



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Vývoj lokálně-optimálního řídicího algoritmu
hybridního vozidla

Development of a locally optimal powertrain
control algorithm

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2023/2024

Bc. Ondřej ČMIEL

Studijní program: NDTT Dopravní a transportní technika
Studijní obor: N071TMVO Motorová vozidla
Vedoucí práce: Ing. Rastislav Toman

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Čmiel** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **456792**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Motorová vozidla**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Vývoj lokálně-optimálního řídicího algoritmu hybridního vozidla

Název diplomové práce anglicky:

Development of a locally optimal powertrain control algorithm

Pokyny pro vypracování:

1. Zpracujte rešerši zaměřenou na optimální metody řízení hybridního vozidla.
2. Navrhněte lokálně-optimální algoritmus používající princip Pontryaginův minimální princip (PMP) a simulujte jeho funkci - s použitím programovacího jazyka Python.
3. Navrhněte a testujte možnosti odhadu cenové funkce v závislosti na provozní trase vozidla.
4. Připravte porovnání vyvinutého PMP algoritmu s implementací ECMS v SW GT-Suite.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Rastislav Toman ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **19.10.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.01.2024**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Rastislav Toman
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora:	Bc. Ondřej Čmíel
Název práce:	Vývoj lokálně-optimálního řídicího algoritmu hybridního vozidla
Anglický název:	Development of a locally optimal powertrain control algorithm
Rozsah práce:	86 stran 34 obrázků 22 tabulek 52 grafů
Akademický rok:	2023/2024
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	NDTT Dopravní a transportní technika
Vedoucí práce:	Ing. Rastislav Toman
Klíčová slova:	Hybridní vozidlo, Pontryaginův minimální princip, ECMS, Lokálně – optimální algoritmus, Strategie řízení
Key words:	Hybrid vehicle, Pontryagin's minimum principle, Locally optimal algorithm, Control strategy



Abstrakt

Tato práce se zabývá strategiemi řízení hybridních elektrických vozidel. Na základě rešerše daného tématu je, pomocí programovacího jazyka Python, navržen lokálně – optimální řídicí algoritmus, který určuje poměr rozdělení požadovaného točivého momentu mezi spalovací motor a elektromotor. Algoritmus je založen na metodě ECMS, která používá Pontryaginův minimální princip. Efektivita algoritmu je posouzena na několika trasách, včetně tras naměřených v reálném provozu. Výsledná řídicí strategie je porovnána se simulací v GT – Suite.

Abstract

This thesis focuses on the control strategy of hybrid electric vehicles. Based on the research of the given topic, a locally - optimal control algorithm is designed, using the Python programming language, which determines the ratio of the required torque distribution between the internal combustion engine and the motor. The algorithm is based on the ECMS method, which uses Pontryagin's minimum principle. The effectiveness of designed algorithm is assessed on several routes, including real traffic cycles. The resulting control strategy is compared with the simulation in GT-Suite.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “Vývoj lokálně-optimálního řídicího algoritmu hybridního vozidla” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 10.1.2024

.....

(podpis autora)



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu práce, Ing. Rastislavu Tomanovi. Moc si vážím jeho podpory, přístupu a cenných rad po celou dobu psaní této diplomové práce.



Obsah

Úvod.....	10
1 Cíl práce	10
2 Teorie hybridních vozidel	11
2.1 Uspořádání pohonu hybridního vozidla	11
2.1.1 Paralelní hybrid.....	11
2.1.1.1 Uspořádání	11
2.1.1.2 Rozdělení dle umístění elektromotoru.....	12
2.1.1.3 Jízdní módy	13
2.1.2 Sériový hybrid	15
2.1.2.1 Uspořádání	15
2.1.2.2 Jízdní módy	15
2.1.3 Sério-paralelní (kombinovaný)	17
2.1.3.1 Uspořádání	17
2.2 Rozdělení HEV dle stupně hybridizace	19
3 Strategie řízení hybridních vozidel	21
3.1 Heuristické metody.....	22
3.2 Optimalizační metody.....	25
3.2.1 Off-line optimalizační metody	28
3.2.2 Online (suboptimální) optimalizační metody	30
4 Vývoj algoritmu.....	35
4.1 Konstanty a parametry vozidla	35
4.2 Podélná dynamika vozidla	39
4.2.1 Aerodynamický odpor	40
4.2.2 Odpor valení	40
4.2.3 Odpor ze zrychlení	40
4.2.4 Odpor ze stoupání	41
4.3 Výpočet požadovaných hodnot hnacího ústrojí.....	41
4.4 Jízdní profil.....	42
4.4.1 Standardizované jízdní cykly.....	43
4.4.1.1 NEDC – New European Driving Cycle	43
4.4.1.2 WLTC – Worldwide Light-duty Test Cycles.....	43



4.4.2 Nestandardizované jízdní cykly	44
4.4.2.1 Upravený cyklus WLTC	44
4.4.2.2 Trasy naměřeny v reálném provozu	45
4.5 Algoritmus řazení	46
4.6 Vstupní veličiny optimalizace	47
4.7 Off-line optimalizace	48
4.7.1 Hamiltonova funkce	49
4.7.2 Řídící veličina $u(t)$	49
4.7.3 Optimalizace μ	50
4.7.4 Výsledky off-line optimalizace	51
4.7.5 Implementace výsledků do ostatních cyklů	52
4.8 Online optimalizace	52
4.8.1 Ekvivalentní spotřeba $mekv$	53
4.8.2 Řídící veličina $u(t)$	53
4.8.3 Ekvivalentní faktor st	53
4.8.4 Úpravy metod výpočtu ekvivalentního faktoru	55
4.8.5 Nastavení parametrů výpočtu	58
4.8.6 Výsledky použití řídicí strategie	58
4.8.7 Porovnání navržených metod s přístupem PMP	61
4.9 Optimalizace řídicí strategie	62
4.9.1 Citlivostní analýza parametrů řídicí strategie	64
4.9.2 Vyhodnocení analýzy	67
4.10 Simulace upravené řídicí strategie	68
4.10.1 Jízdní cyklus WLTC	68
4.10.2 Průběhy SOC a ekvivalentního faktoru s	71
4.10.3 Shrnutí	75
4.11 Porovnání řídicích strategií	76
5 Srovnání s GT – Suite	76
6 Závěr	77
7 Zdroje	79
Seznam obrázků	81
Seznam grafů	82



Seznam tabulek	83
Příloha I. – Rychlostní a výškové profily tras z [22]	84



Úvod

Green deal, norma EURO 7, uhlíková neutralita... Toto, a další, jsou v dnešní době velice často skloňovaná témata ve spojitosti s automobilovým průmyslem. Tlak na snížení emisí, zejména tvorby oxidu uhličitého, osobní dopravy je čím dál tím větší a je jen otázkou času, kdy z výrobních linek sjede poslední automobil, který bude poháněn jen čistě spalovacím motorem.

Podíl elektromobilů, u kterých je spalovací motor plně nahrazen elektromotorem, je sice každým rokem větší, stále však nejsou zcela vyřešena veškerá úskalí, se kterými se elektromobil potýká. Pokud se ohlédneme řádově o deset let zpět, kdy moderní elektromobilita byla prakticky v plenkách, tak nepochybně ušla obrovský kus cesty. Tehdy bylo vlastnění elektromobilu opravdu jen pro pár vybraných nadšenců. Pořizovací náklady elektromobilu jsou sice nyní znatelně nižší, stále je však jejich pořizovací cena relativně vysoká ve srovnání s vozidly se spalovacím motorem. Jejich další úskalí je praktičnost. Spolu s elektromobily se pochopitelně i vyvíjí technologie baterií, které nabízejí mnohdy velice přijatelný dojezd na jedno nabití. Problém infrastruktury a nepraktičnost nabíjení elektromobilu je stále jedním z největších úskalí. Proto je nahrazení konvenčních vozidel elektromobily v blízké budoucnosti nepředstavitelné.

Vhodnou alternativou se nabízejí hybridní elektrická vozidla (HEV). Ty v sobě kombinují spalovací motor a elektrický pohon. Díky spalovacímu motoru mají uživatelé hybridních vozidel stále zachovánu praktičnost a jednoduchost tankování vozidla s čistě spalovacím motorem. Zároveň elektromotor napomáhá při pohonu vozidla udržovat spalovací motor v oblastech s vyšší účinností, či ho může po omezenou nahradit dobu úplně, což vede k celkovému snížení spotřeby paliva, a tedy i snížení emisí.

Kombinace elektromotoru se spalovacím motorem však zvyšuje komplexnost pohonného agregátu a tím i komplikovanost jeho řízení. Aby byl co nejlépe využit potenciál kombinace elektromotoru se spalovacím motorem, je potřeba navrhnout takovou řídicí strategii, která bude rozdělovat zatížení agregátů tak, aby oba pracovali s co nejvyšší účinností.

1 Cíl práce

Na základě provedené rešerše hybridních elektrických vozidel a jejich řídicích strategií, bude navržena lokálně – optimální řídicí strategie. Nejprve bude provedena referenční optimalizace založena na Pontryaginově minimálním principu. Následně bude navržena řídicí strategie hybridního elektrického vozidla použitím metody minimalizace ekvivalentní spotřeby paliva (ECMS). Ta bude porovnána s výsledky simulace v programu GT – Suite, aby byla ověřena její kredibilita. K vytvoření řídicího algoritmu bude použit programovací jazyk Python.



2 Teorie hybridních vozidel

Podstatou každého hybridního stroje je využití dvou či více typů energie. V případě silničních vozidel je typická kombinace klasického spalovacího motoru s elektromotorem. Spalovací motor pracuje jako nevratný měnič chemické energie paliva z palivové nádrže na energii mechanickou. Elektromotor pracuje jako měnič elektrické energie z baterií na mechanickou energii. Na rozdíl od spalovacího motoru je elektromotor schopen fungovat v opačném, tedy generátorovém, režimu a měnit mechanickou energii zpět na energii elektrickou.

Motivací k vývoji a používání hybridních vozidel je hlavně možnost kombinace výhod čistě elektrického vozidla s výhodami konvenčního vozidla se spalovacím motorem. Touto kombinací je možno dosáhnout mnoha výhod, mezi které patří např.:

- a. Při použití menšího spalovacího motoru je stále možné naplnit výkonové požadavky vozidla
- b. Rekuperace energie při zpomalování vozidla, která by se jinak zmařila třením během brzdění
- c. Možnost optimálního rozdělení výkonu mezi elektrický a spalovací motor
- d. Odstranění spotřeby paliva spalovacího motoru při volnoběhu, kdy není požadován výkon
- e. Nižší spotřeba hlavně v městském provozu díky možnosti využití čistě elektrického pohonu

Není pochyb, že hybridy mají také své nevýhody. Při zkombinování dvou jednotek je nevyhnutelné navýšení celkové hmotnosti vozidla. Ta bývá zpravidla 10–30 % vyšší než u ekvivalentního vozidla s pouze spalovacím motorem. [1][4][17]

2.1 Uspořádání pohonu hybridního vozidla

Uspořádání pohonu má největší vliv na funkci hybridního vozidla. Podle vzájemného uspořádání spalovacího motoru s elektromotorem se hybridy rozdělují na paralelní, sériové a kombinované.

2.1.1 Paralelní hybrid

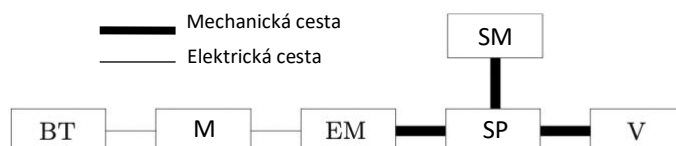
2.1.1.1 Uspořádání

Spalovací motor (SM) a elektromotor (EM) jsou zapojeny „vedle sebe“. Oba pohonné agregáty jsou mechanicky připojeny k hnací hřídeli. Vozidlo (V) tedy může být poháněno jedním hnacím agregátem nebo v případě potřeby vyššího výkonu oběma zároveň. Tato vlastnost paralelním hybridům umožňuje velkou optimalizaci distribuce výkonu mezi jednotlivými agregáty. Rovněž ani jeden z agregátů nemusí být dimenzován na maximální



požadavek výkonu vozidla a tím vzniká prostor pro použití menších hnacích agregátů, které vedou k úspoře hmotnosti. Spalovací motor je běžně při volnoběžných otáčkách vypínán. Elektromotor je obecně využíván při rozjezdech a při vyšších požadavcích na výkon pohonu vozidla. Běžně elektromotor plní také funkci generátoru pro nabíjení baterií. Ty mohou být při jízdě nabíjeny rekuperativním brzděním nebo přebytečným výkonem spalovacího motoru.

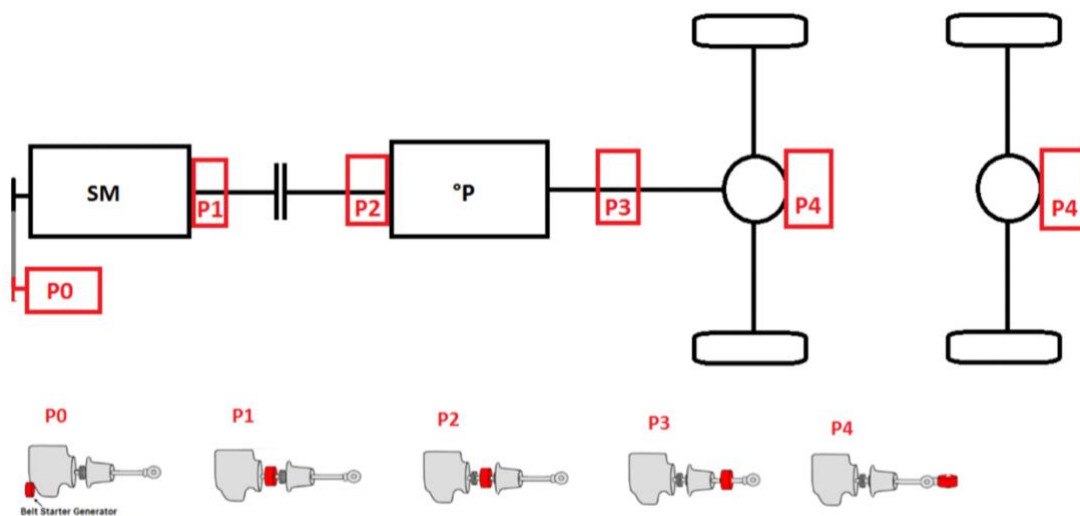
Nevýhodou paralelního hybridu je nutnost spojky, jelikož je spalovací motor mechanicky připojen k hnacímu ústrojí a obecně komplexnost celého ústrojí. [1][2][8]



Obrázek 1 - Schéma paralelního hybridu (SP – slučovací převodovka, M – měnič) (upraveno z [1])

2.1.1.2 Rozdělení dle umístění elektromotoru

Paralelní hybridy se od sebe ještě odlišují podle polohy elektromotoru v hnacím ústrojí. Dle jeho pozice jsou paralelní hybridy rozděleny do 5 skupin – P0 až P4.



Obrázek 2 – Topologie P0 – P4 paralelního hybridu dle umístění elektromotoru [4]

U konfigurace P0 může být elektromotor připojen ke spalovacímu motoru přes řemen i řetěz. Elektromotor je přímou náhradou alternátoru a nemá žádný podíl na pohonu vozidla. Jeho hlavní účel je zajištění správné funkce start-stop systému. Díky propojení přes řemen má velké ztráty, a tedy nízkou účinnost. Má ale velmi nízké náklady na integraci, proto se dnes vyskytuje v téměř každém novém autě.

V případě topologie P1 je umístění přímo na setrvačniku spalovacího motoru a je s ním pevně spojen. Elektromotor funguje jako startér spalovacího motoru, zajišťuje zvýšení výkonu při zrychlování vozidla a má funkci generátoru při rekuperativním brzděním. Díky



absenci řemenu či jiného převodu, dosahuje elektromotor mnohem vyšší účinnosti než v případě P0. Stálé propojení se spalovacím motorem má však několik negativních důsledků. Prvním je snížená účinnost rekuperace, při které musí generátor překonávat i odpor samotného spalovacího motoru. Druhým problémem jsou shodné otáčky obou motorů, které jsou vázány na rychlost vozidla a díky tomu nepracují v bodě s optimální účinností. Při krátkých manévrech (parkování, couvání) je možný čistě elektrický pohon.

Topologie P2 má elektromotor umístěný mezi motorem a vstupní hřídeli hlavní převodovky. Od spalovacího motoru je oddělen spojkou. Díky tomu vzniká možnost plnohodnotného elektrického pohonu, která v případě P0 a P1 nebyl možný. Odpojení spalovacího motoru má rovněž kladný vliv na účinnost rekuperace i samotné elektrické jízdy, protože odpadá odpor způsobený spalovacím motorem.

Málo používaným umístěním je případ topologie P3. Elektromotor je umístěn na výstupní hřídeli hlavní převodovky. Velice podobné vlastnosti topologii P2. Účinnost rekuperace je ještě vyšší než u P2, jelikož je odpojen nejen motor, ale také hlavní převodovka. Elektromotor je tedy spojen přímo s koly. Díky tomu pro něj vzniká mnohem vyšší požadavek na točivý moment elektromotoru, protože moment není násoben hlavní převodovkou. Při tomto uspořádání elektromotor nemůže zastat funkci startéru, tudíž musí mít spalovací motor vlastní. Další nevýhodou, která vzniká díky přímému propojení s koly, je nemožnost dobíjení baterií zastaveného vozidla spalovacím motorem.

Koncepce P4 má elektromotor umístěn přímo na nápravě, kterou nepohání spalovací motor. Tato koncepce umožňuje pohon všech kol. Spalovací motor zpravidla pohání přední nápravu a elektromotor slouží k pohonu zadní nápravy. Stejně jako koncepce P3 má velmi dobrou účinnost rekuperace a vyšší požadavek na točivý moment elektromotoru. Koncept P4 je možné spojit s konceptem P0. [4][10]

2.1.1.3 Jízdní módy

Jak již bylo zmíněno, u paralelního hybridu je spalovací motor a elektromotor mechanicky spojen na společné hřídeli. Rozdělení výkonu ve slučovací převodovce je řízeno regulátorem distribuce výkonu. Ten volí jízdní mód a upravuje hodnotu koeficient u . Tento koeficient definuje poměr rozdělení výkonu mezi elektromotor a spalovací motor, které je znázorněno následujícími vztahy:

$$(1) P_{SM} = P_{POZ} \cdot (1 - u)$$

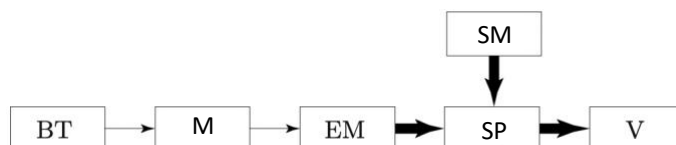
$$(2) P_{EM} = P_{POZ} \cdot u$$

Kde je P_{POZ} celkový požadovaný výkon a P_{SM} s P_{EM} jsou výkony spalovacího motoru a elektromotoru.

Hlavním faktorem pro volbu jízdního režimu je stav nabití baterie (SOC – „state of charge“) a potřebný výkon na kolech. Uspořádání paralelního hybridu umožňuje několik jízdních

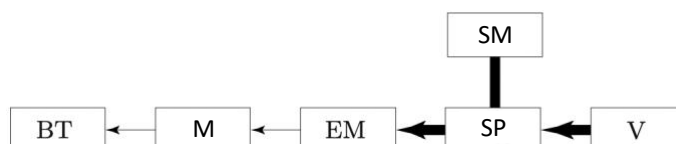


módů. Při rozjezdu a akceleraci spalovací motor dodává pouze zlomek požadovaného výkonu. Zbytek je požadovaného výkonu je pokryt elektromotorem. Tento jízdní mód je nazýván „Power assist mode“.



Obrázek 3 - Power assist mode ($0 < u < 1$) (upraveno z [1])

Během brzdění a záporných hodnot požadovaného výkonu je elektromotor přepnut do generátorového módu a je schopen rekuperace energii zpět do baterií.



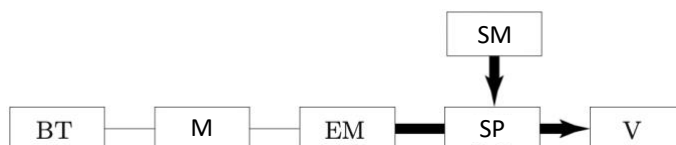
Obrázek 4 - Rekuperace ($u = 1$) (upraveno z [1])

Spalovací motor je pochopitelně možno nastavit do pracovní oblasti, kdy dodává vyšší výkon. V případě, kdy není veškerý výkon spalovací motoru spotřebován k pohonu vozidla, je zbylým výkonem napájena baterie, kdy je elektromotor opět v módu generátoru.

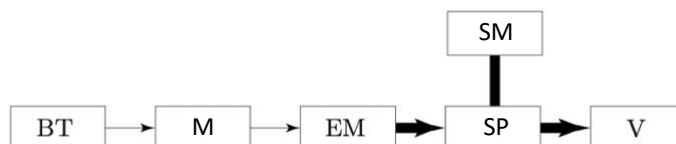


Obrázek 5 - Dobíjení baterie ($u < 0$) (upraveno z [1])

Vozidla s uspořádáním paralelního hybridu jsou schopna pracovat jako konvenční vozidlo se spalovacím motorem ($u = 0$) a také je možnost provozu s čistě elektrickým pohonem s nulovými lokálními emisemi ($u = 1$).



Obrázek 6 - Konvenční pohon spalovacím motorem ($u = 0$) (upraveno z [1])



Obrázek 7 - Čistě elektrický pohon ($u = 1$) (upraveno z [1])

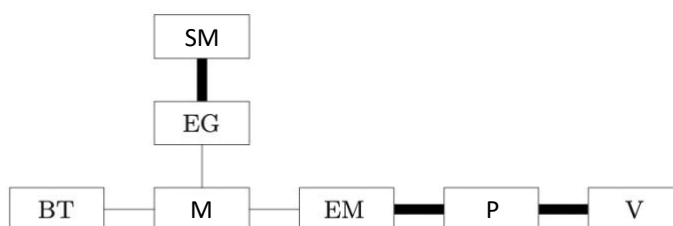
2.1.2 Sériový hybrid

2.1.2.1 Uspořádání

V sériovém provedení jsou spalovací motor s elektromotorem zapojeny „za sebou“ a není mezi nimi mechanická vazba. Na rozdíl od paralelního hybridu jsou kola poháněna čistě elektromotorem, který je větší, protože musí být dimenzován na maximální výkonové požadavky vozidla. Také již nemůže plnohodnotně zastat funkci generátoru. Spalovací motor má v tomto uspořádání funkci pomocné pohonné jednotky, která je připojena ke generátoru (EG). Jelikož spalovací motor neslouží k pohonu vozidla, může neustále pracovat v oblasti s optimální účinností. Proto má, v porovnání se spalovacím motorem u paralelního hybridu, znatelně nižší spotřebu paliva a produkci emisí. Díky čistě elektrickému pohonu, nemá toto uspořádání potřebu převodovky mezi hnacím ústrojím a koly, jelikož má elektromotor dobrou účinnost v širokém rozsahu otáček.

Sériové uspořádání vyžaduje spalovací motor, elektromotor a generátor, tudíž je celková hmotnost vozidla vyšší. Mezi další nevýhody patří dvojnásobná změna energie mezi spalovacím motorem a poháněnými koly, která má za následek větší ztráty energie a snížení účinnosti.

V principu sériový hybrid nabízí největší úsporu spotřeby paliva zejména v městském provozu. Naopak při vyšších rychlostech jeho efektivita klesá. Kvůli vyšší hmotnosti se může jeho celková spotřeba paliva vyrovnat nejmodernějším vozidlům, která mají pouze spalovací motor. [1][2][8]



Obrázek 8 - Schéma sériového hybridu (P – převodovka) (upraveno z [1])

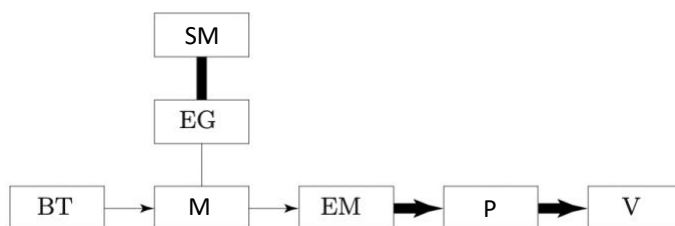
2.1.2.2 Jízdní módy

V případě sériového hybridu hraje na rozdělení výkonu značnou roli stav SOC. Koeficient u v tomto případě udává poměr výkonu dodávaného z/do baterií.

$$(3) P_{bat} = P_{poz} \cdot u$$

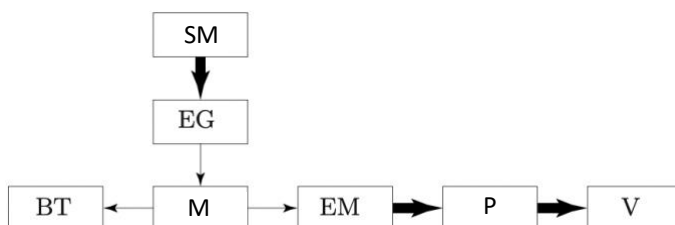


Pokud jsou baterie dostatečně nabité, a jsou schopny pokrýt požadovaný výkon k pohonu vozidla, je upřednostněn čistě elektrický režim ($u = 1$). Tento režim je využíván nejčastěji v městské dopravě a spalovací motor je úplně vypnut.



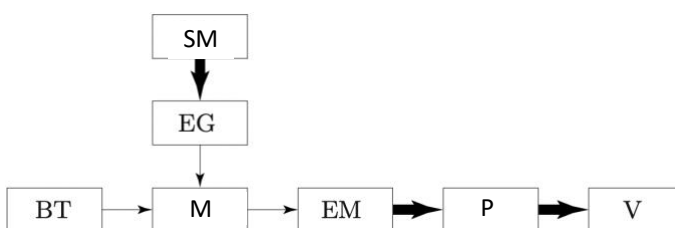
Obrázek 9 – Čistě elektrický mód ($u = 1$) (upraveno z [1])

Jakmile se dostane SOC na příliš nízké hodnoty, je nastartován i spalovací motor. Výkonové požadavky elektromotoru jsou pokryty spalovacím motorem a zbylý výkon dodávaný spalovacím motorem je využit k dobíjení baterií ($u < 0$). Tato konfigurace je často používanou v běžném provozu.



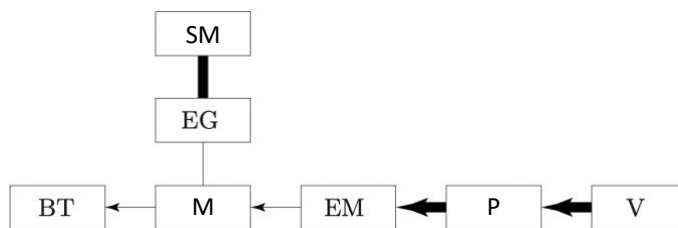
Obrázek 10 – Dobíjení baterie ($u < 0$) (upraveno z [1])

Pokud výkon dodávaný spalovacím motorem nepokrývá požadavky elektromotoru na pohon vozidla, je chybějící výkon dodáván přímo z baterie ($0 < u < 1$). Toto nastavení se používá pouze v případech vysokých požadovaných výkonů a v běžném provozu je používán zřídka.



Obrázek 11 – Hybridní pohon ($0 < u < 1$) (upraveno z [1])

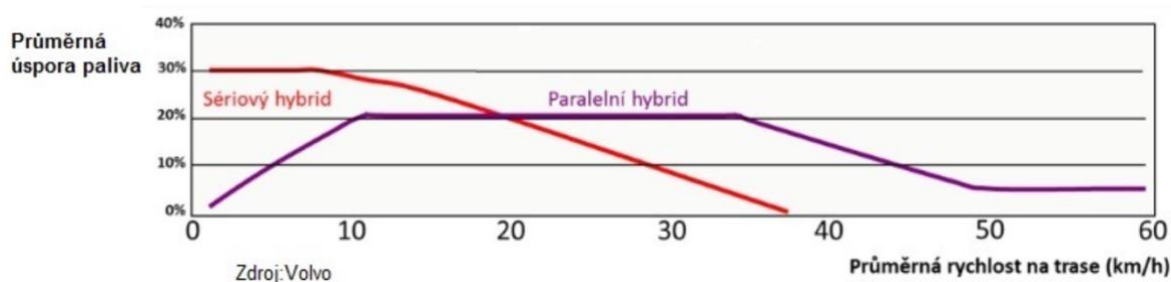
Posledním módem je rekuperace ($u = 1$). Během brzdění či stavech záporného požadovaného výkonu elektromotor plní funkci generátoru a část energie je vrácena zpět do baterií.



Obrázek 12 – Rekuperace ($u = 1$)(upraveno z [1])

2.1.3 Sério-paralelní (kombinovaný)

Uspořádání paralelního hybridu je spíše úspornější při vyšších rychlostech, kde se uplatní více mechanický přenos výkonu. Naopak sériové konfigurace mají navrch při nižších rychlostech v hustém provozu, kde je výhoda chodu spalovacího motoru v oblasti s optimální účinností. Jejich srovnání je vidět na obrázku 13.

