

Západočeská univerzita v Plzni
Fakulta aplikovaných věd
Katedra kybernetiky

DIPLOMOVÁ PRÁCE

PLZEŇ, 2014

ZDENĚK FRANČE

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Zdeněk FRANČE**
Osobní číslo: **A11N0052P**
Studijní program: **N3918 Aplikované vědy a informatika**
Studijní obor: **Kybernetika a řídicí technika**
Název tématu: **Optimální hybridizační poměr paralelního hybridního pohonu**
Zadávací katedra: **Katedra kybernetiky**


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

1. Zpracujte rešerši literatury věnované modelování a řízení paralelních hybridních pohonů.
2. Navrhněte modely klasického a paralelního hybridního pohonu s využitím postupů matematicko-fyzikálního modelování.
3. Využijte metodu dynamického programování k návrhu řízení poměrného využití spalovacího a elektrického motoru v paralelním hybridním pohonu s cílem minimalizace spotřeby paliva a respektování fyzikálních omezení.
4. Srovnajte spotřebu paliva klasického a paralelního hybridního pohonu pro vybrané standardizované testovací cykly.
5. Zhodnoťte dosažené výsledky.

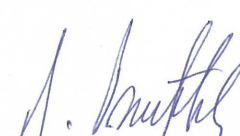
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **35-50 stránek A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**
Seznam odborné literatury:
Dodá vedoucí diplomové práce

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Ivo Punčochář, Ph.D.**
Katedra kybernetiky

Datum zadání diplomové práce: **23. září 2013**
Termín odevzdání diplomové práce: **16. května 2014**


Doc. Ing. František Vávra, CSc.
děkan




Prof. Ing. Josef Psutka, CSc.
vedoucí katedry

V Plzni dne 23. září 2013

PROHLÁŠENÍ

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě aplikovaných věd Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně a výhradně s použitím odborné literatury a pramenů, jejichž úplný seznam je její součástí.

V Plzni dne 15. dubna 2014

vlastnoruční podpis

Poděkování

Děkuji panu Ing. Ivu Punčochářovi, Ph.D. za hodnotné odborné rady a vedení této diplomové práce.

Děkuji svým rodičům za podporu a pomoc v průběhu celého studia.

Zvláštní poděkování in memoriam patří mému dědovi, jež mě ve studiu vždy velmi podporoval a jemuž bych tuto práci chtěl věnovat.

Anotace

Diplomová práce se zabývá syntézou optimální řídicí strategie při řízení hybridizačního poměru paralelního hybridního pohonu. Hybridizační poměr udává míru, s jakou se elektromotor a spalovací motor v každém časovém okamžiku podílejí na uspokojení celkového požadovaného točivého momentu. Cílem optimální řídicí strategie, navržené metodou dynamického programování, je zvýšení efektivity využití fosilních paliv v osobní dopravě a snížení dopadů spalování fosilních paliv na životní prostředí.

Výsledky ukazují, že paralelní hybridní vozidlo s optimálně řízeným hybridizačním poměrem může dosáhnout na stejném testovacím cyklu až o 20 % nižší spotřeby paliva ve srovnání se spotřebou stejného vozu poháněného pouze spalovacím motorem.

Klíčová slova

Paralelní hybridní pohon, optimální strategie řízení, dynamické programování

Annotation

This diploma thesis deals with the optimal control strategy of split factor of the parallel hybrid drivetrain. Split factor determines how the torque demand is split between the internal combustion engine and electric motor at every time step. The goal of the optimal control strategy computed by dynamic programming is to increase the efficiency of usage of fossil fuels in passenger transport and reduce the environmental impacts of burning fossil fuels.

The results show that the optimal control of split factor in parallel hybrid vehicle can save up to 20% of fuel compared to the consumption of the same vehicle powered by an internal combustion engine at the same driving cycle.

Keywords

Parallel hybrid drivetrain, optimal control, dynamic programming

Obsah

1	Úvod	8
2	Dynamické programování	9
2.1	Základní pojmy	10
2.2	Optimalizační rekurze	10
2.3	Aproximativní řešení optimalizační rekurze	11
3	Standardizované testovací cykly	14
3.1	NEDC - New European Drive Cycle	15
3.2	SFTP US06 - Supplemental Federal Test Procedure	16
3.3	JP 10 15 Mode	17
4	Naměřené testovací cykly	19
4.1	Naměřený testovací cyklus DCR1	19
4.2	Naměřený testovací cyklus DCR2	20
5	Model paralelního hybridního pohonu	21
5.1	Model vozidla	25
5.2	Kola hnané nápravou	27
5.3	Model diferenciálu a převodovky	29
5.4	Model spalovacího motoru	31
5.5	Model akumulátoru	35
5.6	Model elektromotoru	40
6	Omezení řídicího signálu	44
6.1	Omezení řídicího signálu vlivem parametrů ICE	47
6.2	Omezení řídicího signálu vlivem parametrů EM	48
6.3	Omezení řídicího signálu vlivem parametrů akumul. baterie	48

6.4	Výsledné omezení řídicího signálu	52
7	Simulační algoritmus	53
7.1	Model vozidla	53
7.2	Omezení řídicího signálu	54
7.3	Dynamické programování	55
7.4	Ovládací a podpůrné funkce, konfigurační soubor	55
8	Výsledky simulace	56
8.1	Testovací cyklus NEDC	59
8.2	Testovací cyklus US06	60
8.3	Testovací cyklus JP 10 15 Mode	61
8.4	Naměřený testovací cyklus DCR1	62
8.5	Naměřený testovací cyklus DCR2	63
8.6	Srovnání dosažených výsledků jednotlivých testovacích cyklů	64
8.7	Zhodnocení dosažených výsledků jednotlivých testovacích cyklů	66
9	Závěr	66

1 Úvod

Neustále se zvyšující ceny ropy na světových trzích postupně přináší ze strany zákazníků nových automobilů požadavek na co nejnižší spotřebu paliva. Tento požadavek společně se zpřísnujícími se emisními normami a skutečností, že množství ropy ve světových nalezištích je omezené, přiměl mnohé automobilky k vývoji automobilů s nižší spotřebou produkujících méně výfukových exhalací. Kromě optimalizace účinnosti standardních spalovacích motorů je úsilí věnováno vývoji vozidel využívající alternativní zdroj energie nebo vozidel využívajících ke svému pohonu více zdrojů energie najednou, všeobecně označovaných pojmem hybridní.

Primárním smyslem alternativních zdrojů energie užívaných k pohonu vozidel je snížení závislosti na fosilních palivech a omezení dopadů spalování fosilních paliv na životní prostředí [1]. Mezi alternativními zdroji energie se pozornost výrobců automobilů upíná, před ostatními alternativními zdroji, k využití vodíku [2], který se i přes všechny své nevýhody prozatím jeví jako nejlepší náhrada fosilních paliv [3]. Vodík je na Zemi zastoupen velmi vzácně, má velmi nízkou hustotu a je vysoce reaktivní. Molekuly vodíku jsou díky svým rozměrům schopny difúzně pronikat materiály a způsobovat jejich křehnutí [4], což činí vodík velmi obtížně skladovatelný. Vzhledem ke skutečnosti, že vývoj vozidel poháněných vodíkem je teprve v počátcích, pozornost mnohých automobilek je směřována k vývoji hybridních vozidel, která lze chápat jako mezikrok při přechodu od fosilních paliv k alternativním zdrojům energie, které budou ekologické a zároveň bezpečné.

K pohonu hybridních vozidel se nejčastěji používá kombinace spalovacího motoru a elektromotoru čerpajícího energii z akumulátorové baterie. Taková vozidla jsou kompromisem mezi vozidly poháněnými spalovacím motorem a elektromobily, přinášející snížení spotřeby plynoucí z možnosti rekuperace kinetické energie a její uchování pro pozdější využití, přičemž zároveň potlačují všechny prozatimní nevýhody vozidel poháněných pouze elektromotorem [5] nebo alternativními zdroji energie.

K dosažení nejvyšší možné úspory paliva a tím spojeného zvýšení efektivity využití fosilních paliv je nutné navrhnout optimální řídicí strategii hybridního pohonu, která bude na základě aktuální požadované rychlosti, zrychlení, zařazeného rychlostního stupně a úrovně nabití akumulátorové baterie definovat míru, jakou se v každém časovém okamžiku mají oba motory podílet na uspokojení těchto požadavků. K řešení optimalizační úlohy návrhu optimální strategie řízení hybridního pohonu je v této práci využita metoda dynamického programování, s níž je čtenář seznámen v první části této práce. Druhá část je věno-

vána třem vybraným standardizovaným a dvěma naměřeným testovacím cyklům, jejich popisu, časovým průběhům a shrnutí vybraných parametrů. Ve třetí části jsou popsány matematicko-fyzikální modely jednotlivých částí, z kterých paralelní hybridní pohon sestává. Jednodušší modely se opírají o základní fyzikální a elektrotechnické zákony, modely složitějších systémů jako jsou spalovací motor a elektromotor byly vytvořeny na základě Willansovy aproximace a tabelovaných charakteristik. Čtvrtá část se zabývá odvozením vzorců pro výpočet mezních hodnot intervalu, který nesmí, s ohledem na jednotlivé části paralelního hybridního pohonu řídicí signál překročit. Pátá část diplomové práce popisuje systém MATLAB a rozdělení simulačního algoritmu na jednotlivé části. Součástí popisu každé části simulačního algoritmu je výčet a popis jednotlivých funkcí a skriptů, kterými je daná část tvořena. Poslední část je věnována prezentaci, srovnání a zhodnocení výsledků simulací pro všechny uvažované testovací cykly.

2 Dynamické programování

Po druhé světové válce se začalo vyskytovat více a více úloh vyžadujících víceetapové rozhodování, později nazvaných víceetapové rozhodovací procesy zahrnující oblast inženýrství, ekonomiky, průmyslu a vojenství [6], [7]. Konkrétním příkladem úlohy, při jejíž řešení lze využít metodu dynamického programování, je hledání nejkratší cesty [7], s kterou se lze, kromě výše zmíněných oblastí, setkat například při výpočtu nejlepší cesty mezi dvěma body. Dosavadní úroveň matematických výpočetních metod a variačního počtu však nestačovala pro obecné řešení všech typů těchto úloh [6], [8] a tak Richard Bellman představuje v druhé polovině padesátých let 20. století metodu dynamického programování jako metodu syntézy optimálního systému automatického řízení [8], [9].

Přestože metoda dynamického programování nemá s počítačovými programy nic společného, název, pro který se její autor rozhodl, byl zvolen na základě typu úloh, které je možné touto metodou řešit. Tyto úlohy jsou proměnné v čase, obecně *dynamické*. Slovo *programování* bylo zvoleno pro jeho širokosáhlost, obdobnou jako je rozmanitost úloh víceetapových rozhodovacích procesů [9]. Později se ukazuje, že touto nově vzniklou technikou lze řešit i jiné typy úloh [8].

Základní myšlenkou dynamického programování je následující fakt. Je-li v daném okamžiku řízený systém v nějakém stavu, je celá budoucnost dána tímto stavem a budoucím řízením nezávisle na tom, jak se systém do tohoto stavu dostal. Minulost se již nějakým způsobem udála a nelze ji změnit [8].

2.1 Základní pojmy

Pro účely této práce uvažujme deterministický diskretní dynamický systém

$$x_{k+1} = f_k(x_k, u_k), \quad x_k \in X, \quad k = 0, 1, \dots, F-1, \quad (2.1)$$

kde x_k je stavem systému v čase k s počátečním stavem x_0 , X stavovým prostorem systému a f_k je známá funkce. Vstupem systému je řídicí signál

$$u_k \in U_k(x_k) \subset \mathbb{R}, \quad (2.2)$$

kde $U_k(x_k)$ je interval přípustných hodnot řídicího signálu v časovém okamžiku k , který může záviset na aktuálním stavu x_k . Předpokládejme, že regulátor je dán vztahem

$$u_k = \gamma_k(x_k), \quad k = 0, 1, \dots, F-1, \quad (2.3)$$

kde γ_k je strategie řízení. K danému počátečnímu stavu hledáme v množině přípustných strategií řízení strategii γ_0^{F-1} minimalizující kritérium optimality s vazbovou podmínkou rovnice systému (2.1) [8]. Kritérium optimality uvažujeme ve tvaru

$$J(x_0, \gamma_0^{F-1}) = \left[q_F(x_F) + \sum_{k=0}^{F-1} q_k(x_k, u_k) \right]_{p.t.s.}, \quad (2.4)$$

kde q_F je funkce, která penalizuje koncové stavy a q_k je váhová funkce stavu a řídicího signálu v čase k . K vyjádření platnosti vazbové podmínky je v (2.4) použit index p.t.s. (podél trajektorie systému). Hodnota kritéria optimality je dána vyčíslením příslušné sumy posloupnosti x_0^N a u_0^{N-1} , které jsou vázány rovnicí (2.1). Poznamenejme, že byl-li systém řízen do časového okamžiku k jinou než optimální řídicí strategií γ_0^{*k-1} generující trajektorii systému x_0^k (situace, kdy není možné řídit systém z počátečního stavu x_0), bude, dle principu optimality [6], následující (tedy koncová) posloupnost řízení optimální pro stav x_k , který je výsledkem předchozí řídicí strategie. Z dříve uvedeného plyne, že pouze na základě okamžitého stavu je možné určit koncový úsek optimální trajektorie systému. Tato myšlenka vedla k sestavení rekurentní metody výpočtu, charakteristické pro dynamické programování [8].

2.2 Optimalizační rekurze

Optimalizační rekurze je založena na rekurentním vyčíslení minimální hodnoty koncové části kritéria optimality [10]. Za tímto účelem definujeme předpis pro Bellmanovu funkci V_k

pomocí vztahu

$$V_k^*(x_k) = \min_{u_k \in U_k(x_k)} \underbrace{[q_k(x_k, u_k) + V_{k+1}^*(x_{k+1})]}_{Q_k(x_k, u_k)}, \quad k = F-1, \dots, 0. \quad (2.5)$$

Dosazením (2.1) do (2.5) lze rekurentní vztah vyjádřit jako

$$V_k^*(x_k) = \min_{u_k \in U_k(x_k)} \underbrace{[q_k(x_k, u_k) + V_{k+1}^*(f_k(x_k, u_k))]}_{Q_k(x_k, u_k)}, \quad k = F-1, \dots, 0, \quad (2.6)$$

kde argumentem je stav x_k a funkční hodnotou je hodnota minima koncové části kritéria optimality. Bellmanova funkce je pro $k = F$ definována vztahem

$$V_F(x_F) = q_F(x_F). \quad (2.7)$$

Tato funkce ohodnocuje koncový stav x_F trajektorie systému x_0^F .

Optimální řízení $u_k^*(x_k)$ v daném časovém okamžiku k pro známý stav x_k je taková hodnota řízení $u_k \in U_k(x_k)$, která minimalizuje funkci $Q_k(x_k, u_k)$

$$u_k^*(x_k) = \operatorname{argmin}_{u_k \in U_k(x_k)} Q_k(x_k, u_k), \quad k = F-1, \dots, 0. \quad (2.8)$$

Optimální strategii řízení lze získat postupným řešením rekurze.

2.3 Aproximativní řešení optimalizační rekurze

Jak bylo naznačeno v kapitole 2.2 při řešení optimalizační úlohy metodou dynamického programování je třeba minimalizovat funkci $Q_k(x_k, u_k)$ pro daný stav $x_k \in X$ přes všechny přípustné hodnoty řízení $u_k \in U_k$. Je-li uvažovaný systém (2.1) lineární, kritérium (2.4) kvadratické, $x = \mathbb{R}$, $U_K(x_k)$, lze dokázat, že Bellmanova funkce je kvadratická forma [8]

$$V_k^*(x_k) = x_k P_k x_k, \quad k = 0, 1, \dots, F, \quad (2.9)$$

a optimální regulátor je lineární s časově proměnným ziskem.

V mnoha praktických úlohách však výše uvedené předpoklady nejsou splněny a analytický výpočet Bellmanovy funkce pomocí rekurzivního vztahu (2.5) není možný. Úloha řešená v této práci patří do této kategorie, a proto je nutné přistoupit k numerickému řešení.

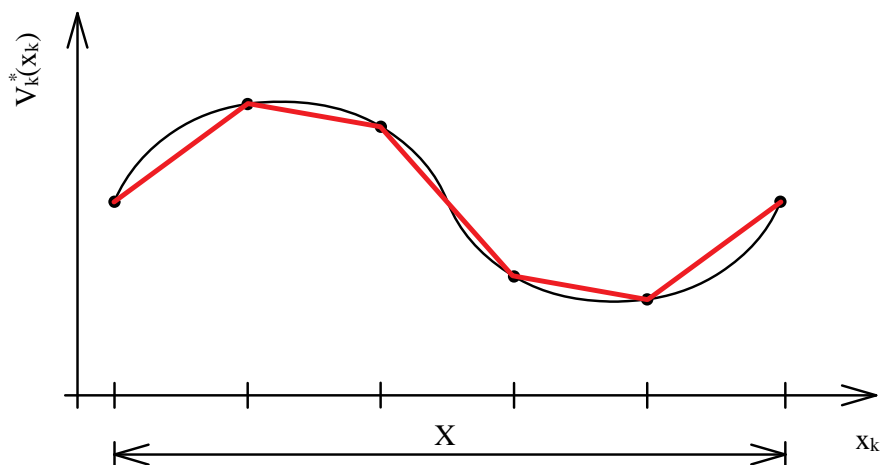
Uvažujeme-li úlohu s nelineárním systémem, při řešení optimalizační rekurze se vlivem opakovaného dosazování (2.1) do (2.5) předpis funkce $Q_k(x_k, u_k)$ komplikuje, čímž se komplikuje i výpočetní nalezení minima této funkce. Řešením problému hledání minima obecně

nelineární funkce s komplikovaným předpisem je převedení problematiky hledání minima na úlohu s konečnou dimenzí. Jednou z možností, jak převést úlohu hledání minima na konečně dimenzionální, je diskretizace stavového prostoru. Při numerickém řešení optimalizačních úloh se lze často setkat s tzv. problémem prokletí dimenzionality, který je nejčastěji zmiňovaným důvodem, proč k řešení některých typů úloh nelze využít metodu dynamického programování [7].

Pro ilustraci lze uvést příklad optimalizace skladových zásob, ve kterém je od každého z N různých skladových položek evidováno $0, 1, \dots, M-1$ skladových jednotek. Stavový prostor má tedy M^N různých stavů. Při optimalizaci skladových zásob se orientujeme na minimalizaci skladových nákladů, které se primárně odvíjejí od počtu skladových jednotek každé skladové položky. Je zřejmé, že současným požadavkem je minimalizace ztrát způsobených neschopností skladu pokrýt aktuální poptávku. U takové úlohy je v každém časovém okamžiku zapotřebí vyhodnocovat, na základě odhadu poptávaného množství každé skladové položky a počtu skladových jednotek jednotlivých skladových položek, kolik kusů je třeba od každé položky v daném čase do skladu doplnit. Je zřejmé, že pokud je ve skladu evidováno velké množství skladových položek, bude z důvodu velikosti stavového prostoru téměř nemožné výpočetně určit optimální objednávku jednotlivých skladových položek.

2.3.1 Diskretizace stavového prostoru

Jak bylo naznačeno v kapitole 2.2, řešením rekurentní rovnice (2.6) je posloupnost Bellmanových funkcí V_k^* , $k = F-1, \dots, 1, 0$, z nichž lze následně získat optimální posloupnost řízení u_k^* . Aby bylo možné řešení optimalizační úlohy algoritmizovat, je nutné stavový prostor uvažovaného systému diskretizovat [11] na konečně dimenzionální množinu stavů. Na obrázku 1 je stavový prostor X rovnoměrně rozdělen na konečný počet bodů \bar{x} a optimální hodnota V_k^* , příslušná k dané hodnotě stavu \bar{x} , je zvýrazněna body. Dále je v obrázku červenou čarou naznačena lineární interpolace hodnoty V_k^* pro takovou hodnotu stavu x_k , která se nachází mezi dvěma hodnotami \bar{x} , v kterých je stavový prostor diskretizován. Černá čára naznačuje průběh funkce V_k^* . Hodnoty Bellmanovy funkce V_k v diskrétních hodnotách stavu \bar{x} lze získat postupným vyčíslováním hodnot funkce V_{k+1} pro všechny přípustné hodnoty řízení u_k a následnou optimalizací.



Obrázek 1: Ilustrace stavového prostoru a aproximativní reprezentace Bellmanovy funkce

2.3.2 Výpočetní metody minimalizace

Jak vyjadřuje tvar Bellmanovy funkce (2.6), popisovaná optimalizační úloha je založena na hledání minima funkce $Q_k(x_k, u_k)$. K řešení základních typů optimalizačních problémů lze využít programového prostředí MATLAB [12], které ve svých knihovnách nabízí tyto funkce:

- `fminunc` - Hledá minimum funkce více proměnných s počátečním odhadem.
- `fminsearch` - Hledá minimum funkce více proměnných s počátečním odhadem.
- `fmincon` - Hledá minimum funkce více proměnných s vazbovými podmínkami.
- `fminbnd` - Hledá lokální minimum funkce jedné proměnné na omezeném intervalu.

Funkce `fminunc` a `fminsearch` jsou vhodné pro řešení optimalizačních úloh bez vazbových podmínek, a proto nejsou pro dále popsanou úlohu použitelné. Funkce `fmincon` a `fminbnd` jsou vhodné pro řešení optimalizačních úloh s vazbovými podmínkami. Funkce `fminbnd` je zejména vhodná pro optimalizační úlohy, u nichž lze přímo určit optimalizační interval, ve kterém se hledané lokální minimum u^* musí nacházet

$$u_L \leq u^* \leq u_H. \quad (2.10)$$

Algoritmus hledání minima funkcí `fminbnd` na omezeném intervalu U je založený na metodě zlatého řezu a parabolické interpolaci [13], [14]. Poznamenejme, že metoda zlatého řezu vykazuje pomalou konvergenci pro případy, kdy se hledaný argument minima u^* blíží některé z krajních hodnot optimalizačního intervalu $\langle u_L, u_H \rangle$.

3 Standardizované testovací cykly

Hlavním smyslem standardizovaného testovacího cyklu je určení normovaného jízdního plánu reprezentujícího různé typy tras, popř. jejich kombinace (jízda ve městě/mimo město/po dálnici). Pro konkrétní vozidlo lze na základě takového jízdního plánu provést například měření průměrné spotřeby či množství jednotlivých složek výfukových exhalací. Testovací cyklus je bodová sekvence hodnot požadované rychlosti vozidla doplněná o požadovaný zařazený rychlostní stupeň [15]. Jednotlivé hodnoty sekvence požadované rychlosti jsou vzorkovány s pevnou vzorkovací periodou.

Před uvedením každého nového vozidla na trh se v Evropské unii na základě testovacích cyklů povinně provádí měření množství škodlivin ve výfukových exhalacích. Limitní hodnoty těchto škodlivin jsou uvedeny pro jednotlivé typy vozidel v emisních normách EURO a každé nově uváděné vozidlo na trh v Evropské unii musí těmto normám vyhovovat [15]. Měření množství jednotlivých složek výfukových exhalací popř. spotřeby na základě daného cyklu se u osobních automobilů provádí na válcovém dynamometru, jehož válce jsou ve styku s koly hnané nápravou. Tyto válce vytvářejí na základě daného testovacího cyklu odpor, který simuluje všechny odporové síly, které na vozidlo daných parametrů při dané rychlosti působí [15]. Poznamenejme, že testovací cykly lze využít například i k životnostním zkouškám pohonného soustrojí.

K definování množství škodlivin ve výfukových exhalacích daného vozidla neexistuje univerzální testovací cyklus a proto se v různých částech světa používají různé, legislativně vázané testovací cykly [15]. V Evropské unii se nejčastěji k měření množství škodlivin ve výfukových exhalacích používá NEDC (New European Drive Cycle), ve Spojených státech amerických cyklus FTP-75 (Federal Test Procedure), který byl v roce 2008 upraven a nazván SFTP US06 (Supplemental Federal Test Procedure) [15] a v Japonsku například cyklus JP 10 15 Mode.

