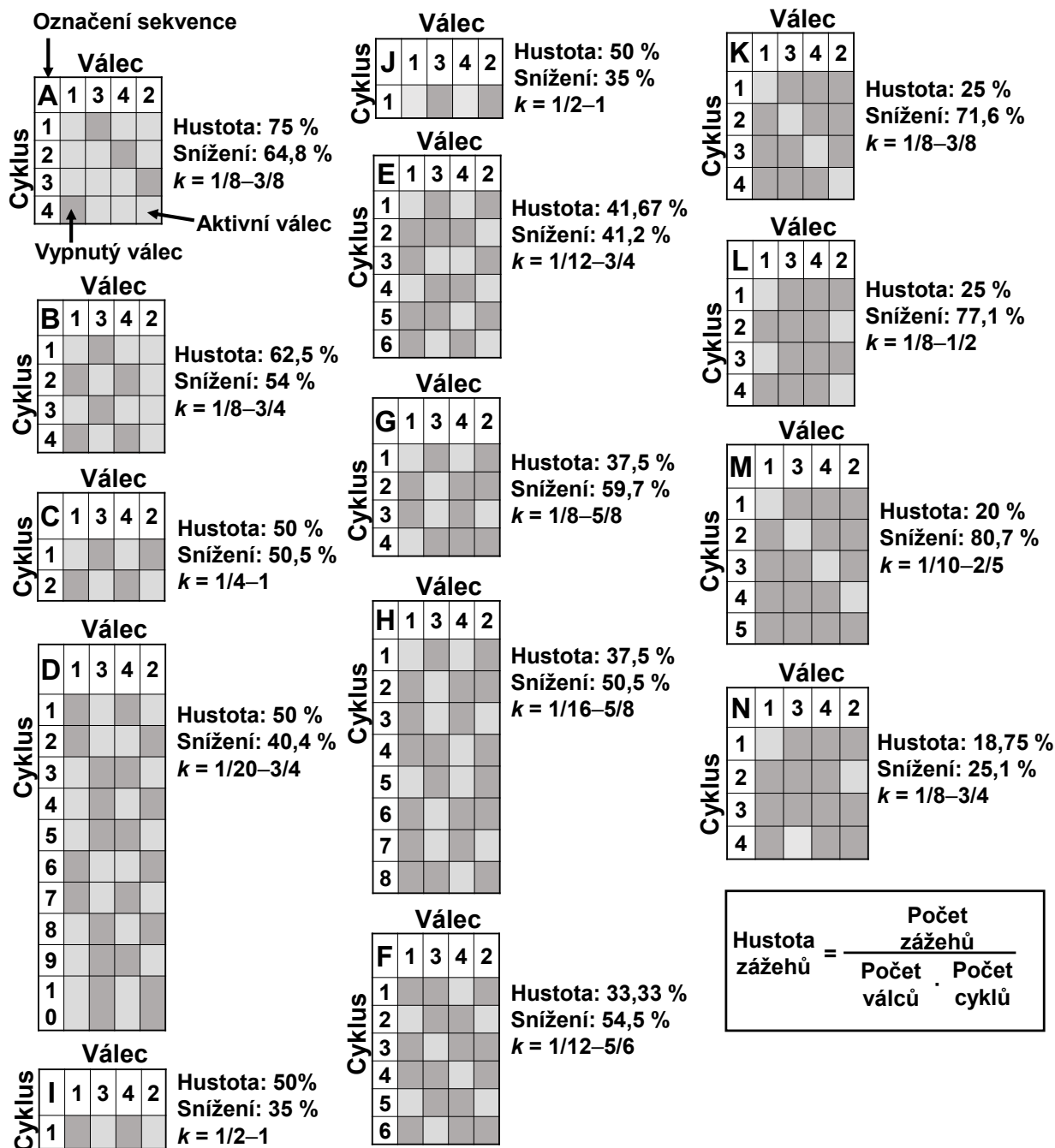
Obr. 12 Potenciál snížení torzních vibrací u mild-hybridní pohonné jednotky