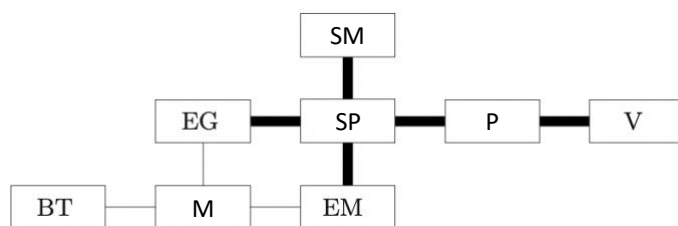


Obrázek 13 - Srovnání úspory paliva paralelního a sériového hybridu[4]

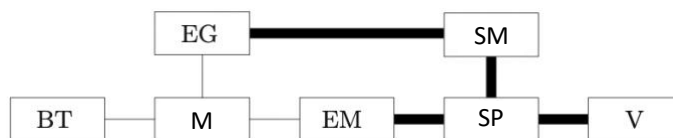
Z tohoto důvodu vznikají kombinované hybridy, které spojují tyto dvě základní konfigurace dohromady. [4]

2.1.3.1 Uspořádání

Sério-paralelní hybrid je kombinací dvou předchozích variant v jednom. V převážném množství případů se jedná o hybrid paralelní, který má rysy sériového hybridu. Existuje u něj jak mechanické, tak elektrické spojení spalovacího motoru se dvěma elektrickými stroji. Stejně jako u paralelního hybridu, je jeden elektrický stroj použit jako hnací agregát a generátor elektrické energie v režimu rekuperačního brzdění. Druhý elektrický stroj má pouze funkci generátoru, stejně jak je tomu u sériového uspořádání. Je používán k dobíjení baterií skrz spalovací motor a pro pokrytí stop-and-start operací. Jako příklad jsou uvedeny konfigurace s planetovým převodem (Obrázek 14) a bez něj (Obrázek 15). [1][2]

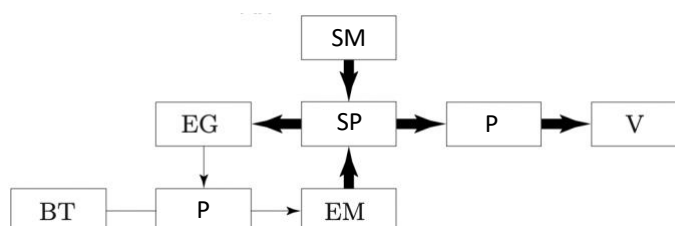


Obrázek 14 - Schéma sério-paralelního hybridu s planetovým převodem (upraveno z [1])

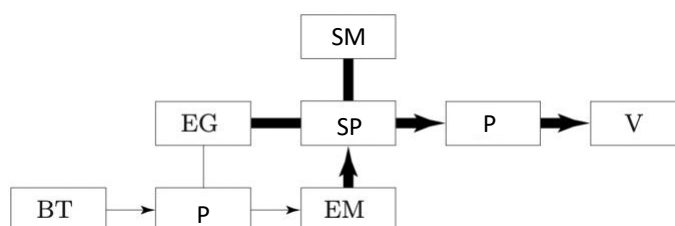


Obrázek 15 - Schéma sério-paralelního hybridu bez planetovým převodem (upraveno z [1])

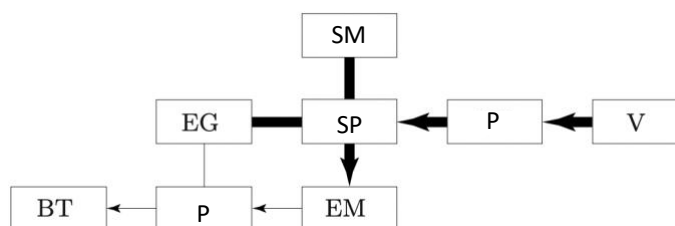
Díky děliči výkonu jsou kombinované hybridy schopny pracovat jak jako paralelní, tak jako sériové hybridy. Z toho plyne, že kombinované hybridy mají obdobné jízdní módy jako sériové a paralelní hybridy – čistě elektrický pohon, konvenční pohon, rekuperace, dobíjení baterie a power assist mód. Dělič výkonu s sebou ale nese i jistá omezení v možnostech toku energie. Například konvenční mód (k pohonu používán pouze spalovací motor) je spojen s tokem energie skrz generátor a elektromotor, jak je patrné z obrázku 16. [1][2]



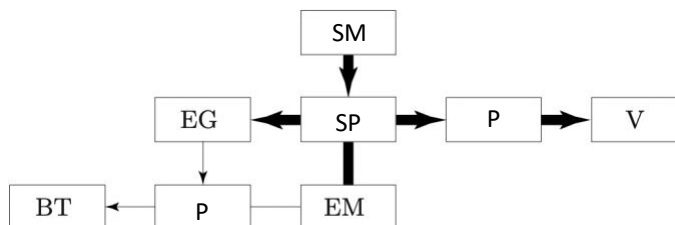
Obrázek 16 - Konvenční mód (upraveno z [1])



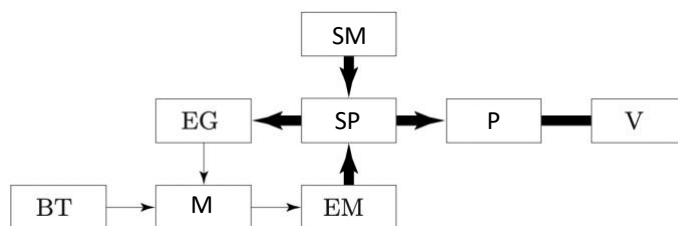
Obrázek 17 - Čistě elektrický mód (upraveno z [1])



Obrázek 18 – Rekuperace (upraveno z [1])



Obrázek 19 - Dobíjení baterie (upraveno z [1])



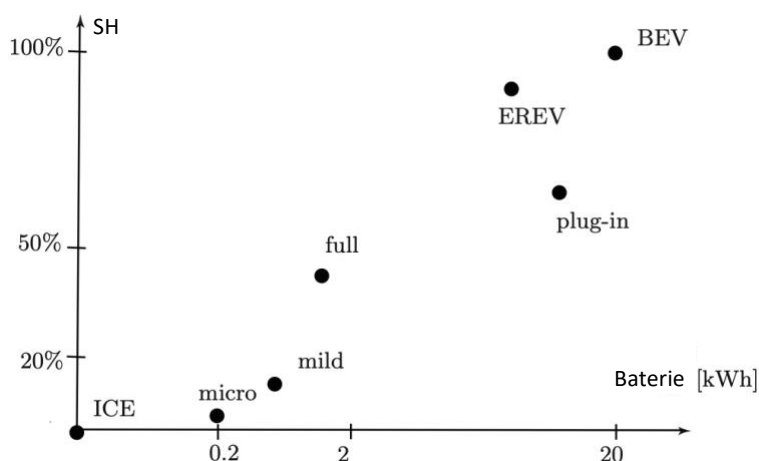
Obrázek 20 - "power assist" mód (upraveno z [1])

2.2 Rozdělení HEV dle stupně hybridizace

Bez ohledu na uspořádání hybridního vozidla se rozdělují dle stupně hybridizace. Stupeň hybridizace určuje podíl výkonu elektrického motoru na celkovém výkonu vozidla.

$$(4) SH = \frac{P_{EM_{max}}}{P_{EM_{max}} + P_{SM_{max}}}$$

Z rovnice (4) je patrné, že vozidlo s čistě elektrickým výkonem (BEV) má stupeň hybridizace 100 %, jelikož maximální výkon spalovacího motoru $P_{SM_{max}}$ je nulový. Naopak u vozidla, které má pouze spalovací motor (ICE), je nulový maximální výkon elektromotoru $P_{EM_{max}}$ a má tedy stupeň hybridizace 0 %. [1][4][8]



Obrázek 21 – Přehled stupně hybridizace jednotlivých typů vozidel (upraveno z [1])

Micro hybrid

Micro hybrid je nejnižším stupněm hybridizace (5–10 %). Vozidlo je poháněno čistě spalovacím motorem, ale na rozdíl od klasického vozidla se spalovacím motorem je opatřeno, dnes již velice rozšířeným, systémem START-STOP. Vozidlo je obstaráno malým elektromotorem, jehož výkon se pohybuje v jednotkách kW. Hlavní funkcí tohoto elektromotoru je automatický START-STOP systém a také zastává funkci alternátoru. Vozidlo nevyžaduje baterii s vysokou kapacitou, a proto postačuje baterie s napětím 12 V. Baterie jsou hlavně nabíjeny spalovacím motorem. V omezené míře mají některé micro hybridy schopnost rekuperovat brzdnou energii zpět do baterií. Jejich potenciál na snížení vyprodukovaných emisí CO_2 v městském provozu je do 10 %.



Mild hybrid

Mild hybrid je přechodový stupeň mezi micro a full hybridy s úrovní hybridizace 10–15 %. Vozidlo je stále poháněno převážně spalovacím motorem. Elektromotor disponuje výkonem do 20 kW. Z tohoto důvodu je už potřeba baterie s vyšším napětím (36–200 V). Elektromotor podporuje spalovací motor při zrychlení a vyšších požadavcích na výkon. Díky této výpomoci je možné ve vozidle použít menší spalovací motor, který by samostatně na pohon vozidla výkonově nebyl plně dostačující. Čistě elektrický mód je omezeně dostupný pro manévrování na parkovišti nebo při velmi malých rychlostech. Baterie jsou dobíjeny rekuperací a spalovacím motorem. Potenciál ke snížení vyprodukovaných emisí CO_2 v městském provozu může být až 25 %.

Full hybrid

Full hybridy dosahují stupeň hybridizace až 55 %. Disponují menším spalovacím motorem a větším elektromotorem (nad 30 kW). S vyšším výkonem elektromotoru jsou pochopitelně kladeny větší nároky na baterii, jejíž napětí se již pohybuje v rozmezí 200–500 V. Vozidlo může být poháněno jak spalovacím motorem, tak čistě elektromotorem, nebo kombinací obou hnacích agregátů. I přesto, že má full hybrid větší baterii, dojezd čistě elektrického pohonu se stále pohybuje v jednotkách až desítkách kilometrů. Proto je elektromotor využíván hlavně při rozjezdech a k podpoře spalovacího motoru při vyšších požadavcích na výkon. Čistě elektrická jízda je vhodná do městských center, kde se čím dál více vyskytují oblasti se zákazem vozidel se spalovacím motorem. Baterie jsou dobíjeny pomocí spalovacího motoru nebo rekuperací. Pro full hybrid se využívá se nejčastěji sério-paralelního koncepce. V městském provozu dosahuje snížení emisí CO_2 až o 50 %.

Plug-in hybrid

Mnohem vyšší stupeň hybridizace v porovnání se třemi předchozími případy. Vozidlo je po většinu času poháněno čistě elektromotorem. Disponují mnohem větší baterií a jejich dojezd na elektrický pohon se pohybuje v desítkách km. Plug-in hybridy umožňují napájení baterie přímo ze sítě a díky tomu lze během jízdy baterii vyčerpat až na hranici spodního limitu nabití. Během typického provozu nejprve vozidlo pracuje v čistě elektrickém módu až po vybití baterie na spodní limit nabití, kdy je následně dobíjena pomocí rekuperace nebo spalovacího motoru. Tyto jízdní módy se během provozu střídají tak, aby bylo dosaženo co nejlepší spotřeby. Plug-in hybridy jsou schopny snížit vyprodukované emisí CO_2 až o 75 %.

Range extender (EREV)

Tato skupina je z uvedených příkladů nejvíce podobná samotnému elektromobilu. Kromě elektromotoru pohánějícího kola jsou vybaveny velmi malým spalovacím motorem, který slouží jako záložní zdroj pro dobíjení baterií při delších trasách. Stejně jako je tomu u plug-



in hybridů, vozidlo pracuje v čistě elektrickém módu do chvíle dosažení spodního limitu nabití baterie. Při jeho dosažení začíná pracovat spalovací motor a jsou dobíjeny baterie.

3 Strategie řízení hybridních vozidel

Hybridní vozidla otevírají spoustu možností zefektivnění a zvýšení ekonomičnosti provozu, které konvenční vozidlo se spalovacím motorem není schopno nabídnout. Komplexnější koncepce hybridních vozidel však vyžaduje mnohem složitější řízení celého systému. Manuální řízení obou motorů a dalších komponent nutných k efektivnímu chodu systému je pro řidiče nepředstavitelné. Proto je pro maximalizaci potenciálu hybridů klíčové vytvoření správné strategie řízení, která bude reagovat na řidičovi požadavky a konfigurovat dle nich veškeré prvky hnacího systému. Cílem řídicí strategie je konfigurace celého systému vozidla tak, aby byly pokryty požadavky na pohon vozidla při minimální spotřebě energie a udržení SOC v požadovaném intervalu. K dosažení těchto cílů je používáno mnoho prostředků:

- Optimalizace průběhu jízdy (eco-driving)
- Optimální rozdělení výkonu mezi spalovací motor a elektromotor
- Udržování spalovacího motoru a elektromotoru v pásmu optimální účinnosti
- Maximální využití rekuperace při brzdění
- Zajištění potřebné teploty katalyzátoru (předehřátí)
- Kontrola stavu SOC
- Udržení optimální teploty baterie (předehřátí nebo chlazení)
- Prediktivní stanovení spotřeby energie a optimalizace průběhu nabíjení
- Minimalizace dobíjení baterie pomocí spalovacího motoru

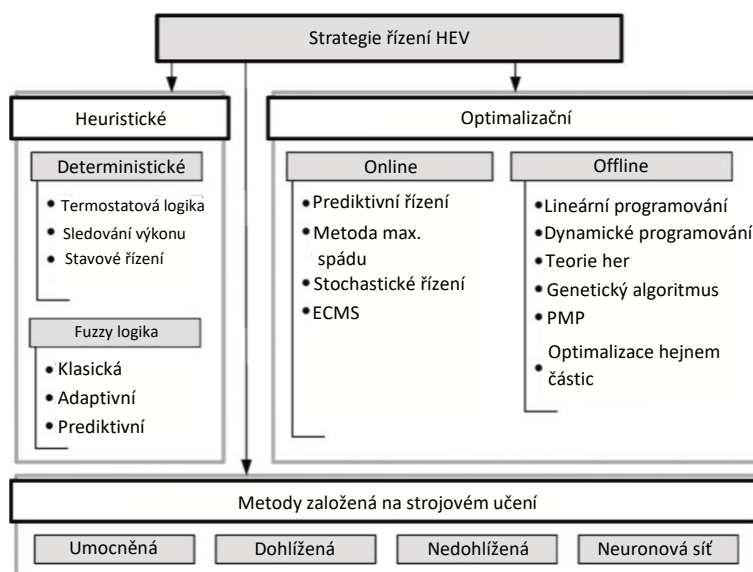
Podrobné detaily jednotlivých strategií automobilky dopodrobna nesdílejí, jelikož je to součástí jejich know-how, které si pochopitelně chrání. Obecně však lze řídicí strategie hybridních vozidel rozdělit do 3 základních skupin – heuristické, optimální a metody založená na strojovém učení (Obrázek 22). V následující kapitole budou obecně popsány tyto skupiny a vybrané metody, které do nich patří.

Heuristické řídicí strategie jsou nejjednodušší alternativou řídicí strategie. Jsou založeny na souhrnu předem daných pravidel, které jsou určeny na základě zkušeností odborníků, lidské intuice a mohou být určeny s pomocí matematického modelování.

Optimalizační řídicí strategie využívají analytické nebo numerické optimalizační metody k minimalizaci dané cenové funkce. Na základě znalosti jízdního cyklu můžeme optimální řídicí strategie rozdělit na online nebo off-line metody. Off-line metody optimalizují předem



známý jízdní cyklus a jde tedy o globální optimalizaci. Online metody průběh celého jízdního cyklu neznají a globální problém off-line strategií převádí na lokální optimalizační problém. metody založená na strojovém učení zaznamenávají v posledních letech velký pokrok, zejména díky vývoji umělé inteligence. Tyto strategie využívají historická data, získaná testovacími jízdními cykly, a data z reálné jízdy ke zvolení optimálního řešení. Metody založené na strojovém učení metody jsou velmi adaptivní a jsou schopny efektivně spravovat velké soubory dat pro různé externí podmínky nebo i různé charaktery řidičů a jejich řídicích stylů. Efektivita těchto strategií závisí na zkušebních datech, ze kterých je tvořena databáze. [2][4][6][18]

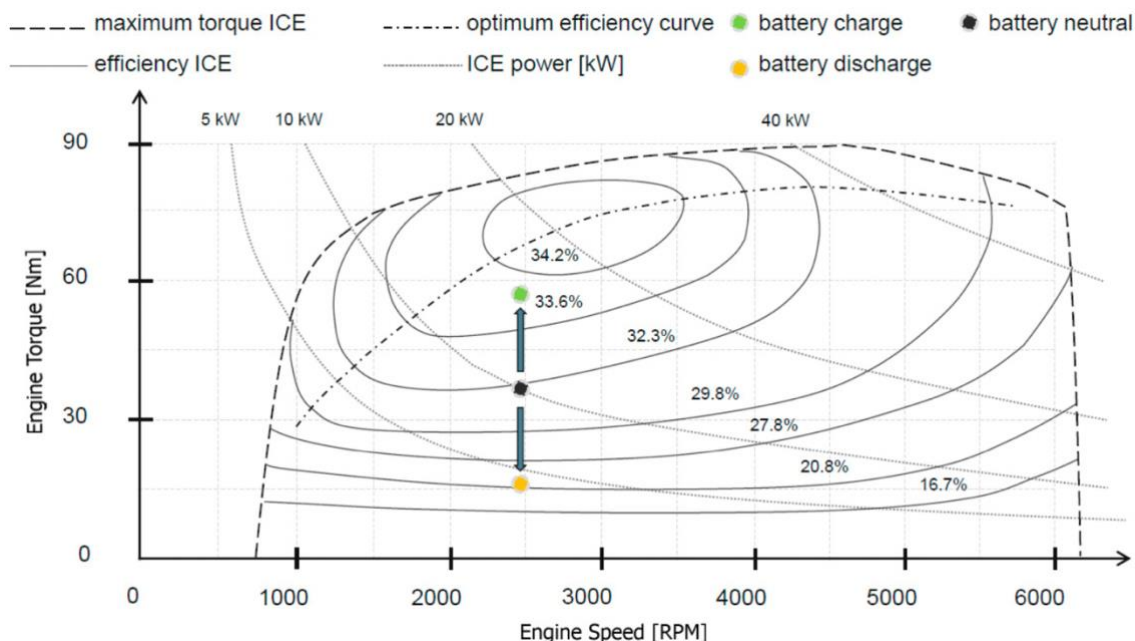


Obrázek 22 - Přehled řídicích strategií hybridních vozidel (upraveno z [18])

3.1 Heuristické metody

Jak již bylo zmíněno, heuristické strategie pracují na základě předem daných pravidel, které definují koeficient rozdělení výkonu u a volbu jízdního módu, bez jakékoliv znalosti jízdního cyklu. Všechny heuristické strategie se řídí dvěma základními principy.

Prvním principem je snaha o udržení pracovního bodu spalovacího motoru v oblastech s co nejvyšší účinností. Vysoké účinnosti dosahuje spalovací motor při vysokém zatížení. Pokud není možné dosáhnout vysoké účinnosti, měl by být upřednostněn čistě elektrický mód a spalovací motor by měl být vypnutý. Další možností dosažení vysokého zatížení spalovacího motoru je jeho přetížení a přebytečný výkon, který není potřebný k pohonu vozidla, využít k dobíjení baterií. U paralelních hybridů je úprava pozice pracovního bodu možná pouze za daných otáček. Sériové a kombinované hybridy umožňují další stupeň volnosti pro posun pracovního bodu, kterým je možnost úpravy i otáček spalovacího motoru. Příklad posunutí pracovního bodu při konstantních otáčkách je na obrázku 23.

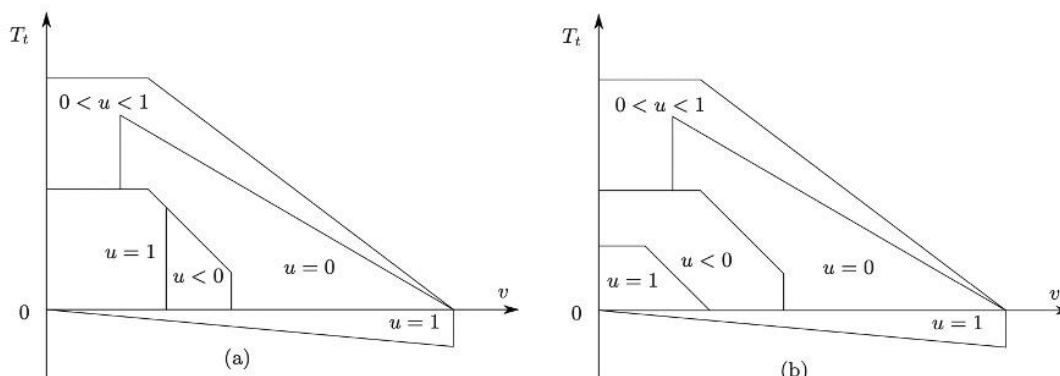


Obrázek 23 - Příklad posunutí pracovního bodu za daných otáček motoru [6]

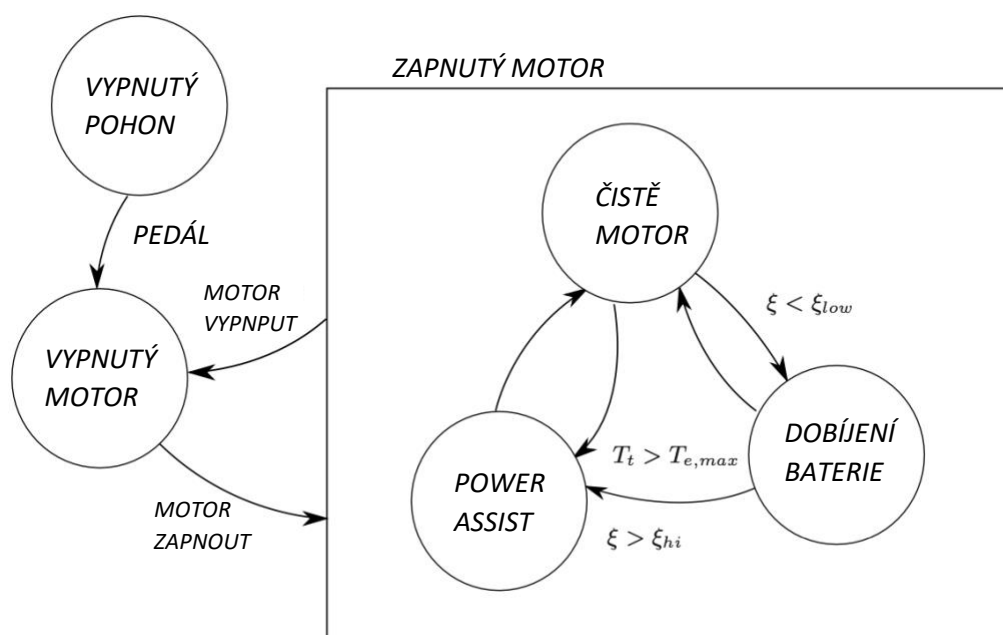
Druhým principem je regulace fáze nabíjení a dobíjení v závislosti na aktuální hodnotě SOC. To by se mělo pohybovat v předepsaném rozmezí a pokud se jeho hodnota vychýlí z požadovaných mezí, bude upřednostněn režim dobíjení, v případě nižších hodnoty SOC, nebo čistě elektrický režim pro případ vyšších hodnot SOC.

Existují dva přístupy implementace heuristických strategií. První princip je na základě předdefinovaných map, které mají jasně určené oblasti s jízdními módy, respektive koeficienty rozdělení výkonu u . Příklad takové mapy je ilustrován na obrázku 24, kde jsou definovány jízdní módy (viz. 2.1.1.3) pro vstupní veličiny požadovaný točivý moment a rychlost vozidla. Stav SOC má na formu mapy také vliv. Na obrázku 24a, který reprezentuje vozidlo s vyšším stavem SOC, je oblast čistě elektrického provozu ($u = 1$) mnohem větší, než je na obrázku 24b, reprezentující vozidlo s nižším stavem SOC.

Druhým principem je řízení dle jasně daných pravidel, které jsou definovány jako soubor stavů a podmínek. Pro přechod mezi jednotlivými jízdními módy je nutnost splnění veškerým stanovených podmínek. Příklad jednoduché strategie na tomto principu je znázorněn na obrázku 25.



Obrázek 24 – Příklad definované mapy pro hybrid s vysokým SOC (a) a s nízkým SOC (b) [1]



Obrázek 25 – Příklad souboru stavů pro řízení na základě pravidel (upraveno z [1])

Termostatová logika (on/off)

V této velmi jednoduché strategii pracuje spalovací motor při konstantním zatížení a otáčkách v oblasti s optimální účinností. Spalovací motor udržuje stav SOC mezi stanovenými limity a na základě hodnoty SOC je vypínán a zapínán. Díky striktně daným pravidlům tento přístup postrádá flexibilitu potřebnou k řízení různých jízdních cyklů. Z tohoto důvodu je termostatová logika použitelná pouze na předem daných trasách, například sériových hybridních autobusů hromadné dopravy. Příklad termostatové strategie je na obrázku 26.



```
if SOC < SOCmin then PICE = Ppoz + Pgen < PICEmax(nICE) ....začít dobíjet  
=> TICE , Tgen  
  
if SOC > SOCmax then PICE = Ppoz ; Pgen = 0 ....přestat dobíjet  
=> TICE , TGEN  
  
if Ppoz > k · PICEmax then PICE = k · PICEmax ; PEM = (Ppoz - k · PICEmax) < PEM_max ....boost  
=> TICE , TEM  
k = volitelná konstanta k ≤ 1
```



Obrázek 26 – Příklad pravidel termostátové logiky [4]

Fuzzy logika

Speciálním pojetím je tzv. fuzzy logika. Strategie pracuje na základě funkcí příslušnosti. Tyto funkce nemají ostré přechody. Tato vlastnost umožňuje pracovat v logických podmínkách i s necelými hodnotami těchto funkcí. Rovněž je podstatné, z jaké strany změna hodnoty funkce nastává. Všechny veličiny jsou popsány dvěma hodnotami – fyzikální hodnotou a hodnotou funkce příslušnosti. Pomocí těchto hodnot je vytvořena logická tabulka obsahující podmínky pro řízení pohonného ústrojí. Výhodou fuzzy logiky je odolnost vůči šumu měření a její adaptace při variabilitě komponent.

Velikou výhodou heuristických jednotek je jejich jednoduchá a robustní koncepce. Pokud jsou správně naladěny, mohou poskytnout velmi dobré výsledky v oblasti úspory paliva a udržitelnosti SOC. Jejich nevýhodou je však omezenost pravidel pro specifické případy, zpravidla homologované jízdní cykly, a nejsou tak schopny dobře reagovat na reálné jízdní podmínky. Navíc nutnost jejich kalibrace pro jednotlivé konfigurace vozidla činí jejich vývoj velmi časově náročným. Z těchto důvodů se spíše preferuje vývoj a použití optimálních strategií řízení. [1][2][4][17]

3.2 Optimalizační metody

Úlohou optimalizačních metod je nalezení optimálního řešení, které minimalizuje výkonnostní index a zároveň splňuje požadavky dynamických stavových proměnných. Stavové proměnné lze rozdělit na globální (např. SOC) nebo lokální (výkon, otáčky nebo točivý moment) stavové proměnné. Výkonnostní index, který je metodou minimalizován, nejčastěji reprezentuje hmotnostní tok paliva, ale může i zastupovat výfukové emise nebo přímo cenu provozu vozidla.

Jak již bylo zmíněno na začátku kapitoly, optimální metody se dle znalosti jízdního cyklu dělí na off-line (optimální) a online (sub-optimální) strategie. Výhodou off-line strategií je nalezení globálního optimálního řešení pro celkový jízdní cyklus na základě numerických metod. Tyto metody jsou však z výpočetního hlediska velice náročné. Pokud navíc vezmeme v úvahu nutnost znalosti celého jízdního cyklu, jsou off-line metody velice



nepraktické pro využití v reálném provozu. Nalézají však využití v oblasti výzkumu, kde slouží jako referenční cykly, například pro heuristické nebo online strategie.

Online metody využívají rovněž numerické metody k nalezení optimálního řešení. Nalezené řešení však nemusí být optimální v globální míře, jelikož je optimalizační problém řešen pouze pro daný časový okamžik. Tyto metody jsou vhodné pro využití v reálném provozu. Jejich výhodou je také značně menší výpočetní náročnost ve srovnání s off-line metodami. [2][6][17]

Hybridní vozidlo, jako matematický model, je popsáno kontrolními veličinami $u(t)$, stavovými veličinami $x(t)$ a vstupními veličinami $w(t)$. Hlavní vstupní veličiny $w(t)$ jsou definovány jízdním cyklem, který vozidlo projíždí. Na základě těchto vstupních veličin řídicí jednotka určí hodnotu kontrolní veličiny $u(t)$ tak, aby minimalizovala zvolený výkonnostní index J . Optimalizace může mít pro identické vstupní veličiny rozlišné výsledky. Výsledek optimalizace záleží na zvoleném výkonnostním indexu J a relevantních stavových proměnných $x(t)$ spolu s omezeními, která jsou s nimi spojena. [1]

Výkonnostní index

Pro objektivní porovnávání jednotlivých strategií je zaveden již zmiňovaný výkonnostní index J . Jeho zobecněný tvar je popsán rovnicí (5).

$$(5) J = \int_{t_0}^{t_1} c(w(t), u(t)) dt$$

Kde je výkonnostní index J pro časový interval $t = \langle t_0; t_1 \rangle$ definován cenovou funkcí c . Typickým výkonnostním indexem je celkový hmotnostní tok paliva \dot{m}_f . Pouhá spotřeba paliva však v dnešní době k ověření funkčnosti řídicí strategie stačí málokdy. Proto se často přidává například parametr emisí regulovaných znečišťujících látek, faktory ovlivňující jízdu samotnou či životnost baterie. V rámci jedné cenové funkce může být zahrnuto několik parametrů. V takovém případě je ale nutné zavést ekvivalenční faktor pro každý sledovaný parametr. [1]

Stavové proměnné

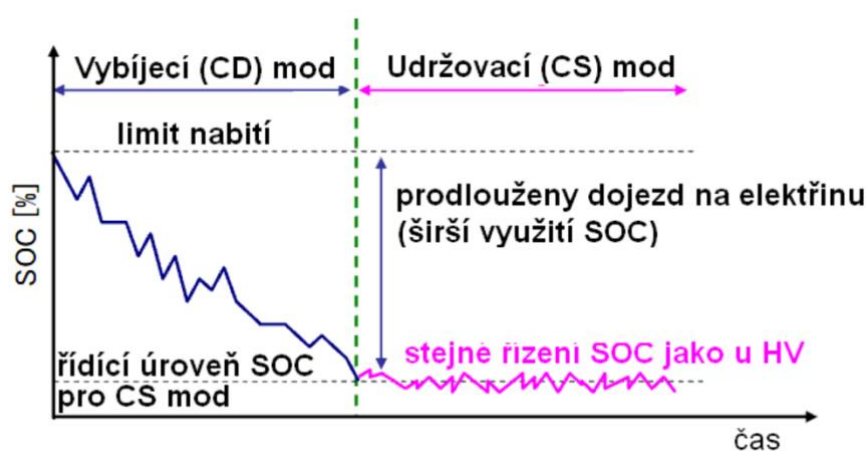
Stavové proměnné jsou úzce spojeny s dynamikou systému, který obecně zahrnuje mechanické, termální, elektrické a elektrochemické subsystémy. Hybridní vozidla bývají popsány kvazistatickými modely. Jejich využití výrazně sníží počet stavových proměnných. Stavový vektor je poté složen pouze s integrálními stavovými veličinami, jako je například SOC. HEV jsou většinou popsány kvazistatickými modely a díky tomu klesá počet proměnných. Proto je možné redukovat stavový vektor tak, aby obsahoval pouze integrální stavové veličiny. Častými stavovými veličinami jsou například SOC, veličiny související s životností baterie či teplotami.



Každá optimalizační metoda musí respektovat dynamiku dané stavové veličiny, která je popsána vztahem:

$$(6) \dot{x}(t) = f(w(t), u(t), x(t))$$

V případě SOC jako stavové veličiny $x(t)$, je nutné zavést omezení, která udržují její hodnotu ve vymezeném intervalu po celou dobu jízdního cyklu. Navíc je nutné minimalizovat odchylku konečné hodnoty od hodnoty cílové. Dle koncepce hybridního vozidla je alternativa dvou jízdních módů. Pro většinu hybridních vozidel je používán tzv. charge – sustaining mód, při kterém je cílová hodnota SOC totožná s hodnotou počáteční. Výjimkou jsou plug-in hybridy, u kterých je, díky podobnosti s čistě elektrickými vozidly, uplatňován tzv. charge – depleting mód. Při něm je cílová hodnota SOC nižší než počáteční.



Obrázek 27 - Příklad průběhu SOC pro Charge Depleting (CD) a Charge Sustaining (CS) módu u Plug-in hybridu [4]

Existují dva přístupy k udržení hodnot stavových veličin v jejich vymezených intervalech. V obou případech se okamžitá hodnota stavové veličiny $x(t)$ vztahuje k hodnotě cílové $x(t_f)$. Je definována penalizační funkce $\phi(x(t_f))$. V momentě odchýlení okamžité hodnoty od hodnoty cílové, je penalizační funkce přičtena k cenové funkci. Tím dojde k ovlivnění hodnoty výkonnostního indexu dle následujícího vztahu:

$$(7) J = \phi(x(t_f)) + \int_{t_0}^{t_1} c(w(t), u(t)) dt$$

Penalizace jsou dvojího typu. Prvním typem je tzv. měkká penalizace, která penalizuje odchylku od cílové hodnoty. Tento přístup je užitečný pro aplikace v reálném čase, jelikož jsou odchylky spojeny s budoucí spotřebou či úsporou paliva. Penalizační funkce může být lineární či kvadratická. Kvadratická funkce penalizuje bez ohledu, zda je odchylka v záporných nebo kladných hodnotách. Z tohoto hlediska je výhodnější použití lineární penalizační funkce. Příklad takové lineární funkce je popsán vztahem:

$$(8) \phi(x(t_f)) = \mu \cdot (x(t) - x(t_f))$$

Kde μ je pozitivní konstanta, která v tomto případě penalizuje použití baterií, aby uložená energie byla v budoucnu využita pro úspory spotřeby paliva.



Druhým přístupem je tzv. tvrdá penalizace. V tomto případě je vyžadována přesná shoda okamžité hodnoty s hodnotou cílovou. Tento přístup je aplikovatelný pouze na off-line simulace, kde mají jednotlivá řešení referenční hodnoty. Hodnota penalizační funkce pro tvrdou penalizaci může nabývat dvou hodnot:

$$(9) \phi(x(t_f)) = \begin{cases} 0, & x(t_f) = x(t) \\ \infty, & x(t_f) \neq x(t) \end{cases}$$

Lokální omezení

Na stavové a kontrolní proměnné je potřeba zavést také lokální omezení. Omezení se ve většině případů týkají fyzikálních limitů, jako je maximální točivý moment, výkon a otáčky motoru, nebo vymezení intervalu pro pohyb hodnoty SOC. Zavádí se především k zajištění plynulosti jízdy. [1]

3.2.1 Off-line optimalizační metody

V následující podkapitole bude uvedeno několik příkladu off-line optimalizačních metod, zejména metodě založené na Pontryaginově minimálním principu (PMP), na které je založena výsledná optimalizační strategie vytvořena v rámci této práce. Jak již bylo zmíněno, u všech těchto metod je nutná znalost celého jízdního cyklu předem. Těmito metodami je sice nalezeno globální řešení optimalizačního problému, to ale platí jen pro jeden konkrétní jízdní cyklus. Spolu se značnou výpočetní náročností je toto důvod, proč se off-line optimalizační metody používají hlavně jako benchmark pro jiné metody a nejsou používané v reálném provozu.

Dynamické programování

Jedná se o velmi často používanou přímou metodu k řešení optimalizačních problémů. Výpočetní náročnost s rostoucím celkovým časem jízdního cyklu roste pouze lineárně, což je velká výhoda. S každou přidanou stavovou veličinou však výpočetní náročnost roste exponenciálně. Proto se metoda využívá pouze pro jednodušší jízdní cykly a není vhodná do reálného provozu.

V první fázi je nutná diskretizace stavových a časových proměnných. Následně je vytvořena mřížka těchto proměnných, kde jsou jejich integrální (dle (7)) a dynamické (dle (6)) tvary nahrazeny těmi diskretizovanými.

Výkonnostní index J , definovaný dle rovnice (7), je rozšířen o tzv. Cost-to-go funkci Γ , která reprezentuje výkonnostní index optimální trajektorie z aktuálního stavu t do stavu konečného t_f .