Ze shrnutí 256 nejčastěji používaných cyklů [15] je patrné, že některé cykly vznikly složením jiných cyklů. Příkladem takto složených cyklů jsou již dříve zmíněný NEDC nebo EMPA B.

Pro účely této diplomové práce byly zvoleny tyto cykly:

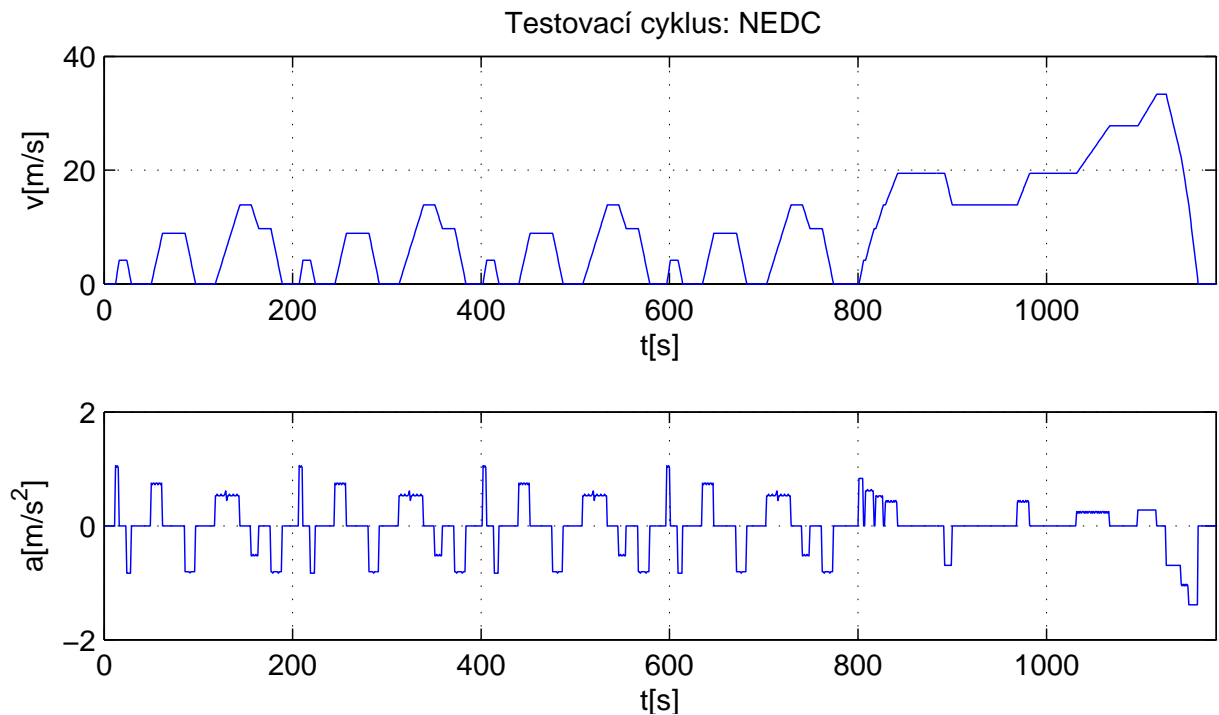
- NEDC - New European Drive Cycle,
- SFTP US06 - Supplemental Federal Test Procedure,
- JP 10-15 Mode.

Průběh požadované rychlosti v závislosti na čase bude společně se základními parametry

cyklů shrnut dále. Poznamenejme, že energetická náročnost daných cyklů byla sanovena na základě vozidla, jehož model a parametry budou popsány v další kapitole.

3.1 NEDC - New European Drive Cycle

Jak již bylo zmíněno v úvodu, testovací cyklus NEDC vznikl složením jiných dvou cyklů, konkrétně čtyřmi opakováními cyklu ECE 15 doplněného o cyklus EUDC (Extra Urban Drive Cycle). Testovací cyklus ECE 15 reprezentuje městský provoz, cyklus EUDC reprezentuje jízdu mimo město a byl přidán za účelem zohlednění agresivnějšího způsobu jízdy, ve kterém vozidlo postupně zrychluje na dálniční rychlost. Cyklus EUDC existuje ve dvou verzích. První verze uvažuje maximální rychlost 120km/h, druhá určená pro méně výkonná vozidla, pouze 90km/h [16].



Obrázek 2: Průběh požadované rychlosti a zrychlení testovacího cyklu NEDC

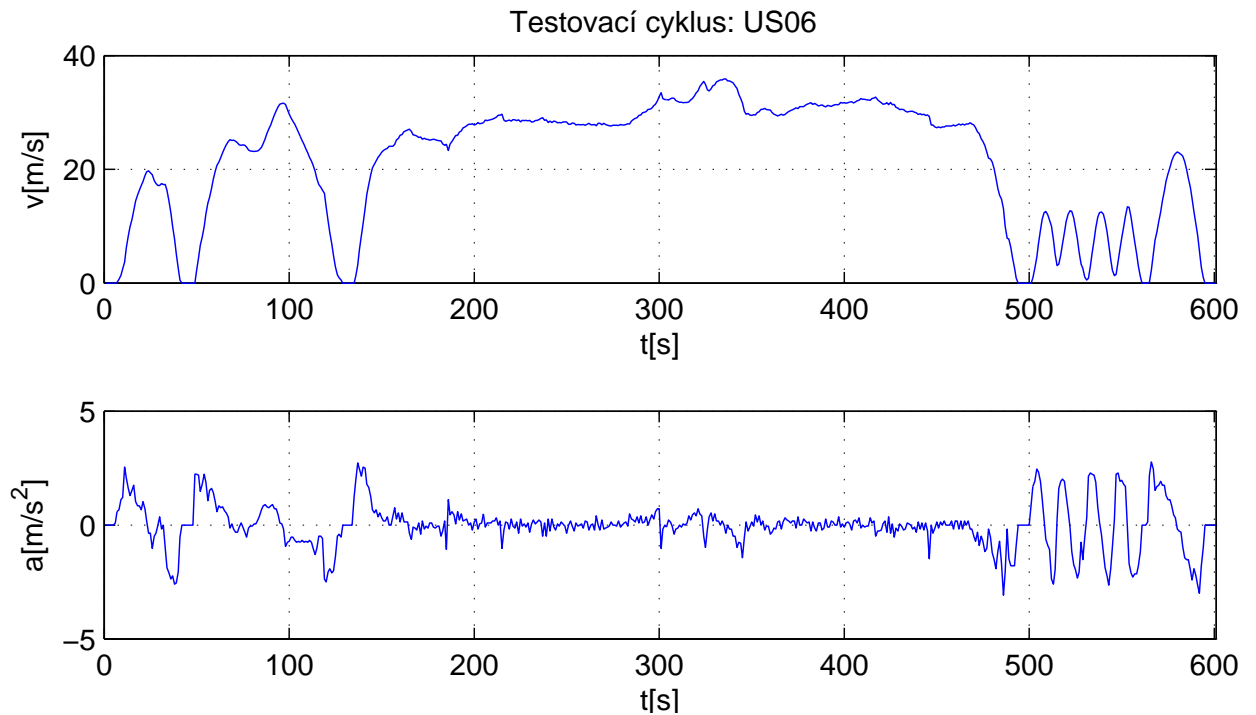
Průběh rychlosti cyklu NEDC zobrazeného na obrázku 2, uvažuje první verzi EUDC s maximální rychlostí 120km/h. Vybrané parametry tohoto cyklu jsou shrnuty v tabulce 1.

Celková ujetá vzdálenost	10931 [m]	Celkový čas jízdy	1180 [s]
Průměrná rychlost	9.26 [m/s]	Maximální rychlost	33.3 [m/s]
Průměrné zrychlení	0.54 [m/s ²]	Průměrné zpomalení	-0.78 [m/s ²]
Maximální zrychlení	1.06 [m/s ²]	Maximální zpomalení	-1.39 [m/s ²]
Celkový čas zrychlení	271 [s]	Celkový čas zpomalení	186 [s]
Celkový čas stání	293 [s]	Požadovaná energie	4.67 [MJ]
Rekuperovatelná energie	1.48 [MJ]	Rekupační poměr	31.7 [%]

Tabulka 1: Vybrané parametry testovacího cyklu NEDC

3.2 SFTP US06 - Supplemental Federal Test Procedure

Testovací cyklus US06 byl navržen, aby odstranil nedostatky testovacího cyklu FTP-75 (Federal Test Procedure) a představoval agresivnější způsob jízdy, při kterém dochází k výraznějším změnám v rychlosti vozidla a zároveň je dosahováno vysokých rychlostí [16].



Obrázek 3: Průběh požadované rychlosti a zrychlení testovacího cyklu US06

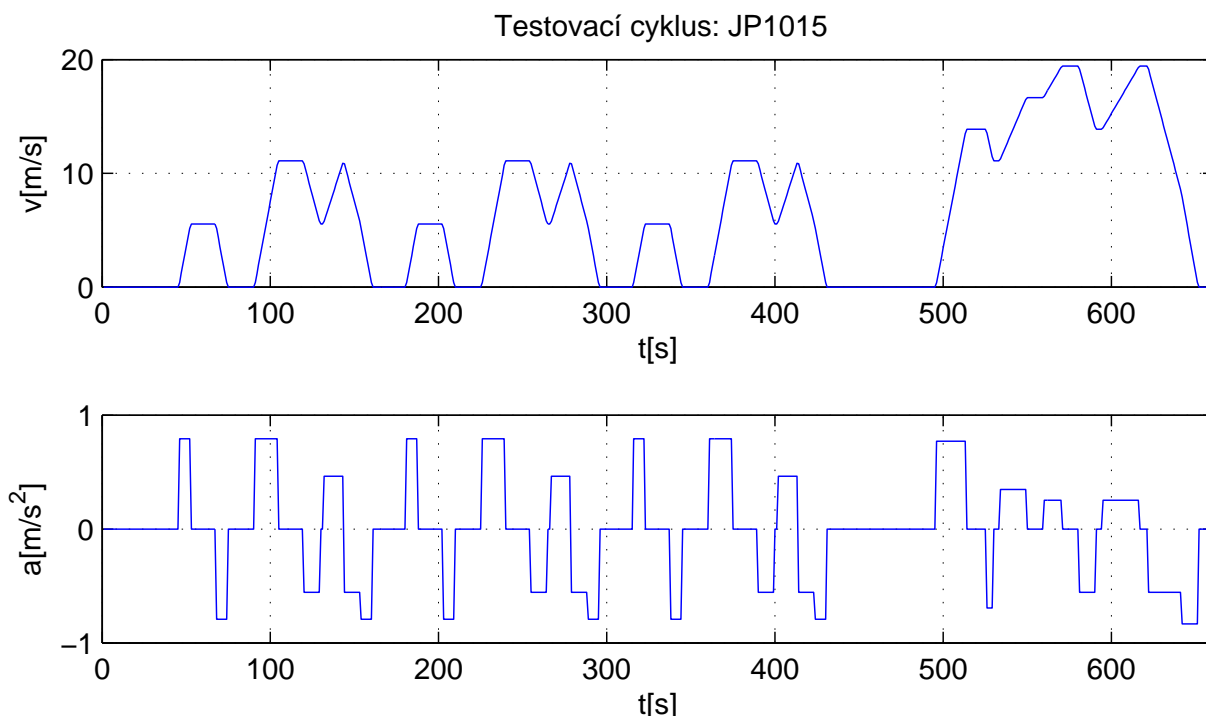
Průběh rychlosti cyklu US06 je zobrazen na obrázku 3. Vybrané parametry tohoto cyklu jsou shrnuty v tabulce 2.

Celková ujetá vzdálenost	12970 [m]	Celkový čas jízdy	601 [s]
Průměrná rychlost	21.58 [m/s]	Maximální rychlost	35.9 [m/s]
Průměrné zrychlení	0.65 [m/s ²]	Průměrné zpomalení	-0.73 [m/s ²]
Maximální zrychlení	2.77 [m/s ²]	Maximální zpomalení	-3.08 [m/s ²]
Celkový čas zrychlení	282 [s]	Celkový čas zpomalení	251 [s]
Celkový čas stání	40 [s]	Požadovaná energie	8.18 [MJ]
Rekuperovatelná energie	2.52 [MJ]	Rekuperační poměr	30.8 [%]

Tabulka 2: Vybrané parametry testovacího cyklu US06

3.3 JP 10 15 Mode

Podobně jako testovací cyklus NEDC i JP 10 15 Mode vznikl složením třech po sobě jdoucích testovacích cyklů JP 10 Mode následovaných cyklem JP 15 Mode. Název jednotlivých cyklů je odvozen od počtu segmentů, z kterých je vytvořen. Testovací cyklus JP 10 Mode je tvořen 10 různými segmenty, testovací cyklus JP 15 Mode 15 různými segmenty. Testovací cyklus JP 10 15 Mode byl používán v Japonsku k testování spotřeby paliva a množství výfukových exhalací vozů, jejichž celková hmotnost nepřesahuje 3500 kg. V roce 2005 byl na základě emisní normy vyvinut nový testovací cyklus JC08 [16].



Obrázek 4: Průběh požadované rychlosti a zrychlení testovacího cyklu JP 10 15

Průběh rychlosti cyklu JP 10 15 Mode je zobrazen na obrázku 4.

Celková ujetá vzdálenost	4164 [m]	Celkový čas jízdy	661 [s]
Průměrná rychlost	6.30 [m/s]	Maximální rychlost	19.44 [m/s]
Průměrné zrychlení	0.57 [m/s ²]	Průměrné zpomalení	-0.64 [m/s ²]
Maximální zrychlení	0.79 [m/s ²]	Maximální zpomalení	-0.83 [m/s ²]
Celkový čas zrychlení	166 [s]	Celkový čas zpomalení	146 [s]
Celkový čas stání	208 [s]	Požadovaná energie	1.78 [MJ]
Rekuperovatelná energie	0.80 [MJ]	Rekuperační poměr	44.7 [%]

Tabulka 3: Vybrané parametry testovacího cyklu JP 10 15

Vybrané parametry tohoto cyklu jsou shrnuty v tabulce 3.

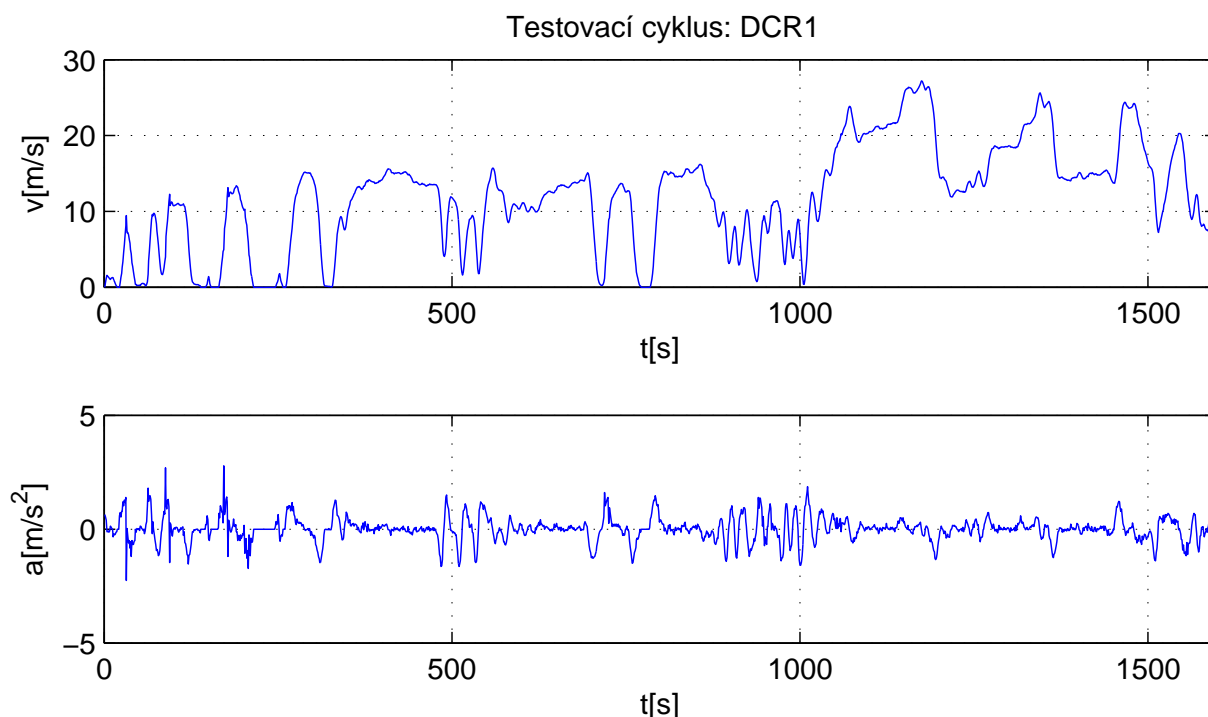
Poznamenejme, že hodnoty požadované a rekuperovatelné energie uvedené v tabulkách 1, 2, 3 jsou vypočítány pro vozidlo, jehož parametry budou uvedeny v další kapitole. Rekuperační poměr vyjadřuje procentní poměr rekuperovatelné energie a celkové požadované energie.

4 Naměřené testovací cykly

Standardizované testovací cykly NEDC a JN 10 15 Mode jsou často kritizované pro svůj průběh, který neprezentuje reálnou jízdu, při které jsou požadavky na zrychlení a zpomalení mnohem vyšší a téměř se nelze setkat s úsekem v nichž je rychlost konstantní. Tyto nedostatky výše zmíněných testovacích cyklů byly primární motivací vedoucí k naměření vlastních testovacích cyklů v reálném provozu. Měření bylo provedeno periodickým zaznamenáváním aktuální rychlosti GPS přijímačem. Trasy a denní doba, při kterých bylo měření realizováno, byly předem zvoleny tak, aby co nejvíce reprezentovaly povahu trasy a denní dobu na které bude hybridní vozidlo nejpravděpodobněji provozováno.

4.1 Naměřený testovací cyklus DCR1

Povaha prvního testovacího cyklu reprezentuje cestu ze zaměstnání. Tato trasa začíná na parkovišti společnosti sídlící v centru většího města a míří do místa bydliště umístěného v nedalekém okolí. Poměr vzdálenosti ujeté ve městě a vzdálenosti ujeté mimo město je 1:1. Denní doba jízdy byla zvolena v době odpolední dopravní špičky.



Obrázek 5: Průběh požadované rychlosti a zrychlení testovacího cyklu DCR1

Průběh rychlosti cyklu DCR1 je zobrazen na obrázku 5. Vybrané parametry tohoto cyklu

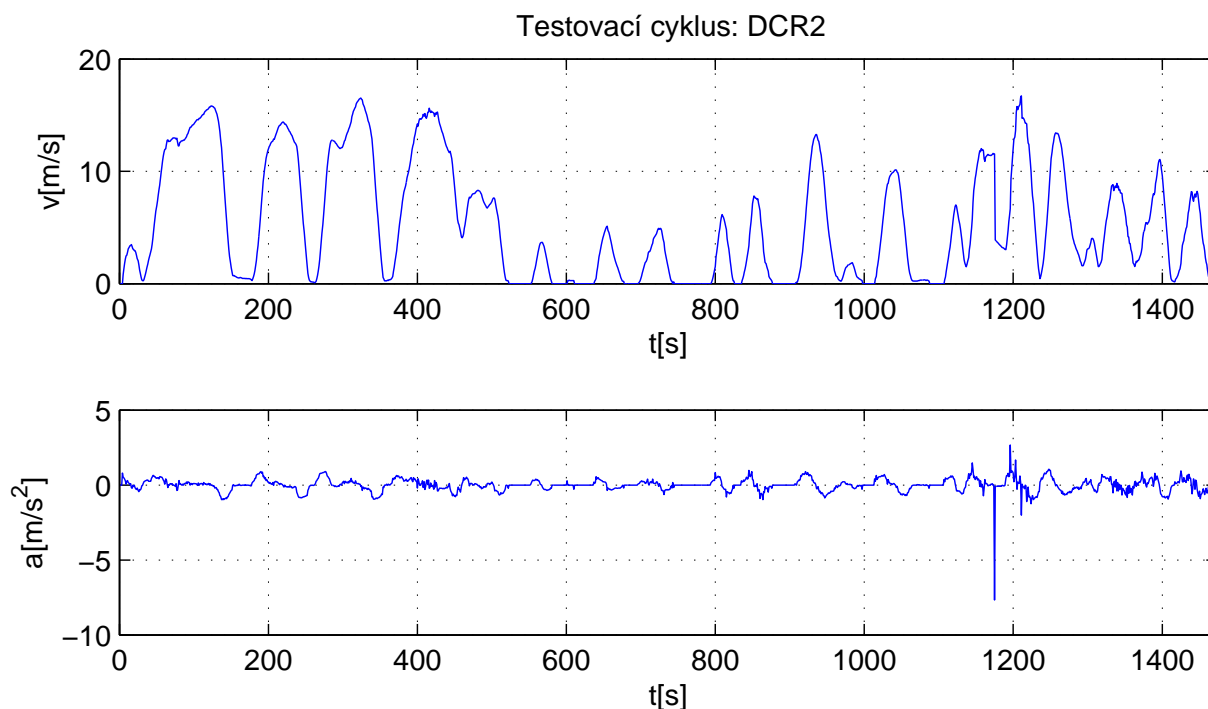
Celková ujetá vzdálenost	18861 [m]	Celkový čas jízdy	1599 [s]
Průměrná rychlost	11.80 [m/s]	Maximální rychlost	27.19 [m/s]
Průměrné zrychlení	0.38 [m/s ²]	Průměrné zpomalení	-0.39 [m/s ²]
Maximální zrychlení	3.31 [m/s ²]	Maximální zpomalení	-2.25 [m/s ²]
Celkový čas zrychlení	747 [s]	Celkový čas zpomalení	717 [s]
Celkový čas zastavení	21 [s]	Požadovaná energie	7.63 [MJ]
Rekuperovatelná energie	2.75 [MJ]	Rekuperační poměr	36 [%]

Tabulka 4: Vybrané parametry testovacího cyklu DCR1

jsou shrnuty v tabulce 4.

4.2 Naměřený testovací cyklus DCR2

Druhý testovací cyklus reprezentuje také cestu ze zaměstnání. Oproti prvnímu cyklu je uvažováno, že místo bydliště i sídlo společnosti jsou na opačných stranách města a nejkratší cesta, tato dvě místa spojující, vede centrem města. Denní doba jízdy je zvolena v době odpolední dopravní špičky.



Obrázek 6: Průběh požadované rychlosti a zrychlení testovacího cyklu DCR2

Průběh rychlosti cyklu DCR1 je zobrazen na obrázku 6. Vybrané parametry tohoto cyklu

Celková ujetá vzdálenost	7951	$[m]$	Celkový čas jízdy	1474	$[s]$
Průměrná rychlost	5.39	$[m/s]$	Maximální rychlost	16.72	$[m/s]$
Průměrné zrychlení	0.33	$[m/s^2]$	Průměrné zpomalení	-0.35	$[m/s^2]$
Maximální zrychlení	2.67	$[m/s^2]$	Maximální zpomalení	-7.66	$[m/s^2]$
Celkový čas zrychlení	613	$[s]$	Celkový čas zpomalení	572	$[s]$
Celkový čas zastavení	237	$[s]$	Požadovaná energie	3.02	$[MJ]$
Rekuperovatelná energie	1.41	$[MJ]$	Rekuperační poměr	46.8	$[\%]$

Tabulka 5: Vybrané parametry testovacího cyklu DCR2

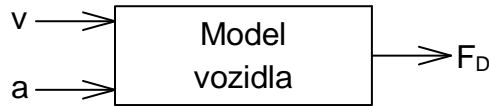
jsou shrnuty v tabulce 5.

5 Model paralelního hybridního pohonu

Tato část diplomové práce si klade za cíl seznámit čtenáře s ideou modelu paralelního hybridního pohonu jako celku a následně i s jednotlivými bloky, z kterých paralelní hybridní

pohon sestává.