Metodika navržená v této práci umožňuje také ověřit, jestli z hlediska vibrací elektrického točivého stroje existuje takový režim, jenž by nebyl provozně přípustný. Pro tyto účely byla provedena harmonická analýza úhlové výchylky rotoru v místě připojení řemenice. Aby byly omezeny vlivy spalovacího motoru, tak je elektrický točivý stroj simulován samostatně. Nejprve byla provedena simulace při plném zatížení v režimu motoru. Poté je vybrán z hlediska dynamiky nejvíce problematický průběh momentu. Jedná se o obdélníkový průběh použitý při technickém experimentu, avšak tentokrát v motorické režimu. Při plném zatížení je dosaženo pouze velmi malé výchylky. Při přivedení obdélníkového signálu pro řízení požadavku na moment torzní vibrace výrazně vzrostou, avšak nepřekročí hodnotu, jež by jakkoliv ovlivnila komfort řidiče jedoucího ve vozidle s touto pohonnou jednotkou.

4.2 VÝPOČTOVÝ MODEL S NÁHRADNÍM ELEKTRICKÝM TOČIVÝM STROJEM

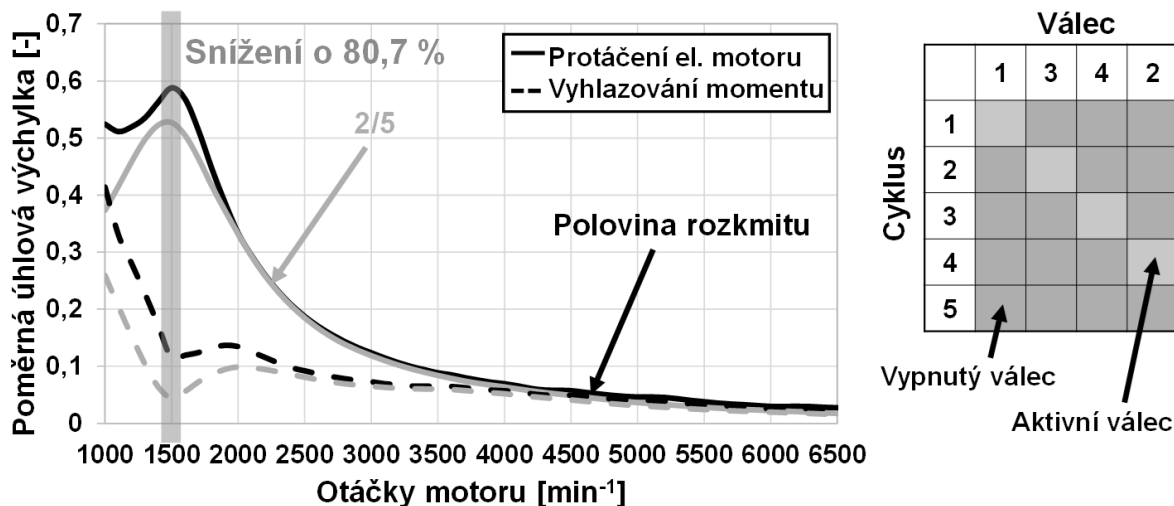
Pro model s náhradním elektrickým točivým strojem je navržena řada sekvencí vypínání válců. U všech sekvencí je v aktivních válcích uvažován tlak jako při plném zatížení. Tedy při 1D simulacích je uvažována plně otevřená škrticí klapka. Počet aktivních válců tak přímo udává zatížení motoru a bylo by možné v ideálním případě regulaci pomocí škrticí klapky nahradit regulací na základě počtu aktivních válců.

Jednotlivé sekvence vypínání válců a maximální snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice, jež je dosaženo aplikací kompenzačního momentu, je zobrazeno na *obr. 13*. Harmonické složky, které jsou použity pro vytvoření kompenzačního momentu, jsou označeny k a nejnižší hodnota určuje krok pro daný rozsah. V rámci této části práce jsou vybrány sekvence s různým počtem cyklů i různým zatížením. Vyskytuje se však také řada sekvencí, které odpovídají stejnému zatížení, aby bylo možné tyto varianty mezi sebou porovnat.



Obr. 13 Zkoumané sekvence vypínání válců

Největší dosažené snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice je o 80,7 % u sekvence M při otáčkách motoru 1500 min^{-1} . Průběh této veličiny a řádu $2/5$, jež měl při vyhlazování točivého momentu největší vliv, je zobrazen na *obr. 14*. V plném textu dizertační práce je možné porovnat také poměrné hodnoty poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice pro všechny sekvence vypínání válců. Nejnižší výchylky odpovídají sekvencím I a J, tedy selektivnímu vypínání válců, což je dáno zejména pravidelností rozestupů mezi jednotlivými zážehy.