Úvodní výpočet je prováděn zpětnou rekurzí, tedy od finálního stavu t_f do počátku jízdního cyklu t_0 . Na začátku výpočtu je definován stav funkce Γ :

$$(10) \quad \Gamma(t_f, \xi_i) = \phi(\xi_i)$$



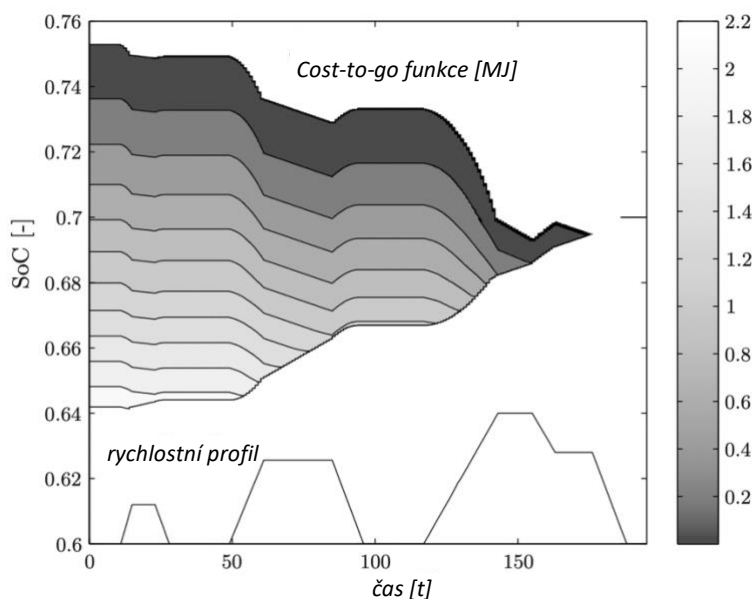
Kde ξ reprezentuje stavovou veličinu x , v tomto případě SOC.

Následně je hodnota funkce Γ vypočtena pro každý bod definované mřížky dle:

$$(11) \quad \Gamma(t_k, \xi_i) = \min_{u \in V} \{ \Gamma(t_{k+1}, \xi_i + f(w(t_k), u, \xi_i) \cdot \Delta t) + L(w(t_k), u) \cdot \Delta t \}$$

Kde V je podmnožina všech přijatelných řídicích vstupů u .

Argumenty získané minimalizací (11) jsou uloženy do funkce zpětnovazebního řízení, která je následně použita k rekonstrukci optimálních trajektorií pro dopředný výpočet z výchozího stavu $t = 0$.



Obrázek 28 - Příklad Cost-to-go funkce danou (11) (upraveno z [1])

Na obrázku 28 je příklad Cost-to-go funkce pro jízdní cyklus ECE. Je z něj patrný interval počáteční hodnoty SOC, ze kterých je možné dosáhnout v rámci tohoto cyklu na cílové hodnoty SOC.

Výsledná přesnost metody se odvíjí od přesnosti diskretizace jednotlivých veličin a následné interpolace hodnot, které se vyskytují mezi body získané mřížky. [1][2][17]

Pontryaginův minimální princip (PMP)

PMP je známou a používanou nepřímou metodou k řešení optimalizačních problémů. Použití minimálního principu nabízí možnost snížení výpočetní náročnosti, která je obecně nevýhodou off-line optimalizačních metod.

Výkonnostní index je definována Hamiltonou funkcí H :

$$(12) \quad H(t, \xi, u, \mu) = c(w(t), u) + \mu \cdot f(w(t), u, \xi)$$

Metoda převádí globální optimalizační problém na lokální, který spočívá v nalezení právě takové hodnoty řídicí proměnné u° , pro kterou je hodnota Hamiltonovy funkce minimální v každém výpočetním kroku. Problém je popsán následující rovnicí:

$$(13) \quad u^\circ(t) = \underset{v}{\operatorname{arg\,min}} \{ H(t, \xi(t), v, \mu(t)) \}$$



Kde parametr $\mu(t)$ je tzv. costate optimalizační úlohy a funkce f , která představuje změnu stavové veličiny SOC pro daný časový krok. Parametr $\mu(t)$ je popsán Euler-Lagrangeovou rovnicí:

$$(14) \quad \dot{\mu}(t) = -\frac{\partial}{\partial \xi} f(w(t), u(t), \xi(t))$$

Okrajová podmínka tohoto parametru je definována pro konečný stav jízdního cyklu (vztah (15)), kdežto okrajová podmínka pro proměnnou ξ je předepsána pro počáteční stav.

$$(15) \quad \mu(t_f) = \frac{\partial \phi}{\partial \xi(t_f)}$$

Tímto dochází ke dvoubodové okrajové podmínce, která musí být numericky vyřešena.

Ve srovnání s dynamickým programováním, které počítá všechny možné stavy, nemusí metoda PMP vždy zaručit globální optimální řešení. Nabízí však výrazně menší výpočetní náročnost ve srovnání s dynamickým programováním. Její princip je využíván u online metody minimalizace ekvivalentní spotřeby paliva, která bude probrána v následující podkapitole. [1][7][16][17]

3.2.2 Online (suboptimální) optimalizační metody

Online metody jsou lokální optimalizační metody, které dopředu nepotřebují definici celého jízdního cyklu, ale zároveň nezaručují globální optimálnost nalezeného řešení. Jedná se zejména o metody minimalizace ekvivalentní spotřeby (ECMS) a metody prediktivního řízení. Optimální hodnoty řídicích proměnných jsou počítány pro jeden konkrétní časový okamžik. Ve výpočtu mohou být také použita data z minulých stavů hnacího ústrojí nebo odhad budoucího průběhu vstupních veličin. Online metody nalézají díky nízké výpočetní náročnosti uplatnění v reálném provozu. [6][17]

Minimalizace ekvivalentní spotřeby (ECMS)

ECMS je velmi často používaná online optimalizační metoda, která je založena na Pontryaginově minimálním principu. Cílem je nalezení takové hodnoty kontrolní veličiny u , pro kterou je minimalizována ekvivalentní spotřeba, která reprezentuje výkonnostní index pro ECMS strategie. Ekvivalentní spotřeba m_{ekv} je obdobou Hamiltonovy funkce (12) z PMP. Nejčastěji kombinuje reálnou spotřebu paliva spalovacího motoru m_{pal} s ekvivalentem spotřeby elektrické energie ξ . Tento případ je popsán rovnicí (16).

$$(16) \quad m_{ekv}(u(t), t, s(t)) = m_{pal}(w(t), u(t)) + s(t) \cdot \xi(w(t), u(t))$$

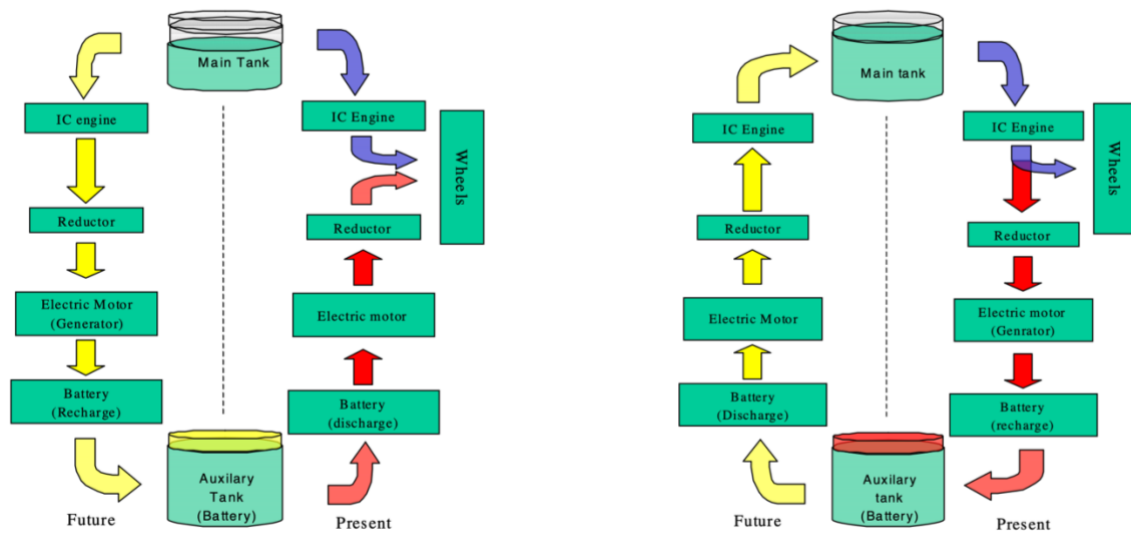
Zahrnutý mohou být také jakékoliv jiné sledované parametry řídicí strategie, jako jsou například výkonové ztráty nebo emise CO_2 . Rozdílem metod PMP a ECMS je ve váhovém faktoru. PMP používá costate μ , který je konstantní po celou dobu jízdního cyklu. ECMS využívá ekvivalentní faktor s , jehož hodnota je během jízdy neustále aktualizována.

Pro správné fungování strategií založených na ECMS je hodnota ekvivalenčního faktoru klíčová. Ten je v průběhu jízdního cyklu aktualizován na základě několika činitelů. Mezi ně



patří například cílová hodnota SOC a její limitní hodnoty, směr elektrického proudu (vybití nebo nabíjení baterie), současné nebo budoucí jízdní podmínky, aktuální hodnota SOC či stárnutí baterie, které negativně ovlivňuje výkon a celkový reálný dojezd.

Existuje spousta studií, které jsou věnovány způsobům online adaptace ekvivalentního faktoru s během jízdního cyklu. Ve zbytku této podkapitoly budou popsány vybrané z nich. Jeden z prvních, kdo se metodám ECMS věnoval, byl G. Paganelli. V práci [19] navrhl řídicí strategii pro *charge – sustaining* mód experimentálního paralelního hybridu. Baterii zde popisuje jako pomocnou nádrž vozidla. Na obrázku 29 vlevo je energie v současném časovém okamžiku použita k částečnému pohonu vozidla. Pro zachování *charge – sustaining* módu bude muset být tato energie v budoucnu vrácena zpět do baterií. Naopak na obrázku 29 vpravo je energie do baterií dodávána z hlavní nádrže. Ta reprezentuje budoucí úsporu paliva hlavní nádrže.



Obrázek 29 - Tok výkonu pro vybití (vlevo) a nabíjení (vpravo) baterie v aktuálním čase [19]

Celková ekvivalentní spotřeba m_{tot} je součet skutečné spotřeby paliva spalovacího motoru m_{ICE} a ekvivalentní spotřeba elektromotoru m_{eq} . Ekvivalentní spotřeba elektromotoru je definována jako spotřeba spalovacího motoru, která bude spotřebována navíc, nebo naopak ušetřena, aby byla vyrovnána energie v bateriích. Výpočet ekvivalentní spotřeby záleží, zda je baterie nabíjena ($T_e < 0$) nebo vybíjena ($T_e \geq 0$).

$$(17) \quad m_{ekv}(\omega_e, T_e) = \begin{cases} \frac{SFC_{rech} \cdot P_e(\omega_e, T_e)}{\bar{\eta}_e \cdot \bar{\eta}_{batt} \cdot 3,6 \cdot 10^6}, & \text{pro } T_e < 0 \\ \frac{SFC_{dis} \cdot P_e(\omega_e, T_e) \cdot \bar{\eta}_e \cdot \bar{\eta}_{batt}}{3,6 \cdot 10^6}, & \text{pro } T_e \geq 0 \end{cases}$$

Kde SFC_{rech} a SFC_{dis} reprezentují průměrnou specifickou spotřebu paliva v g/kWh pro stav nabíjení, resp. dobíjení baterie, $\bar{\eta}_e$ a $\bar{\eta}_{batt}$ jsou průměrné hodnoty účinnosti elektromotoru a baterie, $P_e(\omega_e, T_e)$ je výkon elektromotoru při úhlové rychlosti ω_e a točivém momentu T_e . Celková ekvivalentní spotřeba je poté vypočtena dle vztahu:

$$(18) \quad m_{tot}(k(t), T_{th}(t)) = m_{ICE}(k(t), T_{th}(t)) + m_{ekv}(k(t), T_{th}(t))$$



Strategie zvolí pro každý časový krok pracovní bod $(k^*(t), T_{th}^*(t))$, který minimalizuje hodnotu vztahu (18). Tento přístup nemůže zachovat *charge – sustaining* mód. Proto je zavedena korekce ekvivalentní spotřeby $S(k(t), T_{th}(t))$ na základě odchylky od požadované hodnoty SOC. Korekce je omezena na maximální hodnotu S_{max} . V tomto případě je její závislost na odchylce od požadovaného SOC definována mapou. Výpočty byly provedeny pro strategií s korekcí ekvivalentní spotřeby i bez ní. Se zavedenou korekcí byla finální odchylka o 50 % než při nekorigované variantě.

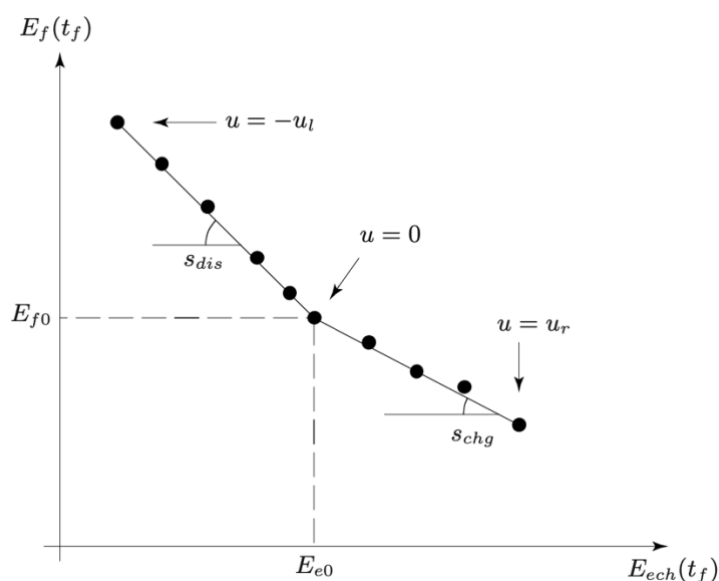
Dalším vybraným přístupem, který je popsán [1], je adaptace pomocí váhové funkce dvou konstantních ekvivalentních faktorů. Ty jsou definovány pro stav vybíjení (s_{dis}) a pro stav nabíjení baterie (s_{chg}). hodnota finálního ekvivalentního faktoru je dána podmínkou:

$$(19) \quad s_0 = \begin{cases} s_{dis}, E_{ech}(t) < 0 \\ s_{chg}, E_{ech}(t) > 0 \end{cases}$$

$$(20) \quad s_{dis} = \frac{1}{\bar{\eta}_e \cdot \bar{\eta}_f}, s_{chg} = \frac{\bar{\eta}_e}{\bar{\eta}_f}$$

Kde $E_{ech}(t)$ je spotřeba elektrické energie, $\bar{\eta}_e$ je průměrná účinnost elektrické cesty a $\bar{\eta}_f$ průměrná účinnost termální cesty. Tento přístup je, podobně jako [19], značně závislý na určení průměrných účinností a často je nutnost doplnění o heuristické korekce, aby se předešlo velkým výchytkám SOC.

Vylepšení tohoto přístupu je definování s_{dis} a s_{chg} na základě spotřebované elektrické energie $E_{ech}(t_f)$ a spotřebované energie paliva $E_f(t_f)$ během referenčního cyklu o délce t_f s podobnými řídicími podmínkami. Příklad tohoto přístupu je na Obrázek 30.



Obrázek 30 – Závislost $E_f(t_f)$ a $E_{ech}(t_f)$ pro danou konfiguraci vozidla a daný jízdní cyklus [1]



V bodě $u = 0$ jde o jízdu čistě spalovacím motorem. Tento bod rozděluje křivku na dvě ramena, která mají obě téměř lineární průběh. Sklon těchto ramen je právě ekvivalentní faktor s_{dis} , resp. s_{chg} .

V reálném provozu dopředu neznáme znaménko spotřeby elektrické energie $E_{ech}(t)$, aby bylo možné jednoznačně určit ekvivalentní faktor dle (19). Proto se zavádí pravděpodobnostní funkce $p(t)$, která je definována vztahem:

$$(21) \quad p(t) = \frac{E_e^+(t)}{E_e^+(t) - E_e^-(t)}$$

Kde $E_e^+(t)$ a $E_e^-(t)$ jsou maximální možné kladné a záporné hodnoty spotřebované elektrické energie do konce jízdního cyklu pro dosažení cílových hodnot SOC. Hodnota pravděpodobnostní funkce se pohybuje v intervalu od 0 do 1. Hodnota okamžitého ekvivalentního faktoru $s(t)$ je definována dle rovnice:

$$(22) \quad s(t) = p(t) \cdot s_{dis} + (1 - p(t)) \cdot s_{chg}$$

Další alternativou je použití tzv. PID (proporcionální – integrální – derivační) regulátorů. Proporcionální složka reprezentuje současný stav, integrální reprezentuje předchozí stavy a derivační stavy nadcházející. Díky jejich robustnosti, jednoduché implementaci a nízkým výpočetním nárokům jsou tyto zpětnovazební kontrolory často využívány pro řízení založené na SOC. Obecně jsou PID regulátory popsány rovnicí:

$$(23) \quad s(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{e(t)}{dt}$$

Kde K_p , K_i a K_d je konstanty zesílení pro jednotlivé členy a $e(t)$ je chybová veličina, která definuje odchylku od požadované hodnoty.

Proporcionální regulátory pracují pouze se současnými podmínkami. Dále je možné rozdělení na regulátory s lineární nebo nelineární (tangenciální) zpětnou vazbu. Jednoduchý model proporcionálního lineárního regulátoru byl navržen v [20] a následně byla provedena analýza jeho citlivosti na vstupní hodnoty počátečního ekvivalentního faktoru s_0 a konstanty proporcionálního zesílení K_{ps} . Výsledný ekvivalentní faktor byl definován rovnicí:

$$(24) \quad s(\xi(t), t) = s_0 + K_{ps}(\xi_t - \xi(t))$$

Kde člen $\xi_t - \xi(t)$ reprezentuje odchylku od cílového SOC. Provedenou analýzou bylo zjištěno, že navržený regulátor dosahuje uspokojivě konzistentních výsledků při rozlišných vstupních hodnotách a je schopen dosáhnout požadovaných hodnot při uspokojivé úspoře paliva.

K dosažení lepších hodnot je možné využitím nelineárního kontroloru, který nabízí dynamičtější penalizaci odchylky od cílových hodnot SOC. V oblasti počátečního ekvivalentního faktoru s_0 , který byl definován na základě off-line optimalizace pro jeden zvolený jízdní cyklus, zůstávají hodnoty ekvivalentního faktoru déle než u kontroloru



lineárního. Naopak při vyšších odchylkách je díky povaze funkce tangens, která se bude u krajních hodnot limitně blížit nekonečnu, bude penalizace mnohonásobně větší. Příklad definice takového regulátoru je popsán následující rovnicí:

$$(25) \quad s(\xi(t), t) = s_0 + l_s \tan\left(\frac{l_r \pi}{2} (\xi(t) - \xi_t)\right)$$

Kde l_s určuje sklon tangenty v okolí bodu s_0 a l_r definuje rozsah tangenty v daných mezích SOC. Parametr l_r může mít také vliv na sklon křivky v okolí bodu s_0 . U tohoto případu je potřeba určit jak počáteční hodnoty ekvivalenčního faktoru s_0 , tak parametry l_s a l_r , které rovněž mají významný vliv na chování regulátoru.

Vztah (25) je možné rozšířit o člen $\Delta\xi$ určující povolené odchylky od cílového SOC, tedy definování intervalu, ve kterém se SOC může pohybovat. V případě, že předem známe celkovou délku jízdního cyklu, může se povolená odchylka $\Delta\xi$ s ujetou dráhou zmenšovat. Tím získáme mnohem větší povolené rozmezí hodnot SOC na začátku jízdního cyklu, a naopak daleko přísnější kritéria ke konci cyklu, kdy je potřeba, aby se hodnota SOC pohybovala velice blízko k hodnotě požadované. [1][17][18]

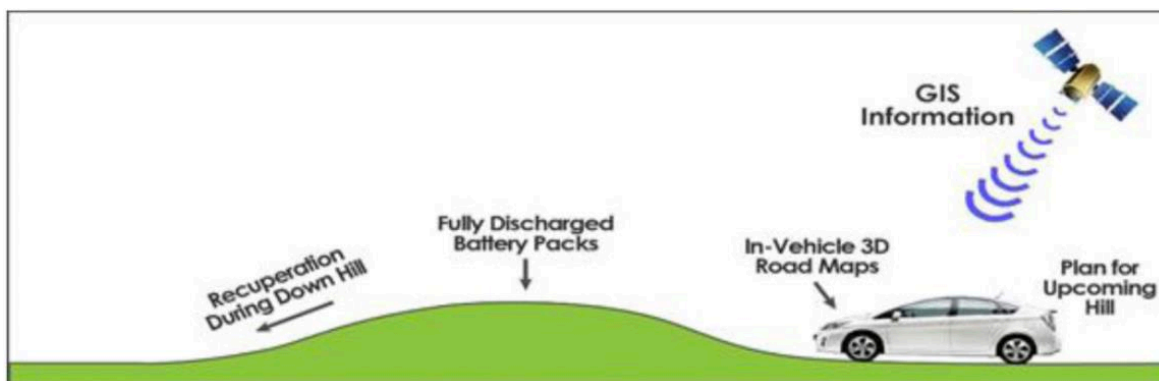
Metody prediktivního řízení (MPC)

Tyto metody vznikly pro implementaci metodiky dynamického programování do reálného provozu. Získání kompletní informace o jízdním profilu je teoreticky možné u vozidel hromadné dopravy, které se pohybují po předem stanovených trasách a kontrolní veličiny jsou závislé na aktuální poloze vozidla, nikoliv na čase.

Pro uplatnění v osobní dopravě je prováděn odhad nadcházejících výkonových požadavků pro kratší klouzavý časový horizont t_c ($t_c < t_f$). Následně je na tento časový horizont aplikována metoda dynamického programování pro výpočet řídicích veličin.

Online predikce výkonových požadavků je prováděna na základě údajů o jízdním profilu, jako je např. maximální povolená rychlost, poloměr zatáček, resp. maximální bezpečná rychlost, sklonu vozovky nebo i údajů o dopravní situaci. Tyto data jsou získávány z GPS a palubní navigace.

Příklad prediktivního řízení v praxi je znázorněn na obrázku 31. Pro nadcházející jízdu do kopce bude využito více energie z baterií, aby elektromotor spalovacímu motoru napomohl splnit vyšší výkonový požadavek a snížil tím jeho spotřebu. Díky následné jízdě z kopce se část spotřebované energie vrátí zpět do baterií díky rekuperaci, která je schopna rekuperovat mnohem více energie, než by bylo možné během obdobné jízdy na rovině. [1][2][17]



Obrázek 31 - Prediktivní řízení pro nadcházející jízdu do kopce [21]

4 Vývoj algoritmu

Hlavním cílem této práce je návrh řídicího lokálně optimálního algoritmu paralelního hybridního vozidla typu P2. Nejprve bude provedena off-line optimalizace na základě Pontryaginova minimálního principu. Následně budou výsledky off-line optimalizace využity k návrhu online řídicí strategie založené na přístupu ECMS. V této kapitole bude popsán kompletní postup návrhu od hodnot základních konstant až po samotnou řídicí strategii a její optimalizaci.

4.1 Konstanty a parametry vozidla

V rámci celé práce je počítáno s hodnotami tíhového zrychlení $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ a hustotou vzduchu $\rho_{vzd} = 1,25 \text{ kg/m}^3$, které jsou udávány pro běžné podmínky.

Modelové vozidlo je hybridní automobil s topologií P2. Elektromotor je tedy umístěn mezi spalovacím motorem a převodovkou. Tato topologie byla zvolena, jelikož se jedná o nejrozšířenější uspořádání pro paralelní hybrid. V tabulkách 1 – 5 jsou shrnuty zadané vstupní parametry, použité v rámci této práce.

<i>Hmotnost vozidla s posádkou m_c [kg]</i>	<i>1810</i>
<i>Dynamický poloměr pneumatiky r_d [m]</i>	<i>0,3155</i>
<i>Součinitel odporu valení f [–]</i>	<i>0,01</i>
<i>Čelní plocha vozidla S_x [m²]</i>	<i>2,2</i>
<i>Součinitel odporu vzduchu c_x [–]</i>	<i>0,306</i>

Tabulka 1 - Parametry vozidla

<i>Převodové poměry i_{hp} [–]</i>	<i>[3,78; 2,05; 1,28; 0,94; 0,78; 0,67]</i>
<i>Převod stálého převodu i_s [–]</i>	<i>3,56</i>
<i>Účinnost stálého převodu η_s [%]</i>	<i>95</i>
<i>Účinnost hlavní převodovky η_p [%]</i>	<i>98</i>

Tabulka 2 - Parametry převodového ústrojí



Spalovací motor

Hlavním pohonným agregátem hnací soustavy je spalovací motor. V práci je definován úplnou charakteristikou (Graf 1). Pro spalovací motor je nutné definovat jeho pracovní oblast. Prvním omezením je rozsah otáček, kde spalovací motor musí pracovat mezi volnoběžnými otáčkami a maximálními otáčkami.

$$(26) \quad n_{minSM}(t) \leq n_{SM}(t) \leq n_{maxSM}(t)$$

Další omezení je dáno vnější charakteristikou motoru, kdy točivý moment nesmí přesáhnout maximální hodnot pro dané otáčky.

$$(27) \quad M_{SM}(t) \leq M_{maxSM}(n_{SM}(t))$$

Zásadní výstupní veličina pro optimalizační strategii je spotřeba paliva. Ta je vypočtena pomocí měrné spotřeby paliva m_p , která je závislá na otáčkách spalovacího motoru a točivém momentu. Výsledná spotřeba paliva g/h je dána následujícím vztahem:

$$(28) \quad \dot{m}_{pal} = m_{pal}(n_{mot}(t), M_{SM}(t)) \cdot M_{SM}(t) \cdot \omega_{mot}(t)$$

V rámci optimalizace bude použita spotřeba v g , pro kterou platí vzorec:

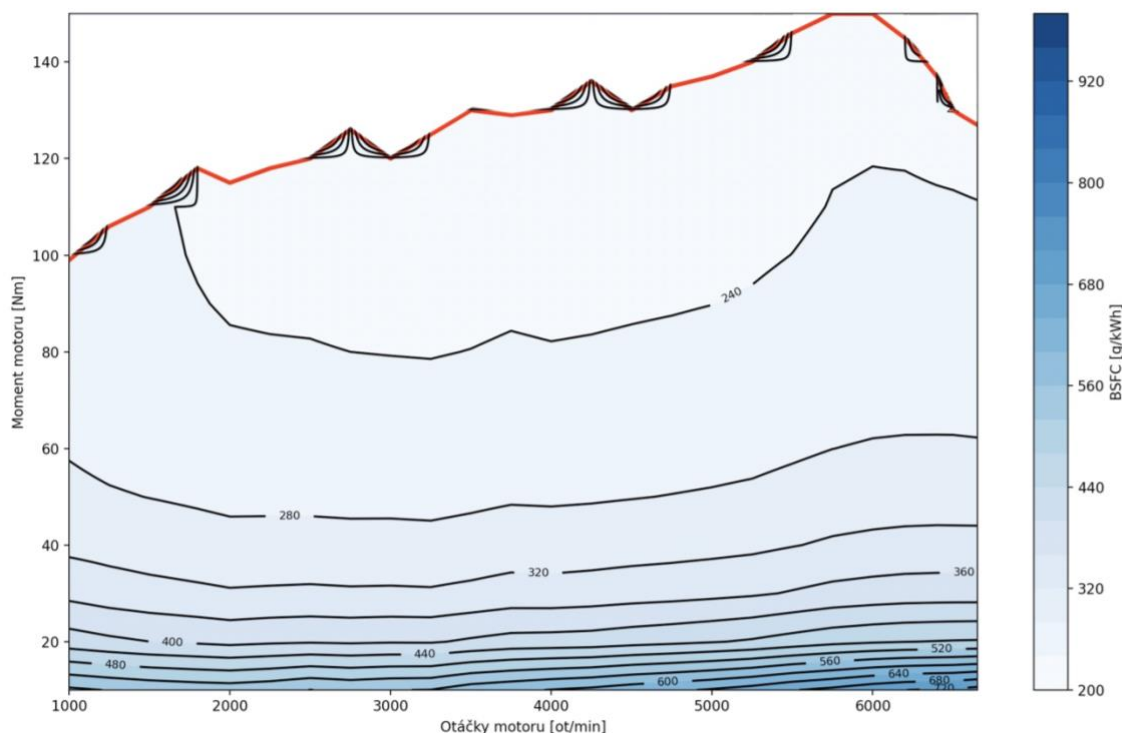
$$(29) \quad \dot{m}_{pal}[g] = m_{pal}(n_{mot}(t), M_{SM}(t)) \cdot M_{SM}(t) \cdot \omega_{mot}(t) \cdot \frac{\Delta t[s]}{3600}$$

Typicky se spotřeba paliva uvádí v jednotkách $l/100km$ a je to hodnota, kterou si každý umí představit. Proto je potřeba náležitě upravit vztah (28):

$$(30) \quad \dot{m}_{pal}[l/100km] = \frac{\dot{m}_{pal}[g/h] \cdot t_{cetek}[s]}{\rho_{pal}[kg/m^3] \cdot s_{cetek}[m]} \cdot \frac{100}{3,6}$$

Maximální výkon SM $P_{maxSM}[kW]$	96
Maximální moment SM $M_{maxSM}[Nm]$	150
Volnoběžné otáčky $n_{minSM}[min^{-1}]$	1000
Maximální otáčky $n_{maxSM}[min^{-1}]$	6650
Výhřevnost paliva $H_{ben}[MJ/kg]$	44
Hustota paliva $\rho_{pal}[kg/m^3]$	740

Tabulka 3 - Parametry spalovacího motoru



Graf 1 - Úplná charakteristika spalovacího motoru

Elektromotor

V práci je používán asynchronní elektromotor s maximálním výkonem 65 kW. Jak již bylo zmíněno, elektromotor může pracovat ve dvou režimech – motorový a generátorový. Vztahy mezi výkonem P_{EM} a točivým momentem M_{EM} se pro tyto dva režimy liší s ohledem na účinnost elektromotoru η_{EM} .

$$(31) \quad P_{EM}(t) = \frac{M_{EM}(t) \cdot \omega(t)}{\eta_{EM}(\omega(t), M_{EM}(t))}, \text{ pro } M_{EM}(t) \geq 0$$

$$(32) \quad P_{EM}(t) = M_{EM}(t) \cdot \omega(t) \cdot \eta_{EM}(\omega(t), M_{EM}(t)), \text{ pro } M_{EM}(t) < 0$$

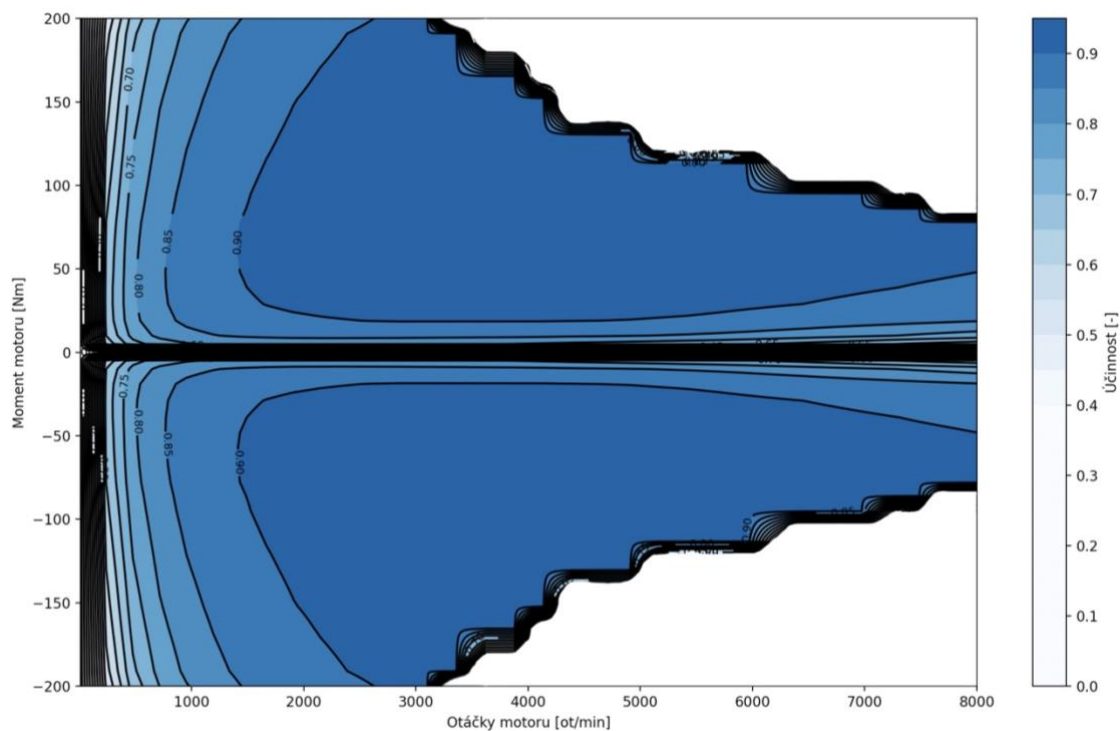
Vztah (31) platí pro režim motorový a vztah (32) platí pro režim generátorový. Hodnota účinnost η_{EM} je závislá na otáčkách motoru a hodnotě točivého momentu. Její rozložení je znázorněno v grafu 2. Mapa účinnosti je definována pouze pro I. kvadrant ($+n_{EM}, +M_{EM}$), proto je mapa účinnosti generátorového režimu ve IV. kvadrantu ($+n_{EM}, -M_{EM}$) identická. Jelikož se jedná o hybridní vozidlo typu P2, proto nemusí být otáčky elektromotoru nijak omezeny podmínkou, jako je tomu u spalovacího motoru (26). Elektromotory pracují již od nulových otáček a maximální otáčky jsou nižší než u spalovacího motoru, který má s elektromotorem otáčky shodné. Omezení je potřeba pouze pro točivý moment M_{EM} , který nesmí přesáhnout maximální hodnoty, dané vnější charakteristikou elektromotoru, tedy:

$$(33) \quad M_{EM}(t) \leq M_{maxEM}(n_{SM}(t))$$



Maximální výkon EM $P_{maxEM} [kW]$	65
Maximální moment EM $M_{maxEM} [Nm]$	200
Maximální otáčky $n_{maxEM} [min^{-1}]$	8000
Jmenovité otáčky $n_{corEM} [min^{-1}]$	3104

Tabulka 4 - Parametry elektromotoru



Graf 2 - Mapa účinnosti elektromotoru

Baterie

Baterie je definována modelem z [1]. Nejdůležitější veličinou u baterie je její SOC. To je vypočteno dle rovnice:

$$(34) \quad \xi(t+1) = \xi(t) + \dot{\xi}(t)$$

Kde ξ je SOC pro současný a nastávající časový krok. $\dot{\xi}$ představuje změnu SOC v současném časovém kroku a je dán vztahem:

$$(35) \quad \dot{\xi}(t) = -\frac{I_{bat}(t) \cdot \eta_{bat}}{C_{bat}} \cdot \Delta t$$

Kde I_{bat} je elektrický proud baterie, C_{bat} je kapacita baterie, Δt je čas daného kroku a η_{bat} účinnost baterie, jejíž hodnota bude v této práci považována za konstantní. Pro výpočet změny SOC je potřeba znát proud baterie, který je v případě vybíjení baterie kladný a při nabíjení je jeho hodnota záporná.

$$(36) \quad I_{bat}(t) = \frac{U_{OC} - \sqrt{U_{OC}^2 - 4 \cdot R_i \cdot P_{bat}(t)}}{2 \cdot R_i}$$



Kde U_{OC} je napětí otevřeného okruhu baterie, P_{bat} je výkon dodávaný z/do baterie a R_i je vnitřní odpor baterie, který může nabývat hodnot R_{dis} při vybíjení a R_{char} při nabíjení.