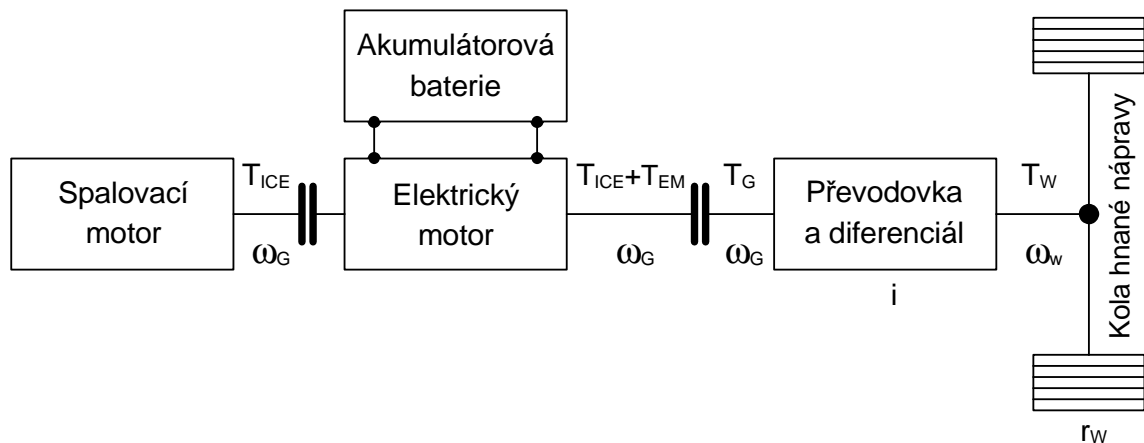
Cílem modelu vozidla jako celku je výpočet síly F_D , kterou je potřeba na vozidlo o definovaných parametrech působit, aby dosáhlo při rychlosti v zrychlení a . Obě veličiny v i



Obrázek 7: Model vozidla

a společně se zařazeným převodovým stupněm i považujeme za primární vstupní veličiny. Idea modelu vozidla je znázorněna na obrázku 7.

Vozidlo poháněné paralelním hybridním pohonem je možné dekomponovat na spalovací motor, elektrický motor, baterii, převodovku s diferenciálem a kola hnané nápravy. Uvedený

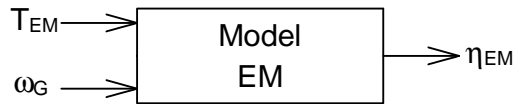


Obrázek 8: Schéma hnací soustavy vozidla s paralelním hybridním pohonem

model kol hnané nápravy slouží k přepočtu vypočítané síly F_D a primárních vstupních veličin na točivý moment T_W a úhlovou rychlost resp. zrychlení otáčení kol ω_W , resp. $\dot{\omega}_W$. Parametrem tohoto modelu je poloměr kol hnané nápravy r_W .

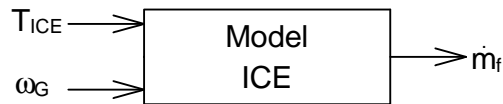
Model převodovky a diferenciálu má za úkol přepočet veličin T_W , ω_W a $\dot{\omega}_W$ na točivý moment T_G , úhlovou rychlost resp. zrychlení ω_G resp. $\dot{\omega}_G$ při uvažovaném zařazeném rychlostním stupni i se známým převodovým poměrem. Další funkcí tohoto modelu je zohlednění skutečnosti, že i na těchto zařízeních vznikají ztráty. Pro účely modelování paralelního hybridního pohonu budeme modelem elektromotoru chápat takový model, který na základě požadovaného točivého momentu T_{EM} a požadovaných otáček ω_G vypočítá účinnost

přeměny elektrické energie na mechanickou práci η_{EM} , na základě čehož je dále možné vypočítat příkon elektromotoru. Funkce modelu spalovacího motoru je podobná funkci



Obrázek 9: Model elektromotoru

modelu elektromotoru. Tento model však vypočítá na základě požadovaného točivého momentu T_{ICE} a úhlové rychlosti hřídele ω_G přímo rychlost spotřeby paliva \dot{m}_f . Je patrné, že

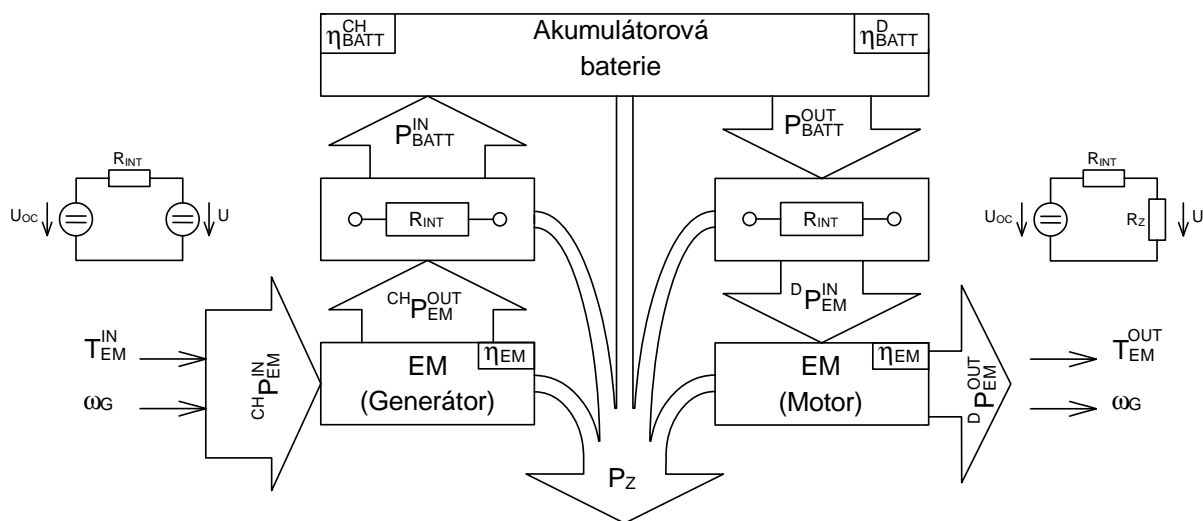


Obrázek 10: Model spalovacího motoru

všechny dosud uvedené modely jsou statické. Posledním dosud nezmíněným modelem zůstává model akumulátorové baterie, který bude dynamický. Tento model na základě známé úrovně nabití baterie $SoC(t)$ a odebíraného výkonu P_{TOT} vypočítá pro baterii s konkrétními parametry úrovně nabití baterie v následujícím časovém okamžiku $SoC(t+1)$.

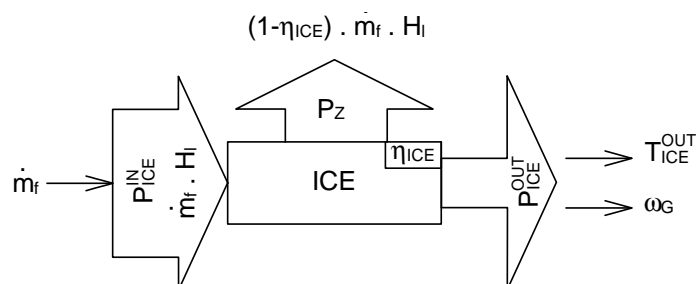
Na obrázku 8 jsou dále označeny dílčí točivé momenty a otáčky v jednotlivých částech soustrojí. Jelikož výstupní hřídel spalovacího motoru je spojen s elektrickým motorem prostřednictvím spojky, je patrné, že je-li tato spojka pevně spojena, jsou i otáčky spalovacího a elektrického motoru rovné. Točivý moment na výstupním hřídeli elektrického motoru je tak součtem točivého momentu produkovaného samotným elektrickým motorem a točivého momentu produkovaného spalovacím motorem. Tento točivý moment je vstupním točivým momentem bloku *Převodovka a diferenciál* označeným T_G . Uvažovaná převodovka má 6 převodových stupňů s optimálně zvolenými převodovými poměry i vzhledem ke spalovacímu motoru. Změnou převodového poměru i umožňuje převodovka provoz obou motorů ve spektru efektivních otáček nezávisle na požadované rychlosti vozidla.

Poznamenejme, že elektromotor společně s akumulátorovou baterií umožňuje rekuperaci okamžitě dostupné mechanické práce na elektrickou energii pro její pozdější využití. Energetická bilance rekuperace mechanické práce na elektrickou energii a její pozdější přeměna zpět na mechanickou práci je zobrazena na obrázku 11. Ztrátovým výkonem P_Z je označen celkový ztrátový výkon, který je součtem dílčích ztrát při rekuperaci. Tyto ztráty lze shrnout jako:



Obrázek 11: Energetická bilance spojení EM-BATT-EM

- Tepelné ztráty elektromotoru v generátorovém režimu přeměňujícího mechanickou práci na elektrickou energii.
- Tepelné ztráty vznikající při nabíjení akumulátorové baterie (ztráty na vnitřním odporu R_{INT} , ztráty způsobené chemickou účinností baterie při nabíjení η_{BATT}^{CH}).
- Tepelné ztráty vznikající při vybíjení baterie (ztráty na vnitřním odporu baterie R_{INT} a ztráty způsobené chemickou účinností baterie při nabíjení η_{BATT}^D).
- Tepelné ztráty elektromotoru při přeměně elektrické energie na mechanickou práci.

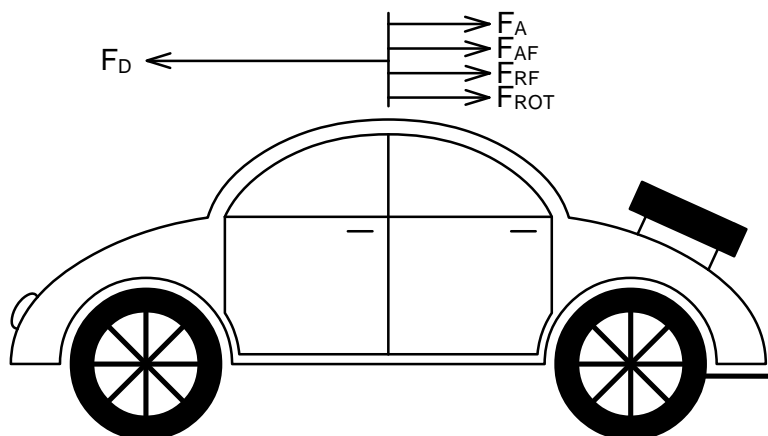


Obrázek 12: Energetická bilance spalovacího motoru

Obrázkem 12 je znázorněna energetická bilance přeměny chemické energie paliva na mechanickou práci spalovacím motorem s celkovou účinností η_{ICE} .

5.1 Model vozidla

Jak naznačuje obrázek 7 v úvodu této kapitoly, úkolem matematicko-fyzikálního modelu vozidla je výpočet síly $F_D [N]$ potřebné ke změně rychlosti vozidla o hmotnosti m pohybujícího se rychlostí v se zrychlením a . Vstupními daty bude chápán vektor rychlosti vozidla $v(t); t = 0, 1, \dots, F$. Jednotlivé časové vzorky vektoru rychlosti jsou vzorkovány pevnou vzorkovací frekvencí s periodou T_S . Průměrné hodnoty zrychlení v každém časovém okamžiku $a(t); t = 0, 1, \dots, F$ lze získat jakožto rozdíl dvou po sobě následujících složek vektoru rychlosti. Základním předpokladem pro dále uvedený výpočet je, že se vozidlo celou dobu pohybuje v bezvětří a po rovině. Výpočet potřebné síly pro účely takového



Obrázek 13: Složky hnací síly vozidla

modelu lze, dle obrázku (13) rozdělit na čtyři složky

$$F_D(t) = F_A(t) + F_{AF}(t) + F_{RF}(t) + F_{ROT}(t), \quad (5.1)$$

kde F_A je setrvačná odporová síla vozidla, F_{AF} je aerodynamická odporová síla, F_{RF} valivá odporová síla a F_{ROT} je síla, kterou je zapotřebí překonat při změně rychlosti otáčení rotačních součástí.

Setrvačnou odporovou sílu vozidla F_A lze vypočítat užitím druhého Newtonova pohybového zákona

$$F_A(t) = m \cdot a(t),$$

kde konstantu m budeme chápat jako celkovou hmotnost vozidla a a je průměrné požadované zrychlení vozidla.

Při výpočtu aerodynamické odporové síly se omezíme na výpočet odporové síly vznikající v důsledku turbulentního proudění. Vliv laminárního proudění lze vzhledem k tvaru vozidla a rychlostem, při kterých bude vozidlo provozováno, zanedbat [27]. Odporová síla turbulentního proudění je dána vztahem

$$F_{AF}(t) = \frac{1}{2} \cdot \rho_A \cdot c_D \cdot A_f \cdot v^2(t),$$

kde ρ_A představuje hustotu vzduchu, c_D je aerodynamický koeficient, jehož hodnota pro uvažované vozidlo bude definována dále, A_f je čelní plocha vozidla a $v(t)$ je rychlost, kterou se vozidlo pohybuje v čase t .

Výpočet valivé odporové síly F_{RF} lze, pro účely tohoto modelu, zjednodušit jako třecí sílu, která je přímo úměrná síle tlakové. Velikost úměry mezi tlakovou a třecí silou se nazývá součinitel smykového tření c_r

$$F_{RF}(t) = \begin{cases} c_r \cdot m \cdot g & v(t) > 0, \\ 0 & v(t) = 0. \end{cases}$$

Za účelem výpočtu síly F_{ROT} , kterou je potřeba překonat při změně rychlosti otáčení rotačních součástí vozu budeme rotačními částmi pohonného soustrojí rozumět kola s pneumatikami zahrnující náboje a ložiska, brzdové kotouče, poloosy, spojku se setrvačником a ozubená kola převodového ústrojí. Rotační části motorů (rotor elektromotoru a kliková hřídel s ojnicemi a písty spalovacího motoru) a jejich brzdné vlivy budou diskutovány samostatně v kapitole pojednávající o výpočtu výsledného požadovaného točivého momentu. Definujme vztah pro výpočet točivého momentu T_{ROT} potřebného k změně rychlosti otáčení tělesa s momentem setrvačnosti J

$$T_{ROT}(t) = J \cdot \frac{\Delta\omega(t)}{T_S}. \quad (5.2)$$

S využitím definice točivého momentu lze rovnici (5.2) přepsat do tvaru

$$F_{ROT}(t) = J \cdot \frac{a(t)}{r_W^2 \cdot T_S}, \quad (5.3)$$

kde $a(t)$ je uvažované zrychlení vozidla v čase t , J celkový moment setrvačnosti všech rotačních částí pohonného soustrojí a r_W je poloměr kol vozidla. Výpočet síly F_{ROT} tak, jak je uveden v rovnici (5.3), je též použit v práci [25]. Celkový moment setrvačnosti J je součtem dílčích momentů setrvačností jednotlivých rotačních součástí

$$J = 4 \cdot J_W + 4 \cdot J_B + 2 \cdot J_S + J_F + J_T. \quad (5.4)$$

Označení	Hodnota	Jednotka	Popis
J_W	0.93	$[kg \cdot m^2]$	zahrnuje: disk, pneumatiku, náboj a ložisko
J_B	0.07	$[kg \cdot m^2]$	zahrnuje: disk kotoučové brzdy
J_S	0.031	$[kg \cdot m^2]$	zahrnuje: poloosu hnané nápravy
J_F	0.17	$[kg \cdot m^2]$	zahrnuje: setrvačnick a spojku
J_T	0.014	$[kg \cdot m^2]$	zahrnuje: převodovku a diferenciál

Tabulka 6: Hodnoty dílčích momentů setrvačnosti

Výsledná rovnice pro výpočet tažné síly nabývá tvaru

$$F_D(t) = m \cdot a(t) + \frac{1}{2} \cdot \rho_A \cdot c_D \cdot A_f \cdot v^2(t) + c_r \cdot m \cdot g + J \cdot \frac{a(t)}{r_W^2 \cdot T_S}. \quad (5.5)$$

Pro uvažované vozidlo uvedme, dle zdrojů [18] a [26], hodnoty výše zmíněných konstant

$$\begin{aligned} m &= 1500 [kg], \quad \rho_A = 1.2 \left[\frac{kg}{m^3} \right], \quad c_D = 0.3 [-], \\ A_f &= 2 [m^2], \quad c_r = 0.01 [-], \quad r_W = 0.32 [m]. \end{aligned} \quad (5.6)$$

Hodnoty momentů setrvačnosti jednotlivých částí, shrnuté v tabulce 6, byly převzaty z [26], která se mj. zabývala měřením momentů setrvačnosti jednotlivých částí pohonného soustrojí vozidla s téměř identickými parametry k uvažovanému vozidlu, jehož parametry shrnuje výčet hodnot (5.6).

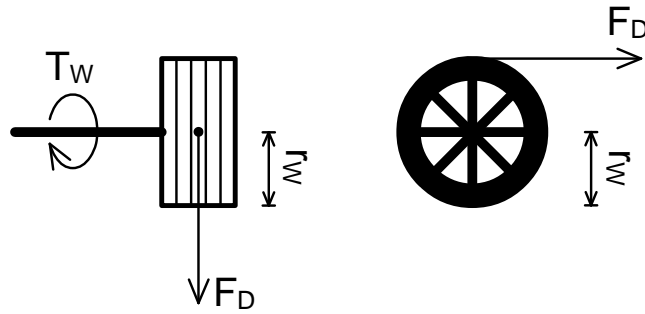
Dále se budeme zabývat modelováním jednotlivých bloků soustrojí paralelního hybridního pohonu.

5.2 Kola hnané nápravy

Model kol hnané nápravy má za úkol převést vypočtenou sílu $F_D(t)$ na základě rychlosti v a zrychlení a na točivý moment $T_W(t)$, úhlovou rychlost ω_W a zrychlení $\dot{\omega}_W$ kol hnané nápravy, s kterými budou další popisované bloky pracovat. Z obrázku 14, kde r_W představuje poloměr kol hnané nápravy, lze odvodit vzorec pro výpočet točivého momentu $T_W(t)$ na hřídeli kola zajišťujícího tažnou sílu $F_D(t)$.

$$T_W(t) = r_W \cdot F_D(t). \quad (5.7)$$

Dále uvedme vzorce pro výpočet úhlové rychlosti ω_W a úhlového zrychlení $\dot{\omega}_W$ kol hnané nápravy na základě rychlosti v a zrychlení a vozidla. Okamžitou rychlost lze definovat jako



Obrázek 14: Převod tažné síly F_D na točivý moment T_W

derivaci dráhy s podle času

$$v = \frac{ds}{dt}. \quad (5.8)$$

Úhlovou rychlost otáčení kol hnané nápravy ω lze definovat jako derivaci středového úhlu otočení kol hnané nápravy φ podle času

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}. \quad (5.9)$$

Diferenciál dráhy ds lze na základě diferenciálu středového úhlu $d\varphi$ a poloměru otáčení definovat jako

$$ds = d\varphi \cdot r. \quad (5.10)$$

Dosazením (5.10) do (5.8) lze na základě (5.9) vyjádřit vztah mezi rychlostí vozidla a úhlovou rychlostí otáčení kol hnané nápravy jako

$$\omega = \frac{v}{r}. \quad (5.11)$$

Analogicky lze odvodit vztah mezi zrychlením vozidla a úhlovým zrychlením otáčení kol hnané nápravy jako

$$\dot{\omega} = \frac{a}{r}. \quad (5.12)$$

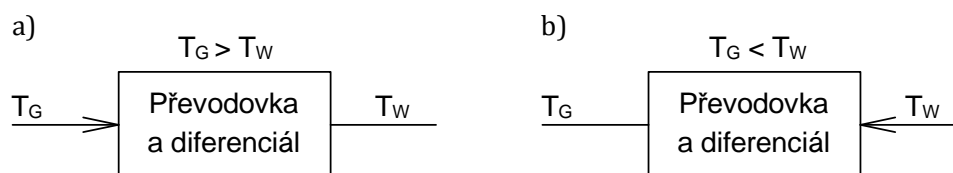
Poznamenejme, že obrázek 14 je zjednodušený a má za úkol pouze ilustrovat vztah mezi točivým momentem T_W a tažnou silou F_D . Točivý moment T_W je pro účely modelu paralelního hybridního vozidla výstupním točivým momentem bloku *Převodovka a diferenciál* - viz. obrázek 8, který se ve skutečnosti dále rozkládá mezi obě kola hnané nápravy.

5.3 Model diferenciálu a převodovky

Diferenciál lze chápat jako další převodovku s převodovým poměrem různým od poměru 1:1. Úkolem samotného diferenciálu je rozdělení točivého momentu ze vstupní hřídele na dvě výstupní hřídele, přičemž umožňuje, aby dílčí výstupní hřídele měly odlišnou rychlost otáčení. Vstupní točivý moment je mezi levým a pravým kolem diferenciálem rozdělován vždy v poměru 1:1.

Převodovka je zařízení umožňující obousměrný přenos výkonu, které obecně slouží ke změně otáček a točivého momentu mezi vstupním a výstupním hřídelem. Pro případ ideální převodovky lze tvrdit, že takový převodový poměr i mající za důsledek snížení úhlové rychlosti výstupního hřídele ω_{OUT} oproti úhlové rychlosti vstupního hřídele ω_{IN} zvýší výstupní točivý moment oproti vstupnímu točivému momentu v poměru příslušném převodovému poměru.

Teoreticky platí, že vstupní a výstupní výkon jsou si sobě rovny. Prakticky se však část přenášeného výkonu ztrácí uvnitř převodovky (ztráty na kluzných a valivých ložících, ztráty na samotném zubovém převodu), což se projeví úbytkem točivého momentu. Účinnost dané převodovky je závislá na mnoha faktorech jakými jsou například konstrukce převodovky, rychlost otáčení převodového soukolí, přenášený výkon a v neposlední řadě například teplota převodového soukolí a olejové náplně převodovky. Za dobrou převodovku lze, pro účely automobilového průmyslu, označit převodovku, jejíž účinnost je vždy lepší než 95% [22]. Komplexní model zahrnující všechny výše zmíněné vlivy, který by dobře reprezentoval chování reálné automobilové převodovky je výpočetně velmi náročný a proto bude jako model převodovky použit zjednodušený model uvažující konstantní účinnost 95% nezávislou na ostatních faktorech. Přenášený výkon může pocházet jak ze strany motorů, tak i ze strany hnané nápravy.



Obrázek 15: Schéma převodovky a) výkon od motorů, b) výkon od hnané nápravy

Šipka v obrázku 15 označuje směr přenosu výkonu. Pro případ, že přenášený výkon pochází

ze strany motorů - Obrázek 15a, pak

$$T_G(t) = \frac{T_W(t)}{i(t) \cdot \eta_G}. \quad (5.13)$$

Jestliže přenášený výkon pochází ze strany hnané nápravy - Obrázek 15b, pak

$$T_G = \frac{T_W(t) \cdot \eta_G}{i(t)}, \quad (5.14)$$

kde $i(t)$ je celkový převodový poměr v čase t a η_G je účinnost převodovky, jejíž hodnota byla zmíněna výše. Dále uvedme vzorce pro výpočet úhlové rychlosti ω_G a úhlového zrychlení $\dot{\omega}_G$ hřídele na straně motorů na základě úhlové rychlosti ω_W a úhlového zrychlení $\dot{\omega}_W$ hřídele na straně kol hnané nápravy

$$\omega_G(t) = i(t) \cdot \omega_W(t), \quad (5.15)$$

$$\dot{\omega}_G(t) = i(t) \cdot \dot{\omega}_W(t). \quad (5.16)$$

Jak již bylo naznačeno, převodový poměr i je součinem převodového poměru samotné převodovky a převodového poměru diferenciálu. Pro přiblížení výpočtu hodnoty převodového poměru konkrétního převodového stupně lze využít zjednodušeného vztahu uvažujícího, že každý převodový stupeň je tvořen pouze dvojicí převodových kol mající stejný převodový poměr jako soustava převodových kol tento převodový stupeň tvořící.

$$i = \frac{N_B}{N_A}, \quad (5.17)$$

kde N_A je počet zubů menšího převodového kola a N_B je počet zubů většího převodového kola. Převodové poměry uvažovaného bloku Převodovka a diferenciál jsou

$$i \in \{17; 9, 6; 6, 3; 4, 6; 3, 7; 3, 5\}.$$

Z výše uvedených hodnot převodových poměrů jednotlivých převodových stupňů a ze vzorců (5.13) - (5.16) je zřejmé, že jsou-li původcem přenášeného výkonu motory, všechny převodové poměry budou mít za důsledek snížení rychlosti otáčení výstupního hřídele oproti rychlosti otáčení vstupního hřídele a zároveň zvýšení výstupního točivého momentu T_W oproti vstupnímu točivému momentu T_G . Analogicky budou-li původcem přenášeného výkonu kola hnané nápravy, pak důsledkem všech převodových stupňů bude zvýšení úhlové výstupní rychlosti ω_G oproti vstupní úhlové rychlosti ω_W a zároveň snížení výstupního točivého momentu T_G oproti vstupnímu točivému momentu T_W . Zdůrazněme, že vstup resp. výstup převodovky závisí na původci přenášeného výkonu.