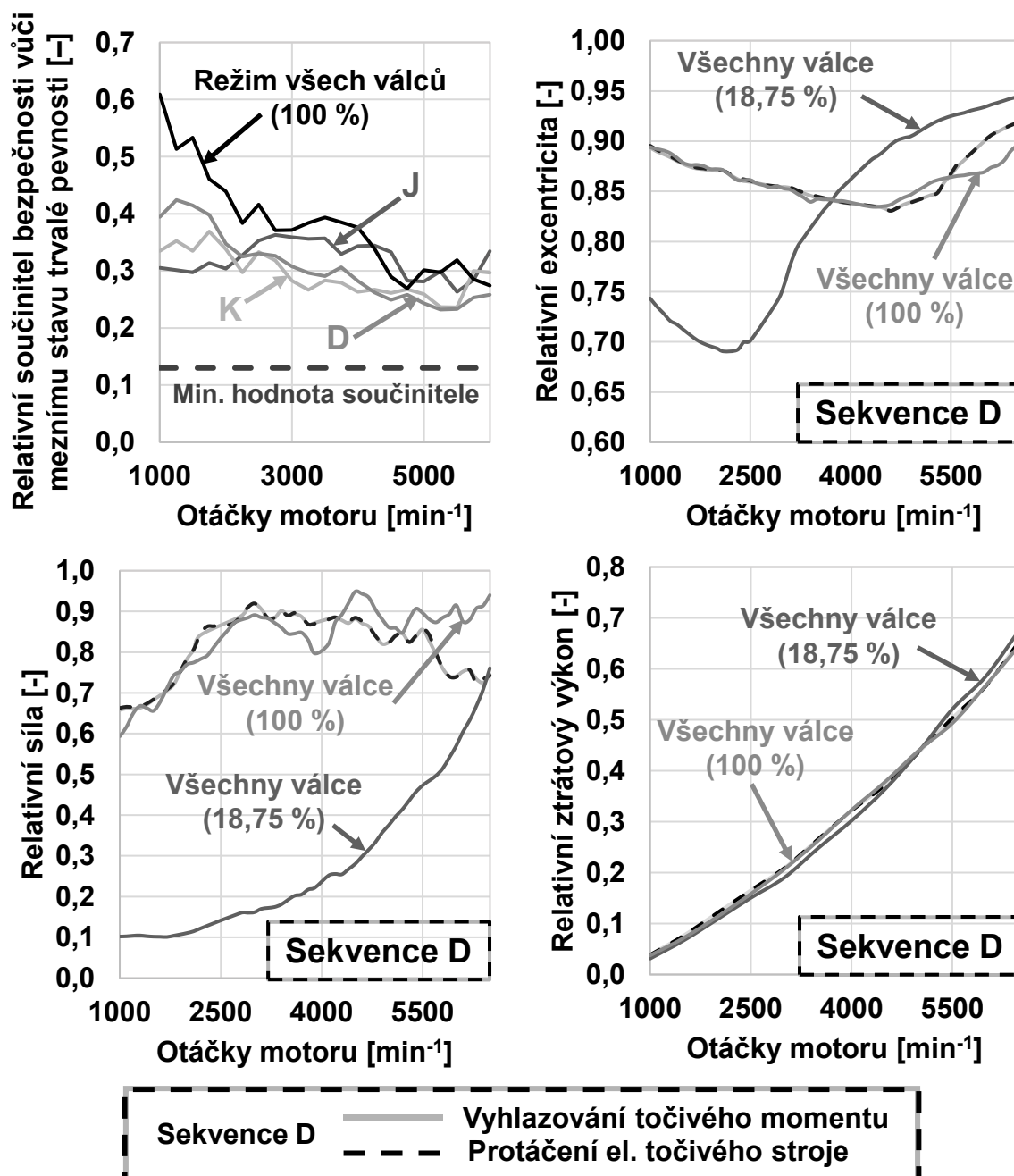


Obr. 14 Vliv vyhlazování točivého momentu na úhlovou výchylku řemenice u sekvence M