Pokud rovnici (36) dosadíme do (35), získáme výsledný vztah pro změnu SOC za daný časový krok Δt :

$$(37) \quad \dot{\xi}(t) = -\frac{I_{bat} \cdot \eta_{bat}}{C_{bat}} \cdot \Delta t$$

Dosazením tohoto vztahu do (34) je definována rovnice pro výpočet nové hodnoty SOC:

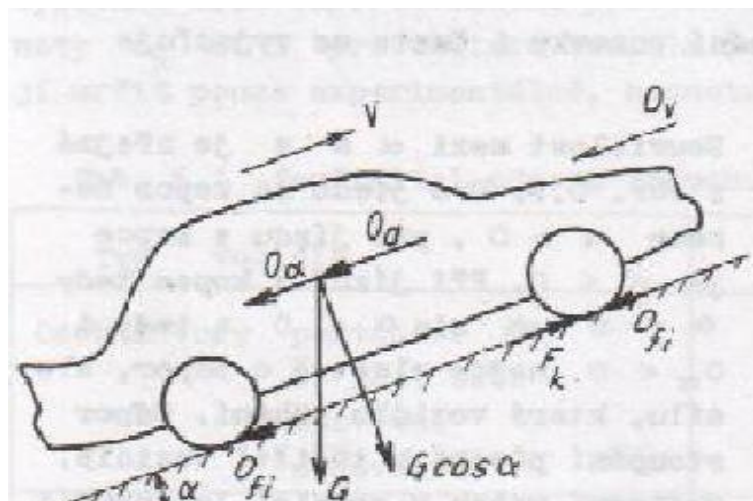
$$(38) \quad \xi(t+1) = \xi(t) - \frac{I_{bat} \cdot \eta_{bat}}{C_{bat}} \cdot \Delta t$$

Kapacita baterie C_{bat} [Ah]	37
Napětí baterie U_{bat} [V]	380
Odpor baterie při vybíjení R_{dis} [Ω]	0,1028
Odpor baterie při nabíjení R_{char} [Ω]	0,1105

Tabulka 5 - Parametry baterie

4.2 Podélná dynamika vozidla

Model podélné dynamiky slouží ke zjištění požadované trakční síly a tím získáme požadavky na hnací ústrojí. Schéma podélné dynamiky vozidla je znázorněno na obrázku 32.



Obrázek 32 - Schéma sil působících na vozidlo ve směru pohybu [3]

Kde $F_K(t)$ je hnací síla na kolech, $O_v(t)$ je aerodynamický odpor, $O_f(t)$ je odpor valení, $O_a(t)$ je odpor ze zrychlení, $O_\alpha(t)$ je odpor ze stoupání, G je tíha vozidla a α představuje sklon vozovky. Pokud uděláme dynamickou silovou rovnováhu modelu z obrázku 32, získáme základní pohybovou rovnici.

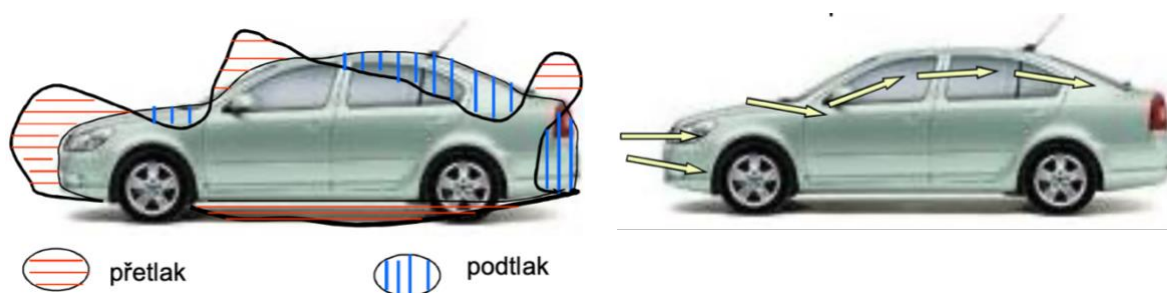
$$(39) \quad F_K(t) = O_c(t) = O_v(t) + O_f(t) + O_a(t) + O_\alpha(t)$$

Z rovnice (39) je patrné, že pro získání hnací síly je nutné znát všechny odpory působící na vozidlo.



4.2.1 Aerodynamický odpor

Aerodynamický odpor je způsoben kombinací viskózního tření okolního vzduchu a tlakovým rozdílem mezi přední a zadní částí vozidla, který vzniká při odtržení mezní vrstvy proudění. Největší podíl na aerodynamickém odporu (80–90 %) má tvarový odpor. Dále je to indukovaný odpor (10-15 %). Ten je důsledkem vzdušných vírů, zejména víry v úplavu ze zádi vozidla. A nakonec odpor třecí (5-10 %), který vzniká třením vzduchu o povrch karosérie.



Obrázek 33 – Příklad rozložení dynamického tlaku po povrchu vozidla (vlevo) a průchodu vzduchu vozidlem (vpravo) [5]

Pro výpočet se používá vztah:

$$(40) \quad O_v(t) = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot c_x \cdot S_x \cdot v(t)^2$$

Kde ρ_{vzd} je hustota vzduchu, c_x je součinitel odporu vzduch a S_x je čelní plocha vozidla. V rovnici (40) figuruje rychlost vozidla v kvadrátu. Z toho je patrné, že aerodynamický odpor nebude mít v nižších rychlostech na celkový odpor velký podíl, ale s rostoucí rychlostí vozidla bude jeho vliv značně narůstat.

4.2.2 Odpor valení

Odpor valení vzniká při odvalování pneumatiky po pevné podložce, tedy po vozovce. Pneumatika se tíhou vozidla deformuje a dochází k přenosu sil mezi pneumatikou a vozovkou. V případě, že je součinitel valivého odporu pro všechny kola stejný, platí pro výpočet odporu valení vztah:

$$(41) \quad O_f(t) = m_c \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha(t)$$

Kde m_c je celková hmotnost vozidla, g je gravitační zrychlení a f je součinitel odporu valení. Součinitel odporu valení ve skutečnosti konstantní není. Závisí například na povrchu vozovky, rychlosti jízdy nebo teplotě. V rámci této práce bude jeho hodnota pro zjednodušení považována za konstantní.

4.2.3 Odpor ze zrychlení

Odpor ze zrychlení, také označován jako odpor setrvačnosti, vzniká při změně rychlosti jízdy vozidla. Tento odpor může působit v obou směrech. V případě zrychlování vozidla odpor



působí proti směru jízdy, a naopak při brzdění působí tento jízdní odpor ve směru. Je popsán rovnicí:

$$(42) \quad O_a(t) = m_c \cdot a(t) \cdot \delta_i$$

Kde $a(t)$ je zrychlení vozidla a δ_i je součinitel rotačních hmot pro jednotlivé převodové stupně i .

Odpor ze zrychlení má dvě složky – odpor od posuvných částí a odpor od rotujících částí. Proto je v rovnici (42) součinitel odporu rotačních hmot, který zohledňuje složku odporu od rotujících částí vozidla. Jeho hodnota se liší v závislosti na zařazeném rychlostním stupni a vypočítá se pomocí vzorce:

$$(43) \quad \delta_i = 1 + \frac{(J_m + J_p) \cdot i_c^2 + J_d \cdot i_s^2 + \sum J_{Ki}}{m_c \cdot r_d^2}$$

Kde J_m je moment setrvačnosti motoru, J_p je moment setrvačnosti převodovky, J_d je moment setrvačnosti diferenciálu a člen $\sum J_{Ki}$ reprezentuje moment setrvačnosti všech kol vozidla.

4.2.4 Odpor ze stoupání

Posledním odporem z rovnice (39) je odpor se stoupání. Ten může stejně jako odpor ze zrychlení působit v obou směrech. V případě jízdy do kopce působí proti směru jízdy a v případě jízdy skopce působí po směru jízdy. Jeho výpočet je prováděn pomocí vztahu:

$$(44) \quad O_\alpha(t) = m_c \cdot g \cdot \sin \alpha(t)$$

Ve standardizovaných cyklech WLTP a NEDC je jízdní profil bez stoupání, proto je v těchto cyklech odpor ze stoupání zanedbán.

Pokud dosadíme z jednotlivých vztahů (40) – (44) do základní pohybové rovnice (39), získáme výsledný vztah pro výpočet požadované hnací síly na kolech:

$$(45) \quad F_K(t) = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot c_x \cdot S_x \cdot v(t)^2 + m_c \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha(t) + \sin \alpha(t)) + m_c \cdot a(t) \cdot \left(1 + \frac{(J_m + J_p) \cdot i_c^2 + J_d \cdot i_s^2 + \sum J_{Ki}}{m_c \cdot r_d^2} \right)$$

4.3 Výpočet požadovaných hodnot hnacího ústrojí

Jakmile je znám požadovaná hnací síla na kole $F_K(t)$, je potřeba zjistit požadovaný točivý moment. Ten je vypočten pomocí dynamického poloměru pneumatiky r_d , dle následujícího vzorce:

$$(46) \quad M_K(t) = F_K(t) \cdot r_d$$

Aby bylo možné vypočítat hodnotu požadovaného výkonu, je nutné znát úhlovou rychlost kola $\omega_K(t)$:

$$(47) \quad \omega_K(t) = \frac{v(t)[m/s]}{r_d}$$



Z požadovaného točivého momentu $M_K(t)$ a úhlové rychlosti $\omega_k(t)$ jsem schopni vypočítat výsledný požadovaný výkon na kolech $P_{K_{poz}}(t)$:

$$(48) \quad P_{K_{poz}}(t) = M_K(t) \cdot \omega_k(t)$$

Požadovaný výkon na kolech ovšem není ten požadovaný výkon, který je pro řídicí algoritmus rozhodující. Rozhodující je hodnota výkonu na hřídeli hlavní převodovky, který reprezentuje součet výkonu spalovacího motoru $P_{SM}(t)$ a výkonu elektromotoru $P_{EM}(t)$. Tyto hodnoty získáme po zohlednění mechanických ztrát, které jsou reprezentovány účinnostmi η_s a η_p .

$$(49) \quad P_{poz}(t) = P_{SM}(t) + P_{EM}(t) = \frac{P_{K_{poz}}(t)}{\eta_s \cdot \eta_p}$$

Vztah pro požadovaný točivý moment na vstupní hřídeli převodovky $M_{poz}(t)$ získáme úpravou rovnice (48):

$$(50) \quad M_{poz}(t) = \frac{P_{poz}(t)}{\omega(t)}$$

Ve vztahu (50) se vyskytuje úhlová rychlost $\omega(t)$, což je úhlová rychlost vstupní hřídele, která je vypočtena dle následující rovnice:

$$(51) \quad \omega(t) = \omega_k(t) \cdot i_{hp}(t) \cdot i_s$$

Kde $i_{hp}(t)$ je převodový poměr hlavní převodovky a i_s je převodový poměr stálého převodu.

Jak již bylo zmíněno na začátku této kapitoly, jedná se o hybridní vozidlo s topologií P2, tedy elektromotor a spalovací motor jsou na stejné hřídeli. Z toho plyne, že úhlová rychlost elektromotoru $\omega_{EM}(t)$ a úhlová rychlost spalovacího motoru $\omega_{SM}(t)$ jsou při sepnuté spojce shodné a platí pro ně tento vztah:

$$(52) \quad \omega(t) = \omega_{EM}(t) = \omega_{SM}(t)$$

Pro další fáze algoritmu jsou také důležité otáčky na vstupní hřídeli $n(t)$. Ty se vypočítají dle následujícího vztahu:

$$(53) \quad n(t) = \frac{30 \cdot \omega(t)}{\pi}$$

Obdobně jako u úhlové rychlosti i u otáček platí rovnost mezi otáčkami spalovacího motoru $n_{SM}(t)$ a otáčkami elektromotoru $n_{EM}(t)$.

$$(54) \quad n(t) = n_{EM}(t) = n_{SM}(t)$$

4.4 Jízdní profil

Jízdní profily jsou základním zdrojem vstupních veličin, kterým jsou rychlost a stoupání v závislosti na čase, respektive poloze vozidla. Z těchto veličin je následně vypočtena ujetá vzdálenost a především zrychlení. Jakmile je známá rychlost, zrychlení a stoupání, může být vypočtena potřebná hnací síla, která je popsána rovnicí (45).

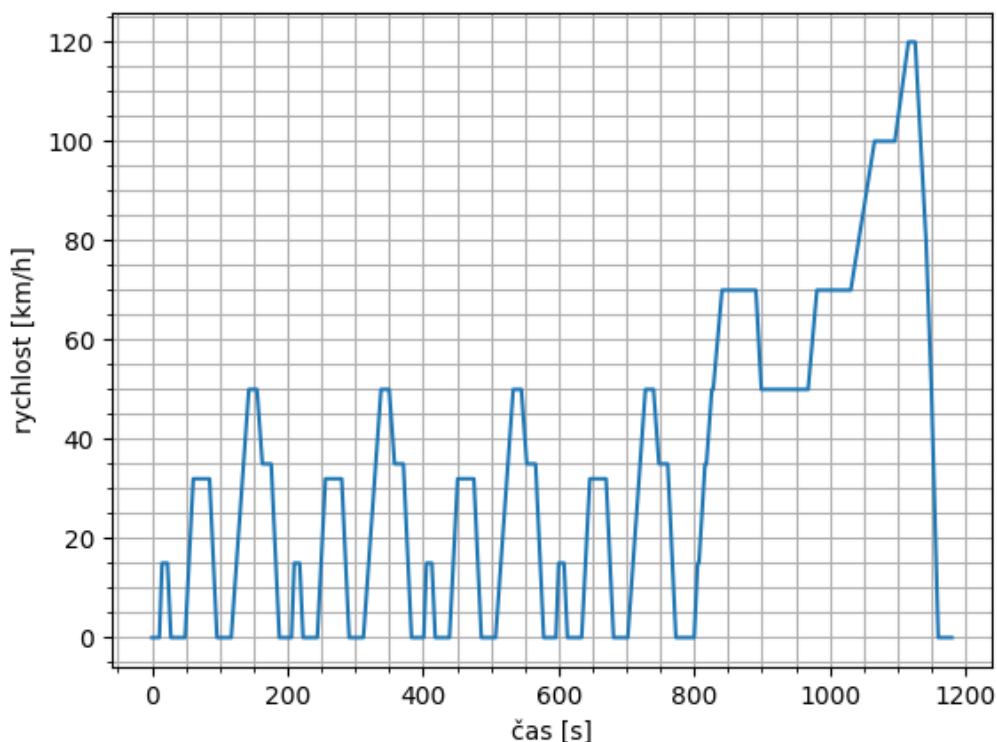


4.4.1 Standardizované jízdní cykly

4.4.1.1 NEDC – New European Driving Cycle

Tento jízdní cyklus vstoupil v platnost v roce 1992 a jeho finální úprava byla v roce 1997. NEDC byl používán ke zjišťování emisí a spotřeby paliva osobních vozidel až do roku 2018. Celková délka cyklu je 1180 s, během kterých je ujeta vzdálenost 10,93 km s průměrnou rychlostí 33,35 km/h. Celkový jízdní cyklus je složen ze dvou částí. Úvodní částí cyklu NEDC je městská část, která trvá 780 s. Je složena ze 4 městských cyklů UDC (Urban Driving Cycle), při kterém je dosažena maximální rychlost 50 km/h. Po městském cyklu následuje mimoměstská část trvající 400 s. V mimoměstském cyklu EUDC (Extra – Urban Driving Cycle) je dosažena maximální rychlost 120 km/h.

V rámci NEDC je také předepsán průběh zařazených převodových stupňů. Ty ale v této práci využity nebudou a volba zařazených rychlostních stupňů bude prováděna navrženým algoritmem.



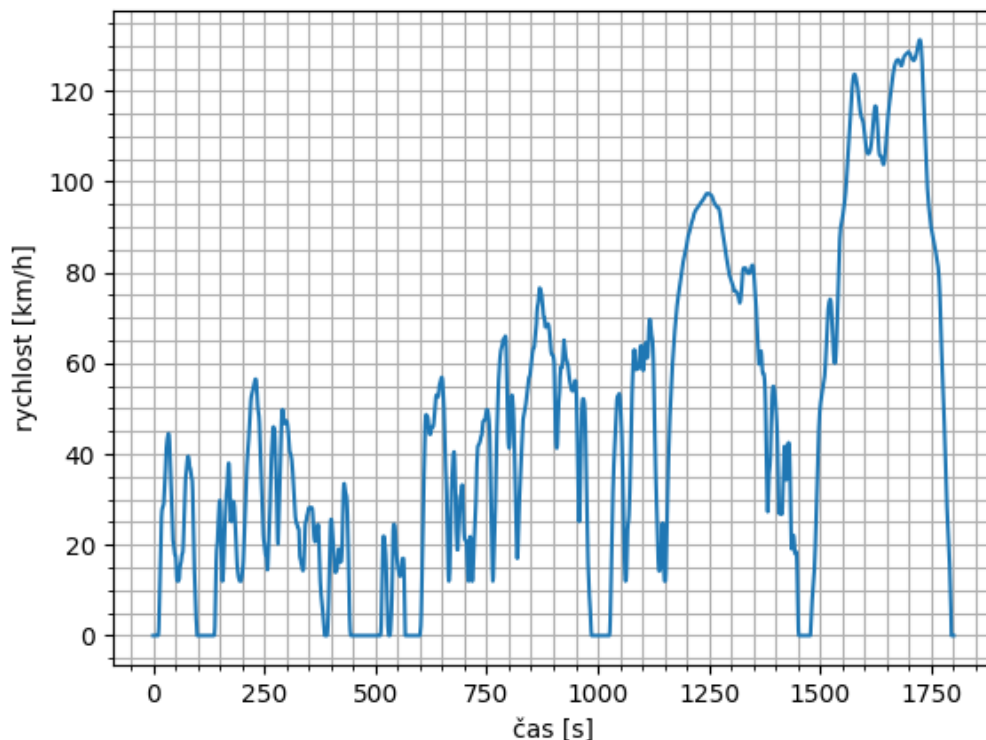
Graf 3 - Rychlostní profil cyklu NEDC

4.4.1.2 WLTC – Worldwide Light-duty Test Cycles

Cyklus WLTC v roce 2018 nahradil NEDC při emisních zkouškách. WLTC je oproti NEDC mnohem dynamičtější a lépe se tak přibližuje chování vozidla v reálném provozu. Cyklus je složen ze 4 fází dle zatížení motoru (nízkého, středního, vysokého a extra vysokého zatížení). Fáze nízkého zatížení simuluje městský provoz. Fáze středního zatížení simuluje kombinaci městského a mimoměstského provozu. Fáze vysokého zatížení reprezentuje hlavně mimoměstskou jízdu. Fáze extra vysokého zatížení simuluje jízdu na dálnici.



Cyklu WLTC je používán ve 3 úrovních na základě měrného výkonu. Tzv. Class 3 je ještě dále rozdělena dle maximální rychlosti vozidla na Class 3a, pro vozidla s maximální rychlostí do 120 km/h, a Class 3b, pro vozidla s maximální rychlostí nad 120 km/h včetně. Pro většinu silničních vozidel je používán cyklus Class 3b a ten bude také použit v této práci.



Graf 4 - Rychlostní profil cyklu WLTC

	NEDC	WLTC Class 3b
Celkový čas [s]	1180	1800
Délka jízdního cyklu [km]	10,93	23,26
Průměrná rychlost [km/h]	33,32	46,5
Maximální rychlost [km/h]	120	131,3
Podíl stání [%]	24,82	13
Maximální zrychlení [m/s²]	1,05	1,66

Tabulka 6 – Přehled parametrů standardizovaných jízdních cyklů

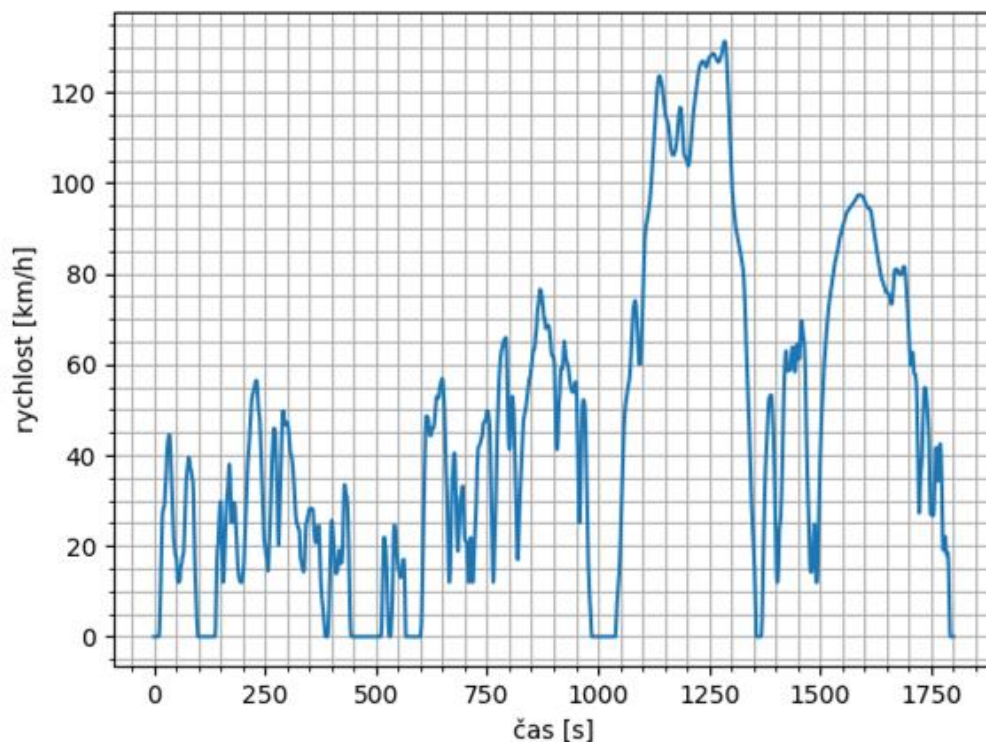
4.4.2 Nestandardizované jízdní cykly

4.4.2.1 Upravený cyklus WLTC

V práci je použita strategie ECMS, která dopředu nezná celý jízdní profil. V tomto ohledu je cyklus WLTC Class 3b nevhodný, jelikož má v závěrečné části výkonově nejnáročnější fázi. Díky tomu je pro online řídicí strategii, obtížné dosáhnout cílového stavu SOC, jelikož má velmi krátký čas na vykompenzování této výkonově náročné fáze.



Pro odstranění tohoto problému bude použita upravená varianta cyklu WLTC Class 3b. Úprava spočívá v prohození 3. a 4. fáze cyklu (viz Graf 5). Celková náročnost cyklu bude zachována, pouze se nejnáročnější fáze cyklu nebude nacházet na jeho konci. Tím vznikne dostatek prostoru, aby se hodnota SOC dostala zpět do požadovaných mezí.



Graf 5 - Rychlostní profil upraveného cyklu WLTC

4.4.2.2 Trasy naměřeny v reálném provozu

Pro otestování navržené strategie bude použito několik jízdních cyklů, které byly naměřeny v reálném provozu v rámci diplomové práce [22]. Průběhy těchto tras jsou součástí Přílohy I. V těchto trasách je oproti standardizovaným cyklům další vstupní veličina – sklon vozovky. Vybrané parametry těchto jízdních cyklů jsou shrnuty v tabulce 7.

	<i>Tr.1</i>	<i>Tr.2</i>	<i>Tr.3</i>	<i>Tr.4</i>	<i>Tr.5</i>	<i>Tr.6</i>	<i>Tr.7</i>	<i>Tr.8</i>	<i>Tr.9</i>
Celkový čas [s]	543	455	767	607	2500	2566	2687	5597	5498
Délka cyklu [km]	3,85	3,62	6,26	6,26	44,39	47,1	55,33	122,4	123,89
Prům. rychlost [km/h]	25,5	28,61	29,35	36,92	63,9	66,03	74,1	78,7	81,11
Max. rychlost [km/h]	50,3	48,6	69,1	71,3	105,1	114,1	132,7	135,3	142
Podíl stání [%]	4,79	5,27	17,08	8,57	0,04	4,56	0,04	1,13	0,02
Celkové převýšení [m]	-101,7	101,5	54,5	-53,78	-177,6	144,6	-77,87	322,1	-333,9
Max. abs. převýšení [m]	108,2	104,6	76,55	76,7	219,5	147,3	151,2	475,8	451,9
Max. stoupání [deg]	2,86	7,97	6,8	5,75	9,23	5,78	5	7,89	9,23
Max. zrychlení [m/s²]	2,03	2,03	2,1	2,28	2,11	2,33	1,9	2,11	2,11

Tabulka 7 - Přehled parametrů nestandardizovaných jízdních cyklů



4.5 Algoritmus řazení

Hlavním referenčním jízdním cyklem v této práci je cyklus WLTC používán v metodice WLTP. Ta má přesně daná kritéria [12], která musí být při volbě zařazených převodových stupňů splněna. Algoritmus řazení byl v této práci navržen tak, aby splňoval základní kritéria metodiky WLTP.

Prvním kritériem je definován interval otáček, ve kterém se musí otáčky motoru pro uvažovaný převodový stupeň pohybovat. Pro první dva rychlostní stupně je definován pouze spodní limit intervalu n_{min} . Pro ostatní rychlostní stupně (3. rychlostní stupeň a vyšší) je definován také horní limit n_{max} .

Pro první převodový stupeň je spodní limit n_{min_I} stanoven na hodnotě volnoběžných otáček spalovacího motoru n_{idle} , tedy:

$$(55) \quad n_{min_I} = n_{idle}$$

Spodní limit druhého rychlostního stupně je určen dle následujícího vztahu:

$$(56) \quad n_{min_{II}} = \max(1,15 \cdot n_{idle}, 0,03 \cdot (s_{sm} - n_{idle}) + n_{idle})$$

Kde s_{sm} jsou jmenovité otáčky spalovacího motoru.

Pro všechny zbylé převodové stupně jsou definovány jednotné spodní i horní limity intervalu následujícími vztahy:

$$(57) \quad n_{min_{III-i_{max}}} = n_{min\ drive} = n_{idle} + 0,125 \cdot (s_{sm} - n_{idle})$$

$$(58) \quad n_{max_{III-i_{max}}} = 1,2 \cdot (s_{sm} - n_{idle}) + n_{idle}$$

Otáčky n pro daný převodový stupeň i musí splňovat podmínku, danou vztahem:

$$(59) \quad n_{min} \leq n(t, i) \leq n_{max}$$

Druhé kritérium je požadavek na dostupný výkon hnacího ústrojí. V metodice WLTP je předepsána bezpečnostní výkonová rezerva 10 %. Pro daný převodový stupeň i je z vnějších charakteristik získaná hodnota maximálního výkonu spalovacího motoru $P_{wot_{SM}}$ a maximálního výkonu elektromotoru $P_{wot_{EM}}$ pro dané otáčky n . Součtem jednotlivých výkonů je pak celkový maximální výkon pro daný převodový stupeň:

$$(60) \quad P_{wot}(n(t, i)) = P_{wot_{SM}}(n(t, i)) + P_{wot_{EM}}(n(t, i))$$

Maximální dostupný výkon je vypočítán dle následujícího vztahu:

$$(61) \quad P_{av}(t, i) = P_{wot}(n(t, i)) \cdot SM = \left(P_{wot_{SM}}(n(t, i)) + P_{wot_{EM}}(n(t, i)) \right) \cdot SM$$

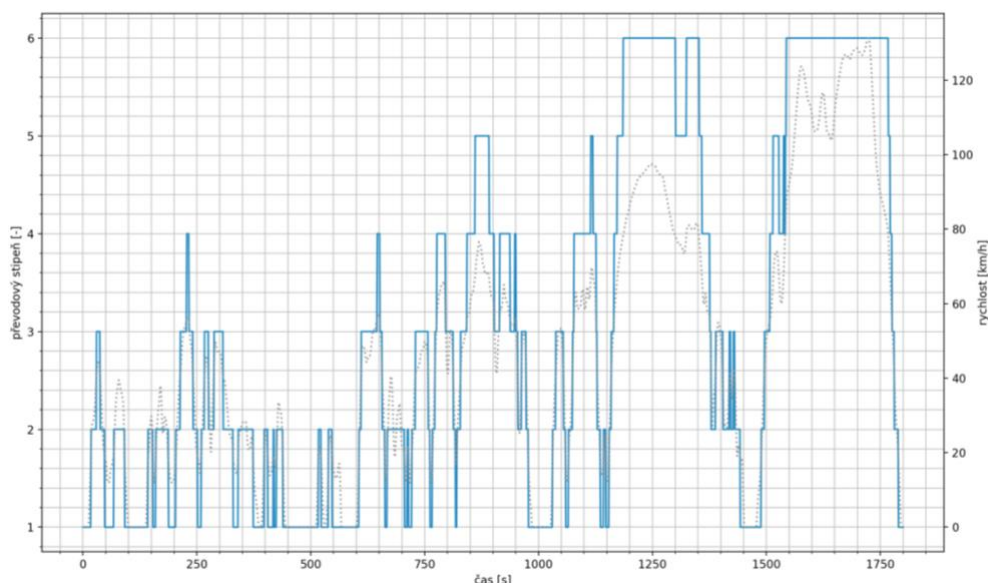
Kde je celkový maximální výkon $P_{wot}(n(t, i))$ vynásoben bezpečnostním koeficientem SM , reprezentujícím předepsanou bezpečnostní výkonovou rezervu 10 %. Tento výkon P_{av} je porovnáván s požadovaným výkonem P_{poz} dle:

$$(62) \quad P_{av}(t, i) \geq P_{poz}(t)$$

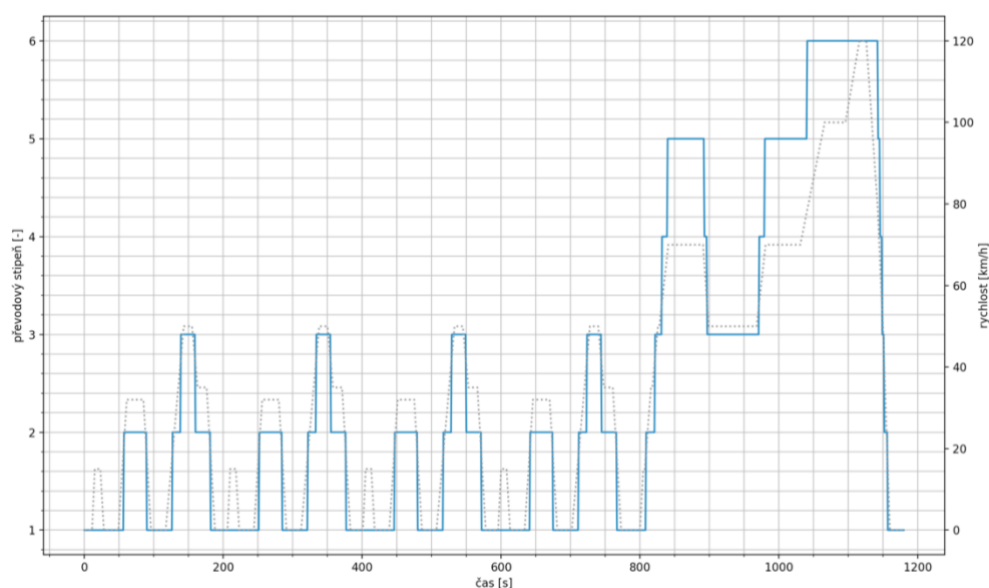
Jakmile jsou pro daný převodový stupeň splněna obě kritéria, předepsaná vztahy (59) a (62), je možné tento převodový stupeň zařadit. V každém časové kroku jsou prověřeny



všechny rychlostní stupně. Výsledkem je k ($k = 1 - i_{max}$) převodových stupňů, které splňují obě podmínky. Z těchto převodových stupňů je zvolen vždy nejvyšší možný převodový stupeň.