5.4 Model spalovacího motoru

Spalovací motor (ICE) je stroj schopný přeměňovat chemickou energii paliva na mechanickou práci. Účinnost η_{ICE} závisí zejména na rychlosti otáčení výstupní hřídele ω_G a výstupním točivém momentu T_{ICE} . Pro účely modelu pohonné soustavy paralelního hybridního vozidla bude spalovacím motorem chápán čtyřdobý zážehový spalovací motor o definovaném objemu s přímým vstřikováním paliva do válců.

Jak naznačuje obrázek 10, smyslem modelu spalovacího motoru, pro účely modelování pohonu hybridního vozidla, je výpočet rychlosti spotřeby paliva \dot{m}_F na základě požadovaného výstupního točivého momentu T_{ICE} při požadované úhlové rychlosti výstupního (klikového) hřídele ω_G . Detailní a velmi přesný termodynamický model je výpočetně velmi náročný [23], [24], a proto se nehodí pro účely modelování ani regulace. Dále popsany model je založen na principech popsanych v [18], [20], [21], [23]. Uvažujeme-li spalovací motor v ustáleném stavu, můžeme definovat celkovou účinnost motoru jako poměr mechanického výstupního výkonu a časové změny entalpie \dot{H}_f

$$\eta_{ICE} = \frac{\omega_G \cdot T_{ICE}}{\dot{H}_f}. \quad (5.18)$$

Přičemž časová změna entalpie je svázána s rychlostí spotřeby paliva

$$\dot{H}_f = \dot{m}_f \cdot H_l, \quad (5.19)$$

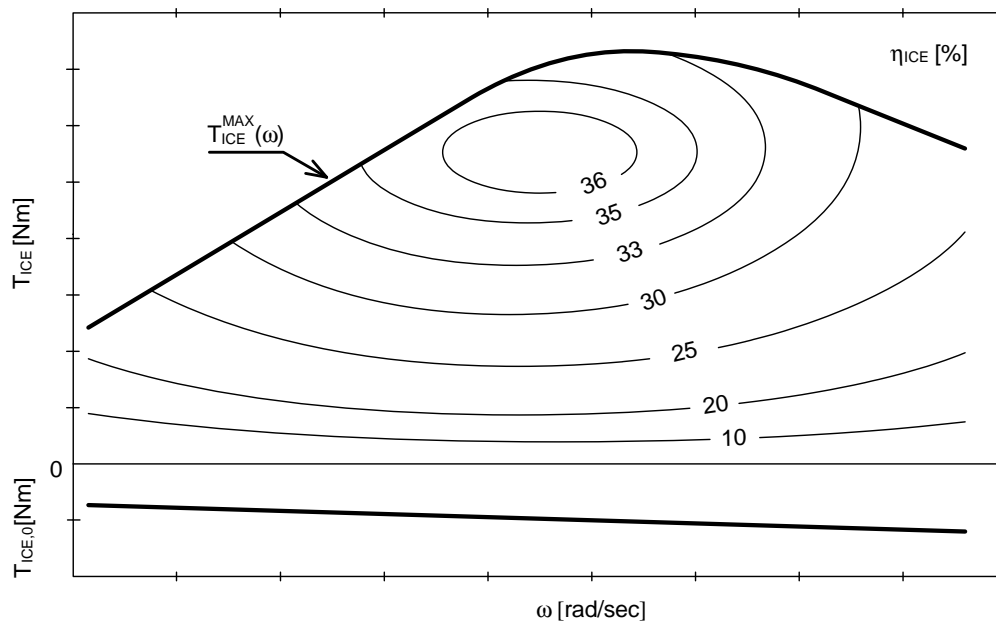
kde H_l je výhřevnost paliva. Pro případ uvažovaného automobilového benzínu je hodnota výhřevnosti $H_l = 44.4 [MJ/kg]$. Jednotkou rychlosti spotřeby paliva je kg/s . Celková účinnost motoru je závislá na výstupním kroutícím momentu a rychlosti otáčení výstupního hřídele.

$$\eta_{ICE} = f(T_{ICE}, \omega_G) \quad (5.20)$$

Vliv ostatních faktorů ovlivňujících účinnost spalovacího motoru [23], [24] bude za účelem snížení výpočetní náročnosti modelu zanedbán. Nyní uveďme vztah mezi střední hodnotou tlaku p_{me} a výstupním točivým momentem T_{ICE}

$$p_{me} = \frac{N \cdot \pi \cdot T_{ICE}}{V_d}, \quad (5.21)$$

kde veličina p_{me} udává takovou velikost tlaku působícího na píst motoru po celou dobu expanze, která vytvoří stejné množství práce, jakou by motor vykonal za 2 celé otáčky. Poznamenejme, že toto vysvětlení uvažuje čtyřdobý spalovací motor, N udává typ motoru ($N = 4$ pro uvažovaný čtyřdobý spalovací motor) a V_d představuje zdvihový objem motoru v základních jednotkách.

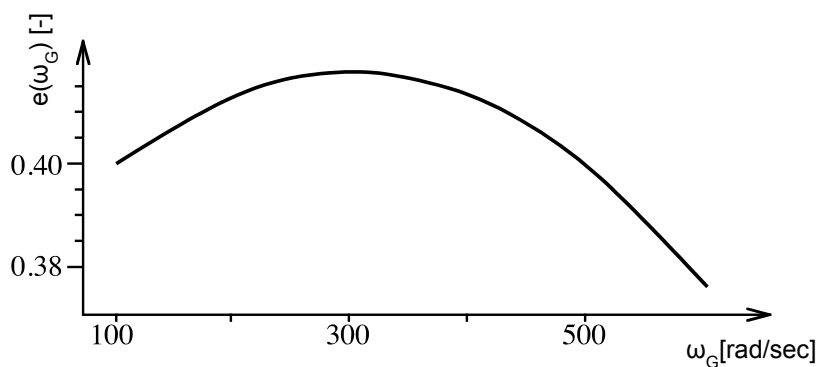


Obrázek 16: Účinnost moderního spalovacího motoru

Dále uvedme vztah vyjadřující velikost střední hodnoty tlaku p_{me} , jaká by vznikla spálením množství paliva m_f spalovacím motorem s účinností $\eta_{ICE} = 1$

$$p_{mf} = \frac{H_l \cdot m_f}{V_d}. \quad (5.22)$$

Problematiku modelování spalovacích motorů lze, bez velkých dopadů na přesnost modelu,



Obrázek 17: Termodynamická účinnost přeměny výhřevnosti paliva na mechanickou práci ve čtyřdobém zážehovém motoru

výrazně zjednodušit užitím Willansovy aproximace [18], [20], [21], [23]. Pro úplnost uvedme

definici termodynamické účinnosti (viz. obrázek 17), pro účely Willansovy aproximace, jako

$$e(\omega_G) \approx \frac{p_{me} + p_{me,0}(\omega_G)}{p_{mf}}, \quad (5.23)$$

kde tlak $p_{me,0}(\omega_G)$ lze vysvětlit jako takovou střední hodnotu tlaku, působící po celou dobu expanze na píst, která vytvoří stejné množství práce, jakou by motor vytvořil za celé dvě otáčky při daných otáčkách a provozu naprázdno. Chodem naprázdno je chápána situace, kdy výstupní kroutící moment T_{ICE} je nulový a rychlost otáčení ω_G je nenulová.

Je zřejmé, že podílem p_{me} a p_{mf} získáme opět celkovou účinnost spalovacího motoru η_{ICE} diskutovanou v (5.18).

$$\eta_{ICE} = \frac{p_{me}}{p_{mf}}. \quad (5.24)$$

Tlak $p_{me,0}(\omega_G)$ lze analogicky reprezentovat ztrátovým brzdným točivým momentem $T_{ICE,0}(\omega_G)$ vyjadřujícím mechanické ztráty. Detailní postup výpočtu $p_{me,0}(\omega_G)$ pro konkrétní motor je uveden v [20] a [23]. Brzdný točivý moment $T_{ICE,0}$ lze vypočítat jako

$$T_{ICE,0} = \frac{V_d \cdot p_{me,0}(\omega_G)}{N \cdot \pi}. \quad (5.25)$$

Točivý moment potřebný k urychlení rotačních součástí spalovacího motoru lze vypočítat dle vzorce

$$T_{ICE}^{ROT} = J_{ICE} \cdot \frac{\Delta\omega_G}{T_S}, \quad (5.26)$$

kde J_{ICE} je moment setrvačnosti všech rotačních součástí spalovacího motoru, $\Delta\omega_G$ je změna rychlosti otáčení výstupní hřídele spalovacího motoru vypočítaná jako rozdíl $\omega_G(t)$ a $\omega_G(t-1)$ a T_S je vzorkovací perioda v [s]. Konkrétní hodnota momentu setrvačnosti spalovacího motoru byla zvolena na základě [18]

$$J_{EM} = 0.14 \left[kg \cdot m^2 \right]. \quad (5.27)$$

Poznamenejme, že točivý moment T_{ICE}^{ROT} není záměrně součástí vzorce (5.25). Tento točivý moment bude součástí celkového potřebného točivého momentu, jehož výpočet bude uveden dále. Výstupní točivý moment T_{ICE} , produkovaný tlakem p_{me} , lze zapsat jako

$$T_{ICE} \approx T_A - T_{ICE,0}(\omega_G), \quad (5.28)$$

kde T_A je veškerý točivý moment, který by mohl vzniknout v motoru s termodynamickou účinností $e(\omega_G)$, ve kterém by mechanické ztráty byly nulové.

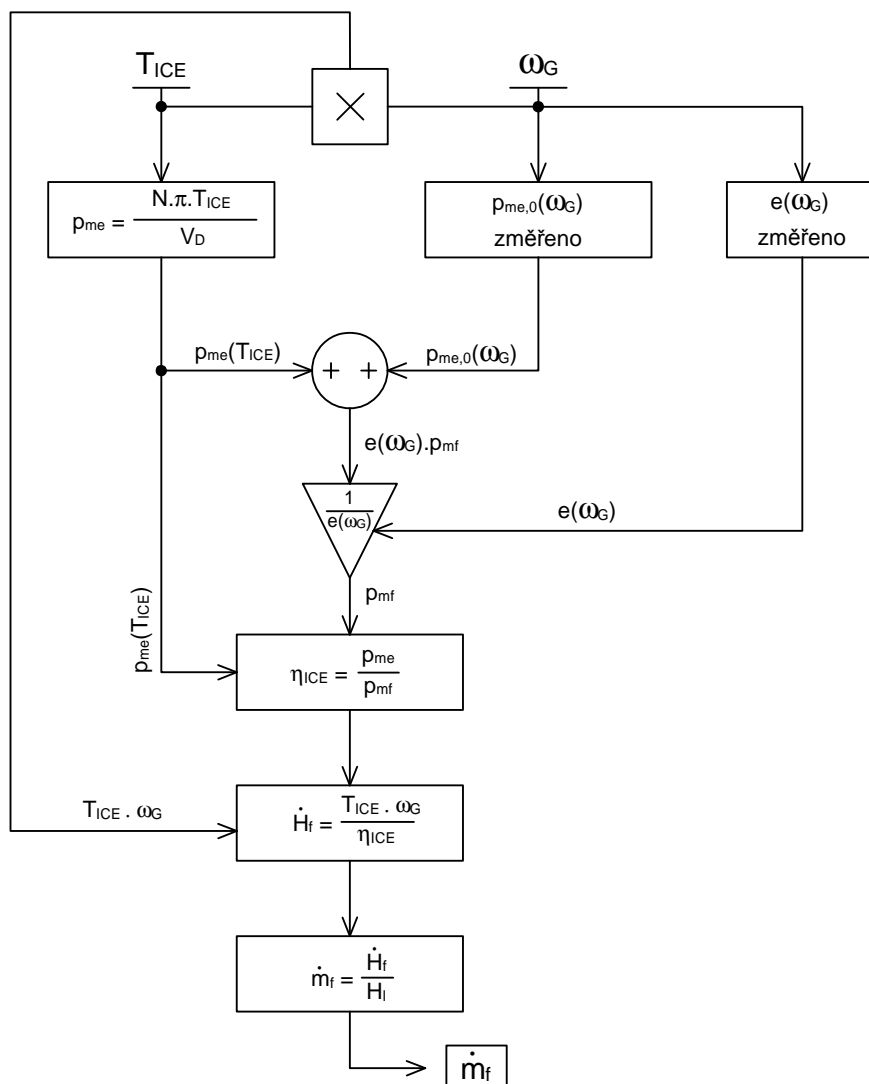
Termodynamická účinnost $e(\omega_G)$ a brzdny točivý moment $p_{me,0}(\omega_G)$ závislé na rychlosti otáčení výstupního hřídele ω_G , potřebné pro výše uvedené výpočty, byly získány na základě naměřených hodnot motoru s atmosferickým plněním o zdvihovém objemu $V_d = 1.6 [dm^3]$ [18]. Z porovnání mezi naměřenými a simulací získanými daty [18] je patrné, že takto vytvořený model je pro účely modelování spotřeby v závislosti na požadovaném výstupním točivém momentu a rychlosti otáčení výstupního hřídele dostatečně přesný.

Uvedený spojitý model lze snadno převést na diskrétní převedením rovnic (5.18) a (5.19) na tvar

$$\Delta H_f(t) = \frac{T_{ICE}(t) \cdot \omega_G(t)}{\eta_{ICE}}, \quad (5.29)$$

$$\Delta m_f(t) = \frac{\Delta H_f(t)}{H_l}. \quad (5.30)$$

Výše uvedený postup výpočtu rychlosti spotřeby paliva je shrnut v obrázku 18 [20]. Poznamenejme, že vzhledem ke složitosti problematiky modelování termodynamických dějů ve spalovacím motoru je pro výpočet termodynamické účinnosti spalovacího motoru $e(\omega_G)$ použita vyhledávací tabulka (lookup table) [18], [23]. Je možné si povšimnout, že v případě, kdy $T_{ICE} = 0$ a zároveň $\omega_G > 0$ je $\dot{m}_f = 0$, což reprezentuje možnost odpojení spalovacího motoru spojkou. Pokud by zůstal spalovací motor připojen i v případě, kdy je požadováno veškerý požadovaný točivý moment T_{DEM} (viz. dále) uspokojit elektromotorem, pracoval by v režimu naprázdno, což lze považovat za nežádoucí.



Obrázek 18: Postup výpočtu rychlosti spotřeby paliva na základě požadovaného výstupního točivého momentu T_{ICE} a rychlosti otáčení výstupní hřídele ω_G

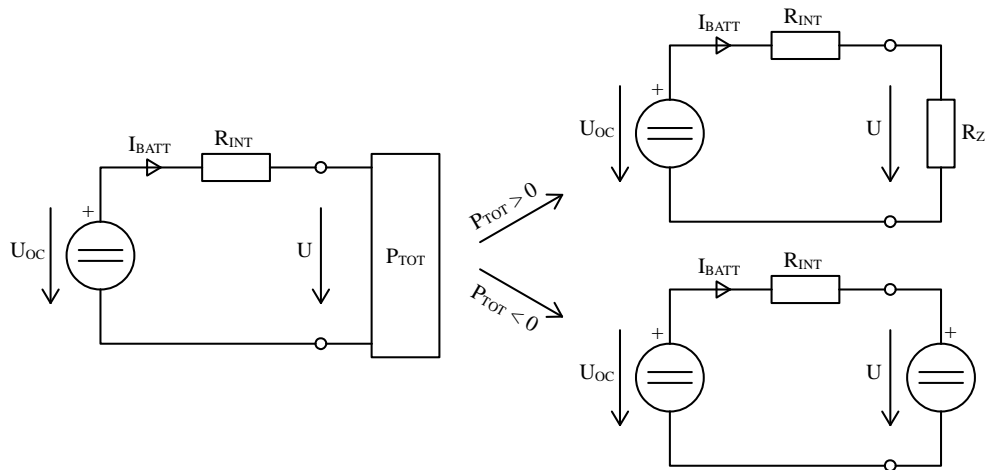
5.5 Model akumulátoru

Akumulátorový článek je zařízení umožňující opětovné uchovávání elektrické energie. Při nabíjení vyvolá stejnosměrný proud procházející mezi svorkami akumulátorového článku vratné chemické změny, které se projeví rozdílným potenciálem na elektrodách článku. Při následném vybíjení lze z elektrod odčerpávat elektrickou energii zpět na úkor změn vyvolaných při dřívějším nabíjení.

Nevýhodou akumulátorového článku je jeho nízké svorkové napětí (v řádech jednotek voltů). Napětí jednoho akumulátorového článku závisí pouze na materiálu, z kterého jsou vyrobeny elektrody a typu elektrolytu. Kapacita akumulátorového článku je dána konstrukčním uspořádáním článku (plochou elektrod, materiálem elektrod, složením elektrolytu, ...). Za účelem zvýšení svorkového napětí se akumulátorové články spojují sériově do akumulátorových baterií. Jednotlivé typy akumulátorových článků se vyrábí v mnoha různých kapacitách. Kapacita akumulátorového článku je parametr vyjadřující maximální možný náboj, který je akumulátorový článek schopen pojmout při plném nabití. Její jednotkou jsou $[Ah]$ (Amperhodiny).

5.5.1 Statický model akumulátorového článku

Základem modelu akumulátorového článku je náhradní schéma založené na sériovém spojení ideálního zdroje napětí a rezistoru představujícího jeho vnitřní odpor. Uvažované ná-



Obrázek 19: Náhradní schéma jednoho článku akumulátoru

hradní schéma na obrázku 19 předpokládá konstantní vnitřní odpor R_{INT} i konstantní napětí U_{OC} . Z Kirchhoffových zákonů je dále patrné, že napětí na svorkách akumulátoru (ve schématu označené jako U) bude se zvyšujícím se odběrem P_{TOT} , resp. se snižujícím se zátěží R_Z , klesat. Nutno dodat, že výkon P_{TOT} je součtem příkonu elektromotoru P_{EM} a režijního příkonu samotného vozidla P_{AUX} představujícího spotřebu elektrických zařízení na palubě vozidla

$$P_{TOT}(t) = P_{EM}(t) + P_{AUX}. \quad (5.31)$$

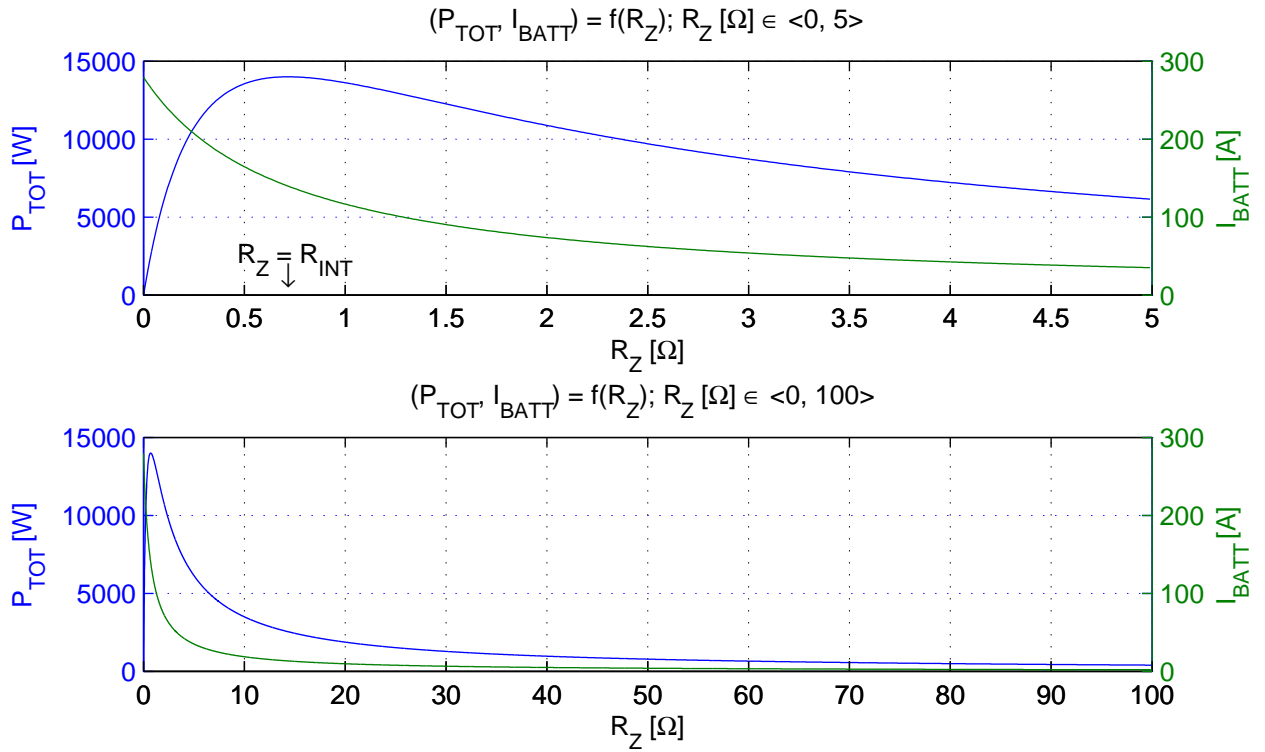
Velikost tohoto výkonu bude definována dále. Užitím Ohmova zákona a Kirchhoffových zákonů lze vypočítat proud protékající obvodem jako

$$I_{BATT}(t) = \frac{P_{TOT}(t)}{U} = \frac{P_{TOT}(t)}{U_{OC} - R_{INT} \cdot I_{BATT}(t)}. \quad (5.32)$$

Z rovnice 5.32 lze vyjádřit kvadratickou rovnicí pro proměnnou I_{BATT} ve tvaru

$$-R_{INT} \cdot I_{BATT}^2(t) + U_{OC} \cdot I_{BATT}(t) - P_{TOT}(t) = 0. \quad (5.33)$$

Je patrné, že rovnice 5.33 má dva kořeny, což, lze vysvětlit tak, že v každé z oblastí



Obrázek 20: Závislost P_{TOT} , resp. I_{BATT} na hodnotě R_Z při vybíjení

$R_Z \in (0, R_{INT})$ a $R_Z \in \langle R_{INT}, \infty \rangle$ existuje párová dvojice hodnot R_Z , která odpovídá stejné hodnotě P_{TOT} . Poznamenejme, že proud I_{BATT} je dle ohmova zákona jednoznačně definovaný zátěží R_Z , tedy pro různé hodnoty R_Z je vždy různý. Kořeny kvadratické rovnice mají následující tvar

$$I_{BATT}(t) = \frac{U_{OC} \mp \sqrt{U_{OC}^2 - 4 \cdot R_{INT} \cdot P_{TOT}(t)}}{2 \cdot R_{INT}}, \quad (5.34)$$

kde pro $R_Z \in (0, R_{INT})$ uvažujeme kladné znaménko v čitateli zlomku (5.34) a pro $R_Z \in (R_{INT}, \infty)$ záporné znaménko.

Rozdělme situaci podle použití akumulátorové baterie na případ vybíjení a dobíjení. Při vybíjení lze na základě závislosti velikosti odporu R_Z na skutečném odebraném výkonu P_{TOT} zobrazené v grafu 20 usoudit, že v oblasti $R_Z \in (0, R_{INT})$ není efektivní akumulátor provozovat, protože většina odčerpaného výkonu z akumulátoru je uvnitř akumulátoru přeměněna na teplo a jen malou část odčerpaného výkonu lze skutečně využít. Pro případ nabíjení lze pozorovat (kromě případu, kdy diskriminant rovnice (5.34) je nulový), že pro všechny hodnoty $P_{TOT} < 0$ získáme vždy kladné a záporné řešení této rovnice. Jelikož uvažujeme nabíjecí proud $I_{BATT} < 0$, lze kladné řešení rovnice vyřadit a získat tak vzorec pro proud v obvodu ve tvaru

$$I_{BATT}(t) = \frac{U_{OC} - \sqrt{U_{OC}^2 - 4 \cdot R_{INT} \cdot P_{TOT}(t)}}{2 \cdot R_{INT}}. \quad (5.35)$$

Z rovnice (5.35) je patrné, že pro výpočet proudu v obvodu je třeba, kromě velikosti výkonu P_{TOT} , dále znát dva základní parametry akumulátorové baterie, kterými jsou napětí při rozpojených svorkách U_{OC} a vnitřní odpor akumulátoru R_{INT} . Tyto dva parametry dále závisí na počtu a typu akumulátorových článků, z kterých je akumulátorová baterie sestavena.