Účelem této dizertační práce je také posoudit vliv vypínání válců a vyhlazování točivého momentu na únavovou životnost klikového hřídele. Při výpočtu v prostředí FEMFAT je použita metodika Škoda Auto, která vyhodnocuje pouze kritická místa klikového hřídele, kterými jsou přechodové poloměry u hlavních a ojnicích čepů a vyústění mazacích kanálů. Hodnota součinitele bezpečnosti vůči meznímu stavu trvalé pevnosti je porovnána vůči maximální přípustné hodnotě dle metodiky průmyslového partnera. Nejnižší součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu trvalé pevnosti ze všech vyhodnocovaných oblastí klikového hřídele je získán při vyhodnocení přechodových poloměrů ojnicích čepů. V levé horní části *obr. 15* je možné vidět porovnání tří vybraných sekvencí s režimem všech válců při plném zatížení při vyhodnocení přechodových poloměrů ojnicích čepů. Ve všech případech je dosaženo výrazné rezervy vůči minimální přípustné hodnotě součinitele bezpečnosti. Nejvýraznější snížení součinitele bezpečnosti je možné vidět v oblasti nízkých otáček, kde je však zachována dostatečná rezerva. Absolutně nejnižší hodnota součinitele bezpečnosti je získána pro sekvenci D a otáčky motoru 5250 min^{-1} .

Zatížení ložisek je vyhodnoceno na základě maximální síly a relativní excentricity v úplném pracovním cyklu. Dále je hodnocen také ztrátový výkon ložisek. Výsledky pro jednotlivé sekvence vypínání válců s vyhlazováním točivého momentu a bez něj jsou vždy porovnány s výsledky v režimu všech válců při plném zatížení a při zatížení přibližně 18,75 %, což odpovídá hustotě zážehů sekvence N. Z důvodu velkého

množství výsledků jsou zobrazeny pouze výsledky vždy pro nejzatíženější hlavní ložisko při použití sekvence D. Tyto výsledky jsou zobrazeny na *obr. 15*. Další výsledky je možné najít v plném textu práce. U dalších sekvencí je možné pozorovat stejný trend. Na základě těchto výsledků je možné potvrdit, že vypínání válců neúměrně nezvýší zatížení ložisek ani jejich ztrátový výkon a že vyhlazování točivého momentu nemá na tyto průběhy téměř žádný vliv. Právě průběhy pro režim vypínání válců s vyhlazováním točivého momentu a bez něj se téměř překrývají.



Obr. 15 Výsledky únavové životnosti klikového hřídele a zatížení i ztrátového výkonu hlavních ložisek

5 DISKUZE

Problematika této dizertační práce je velmi komplexní, jelikož je nutné zohlednit velmi mnoho aspektů celého systému. Provést kompletní energetickou bilanci a návrh implementace včetně řízení celé pohonné jednotky výrazně přesahuje rozsah této dizertační práce. Díky spolupráci s jinými výzkumnými týmy i společností Škoda Auto a na základě rozsáhlé rešerše je možné zohlednit i problematiku těch oblastí, kterým se dizertační práce přímo nevěnuje.

V rámci této dizertační práce je experimentálně ověřeno, že je možné s použitím sériového motoru a elektrického točivého stroje dosáhnout snížení torzních vibrací pomocí návrhu vhodného průběhu momentu elektrického točivého stroje u hybridní pohonné jednotky topologie P0 s vypínáním válců. Při dalším zkoumání možností vyhlazování točivého momentu je dosaženo snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice až o 80,7 %. Je tedy zřejmé, že vyhlazováním točivého momentu je možné dosáhnout rozšíření pracovní oblasti sekvenčního vypínání válců. Při simulacích navíc nebyl nalezen režim elektrického točivého stroje, jenž by způsoboval takové zvýšení torzních vibrací hřídele rotoru v místě připojení řemenice, jež by nebylo vůči torzním vibracím spalovacího motoru zanedbatelné.