Graf 6 - Průběh převodových stupňů pro cyklus WLTC



Graf 7 - Průběh převodových stupňů pro cyklus NEDC

V grafech 6 a 7 je znázorněn průběh převodových stupňů pro jízdní cykly NEDC a WLTC.

4.6 Vstupní veličiny optimalizace

Výstupem algoritmu řazení je maximální dostupný výkon jednotlivých agregátů, požadovaný výkon a otáčky na vstupní hřídeli převodovky pro zvolený převodový stupeň. Na základě hodnot těchto veličin lze dopočítat hodnoty veškerých zbylých vstupních veličin, potřebných v rámci optimalizace.

Nejdříve jsou otáčky $n(t)$ převedeny na úhlovou rychlost $\omega(t)$.



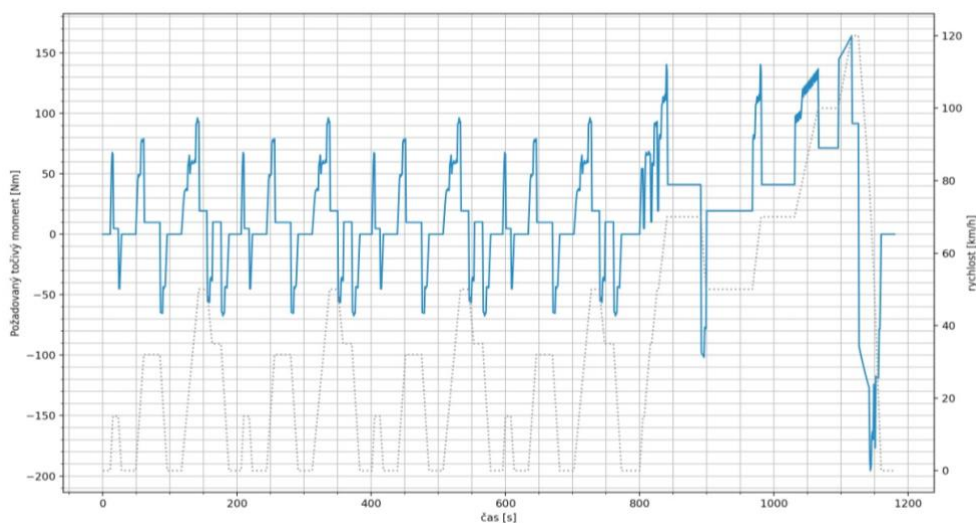
$$(63) \quad \omega(t) = \frac{\pi n(t)}{30}$$

Následně jsou vypočteny hodnoty maximálních točivých momentů jednotlivých agregátů a požadovaného točivého momentu:

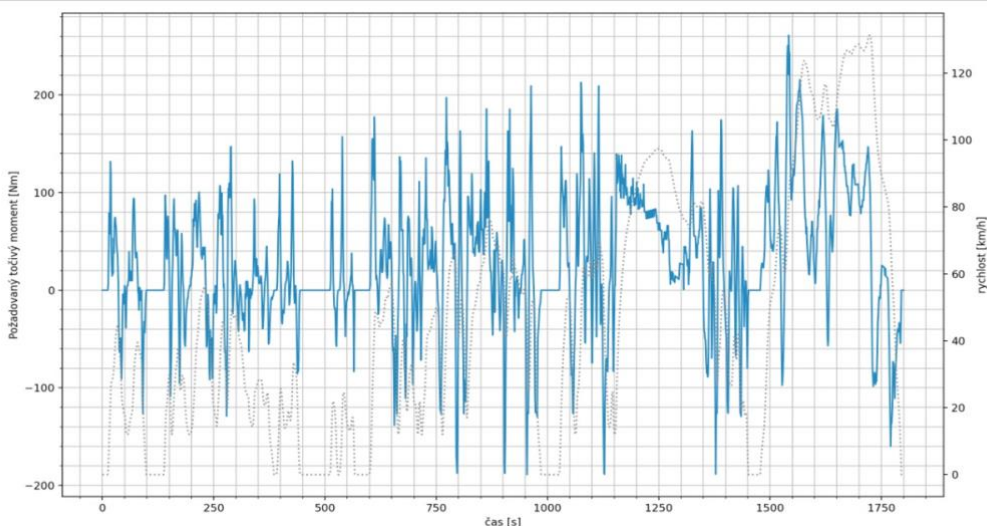
$$(64) \quad M_{SM_{max}}(t) = \frac{P_{wot_{SM}}(t)}{\omega(t)}$$

$$(65) \quad M_{EM_{max}}(t) = \frac{P_{wot_{EM}}(t)}{\omega(t)}$$

$$(66) \quad M_{poz}(t) = \frac{P_{poz}(t)}{\omega(t)}$$



Graf 9 - Průběh požadovaného točivého momentu cyklu NEDC



Graf 8 - Průběh požadovaného točivého momentu cyklu WLTC

4.7 Off-line optimalizace

V první fázi bude provedena off-line optimalizace na základě metody PMP, která bude sloužit jako benchmark pro následnou ECMS strategii. PMP metodika byla obecně popsána



v kapitole 3.2.1. Optimalizace bude provedena pro 2 referenční cykly (dva standardizované cykly NEDC a WLTC, popsány v 4.4.1). V této kapitole bude podrobně popsán samotný návrh

4.7.1 Hamiltonova funkce

Obecně je Hamiltonova funkce popsána vztahem (12). V tomto vztahu je cenová funkce $c(w(t), u)$, penalizační funkce $f(w(t), u, \xi)$ a costate μ . Tyto členy je potřeba definovat. Vstupní veličinou $w(t)$ je požadovaný točivý moment $M_{poz}(t)$. Jeho hodnota je vypočtena na základě jízdních požadavků v daný časový okamžik.

Řídící veličinou je poměr rozdělení točivého momentu u . Ten udává, jaká část požadovaného točivého momentu bude pokryta spalovacím motorem a jaké část elektromotorem.

Pro $M_{poz}(t) > 0$ platí vztahy:

$$(67) \quad M_{SM}(t) = M_{poz}(t) \cdot u(t),$$

$$(68) \quad M_{EM}(t) = M_{poz}(t) \cdot (1 - u(t))$$

V tomto případě se hodnota u pohybuje v rozmezí $< 0; 1 >$, kdy při čistě elektrické jízdě nabývá hodnotu $u = 0$ a při pohonu čistě spalovacím motorem $u = 1$.

V případě rekuperace, kdy $M_{poz}(t) \leq 0$, je hodnota $u = -1$. V takovém případě platí:

$$(69) \quad M_{SM}(t) = 0$$

$$(70) \quad M_{EM}(t) = M_{poz}(t)$$

Penalizační funkce představuje změna stavu SOC $\xi(t)$. Výpočet hodnoty je dán vztahem (37). Pro výpočet penalizace je použita hodnota $\xi(t)$ v %, tudíž je hodnota získaná vztahem (37) vynásobena 100. Výsledná penalizační funkce je definována vztahem:

$$(71) \quad c(M_{EM}(t), \omega_{mot}(t), u) = 100 \cdot \frac{-(I_{bat}) \cdot \eta_{bat}}{C_{bat}} \cdot \Delta t$$

Cenovou funkci představuje spotřebované palivo v g za časový krok Δt . Jeho výpočet je definován rovnicí (29). Dosazením vztahů (29) a (71) do (12) je získána výsledná podoba Hamiltonovy funkce:

$$(72) \quad H(t, \xi, u, \mu) = m_{pal}(n_{mot}(t), M_{SM}(t)) \cdot M_{SM}(t) \cdot \omega_{mot}(t) \cdot \frac{\Delta t}{3600} + \mu \cdot 100 \cdot \frac{-(I_{bat}) \cdot \eta_{bat}}{C_{bat}} \cdot \Delta t$$

4.7.2 Řídící veličina $u(t)$

Cílem PMP metody je nalézt pro každý časový krok takovou hodnotu $u(t)$, pro kterou je hodnota rovnice (72) minimální. Základní rozdělení jízdních módů je dle požadovaného točivého momentu $M_{poz}(t)$. V případě jeho záporné hodnoty je automaticky zvolen mód rekuperace a hodnota $u(t) = -1$. Pro tento mód platí vztahy (69) a (70).



Jakmile je $M_{poz}(t) > 0$, dochází k rozdělení požadovaného momentu mezi spalovací motor a elektromotor, dle (67) a (68). Ve výpočetním algoritmu je zavedeno několik podmínek, které musí hodnoty momentů pro daný poměr $u(t)$ splňovat.

Točivý moment daného agregátu nesmí překročit hodnotu maximálního dostupného točivého momentu, které jsou definovány vztahy (64) pro spalovací motor a (65) pro elektromotor. Moment spalovacího motoru je navíc omezen i spodní hranicí, která je dána následujícím vztahem:

$$(73) \quad M_{SM_{min}}(t) = M_{poz}(t) - M_{EM_{max}}(t)$$

Tato podmínka udává, že spalovací motor musí být schopen pokrýt veškerý točivý moment, který nemůže být pokryt elektromotorem.

Diskretizace $u(t)$

V případě kladného požadovaného momentu je v každém časovém kroku hodnota Hamiltonovy funkce zkoumána pro celkově k hodnot $u(k)$. Kde $u(k) \in \langle 0,1 \rangle$ s velikostí kroku $\Delta u = \frac{1}{k}$.

4.7.3 Optimalizace μ

Jak již bylo zmíněno v kapitole 3.2.1, je hodnota μ konstantní po dobu celého jízdního cyklu. Pokud je hodnota tohoto parametru příliš vysoká, bude preferován elektrický režim a výsledné SOC bude příliš nízké. Pokud naopak bude hodnota μ příliš nízká, preferována bude spíše jízda na spalovací motor a hodnota SOC bude vyšší, než požadovaná hodnota ξ_f . Cílem je nalézt optimální hodnotu μ_{opt} , která v kombinaci s řídicí veličinou $u(t)$, dosáhne požadované hodnoty ξ_f .

K nalezení optimální hodnoty parametru μ bude použita iterační metoda půlení intervalu, při které bude optimalizován průběh řídicí veličiny $u(t)$ celého jízdního cyklu pro odhadnutou hodnotu μ . Iterace bude probíhat od doby, než se výsledná hodnota ξ bude vyskytovat v rámci povolené odchylky od požadované hodnoty ξ_f .

Postup iterace

Aby iterace konvergovala k optimální hodnotě μ_{opt} , je definováno několik pomocných proměnných. První je proměnná μ_{Δ} , která udává změnu odhadované hodnoty $\mu(it)$ pro další iterační krok ($it + 1$). Další proměnnou je z . Tato proměnná udává směr další iterace, tedy jestli bude hodnota μ_{Δ} přičtena nebo odečtena k hodnotě $\mu(it)$. Rozhodující parametr je $\Delta\xi(it)$. Ten udává odchylku $\xi(it)$ od požadované hodnoty ξ_f . Pokud je jeho hodnota menší než povolená odchylka od ξ_f , je hodnota $\mu(it)$ dané iterace optimální hodnotou μ_{opt} a iterační proces dál nepokračuje.

Pro určení hodnot pomocných veličin je stanoveno několik podmínek:



$$(74) \quad \text{sign}(\Delta\xi(it)) \neq \text{sign}(\Delta\xi(it - 1))$$

$$(75) \quad |\Delta\xi(it)| > |\Delta\xi(it - 1)|$$

$$(76) \quad |\Delta\xi(it)| \leq |\Delta\xi_f|:$$

V případě platnosti podmínky (74), se nachází hledané optimální řešení v intervalu $\langle \mu(it - 1); \mu(it) \rangle$ a hodnota μ_Δ bude pro další iterační krok poloviční. Pokud je platná podmínka (75), odhadovaná hodnota se od té optimální oddaluje a je nutné změnit směr změny odhadovaných hodnot pro nadcházející iteraci. Podmínka (76) potvrzuje nalezení optimální hodnoty μ_{opt} .

Postup iterací je naznačen následujícími vztahy:

pro $it = 1$:

$$\mu(it) = \mu_0$$

$$\mu_\Delta(it) = \mu_0$$

$$\Delta\xi(it) = \xi(it) - \xi_f$$

$$\mu_{new}(it) = \mu(it) - \text{sign}(\mu_\Delta(it)) \cdot \mu_\Delta(it)$$

$$\mu_{\Delta_{new}}(it) = \mu_0$$

$$z_{new}(it) = 1$$

pro $it > 1$:

$$\mu(it) = \mu_{new}(it - 1)$$

$$\mu_\Delta(it) = \mu_{\Delta_{new}}(it - 1)$$

$$\Delta\xi(it) = \xi(it) - \xi_f$$

$$z(it) = z_{new}(it - 1)$$

$$\mu_{new}(it) = \mu(it) - z(it) \cdot \text{sgn}(\mu_\Delta(it)) \cdot \mu_\Delta(it)$$

$$\mu_{\Delta_{new}}(it) = \begin{cases} \mu_\Delta(it); \text{ když } \text{sign}(\Delta\xi(it)) = \text{sign}(\Delta\xi(it - 1)) \\ \frac{\mu_\Delta(it)}{2}; \text{ když } \text{sign}(\Delta\xi(it)) \neq \text{sign}(\Delta\xi(it - 1)) \end{cases}$$

$$z_{new}(it) = \begin{cases} z_{new}(it) = z(it), \text{ pro } |\Delta\xi(it)| \leq |\Delta\xi(it - 1)| \\ z_{new}(it) = -z(it), \text{ pro } |\Delta\xi(it)| > |\Delta\xi(it - 1)| \end{cases}$$

$$\text{pokud } |\Delta\xi(it)| \leq |\Delta\xi_f|: \mu_{new}(it) = \mu_{opt}$$

4.7.4 Výsledky off-line optimalizace

Jak bylo zmíněno v úvodu kapitoly, optimalizace na základě metody PMP byla provedena pro standardizované cykly NEDC a WLTC. V tabulce 8 jsou shrnuty výsledky této optimalizace.



	NEDC	WLTC
Optimální costate μ_{opt}	-50	-43,75
Výsledné SOC ξ [%]	79,95	80
Počet iterací	7	16
Spotřeba paliva [l/100km]	4,03	4,51
Diskretizace Δu_k	0,005	0,005

Tabulka 8 - Výsledky off-line optimalizace

4.7.5 Implementace výsledků do ostatních cyklů

Na základě výsledků optimalizace cyklů NEDC a WLTC, budou provedeny simulace všech zbylých jízdních cyklů s použitím získaných hodnot μ_{opt} .

Trasa	Výsledné SOC ξ [%]		Spotřeba paliva [l/100km]	
	μ_{opt} NEDC	μ_{opt} WLTC	μ_{opt} NEDC	μ_{opt} WLTC
NEDC	X	79,75	X	3,92
WLTC	80,67	X	4,69	X
Upravené WLTC	80,67	80	4,69	4,51
Trasa 1	83,29	83,16	3,5	3,24
Trasa 2	79,76	79,62	8,19	7,96
Trasa 3	81,15	80,82	6,16	5,83
Trasa 4	82,45	82,29	4,15	3,99
Trasa 5	84,63	84,02	4,08	4
Trasa 6	75,24	74,01	4,57	4,41
Trasa 7	73,49	72,25	4,03	3,89
Trasa 8	56,96	55,03	4,61	4,52
Trasa 9	64,83	63,04	4,41	4,32

Tabulka 9 – Srovnání aplikování výsledku simulace na ostatní jízdní cykly

4.8 Online optimalizace

Z porovnání výsledků v tabulce 9 je patrné, že off-line optimalizační metoda PMP funguje dobře pro cykly, pro které byla optimalizována. Nelze ji však univerzálně aplikovat a je nutné provést optimalizaci parametru μ pro každý jízdní cyklus zvlášť.

V této části bude popsán návrh konkrétní online řídicí strategie, která je schopna nedostatky off-line optimalizace eliminovat. Řídicí strategie bude založena na metodice ECMS, která je založena na metodě PMP. Dopodrobna je probrána v kapitole 3.2.2.



4.8.1 Ekvivalentní spotřeba m_{ekv}

Ekvivalentní spotřeba je obecně definována rovnicí (16). Jak je již uvedeno v kapitole 3.2.2, je obdobou Hamiltonovy funkce z metody PMP. Výsledný vztah pro ekvivalentní spotřebu je úprava vztahu (72):

$$(77) \quad m_{ekv}(t, \xi, u, \mu) = m_{pal}(n_{mot}(t), M_{SM}(t)) \cdot M_{SM}(t) \cdot \omega_{mot}(t) \cdot \frac{\Delta t}{3600} + s(t) \cdot 100 \cdot \frac{-(I_{bat}) \cdot \eta_{bat}}{C_{bat}} \cdot \Delta t$$

Kde m_{ekv} je ekvivalentní spotřeba a $s(t)$ je ekvivalentní faktor. Stejně jako v případě PMP je cílem minimalizování hodnoty ekvivalentní spotřeby v každém časovém kroku.

4.8.2 Řídící veličina $u(t)$

Definice řídicí veličiny je identická s metodou PMP. Tudiž budou veškeré vztahy a definice řídicí veličiny u pro metodu ECMS použity z kapitoly 4.7.2.

4.8.3 Ekvivalentní faktor $s(t)$

Hlavní roli v odlišném charakteru přístupu PMP a ECMS je pojetí váhového faktoru. ECMS místo konstantního parametru μ používá ekvivalentní faktor s , jehož hodnota není po dobu jízdního cyklu konstantní.

Hodnota ekvivalentního faktoru bude upravována na základě současných podmínek. Typově bude mít charakter proporcionálního regulátoru, který je obecně popsán rovnicí (24).

Hodnota s_0 představuje počáteční hodnotu ekvivalentního faktoru, která byla získána off-line optimalizací parametru μ , tedy:

$$(78) \quad s_0 = \mu_{opt}$$

Další člen ekvivalentního faktoru, jež je třeba definovat je proporcionální člen ekvivalentního faktoru, tedy $K_{ps} \cdot (\xi_f - \xi(t))$. Jeho definice bude navržena dvěma přístupy.

Metoda A

Hodnota proporcionálního členu bude v tomto případě definována heuristicky. V závislosti na odchylce aktuální hodnoty SOC od hodnoty požadované, bude určena hodnota proporcionálního členu.

V závislosti na hodnotě povolené odchylky $\Delta\xi_f$ jsou definovány hladiny o velikosti právě $\Delta\xi_f$. K určení hladiny, ve které se odchylka právě nachází, je použit koeficient $k_s(\xi(t))$, který je dán vztahem:

$$(79) \quad k_s(\xi(t)) \doteq \frac{|\xi_f - \xi(t)|}{\Delta\xi_f}, \text{ kde } k_s \in Z$$

Hodnota v proporcionální složce s_k v každé hladině je definována:

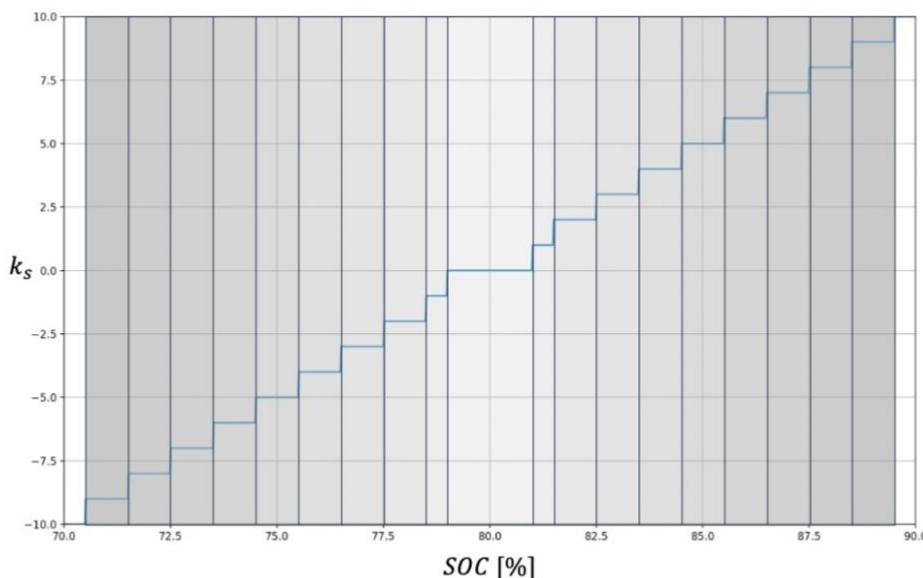


$$(80) \quad s_k = k_s \cdot s_\Delta$$

Kde s_Δ je hodnota, o kterou je výsledná hodnota s_k vždy navýšena. Příklad rozložení hladin je na obrázku 34.

Výsledný vztah pro výpočet ekvivalentního faktoru metodou A je následující:

$$(81) \quad s_A(t) = s_0 + k_s \cdot s_\Delta$$



Obrázek 34 - Příklad rozložení hladin pro $\Delta\xi_f$

Metoda B

Druhým přístupem definování proporcionální složky je založen na tangenciální závislosti, která je popsána rovnicí (25). Výhodou oproti metodě A je dynamičtější penalizace odchylky od požadovaného SOC. V ní je penalizace odchylky vždy lineárně navyšována o s_Δ bez ohledu, jak velká absolutní odchylka je.

Naopak použitím funkce tangens je penalizace odchylek v blízkém okolí požadované hodnoty SOC malá. S rostoucí vzdáleností však penalizace exponenciálně roste, tudíž je dosaženo mnohem dynamičtější úpravy ekvivalentního faktoru, a tím i samotného SOC.

Formulace vztahu (25) vůbec nezohledňuje dovolený interval pro odchylku od požadované hodnoty SOC $\Delta\xi_f$. Tento člen je vhodné do rovnice doplnit, aby metoda lépe reagovala v krajních mezích intervalu $\langle \xi_f - \Delta\xi_f; \xi_f + \Delta\xi_f \rangle$. Výsledná podoba proporcionálního členu je dána rovnicí:

$$(82) \quad s_k = l_s \tan\left(\frac{l_r \pi}{2 \cdot \Delta\xi_f} (\xi(t) - \xi_f)\right)$$

Výsledný vztah pro výpočet ekvivalentního faktoru metodou B je následující:

$$(83) \quad s_B(t) = s_0 + l_s \tan\left(\frac{l_r \pi}{2 \cdot \Delta\xi_f} (\xi(t) - \xi_f)\right)$$



4.8.4 Úpravy metod výpočtu ekvivalentního faktoru

Pro efektivnější fungování metod, navržených v kapitole 4.8.3, je potřeba zavést několik úprav a omezení. Zejména navržená Metoda B by bez jakýchkoliv omezení nemohla správně fungovat.

U obou metod hraje důležitou roli povolená odchylka od požadované hodnoty SOC $\Delta\xi_f$. Přesto, že se jedná o návrh online řídicí strategie, která nemá dopředu definovaný celý jízdní profil, bude v rámci této práce považována celková délka jízdního cyklu za známou hodnotu. Díky tomu nemusíme $\Delta\xi_f$ považovat za konstantu, ale za veličinu, která je závislá na ujeté vzdálenosti. Je totiž výhodné, aby hodnota povolené odchylky s ujetou vzdáleností klesala. Závislost na ujeté vzdálenosti je popsána vztahem

$$(84) \quad \Delta\xi(L) = \Delta\xi_0 \cdot \frac{L_{celk} - L(t)}{L_{celk}} + \Delta\xi_f \cdot \frac{L(t)}{L_{celk}}$$

Kde $\Delta\xi_0$ je povolená odchylka na začátku jízdního cyklu, L_{celk} je celková délka trasy, $L(t)$ je dosavadní ujetá vzdálenost a $\Delta\xi_f$ je povolená odchylka na konci cyklu. Díky této závislosti je stejná hodnota odchylky mnohem více penalizována na konci jízdního cyklu než na jeho začátku.

Vhodné je zavedení intervalu pro ekvivalentní faktor. Při velkých výchylkách SOC se mohou hodnoty ekvivalentního faktoru pohybovat ve velké vzdálenosti od počáteční hodnoty s_0 . V těchto případech je vyšší, nebo naopak nižší, hodnota ekvivalentního faktoru neefektivní, protože dosažení jiných výsledků již není možné fyzikálně. Proto je zavedena maximální odchylka Δs od počáteční hodnoty ekvivalentního faktoru. Limitní hodnoty jsou definovány vztahy (85) a (86).

$$(85) \quad s_{min} = s_0 - \Delta s$$

$$(86) \quad s_{max} = s_0 + \Delta s$$

Zásadní omezení však musí nastat pro prosociální člen Metody B. Pokud by byl k výpočtu ekvivalentního faktoru použit vztah (83) bez jakýchkoli omezení, povaha funkce tangens by způsobila průběh ekvivalentního faktoru jako grafu 10. Takový průběh je pro řídicí strategii pochopitelně nepoužitelný.

Tangens je periodická funkce s periodou π . Proto je potřeba omezit její argument tak, aby se pohyboval v intervalu $\langle -\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2} \rangle$. Pro zjednodušení podmínky je argument předdefinován dle následující rovnice:

$$(87) \quad \frac{l_r \pi}{2 \cdot \Delta\xi_f} (\xi(t) - \xi_f) = k_{tan} \cdot \pi$$

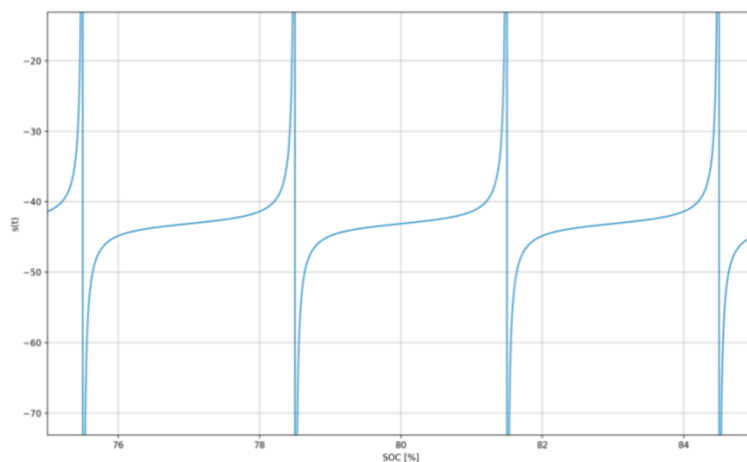
Následně je možné zavést omezení:

$$(88) \quad -0,5 < k_{tan} < 0,5$$

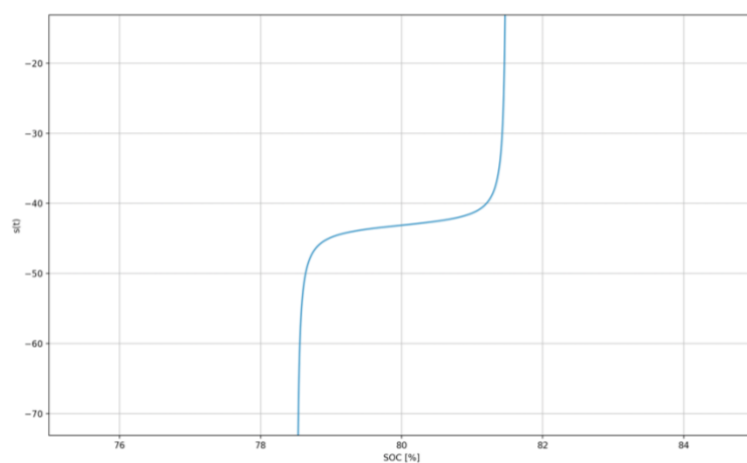
Po zavedení podmínky (88) dostane průběh jako je na grafu 11. V této podobě je možné definici ekvivalentního faktoru použít. Pro hodnoty mimo stanovený interval (88) by se



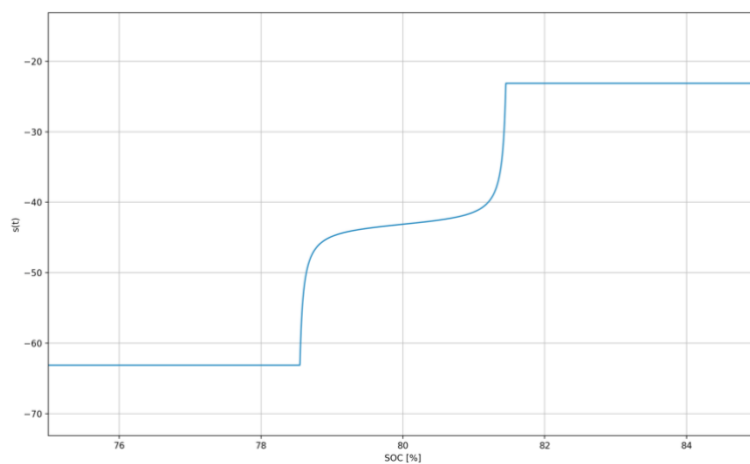
hodnoty ekvivalentního faktoru limitně blížily k nekonečnu. Proto jsou ještě zavedena obdobná omezení, jako u Metody A, definované vztahy (85) a (86). Výsledná podoba křivky je znázorněna na grafu 12.



Graf 10 - Průběh $s(t)$ pro Metodu B bez zavedení omezení



Graf 11 - Průběh $s(t)$ pro Metodu B s omezením dle (88)



Graf 12 - Průběh $s(t)$ pro Metodu B s omezením dle (87), (84) a (85)

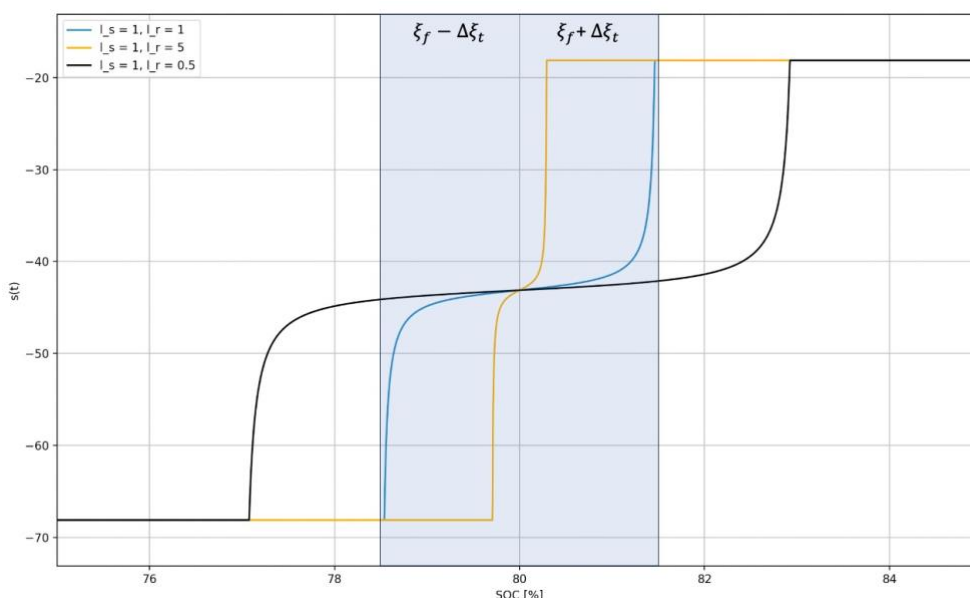


Na konečný tvar křivky mají rozhodující vliv parametry l_r a l_s . Parametr l_r (*range*) definuje rozsah křivky ekvivalentního faktoru. Příklad vlivu tohoto parametru je ukázán na grafu 13. Povolená odchylka $\Delta\xi_t$ definuje základní rozsah křivky pro hodnotu $l_r = 1$. V případě, že parametr l_r nabývá hodnot menších než 1, výsledný rozsah křivky se zvětšuje. To má za následek dosažení mezních hodnot (85) a (86) při vyšších než povolených odchylkách.