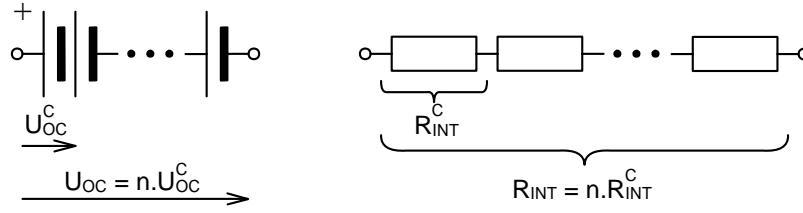
Nejprve je třeba rozhodnout, jaký typ akumulátorové baterie bude pro účely modelu použit. V článku [17] je mj. uvedeno, že nejznámější hybridní vozidlo Toyota Prius používá NiMH akumulátorovou baterii, a proto bude tento typ použit i pro popisovaný model. Článek [17] se dále zabývá modelováním různých typů akumulátorových článků a kromě jiných informací uvádí pro modelované akumulátorové články i jejich základní parametry. Pro další výpočty budou použity uvedené hodnoty vnitřního odporu (R_{INT}^C) a napětí při rozpojených svorkách (U_{OC}^C) NiMH akumulátorového článku s kapacitou $Q_{BATT} 6.5$ [Ah].

$$R_{INT}^C = 0.0046 \text{ } [\Omega]; \quad U_{OC}^C = 1.2848 \text{ } [V]. \quad (5.36)$$

Článek [17] dále uvádí, že ve vozidle Toyota Prius je použita baterie s napětím $U_{OC} = 200$ V. Akumulátorovou baterii takového napětí je možné získat, jak naznačuje obrázek 21, sériovým spojením 156 akumulátorových článků s parametry uvedenými v (5.36). Je zřejmé, že při výpočtu počtu akumulátorových článků je výsledný počet nutno zaokrouhlit na celá čísla.

$$R_{INT} = 0.7176 \text{ } [\Omega], \quad U_{OC} = 200.4288 \text{ } [V], \quad Q_{BATT} = 6.5 \text{ } [Ah], \quad n = 156. \quad (5.37)$$

Poznamenejme, že graf 20 uvažuje baterii s parametry definovanými v (5.37).



Obrázek 21: Napětí při rozpojených svorkách a vnitřní odpor akumulátorové baterie

5.5.2 Diskrétní dynamický model akumulátorové baterie

Diskrétní dynamický model akumulátorové baterie [18] na základě požadovaného odebraného výkonu a stavu nabití (SoC) v určitém časovém okamžiku t vypočítá stav nabití akumulátoru v časovém okamžiku $t + 1$. Stav nabití baterie lze definovat jako poměr aktuální kapacity $Q(t)$ a maximální kapacity baterie Q_{BATT} .

$$SoC(t) = \frac{Q(t)}{Q_{BATT}}. \quad (5.38)$$

Poznamenejme, že změnu úrovně nabití baterie $\Delta Q(t)$ za jednu vzorkovací periodu lze vypočítat jako

$$\Delta Q(t) = -\frac{I_{BATT}(t) \cdot T_S}{3600}, \quad (5.39)$$

kde $I_{BATT}(t)$ je proud v obvodu dle (5.35), přičemž je uvažováno, že jeho hodnota je po celou dobu T_S konstantní. Konstanta ve jmenovateli vzorce (5.39) je důsledek použité jednotky kapacity akumulátorové baterie [Ah], která je v elektrotechnice ustálená.

Zohlednění rozdílné účinnosti při nabíjení a vybíjení akumulátorové baterie je realizováno rozlišením hodnoty účinnosti, která bude nezávislá na dalších parametrech baterie. Pro úplnost poznamenejme, že tento model uvažuje, že odebíraný výkon je mezi okamžiky t a $t + 1$ konstantní.

$$SoC(t+1) = \frac{-I_{BATT}(t) \cdot \eta_{BATT}(I_{BATT}(t)) \cdot T_S}{3600 \cdot Q_{BATT}} + SoC(t), \quad (5.40)$$

kde T_S je vzorkovací perioda ve vteřinách a $\eta_{BATT}(I_{BATT})$ je výše zmíněná účinnost v závislosti na směru proudu

$$\eta_{BATT}(I_{BATT}(t)) = \begin{cases} 1.0 & I_{BATT}(t) \geq 0, \\ 0.9 & I_{BATT}(t) < 0. \end{cases} \quad (5.41)$$

Pro další výpočty je nutné definovat rozmezí v jakém je baterii vhodné, za účelem dosažení největší životnosti, provozovat. Článek [18] uvádí hodnoty těchto mezí

$$SoC(t) \in (0.4, 0.7). \quad (5.42)$$

5.6 Model elektromotoru

Elektromotor (EM) lze chápat jako stroj měnící elektrickou energii na mechanickou práci s účinností η_{EM} . Jak naznačuje obrázek 9, pro účely modelování pohonné soustavy paralelního hybridního vozidla je smyslem modelu elektromotoru výpočet účinnosti η_{EM} na základě požadovaného točivého momentu T_{EM} a úhlové rychlosti hřídele ω_G .

Pro účely paralelního hybridního vozidla se lze omezit na tyto typy elektromotorů [28]:

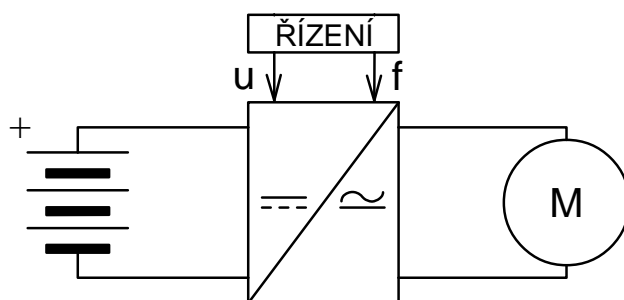
- synchronní motory s permanentními magnety [28], [31],
- asynchronní motory [28],
- motory s proměnnou reluktancí (Switched Reluctance Motors - SRM) [28], [29], [30].

Každý výše zmíněný typ elektromotoru má pro použití v soustrojí pohonu hybridního vozidla své výhody a nevýhody. Například výhodou motorů s permanentními magnety je velký poměr výkon/hmotnost a malé rozměry, pro které je lze vestavět do spojky vozidla [31]. Přímo se nabízí využití těchto motorů v sériových hybridních pohonech. Nevýhodou motorů s permanentními magnety je složitější chlazení, které je schopné udržet teplotu permanentních magnetů pod Curieho bodem (cca 100°C). V okamžiku, kdy teplota permanentních magnetů překročí Curieho bod, dojde k odmagnetování permanentních magnetů a následné trvalé ztrátě funkce motoru. Takové chlazení je poměrně složité a přidává na celkové hmotnosti vozidla. Výhodou asynchronních motorů je především jejich cena a spolehlivost, dále pak jednoduchá konstrukce, jednoduchá regulace a schopnost pracovat při vyšších teplotách (až 180°C) než v případě synchronních motorů s permanentními magnety. Nevýhodou těchto motorů oproti motorům s permanentními magnety je jejich nižší poměr výkon/hmotnost. Mezi výhody SMR motorů patří zejména jejich cena, konstrukční jednoduchost a spolehlivost. Mezi nevýhody pak složitější řídicí elektronika vyžadující snímač úhlu natočení rotoru a dále nevyrovnaný průběh točivého momentu v nižších otáčkách daný funkcí motoru.

Použitý model elektromotoru uvažuje střídavý třífázový asynchronní elektromotor. Výhodou takových elektromotorů je možnost snadné regulace otáček a výstupního točivého momentu. Synchronní otáčky asynchronního elektromotoru závisí na konstrukci elektro-

motoru a frekvenci napájecího napětí. Asynchronní otáčky asynchronního motoru závisejí zejména na zatížení elektromotoru. Parametr definující vztah mezi synchronními a asynchronními otáčkami elektromotoru se nazývá skluz. Hodnota skluzu daného elektromotoru je závislá na zatížení elektromotoru. Změnou frekvence napájecího napětí lze regulovat otáčky motoru. Změnou amplitudy napájecího napětí lze regulovat točivý moment.

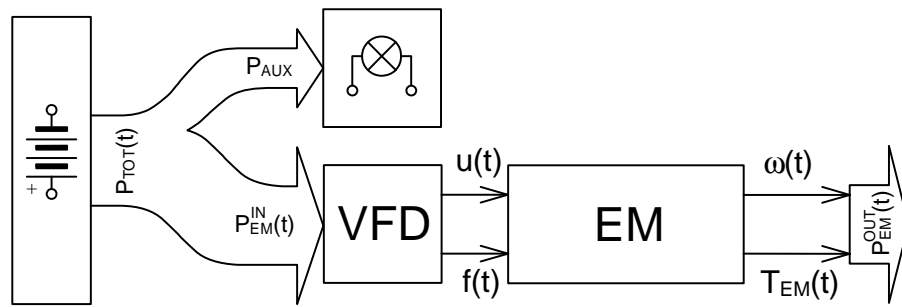
Protože akumulátorový článek, resp. akumulátorová baterie, je zdrojem stejnosměrného napětí a střídavé asynchronní stroje vyžadují střídavé napájecí napětí, je nutné pro pohon střídavého asynchronního elektromotoru zařadit mezi akumulátorovou baterii a elektromotor výkonové zařízení schopné přeměnit stejnosměrné napětí na střídavé napětí. Aby bylo možné elektromotor používat v celém spektru otáček spalovacího motoru, je nutné, aby takové zařízení bylo navíc schopné měnit stejnosměrné napětí na střídavé napětí o požadované frekvenci. Takové zařízení se nazývá Variable Frequency Drive (VFD) s českým ustáleným názvem frekvenční měnič. Rozmezí požadovaných frekvencí je dáno zejména rozmezím provozních otáček spalovacího motoru a dále počtem pólů dvojice asynchronního elektromotoru.



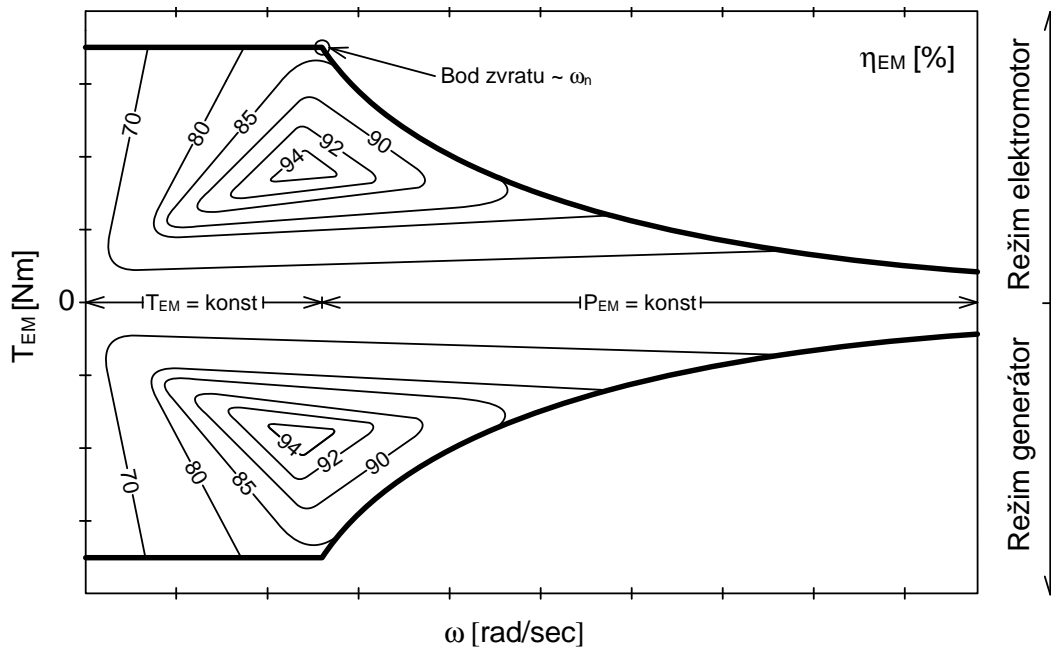
Obrázek 22: Schéma umístění frekvenčního měniče

Frekvenční měniče dosahují díky moderním polovodičovým technologiím účinnosti až 97% [32]. Poznamenejme, že v obrázku 22 značení u resp. f označuje amplitudu výstupního napětí resp. jeho frekvenci. V obrázku 23 je dále zmíněn výkon P_{AUX} , kterým je modelován režijní příkon samotného vozidla (světla, zapalovací soustava spalovacího motoru, ventilátory a další). Hodnota tohoto výkonu byla pro účely modelu hybridního vozidla stanovena jako konstantní $P_{AUX}(t) = 350[W]$.

Základem modelu motoru je blok pro výpočet účinnosti η_{EM} v závislosti na požadovaném točivém momentu T_{EM} a otáčkách ω_G . Obrázek 24 zobrazuje vrstevnice teoretické účinnosti elektromotoru v závislosti na výstupních otáčkách a požadovaném točivém momentu. Křivka omezující jednotlivé hladiny účinnosti je křivka maximálního točivého momentu v závislosti na otáčkách. Je rozdělena na oblast s konstantním výstupním točivým momentem



Obrázek 23: Energetické schéma přeměny chemické energie na mechanickou práci prostřednictvím elektromotoru



Obrázek 24: Teoretická účinnost asynchronního elektromotoru

a konstantním výstupním výkonem. Bod oddělující tyto dvě oblasti se nazývá bod zvratu. Vzhledem ke složitosti problematiky modelování asynchronních motorů rozvedené v [19] byl pro účely této diplomové práce zvolen model asynchronního motoru převzatý z [18]. Tento model je založen na podrobné simulaci 24kW elektromotoru. Základem bloku reprezentujícího účinnost elektromotoru $\eta_{EM} = f(T_{EM}, \omega_G)$ je vyhledávací tabulka (lookup table). Poznamenejme, že článek [18] se mj. zabývá problematikou modelování hybridních pohonů, a proto předpokládejme, že výše zmíněná vyhledávací tabulka představuje celkovou

účinnost přeměny elektrické energie na mechanickou práci (včetně účinnosti frekvenčního měniče), resp. naopak. Hodnoty účinnosti $\eta_{EM} = f(T_{EM}, \omega_G)$ pro takovou kombinaci T_{EM} a ω_G , která není uložena ve vyhledávací tabulce, lze dopočítat lineární interpolací.

Příkon elektromotoru lze na základě požadovaného točivého momentu a úhlové rychlosti hřídele vypočítat jako

$$P_{EM}^{IN}(t) = \frac{T_{EM}(t) \cdot \omega_G(t)}{\eta_{EM}(T_{EM}(t), \omega_G(t))}, \quad (5.43)$$

kde η_{EM} je hodnota účinnosti elektromotoru pro zvolenou dvojici $T_{EM}(t), \omega_G(t)$.

Vzhledem ke skutečnosti, že elektromotor nebude provozován pouze v ustáleném stavu, uvedme vzorec pro výpočet točivého momentu T_{EM}^{ROT} potřebného k dosažení změny otáček $\Delta\omega_G$

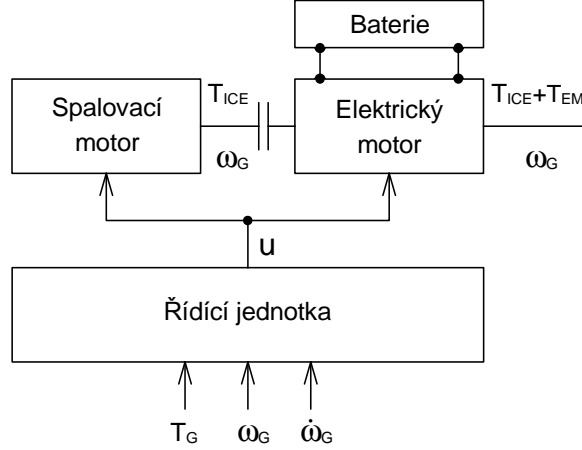
$$T_{EM}^{ROT}(t) = J_{EM} \cdot \frac{\Delta\omega_G(t)}{T_S}, \quad (5.44)$$

kde J_{EM} je moment setrvačnosti rotoru, $\Delta\omega_G(t)$ je rozdíl $\omega_G(t)$ a $\omega_G(t-1)$ a T_S je vzorkovací perioda v [s]. Je zřejmé, že tento moment může být v závislosti na znaménku $\Delta\omega_G(t)$ jak kladný tak záporný. Konkrétní hodnota momentu setrvačnosti elektromotoru byla zvolena na základě [18]

$$J_{EM} = 0.03 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}. \quad (5.45)$$

6 Omezení řídicího signálu

Řídicí signál je spojitá veličina, která může teoreticky nabývat libovolných hodnot. Konkrétní hodnota řídicího signálu bude udávat míru, jakou se bude spalovací, resp. elektrický motor podílet na dosažení celkového požadovaného točivého momentu $T_{DEM}(t)$. Celkový



Obrázek 25: Řídicí signál $u(t)$

točivý moment je definovaný jako

$$T_{DEM}(t) = T_G(t) + T_{ICE,0}(t) + T_{ICE}^{ROT}(t) + T_{EM}^{ROT}(t), \quad (6.1)$$

kde T_G je požadovaný moment před blokem *Převodovka a diferenciál* dle (5.13) resp. (5.14), $T_{ICE,0}(t)$ je brzdny točivý moment spalovacího motoru dle (5.25), $T_{ICE}^{ROT}(t)$ je moment potřebný k dosažení změny otáček spalovacího motoru dle (5.26) a $T_{EM}^{ROT}(t)$ je moment potřebný k dosažení změny otáček elektromotoru dle (5.44).

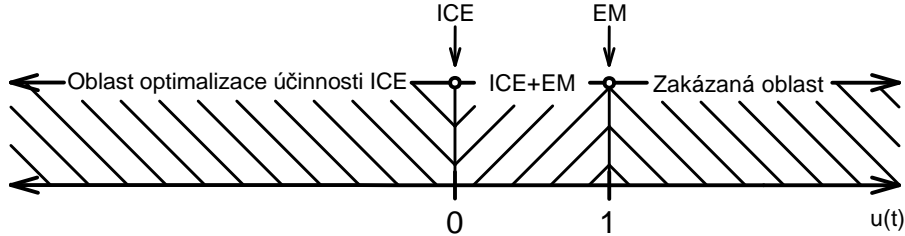
Dále definujme jakou mírou se budou motory podílet na uspokojení celkového točivého momentu $T_{DEM}(t)$

$$T_{ICE}(t) = (1 - u(t)) \cdot T_{DEM}(t), \quad T_{EM}(t) = u(t) \cdot T_{DEM}(t). \quad (6.2)$$

Je patrné, že je-li řídicí signál $u(t) = 1$ a zároveň je možné $T_{DEM}(t)$ uspokojit pouze elektromotorem je možné (6.1) přepsat jako

$$T_{DEM}(t) = \begin{cases} T_G(t) + T_{EM}^{ROT}(t) & u = 1, \\ T_G(t) + T_{ICE,0}(t) + T_{ICE}^{ROT}(t) + T_{EM}^{ROT}(t) & \text{jinak} \end{cases} \quad (6.3)$$

Nejprve určíme intervaly pro řídicí signál, kdy hodnota řídicího signálu má smysl. V druhém kroku se zaměříme na další omezení na řídicí signál, které vyplývají z omezení na maximální výkon ICE resp. EM. Celou situaci je možné rozdělit na dva případy: $T_{DEM}(t) > 0$ a $T_{DEM}(t) < 0$.

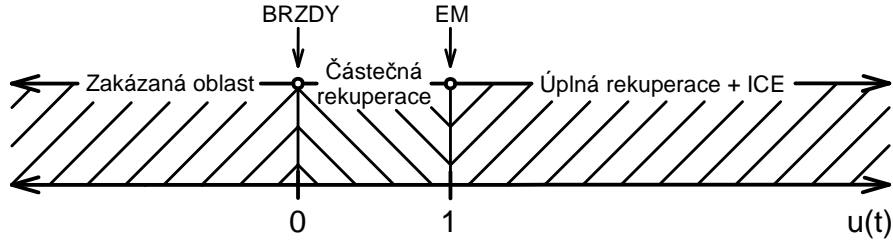


Obrázek 26: Oblasti řídicího signálu $u(t)$ pro $T_{DEM}(t) > 0$

Obrázek 26 na základě vztahu 6.2 znázorňuje případ, kdy celkový požadovaný točivý moment $T_{DEM}(t) > 0$. Je patrné, že pro $u(t) \in (-\infty, 0)$, je točivý moment produkovaný spalovacím motorem $T_{ICE}(t)$ vyšší než $T_{DEM}(t)$ a rozdíl mezi točivým momentem produkovaným spalovacím motorem a požadovaným točivým momentem je spotřebováván elektrickým motorem v generátorovém režimu k výrobě elektrické energie a následném uchování v akumulátorové baterii. Z obrázku 16 je patrné, že tohoto principu lze využít k efektivnějšímu spalování paliva. Pro hodnoty $u(t) \in (0, 1)$ platí, že požadovaný točivý moment $T_{DEM}(t)$ je vytvářen současně elektromotorem i spalovacím motorem s poměrným rozdělením dle aktuální hodnoty $u(t)$. Okrajové hodnoty tohoto intervalu řídicího signálu $u(t) = 0$, resp. $u(t) = 1$ udávají, že požadovaný točivý moment $T_{DEM}(t)$ je tvořen pouze spalovacím motorem, resp. elektromotorem. Je zřejmé, že elektrickou energii uchovanou v akumulátorových bateriích nelze spalovacím motorem zpětně převést na palivo, a proto lze hodnoty $u(t) \in (1, \infty)$ pro další úvahy vyloučit. Z výše uvedeného vyplývá, že pro $T_{DEM}(t) > 0$ jsou smyslupné hodnoty řídicího signálu z intervalu

$$u(t) \in (u_L^A, u_H^A) = (-\infty, 1). \quad (6.4)$$

Jestliže $T_{DEM}(t) < 0$ a zároveň není-li baterie plně nabitá, je možné elektromotorem v generátorovém režimu dobít baterii. V případě plně nabité baterie je nutné k brždění vozidla použít brzdy. Pro účely modelu pohonné soustavy vozidla je v případě $T_{DEM}(t) < 0$ uvažováno $T_{ICE,0}(\omega_G) = 0$. Toto zjednodušení nebude mít zásadní vliv na přesnost modelu a pro účely modelování není podstatné brzdám odlehčovat brzdným točivým momentem spalovacího motoru $T_{ICE,0}$. Dále poznamenejme, že testovací cykly neuvažují krizové situace prudkého zpomalení, a proto budou brzdy chápány jako prvek, který je vždy schopen



Obrázek 27: Oblasti řídicího signálu $u(t)$ pro $T_{DEM}(t) < 0$

požadované zpomalení uspokojit. Obrázek 27 znázorňuje oblasti řídicího signálu $u(t)$ pro $T_{DEM}(t) < 0$.