Při zmíněných simulacích je uvažován kompenzační moment, jehož střední hodnota je nulová, aby nebyl ovlivněn celkový točivý moment pohonné jednotky. Je však nutné dodat, že celkový energetický management je ovlivněn, jelikož řetězec mezi elektrickým točivým strojem a baterií pracuje s určitou účinností. Tato účinnost je však velmi vysoká, a tedy je možné předpokládat, že by úspora paliva vykompenzovala ztráty v této oblasti. Účinnost elektrického točivého stroje pro tuto aplikaci v motorovém režimu je větší než 90 % [28]. Účinnost měniče může být dle předpokladu až 98,5 % [29] a účinnost nabíjení a vybíjení baterie může být větší než 97 % [30].

Významným přínosem této práce je vyhodnocení dopadu vypínání válců a vyhlazování točivého momentu na únavovou životnost klikového hřídele, zatížení ložisek a jejich ztrátový výkon. U klikového hřídele došlo vlivem vypínání válců ke snížení minimální hodnoty součinitele bezpečnosti, avšak byla zachována významná rezerva od mezní hodnoty, jež je vyžadována dle metodiky společnosti Škoda Auto. Ztrátový výkon i zatížení ložisek nejsou téměř nijak ovlivněny vyhlazováním točivého momentu.

Velmi důležitým aspektem této práce je jednoduchost implementace vyhlazování točivého momentu. Sériový elektrický točivý stroj se ukázal jako vhodná varianta pro aplikaci vyhlazování točivého momentu, pokud by bylo upraveno jeho řízení. V aktuální sériové produkci by tedy bylo možné tento přístup použít bez výrazných nákladů na jeho zavedení.

ZÁVĚR

V aktuální situaci se automobilový průmysl musí nadále soustředit na snižování emisí oxidu uhličitého a je zřejmé, že se portfolia evropských automobilek nemohou v nejbližších letech zúžit na čistě elektrická vozidla. Emisní limity jsou velmi přísné, a tedy je nutné kombinovat více konstrukčních řešení pro snížení spotřeby paliva a zvýšení účinnosti pohonné jednotky. Jednou z vhodných cest se jeví použití vypínání válců v hybridních pohonných jednotkách.

Kromě výše prezentovaných výsledků dizertační práce je hlavním přínosem metodika dynamických simulací mild-hybridní pohonné jednotky včetně návrhu dostupných technických experimentů, jejímž významným výsledkem je ověřený a naladěný simulační model dynamiky této pohonné jednotky v prostředí multi-body, který může sloužit k dalším výpočtům bez nutnosti ověřovat torzní vibrace experimentálně.

Dosažené výsledky by bylo vhodné dále využít pro řízení pohonné jednotky, jež by určovalo, jaká sekvence by byla pro konkrétní zatížení využita a jaký kompenzační moment by bylo nutné aplikovat. Do této úvahy by bylo nutné zahrnout další vlivy jako je např. aktuální stav nabití baterie, vliv pružnosti a prokluzu drážkového řemene, resp. fázování klikového hřídele a rotoru elektrického točivého stroje apod. Při použití vyhlazování točivého momentu u potenciálně sérové pohonné jednotky by bylo vhodné se více zaměřit také na návrh řemenového převodu, zejména napínáků, a uložení pohonné jednotky. Vhodným uložením by bylo možné snížit vibrace přenášející se na karoserii vozidla. Dále by bylo vhodné blíže určit energetickou bilanci celého systému, což však vyžaduje velké množství experimentálně získaných dat.