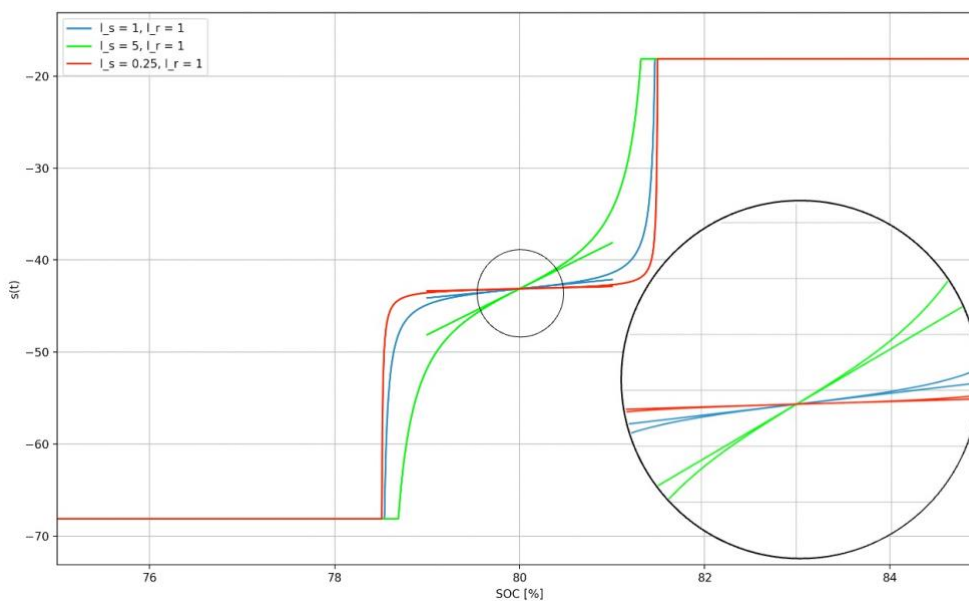
Naopak při hodnotách $l_r > 1$ se rozsah křivky zmenšuje. Díky tomu jsou dosaženy mezní hodnoty ekvivalentního faktoru ještě před překročením povolené odchylky $\Delta\xi_t$. Tyto hodnoty l_r vytvářejí určitou „bezpečnostní zónu“, ve které jsou hodnoty, které se blíží k limitům povolené odchylky, ale stále je nepřekračují, penalizovány tak, jako by dané limity již překročili.

Parametr l_s (*slope*) definuje tečnu dané křivky v bodě $[\xi_f, s_0]$. Příklad závislosti tvaru křivek na l_s je znázorněn v grafu 14. Vyšší hodnoty l_s mají za následek větší citlivost na změnu SOC a již nepatrné odchylky jsou značně penalizovány. Nízké hodnoty l_s naopak udržují ekvivalentní faktor v okolí jeho počáteční hodnoty s_0 po velkou část rozsahu křivky. Až v oblastech kolem limitních hodnot dochází k výrazné, téměř skokové, změně hodnoty ekvivalentního faktoru.

Ani jeden z parametrů nemůže nabývat nulových hodnot. V takovém případě by byla hodnota ekvivalentního faktoru po celou dobu jízdního cyklu konstantní a nejednalo by se o online optimalizaci.



Graf 13 - Vliv parametru l_r na křivku ekvivalentního faktoru



Graf 14 - Vliv parametru l_s na křivku ekvivalentního faktoru

4.8.5 Nastavení parametrů výpočtu

Off-line optimalizaci byly získány dvě hodnoty počátečního ekvivalentního faktoru s_0 . Proto bude výpočet obou metod navržených v kapitole 4.8.3 prováděn dvakrát.

Souhrn všech parametrů použitých ve výpočtu je v tabulce 10.

Parametr	Metoda A	Metoda B
s_0	-50 (dle NEDC); $-43,75$ (dle WLTC)	
Δs	40	
Δu	0,005	
$\Delta \xi_0$	2	
$\Delta \xi_f$	0,1	
s_Δ	5	-
l_r	-	1,1
l_s	-	2,5

Tabulka 10 - Parametry pro výpočetní metody

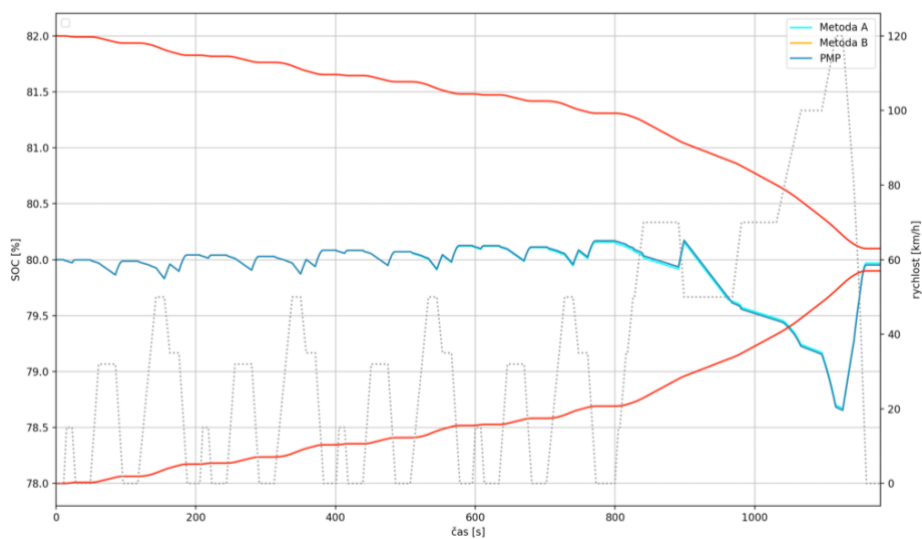
4.8.6 Výsledky použití řídicí strategie

Pro efektivitu navržené metody je přidán parametr podíl času, ve kterém je hodnota SOC mimo požadovaný interval $\xi_f \pm \Delta \xi(L)$. Tento parametr udává schopnost dané strategie udržet hodnoty SOC mezi požadovanými limity.

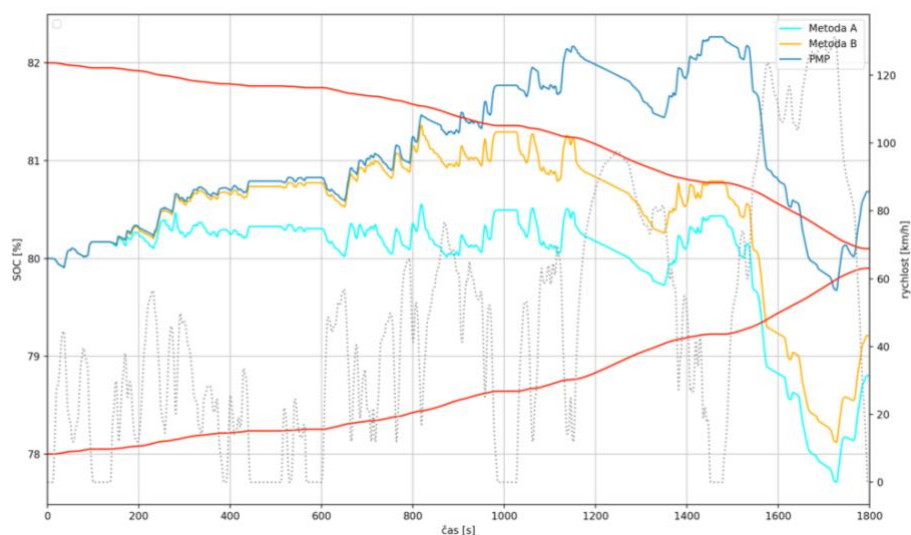


Trasa	Výsledné SOC ξ [%]		Spotřeba paliva [l/100km.]		Podíl času mimo povolené meze SOC [%]	
	A	B	A	B	A	B
NEDC	79,97	79,95	4,05	4,04	8,9	9,07
WLTC	78,8	79,21	4,3	4,4	13,16	14,83
Upravené WLTC	79,6	80,26	4,51	4,63	35,89	14,11
Trasa 1	81,2	81,31	1	1,16	68,14	70,16
Trasa 2	79,84	79,86	8,38	8,42	19,12	21,54
Trasa 3	80,42	80,33	5,53	5,53	20,86	23,08
Trasa 4	80,27	80,21	2,53	2,53	28,01	34,43
Trasa 5	80,77	80,63	3,71	3,74	30,8	22,52
Trasa 6	76,56	76,29	4,8	4,76	64,22	65,74
Trasa 7	74,25	74,45	4,18	4,2	64,38	60,48
Trasa 8	57,32	57,56	4,71	4,73	88,01	86,87
Trasa 9	62,56	62,81	4,39	4,42	56,42	54,95

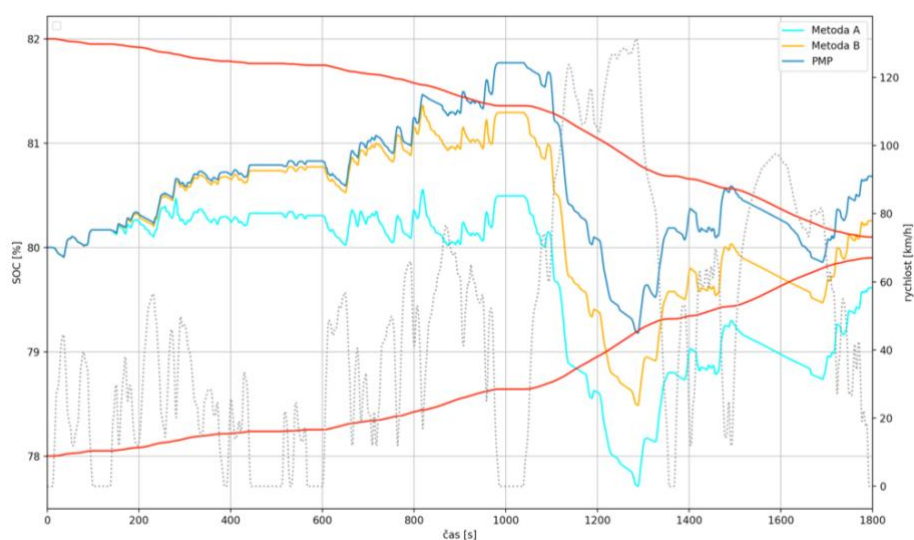
Tabulka 11 – Výsledky řídicích strategií pro s_0 určené dle NEDC



Graf 15 – Porovnání průběhů SOC cyklu NEDC



Graf 16 - Porovnání průběhů SOC cyklu WLTC



Graf 17 - Porovnání průběhů SOC upraveného cyklu WLTC

V grafech 15 – 17 je znázorněn průběh SOC pro tři jízdní cykly. U cyklu NEDC se průběhy všech metod téměř shodují. V cyklech WLTC jsou již výsledné průběhy odlišné v závislosti na charakteru dané metody. Metoda PMP nerespektuje předepsané limity výchylek SOC (v grafech znázorněny červenými křivkami) a na konci druhé části cyklu se dostává nad horní limit. Metoda A je založena čistě na penalizaci výchylky SOC, tudíž hodnota v úvodních dvou, výkonově méně náročných, částech nejbližší požadované hodnotě SOC. Ve výkonově náročnější části se však dostává značně pod spodní limit a již se nedostane zpět do požadovaného intervalu. Metoda B pracuje s limity intervalu požadovaného SOC. V úvodu jízdního cyklu se její hodnota SOC dostane k horní hranici, kterou však nepřekročí, jako metoda PMP, ale respektuje ji po celou dobu cyklu. U klasické podoby WLTC je však toto pro online řídicí strategie nevýhodou, jelikož si nejsou schopny vytvořit rezervu, pro výkonově nejnáročnější část cyklu. U upraveného WLTC už tento problém odpadá a metoda



A je schopna hodnotu SOC do konce jízdního cyklu vyrovnat zpět k požadované hodnotě SOC.

Trasa	Výsledné SOC ξ [%]		Spotřeba paliva [l/100km]		Podíl času mimo povolené meze SOC [%]	
	A	B	A	B	A	B
NEDC	79,86	79,81	4,00	3,96	12,12	13,48
WLTC	78,71	79,04	4,28	4,32	13,28	12,94
Upravené WLTC	79,51	80,21	4,48	4,58	36,89	22,83
Trasa 1	81,14	81,23	0,92	1,03	67,77	68,87
Trasa 2	79,77	79,78	8,25	8,28	21,98	22,86
Trasa 3	80,27	80,28	5,41	5,41	1,83	20,21
Trasa 4	80,14	80,22	2,42	2,49	21,75	33,11
Trasa 5	80,63	80,58	3,70	3,72	30,16	24,6
Trasa 6	76,45	75,94	4,78	4,71	65,00	67,77
Trasa 7	74,13	74,04	4,17	4,16	65,95	65,42
Trasa 8	57,2	57,18	4,70	4,72	87,87	87,40
Trasa 9	62,42	62,72	4,39	4,41	57,66	53,58

Tabulka 12 – Výsledky řídicích strategií pro s_0 určené dle WLTC

4.8.7 Porovnání navržených metod s přístupem PMP

V této části budou mezi sebou porovnány navržené metody ECMS jak mezi sebou, tak i s výsledky získanými off-line metodou PMP. Jako rozhodující faktor pro porovnání jednotlivých přístupů byla zvolena průměrná odchylka od cílové hodnoty SOC u všech projetých tras. U metod ECMS bude i přihlédnuto na podíl výskytu hodnot SOC v požadovaných mezích, který reprezentuje schopnost metody udržet hodnotu SOC ve vymezených limitech.

	ECMS Metoda A		ECMS Metoda B		PMP	
	Dle NEDC	Dle WLTC	Dle NEDC	Dle WLTC	Dle NEDC	Dle WLTC
Průměrná odchylka od cílového SOC [%]	4,48	4,51	4,38	4,5	5,22	5,55
Podíl času mimo povolené meze SOC [%]	58,64	58,95	56,03	57,17	--	--

Tabulka 13 - Srovnání dosažených hodnot jednotlivých strategií řízení



Dle tabulky 13 je patrné, že ačkoli jsou odchylky PMP metody u standardizovaných cyklů minimální, obě navržené metody ECMS jsou efektivnější na trasách, které reprezentují reálné podmínky.

Ani jedna z navržených metod však nebyla schopna udržet cílovou hodnotu pro cykly WLTC v požadovaných mezích. Proto bude v následující kapitole navrženo několik úprav, aby bylo dosaženo cílových hodnot i pro cykly WLTC.

Upravována bude ECMS metoda B, která měla oproti Metodě A mírně lepší průměrnou odchylku od cílového SOC a menší podíl času, kdy se hodnota SOC nacházela mimo povolené meze, což je vidět na průběhu SOC v grafech 16 a 17.

4.9 Optimalizace řídicí strategie

Na základě srovnání v tabulce 13 vyplývá, že obě ECMS metody dosáhly lepších výsledků, když počáteční hodnota ekvivalentního faktoru vycházela z off-line optimalizace cyklu NEDC. Ten proto bude referenčním jízdním cyklem off-line optimalizace pomocí PMP k určení hodnoty s_0 . Je několik alternativ, jakým způsobem strategii optimalizovat.

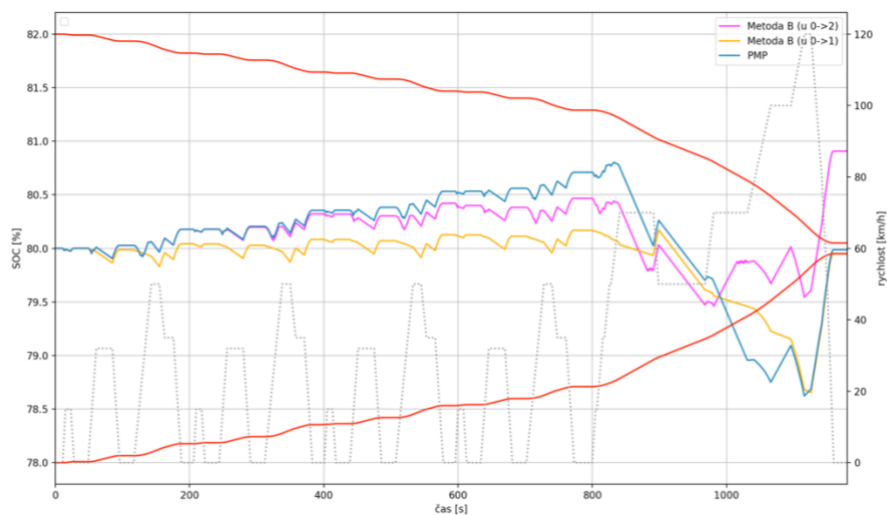
První možností je úprava kontrolní veličiny $u(t)$. U původního provedení mohla jeho hodnota při hybridním módu nabývat pouze hodnot v rozmezí $\langle 0; 1 \rangle$. Na obrázku 23 je ukázán příklad posunutí pracovního bodu do oblasti vyššího zatížení, ve které má spalovací motor také lepší účinnost. Ze vztahů (1) a (2) plyne, že pokud se bude hodnota kontrolní veličiny $u(t)$ v hybridním módu pohybovat pouze v intervalu $\langle 0; 1 \rangle$, je možné baterii nabíjet pouze při záporném požadovaném momentu.

Pakliže však interval rozšíříme na rozmezí $\langle 0; 2 \rangle$, může nastat situace, kdy je spalovací motor schopen pokrýt veškerý požadovaný točivý moment a se zbytkem dostupného momentu dobíjet baterie.

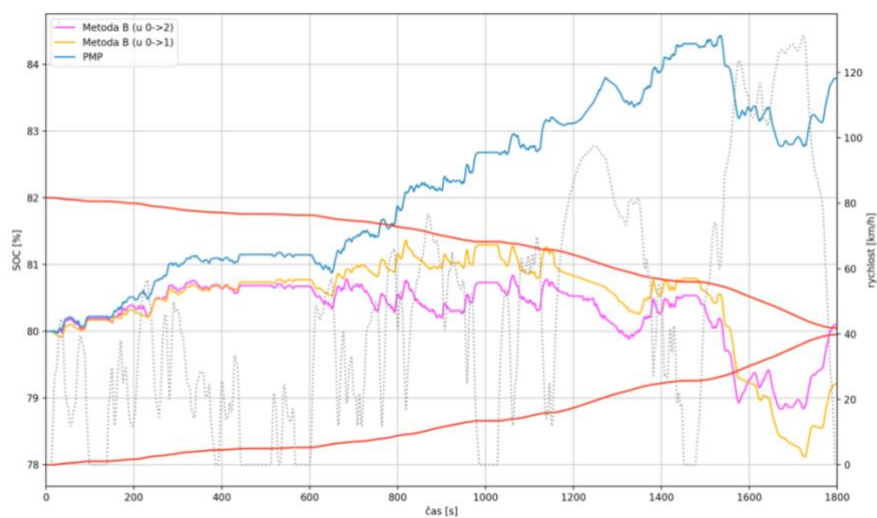
Obdobně jako v kapitole 4.7.3 je provedena optimalizace pomocí metody PMP, ze které je získána počáteční hodnota ekvivalentního faktoru s_0 .

$\Delta u = 0,005$	$u \in \langle 0; 2 \rangle, s_0 = -35,625$		$u \in \langle 0; 1 \rangle, s_0 = -50$	
	<i>NEDC</i>	<i>WLTC</i>	<i>NEDC</i>	<i>WLTC</i>
<i>Spotřeba paliva [l/100 km]</i>	4,23	4,43	4,04	4,4
<i>Konečné SOC [%]</i>	80,91	80,1	79,95	79,21
<i>Podíl času mimo povolené meze SOC [%]</i>	5,51	12,67	9,07	14,83

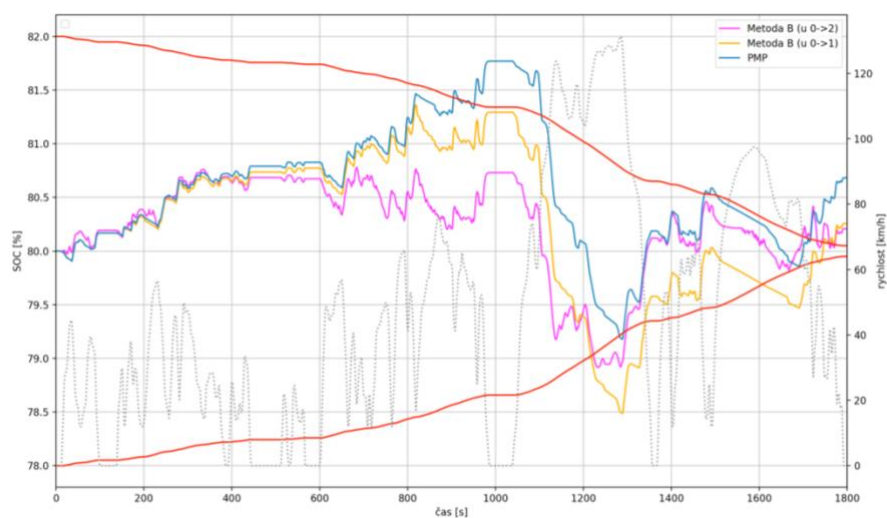
Tabulka 14 - Porovnání hodnot původní a optimalizované strategie



Graf 18 - Porovnání průběhů SOC cyklu NEDC



Graf 19 - Porovnání průběhů SOC cyklu WLTC



Graf 20 - Porovnání průběhů SOC upraveného cyklu WLTC



4.9.1 Citlivostní analýza parametrů řídicí strategie

Z grafů 18 – 20 a tabulky 14 je vidět vylepšení odchylky od finálové požadované hodnoty SOC u jízdních cyklů WLTC. Navržené vylepšení upravením rozsahu řídicí veličiny $u(t)$ zvýšila schopnost strategie udržet hodnotu SOC v požadovaných mezích po větší část jízdního cyklu, než u původní konfigurace metody B. Takto nastavená řídicí strategie je schopna v krátkém časovém horizontu vykompenzovat výkonově náročnou část WLTC cyklu i v jeho neupravené podobě, se kterou měli původně navržené řídicí strategie problém.

Vylepšení na straně řízení odchylky SOC má však negativní dopad na spotřebu paliva, která je vyšší, než je tomu u původních nastavení. V této kapitole bude provedena citlivostní analýza jednotlivých parametrů ovlivňující řídicí strategii, zda při jiné konfiguraci nebude zachováno řízení SOC při snížení spotřeby oproti původní konfiguraci.

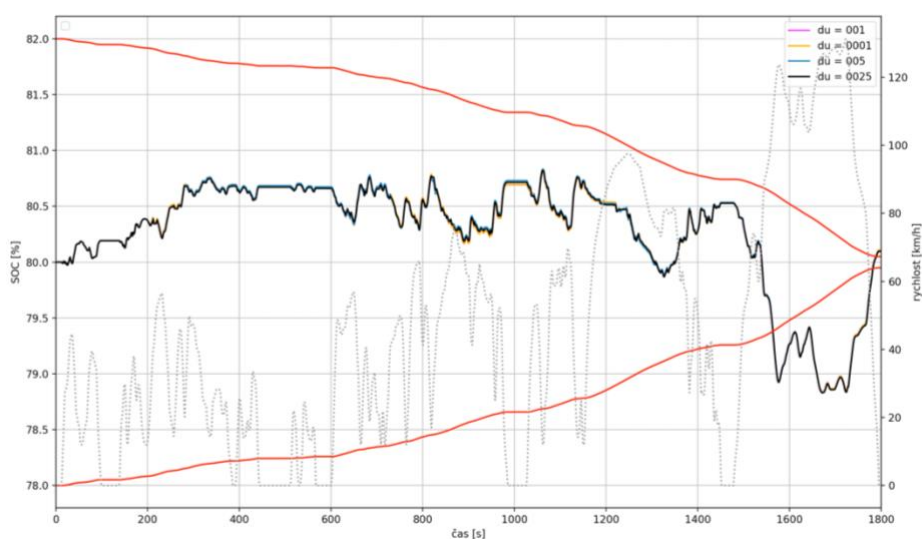
Veškerá analýzy budou prováděny pro jízdní cyklus WLTC.

Hodnota diskretizace Δu

V každém časovém kroku je ekvivalentní spotřeba minimalizována pro $\frac{2}{\Delta u}$ (platí pro $u \in \langle 0; 2 \rangle$) hodnot řídicí veličiny. Při současném nastavení ($\Delta u = 0,005$) je prováděn výpočet pro 400 hodnot řídicí veličiny u .

Δu	Výsledné SOC ξ [%]	Spotřeba paliva [l/100km]	Podíl času mimo povolené meze SOC [%]
0,005	80,1	4,43	12,67
0,0025	80,1	4,42	12,77
0,001	80,11	4,42	12,72
0,0001	80,11	4,42	12,77

Tabulka 15 - Porovnání vlivu diskretizace řídicí veličiny Δu



Graf 21 - Vliv diskretizace Δu_k na průběh SOC pro cyklus WLTC



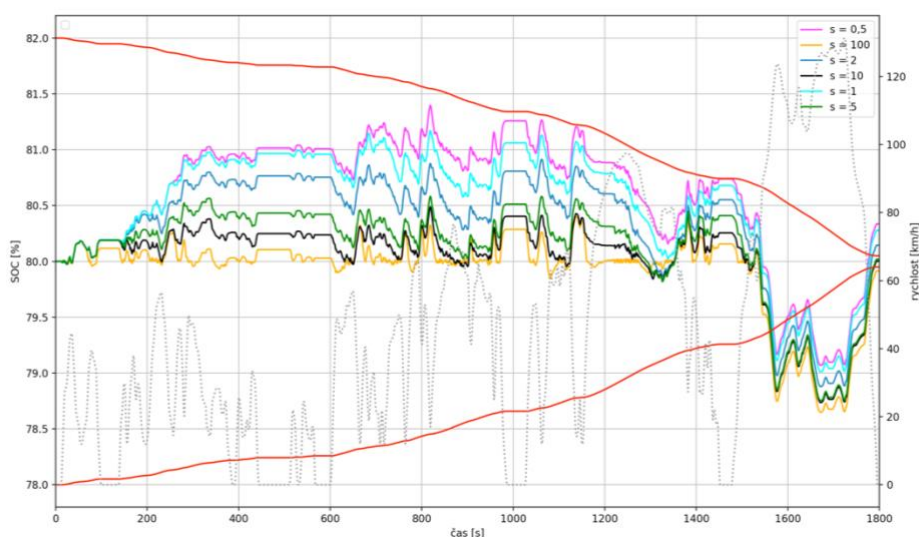
Z dat v tabulce 15 a grafu 21 je evidentní, že velikost diskretizace nemá na výslednou spotřebu paliva význačný vliv. I přes řádově menší diskretizaci nebylo dosaženo významného zlepšení, které by stálo za mnohem vyšší výpočetní náročnost. Mírně lepší hodnoty spotřeby byly dosaženy při poloviční diskretizaci $\Delta u = 0,0025$, která nenavýší výpočetní nároky a stojí za úvahu ji použít místo původní hodnoty $\Delta u = 0,005$.

Parametry l_s a l_r

Mnohem významnější dopad bude mít hodnota parametrů l_s a l_r . Jejich vliv na tvar křivky ekvivalentního faktoru byl již obecně popsán v kapitole 4.8.4.

l_s	Výsledné SOC ξ [%]	Spotřeba paliva [l/100km]	Podíl času mimo povolené meze SOC [%]
0,5	80,33	4,48	10,94
1	80,28	4,46	11,94
2	80,15	4,45	12,78
2,5	80,1	4,43	12,67
5	80,02	4,41	12,44
10	80,00	4,42	12,55
100	79,91	4,46	13,38

Tabulka 16 - Porovnání vlivu změny parametru l_s



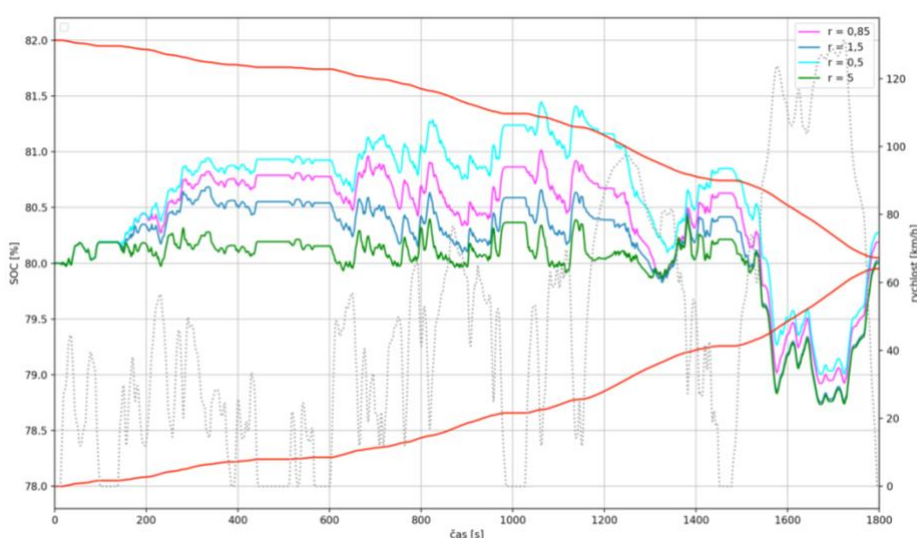
Graf 22 – Vliv parametru l_s na průběh SOC pro cyklus WLTC

S rostoucí hodnotou parametru l_s se závislost změny ekvivalentního parametru více podobá lineární závislosti. Z hodnot v tabulce 16 je vidět určitý trend snižování spotřeby paliva k hodnotě parametru $l_s = 5$. Průběh SOC pro tuto hodnotu je také přívětivý. Ještě u ní nenastává velká penalizace za jakékoliv změny SOC, jako je tomu u hodnoty 10 a hlavně 100. Zároveň se ale nedostává k limitním hodnotám SOC, jak tomu je u menších hodnot l_s .



l_r	Výsledné SOC ξ [%]	Spotřeba paliva [l/100km]	Podíl času mimo povolené meze SOC [%]
0,5	80,27	4,45	21,38
0,85	80,19	4,44	12,89
1	79,86	4,35	13,06
1,05	79,93	4,35	13,06
1,1	80,1	4,43	12,67
1,5	80,02	4,41	12,44
5	80,00	4,44	12,61

Tabulka 17 - Porovnání vlivu změny parametru l_r



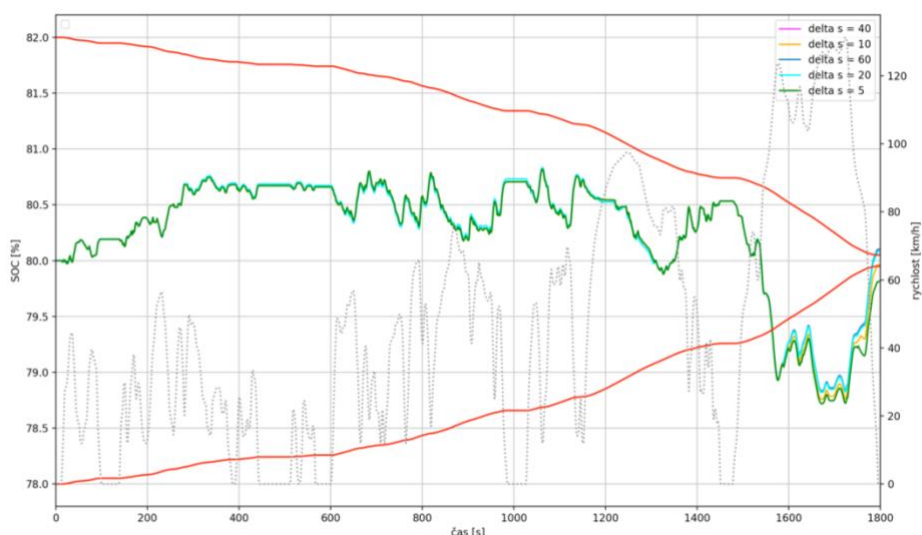
Graf 23 - Vliv parametru l_r na průběh SOC pro cyklus WLTC

Jak bylo zmíněno v kapitole 4.8.4, parametr l_r vytváří určitou bezpečnostní zónu před dosažením limitních hodnot SOC. Na základě této myšlenky byla volena původní hodnota parametru $l_r = 1,1$. Díky omezení křivky limitními hodnotami ekvivalentního faktoru s_{max} a s_{min} je určitá bezpečnostní zóna vytvořena již při hodnotě $l_r = 1$.

Limity ekvivalentního faktoru s_{max} a s_{min}

	Výsledné SOC ξ [%]	Spotřeba paliva [l/100km]	Podíl času mimo povolené meze SOC [%]
60	80,1	4,43	12,67
40	80,1	4,43	12,67
20	80,08	4,42	12,67
10	79,96	4,38	12,38
5	79,81	4,35	13,11

Tabulka 18 - Porovnání vlivu změny omezení limitních hodnot ekvivalentního faktor



Graf 24 - Vliv změny limitních hodnot na průběh SOC pro cyklus WLTC

Z grafu 24 je vidět, že vliv změny limitních hodnot se projeví až v místech velkých odchylek od požadovaného SOC. Po většinu jízdního cyklu je průběh křivky takřka identický pro všechny analyzované hodnoty z tabulky 18. Výrazný vliv je na konci jízdního cyklu ve výkonově nejnáročnější fázi, kdy odchylky SOC nabývají větších hodnot. Rozdíly se promítnou jak do výsledné hodnoty SOC, tak do spotřeby paliva.

I přes slibnou úsporu paliva pro menší rozmezí ekvivalentního faktoru, je třeba brát ohled na univerzální využití řídicí strategie. Pokud by byla jeho hodnota výrazně omezena, strategie by se mohla stát pro určité trasy nepoužitelnou i přes dosažení téměř optimálního řešení pro trasu jinou, v tomto případě WLTC.

4.9.2 Vyhodnocení analýzy

I přes minimální vliv na průběh hodnot SOC může přinést jemnější diskretizace Δu větší variabilitu pracovních bodů spalovacího motoru.