Hodnoty řídicího signálu z intervalu $u(t) \in (-\infty, 0)$ nemá smysl uvažovat, protože v takovém případě by elektromotor generoval točivý moment $T_{EM}(t)$, který by byl, společně s $T_{DEM}(t)$, spotřebováván brzdami vozidla. Pro hodnoty řídicího signálu z intervalu $u(t) \in (0, 1)$ uvažujeme částečnou rekuperaci, tedy, že část brzdného momentu $T_{DEM}(t)$ je rekuperována elektromotorem v generátorovém režimu a zbytek je spotřebováván brzdami vozidla. Okrajové hodnoty tohoto intervalu řídicího signálu $u(t) = 0$, resp. $u(t) = 1$ vyjadřují situaci, kdy je veškerý točivý moment $T_{DEM}(t)$ spotřebováván brzdami, resp. rekuperován elektromotorem v generátorovém režimu. Je-li hodnota řídicího signálu $u(t) \in (1, \infty)$ pak je veškerý točivý moment $T_{DEM}(t)$ společně s točivým momentem $T_{ICE}(t)$ rekuperován elektromotorem. Z výše uvedeného vyplývá, že pro $T_{DEM}(t) < 0$ jsou smyslupné hodnoty řídicího signálu z intervalu.

$$u(t) \in \langle u_L^A, u_H^A \rangle = \langle 0, \infty \rangle. \quad (6.5)$$

Poznamenejme, že (6.4) a (6.5) neplatí současně. Omezení lze dle aktuální hodnoty $T_{DEM}(t)$ shrnout jako

$$u(t) \in \begin{cases} (-\infty, 1) & T_{DEM}(t) > 0 \\ (0, \infty) & T_{DEM}(t) < 0 \end{cases}, \quad (6.6)$$

Zbývá definovat jakých hodnot může nabývat signál $u(t)$ je-li $T_{DEM}(t) = 0$. V takovém případě postrádá optimalizace smysl a je možné hodnotu řídicího signálu fixovat na předem uvážené hodnotě. Ze schéma výpočtu spotřeby spalovacího motoru 18 je patrné, že je-li $T_{ICE}(t) = 0$, je i rychlost spotřeby paliva $\dot{m}_f(t) = 0$, a proto bude řídicí signál $u(t)$ v tomto speciálním případě nastaven na hodnotu

$$u(t) = 0; \quad T_{DEM}(t) = 0. \quad (6.7)$$

Cílem následujících kapitol je další zúžení intervalu řídicího signálu $u(t)$, které na základě požadovaného točivého momentu $T_{DEM}(t)$ a úrovně nabití baterie $SoC(t)$ v každém časovém okamžiku definuje interval, v jakém se musí řídicí signál $u(t)$ pohybovat. V případě překročení mezí tohoto intervalu řídicího signálu $u(t)$ v libovolném časovém okamžiku by některá část pohonného soustrojí vozidla nebyla schopna takový požadavek uspokojit. Jako příklad lze uvést požadavek na vyšší točivý moment, než je schopen spalovací motor při daných otáčkách generovat nebo takový příkon elektromotoru, jež by měl za následek vybití baterie za jednu vzorkovací periodu pod mez stanovenou v (5.42). Poznamenejme, že nebude záměrně explicitně rozlišeno značení jednotlivých mezí pro případy $T_{DEM}(t) > 0$ a $T_{DEM}(t) < 0$. Je zřejmé že v žádném časovém okamžiku není třeba zvlášť stanovovat meze pro oba případy $T_{DEM}(t) > 0$ a $T_{DEM}(t) < 0$, protože v každém časovém okamžiku t bude zvolena sada příslušných vzorců na základě hodnoty $T_{DEM}(t)$.

6.1 Omezení řídicího signálu vlivem parametrů ICE

Pro výpočet minimální a maximální hodnoty řídicího signálu $u(t)$ definujeme minimální a maximální hodnotu točivého momentu $T_{ICE}^{MIN}(\omega_G(t))$ a $T_{ICE}^{MAX}(\omega_G(t))$, který je možné při daných otáčkách v daném čase odebírat ze spalovacího motoru. Teoretická závislost minimální, resp. maximální hodnoty točivého momentu $T_{ICE}^{MIN}(\omega_G)$, resp. $T_{ICE}^{MAX}(\omega_G)$ na otáčkách ω_G je ilustrována v obrázku 16. Celou situaci rozdělme na případ, kdy $T_{DEM}(t) < 0$ a $T_{DEM}(t) > 0$.

Dosažením $T_{ICE}^{MIN}(\omega_G(t))$, $T_{ICE}^{MAX}(\omega_G(t))$ pro případ $T_{DEM}(t) > 0$ lze z rovnice 6.2, na základě známé hodnoty požadovaného točivého momentu $T_{DEM}(t)$, vyjádřit interval, který, s ohledem na parametry spalovacího motoru, musí platit

$$1 - u(t) \in \left\langle \frac{T_{ICE}^{MIN}(\omega_G(t))}{T_{DEM}(t)}, \frac{T_{ICE}^{MAX}(\omega_G(t))}{T_{DEM}(t)} \right\rangle.$$

Po jednoduché úpravě získáme interval pro řídicí signál

$$u(t) \in \left\langle 1 - \frac{T_{ICE}^{MIN}(\omega_G(t))}{T_{DEM}(t)}, 1 - \frac{T_{ICE}^{MAX}(\omega_G(t))}{T_{DEM}(t)} \right\rangle = \langle u_L^{ICE}(t), u_H^{ICE}(t) \rangle. \quad (6.8)$$

Analogicky pro případ $T_G(t) < 0$

$$u(t) \in \left\langle 1 - \frac{T_{ICE}^{MAX}(\omega_G(t))}{T_{DEM}(t)}, 1 - \frac{T_{ICE}^{MIN}(\omega_G(t))}{T_{DEM}(t)} \right\rangle = \langle u_L^{ICE}(t), u_H^{ICE}(t) \rangle. \quad (6.9)$$

Na základě zjednodušení popsaného v kapitole 6 je v obou vztazích 6.8, 6.9 proměnná $T_{ICE}^{MIN}(\omega_G) = T_{ICE,0}(\omega_G) = 0$.

6.2 Omezení řídicího signálu vlivem parametrů EM

Definujme minimální, resp. maximální točivý moment elektromotoru $T_{EM}^{MIN}(\omega_G(t))$, resp. $T_{EM}^{MAX}(\omega_G(t))$. Analogicky k odvození uvedeném v kapitole 6.1 jsou tyto hodnoty závislé na požadovaných otáčkách v daném čase. Celou situaci je nutné opět rozdělit na případ, kdy $T_{DEM}(t) < 0$ a $T_{DEM}(t) > 0$.

Dosažením $T_{EM}^{MIN}(\omega_G(t))$, resp. $T_{EM}^{MAX}(\omega_G(t))$ pro případ $T_{DEM}(t) > 0$ lze z rovnice 6.2 vyjádřit interval, který, s ohledem na parametry elektromotoru, musí platit

$$u(t) \in \left\langle \frac{T_{EM}^{MIN}(\omega_G(t))}{T_{DEM}(t)}, \frac{T_{EM}^{MAX}(\omega_G(t))}{T_{DEM}(t)} \right\rangle = \langle u_L^{EM}(t), u_H^{EM}(t) \rangle. \quad (6.10)$$

Analogicky pro případ $T_{DEM}(t) < 0$

$$u(t) \in \left\langle \frac{T_{EM}^{MAX}(\omega_G(t))}{T_{DEM}(t)}, \frac{T_{EM}^{MIN}(\omega_G(t))}{T_{DEM}(t)} \right\rangle = \langle u_L^{EM}(t), u_H^{EM}(t) \rangle. \quad (6.11)$$

Připomeňme, že teoretický průběh závislosti T_{EM}^{MAX} , resp. T_{EM}^{MIN} na otáčkách ω_G je znázorněn v obrázku 24 jako křivka omezující jednotlivé hladiny účinnosti elektromotoru.

6.3 Omezení řídicího signálu vlivem parametrů akumul. baterie

Akumulátorová baterie, jakožto součást pohonného soustrojí vozidla, je dalším prvkem omezující možné hodnoty signálu $u(t)$. Povolené rozmezí úrovně nabití baterie definuje mezní hodnoty, které nesmí $SoC(t)$ v žádném časovém okamžiku t překročit. Prostřednictvím tohoto požadavku a známé úrovně nabití akumulátorové baterie $SoC(t)$ lze vypočítat interval povolených hodnot proudu $I_{BATT}(t)$, který zajistí, že $SoC(t+1)$ nepřekročí povolený rozsah definovaný v (5.42). Hodnota maximálního vybíjecího proudu je dále omezena požadavkem na efektivní provoz baterie diskutovaného v kapitole 5.5.1 znázorněného obrázkem 20. Na základě známého intervalu přípustných hodnot proudu $I_{BATT}(t)$ lze odvodit vzorce pro stanovení mezních hodnot intervalu signálu $u(t)$.

6.3.1 Maximální proud daný aktuálním stavem nabití akumulátorové baterie

Označme SoC_L a SoC_H mezní úrovně nabití akumulátorové baterie, jejichž hodnoty jsou definovány v (5.42) a $SoC(t)$ aktuální úroveň nabití akumulátorové baterie v čase t . Jak již bylo naznačeno v úvodu kapitoly, $SoC(t)$ nesmí v žádném časovém okamžiku tyto meze

překročit a pro odvození se tedy předpokládá, že.

$$SoC(t) \in \langle SoC_L, SoC_H \rangle. \quad (6.12)$$

Při vybíjení je nutné volit maximálně takový vybíjecí proud, jež za jednu vzorkovací periodu vybije akumulátorovou baterii ze stavu $SoC(t)$ do stavu $SoC(t+1) = SoC_L$. Maximální vybíjecí proud lze, na základě vzorce (5.40) vyjádřit jako

$${}^{SoC}I_{MAX}^D(t) = -\frac{[SoC_L - SoC(t)] \cdot 3600 \cdot Q_{BATT}}{\eta_{BATT}^D \cdot T_S}. \quad (6.13)$$

Pro případ dobíjení je nutné též volit maximálně takový proud, který za jednu vzorkovací periodu nabije baterii ze stavu $SoC(t)$ do stavu $SoC(t+1) = SoC_H$. Výpočet tohoto proudu vychází též ze vzorce (5.40)

$${}^{SoC}I_{MAX}^{CH}(t) = -\frac{[SoC_H - SoC(t)] \cdot 3600 \cdot Q_{BATT}}{\eta_{BATT}^{CH} \cdot T_S}. \quad (6.14)$$

6.3.2 Maximální proud daný požadavkem na efektivní provoz baterie

Na základě obrázku 19 a 20 uvedeného v kapitole 5.5.1 uvedme vztah pro výpočet maximálního vybíjecího proudu, který nesmí být překročen na základě požadavku efektivního provozu akumulátorové baterie

$${}^E I_{MAX}^D(t) = \frac{U_{OC}}{2 \cdot R_{INT}}. \quad (6.15)$$

Tento proud odpovídá případu, kdy diskriminant v (5.35) je nulový. Při nabíjení, jak bylo vysvětleno v kapitole 5.5.1, uvažujeme pouze jediné řešení kvadratické rovnice (5.34), protože nelze definovat maximální hodnotu nabíjecího proudu vlivem požadavku efektivního provozu baterie.

6.3.3 Interval přípustných hodnot proudu I_{BATT}

Nyní stanovme na základě rovnic (6.13), (6.14), (6.15) interval možných hodnot proudu I_{BATT} , na základě kterého dále stanovíme meze intervalu signálu $u(t)$

$$I_{BATT}(t) \in \langle I_{MAX}^{CH}(t), I_{MAX}^D(t) \rangle = \langle {}^{SoC}I_{MAX}^{CH}(t), \min \left({}^{SoC}I_{MAX}^D(t), {}^E I_{MAX}^D(t) \right) \rangle. \quad (6.16)$$

6.3.4 Výpočet mezních hodnot intervalu řídicího signálu

Dalším krokem ke stanovení intervalu přípustných hodnot signálu $u(t)$ je stanovení maximálního výkonu P_{TOT}^{MAX} odpovídajícího hodnotám I_{MAX}^D , resp. I_{MAX}^{CH} . Úpravou vztahu (5.32) lze celkový výkon $P_{TOT}(t)$ definovat jako

$$P_{TOT}(t) = (U_{OC} - R_{INT} \cdot I_{BATT}(t)) \cdot I_{BATT}(t) \quad (6.17)$$

Z hlediska výkonu elektromotoru P_{EM} , jeho účinnosti η_{EM} a režijního výkonu P_{AUX} lze výkon P_{TOT} vyjádřit jako

$$P_{TOT}(t) = \frac{\overbrace{T_{DEM}(t) \cdot u(t) \cdot \omega(t)}^{T_{EM}(t)}}{\eta_{EM}(\omega_G(t), T_{EM}(t))} + P_{AUX}. \quad (6.18)$$

Položíme-li výraz (6.17) rovný výrazu (6.18), lze vyjádřit

$$u(t) = \frac{[(U_{OC} - R_{INT} \cdot I_{BATT}(t)) \cdot I_{BATT}(t) - P_{AUX}] \cdot \eta_{EM}(\omega_G(t), T_{DEM}(t)) \cdot u(t)}{T_{DEM}(t) \cdot \omega_G(t)}. \quad (6.19)$$

Jak je možné si povšimnout ve vzorci (6.19), parametrem funkce účinnosti elektromotoru η_{EM} je mj. $u(t)$. Vzhledem k požadavku na udržení úrovně nabití baterie v definovaných mezích ve všech uvažovaných případech je nejopatrnějším řešením použít minimální, resp. maximální hodnotu $\eta_{EM}(T_{EM}, \omega_G)$ pro případ vybíjení, resp. nabíjení. Poznamenejme, že je nutné najít minimum resp. maximum účinnosti elektromotoru přes všechny možné točivé momenty T_{EM} při známých otáčkách $\omega_G(t)$, tedy minimum resp. maximum funkce jednoho parametru.

Dále analyzujeme situaci, kdy se úroveň nabití baterie $SoC(t)$ blíží k jedné z krajních přípustných hodnot. Pro tyto účely definujeme na základě (5.35) celkový proud jako

$$I_{BATT}(t) = I_{EM}(t) + I_{AUX}, \quad (6.20)$$

kde $I_{EM}(t)$ je proud odebíraný (popř. dodávaný) elektromotorem a I_{AUX} je proud odebíraný režijní zátěží vozidla. V situaci, kdy se $SoC(t)$ přiblíží SoC_L natolik, že $I_{MAX}^D(t) < I_{AUX}$, je nutné použít takovou hodnotu řízení, která zajistí, že i s ohledem na ztráty při dobíjení neklesne $SoC(t+1)$ pod SoC_L . Elektromotorem v generátorovém režimu je tedy nutné dodávat minimálně takový proud, který pokryje kromě rozdílu mezi I_{AUX} a $I_{MAX}^D(t)$ i ztráty při dobíjení. Analogicky pak pro situaci, kdy se $SoC(t)$ blíží k SoC_H . Pro oba tyto

speciální případy je nutné vzorec (6.19) rozšířit na tvar

$$u(t) = \frac{\left[(U_{OC} - R_{INT} \cdot I_{BATT}(t)) \cdot I_{BATT}(t) - \frac{P_{AUX}}{\eta_{BATT}^D} \right] \cdot \eta_{EM}(\omega_G(t), T_{DEM}(t) \cdot u(t))}{T_{DEM}(t) \cdot \omega_G(t)}, \quad (6.21)$$

kde η_{BATT}^D představuje účinnost baterie pro případ kdy $I_{BATT} < 0$ definovanou v (5.41).

Za účelem zpřehlednění celého odvození nejprve uvedme vzorce pro případ $T_{DEM} > 0$, definující mezní hodnoty $u_L^{BATT}(t)$ resp. $u_H^{BATT}(t)$ intervalu, který s ohledem na parametry baterie, nesmí řídicí signál $u(t)$ v daném čase překročit. Dosazením (6.13) resp. (6.14) do (6.21) za $I_{BATT}(t)$ získáme

$$u_L^{BATT}(t) = \frac{\left[(U_{OC} - R_{INT} \cdot I_{MAX}^{CH}(t)) \cdot I_{MAX}^{CH}(t) - \frac{P_{AUX}}{\eta_{BATT}^D} \right] \cdot \max_{T_{EM}}(\eta_{EM}(T_{EM}, \omega_G(t)))}{T_{DEM}(t) \cdot \omega_G(t)} \quad (6.22)$$

resp.

$$u_H^{BATT}(t) = \frac{\left[(U_{OC} - R_{INT} \cdot I_{MAX}^D(t)) \cdot I_{MAX}^D(t) - \frac{P_{AUX}}{\eta_{BATT}^D} \right] \cdot \min_{T_{EM}}(\eta_{EM}(T_{EM}, \omega_G(t)))}{T_{DEM}(t) \cdot \omega_G(t)}. \quad (6.23)$$

Pro případ $T_{DEM}(t) < 0$ lze uvažovat pouze nabíjení baterie, protože v takovém případě nepřipouštíme situaci $T_{EM}(t) > 0$ (viz meze intervalu (6.5)) a proto není třeba spodní mez dále uvažovat. Postup odvození horní meze $u_H(t)$ intervalu řídicího signálu je analogický k situaci $T_{DEM}(t) > 0$. Poznamenejme, že při nabíjení baterie je nejopatrnějším řešením problému závislosti η_{EM} na parametru $u(t)$ použít maximální účinnost elektromotoru přes všechny možné točivé momenty T_{EM} při daných otáčkách $\omega_G(t)$.

$$u_H^{BATT}(t) = \frac{\left[(U_{OC} - R_{INT} \cdot I_{MAX}^{CH}(t)) \cdot I_{MAX}^{CH}(t) - \frac{P_{AUX}}{\eta_{BATT}^D} \right] \cdot \max_{T_{EM}}(\eta_{EM}(T_{EM}, \omega_G(t)))}{T_{DEM}(t) \cdot \omega_G(t)}. \quad (6.24)$$

Poznamenejme, že výsledné tvary spodní, resp. horní meze omezení řídicího signálu $u_L^{BATT}(t)$, resp. $u_H^{BATT}(t)$ vycházejí záměrně z rozšířeného vzorce (6.21), jehož výsledkem je užší interval, než by tomu bylo v případě, kdy by vzorce vycházely z (6.19). Výhodou dříve uvedeného jsou vzorce platné jak pro případ, kdy se $SoC(t)$ blíží k jedné z přípustných mezí, tak i pro případ, kdy je $SoC(t)$ od těchto mezí dostatečně vzdálena.

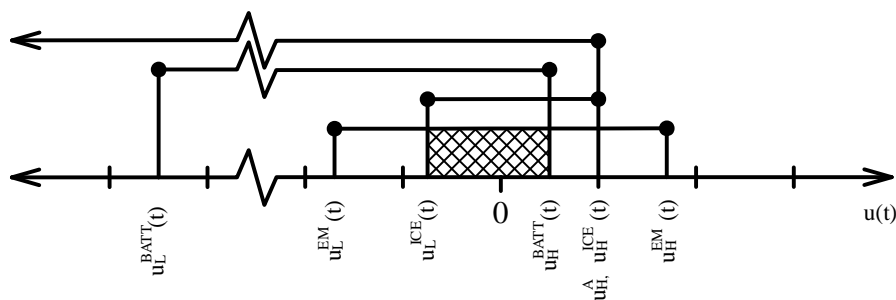
6.4 Výsledné omezení řídicího signálu

Rozdělme opět situaci na případ, kdy $T_{DEM}(t) > 0$ a $T_{DEM}(t) < 0$. Pro případ $T_{DEM}(t) > 0$ definujme výsledný interval omezení řídicího signálu $u(t)$

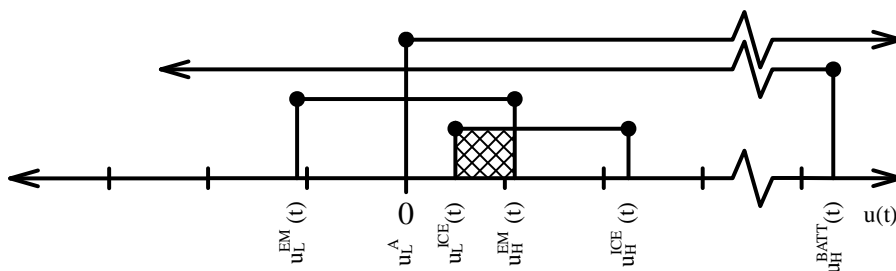
$$u(t) \in \left\langle \max \left(u_L^A, u_L^{EM}(t), u_L^{ICE}(t), u_L^{BATT}(t) \right), \min \left(u_H^A, u_H^{EM}(t), u_H^{ICE}(t), u_H^{BATT}(t) \right) \right\rangle. \quad (6.25)$$

Pro případ $T_{DEM}(t) < 0$ definujme interval omezení řídicího signálu $u(t)$

$$u(t) \in \left\langle \max \left(u_L^A, u_L^{EM}(t), u_L^{ICE}(t) \right), \min \left(u_H^A, u_H^{EM}(t), u_H^{ICE}(t), u_H^{BATT}(t) \right) \right\rangle. \quad (6.26)$$



Obrázek 28: Výsledný interval omezení signálu $u(t)$ pro $T_{DEM}(t) > 0$



Obrázek 29: Výsledný interval omezení signálu $u(t)$ pro $T_{DEM}(t) < 0$

Vzorec (6.25) resp. (6.26) pro jeden konkrétní časový okamžik lze ilustrovat obrázkem 28 resp. 29 kde šrafovaná oblast představuje výsledný interval přípustných hodnot řídicího signálu $u(t)$.

Poznamenejme, že se nabízí nezahrnout meze u_L^A resp. u_H^A ve vzorcích (6.25) resp. (6.26), protože jejich absence neovlivní konečný výsledek.

7 Simulační algoritmus

Simulační algoritmus byl vytvořen pro systém MATLAB a je tvořen samostatnými funkcemi a hlavním ovládacím skriptem jednotlivé funkce využívající. Jednotlivé funkce je možné chápat jako posloupnosti příkazů uložené v m-souboru (*m-file*) realizující pro konkrétní hodnoty vstupních proměnných daný výpočet nebo jeho část. Výsledky výpočtu jsou vraceny prostřednictvím výstupních (návratových) proměnných. Všechny proměnné definované uvnitř funkce jsou lokální (neukládají se v hlavním pracovním prostředí) a existují pouze po dobu spuštění funkce ve vlastním pracovním prostředí dané funkce, které po vykonání sekvence příkazů zaniká. Poznamenejme, že funkce může volat jiné funkce, a to jak uživatelsky definované, tak z jednotlivých knihoven systému MATLAB.

Skripty jsou sekvence příkazů uložené v m-souboru (*m-file*) pracující s proměnnými uloženými v hlavním pracovním prostředí. Každý skript může spouštět jiný skript nebo funkci. Po skončení skriptu hlavní pracovní prostředí nezaniká a je dále k dispozici.

Jednotlivé funkce, kterými je simulační algoritmus tvořen, lze rozdělit do skupin odpovídající jednotlivým částem řešené problematiky. Těmito skupinami budeme rozumět funkce reprezentující:

- model vozidla,
- omezení řídicího signálu,
- dynamické programování.

V dalších částech této kapitoly budou postupně popsány jednotlivé funkce. Poslední část této kapitoly je věnována podpůrným funkcím a popisu konfiguračního souboru.

7.1 Model vozidla

Cílem modelu vozidla je výpočet potřebného točivého momentu $T_G(t)$, úhlové rychlosti otáčení hřídele převodovky $\omega_G(t)$ a úhlového zrychlení vstupní hřídele převodovky $\dot{\omega}_G(t)$ na základě známé rychlosti $v(t)$, zrychlení $a(t)$ a zařazeného rychlostního stupně $i(t)$. Za tímto účelem byly vytvořeny funkce:

- **Vehicle.m** - Výpočet potřebné síly $F_D(t)$ na základě rychlosti $v(t)$ a zrychlení $a(t)$ (viz. (5.1)).
- **VehicleWheel.m** - Výpočet potřebného točivého momentu $T_W(t)$, úhlové rychlosti $\omega_W(t)$ a zrychlení $\dot{\omega}_W(t)$ otáčení kol hnané nápravy na základě síly $F_D(t)$, rychlosti

$v(t)$ a zrychlení $a(t)$ (viz. (5.7), (5.11), (5.12)).

- **VehicleGearBox.m** - Výpočet potřebného točivého momentu $T_G(t)$, úhlové rychlosti $\omega_G(t)$ a zrychlení $\dot{\omega}_G(t)$ na základě točivého momentu $T_W(t)$, úhlové rychlosti $\omega_W(t)$ a zrychlení $\dot{\omega}_W(t)$ a převodového poměru i (viz. (5.13) - (5.16)).

Funkce reprezentující spalovací motor, elektromotor a akumulátorovou baterii jsou využívány při výpočtu optimálního řízení a omezení řídicího signálu, proto budou zmíněny v dalších kapitolách.