Samotná myšlenka snižování vibrací spalovacího motoru pomocí elektrického točivého stroje je velmi aktuální téma a získané výsledky mohou sloužit jako podklady nejen k použití vyhlazování točivého momentu u hybridních pohonných jednotek topologie P0, ale také u dalších topologií, kde není vliv řemenového převodu, což může vést k výrazně lepším výsledkům v oblasti snižování torzních vibrací. Další možný směr výzkumu a vývoje v této oblasti by měl zahrnovat také dynamiku ventilového rozvodu, jelikož významně omezuje pracovní oblast vypínání válců.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. *Global EV Outlook 2024: Catching up with climate ambitions*. Online. 2024. [cit. 2025-07-10].
Dostupné z: <https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2024>.
- [2] BCG. *EV Strategies in the US, Europe and China*. Online. 2025. [cit. 2025-11-01].
Dostupné z: <https://www.bcg.com/publications/2025/ev-strategies-in-us-europe-china>.
- [3] EUROPEAN COMMISSION. *Cars and vans — decarbonisation of transport: cars and vans*. Online. 2025. [cit. 2025-11-01]. Dostupné z:
https://climate.ec.europa.eu/eu-action/transport-decarbonisation/road-transport/cars-and-vans_en.
- [4] ZHAO, J.; XI, Q.; WANG, S.; WANG, S. Improving the partial-load fuel economy of 4-cylinder SI engines by combining variable valve timing and cylinder-deactivation through double intake manifolds. Online. *Applied Thermal Engineering*. 2018, vol. 141, s. 245-256. ISSN 13594311. [cit. 2024-02-12].
Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.087>.
- [5] MIDDENDORF, H.; THEOBALD, J.; LANG, L.; HARTEL, K. The 1.4-l TSI Gasoline Engine with Cylinder Deactivation. Online. *MTZ worldwide*. 2012, vol. 73, no. 3, s. 4-9. [cit. 2025-04-05].
Dostupné z: <https://doi.org/10.1365/s38313-012-0147-0>.
- [6] DOGRU, B.; LOT, R.; RANGA DINESH, K.K.J. Valve timing optimisation of a spark ignition engine with skip cycle strategy. Online. *Energy Conversion and Management*. 2018, vol. 173, s. 95-112. ISSN 01968904. [cit. 2024-02-23].
Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.07.064>.
- [7] LEONE, T. G.; POZAR, M.; SHOST, M.; TRIPATHI, A. Fuel Economy Benefit of Cylinder Deactivation - Sensitivity to Vehicle Application and Operating Constraints. Online. In: *SAE International Journal of Engines*. 2001. ISSN 1946-3944. [cit. 2024-03-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2001-01-3591>.
- [8] SCHROEDER, M.; MAGER, J.; WISCHNEWSKI, K. *Statische und dynamische Zylinderabschaltung an 4- und 3-Zylindermotoren*. In: LIEBL, J.; BEIDL, C. (ed.). *Internationaler Motorenkongress 2015: Mit Nutzfahrzeugmotoren – Spezial: Proceedings*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2015, s. 373–391. ISBN 978-3-658-08861-3.
- [9] BECH, A.; SHAYLER, P. J.; MCGHEE, M. The Effects of Cylinder Deactivation on the Thermal Behaviour and Performance of a Three Cylinder Spark Ignition Engine. Online. *SAE International Journal of Engines*. 2016, vol. 9, no. 4, s. -. ISSN 1946-3944. [cit. 2024-05-05]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2016-01-2160>.

- [10] MORRIS, N.; MOHAMMADPOUR, M.; RAHMANI, R.; JOHNS-RAHNEJAT, P.M.; RAHNEJAT, H. et al. Effect of cylinder deactivation on tribological performance of piston compression ring and connecting rod bearing. Online. *Tribology International*. 2018, vol. 120, s. 243-254. ISSN 0301679X. [cit. 2024-02-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.12.045>.
- [11] HASCHER, H. G.; SCHOCK, H. J.; BROMBOLICH, L. J.; TRINKER, F. H.; LORUSSO, J. A.; ELJAKOV, M. A. *Simulation analysis of ring pack behavior in a deactivated cylinder*. In: CATON, J. A. (ed.). *Proceedings of the 18th Annual Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division*. Fairborn, Ohio, United States: The American Society of Mechanical Engineers, 1996, s. 39–55. ISBN 0-7918-1516-1.
- [12] ARCHER, A.; MCCARTHY JR, J. *Quantification of Diesel Engine Vibration Using Cylinder Deactivation for Exhaust Temperature Management and Recipe for Implementation in Commercial Vehicles*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2018. (SAE Technical Paper 2018-01-1284). [cit. 2024-11-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2018-01-1284>.
- [13] BAYKARA, C.; AKIN KUTLAR, O.; DOGRU, B.; ARSLAN, H. Skip cycle method with a valve-control mechanism for spark ignition engines. *Energy Conversion and Management*. Online. 2017, vol. 146, s. 134-146. ISSN 01968904. [cit. 2024-02-12]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.016>.
- [14] MA, Z. *Oil Transport Analysis of a Cylinder Deactivation Engine*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2010. (SAE Technical Paper 2010-01-1098). [cit. 2024-11-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2010-01-1098>.
- [15] KOUBA, A.; HNILICKA, B.; NAVRATIL, J. *Downsized Gasoline Engine Cylinder Deactivation MiL Development and Validation Using Real-Time 1-D Gas Code*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2018. (SAE Technical Paper 2018-01-1244). [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2018-01-1244>.
- [16] IHLEMANN, A.; NITZ, N. *Cylinder Deactivation: A technology with a future or a niche application?* Online. In: Schaeffler Kolloquium 2014. Herzogenaurach: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2014, s. 172–187. [cit. 2025-03-29]. Dostupné z: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/Schaeffler_Kolloquium_2014_11_en.pdf.
- [17] TURNBULL, R.; DOLATABADI, N.; RAHMANI, R.; RAHNEJAT, H. Energy loss and emissions of engine compression rings with cylinder deactivation. Online. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. ISSN 0954-4070. [cit. 2024-03-23]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/0954407020982868>.
- [18] ORTIZ-SOTO, E.; YOUNKINS, M. Advanced Cylinder Deactivation with Miller Cycle. Online. *MTZ worldwide*. 2019, vol. 80, no. 5, s. 58-63. ISSN 2192-9114. [cit. 2025-04-02]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-019-0032-1>.