Hodnoty parametrů l_s a l_r mají na průběh SOC mnohem významnější vliv. Je potřeba zvolit takové hodnoty, aby byl zachován charakter funkce tangens. Hodnota l_s je zvolena na základě údajů z tabulky 16 a průběhu SOC v grafu 22. Parametr l_r je upraven s ohledem na bezpečnostní zónu, kterou vytváří.

Při určení hodnot omezení ekvivalentního faktoru s_{max} a s_{min} je důležité dbát na univerzálnost dané řídicí strategie. Z analýzy sice vyplynulo, že při jejich nižších hodnotách je dosaženo lepší spotřeby, to ale nezaručuje aplikovatelnost na typově odlišné jízdní profily.



Výsledné úpravy parametrů na základě optimalizace jsou shrnuty v následující tabulce:

Parametr	Původní hodnoty	Upraveno dle analýzy
s_0	-35,625(dle NEDC)	-35,625(dle NEDC)
Δs	40	20
u	$\langle 0; 2 \rangle$	$\langle 0; 2 \rangle$
Δu_k	0,005	0,0025
$\Delta \xi_0$	2	2
$\Delta \xi_f$	0,1	0,1
l_r	1,1	1,05
l_s	2,5	5

Tabulka 19 - Srovnání původních a optimalizovaných parametrů řídicí strategie

4.10 Simulace upravené řídicí strategie

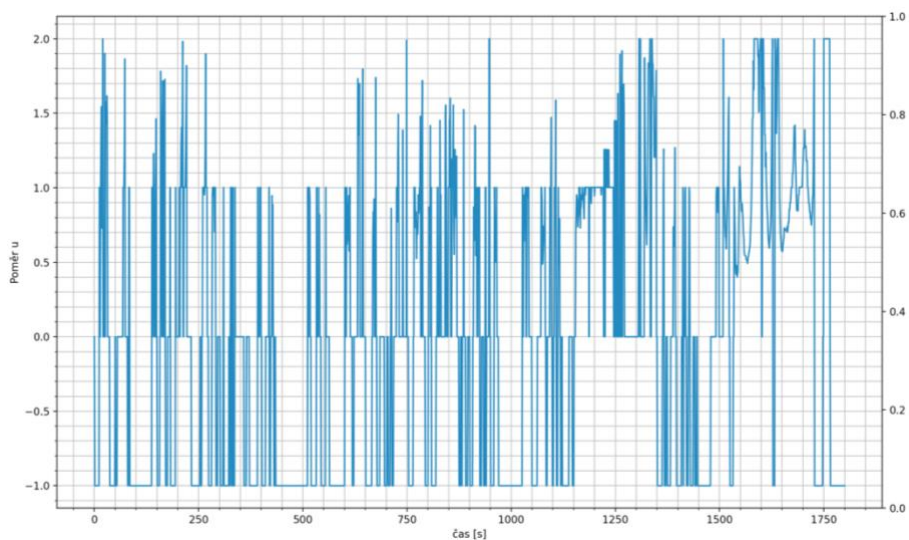
Po návrhu upravení parametrů řídicí strategie bude provedena simulace všech jízdních tras. Kromě aktualizované ECMS metody B (B_{edit}) budou také provedeny simulace původní strategie z kapitoly 4.9(B), jejíž parametry nabývají původních hodnot (viz. Tabulka 19).

Trasa	Výsledné SOC ξ [%]		Spotřeba paliva [l/100km]		Podíl času mimo povolené meze SOC [%]	
	B_{edit}	B	B_{edit}	B	B_{edit}	B
NEDC	80,96	80,91	4,25	4,23	5,00	5,25
WLTC	80,01	80,10	4,41	4,43	12,22	12
Upravené WLTC	80,18	80,21	4,45	4,44	7,39	7,39
Trasa 1	81,24	81,26	1,00	1,02	69,06	69,43
Trasa 2	80,20	80,18	8,41	8,39	1,98	1,76
Trasa 3	80,26	80,25	5,20	5,19	18,25	17,99
Trasa 4	80,11	80,11	2,32	2,34	22,41	24,55
Trasa 5	80,69	80,73	3,69	3,67	19,12	18,92
Trasa 6	80,34	80,35	4,92	4,92	6,59	4,52
Trasa 7	80,12	80,13	4,53	4,54	47,15	48,75
Trasa 8	79,92	79,92	5,48	5,49	76,38	73,97
Trasa 9	80,12	80,11	4,97	4,97	46,58	46,05

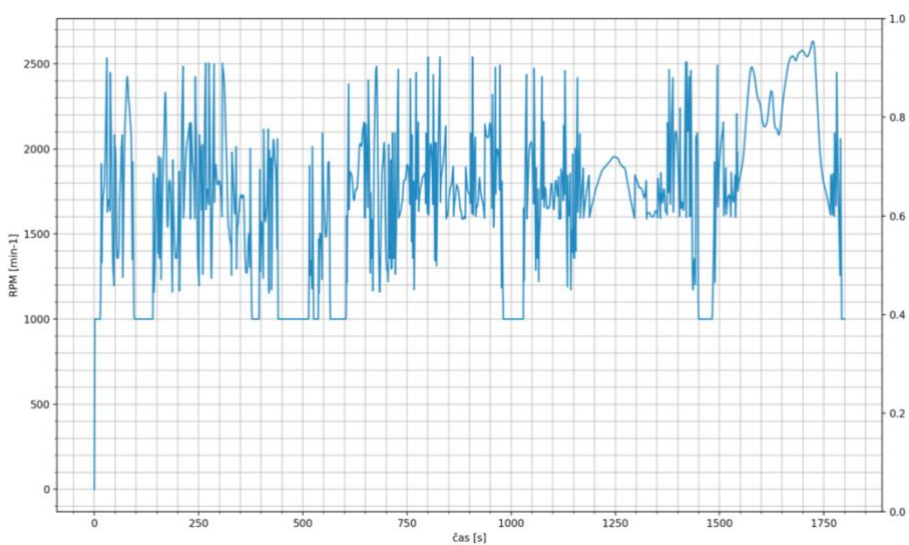
Tabulka 20 - Porovnání simulace optimalizované a původní strategie

4.10.1 Jízdní cyklus WLTC

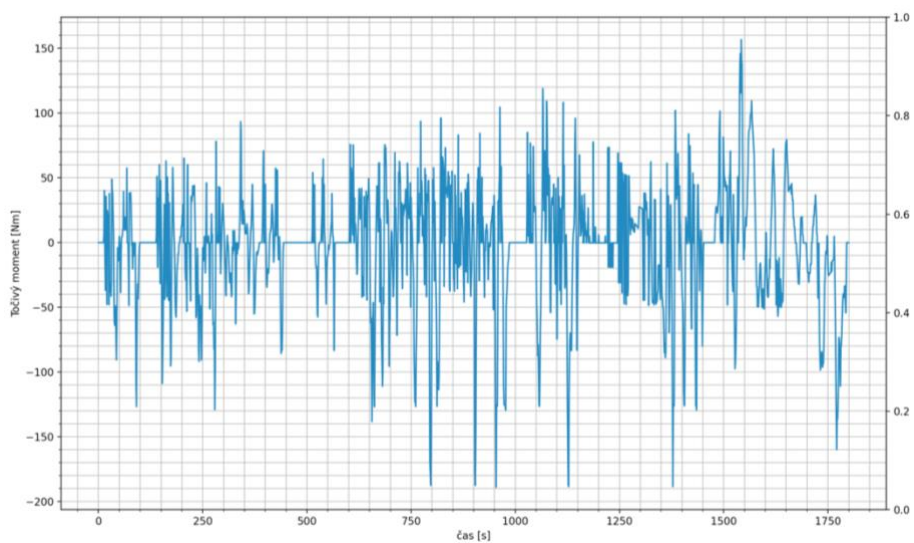
Pro jízdní cyklus WLTC budou demonstrovány průběhy výsledků vybraných veličin pro simulaci *charge – sustaining* cyklu.



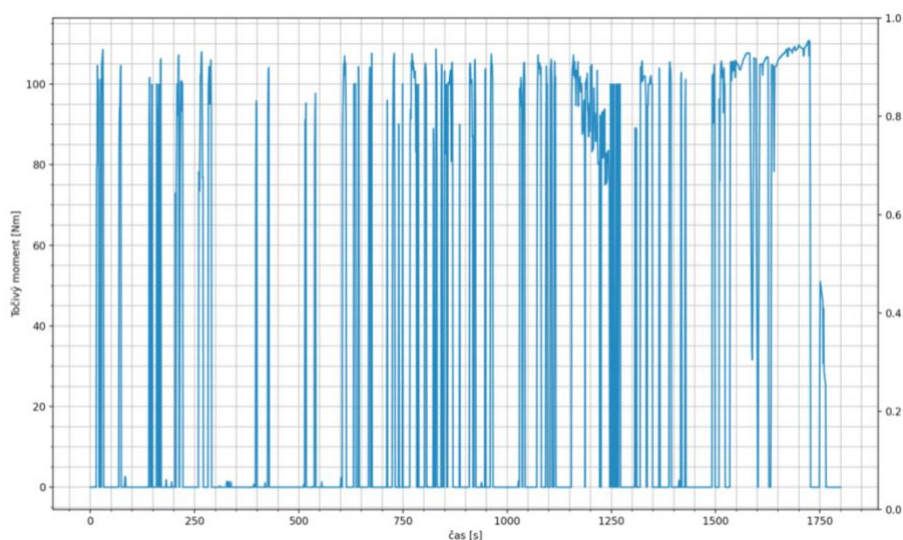
Graf 25 – Průběh řídicího poměru rozložení momentu mezi spalovací motor a elektromotor



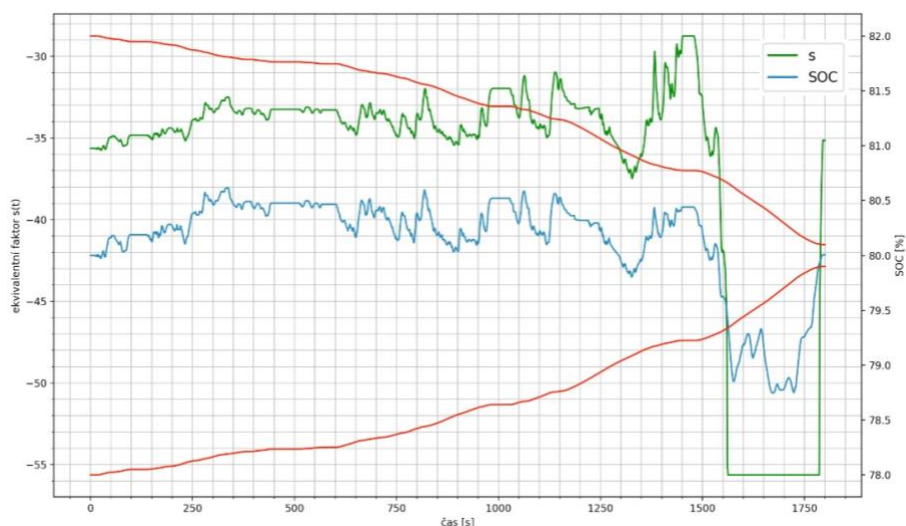
Graf 26 - Průběh otáček



Graf 27 - Průběh točivého momentu elektromotoru



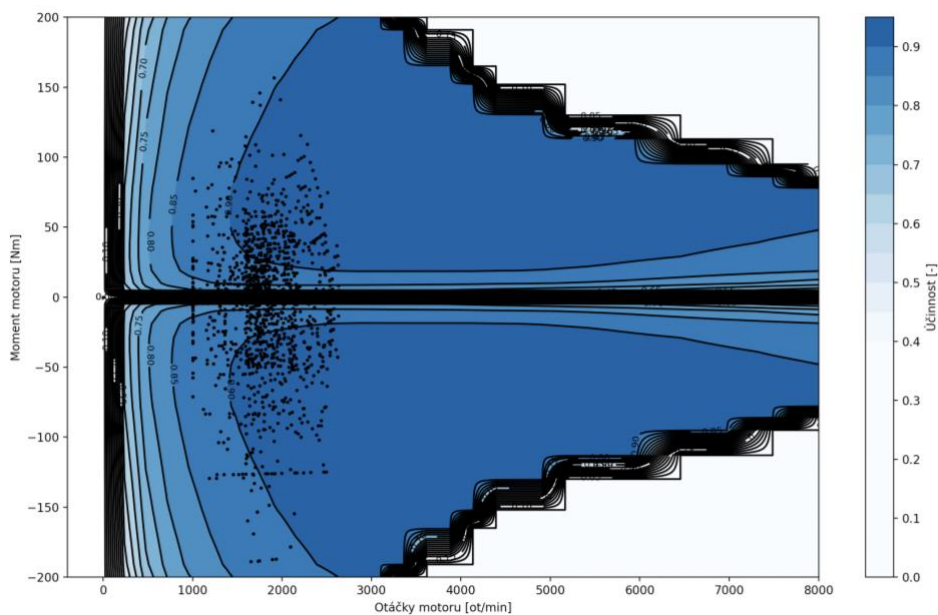
Graf 28 - Průběh točivého momentu spalovacího motoru



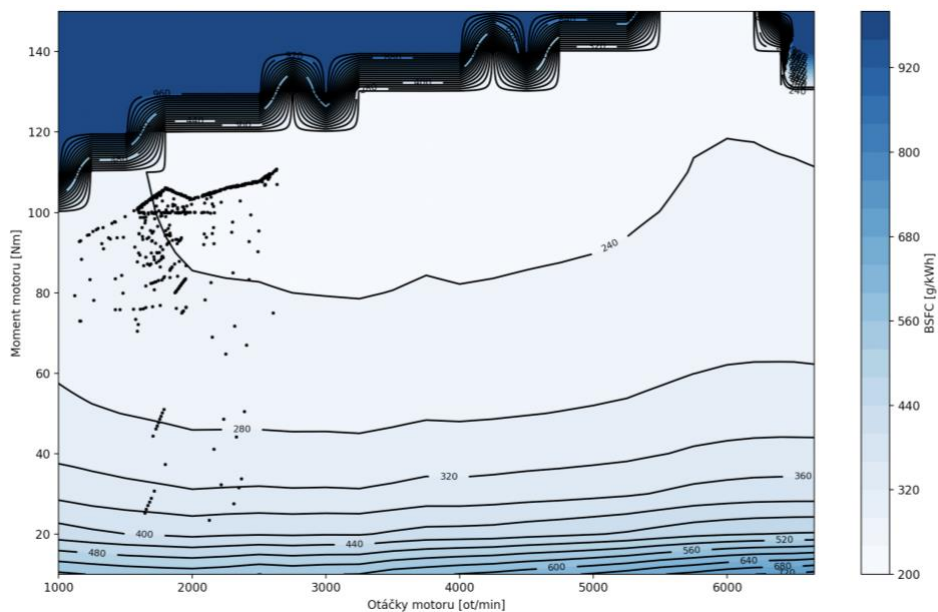
Graf 29 - Průběh stavu SOC a hodnoty ekvivalentního faktoru s

Průběh hodnot SOC se téměř po celou dobu cyklu udržuje s rezervou v mezích požadovaných hodnot. K vychýlení z této oblasti dochází až ve finální fázi cyklu, která je, jak už bylo zmíněno, výkonově nejnáročnější. Strategie je ale schopna vykompenzovat zvýšené využití elektrické energie a ke konci cyklu dostává SOC zpět do oblasti kolem požadovaných hodnot. Docílí toho hlavně díky rozšíření intervalu pro řídicí koeficient u , jehož hodnota se, zejména v závěru trasy, pohybuje nad 1, což znamená, že jsou baterie dobíjeny spalovacím motorem.

Ze získaných hodnot točivého momentu jednotlivých hnacích agregátů, byly zaneseny všechny pracovní body do mapy účinnosti elektromotoru (Graf 30), resp. úplné charakteristiky spalovacího motoru (Graf 31).



Graf 30 - Mapa pracovních bodů elektromotoru

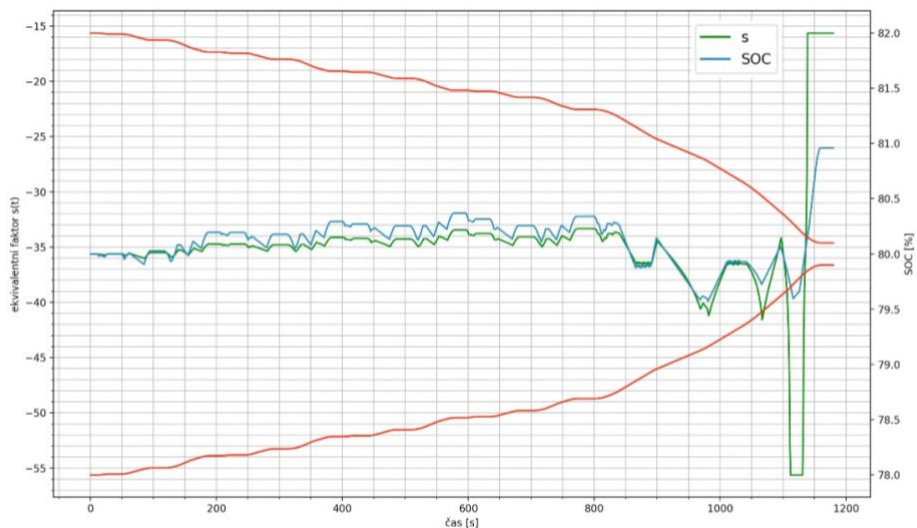


Graf 31 - Mapa pracovních bodů spalovacího motoru

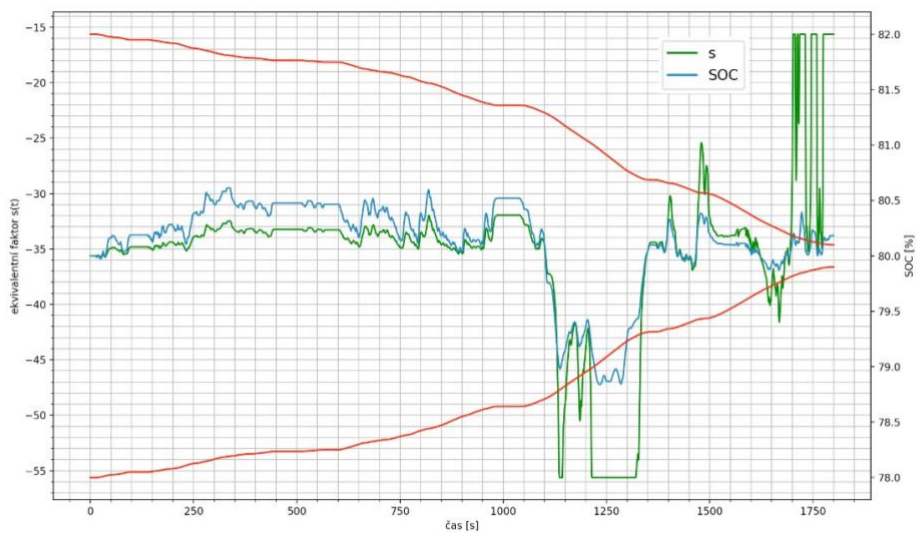
Jak je vidět z grafu 26, resp. 30 a 31, řídicí algoritmus převážně udržuje otáčky vozidla v rozumné oblasti mezi 1600–2000 ot./min a řídicí veličina u zajišťuje rozdělení točivého momentu tak, aby koncentrace pracovních bodů v úplné charakteristice byla co nejvíce v oblasti s vyšším zatížením, kde má spalovací motor vysokou účinnost.

4.10.2 Průběhy SOC a ekvivalentního faktoru s

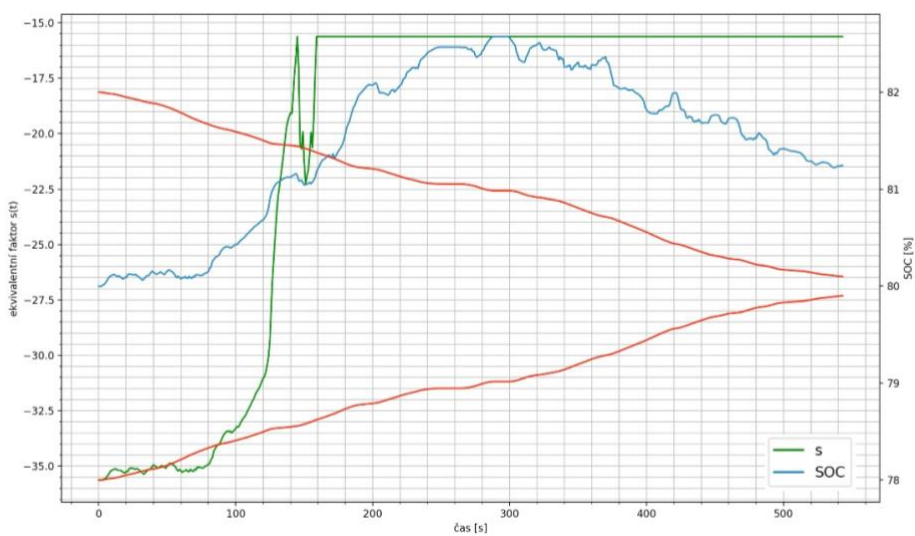
Pro zbylé jízdní cykly již nebude popsán detailní průběh všech veličin jako pro cyklus WLTC v předešlé podkapitole. Vyobrazen bude průběh SOC a průběh ekvivalentního faktoru s v rámci daných tras.



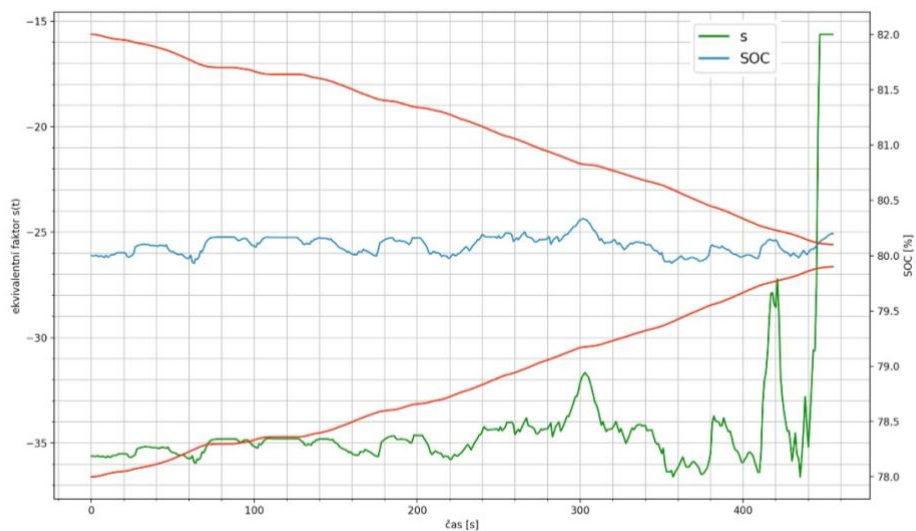
Graf 32 - Průběh NEDC



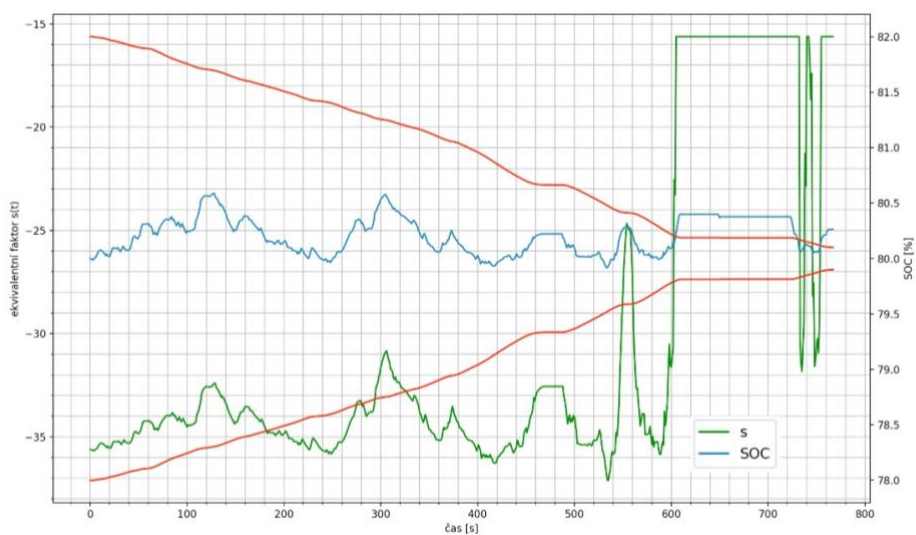
Graf 33 - Průběh upraveného WLTC



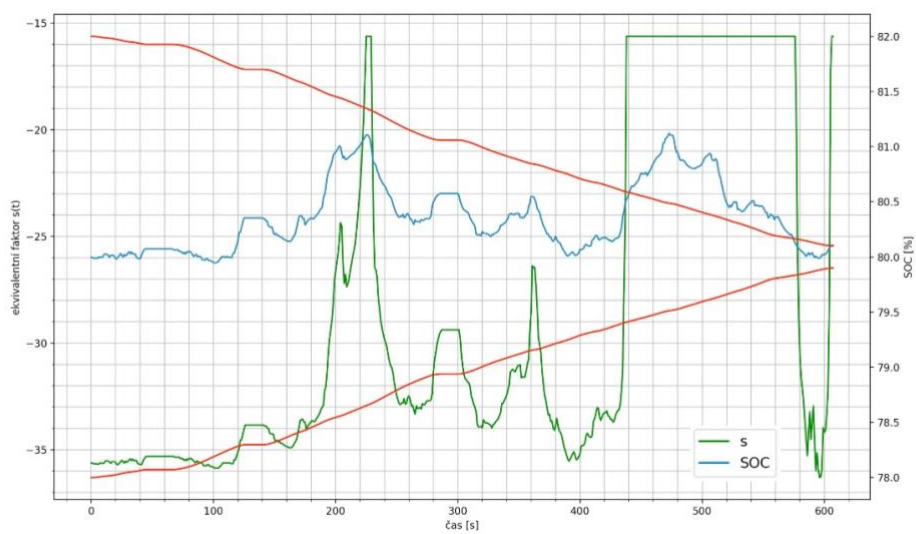
Graf 34 - Průběh Trasy 1



Graf 35 - Průběh Trasa 2



Graf 36 - Průběh Trasa 3



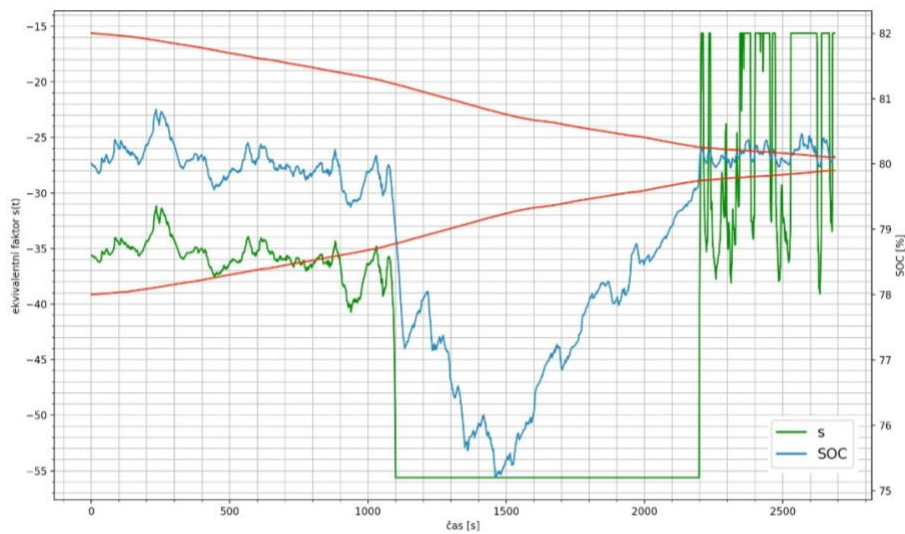
Graf 37 - Průběh Trasa 4



Graf 38 - Průběh Trasa 5



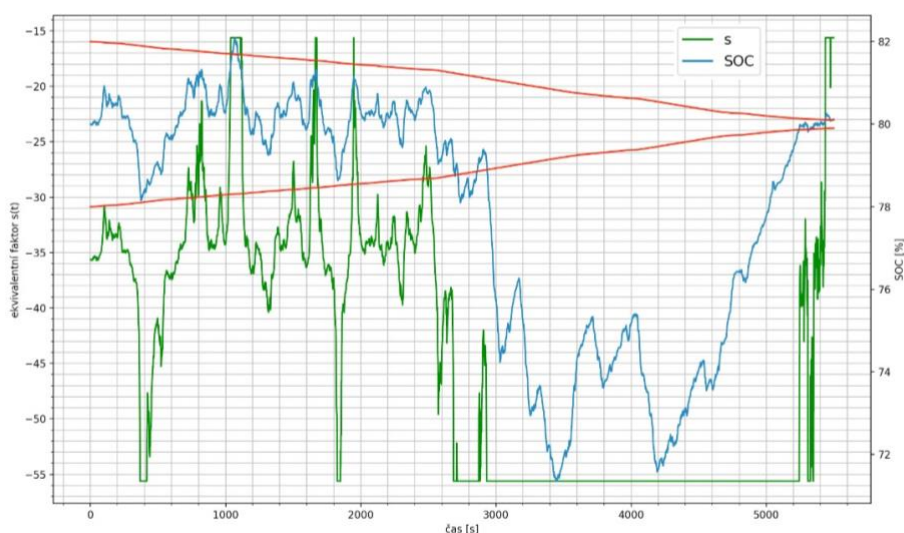
Graf 39 - Průběh Trasa 6



Graf 40 - Průběh Trasa 7



Graf 41 - Průběh Trasa 8



Graf 42 - Průběh Trasa 9

4.10.3 Shrnutí

Z hodnot v tabulce 20 je vidět, že obě varianty strategií s řídicí veličinou $u \in (0; 2)$, dosahují velice uspokojivých konečných hodnot SOC a s přihlédnutím na jistou toleranci můžeme tvrdit, že jsou všechny tyto cykly *charge – sustaining*.

Při pohledu na průběhy ekvivalentního faktoru v grafech 32 – 42 je patrné, že v každém cyklu alespoň jednou dosáhl své limitní hodnoty. Pokud se jedná o případ, jako je např. u Trasy 5, kdy se po dosažení limitní hodnoty vrátí zpět do operačního intervalu, není potřeba limity nějak zásadně upravovat.

Pokud je však hodnota limity omezována delší čas, jako je to např. u Trasy 8 nebo Trasy 4, je potřeba zvážit úpravu těchto hodnot. Je potřeba ale provést analýzu, jaký má tento stav důvod. Pokud se jedná o delší setrvání na horní hranici ekvivalentního faktoru, vozidlo upřednostňuje největší možný elektrický režim vozidla, ale i přesto je hodnota SOC stále vysoká. V takovém případě se většinou „okrádáme“ o úsporu spotřeby paliva menším



podílem elektrického pohonu, než by byl teoreticky pro daný okamžik možný. Toto je s největší pravděpodobností případ právě Trasy 4 nebo Trasy 3. V případě spodní hranice by naopak spalovací motor byl schopen baterie dobíjet větším výkonem, ale strategií mu to není povoleno.

Druhou variantou je dosažení fyzikálních limitů hnacího agregátu. Ty můžeme dosáhnout jak na spodní, tak na horní hranici. V případě horní hranice už jede vozidlo čistě elektrickým režimem, ale zkrátka požadovaný výkon není tak vysoký, aby v krátkém časovém horizontu snížil stav SOC do požadovaných mezí. V případě spodních limitů se jedná v zásadě o výkonově náročnější fáze jízdních cyklů, kde je potřeba pohonu obou hnacích agregátů, aby vůbec byly splněny výkonové požadavky na pohon vozidla. Toto je nejspíš případ Trasy 8 a 9.

Tento problém se stanovením limitů již byl zmíněn v 4.9.2. Pro jednoznačné vyhodnocení, o který případ se jedná, zda je opravdu ještě prostor pro úsporu paliva nebo se pohonná jednotka pohybuje na hranici svých fyzikálních možností, by byla potřeba další analýza s různými variacemi limitů.

4.11 Porovnání řídicích strategií

V rámci postupu návrhu řídicí strategie bylo definováno několik variant řídicích strategií. V následující tabulce budou všechny tyto strategie mezi sebou porovnány na základě dat, která byla získána simulací všech 12 definovaných jízdních cyklů o celkové délce 470,55 km.