7.2 Omezení řídicího signálu

Za účelem výpočtu přípustného intervalu řídicího signálu v každém časovém okamžiku t na základě celkového požadovaného točivého momentu $T_{DEM}(t)$ (viz. (6.3)), úrovně nabití baterie $SoC(t)$, úhlové rychlosti $\omega_{GB}(t)$ a úhlového zrychlení $\dot{\omega}_{GB}(t)$ byla vytvořena funkce **CalculateUBounds.m** využívající funkce:

- **GetMinEmEff.m** - Výpočet minimální účinnosti elektromotoru η_{EM}^{MIN} při úhlové rychlosti $\omega_G(t)$, který je součástí výpočtu omezení řídicího signálu vlivem parametrů akumulátorové baterie (viz. (6.23)).
- **GetMaxEmEff.m** - Výpočet maximální účinnosti elektromotoru η_{EM}^{MAX} při úhlové rychlosti $\omega_G(t)$, který je součástí výpočtu omezení řídicího signálu mezi vlivem parametrů akumulátorové baterie (viz. (6.22), (6.24)).
- **GetEmEff.m** - Výpočet účinnosti elektromotoru η_{EM} na základě úhlové rychlosti $\omega_G(t)$ a točivého momentu $T_{EM}(t)$, využívaný funkcemi **GetMinEmEff.m** a **GetMaxEmEff.m**.
- **GetIceTorqueRange.m** - Výpočet rozsahu točivého momentu spalovacího motoru na základě úhlové rychlosti $\omega_G(t)$ ke stanovení omezení řídicího signálu vlivem parametrů spalovacího motoru (viz. (6.8), (6.9)).
- **GetEmTorqueRange.m** - Výpočet rozsahu točivého momentu elektromotoru na základě úhlové rychlosti $\omega_G(t)$ ke stanovení omezení řídicího signálu vlivem parametrů elektromotoru (viz. (6.10), (6.11)).
- **CalculateMaxCurrent.m** - výpočet maximálního vybíjecího, resp. nabíjecího proudu na základě aktuální úrovně nabití baterie $SoC(t)$ ke stanovení omezení řídicího signálu mezi vlivem parametrů ak. baterie (viz. (6.13) - (6.16)).

Poznamenejme, že přepočítání točivého momentu $T_G(t)$ na celkový točivý moment $T_{DEM}(t)$ je realizován v hlavním ovládacím skriptu.

7.3 Dynamické programování

Algoritmus reprezentující výpočet optimálního řízení metodou dynamického programování sestává z těchto funkcí:

- **CalculateVF.m** - Ohodnocení koncových stavů x_F na základě zvoleného tvaru funkce q_F (viz. (2.7)).
- **CalculateVK.m** - Rekurzivní výpočet optimální hodnoty Bellmanovy funkce V_K^* (viz. (2.5)) a optimálního řízení u_K^* (viz. (2.8)) pro kombinaci hodnot celkového požadovaného točivého momentu $T_{DEM}(t)$, rychlosti otáčení hřídele motorů $\omega_G(t)$, úrovně nabití baterie $SoC(t)$ a hodnoty Bellmanovy funkce v následujícím časovém okamžiku $V_K(t+1)$, používá **ICE.m** a **System.m**.
- **ICE.m** - Výpočet rychlosti spotřeby paliva $\dot{m}_f(t)$ na základě celkového požadovaného točivého momentu $T_{DEM}(t)$, hodnoty řídicího signálu $u(t)$ a otáček klikové hřídele motoru $\omega_G(t)$ (viz. kapitola 5.4).
- **System.m** - Výpočet úrovně nabití baterie v následujícím časovém okamžiku $SoC(t+1)$ na základě hodnoty řídicího signálu $u(t)$, úrovně nabití baterie v aktuálním časovém okamžiku $SoC(t)$, celkového požadovaného točivého momentu $T_{DEM}(t)$ a rychlosti otáčení hřídele elektromotoru $w_G(t)$, využívající funkce **EM.m** a **Batt.m**.
- **EM.m** - Výpočet příkonu elektromotoru na základě hodnoty řídicího signálu $u(t)$, celkového požadovaného točivého momentu $T_{DEM}(t)$ a rychlosti otáčení hřídele elektromotoru $w_G(t)$ (viz. (5.43)).
- **Batt.m** - Výpočet následující úrovně nabití baterie $SoC(t+1)$ na základě příkonu elektromotoru $P_{EM}^{IN}(t)$ a aktuální úrovně nabití baterie $SoC(t)$ (viz. (5.40)).

7.4 Ovládací a podpůrné funkce, konfigurační soubor

Skript **Main.m** je úrovně nadřazený ostatním funkcím, které sdružuje za účelem realizace kompletní simulace. Grafická vizualizace výsledků je realizována po ukončení výpočtu optimalizační rekurze funkcí **Vizualizace.m**. Při výpočtu omezení řídicího signálu je funkcí **CheckInput.m** testováno, zda předávaný parametr konkrétní úrovně nabití akumulátorové

baterie funkci `CalculateUBounds.m` náleží povolenému intervalu hodnot úrovně nabití akumulátorové baterie.

Konfigurační soubor `cfg.m` slouží k inicializaci hodnot jednotlivých proměnných, které představují parametry vozidla, parametry akumulátorové baterie, převodové poměry jednotlivých převodových stupňů nebo vyhledávací tabulky sloužící k určení účinnosti obou motorů.

8 Výsledky simulace

Při srovnání dosažených výsledků se budeme primárně zabývat dosaženou úsporou paliva vozidla poháněného hybridním pohonem oproti stejnému vozidlu poháněného spalovacím motorem s i bez funkce *Start-Stop*. Funkcí *Start-Stop* jsou vybavována moderní, konvenčně poháněná vozidla a je zejména vhodná pro městský provoz, ve kterém vozidlo často zastavuje na delší dobu (křižovatky, jízda v koloně v době dopravní špičky, ...). Je patrné, že v době, kdy vozidlo stojí na místě je spalovací motor konvenčně poháněného vozidla bez systému *Start-Stop* provozován v režimu naprázdno. Při chodu naprázdno je nutné k udržení volnoběžných otáček spalovat takové množství paliva, které vytvoří moment odpovídající $T_{ICE,0}$ při volnoběžných otáčkách.

Za účelem co nejvyšší objektivity srovnání je uvažováno, že hmotnost vozidla poháněného pouze spalovacím motorem je ve srovnání s vozidlem poháněným hybridním pohonem (viz. parametry (5.6)) nižší.

$$\Delta m = m_{VEH}^{HEV} - m_{VEH}^{ICE} = m_{BATT} + m_{EM} + m_{ADD} = 100 [kg] \quad (8.1)$$

Rozdíl v hmotnosti obou vozidel byl určen na základě hmotnosti jednotlivých prvků, které jsou na palubě vozidla poháněného hybridním pohonem navíc oproti vozidlu poháněného pouze spalovacím motorem. Těmito prvky budeme rozumět:

- akumulátorová baterie o hmotnosti m_{BATT} ,
- elektromotor o hmotnosti m_{EM} ,
- doplňkové součásti o hmotnosti m_{ADD} (kabelové svazky, rám akumulátorové baterie, ovládací elektronika, chladičové prvky, ...).

Hmotnost akumulátorové baterie lze určit na základě hmotnostní výkonové hustoty ρ_{Pm}^{BATT} , jejíž hodnoty jsou pro standardní akumulátorové baterie typu NiMH uvedeny v [34] jako

$$\rho_{Pm}^{BATT} = 50 \div 60 [Wh/kg]. \quad (8.2)$$

Pro výpočet hmotnosti konkrétní akumulátorové baterie, jejíž parametry jsou uvedeny v (5.37), bude využita spodní hodnota uvedeného intervalu hmotnostní výkonové hustoty

$$m_{BATT} = \frac{U_{OC} \cdot Q_{BATT}}{\rho_{Pm}^{BATT}} = 26 \text{ [kg]}. \quad (8.3)$$

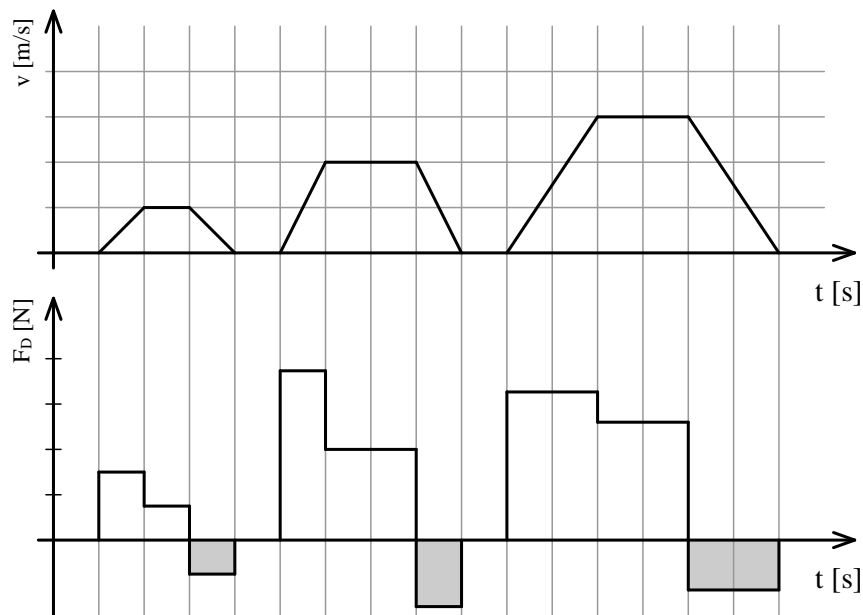
Hmotnost elektromotoru uvažovaného typu o výkonu 24kW byla stanovena na základě [35]

$$m_{EM} = 49 \text{ [kg]}. \quad (8.4)$$

Hmotnost doplňkových součástí byla stanovena jako

$$m_{ADD} = 25 \text{ [kg]}. \quad (8.5)$$

Je zřejmé, že kromě nižší hmotnosti konvenčně poháněného vozidla, není do celkového potřebného točivého momentu T_{DEM} započítán moment potřebný k urychlení rotačních součástí elektromotoru T_{EM}^{ROT} . Tento se uplatňuje, jak bylo zmíněno v rovnici (6.1), pouze pro případ vozidla vybaveného hybridním pohonem.



Obrázek 30: Rekuperace kinetické energie

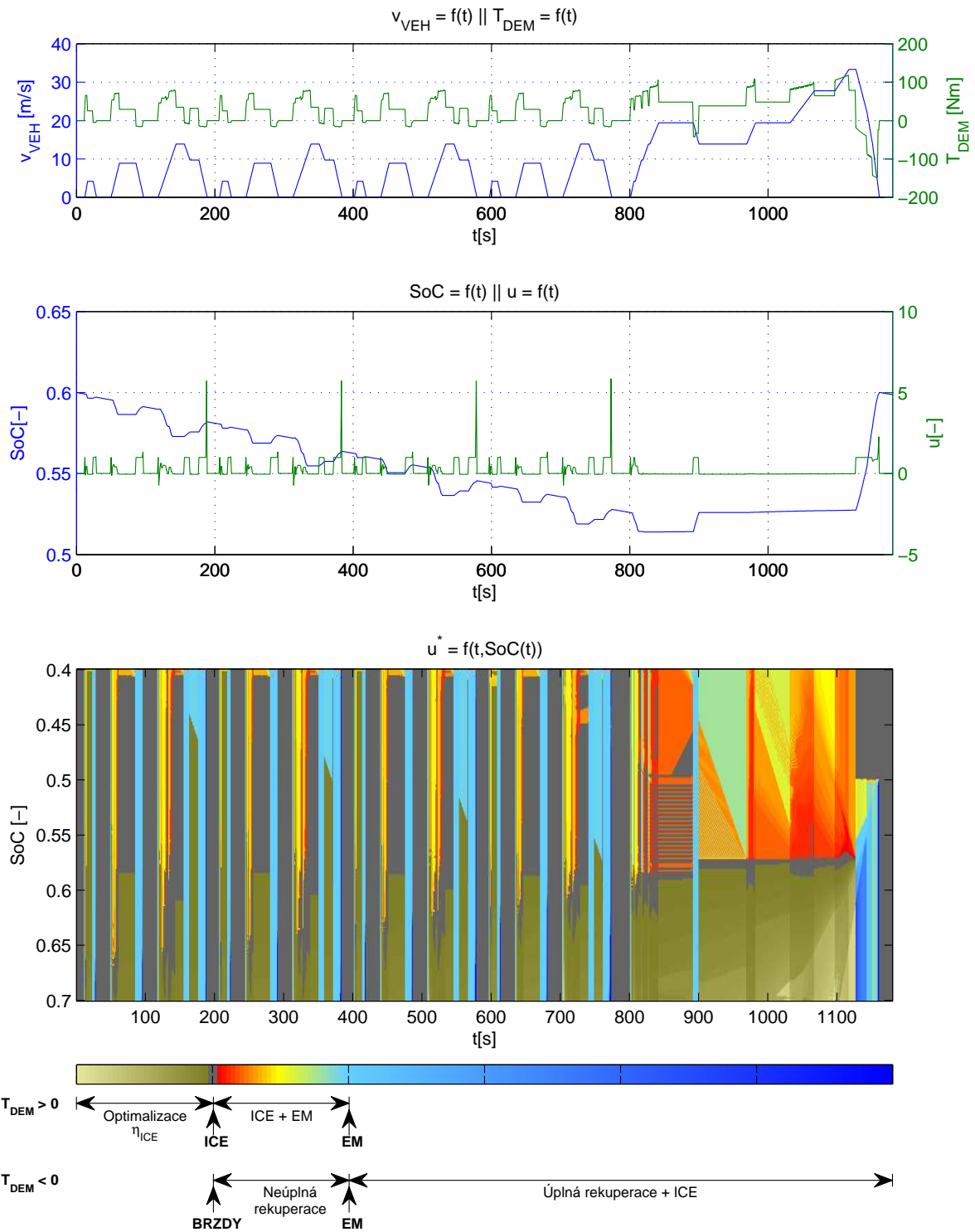
Z principu funkce hybridního pohonu a obrázku 30 lze usuzovat, že největší úspory bude, vozidlo poháněné hybridním pohonem oproti konvenčně poháněnému vozidlu vybaveného

pouze spalovacím motorem, dosahovat při jízdě, jejíž charakter umožňuje zpětně rekuperovat kinetickou energii vozidla a uchovat ji pro pozdější využití. S takovým charakterem jízdy se lze nejčastěji setkat při městské jízdě, kdy je nutné často zpomalovat popř. zcela zastavit a opět zrychlovat popř. rozjíždět se.

V kapitole 3 a 4 je ke každému uvažovanému cyklu uvedena tabulka shrnující základní parametry cyklu. Jedním z těchto parametrů je i *rekuperační poměr* představující procentuální množství celkové energie, kterou je možné rekuperovat. Rekuperace je všeobecně ztrátový proces. Připomeňme, že při nabíjení akumulátorové baterie je část nabíjecího výkonu vlivem vnitřního odporu a chemické účinnosti nabíjení přeměňována uvnitř akumulátorové baterie na teplo. Jak bylo naznačeno v kapitole 5.5.1 účinnost nabíjení resp. vybíjení akumulátorové baterie klesá s velikostí nabíjecího resp. vybíjecího výkonu. Z dříve uvedeného je patrné, že účinnost rekuperace energie závisí zejména na velikosti rekuperovaného výkonu, jakožto hlavním parametrem ovlivňujícím celkovou účinnost při nabíjení akumulátorové baterie. Celková energetická bilance rekuperace kinetické energie na chemickou a její zpětná přeměna na mechanickou práci je znázorněna na obrázku 11.

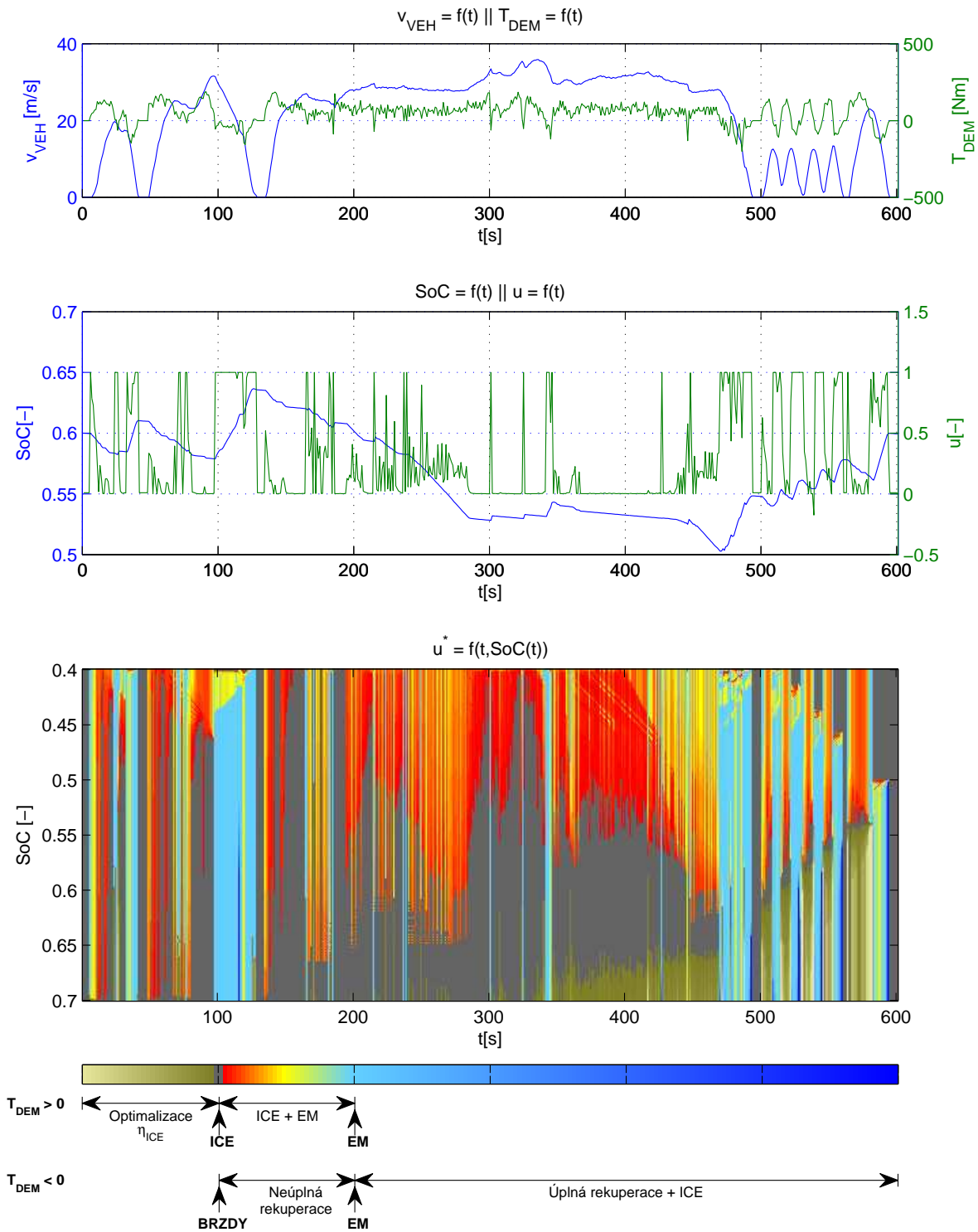
V následujících částech této kapitoly budou uvedeny pro jednotlivé testovací cykly na základě známé počáteční úrovně nabití akumulátorové baterie časové průběhy optimálního řídicího signálu a úrovně nabití akumulátorové baterie. Dále je pro každý testovací cyklus uvedena mapa znázorňující optimální hodnotu řídicího signálu pro každý časový okamžik a libovolnou přípustnou hodnotu nabití akumulátorové baterie. V poslední části této kapitoly je pro každý testovací cyklus uvedena procentní úspora paliva pro vozidlo poháněné hybridním pohonem resp. klasickým pohonem s funkcí *Start-Stop* proti vozidlu poháněnému spalovacím motorem bez funkce *Start-Stop*. Dále je uvedena procentní úspora paliva pro vozidlo poháněné hybridním pohonem proti vozidlu poháněnému spalovacím motorem s funkcí *Start-Stop*.

8.1 Testovací cyklus NEDC



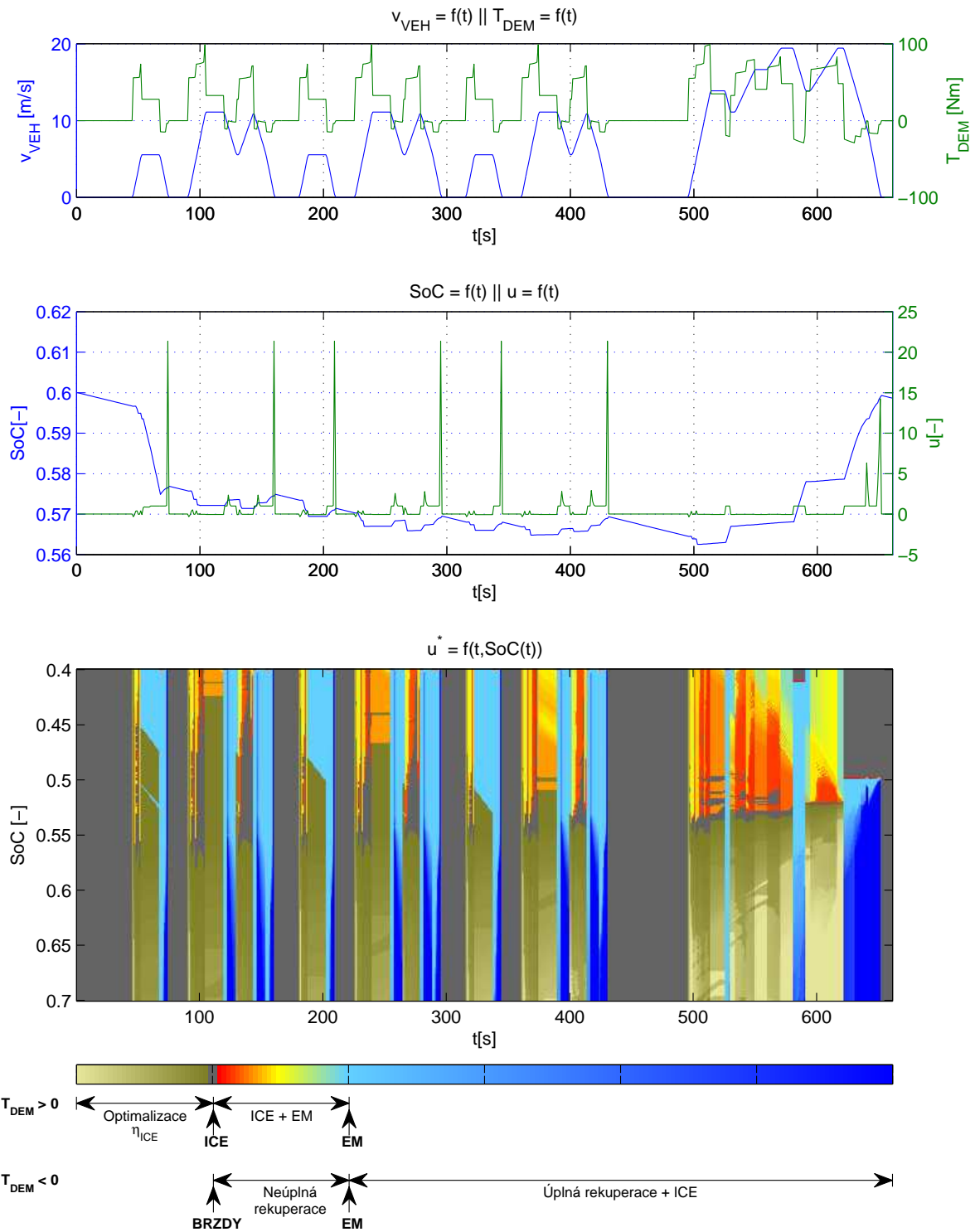
Obrázek 31: Výsledky simulace na standardizovaném testovacím cyklu NEDC