- [19] ORTIZ-SOTO, E.; WANG, R.; NAGASHIMA, M.; YOUNKINS, M.; MÜLLER, A. et al. *λDSF: Dynamic Skip Fire with Homogeneous Lean Burn for Improved Fuel Consumption, Emissions and Drivability*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2018. (SAE Technical Paper 2018-01-0891). [cit. 2024-05-20].
Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0891>.
- [20] JIAN-QIANG, X.; JU-HUA, H.; QUN, L. Study on Vibration and Noise of Hybrid Electric Vehicle. Online. *Future Communication, Computing, Control and Management, Lecture Notes in Electrical Engineering*. 2012, s. 373-382. ISBN 978-3-642-27310-0. [cit. 2025-03-11].
Dostupné z: https://doi.org/10.1007/978-3-642-27311-7_50.
- [21] DELKHOSH, M.; ALIRAMEZANI, M.; KHADEM NAHVI, M. Investigating the effect of engine noise on power management strategy of a hybrid electric vehicle. Online. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2018, vol. 232, no. 10, s. 1287-1296. ISSN 0954-4070. [cit. 2024-03-11].
Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/0954407017728632>.
- [22] BROWN, I. P.; IONEL, D. M.; DORRELL, D. G. Influence of Parallel Paths on Current-Regulated Sine-Wave Interior-Permanent-Magnet Machines With Rotor Eccentricity. Online. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2012, vol. 48, no. 2, s. 642-652. ISSN 0093-9994. [cit. 2024-03-11].
Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/TIA.2012.2182749>.
- [23] QIN, Y.; TANG, X.; JIA, T.; DUAN, Z.; ZHANG, J. et al. Noise and vibration suppression in hybrid electric vehicles: State of the art and challenges. Online. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2020, vol. 124. ISSN 13640321. [cit. 2024-02-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109782>.
- [24] GUSEV, S.V.; JOHNSON, W.; MILLER, J. *Active flywheel control based on the method of moment restrictions*. Online. In: *Proceedings of the 1997 American Control Conference (Cat. No. 97CH36041)*. Albuquerque, NM, USA: IEEE, 1997, s. 3426–3430, vol. 5. ISBN 0-7803-3832-4. [cit. 2023-02-22].
Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/ACC.1997.612101>.
- [25] JIANG, Z. *Motor torque smoothing treatment method for hybrid power and a hybrid power system*. Online. US patent 8798827 B2. Uděleno 5. 8. 2014. [cit. 2024-11-20].
Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/US8798827>.
- [26] HALLAL, J.; RASID, A. H.; DRUESNE, F.; LANFRANCHI, V. *Comparison of radial and tangential forces effect on the radial vibrations of synchronous machines*. Online. In: *2019 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)*. Melbourne, Australia: IEEE, 2019, s. 243–248. ISBN 978-1-5386-6376-9. [cit. 2024-07-03]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/ICIT.2019.8755241>.
- [27] GARVEY, S.D. *Tangential forces matter*. Online. In: *9th International Conference on Electrical Machines and Drives*. Canterbury, United Kingdom: IEE, 1999, s. 174–178. ISBN 0-85296-720-9. [cit. 2024-07-03].
Dostupné z: <https://doi.org/10.1049/cp:19991013>.