Strategie	Prům. odchylka od ξ_f [%]	Spotřeba paliva [l/100km]	Podíl času mimo povolené meze SOC [%]
PMP dle NEDC	5,22	4,46	-
PMP dle WLTC	5,55	4,35	-
ECMS A dle NEDC	4,48	4,41	58,64
ECMS A dle WLTC	4,51	4,40	58,95
ECMS B dle NEDC	4,38	4,44	56,03
ECMS B dle WLTC	4,50	4,41	57,17
ECMS B	0,37	4,82	41,56
ECMS B edit	0,36	4,82	42,35

Tabulka 21 - Celkové porovnání navržených strategií

5 Srovnání s GT – Suite

Výpočetní software GT – Suite využívá pro simulace rovněž metodiku ECMS. Implementovaná strategie je popsána vztahy:



$$(89) \quad H_{GT}(\xi(t), PDL_{ICE}(t), p, t) = m_{ff}(PDL_{ICE}(t), t) + \frac{p}{LHV} \cdot P_{batt}(t) \cdot f_{PEN}(\xi(t))$$

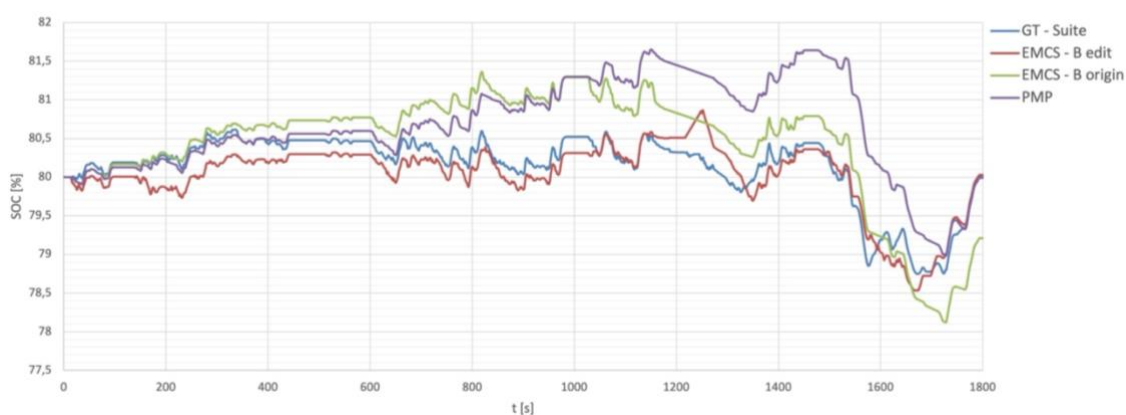
$$(90) \quad f_{PEN}(\xi(t)) = 1 - \left(\frac{\xi(t) - \xi_{trgt}}{\frac{\xi_{max} - \xi_{min}}{2}} \right)^\alpha$$

Kde člen p je ekvivalentní faktor. V rovnici (89) je zakomponovaná výhřevnost paliva spalovacího motoru (LHV) a dále výkon baterie $P_{batt}(t)$. Penalizační funkce f_{PEN} je definovaný jako podíl odchylky od požadované hodnoty SOC a dovolené odchylky (90). Exponent α je klíčový parametr ve způsob penalizace odchylky od požadovaného SOC. [23] Simulace v GT – Suite byla provedena pro cyklus WLTC. Je v ní respektován průběh řazení, který byl získán navrženým algoritmem v 4.5. Porovnány budou výsledky, získané upravenou řídicí strategií (ECMS B edit). Dále bude jako reference použit původní návrh ECMS Metoda B (dle NEDC) a také strategie PMP, optimalizovaná právě pro cyklus WLTC.

	<i>GT – Suite</i>	<i>ECMS B edit</i>	<i>ECMS B</i>	<i>PMP</i>
Spotřeba paliva [l/100km]	4,2	4,41	4,4	4,51

Tabulka 22 – Srovnání spotřeby paliva navržených strategií ze simulací v GT – Suite

Rozdílnosti ve výsledcích navržených ECMS strategií může být kombinace několika faktorů. Jedním z nich je malý rozdíl v uvažovaném elektromotoru, který je v programu GT – Suite definován. V simulačním modelu má maximální výkon 54 kW, oproti 65 kW v této práci. Dalším faktorem mohou být odlišnosti formulace metody ECMS, popsána rovnicemi (89) a (90). Tato simulace má zejména funkci kontroly, zda je chování navržené strategie reálné či nikoliv. Jak je vidět v grafu 43, chování všech uvažovaných strategií je typově velmi podobné.



Graf 43 - Porovnání průběhů SOC získaný simulací v GT – Suite a simulací navržených strategií

6 Závěr

Cílem této diplomové práce je pomocí programovacího jazyka Python, provést návrh lokálně optimálního řídicího logaritmu hybridního elektrického vozidla. Ten je založen na



principu Pontryagynově minimálním principu, který je implementován do řídicí strategie vycházející z metody ekvivalentní spotřeby paliva.

V úvodu práce byla provedena rešerše, zabývající se problematikou hybridních elektrických vozidel a strategií jejich řízení. Důraz byl kladen zejména na popsání Pontryagynova minimálního principu a metody ekvivalentní spotřeby paliva, ale byly zmíněny i jiné alternativy řízení hybridních elektrických vozidel.

Praktická část byla věnována samotnému návrhu řídicí strategie. V první řadě byla provedena off-line optimalizace referenčních cyklů, aby byly získány výchozí hodnoty pro navržení online řídicí strategie. Byly navrženy dvě metody řízení, které jsou obě založeny na metodice ECMS. Při jejich následném porovnání byla vybrána metoda, která měla lepší vlastnosti a vyšší optimalizační potenciál.

Další část se týkala optimalizace už jen jedné řídicí strategie. První fáze optimalizace spočívala hlavně ve zvýšení variability rozdělení požadovaného momentu, který byl v prvních navržených strategiích rozdělen čistě mezi dva hnací agregáty. Optimalizovaná varianta již umožňuje zatížení spalovacího motoru vyšší, než je požadovaný moment a tímto přebytkem dobíjet baterie. Toto byla kritická úprava, která vedla ke značnému zvýšení schopnosti strategie dosáhnout požadovaných hodnot SOC. Následně byly optimalizovány jednotlivé parametry řídicí strategie na základě citlivostní analýzy.

V závěrečném srovnání všech definovaných strategií je evidentní, že navržené optimalizace řídicí strategie dokáže velmi dobře splňovat podmínku *charge – sustaining* jízdního cyklu. Průměrná odchylka od požadovaného SOC klesla z původních hodnot kolem 4–5 % procent pro první navrhované strategie, až na hodnoty 0,36 %, resp. 0,37 % pro finální optimalizované strategie. Tímto se ovšem zvýšila výsledná průměrná spotřeba až o 10 %, oproti původním hodnotám. Tato změna je ale značně ovlivněna Trasami 8 a 9, kde byly optimalizované strategie schopny dosáhnout téměř požadovaného SOC na konci jízdního cyklu, kdežto původní strategie měli výsledné SOC až o 40% nižší. Což samozřejmě značně snížilo spotřebu paliva, ale nebyly zdaleka splněny podmínky *charge – sustaining* cyklu.

V rámci shrnutí výsledných průběhů SOC a ekvivalentního faktoru po simulaci všech tras byla provedena úvaha nad možnostmi dalších uprav parametrů řídicí strategie.

V závěru je porovnání výsledných průběhů SOC a hodnot spotřeby paliva pro cyklus WLTC se simulací v programu GT – Suite. Touto simulací bylo dosaženo o 5% nižší spotřeby, než bylo dosaženo simulacemi pomocí navržené strategie.

V této práci byl navržen lokálně – optimální řídicí algoritmus hybridního elektrického vozidla. Výsledný řídicí algoritmus ve všech simulovaných trasách dosáhl uspokojivých odchylek od požadovaných hodnot SOC a lze tak konstatovat, že splňuje podmínky *charge – sustaining* módu. Samozřejmě se naskýtá prostor pro další optimalizace a zlepšení



efektivitu řízení, což ostatně ukázalo i srovnání s hodnotami v GT – Suite. Další návrhy na vylepšení byly zkonstatovány, jejich realizace by však již byla rozsáhlejšího charakteru nad rámec této práce.

7 Zdroje

- [1] GUZZELLA, Lino a Antonio SCIARRETTA. *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization*. Third Edition. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013. ISBN 978-3-642-35912-5.
- [2] MU, Hao a Roi XIONG. *Modeling, Dynamics, and Control of Electrified Vehicles*. Beijing: Woodhead Publishing, 2018. ISBN 978-0-12-812786-5.
- [3] SVOBODA, Jiří. *Teorie dopravních prostředků: vozidla silniční a terénní*. 3. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1993. ISBN 80-01-00276-4.
- [4] MORKUS, Josef. *Přednášky předmětu Hybridní pohony*. 2020. CVUT v Praze.
- [5] KOLÁŘ, Josef. *Přednášky předmětu Dopravní technika*. 2019. CVUT v Praze.
- [6] KOHEL, Petr a Rastislav TOMAN. DEVELOPMENT OF A CONTROL ALGORITHM FOR A PARALLEL HYBRID POWERTRAIN. MECCA. 2020(01), 15-28.
- [7] TRIBIOLI, Laura a BELLA, Gino. *Hybrid Technologies for Power Generation*. Academic Press, 2022. ISBN 9780128237939.
- [8] VIDYANANDAN, K. V. Overview of electric and hybrid vehicles. *Energy Scan*, 2018, 3: 7-14
- [9] Y. Ren and Z. Wu, Research on the Energy Management Strategy of Hybrid Vehicle Based on Pontryagin's Minimum Principle, 2018 10th International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics (IHMSC), 2018, pp. 356-361, doi: 10.1109/IHMSC.2018.10187.
- [10] KENNEDY, Ian. The electrified car's powertrain explained [online]. In: 8.7.2019 [cit. 2022-08-30]. Dostupné z: <https://www.wevolver.com/article/the-electrified-car-s-powertrain-explained>
- [11] LIU, Yiqun a Gene LIAO. Fuel economy improvement and emission reduction of 48 V mild hybrid electric vehicles with P0, P1, and P2 architectures with lithium battery cell experimental data [online]. In: 15.10.2021 [cit. 2022-08-30]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/16878140211036022>
- [12] Global technical regulation on Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure. In: 2014. Dostupné také z: <https://unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29r-1998agr-rules/ECE-TRANS-180a15e.pdf>
- [13] Deguchi, Yoshitaka, Kouichi Kuroda, M. Shouji and Taketoshi Kawabe. HEV Charge/Discharge Control System Based on Navigation Information. (2004).



- [14] Alzorgan, M., Carroll, J., Al-Masalmeh, and Mayyas, A., Look-Ahead Information Based Optimization Strategy for Hybrid Electric Vehicles, SAE Technical Paper, 2016, doi:10.4271/2016-01-2226
- [15] P. Spichartz and C. Sourkounis, Assessment of recuperation strategies for electric vehicles by simulations and measurements, 2016 International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion (SPEEDAM), 2016, pp. 1226-1231, doi: 10.1109/SPEEDAM.2016.7526008.
- [16] Kim, Namwook & Cha, Suk-Won & Peng, Huei. (2011). Optimal Control of Hybrid Electric Vehicles Based on Pontryagin's Minimum Principle. IEEE Trans. Contr. Sys. Techn. 19. 1279-1287. 10.1109/TCST.2010.2061232. Dostupné z: <https://www.researchgate.net/publication/220539024>
- [17] TRAN, Dai-Duong, Majid VAFAEIPOUR, Mohamed EL BAGHDADI, Ricardo BARRERO, Joeri VAN MIERLO a Omar. Thorough state-of-the-art analysis of electric and hybrid vehicle powertrains: Topologies and integrated energy management strategies. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2020(Volume 119).
- [18] Z. Chen, Y. Liu, M. Ye, Y. Zhang, Z. Chen, G. Li, A survey on key techniques and development perspectives of equivalent consumption minimisation strategy for hybrid electric vehicles, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 151, 2021, 111607, ISSN 1364-0321, Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111607>.
- [19] Paganelli, G. & Delprat, Sebastien & Guerra, Thierry-Marie & Rimaux, J. & Santin, Jean-Jacques. (2002). Equivalent consumption minimization strategy for parallel hybrid powertrains. IEEE Vehicular Technology Conference. 4. 2076 - 2081 vol.4. 10.1109/VTC.2002.1002989.
- [20] Enang W, Bannister C. Robust proportional ECMS control of a parallel hybrid electric vehicle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2017;231(1):99-119. doi:10.1177/0954407016659198
- [21] Alzorgan, M., Carroll, J., Al-Masalmeh, E., and Mayyas, A., "Look-Ahead Information Based Optimization Strategy for Hybrid Electric Vehicles," SAE Technical Paper 2016-01-2226, 2016, doi:10.4271/2016-01-2226.
- [22] SOUKUP, Jan. Two-Level Energy Management Strategy for Hybrid Electric Vehicle Using Planned-Trip Information. Praha, 2019. Master thesis. ČVUT v Praze.
- [23] TOMAN, Rastislav a Mikuláš ADÁMEK. SENSITIVITY STUDIES OF VARIOUS PENALTY FUNCTIONS IN OPTIMAL HEV CONTROL PROBLEM USING PMP. Hustopeče, 2023.



Seznam obrázků

Obrázek 1 - Schéma paralelního hybridu (SP – slučovací převodovka, M – měnič) (upraveno z [1])	12
Obrázek 2 – Topologie P0 – P4 paralelního hybridu dle umístění elektromotoru [4]	12
Obrázek 3 - Power assist mode ($0 < u < 1$) (upraveno z [1]).....	14
Obrázek 4 - Rekuperace $u = 1$ (upraveno z [1]).....	14
Obrázek 5 - Dobíjení baterie ($u < 0$) (upraveno z [1])	14
Obrázek 6 - Konvenční pohon spalovacím motorem ($u = 0$) (upraveno z [1])	14
Obrázek 7 - Čistě elektrický pohon ($u = 1$) (upraveno z [1]).....	15
Obrázek 8 - Schéma sériového hybridu (P – převodovka) (upraveno z [1])	15
Obrázek 9 – Čistě elektrický mód ($u = 1$)(upraveno z [1]).....	16
Obrázek 10 – Dobíjení baterie ($u < 0$) (upraveno z [1]).....	16
Obrázek 11 – Hybridní pohon ($0 < u < 1$) (upraveno z [1])	16
Obrázek 12 – Rekuperace ($u = 1$)(upraveno z [1])	17
Obrázek 13 - Srovnání úspory paliva paralelního a sériového hybridu[4].....	17
Obrázek 14 - Schéma sério-paralelního hybridu s planetovým převodem (upraveno z [1]).....	17
Obrázek 15 - Schéma sério-paralelního hybridu bez planetovým převodem (upraveno z [1])	18
Obrázek 16 - Konvenční mód (upraveno z [1])	18
Obrázek 17 - Čistě elektrický mód (upraveno z [1]).....	18
Obrázek 18 – Rekuperace (upraveno z [1]).....	18
Obrázek 19 - Dobíjení baterie (upraveno z [1])	18
Obrázek 20 - "power assist" mód (upraveno z [1]).....	19
Obrázek 21 – Přehled stupně hybridizace jednotlivých typů vozidel (upraveno z [1])	19
Obrázek 22 - Přehled řídicích strategií hybridních vozidel (upraveno z [18]).....	22
Obrázek 23 - Příklad posunutí pracovního bodu za daných otáček motoru [6]	23
Obrázek 24 – Příklad definované mapy pro hybrid s vysokým SOC (a) a s nízkým SOC (b) [1]	24
Obrázek 25 – Příklad souboru stavů pro řízení na základě pravidel (upraveno z [1])	24
Obrázek 26 – Příklad pravidel termostatové logiky [4].....	25
Obrázek 27 - Příklad průběhu SOC pro Charge Depleting (CD) a Charge Sustaining (CS) módu u Plug-in hybridu [4].....	27
Obrázek 28 - Příklad Cost-to-go funkce danou (11) (upraveno z [1])	29
Obrázek 29 - Tok výkonu pro vybíjení (vlevo) a nabíjení (vpravo) baterie v aktuálním čase [19].....	31
Obrázek 30 – Závislost E_{ftf} a E_{echt} pro danou konfiguraci vozidla a daný jízdní cyklus [1].....	32
Obrázek 31 - Prediktivní řízení pro nadcházející jízdu do kopce [21]	35
Obrázek 32 - Schéma sil působících na vozidlo ve směru pohybu [3]	39
Obrázek 33 – Příklad rozložení dynamického tlaku po povrchu vozidla (vlevo) a průchodu vzduchu vozidlem (vpravo) [5]	40
Obrázek 34 - Příklad rozložení hladin pro $\Delta\xi f$	54



Seznam grafů

Graf 1 - Úplná charakteristika spalovacího motoru	37
Graf 2 - Mapa účinnosti elektromotoru	38
Graf 3 - Rychlostní profil cyklu NEDC	43
Graf 4 - Rychlostní profil cyklu WLTC	44
Graf 5 - Rychlostní profil upraveného cyklu WLTC	45
Graf 6 - Průběh převodových stupňů pro cyklus WLTC	47
Graf 7 - Průběh převodových stupňů pro cyklus NEDC	47
Graf 8 - Průběh požadovaného točivého momentu cyklu WLTC	48
Graf 9 - Průběh požadovaného točivého momentu cyklu NEDC	48
Graf 10 - Průběh st pro Metodu B bez zavedení omezení	56
Graf 11 - Průběh st pro Metodu B s omezením dle (88)	56
Graf 12 - Průběh $s(t)$ pro Metodu B s omezením dle (87), (84) a (85)	56
Graf 13 - Vliv parametru lr na křivku ekvivalentního faktoru	57
Graf 14 - Vliv parametru ls na křivku ekvivalentního faktoru	58
Graf 15 – Porovnání průběhů SOC cyklu NEDC	59
Graf 16 - Porovnání průběhů SOC cyklu WLTC	60
Graf 17 - Porovnání průběhů SOC upraveného cyklu WLTC	60
Graf 18 - Porovnání průběhů SOC cyklu NEDC	63
Graf 19 - Porovnání průběhů SOC cyklu WLTC	63
Graf 20 - Porovnání průběhů SOC upraveného cyklu WLTC	63
Graf 21 - Vliv diskretizace Δuk na průběh SOC pro cyklus WLTC	64
Graf 22 – Vliv parametru ls na průběh SOC pro cyklus WLTC	65
Graf 23 - Vliv parametru lr na průběh SOC pro cyklus WLTC	66
Graf 24 - Vliv změny limitních hodnot na průběh SOC pro cyklus WLTC	67
Graf 25 – Průběh řídicího poměru rozložení momentu mezi spalovací motor a elektromotor	69
Graf 26 - Průběh otáček	69
Graf 27 - Průběh točivého momentu elektromotoru	69
Graf 28 - Průběh točivého momentu spalovacího motoru	70
Graf 29 - Průběh stavu SOC a hodnoty ekvivalentního faktoru s	70
Graf 30 - Mapa pracovních bodů elektromotoru	71
Graf 31 - Mapa pracovních bodů spalovacího motoru	71
Graf 32 - Průběh NEDC	72
Graf 33 - Průběh upraveného WLTC	72
Graf 34 - Průběh Trasy 1	72
Graf 35 - Průběh Trasy 2	73
Graf 36 - Průběh Trasy 3	73
Graf 37 - Průběh Trasy 4	73
Graf 38 - Průběh Trasy 5	74
Graf 39 - Průběh Trasy 6	74
Graf 40 - Průběh Trasy 7	74
Graf 41 - Průběh Trasy 8	75
Graf 42 - Průběh Trasy 9	75
Graf 43 - Porovnání průběhů SOC získaný simulací v GT – Suite a simulací navržených strategií	77
Graf 44 – Rychlostní a výškový profil Trasy 1	84
Graf 45 – Rychlostní a výškový profil Trasy 2	84
Graf 46 – Rychlostní a výškový profil Trasy 3	84
Graf 47 – Rychlostní a výškový profil Trasy 4	85
Graf 48 – Rychlostní a výškový profil Trasy 5	85
Graf 49 – Rychlostní a výškový profil Trasy 6	85
Graf 50 – Rychlostní a výškový profil Trasy 7	86



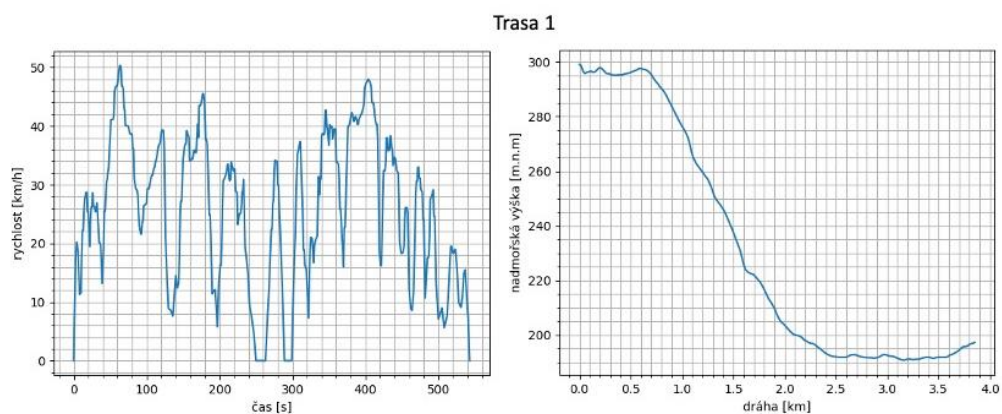
Graf 51 – Rychlostní a výškový profil Trasy 8.....	86
Graf 52 – Rychlostní a výškový profil Trasy 9.....	86

Seznam tabulek

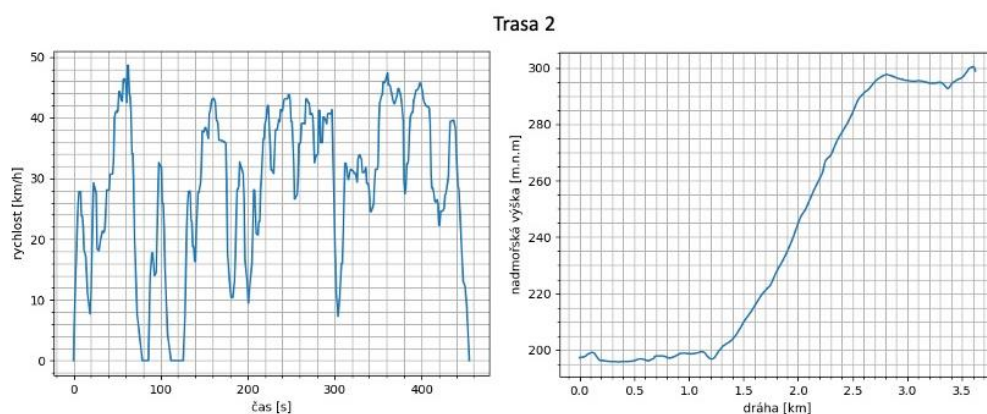
Tabulka 1 - Parametry vozidla.....	35
Tabulka 2 - Parametry převodového ústrojí.....	35
Tabulka 3 - Parametry spalovacího motoru.....	36
Tabulka 4 - Parametry elektromotoru.....	38
Tabulka 5 - Parametry baterie.....	39
Tabulka 6 – Přehled parametrů standardizovaných jízdních cyklů.....	44
Tabulka 7 - Přehled parametrů nestandardizovaných jízdních cyklů.....	45
Tabulka 8 - Výsledky off-line optimalizace.....	52
Tabulka 9 – Srovnání aplikování výsledku simulace na ostatní jízdní cykly.....	52
Tabulka 10 - Parametry pro výpočetní metody.....	58
Tabulka 11 – Výsledky řídicích strategií pro s_0 určené dle NEDC.....	59
Tabulka 12 – Výsledky řídicích strategií pro s_0 určené dle WLTC.....	61
Tabulka 13 - Srovnání dosažených hodnot jednotlivých strategií řízení.....	61
Tabulka 14 - Porovnání hodnot původní a optimalizované strategie.....	62
Tabulka 15 - Porovnání vlivu diskretizace řídicí veličiny Δu	64
Tabulka 16 - Porovnání vlivu změny parametru l_s	65
Tabulka 17 - Porovnání vlivu změny parametru l_r	66
Tabulka 18 - Porovnání vlivu změny omezení limitních hodnot ekvivalentního faktor.....	66
Tabulka 19 - Srovnání původních a optimalizovaných parametrů řídicí strategie.....	68
Tabulka 20 - Porovnání simulace optimalizované a původní strategie.....	68
Tabulka 21 - Celkové porovnání navržených strategií.....	76
Tabulka 22 – Srovnání spotřeby paliva navržených strategií ze simulací v GT – Suite.....	77



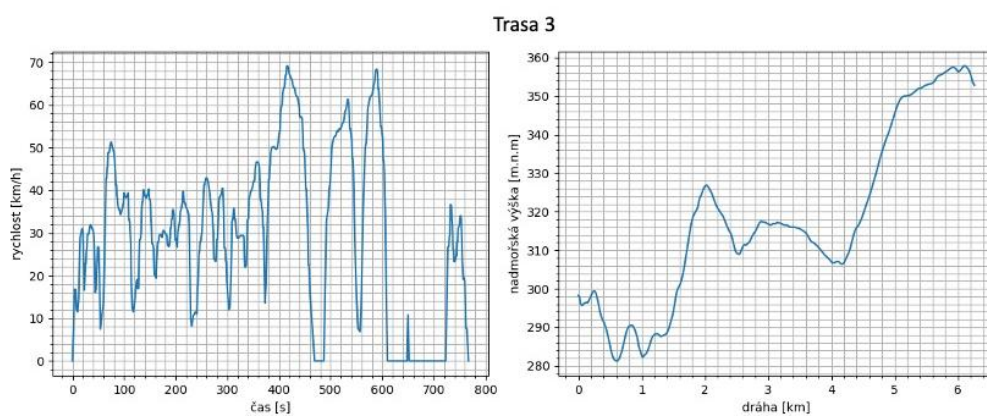
Příloha I. – Rychlostní a výškové profily tras z [22]



Graf 44 – Rychlostní a výškový profil Trasy 1



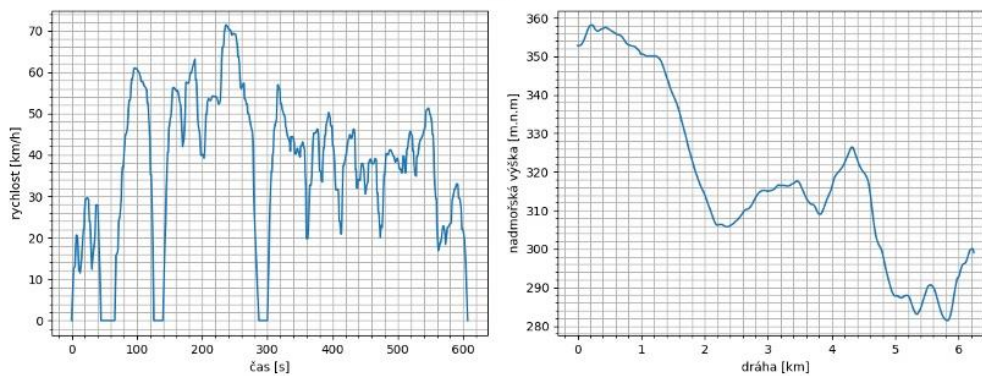
Graf 45 – Rychlostní a výškový profil Trasy 2



Graf 46 – Rychlostní a výškový profil Trasy 3

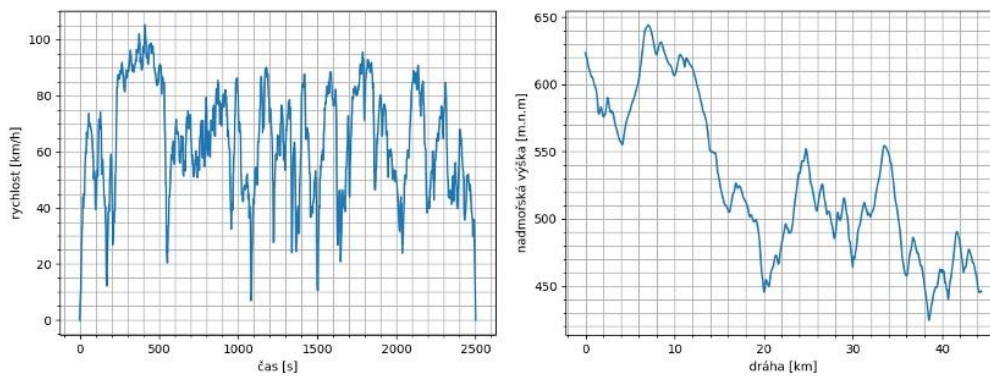


Trasa 4



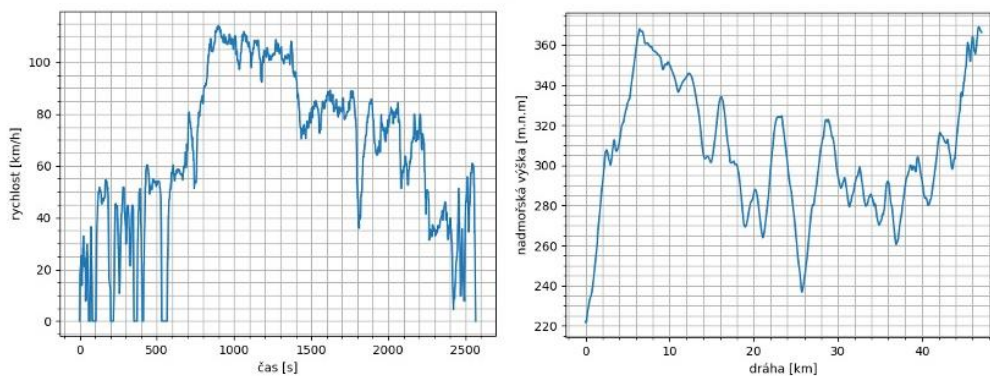
Graf 47 – Rychlostní a výškový profil Trasy 4

Trasa 5



Graf 48 – Rychlostní a výškový profil Trasy 5

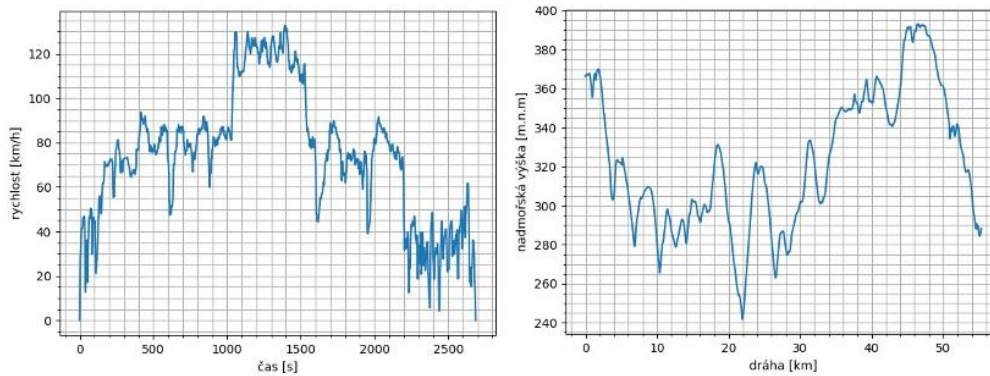
Trasa 6



Graf 49 – Rychlostní a výškový profil Trasy 6

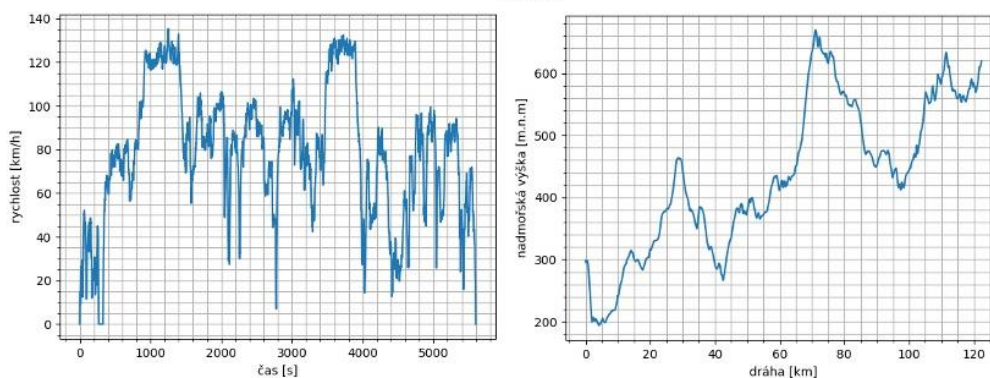


Trasa 7



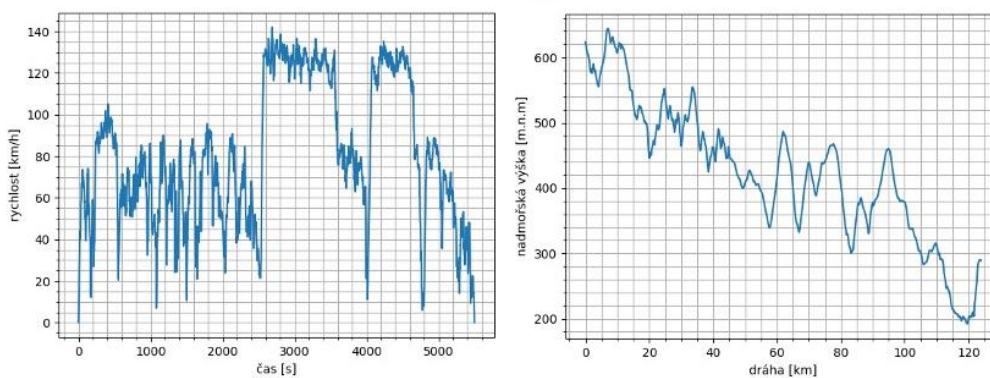
Graf 50 – Rychlostní a výškový profil Trasy 7

Trasa 8



Graf 51 – Rychlostní a výškový profil Trasy 8

Trasa 9



Graf 52 – Rychlostní a výškový profil Trasy 9