8.2 Testovací cyklus US06



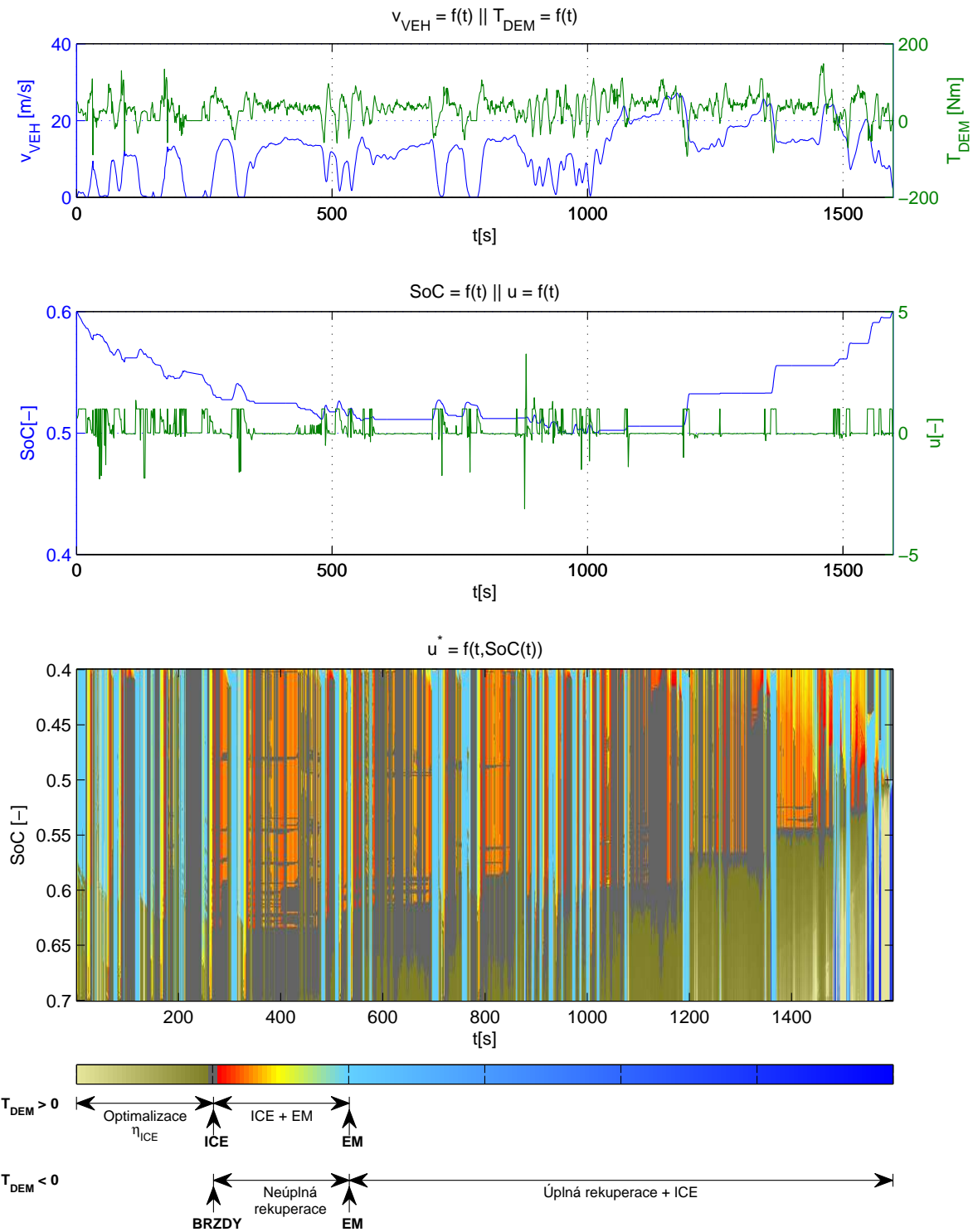
Obrázek 32: Výsledky simulace na standardizovaném testovacím cyklu US06

8.3 Testovací cyklus JP 10 15 Mode



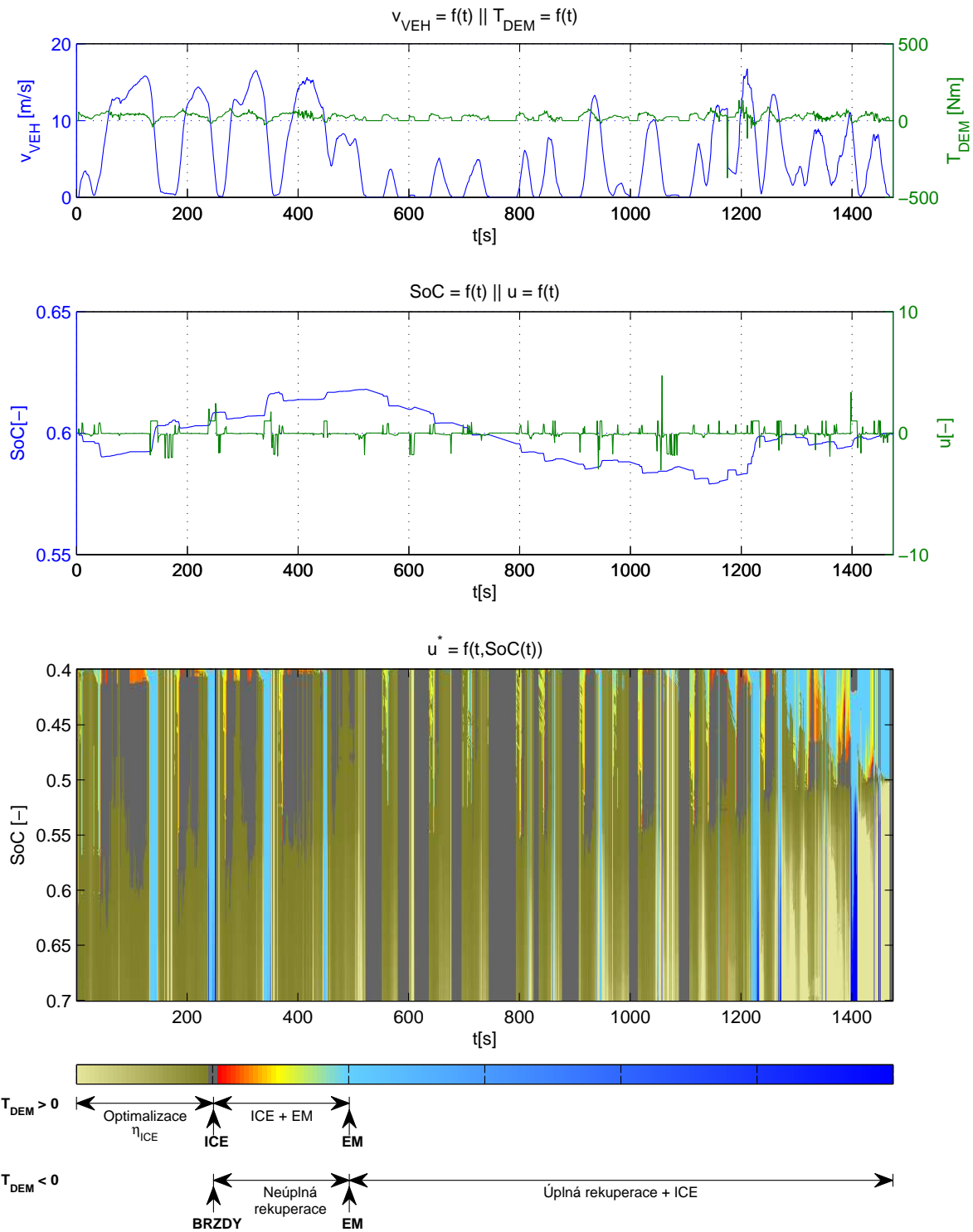
Obrázek 33: Výsledky simulace na standardizovaném testovacím cyklu JP 10 15 Mode

8.4 Naměřený testovací cyklus DCR1



Obrázek 34: Výsledky simulace na naměřeném testovacím cyklu DCR1

8.5 Naměřený testovací cyklus DCR2



Obrázek 35: Výsledky simulace na naměřeném testovacím cyklu DCR2

8.6 Srovnání dosažených výsledků jednotlivých testovacích cyklů

Předmětem této kapitoly je srovnání procentní úspory paliva na uvažovaných standardizovaných i naměřených testovacích cyklech. Procentní úspora paliva pro daný cyklus je uváděna jakožto srovnání úspory paliva pro vozidlo poháněné spalovacím motorem s funkcí *Start-Stop* oproti stejnému vozidlu poháněného stejným spalovacím motorem bez funkce *Start-Stop*. Dále je uvedena procentní úspora paliva pro vozidlo poháněné optimálně řízeným hybridním pohonem oproti stejnému vozidlu, které je poháněné spalovacím motorem s i bez funkce *Start-Stop*.

Připomeňme, že dále uvedené srovnání uvažuje vliv vyšší hmotnosti vozidla poháněného paralelním hybridním pohonem oproti vozidlu poháněného pouze spalovacím motorem (viz. (8.1)) a dále vliv momentu setrvačnosti elektromotoru, který při akceleraci zvyšuje celkový potřebný točivý moment T_{DEM} .

Procentní úsporá paliva S na zvoleném testovacím cyklu je vždy uváděna jako úspora paliva konkrétního pohonu vztažená k jinému pohonu a lze ji vypočítat dle vzorce

$$S_{HEV/ICE} = 1 - \frac{m_f^{HEV}}{m_f^{ICE}} \cdot 100, \quad (8.6)$$

kde m_f^{HEV} představuje množství spotřebovaného paliva na konkrétním testovacím cyklu vozidlem poháněným paralelním hybridním pohonem a m_f^{ICE} představuje množství spotřebovaného paliva na stejném testovacím cyklu vozidlem se stejnými parametry poháněného spalovacím motorem. Analogicky ke vzorci (8.6) lze vypočítat úsporu $S_{HEV/ICE_{s-s}}$ a $S_{ICE_{s-s}/ICE}$.

Průměrná spotřeba paliva \bar{m}_f je obvykle v evropských státech definována jako množství spotřebovaného paliva v litrech (resp. dm^3) na vzdálenosti 100 km. Průměrnou spotřebu vozidla poháněného paralelním hybridním pohonem \bar{m}_f^{HEV} lze pro zvolený testovací cyklus vypočítat podle vzorce

$$\bar{m}_f^{HEV} = \frac{m_f^{HEV}}{\rho_f} \cdot \frac{100000}{l}, \quad (8.7)$$

kde m_f^{HEV} je množství spotřebovaného paliva vozidlem poháněným paralelním hybridním pohonem na zvoleném testovacím cyklu v $[kg]$, ρ_f je hustota paliva v $[g \cdot cm^{-3}]$ a l je délka cyklu v $[m]$. Analogicky ke vzorci (8.7) lze vypočítat průměrnou spotřebu $\bar{m}_f^{ICE_{s-s}}$ a \bar{m}_f^{ICE} . Poznamenejme, že pro další výpočty bude uvažováno

$$\rho_f = 0.7 [g \cdot cm^{-3}]. \quad (8.8)$$

8.6.1 Standardizované testovací cykly

		NEDC	US06	JN1015	
Celková ujetá vzdálenost		10931	12970	4164	[m]
Celkový čas jízdy		1180	601	661	[s]
Rekuperační poměr		31.7	30.8	44.7	[%]
Množství spotřebovaného paliva	HEV	0.429	0.591	0.173	[kg]
	ICE _{Start-Stop}	0.486	0.639	0.192	[kg]
	ICE	0.505	0.643	0.215	[kg]
Průměrná spotřeba paliva	HEV	5.60	6.503	5.918	[l/100km]
	ICE _{Start-Stop}	6.351	7.040	6.584	[l/100km]
	ICE	6.597	7.084	7.362	[l/100km]
Úspora paliva	ICE _{S-S} /ICE	3.73	0.63	10.84	[%]
	HEV/ICE _{S-S}	11.82	7.62	9.84	[%]
	HEV/ICE	15.10	8.2	19.61	[%]

Tabulka 7: Srovnání výsledků simulací na standardizovaných testovacích cyklech

8.6.2 Naměřené testovací cykly

		DCR1	DCR2	
Celková ujetá vzdálenost		18861	7951	[m]
Celkový čas jízdy		1599	1474	[s]
Rekuperační poměr		36	46.8	[%]
Množství spotřebovaného paliva	HEV	0.876	0.473	[kg]
	ICE _{Start-Stop}	0.925	0.492	[kg]
	ICE	0.934	0.524	[kg]
Průměrná spotřeba paliva	HEV	6.633	8.49	[l/100km]
	ICE _{Start-Stop}	7.008	8.833	[l/100km]
	ICE	7.077	9.42	[l/100km]
Úspora paliva	ICE _{S-S} /ICE	0.96	6.23	[%]
	HEV/ICE _{S-S}	5.35	3.89	[%]
	HEV/ICE	6.26	9.88	[%]

Tabulka 8: Srovnání výsledků simulací provedených na naměřených testovacích cyklech

8.7 Zhodnocení dosažených výsledků jednotlivých testovacích cyklů

Při srovnání průběhu rychlosti standardizovaného testovacího cyklu NEDC (graf 2) a naměřeného testovacího cyklu DCR1 (graf 5) si lze povšimnout, že reprezentují podobný charakter trasy. Testovací cyklus NEDC oproti naměřenému testovacímu cyklu DCR1 uvažuje pouze oblasti s konstantním zrychlením a konstantní rychlostí, které se v naměřených testovacích cyklech neobjevují, protože při reálné jízdě je důsledkem lidského faktoru a nastalých dopravních situací téměř nemožné udržet po delší dobu konstantní rychlost.

Je patrné, že práce, kterou je potřebné vykonat, aby se dané vozidlo pohybovalo danou konstantní rychlostí v po daný časový úsek T je nižší v porovnání s prací, kterou je zapotřebí vykonat, má-li se po časový úsek T pohybovat stejné vozidlo rychlostí, jež vykazuje kolísavý charakter se střední hodnotou v a rozptylem do 10% z uvažované střední hodnoty rychlosti. V takových situacích důsledkem odporových sil (viz. (5.1)) není možné kinetickou energii rekuperovat. Poznamenejme, že vliv nepřesnosti měření rychlosti GPS přijímačem byl kompenzován filtrováním naměřených dat.

Z tabulek 7 a 8 je patrné, že pro všechny testovací cykly lze optimálně řízeným hybridním pohonem dosáhnout vyšší úspory než pouze funkcí *Start-Stop*. Poznamenejme, že spalovací motor vozidla poháněného paralelním hybridním pohonem je vybaven funkcí *Start-Stop*. Dále je možné si povšimnout, že vliv optimálně řízeného hybridního pohonu je v porovnání s vlivem funkce *Start-Stop* na celkovou úsporu nezanedbatelný, v mnoha případech naopak dominantní. Dále je z tabulek 7 a 8 možné odvodit míry, jakými se na celkové úspoře podílí funkce *Start-Stop* a optimální řízení hybridního pohonu. Například pro testovací cyklus JN 10 15 Mode lze dosáhnout 10.84% úspory paliva využitím funkce *Start-Stop* a až 19.61% optimálně řízeným hybridním pohonem oproti stejnému vozidlu poháněnému pouze spalovacím motorem. Zdůrazněme, že vlivem vyšší hmotnosti a vyššího celkového momentu setrvačnosti rotačních součástí hybridního pohonu nelze jednotlivé uvedené úspory sčítat, resp. odečítat.

9 Závěr

Diplomová práce se zabývá návrhem optimální řídicí strategie poměrného využití spalovacího a elektrického motoru v paralelním hybridním pohonu s cílem zvýšení efektivity využití paliva. Za tímto účelem byl pomocí kombinace matematicko-fyzikálního modelování a identifikace z naměřených dat (lookup table) vytvořen lineární deterministický diskretní

model paralelního hybridního pohonu, pro který je navržen optimální regulátor metodou dynamického programování. Simulací na třech standardizovaných a dvou naměřených testovacích cyklech bylo zjištěno, že při optimálním řízení hybridního pohonu lze dosáhnout téměř 20% úspory paliva v porovnání se spotřebou vozu se stejnými parametry poháněného spalovacím motorem.

S ohledem na rozsáhlost problematiky optimálního řízení hybridního pohonu je možné práci rozšířit v těchto oblastech:

- model vozidla,
- optimální řídicí strategie,
- optimalizace výpočetní náročnosti.

Model vozidla je možné rozšířit tak, aby při výpočtu celkové potřebné síly F_D uvažoval i výškový profil trati. Stávající řešení uchování elektrické energie uvažující pouze akumulátorovou baterii rekuperuje dostupnou kinetickou energii neefektivně. Pro zvýšení účinnosti rekuperace je možné k baterii přidat superkapacitor vhodné velikosti, který je schopen pojmout okamžitou rekuperační energii s vyšší účinností, než s jakou by pojmula stejné množství energie za stejný čas akumulátorová baterie. Takové spojení přináší kromě zvýšení účinnosti rekuperace a tím spojené efektivnější využití paliva i prodloužení životnosti baterie [36].

Zvýšení efektivity využití paliva lze dosáhnout vedle optimalizace účinnosti spalovacích motorů a vývoje optimálně řízených hybridních pohonů i využitím odpadního tepla produkovaného spalovacím motorem, které lze parním pístovým nebo turbínovým motorem přeměnit na energii a využít ji při pohonu vozidla. Vývoj takového zařízení pojmenovaného *Turbosteamer* vede od roku 2000 společnost BMW, která udává až 15% úsporu paliva u vozidla poháněného čtyřválcovým řadovým spalovacím motorem o zdvihovém objemu 1.8 dm^3 [37]. Po ukončení vývoje tohoto zařízení plánovaného v roce 2015 se chystá společnost BMW tímto zařízením vybavit většinu svých nově vyráběných modelů.

Optimální řídicí strategii je možné rozšířit tak, aby kromě míry, kterou se oba motory mají podílet na dosažení celkového potřebného točivého momentu, definovala v každém časovém okamžiku i nejvhodnější rychlostní stupeň i . Důsledkem takového rozšíření bude rapidní nárůst dimenze stavového prostoru [11]. S tímto rozšířením úzce souvisí optimalizace výpočetní náročnosti numerického výpočtu.

Reference

- [1] SOLOMON, S. (ed.). *Climate change 2007-the physical science basis: Working group I contribution to the fourth assessment report of the IPCC*. Cambridge University Press, 2007.
- [2] STRUBEN, J., et al. Transition challenges for alternative fuel vehicle and transportation systems. *Environment and planning. B, Planning & design*, 2008, 35.6: 1070.
- [3] CRABTREE, G. W., Dresselhaus, M. S., Buchanan, M. V. The hydrogen economy. *Physics Today*, 2004, 57.12: 39-44.
- [4] SCHLAPBACH, L., ZÜTTEL, A. Hydrogen-storage materials for mobile applications. *Nature*, 2001, 414.6861: 353-358.
- [5] KOEHLER, S., et al. Optimized recuperation strategy for (hybrid) electric vehicles based on intelligent sensors. In: *Control, Automation and Systems (ICCAS), 2012 12th International Conference on. IEEE*, 2012. p. 218-223.
- [6] BELLMAN, R. E., Dreyfus, S., E. *Applied dynamic programming* (1962).
- [7] POWELL, W. B. The Challenges of Dynamic Programming. *Approximate Dynamic Programming: Solving the Curses of Dimensionality, Second Edition*, 2011, 1-23.
- [8] PRAUTSCH, P., Mošna, J. Učební text k předmětu Optimální systémy Dostupné z: https://courseware.zcu.cz/wps/PA_Courseware/DownloadDokumentu?id=7160
- [9] DREYFUS, S. Richard Bellman on the birth of dynamic programming. *Operations Research* 50.1 (2002): 48-51.
- [10] SKIENA, S. S. *Dynamic Programming*. Springer London, 2008.
- [11] KIRK, D. E. *Optimal control theory: an introduction*. Courier Dover Publications, 2012.
- [12] MATLAB Release 2010a, The MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts, United States
- [13] FORSYTHE, G. E., Malcolm, M. A. and Moler, C. B. *Computer Methods for Mathematical Computations*, Prentice-Hall, 1976.

- [14] BRENT, R. P., *Algorithms for Minimization without Derivatives*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1973
- [15] BARLOW, T. J., et al. *A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions*. 2009.
- [16] ECOPOINT INC., Canada *Emission Test Cycles* [online] [cit. 21.4.2014].
Dostupné z: <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/>
- [17] TREMBLAY, O., Dessaint, L. A., Dekkiche, A. I. A Generic Battery Model for the Dynamic Simulation of Hybrid Electric Vehicles. *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*, VPPC 2007, s. 284–289.
- [18] SUNDSTRÖM O., Guzzella, L., Soltic, P. Optimal Hybridization in Two Parallel Hybrid Electric Vehicles using Dynamic Programming. In: *Proceedings of the 17th IFAC world congress*. 2008. p. 4642-4647
- [19] WILLIAMSON Sheldon S., Emadi, A., Rajashekara, K. Comprehensive Efficiency Modeling of Electric Traction Motor Drives for Hybrid Electric Vehicle Propulsion Application *Vehicular Technology, IEEE Transactions on* 2007, Vol.56, No. 4, s.1561 - 1572
- [20] BOUQUAIN, D., Blunier, B., Miraoui, A. HEV series architectures evaluation: modeling, simulation and experimentation. *Vehicle Power and Propulsion Conference*, 2009. VPPC'09. IEEE. IEEE, 2009. p. 584-591.
- [21] ELBERT, P. učební text: Fuel Optimal Speed of a Vehicle. [online] [cit. 3.1.2014].
Dostupné z: http://www.idsc.ethz.ch/Courses/vehicle_propulsion_systems/lecture_materials/Solution_2.pdf
- [22] IRIMESCU, A., Liviu M., Pădure G. Automotive transmission efficiency measurement using a chassis dynamometer. *International Journal of Automotive Technology* 12.4 (2011): 555-559.
- [23] GUZZELLA, L., Onder, C. H. Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems. Springer, 2010.
- [24] LADENBURG, R. W., Lewis, B., Pease, R. N., Taylor, H. S. (1956). High Speed Aerodynamics and Jet Propulsion. Volume II. Combustion Processes. Princeton University, NJ.

- [25] LEE, J., Nelson, D. J. Rotating inertia impact on propulsion and regenerative braking for electric motor driven vehicles. *Vehicle Power and Propulsion*, 2005 IEEE Conference. IEEE, 2005. p. 7 pp.
- [26] NORTHCOTE, N. M. The modeling and control of an automotive drivetrain. 2006. PhD Thesis. Stellenbosch: University of Stellenbosch.
- [27] JANALÍK, J. Hydrodynamika a hydrodynamické stroje, Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydrodynamiky a hydraulických zařízení, Ostrava, 2008.
- [28] CHAN, C. C. The state of the art of electric, hybrid, and fuel cell vehicles. *Proceedings of the IEEE* 95.4 (2007): 704-718.
- [29] STEPHENSON, J. M. Switched reluctance motors. U.S. Patent No. 5,548,173. 20 Aug. 1996.
- [30] AHN, J. W. Switched reluctance motor. Osung Media (2004): 364.
- [31] Electric Motors for Hybrid Vehicles, ZF Friedrichshafen AG, [online] [cit. 2.4.2014] http://www.zf.com/media/media/en/productfinder__media/cars/cars_powertrain_modules_hybrid_technology/pdf_10/pkw_nkw_a_hybrid_2011_en_5c.pdf
- [32] BURT, C. M., et al. Electric motor efficiency under variable frequencies and loads. *Journal of irrigation and drainage engineering*, 2008, 134.2: 129-136.
- [33] BERTSEKAS, D. P. Convergence of discretization procedures in dynamic programming. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 1975, 20.3: 415-419.
- [34] YING, T.-K., et al. Studies on rechargeable NiMH batteries. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2006, 31.4: 525-530.
- [35] Remy International Inc., *Remy HVH250-090-SOM electric motor*, 2011 [online] [cit. 28.4.2014]. Dostupné z: http://www.remyinc.com/docs/hybrid/REM-03_HVH250_DataSht_master.pdf
- [36] CAMARA, M. B., et al. DC/DC converter design for supercapacitor and battery power management in hybrid vehicle applications—Polynomial control strategy. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, 2010, 57.2: 587-597.
- [37] FREYMANN, R., Strobl, W., Obieglo, A. The turbosteamer: a system introducing the principle of cogeneration in automotive applications. *MTZ*, 2008, 69: 20-27.