- [28] LAUER, S.; WELDLE, R.; PERUGINI, M.; LYUBAR, A. 48-V High-power Full Hybrid System. Online. *MTZ worldwide*. 2021, vol. 82, no. 2, s. 24-31. ISSN 2192-9114. [cit. 2025-10-01].
Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-020-0592-0>.
- [29] SI, Y.; LIU, Y.; LIU, C.; ZHANG, Z.; WANG, M. et al. A High Current High Power Density Motor Drive for a 48-Volt Belt-Driven Starter Generator (BSG) System. Online. *IEEE Open Journal of Industry Applications*. 2021, vol. 2, s. 235-250. ISSN 2644-1241. [cit. 2025-10-01].
Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/ojia.2021.3102972>.
- [30] BECKERS, C.; HOEDEMAEKERS, E.; DAGKILIC, A.; BERGVELD, H. J. *Round-trip energy efficiency and energy-efficiency fade estimation for battery passport*. Online. In: *2023 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*. Milan, Italy: IEEE, 2023. [cit. 2025-11-01].
Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/vppc60535.2023.10403325>.

KATEŘINA FRIDRICHOVÁ

Rodné příjmení: Radová
Státní příslušnost: Česká republika
Telefonní číslo: +420 721 837 776
E-mail: Katerina.Fridrichova@vutbr.cz
ORCID ID: 0000-0002-8993-5616

Vzdělání

- 2020–současnost** **Doktorské studium**
Obor Konstrukční a procesní inženýrství Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství
- 2018–2020** **Magisterské studium**
Obor Automobilní a dopravní inženýrství Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství
- 2015–2018** **Bakalářské studium**
Obor Základy strojního inženýrství Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
- 2007–2015** **Gymnázium T. G. Masaryka Hustopeče**

Pracovní zkušenosti a stáže

- 2023–současnost** **Vědecký pracovník**
Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství
- 2020–2025** **Doktorandský program Škoda Auto a.s.**
Oddělení EPO/5 Výpočty agregátů, virtuální vývoj
- Květen–červen 2023** **Pracovní stáž v rámci doktorského studia**
FEV Software and Testing Solutions GmbH
- 2018-2019** **Student Design Engineer (Off-Highway Team)**
Garrett Motion Czech Republic s.r.o.

ABSTRAKT

V posledních letech se automobilový průmysl zaměřuje zejména na snižování produkce emisí CO₂, což prakticky znamená také snižování spotřeby paliva. Toho je možné dosáhnout zvyšováním účinnosti spalovacích motorů pomocí vypínání válců. Díky vypínání válců dochází k zážehům jen ve vybraných válcích, což umožňuje úspornější jízdu při nižších zatíženích motoru. Aktuálním trendem v automobilovém odvětví je hybridizace. Hybridní pohonná jednotka díky přidanému elektromotoru/generátoru také umožňuje snížit spotřebu paliva. Vypínání válců navíc způsobuje zvýšení vibrací, které je možné kompenzovat pomocí variabilního průběhu točivého momentu elektrického točivého stroje. Cílem této dizertační práce je vyvinout metodiku dynamických simulací mild-hybridní pohonné jednotky s vypínáním válců a posoudit přínos vyhlazování točivého momentu u tohoto typu hnacího ústrojí. Výsledky jsou získány ze simulace dynamiky hybridní pohonné jednotky a ověřeny dostupnými experimenty.

ABSTRACT

Automotive industry is focused on CO₂ emission reduction, and the emission is dependent on fuel consumption. Better fuel economy can be achieved by increasing the efficiency of internal combustion engines by implementing cylinder deactivation. This technology achieves the fuel consumption benefit by firing only some of the cylinders when the engine load is low. Modern trend in automotive industry is hybridisation. A hybrid powertrain allows fuel consumption to be further reduced by adding a motor/generator. Deactivating some of the cylinders leads to higher vibration that can be compensated by torque generated by the electric motor. The aim of the thesis is to create a methodology for dynamic simulations of mild-hybrid powertrain with cylinder deactivation and to assess the benefit of using torque smoothing in this kind of powertrain. The results are obtained by dynamic simulations of hybrid powertrain and verified by available experiments.